



**ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DE CHIMBORAZO**  
**FACULTAD DE MECÁNICA**  
**ESCUELA DE INGENIERÍA AUTOMOTRIZ**

**“DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN SISTEMA DE SUSPENSIÓN  
POSTERIOR MEDIANTE SOFTWARE CAD/CAE PARA UN  
PROTOTIPO HÍBRIDO BIPLAZA 4X4 DE LA CARRERA DE  
INGENIERÍA AUTOMOTRIZ”**

**MINGA ESPINOSA, ALEX ABRAHAM;**  
**MOROCHO YAURIPOMA, CHRISTIAN DAVID**

**TRABAJO DE TITULACIÓN**

**TIPO: PROYECTO TÉCNICO**

**Previa a la obtención del Título de:**  
**INGENIERO AUTOMOTRIZ**

**RIOBAMBA – ECUADOR**

**2018**

**ESPOCH**

Facultad de Mecánica

---

**CERTIFICADO DE APROBACIÓN DEL TRABAJO  
DE TITULACIÓN**

---

2018-05-04

Yo recomiendo que el trabajo de titulación preparado por:

**ALEX ABRAHAM MINGA ESPINOSA**

---

Titulado:

**“DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN SISTEMA DE SUSPENSIÓN  
POSTERIOR MEDIANTE SOFTWARE CAD/CAE PARA UN PROTOTIPO  
HÍBRIDO BIPLAZA 4X4 DE LA CARRERA DE INGENIERÍA  
AUTOMOTRIZ”**

Sea aceptada como total complementación de los requerimientos para el Título de:

**INGENIERO AUTOMOTRIZ**

---

Ing. Carlos José Santillán Mariño  
**DECANO FAC. DE MECÁNICA**

Nosotros coincidimos con esta recomendación:

---

Ing. Luis Fernando Buenaño Moyano  
**DIRECTOR TRABAJO DE TITULACIÓN**

---

Ing. Bolívar Alejandro Cuaical Angulo  
**ASESOR DE TRABAJO DE TITULACIÓN**

**ESPOCH**

Facultad de Mecánica

---

**CERTIFICADO DE APROBACIÓN DEL TRABAJO  
DE TITULACIÓN**

---

2018-05-04

Yo recomiendo que el trabajo de titulación preparado por:

**CHRISTIAN DAVID MOROCHO YAURIPOMA**

---

Titulado:

**“DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN SISTEMA DE SUSPENSIÓN  
POSTERIOR MEDIANTE SOFTWARE CAD/CAE PARA UN PROTOTIPO  
HÍBRIDO BIPLAZA 4X4 DE LA CARRERA DE INGENIERÍA  
AUTOMOTRIZ”**

Sea aceptada como total complementación de los requerimientos para el Título de:

**INGENIERO AUTOMOTRIZ**

---

Ing. Carlos José Santillán Mariño  
**DECANO FAC. DE MECÁNICA**

Nosotros coincidimos con esta recomendación:

---

Ing. Luis Fernando Buenaño Moyano  
**DIRECTOR TRABAJO DE TITULACIÓN**

---

Ing. Bolívar Alejandro Cuaical Angulo  
**ASESOR DE TRABAJO DE TITULACIÓN**

# ESPOCH

Facultad de Mecánica

---

## EXAMINACIÓN DEL TRABAJO DE TITULACIÓN

---

**NOMBRE DEL ESTUDIANTE:** MINGA ESPINOSA ALEX ABRAHAM

**TÍTULO DEL TRABAJO DE TITULACIÓN:** “DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN SISTEMA DE SUSPENSIÓN POSTERIOR MEDIANTE SOFTWARE CAD/CAE PARA UN PROTOTIPO HÍBRIDO BIPLAZA 4X4 DE LA CARRERA DE INGENIERÍA AUTOMOTRIZ”

**Fecha de Examinación:** 2018-08-16

**RESULTADO DE LA EXAMINACIÓN:**

COMITÉ DE EXAMINACIÓN	APRUEBA	NO APRUEBA	FIRMA
Ing. Ángel Rigoberto Guamán Mendoza <b>PRESIDENTE TRIB. DEFENSA</b>			
Ing. Luis Fernando Buenaño Moyano <b>DIRECTOR</b>			
Ing. Bolívar Alejandro Cuaical Angulo <b>ASESOR</b>			

\* Más que un voto de no aprobación es razón suficiente para la falla total.

**RECOMENDACIONES:** \_\_\_\_\_  
\_\_\_\_\_

El Presidente del Tribunal certifica que las condiciones de la defensa se han cumplido.

---

Ing. Ángel Rigoberto Guamán Mendoza  
**PRESIDENTE TRIB. DEFENSA**

# ESPOCH

Facultad de Mecánica

---

## EXAMINACIÓN DEL TRABAJO DE TITULACIÓN

---

**NOMBRE DEL ESTUDIANTE:** MOROCHO YAURIPOMA CHRISTIAN DAVID

**TÍTULO DEL TRABAJO DE TITULACIÓN:** “DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN SISTEMA DE SUSPENSIÓN POSTERIOR MEDIANTE SOFTWARE CAD/CAE PARA UN PROTOTIPO HÍBRIDO BIPLAZA 4X4 DE LA CARRERA DE INGENIERÍA AUTOMOTRIZ”

**Fecha de Examinación:** 2018-08-16

**RESULTADO DE LA EXAMINACIÓN:**

COMITÉ DE EXAMINACIÓN	APRUEBA	NO APRUEBA	FIRMA
Ing. Ángel Rigoberto Guamán Mendoza <b>PRESIDENTE TRIB. DEFENSA</b>			
Ing. Luis Fernando Buenaño Moyano <b>DIRECTOR</b>			
Ing. Bolívar Alejandro Cuaical Angulo <b>ASESOR</b>			

\* Más que un voto de no aprobación es razón suficiente para la falla total.

**RECOMENDACIONES:** \_\_\_\_\_

---

El Presidente del Tribunal certifica que las condiciones de la defensa se han cumplido.

