

UNIVERSIDAD POLITÉCNICA SALESIANA
SEDE CUENCA

CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA AUTOMOTRIZ

*Trabajo de titulación previo
a la obtención del título de
Ingeniero Mecánico Automotriz*

PROYECTO TÉCNICO:

**“ANÁLISIS Y SIMULACIÓN DE UN MONOCASCO DE FIBRA DE CARBONO
PARA UN MONOPLAZA FORMULA STUDENT”**

AUTORES:

CARLOS AYRTON JARAMILLO ANDRADE
ERICK JOSUÉ PIZARRO BARRERA

TUTOR:

ING. RAFAEL WILMER CONTRERAS URGILÉS, MSc.

CUENCA - ECUADOR

2021

CESIÓN DE DERECHOS DE AUTOR

Nosotros, Carlos Ayrton Jaramillo Andrade con documento de identificación N° 0106631443 y Erick Josué Pizarro Barrera con documento de identificación N° 0105616692, manifestamos nuestra voluntad y cedemos a la Universidad Politécnica Salesiana la titularidad sobre los derechos patrimoniales en virtud de que somos autores del trabajo de titulación: **“ANÁLISIS Y SIMULACIÓN DE UN MONOCASCO DE FIBRA DE CARBONO PARA UN MONOPLAZA FORMULA STUDENT”**, mismo que ha sido desarrollado para optar por el título de: *Ingeniero Mecánico Automotriz*, en la Universidad Politécnica Salesiana, quedando la Universidad facultada para ejercer plenamente los derechos cedidos anteriormente.

En aplicación a lo determinado en la Ley de Propiedad Intelectual, en nuestras condiciones de autores nos reservamos los derechos morales de la obra antes citada. En concordancia, suscribimos este documento en el momento que hacemos entrega del trabajo final en formato digital a la Biblioteca de la Universidad Politécnica Salesiana.

Cuenca, abril del 2021.

Carlos Ayrton Jaramillo Andrade

C.I. 0106631443

Erick Josué Pizarro Barrera

C.I. 0105616692

CERTIFICACIÓN

Yo declaro que bajo mi tutoría fue desarrollado el trabajo de titulación: **“ANÁLISIS Y SIMULACIÓN DE UN MONOCASCO DE FIBRA DE CARBONO PARA UN MONOPLAZA FORMULA STUDENT”**, realizado por Carlos Ayrton Jaramillo Andrade y Erick Josué Pizarro Barrera, obteniendo el *Proyecto Técnico*, que cumple con todos los requisitos estipulados por la Universidad Politécnica Salesiana.

Cuenca, abril del 2021.



Ing. Rafael Wilmer Contreras Urgilés, MSc.

C.I. 0104473328

DECLARATORIA DE RESPONSABILIDAD

Nosotros, Carlos Ayrton Jaramillo Andrade con documento de identificación N° 0106631443 y Erick Josué Pizarro Barrera con documento de identificación N° 0105616692, autores del trabajo de titulación: **“ANÁLISIS Y SIMULACIÓN DE UN MONOCASCO DE FIBRA DE CARBONO PARA UN MONOPLAZA FORMULA STUDENT”**, certificamos que el total contenido del *Proyecto Técnico*, es de nuestra exclusiva responsabilidad y autoría.

Cuenca, abril del 2021.



Carlos Ayrton Jaramillo Andrade

C.I. 0106631443



Erick Josué Pizarro Barrera

C.I. 0105616692

DEDICATORIA

El presente trabajo va dedicado a mis padres que a lo largo de toda mi vida me han apoyado para superar todas las dificultades y obstáculos, para poder alcanzar paso a paso las metas que me he propuesto; siendo ellos un modelo a seguir, puesto que ellos me han encaminado de la mejor manera y me han ayudado en mi crecimiento personal.

A mi hermana y amigos que me han apoyado con sus consejos y apoyo se han convertido en parte de mi desarrollo por mi vida universitaria.

Carlos Ayrton Jaramillo Andrade

AGRADECIMIENTO

Agradezco primeramente a mis padres por su amor y apoyo incondicional, que gracias a ellos he podido superar todos los obstáculos que se han presentado en esta etapa de mi vida y me han motivado continuamente a seguir con mi desarrollo académico.

Mi sincero y cordial agradecimiento a las autoridades y profesores de la Universidad Politécnica Salesiana por brindarme su colaboración y sus conocimientos para mi desarrollo profesional.

A mis amigos y compañeros con los cuales he compartido muchas experiencias, anécdotas y conocimientos a lo largo de mi desarrollo en la Universidad.

Carlos Ayrton Jaramillo Andrade

DEDICATORIA

El presente trabajo se lo dedico con todo mi amor y cariño principalmente a mi madre, Sandra Barrera Sarmiento, ya que gracias a todo su sacrificio y esfuerzo diario fue capaz de darme el regalo más valioso que alguien pudo darme, que es el estudio, sin ella nada de esto hubiera sido posible; por darme una carrera y todo lo que he necesitado a lo largo de mi vida para llegar a ser la persona que soy actualmente, siempre buscando lo mejor para mí y a pesar de que ha habido momentos duros y difíciles, siempre ha dado todo de ella y priorizado que yo tenga lo mejor y tenga todas las herramientas para alcanzar la persona que busco llegar a ser.

A mis amigos y profesores, actuales y pasados, quienes sin esperar algo a cambio contribuyeron de manera positiva en mi vida con su conocimiento, ayuda, amistad e inspiración a lo largo de todo este camino siempre abiertos a brindarme una mano en todo lo que llegara a necesitar y, guiarme y apoyarme a mis próximas metas.

Erick Josué Pizarro Barrera

AGRADECIMIENTO

Agradezco en primer lugar a mi madre Sandra Barrera Sarmiento, ya que sin su ayuda y soporte nada de esto sería posible y no me encontraría donde me encuentro actualmente.

Mi agradecimiento a los docentes de la carrera de Ingeniería Automotriz, especialmente a mi tutor el Ing. Wilmer Contreras Urgiles, quienes siempre estuvieron para brindarme su apoyo y conocimiento en pro del aprendizaje que me ofrecieron a lo largo de estos años, consiguiendo inspirar y guiarme en el camino que deseo seguir.

Para finalizar, agradezco también a mis amigos, que me apoyaron todo este tiempo y siempre buscaron lo mejor para mí desde que inicié este camino en 2015, gracias por todas las vivencias, experiencias e historias que me han dado en mi tiempo en la Universidad.

Erick Josué Pizarro Barrera

RESUMEN

En el presente proyecto se presenta el análisis y simulación de un monocasco de fibra de carbono para un monoplaza Formula Student, de acuerdo al reglamento de versión 2020-2021 [1].

En primer lugar, se realiza, por medio del método deductivo, una investigación del estado del arte acerca de la aplicación, diseño y proceso de construcción del chasis tipo monocasco, a través de las bases de datos digitales de la Universidad y de la reglamentación actualizada de la competencia FSAE [1].

Seguidamente, se realiza un pequeño análisis de los modelos más actuales y eficientes para lo cual, se procede a diseñar un chasis tipo monocasco por medio de bocetos a mano para después pasar el diseño más eficiente al software de modelado con una inspección proceso a proceso que cumpla con el reglamento FSAE en cuanto a la geometría propuesta y desde aquí analizar la existencia de optimizaciones al diseño.

Una vez definido el diseño se envía el CAD de la propuesta del chasis tipo monocasco al software de simulación y análisis, para de esta manera agregarle material mediante la aplicación de sándwich para comprobar que sea capaz de mantener la estructura estable y, por medio del método inductivo, poder determinar sus puntos de optimización y evaluar la distribución de esfuerzos en la estructura mediante el análisis de elementos finitos y contar con los datos de sus deformaciones, esfuerzos máximos y factores de seguridad de cada análisis realizado al diseño con el fin de evaluar su factibilidad.

Posteriormente, se realiza un análisis de factibilidad de la propuesta de diseño por medio del análisis de los resultados obtenidos de las simulaciones realizadas y una estimación de costos de implementación de elementos y materiales necesarios para en un futuro, de darse el caso, poder llevar el diseño a físico.

Finalmente se presenta un análisis sobre los resultados obtenidos del proyecto en general, como la reducción del peso en un 47.3% respecto a diseños anteriores aplicados en la Universidad; además, conclusiones obtenidas, recomendaciones, futuras investigaciones y posibles aplicaciones en cuanto a este proyecto, que permitan mejorar la participación de la Universidad Politécnica Salesiana con posteriores prototipos tipo monoplaza en la competencia Formula Student.

ABSTRACT

This project presents the analysis and simulation of a carbon fiber monocoque for a Formula Student single-seater, according to the 2020-2021 version regulations [1].

Firstly, by means of the deductive method, an investigation of the state of the art about the application, design and construction process of the monocoque chassis is carried out, through the digital databases of the University and the updated regulations of the FSAE competition [1].

Next, a small analysis of the most current and efficient models is carried out, for which a monocoque type chassis is designed by means of hand sketches to then pass the most efficient design to the modelling software with a process-by-process inspection that complies with the FSAE regulations in terms of the proposed geometry and from here analyze the existence of optimizations to the design.

Once the design has been defined, the CAD of the proposed monocoque chassis is sent to the simulation and analysis software, in order to add material by means of the sandwich application to check that it is capable of maintaining the structure stable and, by means of the inductive method, to determine its optimization points and evaluate the distribution of forces in the structure by means of finite element analysis and to have the data of its deformations, maximum forces and safety factors of each analysis carried out on the design in order to evaluate its feasibility.

Subsequently, a feasibility analysis of the design proposal is carried out by means of the analysis of the results obtained from the simulations carried out and an estimation of the implementation costs of the elements and materials necessary for the future, if necessary, to be able to take the design to a physical state.

Finally, an analysis of the results obtained from the project in general is presented, such as the 47.3% weight reduction with respect to previous designs applied at the University; in addition, conclusions obtained, recommendations, future research and possible applications with respect to this project, which will improve the participation of the Salesian Polytechnic University with subsequent single-seater prototypes in the Formula Student competition.

ÍNDICE GENERAL

CESIÓN DE DERECHOS DE AUTOR	II
CERTIFICACIÓN	III
DECLARATORIA DE RESPONSABILIDAD	IV
DEDICATORIA DE CARLOS	V
AGRADECIMIENTO DE CARLOS	VI
DEDICATORIA DE ERICK	VII
AGRADECIMIENTO DE ERICK	VIII
RESUMEN	IX
ABSTRACT	X
ÍNDICE DE FIGURAS	XV
ÍNDICE DE TABLAS	XX
INTRODUCCIÓN	XXI
PROBLEMA	XXII
DELIMITACIÓN	XXIII
OBJETIVOS	XXIV
OBJETIVO GENERAL	XXIV
OBJETIVOS ESPECÍFICOS	XXIV
1 INTRODUCCIÓN AL DISEÑO	1
1.1 Estudio del Estado del Arte.....	1
1.1.1 Inicios del Chasis Monocasco.....	1
1.1.2 Monocasco en Formula SAE	2
1.2 Criterios Para el Diseño del monocasco.....	5
1.2.1 Criterios Estéticos	5
1.2.2 Criterios Mecánicos	5
1.2.3 Criterios de Seguridad.....	5
1.2.4 Eficiencia Aerodinámica.....	5
1.2.5 Ergonomía.....	5
1.3 Materiales Empleados en el Diseño	6
1.3.1 Acero.....	6
1.3.2 Laminado de Fibra de Carbono y Resina Epoxi (CFRP).....	6

2	DISEÑO DEL CHASIS TIPO MONOCASCO	12
2.1	Toma de Ideas e Inspiración.....	12
2.1.1	Modelos referenciales	12
2.1.2	Diseño de la Encuesta	13
2.1.3	Preguntas y Resultados de la Encuesta Realizada	13
2.1.4	Análisis en Base a Resultados Conseguidos de la Encuesta.....	17
2.2	Realización de Bocetos del Monocasco a Mano	18
2.3	Traslado del Boceto a Mano Hacia el Software de Diseño.....	19
2.3.1	Plantilla de Controlador	19
2.3.2	Posición de la Plantilla del Controlador.....	19
2.3.3	Apertura de la Cabina	20
2.3.4	Sección Transversal Interna.....	22
2.3.5	Diseño de la Vista Lateral del Monocasco	23
2.4	Diseño del Monocasco en 3D.....	28
2.5	Diseño del Triángulo de Seguridad.....	35
2.5.1	Main Hoop	35
2.5.2	Front Hoop.....	38
2.6	Agujeros de la Estructura	40
2.6.1	Dimensionamiento de los Agujeros de Acople del Main Hoop	40
2.6.2	Agujeros de las Sujeciones del Main y Front Hoop	41
2.6.3	Agujeros de los Sistemas del Monoplaza	45
3	SIMULACIÓN Y PREPARACIÓN DEL DISEÑO.....	56
3.1	Distribución en el Chasis de sus Masas Principales.....	56
3.2	Cargas Aplicadas a las Estructuras.....	58
3.2.1	Torsión Longitudinal	58
3.2.2	Flexión Vertical.	59
3.2.3	Flexión Lateral	59
3.2.4	Horizontal Lozengig	60
3.3	Determinación de Cargas Presentes en la Estructura.....	60
3.3.1	Transferencia de Masa Lateral.....	60
3.3.2	Transferencia de Masa Longitudinal y de Frenado.....	62
3.3.3	Caso de Impacto Lateral	64

3.4	Análisis por Elementos Finitos	64
3.5	Mallado del Modelo	65
3.6	ANSYS ACP	66
3.7	Convergencia del Modelo	72
3.8	Análisis Estático de la Estructura.....	73
3.8.1	Análisis de Rigidez Torsional.....	73
3.8.2	Análisis de Rigidez Longitudinal.....	76
3.8.3	Análisis de Frenado.....	77
3.8.4	Análisis de Impacto Lateral	79
3.8.5	Simulación de Vuelco	80
3.8.6	Simulación de Peso en el Suelo	82
3.8.7	Simulación de Posibles Cargas	83
3.8.8	Impacto Frontal.....	85
3.9	Puntos que se Pueden Optimizar en el Monocasco.....	85
4	DISERTACIÓN DE RESULTADOS	87
4.1	Verificación de Resultados Obtenidos	87
4.1.1	Eficiencia del Diseño en Cuanto a Reducción de Peso.....	87
4.1.2	Comparativa de Rigidez Torsional	91
4.1.3	Comparativa de Rigidez Longitudinal	92
4.1.4	Comparativa de Frenado	92
4.1.5	Comparación de Impacto Lateral.....	92
4.2	Factibilidad del Estudio.....	93
4.2.1	Instrumentos y Materiales Necesarios	94
4.2.2	Proceso de Fabricación de una Pieza con Infusión por Vacío [9]	95
4.2.3	Costos de Instrumentos y Materiales	95
4.2.4	Análisis Final Costo Factibilidad.....	97
4.3	Análisis Grafico de Variables	98
5	CONCLUSIONES	100
6	RECOMENDACIONES	101
7	REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS	101
8	ANEXOS.....	102
8.1	Anexo1 Reglamento FSAE 2020 V1	102

8.2	Anexo2 Atenuador de Impacto, Reglamento FSAE	112
8.3	Anexo3 Proforma del Horno para Cocinar Fibra	113
8.4	Anexo4 Proforma de Planchas de Madera para Molde Inicial	121
8.5	Anexo5 Proforma de Fibra de Carbono para Construcción de la Estructura	122

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1: Delimitación del proyecto	XXIII
Figura 2: Lotus 25, Primer Monocasco de Competición.....	1
Figura 3: MP4/1, Primer Monocasco Fabricado en Materiales Compuestos	2
Figura 4: Chasis Tubular del Equipo UPS (EB17).....	3
Figura 5: Monocasco Eiger AMZ Racing	4
Figura 6: Chasis Híbrido.....	4
Figura 7: Diagrama Tensión-Deformación del Acero.....	6
Figura 8: Diagrama Tensión-Deformación de Fibras.....	7
Figura 9: Propiedades de Resinas.....	7
Figura 10: Ley de Comportamiento Tensión-Deformación.....	8
Figura 11: Matriz Material Ortótropo.....	8
Figura 12: Ley de Comportamiento para una Placa en Ejes no Principales.....	9
Figura 13: Geometría de los Esfuerzos Sobre una Placa.....	9
Figura 14: Matriz de Comportamiento Monocasco.....	10
Figura 15: Configuración de los Paneles Sándwich.....	10
Figura 16: Geometría de un Núcleo Honeycomb.....	11
Figura 17: Analogía del Comportamiento Panel Sándwich – Perfil en I.....	12
Figura 18: Monocasco CS19 del Politecnico Di Torino.....	12
Figura 19: Monocasco Mythen del equipo AMZ, universidad de Zúrich.....	12
Figura 20: Entrada a la Cabina del Monocasco CS19.....	13
Figura 21: Gráfico de los Resultados de la Pregunta 1.....	14
Figura 22: Entrada a la Cabina del Monocasco Mythen AMZ.....	14
Figura 23: Gráfico de los resultados de la pregunta 4.....	14
Figura 24: Distribución de Elementos del Monocasco CS19.....	15
Figura 25: Gráfico de los resultados de la pregunta 2.....	15
Figura 26: Distribución de Elementos del Monocasco Mythen AMZ.....	15
Figura 27: Gráfico de los resultados de la pregunta 5.....	16
Figura 28: Vista Isométrica del Monocasco CS19.....	16
Figura 29: Gráfico de los resultados de la pregunta 3.....	16
Figura 30: Vista Isométrica del Monocasco Mythen AMZ.....	17
Figura 31: Gráfico de los resultados de la pregunta 6.....	17
Figura 32: Bocetos realizados a mano como toma de ideas de propuestas.....	18
Figura 33: Bocetos de vista superior y en perspectiva del posible diseño.....	19
Figura 34: Plantilla del percentil 95 masculino.....	20
Figura 35: Dimensiones de la apertura de la cabina.....	21
Figura 36: Sólido de la apertura de la cabina en vista superior.....	21
Figura 37: Sólido de la apertura de la cabina en perspectiva isométrica.....	21
Figura 38: Dimensiones de la sección transversal interna.....	22
Figura 39: Sólido de la apertura de la sección transversal interna en vista superior.....	22
Figura 40: Sólido de la apertura de la sección transversal interna en perspectiva isométrica.....	23
Figura 41: Dimensiones iniciales de la disposición del diseño.....	24

Figura 42: Sketch de la disposición de los elementos más grandes con la ubicación de sus respectivos firewalls.....	25
Figura 43: Sketch de la forma del monocasco en vista lateral.	25
Figura 44: Vista de la forma del monocasco con sus elementos más importantes.....	26
Figura 45: Dimensionamiento de la nariz con respecto a un atenuador de impacto con sus dimensiones básicas.	26
Figura 46: Percentil promedio de una persona ecuatoriana dispuesto dentro de la estructura.	27
Figura 47: Sketch con la disposición de todos los elementos del boceto en 2D realizado.....	27
Figura 48: Vista general en 2D de la vista lateral de la disposición de los elementos.	28
Figura 49: Sketch del diseño en 2D del monocasco.	28
Figura 50: Extrusión del Boceto en 2D.	29
Figura 51: Sketch de la forma desde la vista superior.	29
Figura 52: Vista superior de la forma del monocasco.	30
Figura 53: Chaflán de 50x75mm en sus aristas superiores.	30
Figura 54: Chaflán de 50x50mm en sus aristas inferiores delanteras.	31
Figura 55: Chaflán de 50x50mm en sus aristas inferiores posteriores.	31
Figura 56: Boceto de la vista lateral del sólido del monocasco.....	31
Figura 57: Corte de Extrusión del sólido del monocasco.	32
Figura 58: Vista Preliminar del Vaciado del Monocasco.	32
Figura 59: Vista Lateral del Monocasco Después de Aplicarle el Vaciado.	32
Figura 60: Corte de Extrusión en la cara posterior del Monocasco.....	33
Figura 61: Extrusión de la cara Delantera del Sólido.	33
Figura 62: Boceto de la Forma de la Apertura de la Cabina desde la Vista Superior.	34
Figura 63: Vista isométrica de la Apertura de la Cabina.....	34
Figura 64: Dimensionamiento del Main Hoop en Vista Lateral.	35
Figura 65: Triángulo que se Usará de Base para el diseño del Main Hoop.	36
Figura 66: Vista Lateral del Sólido con el Boceto del Main Hoop.	36
Figura 67: Boceto Inicial del Dimensionamiento del Main Hoop.....	37
Figura 68: Boceto de la Mitad del Main Hoop con sus Dimensiones.	37
Figura 69: Vista del Sólido con los Refuerzos del Main Hoop.	38
Figura 70: Vista Lateral del Main Hoop con sus Refuerzos.....	38
Figura 71: Dimensionamiento Inicial del Front Hoop.....	39
Figura 72: Boceto del Front Hoop con sus Dimensiones.	39
Figura 73: Boceto de los Agujeros para el Main Hoop desde Cara Inferior.	40
Figura 74: Boceto de los Agujeros para los Refuerzos del Main Hoop desde Cara Superior.	40
Figura 75: Vista de la Cara Superior con los Agujeros de los Refuerzos del Main Hoop.	41
Figura 76: Boceto de Dimensionamiento de los Agujeros de Sujeción del Main Hoop.	41
Figura 77: Boceto de la Disposición para los Agujeros de la Abrazadera Inferior.	42
Figura 78: Boceto de la Disposición para los Agujeros de la Abrazadera Superior.	42
Figura 79: Boceto de los Agujeros de la Abrazadera Inferior.....	43
Figura 80: Boceto de los Agujeros de la Abrazadera Superior.	43
Figura 81: Boceto de los Agujeros Posteriores de la Abrazadera del Front Hoop.....	44
Figura 82: Boceto de los Agujeros Delanteros de la Abrazadera del Front Hoop.	44

Figura 83: Vista del Sólido con el Corte de Extrusión Aplicado en los Agujeros.	45
Figura 84: Boceto de un Sistema de Dirección Básico.	45
Figura 85: Boceto del Agujero de la Dirección.	46
Figura 86: Boceto de la Disposición de los Agujeros del Soporte de la Dirección.	46
Figura 87: Boceto de los Diferentes Agujeros de Soporte de la Suspensión y Ajuste de la Tapa del Monocasco.	47
Figura 88: Boceto de la Ubicación y Disposición de los Agujeros de los Soportes de los Brazos de la Suspensión Delantera.	48
Figura 89: Boceto de la Ubicación y Disposición del Agujero del Soporte faltante de la Suspensión Delantera.	48
Figura 90: Boceto de los Agujeros del Soporte de la Base del Balancín.	49
Figura 91: Boceto de la Ubicación de la Base de Soporte del Sistema de Suspensión.	49
Figura 92: Boceto del Refuerzo de la Base de Soporte del Sistema de Suspensión.	50
Figura 93: Boceto de los Agujeros del Soporte de la Base del Balancín.	50
Figura 94: Boceto de la Ubicación y Disposición de los Agujeros de los Soportes de los Brazos Delanteros de la Suspensión Posterior.	51
Figura 95: Boceto de la Ubicación y Disposición de los Agujeros de los Soportes del Brazo Superior de la Suspensión Posterior.	51
Figura 96: Boceto de la Ubicación y Disposición de los Agujeros de los Soportes del Brazo Inferior de la Suspensión Posterior.	52
Figura 97: Vista Previa de la Aplicación de la Herramienta Simetría.	52
Figura 98: Vista Isométrica de los Agujeros de la Suspensión Delantera.	53
Figura 99: Vista Isométrica de los Agujeros de la Suspensión Posterior.	53
Figura 100: Vista Superior del Boceto de los Agujeros de la Base de la Pedalera.	54
Figura 101: Boceto de la Disposición de los Agujeros para la Sujeción de la Nariz.	54
Figura 102: Boceto de la Disposición de los Agujeros para la Tapa Posterior.	55
Figura 103: Vista Superior del Boceto de la Disposición de los Agujeros para el Asiento y los Puntos del Cinturón de Seguridad.	56
Figura 104: Distribución de Masas.	57
Figura 105: Ubicación del Centro de Gravedad.	58
Figura 106: Deformación Producida por la Torsión Longitudinal.	58
Figura 107: Flexión Vertical.	59
Figura 108: Flexión Lateral.	59
Figura 109: Horizontal Lozengig.	60
Figura 110: Diagrama de Cuerpo Libre.	61
Figura 111: Diagrama de Cuerpo Libre Longitudinal.	62
Figura 112: Nodos y Elementos de una Malla.	65
Figura 113: Mallado del Modelo.	65
Figura 114: ANSYS ACP.	66
Figura 115: Materiales.	66
Figura 116: Modelo en Superficies.	66
Figura 117: Zonas en el Lateral del Monocasco.	67
Figura 118: Malla.	67

Figura 119: Zonas del Monocasco.....	68
Figura 120: Propiedades Polares.	68
Figura 121: Creación Rossete.....	69
Figura 122: Modelo con Rossete.....	69
Figura 123: Oriented Selection Sets.....	70
Figura 124: Creación de Capa.....	70
Figura 125: Capa Uno.....	70
Figura 126: Capa Dos.....	71
Figura 127: Capa Tres.....	71
Figura 128: Configuración de Laminado.....	71
Figura 129: Peso en Toneladas.....	72
Figura 130: Variación de Deformación - Tamaño de Malla.....	73
Figura 131: Fuerzas y Soportes en el Modelo.....	74
Figura 132: Deformación de Rigidez Torsional.....	74
Figura 133: Factor de Seguridad.....	74
Figura 134: Estrés Equivalente.....	75
Figura 135: Distancia x_1 y y_1	75
Figura 136: Fuerzas y Soportes del Análisis.....	76
Figura 137: Deformación en Rigidez Longitudinal.....	77
Figura 138: Esfuerzos Longitudinales.....	77
Figura 139: Factor de Seguridad.....	77
Figura 140: Fuerzas y Soportes de Frenado.....	78
Figura 141: Deformación en el Frenado.....	78
Figura 142: Esfuerzos en el Frenado.....	78
Figura 143: Factor de Seguridad.....	79
Figura 144: Fuerza de Impacto Lateral.....	79
Figura 145: Deformación de Impacto Lateral.....	79
Figura 146: Esfuerzos de Impacto Lateral.....	80
Figura 147: Factor de Seguridad.....	80
Figura 148: Fuerzas en el Vuelco.....	81
Figura 149: Deformación del Main Hoop.....	81
Figura 150: Esfuerzos en el Main Hoop.....	81
Figura 151: Factor de Seguridad.....	81
Figura 152: Fuerzas en el Suelo.....	82
Figura 153: Deformación del Suelo.....	83
Figura 154: Esfuerzos en el Suelo.....	83
Figura 155: Factor de Seguridad.....	83
Figura 156: Fuerza Sobre las Ruedas.....	84
Figura 157: Deformación Sobre el Monocasco.....	84
Figura 158: Esfuerzo Máximo.....	84
Figura 159: Factor de Seguridad.....	85
Figura 160: Peso Toneladas Diseño Preliminar.....	85
Figura 161: Peso Toneladas Segundo Diseño.....	86

Figura 162: Espesor de Ambos Modelos.....	86
Figura 163: Propiedades Físicas del Front Hoop en SolidWorks.....	88
Figura 164: Propiedades Físicas del Front Hoop en ANSYS.....	89
Figura 165: Propiedades Físicas del Main Hoop.....	89
Figura 166: Propiedades Físicas del Front Hoop en ANSYS.....	90
Figura 167: Cálculo del Análisis Preliminar del Peso del Monocasco.....	90
Figura 168: Cálculo del Análisis Final del Peso del Monocasco con sus Estructuras.	91
Figura 169: Diagrama de Orden correcto de Materiales y Accesorios.....	93
Figura 170: Esquema de funcionamiento del proceso RTI.	94
Figura 171: Resultados Rigidez Torsional.	98
Figura 172: Resultados Rigidez Longitudinal.	99
Figura 173: Resultados de Frenado.	99
Figura 174: Resultados impacto lateral.	100

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1: Comparación de Inercia entre Modelos SC18 y SC19 [6]	24
Tabla 2: Masas aproximadas del vehículo.....	57
Tabla 3: Iteraciones de las Diferentes Mallas.....	72
Tabla 4: Fuerzas en el Piso.	82
Tabla 5: Masas Aproximadas del EB17 [4].....	87
Tabla 6: Tabla del Peso de la Carrocería	88
Tabla 7: Rigidez Torsional de los Modelos	91
Tabla 8: Comparativa rigidez longitudinal	92
Tabla 9: Análisis de frenado	92
Tabla 10: Análisis impacto lateral	93
Tabla 11: Costos de Equipos y Materiales.....	95

INTRODUCCIÓN

El presente proyecto presenta el diseño, análisis y simulación de un chasis tipo monocasco de acuerdo al reglamento más actual de la competencia Formula Student versión 2020-2021 para un prototipo de vehículo monoplaza para dicha competencia; que demuestra la ventaja de la aplicación de la tecnología de las fibras y la importancia de que en una próxima competencia de la Universidad Politécnica Salesiana opte por cambiar de un chasis tubular a la implementación de un monocasco por sus comprobadas mejoras de rendimiento al monoplaza.

Para iniciar con el diseño, se comenzó por medio del método deductivo una búsqueda y recopilación de archivos y datos para el estado del arte, para así obtener los conocimientos necesarios sobre el tema y la ciencia que conllevan los procesos a aplicar en los siguientes pasos del proyecto técnico.

En lo posterior se procede a aplicar el método de diseño de Norton para la propuesta de monocasco por medio del uso del primer software, el cual es SolidWorks. Para el diseño y modelado se toman en cuenta todos los aspectos geométricos y restricciones impuestas por el reglamento FSAE, para una vez con el diseño obtenido verificar una eficiencia inicial.

Para el proceso de simulación y análisis del diseño propuesto se traslada el CAD del monocasco al software ANSYS donde se realizará la añadidura del material que se pretende aplicar a la estructura. La estructura tipo sándwich de fibra de carbono y honeycomb de aluminio es aplicado para todas las simulaciones que a través de su análisis de elementos finitos permite demostrar la estabilidad de la estructura y obtención de datos como son las deformaciones, esfuerzos máximos y factores de seguridad.

Después de obtener todos los datos, se realiza un análisis de factibilidad general y concluir si su futura aplicación es viable para la Universidad Politécnica Salesiana.

PROBLEMA

La propuesta de realizar un diseño de monocasco, parte del análisis de los constantes cambios e innovaciones en el contexto de la competencia de Formula Student, que se realiza año tras año, con la participación de universidades de varias partes del mundo que se reúnen a competir y buscan posicionarse como los mejores. Es así, que la problemática que se considera en esta propuesta, se basa en mejorar uno de los aspectos principales del vehículo de competencia SAE que es pasar de una estructura de chasis tubular a monocasco de fibra de carbono, considerando que hay estudios y pequeñas aplicaciones iniciales a un monoplace para este tipo de competencias, pero un estudio centrado a la construcción de un monocasco no se ha producido hasta el momento en Ecuador.

En 2015 y 2017 el equipo proveniente de la UPS compitió en Silverstone Inglaterra; en ambas ocasiones para la participación en Formula Student lo hicieron con un monoplace que constaba de chasis tipo tubular, siendo este el de construcción, mantenimiento y maniobrabilidad de materiales accesibles. Los estudios, aplicaciones o investigaciones previas de parte de la universidad sobre manipulación de la fibra de carbono para esfuerzos a los que se vería sometido el material y la fabricación de un chasis híbrido o tipo monocasco aún no se han realizado. En función de la optimización del peso, el reemplazo de un chasis tubular por uno tipo monocasco es el siguiente paso del desarrollo tecnológico en este tipo de monoplace, que sumado al perfecto funcionamiento de los otros sistemas permitirían a la universidad llegar a las posiciones principales en el ranking general.

En el caso de que la universidad tome la decisión de participar en este tipo de competencias de alto renombre, sería conveniente realizar una propuesta de mejora en diferentes aspectos por medio de la generación de estudios sobre aplicación de nuevas tecnologías que vuelvan al monoplace más eficiente.

DELIMITACIÓN

El área de intervención del proyecto “ANÁLISIS Y SIMULACIÓN DE UN MONOCASCO DE FIBRA DE CARBONO PARA UN MONOPLAZA FORMULA STUDENT” serán beneficios de la educación e investigación de la Universidad Politécnica Salesiana, Calle Vieja 12-30 y Elia Liut, en la ciudad de Cuenca, Ecuador.



Figura 1: Delimitación del proyecto

Fuente: Google Maps

OBJETIVOS

OBJETIVO GENERAL

Diseñar un monocasco de fibra de carbono para un monoplace Formula Student a través de la aplicación del software ANSYS

OBJETIVOS ESPECÍFICOS

- Realizar una investigación sobre el estado del arte a la aplicación, diseño y proceso de construcción del chasis tipo monocasco, a través de las bases de datos digitales de la universidad y de la reglamentación actualizada del FSAE.
- Diseñar un chasis tipo monocasco mediante software de ingeniería en base a los reglamentos de FSAE, para mejorar la eficiencia del vehículo a través de la reducción de su peso.
- Analizar el diseño propuesto a través del uso del software SolidWorks y ANSYS para determinar puntos de optimización del monocasco.
- Determinar la factibilidad del estudio a través de comparación de los resultados conseguidos con los valores de la revisión teórica para su aplicación.

1 INTRODUCCIÓN AL DISEÑO

1.1 Estudio del Estado del Arte

La tecnología que pertenece al chasis monocasco, tiene gran importancia en diversos campos como la industria automovilística, en la fabricación de barcos, piezas de aviones y naves espaciales, bicicletas, cañas de pescar, mástiles para barcos, aspas para molinos de viento, etc. en fin, es un material presente en casi todos los campos de fabricación. El presente proyecto el estudio se centrará en el sector automovilístico.

1.1.1 Inicios del Chasis Monocasco

Los mayores avances tecnológicos vienen en gran medida del rey de las competiciones de coches que es la Fórmula 1. En el caso del monocasco, no es la excepción.

Desde los inicios de la competición en la década de 1920, el chasis había sido construido a base de unión soldada de tubos de acero y distintas geometrías, que aportan buenas características a los monoplazas de esa época, tales como facilidad constructiva, ergonomía, unión rígida entre el tren trasero y delantero; pero tenían un problema que era el peso del monoplaza.

En el año de 1962, el equipo Lotus presentó el Lotus 25 (Figura 3); el cual, en vez del chasis tubular clásico, contaba con un chasis construido de láminas de aluminio unidas entre ellas y dobladas para adoptar la forma aerodinámica requerida las que resultaron ser la mayor mejora sobre un monoplazas desde el motor trasero, esto ayudó a sentar las bases de lo que actualmente se le llama monocasco.



Figura 2: Lotus 25, Primer Monocasco de Competición.

Fuente: [2]

Fue en el año 1981, el primer chasis construido en un material compuesto como la fibra de carbono fue desarrollado por el equipo McLaren con su monoplaza MP4/1 (figura 3). En ese entonces la fibra de carbono solo se usaba en la industria aeroespacial, se creía que el vehículo no sería competitivo y que no resistiría los impactos en un accidente, en unas prácticas en Monza el vehículo sufrió un

accidente a 250km/h en el cual el monocoque se encontraba intacto y el piloto salió por su propio pie, a raíz de esto la Formula 1 cambio el chasis de aluminio por monocoque.

En la actualidad los equipos mejoran continuamente su chasis monocoque, y su aplicación es total, debido a las buenas prestaciones que posee en peso, resistencia, fatiga e impacto.



Figura 3: MP4/1, Primer Monocoque Fabricado en Materiales Compuestos

Fuente: [2]

1.1.2 Monocoque en Formula SAE

El desarrollo de monocoque en esta competición va de la mano con los grandes equipos casi desde sus inicios, uno de los mejores equipos actualmente que es ETH Zurich, ha construido monococos de fibra de carbono desde el 2009 y actualmente tiene los mejores resultados en la competición, este como muchos equipos compiten año tras año por conseguir reducir el peso al mejorar sus monococos con formas más complejas y diseños mejor desarrollados.

Para la fabricación, además del presupuesto, es necesaria la experiencia previa, para garantizar que la fabricación sea exitosa, ya que en la fabricación están involucrados muchos parámetros y problemas que se pueden presentar.

En la competición existen varios tipos de chasis utilizados que se detallaran a continuación.

1.1.2.1 Tipos de Chasis

Se entiende chasis como el esqueleto del monoplace, el elemento que aporta la rigidez entre el tren trasero y delantero, otro aspecto es que aguanta todos los elementos que el vehículo necesita. En el avance de la tecnología, en el chasis ha existido mucha repercusión, ya que se encuentra en toda la estructura del vehículo y dichas mejoras también se han observado en las competiciones.

1.1.2.1.1 Chasis Tubular

Es un chasis comúnmente usado por equipos de Formula SAE, el material usado suelen ser perfiles tubulares o cuadrados huecos de algún

material metálico o de aleación, su construcción y rigidez se basa en una adecuada triangulación.

Entre sus mayores ventajas está su comportamiento ante cargas puntuales, fabricación y posibles reparaciones o modificaciones. El costo de fabricación, el material y equipo no es elevado. Las uniones entre las barras son normalmente soldadas con soldadura TIG, como se ve en la figura 4, aunque también existe la posibilidad de uniones atornilladas.

Debido a su estructura este chasis se puede usar en monoplazas que sean eléctricos o a combustión.



Figura 4: Chasis Tubular del Equipo UPS (EB17)

Fuente: [2]

1.1.2.1.2 Chasis Monocasco

El chasis monocasco, como el visto en la figura 5, está construido en un material compuesto que consta del empleo de fibra de carbono y un núcleo de honeycomb de Kevlar o aluminio, en este tipo de chasis la propia estructura laminada del mismo es la encargada de absorber las cargas.

El chasis puede adaptar su geometría a la del estudio aerodinámico del monoplaza y facilitar el acoplamiento de elementos debido a sus posibilidades geométricas, también permite un desarrollo del chasis extremadamente ligero y resistente.

Su mayor desventaja son las técnicas durante la elaboración y altos costos, por sus propiedades, los materiales compuestos presentan dificultades una vez se ha producido el agrietamiento o frente a los golpes o esfuerzos cíclicos, ya que pueden causar que las fibras se separen de la matriz, lo que se conoce como delaminación.

El uso de un monocasco entero se aplica principalmente a monoplazas eléctricos o autopilotados.

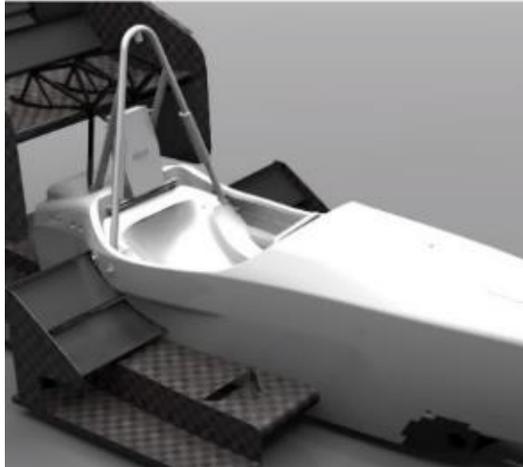


Figura 5: Monocasco Eiger AMZ Racing

Fuente: [3]

1.1.2.1.3 Chasis Híbrido

Es una estructura formada por una cabina delantera, a la cual se denomina como cockpit la cual mediante pernos y platinas se encuentra unida mecánicamente, como se establece en la reglamentación de Formula SAE a una estructura tubular metálica en la parte trasera. El chasis híbrido aprovecha las ventajas de ambos tipos de estructuras e intenta evitar las limitaciones que tiene cada una de ellas.

La fabricación de la cabina aporta una gran ergonomía para el piloto, debido a las posibilidades geométricas que aporta el diseño en este material. Por otro lado, la fabricación de la estructura trasera en barras tubulares (figura 6), facilita el soporte de las distintas piezas del bloque motor, así como la disipación de temperatura en esa zona, este tipo de chasis híbridos se usan en monoplazas que son de combustión.

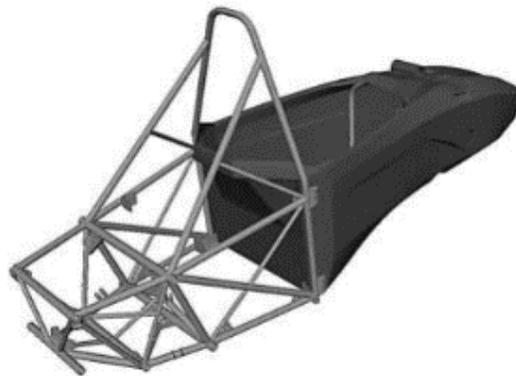


Figura 6: Chasis Híbrido

Fuente: [2]

1.2 Criterios Para el Diseño del monocasco

1.2.1 Criterios Estéticos

El monocasco es un elemento que sustituye a la carrocería, este parámetro es fundamental en la etapa de diseño, ya que el mismo recubre a todos los sistemas y para su diseño se deben tomar en cuenta la reglamentación, para el espacio interior, de tal manera que su geometría permita una aerodinámica eficiente y buena visibilidad para el piloto.

1.2.2 Criterios Mecánicos

Al ser un elemento completamente cerrado, se debe tener en cuenta que sea de fácil acceso para los sistemas que se encuentren dentro del mismo, sean mecánicos o eléctricos.

1.2.3 Criterios de Seguridad

Es el parámetro más importante en la fase de diseño ya que el monocasco es el encargado de la seguridad del piloto, como la de los peatones cercanos; además debe ser capaz de contener todos los demás sistemas del monoplaza y tener hermeticidad en la zona del sistema eléctrico por posibles cortocircuitos.

El monocasco debe ser capaz de soportar las cargas mínimas torsionales que se encuentran en el reglamento como también esfuerzos laterales y cargas aplicadas.

1.2.4 Eficiencia Aerodinámica

La aerodinámica permite que el vehículo sea mucho mejor en pista y que su tiempo por vuelta disminuya considerablemente; en el diseño se trata de disminuir el arrastre aerodinámico.

Se toma en consideración que trata de combinar una buena estética con un bajo arrastre aerodinámico, estos aspectos se deben revisar en el reglamento ya que indica el espacio que se puede aprovechar con elementos aerodinámicos, como por ejemplo los alerones.

1.2.5 Ergonomía

La ergonomía es un factor humano que determina limitaciones, capacidades y características cognoscitivas de los seres humanos que actúan directamente en los criterios de diseño, operación de equipos y funcionamiento de sistemas.

