



# **ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DE CHIMBORAZO**

## **FACULTAD DE MECÁNICA**

### **CARRERA INGENIERÍA AUTOMOTRIZ**

#### **“DISEÑO, SIMULACIÓN Y CONSTRUCCIÓN DE UN CHASIS Y CARROCERÍA E IMPLEMENTACIÓN DE UN SISTEMA DE DIRECCIÓN, PARA UN PROTOTIPO DE VEHÍCULO ELÉCTRICO UTILITARIO”**

##### **Trabajo de Integración Curricular**

Tipo: Proyecto de Investigación

Presentado para optar al grado académico de:

##### **INGENIERO AUTOMOTRIZ**

##### **AUTORES:**

**ANTHONY RICARDO MALDONADO BENITEZ**

**VÍCTOR JOEL YANDÚN MONTALVO**

Riobamba – Ecuador

2022



**ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DE CHIMBORAZO**

**FACULTAD DE MECÁNICA**

**CARRERA INGENIERÍA AUTOMOTRIZ**

**“DISEÑO, SIMULACIÓN Y CONSTRUCCIÓN DE UN CHASIS Y  
CARROCERÍA E IMPLEMENTACIÓN DE UN SISTEMA DE  
DIRECCIÓN, PARA UN PROTOTIPO DE  
VEHÍCULO ELÉCTRICO UTILITARIO”**

**Trabajo de Integración Curricular**

Tipo: Proyecto de Investigación

Presentado para optar al grado académico de:

**INGENIERO AUTOMOTRIZ**

**AUTORES: ANTHONY RICARDO MALDONADO BENITEZ**

**VÍCTOR JOEL YANDÚN MONTALVO**

**DIRECTOR: ING. JUAN CARLOS ROCHA HOYOS**

Riobamba – Ecuador

2022

**©2022, Anthony Ricardo Maldonado Benítez & Víctor Joel Yandún Montalvo**

Autorizamos la reproducción total o parcial, con fines académicos, por cualquier medio o procedimiento, incluyendo la cita bibliográfica del documento, siempre y cuando se reconozca el Derecho de Autor.

Nosotros, **ANTHONY RICARDO MALDONADO BENÍTEZ & VÍCTOR JOEL YANDÚN MONTALVO**, declaramos que el presente trabajo de titulación es de nuestra autoría y que los resultados del mismo son auténticos. Los textos en el documento que provienen de otra fuente están debidamente citados y referenciados.

Como autores, asumo la responsabilidad legal y académica de los contenidos de este trabajo de integración curricular. El patrimonio intelectual pertenece a la Escuela Superior Politécnica de Chimborazo.

Riobamba, 17 de marzo del 2022



**Anthony Ricardo Maldonado Benítez**

**C.I: 0706336542**



**Víctor Joel Yandún Montalvo**

**C.I: 0402038376**

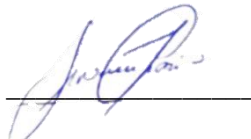
**ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DE CHIMBORAZO**

**FACULTAD DE MECÁNICA**

**CARRERA INGENIERÍA AUTOMOTRIZ**

El tribunal de Trabajo de Integración Curricular que: El Trabajo de Integración Curricular: Tipo: Proyecto de Investigación, **“DISEÑO SIMULACIÓN Y CONTRUCCIÓN DE UN CHASIS Y CARROCERÍA E IMPLEMENTACIÓN DE UN SISTEMA DE DIRECCIÓN, PARA UN PROTOTIPO DE VEHÍCULO ELÉCTRICO UTILITARIO”** realizado por los señores: **ANTHONY RICARDO MALDONADO BENITEZ & VÍCTOR JOEL YANDÚN MONTALVO**, ha sido minuciosamente revisado por los Miembros del Tribunal del Trabajo de Integración Curricular, el mismo que cumple con los requisitos científicos, técnicos, legales, en tal virtud el Tribunal autoriza su presentación.

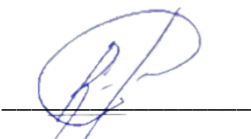
Ing. Edgar Fabian Sánchez Carrión



2022-03-17

**PRESIDENTE DEL TRIBUNAL**

Ing. Juan Carlos Rocha Hoyos

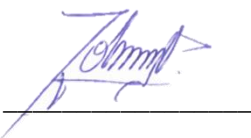


2022-03-17

**DIRECTOR DE TRABAJO DE**

**TITULACIÓN**

Ing. Johnny Marcelo Pancha Ramos



2022-03-17

**MIEMBRO DEL TRIBUNAL**

## DEDICATORIA

El presente trabajo investigativo le dedico principalmente a Dios, por ser el inspirador y darme la fuerza para continuar en este proceso de obtener uno de los anhelos más deseados. A mis padres Bosco y Dolores quienes con su amor, paciencia y esfuerzo me han permitido llegar a cumplir hoy un sueño más, gracias por inculcar en mí el ejemplo de esfuerzo y valentía, de no temer a las adversidades. A mis hermanos Sergi y Amy por su cariño y apoyo incondicional, durante todo este proceso, por estar conmigo en todo momento gracias. A toda mi familia porque con sus oraciones, consejos y palabras de aliento hicieron de mí una mejor persona y de una u otra forma me acompañan en todos mis sueños y metas. Finalmente quiero dedicar esta tesis a todas mis amigas, por apoyarme cuando más las necesito, por extender su mano en momentos difíciles y por el amor brindado cada día, de verdad mil gracias.

Anthony

Este proyecto lo dedico a Dios porque en torno a él giran los éxitos de los seres humanos. A mis padres que con tanto esfuerzo y sacrificio me han dado lo material y lo espiritual para seguir adelante en mis estudios y así cumplir mis anhelos. A los docentes que supieron fomentar el estudio, la investigación y la constancia de luchar por ser cada día mejor. A todos ellos mi gratitud.

Joel

## **AGRADECIMIENTO**

Agradezco a Dios por ser mi guía y acompañarme en el transcurso de mi vida, brindándome paciencia y sabiduría para culminar con éxito mis metas propuestas. A mis padres por ser mi pilar fundamental y haberme apoyado incondicionalmente, pese a las adversidades e inconvenientes que se presentaron. Agradezco a mi tutor del proyecto Ing. Juan Carlos Rocha quien con su experiencia, conocimiento y motivación me orientó en la investigación. Al Ing. Johnny Pancha y por sus consejos, enseñanzas, apoyo. Agradezco a los todos docentes que, con su sabiduría, conocimiento y apoyo, motivaron a desarrollarme como persona y profesional en la Escuela Superior Politécnica de Chimborazo.

Anthony

Quiero agradecer primeramente a Dios por darme la oportunidad de culminar satisfactoriamente este proceso de adquisición de conocimientos, a mis padres por el apoyo incondicional que siempre me han brindado, a la Escuela Superior Politécnica de Chimborazo y particularmente a la Escuela de Ingeniería Automotriz por abrirme las puertas para obtener el título universitario, y así convertir algo que alguna vez fue un sueño se hace realidad.

Joel

## TABLA DE CONTENIDO

ÍNDICE DE TABLAS.....	xii
ÍNDICE DE FIGURAS.....	xiii
ÍNDICE DE GRÁFICOS.....	xvi
ÍNDICE DE ANEXOS.....	xvii
RESUMEN.....	xviii
SUMMARY.....	xix
INTRODUCCIÓN.....	1
CAPÍTULO I.....	3
1 ANTECEDENTES.....	3
1.1 Planteamiento del problema.....	3
1.2 Justificación del proyecto.....	3
1.3 Objetivo General.....	5
1.4 Objetivos Específicos.....	5
1.5 Hipótesis.....	5
1.6 Alcance.....	5
1.7 Esquema del diseño teórico de la investigación.....	7
1.8 Estado del arte.....	8
1.8.1 Chasis para un vehículo UTV.....	8
1.8.2 Proceso de diseño.....	8
1.8.2.1 Diseño del bastidor.....	9
1.8.3 Selección de materiales.....	10
1.8.3.1 Sección transversal.....	12
1.8.4 Método de elementos finitos.....	13
1.8.4.1 Selección del mallado.....	13
1.8.5 Esfuerzos en la estructura UTV.....	16
1.8.6 Pruebas de impacto en software CAE.....	17
1.8.6.1 Prueba de impacto en el arco antivuelco principal.....	17
1.8.6.2 Prueba de impacto en el arco antivuelco frontal.....	18
1.8.6.3 Prueba de impacto frontal.....	18
1.8.6.4 Prueba de impacto lateral.....	19
1.8.6.5 Prueba de flexión vertical.....	20
1.8.6.6 Prueba de rigidez torsional.....	20
1.8.7 Criterios de fallo.....	21



1.8.7.1	<i>Criterio de fallo de Von Mises</i> .....	21
1.8.7.2	<i>Criterio de fallo de Tsai-Wu</i> .....	22
1.8.7.3	<i>Factor de seguridad</i> .....	23
<b>1.8.8</b>	<b><i>Aerodinámica del vehículo</i></b> .....	<b>24</b>
1.8.8.1	<i>Primer caso de estudio</i> .....	25
1.8.8.2	<i>Segundo caso de estudio</i> .....	26
1.8.8.3	<i>Tercer caso de estudio</i> .....	27
1.8.8.4	<i>Cuarto caso de estudio</i> .....	28
<b>1.8.9</b>	<b><i>Proceso de soldadura MIG</i></b> .....	<b>29</b>
<b>1.8.10</b>	<b><i>Antropometría</i></b> .....	<b>30</b>
1.8.10.1	<i>Dummy Modelo 1</i> .....	31
1.8.10.2	<i>Dummy Modelo 2</i> .....	32
1.8.10.3	<i>Dummy Modelo 3</i> .....	32
<b>1.8.11</b>	<b><i>Dirección del vehículo</i></b> .....	<b>33</b>
1.8.11.1	<i>Consideraciones para la implementación del sistema de dirección.</i> .....	34
1.8.11.2	<i>Geometría del sistema de Ackermann</i> .....	35
1.8.11.3	<i>Porcentaje de giro Ackerman en función del volante.</i> .....	35
<b>CAPITULO II</b> .....		<b>37</b>
<b>2</b>	<b>MARCO METODOLÓGICO</b> .....	<b>37</b>
<b>2.1</b>	<b>Métodos de investigación</b> .....	<b>37</b>
2.1.1	<i>Método Inductivo</i> .....	37
2.1.2	<i>Método Deductivo</i> .....	37
2.1.3	<i>Método Inductivo-Deductivo</i> .....	37
<b>2.2</b>	<b>Métodos Científicos</b> .....	<b>38</b>
2.2.1	<i>Método Empírico</i> .....	38
2.2.2	<i>Observación</i> .....	38
2.2.3	<i>Experimentación</i> .....	39
<b>2.3</b>	<b>Método Cuantitativo</b> .....	<b>39</b>
2.3.1	<i>Experimento</i> .....	39
2.3.2	<i>Observación</i> .....	39
<b>2.4</b>	<b>Diagrama de experimentación</b> .....	<b>40</b>
<b>2.5</b>	<b>Descripción de los UTVs (Vehículo de tareas utilitarias)</b> .....	<b>43</b>
<b>2.6</b>	<b>Lineamientos</b> .....	<b>44</b>
2.6.1	<i>Dimensiones de modelo</i> .....	44
2.6.2	<i>Dimensiones motor</i> .....	45
2.6.3	<i>Dimensiones de la batería</i> .....	46

<b>2.7</b>	<b>Consideraciones de diseño para el chasis .....</b>	<b>46</b>
2.7.1	<i>Distancia entre ejes .....</i>	47
2.7.2	<i>Ancho de vía.....</i>	47
2.7.3	<i>Distancia sobre el suelo.....</i>	48
2.7.4	<i>Espacio y ergonomía.....</i>	49
2.7.5	<i>Normativa.....</i>	50
2.7.6	<i>Diseño del bastidor.....</i>	50
<b>2.8</b>	<b>Selección del material .....</b>	<b>51</b>
<b>2.9</b>	<b>Selección de Mallado.....</b>	<b>53</b>
2.9.1	<i>Mallado grueso (baja calidad).....</i>	54
2.9.2	<i>Mallado fino (alta calidad) .....</i>	54
2.9.3	<i>Cargas vivas .....</i>	55
2.9.4	<i>Cargas muertas .....</i>	55
<b>2.10</b>	<b>Fuerzas y soportes que interactúan en la estructura .....</b>	<b>55</b>
<b>2.11</b>	<b>Variación de la geometría del bastidor.....</b>	<b>56</b>
2.11.1	<i>Modelo 1: Diseño base .....</i>	57
2.11.2	<i>Modelo 2: Reforma habitáculo y refuerzo delantero.....</i>	58
2.11.3	<i>Modelo 3: Supresión de refuerzo posterior.....</i>	58
2.11.4	<i>Modelo 4: Modificación mamparo .....</i>	59
2.11.5	<i>Modelo 5: Refuerzo entre techo y base del balde.....</i>	59
2.11.6	<i>Modelo 6: Nervios en la base del chasis .....</i>	60
2.11.7	<i>Esfuerzo de Von Mises.....</i>	60
2.11.8	<i>Factor de seguridad.....</i>	61
<b>2.12</b>	<b>Consideraciones sobre la soldabilidad de los materiales .....</b>	<b>62</b>
2.12.1	<i>Principios de la soldadura MIG/MAG.....</i>	62
2.12.2	<i>Diagrama de suelda MIG.....</i>	63
2.12.3	<i>Parámetros de soldadura .....</i>	63
<b>2.13</b>	<b>Carrocería .....</b>	<b>64</b>
<b>2.14</b>	<b>Requerimientos para el diseño de la carrocería.....</b>	<b>64</b>
2.14.1	<i>Requerimientos mecánicos .....</i>	64
2.14.2	<i>Etapas del diseño.....</i>	65
2.14.2.1	<i>Diseño de la carrocería .....</i>	65
2.14.3	<i>Modelos considerados .....</i>	66
2.14.3.1	<i>Modelo 1 .....</i>	66
2.14.3.2	<i>Modelo 2.....</i>	67
2.14.3.3	<i>Modelo 3.....</i>	67
2.14.4	<i>Etapas de selección de materiales .....</i>	68

<b>2.14.5</b>	<b>Fundamentos para la simulación .....</b>	<b>69</b>
2.14.5.1	Fluido de estudio.....	69
2.14.5.2	Propiedades del aire .....	69
<b>2.14.6</b>	<b>Dominio.....</b>	<b>70</b>
2.14.6.1	Parámetros de simulación.....	71
2.14.6.2	Mallado.....	71
2.14.6.3	Flujo de aire y capa límite .....	72
2.14.6.4	Resistencia al avance .....	73
2.14.6.5	Principio de Bernoulli.....	74
2.14.6.6	Presión en el punto de estancamiento .....	76
2.14.6.7	Distribución de la presión.....	77
2.14.6.8	Fuerzas y momentos aerodinámicos .....	77
2.14.6.9	Potencia necesaria para vencer la fuerza aerodinámica .....	80
<b>2.15</b>	<b>Dinámica del vehículo .....</b>	<b>80</b>
2.15.1	El centro de gravedad de un vehículo.....	80
2.15.2	Velocidad máxima para tomar una curva (V).....	81
2.15.3	Velocidad máxima para no volcar en una curva .....	81
2.15.4	Velocidad máxima para no deslizarse en una curva .....	82
2.15.5	Área frontal del vehículo.....	82
2.15.6	Fuerza aerodinámica y de rodadura.....	83
2.15.6.1	Fórmula para encontrar la fuerza aerodinámica.....	84
2.15.6.2	Fórmula para encontrar la fuerza de rodadura .....	84
<b>2.16</b>	<b>Sistema de dirección.....</b>	<b>85</b>
2.16.1	Geometría de Ackermann .....	85
<b>CAPITULO III.....</b>		<b>89</b>
<b>3</b>	<b>RESULTADOS .....</b>	<b>89</b>
<b>3.1</b>	<b>Resultados de simulación chasis.....</b>	<b>89</b>
3.1.1	Primer modelo CAD del chasis .....	89
3.1.1.1	Deformación .....	89
3.1.1.2	Esfuerzo .....	89
3.1.1.3	Factor de seguridad.....	90
3.1.2	Segundo modelo CAD del chasis .....	91
3.1.2.1	Deformación .....	91
3.1.2.2	Esfuerzo .....	91
3.1.2.3	Factor de seguridad.....	92
3.1.3	Tercer modelo CAD del chasis.....	93

3.1.3.1	<i>Deformación</i> .....	93
3.1.3.2	<i>Esfuerzo</i> .....	93
3.1.3.3	<i>Factor de seguridad</i> .....	94
<b>3.1.4</b>	<b><i>Cuarto modelo CAD del chasis</i></b> .....	<b>94</b>
3.1.4.1	<i>Deformación</i> .....	94
3.1.4.2	<i>Esfuerzo</i> .....	95
3.1.4.3	<i>Factor de seguridad</i> .....	95
<b>3.1.5</b>	<b><i>Quinto modelo CAD del chasis</i></b> .....	<b>96</b>
3.1.5.1	<i>Deformación</i> .....	96
3.1.5.2	<i>Esfuerzo</i> .....	97
3.1.5.3	<i>Factor de seguridad</i> .....	97
<b>3.1.6</b>	<b><i>Sexto modelo CAD del chasis</i></b> .....	<b>98</b>
3.1.6.1	<i>Deformación</i> .....	98
3.1.6.2	<i>Esfuerzo</i> .....	98
3.1.6.3	<i>Factor de seguridad</i> .....	99
<b>3.2</b>	<b><i>Comparación de resultados obtenidos de los diferentes modelos de chasis</i></b> .....	<b>99</b>
3.2.1	<i>Comparación de la deformación máxima de cada modelo</i> .....	99
3.2.2	<i>Comparativa del esfuerzo de cada modelo</i> .....	100
3.2.3	<i>Comparativa del factor de seguridad de cada modelo</i> .....	101
3.2.4	<i>Discusión de resultados con otros autores</i> .....	102
<b>3.3</b>	<b><i>Resultados simulación carrocería</i></b> .....	<b>103</b>
3.3.1	<i>Primer diseño CAD de carrocería</i> .....	103
3.3.2	<i>Segundo diseño CAD de carrocería</i> .....	104
3.3.3	<i>Tercero diseño CAD de carrocería</i> .....	106
<b>3.4</b>	<b><i>Comparación de resultados obtenidos de los diferentes modelos de la carrocería</i></b> .....	<b>107</b>
3.4.1	<i>Comparación de la fuerza de arrastre generada</i> .....	107
3.4.2	<i>Comparación de la Presión dinámica generada</i> .....	109
3.4.3	<i>Comparación del coeficiente aerodinámico generado</i> .....	110
3.4.4	<i>Discusión de resultados con otros autores</i> .....	111
<b>3.5</b>	<b><i>Dinámica del vehículo</i></b> .....	<b>111</b>
3.5.1.1	<i>Centro de gravedad</i> .....	111
3.5.2	<i>Velocidad máxima al tomar una curva</i> .....	112
3.5.3	<i>Velocidad máxima para no volcar en una curva</i> .....	113
3.5.4	<i>Distribuciones de presión</i> .....	113
3.5.5	<i>Fuerza y coeficiente de arrastre y sustentación</i> .....	114
3.5.1	<i>Potencia necesaria para vencer la fuerza aerodinámica</i> .....	117
<b>3.6</b>	<b><i>Prueba de ruta obtención de fuerzas de arrastre</i></b> .....	<b>117</b>

<b>3.7</b>	<b>Geometría de Ackermann .....</b>	<b>119</b>
<b>3.7.1</b>	<b><i>Discusión de resultados con otros autores.....</i></b>	<b>120</b>
	<b>CONCLUSIONES.....</b>	<b>121</b>
	<b>RECOMENDACIONES.....</b>	<b>122</b>
	<b>BIBLIOGRAFÍA</b>	
	<b>ANEXOS</b>	

## ÍNDICE DE TABLAS

<b>Tabla 1-1:</b>	Propiedades y composiciones de los metales .....	10
<b>Tabla 2-1:</b>	Propiedades del material .....	13
<b>Tabla 3-1:</b>	Resultados por el método de Von Mises. ....	22
<b>Tabla 4-1:</b>	Resultados por el método de Tsai-Wu.....	23
<b>Tabla 5-1:</b>	Resultados aerodinámicos del modelo 1 .....	25
<b>Tabla 6-1:</b>	Resultados aerodinámicos del modelo 2 .....	26
<b>Tabla 7-1:</b>	Aerodinámicos del modelo 3 .....	27
<b>Tabla 9-1:</b>	Selección para el mecanismo de dirección .....	34
<b>Tabla 1-2:</b>	Comparativa de dimensiones entre diferentes UTVs existentes en el mercado. ....	45
<b>Tabla 2-2:</b>	Dimensiones de percentiles .....	49
<b>Tabla 3-2:</b>	Características mecánicas del material ASTM A36 .....	51
<b>Tabla 4-2:</b>	Especificaciones generales del material .....	53
<b>Tabla 5-2:</b>	Modelos para el análisis de resultados .....	56
<b>Tabla 6-2:</b>	Numero de nodos de cada modelo .....	57
<b>Tabla 7-2:</b>	Factor de seguridad bajo una carga .....	61
<b>Tabla 8-2:</b>	Prototipos y área frontal .....	66
<b>Tabla 9-2:</b>	Parámetros de simulación .....	71
<b>Tabla 1-3:</b>	Deformaciones en los diferentes modelos .....	99
<b>Tabla 2-3:</b>	Modelos y esfuerzos máximos y mínimos .....	100
<b>Tabla 3-3:</b>	Modelos y factor de seguridad.....	101
<b>Tabla 4-3:</b>	Comparación de la presión total con respecto a la velocidad del modelo 1 .....	103
<b>Tabla 5-3:</b>	Datos para determinar el coeficiente aerodinámico modelo 1 .....	104
<b>Tabla 6-3:</b>	Comparación de la presión total con respecto a la velocidad del modelo 2.....	105
<b>Tabla 7-3:</b>	Datos para determinar el coeficiente aerodinámico modelo 2 .....	106
<b>Tabla 8-3:</b>	Comparación de la presión total con respecto a la velocidad del modelo 3.....	106
<b>Tabla 9-3:</b>	Datos para determinar el coeficiente aerodinámico modelo 3 .....	107
<b>Tabla 10-3:</b>	Comparación de la fuerza de arrastre de los modelos .....	108
<b>Tabla 11-3:</b>	Resultados de la presión dinámica .....	109
<b>Tabla 12-3:</b>	Resultado del coeficiente aerodinámico .....	110
<b>Tabla 13-3:</b>	Datos del vehículo.....	111

## ÍNDICE DE FIGURAS

<b>Figura 1-1:</b>	Estructura con elemento wire .....	8
<b>Figura 2-1:</b>	Elementos del chasis .....	9
<b>Figura 3-1:</b>	Primer modelo de diseño .....	9
<b>Figura 4-1:</b>	Bastidor rediseñado .....	9
<b>Figura 5-1:</b>	Carga aplicada en una viga utilizando acero A-36.....	11
<b>Figura 6-1:</b>	Carga en una viga utilizando A-500 .....	11
<b>Figura 7-1:</b>	Carga en una viga utilizando 25CrMo4 .....	12
<b>Figura 8-1:</b>	Calidad del mallado inicial. ....	14
<b>Figura 9-1:</b>	Refinamiento del mallado.....	15
<b>Figure 10-1:</b>	Calidad de malla refinada .....	15
<b>Figura 11-1:</b>	Esfuerzos en condición estático, acelerado y frenado. ....	17
<b>Figura 12-1:</b>	Chasis de un SAE.....	17
<b>Figura 13-1:</b>	Prueba de impacto en arco antivuelco principal. ....	18
<b>Figura 14-1:</b>	Prueba de impacto en arco antivuelco frontal. ....	18
<b>Figura 15-1:</b>	Prueba de impacto frontal.....	19
<b>Figura 16-1:</b>	Prueba de impacto lateral. ....	19
<b>Figura 17-1:</b>	Prueba de flexión vertical. ....	20
<b>Figura 18-1:</b>	Prueba de rigidez torsional. ....	21
<b>Figura 19-1:</b>	Factor de seguridad colocando una carga de 215kg.....	23
<b>Figura 20-1:</b>	Modelo 1 .....	25
<b>Figura 21-1:</b>	Modelo 2 .....	26
<b>Figura 22-1:</b>	Modelo 3 .....	27
<b>Figura 23-1:</b>	Modelo 4 .....	28
<b>Figura 24-1:</b>	Hybrid III modificado por la FAA.....	30
<b>Figura 25-1:</b>	Hybrid III modificado por Deutsches Museum Bonn. ....	31
<b>Figura 26-1:</b>	Dimensiones externas del Dummy Modelo 1. ....	31
<b>Figura 27-1:</b>	Dimensiones externas del Dummy Modelo 2 .....	32
<b>Figura 28-1:</b>	Dimensiones externas del Dummy Modelo 3 .....	32
<b>Figura 29-1:</b>	Componentes del sistema de dirección .....	33
<b>Figura 1-2:</b>	Polaris Ranger XP 900 .....	43
<b>Figura 2-2:</b>	Honda Pioneer 500 .....	43
<b>Figura 3-2:</b>	Polaris Ranger 570 .....	44
<b>Figura 4-2:</b>	Kawasaki Mule 4010.....	44
<b>Figura 5-2:</b>	Dimensiones motor y diferencial.....	45

<b>Figura 6-2:</b>	Dimensiones palieres.....	46
<b>Figura 7-2:</b>	Batería Toyota Prius.....	46
<b>Figura 8-2:</b>	Distancia entre ejes.....	47
<b>Figura 9-2:</b>	Ancho de vías.....	48
<b>Figura 10-2:</b>	Distancia sobre el suelo.....	48
<b>Figura 11-2:</b>	Parámetros ergonómicos del hombre 95.....	49
<b>Figura 12-2:</b>	Croquis del vehículo UTV.....	51
<b>Figura 13-2:</b>	Tipos sección del chasis.....	52
<b>Figura 14-2:</b>	Espectro de calidad de malla.....	54
<b>Figura 15-2:</b>	Mallado grueso.....	54
<b>Figura 16-2:</b>	Mallado delgado.....	54
<b>Figura 17-2:</b>	Peso del vehículo sin ocupantes.....	55
<b>Figura 18-2:</b>	Fuerzas y soportes en la estructura.....	56
<b>Figura 19-2:</b>	Diseño base.....	58
<b>Figura 20-2:</b>	Reforma habitáculo y refuerzo delantero.....	58
<b>Figura 21-2:</b>	Supresión de refuerzo posterior.....	59
<b>Figura 22-2:</b>	Modificación mamparo.....	59
<b>Figura 23-2:</b>	Refuerzo entre techo y base valde.....	60
<b>Figura 24-2:</b>	Nervios en la base del chasis.....	60
<b>Figura 25-2:</b>	Diseño de la carrocería.....	65
<b>Figura 26-2:</b>	Modelo 1.....	67
<b>Figura 27-2:</b>	Modelo 2.....	67
<b>Figura 28-2:</b>	Modelo 3.....	68
<b>Figura 29-3:</b>	Dimensiones del túnel de viento.....	70
<b>Figura 30-2:</b>	Vista global del dominio con sus respectivas condiciones de frontera.....	71
<b>Figura 31-2:</b>	Creación del mallado.....	72
<b>Figura 32-2:</b>	Flujo de aire alrededor de un automóvil.....	73
<b>Figura 33-2:</b>	Fuerza genera por el rozamiento del fluido en la superficie.....	73
<b>Figura 34-2:</b>	Fuerza producida por el rozamiento y presión.....	74
<b>Figura 35-2:</b>	Túnel de Bernoulli.....	74
<b>Figura 36-2:</b>	Líneas de flujo a través de un perfil.....	76
<b>Figura 37-2:</b>	Punto de estancamiento.....	77
<b>Figura 38-2:</b>	Distribución de presión a lo largo del perfil.....	77
<b>Figura 39-2:</b>	Sistema de coordenadas.....	78
<b>Figura 40-2:</b>	Vectores de fuerza y momento aerodinámicos.....	80
<b>Figura 41-2:</b>	Área frontal vehículo.....	83
<b>Figura 42-2:</b>	Dirección del vehículo utilizando el mecanismo de piñón -cremallera.....	85



<b>Figura 43-2:</b> Geometría de Ackerman .....	86
<b>Figura 44-2:</b> Geometría del trapecoide con brazos hacia la parte de adentro.....	87
<b>Figura 45-2:</b> Trapecio articulado con el ángulo del brazo de la dirección. ....	88
<b>Figura 1-3:</b> Deformación modelo 1 .....	89
<b>Figura 2-3:</b> Esfuerzos modelo 1 .....	90
<b>Figura 3-3:</b> Factor de seguridad modelo 1.....	90
<b>Figura 4-3:</b> Deformación modelo 2.....	91
<b>Figura 5-3:</b> Esfuerzo modelo 2.....	92
<b>Figura 6-3:</b> Factor de seguridad modelo 2.....	92
<b>Figura 7-3:</b> Deformación modelo 3 .....	93
<b>Figura 8-3:</b> Esfuerzo modelo 3.....	93
<b>Figura 9-3:</b> Factor de seguridad modelo 3.....	94
<b>Figura 10-3:</b> Deformación modelo 4.....	95
<b>Figura 11-3:</b> Esfuerzo modelo 4.....	95
<b>Figura 12-3:</b> Factor de seguridad modelo 4.....	96
<b>Figura 13-3:</b> Deformación modelo 5 .....	96
<b>Figura 14-3:</b> Esfuerzo modelo 5.....	96
<b>Figura 15-3:</b> Factor de seguridad modelo 5.....	97
<b>Figura 16-3:</b> Deformación modelo 6.....	98
<b>Figura 17-3:</b> Esfuerzo modelo 6.....	98
<b>Figura 18-3:</b> Factor de seguridad modelo 6.....	99
<b>Figura 19-3:</b> Resultados de las fuerzas de arrastre y sustentación simulados .....	116
<b>Figura 20-3:</b> Geometría de Ackerman .....	121

## ÍNDICE DE GRÁFICOS

<b>Gráfico 1-1:</b> Selección de la sección transversal basada en el diámetro exterior mencionado por líneas de color (a) resistencia frente a espesor (b) rigidez .....	13
<b>Gráfico 2-1:</b> Calidad de los elementos del mallado .....	14
<b>Gráfico 3-1:</b> Convergencia del mallado.....	15
<b>Gráfico 4-1:</b> Calidad de elementos de malla.....	16
<b>Gráfico 5-1:</b> Procedimiento de análisis CFD.....	24
<b>Gráfico 6-1:</b> Longitud de grietas para probetas sin soldadura .....	29
<b>Gráfico 7-1:</b> Longitud de grietas para probetas con soldadura MIG.....	30
<b>Gráfico 8-1:</b> Relación que existe entre el neumático y el volante.....	35
<b>Gráfico 9-1:</b> Curva de porcentaje de Ackerman vs ángulo del volante.....	36
<b>Gráfico 1-2:</b> Procesos de soldadura MIG .....	63
<b>Gráfico 2-2:</b> Diagrama de suelda MIG .....	63
<b>Gráfico 3-2:</b> Etapas de diseño.....	65
<b>Gráfico 4-2:</b> Tipos de flujo de aire .....	72
<b>Gráfico 5-2:</b> Descomposición de fuerzas que interactúan en el vehículo.....	82
<b>Gráfico 6-2:</b> Coeficiente aerodinámico .....	84
<b>Gráfico 7-2:</b> Coeficiente de rodadura.....	84
<b>Gráfico 1-3:</b> Modelos vs deformaciones.....	100
<b>Gráfico 2-3:</b> Comparación de los modelos vs los esfuerzos .....	101
<b>Gráfico 3-3:</b> Comparación de los modelos vs factor de seguridad.....	102
<b>Gráfico 4-3:</b> Comparación de la velocidad vs fuerza de arrastre .....	108
<b>Gráfico 6-3:</b> Comparación de la velocidad vs la presión dinámica.....	109
<b>Gráfico 7-3:</b> Comparación de la velocidad vs el coeficiente aerodinámico .....	110

## **ÍNDICE DE ANEXOS**

- Anexo A:** Datos obtenidos en la prueba real
- Anexo B:** Proceso de construcción de chasis
- Anexo C:** Proceso de construcción de carrocería
- Anexo D:** Planos

## RESUMEN

El presente trabajo de investigación tuvo como objetivo diseñar, simular y construir un chasis, carrocería y sistema de dirección resistentes con la ayuda de software CAD/CAE y procesos de manufactura adecuados, para ensamblar los diferentes sistemas y partes que incorpora el vehículo eléctrico. Para el estudio primero se simuló mediante herramientas computacionales como: SolidWorks y Ansys, se determinó como material de construcción el acero ASTM A36 y como variables de estudio el factor de seguridad, deformación y los esfuerzos, basándose en el reglamento técnico y de homologación de la R.F.E.D.A. Para la selección del mejor mecanismo de dirección, se hizo una revisión del estado del arte y los diferentes fundamentos teóricos de varios autores, en el que implementan el piñón cremallera y la geometría de Ackermann para los diferentes cálculos. En el análisis estructural se diseñó 6 modelos, dando como resultado de simulación del mejor modelo un factor de seguridad 1.25, esfuerzo de Von Mises 193.26MPa y Deformación 5.42 mm, se lo construyó en base al diseño previamente establecido. El estudio aerodinámico permitió determinar el coeficiente de arrastre, en el cual se diseñó 3 modelos, el prototipo con mejores características aerodinámicas presentó un Cx de 0,654 a 50 km/h, además, una presión máxima dinámica de 152Pa. El sistema de dirección utilizado tiene algunas características como son: bajo costo, tiene un peso y tamaño moderado, seguro y estable, de fácil mantenimiento. Para la implementación del sistema, se optó por el cajetín de dirección del Chevrolet Spark 2010 con un largo total de 1.2 m, esta distancia fue reducida a 0.92 m debido al espacio del prototipo. Se recomienda continuar con investigaciones bajo esta línea, misma que permitirá identificar el potencial que tiene el desarrollo de este tipo de vehículos, los cuales pueden ser aplicados en situaciones de interés personal como empresarial.

**Palabras claves:** <SISTEMA DE DIRECCIÓN> <MÉTODO DE ELEMENTOS FINITOS (FEM) >  
<DISEÑO ESTRUCTURAL> <DISEÑO ASISTIDO POR COMPUTADORA (CAD) >  
<INGENIERÍA ASISTIDA POR COMPUTADORA (CAE) >.

0794-DBRA-UTP-2022



## SUMMARY

This research study aimed to design, simulate and build a resistant chassis, bodywork, and steering system with the help of CAD/CAE software and appropriate manufacturing processes, to assemble the different system and parts that the electric vehicle incorporates. For the study, it was first simulated using computational tools such as SolidWorks and Ansys. ASTM A36 steel was determined as the construction material, and the safety factor, deformation, and strain were determined as study variables, based on the technical and homologation regulations of the R.F.E.D.A. It was made a review of the art state and the different theoretical foundations of several authors for the selection of the best steering mechanism. In which they implement the rack pinion and the Ackermann geometry for the different calculations. In the structural analysis, six models were designed, resulting in the simulation of the best model with a safety factor of 1.25, Von Mises stress of 193.26MPa, and strain of 5.42 mm. It was built based on the previously established design. The aerodynamic study allowed us to determine the drag coefficient, in which three models were designed. The prototype with the best aerodynamic characteristics presented a Cx of 0.654 at 50 km/h. In addition, to a maximum dynamic pressure of 152Pa. The steering system used has some characteristics such as low cost, moderate weight, and size, safe and stability, and easy maintenance. The steering box of the Chevrolet Spark year 2010 was chosen for the system implementation, with a total length of 1.2 m. This distance was reduced to 0.92 m due to the space of the prototype. It is recommended to continue with research under this line, which will allow identifying the potential development of this type of vehicle, which can be applied for personal and business interest situations.

**Keywords:** <STEERING SYSTEM> < FINITE ELEMENT METHOD (FEM)> < STRUCTURAL DESIGN> <COMPUTER AID DESIGN (CAD)> < COMPUTER AID ENGINEERING (CAE)>.



---

Lcda. Patricia Moyota A. Mgs.  
C.C 06036101-3

## INTRODUCCIÓN

La presente investigación se refiere al tema diseño, simulación y construcción de un chasis y carrocería e implementación de un sistema de dirección, para un prototipo de vehículo eléctrico utilitario, en el cual se involucran diferentes ramas como: análisis estructural con “ Diseño y simulación de chasis y carrocería mediante software CAD/CAE aplicado a mejorar sustancialmente la seguridad, carga y confort”, en aerodinámica con “Análisis aerodinámico mediante dinámica de fluidos computacionales aplicado a la reducción del flujo de aire ”, implementación con “ Sistema de dirección basándonos en los principios de Ackerman o Anti-Ackerman”, proceso de manufactura “ selección de materiales adecuados y procesos de soldaduras especial MIG ”.

El desarrollo de este tipo de proyecto tiene la finalidad de buscar e incorporar nuevas tecnologías referentes a vehículos eléctricos, ya que en Ecuador y en el mundo ha tomado mucha importancia este tipo de avances científicos. La realización de este proyecto se basa en diseñar el chasis y carrocería aprovechando la eficiencia energética de las baterías y el sistema de propulsión.

Es necesario tener en cuenta la situación en la que aún se encuentra Ecuador ya que éste no tiene un desarrollo tecnológico avanzado por lo que el país aún se encuentra en desarrollo industrial 3.0 mientras que países de primer mundo ya han desarrollado la industria 4.0 (Arana Zambrano, 2018, p.12). Estos ofrecen simulación en el sector de la automatización que les permite a los ingenieros ofrecer innovaciones con mayor rapidez sin perder de vista la seguridad y la fiabilidad (ESSS, 2021). La simulación se fundamenta en modelos matemáticos que son comparados mediante un software, en donde hay muchas variables que dan una aproximación de la realidad que van desde las más fundamentales como: distancias, tiempos, gravedad y las más avanzadas como: campo magnético, radiación, entre otras (Mecánica Automotriz, 2019).

Una de las partes más importantes del vehículo es el chasis que garantizará la seguridad, soporte y unión de los diversos sistemas que incorpora un vehículo, además, se debe tener en cuenta que para la construcción de este tipo de componentes hay un sin número de tipos de chasis, que pueden ayudar a mejorar el diseño y materiales más livianos, para aprovechar la eficiencia tanto del motor como la eficiencia energética de las baterías, es por tal razón que según la norma RTE INEN 034 (4R) al chasis se lo puede definir como el armazón del vehículo que comprende el bastidor, ruedas, transmisión, con o sin motor, excluida la carrocería y todos los accesorios necesarios para acomodar al conductor, pasajeros o carga (INEN, 2016, p.25).

Se requiere desarrollar una carrocería que sea confortable y atractiva para el consumidor siendo así el prototipo competitivo en el mercado, también se deben tener en cuenta los efectos del aire sobre la superficie de los vehículos, con el fin de poder aprovechar las corrientes del flujo en el

desempeño ya que solo teniendo una buena aerodinámica, permitirá que el vehículo tenga un buen coeficiente aerodinámico  $C_x$ , el cual influye en la potencia necesaria del motor para vencer la fuerza de arrastre (Viñan y Morocho, 2018: p.4). Aumentando la eficiencia energética de las baterías, además, teniendo un sistema de refrigeración en el interior de la cabina y la disipación de calor del tren de potencia.

En lo que respecta a seguridad se debe partir de algunos criterios como son los de Von mises, factor de seguridad, análisis de cargas y esfuerzos que deberá soportar la estructura por lo que será indispensable utilizar algunos de los programas como Ansys y SolidWorks que ya traen modelos y paquetes matemáticos que ayudan a obtener información adecuada del comportamiento de los materiales que utilizaremos para la construcción por lo que es de vital importancia tener en cuenta el material y las características que presenta como son las de eficiencia en lo que concierne a la rigidez y resistencias ya que de esto va a depender el funcionamiento y costo del vehículo eléctrico.

Al utilizar los programas ya descritos nace la necesidad de realizar diversas simulaciones por el método de elementos finitos; realizando diferentes pruebas se puede analizar, mejorar y simular los diferentes sistemas que debe incorporar el vehículo eléctrico (Colomina et al., 2006: pp.27-34).

# CAPÍTULO I

## 1 ANTECEDENTES

### 1.1 Planteamiento del problema

En el Ecuador ha tomado mucha importancia la modelación y simulación, ya que esto permite experimentar y visualizar cómo se comporta un sistema y qué área se puede mejorar, según los resultados obtenidos en la simulación. En vista del desarrollo tecnológico, la constante necesidad de aumentar los conocimientos y el auge que existe en el país sobre lo que se refiere a la industria automotriz, han promovido que durante los últimos años se produzcan una gran cantidad de trabajos en la construcción de vehículos muy complejos, buscando la solución dinámica de éstos, que se ha demostrado ser una tarea difícil.

Para evitar el planteamiento de múltiples ecuaciones de las secciones que conforman el chasis y carrocería, se implementarán herramientas de simulación, que, a partir de las distintas propiedades de inercia, las conexiones entre los distintos cuerpos y las fuerzas actuantes hacen posible calcular las fuerzas a las que el vehículo está sometido (Andrade y Jaramillo, 2009: pp.1-3).

En el presente proyecto surge la necesidad de diseñar, construir y simular (chasis, carrocería, dirección), con la finalidad que sea funcional, estético y aerodinámico, lo que originaría un mejor desplazamiento del vehículo eléctrico y que cumpla con las exigencias y condiciones. Por lo tanto, es de mucha importancia aplicar los conocimientos adquiridos a lo largo de la carrera, aportando de esta manera a la ESPOCH y a la sociedad con nueva información tecnológica para que así las futuras generaciones que asuman este reto tengan la claridad y la información adecuada para llevar a efecto este tipo de investigaciones.

### 1.2 Justificación del proyecto

Los motores de combustión fueron implementados en 1986 por el alemán Nikolaus Otto pero a medida que ha ido evolucionando los niveles de contaminación son alarmantes. La producción de gases tóxicos al final de la combustión, los cuales se producen son: (CO<sub>2</sub>), Hidrocarburos (HC) Oxígeno (O<sub>2</sub>) entre otros no relevantes (Rocha -Hoyos et al .. 2018: p. 102). Los vehículos de combustión interna en la actualidad han tenido un alto impacto en la contaminación atmosférica por lo que es necesario la implementación nuevas tecnologías como vienen siendo los vehículos eléctricos que se han estado promoviendo en estos últimos años y han tenido un gran crecimiento en países del primero mundo, fundamentalmente por la normativa europea de emisiones Euro que es la encargada de regular y cuidar en que porcentaje se puede contaminar teniendo en cuenta que ya está en vigencia la Euro 7, la cual habla que grandes empresas Automotrices deberán buscar nuevas alternativas como son: hibridación y electrificación en los



modelos que vayan desarrollando, para la implementación de estos en el mercado (Grupo Montalt 2018).

Los vehículos de propulsión eléctrica tienen un gran impacto en la sostenibilidad energética, ya que pueden ser alimentados por baterías, por combustibles líquidos o gaseosos que tienen la capacidad de generar electricidad a bordo, logran tener un gran valor para las empresas eléctricas como recursos energéticos, ya que éstas podrán utilizar vehículos de batería como almacenamiento, o vehículos híbridos. Para una empresa de servicios públicos que aprovecha la energía del vehículo, el mayor almacenamiento proporcionaría beneficios al sistema, como confiabilidad y menores costos, y luego facilitaría la integración a gran escala de recursos de energía renovable intermitente (Mahmood et al., 2021: pp.51-52).

Hoy en día es muy importante antes de realizar cualquier tipo de construcción realizar diferentes tipos de simulación utilizando distintas herramientas CAD/CAE, que serán de mucha utilidad ya que estas herramientas permitirán el estudio del prototipo por lo que existe un sin número de softwares como vienen siendo SolidWorks, ANSYS entre otros, que son programas que permitirán conocer los esfuerzos y tener un conocimiento de lo que se desea mejorar a través de pruebas experimentales, utilizando recursos computacionales que pueden ayudar no solo a reducir costos sino también a conocer con mayor exactitud si el chasis que se desea construir es lo suficientemente resistente construir, ya que éste será el que conecte los diferentes mecanismos con los que cuenta un vehículo y la seguridad de sus ocupantes.

El chasis se puede decir que es una de las partes fundamentales del vehículo ya que será el encargado de contar con algunas características como son la seguridad, confort, maniobrabilidad y además acoplar los diferentes sistemas como son el sistema de frenos, transmisión, suspensión y el tren de potencia, por otra parte debe ser lo suficientemente resistente para soportar, en caso de una colisión, y así prevenir que se pueda deformar y pueda absorber las vibraciones evitando que se produzca algún tipo de daño a los ocupantes por lo que se puede decir que muchas de las empresas como LATINNCAP se dedica a la realización de diferentes pruebas de seguridad para que las personas que adquieran un vehículo puedan encontrarse realmente seguras dentro del habitáculo. Donde el chasis que se desea construir sea lo suficientemente fuerte para poder soportar “8 veces el peso del vehículo incluyendo al pasajero si se le aplica una carga de manera vertical, 6 veces su peso si se le aplica una carga de manera longitudinal y 2 veces su peso si se le aplica una carga de manera lateral” (Rojas y Salas, 2019).

### **1.3 Objetivo General**

Diseñar, simular y construir un chasis, carrocería y sistema de dirección resistentes con la ayuda de software CAD/CAE y procesos de manufactura adecuados, para ensamblar los diferentes sistemas y partes que incorpora el vehículo eléctrico.

### **1.4 Objetivos Específicos**

- Diseñar y simular los diferentes sistemas y partes del vehículo eléctrico como son chasis y carrocería utilizando paquetes computacionales de diseño para obtener las características del prototipo
- Seleccionar los diferentes tipos de tubos metálicos de los existentes en la región para proceder a la construcción del bastidor.
- Seleccionar e implementar el sistema de dirección que se incorporará en el vehículo eléctrico, tomando en cuenta la geometría de Ackerman.
- Construir las partes de la carrocería que serán incorporadas en el vehículo eléctrico, mediante el proceso de soldadura y verificar su funcionamiento.

### **1.5 Hipótesis**

¿El diseño, simulación y construcción de un chasis y carrocería e implementación de un sistema de dirección, para un vehículo eléctrico utilitario, permitirá brindar seguridad y un óptimo aprovechamiento de la potencia y torque entregado por el motor sin desmejorar las capacidades físicas y aerodinámicas del vehículo?

### **1.6 Alcance**

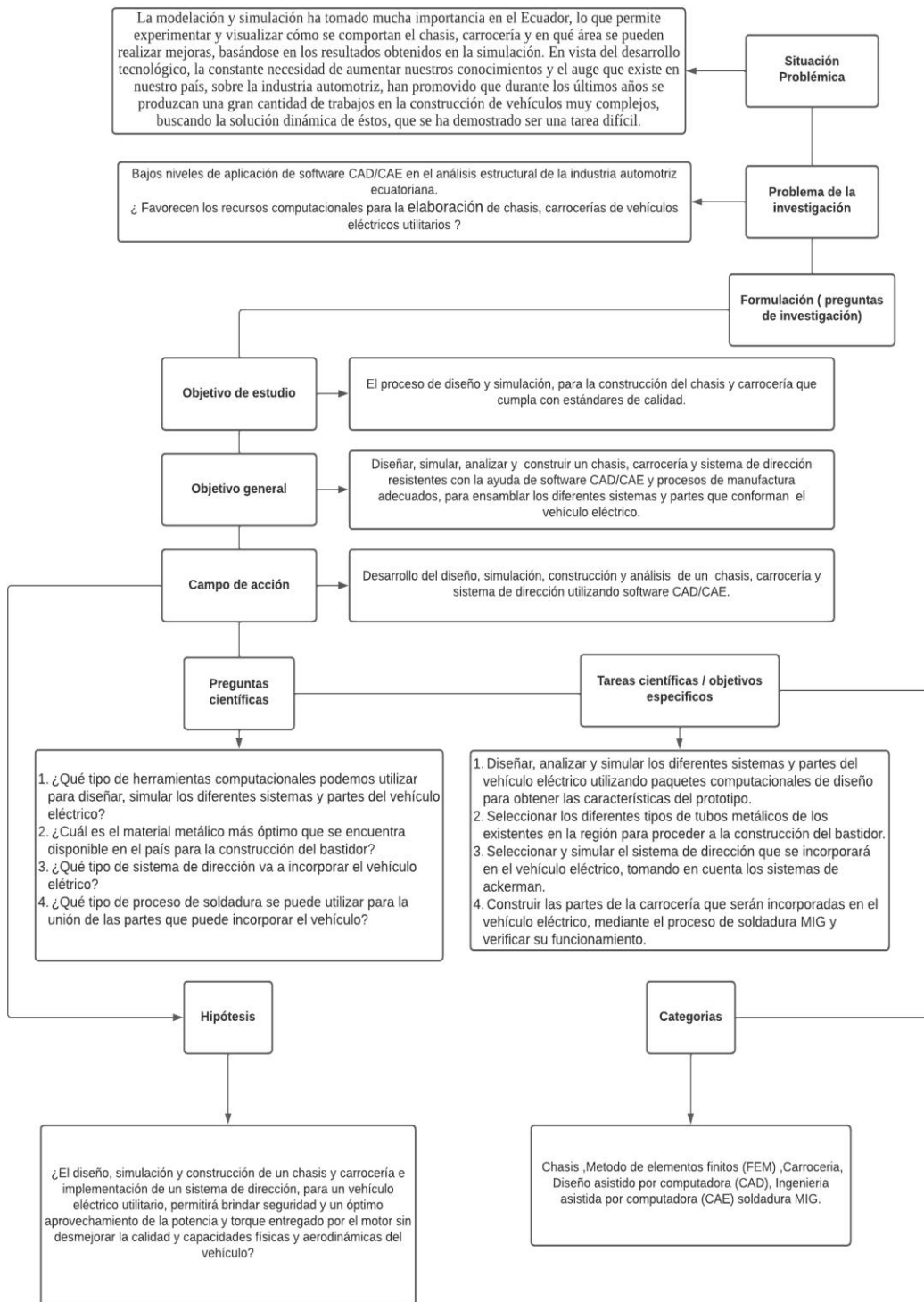
El alcance del tema consiste en el diseño, análisis y construcción de un chasis, carrocería e implementación del sistema de dirección, utilizando tanto recursos computacionales como procesos de manufactura que nos servirán para ampliar los conocimientos y las nuevas tecnologías que ya están disponibles en países de primer mundo.