---

Ing. Ángel Rigoberto Guamán Mendoza  
**PRESIDENTE TRIB. DEFENSA**

## **DERECHOS DE AUTORÍA**

El trabajo de titulación denominado **“DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN SISTEMA DE SUSPENSIÓN POSTERIOR MEDIANTE SOFTWARE CAD/CAE PARA UN PROTOTIPO HÍBRIDO BIPLAZA 4X4 DE LA CARRERA DE INGENIERÍA AUTOMOTRIZ”** que presentamos, es original y basado en el proceso de investigación y/o adaptación técnica establecido en la Facultad de Mecánica de la Escuela Superior Politécnica de Chimborazo. En tal virtud los fundamentos teóricos-científicos y los resultados son de exclusiva responsabilidad de los autores. El patrimonio intelectual le pertenece a la Escuela Superior Politécnica de Chimborazo.

---

**Minga Espinosa Alex Abraham**

Cédula de Identidad:070641905-8

---

**Morocho Yauripoma Christian**

**David**

Cédula de Identidad: 190061014-6

## **DECLARACION DE AUTENTICIDAD**

Nosotros, Alex Abraham Minga Espinosa y Christian David Morocho Yauripoma, declaramos que el presente trabajo presentado es de nuestra autoría y los resultados alcanzados en los diferentes análisis son auténticos y son únicos en cuanto al estudio realizado en el presente trabajo. En la parte investigativa se utilizaron textos y figuras de varios autores los cuales han sido referenciados y citados correctamente. Somos conscientes del hecho de no respetar derechos de autoría y hacer plagio, por lo tanto asumimos con gran responsabilidad de cualquier irregularidad presentada por el incumplimiento de lo declarado.

---

**Minga Espinosa Alex Abraham**

Cédula de Identidad: 070641905-8

---

**Morocho Yauripoma Christian David**

Cédula de Identidad: 190061014-6

## **DEDICATORIA**

A Dios por mantenerme de pie y nunca abandonar en los momentos más difíciles, a mi hermosa madre Alicia Espinosa y mi querido padre José Minga, quienes hicieron hasta lo imposible por darme esta preciosa carrera, hoy puedo decir que este título es de ustedes, a mi querido hermano William Minga ya que sin tu apoyo y aliento no hubiera sido posible este trabajo. Y a mí querida princesa Araceli por siempre permanecer a mi lado aun en circunstancias difíciles y demostrarme que siempre es posible conseguir lo que se anhela.

**Minga Espinosa Alex Abraham**

El presente trabajo de titulación dedico principalmente a Dios por haberme dado salud, fuerzas y sabiduría durante todo el proceso de mi formación como profesional. A mis padres Segundo Manuel Morocho Naula y Juana Yauripoma León quienes han sido mi apoyo incondicional en todo momento de mi vida para lograr cumplir la meta de ser un profesional, por sus consejos, sus valores, y por la motivación constante durante toda mi vida estudiantil. A mis hermanas que siempre estuvieron presente en momentos difíciles junto a mí apoyándome incondicionalmente con palabras de aliento durante toda esta etapa de formación como profesional. A mis familiares que siempre estuvieron brindándome su apoyo durante toda mi formación académica.

**Morocho Yauripoma Christian David**

## **AGRADECIMIENTO**

A Dios por su infinito amor y fidelidad en el transcurso de esta carrera, a mis queridos padres por el inmenso sacrificio y paciencia para conmigo, a mi hermano William por sus consejos y apoyo en este periodo, a mi princesa Araceli por su apoyo en momentos duros y demostrarme que las cosas no son tan difíciles como parecen, a mis queridos amigos y compañeros de la politécnica, sin su apoyo no hubiera sido posible este trabajo, a mis queridos tutores por su asesoría y consejos a lo largo del presente trabajo, y a mis profesores de carrera por su paciencia y su conocimiento impartido en las aulas de clase.

**Minga Espinosa Alex Abraham**

Primeramente agradezco a Dios por haberme dado sabiduría y entendimiento durante toda mi formación como profesional.

Agradezco a mis padres y hermanas quienes me dieron la confianza y oportunidad de realizar mis estudios para lograr mis objetivos planteados durante toda la carrera como estudiante. A mis familiares y amigos que siempre estuvieron aconsejándome y dándome palabras de apoyo ayudándome a crecer como una persona de bien durante todo el proceso como estudiante.

Agradezco a la Escuela Superior Politécnica de Chimborazo, en especial a la Escuela de Ingeniería Automotriz por darme la oportunidad de realizar mi formación académica y haberme formado como un gran profesional. A mis tutores Ing. Luis Buenaño y Ing. Bolívar Cuaical, agradecerles por compartir sus conocimientos durante este proceso del trabajo de titulación.

**Morocho Yauripoma Christian David**

## TABLA DE CONTENIDO

INTRODUCCIÓN .....	1
<b>CAPITULO I</b>	
<b>1. MARCO REFERENCIAL .....</b>	<b>3</b>
<b>1.1. Antecedentes .....</b>	<b>3</b>
<b>1.2. Justificación .....</b>	<b>3</b>
<i>1.2.1. Justificación teórica .....</i>	<i>3</i>
<i>1.2.2. Justificación metodológica .....</i>	<i>4</i>
<i>1.2.3. Justificación práctica .....</i>	<i>4</i>
<b>1.3. Objetivos .....</b>	<b>5</b>
<i>1.3.1. Objetivo general .....</i>	<i>5</i>
<i>1.3.2. Objetivos específicos.....</i>	<i>5</i>
<b>CAPITULO II</b>	
<b>2.1. Marco teórico.....</b>	<b>6</b>
<i>2.1.1. Prototipo vehicular: buggy.....</i>	<i>6</i>
<b>2.2. Sistema de suspensión .....</b>	<b>6</b>
<i>2.2.1. Función del sistema de suspensión .....</i>	<i>6</i>
<i>2.2.2. Masas suspendidas y no suspendidas en el vehículo .....</i>	<i>8</i>
<i>2.2.3. Masas suspendidas .....</i>	<i>8</i>
<i>2.2.4. Masas no suspendidas.....</i>	<i>9</i>
<i>2.2.5. Elementos del sistema de suspensión. ....</i>	<i>10</i>
<i>2.2.6. Elasticidad o elementos elásticos .....</i>	<i>10</i>
<i>2.2.7. Los muelles helicoidales.....</i>	<i>10</i>
<i>2.2.8. Barras de torsión .....</i>	<i>11</i>
<i>2.2.9. Barras estabilizadoras.....</i>	<i>12</i>
<i>2.2.10. Hojas de resorte o ballestas.....</i>	<i>13</i>
<b>2.3. Tipos de suspensión.....</b>	<b>14</b>
<i>2.3.1. Suspensión McPherson.....</i>	<i>14</i>
<i>2.3.2. Suspensión de brazos arrastrados.....</i>	<i>15</i>
<i>2.3.3. Suspensión de brazos semiarrastrados.....</i>	<i>16</i>
<i>2.3.4. Suspensión de paralelogramo deformable .....</i>	<i>17</i>
<i>2.3.5. Sistema de suspensión multibrazo.....</i>	<i>18</i>
<b>2.4. Irregularidades del terreno. ....</b>	<b>19</b>
<b>2.5. Vibraciones en el vehículo. ....</b>	<b>20</b>
<b>2.6. Centro de gravedad del vehículo .....</b>	<b>20</b>
<i>2.6.1. Ubicación del centro de gravedad.....</i>	<i>21</i>