Las dimensiones entre el percentil 5 femenino y el percentil 95 masculino tienen diferencias considerables, no solamente varía la altura entre ambos percentiles sino también varias medidas del cuerpo como son las extremidades, ancho de hombros, cadera, peso, etc. Para que se tenga éxito el desarrollo del cockpit se deben tomar en consideración todas las medidas expresadas anteriormente. [4]

1.3 Materiales Empleados en el Diseño

1.3.1 Acero

El acero es un material de aleación de hierro y carbono principalmente, tiene gran uso en diseño de estructuras. En la figura 7, se presenta el diagrama de tensión-deformación del acero común.

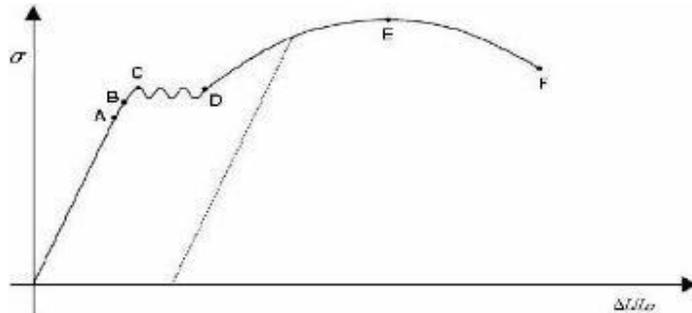


Figura 7: Diagrama Tensión-Deformación del Acero

Fuente: [4]

Para el caso del monocasco propuesto en este trabajo, el acero se usa en dos partes concretas del diseño que componen el Main Hoop y Font Hoop que conforman el Roll Bar del vehículo.

1.3.2 Laminado de Fibra de Carbono y Resina Epoxi (CFRP)

La estructura principal es una combinación de dos o más materiales, con determinadas propiedades para formar uno nuevo. El objetivo de esta unión, es conseguir un material nuevo con propiedades estructurales conjuntas de los materiales utilizados.

En el diseño realizado, el material compuesto está conformado por una matriz de resina epoxi reforzado con fibra de carbono, las cuales se orientarán en función de las cargas aplicadas. Estos materiales son un gran avance en vehículos de competición ya que tiene buenas propiedades mecánicas como mayor resistencia a la rotura.

1.3.2.1 Fibras

Los elementos construidos con materiales compuestos reforzados con fibra, pueden diseñarse para cada caso de carga, de esta manera se crea el material en función de los requerimientos estructurales que se tenga. Se tiene la posibilidad de elegir las direcciones en las que se colocaran las fibras, el apilamiento de láminas de fibra de carbono con diferentes direcciones dotara al material de las propiedades deseadas en el sentido que se quiera.

Existen varios tipos de fibra, en la figura 8 se puede ver una comparativa entre la rigidez de algunas de ellas.

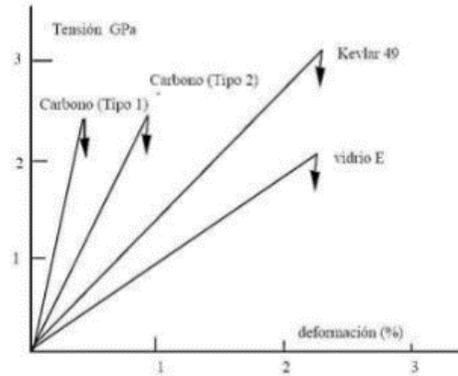


Figura 8: Diagrama Tensión-Deformación de Fibras.

Fuente: [5]

La aplicación de estos materiales en la competición presenta una gran ventaja en el peso total. Es posible realizar una estructura con una rigidez similar a una estructura convencional metálica e incluso reducir su peso a la mitad. Por esta razón su uso es indispensable en equipos que aspiren a alcanzar buenos resultados.

1.3.2.2 Matriz

La matriz es el material encargado de soportar todas las fibras y ser la unión de las mismas. Las fibras se impregnan en la matriz y forman un solo material.

En la actualidad hay dos tipos de resina usadas principalmente para la matriz, la resina epoxi y el poliéster. Ambas termoestables, quiere decir que ante el calor no se derriten. Otra propiedad es que su comportamiento estructural es isótropo. Para el presente proyecto se usará una resina epoxi.

Propiedad	Unidades	Resinas Epoxy	Resinas Poliéster
Densidad	Mg m ⁻³	1.1-1.4	1.2-1.5
Módulo de Young	GPa	3-6	2-4,5
Coef. Poisson		0.38-0.4	0.37-0.39
Resist. Tracción	Mpa	35-100	40-90
Resist. Compresión	Mpa	100-200	90-250
Alarg. Rotura (Tracción)	%	1-6	2
Conduct. Térmica	W m ⁻¹ C ⁻¹	0.1	0.2
Coef. dilatación	10 ⁻⁶ °C ⁻¹	60	100-200
Temp. distorsión	°C	50-300	50-110
Contracción Curado	%	1-2	4-8
Absor. de Agua (24 h a 20 °C)	%	0.1-0.4	0.1-0.3

Figura 9: Propiedades de Resinas.

Fuente: [5]

1.3.2.3 Laminado de CFRP

La ley de comportamiento tensión-deformación, véase figura 10, que se obtendría en un material cualquiera, vendría definido por la siguiente expresión, donde σ sería el vector de tensiones, ε el vector de deformaciones y Q el tensor que caracteriza el comportamiento del material.

$$\begin{bmatrix} \sigma_x \\ \sigma_y \\ \sigma_{xy} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} Q_{11} & Q_{12} & Q_{16} \\ Q_{12} & Q_{22} & Q_{26} \\ Q_{16} & Q_{26} & Q_{66} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \varepsilon_X \\ \varepsilon_Y \\ \gamma_{XY} \end{bmatrix}$$

Figura 10: Ley de Comportamiento Tensión-Deformación.

Fuente: [5]

En primera instancia, el tensor Q conlleva 81 constantes del material. Si se tiene en cuenta el carácter simétrico de los tensores de tensión y deformación, el número de constantes se reduciría hasta 36.

Para estudiar esta matriz (figura 11), se toma en consideración el material ortótropo, definido como un material que posee 3 planos de simetría elástica y por ello tres direcciones principales del material. Si se trabaja en ejes principales, también llamados de ortotropía, la expresión para definir el comportamiento quedará como se ve a continuación.

$$\begin{bmatrix} N_X \\ N_Y \\ N_{XY} \\ M_X \\ M_Y \\ M_{XY} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} C_{11} & C_{12} & 0 & 0 & 0 & 0 \\ C_{12} & C_{22} & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & C_{66} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & C_{11} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & C_{22} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & C_{66} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \varepsilon_x \\ \varepsilon_y \\ \gamma_{xy} \\ k_x \\ k_y \\ k_{xy} \end{bmatrix}$$

Figura 11: Matriz Material Ortótropo.

Fuente: [5]

Se aprecia como al trabajar en los ejes del material, no aparece acoplamiento entre efectos normales y tangenciales ni entre efectos de puntuales y de área. Ésta última expresión, sería válido para una lámina de fibra de carbono reforzada con una matriz, denominada como CFRP, siempre que se trabaje en sus ejes principales como ya se ha recordado anteriormente.

Se denomina laminado al conjunto de láminas pegadas entre sí y con unas orientaciones definidas, lo cual implicará por norma general que los laminados no tendrán direcciones principales de ortotropía. Si se considera como un único material, por norma general se tratará de un material anisótropo.

Se asume ahora que las deformaciones en el laminado pueden dividirse en dos subgrupos, deformaciones puntuales (ε) y deformaciones de área (k).

Las primeras son las que se encuentran contenidas en el plano, debidas a alargamientos o distorsiones angulares, en cambio las segundas se refieren a las deformaciones de segundo orden (debido a que estas entran como la derivada segunda de los desplazamientos), es decir, a las curvaturas producidas por la flexión y la torsión.

Se supone que la adhesión entre las láminas es perfecta, es decir si se trata al laminado como una única lámina, la ley de comportamiento para una placa en ejes no principales sería:

$$\begin{bmatrix} N_X \\ N_Y \\ N_{XY} \\ M_X \\ M_Y \\ M_{XY} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} A_{11} & A_{12} & A_{16} & B_{11} & B_{12} & B_{16} \\ A_{12} & A_{22} & A_{26} & B_{12} & B_{22} & B_{26} \\ A_{16} & A_{26} & A_{66} & B_{16} & B_{26} & B_{66} \\ B_{11} & B_{12} & B_{16} & D_{11} & D_{12} & D_{16} \\ B_{12} & B_{22} & B_{26} & D_{12} & D_{22} & D_{26} \\ B_{16} & B_{26} & B_{66} & D_{16} & D_{26} & D_{66} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \epsilon_x \\ \epsilon_y \\ \gamma_{xy} \\ k_x \\ k_y \\ k_{xy} \end{bmatrix}$$

Figura 12: Ley de Comportamiento para una Placa en Ejes no Principales

Fuente: [5]

Los términos A_{ij} relacionan los esfuerzos frente a las deformaciones de laja, los D_{ij} los momentos con las deformaciones de placa como en la figura 13 y, por último, los términos B_{ij} implican el acoplamiento entre efectos puntuales y de área. Estos últimos, deben ser evitados, ya que pueden producir deformaciones inesperadas en el material. Por otro lado, los términos A_{16} , A_{26} , D_{16} y D_{26} son los responsables del acoplamiento que existe entre los efectos normales y tangenciales. Es aconsejable que todos estos términos se reduzcan, ya que pueden provocar estados de deformación inesperados para el cálculo a mano.

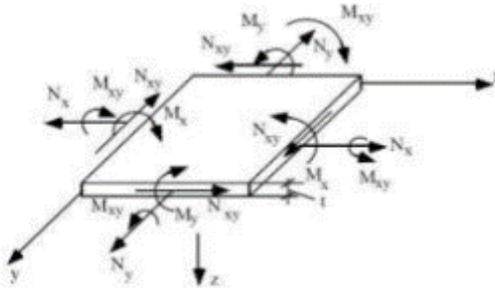


Figura 13: Geometría de los Esfuerzos Sobre una Placa.

Fuente: [5]

Como se ha comentado anteriormente, el comportamiento de un apilado de láminas de CFRP, provoca por norma general un comportamiento anisótropo, aunque para ciertas configuraciones del laminado, este puede asemejarse a un material ortótropo.

El caso que se observa en el monocasco es el de varias capas colocadas de manera simétrica, con una orientación de fibras cualesquiera. El hecho de que la configuración sea simétrica, hace que los términos B_{ij} sean nulos. Los términos del tensor A_{16} , A_{26} , D_{16} y D_{26} no se anulan, por lo que existe acoplamiento entre efectos normales y tangenciales, aunque el apilamiento de muchas láminas, reduce el valor de dichos términos. Si se supone que los valores son despreciables frente al resto de términos, la matriz de comportamiento quedaría a continuación.

$$\begin{bmatrix} N_X \\ N_Y \\ N_{XY} \\ M_X \\ M_Y \\ M_{XY} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} A_{11} & A_{12} & 0 & 0 & 0 & 0 \\ A_{12} & A_{22} & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & A_{66} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & D_{11} & D_{12} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & D_{12} & D_{22} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & D_{66} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \epsilon_x \\ \epsilon_y \\ \gamma_{xy} \\ k_x \\ k_y \\ k_{xy} \end{bmatrix}$$

Figura 14: Matriz de Comportamiento Monocasco

Fuente: [5]

Por tanto, se puede concluir con que el comportamiento de los laminados que formarán la estructura, no conllevará a que existan acoplamientos entre efectos de laja y de placa ni entre efectos normales y tangenciales. [5]

1.3.2.4 Estructura Tipo Sándwich

La estructura tipo sándwich (figura 15), sale de la unión de dos placas enfrentadas colocadas en las caras opuestas de un núcleo, que es lo que las separa. De la calidad de la unión depende en gran medida el correcto funcionamiento de la estructura, esta unión se realiza con adhesivos o soldaduras especiales.

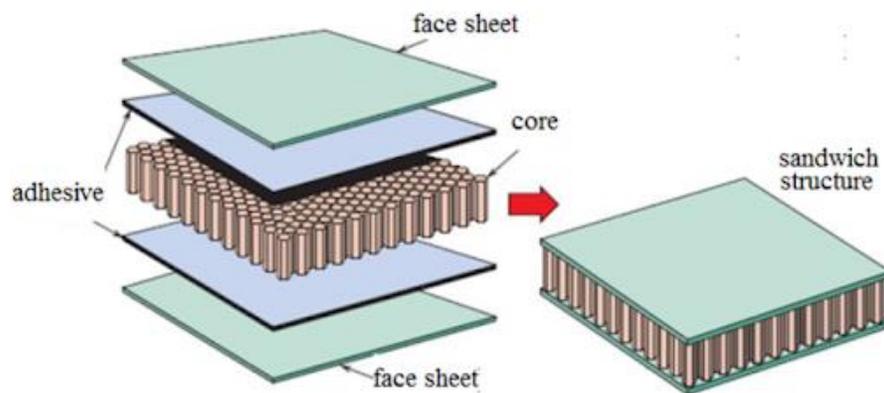


Figura 15: Configuración de los Paneles Sándwich.

Fuente: [5]

1.3.2.5 Núcleo de Honeycomb

El núcleo de panel de abeja, visto en la figura 16, minimiza la cantidad de material para obtener unas propiedades específicas ante cargas externas.

Sus principales propiedades son:

- Elevado coeficiente resistencia/densidad
- Alta resistencia al impacto.
- Fácil trabajo y mecanizado.
- Alta resistencia ante ataques de elementos químicos y corrosión.
- Resistencia al fuego y facilidad para extinguirlo.

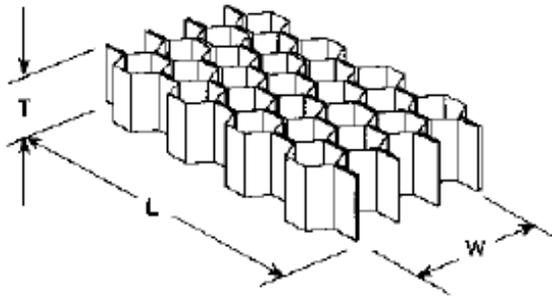


Figura 16: Geometría de un Núcleo Honeycomb.

Fuente: [5]

En la industria aeroespacial y automovilística, se ha extendido el uso de núcleo fabricado en un material no metálico denominado Aramida. Sus principales características son su resistencia a la corrosión, resistencia al fuego (se auto extingue), excelente resistencia al peso, excelente aislador eléctrico, excelente aislador térmico, gran dureza, gran rendimiento a la fatiga y a la fluencia, buena estabilidad térmica, compatible con casi todos los compuestos adhesivos y muy baja densidad. [2]

1.3.2.6 Comportamiento del Panel de Sándwich

El comportamiento mecánico de un panel de CFRP reforzado con un núcleo de honeycomb puede asemejarse al de una viga de sección en I.

Las capas externas del material compuesto soportarán los esfuerzos de flexión, al trabajar una capa a tracción y la opuesta a compresión, al igual que las alas de la viga metálica. La tensión se considera constante a través del espesor de la capa superficial y no se producen estados de cizalladura fuera del plano de la misma.

Por su parte, el núcleo, el cual se asemejaría al alma de la viga, como en la figura 17, sería el encargado de resistir los esfuerzos fuera del plano. Además, incrementaría la rigidez del laminado, al mantener las capas externas separadas.

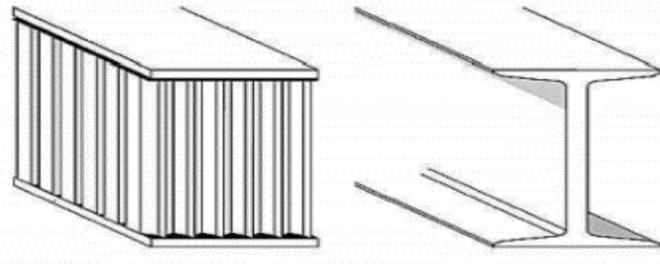


Figura 17: Analogía del Comportamiento Panel Sándwich – Perfil en I.

Fuente: [5]

2 DISEÑO DEL CHASIS TIPO MONOCASCO

2.1 Toma de Ideas e Inspiración

2.1.1 Modelos referenciales

Una vez realizada la revisión bibliográfica, se tenía noción de lo que se realizaría, basados en datos de resultados de Formula Student se constató que el modelo AMZ de la universidad alemana de Zúrich (figura 19) y el modelo SC19 (figura 18) de la universidad española de Sevilla.



Figura 18: Monocasco CS19 del Politecnico Di Torino.

Fuente: [6]

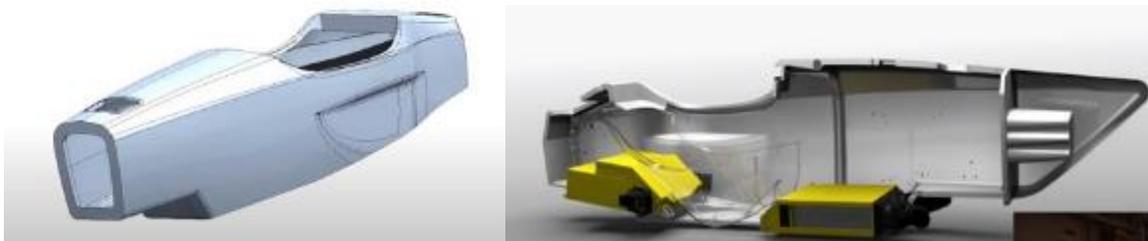


Figura 19: Monocasco Mythen del equipo AMZ, universidad de Zúrich.

Fuente: [3]

Para tener una mayor referencia de la selección del tipo de monocasco, se realiza una encuesta a los profesionales del área de mecánica automotriz de la universidad.

2.1.2 Diseño de la Encuesta

Para el diseño de la encuesta, se tomaron en cuenta aspectos generales como son: la entrada a la cabina, la disposición de los elementos y el que presenta una mejor aerodinámica; la encuesta se dirigirá la carrera de ingeniería mecánica automotriz, específicamente a sus docentes, ya que al estar inmersos en el área y contar con los conocimientos necesarios tendrán una opinión, de cuál sería el modelo más óptimo a tomar como principal referente para su futuro diseño.

La encuesta consta de 6 preguntas, en la cual participaron un total de 16 docentes a través de “Google Forms”.

2.1.3 Preguntas y Resultados de la Encuesta Realizada

Con las respuestas obtenidas de la encuesta realizada a los estimados docentes, se realizó la tabulación de los resultados, para de esa manera, tener los resultados finales y el apoyo que sustente el diseño propuesto.

En las figuras de la 20 a la 31 se presenta la imagen y el resultado de la pregunta correspondiente.

Pregunta 1 y 4: Con base en la imagen, ¿Considera que la entrada del piloto en el monocasco favorece en una salida más rápida del vehículo?

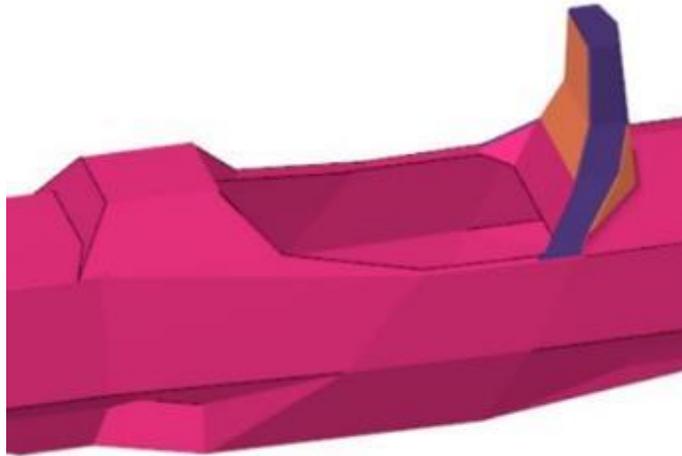


Figura 20: Entrada a la Cabina del Monocasco CS19.

Fuente: [6]

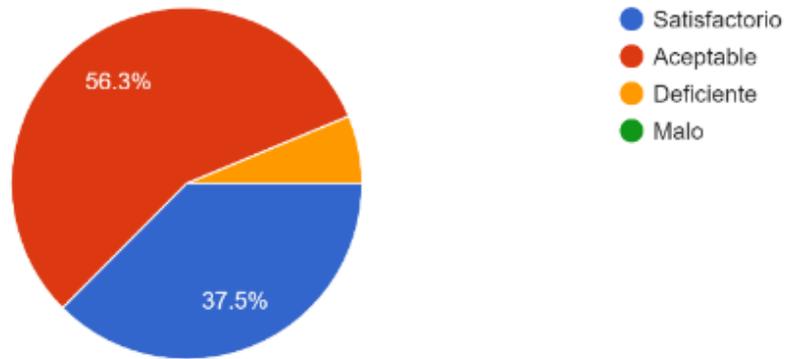


Figura 21: Gráfico de los Resultados de la Pregunta 1.

Fuente: Autores

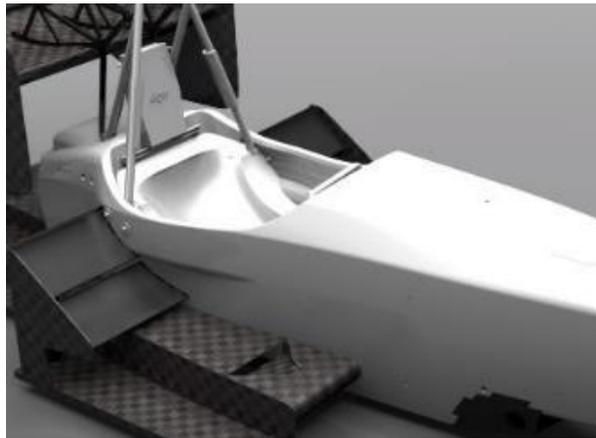


Figura 22: Entrada a la Cabina del Monocasco Mythen AMZ.

Fuente: [3]

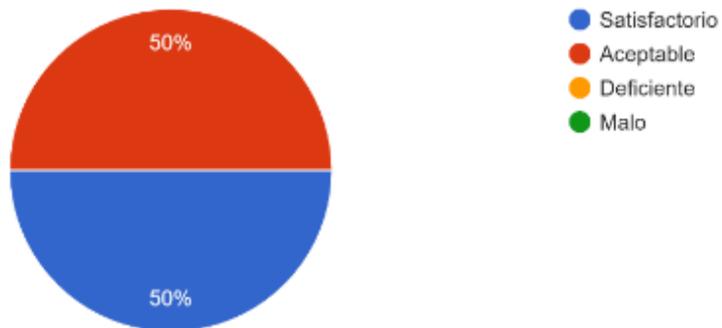


Figura 23: Gráfico de los resultados de la pregunta 4.

Fuente: Autores

Pregunta 2 y 5: En su opinión ¿Cómo considera la distribución de los elementos en el monocasco de la imagen inferior?

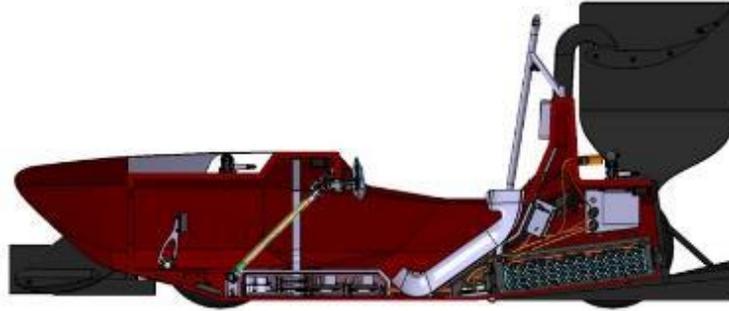


Figura 24: Distribución de Elementos del Monocasco CS19.

Fuente: [6]

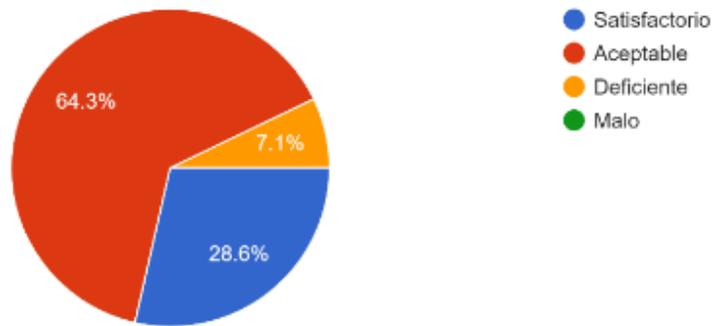


Figura 25: Gráfico de los resultados de la pregunta 2.

Fuente: Autores



Figura 26: Distribución de Elementos del Monocasco Mythen AMZ.

Fuente: [3]

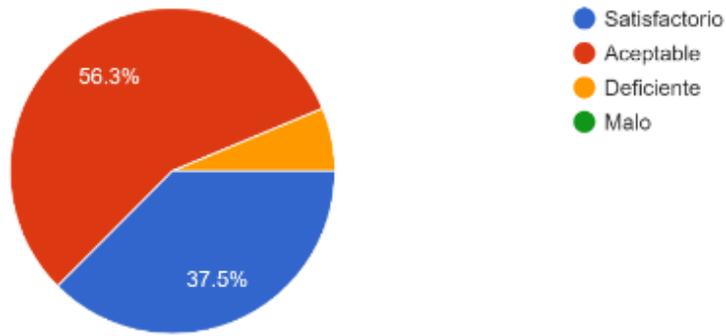


Figura 27: Gráfico de los resultados de la pregunta 5.

Fuente: Autores

Pregunta 3 y 6: Bajo su criterio ¿Cómo considera la aerodinámica del monocasco de la imagen inferior?



Figura 28: Vista Isométrica del Monocasco CS19.

Fuente: [6]

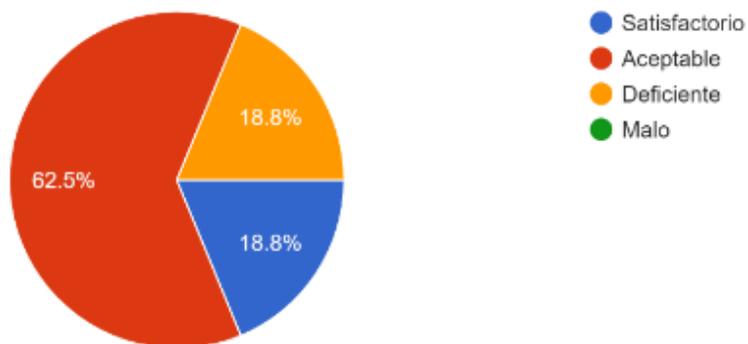


Figura 29: Gráfico de los resultados de la pregunta 3.

Fuente: Autores



Figura 30: Vista Isométrica del Monocasco Mythen AMZ.

Fuente: [3]

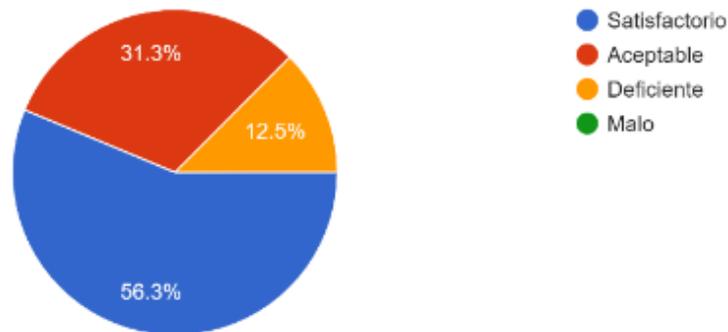


Figura 31: Gráfico de los resultados de la pregunta 6.

Fuente: Autores

2.1.4 Análisis en Base a Resultados Conseguídos de la Encuesta

En esta sección se examinan los resultados obtenidos en base a la encuesta realizada en la sección 2.1.3

Pregunta 1 y 4: En los resultados obtenidos se encontró que tuvieron un alto grado de aceptación ambos prototipos de monocasco, pero el Mythen AMZ tuvo un grado de mayor aceptación al tener un 50% de satisfacción ante un 37.5% con respecto al CS19.

Pregunta 2 y 5: Para el segundo aspecto analizado se encontró que su distribución de los elementos no fue tan satisfactoria en ninguno de los casos; el prototipo CS19 tuvo un 64.3% de mayor aceptación frente a un 56.3% de Mythen AMZ.

Pregunta 3 y 6: El aspecto final tomado en cuenta que fue la consideración del aspecto frente a la aerodinámica tuvo una amplia satisfacción el prototipo de

Mythen AMZ con un alto porcentaje de 56.3% frente a un 18.8% del prototipo CS19.

El análisis final de los resultados obtenidos daría como resultado que en el modelo de Mythen AMZ contó con una mayor satisfacción en los aspectos generales, por lo cual se tomará más en cuenta para el momento del su diseño; para aspectos menos importantes de tomará como guía el prototipo CS19 para el diseño dado que tuvo mayor aceptación en cuanto a la distribución.

2.2 Realización de Bocetos del Monocasco a Mano

Una vez revisado el estado del arte y seleccionado el modelo de la encuesta se procede al bocetaje a mano del cual se busca tener una noción inicial del diseño del modelo que se busca tener en el futuro monocasco.

Para realizar el diseño, se comenzó por bocetar la vista lateral (figura 32), y así tener una idea de la forma y modelo que se busca obtener.

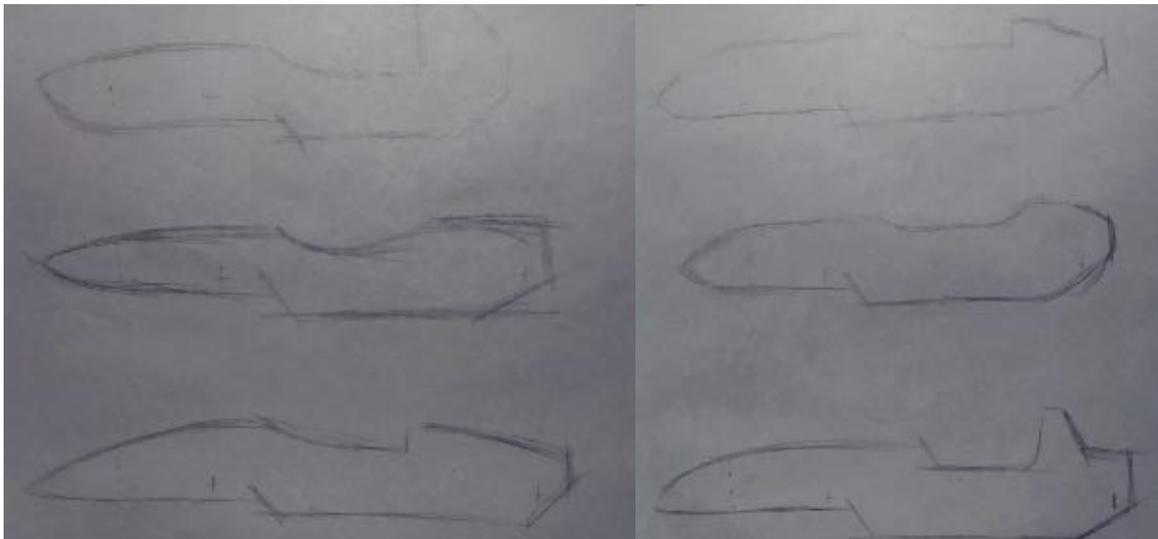


Figura 32: Bocetos realizados a mano como toma de ideas de propuestas.

Fuente: Autores

Con la forma del monocasco en vista lateral definido, se bocetó modelos en perspectiva isométrica como se observa en la figura 33; con los cuales se definirá el modelo final del monocasco.

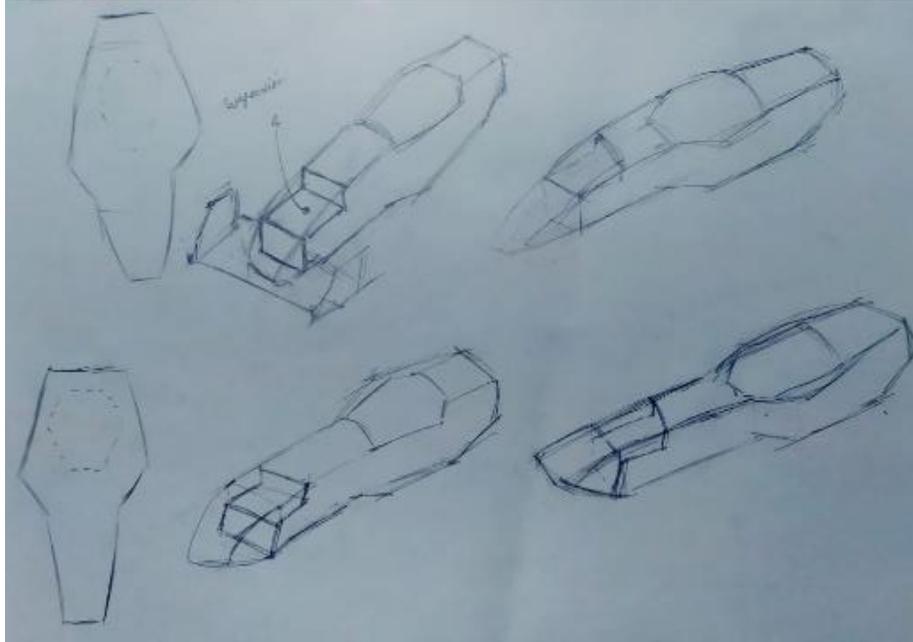


Figura 33: Bocetos de vista superior y en perspectiva del posible diseño.

Fuente: Autores

El modelo final del monocasco, será trasladado al software de diseño para desarrollar su respectivo CAD.

2.3 Traslado del Boceto a Mano Hacia el Software de Diseño

Para iniciar con la realización del diseño en CAD se tuvo que dimensionar en primer lugar las medidas mínimas de un piloto que se encuentra en el manual de Formula Student.

2.3.1 Plantilla de Controlador

Se hace una plantilla bidimensional que se utiliza para representar el percentil 95 masculino con las siguientes dimensiones (ver figura 34):

- Un círculo de 200 mm de diámetro representará las caderas y los glúteos.
- Un círculo de 200 mm de diámetro representará la región del hombro / cervical.
- Un círculo de diámetro 300 mm representará la cabeza (con casco).
- Una línea recta de 490 mm conectará los centros de los dos círculos de 200 mm.
- Una línea recta de 280 mm conectará los centros del círculo superior de 200 mm y el círculo de la cabeza de 300 mm. [1]

2.3.2 Posición de la Plantilla del Controlador

La plantilla del controlador se colocará de la siguiente manera:

- El asiento se ajustará a la posición más retrasada

- Los pedales se colocarán en la posición más adelantada
- El círculo inferior de 200 mm se colocará en la parte inferior del asiento de manera que la distancia entre el centro de este círculo y la cara más trasera de los pedales no sea inferior a 915 mm
- El círculo central de 200 mm, que representa los hombros, se colocará en el respaldo del asiento.
- El círculo superior de 300 mm se colocará a no más de 25 mm del apoyacabezas (donde normalmente se ubicaría el casco del conductor mientras conduce) [1]

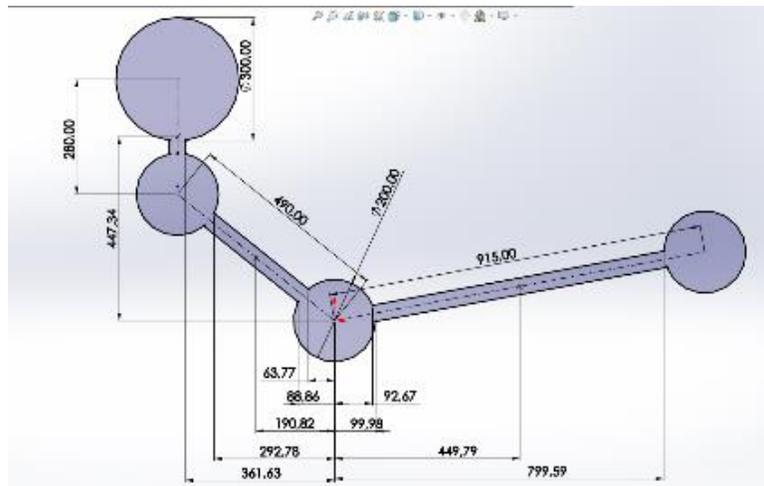


Figura 34: Plantilla del percentil 95 masculino.

Fuente: Autores

Para continuar con el dimensionamiento se procedió a tomar las medidas mínimas dispuestas por el reglamento para la cabina del piloto y el espacio a lo largo de sus piernas.

2.3.3 Apertura de la Cabina

La plantilla que se muestra a continuación debe caber en la abertura de la cabina (figura 35, 36, 37).

La plantilla se sostendrá horizontalmente, paralela al suelo, y se insertará verticalmente desde una altura por encima de cualquier estructura primaria o carrocería que se encuentre entre el aro delantero y el aro principal hasta que: Ha pasado por debajo de la barra superior de la estructura de impacto lateral Está 320 mm por encima del punto más bajo de la superficie superior del piso para diseños monocasco.

- 400mm en su ancho frontal.
- 350mm en su ancho posterior.
- 600mm de largo mínimo de la cabina.

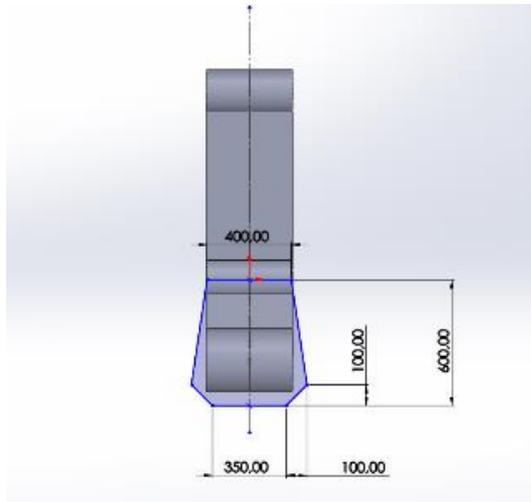


Figura 35: Dimensiones de la apertura de la cabina.

Fuente: Autores

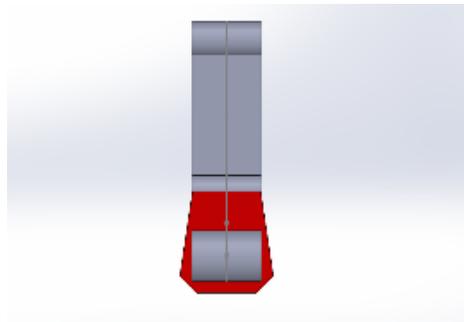


Figura 36: Sólido de la apertura de la cabina en vista superior.

Fuente: Autores

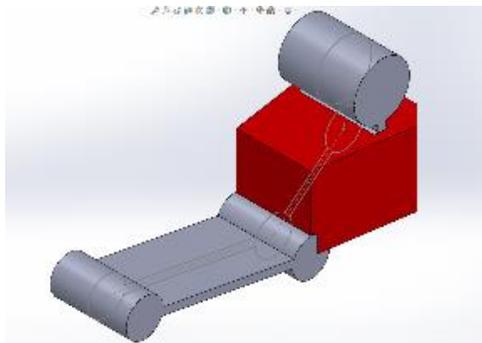


Figura 37: Sólido de la apertura de la cabina en perspectiva isométrica.

Fuente: Autores

2.3.4 Sección Transversal Interna

Se debe mantener una sección transversal interna libre para permitir el paso de la plantilla que se muestra a continuación a través de la cabina (figura 38, 39, 40).

- Un largo y ancho mínimo de 350mm.
- Un radio de 50mm en los centros superior e inferior.

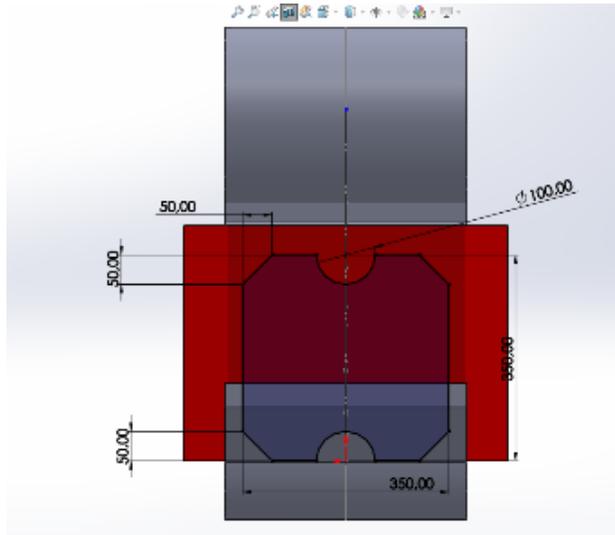


Figura 38: Dimensiones de la sección transversal interna.

Fuente: Autores

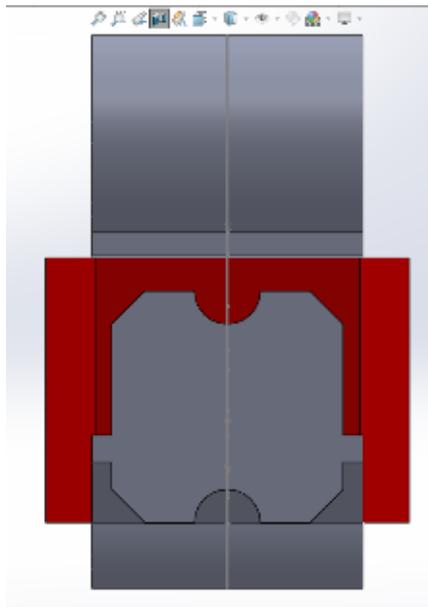


Figura 39: Sólido de la apertura de la sección transversal interna en vista superior.

Fuente: Autores

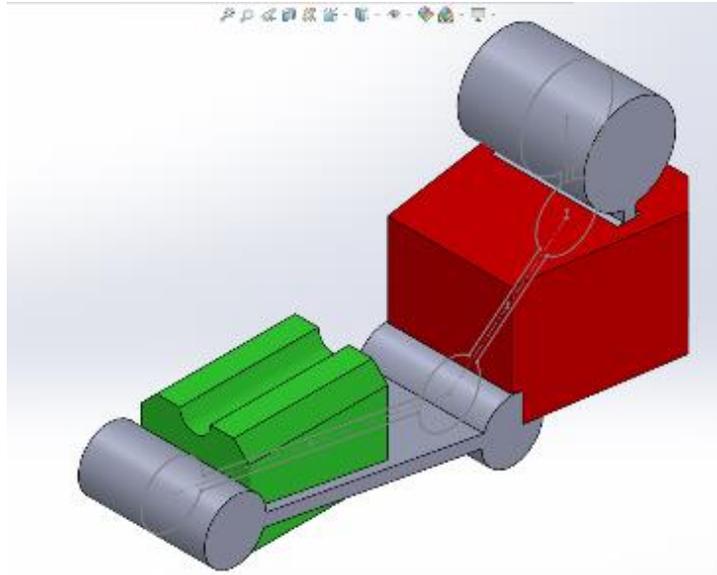


Figura 40: Sólido de la apertura de la sección transversal interna en perspectiva isométrica.