Las partes del vehículo que se desarrollarán serán analizadas por distintas herramientas computacionales tales como el software CAE el cual nos permite hacer un estudio completo mediante el método de elementos finitos (MEF) y por otra parte tenemos el software CAD que son programas que permiten realizar estudios tanto dinámicos como estáticos el cual consiste en la realización de estructuras en 3D, con estas herramientas se mejora algunos de los diseños que ya están disponibles en el mercado y la implementación de un sistema de propulsión eléctrico, además, se pretende que este prototipo pueda ser implementado en el Ecuador dejando así la dependencia de importación de otros países.

El trabajo para desarrollar tiene como prioridad seleccionar los mejores materiales que garanticen la seguridad de los ocupantes y sea accesible para la adquisición del vehículo teniendo en cuenta que los materiales sean de calidad y que existan en el Ecuador.

En esta época, se necesita obtener un prototipo que no genere gases nocivos, perjudiciales para el medio ambiente y la salud de las personas ya que en Ecuador principalmente en Quito una de las ciudades más grandes del país el 52% de CO<sub>2</sub> es producido por los vehículos de combustión interna siendo éste un factor preocupante para la sociedad (País Adentro, 2017). Además, se pretende garantizar un rendimiento y potencial óptimo del vehículo con la implementación del análisis obtenido en el diseño y simulación (chasis, carrocería y dirección).

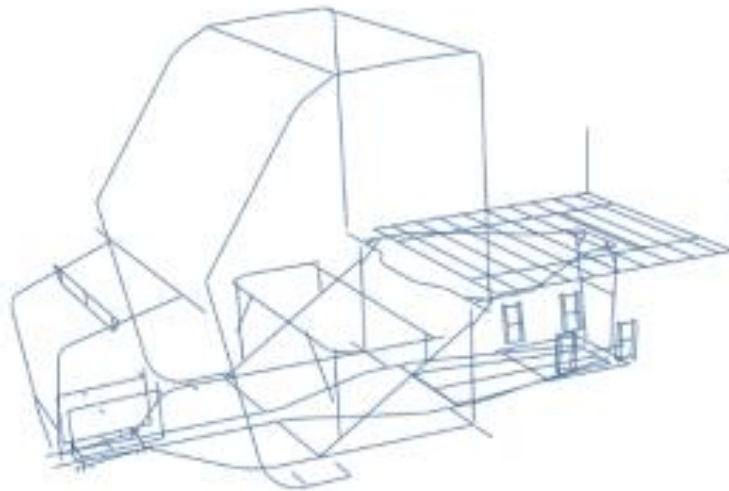
## 1.7 Esquema del diseño teórico de la investigación



## 1.8 Estado del arte

### 1.8.1 Chasis para un vehículo UTV

Este tipo de estructura también se la denomina como súper ligera, fue diseñada en 1937 por el carrocerero italiano Touring. Este tipo de marcos tienen la función de soportar tanto las cargas dinámicas como las estáticas, además, son livianas, resistentes, rígidas permitiendo así soportar los impactos o deformaciones, por lo que son muy utilizadas en la construcción de chasis de automóviles clásicos y deportivos (Montes De Oca et al., 2017). El comportamiento de dichas estructuras depende en gran parte del peso ya que al aumentar éste, variará la posición del centro de gravedad y las inercias del vehículo (Larrodé et al., 2015: pp.403-404). En la figura 1-1 se observa el resultado de una estructura modelada en software CAD utilizando el marco con elementos wire con la intención de disminuir los recursos computacionales lo que permite que se haga de una manera más eficiente el proceso de análisis de la estructura.

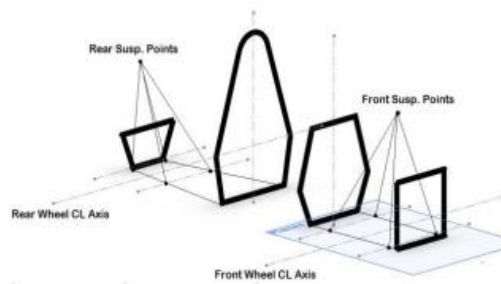


**Figura 1-1.** Estructura con elemento wire

**Fuente:** (Montes De Oca et al., 2017).

### 1.8.2 Proceso de diseño

Se debe diseñar basándose en las dimensiones de la altura, ancho de vía, distancia entre ejes y longitud total del vehículo además de considerar un tubo de acero de una pulgada lo que minimiza el peso del vehículo teniendo en cuenta esto se procedió a ubicar las siguientes partes que conforman un chasis tubular que son: aros antivuelco, mamparo, puntos de suspensión y las bases del motor. Lo que permite agilizar el proceso de modelación y los primeros dibujos del boceto figura 2-1 (Das, 2015, pp.2573-2574).

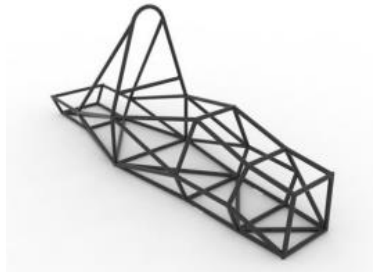


**Figura 2-1.** Elementos del chasis

**Fuente:** (Das, 2015, pp.2573-2574).

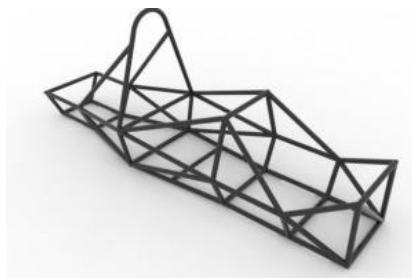
### 1.8.2.1 Diseño del bastidor

El bastidor es el principal elemento estructural del vehículo para lograr diseñarlo se identifican las áreas de apoyo y conexión necesarias en el plano delimitado por las dimensiones especificadas del ancho de vía y distancia entre ejes (Duran, 2020, p.78), haciendo menos eficiente el vehículo figura 3-1. Esto se realiza para aumentar la rigidez torsional. Por lo que es necesario realizar una reconstrucción de la estructura a través de elementos finitos para remplazar las vigas innecesarias sin que se afecte de una manera drástica la rigidez torsional lo que requiere realizar un segundo diseño figura 4-1 (Das, 2015, pp.2573-2574).



**Figura 3-1.** Primer modelo de diseño

**Fuente:** (Das, 2015, pp.2573-2574).



**Figura 4-1.** Bastidor rediseñado

**Fuente:** (Das, 2015, pp.2573-2574).

Se debe tener en cuenta que los elementos que van a conformar la estructura sean fáciles de fabricar ya que los puntos de conexión o más conocidos como nodos serán una parte fundamental

al momento de soportar los esfuerzos que se generen en la estructura. Las muescas que van al final del tubo deben estar echas con la mayor precisión formando así un solo cuerpo.

### 1.8.3 Selección de materiales

La selección de materiales indicará al diseñador la composición química, propiedades mecánicas y físicas que puedan presentar para simular en los programas como Ansys y SolidWorks. En la tabla 1-1 se pueden observar los materiales más usados en Ecuador teniendo en cuenta la composición química y también las propiedades mecánicas, en dicho estudio se realizaron comparaciones entre el acero ASTM -A36 siendo rechazado por su baja resistencia a la tracción, su bajo límite elástico y además presenta un alto contenido de carbono. El acero ASTM 500 presenta buenas características como son: límite de tracción y elástico, pero al igual que el ASTM -A36 contiene gran cantidad de carbono. Por lo cual se analizó el Aleado 25CrMo<sub>4</sub> siendo éste el que se selecciona por su bajo contenido de carbono y su alto límite del tracción y elástico.

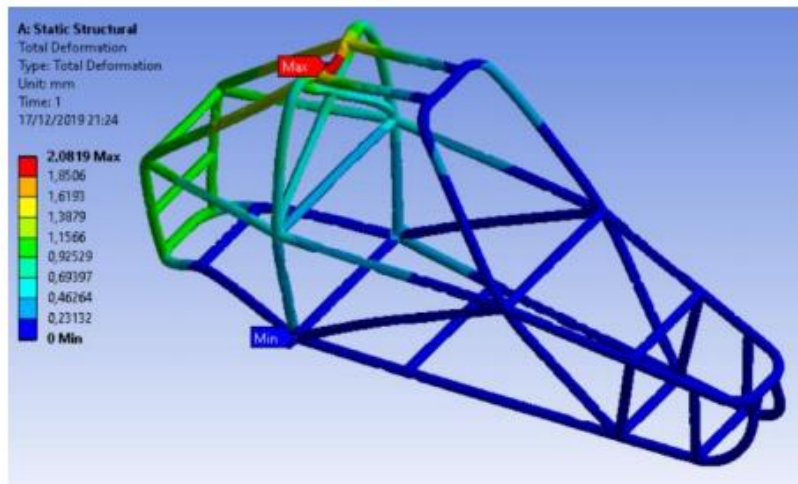
**Tabla 1-1:** Propiedades y composiciones de los metales

Tipos de aceros disponibles en Ecuador				
Crterios	Aleado 25CrMo <sub>4</sub>	ASTM -A500	ASTM -A36	Unidades
Carbón (C)	0,220	0,270	0,290	%
Manganeso (Mn)	1,350	1.030	0,900	%
Fósforo (P)	0,025	0,036	0,040	%
Azufre (S )	0,035	0,040	0,050	%
Coeiciente de Poisson	0,30	0,280	0,260	
Densidad	7800	7870	7900	Kg/m <sub>3</sub>
Límite de tracción	720	427	400	MPa
Elongación	10	16	21	%
Limite elástico	585	344	250	MPa

**Fuente:** (Jiménez y Navarrete, 2018).

**Realizado por:** Maldonado, A; Yandún, J, 2021

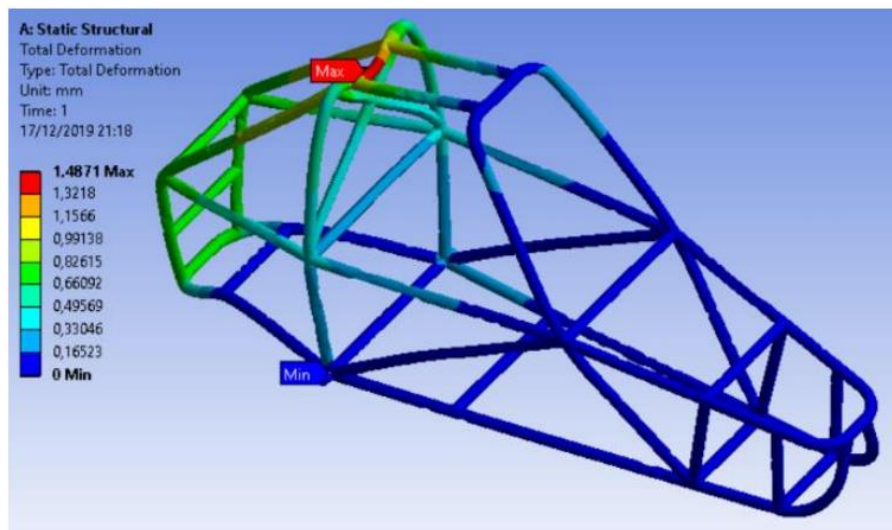
Además de seleccionar el material de acuerdo con las características y propiedades de los aceros se realizó un análisis estructural permitiendo así determinar con que material la estructura tendrá mayor deformación. En la figura 5-1 se utilizó el acero ASTM 36 que provocó una deformación mínima de 0,23132 mm y una deformación máxima de 2,0819 mm.



**Figura 5-1.** Carga aplicada en una viga utilizando acero A-36

Fuente: (Alvarado y Montalván, 2019).

En la figura 6-1 se coloca una fuerza sobre la viga superior utilizando un material de acero A 500 lo que provoca una deformación mínima de 0,16523 mm y una deformación máxima de 1,4871 mm tomando en cuenta que la parte posterior es donde deberá soportar mayor esfuerzo.

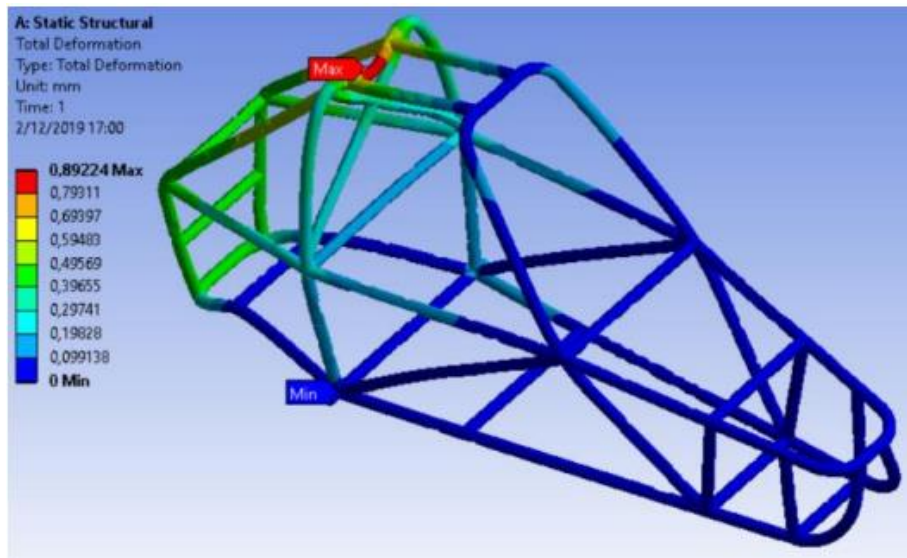


**Figura 6-1.** Carga en una viga utilizando A-500

Fuente: (Alvarado y Montalván, 2019).

En la figura 7-1 se coloca una fuerza sobre la viga utilizando un material de acero 25CrMo4 provocando una deformación mínima de 0,099138 mm que se encuentra en la mampara de la estructura y una deformación máxima de 0,89224 mm que se encuentra en la parte posterior del vehículo.





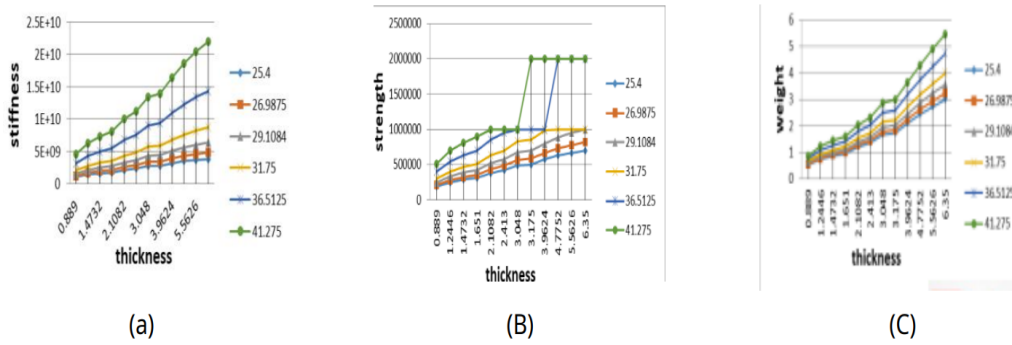
**Figura 7-1.** Carga en una viga utilizando 25CrMo4

**Fuente:** (Alvarado y Montalván, 2019).

Una vez realizado el análisis de colocar una fuerza en la viga superior se procede a realizar la comparación en cada caso de estudio, por lo que utilizando acero A-36 se obtuvo una deformación máxima de 2,0819 mm tal como se puede observar en la figura 5-1. Realizando la misma prueba, pero cambiando el material de la estructura por acero A 500 se tiene una deformación máxima de 1,4871 mm tal como podemos observar en la figura 6-1 y por último se realizó la misma prueba, pero reemplazando el material por Aleado 25CrMo<sub>4</sub> se tiene una deformación máxima de 0,8922 mm tal como se muestra en la figura 7-1. Una vez que se pudo determinar los resultados se pudo concluir que el material de Aleado 25CrMo<sub>4</sub> es el que tuvo menor deformación (Alvarado y Montalván, 2019).

### 1.8.3.1 Sección transversal

Ravi Kumar et al., (2020) menciona en su investigación que la mejor opción para diseñar una estructura es la sección transversal circular debido a su alta rigidez a la torsión y mejor aspecto estético. Su resistencia a la flexión o deflexión es mejor que otras secciones. Se recopilaron varios tamaños de sección transversal estándar y se realizaron cálculos para la resistencia a la flexión y la rigidez a la flexión. 29,2 mm de diámetro exterior y 1,65 mm de espesor como primario y 25,4 mm de diámetro exterior y 1,2 mm de grosor como secundario se eligieron trazando varios gráficos como resistencia frente a espesor, rigidez frente a espesor y peso frente a espesor gráfico 1-1.



**Gráfico 1-1.** Selección de la sección transversal basada en el diámetro exterior mencionado por líneas de color (a) resistencia frente a espesor (b) rigidez

Fuente: (Ravi Kumar et al., 2020).

### 1.8.4 Método de elementos finitos

Siqueira et al., (2017) considera que el método de elementos finitos es una herramienta poderosa para los diseñadores, ya que este método se aplica desde los años 70, pero con la llegada de las computadoras esta técnica de análisis se ha ido ampliando y perfeccionando. El método de elementos finitos primero apareció en el área de la ingeniería civil para luego ser parte fundamental dentro de la industria automotriz. Antes de empezar a realizar los respectivos análisis es necesario tener en cuenta algunos de los conceptos básicos como: elemento finito, nodos y puntos nodales, mallas entre otros (Padron et al., 2015: pp.1-3). Esta técnica divide el cuerpo, dominio, y estructura, y utiliza modelos matemáticos que definen el comportamiento físico del problema utilizando un conjunto de ecuaciones diferenciales (Ochoa y Santafé, 2019; pp.28-29).

#### 1.8.4.1 Selección del mallado

Para empezar con el análisis es necesario tener en cuenta principalmente las propiedades del material en este caso se utilizó un acero estructural ASTM -500 como se indica en la tabla 2-1. Para asegurarse de que el tamaño de malla no afecta los resultados finales, se debe llevar a cabo un estudio de independencia de malla, donde se refina aún más la zona de refinamiento reduciendo el margen de error en los resultados (Mahgoub et al., 2018: pp.23-24).

**Tabla 2-1:** Propiedades del material

Propiedades	Características
Modulo elástico	2E+5 MPa
Coficiente de poisón	0,29
Densidad de la masa	7990, kg/m3

Limite elástico	320 MPa
Límite de tracción	460 MPa

Fuente: (Mahgoub et al., 2018: pp.23-24).

Realizado por: Maldonado, A; Yandún, J, 2021

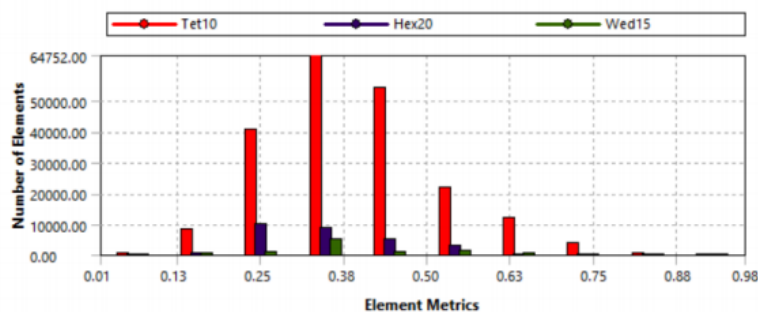
En la figura 8-1 se muestra un mallado de baja calidad o también denominado mallado grueso que tiene una calidad inferior al 39%. Con este tipo de mallado se logra ahorrar recursos computacionales, sin embargo, se obtiene resultados erróneos, por lo que es necesario realizar un mallado más fino que arrojará mejores resultados, se logra que el análisis sea más exacto y se encuentre dentro de la realidad. Para ello es necesario realizar optimizaciones en la producción de la malla con el objetivo de mejorar la calidad de este parámetro (Córdova y Merchán, 2020; pp.51-54).

Sizing	
<b>Quality</b>	
Check Mesh Quality	Yes, Errors
Error Limits	Aggressive Mechanical
<input type="checkbox"/> Target Quality	Default (0.050000)
Smoothing	Medium
Mesh Metric	Element Quality
<input type="checkbox"/> Min	1.007e-002
<input type="checkbox"/> Max	0.97675
<input type="checkbox"/> Average	0.38634
<input type="checkbox"/> Standard Deviation	0.12044

**Figura 8-1.** Calidad del mallado inicial.

Fuente: (Córdova y Merchán, 2020; pp.51-54).

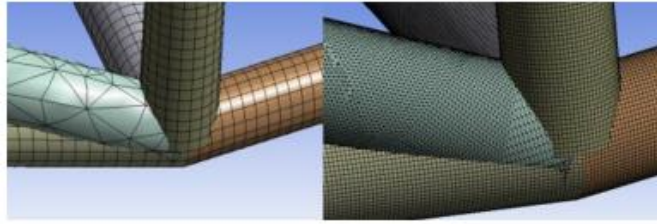
En la figura 9-1 se indica el número de elementos y la métrica del mallado, teniendo en cuenta que, éste no es aceptable. Por lo que se realiza un proceso de refinamiento del mallado, el cual consiste en aplicar “procesos de resolver un modelo con varios mallados haciendo que los elementos que lo conforman sean más pequeños” (Córdova y Merchán, 2020; pp.51-54).



**Gráfico 2-1.** Calidad de los elementos del mallado

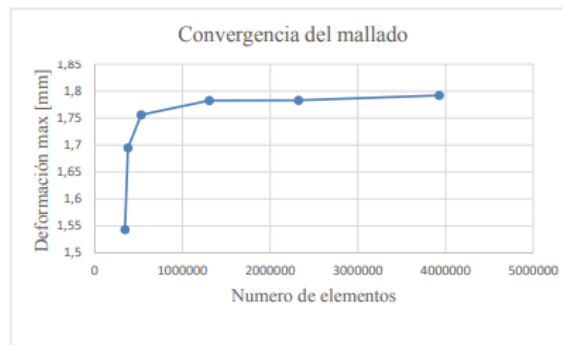
Fuente: (Córdova y Merchán, 2020; pp.51-54).

Después de la elaboración de diferentes tipos de mallado, se puede obtener un mallado más fino, logrando que se acerque a 1, por lo que se puede decir, que el sistema está empezando a converger y los resultados serán más precisos, tal como se indica en la figura 9-1



**Figura 9-1.** Refinamiento del mallado

**Fuente:** (Córdova y Merchán, 2020; pp.51-54).



**Gráfico 3-1** Convergencia del mallado

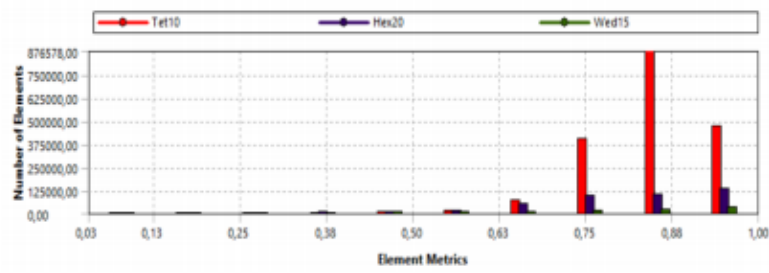
**Fuente:** (Córdova y Merchán, 2020; pp.51-54).

Al realizar la quinta malla se obtuvo variaciones mínimas en los resultados, por lo cual fue seleccionada para realizar el análisis estructural del bastidor. La cual cuenta con 230027 elementos y 6596521 nodos tal como se muestra en el gráfico 4-1. Logrando una malla de calidad del 83% tal, como se indica en la figura 10-1 obteniendo un porcentaje aceptable para realizar los diferentes estudios en programas de elementos finitos (Córdova y Merchán, 2020; pp.51-54).

Quality	
Check Mesh Quality	Yes, Errors
Error Limits	Aggressive Mechanical
<input type="checkbox"/> Target Quality	Default (0.050000)
Smoothing	Medium
Mesh Metric	Element Quality
<input type="checkbox"/> Min	3,075e-02
<input type="checkbox"/> Max	1,
<input type="checkbox"/> Average	0,83817
<input type="checkbox"/> Standard Deviation	0,10344

**Figura 10-1.** Calidad de malla refinada

**Fuente:** (Córdova y Merchán, 2020; pp.51-54).



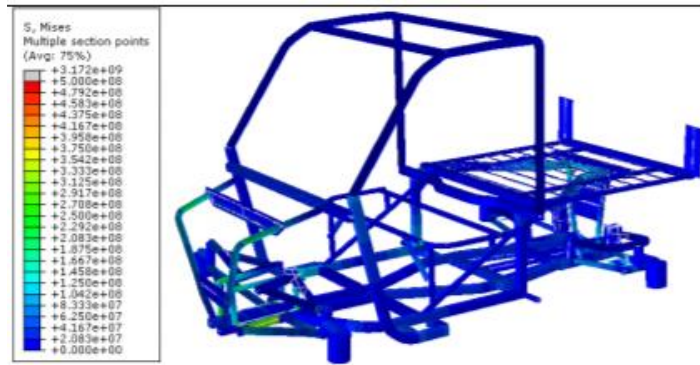
**Gráfico 4-1.** Calidad de elementos de malla.

**Fuente:** (Córdova y Merchán, 2020; pp.51-54).

### 1.8.5 Esfuerzos en la estructura UTV

De acuerdo con Agarwal et al., (2020) los tipos de análisis que se pueden realizar a la estructura son: estático, acelerado, frenado y curvado en terreno plano. Para poder realizar este tipo de estudio se lo hace mediante un análisis dinámico e implícito, debido a que el tiempo no es un modificante de los resultados, también es de mucha importancia obviar los empotramientos de la suspensión tanto delantera como posterior, en su lugar utilizaron apoyos fijos y móviles. (Singh, 2018, pp.46-61). Montes De Oca et al., (2017) consideraron en sus investigaciones los siguientes parámetros tales como: carga máxima, la estructura, los componentes del motor, dos ocupantes y una carga de 450 Kg dando como resultado un peso total de 10998,97 N, el material utilizado fue el acero ASTM A36, a cada elemento le asignaron un perfil acorde al obtenido al CAD, donde las secciones ya sea circular o cuadrada varían de acuerdo con la aplicación que va a tener y sus espesores están en un rango de 2 a 2,5 mm.

En la figura 11-1 se observa una zona en la cual se presenta un tipo de error en el modelo ya que en la base de la suspensión delantera les reportó un valor de 3,17 GPa el cual es excesivamente alto e irreal para este tipo de diseño. En la condición de frenado les presentó esfuerzos en la parte posterior de 250 MPa y en la delantera de 300 MPa. En la condición acelerado les presentó esfuerzos en la parte posterior de 350 MPa y en la delantera de 220 MPa. En la condición de curvado la carga se transfiere a los elementos del lado opuesto al cual se pretende girar y se obtiene como resultado en la parte posterior de 280 MPa y los travesaños delanteros de 380 MPa.

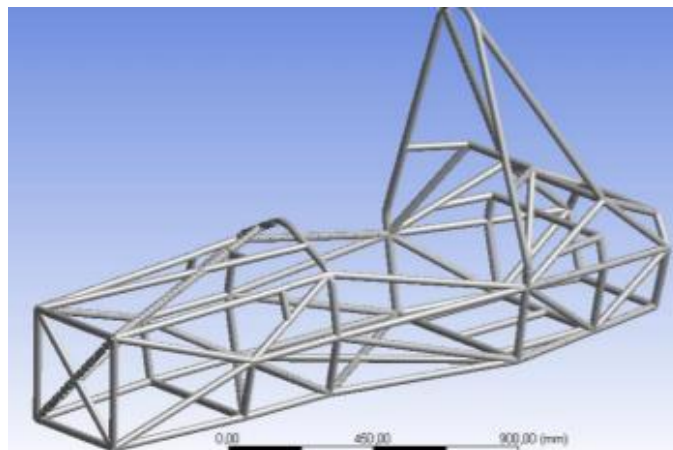


**Figura 11-1.** Esfuerzos en condición estático, acelerado y frenado.

**Fuente:** (Montes De Oca et al., 2017).

### 1.8.6 Pruebas de impacto en software CAE

Al realizar cualquier tipo de pruebas de impacto se debe tener una modelación geométrica, para obtener un diseño y basándose en las normativas que establece la fórmula SAE se procede a realizar las simulaciones de impacto en las que se utiliza el método de elementos finitos (MEF) mediante software Ansys, el cual permite dar una validación a los resultados obtenidos y determinar un factor de seguridad adecuado (Borja et al., 2017: pp.52-67).



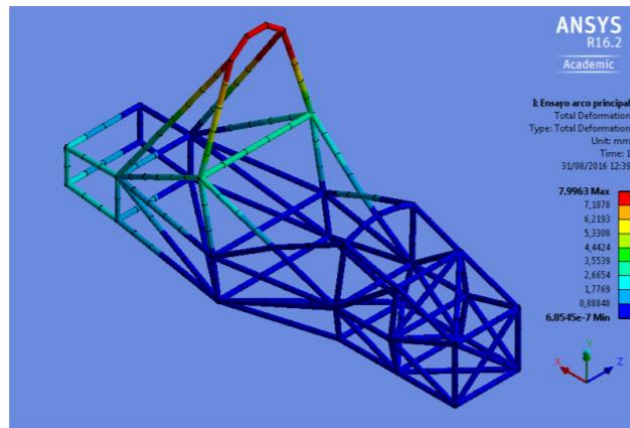
**Figura 12-1.** Chasis de un SAE

**Fuente:** (Borja et al., 2017: pp.52-67).

#### 1.8.6.1 Prueba de impacto en el arco antivuelco principal

Los primeros son los puntos fijos de la estructura al momento en que genere un giro el vehículo, por tal razón se deberá fijar la base del chasis, después de seleccionar las correspondientes sujeciones, se procede a aplicar la fuerza de impacto en el punto máximo del miembro estructural de arco el cual corresponde al plano de planta (Pons, 2016: pp.58-59). Para realizar esta prueba consideraron lo siguiente: cargas aplicadas  $F_x=6000N$ ,  $F_y=5000N$ ,  $F_z=-9000N$ , propiedades del material ocupado fueron  $E=200000 MPa$  y  $G=76923 MPa$ , máxima deflexión permitida de 25mm.

En la figura 13-1 se observa como resultados una deformación máxima de 9,28mm en el punto de aplicación de la fuerza y un máximo esfuerzo combinado de 470,093 MPa.

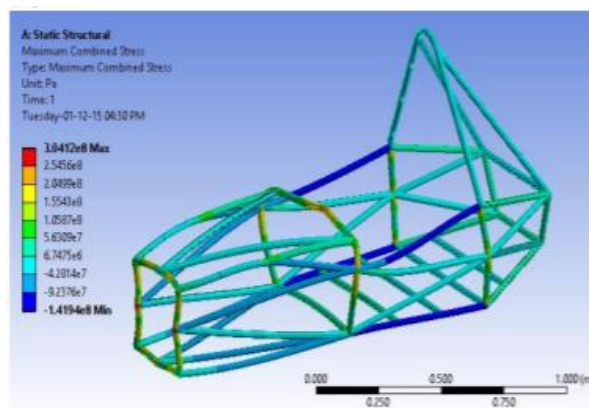


**Figura 13-1.** Prueba de impacto en arco antivuelco principal.

**Fuente:** (Pons, 2016: pp.58-59).

#### 1.8.6.2 Prueba de impacto en el arco antivuelco frontal

Para realizar esta prueba se tiene los mismos parámetros que la prueba de impacto en el arco antivuelco principal, lo que difiere es la aplicación de la fuerza ya que en esta prueba se la aplica en la parte frontal (Nain y Sharma, 2015: pp.23-24). Para realizar esta prueba consideraron lo siguiente: cargas aplicadas  $F_x=6000\text{N}$ ,  $F_y=5000\text{N}$ ,  $F_z=-9000\text{N}$ , el material empleado en este análisis es el SAE-AISI 1018, máxima deflexión permitida de 25mm. En la figura 14-1 se observa que obtuvieron como resultados una deformación máxima de 5,69mm en el punto de aplicación de la fuerza y un máximo esfuerzo combinado de 636,79MPa.



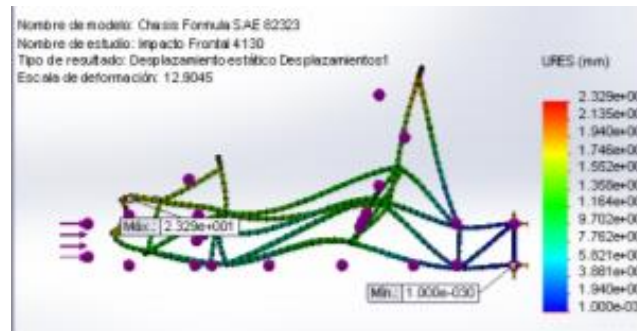
**Figura 14-1.** Prueba de impacto en arco antivuelco frontal.

**Fuente:** (Nain y Sharma, 2015: pp.23-24).

#### 1.8.6.3 Prueba de impacto frontal

En primera instancia son las sujeciones o puntos fijos en el chasis, en este tipo de diseño estarán presentes en la parte trasera, seguidamente se debe aplicar las cargas o fuerzas que actuarán

durante el impacto frontal (Valenzuela et al., 2016: pp.73-75). Para realizar esta prueba consideraron lo siguiente: cargas aplicadas  $F_x=150000N$ ,  $F_y=0N$ ,  $F_z=0N$ , este caso utilizó de material tubo de acero estructural SAE 1020, máxima deflexión permitida de 25mm. En la figura 15-1 se observa que obtuvieron como resultados una deformación máxima de 26, 6681 mm en la unión de la mampara delantera, un máximo esfuerzo combinado de 3657, 662MPa y un factor de seguridad mínimo de 0,096 con estos datos determinaron que la prueba fallo usando el acero SAE 1020.

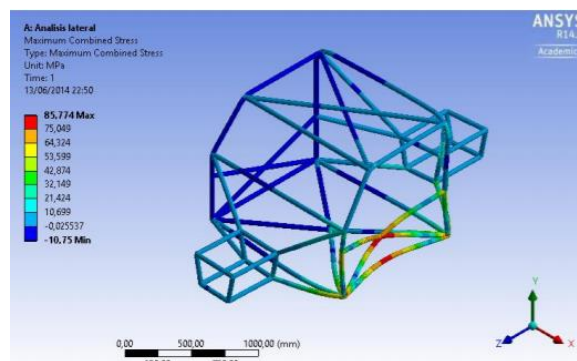


**Figura 15-1.** Prueba de impacto frontal.

**Fuente:** (Valenzuela et al., 2016: pp.73-75).

#### 1.8.6.4 Prueba de impacto lateral

En primer lugar son los puntos fijos del chasis, que estarán ubicados en la parte lateral derecha y se aplicó la fuerza en la parte izquierda con dirección al eje 'x', es decir, en el costado opuesto a los puntos fijos del chasis (Reyes y Márquez, 2014: pp.35-38). Para realizar esta prueba consideraron lo siguiente: cargas aplicadas  $F_x=7651,8N$ ,  $F_y=0N$ ,  $F_z=0N$ , este caso utilizó de material tubo de acero estructural ASTM A500, máxima deflexión permitida de 50 mm. En la figura 16-1 se observa como resultados una deformación máxima de 2,738 mm en el punto de aplicación de la fuerza, un máximo esfuerzo combinado de 85,77 MPa y factor de seguridad de 3,69.



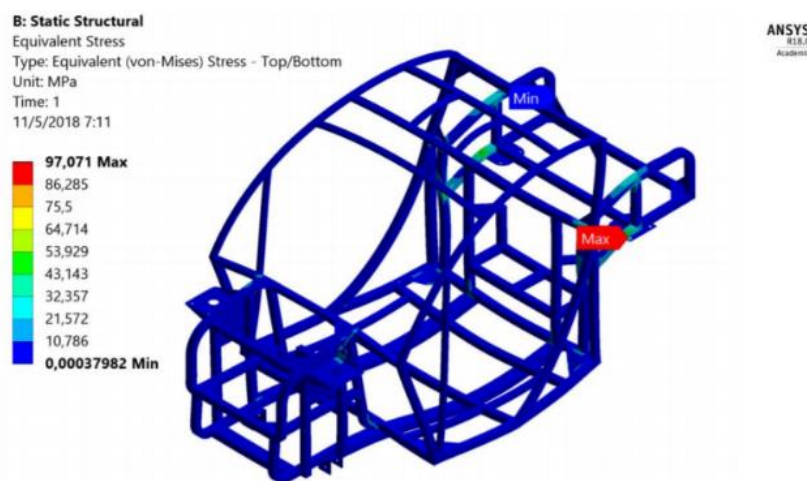
**Figura 16-1.** Prueba de impacto lateral.

**Fuente:** (Reyes y Márquez, 2014: pp.35-38).



#### 1.8.6.5 Prueba de flexión vertical

Se debe distribuir el peso aproximado del vehículo, ocupantes u otras consideraciones en todos los miembros estructurales que componen el chasis, luego se fija la estructura en donde se montara la suspensión y se aplica la fuerza en dirección hacia el centro de la tierra (Lizano, 2017, pp.89-90). Para realizar esta prueba aplicaron condiciones de frontera como son: masa del motor y diferencias 51,1Kg, masa de la batería y controlador 190 Kg, masa del piloto y asientos 97Kg, masa de la estructura tubular y chapa de carrocería 226,2Kg este caso utilizó de material tubo de acero estructural ASTM A50 Grado A, máxima deflexión permitida de 50mm. En la figura 17-1 se observa que obtuvieron como resultados una deformación máxima de 0,55mm, un máximo esfuerzo combinado de 97,07MPa y un factor de seguridad de 4,14.

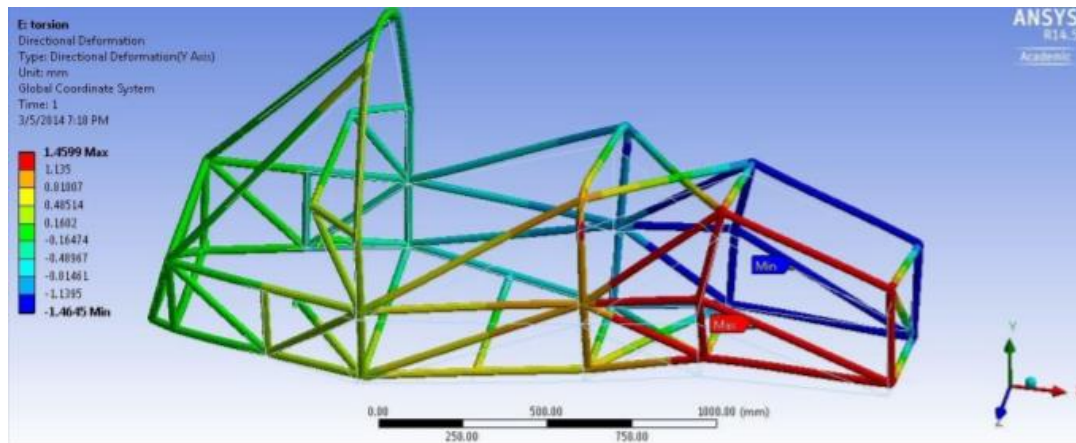


**Figura 17-1.** Prueba de flexión vertical.

**Fuente:** (Lizano, 2017, pp.89-90).

#### 1.8.6.6 Prueba de rigidez torsional

De acuerdo con Lim-Sivaguru (2018) otra forma de medir las discrepancias entre el modelo y experimento es medir la torsión a lo largo del marco. Para realizar esta prueba Bermeo et al., (2014) añadieron barras laterales en el chasis, las cuáles permitirán generar las fuerzas contrarias, para así generar la torsión de dicho elemento en su eje longitudinal, para esta simulación consideraron los siguientes parámetros: la rigidez mínima de 1500 Nm, carga aplicada de 2000 N en los extremos de la suspensión. En la figura 18-1 se observa que obtuvieron como resultados una deformación máxima de 1,4599 mm y un máximo esfuerzo combinado de 800 MPa.



**Figura 18-1.** Prueba de rigidez torsional.

**Fuente:** (Bermeo et al., 2014: pp.100-103).

### 1.8.7 Criterios de fallo

Eakambaram et al., (2021) mencionan que los criterios de fallo permiten obtener algunos estudios como son: rigidez torsional, desplazamientos máximos y valor inverso de la ratio de fuerza. Hace unos años no era muy recomendable analizar casos de carga en base a criterios de fallo, ya que en ella se asume que dichos materiales se están dimensionando de tal forma que no pueden llegar a producirse (Yang et al., 2019: pp.697-709). Al incluir compuestos estructurales al diseño, surgió la necesidad de incurrir en el método alternativo del mismo. Como resultado de ello se tuvo que diseñar con menos restricciones siempre y cuando se cumpla con los requisitos correspondientes a las tensiones y deformaciones, como siguiente paso consistió en analizar los casos de carga necesarios, para ello introdujeron un modelo de tensión-deformación no lineal y basándose en los criterios de fallo de Von Mises para materiales isotrópicos, de Tsai-Wu para materiales ortótropos (Redondo, 2017, pp.82-94).

#### 1.8.7.1 Criterio de fallo de Von Mises

Zhang y Chen, (2021) mencionan que esta teoría también es conocida como teoría de la energía de cortadura o teoría de la energía de distorsión máxima y es usada en materiales isotrópicos, esta teoría expone que cuando la tensión de Von Mises es igual al límite de tensión el material dúctil empleado comienza a ceder en cualquier ubicación en el plano (Redondo, 2017, pp.82-94). Debido a que en este criterio solo se puede aplicar a materiales isotrópicos utilizaron el acero ASTM A36, una máxima deflexión en la estructura de 25 mm y la restricción en el desplazamiento de los puntos bajos en el aro principal y delantero. En la tabla 3-1 se puede observar que el acero ASTM A36 no tiene variaciones extremas de deflexión y tensión dando como resultados máximos 20,6 mm y 384 MPa correspondientemente, por tal motivo se concluye que el chasis tiene un alto grado de ingeniería y diseño estructural, estando listo para el proceso de manufactura.

**Tabla 3-1: Resultados por el método de Von Mises.**

	Carga aplicada (kN)	Punto de aplicación	Deflexión máxima (mm)	Tensión máxima (MPa)
Caso 1	Fx = 6	Zona más alta del aro principal.	17,1	368
	Fy = 5			
Caso 2	Fz = -9	Zona crítica del impacto.	15,7	383
Caso 3	Fy = 7			
Caso 4	Fx = 120	Vértices del mamparo delantero.	25,2	390
Caso 5	Fy = 10,5	Nodos conectados al punto de aplicación de la carga.	20,6	384

**Fuente:** (Redondo, 2017, pp.82-94).

**Realizado por:** Maldonado, A; Yandun, J, 2021

### 1.8.7.2 Criterio de fallo de Tsai-Wu

Este criterio de fallo está pensado para materiales ortótropos y tiene en consideración la energía de deformación total (la energía de distorsión y la energía de dilatación) para predecir errores (Castillo et al., 2016: pp.55-56). Cuando el valor de la ratio de fuerza es igual o superior a 1 es cuando se produce el fallo del material, sin embargo, cuando el valor es inferior a 1, el criterio dice que el material no ha fallado, los coeficientes fijos del criterio se relacionan con los parámetros de resistencia del material (Redondo, 2017, pp.82-94). Debido a que en este criterio solo se puede aplicar a materiales ortótropos utilizaron el material fibra de carbono para la protección del habitáculo, una máxima deflexión en la estructura de 25 mm y la restricción en el desplazamiento de los puntos bajos en el aro principal y delantero. En la tabla 4-1 la fibra de carbono cumplirá con la función de proteger al ocupante ya que el valor de ratio de fuerza en todos los casos es menor a 1, dando como resultados máximos de deflexión 20,45 mm y ratio de fuerza 0,29.

**Tabla 4-1:** Resultados por el método de Tsai-Wu.

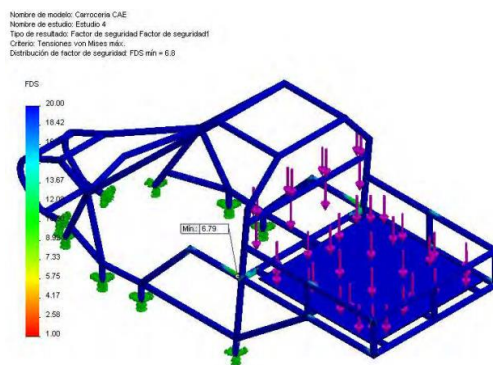
	Carga aplicada (kN)	Punto de aplicación	Deflexión máxima (mm)	Ratio de fuerza
Caso 1	Fx = 6	Zona más alta del aro principal.	16,9	0,1
	Fy = 5			
Caso 2	Fz = -9		15,37	0,14
Caso 3	Fy = 7	Zona critica del impacto.	2,42	0,07
Caso 4	Fx = 120	Vértices del mamparo delantero.	19,92	0,25
Caso 5	Fx = 120 Fy = 10,5	Nodos conectados al punto de aplicación de la carga.	20,45	0,29

**Fuente:** (Redondo, 2017, pp.82-94).

**Realizado por:** Maldonado, A; Yandún, J, 2021

### 1.8.7.3 Factor de seguridad

Para determinar el factor de seguridad en la cajuela es necesario definir algunos parámetros los cuales son: el material que es un AISI 1020 con tubos de una pulgada de diámetro, el peso que puede cargar un Polaris Ranger 400 que es de 200kg y un peso adicional de 15 Kg correspondiente al combustible por lo que en la figura 19-1 podemos observar una carga distribuida sobre el piso de la cajuela obteniendo un factor de seguridad mínimo de 6,79 además es necesario calcular las relaciones en los puntos de unión del chasis con los componentes (Burneo, 2015, pp. 81-83).

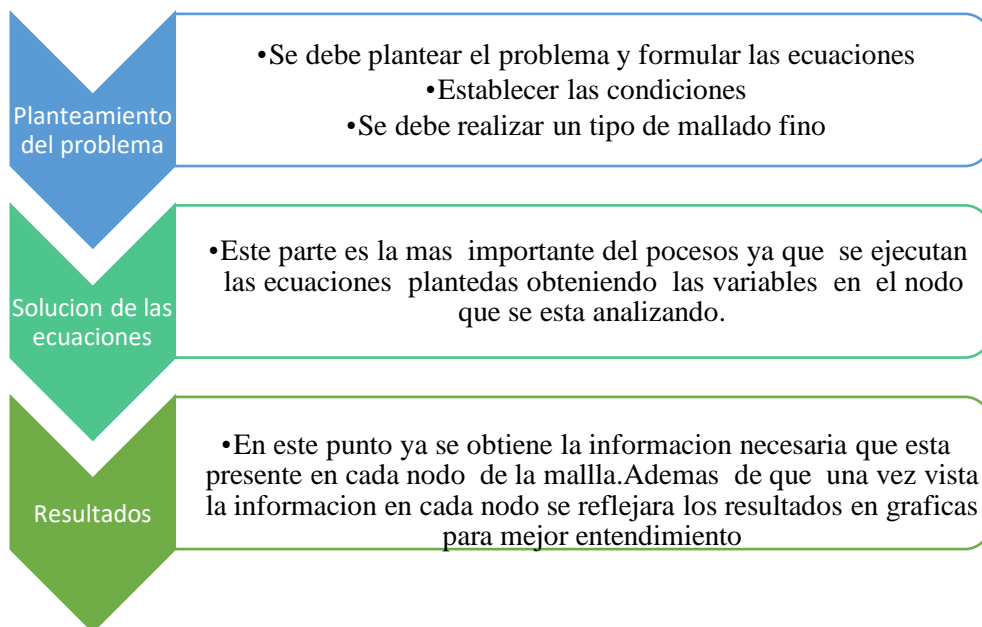


**Figura 19-1.** Factor de seguridad colocando una carga de 215kg.

**Fuente:** (Burneo, 2015, pp. 81-83).

### 1.8.8 Aerodinámica del vehículo

Debido a la complejidad de los fenómenos, coeficientes y otros factores incidentes, hacen que los cálculos numéricos sean extensos, por ese motivo se realiza ensayos en túnel de viento o túnel aerodinámico, “Para simular el túnel de viento en el programa se construye un volumen rectangular y se introduce el modelo del vehículo en el, se define la pared de entrada del fluido y la de salida, aplicando el teorema de Bernoulli” (Chinchilima y Rodríguez, 2020: pp.52-53). Viñan y Morocho, (2018) mencionan en sus casos de estudios que el coeficiente aerodinámico  $C_x$ , influye directamente en la potencia del motor y la autonomía de las baterías debido a que éste genera una fuerza evitando así que el prototipo se desplace con facilidad por lo que es necesario que la fuerza sea mínima, para poder obtener el coeficiente aerodinámico de arrastre tuvieron consideraron los siguientes parámetros: presión atmosférica 101826 KPa y densidad del aire 1,162 Kg/m<sup>3</sup>.85 además de esto es necesario considerar algunos aspectos para la simulación del prototipo grafico 5-1. Es por tal razón que para este estudio se emplean software CAD, para realizar simulaciones CFD a diferentes velocidades para obtener el coeficiente aerodinámico, fuerza de arrastre de cualquier modelo planteado (Kelly et al., 2018: pp.36-37).

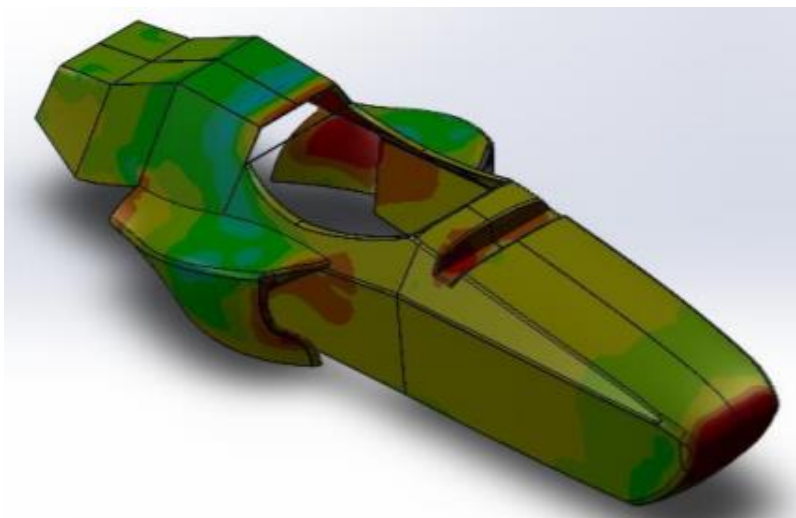


**Gráfico 5-1.** Procedimiento de análisis CFD

**Fuente:** (Morocho et al., 2018: p.30).

### 1.8.8.1 Primer caso de estudio

El análisis se realizó mediante software CAD en este caso el SolidWorks. En la figura 20-1 se observa que la mayor presión se representa de color rojo y esto ocurre a elevadas velocidades en las partes como la nariz y el de los pontones (Viñan y Morocho, 2018: pp.39-61).