<b>2.7. Optimización topológica .....</b>	<b>22</b>
<i>2.7.1. Definición de optimización topológica.....</i>	<i>23</i>
<i>2.7.2. Tipos de optimización.....</i>	<i>24</i>
<i>2.7.3. Proceso de implementación de la optimización topológica. ....</i>	<i>24</i>
<i>2.7.4. Conceptos del método de optimización topológica .....</i>	<i>25</i>
<i>2.7.4.1. Dominio extendido fijo de diseño.....</i>	<i>25</i>
<i>2.7.4.2. Método de densidades.....</i>	<i>25</i>
<i>2.7.4.3. Función objetivo. ....</i>	<i>26</i>
<i>2.7.4.4. Formulación del problema.....</i>	<i>26</i>
<i>2.7.4.5. Respuestas .....</i>	<i>26</i>
<i>2.7.4.6. Restricciones.....</i>	<i>27</i>
<b>CAPITULO III</b>	
<b>3. MÉTODOS Y TÉCNICAS.....</b>	<b>28</b>
<b>3.1. Requerimientos e identificación de necesidades del prototipo.....</b>	<b>28</b>
<b>3.2. Selección del tipo de suspensión.....</b>	<b>29</b>
<b>3.3. Componentes del sistema del sistema de suspensión seleccionado. ....</b>	<b>30</b>
<b>3.4. Análisis de cargas.....</b>	<b>30</b>
<i>3.4.1. Ubicación del centro de la gravedad.....</i>	<i>30</i>
<i>3.4.2. Distribución estática de pesos .....</i>	<i>31</i>
<i>3.4.2.1. Posición longitudinal del centro de gravedad.....</i>	<i>31</i>
<i>3.4.2.2. Altura del centro de gravedad.....</i>	<i>32</i>
<i>3.4.2.3. Transferencia longitudinal de carga en pendientes (Tlcp).....</i>	<i>32</i>
<i>3.4.2.4. Transferencia longitudinal de carga por frenado en pendientes (Tlcf):.....</i>	<i>32</i>
<i>3.4.2.5 Transferencia de masa durante la frenada brusca. ....</i>	<i>33</i>
<i>3.4.2.6. Desaceleración máxima.....</i>	<i>33</i>
<i>3.4.2.7. Carga total transferida (Ct).....</i>	<i>34</i>
<i>3.4.2.8. Carga soportada por el eje delantero (Cd).....</i>	<i>34</i>
<i>3.4.2.8. Carga soportada por el eje posterior (Cp).....</i>	<i>35</i>
<b>3.5. Fuerzas ejercidas en el sistema de suspensión.....</b>	<b>35</b>
<i>3.5.1. Análisis en la mesa superior .....</i>	<i>37</i>
<i>3.5.2. Análisis en la mesa inferior .....</i>	<i>39</i>
<i>3.5.3. Selección del tubo para los brazos de la suspensión.....</i>	<i>40</i>
<i>3.5.4. Diseño de anclajes.....</i>	<i>42</i>
<i>3.5.5. Anclaje de suspensión superior.....</i>	<i>42</i>
<i>3.5.5.1. Fuerzas que actúan en el anclaje superior.....</i>	<i>43</i>
<i>3.5.5.2. Factores que modifican el límite de resistencia a la fatiga.....</i>	<i>45</i>
<i>3.5.6. Anclaje inferior.....</i>	<i>48</i>

3.5.6.1. Fuerzas que actúan en el anclaje inferior.....	49
3.5.6.2. Factores que modifican el límite de resistencia a la fatiga. ....	50
<b>3.5.7. Diseño del anclaje del amortiguador.....</b>	<b>53</b>
3.5.7.1. Fuerzas aplicadas en el anclaje del amortiguador.....	54
3.5.7.2. Factores que modifican el límite de resistencia a la fatiga. ....	56
<b>3.6. Selección de pernos. ....</b>	<b>59</b>
3.6.1. Perno para el anclaje de la mesa superior de la suspensión. ....	59
3.6.2. Perno para el anclaje amortiguador de la suspensión.....	62
<b>3.7. Geometría del sistema de suspensión. ....</b>	<b>64</b>
3.7.1. Geometría de las mesas de suspensión.....	64
3.7.1.1. Geometría de la mesa superior del sistema de suspensión.....	64
3.7.1.2. Geometría de la mesa inferior del sistema de suspensión. ....	65
3.7.2. Conjunto amortiguador –muelle. ....	65
3.7.3. Mangueta.....	66
3.7.4. Rótula.....	66
3.7.4.1. Rótula superior de la mangueta.....	66
3.7.4.2. Rótula inferior de la mangueta .....	67
3.7.5. Anclajes. ....	67
3.7.5.1. Anclaje de mesa superior e inferior.....	68
3.7.5.2. Anclaje amortiguador-muelle .....	68
<b>3.8. Análisis de los elementos de suspensión .....</b>	<b>68</b>
3.8.1. Método de elementos finitos.....	69
3.8.2. Funcionamiento del método de elementos finitos.....	69
<b>3.9. Análisis en los componentes del sistema de suspensión. ....</b>	<b>70</b>
3.9.1. Mesa de suspensión inferior. ....	70
3.9.1.1. Esfuerzo equivalente. ....	71
3.9.1.2. Deformación total. ....	72
3.9.1.3. Factor de seguridad.....	72
3.9.1.4. Resultados en la mesa inferior.....	73
3.9.2. Análisis de la mesa de suspensión superior .....	73
3.9.2.1. Esfuerzo equivalente. ....	74
3.9.2.2. Deformación total .....	74
3.9.2.3. Factor de seguridad.....	75
3.9.2.4. Resultados en la mesa superior.....	75
3.9.3. Análisis en la mangueta de suspensión.....	75
3.9.3.1. Esfuerzo equivalente .....	77
3.9.3.2. Deformación total .....	78