Fuente: Autores

Una vez obtenidos los percentiles y las medidas mínimas de la apertura de la cabina y la sección transversal mínima se procedió con los dimensionamientos iniciales en los cuales se basará para el diseño del monocasco.

2.3.5 Diseño de la Vista Lateral del Monocasco

Se inicia con la vista lateral la cual se dará a todas sus medidas lo más mínimo posible (figura 41), a manera de optimizar en ahorro de material, y por lo tanto peso.

Por lo cual de se asignó las siguientes dimensiones iniciales:

- Un ancho de vía de 1525mm.
- Angulo de apertura del Main Hoop de 30°.
- Distancia desde el punto más alto del Main Hoop hasta el punto de sujeción de los refuerzos del mismo de 160mm.
- Una distancia al suelo de 75mm.
- Se aplicó una medida de 482mm de diámetro para los neumáticos teorizados en este punto a un RIN18.
- Se encontró con la medida de 167.63mm de distancia entre el punto de intersección para ubicar el Front Hoop y así crear el triángulo de seguridad del monoplaza.

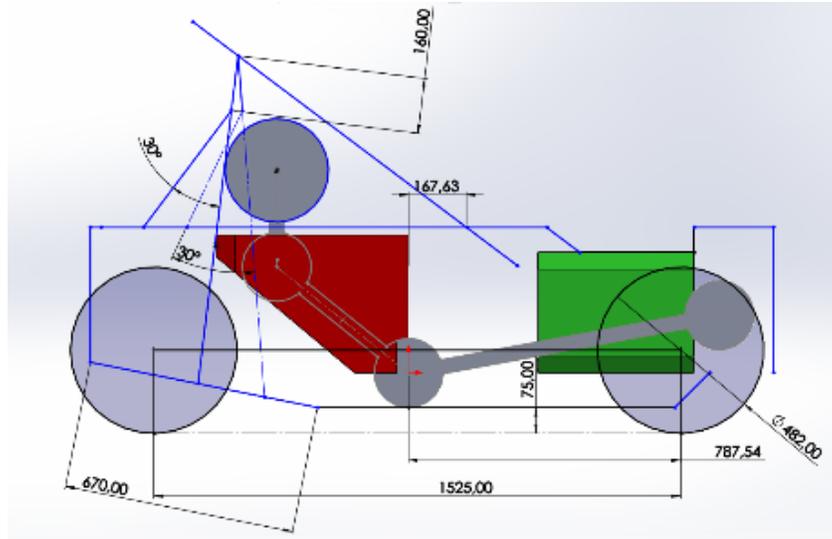


Figura 41: Dimensiones iniciales de la disposición del diseño.

Fuente: Autores

Una vez tomadas las dimensiones principales del vehículo se procedió con el dimensionamiento y distribución de los elementos más grandes y espaciosos como son la batería y el inversor. Basados en los modelos SC19 y Mythen AMZ se observa que en sus disposiciones colocan la batería detrás del piloto y el inversor por debajo de las piernas del mismo, y así aprovechar espacios vacíos de la cabina.

Según estudios realizados en el “Politecnico Di Torino”, el monoplaza SC19 en comparación con su antecesor SC18, en su posicionamiento de inversor busca minimizar el momento de inercia, como se observa en la tabla 1; al compararlos, la configuración de inversor del modelo SC19 muestra ventajas en términos de reducción del momento de inercia con respecto a su antecesor.

Tabla 1: Comparación de Inercia entre Modelos SC18 y SC19 [6]

		I_G [Kg*m ²]			
Configuration	Component	Mass [kg]	I_{XX}	I_{YY}	I_{ZZ}
2018	Left inverter	3.15	0.62	0.31	0.67
	Right inverter	3.15	0.62	0.31	0.67
	Inverter assembly	6.30	1.24	0.61	1.35
2019	Inverter assembly	6.30	0.17	1.08	0.97
			-1.07	0.47	-0.38
			-86.1%	+76.6%	-27.9%
(out of interest)					

Fuente: [2]

Una vez dimensionada y optado por la siguiente configuración se procedió a diseñar la posición de los firewalls, (figura 42), con los que contará el monocasco, en este caso serían dos dado que se encuentra con elementos de peligro eléctrico en la parte delantera y posterior.

- Una batería de 774.16mm x 154.7mm
- Un inversor de 554mm x 96mm

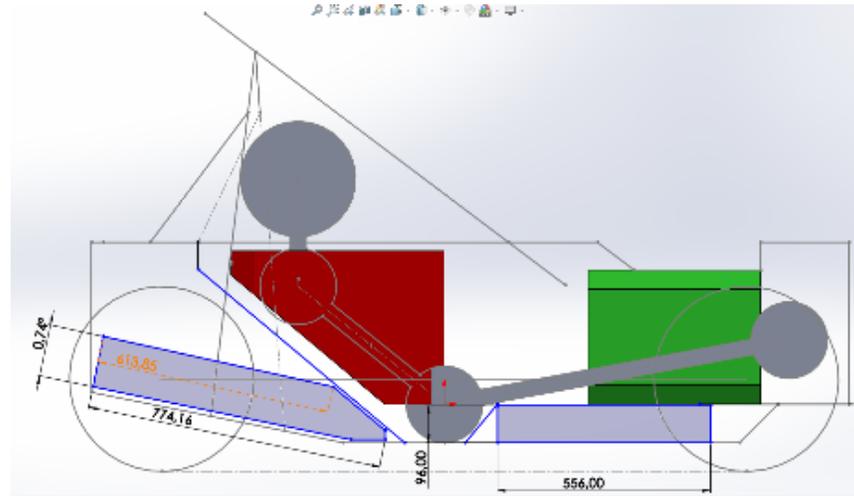


Figura 42: Sketch de la disposición de los elementos más grandes con la ubicación de sus respectivos firewalls.

Fuente: Autores

Una vez obtenidos todos los elementos de prioridad por su dimensión y obligatoriedad, se procedió con la realización del boceto del monocasco en vista lateral, (figura 43, 44), de forma inicial para poder darle forma de acuerdo a las necesidades de su debido dimensionamiento.

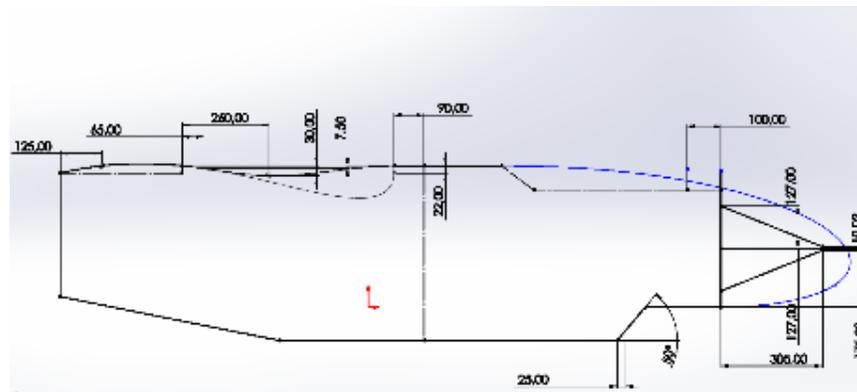


Figura 43: Sketch de la forma del monocasco en vista lateral.

Fuente: Autores

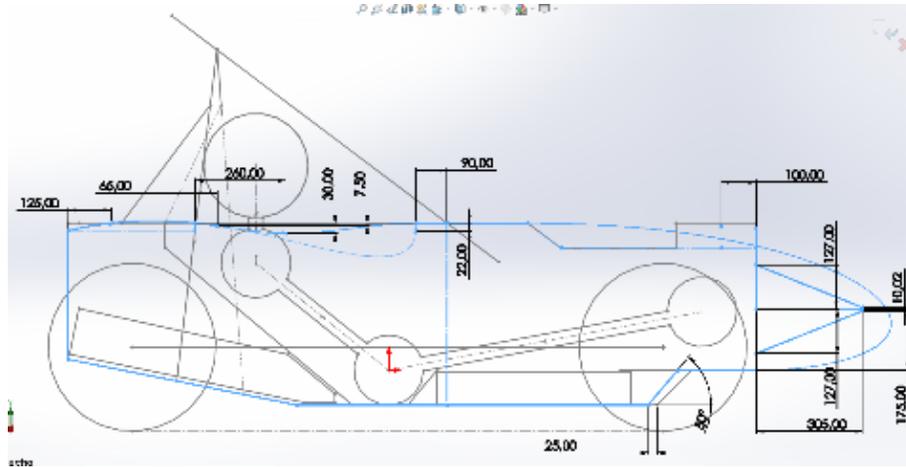


Figura 44: Vista de la forma del monocasco con sus elementos más importantes.

Fuente: Autores

De manera adicional se dimensionó el atenuador de impactos para el futuro diseño de la nariz del vehículo, y que se note la idea y la forma que se busca tener en el monocasco. Dado que el atenuador de impactos cuenta con un modelo homologado comercial para la competencia se procedió a usar ese para darle la forma a el diseño de la nariz, (figura 45), se cuenta con las siguientes medidas.

- Un alto máximo de 254mm en su base
- Un largo máximo de 305mm
- Un alto mínimo de 20.04mm en la punta

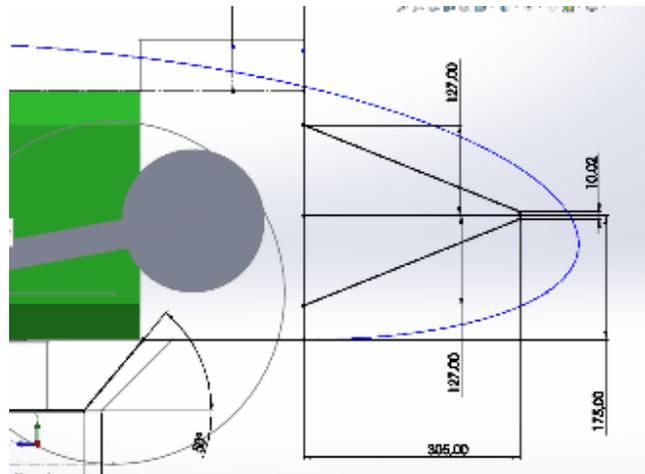


Figura 45: Dimensionamiento de la nariz con respecto a un atenuador de impacto con sus dimensiones básicas.

Fuente: Autores

Como una comprobación final de que el diseño está optimizado en lo máximo posible se estableció las medidas promedio de un hombre ecuatoriano para verificar que el diseño no es muy pequeño o muy grande para la persona basado en los datos obtenidos de las medidas corporales, como se observa en las figuras 46 y 47.

- Un largo del brazo total de 520mm desde el hombro hasta la mano.
- Un largo de la pierna total de 975mm desde la cadera hasta la planta del pie.
- Una longitud promedio de 490mm desde la articulación del hombro hasta la cadera.

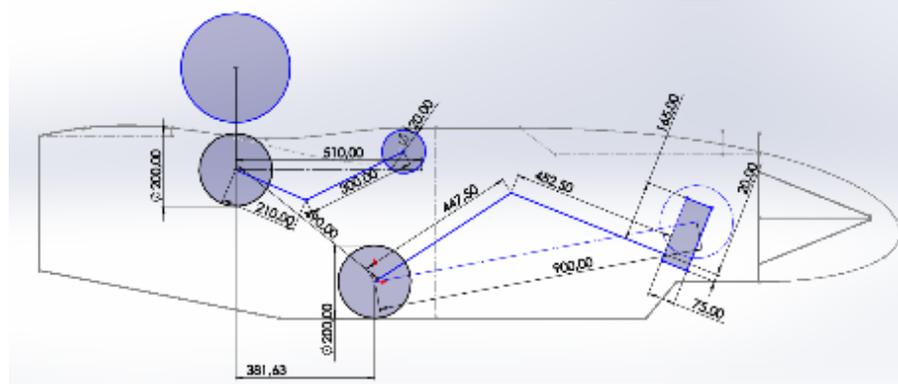


Figura 46: Percentil promedio de una persona ecuatoriana dispuesto dentro de la estructura.

Fuente: Autores

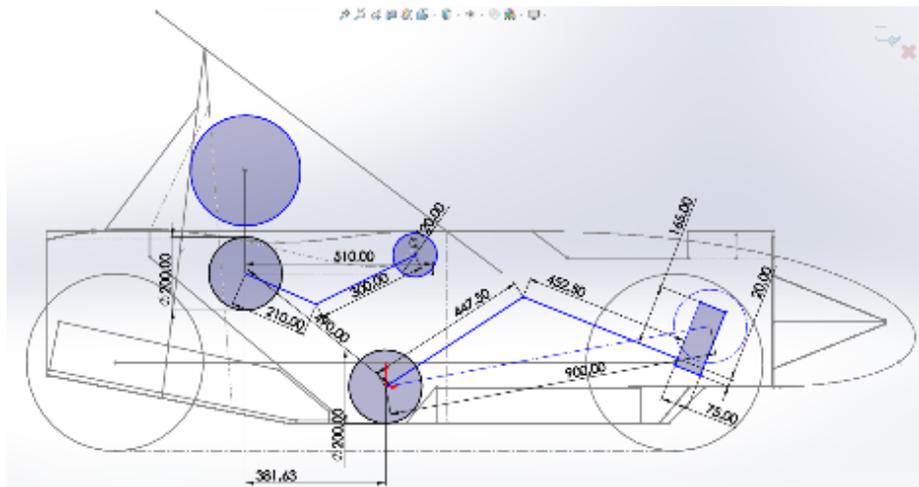


Figura 47: Sketch con la disposición de todos los elementos del boceto en 2D realizado.

Fuente: Autores

Una vista lateral final (figura 48), con todos los elementos insertados en el sketch del software para tener una noción general de la disposición que se busca tener en este diseño de monocasco.

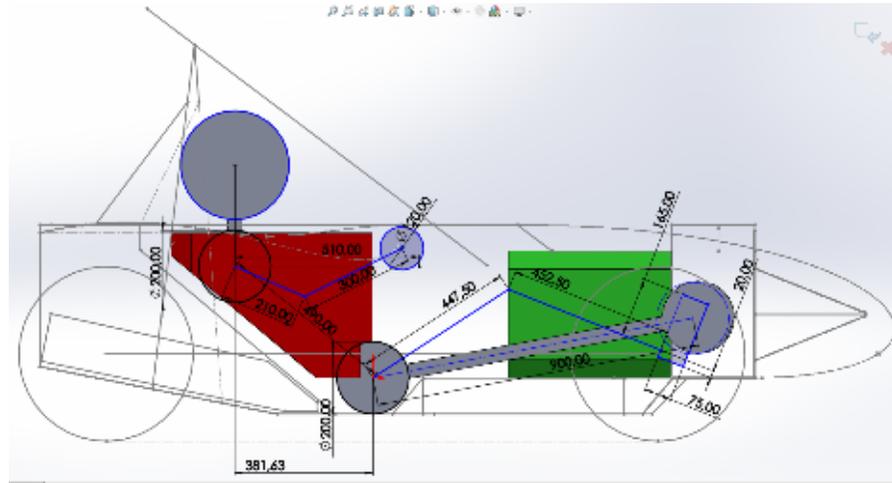


Figura 48: Vista general en 2D de la vista lateral de la disposición de los elementos.

Fuente: Autores

Con el monocasco con todas sus medidas definidas, se procede al modelado de la propuesta en 3D.

2.4 Diseño del Monocasco en 3D

Con todas las dimensiones anteriormente establecidas en su vista lateral (figura 49), se procedió a modelar el diseño del monocasco en 3D; al contar con todas sus dimensiones y parámetros obligatorios previamente establecidos, se facilitó y recortó tiempo en el diseño del CAD.

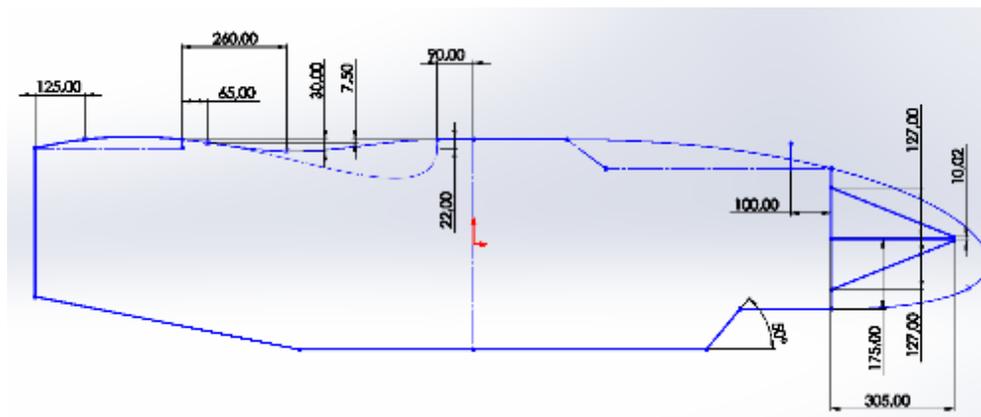


Figura 49: Sketch del diseño en 2D del monocasco.

Fuente: Autores

Se inició con una “extrusión” de 750mm la cual se aplicó desde un plano medio, como se observa en la figura 50, la que será su ancho máximo previo al vaciado, el cuál más adelante se explicará su medida. En esta parte del proceso se excluyó la nariz dado que forma parte del paquete aerodinámico y es un elemento aparte externo al cuerpo del monocasco.

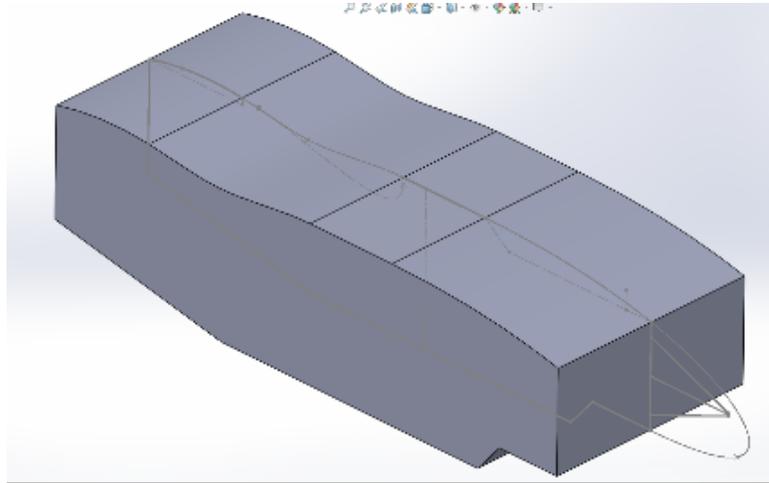


Figura 50: Extrusión del Boceto en 2D.

Fuente: Autores

Una vez obtenida la superficie en bruto del monocasco, por medio de las herramientas “boceto” y “extrusión de corte” se procedió a darle más forma al monocasco desde una vista superior (figura 51). Se tuvo en cuenta en este las dimensiones del mínimo de apertura de la cabina.

- Se estableció un ancho frontal de 350mm en total
- Se estableció un ancho posterior de 550mm en total
- Un ancho máximo de 750mm de su extrusión anterior

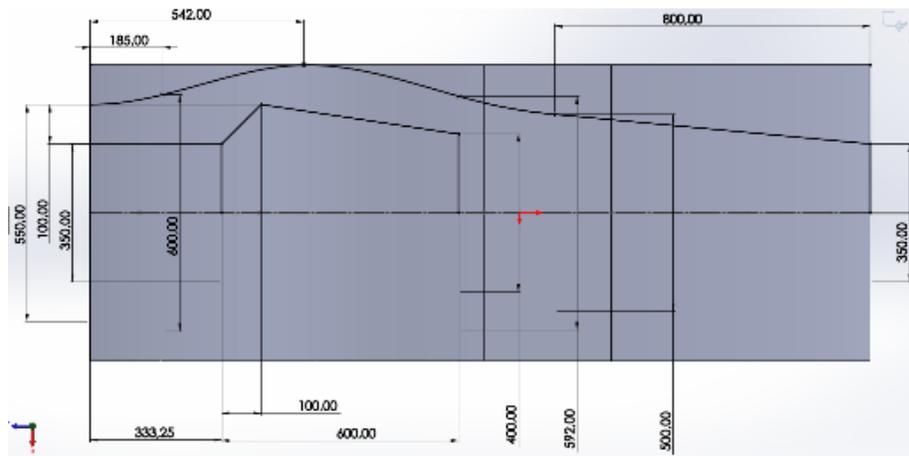


Figura 51: Sketch de la forma desde la vista superior.

Fuente: Autores

Después de concretar las medidas en el boceto se procedió a aplicar la herramienta "espejo" para completar el boceto a ambos lados y se procedió a darle su corte de extrusión, la cual fue por toda la superficie de arriba hacia abajo. (figura 52)

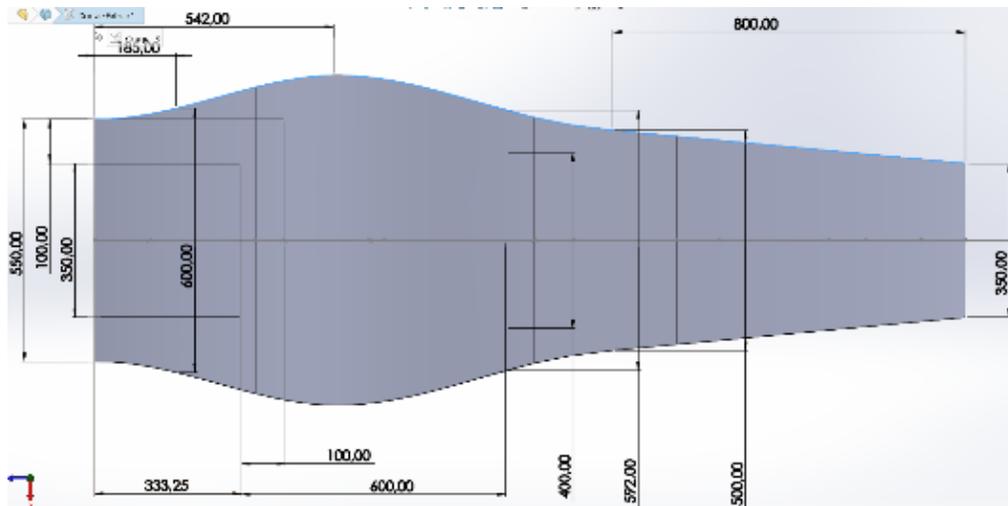


Figura 52: Vista superior de la forma del monocasco.

Fuente: Autores

Siguiente se realizó un chaflán por medio de la herramienta "chaflán" del programa a lo largo de sus aristas superiores e inferiores. Dado a su forma irregular se tuvo que aplicar tres veces la herramienta, una para las aristas superiores y dos para las aristas inferiores. (figuras 53, 54 y 55)

- Chaflán de 50x75mm en sus aristas superiores.
- Chaflán de 50x50mm en sus aristas inferiores.

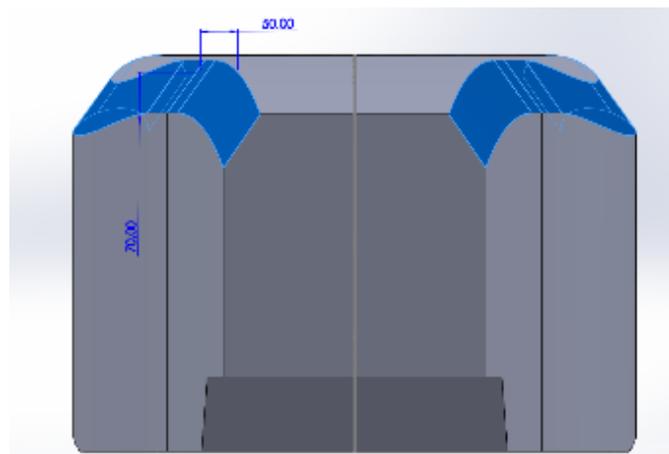


Figura 53: Chaflán de 50x75mm en sus aristas superiores.

Fuente: Autores

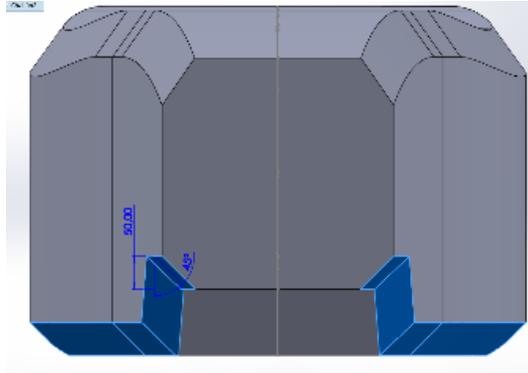


Figura 54: *Chañlón de 50x50mm en sus aristas inferiores delanteras.*

Fuente: Autores

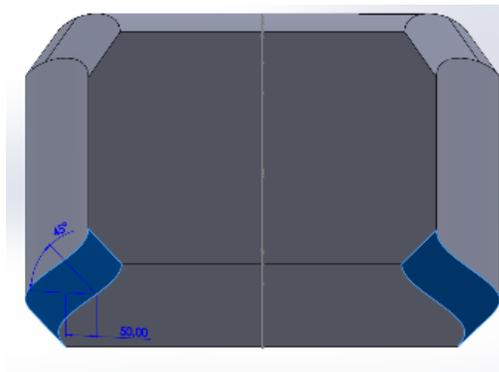


Figura 55: *Chañlón de 50x50mm en sus aristas inferiores posteriores.*

Fuente: Autores

Una vez obtenida la forma exterior del monocasco, se procedió a realizar los cortes de la entrada a la cabina y el segmento donde se ubicaría el sistema de la suspensión delantera (figura 57). Dado que en el boceto de la vista lateral ya se diseñó estos elementos a suprimir solo se tuvo que aplicar la herramienta "convertir entidades" la cual creó las líneas de estos elementos y nada más aplicar la herramienta de extrusión de corte. (figura 56)

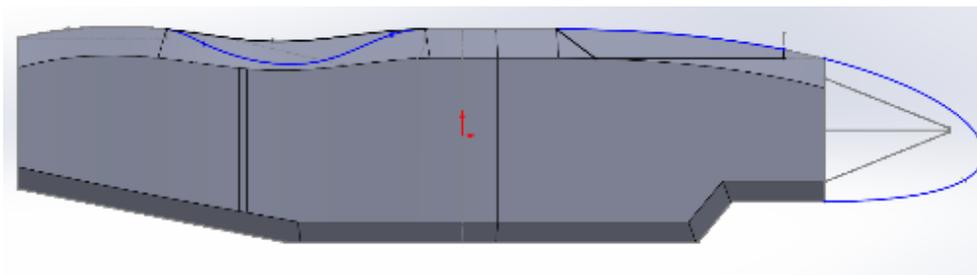


Figura 56: *Boceto de la vista lateral del sólido del monocasco.*

Fuente: Autores

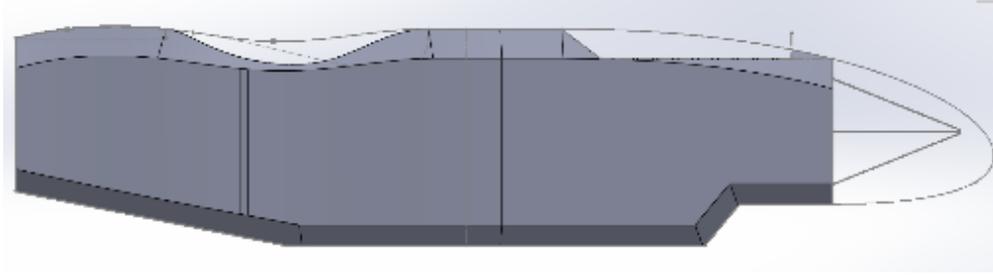


Figura 57: Corte de Extrusión del sólido del monocasco.

Fuente: Autores

Una vez ya definidos los cortes, su forma exterior estaría definida por completo, por lo que este paso se procedería al vaciado de la figura. Para este paso se empleó la herramienta “vaciado”, en este caso hacia el exterior para que de esta forma su distancia mínima hacia el suelo sería de 50mm dándole un espesor de 20mm. Se aplicó un espesor promedio de 20mm dado que en la teoría se encontró que los sándwiches en promedio se encontraban en 20mm de ancho. (figuras 58 y 59)

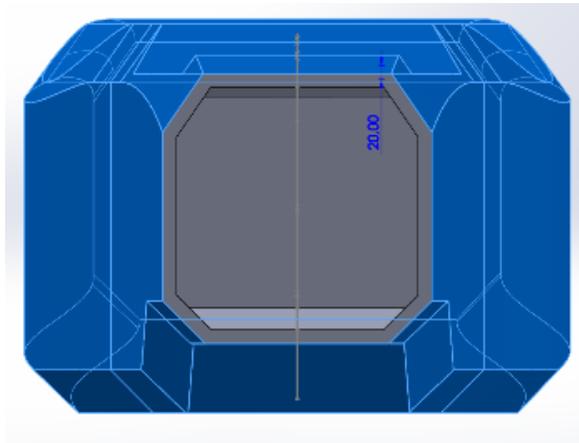


Figura 58: Vista Preliminar del Vaciado del Monocasco.

Fuente: Autores

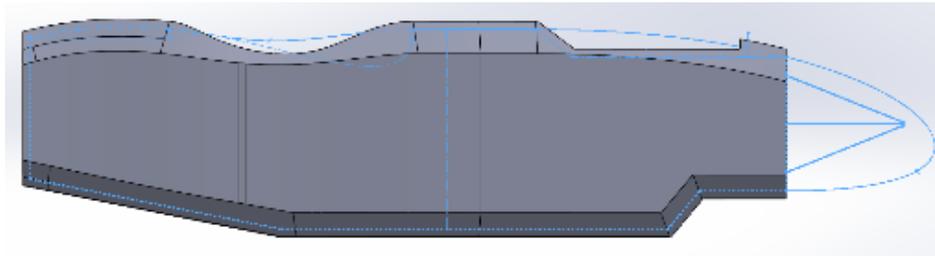


Figura 59: Vista Lateral del Monocasco Después de Aplicarle el Vaciado.

Fuente: Autores

Con el modelo final del monocasco, se procedió a dar detalles extra como es el aumento de material en algunos lugares que se necesita aplicar dado que, al aplicar el vaciado, en todas las zonas del monocasco se tuvo una dimensión de solo 20mm.

Se inició por la parte posterior del monocasco en la cual se tuvo que adicionar material, como se observa en la figura 60, al ser donde debe colocarse la tapa posterior del monocasco. Por medio de un boceto en la zona, se procedió a adicionar material con la ayuda de la herramienta "equidistanciar entidades" dándole una equidistancia de 50mm desde su superficie exterior, siguiente se la extruyó al aplicar fusión de superficies para crear como un sólido único.

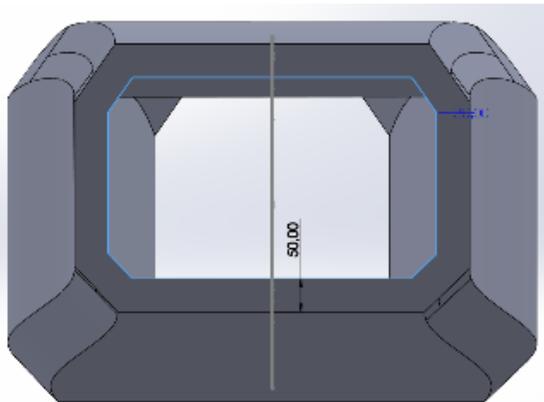


Figura 60: Corte de Extrusión en la cara posterior del Monocasco.

Fuente: Autores

De la misma manera se procedió con la parte delantera dado que al igual que en la parte posterior, irá una tapa en la cual se situará el atenuador de impactos y la nariz del monocasco; el procedimiento será el mismo, solo con la diferencia de que se le extruyó desde su superficie interna. (figura 61)

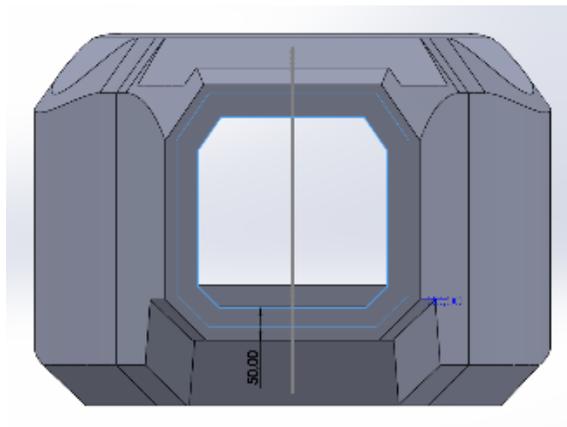


Figura 61: Extrusión de la cara Delantera del Sólido.

Fuente: Autores

Se procedió con el corte del agujero de la entrada de la cabina; se aplicó una extrusión de corte desde el plano de planta hacia arriba y se agrandó de manera considerable las medidas en cuanto a lo que exige el reglamento de Formula Student [1]. (figuras 62 y 63)

- 400mm en su ancho frontal.
- 550mm en su ancho posterior.
- 600mm en su punto de ancho máximo.
- 600mm de longitud se mantiene de apertura de la cabina.

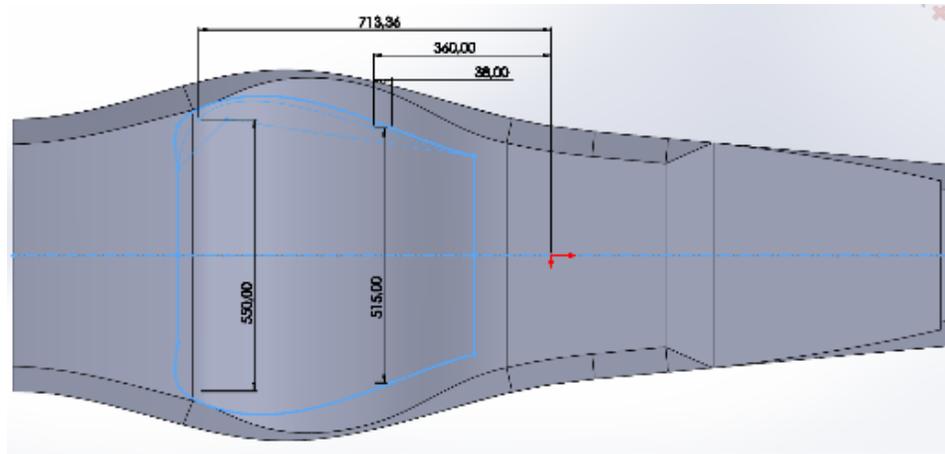


Figura 62: Boceto de la Forma de la Apertura de la Cabina desde la Vista Superior.

Fuente: Autores

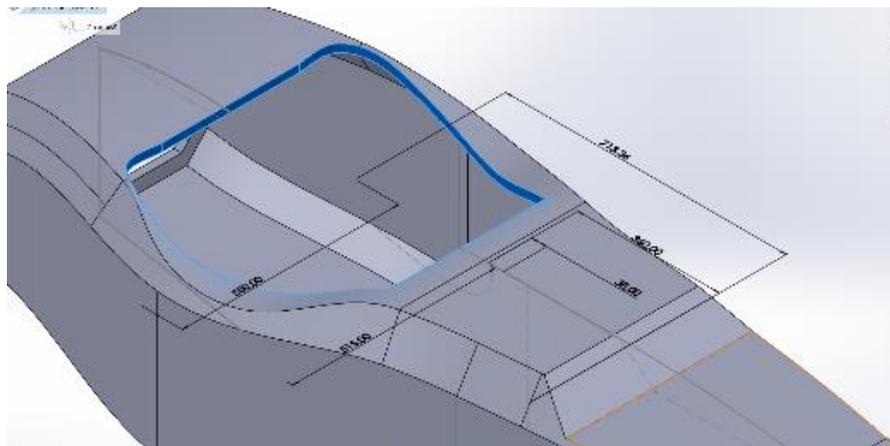


Figura 63: Vista isométrica de la Apertura de la Cabina.

Fuente: Autores

Con el CAD de la estructura del monocasco realizada, siguiente se diseñó el triángulo de seguridad del monoplaça.

2.5 Diseño del Triángulo de Seguridad

Para iniciar con el diseño del triángulo de seguridad, se inició por la creación de un ensamble con el CAD de percentiles y el del monocasco en sí.

El cual sería usado de guía para el diseño y disposición de los elementos dentro de la estructura. Para la competencia Formula Student en caso de ser monocasco se obliga la implementación de tubería de seguridad como son el Main Hoop y Front Hoop que son sólidos externos a la estructura principal, pero por motivos de análisis se tiene que dimensionarlas y disponerlas en el monocasco.

2.5.1 Main Hoop

Para dimensionar el tubo Main Hoop, se lo tuvo que analizar por medio del ensamble para comprender sus dimensiones. (figura 64)

Para lo cual, se usó la herramienta calcular para sacar distancia desde el punto más extremo posterior, y de esa forma obtener dos planos.

- Distancia extremo a punto inferior del Main Hoop 331.76mm.
- Distancia extremo a punto inferior del Main Hoop 447.7mm.
- Distancia del punto más alto hasta el punto intersección con la estructura 1 957.89mm.

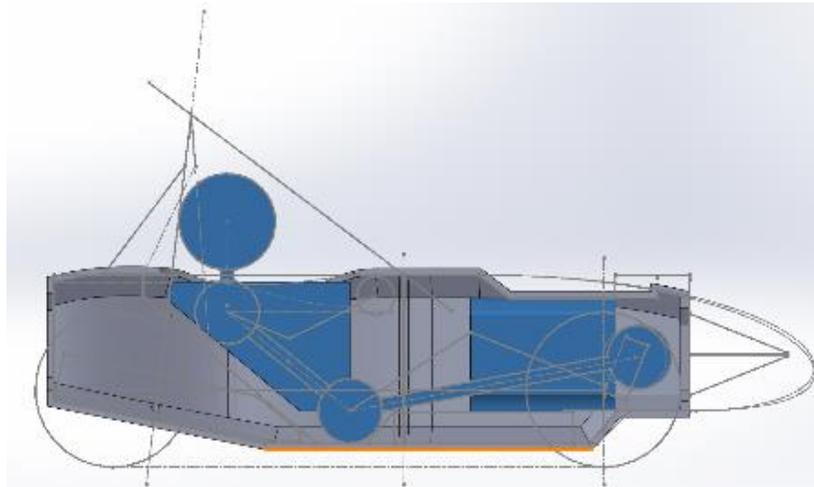


Figura 64: Dimensionamiento del Main Hoop en Vista Lateral.

Fuente: Autores

Desde los planos obtenidos se aplicó un croquis 3D y se bocetó un triángulo que serviría de base para el diseño del Main Hoop. (figuras 65 y 66)

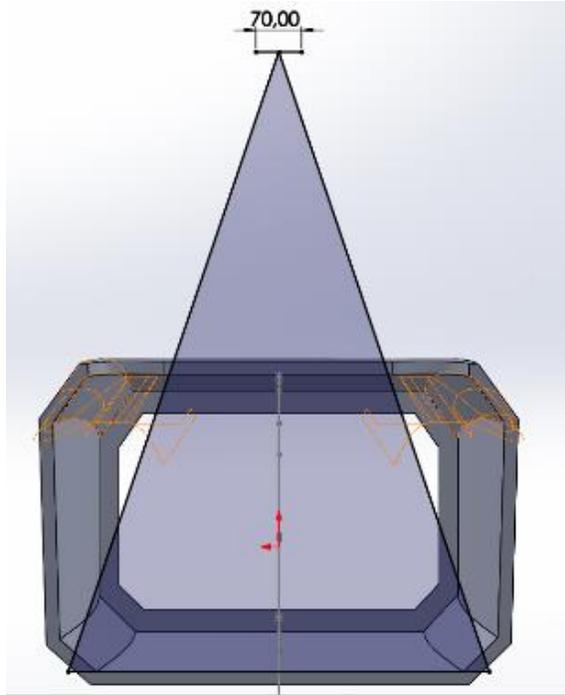


Figura 65: Triángulo que se Usará de Base para el diseño del Main Hoop.

Fuente: Autores

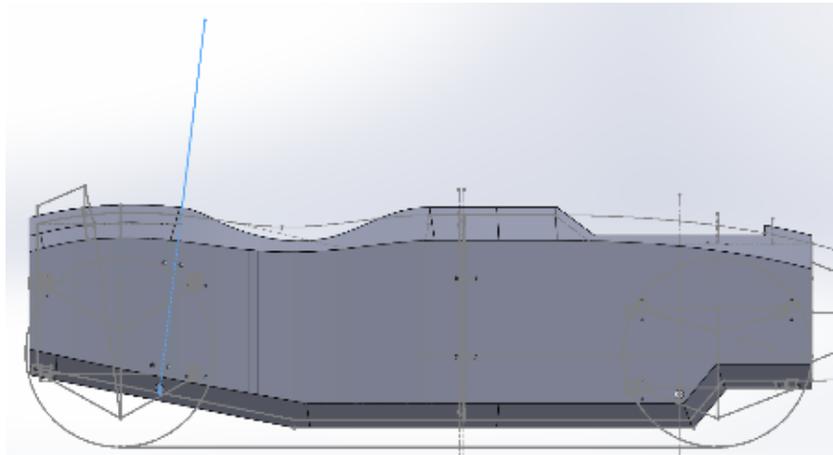


Figura 66: Vista Lateral del Sólido con el Boceto del Main Hoop.

Fuente: Autores

Una vez obtenida la base inicial para el diseño del monocasco se procedió a diseñar la que sería la forma de la estructura del Main Hoop que obtuvo la siguiente forma ya que por motivos de diseño se optó por enviar el Main Hoop por dentro de la estructura. (figuras 67 y 68)

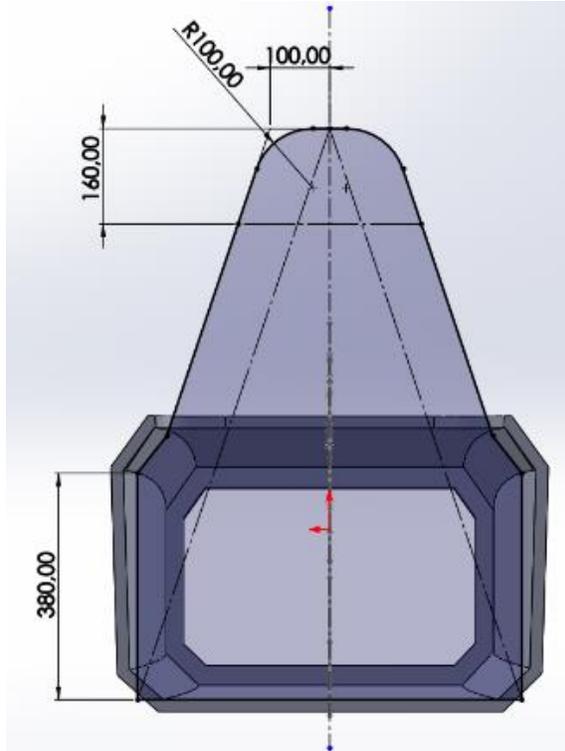


Figura 67: Boceto Inicial del Dimensionamiento del Main Hoop.