**Figura 20-1.** Modelo 1

**Fuente:** (Viñan y Morocho, 2018: pp.39-61).

En la tabla 5-1 se observa los datos que obtuvieron a diferentes velocidades y los resultados como son: la fuerza de arrastre ( $F_x$ ), la Presión máxima y el coeficiente aerodinámico, cuando la velocidad está en 100 Km/h la fuerza de arrastre y la presión máxima es de 119N y 442Pa respectivamente y el coeficiente aerodinámico es de 0,557, estos valores no está dentro de los parámetros que manejan en el estudio, para lo cual se varia la geometría de la carrocería y obtuvieron un nuevo diseño figura 21-1.

**Tabla 5-1:** Resultados aerodinámicos del modelo 1

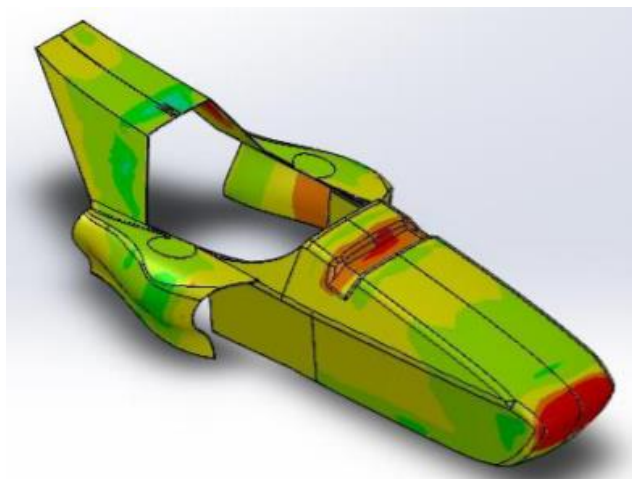
Área frontal en m <sup>2</sup>		0,46	
Velocidad Km/h	$F_x(N)$	Presión máxima (Pa)	$C_x$
50	31,6	127	0,6129
60	42	159	0,5657
70	59	221	0,5838
80	76	283	0,5758
90	97,5	362	0,5837
100	119	442	0,557

**Fuente:** (Viñan y Morocho, 2018: pp.39-61).

**Realizado por:** Yandun Montalvo, Victor, 2021

### 1.8.8.2 Segundo caso de estudio

En la figura 21-1 se observa que realizaron un nuevo diseño en la nariz y en los pontones para mejorar el coeficiente aerodinámico, con esta modificación lograron disminuir de 0,46 a 0,42 el área frontal, obteniendo como nuevos resultados la tabla 6-1 (Viñan y Morocho, 2018: pp.39-61).



**Figura 21-1.** Modelo 2

**Fuente:** (Viñan y Morocho, 2018: pp.39-61).

En la tabla 6-1 se observa los datos obtenidos a diferentes velocidades como son: la fuerza de arrastre ( $F_x$ ), la Presión máxima y el coeficiente aerodinámico, cuando la velocidad este en 100 Km/h la fuerza de arrastre y la presión máxima es de 73 N y 383Pa respectivamente, el coeficiente aerodinámico es de 0,3973, estos valores no está dentro de los parámetros que manejan en el estudio, ya que presenta una complejidad para el proceso de manufactura, por tal motivo variaron la geometría de la carrocería y obtuvieron un nuevo diseño figura 22-1.

**Tabla 6-1:** Resultados aerodinámicos del modelo 2

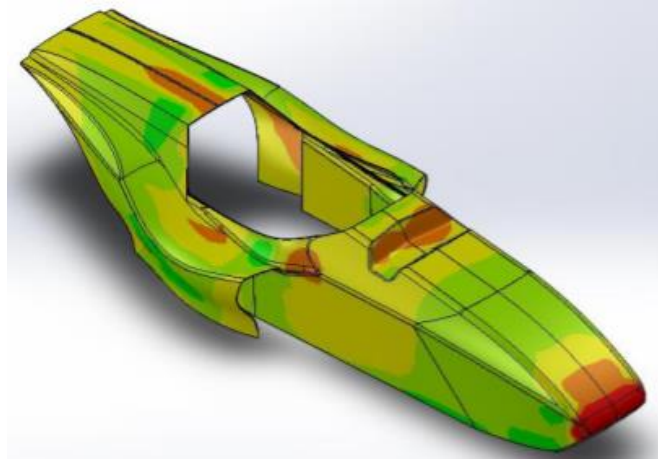
Área frontal en m <sup>2</sup>		0,42	
Velocidad Km/h	$F_x$ (N)	Presión máxima (Pa)	$C_x$
50	18,24	114	0,3974
60	26,2	138	0,3962
70	36,44	192	0,3965
80	46,68	247	0,3969
90	59,84	315	0,3971
100	73	383	0,3973

**Fuente:** (Viñan y Morocho, 2018: pp.39-61).

**Realizado por:** Maldonado, A; Yandun, J, 2021

### 1.8.8.3 Tercer caso de estudio

En la figura 22-1 se observa que realizaron un nuevo diseño en la nariz y el pontone para mejorar el coeficiente aerodinámico, logrando disminuir de 0,46 a 0,44 m<sup>2</sup> el área frontal, obteniendo como resultados la tabla 8-1 (Viñan y Morocho, 2018: pp.39-61).



**Figura 22-1.** Modelo 3

**Fuente:** (Viñan y Morocho, 2018: pp.39-61).

En la tabla 7-1 se puede observar los datos obtenidos a diferentes velocidades como son: la fuerza de arrastre (Fx), la Presión máxima y el coeficiente aerodinámico, cuando la velocidad este en 100 Km/h la fuerza de arrastre y la presión máxima es de 94,75 N y 446Pa respectivamente, el coeficiente aerodinámico es de 0,4809, estos valores no está dentro de los parámetros que manejan en el estudio, por lo cual tuvieron que variar la geometría de la carrocería y obtener un nuevo diseño figura 23-1.

**Tabla 7-1:** Aerodinámicos del modelo 3

Área frontal en m <sup>2</sup>		0,44	
Velocidad Km/h	Fx(N)	Presión máxima (Pa)	Cx
50	25,53	111	0,47
60	33,8	160	0,4763
70	46,9	222	0,4758
80	60	285	0,4753
90	77,3	365	0,477
100	94,75	446	0,4806

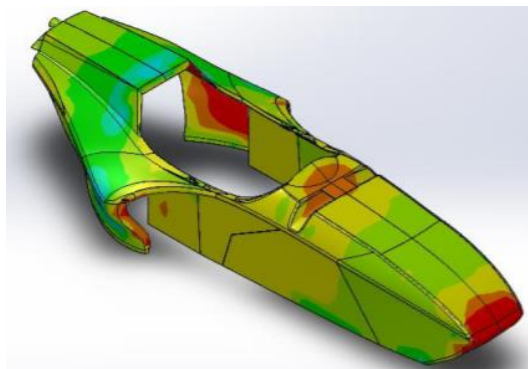
**Fuente:** (Viñan y Morocho, 2018: pp.39-61).

**Realizado por:** Maldonado, A; Yandún, J, 2021



#### 1.8.8.4 Cuarto caso de estudio

En la figura 23-1 se observa que realizaron un nuevo diseño en la nariz y el pontone para mejorar el coeficiente aerodinámico, logrando disminuir de 0,44 a 0,46 m<sup>2</sup> el área frontal, obteniendo como resultados la tabla 8-1 (Viñan y Morocho, 2018: pp.39-61).



**Figura 23-1.** Modelo 4

**Fuente:** (Viñan y Morocho, 2018: pp.39-61).

En la tabla 8-1 se observa los datos obtenidos a diferentes velocidades como son: la fuerza de arrastre ( $F_x$ ), la Presión máxima y el coeficiente aerodinámico, cuando la velocidad este en 100 Km/h la fuerza de arrastre y la presión máxima es de 79 N y 446Pa respectivamente, el coeficiente aerodinámico es de 0,3673, estos resultados si se encuentran dentro de los parámetros de estudio, por lo que llegaron a la conclusión de que este sería la mejor opción entre los otros modelos ya que se redujo el coeficiente aerodinámico.

**Tabla 8-1:** Resultados Aerodinámicos del modelo 4

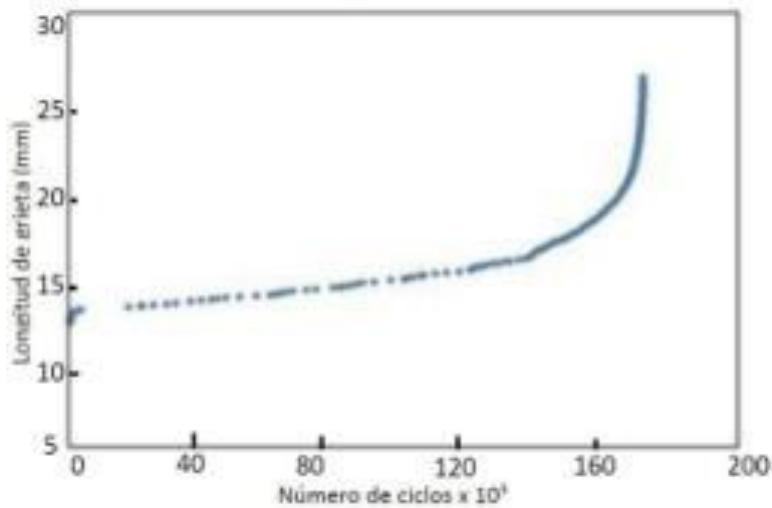
Área frontal en m <sup>2</sup>		0,42	
Velocidad Km/h	$F_x$ (N)	Presión máxima (Pa)	$C_x$
50	19	111	0,3536
60	28,4	160	0,3669
70	39,34	222	0,366
80	50,28	285	0,3651
90	64,64	365	0,3662
100	79	446	0,3673

**Fuente:** (Viñan y Morocho, 2018: pp.39-61).

**Realizado por:** Maldonado, A; Yandún, J, 2021

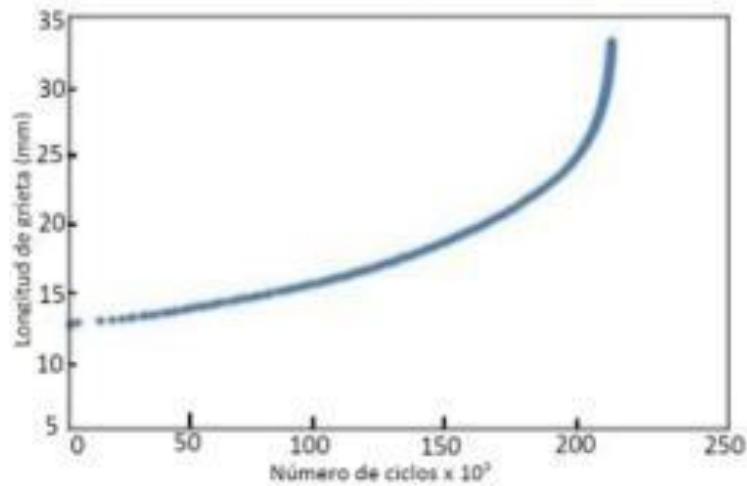
### 1.8.9 Proceso de soldadura MIG

En 1940 se incorporó el proceso de soldadura denominado como el proceso de MIG (METAL INERT GAS) realizando un arco eléctrico entre el metal de aporte y la pieza metálica. Con este tipo de soldadura se puede unir materiales como los aceros al carbono y de aleación, aluminio, titanio, cobre, hierro y zirconio además que este tiene diversas ventajas como la fácil aplicación, no salpica en exceso y produce soldaduras de calidad además de que cuenta con un rollo de alambre que puede ser alimentado de forma semiautomática, automática y robotizada por lo que este se ha convertido en una de las tecnologías más utilizadas en la actualidad (Algaba, 2012: pp.237-238). En este ensayo se utilizó acero estructural AIDI 1018 utilizado en la fabricación de estructuras de perfil tubular rectangular. Ellos se plantearon realizar pruebas de propagación de grietas por fatiga, en el material base y en el soldado. Los resultados que obtuvieron muestran una detención de grieta en la zona afectada por el calor, por lo tanto, requiere una mayor amplitud del factor de intensidad de esfuerzos (KI) para que así la grieta se pueda propagar de manera estable. Los gráficos 6-1 y 7-1 muestran cómo se propagan las grietas por la fatiga realizadas en el acero mencionado, se muestran diferencias significativas en la constante de Paris, lo que implica que es más difícil que se propague una grieta en el material soldado que en el material sin soldar, con los resultados que obtuvieron se puede afirmar que existe mayor resistencia a la fatiga en el material soldado, debido a que existe una combinación de microestructuras en el área soldada (Guillén et al., 2018).



**Gráfico 6-1.** Longitud de grietas para probetas sin soldadura

**Fuente:** (GuillénI Jorge et al. 2018).



**Gráfico 7-1.** Longitud de grietas para probetas con soldadura MIG.

**Fuente:** (Guillén et al., 2018).

### 1.8.10 Antropometría

“Para este estudio adoptaron el maniquí híbrido III de prueba de choque percentil 50. Siendo este la representación de un hombre adulto promedio, es el más utilizado en las pruebas de colisión frontal y sistemas de sujeción de automóviles” (Hu et al., 2012: pp.163-172), lograron encontrar diferentes imágenes con las cuales se pudo reproducir el aspecto exterior, como las proporciones de las diversas partes corporales del dummy (Condes, 2005, pp:96-103). Se llevaron a cabo diferentes modelos, los cuales presentan diferentes niveles de detalle y nitidez, esto ayudara a tener una gran variedad de resultados y así poder compararlos para seleccionar el modelo que mejor resultados ofrezca.



**Figura 24-1.** Hybrid III modificado por la FAA

**Fuente:** (Condes, 2005, pp:96-103).



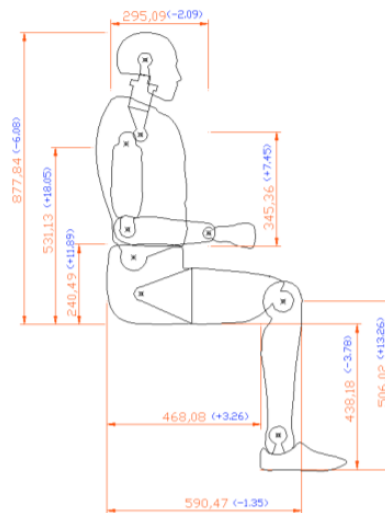
**Figura 25-1.** Hybrid III modificado por Deutsches Museum Bonn.

**Fuente:** (Condes, 2005, pp:96-103).

Se implementaron tres modelos en los cuales el número utilizado en cada uno de ellos hace referencia al orden cronológico en el cual fueron realizados.

#### 1.8.10.1 Dummy Modelo 1

Este modelo ha sido trazado sobre la base de la imagen mostrada en la figura 26-1. Donde el Hybrid III es empleado para valorar la seguridad de los asientos utilizados en los helicópteros.



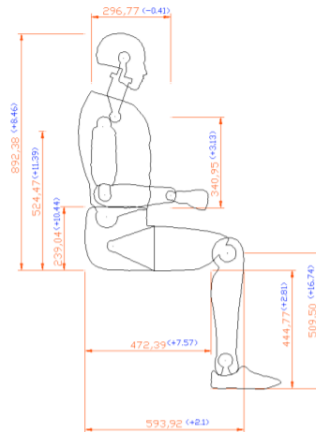
**Figura 26-1.** Dimensiones externas del Dummy Modelo 1

**Fuente:** (Condes, 2005, pp:96-103)

Después de realizar las pruebas, comprobaron como en realidad la fotografía tomada no mostraba un Hybrid III estándar, sino que era un Hybrid III modificado. Teniendo en cuenta eso las modificaciones están centradas principalmente en los componentes interiores, por tal motivo, lo único que se pudo modificar es el aspecto exterior (Condes, 2005, pp:96-103).

### 1.8.10.2 Dummy Modelo 2

Para solventar las diferencias que presenta el Modelo 1 con el Hybrid III estándar, construyeron el modelo 2. Puesto que el FAA Hybrid, solo se difiere exteriormente en el tronco con el Hybrid III, en el cual se modificó únicamente ese elemento (Condes, 2005, pp:96-103).



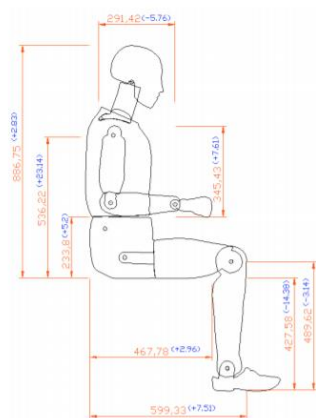
**Figura 27-1.** Dimensiones externas del Dummy Modelo 2

Fuente: (Condes, 2005, pp:96-103)

De la misma manera, las medidas obtenidas son despreciables, ya que estas cotas están puestas en milímetros, al observar los modelos 1 y 2 se aprecia una mínima diferencia.

### 1.8.10.3 Dummy Modelo 3

En la realización de este modelo se empleó la figura 28-1, la particularidad de esta fotografía permite conocer componentes internos a mayor detalle del Hybrid III, así como de sus articulaciones, y en general, de su construcción (Condes, 2005, pp:96-103).



**Figura 28-1.** Dimensiones externas del Dummy Modelo 3

Fuente: (Condes, 2005, pp:96-103)

Los niveles de detalle de cada imagen de referencia hacen ver la diferencia entre el modelo 3 y los otros dos. Otro aspecto a tener en cuenta es que tiene mayor repercusión las diferentes partes corporales como son: tronco y las piernas, posee una cubierta desmontable para poder acceder fácilmente a los componentes internos.

Tras haber realizado distintas pruebas con dichos 3 modelos, se ha llegado a la conclusión, que los componentes determinantes en el comportamiento de los modelos son precisamente su geometría y su masa. Por este motivo, decidieron no diseñar otro modelo más, debido a que la exclusiva optimización que podría conseguirse podría ser relacionado al aspecto exterior y no a lo realmente fundamental, o sea, el comportamiento ofrecido.

### 1.8.11 Dirección del vehículo

A continuación, se describen los principales componentes que forman parte del sistema de dirección y el efecto que tienen sobre la misma figura 29-1.



**Figura 29-1.** Componentes del sistema de dirección

Fuente: (Ramos, 2014)

Como primer elemento que se encuentra en el sistema de dirección es el que está en contacto con el conductor es el volante. Mediante el control de su posición angular el conductor define la trayectoria del vehículo. Debido a varios factores como el comportamiento elástico de los componentes propios de sistema de dirección y el chasis la variación de este ángulo y el cambio de dirección no es lineal (Ramos Teodoro, 2014). Como segundo componente principal tenemos la columna o árbol de dirección, la función principal de este es comunicar el par ejercido por el conductor en el volante hacia los demás componentes, para este trabajo suele dividirse comúnmente en dos o más partes con la finalidad de demorarse en caso de algún accidente, estas divisiones están conectadas mediante una junta cardan (Ramos, 2014). La columna o árbol de dirección está conectada a la caja o mecanismos de dirección, en este elemento se produce la relación de desmultiplicación de la fuerza que debe ser aplicada en el volante para que giren los

neumáticos, los sistemas más usuales son el de piñón-cremallera, el principio de funcionamiento de este sistema es que una rueda dentada engrana a una barra también dentada transformando el movimiento circular de la rueda dentada en movimiento lineal de la barra (Ramos, 2014). A continuación, tenemos a los brazos de dirección los cuales están unidos a la barra dentada de la cremallera un brazo de cada lado de la barra, estos son un mecanismo de cuatro barras trapecoidales los cuales tiene la función de transferir el movimiento a las manguetas de la suspensión con la finalidad de que pivoten alrededor de un eje mientras dan soporte a los neumáticos (Ramos, 2014). Como elemento final pero no menos importante esta la dirección asistida, existen tres tipos principales de dirección asistida los cuales son: completamente hidráulica, electro-hidráulica y completamente eléctrica, todas estas tienen la función de reducir la fuerza que tiene que aplicar el conductor sobre el volante para lograr girar los neumáticos (Ramos, 2014).

#### 1.8.11.1 Consideraciones para la implementación del sistema de dirección.

Las consideraciones que se tiene antes de seleccionar el tipo de sistema de dirección que se va a implementar son : que debe ser compacta, que tenga un buen confort al momento de realizar maniobras ,esta debe ser simple y de fácil mantenimiento ,además de fácil instalación o adaptación y una de las principales que busca el prototipo es que este sea liviana por lo que una de las más comunes tabla 9-1 teniendo en cuenta que si comparamos este tipo de sistemas la que mayor ventajas ofrece es el sistema de dirección piñón y cremallera ya que esta ofrece ventajas como que son simples, compactas ,ligeras y tienen una buena respuesta al momento de realizar una maniobra (Permanente et al., 2020: p.111).

**Tabla 9-1:** Selección para el mecanismo de dirección

Mecanismo de dirección				
Tipo	Espacio disponible	Peso	Complejidad	Estabilidad
Sistema de dirección piñón y cremallera.	Bajo	Bajo	Baja	Alta
Sistema de bolas re circulantes	Alto	Alto	Alta	Media

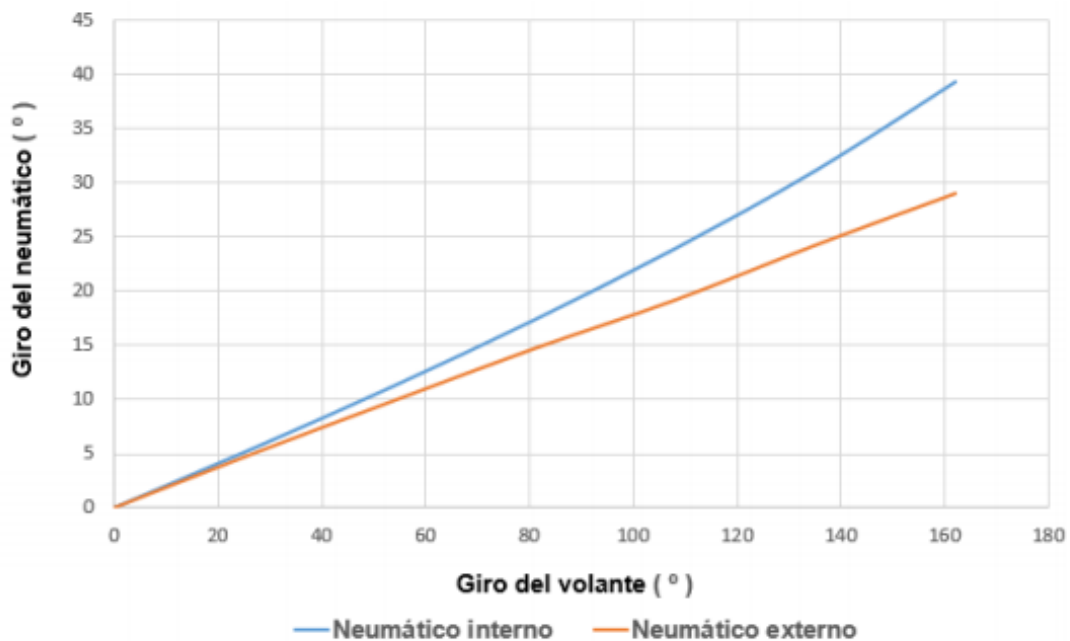
**Fuente:** (Permanente et al., 2020: p.111).

**Realizado por:** Maldonado, A; Yandún, J, 2021

### 1.8.11.2 Geometría del sistema de Ackermann

En la geometría del sistema de dirección es necesario que exista una relación entre el volante del vehículo y los neumáticos siendo así la diferenciación de los tres ángulos de Ackerman que son: “ una configuración positiva cuando el neumático interno a la curva posee un mayor ángulo de curvatura, neutro cuando ambos neumáticos poseen el mismo ángulo de curvatura o negativo cuando el neumático exterior posee mayor ángulo de curvatura que el interior” (Quiroz et al., 2015: pp.4-5).

En el grafico 8-1 se observa las curvas de la relación entre el volante y los neumáticos que forma la parte interna y externa del neumático utilizando una configuración positiva por lo que cuando el volante alcance los 160° o el giro del neumático interno será de 28° mientras que en el neumático externo es de 38°.



**Gráfico 8-1.** Relación que existe entre el neumático y el volante

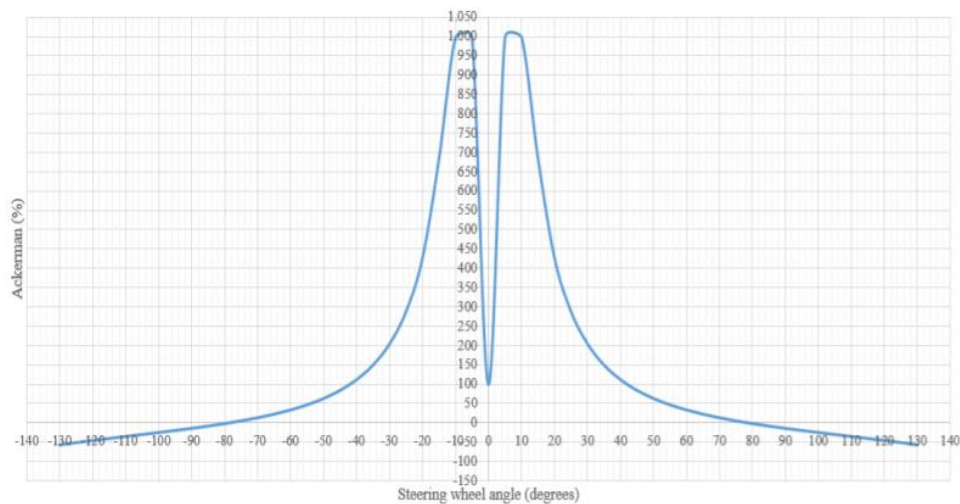
**Fuente:** (Quiroz et al., 2015: pp.4-5)

### 1.8.11.3 Porcentaje de giro Ackerman en función del volante.

Para el estudio de la geometría de Ackerman de un vehículo utilizaron un software Adams, en el cual mediante un ensayo estático hicieron que la dirección gire de un extremo a otro. El programa ya tiene incorporado un modelo de Formula Student en el que se deben modificar dichos puntos para adaptarlo a la geometría, también se debe introducir los valores como rigidez de los muelles de suspensión, el recorrido de la cremallera, o la capacidad de conversión (Chanes, 2019, pp.101-102).



En el gráfica 9-1 se observa un giro del volante, hacia cualquier dirección, se traduce en mismo porcentaje de Ackerman, por lo tanto es simétrica, cabe mencionar que el principio para obtener el grafico 9-1 no fue tenido en cuenta, ya que les ofrecía valores irreales refiriéndose a la convergencia elegida para las ruedas, la cual es negativa, sin embargo, cuando los valores empiezan a estar en rangos normales a 40° de volante, aproximadamente unos 10° en la rueda, mientras se mantenga en los rangos normales el vehículo presentara un Ackerman positivo, al realizar un giro más pronunciado, la posición entre la cremallera y los tirantes provocara que se tire más la rueda exterior por ende incrementara su ángulo y se convertirá en una configuración Anti-Ackerman.



**Gráfico 9-1.** Curva de porcentaje de Ackerman vs ángulo del volante.

**Fuente:** (Chanes, 2019, pp.101-102).

## CAPITULO II

### 2 MARCO METODOLÓGICO

#### 2.1 Métodos de investigación

Acerca de los métodos de investigación se puede decir que son una herramienta muy importante para la búsqueda y el perfeccionamiento del conocimiento en la resolución de problemas específicos. Cada método tiene su forma particular de proximidad al objetivo de estudio, para la presente investigación se emplearon los siguientes métodos: inductivo, deductivo e inductivo-deductivo.

##### 2.1.1 Método Inductivo

En el desarrollo del proyecto es muy necesario la utilización del método inductivo, ya que se basa en enunciados singulares, tales como descripciones de resultados, observaciones o experiencias, las cuales se las obtiene de investigaciones similares en la que se registró, analizó y sintetizó sus procedimientos y resultados, permitiendo así plantear enunciados universales como hipótesis o teorías (Cegarra, 2012. pp.82-84). Cabe señalar que este método dentro de esta investigación se enfatiza en el estudio de los fenómenos físicos que suceden en el chasis y carrocería basándonos en los resultados obtenidos de las simulaciones, lo que permitirá realizar una correcta selección de materiales.

##### 2.1.2 Método Deductivo

La utilización del método deductivo dentro del proyecto se basa en tomar las conclusiones generales de investigaciones similares para obtener explicaciones particulares, esto quiere decir que se usa la lógica para obtener resultado, en base de un conjunto de afirmaciones que serán ciertas (Bernal, 2010. pp.59-60). Así que dentro de esta investigación la función del método se inicia con el análisis de los postulados, principios, teoremas o aplicaciones ya que esto ayudara a realizar un correcto diseño, partiendo de las conclusiones obtenidas de otros bocetos similares permitiendo así aplicarlas a soluciones o hechos particulares.

##### 2.1.3 Método Inductivo-Deductivo

El empleo del método inductivo-deductivo permitió consolidar que tipo de análisis realizar al chasis y carrocería, para lograr establecer dicha consolidación se subdivide al método en dos procedimientos inversos: inducción y deducción (Santoveña, et al., 2018; p.17). Mediante la inducción se establecieron las generalizaciones correspondientes a las distintas consideraciones de simulación empleadas por otros investigadores como son: definición de sistemas, formulación de modelos, colección de datos, validaciones, etc. Posteriormente se usa la deducción la cual a partir de las generalizaciones encontradas se estable conclusiones lógicas las cuales comprenden a las

condiciones a la que estará sometido el prototipo como: esfuerzos, deformaciones, factor de seguridad, coeficiente aerodinámico.

## **2.2 Métodos Científicos**

Este tipo de método es el más importante dentro de la investigación ya que este será utilizado para seguir una serie de pasos y al final generar conocimiento científico utilizando comprobación empírica de una serie de circunstancias y hechos (Bunge, 2017, p.1). Por lo que se planteó la siguiente hipótesis “¿El diseño, simulación y construcción de un chasis y carrocería e implementación de un sistema de dirección, para un vehículo eléctrico utilitario, permitirá brindar seguridad y un óptimo aprovechamiento de la potencia y torque entregado por el motor sin desmejorar las capacidades físicas y aerodinámicas del vehículo?” que deberá ser demostrada realizando diferentes simulaciones y experimentos que permita validar o rechazar dicha hipótesis para lo cual será necesario la utilización de diferentes herramientas computacionales y procesos de manufactura.

### **2.2.1 Método Empírico**

"En la investigación que utiliza métodos experimentales, los investigadores manipulan una o más variables de investigación para controlar el aumento o la disminución de estas variables y su efecto sobre el comportamiento observado. En otras palabras, el experimento implica cambiar una variable (variable independiente) y observar su influencia en otra variable (variable dependiente)" (Alonso, et al., 2011: p.5). En cuanto al desarrollo del proyecto es necesario la utilización del método empírico, ya que este se enfoca en la experimentación y la lógica que además utiliza la observación de los resultados que nos arroje las diferentes herramientas computacionales, para proceder a realizar su respectiva interpretación y análisis desde el punto de vista ingenieril. (Hernández, et al., 2021: pp.33-34). Por lo cual los métodos que están dentro de la investigación son de observación y experimentación.

### **2.2.2 Observación**

En cuanto al método de observación es necesario determinar lo que va a ocurrir en el caso que se produzca un impacto frontal siendo este uno de los más comunes. Por lo que las parte afectadas pueden ser: la mampara, el arco principal, las vigas etc. Además, serán las encargadas de garantizar principalmente la seguridad de sus ocupantes y de mantener los componentes en su posición, por tal motivo se analiza: factor de seguridad, esfuerzo de Von Mises y deformación las mismas que se producirán en el chasis. Para determinar qué se producirá en el marco y si es el caso de que esta no es lo suficientemente se procede a reforzar la estructura. Otro de los factores que influirá en el diseño es determinar donde se encuentra el centro de gravedad ya que si este se sitúa muy alejado del piso es más probable que el vehículo se pueda volcar por lo que es necesario tener en cuenta que este se encuentre en medio de las cuatro ruedas y lo más apegado al piso.

### 2.2.3 Experimentación

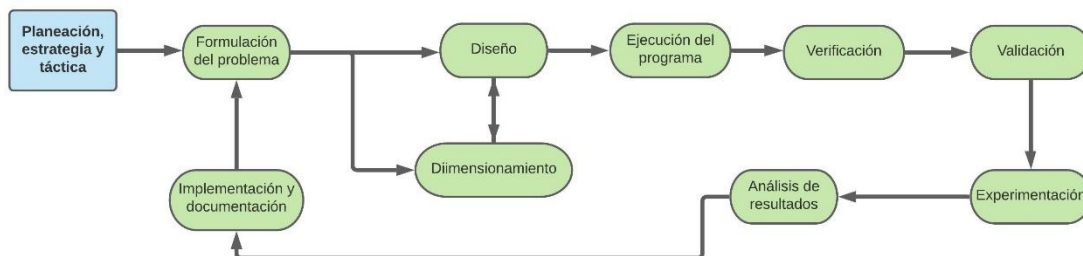
Con respecto al método de experimentación este nos permite realizar diferentes cambios de la geometría del chasis en lo que viene a ser las simulaciones que se realiza en el programa de SolidWorks y Ansys lo cual permitirá mejorar el diseño. De esta manera, el vehículo que se construya se utilice con seguridad y al final se pueda obtener resultados que permitan validar la hipótesis además de generar conocimiento que puedan ser replicados y ser profundizados.

## 2.3 Método Cuantitativo

Con respecto a la simulación se la puede considerar como un procedimiento cuantitativo, que describe un proceso al desarrollar un modelo del mismo y más adelante guiara una serie de experimentos los cuales predecirán el comportamiento del mecanismo. El observar dichos experimentos es muy parecido a observar el proceso en operación. Para poder encontrar como reaccionaria el proceso real a ciertos cambios, se puede producir esos cambios en el modelo y simular la reacción del proceso real a ellos (Bernal,2010. pp.59-60).

### 2.3.1 Experimento

El proceso para el desarrollo de un diseño exitoso en este caso de chasis y carrocería consiste en empezar con un diseño simple, el cual puede ser enriquecido de manera evolutiva satisfaciendo los distintos requerimientos para la solución del problema. En otras palabras, se considera a la simulación como un proceso que consiste en diseñar un modelo descriptivo basándose en un sistema real, en este caso en un vehículo Polaris Ranger XP900 en el que se extrajo las características principales y se las empleo en el diseño del prototipo, con el propósito de estudiar el comportamiento del diseño propuesto, con la ventaja de que no es necesario interrumpirlo (si es muy costoso), destruirlo (Si se desea saber sus límites máximos de resistencia) o construirlo (Si es solo un supuesto).



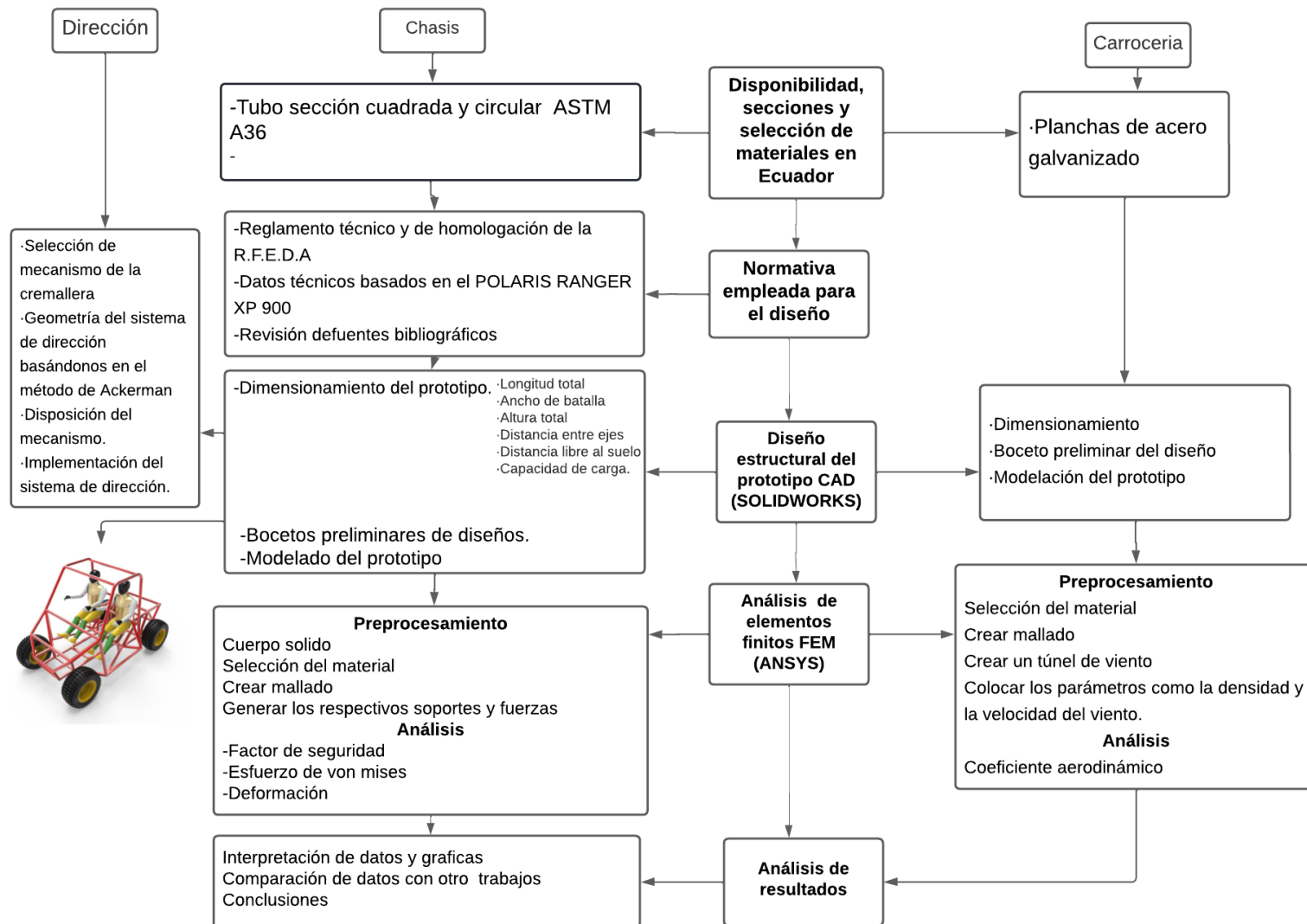
### 2.3.2 Observación

En los problemas encontrados en las distintas investigaciones se ha podido constatar que, si es posible una solución matemática, sin embargo, en cada caso el problema o la zona de mayor esfuerzo del diseño fue simplificada con ciertas suposiciones para poder aplicar las técnicas matemáticas apropiadas. No obstante, la simulación es un sustituto apropiado para la evaluación

matemática de un diseño en muchas situaciones, ya que permite proporcionar una percepción clara a ciertos problemas. Los modelos que se van a simular normalmente no fueron diseñados para encontrar soluciones óptimas o mejores, como se realiza en programación lineal. En su lugar se evalúan diversas alternativas y se toma una decisión con base en la comparación de resultados.

#### **2.4 Diagrama de experimentación**

En el diagrama se representa una sucesión de pasos para la realización del trabajo, lo que permite englobar el tema partiendo de lo más básico desde la selección de los materiales hasta llegar algo más complejo como puede ser la interpretación y análisis de los resultados que permita comprobar la hipótesis planteada además cabe recalcar que para este tipo de trabajos es necesario basarse en reglamentos que permitan garantizar la seguridad de los tripulantes.



## 2.5 Descripción de los UTVs (Vehículo de tareas utilitarias)

Un UTV, es considerado como un vehículo utilitario hecho para recorrer superficies y caminos exigentes, normalmente se los confunde con los vehículos ATV, acrónimo “Vehículo para todo terreno”. Si bien ambos vehículos tienen semejanzas respecto a su configuración básica, los UTVs son de mayores dimensiones y su manejo es muy similar al de los automóviles, debido a que cuenta con volante y pedal al piso en remplazo al manillar de los ATVs que conjugan funciones de dirección y acelerado/frenado, asociando a este vehículo a las motocicletas. La configuración UTV más común para uso utilitario se muestra en la figura 1-2 donde la cabina tiene capacidad para dos ocupantes ubicados lado a lado, tanto la caja de carga como el conjunto motor quedaran en posición trasera.



**Figura 1-2.** Polaris Ranger XP 900

**Fuente:**(Arpem [sin fecha])

Todos los UTVs tienen una estructura de protección en la cabina llamada “jaula” la misma conforma una parte vital del chasis, este elemento define y particulariza a este tipo de vehículos. Esta puede tener distintas configuraciones, como se observa desde la figura 1-2 hasta la figura 4-2. En definitiva, existe una gran variedad de accesorios complementarios para estos vehículos como: puertas que pueden ser de tela o paneles de plástico, techo, distintos paneles de la carrocería, luces, etc.



**Figura 2-2.** Honda Pioneer 500

**Fuente:** (Arpem [sin fecha])



**Figura 3-2.** Polaris Ranger 570

Fuente: (Arpem [sin fecha])



**Figura 4-2.** Kawasaki Mule 4010

Fuente: (Arpem [sin fecha])

Existen diferentes variantes de diseño entre las distintas empresas que fabrican estos vehículos, ofreciendo una gran diversidad al consumidor. Hay diseño para dos, cuatro o seis personas, cajones más largos y de mayor capacidad, y una extensa diversidad de accesorios. En cuanto al conjunto motor, se ubica normalmente en la posición trasera y es de pequeñas dimensiones. Además, estos vehículos no son diseñados para el uso urbano (debido a que no cumplen con la reglamentación exigida). Su área de aplicación es fuera dicha zona, transportando personas, volúmenes de carga pequeñas. Su principal ventaja es el tamaño reducido, lo que hará más fácil maniobrar.

## **2.6 Lineamientos**

### **2.6.1 Dimensiones de modelo**

La primera consideración a tener en cuenta en el diseño del vehículo es el tamaño. A tal respecto, se contemplarán las dimensiones estándar de UTVs ya existentes en el mercado con el propósito de reafirmar un criterio estético en estrecha interacción al gusto establecido. Las dimensiones se presentan a continuación tabla 1-2.



**Tabla 1-2:** Comparativa de dimensiones entre diferentes UTVs existentes en el mercado.

Modelo	Dimensiones en cm (largo, ancho, alto)
Kawasaki Mule PRO-FX™ EPS LE	338x162x200
Polaris Ranger XP 900	296x152x193
Yamaha Viking	310x156x192
Polaris Ranger 570	279x147x185
Pioncer 1000 LE	296x160x203

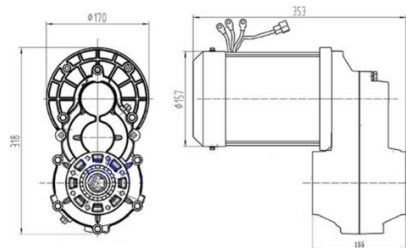
Fuente: (Arpem [sin fecha])

Realizado por: Maldonado, A; Yandún, J, 2021

Se observa la manera se presentan y están dadas las dimensiones de una muestra de vehículos UTV de varios fabricantes, dependiendo de sus características y funciones estas medidas oscilan, aunque permanecen dentro de un rango relativamente acotado por lo que la elección de uno u otro modelo como referencia para este trabajo no implicaría cambios considerables en relación con los restantes en términos de tamaño. Tales observaciones permiten tener consideraciones secundarias que orienten la elección.

### 2.6.2 Dimensiones motor

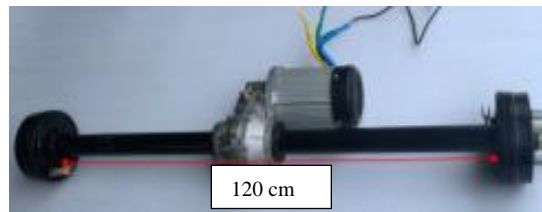
La elección del motor es un factor que se emparenta de forma explícita con la construcción del chasis debido a que sus magnitudes y peso influyen en el diseño y esquematización, así mismo deberá cumplir con ciertos requisitos impuestos por las especificaciones mínimas requeridas para este tipo de vehículos. Sea de forma directa o indirecta, las diferentes especificaciones propias de la materialidad física y espacial del motor, así como aquellas que el motor ofrece en temas de manejo estarán vinculados a una parte importante de los cálculos y consideraciones del presente trabajo. El motor eléctrico seleccionado es el BM1424HQF 2.2KW 72V BLDC el cual cuenta con una diferencial figura 5-2.



**Figura 5-2.** Dimensiones motor y diferencial

Fuente: (Yalu [sin fecha])

Dado que los UTVs se suelen utilizar en suelos de poca adherencia, tales como arena o tierra, la tracción trasera es la configuración ideal para este tipo de motor, debido a que cuenta con un diferencial y sus correspondientes palieres figura 6-2.



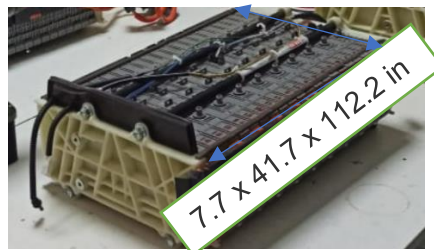
**Figura 6-2.** Dimensiones palieres

**Fuente:** (Yalu [sin fecha])

Vemos de qué manera se presenta la composición total del tren de propulsión, dando una longitud total de 120 cm desde las caras internas de los tambores, cabe mencionar que la suspensión trasera debe ser mediante hojas de muelle asentadas en los palieres, para lo cual se debe tener en consideración una longitud en la parte posterior acorde a las dimensiones totales.

### **2.6.3 Dimensiones de la batería**

Con respecto a la dimensión de batería, cabe mencionar que debe tener una ubicación estratégica debido a que es de gran dimensión, además debe ser una zona donde puedan tener refrigeración por aire, teniendo en cuenta que en esa área se van a ubicar dos módulos de un vehículo Toyota Prius.



**Figura 7-2.** Batería Toyota Prius

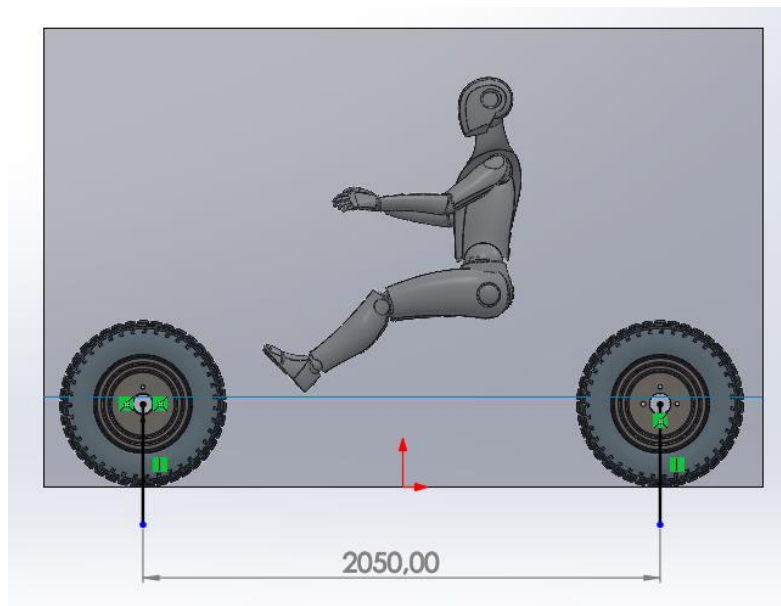
**Realizado por:** (Maldonado, A; Yandún, V, 2021)

## **2.7 Consideraciones de diseño para el chasis**

A partir de las dimensiones mencionadas anteriormente y la morfología del UTV de referencia, se vuelve necesario plantear factores geométricos tales como la distancia entre ejes, ancho de vías, distancia libre al suelo, altura total y capacidad de carga, las cuales influyen en la dinámica y maniobrabilidad del vehículo además de atender factores de índole general que será necesario tener en cuenta.

### 2.7.1 Distancia entre ejes

Es la distancia que hay desde el centro de la rueda del eje delantera hasta el centro de la rueda del eje trasero figura 8-2. Si el vehículo que cuenta con una gran distancia entre ejes va a tener una mayor seguridad, una vez que circula a una rapidez, y, por consiguiente, ofrecerá un bienestar más grande a lo largo de la conducción a los pasajeros en dichas situaciones, aun cuando no ofrecerá tan buen rendimiento en conducción por curvas. Por otro lado, si el prototipo tiene una distancia entre ejes pequeña, contará con una destreza más grande y mejor rendimiento a lo largo de la conducción en curvas, sin embargo, no va a tener tanta seguridad al circular a alta rapidez.

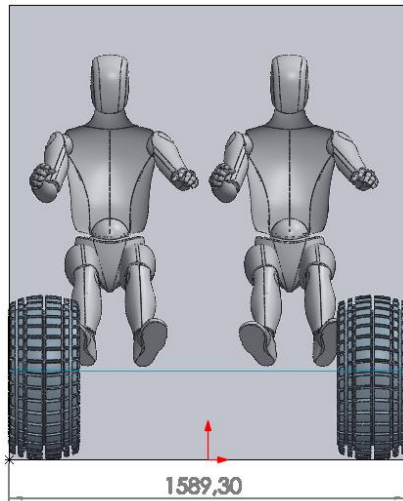


**Figura 8-2.** Distancia entre ejes

**Realizado por:** (Maldonado, A; Yandún, V, 2021)

### 2.7.2 Ancho de vía

Es la distancia que existe entre el centro de la rueda izquierda hasta el centro de la rueda derecha, así mismo, no es necesario que coincida el ancho de vía delantero con el posterior en el prototipo. La importancia de tomar ese parámetro radica en la estabilidad en curvas, mientras mayor sea el ancho de vía proporcionara una mayor estabilidad del vehículo, sin embargo, aumentara el trabajo y rigidez que soportara el chasis ver figura 9-2.



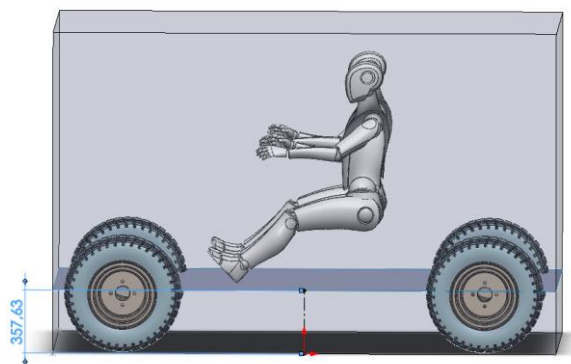
**Figura 9-2.** Ancho de vías

**Realizado por:** (Maldonado, A; Yandún, V, 2021)

Para determinar el ancho de vía será necesario establecer en primer lugar el ancho total del UTV y así saber si dicha dimensión está dentro del rango establecido, de ser necesario para reducir dicha dimensión se debe aplicar un coeficiente de proporcionalidad (i) dado en (Reimpell, et al; 2001: pp.149-155).