3.9.3.3. <i>Factor de seguridad</i> .....	78
3.9.3.4. <i>Resultados en la mangueta de suspensión</i> .....	79
<b>3.9.4. Rótula inferior</b> .....	79
3.9.4.1. <i>Esfuerzo equivalente</i> .....	80
3.9.4.2. <i>Deformación total</i> .....	80
3.9.4.3. <i>Factor de seguridad</i> .....	81
3.9.4.4. <i>Resultados en la rótula inferior</i> .....	81
<b>3.9.5. Rótula superior</b> .....	82
3.9.5.1. <i>Esfuerzo equivalente</i> .....	83
3.9.5.2. <i>Deformación total</i> .....	83
3.9.5.3. <i>Factor de seguridad</i> .....	84
3.9.5.4. <i>Resultados en la rótula superior</i> .....	84
<b>3.9.6. Anclaje de la mesa superior</b> .....	85
3.9.6.1. <i>Esfuerzo equivalente</i> .....	86
3.9.6.2. <i>Deformación total</i> .....	86
3.9.6.3. <i>Factor de seguridad</i> .....	87
3.9.6.4. <i>Resultados en el anclaje superior</i> .....	87
<b>3.9.7. Anclaje de la mesa inferior</b> .....	88
3.9.7.1. <i>Esfuerzo equivalente</i> .....	89
3.9.7.2. <i>Deformación total</i> .....	89
3.9.7.3. <i>Factor de seguridad</i> .....	90
3.9.7.4. <i>Resultados en el anclaje inferior</i> .....	90
<b>CAPÍTULO IV</b>	
<b>4. RESULTADOS Y DISCUSIÓN</b> .....	91
<b>4.1.1. Diseño conceptual de las mesas de suspensión mediante el módulo de optimización topológica</b> .....	91
<b>4.1.2. Optimización topológica de las mesas de la suspensión</b> .....	91
4.1.2.1. <i>Modelado de las mesas de suspensión</i> .....	92
4.1.2.2. <i>Exportación de geometrías en ansys</i> .....	93
<b>4.1.4. Mallado en las mesas de suspensión</b> .....	94
<b>4.1.5. Material utilizado en las mesas de suspensión</b> .....	95
<b>4.1.6. Variables aplicadas al diseño</b> .....	95
<b>4.1.7. Planteamiento de la optimización</b> .....	96
<b>4.1.8. Planteamiento en la mesa inferior</b> .....	97
<b>4.1.9. Planteamiento en la mesa superior</b> .....	97
<b>4.1.10. Resultados de la optimización topológica</b> .....	98
<b>4.1.11. Modelado de las nuevas geometrías</b> .....	101
<b>4.1.12. Análisis de resultados de las nuevas geometrías de las mesas de suspensión</b> .....	103

4.1.12.1. Mesa de suspensión inferior.....	103
4.1.12.2. Deformación total. ....	104
4.1.12.3. Factor de seguridad. ....	104
<b>4.1.13. Mesa de suspensión inferior. ....</b>	<b>105</b>
4.1.13.1. Esfuerzo equivalente. ....	105
4.1.13.2. Deformación total. ....	105
4.1.13.3. Factor de seguridad. ....	106
<b>4.1.14. Comparación de resultados.....</b>	<b>106</b>
<b>4.1.15. Ensamble de componentes.....</b>	<b>107</b>
<b>4.2. Construcción e implementación.....</b>	<b>108</b>
4.2.1. La capacidad del taller. ....	108
<b>4.3. Proceso de construcción.....</b>	<b>109</b>
4.3.1. Trazado de tubos y platina.....	109
4.3.2. Corte de tubos y platina.....	110
4.3.3. Acabado superficial de las piezas. ....	111
4.3.4. Preparación de tubos de los brazos de suspensión.....	111
4.3.5. Soldadura de los brazos de suspensión.....	112
4.3.6. Pintura del sistema de suspensión. ....	112
<b>4.4. Construcción del sistema de la suspensión.....</b>	<b>113</b>
4.4.1. Mesa superior. ....	113
4.4.2. Mesa inferior. ....	114
4.4.3. Anclajes de las mesas de suspensión. ....	117
4.4.4. Anclajes del conjunto amortiguador-muelle.....	119
<b>4.6. Comprobación de soldadura en los componentes del sistema de suspensión implementados en el prototipo vehicular.....</b>	<b>120</b>
4.6.1 Materiales a utilizar:.....	120
4.6.2. Procedimiento.....	121
4.6.2.1 Limpieza del componente:.....	121
4.6.2.2 Emplear líquido limpiador:.....	121
4.6.2.3 Aplicación del líquido penetrante:.....	122
4.6.2.4 Aplicación de revelador.....	124
4.6.2.5 Evaluación de Resultados.....	125
<b>4.7. Conclusiones. ....</b>	<b>126</b>
<b>4.7. Recomendaciones.....</b>	<b>127</b>