Fuente: Autores

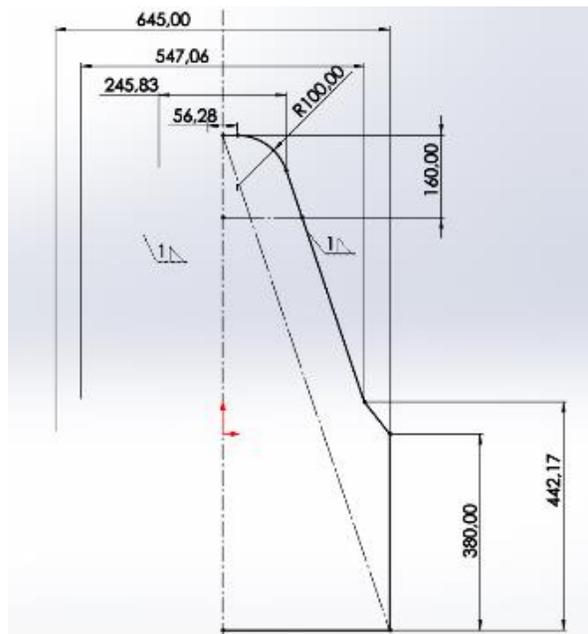


Figura 68: Boceto de la Mitad del Main Hoop con sus Dimensiones.

Fuente: Autores

Con el diseño del Main Hoop establecido se procedió al diseño de sus soportes y refuerzos del mismo, dado que en el diseño del Main Hoop ya se estableció la distancia mínima desde el punto más alto hasta el punto de ensamble con los refuerzos de 160mm, un ancho entre refuerzos de 307.67mm y una longitud de 420.21mm cada uno. (figuras 69 y 70)

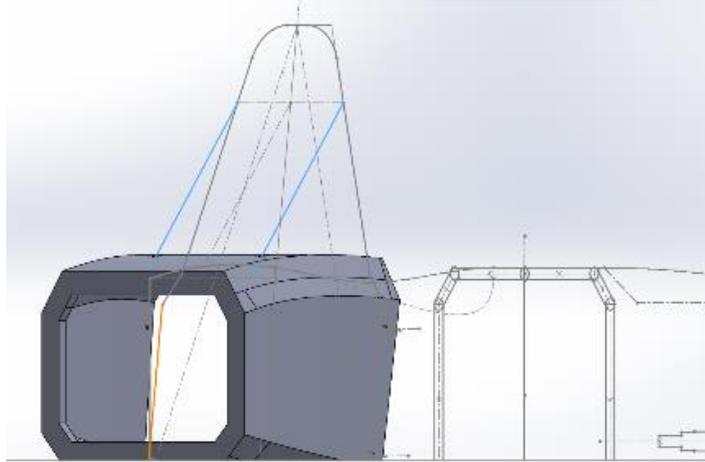


Figura 69: Vista del Sólido con los Refuerzos del Main Hoop.

Fuente: Autores

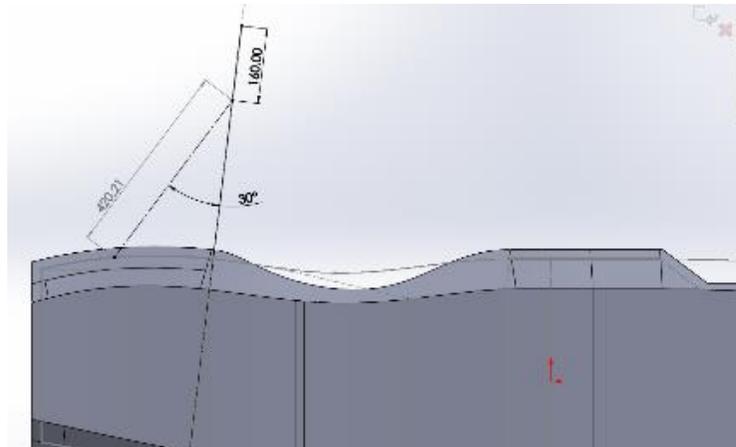


Figura 70: Vista Lateral del Main Hoop con sus Refuerzos.

Fuente: Autores

2.5.2 Front Hoop

Para el dimensionamiento del Front Hoop se tuvo que insertar un plano en el punto de intersección de la recta trazada desde el punto máximo del Main Hoop y un

punto a una distancia horizontal de 167.63mm desde el punto externo de la apertura mínima de la cabina, como se observa en la figura 71. Para así generar el triángulo de seguridad y encontrar la distancia a la que debe ir ubicado.

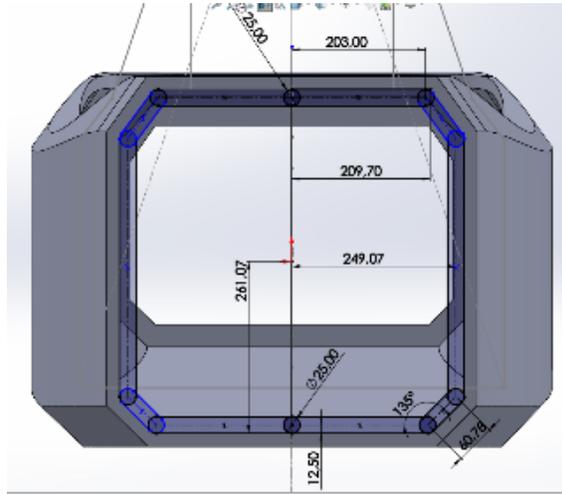


Figura 71: Dimensionamiento Inicial del Front Hoop.

Fuente: Autores

Para las medidas del Main Hoop se determinó, (figura 72):

- Un ancho de 496mm.
- Un radio de 90mm en sus puntas.

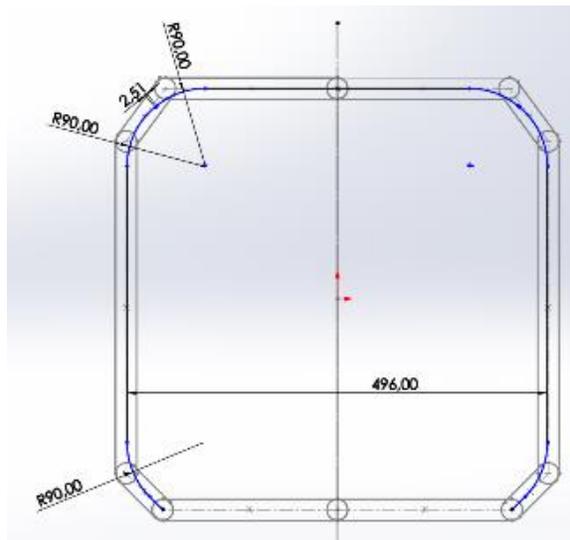


Figura 72: Boceto del Front Hoop con sus Dimensiones.

Fuente: Autores

Con el triángulo de seguridad diseñado, se procedió con la disposición y modelado de los agujeros que estarán en la estructura para el acople de los elementos del monocasco.

2.6 Agujeros de la Estructura

Dado que el monocasco es una, mono estructura en la cual va a tener que acoplarse distintos elementos y los diferentes sistemas que componen el monocasco.

Por lo cual para acoplar los elementos al monocasco se va a tener que realizar y ubicar los agujeros en la estructura para lograr las sujeciones.

2.6.1 Dimensionamiento de los Agujeros de Acople del Main Hoop

Para modelar los agujeros de Main Hoop se tuvo que ubicar planos a lo largo de los puntos de intersección entre la superficie y las líneas del boceto.

Dado que las estructuras principales del monoplaza como son el Main y Front Hoop deben tener un ancho mínimo de 24.5mm ó 1 pulgada, se hizo unos agujeros de 25mm de diámetro en la parte superior como inferior del monocasco por donde cruza la estructura del Main Hoop. (figuras 73, 74 y 75)

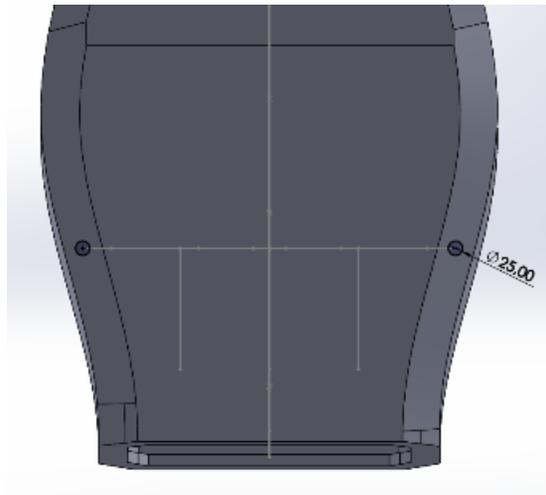


Figura 73: Boceto de los Agujeros para el Main Hoop desde Cara Inferior.

Fuente: Autores

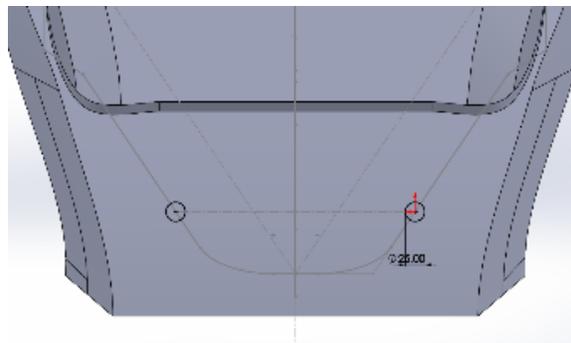


Figura 74: Boceto de los Agujeros para los Refuerzos del Main Hoop desde Cara Superior.

Fuente: Autores

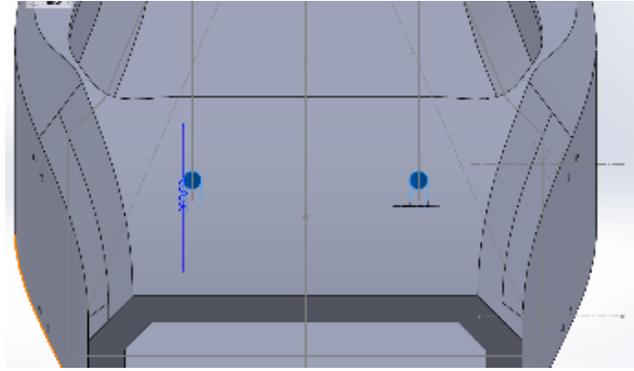


Figura 75: Vista de la Cara Superior con los Agujeros de los Refuerzos del Main Hoop.

Fuente: Autores

2.6.2 Agujeros de las Sujeciones del Main y Front Hoop

Para acoplar los elementos del triángulo de seguridad se tuvo que diseñar y ubicar los puntos por donde pasarán las sujeciones y conectarán los elementos.

Con el dimensionamiento del Main y Front Hoop se tuvo que diseñar un sistema de acople tipo abrazaderas, las cuales irán unidas a las estructuras metálicas y por las cuales se acoplará al monocasco por medio de pernos.

Para los casos de los dos elementos se tuvo que aplicar el agujero de dimensiones para un M10 dado que en el reglamento se pide que las estructuras principales lleven ese tamaño de perno.

Para el caso del Main Hoop se tuvo que dimensionar 4 agujeros, dos para cada abrazadera, las cuales irán una abrazadera cercana a la arista superior a una altura de 330mm y una cercana a la arista inferior a 68mm, ambos desde la superficie inferior interna. (figura 76)

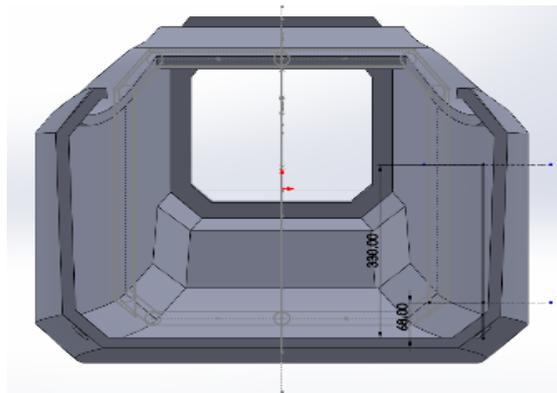


Figura 76: Boceto de Dimensionamiento de los Agujeros de Sujeción del Main Hoop.

Fuente: Autores

Con las alturas definidas se procedió al dimensionar y ver la disposición a la que irán los agujeros, se toma como referencia una recta horizontal que cruza con el centro del agujero del Main Hoop y desde la cual se trazará otra recta con la cual se dimensionará el ángulo de inclinación que se encuentra a una distancia perpendicular de 13.09mm con el que cuenta la pared del monocasco, la cual fue de $\pm 75.07^\circ$ a una distancia de 23mm y 19mm cada uno. (figura 77)

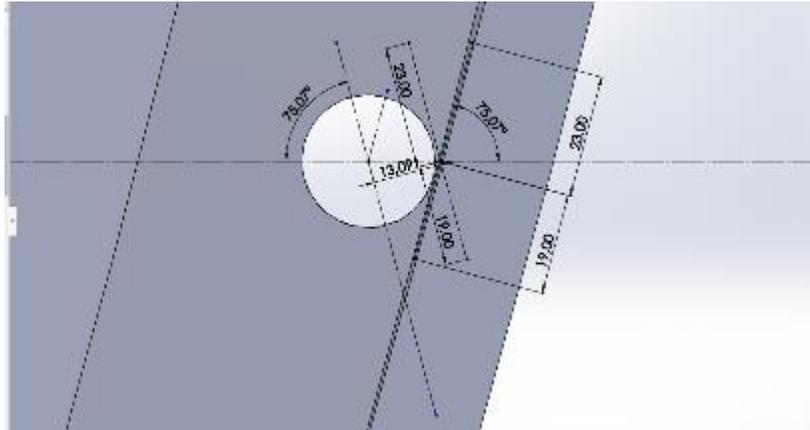


Figura 77: Boceto de la Disposición para los Agujeros de la Abrazadera Inferior.

Fuente: Autores

Para los agujeros de la abrazadera superior fue el mismo proceso con el cambio de que en este caso tenía un ángulo de 75.91° y una distancia horizontal de 21.56mm. (figura 78)

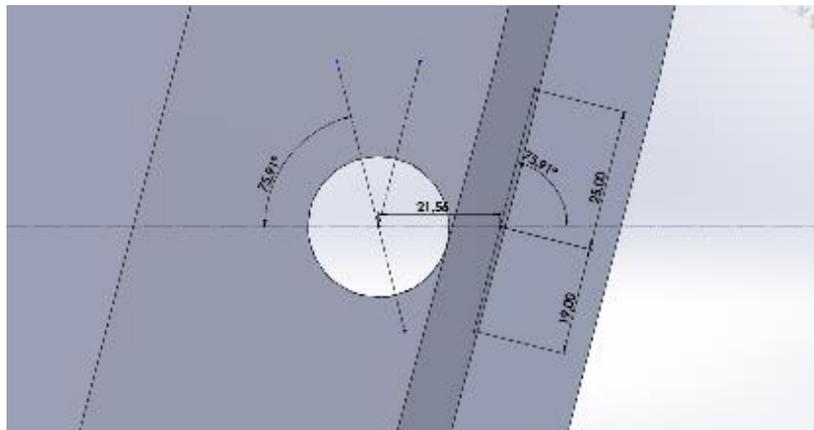


Figura 78: Boceto de la Disposición para los Agujeros de la Abrazadera Superior.

Fuente: Autores

Con los agujeros dimensionados y dispuestos se procedió a extruir el corte, para de esta manera generar los agujeros. (figuras 79 y 80)

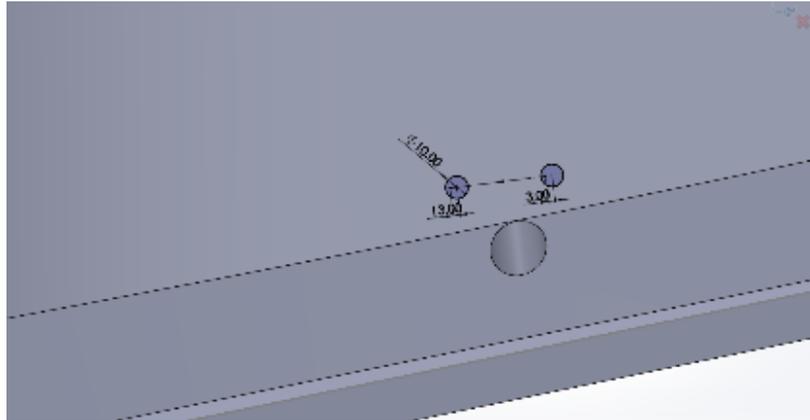


Figura 79: Boceto de los Agujeros de la Abrazadera Inferior.

Fuente: Autores

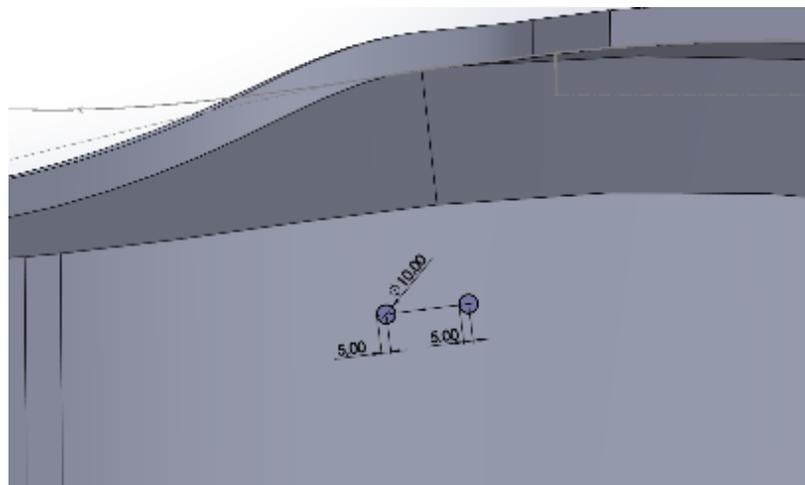


Figura 80: Boceto de los Agujeros de la Abrazadera Superior.

Fuente: Autores

Para el Front Hoop se aplicó la misma metodología de sujeción de la estructura y el mismo procedimiento para la generación de los agujeros que irán en el monocasco.

En este caso se trabajó con un plano tangente a la superficie dado que en esta zona del monocasco se produce un ensanchamiento del mismo y por lo cual se generó una forma semi circular. Con el plano creado se estableció el origen del boceto en la zona medio del monocasco para de esta manera establecer de forma simétrica con una apertura de 200mm de manera vertical, la dimensión de este agujero fue de 10mm dado que también cuenta con una apertura M10. (figuras 81 y 82)

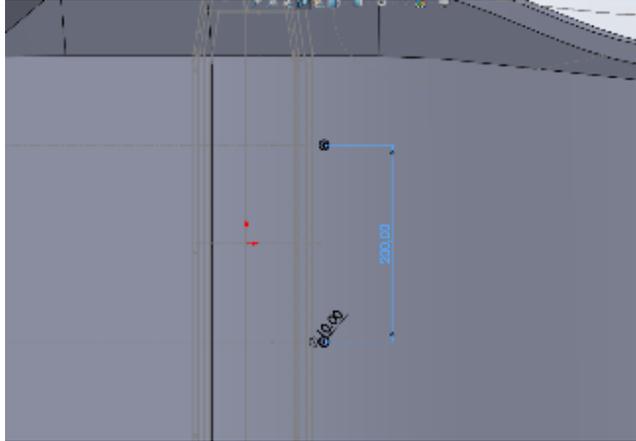


Figura 81: Boceto de los Agujeros Posteriores de la Abrazadera del Front Hoop.

Fuente: Autores

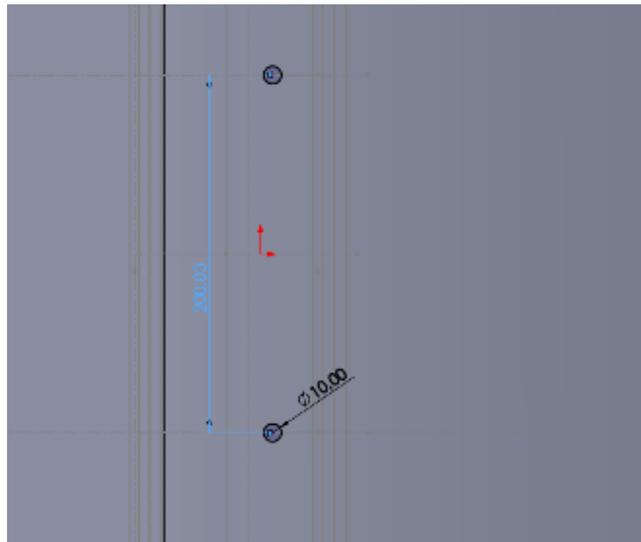


Figura 82: Boceto de los Agujeros Delanteros de la Abrazadera del Front Hoop.

Fuente: Autores

Una vez dimensionados y distribuido los agujeros, se procedió a aplicar la extrusión de corte. (figura 83)

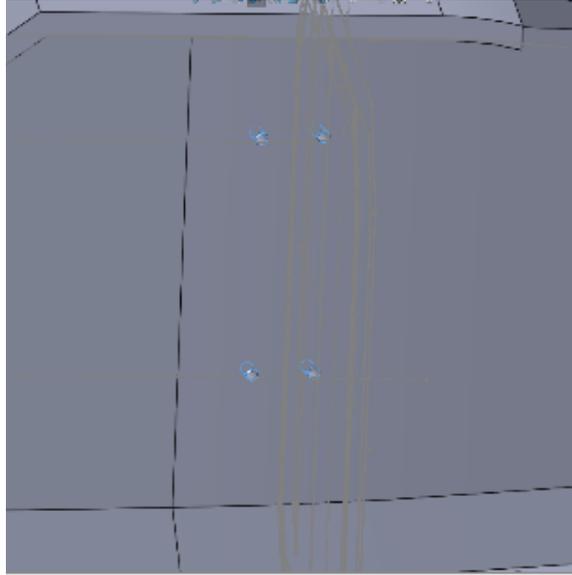


Figura 83: Vista del Sólido con el Corte de Extrusión Aplicado en los Agujeros.

Fuente: Autores

2.6.3 Agujeros de los Sistemas del Monoplaza

2.6.3.1 Sistema de Dirección

Para el dimensionamiento y disposición de los agujeros de los sistemas del monoplaza, se realizó un dimensionamiento parcial de la ubicación que tomarían los elementos, para poder ubicar su posición dentro del monocasco.

Para el dimensionamiento de los agujeros para la salida de la dirección, se tomó como dato las dimensiones de un sistema de dirección comercial estándar el cual contaba con una dimensión de 457.2mm de longitud, y un diámetro de 22.23mm de su eje de salida para la conexión con la llanta del monoplaza. (figura 84)

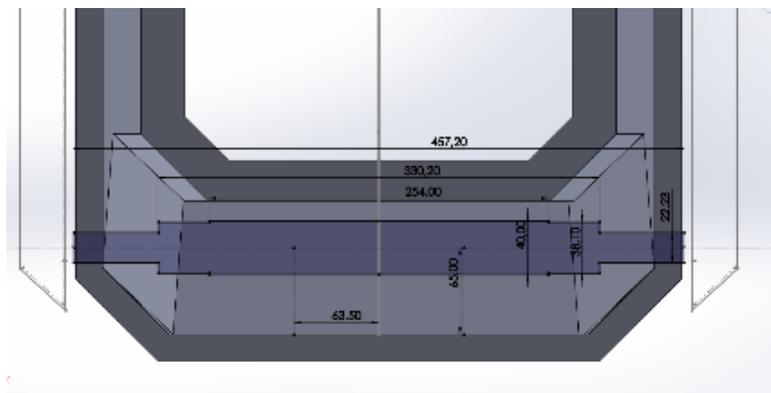


Figura 84: Boceto de un Sistema de Dirección Básico.

Fuente: Autores

Una vez establecida la medida del eje que va a cruzar la estructura, se procedió a verificar que cruce la superficie de la estructura de manera perpendicular. Se procedió a realizar una extrusión de corte para generar el agujero. (figura 85)

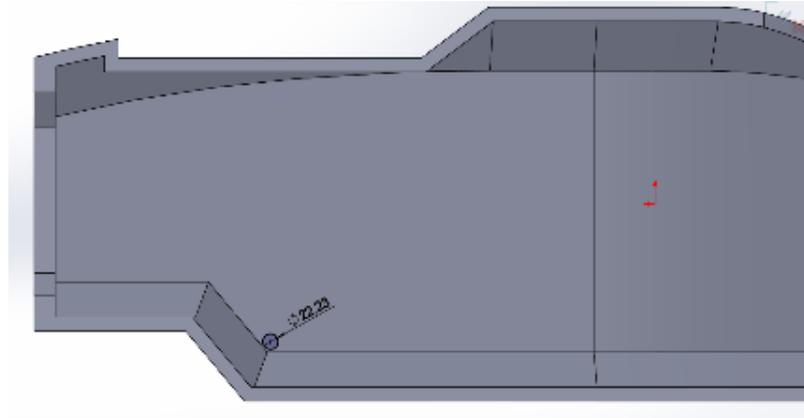


Figura 85: Boceto del Agujero de la Dirección.

Fuente: Autores

Siguiente a la ubicación y dimensionamiento de los agujeros, se procedió a dimensionar las bases que soportarán el sistema de dirección, dado que el sistema conectado directo al piso de la estructura es muy bajo se optó por el uso de bases para, de esta forma, poder levantar la ubicación de agujero del sistema de dirección que atravesaría la estructura; en este caso se visualiza uno dado que al final de la realización de todos los agujeros de la parte derecha de la estructura, se aplicará la herramienta simetría para copiar los agujeros y sus ubicaciones al lado izquierdo. (figura 86)

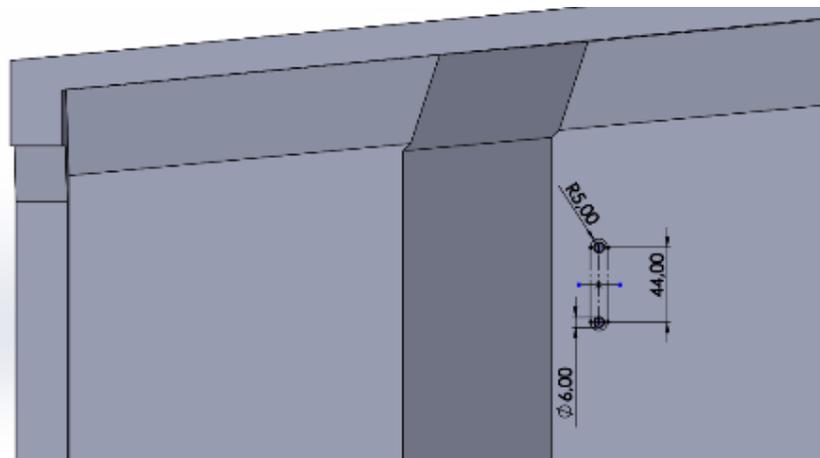


Figura 86: Boceto de la Disposición de los Agujeros del Soporte de la Dirección.

Fuente: Autores

2.6.3.2 Sistema de Suspensión Delantera

En el caso de la realización de los agujeros de los sistemas de suspensión, se tuvo que emplear un croquis en 3D dado que se debía dimensionar la forma y disposición de las suspensiones en la estructura.

En este plano se diseñó y dispuso los agujeros del ajuste de la tapa que cubre parte del sistema de suspensión delantera, y de la base que se encuentra ubicada en el medio de la estructura donde irán conectados los amortiguadores, uno a cada lado.

En este caso se empleó agujeros con un diámetro de 6mm, dado que el reglamento pide que para el resto de acople de elementos se use pernos de al menos M6 para el debido ajuste.

Para la base donde irán conectados los amortiguadores se empleará cuatro agujeros de 6mm de igual forma y una pulgada de distancia entre los agujeros a cada lado de la estructura y 80mm ente lado. (figura 87)

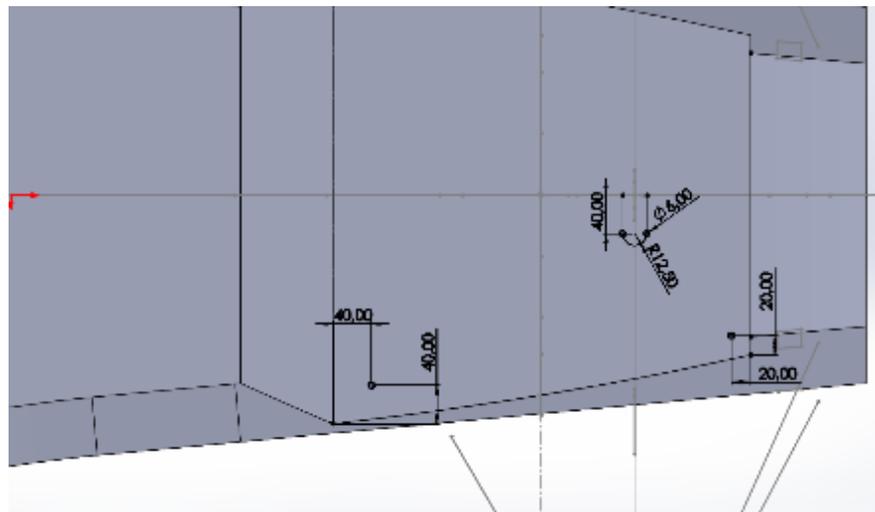


Figura 87: Boceto de los Diferentes Agujeros de Soporte de la Suspensión y Ajuste de la Tapa del Monocasco.

Fuente: Autores

Por medio de un boceto en la cara de la estructura, se procedió a disponer los agujeros donde irán conectados los brazos de la suspensión, obtuvo 50mm de manera vertical entre ellos y un diámetro de 6mm cada agujero, en este caso de realizó la disposición para tres de los cuatro brazos debido a que este último termina fuera de la cara lateral derecha del monocasco por motivos de su diseño. (figura 88)

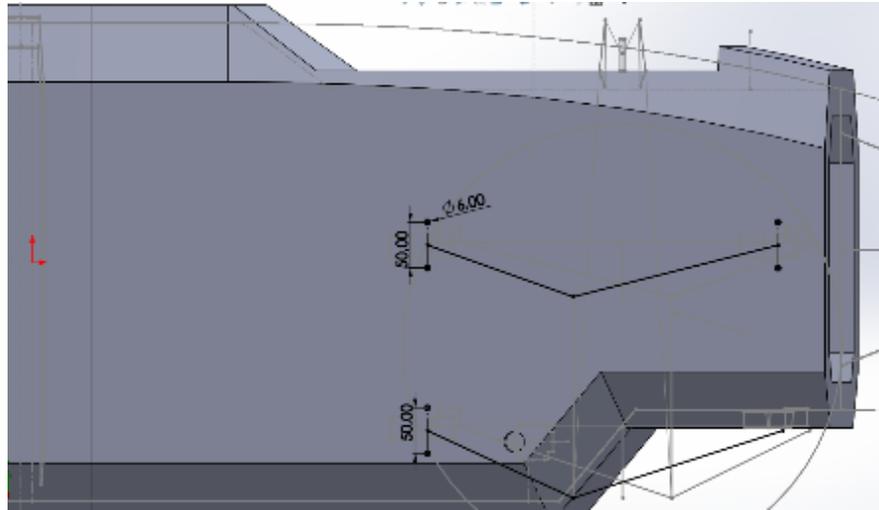


Figura 88: Boceto de la Ubicación y Disposición de los Agujeros de los Soportes de los Brazos de la Suspensión Delantera.

Fuente: Autores

Para el brazo faltante se tuvo que realizar un boceto en la cara inclinada del monocasco debido a que la forma de su diseño dejaba sin espacio para trabajar en la superficie lateral derecha del monocasco. Se estableció las mismas dimensiones, pero la disposición de los agujeros se realizó de manera horizontal debido al espacio reducido con el que se contó en esta zona.

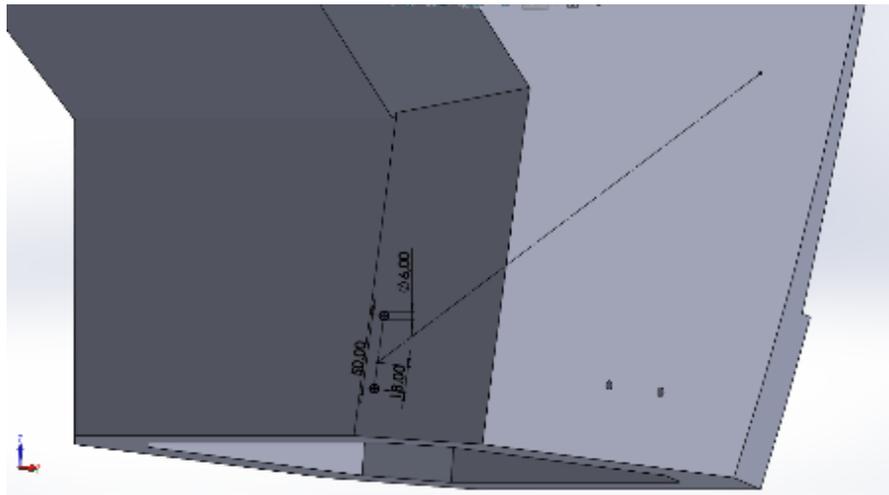


Figura 89: Boceto de la Ubicación y Disposición del Agujero del Soporte faltante de la Suspensión Delantera.

Fuente: Autores

Para la disposición de los agujeros para la base del balancín de la suspensión, se la realizó por medio de un plano tangente a la superficie la cual quedaba paralela a superficie en la cual se ubicaría dicho balancín. Estableciéndose las mismas medidas y disponiéndolo de manera horizontal por el espacio reducido. (figura 90)

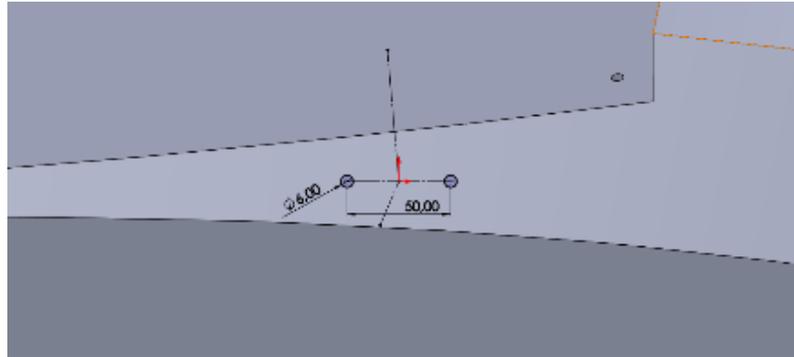


Figura 90: Boceto de los Agujeros del Soporte de la Base del Balancín.

Fuente: Autores

2.6.3.3 Sistema de Suspensión Posterior

Para la suspensión posterior se procedió a ubicar las zonas de los distintos elementos, para iniciar se dispuso dónde irá la base de conexión de los amortiguadores, al igual que en el sistema de suspensión delantera esta base se encuentra en el plano medio de la estructura ya que será el apoyo para ambos amortiguadores.

Para esta base se diseñó agujeros para un perno M6 al no ser un acople de estructura principal. (figura 91)

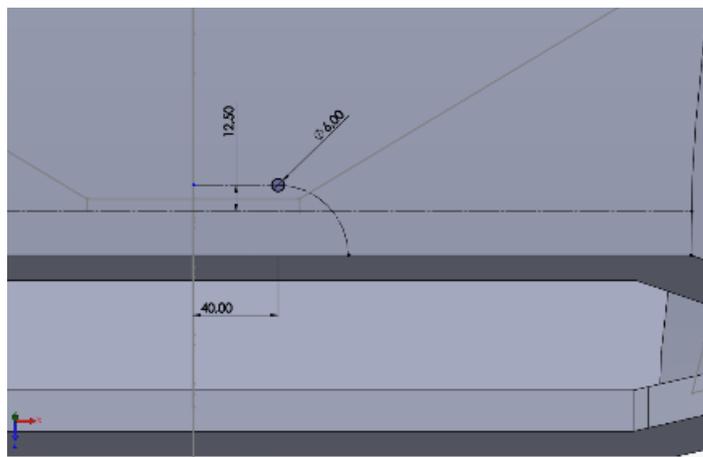


Figura 91: Boceto de la Ubicación de la Base de Soporte del Sistema de Suspensión.

Fuente: Autores

Debido que el sistema de suspensión posterior se encuentra lo más retrasado posible para cumplir con la batalla, y la base de los amortiguadores se encuentra casi al filo de la estructura se procedió a aplicar una base perpendicular la cual le diera cuatro sujeciones a la base y así lograr una completa estabilidad, lo que no se lograría con solo dos. De igual manera se colocó agujeros para pernos M6. (figura 92)

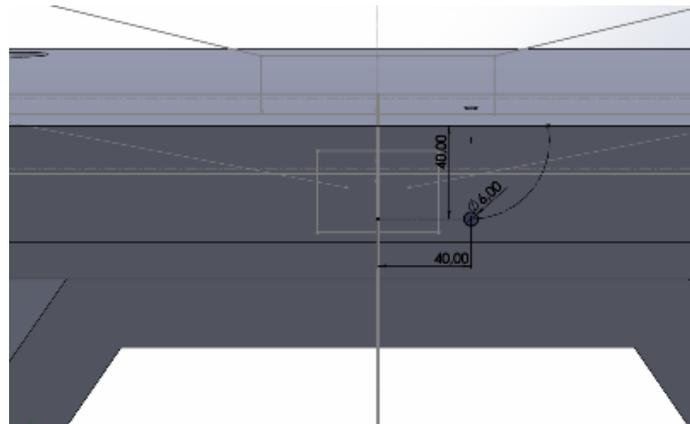


Figura 92: Boceto del Refuerzo de la Base de Soporte del Sistema de Suspensión.

Fuente: Autores

Siguiente se procedió a la disposición de la base para el balancín que cual se encontraba a con un plano paralelo al a la cara posterior de 138mm del cual se estableció la base de 50mm de ancho y para dos sujeciones para un M6. (figura 93)

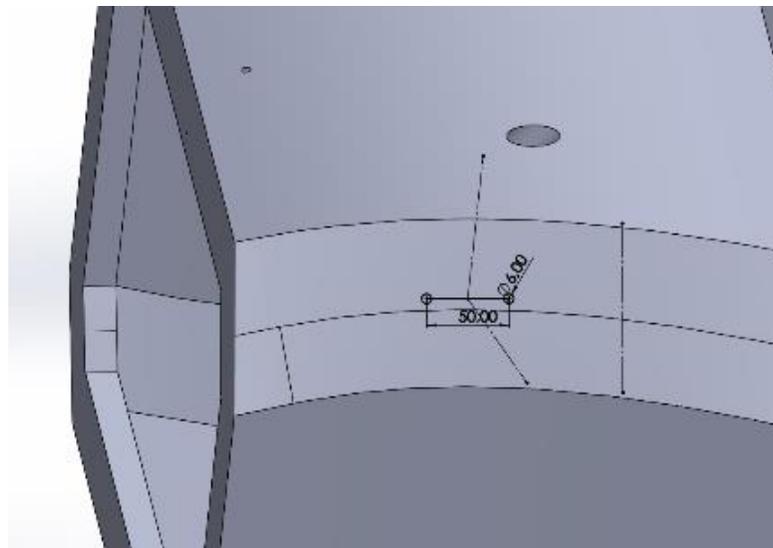


Figura 93: Boceto de los Agujeros del Soporte de la Base del Balancín.

Fuente: Autores

Para las bases donde irán sujetos los brazos de la suspensión en este caso al ser una cara un tanto irregular por las “splines” creadas al darle la forma aerodinámica se tuvo que realizar en tres diferentes planos con lo cual conseguir diseñar en todas las zonas dispuestas anteriormente. (figuras 94, 95 y 96)

A todas las bases se les dio una anchura de 50mm y un agujero para un M6.

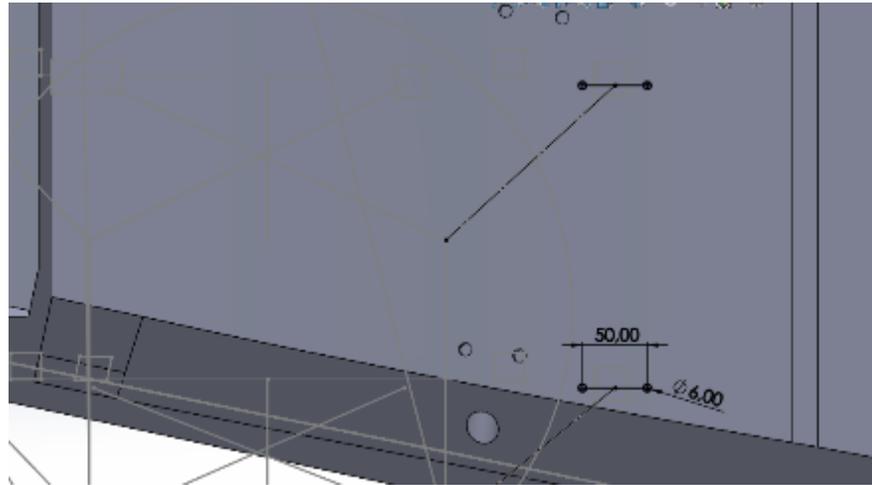


Figura 94: Boceto de la Ubicación y Disposición de los Agujeros de los Soportes de los Brazos Delanteros de la Suspensión Posterior.