### 2.7.3 *Distancia sobre el suelo*

En cuanto a la distancia que existe del suelo al chasis, esta dependerá exclusivamente del tipo de suspensión y las características del diseño del UTV, todavía cabe señalar que dicha distancia también disminuirá si están sentados los dos pasajeros y si se coloca una carga pesada en el balde por lo que la distancia del piso al chasis es 357,43 mm como se indica en la figura 10-2 (Naranjo y Sanunga, 2018: pp.24-27).



**Figura 10-2.** Distancia sobre el suelo

**Fuente:** (Renault, n.d)

El diseño se debe considerar que al tener una mayor distancia será más estable en las curvas, para ello se debe analizar las distintas formas de subestimar, o viceversa, aumentar la distancia al suelo como son: ruedas personalizadas, juntas en el muelle de suspensión, suspensión adaptativa, etc.

#### 2.7.4 Espacio y ergonomía

El habitáculo es la parte que garantizara la seguridad de sus ocupantes en caso de colisión provocando que el daño a los ocupantes sea mínimo, la estructura no debe interferir con el conductor en los movimientos que este realice para la conducción. A continuación, se detalla las medidas del hombre 95% que se utilizan para determinar el diseño óptimo de la cabina tal como se indica en la figura 11-2.



**Figura 11-2.** Parámetros ergonómicos del hombre 95

**Fuente:** (Andrade y Jaramillo, 2009: pp.53-56).

**Tabla 1-2.** Dimensiones de percentiles

Dimensiones	Percentiles Hombre		Percentiles Mujer	
	5%	95%	5%	95%
Altura	1625	1855	1505	1710
Sentado Altura	850	965	795	910
Altura de ojos sentado	735	845	685	795
Sentado Hombro	540	645	505	610
Longitud nalga-poplíteo	440	550	435	530
Altura de la rodilla	490	595	455	540
Hombro manga	420	510	355	435

Hombro manga	365	430	325	385
Hip manga	310	405	310	435
Profundidad de pecho	215	285	210	295
Codo punta de los dedos	440	510	400	460
Jefe manga	145	165	135	150
Longitud	175	205	160	190

---

**Fuente:** (Andrade y Jaramillo, 2009: pp.53-56)

**Realizado por:** Maldonado, A; Yandún, J, 2021

Con respecto a la ergonomía y comodidad de los ocupantes, el hombre de percentil 95% debe entrar con comodidad en el prototipo, tomando en cuenta que el percentil 95% se refiere a que el tamaño de los hombres es menor al modelo de la tabla 2-2 y que solo el 5% es mayor ha dicho modelo, además se debe considerar que se tenga un libre acceso a los diferentes sistemas mecánicos en caso de una avería.

### 2.7.5 Normativa

El diseño de un UTV para proceder a su construcción deberá cumplir con algunas normativas por lo que se realiza diferentes simulaciones en herramientas computacionales como Ansys la cual permite determinar que el bastidor pueda soportar lo que establece el reglamento técnico y de homologación de la R.F.E.D.A que menciona lo siguiente.

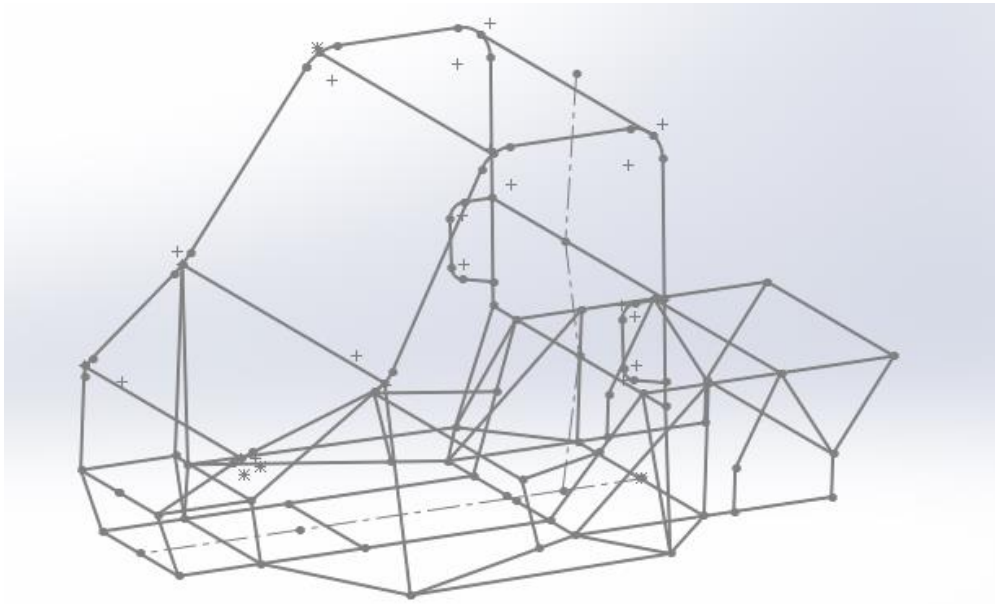
- ✓ Deberá resistir seis veces el peso del vehículo longitudinalmente en ambos sentidos. (6P)
- ✓ Todo lo referente al correcto posicionamiento del ocupante tiene que estar basado al modelo llamado Percentil 95, que engloba al 95% de las personas de menor estatura, que limita a la altura marcada por el 5% restante.
- ✓ Según normativa R.F.E.D.A, el espacio para las piernas tiene que ser de un volumen mínimo de 750cm<sup>3</sup> y el ancho mínimo a nivel de los codos del piloto debe ser de 800mm.

El peso se calcula mediante la herramienta SolidWorks que da un valor aproximado de la estructura, es por tal motivo que se puede conocer con exactitud el peso de los componentes que deseamos colocar en el prototipo, además se considera dos tipos de cargas que son: las cargas muertas y las cargas vivas.

### 2.7.6 Diseño del bastidor

En el diseño del bastidor es necesario considerar un modelo principal utilizando el software de SolidWorks 2020 figura 12-2, luego de realizar las diferentes variaciones en la geometría de la estructura que permita cumplir con la normativa que se utilizó para ejecutar los diferentes tipos

de estudios que hacen que el vehículo sea completamente seguro además es necesario considerar alguno de los conceptos como la ergonomía de los ocupantes, la distancia entre ejes y el ancho de vía partiendo de este tipo de conceptos se procede a dimensionar el UTV teniendo en cuenta que las dimensiones se encuentran en el anexo 1.



**Figura 12-2.** Croquis del vehículo UTV

**Realizado por:** (Maldonado, A; Yandún, V, 2021)

## 2.8 Selección del material

La selección de materiales que se requiere para la construcción del vehículo utilitario son aceros especiales o DOM o también se les denomina como recocidos en cuanto a las normativas ASTM A36. Los aceros al carbono estructurales son los más empleados en nuestro medio por lo cual son fáciles de conseguir además este metal deberá absorber las vibraciones y resistir las deformaciones lo que garantizará la seguridad de los ocupantes. En cuanto a las propiedades mecánicas de este tipo de acero son las que se indica en la tabla 3-2 que permite realizar los estudios requeridos.

**Tabla 2-2:** Características mecánicas del material ASTM A36

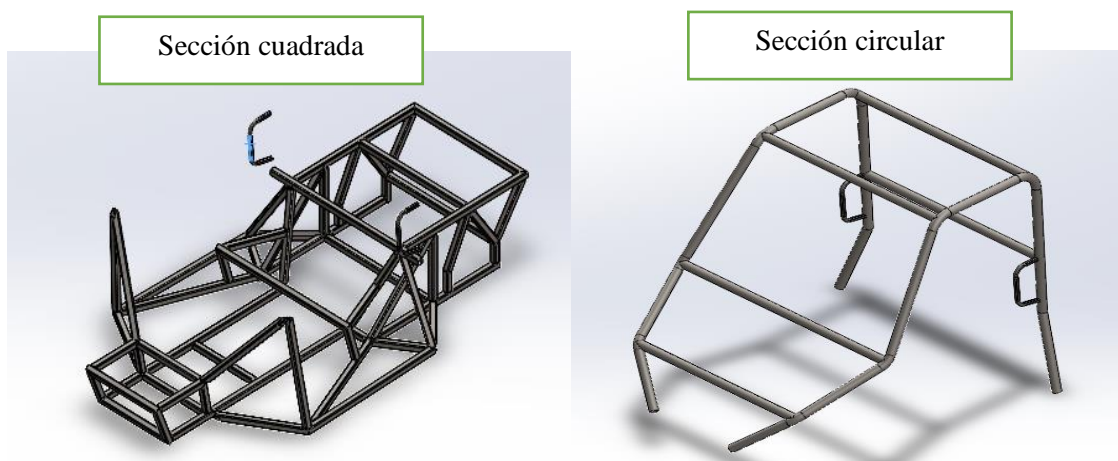
Crterios	ASTM -A36	Unidades
Carbón (C)	0,290	%
Manganeso (Mn)	0,900	%
Fosforo (P)	0,040	%
Azufre (S)	0,050	%

Coefficiente de Poisson	0,260	
Densidad	7900	Kg/m <sup>3</sup>
Límite de tracción	400	MPa
Elongación	21	%
Límite elástico	250	MPa

**Fuente:** (Jiménez y Navarrete, 2018).

**Realizado por:** (Maldonado, A; Yandun, V, 2021)

Considerando algunos parámetros de diseño se escoge dos tipos de perfiles seleccionados que la parte inferior se construya de sección cuadrada debido a que este ofrece mayor resistencia en comparación a las de sección circular, figura 13,2. En la parte inferior se realizó el diseño con perfiles cuadrados debido a que en esta zona se concentra los mayores esfuerzos como son los que genera las cargas vivas y cargas muertas. Las de sección circular se colocó en la parte superior ya que aparte de la estética que presente, son más seguras al no contener zonas con filo por lo cual los dobleces que se deba realizar son más fáciles, figura 13-2. En cuanto a las dimensiones de las vigas se utilizaron en el caso de las secciones circulares un diámetro de 48 mm y un espesor de 3mm tal como se indica en la tabla 4-2. En las vigas de sección cuadrada se utilizó una sección inicial de 40 mm y un espesor de 3 mm. Lo que permite seleccionar los tubos adecuados para la realización del chasis. La información se extrajo del catálogo DIPAC 2020 en donde muestra las dimensiones disponibles en el mercado tabla 4-2.

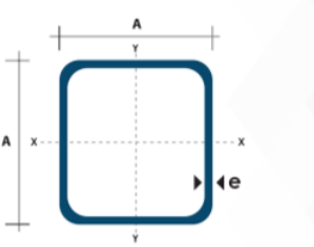
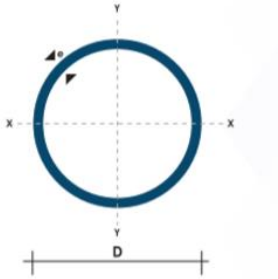


**Figura 13-2** Tipos sección del chasis

**Realizado por:** (Maldonado, A; Yandún, V, 2021)



**Tabla 3-2:** Especificaciones generales del material

<b>Selección del material</b>		
Especificaciones	Tubo cuadrado	Tubo circular
Norma	NTE INEN 2415	NTE INEN 2415
Calidad	SAE J 403 1008	NTE INEN 2415
Acabado	Acero negro	Acero negro
Largo normal	6 m	6m
Dimensiones	20*20mm	1 ¼” plg
Espesor (e)	3mm	3 mm
Representación grafica		
Peso	3,54 kg/m	2,09 kg/m
Área de la sección transversal del tubo (A)	4,44 cm <sup>2</sup>	2,67 cm <sup>2</sup>
Momento de inercia (I)	10,20 cm <sup>4</sup>	6,02 cm <sup>4</sup>
Módulo resistente (W)	5,10 cm <sup>3</sup>	2,71 cm <sup>3</sup>
Radio de giro (i)	1,52 cm <sup>3</sup>	1,50 cm <sup>3</sup>

Fuente: (DIPAC 2020).

Realizado por: Maldonado, A; Yandún, J, 2021

## 2.9 Selección de Mallado

La precisión de la simulación depende de la calidad de mallado empleado y el tamaño de los elementos, si estos se degradan al sufrir un esfuerzo o deformación, requerirá que se aplique una mejor calidad de mallado tomando en cuenta los rangos que se establece tal como se muestra en la figura 14-2 para ello se establecen dos tipos:

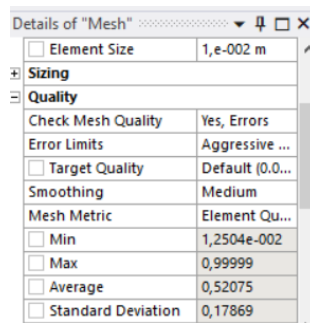


**Figura 14-2.** Espectro de calidad de malla

Fuente: (Ansys Workbench)

### 2.9.1 *Mallado grueso (baja calidad)*

El propósito de este mallado es la optimización de los análisis, debido a que necesita menos recursos computacionales. En la figura 15-2 se observa las consideraciones para realizar este mallado, dentro de esas existen dos principales como son: tamaño del elemento el cual debe ser un tamaño grande, y el promedio debe ser menor a 0,5.

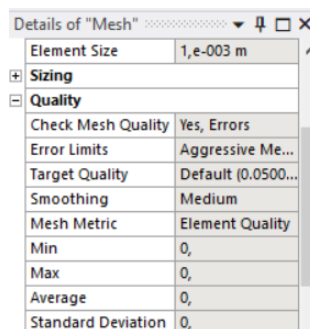


**Figura 15-2.** Mallado grueso

Realizado por: (Maldonado, A; Yandún, V, 2021)

### 2.9.2 *Mallado fino (alta calidad)*

El propósito de ese mallado es la optimización de los resultados, como consecuencia de ello necesitara una mayor cantidad de recursos computacionales. En la figura 16-2 se observa las consideraciones para realizar este mallado, al igual que el mallado anterior se tienen dos principales como: tamaño del elemento el cual debe ser un tamaño pequeño, y promedio debe aproximarse a 1.



**Figura 16-2.** Mallado delgado

Realizado por: (Maldonado, A; Yandún, V, 2021)

### 2.9.3 Cargas vivas

Los elementos que interactúan como pesos sobre el chasis y pueden alterar el centro de gravedad y la distribución de peso se le conoce como cargas muertas por lo que para el diseño es necesario tener en cuenta este tipo de cargas ya que influyen directamente en la estabilidad de vehículo (Fabian & Duran, 2020). Los componentes que se puede considerar son los siguientes:

- Los tripulantes
- El peso que puede cargar el vehículo

### 2.9.4 Cargas muertas

Dentro de este tipo de cargas se puede decir que son los elementos estructurales y no estructurales de los cuales está compuesto el UTV teniendo en cuenta que estos pesos van a ser fijos y además no va a influir directamente en la estabilidad del vehículo a diferencia de las cargas vivas. Los pesos muertos van a influir directamente en la autonomía de las baterías por lo que es necesario considerar los materiales más ligeros. Dentro de este tipo de cargas se encuentran las siguientes:

- El bastidor
- Los asientos
- Componentes del sistema de dirección
- Componentes del sistema de la suspensión
- Componentes del sistema del tren de propulsión

Se debe tomar en cuenta el peso tanto de las cargas vivas y muertas por lo que la suma de estas va a dar el peso total del vehículo el cual será necesario para realizar los diferentes cálculos como determinar el centro de gravedad del vehículo. El uso de una báscula nos permite determinar el peso del vehículo por lo que se obtuvo un valor de 426 kg como se indica en la figura 17-2.

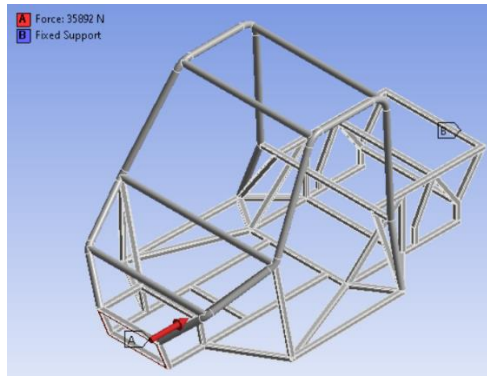


**Figura 17-2.** Peso del vehículo sin ocupantes 426 Kg.

**Realizado por:** (Maldonado, A; Yandún, V, 2021)

## 2.10 Fuerzas y soportes que interactúan en la estructura

La estructura debe tener la capacidad de soportar los diferentes tipos de fuerzas que interactúan sobre las vigas. En cumplimiento con la normativa del reglamento técnico y de homologación de la R.F.E.D.A. Deberá resistir seis veces el peso del vehículo longitudinalmente en ambos sentidos. (6P). Teniendo en cuenta esto se consideró una fuerza de 35892 N y se colocó un soporte en las barras posteriores para realizar el respectivo análisis figura 18-2.



**Figura 18-2.** Fuerzas y soportes en la estructura

Realizado por: (Maldonado, A; Yandún, V, 2021)

### 2.11 Variación de la geometría del bastidor

Se realiza un prototipo inicial para luego ir variando la geometría tal como se indica en la tabla 5-2. Se debe considerar las mismas condiciones de entrada para realizar los estudios que se planteado como son el factor de seguridad, esfuerzo de Von Mises y deformación teniendo en cuenta que dependiendo de los resultados que ha ido arrojando cada modelo se ha ido mejorando hasta tener un prototipo que sea completamente seguro.

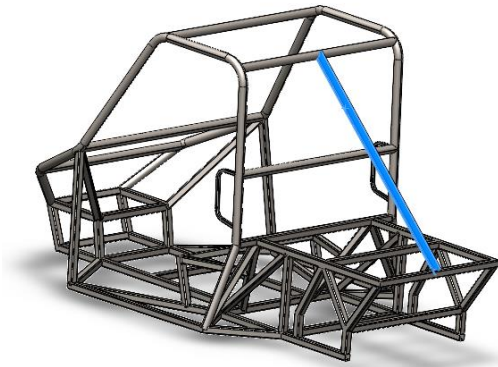
**Tabla 4-2:** Modelos para el análisis de resultados

Modelo 1: Diseño base	Modelo 2: Reforma habitáculo y refuerzo delantero
Modelo 3: Supresión de refuerzo posterior	Modelo 4: Modificación mamparo

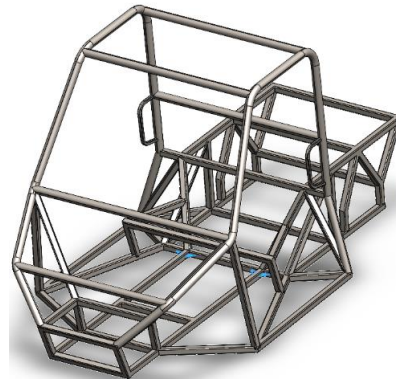
---

**Modelo 5: Refuerzo entre techo y base del valde**

---



**Modelo 6: Nervios en la base del chasis**



---

**Fuente:** (Maldonado, A; Yandún, V, 2021)

**Realizado por:** Maldonado, A; Yandún, J, 2021

El número de nodos va a depender del número de elementos que va a tener cada modelo teniendo en cuenta que a medida que se refuerza los prototipos se incrementa el número de nodos tal como se indica en la tabla 6-2.

**Tabla 5-2:** Numero de nodos de cada modelo

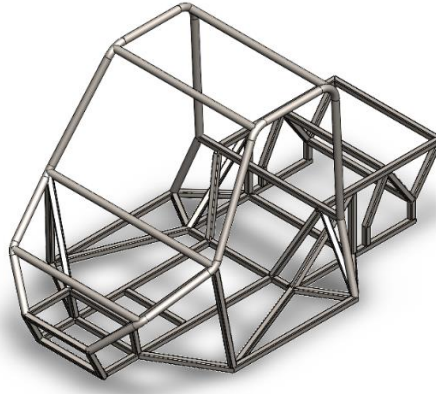
<b>Modelo</b>	<b>Nodos</b>	<b>Elementos</b>
Modelo 1	1102066	563466
Modelo 2	1444847	729678
Modelo 3	1110843	567174
Modelo 4	1439514	725316
Modelo 5	1483121	748601
Modelo 6	935699	484909

**Fuente:** (Maldonado, A; Yandún, V, 2021)

**Realizado por:** Maldonado, A; Yandún, J, 2021

### **2.11.1 Modelo 1: Diseño base**

Para el primer diseño del chasis, se croquizo y modelo un bosquejo base, en el cual bajo las consideraciones mencionadas anteriormente se diseñó el chasis, cumpliendo con el dimensionamiento de un Polaris Ranger XP900 y rigiéndose en las consideraciones apropiadas de diseño de dichos vehículos, priorizando la seguridad de los ocupantes, el mismo que se muestra en la figura 19-2.

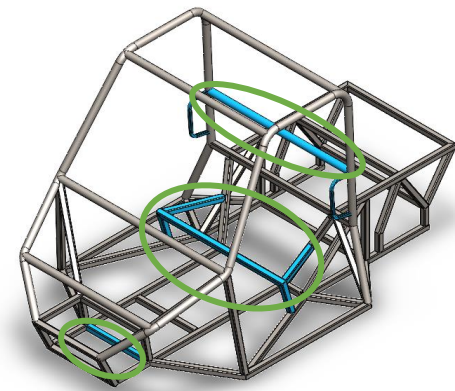


**Figura 19-2.** Diseño base

**Realizado por:** (Maldonado, A; Yandún, V, 2021)

### **2.11.2 Modelo 2: Reforma habitáculo y refuerzo delantero**

En el primer modelo de chasis se observa que el habitáculo no prestaba las condiciones de confort requeridas y el mamparo delantero presenta una zona muy vulnerable la cual en caso de colisión cederá considerablemente, se reflejarán directamente en las zonas críticas generadas por la geometría del chasis. Este refuerzo se lo coloca en la zona delantera y en la unión de los largueros y travesaños del piso, por la que la modificación de esta fue necesaria. En la figura 20-2 se observa las modificaciones realizadas para mejorar las características del chasis un refuerzo en la mampara delantera, adecuación del habitáculo y un refuerzo central.

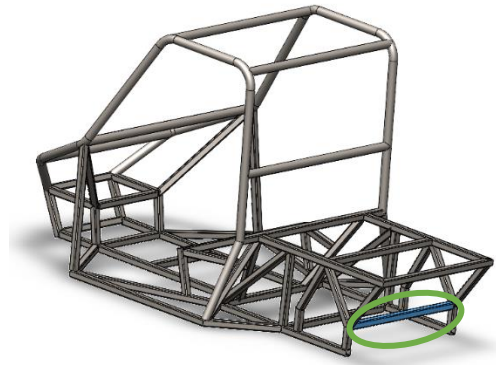


**Figura 20-2.** Reforma habitáculo y refuerzo delantero

**Realizado por:** (Maldonado, A; Yandún, V, 2021)

### **2.11.3 Modelo 3: Supresión de refuerzo posterior**

En el segundo modelo modificado se observa que con el cambio de geometría en la mampara y habitáculo no conseguirá generar una buena seguridad en caso de colisión, por dicho motivo se obtendrán resultados poco eficaces, se observa en la figura 19-2 y 20-2 que los mayores esfuerzos y deformaciones se encuentran en la parte frontal debido a que es una zona propensa a sufrir daños en un impacto, por tal motivo se suprimió el refuerzo posterior del balde Figura 21-2, para así poder generar una distribución de cargas en la zona delantera.

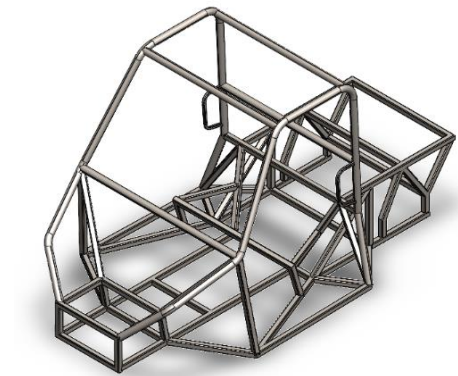


**Figura 21-2.** Supresión de refuerzo posterior

**Realizado por:** (Maldonado, A; Yandún, V, 2021)

#### **2.11.4 Modelo 4: Modificación mamparo**

Las modificaciones en el tercer modelo mejoraron en pequeña parte las características esperadas de diseño, dicha supresión de travesaño no generara mejores resultados en aspectos de seguridad, debido a que se está suprimiendo un refuerzo se pierde propiedades físicas, por tal motivo se realizó una modificación completa del mamparo delantero, dicha variación generará nuevos resultados distintos al resto de modelos, con lo cual se podrá comparar y escoger el mejor diseño Figura 22-2.

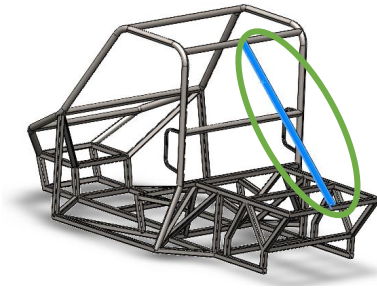


**Figura 22-2.** Modificación mamparo

**Realizado por:** (Maldonado, A; Yandún, V, 2021)

#### **2.11.5 Modelo 5: Refuerzo entre techo y base del balde**

En el cuarto modelo modificado se observa que con el cambio de la mampara no produjo mejoras en aspectos de seguridad ni de diseño, por tal motivo se obvia este modelo y se hacen las mejoras al modelo 3, se añadió un refuerzo entre el techo y la base del balde, con esta modificación se espera mejorar la capacidad de resistencia del chasis, la variación no permitirá cumplir con la característica del prototipo ser utilitario ver figura 23-2.

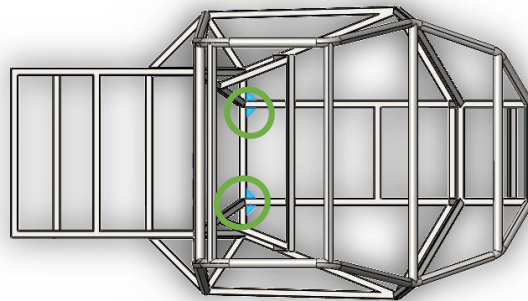


**Figura 23-2.** Refuerzo entre techo y base valde

Realizado por: (Maldonado, A; Yandún, V, 2021)

### 2.11.6 Modelo 6: Nervios en la base del chasis

La modificación en el quinto modelo es importante ya que ese refuerzo cumplirá con su función de minimizar los daños y maximizar la seguridad de los ocupantes, pero por condiciones de diseño mencionadas no se lo puede implementar, por esa razón se conserva el diseño del modelo 3 con la particularidad que se le añade nervios en la base en la unión de los largueros y travesaños ver figura 24-2.



**Figura 24-2:** Nervios en la base del chasis

Realizado por: (Maldonado, A; Yandún, V, 2021)

### 2.11.7 Esfuerzo de Von Mises

El esfuerzo de Von Mises es muy utilizado dentro del campo de diseño por lo que se define como un esfuerzo a tensión uniaxial, al esfuerzo efectivo de Von Mises ( $\sigma'$ ) por que forma la misma energía de distorsión que la produciría por la combinación de los esfuerzos que se aplican, mediante esto se puede tratar esfuerzos combinados multiaxiales de tensión, como si fueran cargas de tensión para esfuerzos tridimensionales y se calculan mediante la fórmula 1. (Budynas & Nisbett, 2008).

$$\sigma' = \frac{1}{\sqrt{2}} \left[ (\sigma_x - \sigma_y)^2 + \sigma_y^2 + \sigma_z^2 + (\sigma_z - \sigma_x)^2 + 6(\tau_{xy}^2 + \tau_{yz}^2 + \tau_{zx}^2) \right]^{1/2} \quad (1)$$

Para el cálculo en dos dimensiones viene dado mediante la siguiente expresión:



$$\sigma' = (\sigma_x^2 - \sigma_x\sigma_y + \sigma_y^2 + 3\tau_{xy}^2)^{1/2} \quad (2)$$

Donde:

$\sigma'$  = Esfuerzo de Von Mises

$\tau$  = Esfuerzo cortante

$\sigma_x, \sigma_y$  = Esfuerzos

### 2.11.8 Factor de seguridad

Desde el punto de vista ingenieril el factor de seguridad también denominado como factor de diseño es necesario ya que este debe ser mayor a 1 permitiendo así conocer el esfuerzo que puede soportar la viga, por lo cual entre más grande sea, menor será la incertidumbre por parte del diseñador por lo cual este criterio de diseño puede estar en función de la resistencia última y la resistencia a la cedencia y la ecuación para determinar es 2 y 3:

$$\sigma_d = \frac{S_y}{n_d} \quad (3)$$

$$\sigma_d = \frac{S_u}{n_d} \quad (4)$$

Donde:

$\sigma_d$  = Esfuerzo de diseño

$n_d$  = Factor de diseño

$S_y$  = Límite de fluencia

Según Robert Mott el factor de seguridad que debe cumplir para el diseño de una estructura que está compuesta de metales dúctiles en la cual influye los diferentes criterios de diseño son los que se indica en la tabla 5-2.

**Tabla 6-2:** Factor de seguridad bajo una carga

Aplicación del factor de seguridad	
Factor	Utilización
1,25-2	Cuando se obtiene un factor de seguridad que está en un rango de 1,25 a 2 bajo las cargas estáticas se puede concluir que se tiene un alto grado de confianza en los elementos analizados.
2-2,5	Cuando se encuentra dentro de este rango se utiliza para el diseño de componentes de máquina aplicando cargas dinámicas con una confianza promedio en los datos obtenidos

2,5-4	“Diseño de estructuras estáticas o elementos de máquina bajo cargas dinámicas con incertidumbre acerca de las cargas, propiedades de los materiales, análisis de esfuerzos a al ambiente”
4 en adelante	Cuando está dentro de un factor de seguridad de cuatro en adelante el diseño de estructuras estáticas o componentes de máquinas bajo cargas dinámicas, con incertidumbre en cuanto a alguna combinación de cargas, propiedades del material, análisis de esfuerzos o el ambiente

**Fuente:** (Guasumba y Celi, 2019: p.61)

**Realizado por:** Maldonado, A; Yandún, J, 2021

## 2.12 Consideraciones sobre la soldabilidad de los materiales

Básicamente es la composición química de un tipo de acero la que determina su soldabilidad. Para la soldabilidad de los aceros sin alear, el utilizado generalmente para la construcción de un chasis, son decisivos el contenido de carbono ( $C \leq 0,22\%$ ) que presentan y la pureza del acero indicada por el contenido de azufre ( $S \leq 0,045\%$ ), fósforo ( $P \leq 0,045\%$ ) y  $N_2$  ( $N_2 \leq 0,009\%$ ). La soldabilidad mejora, no sólo por el bajo porcentaje de carbono ( $\leq 0,20\%$ ), sino que también por la microestructura de grano fino del material, el cual reduce la susceptibilidad a la fractura frágil. La composición química, la cual influye sobre la susceptibilidad a la rotura en frío de la zona afectada por el calor, se mide a menudo por el Valor del Carbono Equivalente CEV tal y como se indica a continuación ecuación 5:

$$CEV = C + \frac{Mn}{6} + \frac{Cr + Mo + V}{5} + \frac{Ni + Cu}{15} \quad (5)$$

Para espesores de pared inferiores a 16mm, generalmente se acepta que si  $CEV < 0,40$  no aparecen grietas. Para  $0,40 < CEV < 0,45$ , hay que tomar algunas precauciones dependiendo del proceso de soldadura. Para un CEV mayor que 0,45 normalmente se necesita un precalentamiento.

### 2.12.1 Principios de la soldadura MIG/MAG

La soldadura por arco, con gas protector y electrodo consumible, es un proceso en el que el arco se establece entre un electrodo de hilo continuo y la pieza a soldar, estando protegido de la atmósfera circundante por un gas inerte (proceso MIG) o por un gas activo (proceso MAG).

- ✓ **MIG** = METAL INERTE GAS
- ✓ **MAG** = METAL ACTIVO GAS
- ✓ **GMAW** = GAS METAL ARC WELDING

Dentro de los procesos de soldadura podemos encontrar diferentes formas de realizar este tipo de trabajo. Comenzando desde los más fáciles que son los procesos semiautomáticos hasta los más

complejos como pueden ser los robotizados que son generalmente utilizados para la producción en masa.

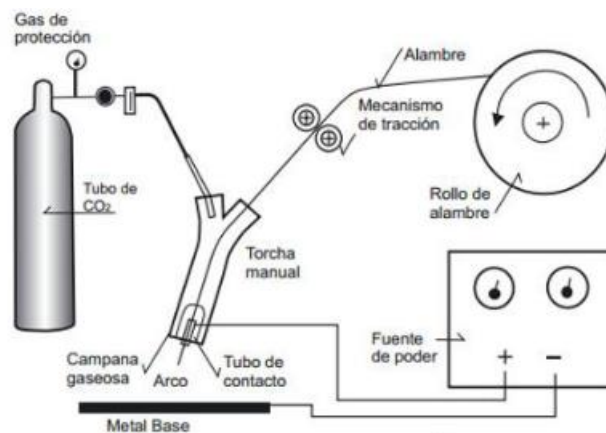
<b>SEMIAUTOMÁTICO</b>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• La tensión de arco, la velocidad de alimentación del hilo, la intensidad de soldadura y el caudal de gas se regulan previamente. El avance de la antorcha de soldadura se realiza manualmente.</li> </ul>
<b>AUTOMÁTICO</b>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Todos los parámetros, incluso la velocidad de soldadura, se regulan previamente, y su aplicación en el proceso es de forma automática.</li> </ul>
<b>ROBOTIZADO</b>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Todos los parámetros de soldeo, así como las coordenadas de localización de la junta a soldar, se programan mediante una unidad específica para este fin. La soldadura la efectúa un robot al ejecutar esta programación.</li> </ul>

**Gráfico 1-2.** Procesos de soldadura MIG

Fuente: (Lizano, 2017, pp.40-43).

### 2.12.2 Diagrama de suelda MIG

Este tipo de soldadura se utiliza principalmente para soldar aceros de bajo y medio contenido de carbono, así como para soldar acero inoxidable, aluminio y otros metales no férricos y tratamientos de recargue grafico 2-2. Produce soldaduras de gran calidad en artículos para la industria del automóvil, calderería y recipientes a presión o estructura metálica en general, construcción de buques y un gran número de otras aplicaciones, día a día en aumento.



**Gráfico 2-2.** Diagrama de suelda MIG

Fuente: (Pauta y Villacís, 2012: pp.45-47).

### 2.12.3 Parámetros de soldadura

En la soldadura MIG/MAG el proceso es controlado por varios parámetros de soldadura como:

- Tensión (longitud de arco).

- b) Velocidad de alimentación del alambre (que determina a su vez la intensidad de la corriente).
- c) Inductancia (ajustable en la mayor parte de las fuentes de corriente).
- d) Tipo de gas protector.
- e) Velocidad del balance.
- f) Inclinación de la pistola.
- g) Longitud libre del alambre.

### **2.13 Carrocería**

#### **2.14 Requerimientos para el diseño de la carrocería**

Al ser la carrocería el factor externo que recubre la mayoría de los sistemas del prototipo, la estética es un parámetro importante en la fase de diseño. Para conseguir una buena estética se debe considerar todos los aspectos del diseño que son:

- Hermeticidad en el sistema eléctrico.
- Facilidad de manufacturar las piezas.
- Facilidad de acoplar y retirar las piezas del vehículo.
- Geometría para crear un flujo de aire adicional para la refrigeración de baterías y motor.
- Aerodinámica eficiente.
- Buena visibilidad para el conductor.

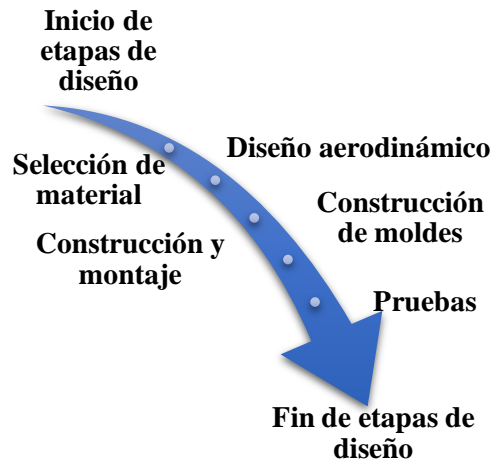
Para el diseño de la carrocería, se requiere ciertos sistemas del prototipo ya desarrollados para empezar el diseño. El chasis es la parte primordial para comenzar con el diseño, debido a que la carrocería recubre casi todos los sistemas y subsistemas del vehículo, además el chasis no da la forma del vehículo sino representa un limitante para el diseño y la forma. Para el sistema eléctrico y de refrigeración el diseño de la carrocería es primordial, debido a que se debería asegurar la hermeticidad de los recursos eléctrico, por esto conocer la localización de recursos eléctricos es fundamental, así mismo para los recursos de refrigeración que requieren un flujo de aire, conocer su localización es de gran trascendencia.

##### **2.14.1 Requerimientos mecánicos**

La extracción de la carrocería es fundamental para ingresar de forma rápida a ciertos elementos mecánicos y eléctricos, por lo cual la facilidad de sustraer la misma es un punto fundamental, tanto en el diseño como en la construcción. En el diseño se considera las secciones en la que la misma estará dividida, mientras que en la construcción se considera los elementos de sujeción para el montaje.

### 2.14.2 Etapas del diseño

A continuación, se presentan las etapas en las que se desarrollará la carrocería, desde el proceso de diseño CAD hasta la construcción y pruebas de montaje en el vehículo tal como se indica en el gráfico 3-2.

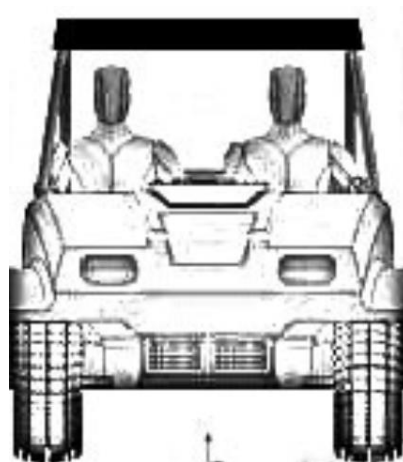


**Gráfico 3-2.** Etapas de diseño

Realizado por: (Maldonado, A; Yandún, J, 2021)

#### 2.14.2.1 Diseño de la carrocería

La carrocería del vehículo es la parte medular en lo que viene a ser la autonomía de las baterías ya que depende directamente del coeficiente aerodinámico por lo que es necesario que el vehículo sea lo más aerodinámico, es por tal razón la realización de diferentes variaciones en los prototipos en donde se visualice que el viento fluya con normalidad figura 25-2 además es importante considerar el material con el que se desea construir la carrocería.



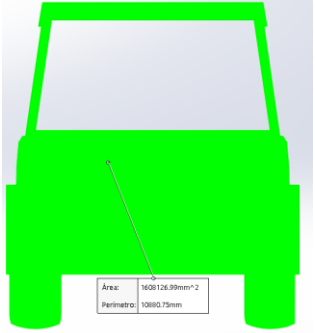
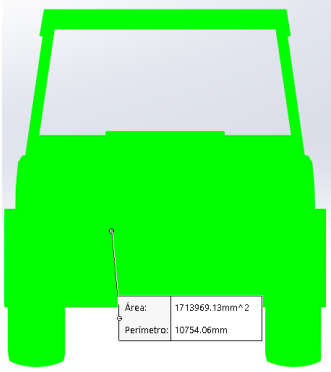
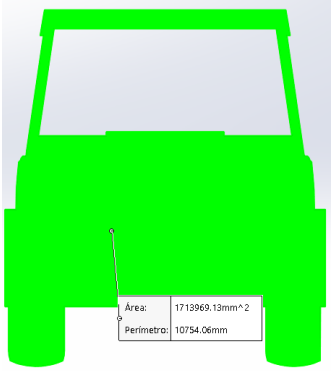
**Figura 25-2.** Diseño de la carrocería

Realizado por: (Maldonado, A; Yandún, V, 2021)

### 2.14.3 Modelos considerados

En la tabla 8-2 se considera los siguientes diseños con sus respectivas áreas frontales para realizar los análisis y determinar el coeficiente aerodinámico en cada modelo permitiendo seleccionar cuál modelo es el más idóneo en cuanto a la construcción

**Tabla 8-2:** Prototipos y área frontal

Modelo	Diseño
Modelo 1	
Área frontal 1.608m <sup>2</sup>	
Modelo 2	
1.725 m <sup>2</sup>	
Modelo 3	
1.805 m <sup>2</sup>	

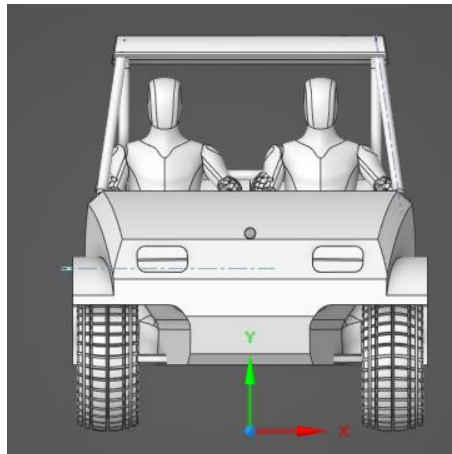
Fuente: (Maldonado, A; Yandún, V, 2021)

Realizado por: Maldonado, A; Yandún, J, 2021

#### 2.14.3.1 Modelo 1

En el modelo uno el parámetro más importante que se tomó en cuenta para realizar el modelado es que sea una manufactura poco compleja, además, se tuvo en consideración que sea aerodinámico y atractivo, las características que difieren a este modelo es su frente ya que la

superficie plana permite un mejor deslizamiento del viento haciendo que la fuerza de frenado sea mínima, lo que traerá beneficios al rendimiento del motor y autonomía de la batería ver figura 26-2.

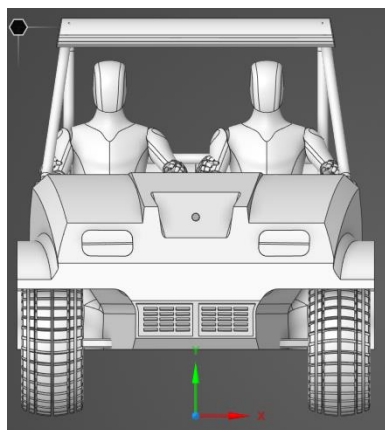


**Figura 26-2. Modelo 1**

**Realizado por:** (Maldonado, A; Yandún, V, 2021)

#### 2.14.3.2 Modelo 2

En el modelo 2 los parámetros de diseño de este prototipo son los mismo al anterior, con la particularidad que se añadió una superficie curva en el centro, con el fin de que el aire que chocara se deslice de una mejor forma, y buscando que sea más atractivo, se añadieron rejilla en la parte inferior para disipar mejor las corrientes de aire, además, se colocó redondeos entre el guardalodo y el lateral ver figura 27-2.



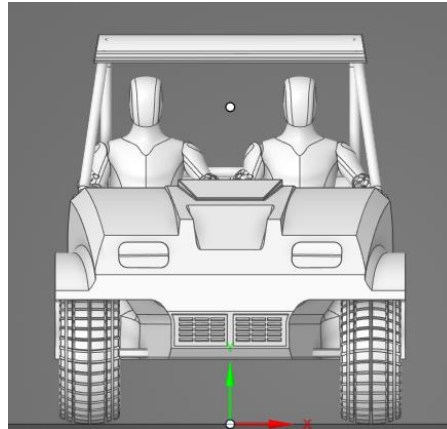
**Figura 27-2 Modelo 2**

**Realizado por:** (Maldonado, A; Yandún, V, 2021)

#### 2.14.3.3 Modelo 3

En el modelo 3 los parámetros de diseño de este prototipo son los mismo al modelo Base, la única variación importante que se hizo fue crear una superficie extra en la modificación anterior,

produciendo una mejor distribución del aire, esta modificación requiere una manufactura más precisa y es mucho más compleja que la de los otros modelos ver figura 28-2.



**Figura 28-2** Modelo 3

**Realizado por:** (Maldonado, A; Yandún, V, 2021)

#### **2.14.4 Etapa de selección de materiales**

La selección de un óptimo material para manufacturar la carrocería es un factor fundamental para el monoplace, debido a que este deberá ser lo menos pesado posible para aprovechar la potencia del motor y aumentar la autonomía de las baterías. Para la selección del material a usar se establecen ciertos criterios de selección:

- Densidad.
- Resistencia a la tracción.
- Fuerza compresiva.
- Rigidez.
- Resistencia a la fatiga.
- Resistencia a la abrasión.
- Mecanizado.
- Conductividad.
- Resistencia al calor.
- Compatibilidad de resina.
- Costo.
- Disponibilidad en el mercado.

Las planchas galvanizadas son un punto clave dentro de nuestro diseño debido a que estas son livianas además cuenta con un recubrimiento de zinc, lo que causa que este no se oxide con facilidad. Las propiedades mecánicas son la dureza, resistencia y las que se indica en la tabla 9-2



**Tabla 7-2:** Especificaciones de plancha galvanizada

<b>Selección de materiales</b>	
<b>-Especificaciones</b>	<b>PLANCHAS GALVANIZADAS</b>
Norma	NTE INEN 115
Calidad	ASTM A653 / JIS G 3302
Espesor	0,70 mm
Ancho	1220 mm
Largo	2440mm
Peso	4,59 kg/m <sup>2</sup>

Fuente: (DIPAC 2020).

Realizado por: Maldonado, A; Yandún, J, 2021

### **2.14.5 Fundamentos para la simulación**

#### **2.14.5.1 Fluido de estudio**

El fluido de estudio determina para una fuerza que interactúa sobre un cuerpo debería existir un cuerpo más que la produzca, en el caso de la aerodinámica de vehículos la interacción y contacto directo entre el vehículo y el aire produce las fuerzas aerodinámicas. El aire al ser un factor que tiene masa y peso se estima como un cuerpo de obstrucción para el desplazamiento del prototipo.

#### **2.14.5.2 Propiedades del aire**

El aire se extiende por toda la atmosfera terrestre cubriendo así todos los cuerpos en su superficie, pero el mismo no se encuentra de la misma manera en otros lugares. Al ser una mezcla física de gases (78,08 % de nitrógeno, 20,94 % de oxígeno, 0.035 % de dióxido de carbono y 0,93 % de gases inertes), las características cambian dependiendo de la localización geográfica gracias a componentes como la temperatura, altura sobre el nivel del mar, incluso la contaminación. Las propiedades de aire que se destaca en el estudio son:

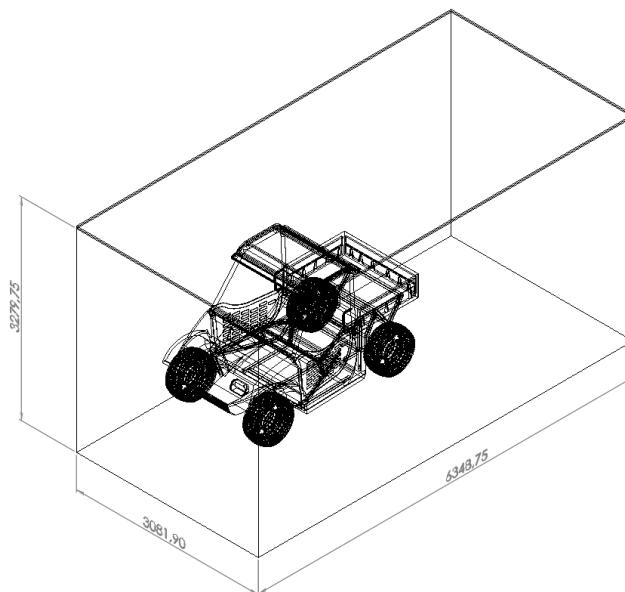
**Densidad( $\rho$ ):** El aire es un gas constituido por partículas, con velocidades aleatorias moviéndose por todo el espacio que las contenga, dichos movimientos determinan la densidad del aire. La rapidez de las partículas depende de 2 componentes, la temperatura y la presión, por esto a más temperatura las partículas se moverán más veloz, la presión y densidad reducirán, mientras tanto que, a menor temperatura, las partículas tenderán a desplazarse más retardado y la presión incrementará, así como la densidad.

**Viscosidad( $\nu$ ):** Está definida como la pegajosidad del fluido que se produce por la fricción de las capas de un fluido en desplazamiento con otro cuerpo, esta fricción crea una resistencia al desplazamiento. La viscosidad del aire se relaciona directamente con la capa limite.

**Presión hidrodinámica:** Es la presión que se ejerce sobre un cuerpo que se desplaza en su seno. La misma que es proporcional a la velocidad, se la puede calcular mediante el principio de Bernoulli.

#### 2.14.6 Dominio

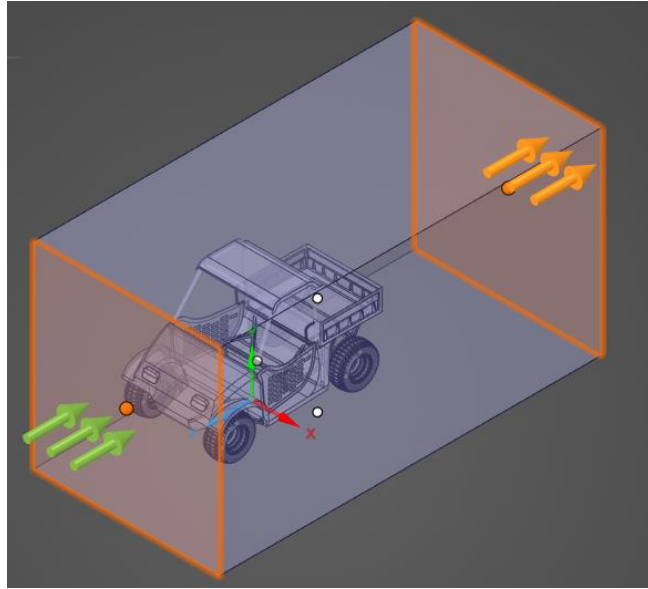
Luego de la creación del prototipo es necesario la realización de un túnel de viento el cual permite encerrar al vehículo que está asentado sobre la superficie inferior y permite modificar las configuraciones del espacio, en donde se va a realizar las diferentes pruebas permitiendo que estas sean lo más reales posibles. Uno de los parámetros para la elaboración del túnel de viento son las dimensiones de 3279,75\*3081,90\*6348,75mm tal como se indica en la figura 29-2ya que se debe tomar en cuenta algunos parámetros como las capacidades computacionales, el tiempo de resolución y el desgaste computacional.