## BIBLIOGRAFÍA

## ANEXOS

## CRONOGRAMA DE ACTIVIDADES DEL TRABAJO DE TITULACIÓN

## ÍNDICE DE TABLAS

<b>Tabla 1-3:</b> Selección del tipo de suspensión.....	29
<b>Tabla 2-3:</b> Resultados de la distribución de pesos.....	34
<b>Tabla 3-3:</b> Fuerzas en la mesa de suspensión inferior.....	70
<b>Tabla 4-3:</b> Propiedades y calidad de malla en la mesa inferior.....	71
<b>Tabla 5-3:</b> Resultados en la mesa inferior.....	73
<b>Tabla 6-3:</b> Fuerzas aplicadas en la mesa superior.....	73
<b>Tabla 7-3:</b> Propiedades y calidad de malla en la mesa superior.....	73
<b>Tabla 8-3:</b> Resultados en la mesa superior.....	75
<b>Tabla 9-3:</b> Propiedades y calidad de malla en la mangueta de suspensión.....	77
<b>Tabla 10-3:</b> Resultados en la mangueta de suspensión.....	79
<b>Tabla 11-3:</b> Fuerzas aplicadas en la rótula inferior.....	79
<b>Tabla 12-3:</b> Propiedades y calidad de malla en la rótula inferior.....	79
<b>Tabla 13-3:</b> Resultados en la rótula inferior.....	81
<b>Tabla 14-3:</b> Fuerzas aplicadas en la rótula superior.....	82
<b>Tabla 15-3:</b> Propiedades y calidad de malla en la rótula superior.....	82
<b>Tabla 16-3:</b> Resultados en la rótula superior.....	84
<b>Tabla 17-3:</b> Fuerzas aplicadas en el anclaje superior.....	85
<b>Tabla 18-3:</b> Propiedades y calidad de malla en el anclaje superior.....	85
<b>Tabla 19-3:</b> Resultados en el anclaje de la mesa superior.....	87
<b>Tabla 20-3:</b> Fuerzas aplicadas en el anclaje de la mesa inferior.....	88
<b>Tabla 21-3:</b> Propiedades y calidad de malla en el anclaje de la mesa inferior.....	88
<b>Tabla 22-3:</b> Resultados en el anclaje de la mesa inferior.....	90
<b>Tabla 1-4:</b> Optimizaciones topológicas realizadas en la mesa inferior.....	98
<b>Tabla 2-4:</b> Optimizaciones topológicas realizadas en la mesa superior.....	100
<b>Tabla 3-4:</b> Comparación de resultados de la mesa de suspensión inferior.....	106
<b>Tabla 4-4:</b> Comparación de resultados de la mesa de suspensión superior.....	107
<b>Tabla 5-4:</b> Diagrama de procesos de construcción de las mesas de suspensión.....	116
<b>Tabla 6-4:</b> Diagrama de procesos de construcción de los anclajes.....	119

## ÍNDICE DE FIGURAS

<b>Figura 1-2:</b> Prototipo vehicular Buggy .....	6
<b>Figura 2-2:</b> Sistema de suspensión vehicular.....	7
<b>Figura 3-2:</b> Amortiguación en el vehículo .....	7
<b>Figura 4-2:</b> Amortiguación en el vehículo .....	8
<b>Figura 5-2:</b> Masas suspendidas y masas no suspendidas .....	9
<b>Figura 6-2:</b> Sistema de suspensión McPherson .....	10
<b>Figura 7-2:</b> Diversas posiciones del muelle.....	11
<b>Figura 8-2:</b> Esquema de un resorte tipo espiral helicoidal.....	11
<b>Figura 9-2:</b> Barra de torsión.....	12
<b>Figura 10-2:</b> Montaje de la barra estabilizadora .....	12
<b>Figura 11-2:</b> Principio de funcionamiento de la barra estabilizadora .....	13
<b>Figura 12-2:</b> Vehículo sin barra estabilizadora y con barra estabilizadora.....	13
<b>Figura 13-2:</b> Constitución de las ballestas .....	13
<b>Figura 14-2:</b> Esquema de hojas de resorte .....	14
<b>Figura 15-2:</b> Suspensión McPherson .....	15
<b>Figura 16-2:</b> La suspensión McPherson.....	15
<b>Figura 17-2:</b> Sistema de suspensión brazos arrastrados en el tren delantero .....	16
<b>Figura 18-2:</b> Sistema de suspensión brazos arrastrados en el tren posterior.....	16
<b>Figura 19-2:</b> Sistema suspensión brazos semi-arrastrados y brazos arrastrados.....	16
<b>Figura 20-2:</b> Partes susp. paralelogramo deformable .....	17
<b>Figura 21-2:</b> Centro de rotación.....	18
<b>Figura 22-2:</b> Susp. paralelogramo def.....	18
<b>Figura 23-2:</b> Sistema suspensión multibrazo .....	19
<b>Figura 24-2:</b> Irregularidades en la calzada.....	20
<b>Figura 25-2:</b> Fuerzas que actúan en el centro de gravedad .....	21
<b>Figura 26-2:</b> Ubicación del centro de gravedad .....	21
<b>Figura 27-2:</b> Optimización topológica en el Ecuador .....	22
<b>Figura 28-2:</b> Componentes optimizados del equipo “Hydro2Motion” .....	23
<b>Figura 29-2:</b> Opt. larguero .....	23
<b>Figura 30-2:</b> Tipos de optimización topológica .....	24
<b>Figura 31-2:</b> Restricciones de manufactura .....	27
<b>Figura 1-3:</b> Cargas en el perno del anclaje de la mesa superior.....	59
<b>Figura 2-3:</b> Cargas en el perno del anclaje de la mesa superior.....	62
<b>Figura 3-3:</b> Demostración de elementos finitos .....	70