Fuente: Autores

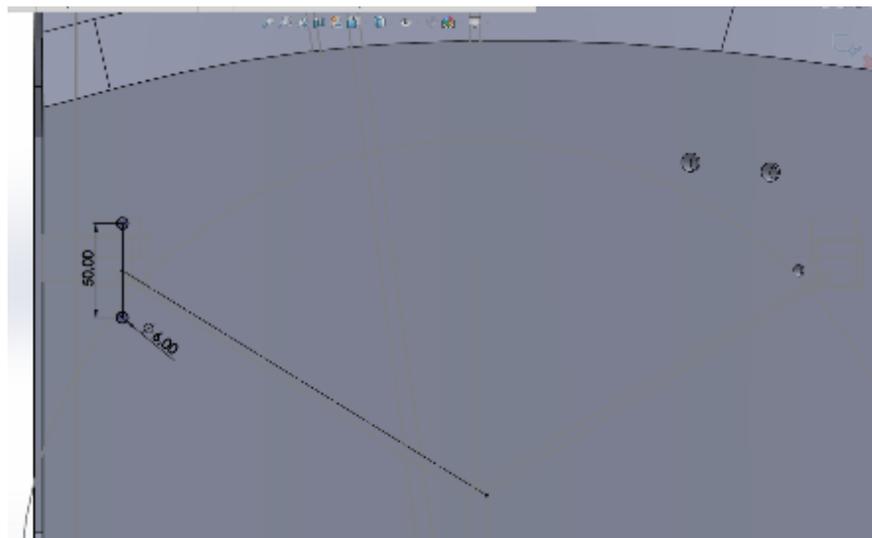


Figura 95: Boceto de la Ubicación y Disposición de los Agujeros de los Soportes del Brazo Superior de la Suspensión Posterior.

Fuente: Autores

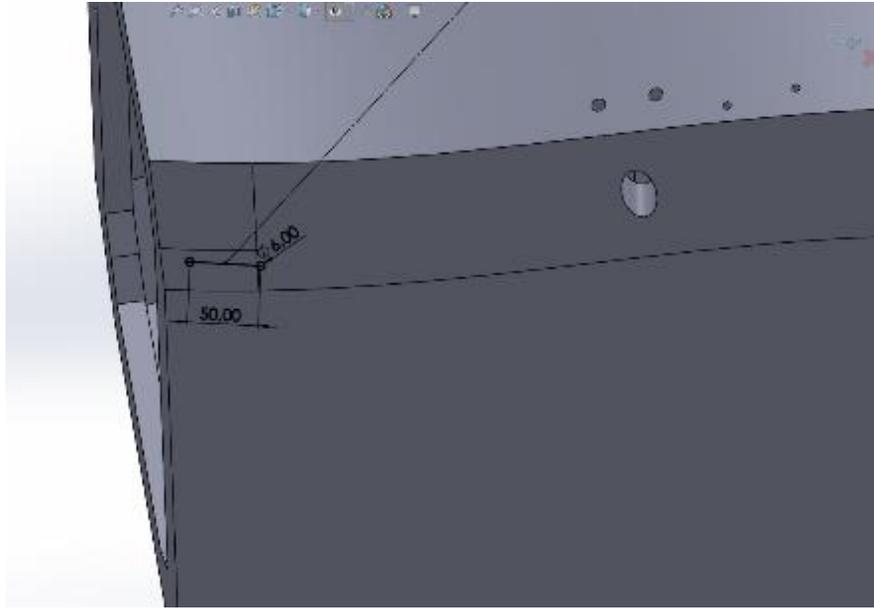


Figura 96: Boceto de la Ubicación y Disposición de los Agujeros de los Soportes del Brazo Inferior de la Suspensión Posterior.

Fuente: Autores

Una vez ubicados todos los agujeros del lado derecho de la estructura, se procedió a aplicar una simetría por medio de la herramienta del mismo nombre, en la cual se seleccionó el plano medio y todas las operaciones anteriormente diseñadas, las cuales se ubicarían al lado izquierdo del monocasco. (figuras 97, 98 y 99)

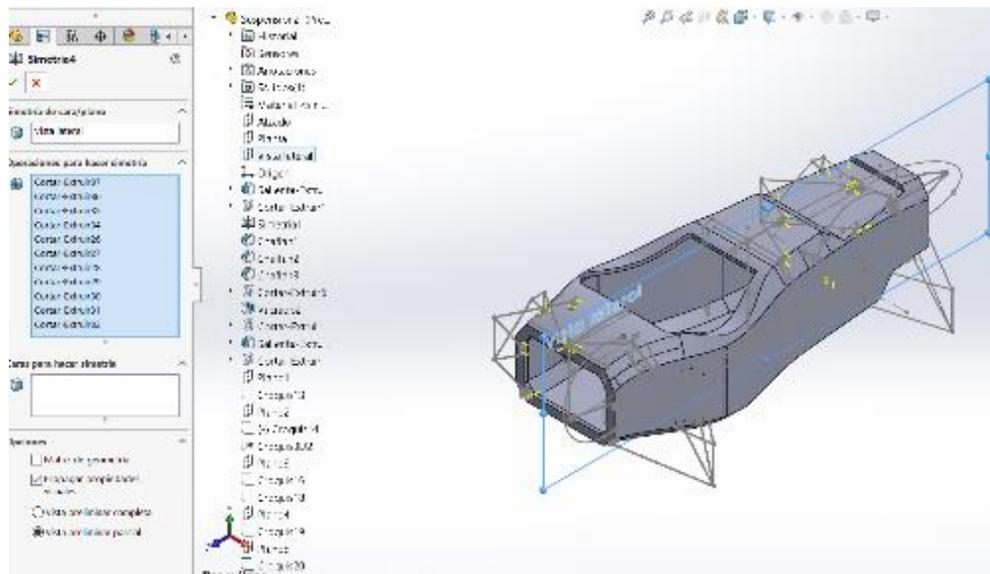


Figura 97: Vista Previa de la Aplicación de la Herramienta Simetría.

Fuente: Autores

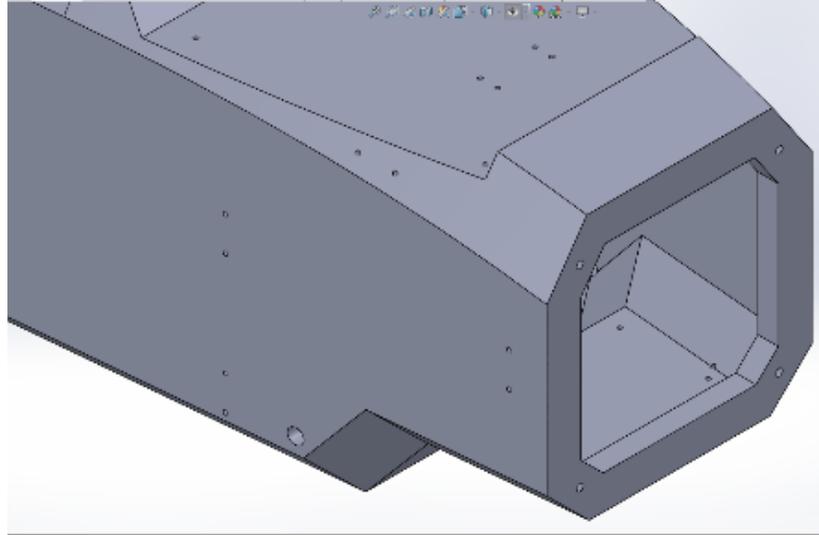


Figura 98: Vista Isométrica de los Agujeros de la Suspensión Delantera.

Fuente: Autores

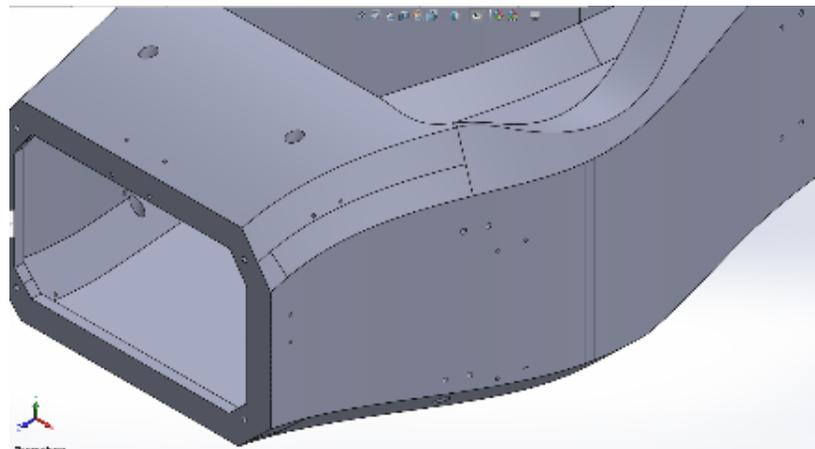


Figura 99: Vista Isométrica de los Agujeros de la Suspensión Posterior.

Fuente: Autores

2.6.3.4 Disposición de la Base de la Pedalera

Para la ubicación de la pedalera se dejó la superficie horizontal delantera en la cual sería un rectángulo de 250x150mm, con una equidistancia de 10mm desde la arista la línea exterior hacia adentro para los agujeros que irían ubicados uno en cada esquina del rectángulo y serían de 6mm cada uno. (figura 100)

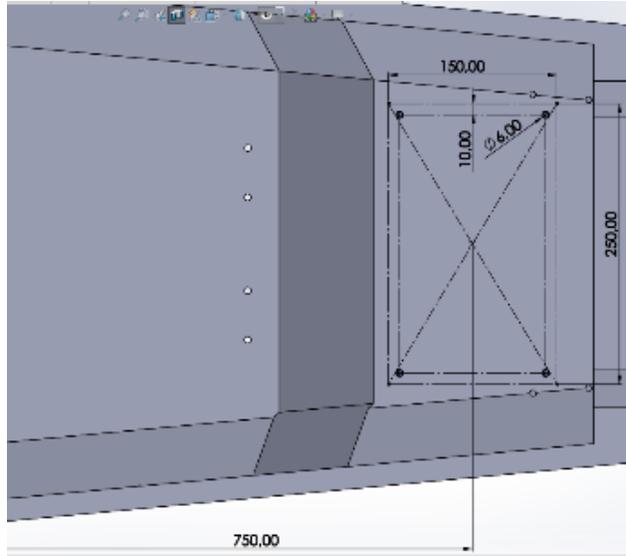


Figura 100: Vista Superior del Boceto de los Agujeros de la Base de la Pedalera.

Fuente: Autores

2.6.3.5 Disposición de los Agujeros para la Sujeción de la Nariz

Para la sujeción de la nariz que sería la tapa delantera del monocasco, se empleó unos agujeros para pernos M10 los cuales sería en cuatro puntos para darle estabilidad a la base en la cual iría acoplado el atenuador de impactos de igual forma. (figura 101)

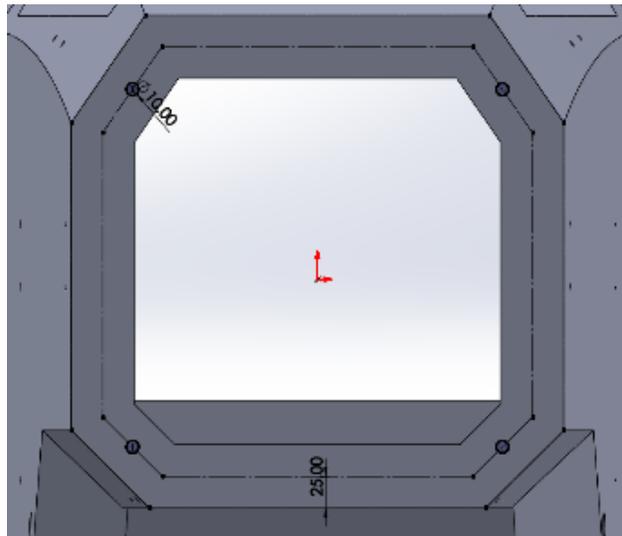


Figura 101: Boceto de la Disposición de los Agujeros para la Sujeción de la Nariz.

Fuente: Autores

2.6.3.6 Disposición de los Agujeros para la Tapa Posterior

Así como en la parte delantera de la estructura se tapó con la nariz, en la parte posterior por motivos de seguridad del reglamento se tenía que tapar la apertura posterior de la estructura, en la cual iría dispuesta con cuatro sujeciones igualmente de tamaño para un M10 y en la cual irá ubicado en la tapa posterior. (figura 102)

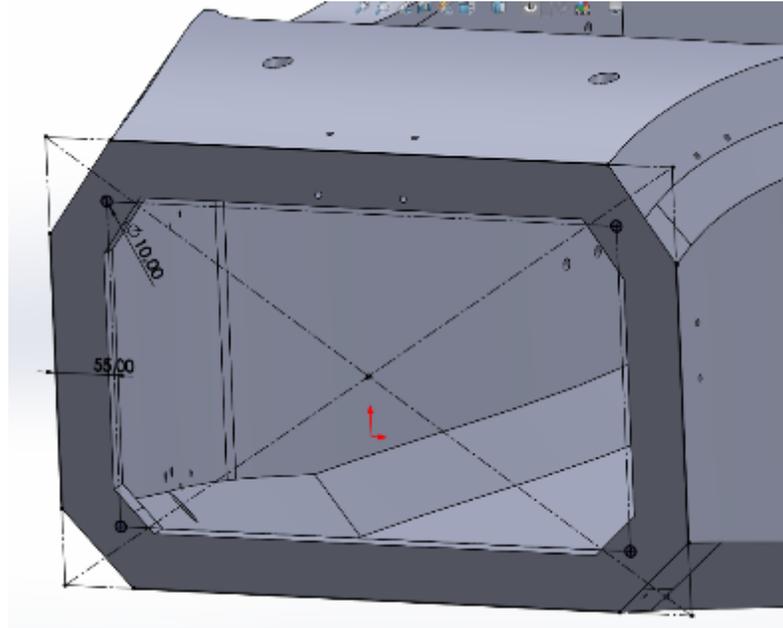


Figura 102: Boceto de la Disposición de los Agujeros para la Tapa Posterior.

Fuente: Autores

2.6.3.7 Disposición de los Agujeros para el Asiento y los Puntos del Cinturón de Seguridad

Para el asiento se dispondrá una sujeción de cuatro puntos, de los cuales dos estarán apoyados en el suelo de la estructura y los otros dos irán conectados a un sólido que saldrá del Main Hoop para darle una correcta sujeción y estabilidad, en el caso del asiento se usó agujeros para pernos M6 con una separación de 400mm y a una distancia horizontal de 940mm desde el punto extremo posterior del monocasco.

En el caso del cinturón de seguridad se optó por el uso de pernos M10 dado que al ser una estructura que afrontará fuerzas de extensión y se ubican a 913mm del punto extremo posterior del monocasco y una separación de 480mm. (figura 103)

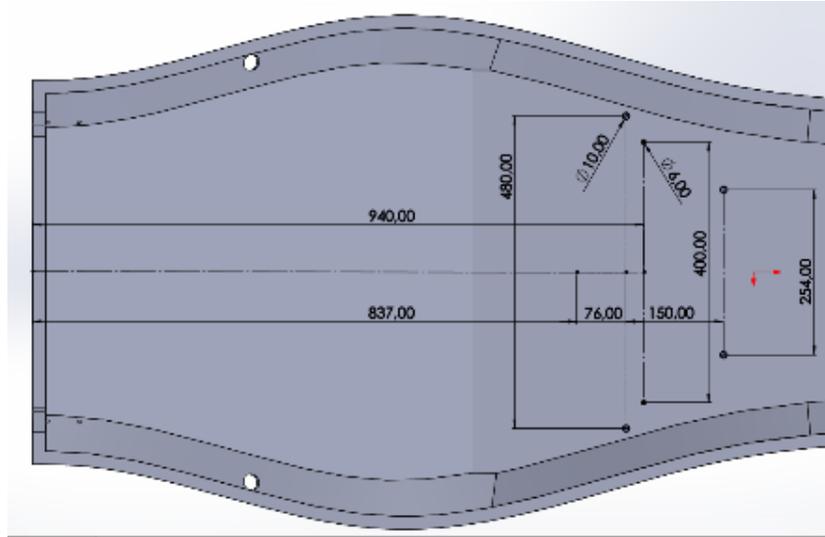


Figura 103: Vista Superior del Boceto de la Disposición de los Agujeros para el Asiento y los Puntos del Cinturón de Seguridad.

Fuente: Autores

Con el modelo del monocasco completamente definido, seguiría la simulación para poder observar todos sus esfuerzos y comprobar la utilidad de la estructura.

3 SIMULACIÓN Y PREPARACIÓN DEL DISEÑO

En este capítulo se estimarán los esfuerzos a los cuales estará sometido el diseño, también se analizarán los esfuerzos principales para comprobar que el modelo de monocasco funciona y es estructuralmente resistente a los esfuerzos mínimos que exige la competencia.

Una vez realizado el diseño al completo en SolidWorks se debe exportar el modelo a ANSYS, que es un software de diseño el cual permite colocar laminados CFRP de distintas configuraciones en el diseño de monocasco.

Para la reducción del peso se utilizan diferentes laminados CFRP que dependen de los esfuerzos a los cuales estará sometido el monocasco, ya que existen zonas en las cuales hay concentraciones de esfuerzos y necesitan ser reforzadas.

3.1 Distribución en el Chasis de sus Masas Principales

Las masas principales del vehículo, de forma distribuida, intervienen directamente sobre el comportamiento dinámico del mismo. La masa principal en el monoplaza se considera que es el piloto, es decir es la masa que en comparación con las demás, ocupa más volumen en el monocasco; con el propósito de establecer la correcta distribución de masas, para posterior determinar las cargas dinámicas en el modelo.

Para determinar las masas se basó en las propuestas realizadas por el equipo FSAE de la UPS, el cual consideró el rediseño completo de la batería, del que se obtuvo como resultado una batería más compacta con las mismas características; las celdas de la propuesta de batería son cilíndricas con una configuración de 1s8p para cada sub modulo; cada celda

tiene una capacidad nominal de 2,5 Ah y un voltaje nominal de 3,6V; para toda la batería se usa una configuración con 30s3p de sub módulos, esta batería cuenta con un peso aproximado de 30,6kg y aumentado el peso del BMS llega hasta unos 36kg.

El modelo de monocasco realizado se planifico para tener de 2 a 4 motores, con distribución de dos motores uno por cada rueda motriz posterior o la configuración de 4 motores uno en cada rueda del monoplaza, con esto se consigue reducir el peso en el vehículo al tener menos transferencias de masas.

En lo referente a la caja de pedales se tomará como referencia la masa del EB17 para el cálculo, de igual forma la masa de la dirección y se aumentará el peso del piloto a 75kg, en la tabla 2 se detallan las masas de los componentes.

Tabla 2: Masas aproximadas del vehículo

Componentes	Masa (kg)	%
Piloto	75	42.85
Batería	36	20.57
Inversor	7	4
Caja de pedales	4.5	2.57
Dirección	12.5	7.15
Monocasco	20	11.43
Otros componentes	20	11.43
Total	175	100

Fuente: [4]

La batería se coloca detrás del piloto ya que facilita la remoción de la misma y su diseño de chasis; su distribución de masas se visualiza de mejor manera en la figura 104 inferior.

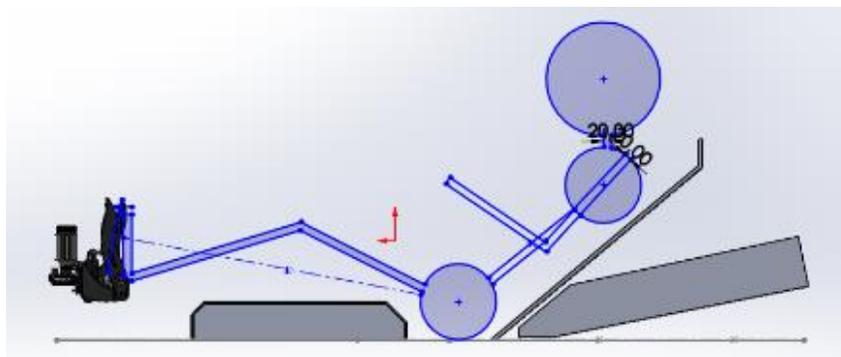


Figura 104: Distribución de Masas.

Fuente: Autores

Para el cálculo de transferencia de masas, es fundamental determinar el lugar donde se encuentra el centro de gravedad de sus masas principales (figura 105), la altura de su centro de gravedad es de 26.72cm y la distancia hasta su eje posterior es de 45.26cm con estos valores definidos se puede calcular la transferencia de masas.

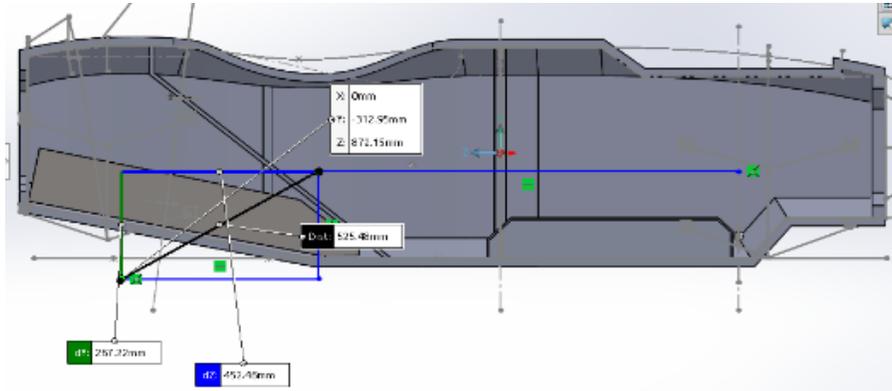


Figura 105: Ubicación del Centro de Gravedad.

Fuente: Autores

3.2 Cargas Aplicadas a las Estructuras

En el proceso de diseño se deben determinar las cargas que actúan sobre el monocasco, el cual se deforma al depender de las cargas que sean aplicadas en estado dinámico o reposo. La deformación varía según la disposición de sus cargas y magnitudes, las deformaciones que se muestran usualmente en el vehículo son torsión longitudinal, flexión vertical, flexión lateral y horizontal lozenging.

3.2.1 Torsión Longitudinal

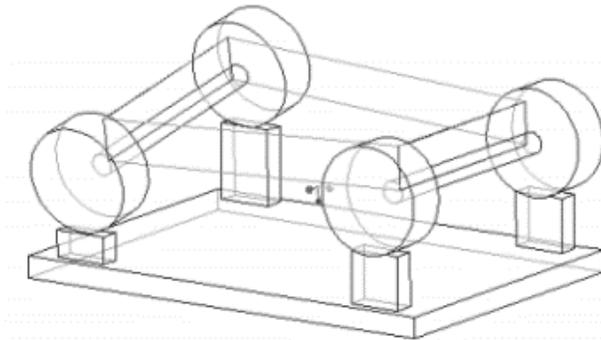


Figura 106: Deformación Producida por la Torsión Longitudinal.

Fuente: [7]

La torsión longitudinal es el resultado de fuerzas que actúan opuestamente aplicadas en una o dos ruedas del vehículo como se observa en la figura 106. En donde el chasis se considera como un miembro elástico que conecta los ejes del

vehículo donde actúan las cargas de la suspensión. La rigidez torsional interviene de manera directa en el diseño debido a las cargas presentes en la estructura y algunos componentes de la suspensión que afectan el rendimiento y el control del vehículo [7].

Los valores de rigidez torsional para un monocasco oscilan entre 8000Nm/deg para monocascos de alrededor de 15kg, entre este valor sea mayor quiere decir que el monocasco es más estable, es decir se tiene más control en el vehículo.

3.2.2 Flexión Vertical.

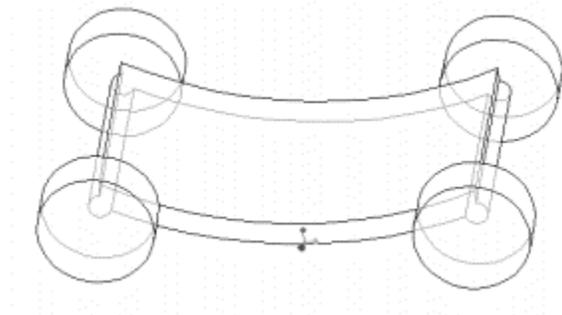


Figura 107: Flexión Vertical.

Fuente: [7]

La flexión vertical es el resultado de la deformación que genera la suma del peso de todos los elementos del vehículo montados en el monocasco véase figura 107, por ejemplo: la batería, piloto, sistema de dirección, etc. que se distribuyen como se detallan en la tabla 2 sobre todo el suelo del monocasco [7].

3.2.3 Flexión Lateral

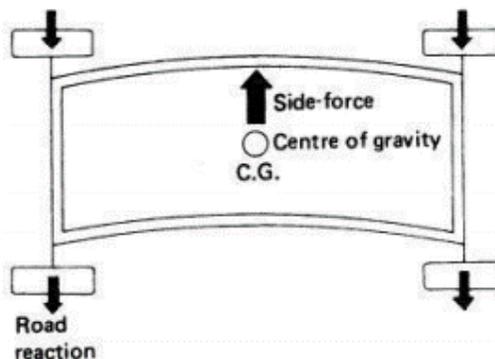


Figura 108: Flexión Lateral.

Fuente: [7]

Esta deformación es el resultado de las cargas causadas por la fuerza centrífuga que se genera en las curvas o en impactos laterales como se ve en la figura 108. Estas reacciones son generadas en los neumáticos, por lo que los ejes permanecen rígidos, su mayor deformación se forma en la parte central del monocasco [7].

3.2.4 Horizontal Lozengig

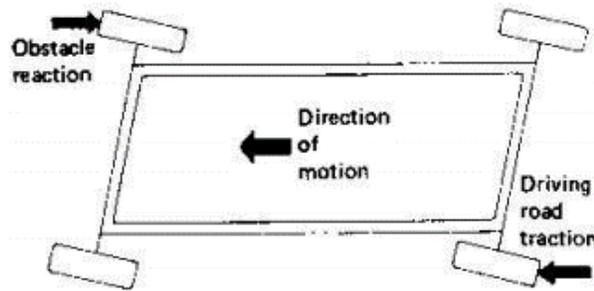


Figura 109: Horizontal Lozengig.

Fuente: [7]

Esta deformación es originada por fuerzas contrarias longitudinales al vehículo, que son aplicadas en las ruedas opuestas de ejes diferentes. Estas cargas se generan por las variaciones de altura en el pavimento o la reacción que ejerce la carretera hacia los neumáticos. (figura 109)

En el diseño los análisis de torsión longitudinal y flexión vertical son los principales criterios que se consideran en el análisis de esfuerzos, estos dos criterios determinan la aprobación de la geometría. La rigidez torsional es comúnmente la más relevante ya que la tracción en la curva es una función de la transferencia de masa lateral [7].

3.3 Determinación de Cargas Presentes en la Estructura

En este apartado se continúa a calcular las fuerzas resultantes que se generan en el vehículo cuando pasa por pista; las principales son las transferencias de masa lateral, de masa longitudinal y frenado.

3.3.1 Transferencia de Masa Lateral

Para desarrollar este cálculo se toma en cuenta al vehículo, que describe una curva con una aceleración centrífuga equivalente a 4G que actúa sobre el centro de gravedad. En la figura 110 a continuación se describe el diagrama de cuerpo libre, donde se define el centro de gravedad, así como el sentido de las cargas.

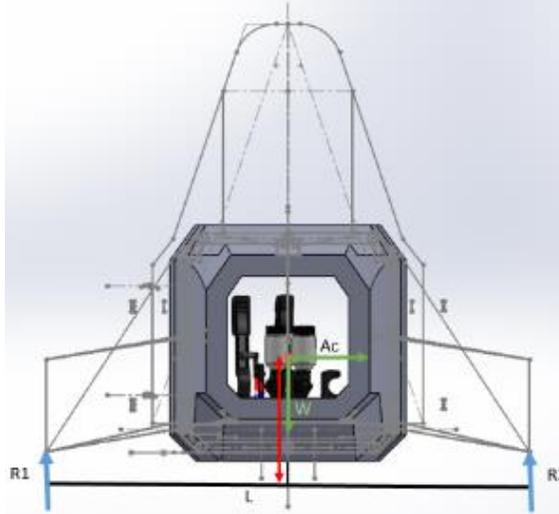


Figura 110: Diagrama de Cuerpo Libre.

Fuente: Autores

$L =$ Distancia entre las ruedas delanteras (m)

$h =$ Altura del suelo al centro de gravedad (m)

$W =$ Peso del vehículo (N)

$Ac =$ Aceleración centrífuga (m/s^2)

$$L = 1.15m$$

$$h = 0.26m$$

$$W = m * 1.5G * \frac{9.81m}{s^2} = 2575.125 N$$

$$Ac = m * 4G * \frac{9.81m}{s^2} = 6867$$

Calculo

$$\sum F_y = 0$$

$$R1 + R2 - W = 0$$

(1.1)

$$R2 = -R1 + W$$

$$\sum M_2 = 0$$

$$1.2R1 + 0.26Ac - 0.575W = 0$$

$$R1 = \frac{0.575W - 0.26Ac}{1.2}$$

$$R1 = -264.97 N$$

$$(1.2) \quad R2 = 264.97 + 2575.125 = 2840.1 \text{ N}$$

La reacción R2 es la carga que interviene en la rigidez torsional, este par se aplica en ambos lados del eje delantero, en sentidos contrarios, para la simulación se utilizó un valor de 6870N para simular más estrés en el monocasco y demostrar la dureza del material.

3.3.2 Transferencia de Masa Longitudinal y de Frenado

Aquí se refiere a la transferencia de masas longitudinal hacia los neumáticos delanteros, que son resultado de las fuerzas de frenado, figura 111, se representa el diagrama de cuerpo libre para este esfuerzo.

Como condiciones iniciales se establece la velocidad máxima, el coeficiente de fricción de los neumáticos con el asfalto, ubicación del centro de gravedad, tiempo de frenado y peso del vehículo.

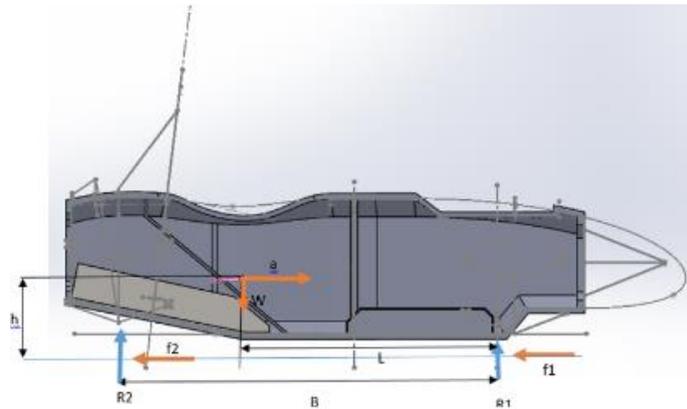


Figura 111: Diagrama de Cuerpo Libre Longitudinal.

Fuente: Autores

L= Distancia entre las ruedas delanteras (m)

h= Altura del suelo al centro de gravedad (m)

W= Peso del vehículo (N)

B=Distancia entre ejes del vehículo (m)

V_o=Velocidad inicial (m/s)

V_f= Velocidad final (m/s)

t= Tiempo de deceleración (s)

cf= Coeficiente de fricción con el suelo

Condiciones iniciales:

$$L = 1.25m$$

$$h = 0.26m$$

$$B = 1.525m$$

$$W = m * 1.5g * \frac{9.81m}{s^2} = 2575.125 N$$

$$V_0 = 120 \frac{km}{h} = 33.33 \frac{m}{s}$$

$$V_f = 0$$

$$t = 3s$$

$$cf = 0.83$$

Cálculos:

$$(1.3) \quad \begin{aligned} \sum F_y &= 0 \\ R2 + R1 - W &= 0 \end{aligned}$$

$$(1.4) \quad \begin{aligned} \sum F_x &= ma \\ -f2 - f1 &= ma \\ -0.83R2 - 0.83R1 &= ma \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} a &= \frac{dV}{dt} \\ a \int_0^t dt &= \int_{V_0}^V dV \\ at &= -V_0 \\ a &= -\frac{V_0}{t} \\ a &= -\frac{33.33 \text{ m/s}}{3s} \\ a &= -11.11 \text{ m/s}^2 \end{aligned}$$

Se reemplaza la aceleración en la ecuación 1.4 se obtiene:

$$(1.5) \quad -0.83R2 - 0.83R1 = -1944.25 N$$

$$\begin{aligned} \sum M_G &= 0 \\ 1.25R1 - 0.45R2 - 0.26f2 - 0.26f1 &= 0 \\ 1.25R2 - 0.45R1 - (0.26 * 0.83R1) - (0.26 - 0.83R2) &= 0 \\ 1.4658R2 - 0.6658R1 &= 0 \end{aligned}$$

$$(1.6) \quad R1 = \frac{1.0342R2}{0.66582}$$

$$R1 = 1.55 * R2$$

Se reemplaza la ecuación 1.6 en la ecuación 1.5 se obtiene:

$$-0.83R2 - 0.83(1.55 * R2) = -1944.25 N$$

$$-0.83R2 - 1.2865R2 = -1944.25 N$$

$$R2 = 918.61 N$$

El valor de R2 es sustituido en la ecuación 1.6 como se ve en la siguiente ecuación

$$R1 = 1.55 * R2$$

$$**R1 = 1423.85 N**$$

$$f1 = 0.83 * R1$$

$$**f1 = 1181.79 N**$$

$$f2 = 0.83 * R2$$

$$f2 = 762.44 N$$

Las cargas R1 y f1 intervienen en el estudio de las pruebas de resistencia longitudinal y frenado, estos valores son tomados como referencia, pero en la simulación se aumentan todos los valores para estresar más el modelo.

3.3.3 Caso de Impacto Lateral

Se asume la velocidad del vehículo a 40km/h, al considerar el peor caso posible y aplicar 4.5G de fuerza en el impacto; para el cálculo se utiliza un peso del vehículo de 220kg y el peso del piloto de 70kg.

$$Vf = V0 + (a * t)$$

$$11.11 = 0 + (a * 0.3)$$

$$a = 37.03 \text{ m/s}^2$$

$$Tf = a * m$$

$$Tf = 37.03 * 290 \text{ kg}$$

$$Tf = 10739.66 N$$

Esta es la fuerza que se usará para la simulación de impacto lateral.

3.4 Análisis por Elementos Finitos

El análisis por elementos finitos es una técnica utilizada para encontrar solución a ecuaciones diferenciales, es aplicado en física e ingeniería.

Este proceso es fundamentado al subdividir el elemento en piezas más pequeñas, conocidas como elementos. La división de la geometría en elementos permite la resolución del problema complejo, al dividirlo en problemas más simples.

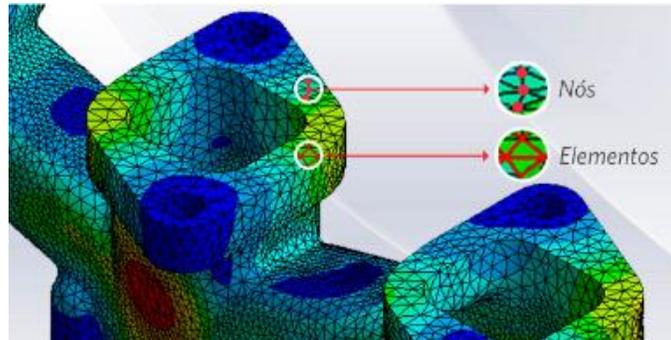


Figura 112: *Nodos y Elementos de una Malla.*

Fuente: [5]

Los elementos están conectados entre sí por puntos conocidos como nodos. Al conjunto de elementos y nodos se conoce como malla, la precisión de este método depende de la cantidad de nodos y elementos como se observa en la figura 112.

3.5 Mallado del Modelo

El análisis estructural se realiza al aplicar elementos finitos tipo Shell los cuales se usan para mostrar los esfuerzos de forma puntual, estos elementos generan una malla sobre una superficie que carece de espesor, en el caso de nuestro modelo el mismo fue diseñado a partir de superficies por lo cual la aplicación de este tipo de elementos finitos no tiene ningún inconveniente al momento de analizar.

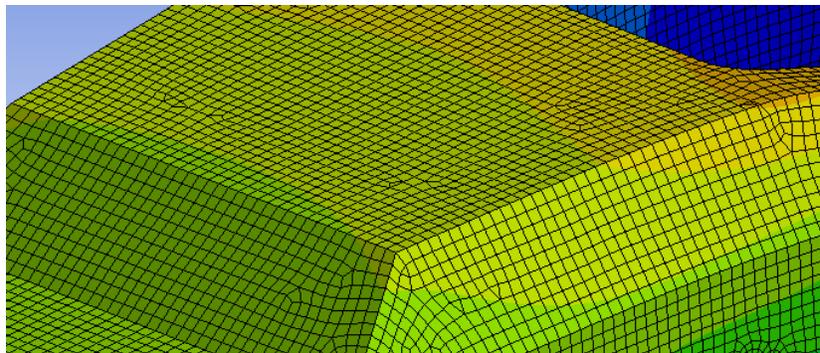


Figura 113: *Mallado del Modelo.*

Fuente: Autores

En el modelo se usó un tamaño de elementos de 10mm, los resultados de la malla que se observa en la figura 113 nos dan un total de 281809 nodos y 174493 elementos.

3.6 ANSYS ACP

En el software una vez terminado el modelo se usa el bloque ACP (ANSYS Composite PrePost) que se muestra en la figura 114, en este debemos exportar el modelo con el Main Hoop y Front Hoop que se usarán para los análisis estructurales posteriores.

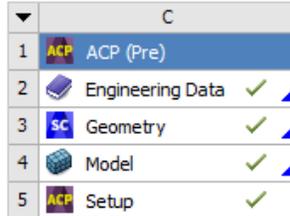


Figura 114: ANSYS ACP.

Fuente: Autores

Una vez colocado el modelo el siguiente paso se dirigió a Engineering Data para colocar los materiales que se observan en la figura 115, que se usarán en el laminado.

Outline of Schematic C2: Engineering Data					
	A	B	C	D	E
1	Contents of Engineering Data		Source		Description
2	Material				
3	Epoxy Carbon UD (230 GPa) Prepreg				
4	Epoxy Carbon Woven (230 GPa) Prepreg				
5	Honeycomb				
6	Structural Steel				Fatigue Data at zero mean stress comes from 1998 ASME BPV Code, Section 8, Div 2, Table 5-110.1
*	Click here to add a new material				

Figura 115: Materiales.

Fuente: Autores

A continuación, en SpaceClaim de ANSYS, figura 116, se seleccionarán las superficies del modelo que tendrán laminado CFRP y se colocaran ejes externos en donde, se supone, irían las manzanas de la parte frontal del modelo para simular las fuerzas de torsión en el diseño.

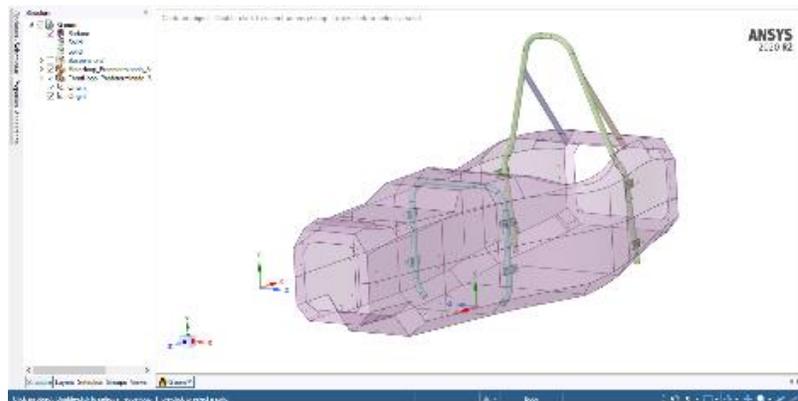


Figura 116: Modelo en Superficies.

Fuente: Autores

Una vez obtenido el modelo en superficie se empieza a dividir las zonas con la herramienta Split, que estarán conformadas por la necesidad de esfuerzos, ya que cada zona contará con un laminado diferente. (figura 117)



Figura 117: Zonas en el Lateral del Monocasco.

Fuente: Autores

Con las zonas delimitadas se procede a realizar el mallado de la superficie, el mismo es realizado en ANSYS mechanical, como se ve en la figura 118; a este se accede al dar doble click al modelo en el bloque ACP, este es el paso más importante para obtener resultados adecuados a la hora de simular el modelo, en esta malla se usa un tamaño de elemento de 10mm y alta calidad.

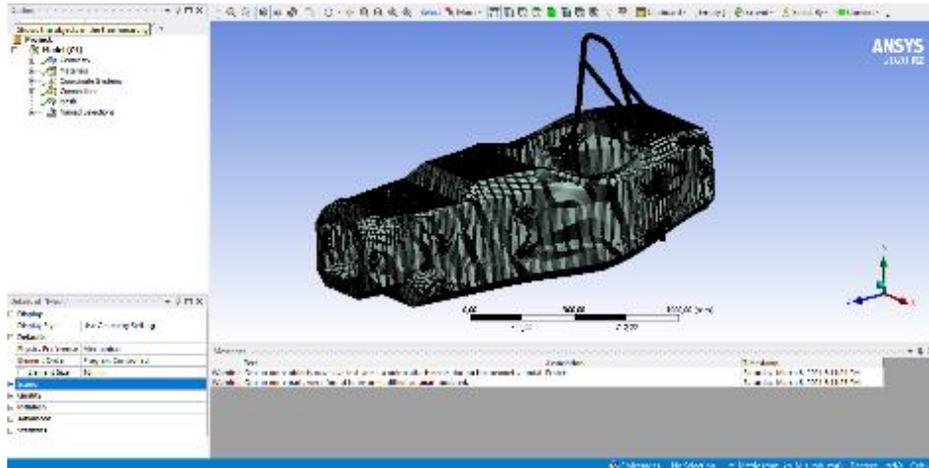


Figura 118: Malla.

Fuente: Autores

Se procede a nombrar cada zona del modelo para seguir con el laminado ya que las mismas se usan en el siguiente paso para indicar al programa donde van los diferentes laminados.

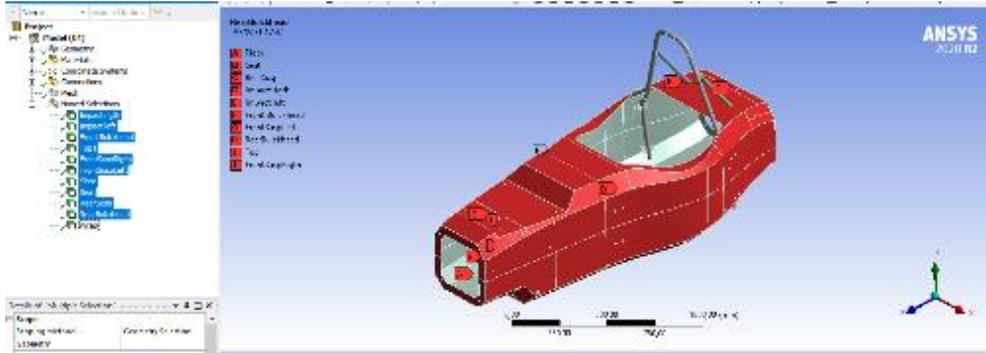


Figura 119: Zonas del Monocasco.