**Figura 29-3.** Dimensiones del túnel de viento

**Realizado por:** (Maldonado, A; Yandún, V, 2021)

En la figura 30-2, se muestra la vista global del dominio con sus respectivas condiciones de frontera utilizando el programa de Discovery Ansys con respectivos colores de las zonas de frontera en el modelo de Fluent, en verde la (velocidad de entrada), tomate la (presión de salida), gris oscuro (simetría e interfaces del radiador) y en gris claro (paredes y condición ventilador)



**Figura 30-2** Vista global del dominio con sus respectivas condiciones de frontera

**Realizado por:** (Maldonado, A; Yandún, V, 2021)

#### 2.14.6.1 Parámetros de simulación

En el análisis de todas las geometrías se emplea los mismos parámetros de simulación debido a que se desea conocer cómo se comporta el coeficiente aerodinámico. De la misma manera la temperatura se encuentra en estado isotérmico para el proceso de análisis de todas las geometrías y los datos se extrajeron de la ciudad de Riobamba tabla 10-2.

**Tabla 8-2:** Parámetros de simulación

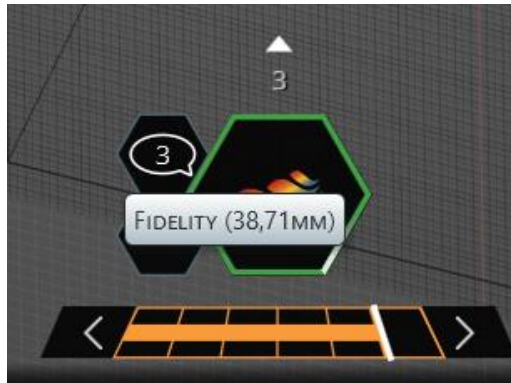
Parámetros considerados en Riobamba	
Presión de referencia	0,704 atm
Temperatura de fluido	22,7 °C
Condiciones de entrada	20,30,40 y 50 Km/h
Densidad del aire	0,84 Kg /m <sup>3</sup>
Condiciones de salida	0,704 atm
Procesador	PC Core i7 8th Gen

**Fuente:** (Maldonado, A; Yandún, V, 2021)

**Realizado por:** Maldonado, A; Yandún, J, 2021

#### 2.14.6.2 Mallado

Se considera un mallado más fino en el programa de Discovery como se muestra en la figura 31-2 para obtener mejores resultados además de las mismas dimensiones del túnel de viento evitando alterar los resultados y realizar una comparación de los diferentes análisis.

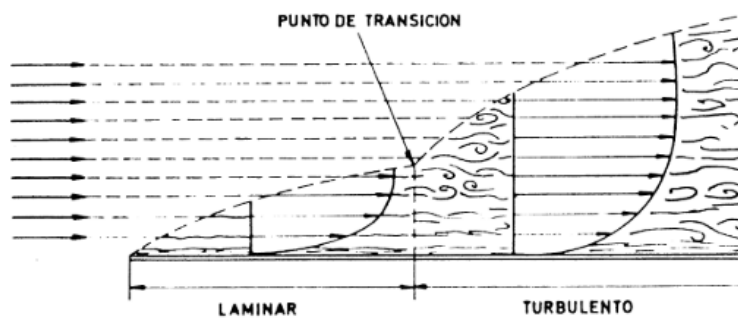


**Figura 31-2.** Creación del mallado

Realizado por: (Maldonado, A; Yandún, V, 2021)

### 2.14.6.3 Flujo de aire y capa límite

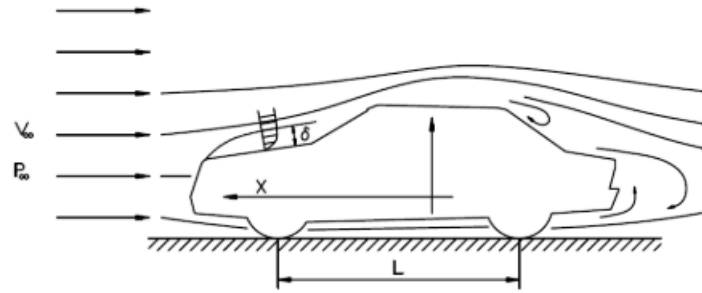
El flujo es la trayectoria que un fluido (aire) en desplazamiento sigue, la rapidez del factor cambia en intensidad y dirección durante la trayectoria. En el flujo laminar, las fuerzas viscosas (rozamiento en medio de las capas de aire), son predominantes o sea las capas se desplazan paralela y ordenadamente. En lo que en el flujo turbulento las fuerzas que predominan son inerciales (la inercia de las moléculas de aire no puede contrarrestarse por el rozamiento entre capas), en esta situación las capas se transmiten de forma desordenada (Creus, 2010). El punto en el que un flujo pasa de laminar a turbulento se denomina punto de transición.



**Gráfico 4-2.** Tipos de flujo de aire

Fuente: (Creus, 2010)

Para la explicación de la capa límite se muestra en la gráfica 4-2, un flujo de aire bidimensional sobre un vehículo.



**Figura 32-2.** Flujo de aire alrededor de un automóvil

Fuente: (Creus, 2010)

Una vez que el aire fluye sobre la superficie del coche, el fluido que está en contacto con dicha superficie permanecerá gracias a esta y a la fricción generada por el deslizamiento en medio de las capas de aire, las capas más cercanas a el área van a tener una rapidez menor a las capas inmediatas superiores, hasta llegar a un punto en el cual el aire llega a la rapidez del aire libre. Entonces, la capa límite se define como la zona existente entre la superficie del vehículo y el punto donde el aire llega a tener la velocidad del aire libre, el espesor de esa capa va a ser de unos pocos milímetros y en esta se destacará la viscosidad del aire. Al momento que el espesor aumenta la capa límite se rompe, luego del punto de transición la misma desaparece y el flujo es regido por efectos de la viscosidad del aire.

#### 2.14.6.4 Resistencia al avance

Como se comentó antes la resistencia al avance es generada por la producción de fuerzas en el área de contacto del fluido con el cuerpo. En el flujo externo de aire una vez que no existe división entre el fluido y la superficie la capa límite es regida por la viscosidad del fluido y la presión sobre está definida por el fluido no viscoso. Las fuerzas que producen la resistencia aerodinámica es la resultante de la suma de dos vectores de fuerzas generadas las cuales son:

**Fuerza generada por el rozamiento:** Esta fuerza es la que se genera por la viscosidad del fluido en la capa límite, produciendo una tensión tangencial sobre el cuerpo tal como se muestra en la figura 16-2.



**Figura 33-2** Fuerza genera por el rozamiento del fluido en la superficie.

Realizado por: (Maldonado, A; Yandún, J, 2021)

**Fuerza generada por la presión:** La distribución de presión para el flujo laminar como el turbulento es un elemento de mucha trascendencia en la capa límite, una vez que la presión se incrementa en dirección al flujo la fuerza de rozamiento por la viscosidad también se incrementa, y mientras se va alejando a esta se puede producir inclusive la inversión de flujo, figura 33-2. La disminución y aumento de presión sobre todo el cuerpo crea diferencias que generaran efectos de succión, poniendo así resistencia al avance.

La resultante entre las dos fuerzas genera la fuerza de resistencia al avance del vehículo.

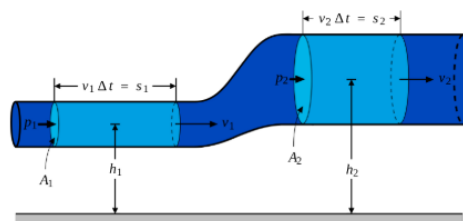


**Figura 34-2.** Fuerza producida por el rozamiento y presión

**Realizado por:** (Maldonado, A; Yandún, J, 2021)

#### 2.14.6.5 Principio de Bernoulli

El principio de Bernoulli explica las condiciones del aire existentes fuera de la capa límite en el flujo de corriente libre. Para el análisis de la ecuación de Bernoulli no se estima las resistencias al desarrollo que se generan por las fuerzas tangenciales en la capa límite. Este principio relaciona mediante una ecuación las variaciones de la velocidad y la presión en la corriente de aire (Nuñez 2002).



**Figura 35-2.** Túnel de Bernoulli.

**Fuente:** (Nuñez 2002)

En el tubo el fluido se considera incomprensible, es decir, sin rozamiento y aislado, no existe flujo a través de los límites, ya que por todo el tubo la energía debe permanecer constante en todo el trayecto tal como se muestra en la figura 35-2. La energía puede aparecer en tres formas diferentes:

Energía cinética: Depende de la velocidad del fluido y su masa viene dado por la siguiente ecuación.

$$EC = \frac{1}{2}mv^2 \quad (6)$$

Donde:

m es la masa del fluido

v es la velocidad del fluido

**Energía potencial:** Esta energía es la que el fluido tiene, dependiendo de la altura en la que se encuentra dentro del tubo, este tipo de energía se desprecia para el estudio en vehículos.

**Energía de presión:** Esta energía representa al trabajo necesario para mantener el volumen en contra de la presión externa.

$$EP = p * vol \quad (7)$$

Donde:

p= es la presión externa

vol =es el volumen del fluido

La ecuación de Bernoulli está dada por los tres tipos de energías, en donde los valores de entrada deben ser iguales a los valores de salida. Esto se representa en a la ecuación siguiente:

$$P_1 * vol + m * g * h_1 + \frac{m * v^2}{2} = P_2 * vol + m * g * h_2 + \frac{m * v^2}{2} \quad (8)$$

Donde:

P<sub>1-2</sub> es la presión inicial y final del fluido

g es la gravedad

h<sub>1-2</sub> es la altura que se encuentra el fluido dentro del campo de estudio

En el trabajo con fluidos es conveniente utilizar unidades de volumen, por lo tanto, la ecuación 8 se la divide para el volumen y se obtiene la energía total:

$$P_1 + \delta * g * h_1 + \frac{\delta * v^2}{2} = P_2 + \delta * g * h_2 + \frac{\delta * v^2}{2} \quad (9)$$

Como se mencionó anteriormente para el caso de análisis de vehículos se desprecia la energía potencial por lo tanto la ecuación 9 Se reduce a:

$$P_1 + \frac{\delta * v^2}{2} = P_2 + \frac{\delta * v^2}{2} \quad (10)$$

Como se observa la ecuación 10 la energía es una constante en todo el trayecto de la corriente del tubo por lo tanto la ecuación de Bernoulli se expresa de la siguiente manera:

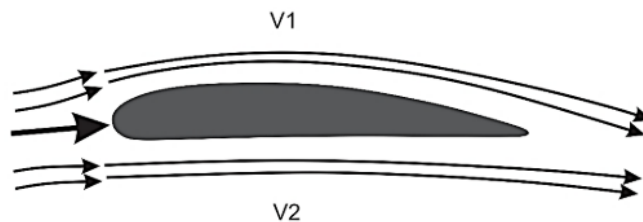
$$P + \frac{\rho * v^2}{2} = H \quad (11)$$

Donde:

P es la presión atmosférica

H es una constante en el movimiento del fluido dependiente de la velocidad

En base a la ecuación 11 se diseñan los elementos aerodinámicos, ya que como se observa al tener una energía constante, si la presión es menor la velocidad tendrá que ser mayor. Este principio se observa en la figura 36-2.



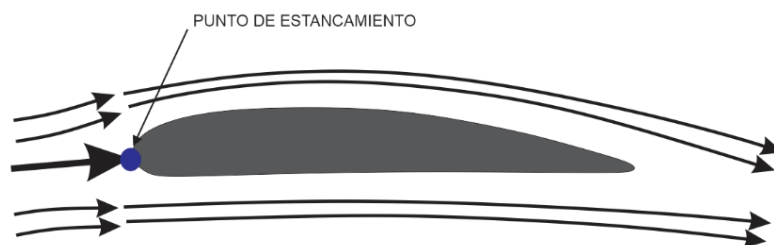
**Figura 36-2.** Líneas de flujo a través de un perfil

Fuente: (Nuñez 2002)

Como se observa en la figura 36-2 la corriente de aire al llegar al perfil se divide en dos partes, la superior tiene un aumento considerable de la velocidad debido a que tiene mayor recorrido por lo tanto su presión disminuye, en la inferior la velocidad se disminuye para así aumentar la presión y generar succión por la diferencia de presiones, creando una fuerza hacia arriba del perfil.

#### 2.14.6.6 Presión en el punto de estancamiento

El punto de estancamiento es formado cuando una corriente de aire choca con un cuerpo, este se lo puede observar en un perfil alar. Dicho punto se encuentra entre la sección donde la corriente de aire se divide en dos direcciones diferentes, se forma una región de estancamiento de aire.



**Figura 37-2.** Punto de estancamiento.

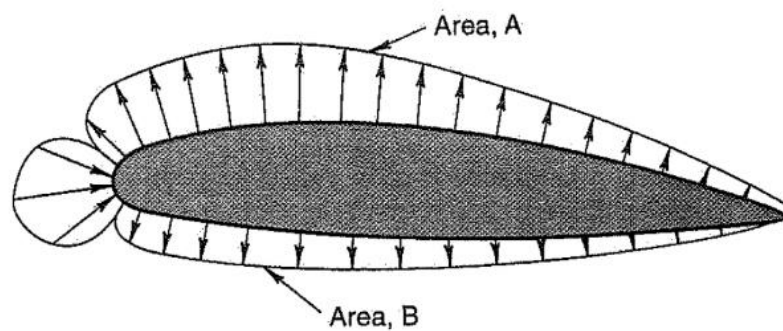
Fuente: (Nuñez 2002)



La presión máxima generada en el cuerpo va a estar en el punto de estancamiento, la cual se calcula mediante ecuación 11 donde  $P$  es la presión estática o atmosférica y a ella se suma la presión dinámica que es generada por la aceleración del fluido.

#### 2.14.6.7 Distribución de la presión

Por el principio de Bernoulli se sabe que la presión dinámica aumenta o disminuye la presión estática, en la figura 38-2 se mostró que cuando una corriente de aire toma diferentes direcciones la velocidad en cada una de esa trayectoria será diferente. De la misma forma ocurre con la variación en la presión, una mayor velocidad generará una disminución de aire, mientras que el flujo con menor velocidad generará un aumento de la presión (Milliken et al. 2003).



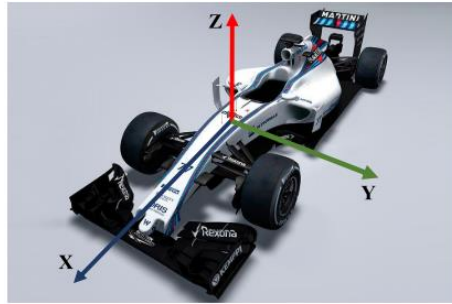
**Figura 38-2.** Distribución de presión a lo largo del perfil.

**Fuente:** (Milliken et al. 2003).

Las líneas en la figura 38-2 representa los vectores de presión alrededor del perfil, sobre estos se genera un área  $A$  que es mayor a  $B$ , lo que indica que la diferencia de presión genera una succión hacia arriba produciendo que el cuerpo ascienda.

#### 2.14.6.8 Fuerzas y momentos aerodinámicos

Después de haber estudiado como se genera la resistencia aerodinámica por predominación de la diferencia de presiones que se crean en un cuerpo humano, diferencia de velocidades del viento en todo el cuerpo humano, se estudia las fuerzas que se generan sobre el mismo, éstas permanecen divididas por el número de ejes del plano cartesiano tal como se puede observar en la figura 39-2. Además, el cuerpo al tener una longitud  $L$  a su centro de gravedad en sus tres ejes por la acción de las fuerzas se generan momentos.



**Figura 39-2.** Sistema de coordenadas

Realizado por: (Maldonado, A; Yandún, J, 2021)

**Fuerza de arrastre:** Se produce a lo largo del eje x, esta fuerza es la que tiene un grado de importancia elevado debido a que genera la resistencia al avance del automóvil. La misma se la calcula mediante la siguiente ecuación:

$$F_{xa} = \frac{1}{2} \rho A C_x v^2 \quad (12)$$

Donde:

$\rho$  es la densidad del aire

$C_x$  es el coeficiente aerodinámico de arrastre

v es la velocidad del viento o del vehículo

La resistencia al avance es uno de los valores más afectados, debido a:

- Neumáticos
- Spoilers delanteros y traseros
- Geometría en la parte frontal
- Cabina de conducir
- Parabrisas
- Techo

El movimiento que genera esta fuerza por la distancia al centro de gravedad se denomina momento de vuelco y viene dado por la siguiente ecuación:

$$M_{xa} = \frac{1}{2} \rho A L C_{MX} v^2 \quad (13)$$

Donde:

L es la batalla o distancia entre ejes del vehículo.

**Fuerza de sustentación:** En el diseño aerodinámico controlar esta fuerza es de suma importancia debido a que genera una carga adicional sobre el vehículo cuando genera una fuerza negativa,

esto permite una mayor adherencia en pista, permitiendo aumentar la velocidad en rectas y curvas. Esta se puede calcular mediante la siguiente ecuación:

$$F_{za} = \frac{1}{2} \delta A C_z v^2 \quad (14)$$

La fuerza de sustentación o Downforce negativo, se puede mejorar para aumentar la carga aerodinámica mediante el uso de dispositivos aerodinámicos como:

Spoilers delanteros y traseros.

Fondo plano.

Difusores.

Esta fuerza por la distancia al centro de gravedad genera un momento de guiñada, este se expresa mediante:

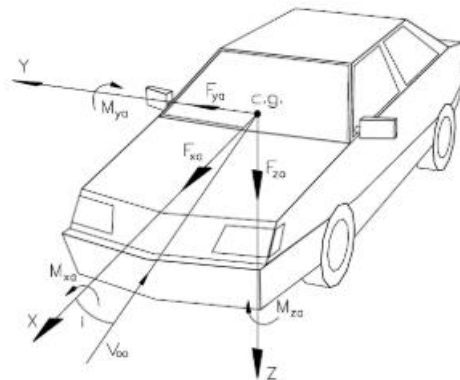
$$M_{za} = \frac{1}{2} \delta A L C_{Mz} v^2 \quad (15)$$

Fuerza lateral: Esta fuerza afecta directamente a camiones y vehículos comerciales por la geometría, se produce en mayor magnitud cuando existen vientos laterales, la fuerza y momento vienen dadas por las siguientes ecuaciones:

$$F_{ya} = \frac{1}{2} \delta A C_y v^2 \quad (16)$$

$$M_{ya} = \frac{1}{2} \delta A L C_{My} v^2 \quad (17)$$

Los vectores de fuerzas y momentos explicados anteriormente se pueden visualizar en la siguiente figura 24-2.



**Figura 40-2.** Vectores de fuerza y momento aerodinámicos

**Fuente:** (Milliken et al. 2003).

Las fuerzas y momentos son esenciales para el cálculo de la eficiencia aerodinámica debido a que estos indican la resistencia al avance del vehículo. Estos datos pueden ser calculados mediante las ecuaciones mencionadas anteriormente en este punto, pero para el cálculo de estas se necesita de los coeficientes aerodinámicos que son valores que no se obtienen de manera sencilla más que con pruebas experimentales. Sin la disponibilidad de un túnel de viento, la manera más sencilla es determinar las fuerzas y momentos mediante simulaciones CFD.

#### *2.14.6.9 Potencia necesaria para vencer la fuerza aerodinámica*

Luego de conocer los valores aerodinámicos de un cuerpo, fuerzas, coeficientes y momentos, se puede calcular el valor de la potencia necesaria que se utilizaría para vencer esta fuerza y continuar el avance del cuerpo. Lo más conveniente sería que la potencia sea mínima por lo que es directamente proporcional al coeficiente aerodinámico. Este valor se puede calcular mediante la siguiente ecuación:

$$P = \frac{1}{2} \rho C_x A v^3 \quad (18)$$

### **2.15 Dinámica del vehículo**

La dinámica del vehículo se encargará de analizar la aplicación básica de los conceptos de fuerza aerodinámica, resistencia a la rodadura y velocidades máximas para no volcar, no deslizarse y tomar una curva correctamente en un automóvil Pickup en diferentes circunstancias de curva. En el medio automotriz es importante conocer diversos factores físicos que influyen en el correcto funcionamiento del vehículo al momento de entrar a una curva, para lo cual es necesario aplicar los conceptos de dinámica. Lo primero que se hizo fue hallar la altura del centro de gravedad del automóvil, para hallar los pesos y el incremento en sus ejes. Con este dato se procedió hacer primero el análisis de la velocidad máxima para tomar una curva con un ángulo de peralte y radio de curvatura determinados, de igual manera se hizo el cálculo de la velocidad máxima que debe ir el vehículo para evitar volcarse y deslizarse, con diferentes ángulos de peralte y radios de curva. Finalmente se determinó el área frontal del vehículo usando un software CAD para determinar la fuerza aerodinámica y la resistencia a la rodadura basándose en el resultado de la velocidad máxima para tomar correctamente una curva Altura del C.D.G.

#### **2.15.1 El centro de gravedad de un vehículo**

Es el punto donde se encuentra su mayor peso. Este punto es atraído con más fuerza hacia el centro de la tierra que el resto del vehículo. Un aspecto fundamental que se lleva a cabo en la dinámica del vehículo es la altura del centro de gravedad por lo que se debe elevar una distancia entre 25-30cm.

$$h = \frac{-[(mt * g * \cos\theta) * b] + [(mre * g) * L]}{(mt * g * \sin\theta)} \quad (19)$$

Donde:

Mt: Masa total

G: Gravedad

L: distancia entre ejes

$\theta = \text{angulo}$

Finalmente, se le suma el radio neumático dinámico, para obtener la altura del centro de gravedad, mediante la siguiente ecuación:

$$HCG = h + Rd \quad (20)$$

En donde:

Rd: radio dinámico del neumático.

### 2.15.2 Velocidad máxima para tomar una curva (V)

Un aspecto muy importante que se debe tomar en cuenta en un vehículo al momento de tomar una curva es la velocidad a la que va y el ángulo de peralte que tiene dicha curva. Si este ángulo es mayor, el vehículo tomará mucho mejor la curva hasta cierto punto, pero si el ángulo tiende a 0, el vehículo tiende a desestabilizarse por la dinámica del movimiento circular que realiza un vehículo al tomar una curva. De igual forma la velocidad máxima del vehículo para tomar una curva es un factor importante, para lo cual se procedió hacer el cálculo usando un peralte de 10°, un radio de curva de 60 metros y un coeficiente de fricción de 0.45, usando nuestro vehículo del caso de estudio. Basados en la siguiente ecuación.

$$V = \sqrt{R_c * g * \frac{(\tan\theta + \mu)}{(1 - \tan\theta * \mu)}} \quad (21)$$

Rc: radio de curvatura

g: constante de la gravedad

$\Theta$ : ángulo de peralte

### 2.15.3 Velocidad máxima para no volcar en una curva

La velocidad máxima para no volcar en una curva, en función del ángulo de peralte y sobre todo de la altura del centro de gravedad del vehículo seleccionado. Para lo cual se tomaron como datos un radio de curva de 50 metros, un peralte de 8° y la altura del centro de gravedad de nuestro vehículo de caso de estudio ya antes calculado basados en la siguiente ecuación:

$$V = \sqrt{-(R_c * g) * \left[ \frac{(\cos\theta * x + \sin\theta * y)}{(\sin\theta * x - \cos\theta * y)} \right]} \quad (22)$$

En donde:

Rc: radio de curvatura

g: constante de la gravedad

Θ: ángulo de peralte,

y: altura del centro de gravedad del vehículo,

x: anchura promedio del vehículo.

#### 2.15.4 Velocidad máxima para no deslizar en una curva

Se debe tomar en cuenta que al entrar a una curva el deslizamiento o el derrape que se produce por lo que también se toman en cuenta muchos factores, los más importantes son el ángulo de peralte, la altura del centro de gravedad del vehículo y la velocidad a la que se ingresa a la curva. Otros factores también que influyen son los neumáticos, la condición de pista, si el asfalto esta mojado, etc. Para el caso de estudio, en el cálculo de la velocidad máxima para evitar un derrape, se tomaron como datos las medidas físicas del vehículo seleccionado, también un radio de curva de 70 metros y un ángulo de peralte de 8°, usando la siguiente ecuación:

$$V = \sqrt{R_c * g * \frac{(\tan\theta + \mu)}{(1 - \tan\theta * \mu)}} \quad (23)$$

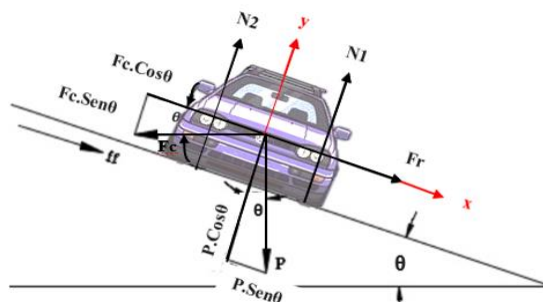
Donde:

V: velocidad máxima para no deslizar en una curva

Rc: radio de la curva; g: constante de gravedad

Θ: ángulo de peralte, u: coeficiente de rozamiento.

Cabe recalcar que para realizar los cálculos debidos a las velocidades máximas para no volcar, no deslizar y tomar una curva; se usó el grafico 5-2 de fuerzas que interactúan en el vehículo:



**Gráfico 5-2.** Descomposición de fuerzas que interactúan en el vehículo

Fuente: (Gillespie,2009)

#### 2.15.5 Área frontal del vehículo

En el estudio de la dinámica vehicular, el área frontal de un vehículo es muy importante, ya que son las fuerzas que interactúan en contra del desplazamiento del vehículo por lo que los componentes que están sometidos son: La parte frontal, parabrisas, espejos, porción de

neumáticos que sale por debajo de la carrocería, etc. Hoy en día tratan de mejorar esa área para que el vehículo sea más aerodinámico. Para el cálculo del área frontal en nuestro caso de estudio se lo ha hecho usando un software CAD SolidWorks. Para realizar la geometría frontal del vehículo tomamos una fotografía de la parte frontal del mismo, tratando de que esta sea lo más simétrica posible. Posterior a la toma de la fotografía realizamos la medición de la altura y anchura del vehículo Figura 41-2.



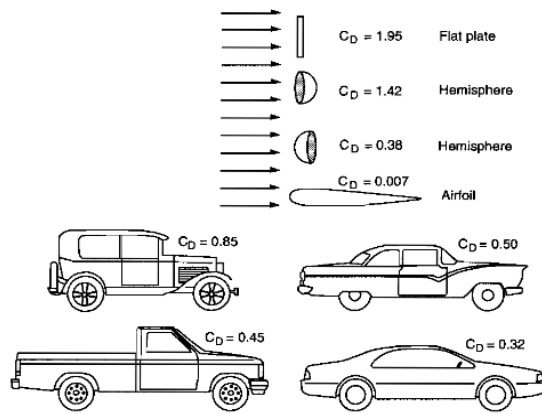
**Figura 41-2.** Área frontal vehículo

**Realizado por:** (Maldonado, A; Yandún, J, 2021)

Finalmente, insertaremos la imagen en el software y procedemos a dimensionarla, para después usar la función “calcular” y obtener el área en metros cuadrados y comparar con el área frontal de la ficha técnica del vehículo.

### **2.15.6 Fuerza aerodinámica y de rodadura**

El coeficiente de resistencia a la rodadura debería ser lo más bajo posible para mantener bajo el consumo de energía. Y típicamente su valor está alrededor de 0.01. Una vez que el vehículo se mueve un poco más rápido, también hay resistencia aerodinámica, que es causada por el aire, ya que se ve forzado a fluir alrededor del vehículo cuando está conduciendo. Las fuerzas aerodinámicas ocurren alrededor del vehículo, pero aquí las ilustramos como una fuerza concentrada que actúa en la parte trasera del vehículo. En el caso de estudio, para el cálculo de la fuerza aerodinámica y resistencia a la rodadura de nuestro vehículo, se tomó como dato fundamental, la velocidad máxima del vehículo para tomar una curva que ya fue calculado, de igual forma los datos técnicos y físicos de nuestro vehículo, usando las siguientes consideraciones que nos permitirán realizar el cálculo de las fuerzas para lo cual es indispensable encontrar el coeficiente aerodinámico que lo podemos encontrar en el gráfico 6-2:



**Gráfico 6-2.** Coeficiente aerodinámico

Fuente: (Gillespie,2009)

### 2.15.6.1 Fórmula para encontrar la fuerza aerodinámica

Una vez encontrado el coeficiente de rodadura se procede a remplazar los datos en la siguiente fórmula para encontrar la fuerza aerodinámica:

$$FA = 0.5 * p * V^2 * Af * Cd \quad (24)$$

$p$  = Precion del aire

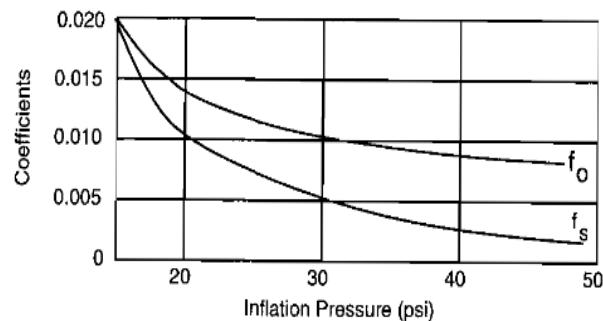
$V^2$  = Velocidad

$Af$  = Area frontal

$Cd$  = Coeficiente aerodinamico

### 2.15.6.2 Fórmula para encontrar la fuerza de rodadura

Para encontrar la fuerza de rodadura es necesario considerar algunos aspectos que nos permitan tener los valores necesarios para la realización de dicho calculo por lo que es de vital importancia conocer el coeficiente de rodadura del neumático como se muestra en el gráfico 7-2 para cual es ineludible conocer la presión de los neumáticos que deben estar en perfectas condiciones.



**Gráfico 7-2.** Coeficiente de rodadura.

Fuente: (Gillespie, 2009)



Una vez encontrado el coeficiente de rodadura se procede a remplazar los datos en la siguiente ecuación para encontrar la fuerza de rodadura.

$$Fr = \mu * Wy \quad (25)$$

$\mu$  = Coeficiente de rodadura

$Wy$  = Componente del peso

### 2.16 Sistema de dirección

En el mercado existen un sin número de tipos de mecanismos para el control de la dirección por lo que una de las más empleadas son de tipo piñón-cremallera, figura 42-2 por lo que estas pueden tener diferentes disposiciones como puede ser en la parte posterior del eje delantero o en la parte delantera. El funcionamiento de este tipo de mecanismos consiste en que el movimiento que se da por el conductor en el volante es transmitido a la caja de dirección y esta se encarga de la transformación del movimiento rotacional en lineal, adema de utilizar componente denominada como brazos que hacen que los neumáticos se muevan dando así el control de la dirección



**Figura 42-2.** Dirección del vehículo utilizando el mecanismo de piñón -cremallera

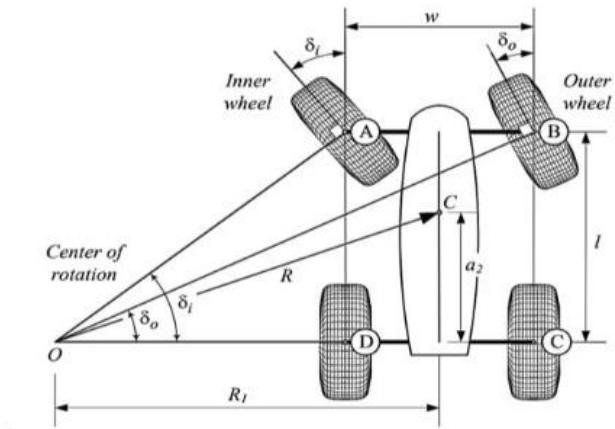
Fuente: (Llavisaca, 2018)

Este tipo de mecanismo está compuesto por dos partes fundamentales como son: el piñón y la cremallera lo que influye directamente en la desmultiplicación total y además interactúan en la cinemática de los brazos de dirección.

#### 2.16.1 Geometría de Ackermann

La geometría de Ackerman define la geometría que utiliza el vehículo para producir el ángulo de dirección correcto, ya que el vehículo gira, cada rueda debe girar con un centro de rotación común. El principio de Ackerman se caracteriza por el comportamiento dinámico del vehículo al girar. La rueda interior marca un ángulo de dirección mayor que la rueda exterior, como se muestra en

la Figura 43-2. Si la rueda delantera gira en el mismo ángulo al girar, la rueda interior se genera debido al calor y al desgaste innecesario por deslizamiento lateral, lo que reduce la efectividad de la dirección. Por lo tanto, la geometría de Ackerman está diseñada para compensar estos defectos y proporcionar la dirección de rendimiento



**Figura 43-2.** Geometría de Ackerman

Fuente: (Llvisaca, 2018).

La geometría está conformada por diferentes barras de acople conectadas entre sí y además se une a los brazos de dirección que generalmente se forma un paralelogramo el cual brinda los ángulos de giro deseados en las ruedas delanteras. Por lo cual para determinar la condición de Ackerman está dada por la siguiente expresión.

$$\cot\delta_o + \cot\delta_i = \frac{w}{l} \quad (26)$$

Donde:

$\delta_o$  = *Angulo de la rueda exterior*

$\delta_i$  = *Angulo de la rueda interior*

w= ancho de vías

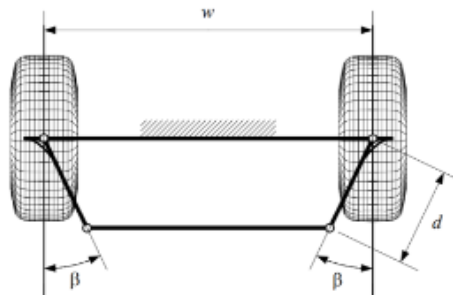
l= distancia entre ejes

Por lo que la expresión para determinar el ángulo de la rueda exterior y interior se determina utilizando las siguientes formulas (27) y (28):

$$\delta_o = \arctan\left(\frac{l}{R1 - \frac{W}{2}}\right) \quad (27)$$

$$\delta_i = \arctan\left(\frac{l}{R1 - \frac{W}{2}}\right) \quad (28)$$

Para determinar la materialización de la geometría de Ackermann es necesario la realización de un trapecoide figura 44-2. Haciendo que los brazos de dirección formen un ángulo hacia la parte de adentro que genera que el movimiento sea desigual en el instante que el UTV tome una curva.

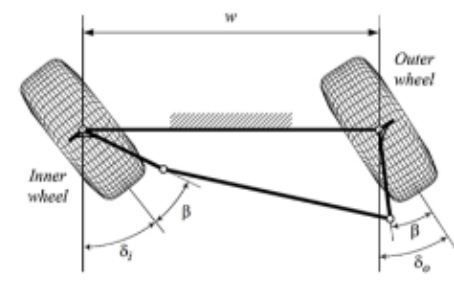


**Figura 44-2.** Geometría del trapecoide con brazos hacia la parte de adentro

Fuente: (Llvisaca, 2018).

Por lo que al aplicar esta geometría de ángulos podemos conocer con exactitud la longitud del brazo realizando así una geometría con los ángulos de las ruedas delanteras citar por lo que la fórmula que se aplica para relacionar las condiciones de Ackermann y el ángulo el brazo de dirección se aplica la siguiente formula (29):

$$(w - 2d \sin\beta)^2 = (w - d \sin(\beta + \delta_i) - (d \sin(\beta + \delta_o)))^2 + (d \cos(\beta - \delta_o) - (d \cos(\beta + \delta_i)))^2 \quad (29)$$



**Figura 45-2.** Trapecio articulado con el ángulo del brazo de la dirección.

Fuente: (Llvisaca, 2018).

Donde:

$\delta_o$  = Ángulo de la rueda exterior

$\delta_i = \text{Angulo}$  de la rueda interior

$d =$  longitud del brazo de la dirección

$w =$  ancho de vía

## CAPITULO III

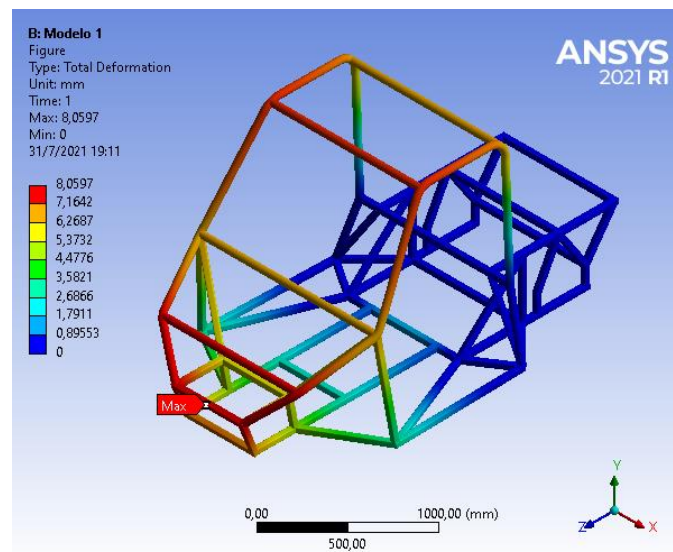
### 3 RESULTADOS

#### 3.1 Resultados de simulación chasis

##### 3.1.1 Primer modelo CAD del chasis

###### 3.1.1.1 Deformación

En el primer modelo se obtuvo una deformación máxima en la parte frontal debido a la fuerza de 35892 N observando que las partes en roja son las secciones que van a tener una mayor deformación con respecto a las demás partes del chasis teniendo un valor de 8.0597 (mm) en los travesaños de la mampara delantera ver figura 1-3.

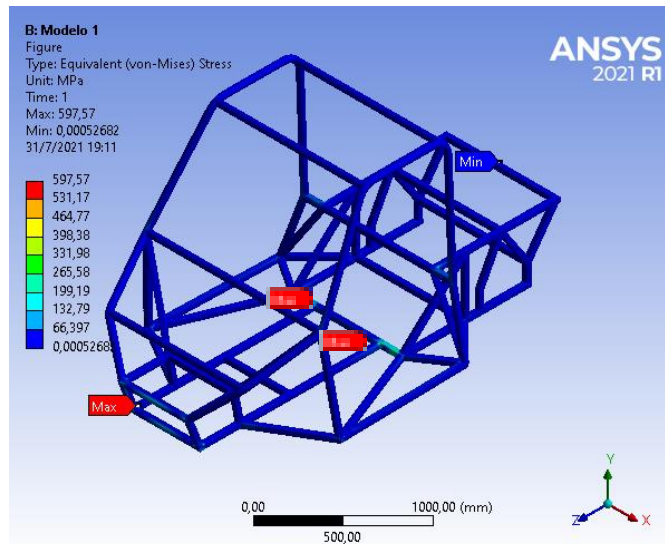


**Figura 1-3.** Deformación modelo 1

Realizado por: (Maldonado, A; Yandún, V, 2021)

###### 3.1.1.2 Esfuerzo

En este modelo se obtuvo un esfuerzo máximo de 597.57 MPa el cual es superior al esfuerzo que puede soportar el material considerando que se ubica en los nodos inferiores de la unión del cuadrante delantero y el larguero del piso, así mismo, se generó el mismo esfuerzo ente la unión de los largueros y los travesaños del piso, también se obtuvo un esfuerzo mínimo de 0.00052682 MPa el cual se ubica en el travesaño de la parte posterior figura 2-3.

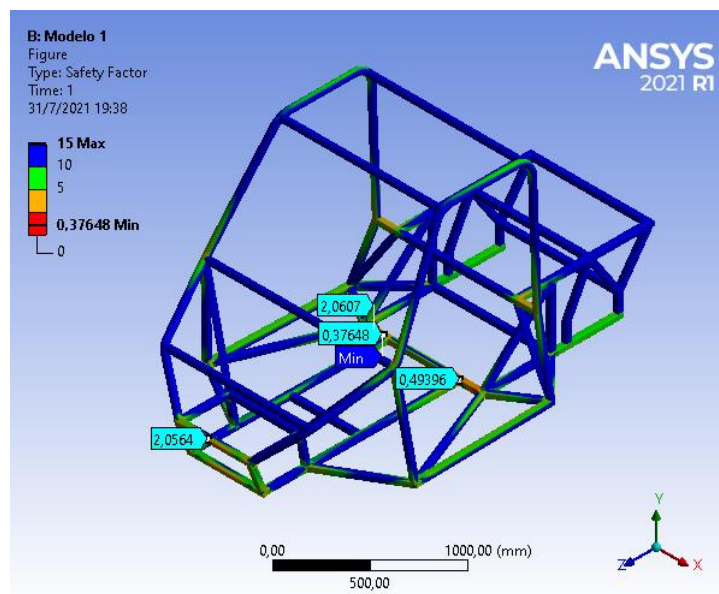


**Figura 2-3.** Esfuerzos modelo 1

Realizado por: (Maldonado, A; Yandún, V, 2021)

### 3.1.1.3 Factor de seguridad

En este modelo se obtuvo un factor de seguridad mínimo de 0.37648 el cual se ubica en la unión entre el larguero y travesaño del piso ver figura 3-3.



**Figura 3-3.** Factor de seguridad modelo 1

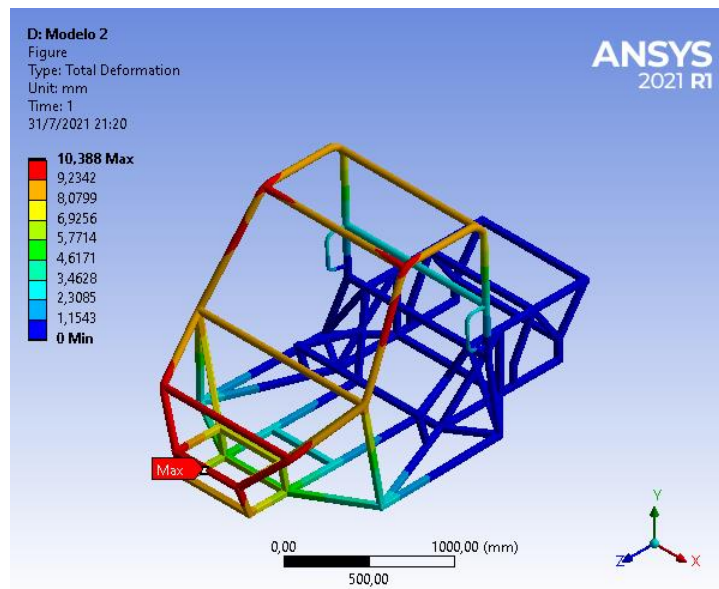
Realizado por: (Maldonado, A; Yandún, V, 2021)

Para el primer modelo los valores tanto de deformación y esfuerzo no se encuentran entre los valores que se desean obtener, sin embargo, el factor de seguridad nos dice que tiene un bajo grado de confianza el cual nos dice que este modelo no tiene buenas condiciones, el mismo se puede mejorar mediante la colocación de un refuerzo en el cuadrante delantero y reforma del habitáculo.

### 3.1.2 Segundo modelo CAD del chasis

#### 3.1.2.1 Deformación

En el segundo modelo se obtuvo una deformación máxima de 10.388 (mm) en los travesaños de la mampara delantera tomando en cuenta que las secciones que están de color rojo tienen una menor área de representación de deformación como se muestra en la figura 4-3, con respecto al primero modelo considerando que esta estructura se reforzó tal como se puede visualizar en la figura 4-3.

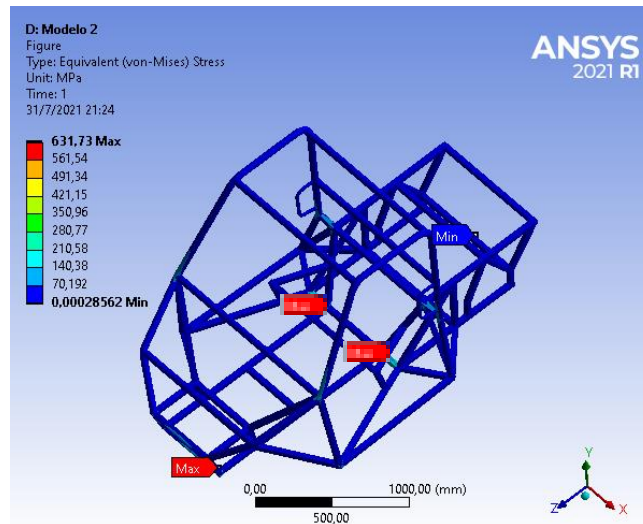


**Figura 4-3:** Deformación modelo 2

**Realizado por:** (Maldonado, A; Yandún, V, 2021)

#### 3.1.2.2 Esfuerzo

En este modelo se obtuvo un esfuerzo máximo de 631.73 MPa el cual se ubica en los nodos superiores de la unión del cuadrante delantero, así mismo, se generó el mismo esfuerzo ente la unión de los largueros y los travesaños del piso, también se obtuvo un esfuerzo mínimo de 0.00028562 MPa el cual se ubica en el travesaño intermedio de la parte posterior figura 5-3.

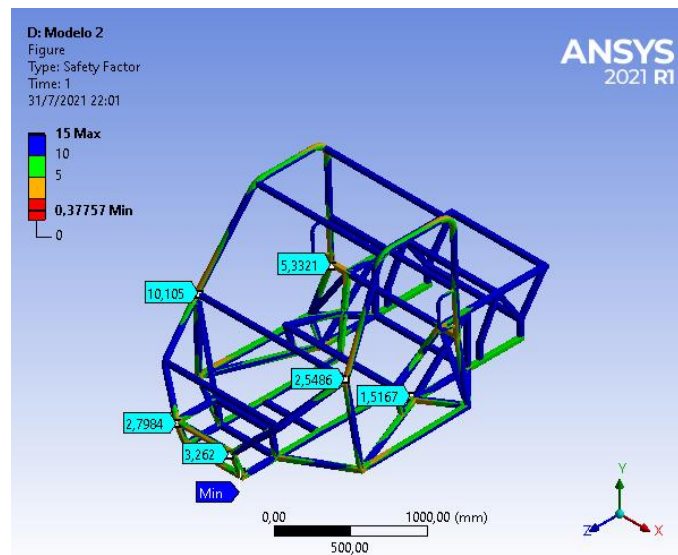


**Figura 5-3.** Esfuerzo modelo 2

**Realizado por:** (Maldonado, A; Yandún, V, 2021)

### 3.1.2.3 Factor de seguridad

En este modelo se obtuvo un factor de seguridad mínimo de 0.37648 el cual se ubica en la unión entre el larguero y travesaño del piso ver figura 6-3, este valor indica que la estructura es propensa sufrir fallas ante un leve impacto. Las modificaciones realizadas a este modelo no mejoraron considerablemente en términos de seguridad el chasis.



**Figura 6-3.** Factor de seguridad modelo 2

**Realizado por:** (Maldonado, A; Yandún, V, 2021)

Se obtiene una deformación máxima de 8.0597 a 10.388 mm y los esfuerzos de 597.57 a 631.73 MPa, el inconveniente con este modelo es que, al aumentar dichos refuerzos, los esfuerzos y deformaciones se están concentrando son en el cuadrante delantero, por tal motivo se realizan modificaciones, suprimiendo el refuerzo posterior para que exista una mejor distribución de carga.



### 3.1.3 Tercer modelo CAD del chasis

#### 3.1.3.1 Deformación

En este modelo se obtuvo una deformación máxima de 6.4175 (mm) en los travesaños de la mampara delantera considerando que la deformación con respecto al prototipo 1 es menor además de que las áreas que representa las deformaciones máximas son menores ver figura 7-3.

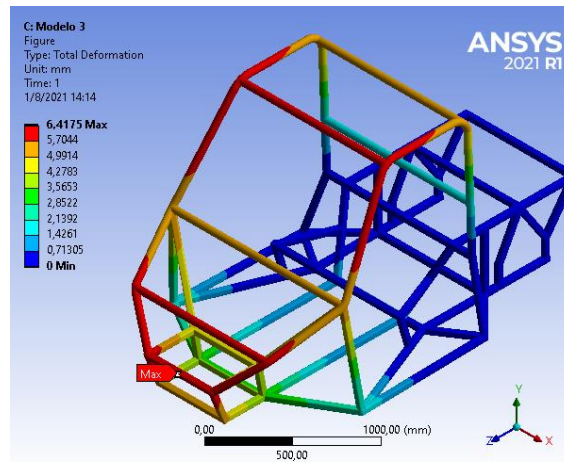


Figura 7-3. Deformación modelo 3

Realizado por: (Maldonado, A; Yandún, V, 2021)

#### 3.1.3.2 Esfuerzo

En este modelo se obtuvo un esfuerzo máximo de 604.31 MPa el cual se ubica en los nodos superiores de la unión del cuadrante delantero, así mismo, se generó el mismo esfuerzo ente la unión de los largueros y los travesaños del piso, también se obtuvo un esfuerzo mínimo de 0.0003507 MPa el cual se ubica en el travesaño intermedio de la parte posterior figura 8-3.

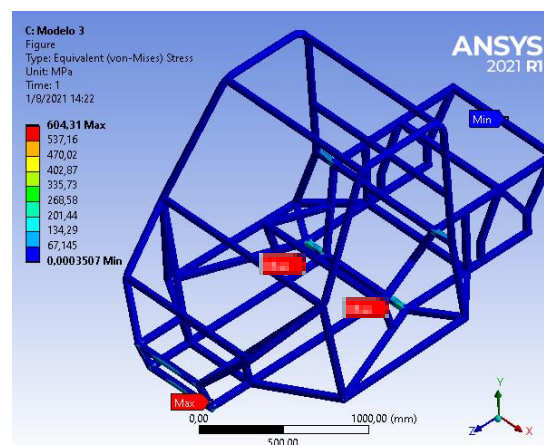
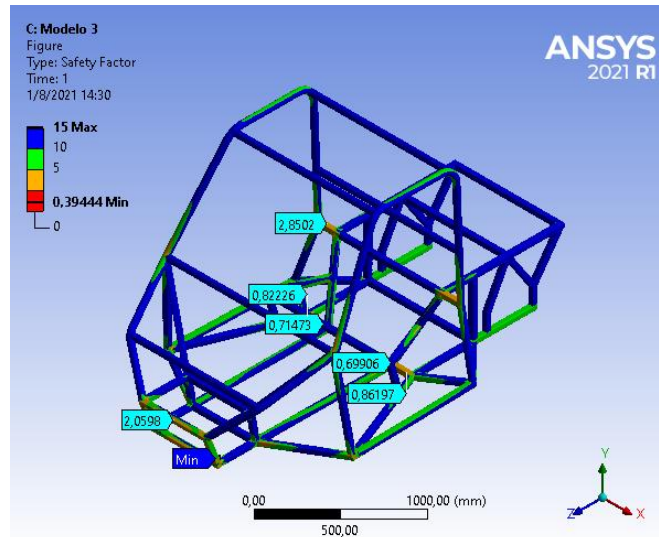


Figura 8-3. Esfuerzo modelo 3

Realizado por: (Maldonado, A; Yandún, V, 2021)

### 3.1.3.3 Factor de seguridad

En este modelo se obtuvo un factor de seguridad mínimo de 0.39444 el cual se ubica en la unión entre el larguero y travesaño del piso en el cuadrante delantero ver figura 9-3, este factor al igual que el modelo 2, no presta las garantías esperadas en caso de una colisión frontal, la concentración de esfuerzos se ubica en la zona de los ocupantes, por tal razón requiere de un refuerzo adicional para disminuir dicho punto crítico.