## ÍNDICE DE GRÁFICOS

<b>Gráfico 1-3:</b> Esquema del centro de gravedad .....	30
<b>Gráfico 2-3:</b> Posición de fuerzas en el vehículo.....	36
<b>Gráfico 3-3:</b> Cargas ejercidas en las mesas de suspensión .....	36
<b>Gráfico 4-3:</b> Fuerzas aplicadas en la mesa superior.....	37
<b>Gráfico 5-3:</b> D.C.L. de las fuerzas aplicadas en la mesa superior.....	38
<b>Gráfico 6-3:</b> Fuerzas aplicadas en la mesa inferior .....	39
<b>Gráfico 7-3:</b> Diagrama de esfuerzos cortantes y momentos flectores.....	41
<b>Gráfico 8-3:</b> Cargas ejercidas en el anclaje superior.....	43
<b>Gráfico 9-3:</b> D.C.L. cargas ejercidas.....	43
<b>Gráfico 10-3:</b> Cargas ejercidas en el anclaje inferior.....	48
<b>Gráfico 11-3:</b> D.C.L. cargas ejercidas.....	48
<b>Gráfico 12-3:</b> Cargas ejercidas en el anclaje.....	53
<b>Gráfico 13-3:</b> D.C.L. ....	54
<b>Gráfico 14-3:</b> Geometría de la mesa superior .....	64
<b>Gráfico 15-3:</b> Geometría de la mesa inferior .....	65
<b>Gráfico 16-3:</b> Geometría del conjunto amortiguador-muelle.....	65
<b>Gráfico 17-3:</b> Mangueta de suspensión.....	66
<b>Gráfico 18-3:</b> Geometría de la rótula superior .....	67
<b>Gráfico 19-3:</b> Geometría de la rótula inferior .....	67
<b>Gráfico 20-3:</b> Anclaje de mesas .....	68
<b>Gráfico 21-3:</b> Anclaje del amortiguador .....	68
<b>Gráfico 22-3:</b> Análisis de esfuerzo equivalente en la mesa inferior .....	71
<b>Gráfico 23-3:</b> Análisis de deformación en la mesa inferior .....	72
<b>Gráfico 24-3:</b> Análisis de factor de seguridad en la mesa inferior.....	72
<b>Gráfico 25-3:</b> Análisis de esfuerzo equivalente en la mesa superior .....	74
<b>Gráfico 26-3:</b> Análisis de deformación total en la mesa superior .....	74
<b>Gráfico 27-3:</b> Análisis de factor de seguridad en la mesa superior.....	75
<b>Gráfico 28-3:</b> Análisis de esfuerzo equivalente en la mangueta de suspensión.....	77
<b>Gráfico 29-3:</b> Análisis de deformación total en la mangueta de suspensión .....	78
<b>Gráfico 30-3:</b> Análisis de factor de seguridad en la mangueta de suspensión .....	78
<b>Gráfico 31-3:</b> Análisis de esfuerzo equivalente en la rótula inferior .....	80
<b>Gráfico 32-3:</b> Análisis de deformación total en la rótula inferior .....	80
<b>Gráfico 33-3:</b> Análisis de factor de seguridad en la rótula inferior.....	81
<b>Gráfico 34-3:</b> Análisis de esfuerzo equivalente en la rótula superior .....	83
<b>Gráfico 35-3:</b> Análisis de deformación total en la rótula superior .....	83
<b>Gráfico 36-3:</b> Análisis de factor de seguridad en la rótula superior.....	84
<b>Gráfico 37-3:</b> Análisis de esfuerzo equivalente en el anclaje de mesa superior .....	86
<b>Gráfico 38-3:</b> Análisis de deformación total en el anclaje de mesa superior .....	86
<b>Gráfico 39-3:</b> Análisis de factor de seguridad en el anclaje de mesa superior.....	87
<b>Gráfico 40-3:</b> Análisis de esfuerzo equivalente en el anclaje de mesa inferior .....	89
<b>Gráfico 41-3:</b> Análisis de deformación total en el anclaje de mesa inferior .....	89
<b>Gráfico 42-3:</b> Análisis de factor de seguridad en el anclaje de mesa inferior.....	90
<b>Gráfico 1-4:</b> Procedimiento de optimización topológica. ....	92
<b>Gráfico 2-4:</b> Mesa de suspensión inferior. ....	93
<b>Gráfico 3-4:</b> Mesa de suspensión superior. ....	93
<b>Gráfico 4-4:</b> Módulo estructural de ansys.....	93

<b>Gráfico 5-4:</b> Exportación de mesas en ansys .....	94
<b>Gráfico 6-4:</b> Mallado de la mesa inferior en ansys .....	94
<b>Gráfico 7-4:</b> Mallado de la mesa superior en ansys .....	95
<b>Gráfico 8-4:</b> Propiedades del material en ansys .....	95
<b>Gráfico 9-4:</b> Cargas aplicadas en la mesa inferior en ansys.....	96
<b>Gráfico 10-4:</b> Cargas aplicadas en la mesa superior en ansys.....	96
<b>Gráfico 11-4:</b> Exportación al módulo de optimización estructural de ansys .....	97
<b>Gráfico 12-4:</b> Restricciones en la mesa inferior.....	97
<b>Gráfico 13-4:</b> Restricciones en la mesa superior.....	98
<b>Gráfico 14-4:</b> Mesa inferior en spaceclaim.....	101
<b>Gráfico 15-4:</b> Geometría exportada a solidworks .....	101
<b>Gráfico 16-4:</b> Nueva geometría obtenida.....	102
<b>Gráfico 17-4:</b> Mesa inferior obtenida en spaceclaim .....	102
<b>Gráfico 18-4:</b> Geometría exportada a solidworks .....	102
<b>Gráfico 19-4:</b> Nueva geometría obtenida.....	103
<b>Gráfico 20-4:</b> Análisis de esfuerzo equivalente en la mesa inferior .....	103
<b>Gráfico 21-4:</b> Análisis de deformación total en la mesa inferior .....	104
<b>Gráfico 22-4:</b> Análisis de factor de seguridad en la mesa inferior.....	104
<b>Gráfico 23-4:</b> Análisis de esfuerzo equivalente en la mesa superior .....	105
<b>Gráfico 24-4:</b> Análisis de deformación total en la mesa superior .....	105
<b>Gráfico 25-4:</b> Análisis de factor de seguridad en la mesa superior.....	106
<b>Gráfico 26-4:</b> Ensamble del sistema de suspensión en el prototipo vehicular .....	107
<b>Gráfico 27-4:</b> Ensamble del sist. Susp. ....	108
<b>Gráfico 28-4:</b> Realización de trazado en las platinas .....	109
<b>Gráfico 29-4:</b> Corte de tubos.....	110
<b>Gráfico 30-4:</b> Corte de platinas .....	110
<b>Gráfico 31-4:</b> Acabado superficial de piezas .....	111
<b>Gráfico 32-4:</b> Perfilado de tubo .....	111
<b>Gráfico 33-4:</b> Soldadura de tubos .....	112
<b>Gráfico 34-4:</b> Pintura del sistema de suspensión .....	112
<b>Gráfico 35-4:</b> Mesa superior .....	113
<b>Gráfico 36-4:</b> Montaje de la mesa superior.....	113
<b>Gráfico 37-4:</b> Anclaje del conjunto amortiguador muelle .....	114
<b>Gráfico 38-4:</b> Proceso de pintado de la mesa superior.....	114
<b>Gráfico 39-4:</b> Mesa inferior .....	115
<b>Gráfico 40-4:</b> Montaje de la mesa inferior.....	115
<b>Gráfico 41-4:</b> Pintado de la mesa inferior .....	116
<b>Gráfico 42-4:</b> Anclaje de la mesa de suspensión .....	117
<b>Gráfico 43-4:</b> Taladrado de los anclajes .....	118
<b>Gráfico 44-4:</b> Soldadura de los anclajes .....	118
<b>Gráfico 45-4:</b> Anclajes del conjunto muelle-amortiguador.....	119
<b>Gráfico 46-4:</b> Limpieza de anclaje.....	121
<b>Gráfico 47-4:</b> Aplicación de liquido limpiador .....	121
<b>Gráfico 48-4:</b> Aplicación del liquido penetrante.....	122
<b>Gráfico 49-4:</b> Líquido penetrante en anclaje.....	122
<b>Gráfico 50-4:</b> Líquido penetrante en la mesa de suspensión.....	123
<b>Gráfico 51-4:</b> Líquido penetrante en la mesa de suspensión.....	123
<b>Gráfico 52-4:</b> Líquido revelador en anclaje.....	124
<b>Gráfico 53-4:</b> Líquido revelador en la mesa de suspensión.....	124
<b>Gráfico 54-4:</b> Líquido revelador.....	125