Fuente: Autores

A continuación, en ACP se debe colocar los materiales para la fabricación del monocasco, para este modelo se usó “Epoxy Carbon Woven (230 GPa) Pre-preg”, que tiene las propiedades polares que se muestran a continuación en la figura 120, para simplificar el proceso de laminado se coloca un stackup de dos láminas de “Epoxy Carbon Woven (230 GPa) Pre-preg” una a 0 y otra a 45, las propiedades del material resultante cubren la falta de resistencia en este ángulo.

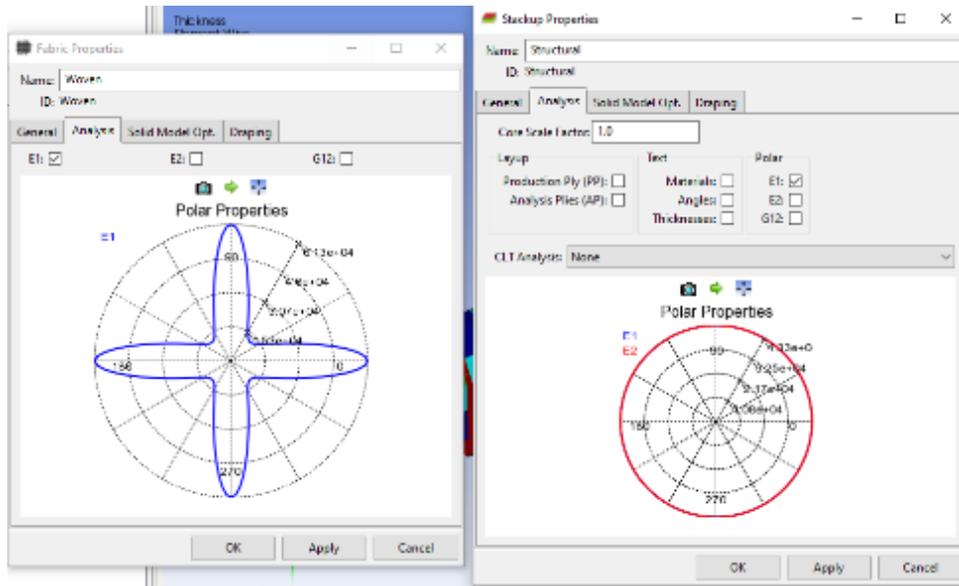


Figura 120: Propiedades Polares.

Fuente: Autores

El paso siguiente es colocar “rossetes”, los que determinarán el lado hacia el cual irá el laminado, aquí debemos colocar hacia el interior del modelo ya que este representa la capa exterior del mismo; para colocar “rossetes” se da click derecho y se crea uno nuevo. Figura (121, 122)

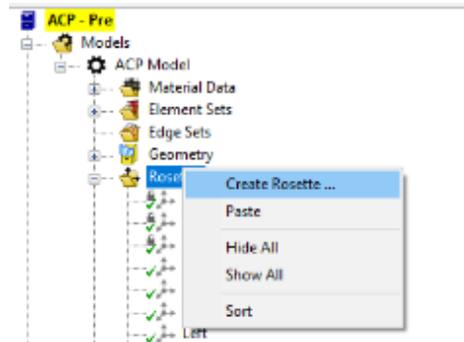


Figura 121: Creación Rossete.

Fuente: Autores

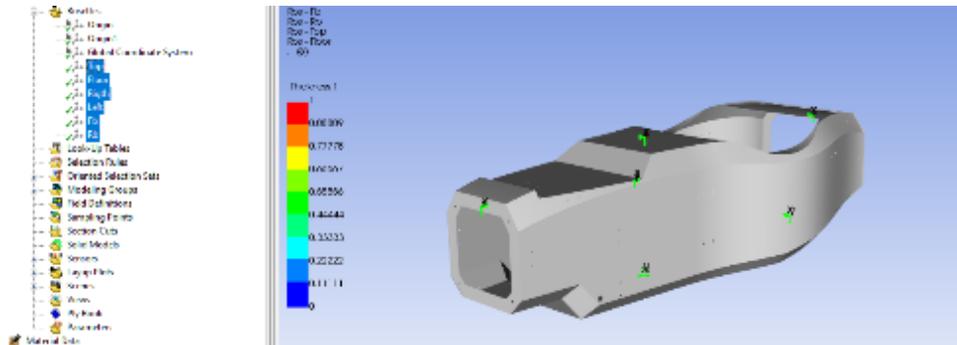


Figura 122: Modelo con Rossete.

Fuente: Autores

Lo siguiente es colocar Oriented Selection sets, que guía al programa en donde irán los laminados, para esto se coloca el punto de origen y se selecciona la zona que se designó anteriormente, además de seleccionar el “rossete” para que el laminado vaya en la parte interior del modelo. (figura 123)

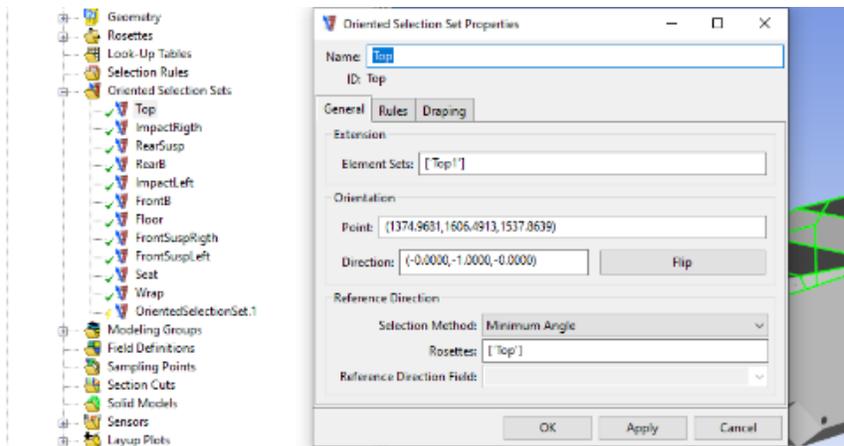


Figura 123: Oriented Selection Sets.

Fuente: Autores

Del mismo modo en Modeling Groups se colocan todos los grupos que serán laminados, una vez creados se da click derecho al grupo y se crea una capa. Figura (124)

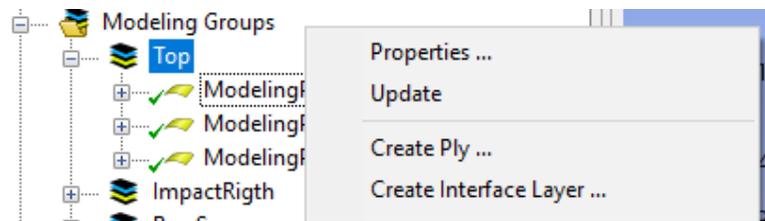


Figura 124: Creación de Capa.

Fuente: Autores

Una vez creada la capa se da las propiedades requeridas; en este caso se usa en la primera capa, el stackup, que está compuesto de dos capas de Woven una a 0 y otra a 45. (figura 125)

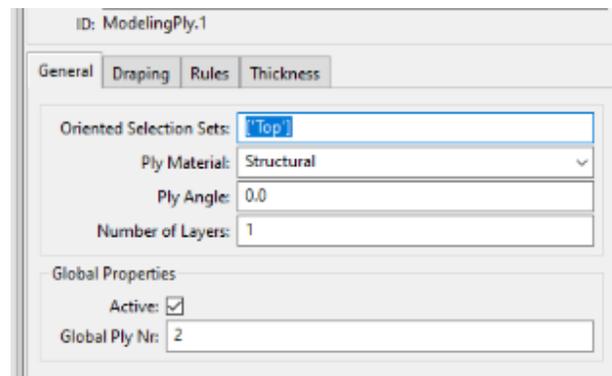


Figura 125: Capa Uno.

Fuente: Autores

En la capa numero dos se coloca el núcleo del laminado que en este caso es Honeycomb de 20mm. (figura 126)

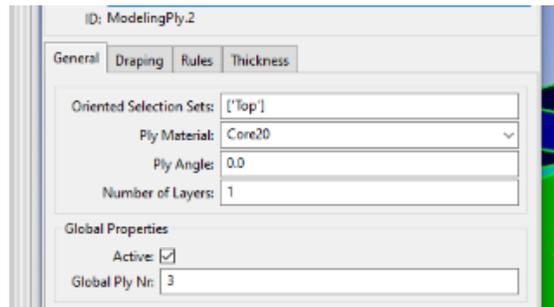


Figura 126: Capa Dos.

Fuente: Autores

Para finalizar el laminado en esta zona se coloca otra capa de fibra de carbono que finaliza la estructura tipo sándwich. (figura 127)

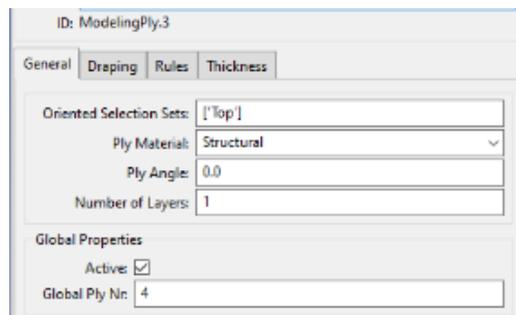


Figura 127: Capa Tres.

Fuente: Autores

Estos últimos pasos se deben repetir para cada zona del monocasco para obtener las propiedades buscadas; a continuación, en la figura 128, se detalla las zonas con el laminado utilizado en cada una.

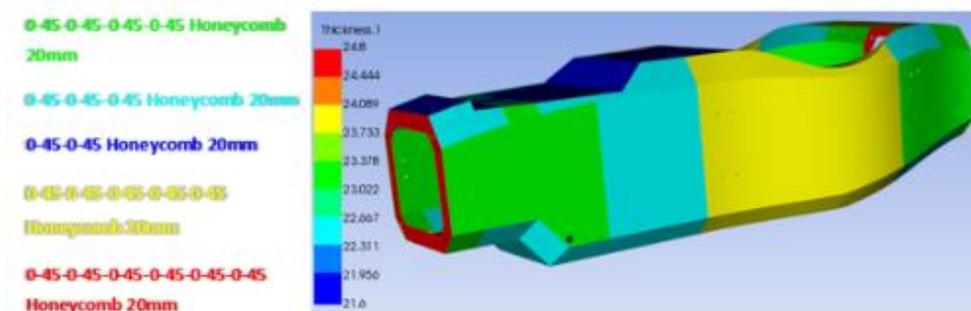


Figura 128: Configuración de Laminado.

Fuente: Autores

El laminado se basa en objetivos de peso y posterior resistencia del modelo en este caso este fue el mejor modelo obtenido, después de realizar varias configuraciones de capas, el objetivo inicial fue reducir al menos en la mitad el peso del monocasco en comparación al chasis tubular del vehículo EB17, en el primer modelo el peso del mismo fue de 38kg, por el contrario, el modelo resultante tiene un peso de 19.95kg. (figura 129)

Measures	
Covered Area	3921601.3379648565
Modeling Ply Area	15039021.21969347
Production Ply Area	18496372.8693116
Price	0.0
Weight	0.02283179888579671
Center of Gravity	(1384.8559,1312.2887,1265.1685)

Figura 129: *Peso en Toneladas.*

Fuente: Autores

3.7 Convergencia del Modelo

La determinación del tamaño óptimo de la malla radica en precisar las dimensiones del elemento finito, donde los resultados del análisis comienzan a converger [8]. Para realizar este proceso se analizan varias mallas de distintos tamaños del elemento finito, para comparar resultados de la deformación del modelo mostrados en la tabla 3.

Tabla 3: *Iteraciones de las Diferentes Mallas*

# malla	Malla 1	Malla 2	Malla 3	Malla 4	Malla 5	Malla 6	Malla 7	Malla 8	Malla 9
Nodos	195495	203123	224668	243006	252894	260378	265265	274652	281809
Deformación (mm)	1,9898	1,9905	1,9915	1,9929	1,9937	1,9945	1,9946	1,9947	1,9948

Fuente: Autores

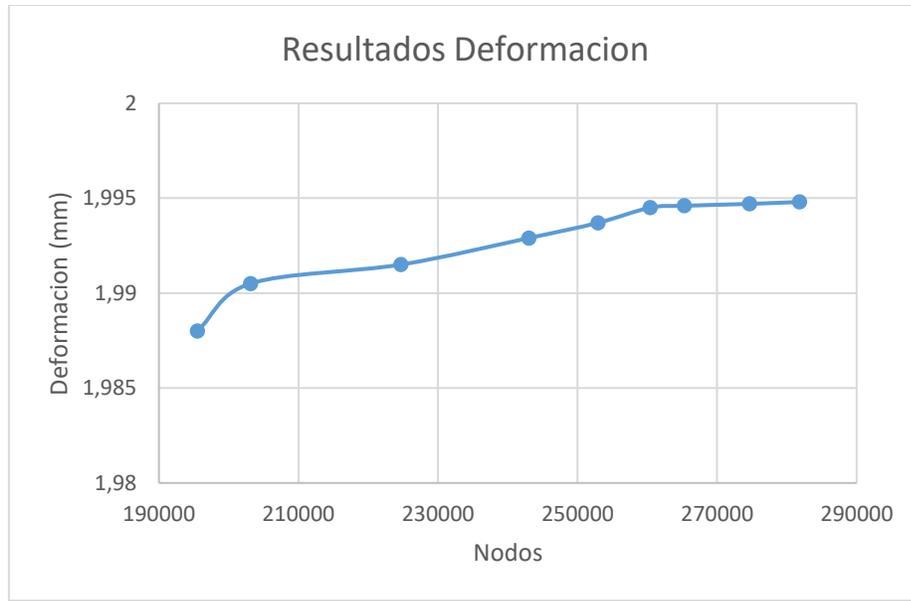


Figura 130: Variación de Deformación - Tamaño de Malla.

Fuente: Autores

En cuanto a los resultados, las menores variaciones de datos ocurren desde la malla 6, como se observa en la figura 130, a partir de esta malla los datos empiezan a converger.

La malla seleccionada para su análisis es la malla 9 la cual tiene un total de 281809 nodos y 174493 elementos.

3.8 Análisis Estático de la Estructura.

Se toma como valores referenciales los calculados anteriormente, para estresar más la estructura se utilizarán valores más altos a los cuales no se va a llegar en la vida real bajo los esfuerzos normales a los cuales será sometido el monocasco.

3.8.1 Análisis de Rigidez Torsional.

La simulación se ejecuta al aplicar en el eje delantero un par torsional, el valor calculado es de 2840.1N, en este caso se usa una fuerza de 6870N para estresar más el monocasco estas cargas están aplicadas sobre las manguetas del neumático y son ancladas a la estructura mediante los soportes de la suspensión delantera, y las restricciones del análisis se colocan sobre el eje trasero en los puntos de anclaje del sistema posterior, figura 131.

Los resultados del esfuerzo son de 306.22MPa como se observa en la figura 134, una deformación media de 1.001mm y una máxima de 4.2mm, figura 132; donde se tienden a concentrar los esfuerzos. Tiene una deformación máxima de 5.34mm sobre el punto anclaje superior de la suspensión; a continuación, en la figura 133 se

puede observar el factor de seguridad que se encuentra bajo este esfuerzo, como se puede apreciar no llega a la fatiga por lo cual no se necesita reforzar la zona, además se obtiene un factor de seguridad mínimo de 2.169.

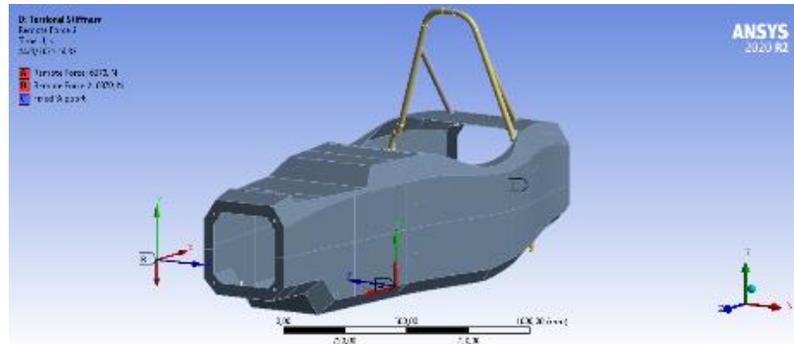


Figura 131: Fuerzas y Soportes en el Modelo.

Fuente: Autores

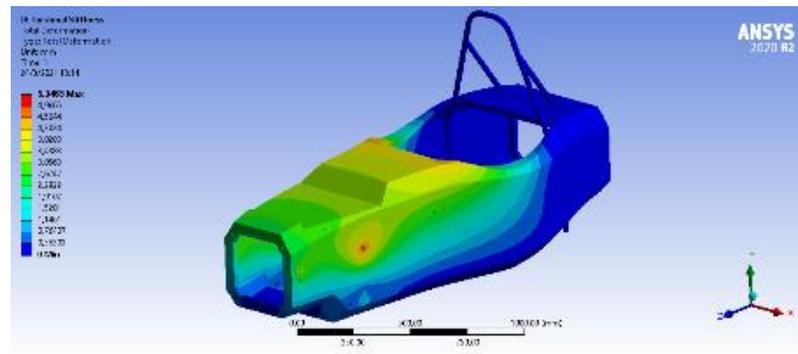


Figura 132: Deformación de Rigidez Torsional.

Fuente: Autores

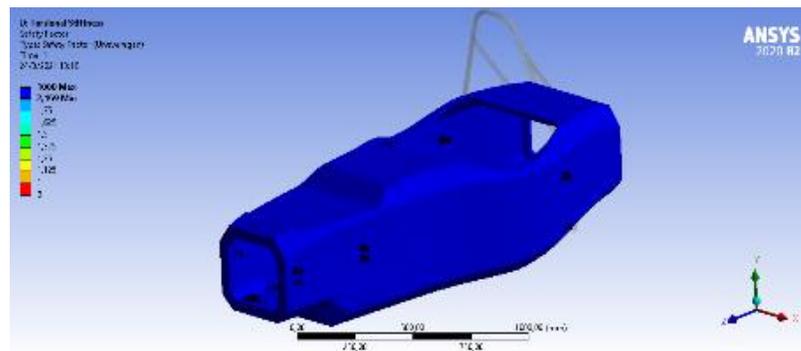


Figura 133: Factor de Seguridad.

Fuente: Autores

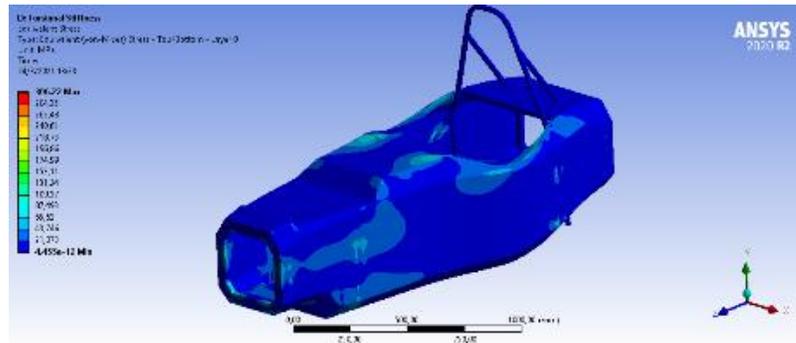


Figura 134: Estrés Equivalente.

Fuente: Autores

La rigidez torsional es definida por la ecuación $k = \frac{M}{\theta}$, donde M representa el par torsional y θ es el ángulo de deformación máximo en el plano donde actúa el momento M .

El ángulo θ es definido por la ecuación $\theta = \tan^{-1} \left(\frac{y1}{x1} \right)$, donde $y1$ es la deformación en sentido vertical con un valor de 1.4mm y $x1$ es la distancia horizontal desde el plano central del vehículo al punto en donde se mide la deformación $y1$, con un valor de 236.18mm. (figura 135)

Para esta simulacion se usa la deformacion direccional en el eje y esta deformacion ayuda a visualizar de mejor manera la deformacion causada por el par aplicado en el eje delantero.

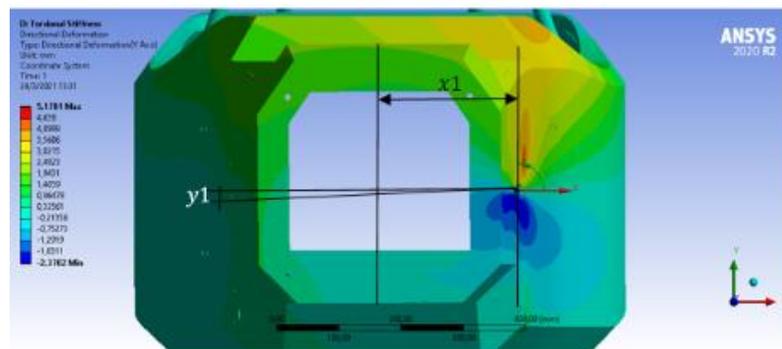


Figura 135: Distancia $x1$ y $y1$.

Fuente: Autores

Con los resultados de $x1$ y $y1$ se puede calcular el ángulo θ en donde:

$$\theta = \tan^{-1} \left(\frac{y1}{x1} \right)$$

$$\theta = \tan^{-1} \left(\frac{1.4}{236.18} \right)$$

$$\theta = 0.34 \text{ grados}$$

Con el ángulo de deformación se procede a calcular la rigidez torsional del modelo como se indica a continuación:

$$M = 6870 \text{ N} * 1.525\text{m}$$

$$M = 10476.75 \text{ Nm}$$

$$k = \frac{M}{\theta}$$

$$k = \frac{10476.75\text{Nm}}{0.34\text{grados}}$$

$$k = 30811.76 \frac{\text{Nm}}{\text{grados}}$$

El valor de rigidez torsional es adecuado para monocascos al tener como referencia que entre mayor sea este valor el vehículo será estable, como dato un monocasco de LMP1 está por encima de los 100KNm/grado, en este caso tiene 30.8KNm/grado.

3.8.2 Análisis de Rigidez Longitudinal.

La rigidez longitudinal se establece al aplicar una carga vertical en los neumáticos la cual es generada durante el frenado con un valor de 1423.85N, para la simulación se usará una carga de 2500N, esta carga se aplica sobre los puntos de anclaje delanteros en este caso la fuerza se distribuye por toda la superficie, figura 136. Como resultado se tiene el esfuerzo y la deformación; el valor máximo de deformación es de 1.99mm (figura 137) y su valor máximo de esfuerzo de 101.44MPa (figura 138), por otro lado, también se obtuvo el factor de seguridad para este tipo de esfuerzo al ser un mínimo de 3.85 que se observa en la figura 139.

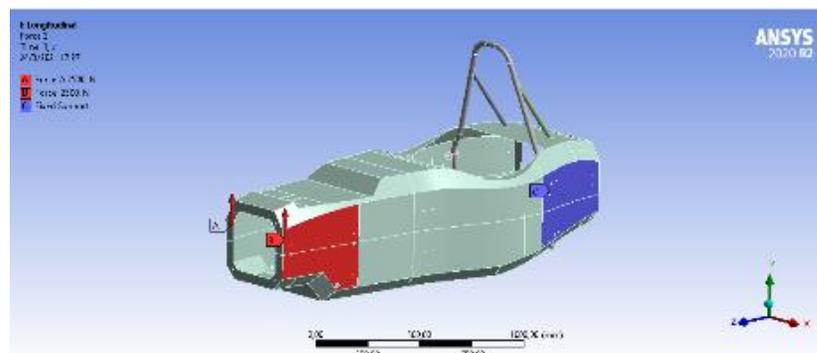


Figura 136: Fuerzas y Soportes del Análisis.

Fuente: Autores

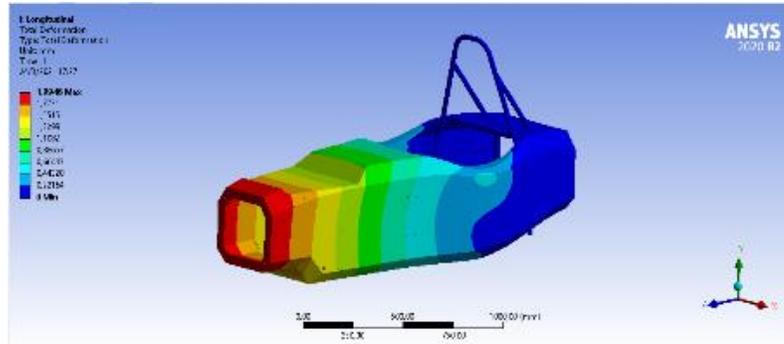


Figura 137: Deformación en Rigidez Longitudinal.

Fuente: Autores

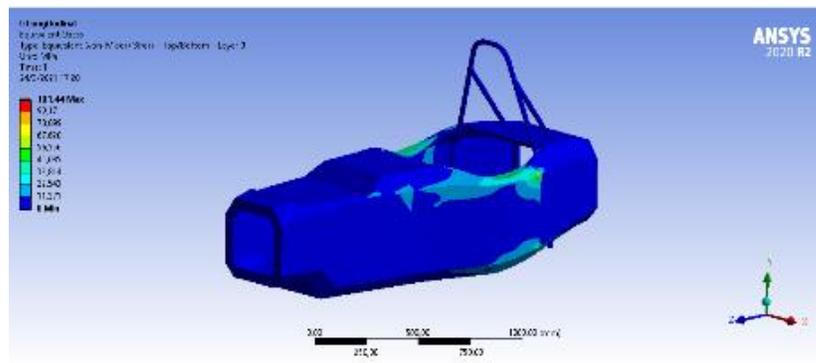


Figura 138: Esfuerzos Longitudinales.

Fuente: Autores

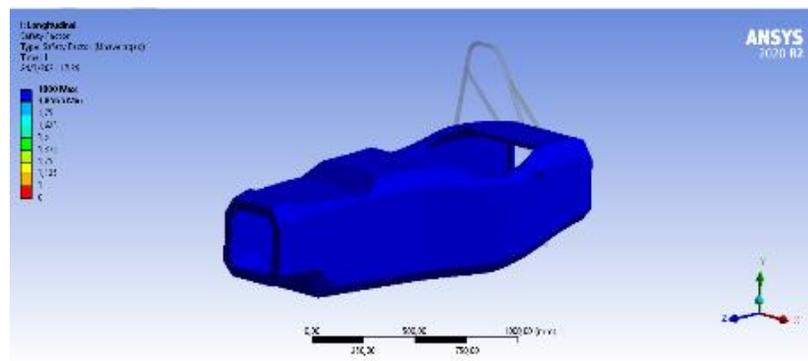


Figura 139: Factor de Seguridad.

Fuente: Autores

3.8.3 Análisis de Frenado

Para este análisis las cargas que actúan en el frenado son las que actúan sobre las ruedas delanteras en sentido longitudinal del vehículo. Las cargas y restricciones de la estructura son aplicadas sobre los puntos de anclaje de la suspensión

delantera, los valores de las fuerzas calculadas para esta simulación son de 1423.85N en sentido vertical y 1181.79N en sentido longitudinal; los anclajes se encuentran en el eje posterior del vehículo en la figura 140 se observan estas fuerzas y restricciones.

Se aumentaron los valores aplicados en la simulación por lo cual se colocará un valor de 2500N en sentido vertical y 2000N en sentido longitudinal.

Los resultados de los análisis son una deformación máxima de 2.12mm como se ve en la figura 141, un esfuerzo máximo de 113.16MPa (figura 142), el factor de seguridad mínimo para este esfuerzo es de 3.37 (figura 143).

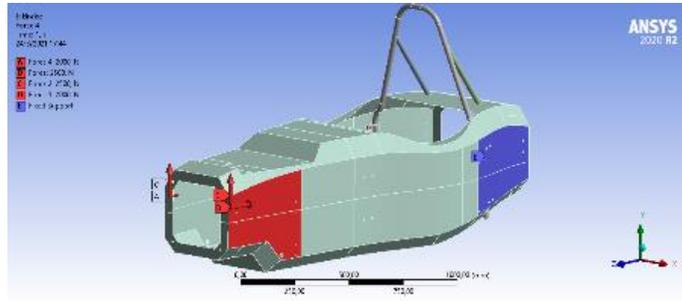


Figura 140: Fuerzas y Soportes de Frenado.

Fuente: Autores

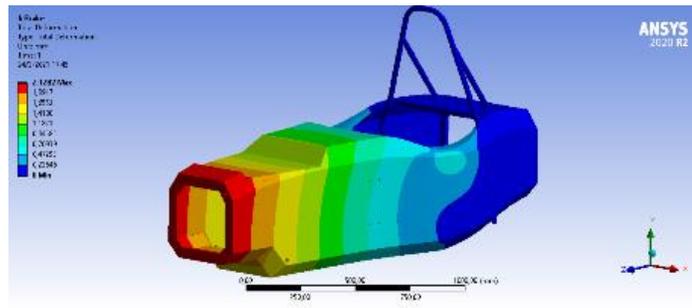


Figura 141: Deformación en el Frenado.

Fuente: Autores

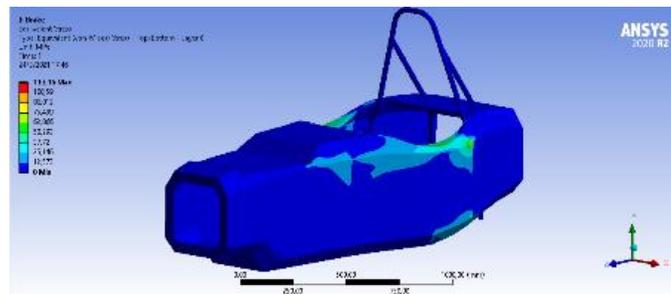


Figura 142: Esfuerzos en el Frenado.

Fuente: Autores

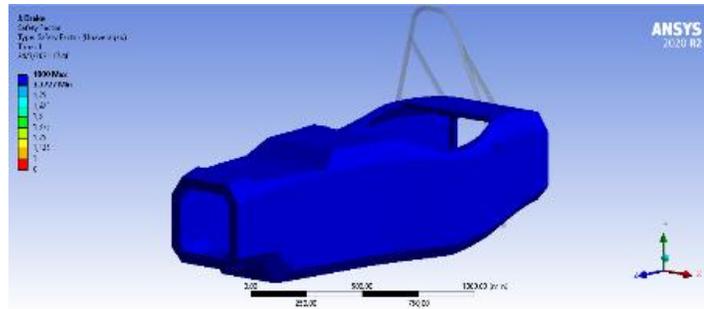


Figura 143: Factor de Seguridad.

Fuente: Autores

3.8.4 Análisis de Impacto Lateral

Para este caso se utiliza el valor de impacto calculado anteriormente, como valor referencial se tiene una fuerza de 7000N, valor utilizado en las simulaciones del chasis del EB17, como valor máximo de deformación está reglamentado que no exceda los 25mm.

Los resultados de esta simulación se obtuvieron con una fuerza de 10740N aplicados vistos en la figura 144, y se tuvo una deformación máxima de 1.35mm como se observa en la figura 145, un esfuerzo máximo de 72.61MPa (figura 146); el factor de seguridad mínimo para este esfuerzo es de 5.95 (figura 147).

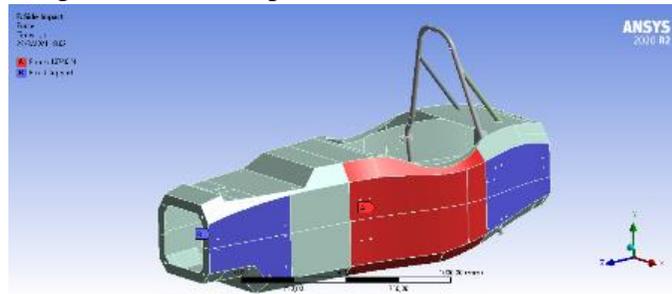


Figura 144: Fuerza de Impacto Lateral.

Fuente: Autores

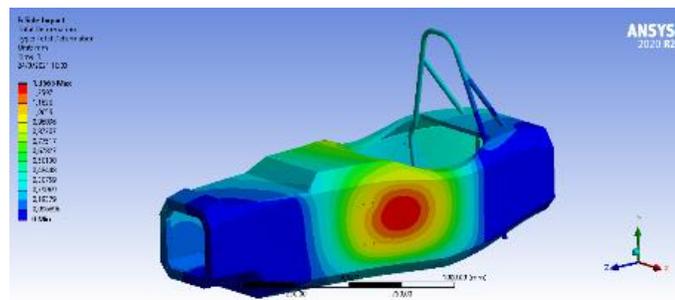


Figura 145: Deformación de Impacto Lateral.

Fuente: Autores

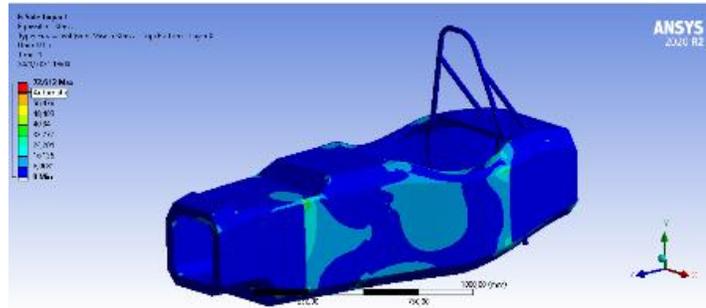


Figura 146: Esfuerzos de Impacto Lateral.

Fuente: Autores

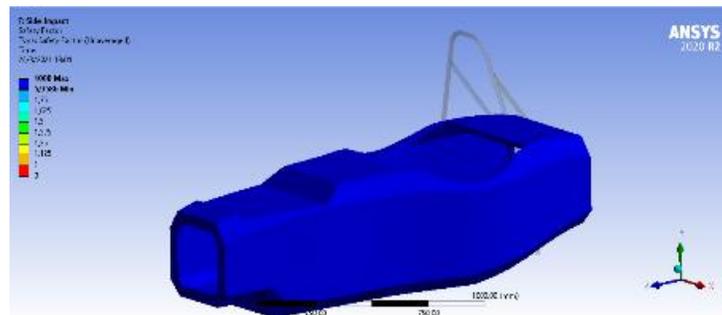


Figura 147: Factor de Seguridad.

Fuente: Autores

3.8.5 Simulación de Vuelco

En esta simulación son aplicadas tres cargas, una longitudinal, una transversal y una vertical de 6KN, 5KN y 9KN respectivamente; estas cargas se observan de mejor manera en la figura 148. Las restricciones se colocan en el inferior del monocasco, como se mencionó anteriormente, la deformación máxima reglamentaria es que no exceda los 25mm.

Los resultados conseguidos demuestran un valor máximo de deformación de 16.15mm y el esfuerzo máximo presente es de 426.52MPa; este valor de esfuerzo se observa en el Main Hoop. (figuras 149, 150)

El valor del factor de seguridad es de 1.68 y debido a que es un esfuerzo muy puntual, solo se tiene este factor de seguridad en un punto del monocasco, el factor de seguridad medio para este esfuerzo es de 158 como se observa en la figura 151. Este esfuerzo se transmite a los arcos de vuelco por lo cual el esfuerzo en la figura 150 se oculta el monocasco para solo mostrar los arcos antivuelco.

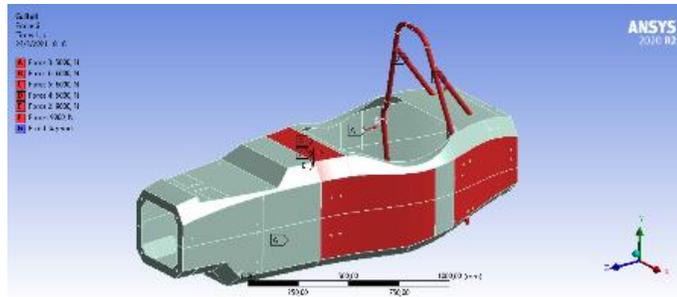


Figura 148: Fuerzas en el Vuelco.

Fuente: Autores

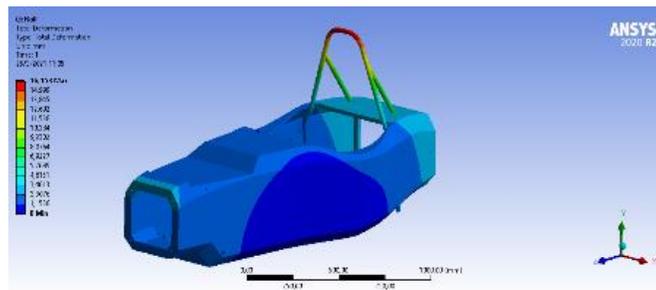


Figura 149: Deformación del Main Hoop.

Fuente: Autores

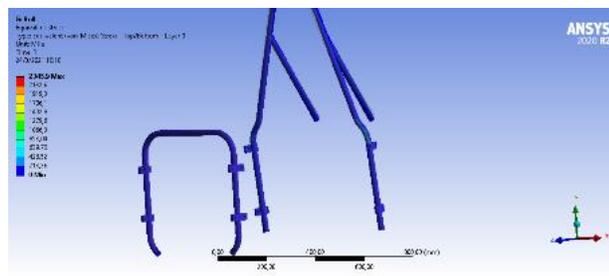


Figura 150: Esfuerzos en el Main Hoop.

Fuente: Autores

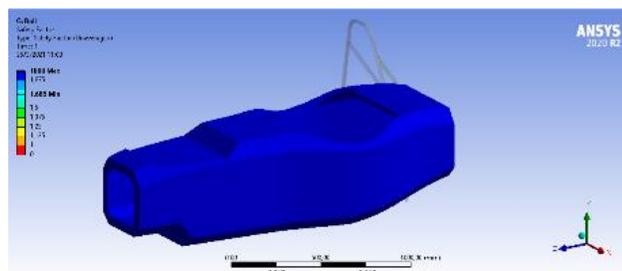


Figura 151: Factor de Seguridad.

Fuente: Autores

3.8.6 Simulación de Peso en el Suelo

En esta simulación se ubica el peso distribuido de los elementos sobre todo el suelo del monocasco, se coloca el peso del piloto en el centro y a lo largo del monocasco la dirección, la batería en la parte posterior, la caja de pedales en la parte frontal y el inversor en la parte media como se observa en la figura 152.

En la tabla 4 se detallan los pesos y la fuerza aplicada a estas zonas:

Tabla 4: Fuerzas en el Piso.

Componente	Peso (kg)	Fuerza (N)
Piloto	75	735.75
Dirección	12.5	122.62
Batería	36	353.16
Caja de pedales	4.5	44.15
Inversor	7	68.67

Fuente: [4]

Los resultados de esta simulación muestran que la deformación máxima en el suelo del monocasco es de 0.13mm y un esfuerzo máximo de 15 MPa como se ven en las figuras inferiores, además se tiene un factor de seguridad mínimo para este esfuerzo de 43.86, por lo cual no se necesita un refuerzo para esta zona. (figura 153, 154, 155)

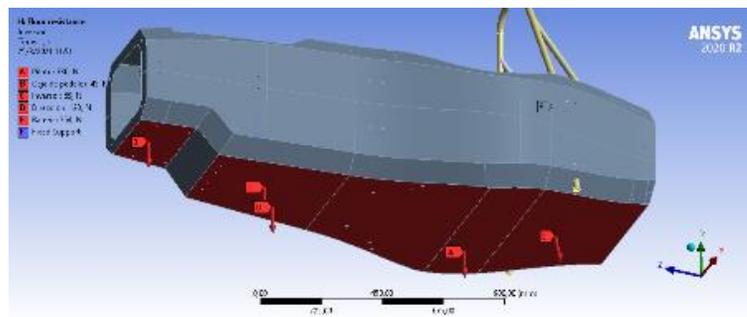


Figura 152: Fuerzas en el Suelo.

Fuente: Autores

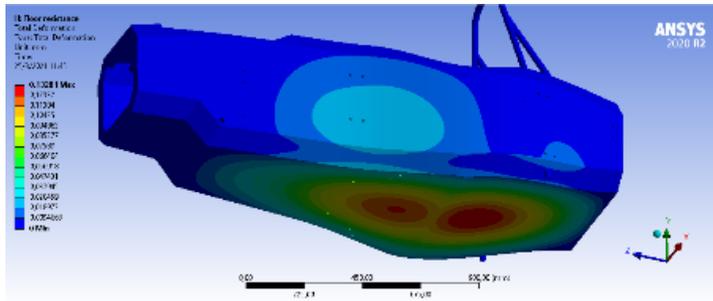


Figura 153: Deformación del Suelo.

Fuente: Autores

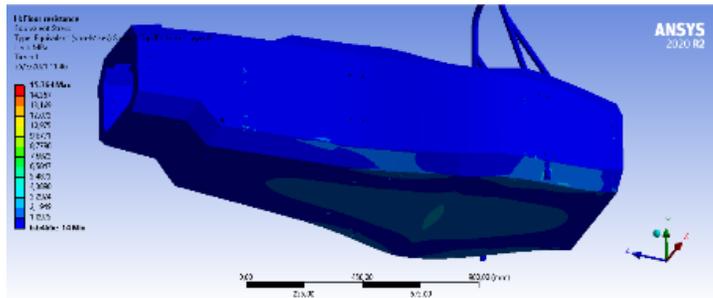


Figura 154: Esfuerzos en el Suelo.

Fuente: Autores

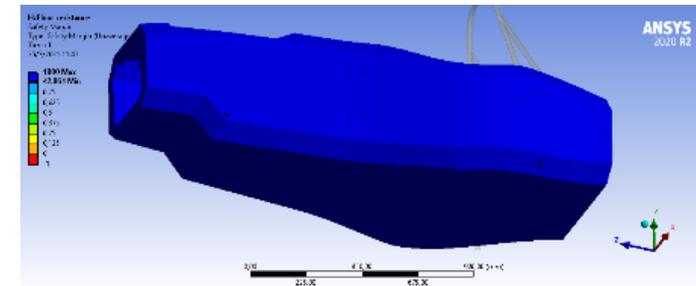


Figura 155: Factor de Seguridad.

Fuente: Autores

3.8.7 Simulación de Posibles Cargas

En esta simulación se analizará, si se coloca una gata en la parte inferior del monocasco, ambas ruedas delanteras colgadas, en este caso la fuerza es muy baja y no sucede prácticamente nada, al aplicar una carga de 1000N sobre las ruedas; que se supone el peor de los casos (figura 156).