**Figura 9-3.** Factor de seguridad modelo 3

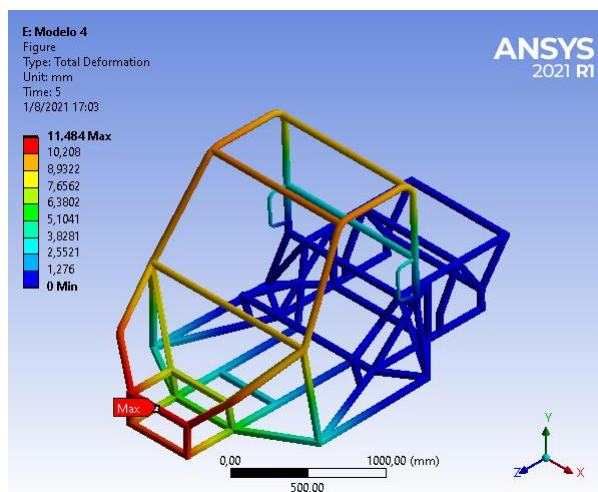
Realizado por: (Maldonado, A; Yandún, V, 2021)

Luego de la supresión realizada en el modelo 3, se puede observar que el valor máximo de deformación y esfuerzo disminuyo con respecto al segundo modelo, esto se debe al cambio geométrico que proporciono la supresión del refuerzo, estos valores no se encuentran dentro de los rangos necesarios planteados inicialmente, por lo que requiere modificaciones, sin embargo, el factor de seguridad si disminuyó provocando un menor índice de confianza de la estructura.

### 3.1.4 Cuarto modelo CAD del chasis

#### 3.1.4.1 Deformación

En este modelo se obtuvo una deformación máxima de 11.484 (mm) en los travesaños del cuadrante delantero tomando en cuenta que las áreas de color rojo son los que representa las zonas con mayores deformaciones y estas cada vez son más pequeños, además en este diseño se colocó refuerzos tal como se indicó en la figura 10-3.

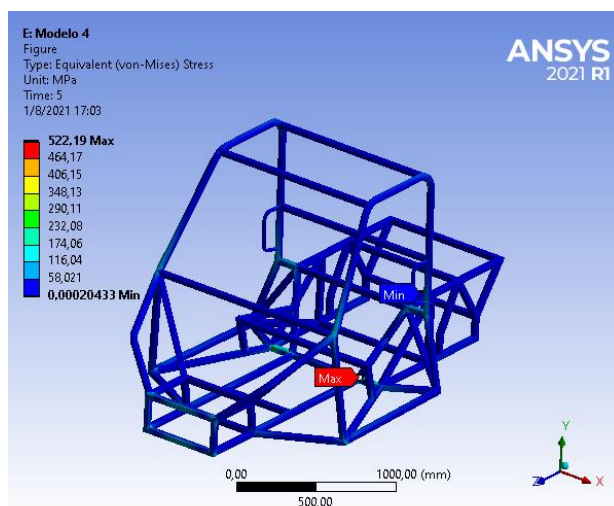


**Figura 10-3.** Deformación modelo 4

**Realizado por:** (Maldonado, A; Yandún, V, 2021)

### 3.1.4.2 Esfuerzo

En este modelo se obtuvo un esfuerzo máximo de 522.19 MPa el cual se ubica ente la unión de los largueros y los travesaños del piso, también se obtuvo un esfuerzo mínimo de 0.00020433 MPa el cual se ubica en el travesaño intermedio de la parte posterior figura 11-3.

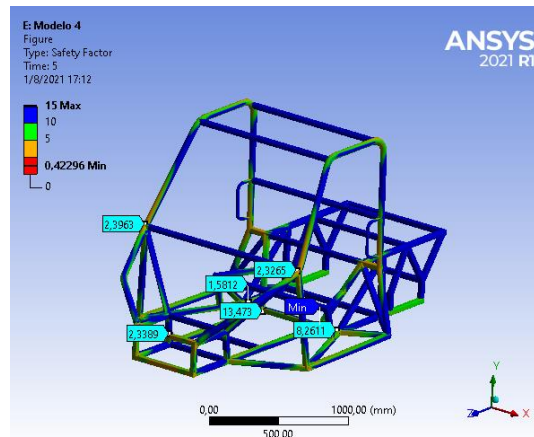


**Figura 11-3.** Esfuerzo modelo 4

**Realizado por:** (Maldonado, A; Yandún, V, 2021)

### 3.1.4.3 Factor de seguridad

En este modelo se obtuvo un factor de seguridad mínimo de 0.42296 el cual se ubica en la unión entre el larguero y travesaño del piso, debajo de la base de los asientos ver figura 12-3, este dato se aproxima a 1 que es el valor aceptable de seguridad, sin embargo, los valores más altos de esfuerzos se siguen concentrando en la zona de los ocupantes.



**Figura 12-3.** Factor de seguridad modelo 4

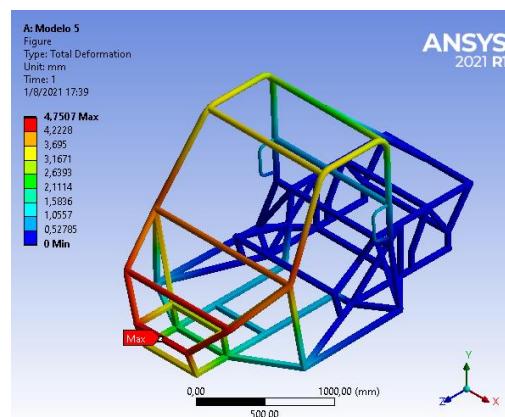
**Realizado por:** (Maldonado, A; Yandún, V, 2021)

Los resultados en el cuarto modelo no son eficaces debido a que la deformación aumentó considerablemente al modelo anterior 6.4175 a 11.484 mm respectivamente, este aumento se debe a varios factores uno de ellos es el cambio de geometría en la mampara delantera, ya que existe una distribución pareja de los esfuerzos por ese motivo resulta que el esfuerzo máximo es menor al modelo anterior 604.31 a 522.19 MPa, por ese motivo se decidió no considerar esa modificación de la mampara.

### 3.1.5 Quinto modelo CAD del chasis

#### 3.1.5.1 Deformación

En este modelo se obtuvo una deformación máxima de 4.7507 (mm) en los travesaños del cuadrante delantero además en la parte superior la deformación que se representa de color verde obteniendo un valor de 2.64 mm al igual que en el cuadrante secundario que son las secciones que se desea reforzar ver figura 13-3.

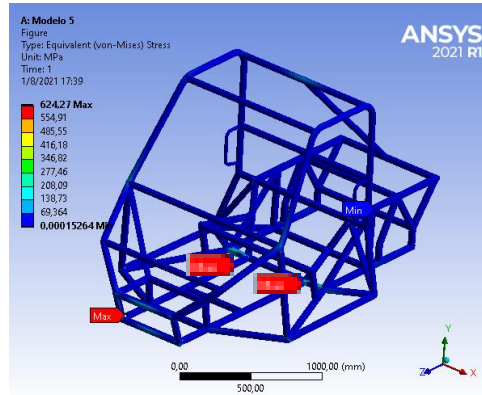


**Figura 13-3.** Deformación modelo 5

**Realizado por:** (Maldonado, A; Yandún, V, 2021)

### 3.1.5.2 Esfuerzo

En este modelo se obtuvo un esfuerzo máximo de 624.27 MPa el cual se ubica en los nodos inferiores de la unión del cuadrante delantero, así mismo, se generó el mismo esfuerzo entre la unión de los largueros y los travesaños del piso, también se obtuvo un esfuerzo mínimo de 0.00015264 MPa el cual se ubica en el travesaño intermedio de la parte posterior figura 14-3.

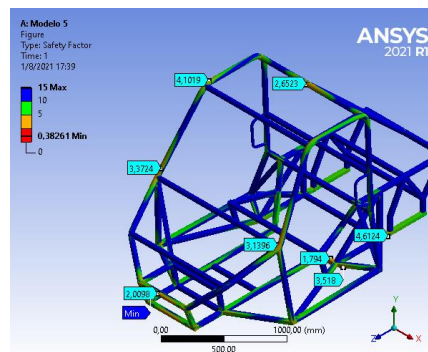


**Figura 14-3.** Esfuerzo modelo 5

**Realizado por:** (Maldonado, A; Yandún, V, 2021)

### 3.1.5.3 Factor de seguridad

En este modelo se obtuvo un factor de seguridad mínimo de 0.38261 el cual se ubica el cuadrante delantero en el travesaño inferior ver figura 15-3, este valor nos indica que no existieron mejoras en el chasis, por lo contrario, este valor disminuyó, por tal razón, este diseño no puede ser seleccionado para la construcción.



**Figura 15-3.** Factor de seguridad modelo 5

**Realizado por:** (Maldonado, A; Yandún, V, 2021)

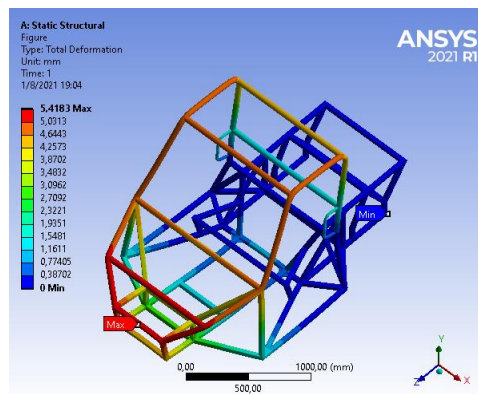
Este modelo con la modificación realizada, se puede observar que mejoro drásticamente los resultados de deformación pasaron de 6.4175 mm modelo 3 que presento la menor deformación a 4.7507 mm, siendo así el mejor diseño presentado, pero con una particularidad que el larguero colocado entre el techo y el travesaño del balde impide cumplir su función de ser utilitario, con

respecto al esfuerzo sigue siendo un valor muy elevado al esperado, debido a eso no se tomó la consideración del larguero, por ese motivo requiere una nueva modificación.

### 3.1.6 Sexto modelo CAD del chasis

#### 3.1.6.1 Deformación

En este modelo se obtuvo una deformación máxima de 5.4183 (mm) en los travesaños del cuadrante delantero tomando en cuenta los refuerzos que se indican en la figura 16-3 por lo que en comparación a los modelos anteriores se ha ido realizando modificaciones y así mejorando el prototipo. Este prototipo se lo selecciono para la construcción debido a que este modelo obtuvo los mejores resultados.

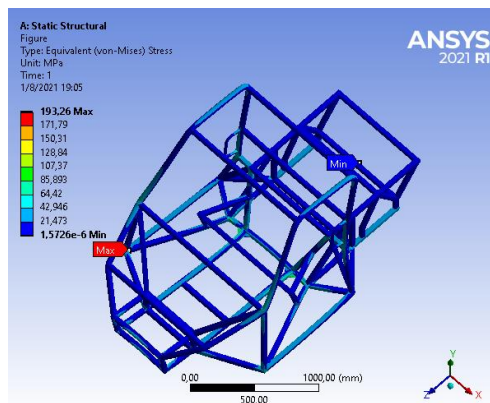


**Figura 16-3.** Deformación modelo 6

Realizado por: (Maldonado, A; Yandún, V, 2021)

#### 3.1.6.2 Esfuerzo

En este modelo se obtuvo un esfuerzo máximo de 193.26 MPa el cual se ubica en los nodos inferiores de la unión entre la cabina y el piso, también se obtuvo un esfuerzo mínimo de 0.0000015726 MPa el cual se ubica en el travesaño de la parte posterior figura 17-3.

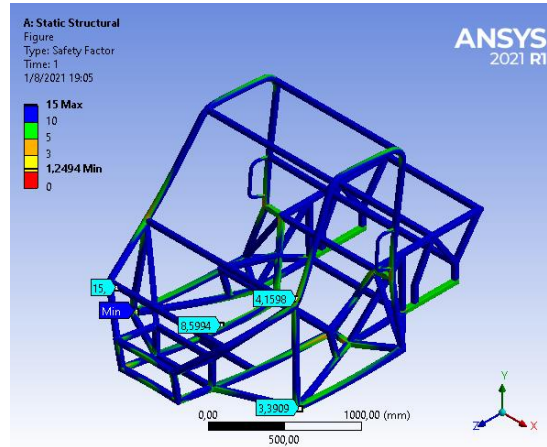


**Figura 17-3.** Esfuerzo modelo 6

Realizado por: (Maldonado, A; Yandún, V, 2021)

### 3.1.6.3 Factor de seguridad

En este modelo se obtuvo un factor de seguridad mínimo de 1.2494 el cual se ubica en la unión de la cabina y el piso ver figura 18-3, este valor está dentro de las consideraciones aceptables de seguridad, nos quiere decir que el chasis tendrá una buena resistencia ante impactos frontales, brindando una buena seguridad a los ocupantes.



**Figura 18-3.** Factor de seguridad modelo 6

**Realizado por:** (Maldonado, A; Yandún, V, 2021)

Con las modificaciones realizadas en la geometría se mantiene la forma base del diseño y así se mejora las características físicas, como se observa en los resultados del modelo 6, la deformación aumento 0.60 milímetros respecto al modelo 5, sin embargo, el esfuerzo se redujo considerablemente en 431.01 MPa respecto al modelo 5, siendo así el mejor diseño mostrado, además el factor de seguridad se encuentra dentro del rango es decir un buen grado de confianza.

## 3.2 Comparación de resultados obtenidos de los diferentes modelos de chasis

### 3.2.1 Comparación de la deformación máxima de cada modelo

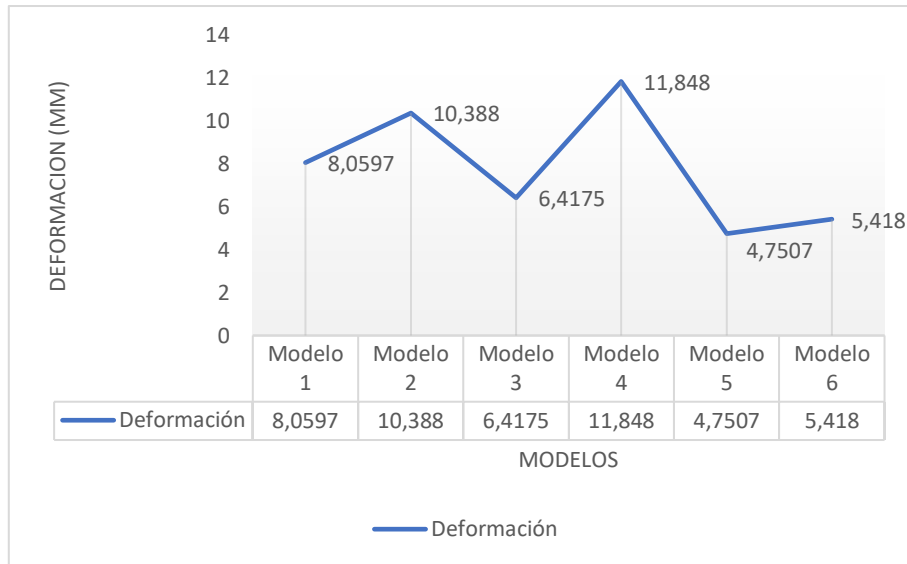
Realizadas las simulaciones de los modelos, se comparan los valores obtenidos de deformaciones generadas por cada modelo en la tabla 1-3 y grafica 1-3.

**Tabla 1-3:** Deformaciones en los diferentes modelos

Modelos	Deformación (mm)
Modelo 1	8.0597
Modelo 2	10.388
Modelo 3	6.4175
Modelo 4	11.848
Modelo 5	4.7507
Modelo 6	5.418

**Fuente:** (Maldonado, A; Yandún, V, 2021)

**Realizado por:** Maldonado, A; Yandún, J, 2021



**Gráfico 1-3.** Modelos vs deformaciones

**Realizado por:** (Maldonado, A; Yandún, V, 2021)

En el gráfico 1-3 se puede observar la curva de deformación generada por los modelos, los resultados muestran que el modelo que genera una menor deformación es el modelo 5 con 4.75 mm, cabe recalcar que el sexto modelo mantiene una diferencia muy baja respecto a este, la diferencia es de 0.60 milímetros, mediante esta comparación se puede comprobar que cualquiera de estos dos modelos es apto para la construcción.

### 3.2.2 Comparativa del esfuerzo de cada modelo

El esfuerzo que debe soportar el chasis se describe en el capítulo 2, donde el reglamento técnico y de homologación de la R.F.E.D.A establece que el chasis debe soportar 6 el peso del vehículo. En la tabla 2-3 y gráfico 2-3 se observan los resultados obtenidos por cada modelo.

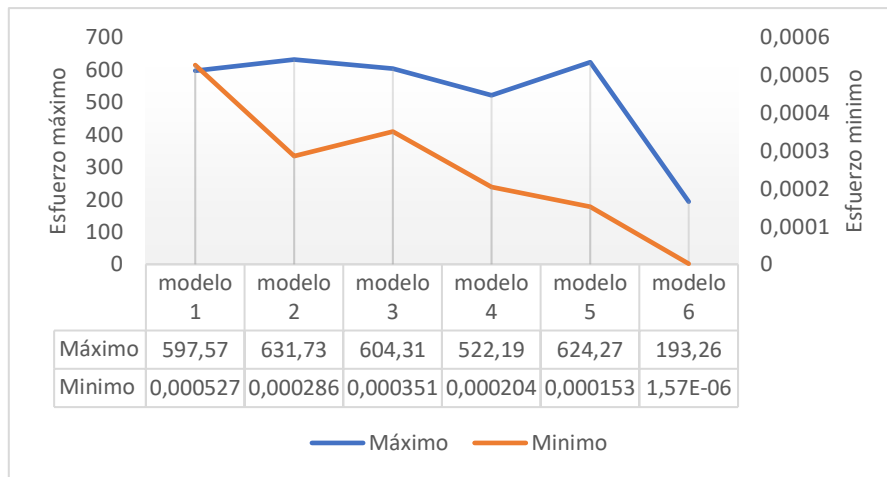
**Tabla 2-3:** Modelos y esfuerzos máximos y mínimos

Modelos	Esfuerzo (MPa)	
	Máximo	Mínimo
Modelo 1	597.57	0.00052682
Modelo 2	631.73	0.00028562
Modelo 3	604.31	0.0003507
Modelo 4	522.19	0.00020433
Modelo 5	624.27	0.00015264
Modelo 6	193.26	1.5726E-06

**Fuente:** (Maldonado, A; Yandún, V, 2021)

**Realizado por:** Maldonado, A; Yandún, J, 2021





**Gráfico 2-3.** Comparación de los modelos vs los esfuerzos

**Realizado por:** (Maldonado, A; Yandún, V, 2021)

En el caso del esfuerzo, se observa que el modelo que va a lograr soportar satisfactoriamente 6 veces su peso es el modelo 6, con un valor de esfuerzo máximo de 193.26 MPa y un esfuerzo mínimo de 0.0000015726 MPa, siendo estos valores muy aceptables en comparación al resto, mediante esta comparación se establece de forma clara que el sexto modelo es ampliamente mejor al modelo 5, por las especificaciones mencionadas anteriormente.

### 3.2.3 Comparativa del factor de seguridad de cada modelo

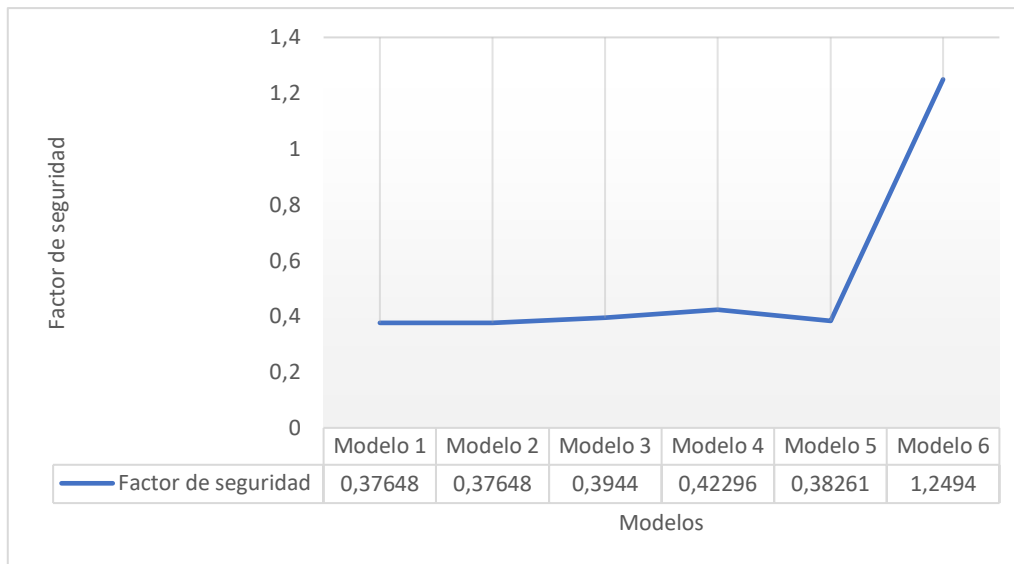
A diferencia de la deformación y esfuerzo, el factor de seguridad es el encargado de dar el grado de confianza del chasis, en el capítulo 2, se mencionan los rangos adecuados para tener un cierto grado de confianza. En la tabla 3-3 y gráfica 3-3 se puede observar la gran diferencia que existe entre el grado de confianza de cada modelo.

**Tabla 3-3.** Modelos y factor de seguridad

Modelos	Factor de seguridad
Modelo 1	0.37648
Modelo 2	0.37648
Modelo 3	0.3944
Modelo 4	0.42296
Modelo 5	0.38261
Modelo 6	1.2494

**Fuente:** (Maldonado, A; Yandún, V, 2021)

**Realizado por:** Maldonado, A; Yandún, J, 2021



**Gráfico 3-3** Comparación de los modelos vs factor de seguridad

**Realizado por:** (Maldonado, A; Yandún, V, 2021)

En el gráfico 3-3 se observa la curva generada por el factor de seguridad para cada modelo. La diferencia que existe entre los modelos 1, 2, 3, 4 y 5 es similar, considerando que estos valores se encuentran en un rango menor a 1, lo que indica que su grado de confianza no es aceptable. Por tal motivo, no se toman en cuenta para construcción. Sin embargo, el modelo 6 tiene un valor de 1.2494, el cual se encuentra dentro del rango, dando como resultado un alto grado de confianza. Por tal motivo, se escoge el modelo 6 para la construcción.

### 3.2.4 *Discusión de resultados con otros autores*

Se realiza la comparación del esfuerzo de Von Mises, deformación y factor de seguridad en relación con otros autores, donde obtienen diferentes resultados debido a que consideran otros tipos de parámetros de entrada como son la fuerza y puntos de anclaje, además, que consideran diferentes materiales y dimensiones. VK Saini et al., (2017) desarrollan un prototipo de un chasis tubular de un vehículo todo terreno tomando un material AISI 4130 y un perfil redondo de diámetro exterior de 0,254m y un espesor de 3 mm, en su análisis utilizan una fuerza de 11.772KN, dándoles como resultados máximos de deformación 1.423mm, esfuerzo de Von Mises 86.398MPa y factor de seguridad de 1.8 respectivamente. Beltrán et al., (2009) cuales desarrollan el Diseño de un vehículo todo terreno, utilizaron un material de ASTM 25CrMo4 y un perfil redondo de diámetro de diámetro de 40 mm y un espesor de 1.5 mm para realizar el análisis se utiliza una fuerza de 50.8KN, obteniendo como resultados máximos de deformación 1.64mm, esfuerzo de Von Mises 349MPa y factor de seguridad de 2.5 respectivamente. Lizano, (2017) desarrollo un diseño de estructura tubular para el prototipo biplaza UTA-CIM17, tomando como material el ASTM A-500 y un perfil cuadrado de 40x40x3 mm, para realizar su análisis utiliza

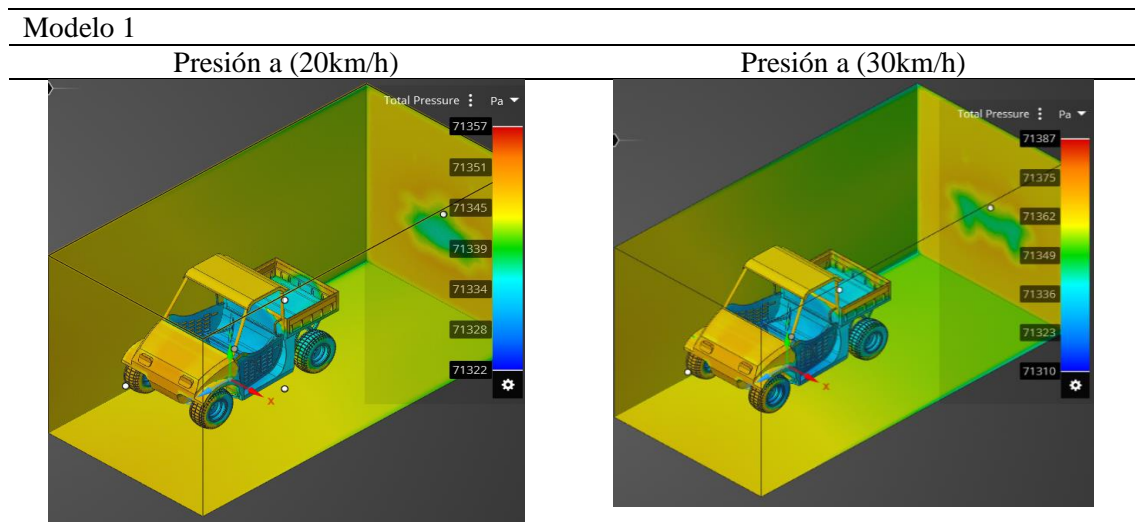
una fuerza de 11.42 KN, obteniendo como resultados máximos de deformación 0.688 mm, esfuerzo de Von Mises 109.17 MPa y factor de seguridad de 2.11. Los resultados obtenidos en el análisis con las condiciones mencionadas en el capítulo 2, se obtuvo como resultados máximos de deformación 5.418 mm, esfuerzo de Von Mises 193.26 MPa y factor de seguridad 1.9424 respectivamente. Los resultados obtenidos se encuentran dentro de los parámetros del reglamento técnico y de homologación de la R.F.E.D.A, el cual se utilizó en todos los proyectos, además, los resultados obtenidos en nuestro proyecto están dentro del rango aceptable, ya que los datos se encuentran alejados considerablemente del límite máximo que permite la norma.

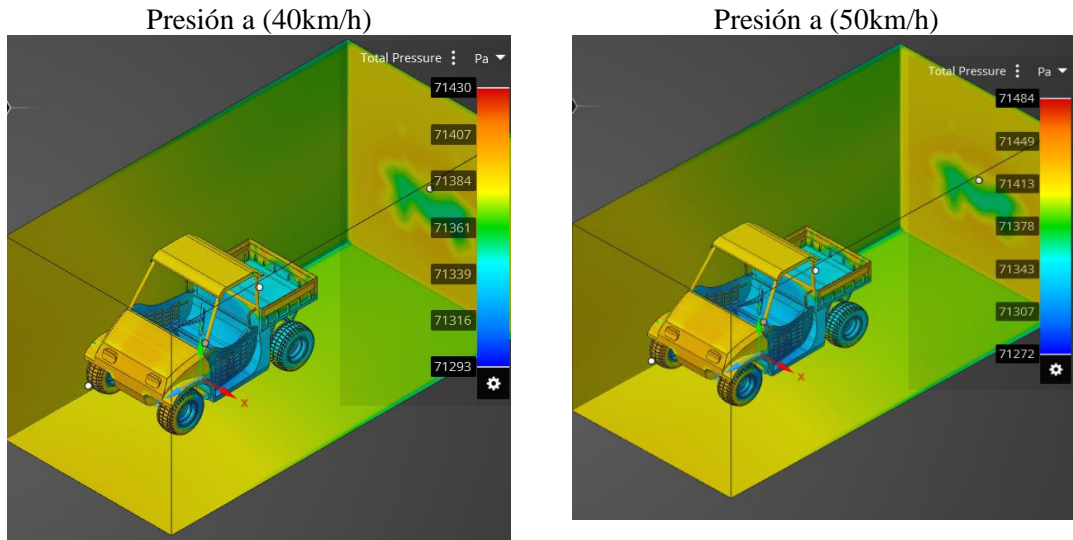
### 3.3 Resultados simulación carrocería

#### 3.3.1 Primer diseño CAD de carrocería

En la tabla 4-3, se indica los modelos con las presiones que se ejercen en cada modelo a una velocidad mínima de 20 km/h y una velocidad máxima de 50 km/h debido a que estos cambios de velocidad permiten determinar el cambio de presión en la superficie del prototipo, tomando en cuenta que la presión va a depender de la velocidad es decir que a mayor velocidad se tiene mayor presión. En el modelo 1 cuando el vehículo este a una velocidad de 50 km/h se tiene una presión mínima de 71272 Pa y una presión máxima de 71484Pa por lo que si se compara el que tiene una velocidad de 20km/h tenemos una presión máxima de 71357Pa teniendo una diferencia de 127 Pa.

**Tabla 4-3:** Comparación de la presión total con respecto a la velocidad del modelo 1





Fuente: (Maldonado, A; Yandún, V, 2021)

Realizado por: Maldonado, A; Yandún, J, 2021

En la tabla 5-3 se observa los datos a diferentes velocidades y los resultados como son: la fuerza de arrastre ( $F_x$ ), la Presión máxima y el coeficiente aerodinámico, cuando la velocidad está en 50 Km/h la fuerza de arrastre y la presión dinámicas máxima es de 85.137 N y 152 Pa respectivamente obteniendo un coeficiente aerodinámico es de 0.6535 el cual se varia la geometría de la carrocería para ver el comportamiento del coeficiente aerodinámico y seleccionar el modelo más idóneo.

**Tabla 5-3:** Datos para determinar el coeficiente aerodinámico modelo 1

Área Frontal m <sup>2</sup>		1,608	
Velocidad (Km/h)	$F_x$ (N)	Presión dinámica (Pa)	$C_x$
20	13.92	24	0.66780384
30	30.772	54	0.6561194
40	54.606	97	0.65492271
50	85.137	152	0.65350362

Fuente: (Maldonado, A; Yandún, V, 2021)

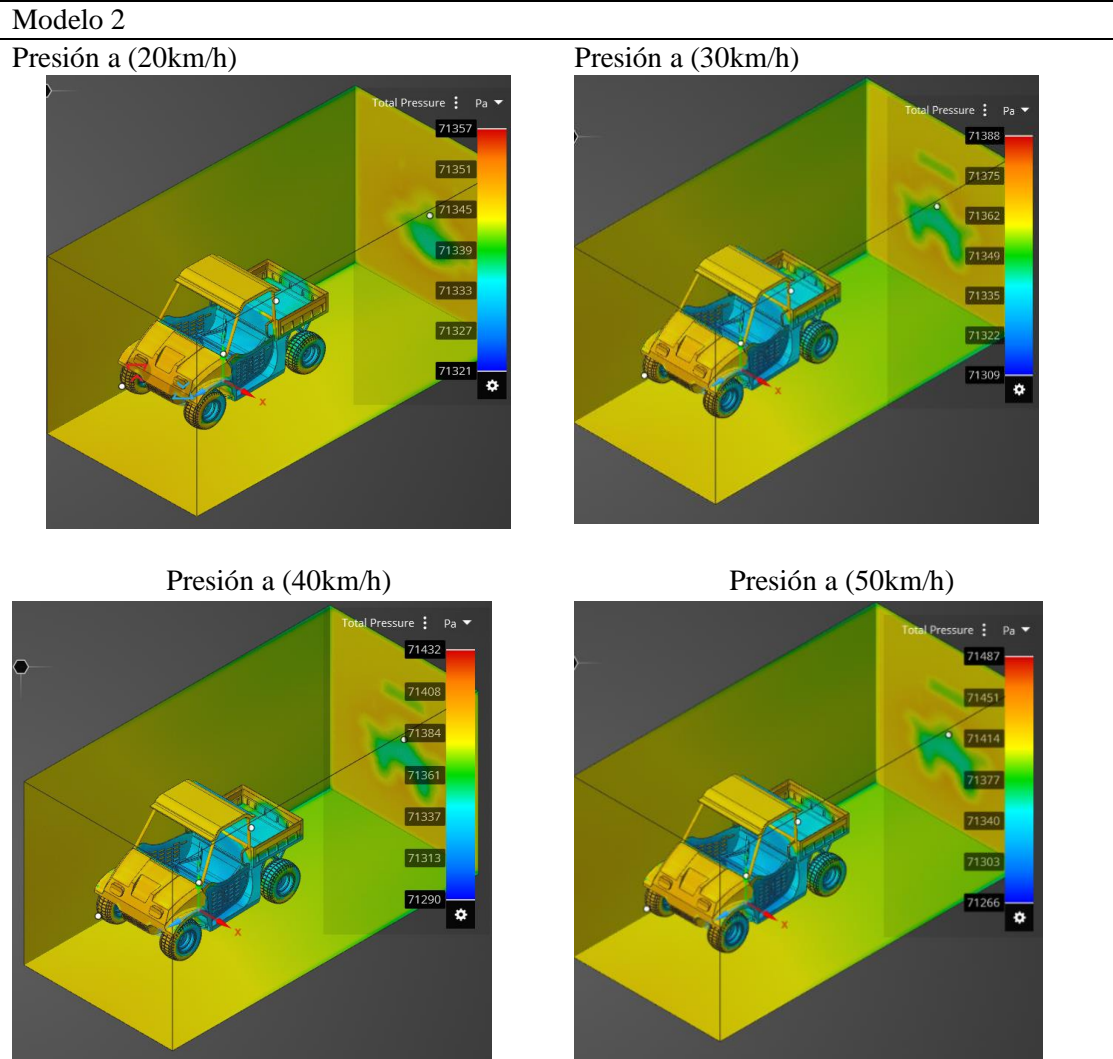
Realizado por: Maldonado, A; Yandún, J, 2021

### 3.3.2 Segundo diseño CAD de carrocería

La tabla 6-3 indica las presiones analizadas a diferentes velocidades partiendo de una velocidad mínima de 20Km/h y así aumentando la velocidad de 10 km/h hasta llegar a una velocidad máxima de 50 km/h por lo que a la velocidad de 20km/h ,30km/h,40km/h y 50km/h tenemos valores de

presiones máximas de 71357Pa ,71388Pa ,71432Pa y 71487Pa respectivamente lo que indica que entre la velocidad mínima y máxima existe una diferencia de 130Pa.

**Tabla 6-3:** Comparación de la presión total con respecto a la velocidad del modelo 2



**Fuente:** (Maldonado, A; Yandún, V, 2021)

**Realizado por:** Maldonado, A; Yandún, J, 2021

En la tabla 7-3 se observa los datos a diferentes velocidades y los resultados como son: la fuerza de arrastre ( $F_x$ ), la Presión máxima y el coeficiente aerodinámico, cuando la velocidad está en 50 Km/h la fuerza de arrastre y la presión máxima es de 95.023 N y 154 Pa respectivamente obteniendo un coeficiente aerodinámico de 0.67992 obteniendo un incremento de 0.02642 con respecto al modelo 1, el cual se varia la geometría de la carrocería para ver el comportamiento del coeficiente aerodinámico y seleccionar el modelo más idóneo.

**Tabla 7-3:** Datos para determinar el coeficiente aerodinámico modelo 2

Área Frontal m <sup>2</sup>		1,725	
Velocidad (Km/h)	Fx (N)	Presión dinámica (Pa)	Cx
20	15.613	25	0.69822112
30	34.295	55	0.68163975
40	60.829	99	0.68007578
50	95.023	154	0.67991612

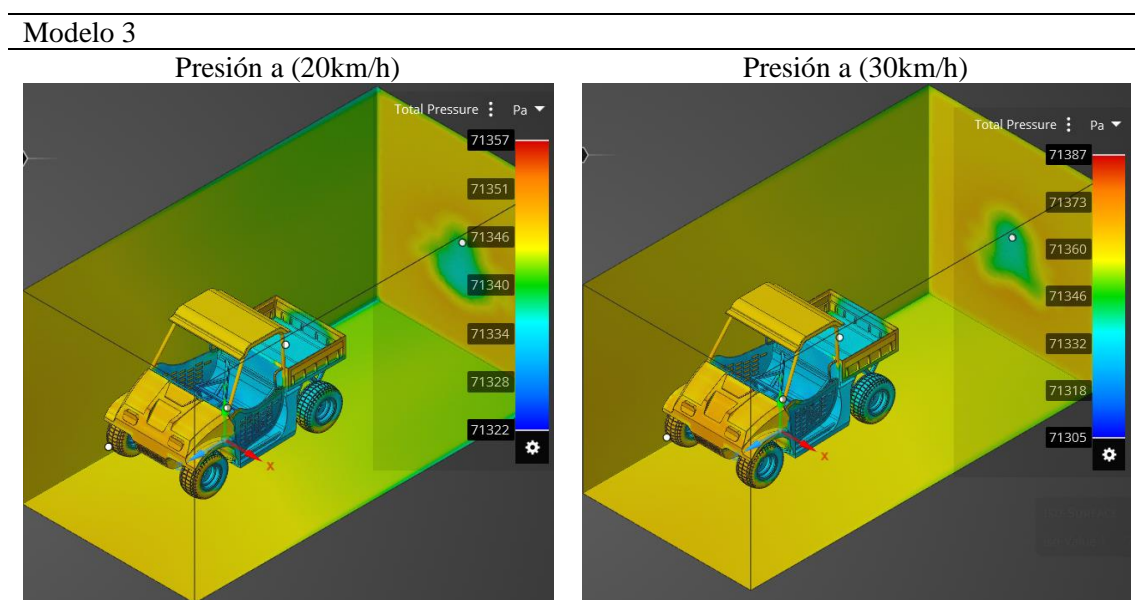
Fuente: (Maldonado, A; Yandún, V, 2021)

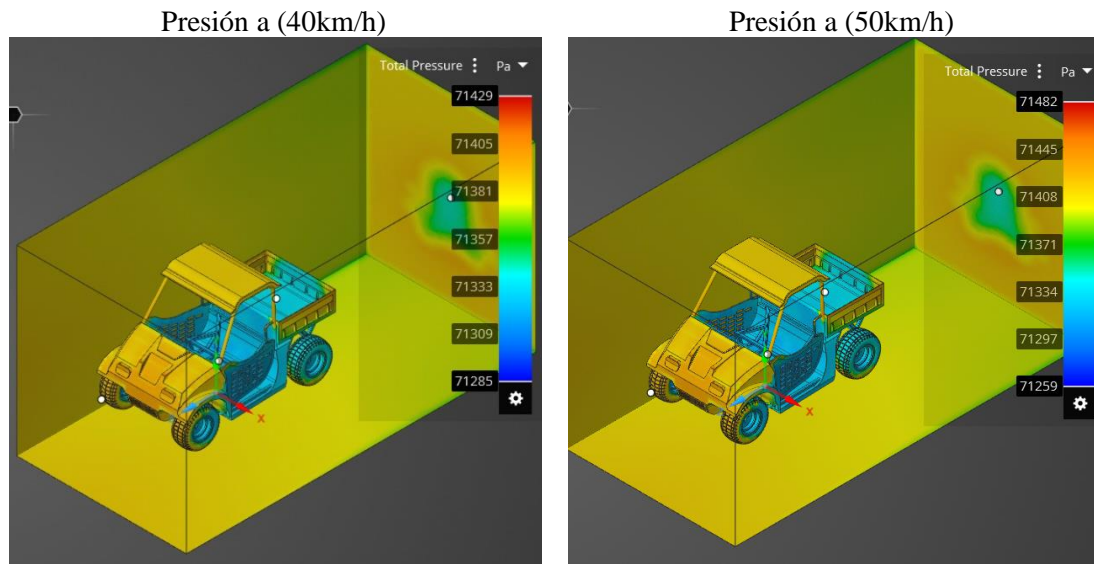
Realizado por: Maldonado, A; Yandún, J, 2021

### 3.3.3 Tercero diseño CAD de carrocería

En la tabla 8-3 se muestra el modelo tres el cual es sometida a diferentes pruebas enfocándonos en las velocidad mínima y máximas con valores de 20 km/h y 50 km/h respectivamente en donde se obtiene una presión máxima de 71357Pa y una presión mínima de 71322Pa a una velocidad de 20 km/h pero si la velocidad incrementa hasta los 50km/hl aumenta la presión obteniendo una presión mínima de 71259 y una presión máxima de 71482 Pa obteniendo una diferencia de 125 Pa.

**Tabla 8-3:** Comparación de la presión total con respecto a la velocidad del modelo 3





Fuente: (Maldonado, A; Yandún, V, 2021)

Realizado por: Maldonado, A; Yandún, J, 2021

En la tabla 9-3 se observa los datos a diferentes velocidades y los resultados como son: la fuerza de arrastre ( $F_x$ ), la Presión máxima y el coeficiente aerodinámico, cuando la velocidad está en 50 Km/h la fuerza de arrastre y la presión máxima es de 101.97 N y 149 Pa respectivamente obteniendo un coeficiente aerodinámico es de 0.6973 obteniendo un incremento de 0.01738 con respecto al modelo 2 observando que el coeficiente aerodinámico no varía demasiado.

**Tabla 9-3:** Datos para determinar el coeficiente aerodinámico modelo 3

Área Frontal m <sup>2</sup>		1,805	
Velocidad (Km/h)	$F_x$ (N)	Presión dinámica (Pa)	$C_x$
20	16.833	24	0.71941591
30	36.834	54	0.69965651
40	65.314	96	0.69785437
50	101.97	149	0.69728595

Fuente: (Maldonado, A; Yandún, V, 2021)

Realizado por: Maldonado, A; Yandún, J, 2021

### 3.4 Comparación de resultados obtenidos de los diferentes modelos de la carrocería

#### 3.4.1 Comparación de la fuerza de arrastre generada

Realizadas las simulaciones de los modelos 1, modelo 2 y modelo 3 se comparan los valores obtenidos de las fuerzas de arrastre generadas por cada prototipo en donde el modelo que tiene menor fuerza de arrastre es el modelo uno y tres que tiene un valor de 19.936N y 19.775N

respectivamente y el diseño que tiene mayor fuerza de arrastre es el diseño dos con un valor de 131.93N tal como se muestra en la tabla 10-3.

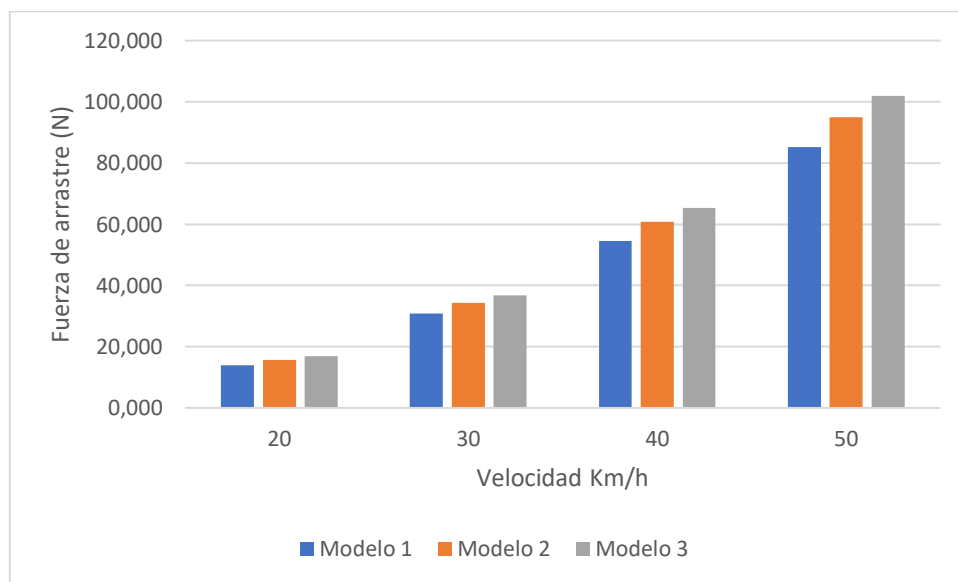
**Tabla 10-3:** Comparación de la fuerza de arrastre de los modelos

<b>Fuerza de arrastre Fx(N)</b>			
<b>Velocidad (Km/h)</b>	<b>Modelo 1</b>	<b>Modelo 2</b>	<b>Modelo 3</b>
<b>20</b>	13.92	15.613	16.833
<b>30</b>	30.772	34.295	36.834
<b>40</b>	54.606	60.829	65.314
<b>50</b>	85.137	95.023	101.97

**Fuente:** (Maldonado, A; Yandún, V, 2021)

**Realizado por:** Maldonado, A; Yandún, J, 2021

En el gráfico 4-3 se observa las curvas de la fuerza de arrastre generada por cada modelo, los resultados muestran que el modelo que genera una menor fuerza de arrastre es el primer prototipo, manteniendo valores bajos desde bajas a altas velocidades, cabe destacar que el tercer modelo mantiene una diferencia baja realizando la comparación entre el prototipo 1 a 2 N y con respecto al prototipo 1 a las diferentes velocidades la diferencia es únicamente de 5 a 6 N. Mediante esta comparación se comprueba que las modificaciones realizadas en el prototipo indica la aerodinámica que puede llegar a tener nuestro diseño.



**Gráfico 4-3** Comparación de la velocidad vs fuerza de arrastre

**Realizado por:** (Maldonado, A; Yandún, V, 2021)

En la gráfica 4-3 se observa las curvas de la fuerza de arrastre generada por cada diseño, los resultados muestran que el diseño que genera una menor fuerza de arrastre es el primero, manteniendo valores bajos a altas velocidades, cabe recalcar que el modelo 2 se aproxima



considerablemente a este, a 50 km/h que es la velocidad máxima que alcanzara el prototipo la diferencia es únicamente de 9.886 N. Mediante esta comparación se comprueba que las modificaciones realizadas en el diseño se mantienen en un rango aceptable de fuerza de arrastre.

### 3.4.2 Comparación de la Presión dinámica generada

Realizadas las simulaciones de los modelos 1, modelo 2 y modelo 3 se comparan los valores obtenidos de las fuerzas de arrastre generadas por cada prototipo tabla 11-3.

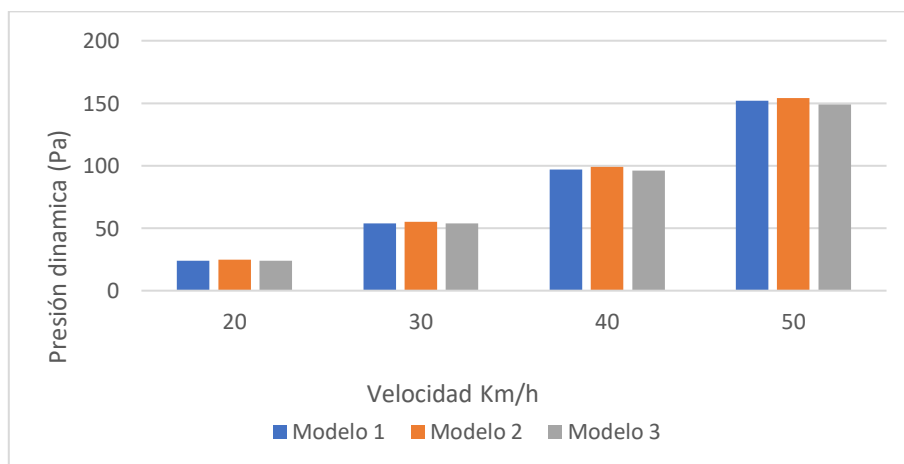
**Tabla 11-3:** Resultados de la presión dinámica

Presión dinámica (Pa)			
Velocidad (Km/h)	Modelo 1	Modelo 2	Modelo 3
20	24	25	24
30	54	55	54
40	97	99	96
50	152	154	149

**Fuente:** (Maldonado, A; Yandún, V, 2021)

**Realizado por:** Maldonado, A; Yandún, J, 2021

En el grafico 5-3 se observa la presión dinámica generadas por cada diseño, dichos resultados muestran que el modelo 3 presenta una presión dinámica baja en comparación a los otros diseños, manteniendo valores bajos a altas velocidades, además, el primer modelo mantiene una diferencia baja a este, a 50 Km/h la velocidad máxima del prototipo tiene una diferente de 3 Pa. Mediante esta comparación se verifica que las modificaciones realizadas en el modelo 2 mejoraron la aerodinámica del prototipo.



**Gráfico 2-3.** Comparación de la velocidad vs la presión dinámica

**Realizado por:** (Maldonado, A; Yandún, V, 2021)

### 3.4.3 Comparación del coeficiente aerodinámico generado

A diferencia de la fuerza de arrastre la comparación del coeficiente aerodinámico entre modelos es necesario debido a que este número unidimensional indica que eficacia presenta la carrocería con respecto a la resistencia del flujo de aire. Los resultados obtenidos por las diferentes simulaciones son los que se indica en la tabla 12-3.

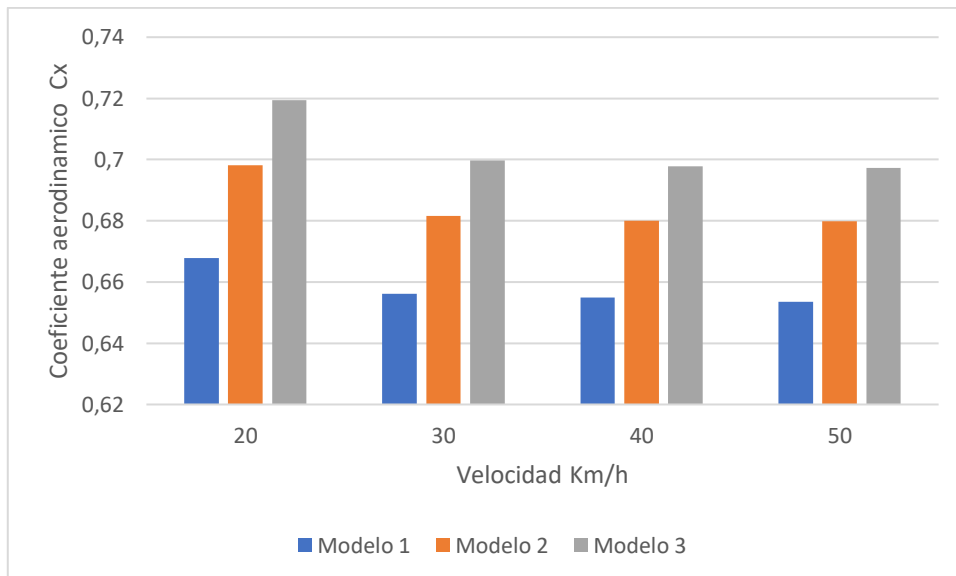
**Tabla 12-3:** Resultado del coeficiente aerodinámico

Coeficiente aerodinámico (Pa)			
Velocidad (Km/h)	Modelo 1	Modelo 2	Modelo 3
20	0.66780384	0.69822112	0.71941591
30	0.6561194	0.68163975	0.69965651
40	0.65492271	0.68007578	0.69785437
50	0.65350362	0.67991612	0.69728595

Fuente: (Maldonado, A; Yandún, V, 2021)

Realizado por: Maldonado, A; Yandún, J, 2021

En el gráfico 7-3 se indica la comparación entre los diferentes modelos observando que el coeficiente aerodinámico a diferentes velocidades en cada uno de los modelos no varía pero al modificar la geometría se tiene una variación notable por lo que se observa que el modelo tres tiene un mayor coeficiente aerodinámico de 0.719 a diferencia del modelo 1 que es lo contrario teniendo un coeficiente aerodinámico de 0.667 y el modelo 2 tiene un coeficiente de 0.6982 teniendo estos resultados se puede concluir que el prototipo a construir es el modelo 1.