## **RESUMEN**

El presente trabajo de titulación contiene el procedimiento del diseño y construcción de un sistema de suspensión posterior para un prototipo híbrido biplaza 4x4 de la carrera de ingeniería automotriz, en donde partiendo de una serie de requerimientos y necesidades se opta por la elección del diseño de un sistema de suspensión independiente de paralelogramo deformable, en el cual se analizan todas las cargas que inciden en el sistema con el fin de optar por una elección correcta del material y componentes para el mismo, mediante el primer diseño obtenido se hace la implementación de una herramienta denominada optimización topológica, la misma que mediante una serie de variables es capaz de distribuir el material de las mesas de suspensión de manera correcta y eliminarlo si en caso fuese necesario, de manera que se obtiene disminuciones de masa en las mesas, es decir con menos material, lo que hace más livianos a los componentes del sistema, en donde para su respectiva verificación de las mesas obtenidas mediante la optimización se procede a realizar los mismos análisis a las mesas diseñadas en primer instancia, obteniendo resultados muy similares, y optando por la construcción e implementación de las mesas optimizadas y demás componentes al prototipo híbrido biplaza 4x4 de la carrera de ingeniería automotriz.

**Palabras clave:** <TECNOLOGÍAS Y CIENCIAS DE LA INGENIERÍA>, <MECÁNICA AUTOMOTRIZ>, <OPTIMIZACIÓN TOPOLÓGICA>, <FACTOR DE SEGURIDAD>, <LÍMITE DE FLUENCIA>, <RESISTENCIA ESTRUCTURAL>, <GEOMETRÍA DE LAS MESAS DE SUSPENSIÓN>

## ABSTRACT

This research work contains the procedure of the design and the construction of a rear suspension system for a two-seater hybrid prototype 4x4 of automotive engineering, where on the basis of a set of requirements and needs is taken the choice of design of an independent suspension system of deformable parallelogram, in which all the loads that affect the system are analyzed in order to choose a correct choice of the material and components for it. Through the first design obtained, it is developed the implementation of a tool called Topological Optimization, the same as through a series of variables is able to distribute the material of the suspension board in a correct way and eliminate them in case it is necessary. In this way it is obtained the reduction of the mass in the boards, in other words less material, which makes the components of the system lighter, where for the respective verification of the boards obtained through the optimization the same analysis to the designed boards in the first instance is performed, obtaining very similar results, and opting for the construction and implementation of the optimized boards and the other components to the two-seater hybrid prototype 4x4 of automotive engineering.

**Keywords:** <ENGINEERING TECHNOLOGIES AND SCIENCES>, <AUTOMOTIVE MECHANICS>, <TOPOLOGICAL OPTIMIZATION>, <SAFETY FACTOR>, <FLUENCY LIMIT>, <STRUCTURAL RESISTANCE>, <GEOMETRY OF SUSPENSION TABLES>

## INTRODUCCIÓN

El presente trabajo de titulación tiene como principal objetivo realizar un diseño de las mesas de suspensión posterior de un prototipo híbrido biplaza 4x4, utilizando software CAD/CAE, haciendo el uso de una herramienta de optimización topológica en el diseño de las mesas de suspensión.

La herramienta de optimización topológica aporta de una gran manera en cuanto al aligeramiento de peso de las mesas de suspensión y además se obtiene una nueva geometría de las mesas de suspensión diseñadas en primera instancia, todo esto sin perder las funcionalidades mecánicas como: esfuerzos, deformaciones y factor de seguridad. De manera que se obtiene unas mesas de suspensión que se adapten a todo tipo de carreteras de nuestro país, además con los análisis y resultados obtenidos por medio del Software Ansys permitirá obtener un mejor grado de confiabilidad para llevar a cabo la construcción del prototipo.

El presente trabajo de titulación se divide en cuatro capítulos en donde se tiene una breve descripción de cada uno de ellos:

En el primer capítulo hace referencia a los antecedentes de la herramienta de optimización topológica y al gran impacto que posee en la industria automotriz por la gran mejora en la geometría de un componente y eliminación de masas que no inciden en la funcionalidad del componente, se tiene también la justificación, el objetivo principal del trabajo de titulación, sus objetivos específicos y la hipótesis.

El segundo capítulo consta del marco teórico que tiene como finalidad conocer el funcionamiento de los diferentes componentes presentes en el sistema de suspensión, así también tener conocimiento de los tipos de suspensiones que son utilizadas en prototipos tipo Buggy y definiciones de irregularidades en la carretera, vibraciones en el vehículo y su centro de gravedad. Se detalla de mejor manera los conceptos del método de optimización topológica, los tipos de optimización y sus beneficios que presentan en cuanto al diseño de componentes mecánicos.