Los resultados de esta simulación dan una deformación máxima de 0.54mm, un esfuerzo máximo de 34 MPa y un factor de seguridad mínimo de 17. (figura 157, 158, 159)

Se puede notar que el monocasco es muy resistente a fuerzas para las que no está preparado, puede anclar cualquier zona del monocasco y aguantar su propio peso sin problema.

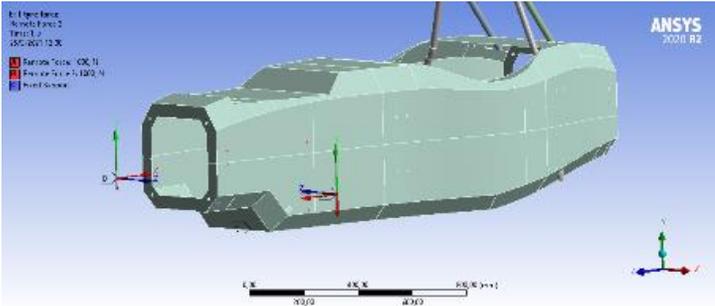


Figura 156: Fuerza Sobre las Ruedas.

Fuente: Autores

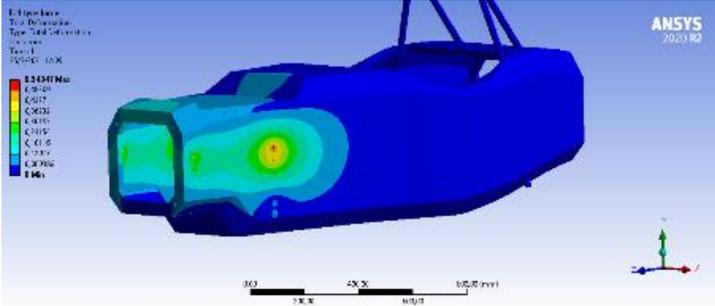


Figura 157: Deformación Sobre el Monocasco.

Fuente: Autores

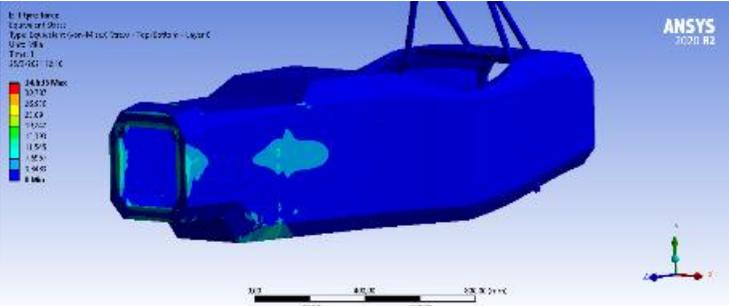


Figura 158: Esfuerzo Máximo.

Fuente: Autores

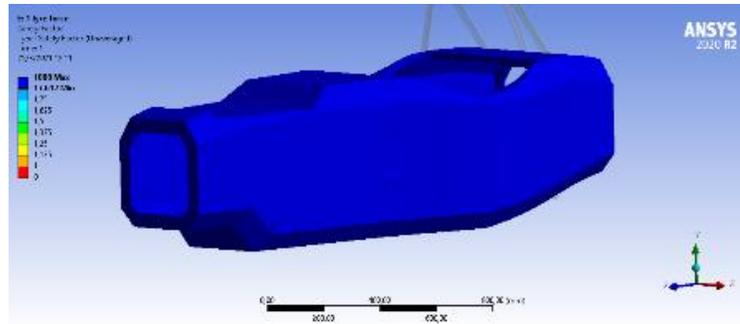


Figura 159: Factor de Seguridad.

Fuente: Autores

3.8.8 Impacto Frontal

El análisis de impacto frontal no se considera parte del chasis, ya que en el Front Bulckhead debe ir el atenuador de impactos, el cual está en la normativa de formula SAE y es el mismo el que deberá cumplir las condiciones mínimas de deformación y disipación de energía en el caso de este impacto.

3.9 Puntos que se Pueden Optimizar en el Monocasco.

El principal punto que puede ser optimizado en el diseño es la forma que tiene el monocasco, al reducir el tamaño del cockpit y mejorar su forma, una optimización previa a las simulaciones fue en las capas del monocasco, como diseño preliminar se realizó el panel CFRP compuesto de capas de fibra de carbono y un núcleo de Honeycomb de 10mm que obtuvo como resultado un peso de 38.1kg como se muestra en la figura 160 una equivalencia en la resistencia al modelo actual.

Name:	Sensor.1
ID:	Sensor.1
Sensor Type:	Sensor By Area
Entities:	['All_Elements']
Measures	
Covered Area	3938778.604980935
Modeling Ply Area	14918745.332548039
Production Ply Area	37709692.124417804
Price	0.0
Weight	0.0423532826833947
Center of Gravity	(0.1522, -9.0357, 190.6179)

Figura 160: Peso Toneladas Diseño Preliminar.

Fuente: Autores

En este caso para reducir el peso se cambió el laminado CFRP por un compuesto de igual manera de fibra de carbono, pero al cambiar el panel de Honeycomb de 20mm en este caso se obtuvo un resultado de 20kg de peso total como se ve en la figura 161 y con la misma resistencia estructural el modelo anterior de 38kg; la diferencia entre ambos modelos es que el segundo modelo tiene una pared con más espesor que el primero, figura 162.

Measures	
Covered Area	3921601.337964847
Modeling Ply Area	15013898.287154032
Production Ply Area	18471249.936772205
Price	0.0
Weight	0.022799373554199233
Center of Gravity	(1384.8558, 1311.9543, 1263.8071)

Figura 161: *Peso Toneladas Segundo Diseño.*

Fuente: Autores

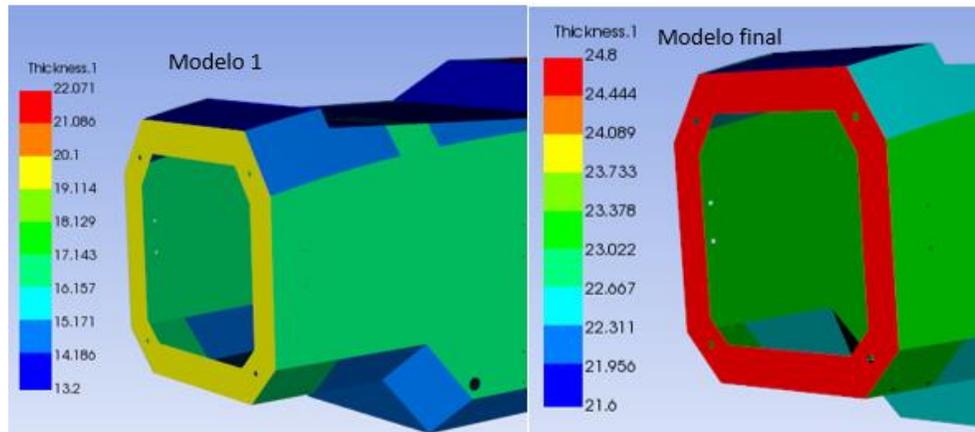


Figura 162: *Espesor de Ambos Modelos.*

Fuente: Autores

Con esto se observa que la principal característica para la optimización de monocascos son las capas que pueden tener; donde diferentes configuraciones dan diferentes resistencias estructurales, con esto se puede optimizar el tipo de fibra sea tela o fibra unidireccional para reducir más con una resistencia adecuada para la carga que está actuando sobre el monocasco.

Con los resultados de las simulaciones en todos los casos posibles sugeridos por la competencia y casos que podrían darse en la vida real, quedaba realizar un análisis con el fin de concluir la factibilidad del proyecto.

4 DISERTACIÓN DE RESULTADOS

En el presente capítulo se disertarán los resultados obtenidos de las simulaciones, además de realizar un estudio de factibilidad del proyecto para determinar una futura aplicación física del estudio realizado.

4.1 Verificación de Resultados Obtenidos

Se verificarán las simulaciones obtenidas con el modelo EB17 ya que es el modelo más próximo y actual de la universidad, para concebir una idea de las ventajas que tendría la aplicación de materiales compuestos en esta competición, así como también el avance tecnológico que supondría en general.

4.1.1 Eficiencia del Diseño en Cuanto a Reducción de Peso

Al tomar los datos obtenidos con los diseños previos se procedió al análisis de eficiencia en cuanto a la posible reducción de peso que debería presentar el prototipo.

Para este análisis se empleará como objeto de comparación al diseño de la UPS que compitió en fórmula Student en 2017 el modelo EB17 dado que es el modelo anterior más próximo construido por el equipo de la universidad.

Con los datos obtenidos de los informes de los proyectos realizados se pudo obtener los datos del peso de su chasis y partes de la carrocería ya que en el presente proyecto al realizar una estructura monocasco ya no sería necesario realizar piezas de carrocería ya que la estructura por si misma contaría con geometría aerodinámica.

Tabla 5: Masas Aproximadas del EB17 [4]

Componente	Masa (kg)	%
Conductor	80	33.75
Motor	12	5.06
Tren de fuerza	20	8.43
Sistema de dirección	10	4.21
Batería	80	33.75
Chasis	35	14.76
Total	237	100

Fuente: Autores

Tabla 6: Tabla del Peso de la Carrocería

Pieza	Masa (kg)	%
Nariz	8.16	40.17
Pontones	7.71	37.96
Cuerpo central	1.5	7.38
Parte trasera fija	2.94	14.47
Peso total carrocería	20.31	100

Fuente: Autores

Con las tablas previamente indicadas se puede concluir que el peso del chasis y carrocería del monoplaza juntos tendrían un valor de 55.31kg entre ambos de los 237kg que pesa en total, que representa el 23.54% del peso total.

Ahora con los datos obtenidos por el software de simulación se procedió a diseñar las estructuras del Main y Front Hoop para su respectivo análisis de peso, y se encontró con los siguientes datos al aplicarle un material de “AISI 4130 Acero Normalizado a 870C” tomado como dato de la simulación del EB17. (figura 163, 164, 165, 166)

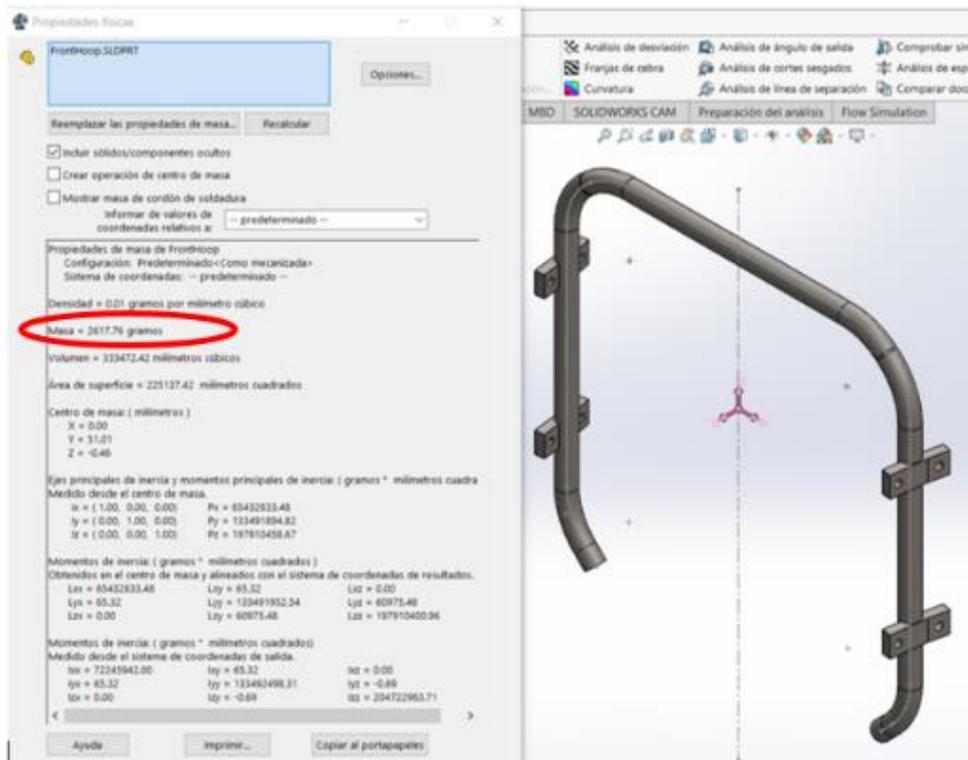


Figura 163: Propiedades Físicas del Front Hoop en SolidWorks.

Fuente: Autores

Details of "FrontHoop_Predeterminado_3c_C"	
Nonlinear Effects	Yes
Thermal Strain Effects	Yes
+ Bounding Box	
- Properties	
<input type="checkbox"/> Volume	3,3346e+005 mm ³
<input type="checkbox"/> Mass	2,6177 kg
Centroid X	1385, mm
Centroid Y	1376,3 mm
Centroid Z	1443,4 mm
<input type="checkbox"/> Moment of Inertia Ip1	65009 kg·mm ²
<input type="checkbox"/> Moment of Inertia Ip2	1,3295e+005 kg·mm ²
<input type="checkbox"/> Moment of Inertia Ip3	1,9695e+005 kg·mm ²
+ Statistics	

Figura 164: Propiedades Físicas del Front Hoop en ANSYS.

Fuente: Autores

Propiedades físicas

MainHoop.SLDPRJT

Reemplazar las propiedades de masa... Recalcular

Incluir sólidos/componentes ocultos

Crear operación de centro de masa

Mostrar masa de cordón de soldadura

Informar de valores de coordenadas relativos a: -- predeterminado --

Propiedades de masa de MainHoop:
Configuración: Predeterminado-Como mecanizado
Sistema de coordenadas: -- predeterminado --

Densidad = 0.01 gramos por milímetro cúbico

Masa = 4706.41 gramos

Volumen = 609733.46 milímetros cúbicos

Área de superficie = 434799.39 milímetros cuadrados

Centro de masa: (milímetros)

X = 0.00
Y = 119.00
Z = -29.00

Ejes principales de inercia y momentos principales de inercia (gramos * milímetros cuatro)
Medido desde el centro de masa.

Ix = 1.00, 1.00, -0.00 Iy = 209499909.67
Iy = -1.00, 0.00, 0.00 Iz = 362136041.38
Iz = 0.00, 0.00, 1.00 Ixy = 623371110.12

Momentos de inercia: (gramos * milímetros cuadrados)
Obtenidos en el centro de masa y alineados con el sistema de coordenadas de resultados.

Ixx = 362136943.48 Iyy = 2575.84 Izz = -169.00
Ixy = 2575.64 Iyz = 29619321.45 Ixz = -5832106.90
Ixz = -169.00 Ixy = -5832106.90 Izz = 623267179.44

Momentos de inercia: (gramos * milímetros cuadrados)
Medido desde el sistema de coordenadas de salida.

Ixx = 484862751.42 Iyy = 3752.54 Izz = -453.82
Ixy = 3752.54 Iyz = 306129013.06 Ixz = -20465606.34
Ixz = -453.82 Iyz = -22485606.34 Izz = 691997494.91

Ayuda Imprimir... Copiar al portapapeles

Figura 165: Propiedades Físicas del Main Hoop.

Fuente: Autores

Details of "MainHoop_Predeterminado_3c_C1"	
Properties	
<input type="checkbox"/> Volume	4,5638e+005 mm ³
<input type="checkbox"/> Mass	3,5826 kg
Centroid X	1385, mm
Centroid Y	1596,5 mm
Centroid Z	723,96 mm
<input type="checkbox"/> Moment of Inertia Ip1	3,1403e+005 kg-mm ²
<input type="checkbox"/> Moment of Inertia Ip2	2,4953e+005 kg-mm ²
<input type="checkbox"/> Moment of Inertia Ip3	5,628e+005 kg-mm ²
Statistics	
Transfer Properties	
Source	C5::Final
Read Only	Yes

Figura 166: Propiedades Físicas del Front Hoop en ANSYS.

Fuente: Autores

Como dato preliminar se calculó el peso del monocasco sin el uso de sus estructuras principales que forman el triángulo de seguridad en el programa ANSYS y se obtuvo un peso de 0.042Tons que serían 42kg como se ve en la figura 167. Al sumar los datos anteriores obtenidos del mismo software de las estructuras del triángulo de seguridad se obtendría un valor de 48.19kg de peso entre los tres elementos combinados.

Sensor Properties	
Name:	Sensor.1
ID:	Sensor.1
Sensor Type:	Sensor By Area
Entities:	['All_Elements']
Measures	
Covered Area:	3938779.981976746
Modeling Ply Area:	14918751.994343806
Production Ply Area:	37446409.497381315
Price:	0.0
Weight:	0,0420471186910778
Center of Gravity:	(0.1450,-6.2242,175.4880)

Figura 167: Cálculo del Análisis Preliminar del Peso del Monocasco.

Fuente: Autores

Para un análisis final se procedió al cálculo del peso del monocasco al optimizar las capas del modelo, pero con sus estructuras del triángulo de seguridad en el programa ANSYS, en este caso se obtuvo un peso de 0.023Tons que serían 20kg como se observa en la figura 168, reduciéndose de esta manera casi la mitad del peso inicial debido a que, al estar los elementos de seguridad integrados, su factor de seguridad aumentó y se estuvo en la capacidad de reducir capas de material y así optimizar de mayor medida su peso. Junto con su triángulo de seguridad dio un peso final de 27.2kg.

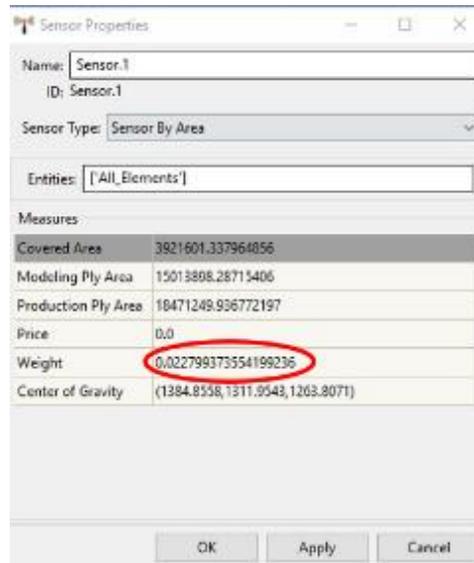


Figura 168: Cálculo del Análisis Final del Peso del Monocasco con sus Estructuras.

Fuente: Autores

Un análisis final respecto a su optimización de peso se podría observar que existe una reducción considerable con respecto a su sucesor el EB17 el cual contaría con 237kg de los cuales 55.31kg comprenden el peso de su chasis y carrocería juntos. En el caso del Monocasco contaría con un peso final de 27.2kg que da una optimización en cuanto a la reducción del peso de 47.2% que representaría 28.11kg menos en el teórico monoplaza.

4.1.2 Comparativa de Rigidez Torsional

Aquí se comparan los resultados obtenidos de nuestro modelo con el EB17, se tomó en cuenta que entre más alto sea el valor de rigidez torsional el vehículo es más estable, los valores resultantes del EB17 son los mostrados en la tabla 7 a continuación.

Tabla 7: Rigidez Torsional de los Modelos

Modelo	Carga	Esfuerzo máximo	Deformación máxima	k
Monocasco	6780 N	306.22MPa	4.2mm	30KNm/grado
EB17	3133 N	370MPa	3.8mm	7.7KNm/grado

Fuente: Autores

4.1.3 Comparativa de Rigidez Longitudinal

A continuación, en el siguiente análisis se puede ver que interviene solo una carga vertical en los neumáticos, en la siguiente tabla 8 se detallarán los resultados.

Tabla 8: Comparativa rigidez longitudinal

Modelo	Carga	Esfuerzo máximo	Deformación máxima
Monocasco	2500 N	101.44MPa	1.99 mm
EB17	2782.68 N	182MPa	4 mm

Fuente: Autores

4.1.4 Comparativa de Frenado

En este análisis intervienen cargas que actúan sobre las ruedas delanteras; interviene una carga vertical y una longitudinal al vehículo, a continuación, en la tabla 9, se muestran los resultados.

Tabla 9: Análisis de frenado

Modelo	Carga vertical	Carga longitudinal	Esfuerzo máximo	Deformación máxima
Monocasco	2500 N	2000 N	113.16MPa	2.12 mm
EB17	2782.68 N	2309.63 N	201MPa	4.2 mm

Fuente: Autores

4.1.5 Comparación de Impacto Lateral

Este análisis es de los más importantes ya que representa la seguridad del piloto, la cual es esencial para cualquier vehículo, en la siguiente tabla 10 se muestra los resultados y fuerzas aplicadas en las simulaciones.

Tabla 10: Análisis impacto lateral

Modelo	Carga	Esfuerzo máximo	Deformación máxima
Monocasco	10740 N	72.61MPa	1.35 mm
EB17	7000 N	361MPa	3.32 mm

Fuente: Autores

Con los resultados conseguidos de las simulaciones realizadas al monocasco se comprobó una considerable eficiencia en cuanto a su sucesor con respecto a los esfuerzos y peso; se continua a realizar un estudio para analizar la factibilidad de llevar el modelo a físico en cuanto a los costos de implementación y el proceso que se debe aplicar.

4.2 Factibilidad del Estudio

Para analizar la factibilidad del proyecto se toman en cuenta los costos de implementación de las máquinas y los materiales a utilizar para poder sacar el prototipo en físico.

Se usará normalmente el proceso de Infusión por vacío o RTI (Resin Transfer Infusion), como se observa en las figuras 169 y 170 por el cual se obtendrá una estética de alta calidad y mejores cualidades de la fibra de carbono.

Tiene como ventajas que obtiene mejores propiedades del material, da una mejor estética de alta calidad, tiene la capacidad de realizar piezas complejas y sus moldes puede reusarse. Como desventaja tiene que requiere de varios materiales y un equipo específico, debe contar con el molde específico para su uso y tiene elementos que se desecharán tras su uso.

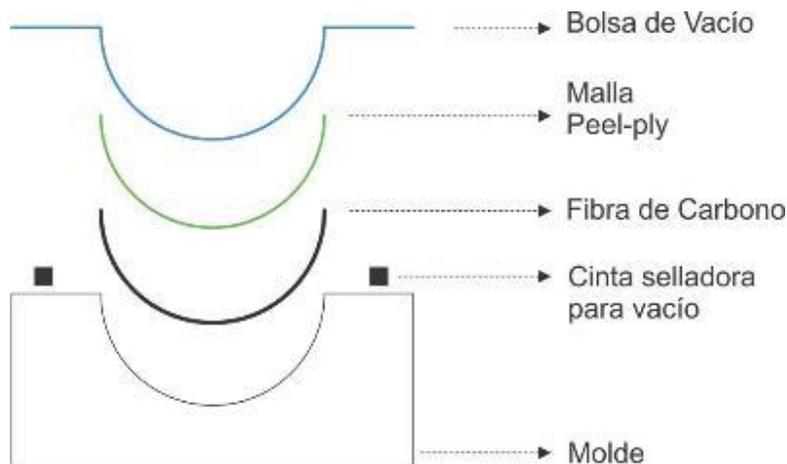


Figura 169: Diagrama de Orden correcto de Materiales y Accesorios.

Fuente: [9]

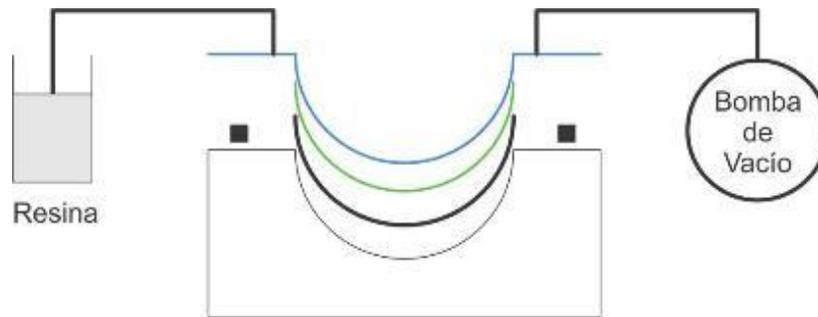


Figura 170: Esquema de funcionamiento del proceso RTI.

Fuente: [9]

4.2.1 Instrumentos y Materiales Necesarios

Materiales

- Tela de fibra de carbono.
- Resina
- Endurecedor

Accesorios

- Recipiente de mezclado (puede ser de plástico)
- Mezclador (un palito de madera es suficiente)
- Bolsa de vacío
- Malla de vacío
- Peel-Ply
- Cinta de vacío

Equipos y otros artículos

- Molde
- Agente desmoldante
- Máquina de vacío
- Mangueras, conectores y válvulas de vacío

Equipo de protección personal

- Guantes de nitrilo
- Lentes de protección

4.2.2 Proceso de Fabricación de una Pieza con Infusión por Vacío [9]

- Preparar el molde, limpiarlo y emplear agente desmoldante sobre él.
- Cortar la fibra de carbono, Peel-Ply, malla y bolsa de vacío en el tamaño adecuado al molde.
- Colocar fibra de carbono, Peel-Ply y malla en este orden sobre el molde.
- Colocar cinta de vacío sobre el molde alrededor de las capas puestas en el paso anterior.
- Ubicar y situar las mangueras y conectores de vacío alrededor de las capas del paso 3 para que la resina se transfiera a todo el molde.
- Encima de todo lo mencionado anteriormente, colocar la bolsa de vacío y sellar con la cinta de vacío que se colocó en el paso 4.
- En uno de los conectores, ensamblar y sellar la manguera que conecta la bomba de vacío con el molde.
- Probar el vacío al revisar que no haya fugas. Si la bolsa de vacío se infla, buscar la fuga y realizar el sellado con la cinta de vacío.
- Preparar la resina con la proporción adecuada de catalizador (endurecedor).
- Colocar una manguera hacia el recipiente con la resina de tal forma que se tenga el siguiente orden: bomba de vacío -> resina -> molde preparado.
- Encender la máquina de vacío para que la resina pase a través del molde y se realice el impregnado de la resina en la fibra. Este proceso, depende del tamaño del molde, dura pocos minutos.
- Una vez que la fibra está totalmente impregnada, detener el proceso, cerrar el paso de resina y dejar que la resina se cure. El proceso de curación de la resina tarda de 4 a 24 horas, depende del tipo de resina utilizada. Nunca usar más catalizador para acelerar este proceso. Si se quiere que el proceso sea más rápido se puede usar un horno o autoclave a no más de 140 °C.
- Una vez que todo ha secado, quitar todos los materiales usados y desmoldar la pieza.
- Darle toques finales a la pieza, si se requiere cortes y pulido

4.2.3 Costos de Instrumentos y Materiales

Tabla 11: Costos de Equipos y Materiales

Nº	DENOMINACIÓN	PROVEEDOR	CANTIDAD	VALOR UNITARIO (USD)	VALOR TOTAL (USD)
1	Tela de Fibra de Carbono Tejido Sarga	https://fibracerotec.com/fibra-de-carbono/tela/ (1x1m ²)	800	0.10	80
2	Resina Epóxica	https://fibracerotec.com/fibra-de-carbono/kit/#vacio	1	113.07	113.07
3	Endurecedor				

4	Recipiente de mezclado				
5	Mezclador				
6	Bolsa de vacío				
7	Malla de vacío				
8	Peel-Ply				
9	Guantes de nitrilo				
10	Mangueras, conectores y válvulas de vacío				
11	Agente desmoldante	https://articulo.mercadolibre.com.co/MCO-534001007-desmoldante-liquido-pva-para-fibra-de-vidrio-y-carbono-1kg-_JM	-	7,07	21.21
12	Máquina de vacío	https://www.amazon.com/-/es/econ%C3%B3mica-v%C3%A1lvula-giratoria-refrigerante-acondicionado/dp/B012CFTYX4/ref=sr_1_1?adgrpid=64028697515&dchild=1&gclid=Cj0KCQjw0caCBhCIARIsAGAfUy-iUUeaR4vIT94tpYvfx_MgfxJ8TCnA0G0uHRhT1GJBEa6RcNEjT4aAhDYEAALw_wcB&hvadid=374832403334&hvdev=c&hvlocint=9004382&hvlocphy=1005373&hvnetw=g&hvqmt=b&hvrand=8147731568922149615&hvtargid=kwd-16284891&hydacr=12810_11248625&keywords=vacuum+pump&qid=1616034785&sr=8-1	1	199.41	199.41
13	Plancha de Madera para Molde	https://placacentro.com/ecuador/local/placacentro-masisa-madercenter-las-americas/	188	12	2256
14	Fibra de Vidrio para Molde	https://articulo.mercadolibre.com.ec/MEC-430033519-fibra-vidrio-mate-x-rollo-bulto-para-moldear-375gm2-x-140m-_JM#position=3&type=item&tracking_id=0a5ec90e-	2	203	406

		6496-46fe-8008-be09a7e29a12			
15	Lentes de protección	https://articulo.mercadolibre.com.ec/MEC-429582312-gafa-de-proteccion-de-seguridad-_JM?searchVariation=76156200798#searchVariation=76156200798&position=2&type=item&tracking_id=9655a8bd-b133-4722-8119-5f8dd88c48d6	-	1.5	3
16	Cinta de vacío	https://articulo.mercadolibre.com.ec/MEC-429542628-cinta-adhesiva-9mm-selladora-fundas-x-3-unid-_JM#position=3&type=item&tracking_id=8fb1c654-53c9-4f7b-9768-6324957c89b6	-	1.8	3.6
17	Honeycomb de Aluminio PAMG-XR1 5052	https://www.easycomposite.co.uk/6mm-aluminium-honeycomb	2	56.70	113.04
18	Horno Para Cocinar Fibra de Carbono	http://www.incolorec.com.ec/	1	29 558.47	29 558.47
SUBTOTAL					32 753.80
IMPREVISTOS					3 930.50
TOTAL					36 684.25

Fuente: Autores

4.2.4 Análisis Final Costo Factibilidad

Con base en los resultados de los estudios estructurales del diseño de chasis tipo monocasco y en base a los costos obtenidos de la búsqueda de los elementos y materiales se consiguió demostrar la factibilidad y viabilidad de aplicación del proyecto. Dado que en los estudios realizados en este proyecto se determinó que los factores de seguridad fueron altos, se demuestra un sobredimensionamiento en el diseño de la estructura, y el análisis de costos entre equipos y materiales indica ser un costo accesible, al ser el horno para cocinar material de fibra de carbono el elemento más costoso, pero que a futuro puede servir de vehículo para futuras investigaciones y desarrollos de nuevas tecnologías que se busque implementar

en la institución; en caso de querer adquirir los elementos necesarios para su futura fabricación.

Con los análisis obtenidos realizamos gráficos de las tablas anteriores (tablas 7, 8, 9, 10) para comparar los datos obtenidos de nuestro modelo con los datos de su predecesor el EB17.

4.3 Análisis Grafico de Variables

En la figura 171 se muestran los resultados de la rigidez torsional de los modelos, vistos en la tabla 7.

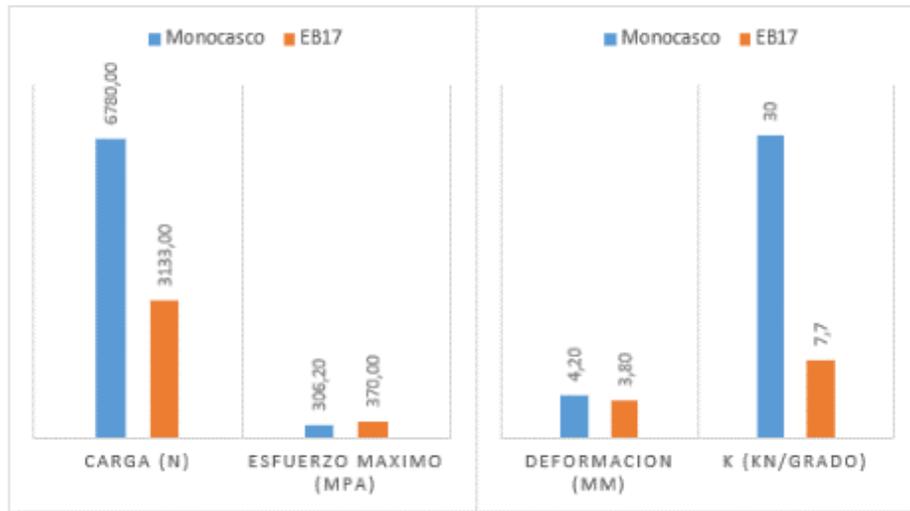


Figura 171: Resultados Rigidez Torsional.

Fuente: Autores

Como se observa el monocasco tiene una mejor disipación de esfuerzos ya que tiene una carga 2.1 veces más alta que el modelo EB17 y presenta un 17% menos de concentración de esfuerzos, la deformación del monocasco es 10% mayor que el modelo EB17 la cual no es considerable por la carga aplicada en la simulación, por último tenemos el valor K que determina la rigidez torsional, el monocasco tiene un valor 75% más alto que el modelo EB17 lo cual determina la estabilidad del vehículo en el paso por curva. A continuación, en la figura 172 se muestran los resultados de rigidez longitudinal que se muestran en la tabla 8.

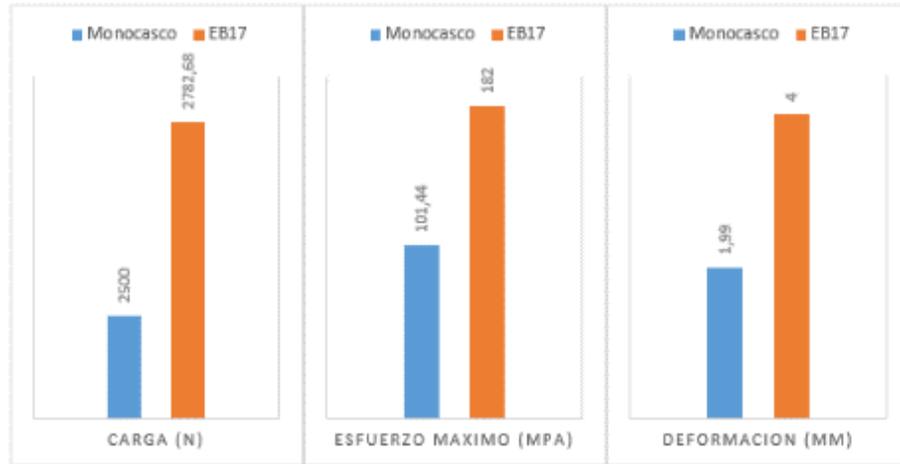


Figura 172: Resultados Rigidez Longitudinal.

Fuente: Autores

Como se observa el monocasco tiene 11% menos de carga aplicada en la simulación, lo cual da como resultados que el monocasco disipa de mejor manera los esfuerzos ya que tiene 45% menos de concentración de esfuerzos y 50% menos de deformación en comparación con el EB17. En la figura 173 se visualizan los resultados de la simulación de frenado de la tabla 9.

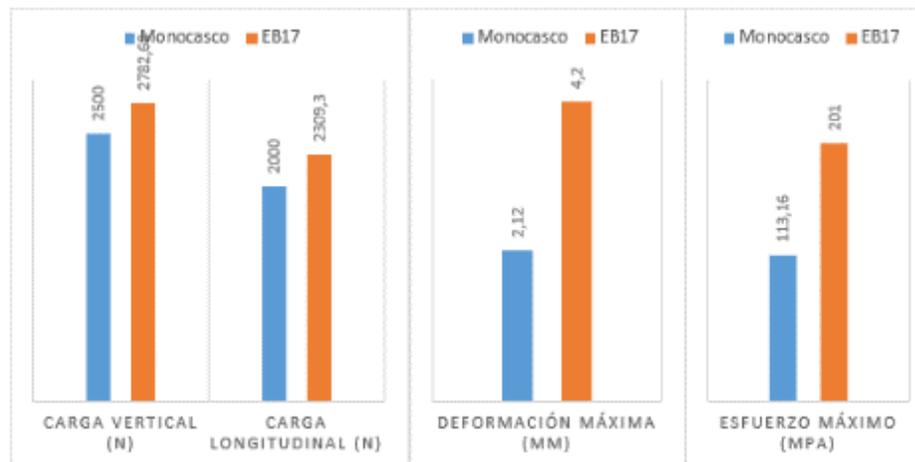


Figura 173: Resultados de Frenado.

Fuente: Autores

Las cargas en el monocasco son 11% en la carga vertical y 14% en la carga longitudinal, la disipación de esfuerzos es mayor en el monocasco ya que tiene 44% menos de concentración de esfuerzos que el modelo EB17, la deformación en el monocasco es de

44% menor que el EB17. En la figura 174 muestra los resultados de impacto lateral de la tabla 10.

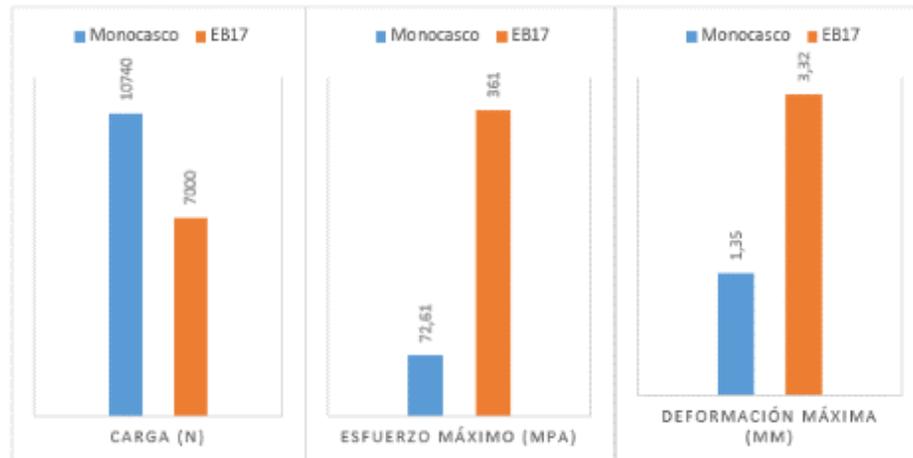


Figura 174: Resultados impacto lateral.

Fuente: Autores

Como se observa el monocasco tiene una mejor disipación de esfuerzos en su estructura ya que la carga es 53% mayor que el modelo EB17 y presenta un 80% menos de acumulación de esfuerzos, del mismo modo la deformación que presenta el monocasco es 60% menor que su modelo predecesor.

5 CONCLUSIONES

- A través de la realización de este proyecto, se obtuvo la propuesta de diseño de un monocasco de fibra de carbono para un monoplaza Formula Student a través de la aplicación del software SolidWorks para modelado y simulación en ANSYS; que en el Ecuador aún no se la explota y en la que existe un gran abanico de posibilidades con futuras aplicaciones en diferentes ámbitos, no solo en el área automotriz sino también industrial.
- Así pues, tras la investigación del estado del arte sobre la aplicación, diseño y proceso de construcción del chasis tipo monocasco de fibra de carbono, se obtuvo la reglamentación actualizada del FSAE, además de referencias estructurales y modelos analizados en el capítulo 2.
- Con el fin de que la Universidad llegue al top de la competencia Formula Student se diseñó una propuesta de chasis tipo monocasco, del cual se obtiene una reducción del peso en un 47.2% en cuanto a su predecesor el EB17 construido con chasis tubular, se demuestra la importancia de la implementación de esta tecnología.
- La estructura de sándwich en el diseño propuesto se realizó en el software ANSYS que en conjunto permite aplicar fibra de carbono tejida y Honeycomb de aluminio, los resultados obtenidos en la sección 4.3 demuestran factores de seguridad sorpresivamente altos,

deformaciones considerablemente mínimas, además cumple con todas las normas mínimas de seguridad de manera exitosa.

- Se determinó por medio del análisis de factibilidad que el proyecto es viable ya que el diseño propuesto servirá de base para futuros modelos que seguirán mejorando año tras año. El análisis de factibilidad indica que los precios entre el equipo y los materiales no es significativamente costoso para la institución, dado que la inversión más grande sería la del horno para la preparación de la fibra de carbono. Esta inversión servirá para el desarrollo y aplicaciones en otros campos de investigación a más de la automotriz.

6 RECOMENDACIONES

- Primeramente, se recomienda que, con todos los estudios presentados en el presente proyecto, el paso siguiente a este sea seguir con el proyecto encaminado a su construcción con miras a una futura competencia; al llevar el modelo de simulación a físico.
- Se recomienda que, para el momento de armar un estado del arte, se recurra a más fuentes de las que se encuentran en la plataforma de la universidad, y abrir la investigación y recolección de datos a diferentes plataformas en otros idiomas como lo son el inglés y alemán ya que son de los idiomas más manejados, en este caso, por los equipos top de la competencia Formula Student.
- Es necesario contar con un nivel intermedio del manejo de softwares de modelado de CAD para el momento de diseñar ya que son una de las principales herramientas al momento de realizar una propuesta para un futuro diseño que se llevará a cabo.
- Se recomienda para una próxima propuesta el realizar una investigación específica sobre la aplicación de injertos en la estructura lo cual servirá para evitar la generación de varios agujeros en la estructura.
- Se recomienda que un análisis estructural el factor de seguridad se lo mantenga en una cantidad mayor a 1 para que se tenga la certeza que el diseño propuesto no fallará ante algún inconveniente o imprevisto de la vida real se pueda llegar a presentar.
- Se puede optimizar las formas del monocasco ya que las formas redondeadas complican un poco la manufactura del mismo, las cuales se pueden aproximar por líneas rectas o en su defecto hacer que la zona sea completamente recta.
- En cuanto a lo referente en materiales en algunas zonas se puede estudiar la aplicación de fibra de carbono unidireccional, por ejemplo, se puede utilizar este material para reducir el tejido de fibra de carbono utilizado en los anclajes superiores de la suspensión al reducir el peso en algunos lugares, esta reducción no es tan significativa en comparación a la obtenida ya que solo quedaría optimizar el modelo obtenido.