**Gráfico 3-3.** Comparación de la velocidad vs el coeficiente aerodinámico

Realizado por: (Maldonado, A; Yandún, V, 2021)

### 3.4.4 *Discusión de resultados con otros autores*

Se realiza la comparación de fuerza de arrastre, presión dinámica máxima, y coeficiente aerodinámico en relación con otros autores, donde se obtendrán diferentes resultados debido a las condiciones de simulación como son: presión atmosférica, densidad aire, temperatura, condición de velocidad máxima alcanzada por el vehículo. Viñan y Morocho (2018) realizan pruebas aerodinámicas al vehículo formula SAE que tiene un área frontal de 0.42 m<sup>2</sup>, obteniendo como resultados de fuerza de arrastre (Fx) 79 N, presión dinámica 446 Pa y coeficiente aerodinámico de 0.3673. Chinchilima y Rodríguez (2020) obtuvieron de resultados aerodinámicos del prototipo Eco Shell Marathon que tiene un área frontal de 0.38 m<sup>2</sup>, obteniendo como resultados de fuerza de arrastre (Fx) 40 N, presión dinámica 211 Pa y coeficiente aerodinámico de 0,34. El modelo 1 propuesto fue el de mejores características, teniendo una área frontal de 1.608 m<sup>2</sup>, dando como resultados una fuerza de arrastre (Fx) 85.137 N, presión dinámica 152 Pa y coeficiente aerodinámico 0.65. Realizando una comparación de las distintas consideraciones, y sobre todo las condiciones de simulación, se concluye que el prototipo presenta buenas características aerodinámicas ya que la relación área frontal es alta en comparación a los otros autores y el coeficiente de arrastre es bajo, por lo tanto, el diseño se considera aceptable, ya que optimiza el rendimiento del motor y baterías al no existir un coeficiente de arrastre elevado.

### 3.5 **Dinámica del vehículo**

#### 3.5.1.1 *Centro de gravedad*

En la tabla 13-3 se indica los valores requeridos como son la masa tota con un valor de 426 Kg la misma que será distribuida en el 45% en el eje delantero dando un valor de 191.7 Kg y en el eje posterior el 55% dando un valor de 234.3kg debido a que el vehículo es de tracción trasera, además se debe considerar la distancia de ejes que se empleó para el diseño.

**Tabla 13-3.** Datos del vehículo

Datos	Simbología	Valor Numérico	Unidad
Masa total (vacío)	mt	426	kg
Masa frontal	mf	234,3	kg
Masa posterior	mr	191,7	kg
Elevación del tren delantero	e	0,28	m
Masa delantera con elevación	mfe	264,30	kg
Distancia entre ejes	L	2,05	m
Radio dinámico del neumático	r	0,2863	m
Gravedad	g	9,81	m/s <sup>2</sup>
Masa total (cargado al máximo)	MT	550	kg

Fuente: (Maldonado, A; Yandún, V, 2021)

Realizado por: Maldonado, A; Yandún, J, 2021

Para determinar el centro de gravedad se realiza mediante la ecuación 19:

$$h = \frac{-[(mt * g * \cos\theta) * b] + [(mfe * g) * L]}{(mt * g * \sin\theta)}$$

$$h = \frac{-[(475 * 9,81 * \cos(7.85)) * 1,1275] + [(264.3 * 9.81) * 2.05]}{(475 * 9.81 * \sin(7.85))}$$

Obteniéndose un valor de:

$$h = 1.13m$$

Finalmente sumamos el radio dinámico del neumático y obtenemos la altura del centro de gravedad:

$$HCG = h + Rd$$

$$HCG = 1.42$$

### 3.5.2 Velocidad máxima al tomar una curva

El cálculo de la velocidad máxima al tomar una curva se consideró un peralte de  $10^\circ$ , radio de curva de 60m y coeficiente de fricción de 0.3 con los siguientes datos:

Masa:  $m = 426 \text{ Kg}$

Gravedad:  $g = 9.81 \text{ m/s}^2$

El peso es igual a la masa del vehículo por la gravedad

$$\text{Peso: } P = m * g$$

$$P = 426 \text{ Kg} * 9.81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$$

Remplazando los datos obtenemos un valor de:

$$P = 2049.1 \text{ N}$$

Radio de la Curva:  $R_c = 60 \text{ m}$

Ángulo de Peralte:  $\theta = 10^\circ$

$\mu = 0.3$

Por lo que para determinar la velocidad máxima utilizamos la ecuación 20:

$$V = \sqrt{R_c * g * \frac{(\tan\theta + \mu)}{(1 - \tan\theta * \mu)}}$$

Remplazando los datos tenemos:

$$V = \sqrt{60m * 9.81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} * \frac{(\tan 10^\circ + 0.3)}{(1 - \tan 10^\circ * 0.3)}}$$

Obteniendo un resultado de velocidad máxima para tomar una curva de:

$$V = 17,21 \frac{m}{s}$$

$$V = 61,96 \frac{Km}{h}$$

### 3.5.3 Velocidad máxima para no volcar en una curva

Para este cálculo se consideró un peralte de 8°, un radio de curva de 50m, un coeficiente de fricción de 0.3 y adicional se consideró la altura del centro de gravedad del vehículo.

Con los datos usados en la velocidad máxima para tomar una curva.

Anchura promedio:  $2x=1.5893$  m  $x=0.79465$  m

Altura del Centro de Gravedad: A.C.G.= $y=1.40$  m

Para determinar la velocidad máxima para no volcar en una curva utilizamos la ecuación 21:

$$V = \sqrt{-(R_c * g) * \left[ \frac{(\cos\theta * x + \operatorname{sen}\theta * y)}{(\operatorname{sen}\theta * x - \cos\theta * y)} \right]}$$

Reemplazando datos tenemos:

$$V = \sqrt{-\left(50 \text{ m} * 9.81 \frac{m}{s^2}\right) * \left[ \frac{(\cos 8^\circ * 0.79465 \text{ m} + \operatorname{sen} 8^\circ * 1.40 \text{ m})}{(\operatorname{sen} 8^\circ * 0.79465 \text{ m} - \cos 8^\circ * 1.40 \text{ m})} \right]}$$

Finalmente obtuvimos que la velocidad para no volcar en una curva con un peralte de 8° y de radio de curva de 50 m es de:

$$V = 19.43 \frac{m}{s}$$

$$V = 69.942 \frac{Km}{h}$$

### 3.5.4 Distribuciones de presión

En el capítulo 2 se describe la presión estática, dinámica y en el punto de estancamiento, dichos valores pueden ser obtenidos mediante la simulación, la presión estática es la misma que la presión atmosférica es decir 71333 Pa, mientras la presión dinámica es la que energía generada durante todo el trayecto del fluido, la misma se puede calcular mediante la ecuación 6 la misma que es dividida por el volumen.

$$EC = PD = \frac{1}{2} \delta * v^2$$

$$PD = \frac{0,84 \left(\frac{kg}{m^3}\right) * \left(13.89 \frac{m}{s}\right)^2}{2}$$

$$PD = 81.031 Pa$$

Como indica el principio de Bernoulli, la energía total a lo largo del trayecto del fluido es una constante y dependiente de la velocidad (Nuñez 2002). Esta energía total se calcula mediante la ecuación 11.

$$H = Pmax = P + \frac{\delta * v^2}{2}$$

$$Pmax = 71333 (Pa) + \frac{0,84 \left(\frac{kg}{m^3}\right) * \left(13.89 \frac{m}{s}\right)^2}{2}$$

$$Pmax = 71414.03 Pa$$

Esta es la presión máxima que se genera en el vehículo, ya que dependiendo de la geometría del prototipo la presión varía a lo largo de este, la presión máxima que se genera en los puntos de estancamiento, la reducción de los mismo fue de gran importancia ya que esto hará que se reduzca la fuerza de arrastre.

### 3.5.5 Fuerza y coeficiente de arrastre y sustentación

Luego de analizar la distribución de presión, presión máxima, los puntos de estancamiento, a continuación, se calculará la fuerza de arrastre generada por el movimiento dinámico. De acuerdo con la configuración aerodinámica se procede a calcular el coeficiente de arrastre ( $C_x$ ) y el coeficiente de sustentación ( $C_z$ ) teórico, para realizar el cálculo se tiene un área frontal del prototipo construido de 1,608 m<sup>2</sup>.

Coeficiente de arrastre:

$$C_x = \frac{Fx}{\frac{1}{2} * \delta * A * v^2}$$

$$C_x = \frac{85.137 N}{\frac{1}{2} * 0,84 \left(\frac{kg}{m^3}\right) * 1.608 (m^2) * \left(13.89 \frac{m}{s}\right)^2}$$

$$C_x = 0.6533$$

Coeficiente de sustentación:

$$C_z = \frac{Fy}{\frac{1}{2} * \delta * A * v^2}$$

$$C_z = \frac{8,655 N}{\frac{1}{2} * 0,84 \left(\frac{kg}{m^3}\right) * 1.608 (m^2) * \left(13.89 \frac{m}{s}\right)^2}$$

$$C_z = 0,0664$$

Con los valores de referencia primeramente se calcula la fuerza de arrastre  $F_{xa}$  y sustentación  $F_{za}$  teórico mediante las ecuaciones 12 y 14.

Fuerza de arrastre:

$$F_{xa} = \frac{1}{2} * \rho * A * C_x * v^2$$

$$F_{xa} = \frac{1}{2} * 0.84 \left( \frac{kg}{m^3} \right) * 1.608 (m^2) * 0.6533 * \left( 13.89 \frac{m}{s} \right)^2$$

$$F_{xa} = 52.938 N$$

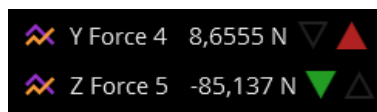
Fuerza de sustentación:

$$F_{za} = \frac{1}{2} * \rho * A * C_z * v^2$$

$$F_{za} = \frac{1}{2} * 0.84 \left( \frac{kg}{m^3} \right) * 1.608 (m^2) * 0.0664 * \left( 13.89 \frac{m}{s} \right)^2$$

$$F_{za} = 8.652 N$$

Las fuerzas de arrastre y sustentación son necesarias para obtener los coeficientes de arrastre y sustentación teóricos. Los resultados más próximos a la realidad que podremos obtener son los conseguidos en la simulación en la figura 19-3 se muestra los resultados obtenidos.



**Figura 19-3** Resultados de las fuerzas de arrastre y sustentación simulados

Realizado por: (Maldonado, A; Yandún, V, 2021)

Con los valores que se obtuvo en la simulación que se muestran en la figura 19-3 se pueden obtener los coeficientes de arrastre y sustentación más próximos del vehículo, el cálculo se lo realiza mediante las ecuaciones 12 y 14. Los resultados de la figura 19-3 la fuerza de arrastre está dada por el eje Z, mientras que la fuerza de sustentación está dada por el eje Y, eso se debe a la ubicación del modelo. El signo negativo en la fuerza de arrastre nos indica que es una fuerza opuesta al movimiento, para efectos del cálculo se los tomara como positivos, mientras que el signo de la fuerza de sustentación indica que la fuerza no genera alguna carga adicional hacia abajo.

Coefficiente de arrastre:

$$C_x = \frac{F_z}{\frac{1}{2} * \delta * A * v^2}$$

$$C_x = \frac{85.137 \text{ N}}{\frac{1}{2} * 0.84 \left(\frac{\text{kg}}{\text{m}^3}\right) * 1.608 \text{ (m}^2\text{)} * \left(13.89 \frac{\text{m}}{\text{s}}\right)^2}$$

$$C_x = 0,6533$$

Coefficiente de sustentación:

$$C_z = \frac{F_y}{\frac{1}{2} * \delta * A * v^2}$$

$$C_z = \frac{8.655 \text{ N}}{\frac{1}{2} * 0.84 \left(\frac{\text{kg}}{\text{m}^3}\right) * 1.608 \text{ (m}^2\text{)} * \left(13.89 \frac{\text{m}}{\text{s}}\right)^2}$$

$$C_z = 0.0664$$

Los valores obtenidos de los coeficientes por la simulación son inferiores a los teóricos, debido a que las fuerzas obtenidas en la simulación son las más cercanas al movimiento dinámico real del vehículo. En la tabla 14-3 se observa los valores reales y teóricos de las fuerzas y coeficientes aerodinámicos y la comparación tanto de los valores obtenidos mediante cálculos matemáticos y los valores obtenidos por simulaciones.

**Tabla 14-3** Resultados teóricos y simulados de las fuerzas y coeficientes aerodinámicos

<b>Valores teóricos</b>	
Coefficiente de arrastre	0.618
Coefficiente de sustentación	0.0628
Fuerza de arrastre	80.52 N
Fuerza de sustentación	8.1827 N
<b>Valores de simulación</b>	
Coefficiente de arrastre	0.6533
Coefficiente de sustentación	0.0664
Fuerza de arrastre	85.137 N
Fuerza de sustentación	8.6555 N

**Fuente:** (Maldonado, A; Yandún, V, 2021)

**Realizado por:** Maldonado, A; Yandún, J, 2021



Los valores reales y teóricos que se observa en la tabla 14-3 del vehículo, según el prototipo que se seleccionó los coeficientes tienen una referencia de valores óptimos, pero mediante las simulaciones del modelo se obtiene valores inferiores, esto se debe a la geometría de este.

### 3.5.1 Potencia necesaria para vencer la fuerza aerodinámica

La aerodinámica de un vehículo afecta considerablemente el rendimiento de este, esto se puede verificar mediante diversos análisis, entre los más importantes comprobar la carga generada y calcular la potencia necesaria para poder vencer la fuerza de aerodinámica. Debido al peso y el diseño que va a tener el vehículo el uso de dispositivos aerodinámicos se omitió por lo que la carrocería no generara cargas de sustentación las cuales afectan al aumento de la carga aerodinámica, por otro lado, el cálculo de la potencia necesaria para vencer dichas fuerzas se la puede obtener mediante la ecuación 18.

$$P = \frac{1}{2} * \delta * C_X * A * v^3$$

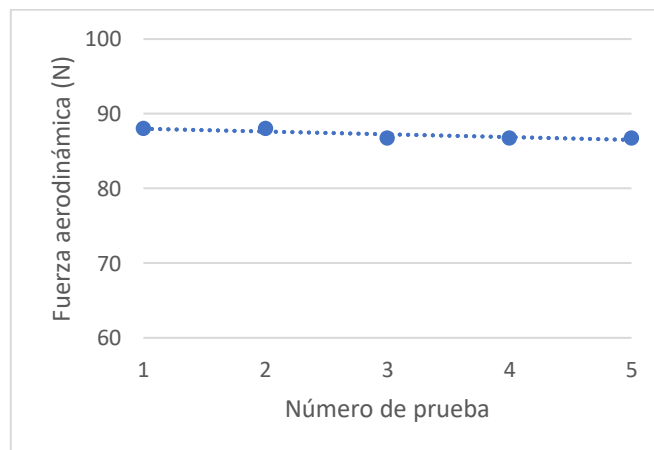
$$P = \frac{1}{2} * 0.84 \left( \frac{kg}{m^3} \right) * 0.6533 * 1.608 (m^2) * \left( 13.89 \frac{m}{s} \right)^3$$

$$P = 1182.374 W = 1.18 KW$$

La potencia del motor necesaria para vencer la fuerza de arrastre que se está poniendo al movimiento del vehículo a 50 Km/h es de 1.18 KW, este valor es óptimo ya que la capacidad del motor es de 2.2 KW.

### 3.6 Prueba de ruta obtención de fuerzas de arrastre

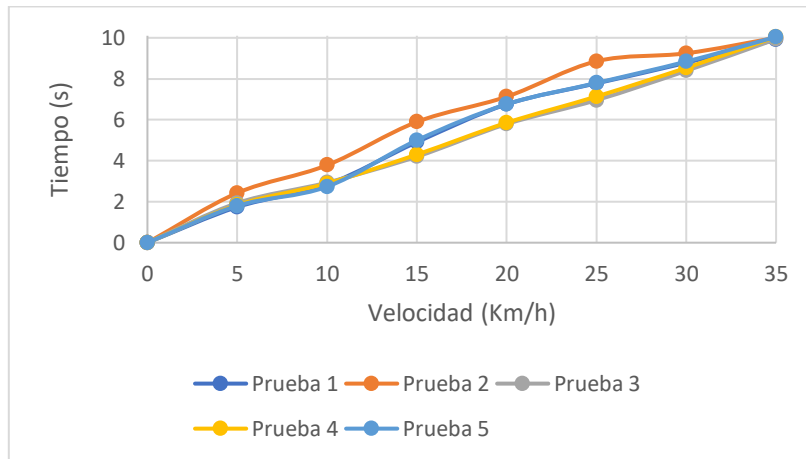
Para la ejecución de esta prueba, se tomó una ruta dentro de las instalaciones de la universidad, los valores obtenidos de las distintas pruebas se muestran en el anexo I los cuales mediante una tabulación se obtiene la fuerza de arrastre, velocidad máxima, tiempo.



**Gráfico 4-3.** Numero de pruebas vs Fuerza de arrastre

**Realizado por:** (Maldonado, A; Yandún, V, 2021)

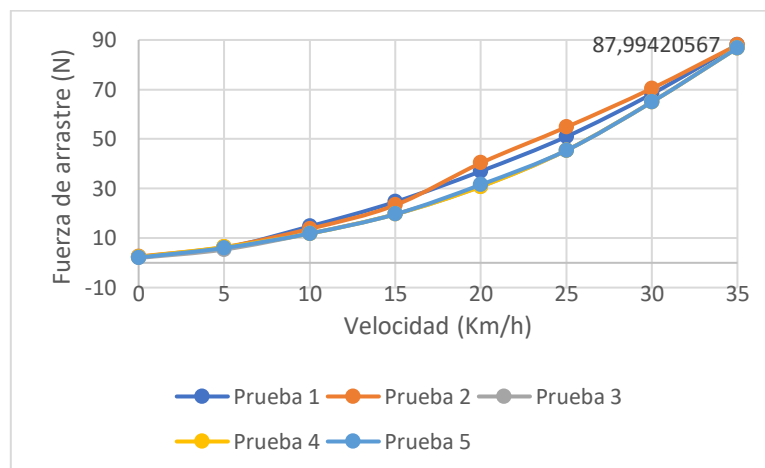
En el Grafico 4-3 indica la fuerza de arrastre máxima obtenida en cada prueba, dando un resultado aproximado de 87.888 N, este dato tiene una gran aproximación a los obtenidos en la simulación con 85.137 N y en lo teórico con 80.52 N, dicha semejanza de resultados nos indica que el prototipo al momento de alcanzar su velocidad máxima generara una resistencia acorde a sus dimensiones y peso.



**Gráfico 5-3.** Velocidad vs tiempo

Realizado por: (Maldonado, A; Yandún, V, 2021)

En el Grafico 5-3 nos indica el tiempo que le tomo al prototipo alcanzar su velocidad máxima en cada prueba, el tiempo que le tomo alcanzar su velocidad máxima de 35 Km/h fue de 9.10 segundos, este valor depende mucho del estado de las baterías y su carga, al tener un motor trifásico de imanes permanentes y conectado a un diferencial, tendrá un alto consumo de energía, el valor de velocidad es aceptable debido a que es un vehículo utilitario el cual requiere más potencia que torque.



**Gráfico 6-3.** Velocidad vs Fuerza de arrastre

Realizado por: (Maldonado, A; Yandún, V, 2021)

En el Grafico 6-3 se muestra la fuerza de arrastre genera en función del avance de la velocidad, se puede observar que dicha fuerza es creciente en todas pruebas realizadas, es decir que a mayor velocidad mayor será la resistencia al movimiento que va a tener el prototipo, la variación de fuerza que existe entre cada prueba se debe a que valores como la velocidad del viento no son constantes, en la gráfica ..se observa que al momento de alcanzar la velocidad máxima el valor de la fuerza en cada prueba es similar esto nos indica que el diseño de la carrocería es el ideal porque permite que el prototipo se desempeñe de buena manera ante dicha resistencia.

### 3.7 Geometría de Ackermann

El ángulo de la rueda exterior es necesario considerar el ancho de vías con un valor de 1589 y la distancia entre ejes de 2050 teniendo en cuenta estos datos se procede a realizar el cálculo se determina utilizando la ecuación (27).

$$\delta_o = \arctan\left(\frac{l}{R1 - \frac{W}{2}}\right)$$

Reemplazando datos tenemos:

$$\delta_o = \arctan\left(\frac{2050}{3986.46 - \frac{1589}{2}}\right)$$

Finalmente obtenemos que el ángulo exterior es de:

$$\delta_o = 32.71^\circ$$

Por lo que para calcular el ángulo interior es necesario utilizar la ecuación (28).

$$\delta_i = \arctan\left(\frac{l}{R1 + \frac{W}{2}}\right)$$

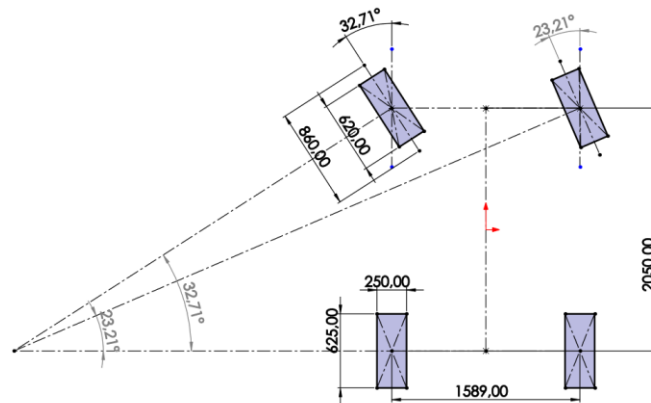
Reemplazando datos tenemos:

$$\delta_i = \arctan\left(\frac{2050}{3986.46 + \frac{1589}{2}}\right)$$

Finalmente obtenemos que el ángulo exterior es de:

$$\delta_i = 23.21^\circ$$

La herramienta de SolidWorks permite calcular el ángulo interno que es de  $32.71^\circ$  y externo de  $23.21^\circ$ , utilizando las dimensiones como son la distancia entre ejes con un valor de 2050 mm y un ancho de vía 1589 mm además de considerar las dimensiones del neumático tal como se indica en la figura 20-3.



**Figura 20-3** Geometría de Ackerman

Realizado por: (Maldonado, A; Yandún, V, 2021)

### 3.7.1 *Discusión de resultados con otros autores*

Se realiza la comparación de los ángulos de giro internos y externos, tomando en consideración los parámetros de longitud, ancho de vía, tamaño de neumático y que se aplique el porcentaje de Ackerman. Raúl (2019) desarrollo en su estudio la mejora del sistema de dirección de un vehículo formula SAE, en la que considero una batalla de 1.55 m, un ancho de vía 1.2 m y un neumático con la denominación Hoosier 20 x 6-10 in, obteniendo como resultados un ángulo de  $35^\circ$  cuando es un giro interno, y  $30^\circ$  cuando es un giro externo, los cuales se encuentran en rango positivo, los cuales son valores que están en un rango Ackerman. Llivisaca (2018) desarrollo un estudio del sistema de dirección de un vehículo formula SAE, en la que considero una longitud de 1.6 m y un neumático con la denominación Hoosier 19.5 x 6.5 in, obteniendo como resultados un ángulo de giro interno de  $28.31^\circ$ , y un ángulo de giro externo de  $20.99^\circ$ . En nuestro proyecto las dimensiones de longitud, ancho de vía y neumático difieren mucho con los otros estudios, sin embargo, los valores son muy semejantes obteniendo ángulos internos y externos son  $32.71^\circ$  y  $23.21^\circ$  respectivamente, esto se debe a que en todos los casos de estudio se aplicó el mismo principio el cual es de Ackermann.

## CONCLUSIONES

En el análisis se utilizó un tubo estructural de perfil redondo y cuadrado basándonos en la norma ASTM A36 y siendo este el más comercial en Ecuador además de considerar las propiedades en cuanto a la resistencia y a la ductilidad. El análisis de chasis consiste en determinar el factor de seguridad, el esfuerzo de Von Mises y Deformación con los siguientes valores de 1.25, 193.26MPa y 5.42 mm, respectivamente de donde se varió la geometría de seis modelos que se realizaron y llegando a concluir que el modelo que tubo los mejores resultados es el prototipo 6 el cual fue construido con las dimensiones y los refuerzos establecidos en el diseño. En cuanto al chasis se llegó a un diseño multi tubular y especificando las secciones de las vigas teniendo en cuenta los requerimientos que exigen las solicitaciones, pero sin descuidar consideraciones estéticas. El material fue seleccionado a partir del relevamiento de materiales existentes en la industria metalúrgica local en colisión a las propiedades deseadas en cuanto a resistencia y ductilidad.

La estructura del auto eléctrico se lo construyó en base al diseño previamente establecido. La construcción se la hizo por fases, en la primera fase se midió, cortó y soldó los perfiles seleccionados para formar el suelo del vehículo, la siguiente fase fue construir la parte delantera y posterior de la estructura, finalmente se construyó el habitáculo del vehículo, además se colocó los soportes de los subsistemas que acompañan a la estructura como son la suspensión, propulsión, dirección y frenos.

Las teorías de estudio aerodinámico permiten determina el coeficiente de arrastre utilizando programas computacionales de última generación como es el programa de Ansys Discovery el cual trae divisaros paquetes cargados permitiendo determinar el comportamiento de la carrocería que se construyó en este caso el modelo 1. En este caso se afirma que una buena aerodinámica mejora el rendimiento en ruta de un vehículo, aprovechando el mínimo consumo energético de las baterías, reduciendo la potencia necesaria para vencer las fuerzas aerodinámicas a elevadas velocidades y consiguiendo refrigerar elementos a través de un buen flujo de aire. En la selección frontal del vehículo se considera la distribución de presiones y fuerzas generadas en cada sección, mostrando que el primer prototipo es óptimo para su construcción con un Cx de 0,654 a 50 km/h. Además, la distribución de presiones se mejora mediante la suavidad de cambios de geometrías de secciones, dando como resultado una presión máxima dinámica de 152Pa y requiere de procesos menos complejo con respecto a los otros modelos.

Al evaluar los criterios de selección, se elige como mejor opción el sistema de mecánica piñón y cremallera, ya que este sistema tiene algunas características como son: de bajo costo, tiene un peso y tamaño moderado, es seguro y estable, de fácil mantenimiento. Para la implementación

del sistema, se optó por el cajetín de dirección del Chevrolet Spark 2010 con un largo total de 1.2 m, esta distancia fue reducida a 0.92 m debido al espacio del prototipo. Para dicha reducción, se toma como alternativa aceptable la disminución de la longitud de los terminales de dirección de 27 cm a 13cm, hasta alcanzar la longitud requeridas para el sistema. Esta reducción no alteró su funcionamiento ya que se conservó la distancia del recorrido de la cremallera, la cual permite obtener los ángulos de giro necesarios, para una buena maniobrabilidad en las curvas sin perder pista.

## **RECOMENDACIONES**

Se recomienda utilizar el prototipo de acuerdo con los parámetros que se han establecidos, el mismo solo puede transitar por carreteras de 2do y 3er orden, al no estar homologado por la ley de tránsito no puede circular por zonas urbanas, el número de ocupantes no debe ser más de dos personas.

Si se desea replicar este estudio se recomienda que al momento de diseñar el chasis se busque formar triángulos con las vigas debido a que están soportan mayor rigidez a diferencia de las vigas que forman cuadrados ya que estas tienden a flexionar con mayor facilidad.

Si se desea implementar una mejora a este prototipo es en la construcción, se recomienda utilizar materiales con un peso menor al acero estructural, en este caso aluminio y fibra de carbono, pero se debe tomar en cuenta el costo de dichos materiales, ya que los mismos triplican el costo actual del prototipo.

## BIBLIOGRAFÍA

- ALGABA MILLÁN, Diego.** *Mecanizado básico: operaciones auxiliares de mantenimiento de carrocerías de vehículos* [en línea]. IC Editorial. Malaga-España : s.n, 2012. [Consulta: 1 junio 2021]. Disponible en: <https://elibro.net/es/ereader/epoch/42637>
- ALVARADO RAMÓN, Richard Eduardo, & MONTALVÁN ROBLES, Christian Joel.** Diseño de chasis monoplaza tipo autocross según la normativa FIA [En línea] (Trabajo de titulación). Universidad Politécnica Salesiana, Cuenca, Ecuador. 2019. [Consulta: 2021-06-01]. Disponible en: <https://dspace.ups.edu.ec/bitstream/123456789/18339/1/UPS-CT008679.pdf>
- ÁLVAREZ ANDRADE, Alex Fabián, & JARAMILLO MADRID, Guido Antonio.** Diseño y construcción del chasis para un vehículo tipo buggy de la fórmula automovilística universitaria (FAU) [En línea] (Trabajo de titulación). Escuela Superior Politécnica de Chimborazo, Facultad de Mecánica, Escuela de Ingeniería Automotriz, 2009. pp. 27-34. [Consulta: 2021-05-25]. Disponible en: <http://dspace.espoch.edu.ec/handle/123456789/1331>
- ARANA ZAMBRANO, Reina Mariuxi.** La revolución industrial y la industrialización del Ecuador [En línea] (Trabajo de titulación). (Maestría) Universidad Nacional de Educación, Azogues, Ecuador. 2018. pp.12-12. [Consulta: 2021-05-24]. Disponible en: <http://repositorio.unae.edu.ec/handle/56000/936>
- BERMEO MOREJÓN, Luis Humberto; et al.** Diseño y construcción de un chasis tubular de un vehículo monoplaza para la competición en la formula SAE [En línea] (Trabajo de titulación). Universidad Politécnica Salesiana, Carrera de Ingeniería Mecánica, Cuenca, Ecuador.2014. pp. 100-103. [Consulta: 2021-06-09]. Disponible en: <http://dspace.ups.edu.ec/handle/123456789/7132>
- BURNEO LÓPEZ, Raúl Enrique.** Diseño de vehículo para mejorar la formación de ingenieros mecánicos eléctricos haciendo uso de CAD/CAE [En línea] (Trabajo de titulación). (Maestría) Universidad de Piura, Facultad de Ingeniería, Departamento de Ingeniería Mecánica Eléctrica, Piura, Perú. 2015. pp. 81-83 [Consulta: 2021-06-10]. Disponible en: <https://hdl.handle.net/11042/2488>
- CASTILLO, S; et al.** "Análisis de criterios de fallo para materiales compuestos TFG". *Researchgate* [en línea], 2016,(España), pp. 55-56. [Consulta: 12 junio 2021]. DOI 10.13140/RG.2.2.34077.20968. Disponible en: [https://www.researchgate.net/publication/320127355\\_ANALISIS\\_DE\\_CRITERIOS\\_DE\\_FALLO\\_PARA\\_MATERIALES\\_COMPUESTOS\\_TFG](https://www.researchgate.net/publication/320127355_ANALISIS_DE_CRITERIOS_DE_FALLO_PARA_MATERIALES_COMPUESTOS_TFG)



**CHINCHILIMA DUCHI, Paolo Cesar & RODRÍGUEZ SÁNCHEZ, Héctor Israel.**

Rediseño y construcción del chasis y la carrocería de un prototipo para la competencia Eco Shell Marathon. [En línea] (Trabajo de titulación). Escuela Superior Politécnica de Chimborazo, Facultad de Mecánica, Escuela de Ingeniería Automotriz, Riobamba, Ecuador. 2020, pp. 52-53. [Consulta: 2021-06-10]. Disponible en: <http://dspace.espoch.edu.ec/handle/123456789/13827>

**COLOMINA, F; et al.** "Modelado estructural de componentes de bastidores de vehículos pesados mediante el método de elementos finitos". *Informacion Tecnologica* [en línea], 2006, (España) 17(6) , pp. 27-34. [Consulta: 25 mayo 2021]. ISSN 07168756. DOI 10.4067/S0718-07642006000600006. Disponible en: <http://dx.doi.org/10.4067/S0718-07642006000600006>

**CONDES NOVILLO, Jaime.** Simulación de ensayos de choque en vehículos. Validación de un modelo de dummy en 2 dimensiones [En línea] (Trabajo de titulación). Universidad Carlos III de Madrid, Departamento Ingeniería Mecánica, Ingeniería Técnica Industrial, Leganés, España. 2005. pp. 96-103. [Consulta: 2021-06-01]. Disponible en: [https://e-archivo.uc3m.es/bitstream/handle/10016/8679/PFC\\_Jaime\\_Condes\\_Novillo\\_2005\\_20105414260.pdf?sequence=1&isAllowed=y](https://e-archivo.uc3m.es/bitstream/handle/10016/8679/PFC_Jaime_Condes_Novillo_2005_20105414260.pdf?sequence=1&isAllowed=y)

**CÓRDOVA RODAS, Adrián Esteban & MERCHÁN GUAYA, Byron Manuel.** Rediseño del chasis tubular del FSAE Bosco 1 a través de CAD/CAE para el acople de un motor YAMAHA FZ 600i [En línea] (Trabajo de titulación). Universidad Politécnica Salesiana, Cuenca, Carrera de Ingeniería Mecánica, Ecuador. 2020, pp.51-54. [Consulta: 2021-06-10]. Disponible en: <http://dspace.ups.edu.ec/handle/123456789/19705>

**DAS, A.** "Diseño del chasis del coche de carreras Student Formula". *Revista Internacional de Ciencia e Investigación* [en línea], 2015, (India) 4(4), pp. 2573-2574. [Consulta: 10 junio 2021]. ISSN 2571-2575. Disponible en: [https://www.researchgate.net/publication/299338429\\_Design\\_of\\_Student\\_Formula\\_Race\\_Car\\_Chassis/citations](https://www.researchgate.net/publication/299338429_Design_of_Student_Formula_Race_Car_Chassis/citations).

**DURAN MARTINEZ, Fabián Eduardo.** Diseño de un vehículo eléctrico para transporte de personas en condiciones de movilidad restringida temporal o permanente [En línea] (Trabajo de titulación). Universidad Pontificia Bolivariana, Facultad de Ingeniería Mecánica, Escuela de Ingeniería, Bucaramanga, Colombia. 2020, p.78. [Consulta: 2021-06-12]. Disponible en: <https://repository.upb.edu.co/handle/20.500.11912/8654>

**EAKAMBARAM, A; et al.** "Experimental analysis and Validation of torsional stiffness of a Tubular space frame chassis". *Materials Today: Proceedings* [en línea]. 2020,(India).

[Consulta: 12 junio 2021]. ISSN 22147853. DOI 10.1016/j.matpr.2021.02.238. Disponible en: <https://doi.org/10.1016/j.matpr.2021.02.238>

**ESSS, 2021.** *Industria A utomovilística* [blog]. [Consulta: 25 mayo 2021]. Disponible en: <https://www.esss.co/es/industria-automotor/>

**MOROCHO GRANDE, Luis Dario & TAPIA VIÑAN, Erik René.** Diseño y construcción de una carrocería de un vehículo de competencia Formula SAE eléctrico [En línea] (Trabajo de titulación). Universidad Politécnica Salesiana, Carrera de Ingeniería Mecánica Automotriz, Cuenca, Ecuador. 2018, pp.39-61, [Consulta: 2021-05-25]. Disponible en: <http://dspace.ups.edu.ec/handle/123456789/15150>

**GUILLÉN TERÁN, J: et al.** "Propagación de grietas por fatiga de acero al carbono con y sin soldadura mig". *SCIELO* [en línea], 2018, (México) 21(3). [Consulta: 1 junio 2021]. ISSN 1815-5944. Disponible en: [http://scielo.sld.cu/scielo.php?pid=S1815-59442018000300167&script=sci\\_arttext&tlng=en](http://scielo.sld.cu/scielo.php?pid=S1815-59442018000300167&script=sci_arttext&tlng=en)

**HU, H; et al.** "Impact crash analyses of an off-road utility vehicle - Part II: Simulation of frontal pole, pole side, rear barrier and rollover impact crashes". *International Journal of Crashworthiness* [en línea], 2012, (Taiwán) 17(2), pp. 163-172. [Consulta: 11 junio 2021]. ISSN 13588265. DOI 10.1080/13588265.2011.632858. Disponible en: <https://www.tandfonline.com/doi/abs/10.1080/13588265.2011.632858>

**RAMOS TEODORO, Jerónimo.** Modelado y control de la dirección de un vehículo eléctrico [En línea] (Trabajo de titulación). Universidad de Almería, Facultad de Ciencias Experimentales, Ingeniería Mecánica, Almería, España. 2014. pp. 15-30. [Consultado: 2021-06-01]. Disponible en: [http://repositorio.ual.es/bitstream/handle/10835/3408/3451\\_Memoria%20TFG.pdf?sequence=1&isAllowed=y](http://repositorio.ual.es/bitstream/handle/10835/3408/3451_Memoria%20TFG.pdf?sequence=1&isAllowed=y)

**JIMÉNEZ CERCADO, M & NAVARRETE PILACÚA, M.** "Perfil ecuatoriano de las empresas metalmecánicas Ecuador". *Dominio de las Ciencias* [en línea], 2018(Ecuador) 4(1), pp. 585-602. [Consulta: 12 junio 2021]. DOI 10.23857/dom.cien.pocaip.2017.4.1.enero.585-602. Disponible en: <https://dialnet.unirioja.es/servlet/articulo?codigo=6313255>

**KELLY, D; et al.** "Diseño aerodinámico computacional para un vehículo Fórmula SAE". *SAE International Journal of Passenger Cars - Mechanical Systems* [en línea], 2018,11(1), pp. 36-37. [Consulta: 10 junio 2021]. ISSN 19464002. DOI 10.4271/06-11-01-0003. Disponible en: <https://saemobilus.sae.org/content/06-11-01-0003/>

**LARRODÉ, E; et al.** "Influencia de los parámetros de diseño de los vehículos eléctricos en la optimización de la eficiencia energética en las rutas urbanas". *SAE International Journal of Materials and Manufacturing* [en línea], (España) 8(2), pp. 403-404. [Consulta: 10 junio 2021]. ISSN 19463987. DOI 10.4271/2015-01-0500. Disponible en: <https://doi.org/10.4271/2015-01-0500>

**LIM, J & SIVAGURU, S.** "Chassis structural design of track racing one manned formula car". *International Journal of Engineering and Technology(UAE)* [en línea], 2018,(Malaysia) 7(3), pp. 71-75. [Consulta: 12 junio 2021]. ISSN 2227524X. DOI 10.14419/ijet.v7i3.32.18396. Disponible en: <https://www.semanticscholar.org/paper/Chassis-structural-design-of-track-racing-one-car-Lim-Sivaguru/a909251877e31317ea05307b992601af5db46b6a>

**LIZANO NUÑEZ, Carlos David & ARROBA ARROBA, César Hernán.** Diseño y construcción de la estructura tubular para la carrocería del prototipo de un auto eléctrico biplaza UTACIM17 [En línea] (Trabajo de titulación). Universidad Técnica de Ambato, Facultad de Ingeniería Civil y Mecánica, Carrera de Ingeniería Mecánica, Ambato, Ecuador. 2017, pp.89-90. [Consulta: 2021-06-09]. Disponible en: <https://repositorio.uta.edu.ec/jspui/handle/123456789/27931>

**MAHGOUB IBRAHIM, A; et al.** "Diseño de perfil aerodinámico de gran elevación para el coche de carreras Formula Student". *SAE International Journal of Commercial Vehicles* [en línea], 2018,(Egipto) 12(1), pp. 23-24. [Consulta: 10 junio 2021]. ISSN 19463928. DOI 10.4271/02-12-01-0002. Disponible en: <https://doi.org/10.4271/02-12-01-0002>

**MAHMOOD, D; et al.** "Utilization of ICT and AI techniques in harnessing residential energy consumption for an energy-aware smart city: A review". *International Journal of Advanced and Applied Sciences* [en línea], 2021,(Pakistán) 8(7), pp. 50-66. [Consulta: 12 junio 2021]. ISSN 23133724. DOI 10.21833/ijaas.2021.07.007. Disponible en: <http://www.science-gate.com/IJAAS/2021/V8I7/1021833ijaas202107007.html>

**REDONDO MARTIN, Roberto.** Diseño y simulación de un chasis tubular para un vehículo tipo fórmula [En línea] (Trabajo de titulación). Universidad Politécnica de Madrid, Madrid, España. 2017. pp. 82-94. [Consulta: 2021-06-01]. Disponible en: [http://oa.upm.es/45306/1/TFG\\_ROBERTO\\_REDONDO\\_MARTIN.pdf](http://oa.upm.es/45306/1/TFG_ROBERTO_REDONDO_MARTIN.pdf)

**MECÁNICA AUTOMOTRIZ.** *Para qué sirve la Simulación en la industria Automotriz?* [blog]. 23 octubre, 2019. [Consulta: 25 mayo 2021]. Disponible en: <https://www.ingenieriaymecanicaautomotriz.com/para-que-sirve-la-simulacion-en-la-industria-automotriz/>

- MONTALT GRUPO.** *La normativa EURO de la 1 a la 7* [blog]. [Consulta: 2 junio 2021].  
 Disponible en: <https://grupomontalt.com/normativa-europea-de-emisiones-euro/>
- MONTES DE OCA, A; et al.** "Análisis de la suspensión y la estructura de un vehículo UTV mediante FEM". *SOMIM* [en línea], 2017, (México), pp.201-209. [Consulta: 01 junio 2021].  
 ISSN 2448-5551. Disponible en: [http://somim.org.mx/memorias/memorias2017/articulos/A1\\_101.pdf](http://somim.org.mx/memorias/memorias2017/articulos/A1_101.pdf)
- NAIN, R & SHARMA, R.** "Design and Analysis of Space Frame Tubular Chassis to be used in Formula SAE". *International Journal of Aerospace and Mechanical Engineering* [en línea], 2015,(India) 2(6), pp.23-24. [Consulta: 11 junio 2021]. ISSN 2393-8609. Disponible en: <http://www.ijamejournals.com/pdf/rpd145080.pdf>
- OCHOA, D; et al.** "Uso del método de elementos finitos (mef) para la determinación de esfuerzos y deformaciones en un modelo de pozo". *Universidad Industrial de Santander* [en línea], 2019,(Colombia) 7(1), pp. 28-29. [Consulta: 10 junio 2021]. ISSN 1657-6527. Disponible en: <https://revistas.uis.edu.co/index.php/revistafuentes/article/view/360>
- ROJAS LAZO, Q & SALAS BACALLA.** "Producción automatizada sistemas CAD/CAE/CAM". *SISBIB* [en línea], 2019,(Perú) 2(1), pp.38-47. [Consulta: 1 junio 2021].  
 ISSN 1810-9993. Disponible en: [https://sisbib.unmsm.edu.pe/bibvirtual/publicaciones/indata/v02\\_n1/produccion.htm](https://sisbib.unmsm.edu.pe/bibvirtual/publicaciones/indata/v02_n1/produccion.htm)
- PADRON, E; et al.** "Una introducción al Análisis por Elementos Finitos: aplicaciones y ejemplos". *Researchgate* [en línea], 2015, (Cuba), pp.1-3. [Consulta: 10 junio 2021]. ISBN 978-959-16-2651-6. Disponible en: <https://www.researchgate.net/publication/283151622>
- PAÍS ADENTRO, 2017.** *Los vehículos son los que más contaminan el aire* [blog]. Quito; El Telégrafo, 05 agosto, 2017. [Consulta: 25 mayo 2021]. Disponible en: <https://www.eltelegrafo.com.ec/noticias/quito/1/los-vehiculos-son-los-que-mas-contaminan-el-aire>
- PONS ESTRUCH, Arantxa.** Vehículo de competición formula sae: diseño y optimización del chasis [En línea] (Trabajo de titulación). Universidad Politécnica de Valencia, Campus D'ALCOI, Ingeniería Mecánica, Valencia, España. [en línea]. Valencia : Universitat Politècnica de València. 2016, pp.58-59. [Consulta: 2021-06-10]. Disponible en: <https://riunet.upv.es/handle/10251/74036>
- QUIROZ DAVALOS, L & GUASCAL SANGUÑA, E.** Diseño y construcción de un chasis para el vehículo tipo formula SAE [en línea] (Trabajo de titulación). Universidad de las Fuerzas Armadas ESPE Extención Latacunga, Carrera de Ingeniería Automotriz,

Latacunga, Ecuador. 2015, p.5. [Consulta: 2021-06-02]. Disponible en: <http://repositorio.espe.edu.ec/handle/21000/9413>

**CHANES GONZÁÑEZ, Raúl.** Análisis y propuestas de mejora del sistema de dirección de un vehículo de fórmula SAE [En línea] (Trabajo de titulación). Universidad Politécnica de Madrid, Departamento de Ingeniería Mecánica, Escuela Técnica Superior de Ingenieros Industriales, Madrid, España. 2019 p.52. [Consulta: 2021-06-02]. Disponible en: <http://oa.upm.es/57314/>

**RAVI KUMAR, L; et al.** "Design and analysis of all terrain vehicle chassis using finite element analysis". *AIP Conference Proceedings* [en línea], 2020,(Estados Unidos) 2283(1), pp. 8. [Consulta: 12 junio 2021]. ISSN 15517616. DOI 10.1063/5.0025061. Disponible en: <https://doi.org/10.1063/5.0025061>

**CABRERA REYES, Marlon Vinicio & MÁRQUEZ FLORES, Juan Pablo.** Diseño y construcción de un chasis tubular para un vehículo de competición tipo Supercrosscar [En línea] (Trabajo de titulación). Universidad Politécnica Salesiana, Carrera de Ingeniería Mecánica, Cuenca, Ecuador. 2014. pp.35-38. [Consulta: 2021-06-09]. Disponible en: <http://dspace.ups.edu.ec/handle/123456789/7182>

**BORJA ROBALINO, Ricardo Stalin; et al.** Análisis estructural mediante el método de elementos finitos del chasis del vehículo formula SAE eléctrico de la Universidad Politécnica Salesiana. Cuenca 2017 [En línea] (Trabajo de titulación). Universidad Politécnica Salesiana, Carrera de Ingeniería Mecánica, Cuenca, Ecuador.2017. pp.52-67. [Consulta: 2021-06-01]. Disponible en: <http://dspace.ups.edu.ec/handle/123456789/15081>

**ROCHA-HOYOS, J.C; et al.** "Análisis de Gases del Motor de un Vehículo a través de Pruebas Estáticas y Dinámicas". *CIENCIA UNEMI* [en línea], 2018,(Ecuador) 11(28), pp.97-108. [Consulta: 25 mayo 2021]. ISSN 1390-4272. DOI 10.29076/issn.2528-7737vol11iss28.2018pp97-108p. Disponible en: <http://dx.doi.org/10.29076/issn.2528-7737vol11iss28.2018pp97-108p>

**AGARWAL, S; et al.** "Design Analysis of Spaceframe Chassis for FSAE Vehicle". *International Journal of Engineering Research and Technical Research* [en línea], 2020,(India) 9(1), pp.1-2. [Consulta: 11 junio 2021]. ISSN 2278-0181. DOI 10.17577/ijertv9is030522. Disponible en: <http://dx.doi.org/10.17577/IJERTV9IS030522>

**SINGH, R.** "Structural performance analysis of formula SAE car". *Jurnal Mekanikal* [en línea], 2018,(India) 31(1), pp.46-61. [Consulta: 10 junio 2021]. ISSN 2289-3873. Disponible en: <https://jurnalmekanikal.utm.my/index.php/jurnalmekanikal/article/view/102>

**SIQUEIRA, F; et al.** "Structural and Cost Evaluation of Snap Fits used in Connections of Vehicle Door Trim Panel Components with FEA Assist". *SAE Technical Papers* [en línea], 2017,(Brasil). [Consulta: 12 junio 2021]. ISSN 01487191. DOI 10.4271/2017-36-0195. Disponible en: <https://doi.org/10.4271/2017-36-0195>

**VALENZUELA NÁJERA, R; et al.** "Diseño de chasis para un monoplaza formula SAE". *Cultura Científica y Tecnológica* [en línea], 2016,(Mexico) 10(50), pp.73-75. [Consulta: 9 junio 2021]. ISSN 2007-0411. Disponible en: <http://erevistas31.uacj.mx/ojs/index.php/culcyt/article/view/930>

**MOROCHO GRANDE, Luis Dario & TAPIA VIÑAN, Erik René.** Diseño y construcción de una carrocería de un vehículo de competencia Formula SAE eléctrico [En línea] (Trabajo de titulación). Universidad Politécnica Salesiana, Carrera de Ingeniería Mecánica Automotriz, Cuenca, Ecuador. 2018, p.4, [Consulta: 2021-05-25]. Disponible en: <http://dspace.ups.edu.ec/handle/123456789/15150>

**YANG, W; et al.** "Modeling and performance analysis of a vehicle with kinetic dynamic suspension system". *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering* [en línea], 2019,(China) 233(3), pp.697-709. [Consulta: 12 junio 2021]. ISSN 09544070. DOI 10.1177/0954407017748281. Disponible en: <https://doi.org/10.1177/0954407017748281>

**ZHANG, Y & CHEN, P.** "An improved methodology of constructing inter-fiber failure criteria for unidirectional fiber-reinforced composites". *Composites Part A: Applied Science and Manufacturing* [en línea], 2021 (China) 145(2), pp.6-8. [Consulta: 12 junio 2021]. ISSN 1359835X. DOI 10.1016/j.compositesa.2021.106369. Disponible en: <https://doi.org/10.1016/j.compositesa.2021.106369>

**ALONSO SERRANO, Atenea; et al.** Métodos de investigación de enfoque experimental [En línea] (Trabajo de titulación). (Maestría) Universidad Nacional de Educación Enrique Guzman Valle, Lima, Perú. 2011. p.5. [Consulta: 1 julio 2021]. Disponible en: <https://www.postgradoune.edu.pe/pdf/documentos-academicos/ciencias-de-la-educacion/10.pdf>

**ÁLVAREZ ANDRADE, Alex Fabián, & JARAMILLO MADRID, Guido Antonio.** Diseño y construcción del chasis para un vehículo tipo buggy de la fórmula automovilística universitaria (FAU) [En línea] (Trabajo de titulación). Escuela Superior Politécnica de Chimborazo, Facultad de Mecánica, Escuela de Ingeniería Automotriz, 2009. pp. 27-34. [Consulta: 2021-05-25]. Disponible en: <http://dspace.esPOCH.edu.ec/handle/123456789/1331>

- ARPEM.** *Precio y ficha técnica de polaris tipo UTV* [blog]. [Consulta: 11 julio 2021]. Disponible en: <https://www.arpem.com/polaris/precios-motos/2016/polaris-polaris-ranger-xp-900-eps.html>
- Bunge, M.** "El planteamiento científico". *International Journal of Advanced and Applied Sciences* [en línea], 2017, (Cuba) 43(3), pp. 1. [Consulta: 1 julio 2021]. ISSN 0864-3466. Disponible en: [http://scielo.sld.cu/scielo.php?script=sci\\_arttext&pid=S0864-34662017000300016](http://scielo.sld.cu/scielo.php?script=sci_arttext&pid=S0864-34662017000300016)
- BERNAL TORRES, C.** *Metodología de la investigación*. 3º ed. Bogotá-Colombia: PEARSON, 2010. ISBN 978-958-699-129-2, pp.59-60.
- CEGARRA SÁNCHEZ, J.** *Los métodos de investigación*. Díaz de Santos. Madrid-España: Díaz de Santos, 2012. ISBN 978-84-9969-391-0, pp.82-84.
- CREUS SOLÉ, A.** *Iniciación a la aeronáutica*. Madrid-España: Díaz de Santos, 2010. ISBN 9788479789374.
- DIPAC.** DIPAC (Productos de acero) [blog]. Riobamba: DIPAC, 2020. [Consulta: 11 julio 2021]. Disponible en: <https://www.dipacmanta.com/Catalogos-descargas/catalogo-2020.pdf>.
- DURAN MARTINEZ, Fabián Eduardo.** Diseño de un vehículo eléctrico para transporte de personas en condiciones de movilidad restringida temporal o permanente [En línea] (Trabajo de titulación). Universidad Pontificia Bolivariana, Facultad de Ingeniería Mecánica, Escuela de Ingeniería, Bucaramanga, Colombia. 2020, p.78. [Consulta: 2021-06-12]. Disponible en: <https://repository.upb.edu.co/handle/20.500.11912/8654>
- GUASUMBA, Jairo & CELI, Santiago.** Análisis estructural de chasis tubular tipo jaula Nissan Tiida sometido a prueba de impacto lateral basado en simulación por el método de elementos finitos [En línea] (Trabajo de titulación). (Maestría) Universidad Internacional SEK, Quito, Ecuador. 2019. p.61. [Consulta: 2021-07-11]. Disponible en: <http://repositorio.uisek.edu.ec/handle/123456789/3364>
- HERNÁNDEZ, A; et al.** "Métodos empíricos de la investigación". *Ciencia Huasteca* [en línea], 2021, (Mexico) 9(17), pp. 33-34. [Consulta: 30 junio 2021]. ISSN 2007-493X. Disponible en: <https://doi.org/10.29057/esh.v9i17>
- JIMÉNEZ CERCADO, M & NAVARRETE PILACÚA, M.** "Perfil ecuatoriano de las empresas metalmecánicas Ecuador". *Dominio de las Ciencias* [en línea], 2018(Ecuador) 4(1), pp. 585-602. [Consulta: 12 junio 2021]. DOI 10.23857/dom.cien.pocaip.2017.4.1.enero.585-602. Disponible en: <https://dialnet.unirioja.es/servlet/articulo?codigo=6313255>

**LIZANO NUÑEZ, Carlos David & ARROBA ARROBA, César Hernán.** Diseño y construcción de la estructura tubular para la carrocería del prototipo de un auto eléctrico biplaza UTACIM17 [En línea] (Trabajo de titulación). Universidad Técnica de Ambato, Facultad de Ingeniería Civil y Mecánica, Carrera de Ingeniería Mecánica, Ambato, Ecuador. 2017, pp.89-90. [Consulta: 2021-06-09]. Disponible en: <https://repositorio.uta.edu.ec/jspui/handle/123456789/27931>

**LLIVISACA AUCAPIÑA, Carlos Alfredo.** Diseño y construcción del sistema de dirección de un vehículo de competencia Formula SAE eléctrico [En línea] (Trabajo de titulación). Universidad Politécnica Salesiana, Carrera de Ingeniería Automotriz, Cuenca, Ecuador. 2018. [Consulta: 2021-07-11]. Disponible en: <http://dspace.ups.edu.ec/handle/123456789/15520>

**MASSA, Julio: et al.** *Calculo Estructural II (IM-IME)*. Córdoba-Argentina, 2016.

**MILLIKEN, Douglas: et al.** *Race Car Vehicle Dynamics*. Estados Unidos: SAE International . 2003. ISBN 978-0-7680-1127-2.

**NARANJO VARGAS, Andres Francisco & SANUNGA TENENUELA, Milton Alejandro.** Rediseño de un chasis y puesta a punto de un vehículo fórmula SAE de la carrera de Ingeniería Automotriz de la ESPOCH [En línea] (Trabajo de titulación). Escuela Superior Politécnica de Chimborazo, Facultad de Mecánica, Ingeniería Automotriz, Riobamba, Ecuador. 2018, pp.24-27. [Consulta: 2021-07-11]. Disponible en: <http://dspace.espoch.edu.ec/handle/123456789/9956>

**NUÑEZ, Miguel.** *Física 2: Cuaderno de trabajo*. Limusa-México: Noriega Edits, 2002.

**PAUTA MOROCHO, Patricio Javier & VILLACÍS AVILÉS, Juan Pablo.** Diseño y construcción de un vehículo biplaza de estructura tubular con motor monocilíndrico Yamaha Yfm 200 [En línea] (Trabajo de titulación). Universidad del Azuay, Facultad de Ciencia y Tecnología, Cuenca, Ecuador. 2012. pp.45-47. [Consulta: 2021-07-09]. Disponible en: <http://dspace.uazuay.edu.ec/handle/datos/1444>

**REIMPELL, Jornsen; et al.** *The Automotive Chassis: Engineering Principles*. 2ª ed. Oxford- Estados Unidos: Butterworth-Heinemann, 2001. ISBN 9780080527734, pp.149-155.

**BORJA ROBALINO, Ricardo Stalin; et al.** Análisis estructural mediante el método de elementos finitos del chasis del vehículo formula SAE eléctrico de la Universidad Politécnica Salesiana. Cuenca 2017 [En línea] (Trabajo de titulación). Universidad Politécnica Salesiana, Carrera de Ingeniería Mecánica, Cuenca, Ecuador. 2017. pp.52-67. [Consulta: 2021-06-01]. Disponible en: <http://dspace.ups.edu.ec/handle/123456789/15081>



**SANTOVEÑA, S; et al.** *Investigación en metodologías virtuales, redes sociales y comunicaciones* [en línea]. 1º ed. Barcelona-España: OCTAEDRO, 2018. ISBN 9788417667061, p.17.

**CELIGÜETA LIZARZA, T. J.** *Método de los Elementos Finitos para Análisis Estructural*. 5ª ed. San Sebastian-Gipuzkoa, 2018. ISBN:84-921970-2-1, pp.187-197.

**YALU.** *Motor de tracción eléctrico Bldc BM1424HQF* [blog]. Wenzhou. [Consulta: 11 julio 2021]. Disponible en: <https://www.yalumotor.com/geared-brushless-dc-motor/electric-bl-dc-traction-motor-bm1424hqf-2200w-72v-for-electric-car>

**BELTRÁN DÍAZ, Aarón & EJARQUE MARTÍNEZ, Pablo.** Diseño de un vehículo todoterreno [En línea] (Trabajo de titulación). Universitat Politècnica de Catalunya, Mecánico, España.2009. [Consulta: 22 agosto 2021]. Disponible en: <http://hdl.handle.net/2099.1/8150>.

**SAINI, VK.** "Design and analysis of the chassis of an off-road vehicle". *International Research Journal of Engineering and Technology (IRJET)* [en línea], 2018 (India) 5(3). [Consulta: 22 agosto 2021]. ISSN 2395 -0056. Disponible en: <https://www.irjet.net/>.

# **ANEXOS**

## Anexo A: Datos obtenidos en la prueba real

### Prueba 1

Tiempo (s)	velocidad vehículo (Km/h)	velocidad vehículo (m/s)	velocidad viento (m/s)	Fuerza aerodinámica (N)
0	0	0	2,3	2,33401512
0,871	5	1,38888889	2,3	6,003978682
1,418	10	2,77777778	3	14,72887788
2,453	15	4,16666667	3,3	24,59809759
3,376	20	5,55555556	3,6	36,98429951
3,8875	25	6,94444444	3,8	50,93495447
4,3895	30	8,33333333	4,1	68,20608897
4,9565	35	9,72222222	4,4	87,99420567

### Prueba 2

Tiempo (s)	velocidad vehículo (Km/h)	velocidad vehículo (m/s)	velocidad viento (m/s)	Fuerza aerodinámica (N)
0	0	0	2,4	2,54138508
1,213	5	1,38888889	2,4	6,33390773
1,8915	10	2,77777778	2,8	13,7268348
2,9475	15	4,16666667	3,1	23,2979909
3,5625	20	5,55555556	4	40,2865314
4,427	25	6,94444444	4,2	54,7980167
4,6225	30	8,33333333	4,3	70,4180352
5,001	35	9,72222222	4,4	87,9942057

### Prueba 3

Tiempo (s)	velocidad vehículo (Km/h)	velocidad vehículo (m/s)	velocidad viento (m/s)	Fuerza aerodinámica (N)
0	0	0	2,1	1,94574795
0,9665	5	1,38888889	2,1	5,37059336
1,4665	10	2,77777778	2,4	11,8286398
2,1005	15	4,16666667	2,5	19,6094528
2,8955	20	5,55555556	2,8	30,8034
3,479	25	6,94444444	3,2	45,4050888
4,1955	30	8,33333333	3,8	64,9543515
4,9675	35	9,72222222	4,3	86,7524371

#### Prueba 4

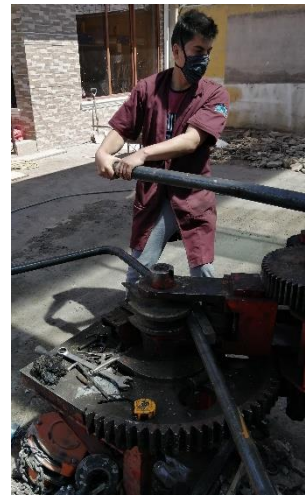
Tiempo (s)	velocidad vehículo (Km/h)	velocidad vehículo (m/s)	velocidad viento (m/s)	Fuerza aerodinámica (N)
0	0	0	2,3	2,33401512
0,919	5	1,38888889	2,4	6,33390773
1,446	10	2,77777778	2,4	11,8286398
2,151	15	4,16666667	2,5	19,6094528
2,9265	20	5,55555556	2,8	30,8034
3,567	25	6,94444444	3,2	45,4050888
4,267	30	8,33333333	3,8	64,9543515
5,0225	35	9,72222222	4,3	86,7524371

#### Prueba 5

Tiempo (s)	velocidad vehículo (Km/h)	velocidad vehículo (m/s)	velocidad viento (m/s)	Fuerza aerodinámica (N)
0	0	0	2,2	2,13546941
0,8995	5	1,38888889	2,3	6,00397868
1,367	10	2,77777778	2,4	11,8286398
2,5	15	4,16666667	2,5	19,6094528
3,3795	20	5,55555556	2,9	31,5451275
3,8975	25	6,94444444	3,2	45,4050888
4,42	30	8,33333333	3,8	64,9543515
5,0215	35	9,72222222	4,3	86,7524371

## Anexo B: Proceso de construcción de chasis

### Corte y doblado de perfiles metálicos



### Construcción de partes que componen el chasis mediante soldadura especial



## Anexo C: Proceso de construcción de carrocería

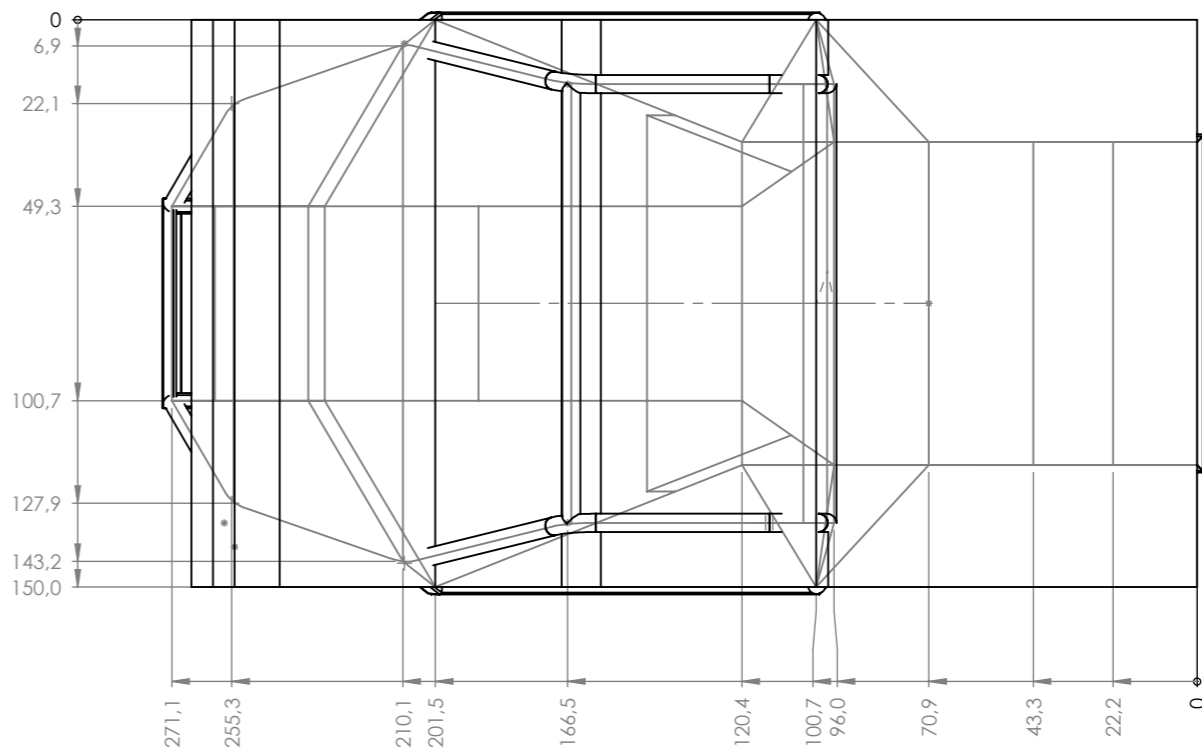
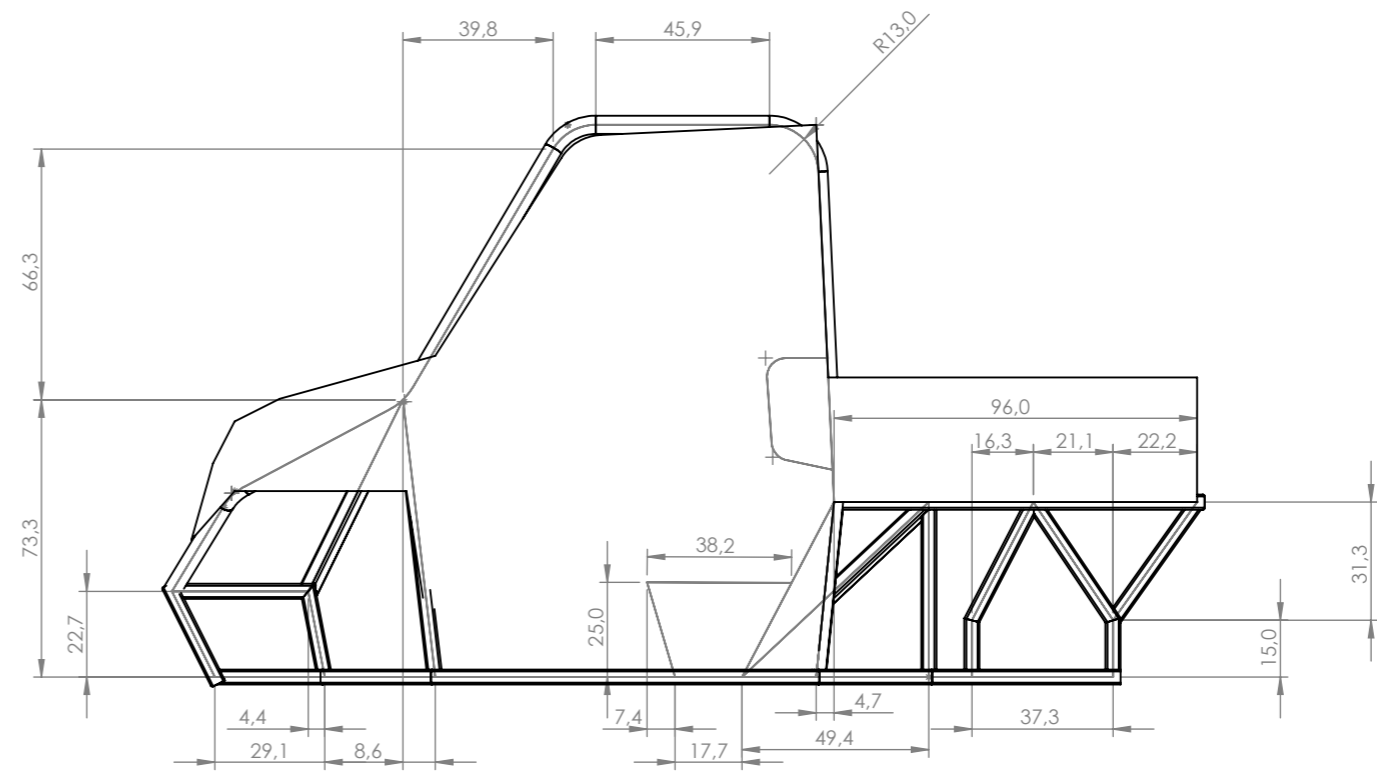
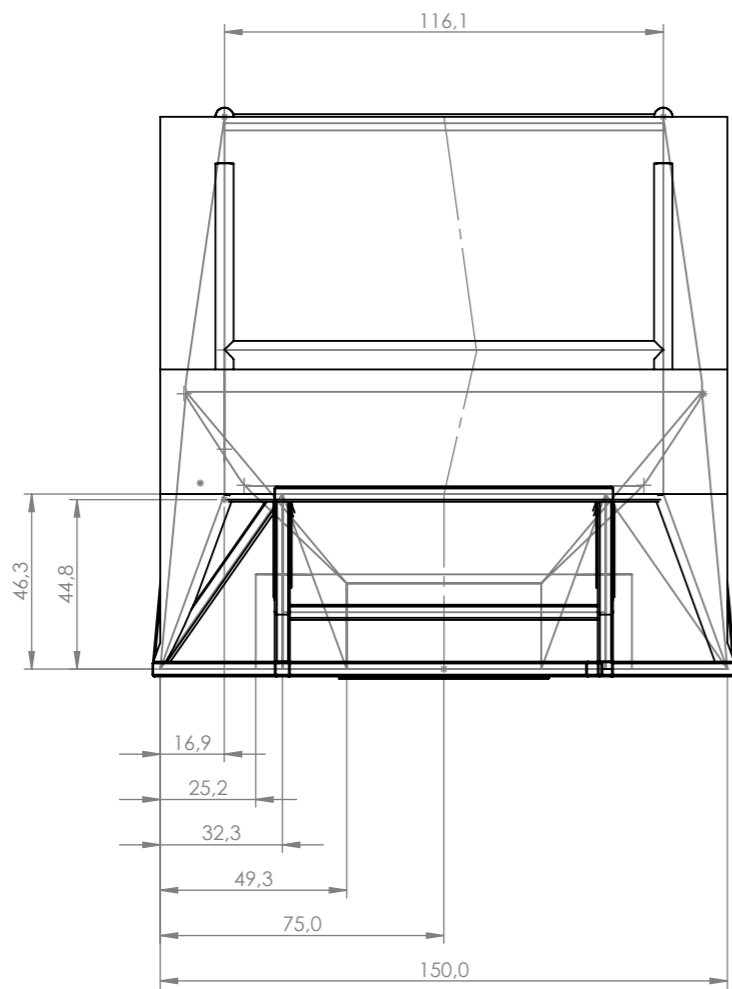
### Corte y doblado de planchas galvanizadas



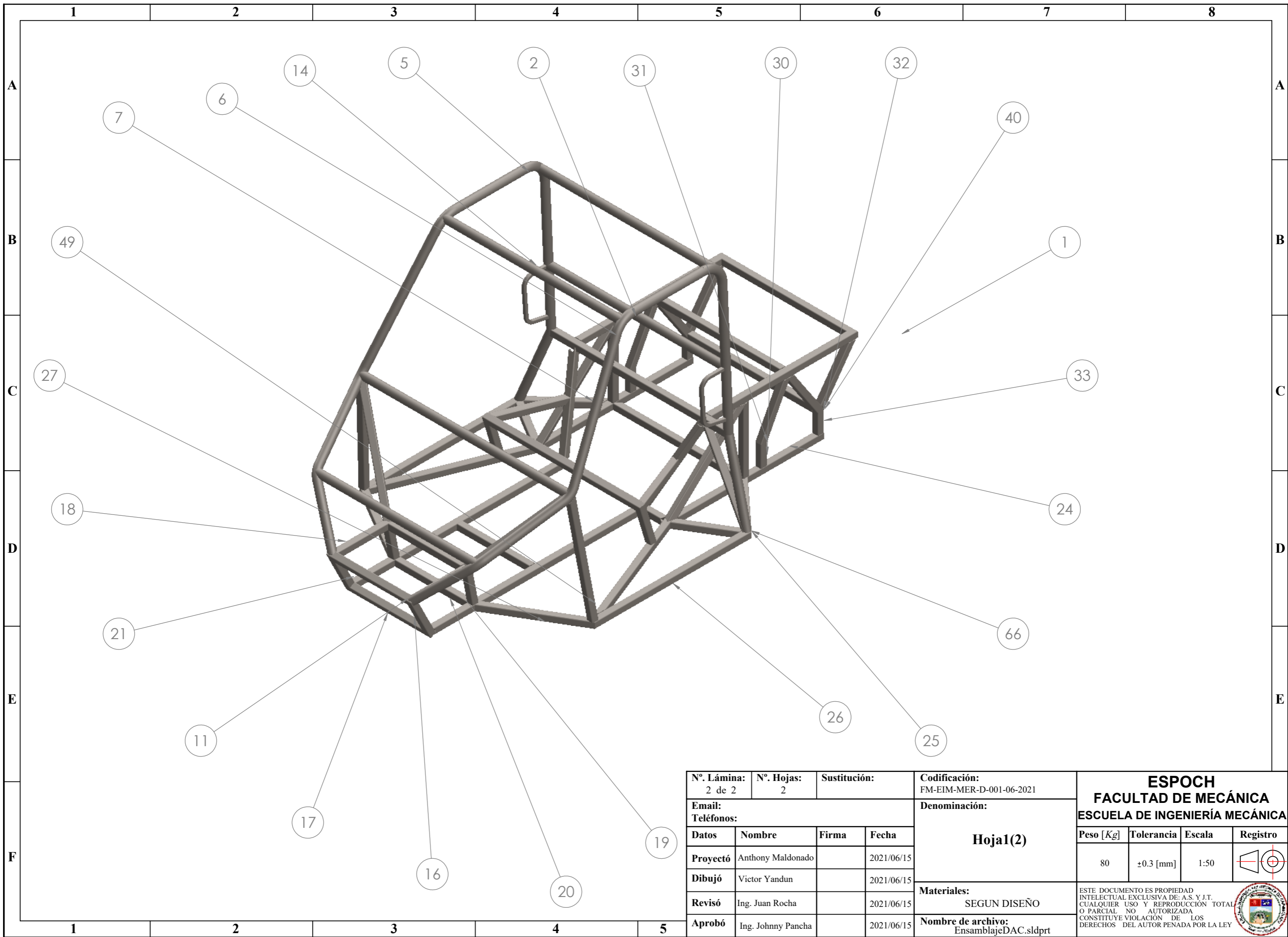
### Construcción de partes que componen la carrocería



## Anexo D: Planos



<b>N°. Lámina:</b> 1 de 2		<b>N°. Hojas:</b> 2		<b>Sustitución:</b>		<b>Codificación:</b> FM-EIM-MER-D-001-06-2021		<b>ESPOCH</b> <b>FACULTAD DE MECÁNICA</b> <b>ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA</b>					
<b>Email:</b> <b>Teléfonos:</b>				<b>Denominación:</b>  <b>Hoja1</b>								<b>Peso [Kg]</b>	<b>Tolerancia</b>
<b>Datos</b>	<b>Nombre</b>	<b>Firma</b>	<b>Fecha</b>					<b>Materiales:</b> SEGUN DISEÑO	<b>Nombre de archivo:</b> EnsamblajeDAC.sldprt	ESTE DOCUMENTO ES PROPIEDAD INTELLECTUAL EXCLUSIVA DE: A.S. Y J.T. CUALQUIER USO Y REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL NO AUTORIZADA CONSTITUYE VIOLACIÓN DE LOS DERECHOS DEL AUTOR PENADA POR LA LEY			
<b>Proyectó</b>	Anthony Maldonado		2021/06/15										
<b>Dibujó</b>	Victor Yandun		2021/06/15										
<b>Revisó</b>	Ing. Juan Rocha		2021/06/15										
<b>Aprobó</b>	Ing. Johnny Pancha		2021/06/15										



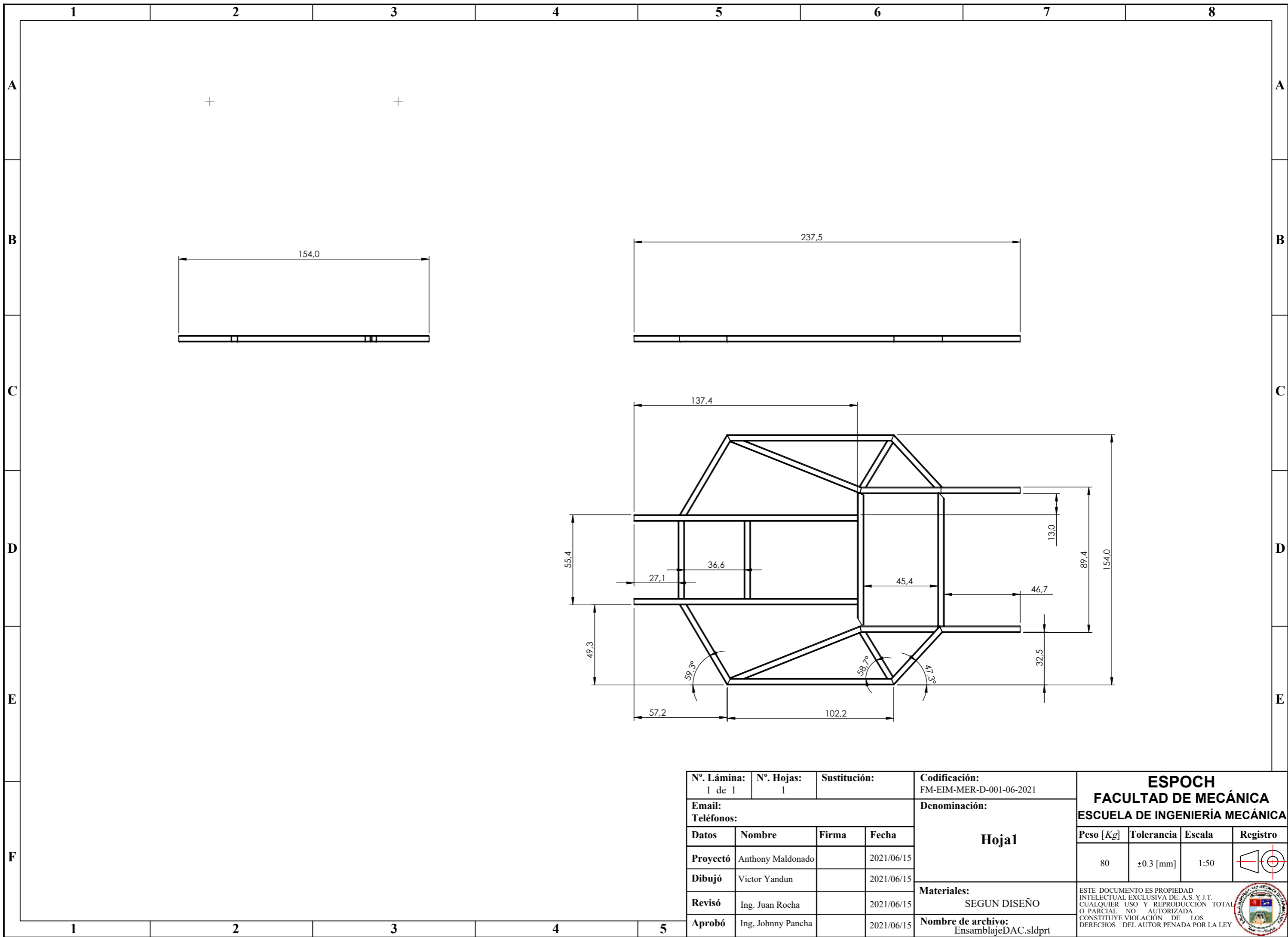
<b>N°. Lámina:</b> 2 de 2		<b>N°. Hojas:</b> 2		<b>Sustitución:</b>		<b>Codificación:</b> FM-EIM-MER-D-001-06-2021		<b>ESPOCH</b> <b>FACULTAD DE MECÁNICA</b> <b>ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA</b>			
<b>Email:</b> <b>Teléfonos:</b>				<b>Denominación:</b>  <b>Hoja1(2)</b>							
<b>Datos</b>	<b>Nombre</b>	<b>Firma</b>	<b>Fecha</b>					80	±0.3 [mm]	1:50	
<b>Proyectó</b>	Anthony Maldonado		2021/06/15								
<b>Dibujó</b>	Victor Yandun		2021/06/15								
<b>Revisó</b>	Ing. Juan Rocha		2021/06/15								
<b>Aprobó</b>	Ing. Johnny Pancha		2021/06/15								
<b>Materiales:</b> SEGUN DISEÑO				<b>Nombre de archivo:</b> EnsamblajeDAC.sldprt				ESTE DOCUMENTO ES PROPIEDAD INTELLECTUAL EXCLUSIVA DE: A.S. Y J.T. CUALQUIER USO Y REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL NO AUTORIZADA CONSTITUYE VIOLACIÓN DE LOS DERECHOS DEL AUTOR PENADA POR LA LEY			



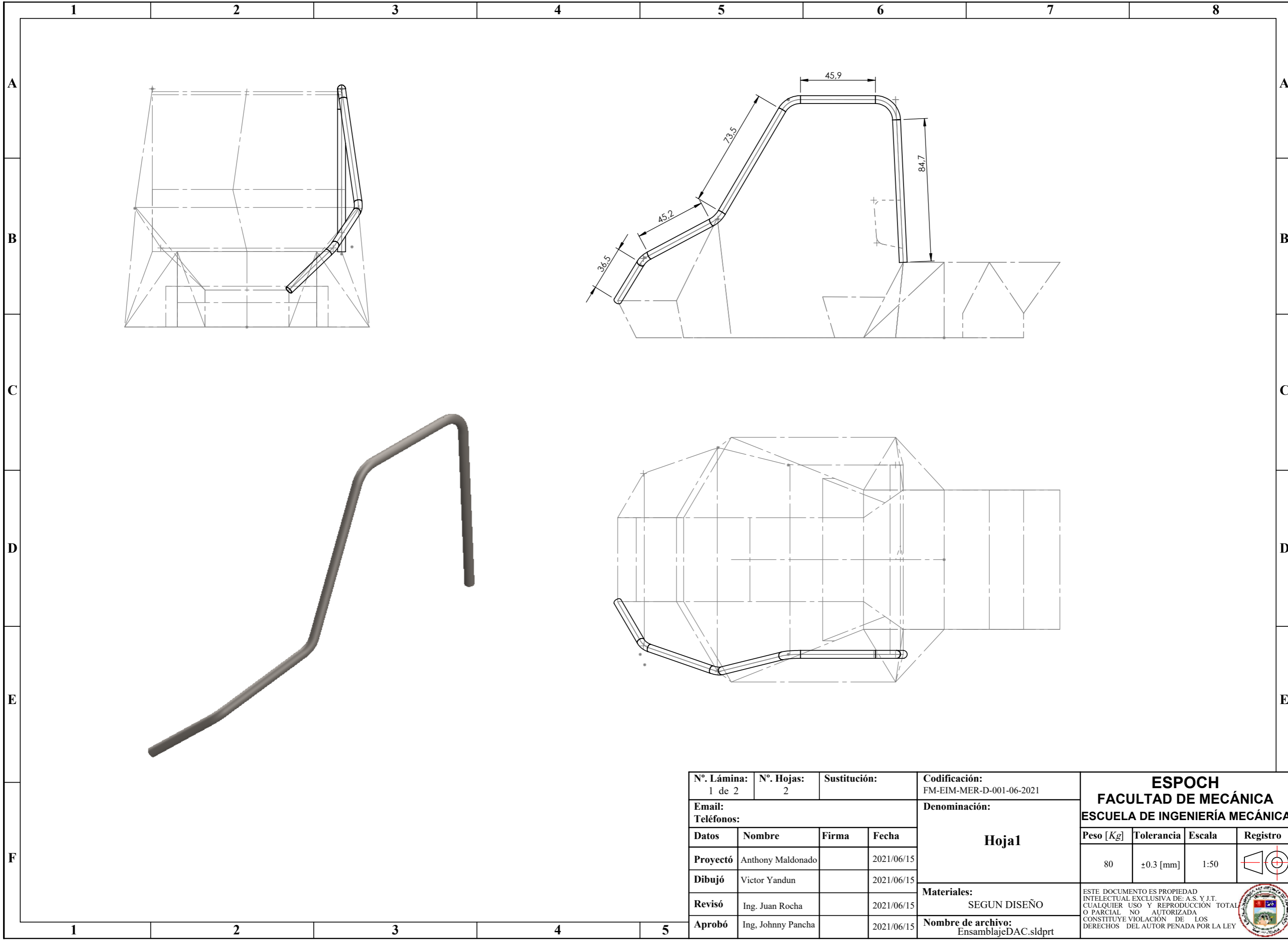



<b>N° de elemento</b>	<b>Cantidad</b>	<b>Descripción</b>	<b>LONGITUD</b>
1	1		
2	2	P1.5	45,93
3	1	P1.5	48,74
4	2	P1.5	87,95
5	2	P1.5	19,81
6	2	P1.5	13,56
7	2	P1.5	73,5
8	2	P1.5	8,95
9	2	P1.5	45,18
10	2	P1.5	8,17
11	2	P1.5	36,52
12	1	P1.5	104,93
13	1	P1.5	136,41
14	1	P1.5	116,55
15	1	P1.5	116,05
16	2	40 x 40 x 2.6	29,38
17	2	40 x 40 x 2.6	55,42
18	2	40 x 40 x 2.6	36,47
19	2	40 x 40 x 2.6	23,1
20	3	40 x 40 x 2.6	47,42
21	2	40 x 40 x 2.6	136,91
22	1	40 x 40 x 2.6	71,02
23	1	40 x 40 x 2.6	70,31
24	1	40 x 40 x 2.6	51,58
25	1	40 x 40 x 2.6	45,7
26	2	40 x 40 x 2.6	102,73
27	2	40 x 40 x 2.6	57,3
28	1	40 x 40 x 2.6	43,95
29	1	40 x 40 x 2.6	83,87
30	2	40 x 40 x 2.6	13,49
31	2	40 x 40 x 2.6	34
32	2	40 x 40 x 2.6	36,58
33	2	40 x 40 x 2.6	13,61
34	2	40 x 40 x 2.6	96,03
35	1	40 x 40 x 2.6	89,43
36	1	40 x 40 x 2.6	116,05
37	1	40 x 40 x 2.6	49,83
38	2	40 x 40 x 2.6	85,95

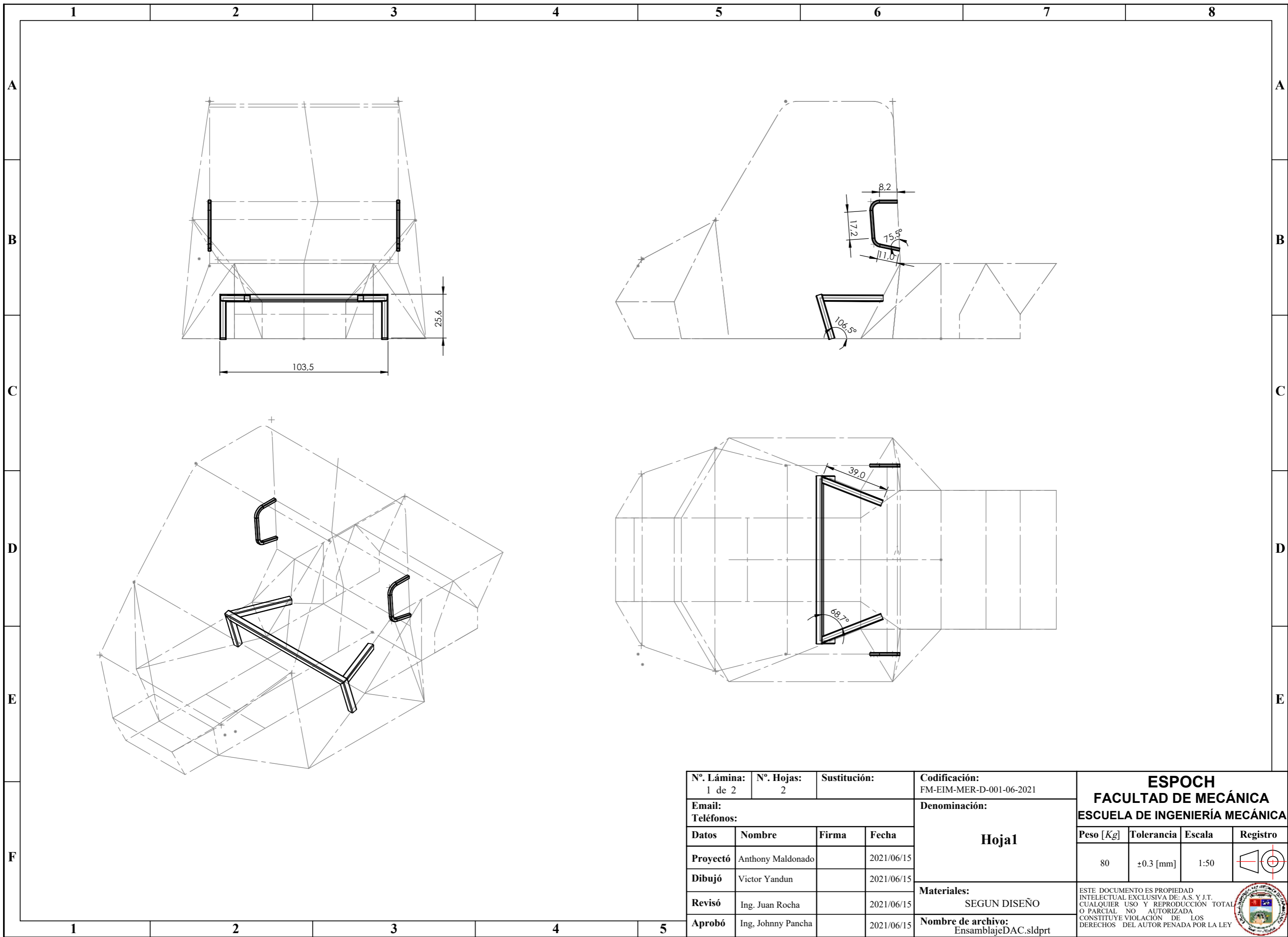
39	1	P1.5	116,05
40	2	40 x 40 x 2.6	36,69
41	2	40 x 40 x 2.6	81,43
42	1	40 x 40 x 2.6	50,7
43	1	40 x 40 x 2.6	42,26
44	1	40 x 40 x 2.6	33,93
45	1	40 x 40 x 2.6	65,94
46	1	40 x 40 x 2.6	33,93
47	1	40 x 40 x 2.6	67,02
48	1	40 x 40 x 2.6	42,26
49	1	40 x 40 x 2.6	72,02
50	1	40 x 40 x 2.6	72,02
51	1	40 x 40 x 2.6	26,62
52	1	40 x 40 x 2.6	103,51
53	1	40 x 40 x 2.6	26,62
54	1	40 x 40 x 2.6	40,03
55	1	40 x 40 x 2.6	39,8
56	1	40 x 40 x 2.6	53,63
57	1	40 x 40 x 2.6	52,91
58	1	40 x 40 x 2.6	55,82
59	1	40 x 40 x 2.6	53,06
60	1	40 x 40 x 2.6	81,43
61	2	20 x 20 x 2.0	10,95
62	2	20 x 20 x 2.0	8,22
63	2	20 x 20 x 2.0	17,16
64	2	20 x 20 x 2.0	6,46
65	2	20 x 20 x 2.0	12,37
66	1	P1.5	48,74
67	1	40 x 40 x 2.6	47,83

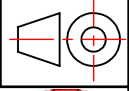


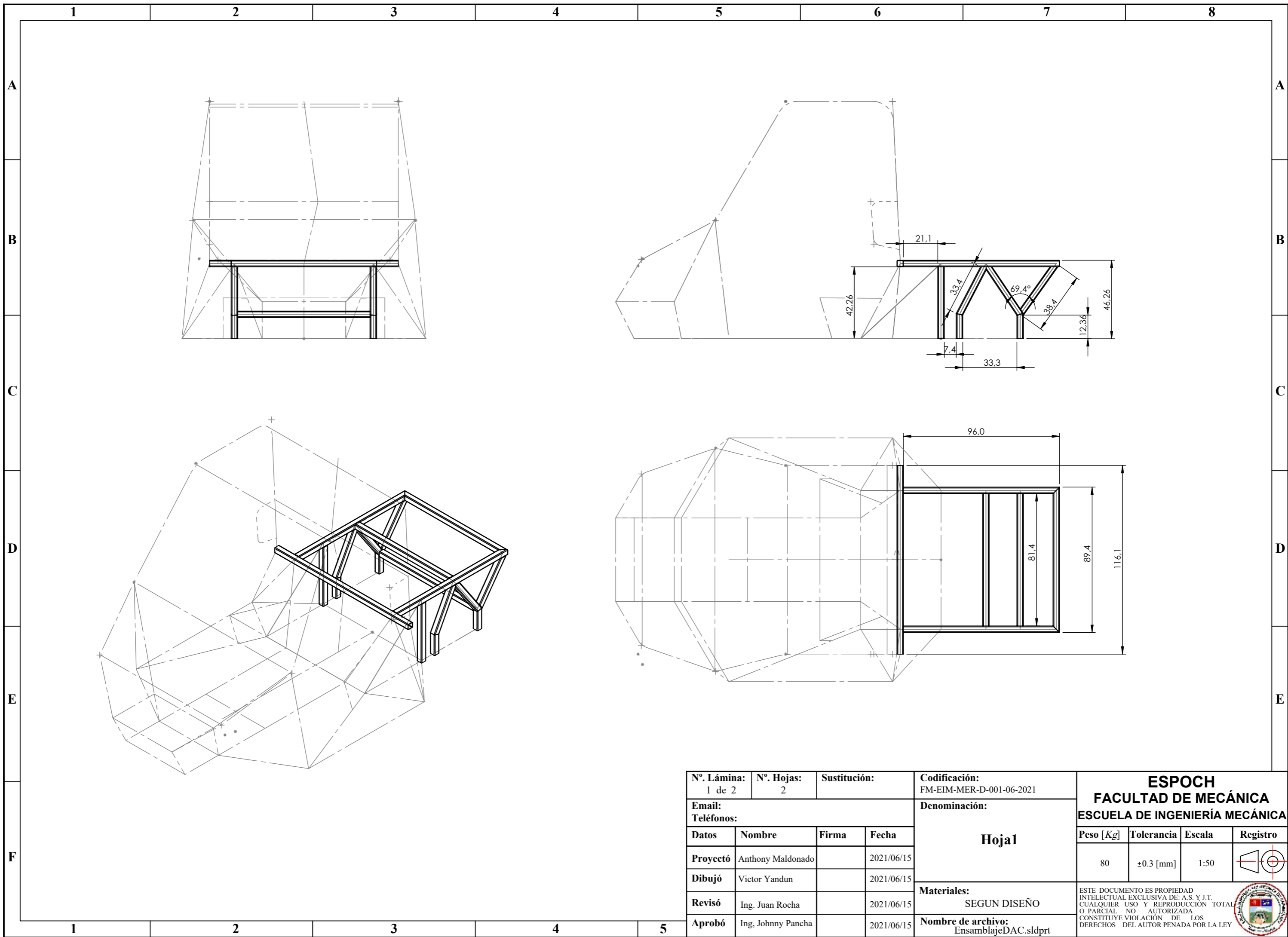
<b>N°. Lámina:</b> 1 de 1		<b>N°. Hojas:</b> 1		<b>Sustitución:</b>		<b>Codificación:</b> FM-EIM-MER-D-001-06-2021		<b>ESPOCH</b> <b>FACULTAD DE MECÁNICA</b> <b>ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA</b>			
<b>Email:</b>				<b>Denominación:</b>							
<b>Teléfonos:</b>				<b>Hoja1</b>				<b>Peso [Kg]</b>	<b>Tolerancia</b>	<b>Escala</b>	<b>Registro</b>
<b>Datos</b>	<b>Nombre</b>	<b>Firma</b>	<b>Fecha</b>					80	±0.3 [mm]	1:50	
<b>Proyectó</b>	Anthony Maldonado		2021/06/15	<b>Materiales:</b> SEGUN DISEÑO				ESTE DOCUMENTO ES PROPIEDAD INTELCTUAL EXCLUSIVA DE: A.S. Y J.T. CUALQUIER USO Y REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL NO AUTORIZADA CONSTITUYE VIOLACIÓN DE LOS DERECHOS DEL AUTOR PENADA POR LA LEY			
<b>Dibujó</b>	Victor Yandun		2021/06/15	<b>Nombre de archivo:</b> EnsamblajeDAC.sldprt							
<b>Revisó</b>	Ing. Juan Rocha		2021/06/15								
<b>Aprobó</b>	Ing. Johnny Pancha		2021/06/15								



<b>Nº. Lámina:</b> 1 de 2		<b>Nº. Hojas:</b> 2		<b>Sustitución:</b>		<b>Codificación:</b> FM-EIM-MER-D-001-06-2021		<b>ESPOCH</b> <b>FACULTAD DE MECÁNICA</b> <b>ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA</b>			
<b>Email:</b> <b>Teléfonos:</b>				<b>Denominación:</b>  <b>Hoja1</b>							
<b>Datos</b>	<b>Nombre</b>	<b>Firma</b>	<b>Fecha</b>	<b>Materiales:</b> SEGUN DISEÑO				80	±0.3 [mm]	1:50	
<b>Proyectó</b>	Anthony Maldonado		2021/06/15								
<b>Dibujó</b>	Victor Yandun		2021/06/15								
<b>Revisó</b>	Ing. Juan Rocha		2021/06/15								
<b>Aprobó</b>	Ing. Johnny Pancha		2021/06/15	<b>Nombre de archivo:</b> EnsamblajeDAC.sldprt				<small>ESTE DOCUMENTO ES PROPIEDAD INTELLECTUAL EXCLUSIVA DE: A.S. Y I.T. CUALQUIER USO Y REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL NO AUTORIZADA CONSTITUYE VIOLACIÓN DE LOS DERECHOS DEL AUTOR PENADA POR LA LEY</small> 			



<b>Nº. Lámina:</b> 1 de 2		<b>Nº. Hojas:</b> 2		<b>Sustitución:</b>		<b>Codificación:</b> FM-EIM-MER-D-001-06-2021		<b>ESPOCH</b> <b>FACULTAD DE MECÁNICA</b> <b>ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA</b>			
<b>Email:</b> <b>Teléfonos:</b>				<b>Denominación:</b>  <b>Hoja1</b>							
<b>Datos</b>	<b>Nombre</b>	<b>Firma</b>	<b>Fecha</b>	<b>Materiales:</b> SEGUN DISEÑO				80	±0.3 [mm]	1:50	 <small>ESTE DOCUMENTO ES PROPIEDAD INTELLECTUAL EXCLUSIVA DE: A.S. Y J.T. CUALQUIER USO Y REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL NO AUTORIZADA CONSTITUYE VIOLACIÓN DE LOS DERECHOS DEL AUTOR PENADA POR LA LEY</small> 
<b>Proyectó</b>	Anthony Maldonado		2021/06/15								
<b>Dibujó</b>	Victor Yandun		2021/06/15								
<b>Revisó</b>	Ing. Juan Rocha		2021/06/15								
<b>Aprobó</b>	Ing. Johnny Pancha		2021/06/15	<b>Nombre de archivo:</b> EnsamblajeDAC.sldprt							



<b>Nº. Lámina:</b> 1 de 2		<b>Nº. Hojas:</b> 2		<b>Sustitución:</b>		<b>Codificación:</b> FM-EIM-MER-D-001-06-2021		<b>ESPOCH</b> <b>FACULTAD DE MECÁNICA</b> <b>ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA</b>				
<b>Email:</b> <b>Teléfonos:</b>				<b>Denominación:</b>  <b>Hoja1</b>								<b>Peso [Kg]</b>
<b>Datos</b>	<b>Nombre</b>	<b>Firma</b>	<b>Fecha</b>					80	±0.3 [mm]	1:50		
<b>Proyectó</b>	Anthony Maldonado		2021/06/15					<b>Materiales:</b> SEGUN DISEÑO		ESTE DOCUMENTO ES PROPIEDAD INTELLECTUAL EXCLUSIVA DE: A.S. Y J.T. CUALQUIER USO Y REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL NO AUTORIZADA CONSTITUYE VIOLACIÓN DE LOS DERECHOS DEL AUTOR PENADA POR LA LEY		
<b>Dibujó</b>	Victor Yandun		2021/06/15					<b>Nombre de archivo:</b> EnsamblajeDAC.sldprt				
<b>Revisó</b>	Ing. Juan Rocha		2021/06/15									
<b>Aprobó</b>	Ing. Johnny Pancha		2021/06/15									