7 REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- [1] S. International, «Formula SAE,» 25 07 2019. [En línea]. Available: <https://www.fsaeonline.com/cdsweb/app/NewsItem.aspx?NewsItemID=2c1ab552-40c3-4b97-a258-582dca0ea505>.
- [2] F. P. Ruiz, *Diseño y cálculo del chasis monocasco de un monoplaza de competición tipo fórmula*, Sevilla: Escuela Técnica Superior de Ingeniería, 2016.
- [3] AMZ, «AMZ Racing,» Marzo 2019. [En línea]. Available: <https://electric.amzracing.ch/en/team/2019>.
- [4] V. R. A. Salazar, «UPS,» 2018. [En línea]. Available: <https://dspace.ups.edu.ec/bitstream/123456789/15149/1/UPS-CT007481.pdf>.
- [5] J. C. D. J. C. Federico París Carballo, *Introducción al análisis y diseño con materiales compuestos*, Sevilla: Universidad de Sevilla, 2006.
- [6] F. Jourdan, «Degree Course in Automotive Engineering,» POLITECNICO DI TORINO, Torino, 2019.
- [7] W. B. R. a. A. R. George, *Design, Analysis and Testing of a Formula SAE Car Chassis*, Cornell: SAE TECHNICAL PAPER SERIES 2002-01-3300, 2002.
- [8] W. Contreras, P. Quezada y L. Ortiz, «Propuesta metodológica para el diseño del chasis de un kart tipo KF4,» *La ingeniería automotriz clave para el desarrollo sostenible de Ecuador*, vol. 1, nº 1, pp. 55-77, 2018.
- [9] FibraCero, «FibraCero,» 2021. [En línea]. Available: <https://fibracerotec.com/hacer-piezas-fibra-de-carbono/>.
- [10] A. O. Stamann, «GRABCAD Community,» 28 01 2016. [En línea]. Available: <https://grabcad.com/library/formula-student-monocoque-and-suspension-1>.
- [11] R. L. Norton, *Diseño de Maquinaria*, México D.F.: Mc Graw Hill, 2009.

8 ANEXOS

8.1 Anexo1 Reglamento FSAE 2020 V1

F.3 TUBERÍA Y MATERIALES

F.3.1 Dimensiones y tolerancias

- a. valores de diámetro y espesor de las paredes dados en la sección F.3 están basados en dimensiones que son comúnmente disponibles en tubos

b. tolerancia en las dimensiones de los tubos están permitidas y se aborda en el SES

F.3.2 requerimientos de los tubos

F.3.2.1	Requerimientos	por	aplicación
Application	Steel Tube Must Meet Size per F.3.4:	Alternative Tubing Material Permitted per F.3.5 ?	
a. Front Bulkhead	Size B	Yes	
b. Front Bulkhead Support	Size C	Yes	
c. Front Hoop	Size A	Yes	
d. Front Hoop Bracing	Size B	Yes	
e. Side Impact Structure	Size B	Yes	
f. Bent Upper Side Impact Member	Size D	Yes	
g. Main Hoop	Size A	NO	
h. Main Hoop Bracing	Size B	NO	
i. Main Hoop Bracing Supports	Size C	Yes	
j. Driver Restraint Harness Attachment	Size B	Yes	
k. Shoulder Harness Mounting Bar	Size A	NO	
l. Shoulder Harness Mounting Bar Bracing	Size C	Yes	
m. (EV) Accumulator Protection Structure	Size B	Yes	
n. Component Protection	Size C	Yes	
o. Other Structural Tubing	Size C	Yes	

F.3.3 Tubos no estructurales

F.3.3.1 Definiciones

Cualquier tubo que no cumpla F.3.2.1 u otro tubo estructural

F.3.3.2 Aplicabilidad

Tubería no estructural se ignora al evaluar el cumplimiento de cualquier regla

F.3.4 Tubería de acero y material

F.3.4.1 Requisitos mínimos para tubos de acero

Un tubo debe cumplir con los cuatro requisitos mínimos para cada tamaño especificado:

Tube	Minimum Area Moment of Inertia	Minimum Cross Sectional Area	Minimum Outside Diameter or Square Width	Minimum Wall Thickness	Example Sizes of Round Tube
a. Size A	11320 mm ⁴	173 mm ²	25.0 mm	2.0 mm	1.0" x 0.095" 25 x 2.5 mm
b. Size B	8509 mm ⁴	114 mm ²	25.0 mm	1.2 mm	1.0" x 0.065" 25.4 x 1.6 mm
c. Size C	6695 mm ⁴	91 mm ²	25.0 mm	1.2 mm	1.0" x 0.049" 25.4 x 1.2 mm
d. Size D	18015 mm ⁴	126 mm ²	35.0 mm	1.2 mm	1.375" x 0.049" 35 x 1.2 mm

Un tubo que tiene tanto el diámetro mínimo como el espesor mínimo de la pared no puede cumplir con los requisitos de momento de inercia y área transversal

F.3.4.2 Las propiedades de cualquier material de acero para los cálculos presentados en un SES deben ser:

a. Propiedades no soldadas para cálculos de material continuo:

Módulo de Young (E) = 200 GPa (29,000 ksi)

Fuerza Yield (Sy) = 305 MPa (44.2 ksi)

Fuerza final (Su) = 365 MPa (52.9 ksi)

b. Propiedades soldadas para material discontinuo, como cálculos de juntas:

Fuerza Yield (Sy) = 180 MPa (26 ksi)

Fuerza final (Su) = 300 MPa (43.5 ksi)

F.3.4.3 Cuando se requieran refuerzos de tubería soldada (como insertos para agujeros de pernos o material para soportar recortes de suspensión), la tubería debe retener las propiedades no soldadas mientras usa las propiedades soldadas para el material de refuerzo adicional.

F.3.5 Materiales de tubería alternativos

F.3.5.1 Se pueden usar materiales alternativos para las aplicaciones que se muestran según lo permitido en F.3.2.1

F.3.5.2 Si se utiliza algún material alternativo, el SES debe incluir cálculos que demuestren equivalentes o mejores que los requisitos mínimos para tubos de acero en la aplicación como se detalla en F.3.4.1 para el rendimiento y las resistencias finales que coinciden con las propiedades de acero no soldado de F.3.4.2.a arriba en flexión, pandeo y tensión, para el módulo de pandeo y para la disipación de energía.

F.3.5.3 Tubería de aluminio

a. Espesor mínimo de la pared: Tubería de aluminio 3.0 mm

b. La resistencia a la fluencia equivalente debe considerarse en la condición "como soldada" para la aleación utilizada, a menos que el equipo proporcione pruebas detalladas de que el marco ha sido tratado adecuadamente con solución térmica y envejecido artificialmente.

c. Si la tubería de aluminio fue tratada con solución térmica y endurecida por envejecimiento para aumentar su resistencia después de la soldadura, el equipo debe proporcionar evidencia de cómo se realizó el proceso.

Esto incluye, pero no se limita a, la instalación de tratamiento térmico utilizada, el proceso aplicado y la fijación utilizada.

F.3.5.4 Tubería de titanio y magnesio

- a. Espesor mínimo de la pared: Tubería de titanio 1.2 mm
- b. Espesor mínimo de la pared: Tubería de magnesio 3.0 mm
- c. El titanio o magnesio que se ha utilizado en cualquier soldadura no se debe usar para ninguna parte de la estructura primaria

F.4 MATERIALES COMPUESTOS

F.4.1 Requerimientos

Si se utiliza algún material compuesto u otro material, el equipo debe:

F.4.1.1 Presente la documentación del tipo de material (recibo de compra, documento de envío o carta de donación) y las propiedades del material.

F.4.1.2 Envíe detalles de la técnica de colocación compuesta, así como del material estructural utilizado (tipo de tela, peso y tipo de resina, número de capas, material del núcleo y material de la piel si es de metal).

F.4.1.3 Presente los cálculos que demuestren la equivalencia de su estructura compuesta con una de geometría similar realizada con los requisitos mínimos que se encuentran en F.3.1. Los cálculos de equivalencia deben presentarse para la disipación de energía, el rendimiento y las fuerzas finales en flexión, pandeo y tensión.

F.4.2 Colocación Cuasi - Isotrópica

F.4.3.1 Estructura primaria laminada

Los equipos deben construir paneles de prueba representativos para cada programa de capas utilizado en las regiones reguladas del chasis como un panel plano y realizar una prueba de flexión de 3 puntos en estos paneles.

- a. Paneles de prueba deben:
 - Medida 275 mm x 500 mm
 - Ser apoyado por una distancia de 400 mm
 - Tener un área superficial igual para la piel superior e inferior
 - Tener bordes desnudos, sin material de piel
- b. El SES debe incluir:
 - Datos de las pruebas de flexión de 3 puntos
 - Imágenes de las muestras de prueba
 - Imagen de la muestra de la prueba y la configuración de la prueba muestra la medición que documenta la distancia admitida utilizada en el SES
- c. Los resultados del panel de prueba deben usarse para obtener rigidez, resistencia a la fluencia, resistencia final y propiedades de energía absorbida por la formula SES con el fin de calcular la equivalencia de

los paneles laminados correspondientes a las regiones de estructura primaria del chasis

F4.3.2 Prueba de comparación

Los equipos deben hacer una prueba equivalente que determinará cualquier cumplimiento en la plataforma de prueba y establecerá un valor de energía absorbida de los tubos de referencia.

- a. La prueba de comparación debe usar dos tubos de acero de impacto lateral (F.3.2.1.e)
- b. Los tubos de acero deben ser probados a un desplazamiento mínimo de 19.0mm.
- c. El cálculo de la energía absorbida debe usar la integral de la fuerza por el desplazamiento desde el inicio de la carga hasta un desplazamiento de 19.0mm.

F.4.3.3 Comportamiento de prueba

- a. El aplicador de carga utilizado para probar cualquier panel / tubo como se requiere dentro de esta sección F.4.3 debe ser:
 - Metálico
 - Radio 50 mm
- b. El aplicador de carga debe sobresalir de la pieza de prueba para evitar la carga del borde.
- c. No se debe colocar ningún otro material entre el aplicador de carga y los artículos en prueba.

F.4.3.4 Prueba de corte perimetral

- a. La prueba de corte perimetral debe completarse al medir la fuerza requerida para empujar o tirar de un punzón plano de 25 mm de diámetro a través de una muestra de laminado plano.
- b. La muestra debe:
 - Medida de al menos 100 mm x 100 mm
 - Tener grosores centrales y de piel idénticos a los utilizados en la aplicación real
 - Fabricarse con los mismos materiales y procesos.
- c. El dispositivo debe soportar toda la muestra, excepto un orificio de 32 mm alineado coaxialmente con el punzón.
- d. La muestra no debe sujetarse al dispositivo.
- e. El borde del punzón y el orificio en el accesorio pueden incluir un filete opcional hasta un radio máximo de 1mm.

- f. Los datos de fuerza y desplazamiento y las fotos de la configuración de prueba deben incluirse en el SES.
- g. El primer pico en la curva de carga-deflexión debe usarse para determinar la resistencia al corte de la piel; esto puede ser menor que la fuerza mínima requerida por F.7.4.3 / F.7.6.5
- h. La fuerza máxima registrada debe cumplir los requisitos de F.7.4.3 / F.7.6.5

F.4.3.5 Pruebas adicionales

Cuando un laminado programado no es una disposición cuasi - isotrópica (F.4.2):

- a. Los resultados de la prueba de flexión de 3 puntos se asignarán a la dirección de colocación 0.
- b. El monocasco debe tener la dirección de colocación probada normal a las secciones transversales utilizadas para equivalencia en el SES, con margen para la disminución gradual del monocasco normal a la sección transversal.
- c. Todas las propiedades del material en la dirección más débil deben ser al menos el 50% de las de la dirección más fuerte según lo calculado por el SES.

F.4.3.6 Prueba de junta de solape

- a. La prueba de junta de solape debe completarse al medir la fuerza requerida para separar una junta compuesta por dos muestras laminadas que se adhieren entre sí.
- b. La muestra debe:
 - Tener el plano de adhesión paralelo a la dirección de extracción
 - Tener grosores de piel idénticos a los utilizados en el monocasco real
 - Fabricarse con los mismos materiales y procesos.
- c. Los datos de fuerza y desplazamiento y las fotos de la configuración de prueba deben incluirse en el SES.

F.4.4 Modulo de pandeo – Calculo de panel plano equivalente

F.4.4.2 La curvatura del panel y la sección transversal geométrica del chasis deben ignorarse para estos cálculos.

F.4.4.3 Los cálculos de EI que no hacen referencia a esta sección F.4.4 pueden tener en cuenta la geometría real del chasis.

F.5 REQUERIMIENTOS DEL CHASIS

Esta sección se aplica a todos los chasis, independientemente del material o la construcción.

F.7 MONOCASCO

F.7.1 Requerimientos generales

F.7.1.1 La hoja de cálculo de equivalencia estructural debe demostrar que el diseño es equivalente a un marco soldado en términos de disipación de energía, rendimiento y resistencia final en flexión, pandeo y tensión.

F.7.1.2 Los monocascos compuestos y metálicos tienen los mismos requisitos.

F.7.2 Monocascos compuestos

F.7.2.1 Los monocascos compuestos deben cumplir los requisitos de materiales en F.4 materiales compuestos

F.7.2.2 Los datos de los resultados de las pruebas de laminado deben usarse como base para cualquier cálculo de resistencia o rigidez.

F.7.3 Tabique frontal

F.7.3.1 Cuando se modela como una sección en forma de "L", el EI del tabique frontal sobre el eje vertical y lateral debe ser equivalente al de los tubos especificados para el tabique frontal según F.6.1

F.7.3.2 La longitud de la sección perpendicular al tabique frontal puede ser de un máximo de 25 mm medidos desde la cara posterior del tabique frontal.

F.7.3.3 Cualquier tabique frontal que soporte la placa IA debe tener una resistencia al corte perimetral equivalente a una placa de acero de 1,5 mm de espesor.

F.7.4 Soporte del tabique frontal

F.7.4.1 Además de demostrar que la resistencia del monocasco es adecuada, el monocasco debe tener una EI equivalente a la suma de la EI de los seis tubos de acero (F.3.2.1.b) que reemplaza.

F.7.4.2 La EI del lado vertical de la estructura de soporte del tabique frontal debe ser equivalente al menos a la EI de un tubo de acero que reemplaza cuando se calcula según F.4.4

F.7.4.3 La resistencia al corte perimetral del laminado monocasco en la estructura de soporte del tabique frontal debe ser de al menos 4 kN para una sección con un diámetro de 25mm.

Esto debe probarse mediante una prueba física completada según F.4.3.4 y los resultados incluidos en el SES.

F.7.5 Fijación del aro delantero

F.7.5.1 El aro delantero debe estar unido mecánicamente al monocasco y debe cumplir con F.7.9.

F.7.5.2 El aro frontal puede estar completamente laminado en el monocasco

- a. Laminar completamente significa encapsular el aro frontal con un número y disposición apropiados de capas.
- b. La equivalencia de al menos seis monturas que cumplan con F.7.9 debe mostrarse en el SES.

F.7.5.3 El adhesivo no debe ser el único método para unir el aro frontal al monocasco.

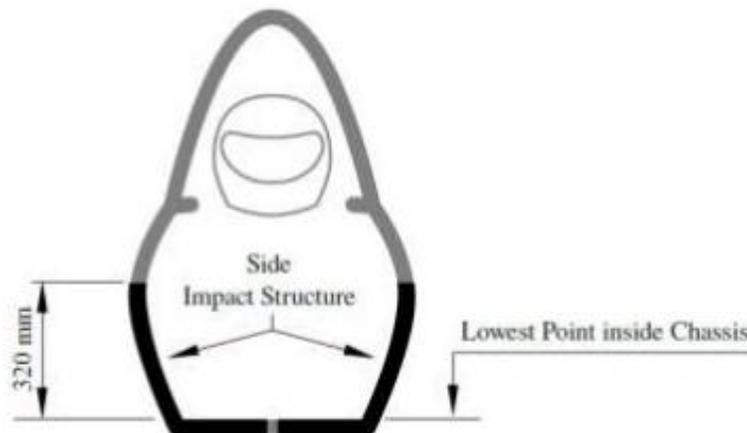
F.7.6 Estructura de impacto lateral

F.7.6.1 Zona de impacto lateral: la región longitudinalmente hacia adelante del aro principal y hacia atrás del aro frontal y verticalmente desde 320 mm por encima del punto más bajo de la superficie superior del piso hasta la superficie inferior del piso del monocasco

F.7.6.2 La zona de impacto lateral debe tener un módulo de pandeo (EI) igual a tres (3) tubos de acero (F.3.2.1.e) que reemplaza.

F.7.6.3 La parte de la zona de impacto lateral que está verticalmente entre la superficie superior del piso y 320 mm por encima del punto más bajo de la superficie superior del piso (ver la figura a continuación) debe tener:

- a. Módulo de pandeo (EI) equivalente a dos (2) tubos de acero (F.3.2.1.e) por F.4.4
- b. Energía absorbida equivalente a dos (2) tubos de acero (F.3.2.1.e).
La prueba de energía absorbida equivalente se determina mediante pruebas físicas según F.4.3.1 y 4.3.2



F.7.6.4 La mitad del piso horizontal debe tener un Módulo de pandeo (EI) equivalente a un Tubo de acero según F.4.4

F.7.6.5 La resistencia al corte perimetral del laminado monocasco debe ser de al menos 7,5 kN para una sección con un diámetro de 25mm.

Esto debe probarse mediante una prueba física completada según F.4.3.4 y los resultados incluidos en el SES.

F.7.7 Fijación del aro principal

F.7.7.1 El aro principal debe estar unido mecánicamente al monocasco y debe cumplir con F.7.9.

F.7.7.2 Las placas de montaje soldadas al Roll Hoop deben ser de 2.0 mm de espesor mínimo de acero.

F.7.8 Aro de vuelco fijación de refuerzo

La fijación del refuerzo tubular frontal o del aro principal al monocasco debe cumplir con F.7.9.

F.7.9 Fijadores

F.7.9.1 Cada punto de unión entre el monocasco y la otra estructura primaria debe poder transportar una carga mínima de 30 kN en cualquier dirección.

- a. Cuando un aro de vuelco se conecta en tres ubicaciones a cada lado, los accesorios deben estar ubicado en la parte inferior, superior y una ubicación cerca del punto medio
- b. Cuando un Roll Hoop se conecta solo en la parte inferior y un punto entre la parte superior y el punto medio de cada lado, cada uno de los cuatro accesorios debe mostrar una fuerza de carga de 45 kN en todas las direcciones

F.7.9.2 El laminado, los soportes, las placas de apoyo y los insertos deben tener suficiente rigidez, área de corte, área de apoyo, área de soldadura y resistencia para transportar la carga especificada en F.7.9.1 en cualquier dirección. Los datos obtenidos de la prueba de resistencia al cizallamiento del perímetro laminado (F.4.3.4) deben usarse para demostrar que se proporciona un área de cizallamiento adecuada.

F.7.9.3 La prueba de que los soportes son adecuadamente rígidos debe documentarse en el SES por uno de:

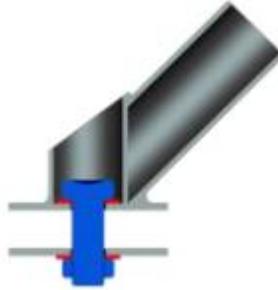
- a. Cálculos manuales
- b. FEA con cálculos manuales de apoyo. El uso de FEA solo no es aceptable.

F.7.9.4 Cada punto de fijación requiere no menos de dos sujetadores críticos de 8 mm o 5/16 "de diámetro mínimo, ver T.8.2

F.7.9.5 Cada punto de fijación requiere placas de respaldo que cumplan con uno de:

- Acero con un espesor mínimo de 2mm.
- Materiales alternativos, si se aprueba equivalencia

F.7.9.6 Los soportes del aro delantero, refuerzo del aro principal y los soportes del refuerzo del aro principal deben usar solo un sujetador crítico de 10 mm o 3/8" de diámetro mínimo, vea T.8.2 como una alternativa a F.7.9.4 arriba si el perno está en la línea central del tubo similar a la figura a continuación.



F.7.9.7 No se permite aplastar el núcleo

F.7.10 Fijación del arnés del conductor

F.7.10.1 Cargas requeridas

- Los puntos de fijación para los cinturones de hombro y regazo deben soportar una carga de 13 kN antes de la falla.
- Los puntos de fijación para los cinturones antisubmarinos deben soportar una carga de 6.5 kN antes de la falla.
- Si los cinturones de regazo y los cinturones antisubmarinos están unidos al mismo punto de fijación, entonces este punto debe soportar una carga de 19.5 kN antes de la falla.

F.7.10.2 Prueba de carga

La resistencia de los accesorios para cinturones de regazo, cinturones para hombros y cinturones antisubmarinos debe demostrarse mediante pruebas físicas en las que la carga requerida se aplica a un punto de fijación representativo donde se utilizan la colocación propuesta y el soporte de fijación.

- Los bordes del dispositivo de prueba que soporta la muestra deben estar a un mínimo de 125 mm del punto de aplicación de la carga (vector de carga que intercepta un plano).
- Aplicación de carga de prueba:
 - Debe ser representativo de la dirección del arnés como está instalado en la cabina
 - Puede ser normal o paralelo a la muestra de prueba.

- c. El ancho de la muestra de prueba del arnés de hombro no debe ser más ancho que la "altura del panel" del arnés de hombro (consulte la Hoja de cálculo de equivalencia estructural) utilizada para mostrar la equivalencia de la barra de montaje del arnés de hombro.
- d. Los diseños con accesorios cerca de un borde libre no deben soportar el borde libre durante la prueba.

La intención es que el espécimen de prueba, en la mejor medida posible, represente al vehículo como conducido en la competencia. Se espera que los equipos prueben un panel que se fabrica en una configuración lo más cercana posible a lo que está construido en el vehículo

8.2 Anexo2 Atenuador de Impacto, Reglamento FSAE

F.8.4 Atenuador de impactos - IA

F.8.4.1 Los equipos deben hacer una de las siguientes cosas:

- Utilizar el Atenuador de Impacto Estándar aprobado del sitio web de la FSAE Online
- Construir y probar un Atenuador de Impacto de su propio diseño

F.8.4.2 El Atenuador de Impacto debe cumplir con lo siguiente:

- a. Al menos 200 mm de largo, con su longitud orientada a lo largo del eje delantero/trasero del Marco.
- b. Al menos 100 mm en sentido vertical (perpendicular al suelo) y 200 mm en sentido lateral (paralelo al suelo) a una distancia mínima de 200 mm por delante del mamparo frontal.
- c. Fijado firmemente a la placa anti intrusión o directamente al mamparo frontal.

- d. Los atenuadores de espuma segmentados deben tener todos los segmentos unidos para evitar el deslizamiento o el paralelismo.

F.8.4.3 Si un equipo utiliza el Atenuador de Impacto Estándar, y el perfil exterior del Mamparo Frontal es mayor de 406 mm x 355 mm, entonces debe cumplirse una de las siguientes condiciones:

- a. El mamparo frontal debe incluir una diagonal o un refuerzo en X que sea un tubo de soporte del mamparo frontal que cumpla con F.3.1.1.b, o su equivalente para los mamparos monocasco
- b. Se deben realizar pruebas físicas para demostrar que la placa anti intrusión no se desvía permanentemente más de 25mm.

8.3 Anexo3 Proforma del Horno para Cocinar Fibra

CARBOLITE **IGERO** 30-3000°C

CARBOLITE es fabricado en Gran Bretaña y es reconocido a nivel mundial por lo robusto de sus equipos que incluyen muflas y estufas.

Ofrecemos una lista extensa de modelos que incluyen muflas de alta temperatura, para incineración y muflas de calcinación, muflas para el análisis de carbón; muflas de la evaluación de metales preciosos, equipos para ensayos en cerámicos, etc.

COTIZACIÓN # I 23841

ESTUFA PF 400



(FOTO REFERENCIAL PF200)

Av. S9D Diego de Sandoval No OE2D-112 entre Pedro Dorado y Pedro de Alfaro, Sector la Villaflores.

Tel: 593 22663437 / 593 22660446 / 593 93764333

www.incolorec.com.ec

Página 1

La convección del ventilador proporciona una mayor uniformidad de la temperatura y una mayor velocidad de recuperación que la convección natural.

CARACTERÍSTICAS TÉCNICAS:

MODELO	PF 400
Máxima Temperatura	250 °C
Mínima Temperatura	Ambient +30°C
Volumen de cámara	460 litros
Estabilidad de temperatura	±0.2°C
Uniformidad de temperatura	±5.0 @ 250°C
Tiempo de calentamiento	85 minutos
Tiempo de recuperación	25 minutos
Dimensiones internas H x W x D (mm)	1500 x 605 x 510 mm
Dimensiones Externas (H x W x D) (mm)	1835 x 1025 x 1100 mm
Bandejas aceptadas	14 bandejas
Bandejas incluidas	10 bandejas
Carga máx. por rejilla / total	10 / 75
configuración	Floor-standing
Renovación de aire / h	30
Potencia máx.	6000 W
Potencia mantenim	2200 W
Peso	200 kg
Controlador básico	 <p>Controlador Carbolite Gero 301, con rampa única hasta el punto de consigna y temporizador de proceso. El controlador de horno PID 301 tiene una gran pantalla montada detrás de una membrana suave y fácil de limpiar y ofrece una única rampa hasta el punto de ajuste.</p> <p>Incluye un temporizador de proceso de 99 horas que puede programarse para un retraso temporizado al inicio del proceso o utilizarse como temporizador de cuenta atrás.</p>
Palanca de la puerta	Puerta con pestillo de palanca y junta de silicona hermética
Ventilador	De convección forzada, proporciona una mayor uniformidad de la temperatura y tasas de recuperación más rápida
Revestimiento	De acero inoxidable resistente a productos químicos
Estantes	El PF 400 se suministra con 3 estantes de alambre
Cumple con la norma de seguridad	EN BS 61010-2-010: 2003
Catálogo original del equipo	Incluido en la oferta.

Declaración de cumplimiento normativa CE	Incluido en la oferta que garantiza la seguridad ocupacional de los usuarios del equipo.
Certificación de calidad ISO para la marca ofertada	Si incluida en la presente oferta.
Voltaje	220-240 V. Single phase
Garantía	24 meses (2 años) de garantía de fábrica contra defectos de fabricación en equipos o materiales (excepto los de desgaste.)
Mantenimiento Preventivo	24 meses (2 años) partir de la fecha de instalación proveemos Mantenimiento Preventivo Gratuito, tiempo en el que lo visitaremos en 4 ocasiones para constatar el correcto funcionamiento de su equipo.
Entrenamiento teórico-práctico de 4 a 6 horas	Incluido, por parte del personal técnico de Incolor capacitado por el fabricante, el personal cuenta con el certificado de entrenamiento.
Instalación por parte del personal certificado	Incluido

CONDICIONES COMERCIALES DE LA VENTA:

PROCEDENCIA	EQUIPO OFERTADO	VALOR STOCK LOCAL ECUADOR	CIF PUERTO DE GUAYAQUIL EUROS
Británica	<p><u>Carbolite</u> Estufa PF 400 Volumen 460 litros</p> <p><u>Incluye cada estufa:</u></p> <ul style="list-style-type: none"> ➤ Controlador Carbolite Gero 301 ➤ 10 bandejas 	<p>USD \$ 24.391,06</p>	<p>EUROS 14.257,16 €</p>
		VALORES NO INCLUYEN IVA	

	DESCUENTO Y FORMAS DE PAGO	VALOR
DESCUENTOS Y FORMAS DE PAGO SOLO PARA STOCK LOCAL	<u>PRECIO NORMAL DEL EQUIPO.</u>	\$ 25.674,80
	<u>5% DE DESCUENTO:</u> Con pago 50% anticipado y 50% contra-entrega.	\$ 24.391,06
	<u>7% DE DESCUENTO:</u> Con pago 70% anticipado y 30% contra-entrega.	\$ 23.877,57
	<u>10% DE DESCUENTO:</u> Con pago 100% anticipado	\$ 23.107,32

VALORES NO INCLUYEN IVA

ESTUFA PF 800



La convección del ventilador proporciona una mayor uniformidad de la temperatura y una mayor velocidad de recuperación que la convección natural

CARACTERÍSTICAS TÉCNICAS:

MODELO	PF 800
Máxima Temperatura	250 °C
Mínima Temperatura	Ambient +30°C
Volumen de cámara	910 litros
Estabilidad de temperatura	±0.2°C
Uniformidad de temperatura	±5.0 @ 250°C
Tiempo de calentamiento	100 minutos
Tiempo de recuperación	30 minutos
Dimensiones internas H x W x D (mm)	1500 x 1200 x 510 mm
Dimensiones Externas (H x W x D) (mm)	1835 x 1615 x 1100 mm
Bandejas aceptadas	7 bandejas
Bandejas incluidas	7 bandejas
Carga máx. por rejilla / total configuración	10 / 100
Renovación de aire / h	15
Potencia máx.	9000 W

Av. S9D Diego de Sandoval No OE2D-112 entre Pedro Dorado y Pedro de Alfaro, Sector la Villaflora.
Telf: 593 22663437 / 593 22660446 / 593 93764333
www.incolorec.com.ec

Potencia mantenim	3500 W
Peso	280 kg
Controlador básico	 <p>Controlador Carbolite Gero 301, con rampa única hasta el punto de consigna y temporizador de proceso. El controlador de horno PID 301 tiene una gran pantalla montada detrás de una membrana suave y fácil de limpiar y ofrece una única rampa hasta el punto de ajuste.</p> <p>Incluye un temporizador de proceso de 99 horas que puede programarse para un retraso temporizado al inicio del proceso o utilizarse como temporizador de cuenta atrás.</p>
Palanca de la puerta	de cierre y sello hermético
Ventilador	De convección forzada, proporciona una mayor uniformidad de la temperatura y tasas de recuperación más rápida
Revestimiento	De acero inoxidable resistente a productos químicos
Estantes	PF 800 con 3 estantes de acero inoxidable perforado
Cumple con la norma de seguridad	EN BS 61010-2-010: 2003
Catálogo original del equipo	Incluido en la oferta.
Declaración de cumplimiento normativa CE	Incluido en la oferta que garantiza la seguridad ocupacional de los usuarios del equipo.
Certificación de calidad ISO para la marca ofertada	Si incluida en la presente oferta.
Voltaje	220-240 V. Single phase
Garantía	24 meses (2 años) de garantía de fábrica contra defectos de fabricación en equipos o materiales (excepto los de desgaste.)
Mantenimiento Preventivo	24 meses (2 años) partir de la fecha de instalación proveemos Mantenimiento Preventivo Gratuito, tiempo en el que lo visitaremos en 4 ocasiones para constatar el correcto funcionamiento de su equipo.
Entrenamiento teórico-práctico de 4 a 6 horas	Incluido, por parte del personal técnico de Incolor capacitado por el fabricante, el personal cuenta con el certificado de entrenamiento.
Instalación por parte del personal certificado	Incluido

CONDICIONES COMERCIALES DE LA VENTA:

PROCEDENCIA	EQUIPO OFERTADO	VALOR STOCK LOCAL ECUADOR	CIF PUERTO DE GUAYAQUIL EUROS
Británica	Carbolite Estufa PF 800 Volumen 910 litros <u>Incluye cada estufa:</u> ➤ Controlador Carbolite Gero 301 ➤ 7 bandejas	USD \$ 28.080,54	EUROS 16.493,30 €
		VALORES NO INCLUYEN IVA	

	DESCUENTO Y FORMAS DE PAGO	VALOR
DESCUENTOS Y FORMAS DE PAGO SOLO PARA STOCK LOCAL	PRECIO NORMAL DEL EQUIPO.	\$ 29.558,47
	5% DE DESCUENTO: Con pago 50% anticipado y 50% contra-entrega.	\$ 28.080,54
	7% DE DESCUENTO: Con pago 70% anticipado y 30% contra-entrega.	\$ 27.489,37
	10% DE DESCUENTO: Con pago 100% anticipado	\$ 26.602,62

VALORES NO INCLUYEN IVA

VENTAJAS COMPETITIVAS DE NUESTRA PROPUESTA

- **Instalación y Capacitación Incluida:** Teórico-Práctico para USUARIOS de los equipos cotizados en las instalaciones del cliente., dictado por nuestro personal calificado y certificado por el fabricante en el manejo y tratamiento de equipos.
- ***Garantía Técnica:** Garantía real de dos año (24 meses) de fábrica contra defectos de fabricación en equipos o materiales (excepto los de desgaste y o mal uso).
- ***Soporte Técnico:** InColor cuenta con oficinas de soporte Técnico permanente para los Equipos que hemos suministrado. Soporte Técnico que es respaldado directamente por el fabricante a través del Acuerdo de Representación Exclusiva adjunta a la presente cotización.



Incolor
RUC: 1716314677001
Razón Social: Viviana E. Fonseca Fernández

- ***Mantenimiento Preventivo:** Dos años a partir de la fecha de instalación proveemos Mantenimiento Preventivo Gratuito, tiempo en el que lo visitaremos en 4 ocasiones para constatar el correcto funcionamiento de su equipo y emitir las recomendaciones correspondientes.

Incoterms: **CIF:** Puesto en el puerto de Guayaquil (el cliente se debe encargar de la nacionalización de la carga)
STOCK LOCAL: Entrega directamente en su laboratorio

Forma de pago: **CIF:** Pago 100% anticipado directo al Fabricante Carbolite.
STOCK LOCAL: Revise tabla de descuentos según forma de pago

Tiempo de entrega: Entrega de 12 a 14 semanas desde la recepción del anticipo.

Validez de la cotización: 30 días.

Sin otro particular.

Atentamente,



Ing. Gabriela Oña
Asesor Técnico
INCOLOR
Telf.: (593 2) 2663437 ext.202
Cel.: (593 9) 87634130
E-mail: ciencias@incolorec.com.ec

8.4 Anexo4 Proforma de Planchas de Madera para Molde Inicial



AV. LAS AMERICAS L-010 Y AV. DON BOSCO

Teléfonos: 2886260

Pedido No. 64869

ARCORF

De mi consideración:

A continuación me es grato presentar la oferta de productos y/o servicios, solicitados por usted:

Detalle					
No.	Código	Descripción	Cant.	P.U.	P.T.
1	PLY	PLYWOOD 122X244X4MM C	1.00	10.7100	10.71
		Error Medidas de abajo Fueron Dadas Realmente			
		PLYWOOD 2440X1220MM C			

SUMAN	10.71
DESCUENTO	0.00
NETO	10.71
IVA 12%	1.29
TOTAL	12.00

8.5 Anexo5 Proforma de Fibra de Carbono para Construcción de la Estructura



Por medio de la presente me permito mostrar la cotización solicitada.

No.	Código	Concepto	Unidad	Presentación	Cantidad	Stock	Precio Unitario	Descuento	Subtotal	Total
1	CFA-1225	Fibra de carbono Sarga 2x2 12K	Metro Lineal	Peso 600g/m ² Ancho 1200 mm.	1	Bajo pedido	\$ 3,644.83	0%	\$ 3,644.83	\$ 3,644.83
2	CFA-325-160	Fibra de Carbono Sarga 2x2 3K	Metro Lineal	Peso 160g/m ² Ancho 1100 mm.	1	3	\$ 1,568.10	0%	\$ 1,568.10	\$ 1,568.10
3	CFA-325-200	Fibra de Carbono Sarga 2x2 3K	Metro Lineal	Peso 200g/m ² Ancho 1200 mm.	1	Bajo pedido	\$ 2,030.17	0%	\$ 2,030.17	\$ 2,030.17
4	CFA325-285	Fibra de Carbono Sarga 2x2 3K	Metro Lineal	Peso 285g/m ² Ancho 1000 mm.	1	Bajo pedido	\$ 2,439.66	0%	\$ 2,439.66	\$ 2,439.66
									Subtotal	\$ 8,882.78
									IVA 16%	\$ 1,648.24
									TOTAL	\$ 11,282.00

Se ofrece asesoría gratuita personalizada en el uso, manejo y seguridad de los materiales adquiridos, así como recomendaciones y sugerencias en la práctica, técnica y fabricación, sin embargo, el uso y práctica hecha por el cliente y/o usuario no es responsabilidad de FibraCero ni de sus asociados y/o empleados.

CONDICIONES

La presente cotización tiene una validez de 15 días naturales a partir de la fecha de expedición.

Para precios de mayoreo se requiere al menos 5 piezas del mismo modelo.

El pago se realizará con un anticipo de 60% para realizar el pedido y el 40% restante a la entrega.

La cotización y descuento correspondiente son válidos en la compra del total de productos cotizados.

Tiempo de entrega, de 5 a 10 días hábiles. La entrega se puede realizar por lotes o por el total de los productos.

El tiempo de despacho del producto depende del stock. Si los productos solicitados se encuentran en stock, el despacho se realiza dentro de 5 a 10 días hábiles a partir del recibo del anticipo por parte de FibraCero; si algunos productos se encuentran fuera de stock el tiempo de entrega y despacho puede variar.

El costo de entrega dentro de la Ciudad de México y Área Metropolitana del Valle de México está cubierto por FibraCero.

El tiempo de recepción por el cliente está sujeto a las condiciones de entrega de la empresa de paquetería y envíos.

Al realizar la compra, el cliente se compromete a que los materiales adquiridos no serán usados para lo siguiente:

- Ningún tipo de uso militar, incluyendo armamento, investigación y desarrollo.
- Actividades relacionadas con armas o plantas nucleares, incluyendo investigación y desarrollo.
- Actividades relacionadas con investigación y desarrollo de armas biológicas y/o químicas.
- Uso, construcción y establecimiento de instalaciones radiológicas, nucleares, biológicas, químicas y/o militares

Así mismo, el cliente se compromete a que los materiales adquiridos no serán exportados o transferidos a Cuba, Irán, Corea del Norte, Sudán, Siria o sus gobiernos, entidades o compañías controladas o adquiridas por estos gobiernos.

El cliente al comprar estos productos entiende y acepta las condiciones anteriores, de la misma forma el cliente deslinda de cualquier responsabilidad a FibraCero® por la omisión por parte de alguna de las condiciones descritas anteriormente.

Es responsabilidad del usuario decidir sobre el uso y/o aplicación de los materiales, por lo que FibraCero no será responsable de los posibles daños y perjuicios derivados del uso de los productos, independiente de que sean directos, indirectos, especiales, consecuenciales, contractuales, o de cualquier otra naturaleza. El uso de los productos es responsabilidad de quien los usa.

POLITICA DE PRIVACIDAD

Los datos se encuentran protegidos conforme al Aviso de Privacidad que puede ser leído en <https://fibracerotec.com/aviso-de-privacidad/>.

POLITICA DE ENVÍOS

Generalmente se envían dentro de las próximas 24 horas hábiles a la acreditación del pago. Las entregas dependen de la compañía de entrega. Se puede elegir entre DHL y FedEx. Las ordenes son procesadas durante el día o día siguiente a que la orden es recibida. Si el producto se encuentra fuera de stock, te daremos un tiempo de entrega estimado y te mantendremos actualizado. Si requieres verificar disponibilidad, escribe a ventas@fibracerotec.com

Todos los productos serán enviados en un solo envío o paquete o varios, a discreción de FibraCero. FibraCero intentará de buena fe cumplir con las fechas de envío y entrega estimadas, pero no será responsable ante el Comprador por ninguna pérdida o daño debido al retraso causado por FibraCero o la compañía de envíos.

Algunos productos son elegibles para cambio o devolución con reembolso, menos gastos de envío. Las devoluciones están sujetas a una cuota de \$300 MXN por retorno a

FibraCero®
CDMX
contacto@fibracerotec.com
fibracerotec.com
+56 17 000 200

COT-01-210419-01
Página 1/2



stock. Las devoluciones deben ser hechas dentro de los 15 próximos días naturales posteriores a la compra. No se aceptan devoluciones de productos que hayan sido modificados de sus dimensiones originales, incluso si fueron los cortes fueron solicitados por el cliente a FibraCero. Las devoluciones se deberán realizar dentro de los 3 días hábiles posteriores a la aceptación de devolución de FibraCero. Los costos del envío de la devolución corren a cuenta del cliente, a menos que se deban a defectos de fábrica. Así mismo, el cliente es responsable de asegurar el envío contra pérdida o daño.

Los productos usados o dañados por el cliente no serán reembolsados.

Envíos dañados: Envíos que sean recibidos por el comprador en malas condiciones o dañados deberán ser notificados inmediatamente al transportista.

Reclamos: Todos los envíos deben ser revisados inmediatamente a la entrega por el transportista. Todos los reclamos, ya sea que se refieran a errores en los precios, envíos erróneos o productos defectuosos, se deben llamar o enviar por correo electrónico a FibraCero dentro de los 7 días naturales posteriores a la recepción. Todos los empaques, productos y contenedores dañados deben conservarse para su inspección.

Garantía limitada: FibraCero garantiza que todos los productos enviados están libres de defectos en materiales y mano de obra. FibraCero no puede prever todas las condiciones bajo las cuales se utilizarán los productos y, por lo tanto, no puede garantizar ningún resultado de rendimiento. Los compradores siempre deben realizar pruebas antes de usar productos FibraCero en cualquier aplicación. El Comprador renuncia a cualquier reclamo contra FibraCero por daños directos, indirectos, consecuentes o ejemplares, incluidos, entre otros, daños que puedan producirse como resultado del uso o uso indebido del producto por parte del Comprador o el incumplimiento del producto a cualquier nivel de rendimiento esperado.

FibraCero se reserva el derecho a cancelar pedidos sin cargos al Comprador con su respectivo informe al Comprador.

Los pedidos pueden cancelarse sin cargos siempre que el pedido no haya sido procesado por FibraCero y/o puesto en servicio de entrega. Toda cancelación previa a estas acciones no tendrá cargos adicionales, en caso contrario el cargo será equivalente al 25% del precio final de los productos cancelados (sin contar envío).

POLITICA DE PAGO

El pago puede realizarse vía transferencia interbancaria, depósito en banco y si aplica, Tarjeta de Crédito y/o Débito.

FibraCero no cobra comisiones por los cobros y no nos hacemos responsables por los cobros de comisión que se puedan generar, en cuyo caso será el banco quien realice este cobro y será con el banco con quien deba aclararse.

Para pagos internacionales acordar con el vendedor la forma de pago.

Los pagos siempre deben realizarse a cuentas de FibraCero o de sus representantes legales, nunca a sus empleados o un tercero. FibraCero no se responsabiliza por pagos realizados a terceros no autorizados expresamente por la empresa para recibir pagos.

POLITICA DE PAGO

El pago puede realizarse vía transferencia interbancaria, depósito en banco y si aplica, Tarjeta de Crédito y/o Débito.

FibraCero no cobra comisiones por los cobros y no nos hacemos responsables por los cobros de comisión que se puedan generar, en cuyo caso será el banco quien realice este cobro y será con el banco con quien deba aclararse.

Para pagos internacionales acordar con el vendedor la forma de pago.

Los pagos siempre deben realizarse a cuentas de FibraCero o de sus representantes legales, nunca a sus empleados o un tercero. FibraCero no se responsabiliza por pagos realizados a terceros no autorizados expresamente por la empresa para recibir pagos.

Los datos bancarios aprobados son:

Razón Social: Tecnologías Compuestas SAS

Banco: BBVA

CLABE: 012 1800 011 585 7570 5

Cuenta: 011 585 7570



FibraCero®

CDMX

contacto@fibracerotec.com

fibracerotec.com

+56 17 000 200

COT-01-210419-01

Página 2/2