En el tercer capítulo se toma en consideración los principales requerimientos y necesidades del prototipo para obtener una correcta elección del tipo de suspensión que se adapte al prototipo, se efectuarán cálculos de las fuerzas que actúan en el sistema de suspensión para realizar el diseño de las mesas de suspensión, anclajes y demás componentes efectuando el análisis de los

componentes que conforman el sistema de suspensión elegido y finalmente obtener resultados de cada componente como: esfuerzo, deformación y factor de seguridad.

En el cuarto capítulo se detalla el procedimiento de diseño de las mesas de suspensión utilizando la optimización topológica en donde se obtiene geometrías y mejoras en cuanto al primer diseño. Luego de realizar la comparación de resultados de las mesas de suspensión superior e inferior optimizadas frente al diseño de las mesas sin optimizar, se puede verificar que las mesas de suspensión optimizadas cumplen con las funcionalidades mecánicas para su correcto funcionamiento, dando paso a la construcción del sistema de suspensión.

# CAPÍTULO I

## 1. MARCO REFERENCIAL

### 1.1. Antecedentes

La optimización topológica es una herramienta incluida en el análisis estructural, la misma que se basa en el análisis de un componente mecánico en donde su objetivo primordial es aligerar las estructuras manteniendo las mismas funciones del componente. Es decir, elimina las partes de la estructura que no son sometidas a esfuerzos obteniendo una nueva geometría del diseño del componente de manera que se obtenga la misma funcionalidad del componente diseñado en primera instancia (Lasagni, 2015).

En la actualidad la industria automotriz incluye esta herramienta debido a la disminución de costos de materia prima que ofrece la O.T. (optimización topológica) ya que este ahorro en una producción de millones de unidades, da como resultado un ahorro significativo de material, sin discutir los beneficios que obtiene el vehículo como es el aligeramiento de pesos. (C., 2017)

Haciendo énfasis a lo anterior expuesto, el presente proyecto hace referencia en el diseño, optimización topológica, construcción de las mesas de suspensión posteriores, y la implementación de sus demás componentes, lo cual servirá para el funcionamiento del prototipo híbrido biplaza 4x4 de la carrera de ingeniería automotriz. El mismo que ayudará al desplazamiento y confort del vehículo.

### 1.2. Justificación

#### 1.2.1. Justificación teórica

Hoy en día la industria automovilística en el Ecuador ha construido distintos tipos de vehículos para diferentes necesidades que en la actualidad se hacen presentes por el conductor, siendo una de estas la implementación de un vehículo híbrido que pueda adaptarse a todas las condiciones de terreno, en donde la mayoría de adaptaciones y construcciones del sistema de suspensión a estos prototipos son realizados sin tomar consideraciones de cargas a soportar, esfuerzos, deformaciones, durabilidad, costos, y la elección de un material adecuado. (Fernando, 2010)

Es por tal motivo que se ha visto en la necesidad de una suspensión que se desenvuelva en las diferentes condiciones de terreno presentes en nuestro país, en donde se presenta la realización de un diseño específico de una suspensión posterior con mesas optimizadas, que sea capaz de resistir condiciones extremas como golpes, y absorber los grandes desniveles de la calzada de manera que los ocupantes del mismo puedan obtener un total confort y el mismo se adapte a cualquier tipo de terreno brindando una buena estabilidad, tomando como referencia características del vehículo como la distribución de pesos, esfuerzos, factor de seguridad, etc.

El presente proyecto se realizará para complementar el diseño y la construcción del prototipo híbrido biplaza 4x4 de la carrera de ingeniería automotriz con la finalidad que circule en diferentes tipos de calzada y no tenga ningún tipo de problema al momento de ser conducido, esperando grandes resultados por el diseño de la suspensión y a su vez mantener una excelente estabilidad de marcha y suavidad para su desplazamiento.

### ***1.2.2. Justificación metodológica***

Se realizará un diseño de las mesas de suspensión en un software CAD/CAE, en donde se obtendrá los análisis y resultados correspondientes a cada una de las mesas de suspensión, verificando la confiabilidad que pueda presentar la misma. Luego se utilizará una herramienta de optimización topológica, ésta herramienta sirve de gran ayuda en cuanto a la mejora del diseño expuesto.

Con la utilización de la optimización topológica la misma que permite aligerar el peso y distribuir el material de manera correcta de las mesas de suspensión, para posteriormente realizar una comparación de resultados entre las mesas de suspensión diseñadas inicialmente con las mesas de suspensión optimizadas, donde se podrá verificar que los resultados obtenidos tendrán una mínima variación que no afectaría al funcionamiento del sistema.

### ***1.2.3. Justificación práctica***

Con la aplicación de la optimización topológica en el sistema de suspensión se obtiene una mejora en el diseño expuesto inicialmente, como la estética y también permitirá aligerar el peso de las mesas de suspensión, esto sin perder las funcionalidades mecánicas de las mismas.

En las mesas de suspensión optimizadas se implementará el mismo análisis de cargas y esfuerzos que se efectuará al primer diseño de manera que puedan soportar las mismas cargas a lo cual el sistema estará diseñado en donde se verificarán los resultados tanto de deformación, esfuerzo y factor de seguridad.

## **1.3. Objetivos**

### **1.3.1. Objetivo general**

- Diseñar un sistema de suspensión posterior mediante software CAD/CAE, para un prototipo híbrido biplaza 4x4 de la carrera de ingeniería automotriz con la finalidad de mejorar su estabilidad en terrenos irregulares.

### **1.3.2. Objetivos específicos**

- Recopilar información necesaria sobre los sistemas de suspensión utilizados en la construcción de prototipos biplaza mediante una revisión bibliográfica para la selección correcta del tipo de suspensión.
- Determinar los requerimientos y elementos necesarios del sistema de suspensión posterior mediante la identificación de necesidades para alcanzar un sistema estable y de mayor adaptación a los diferentes tipos de carretera presentes en el país.
- Determinar las cargas existentes en el sistema de suspensión para una correcta elección de material al momento de la respectiva construcción e implementación en el prototipo.
- Diseñar el sistema de suspensión posterior y sujeciones mediante el software CAD/CAE, para el análisis de cargas, esfuerzos, deformaciones y la elección correcta del material al momento de la construcción.
- Realizar un procedimiento de optimización topológica de las mesas de suspensión mediante el software CAD/CAE para la comparación entre las mesas de suspensión diseñadas con las optimizadas.
- Implementar los diferentes componentes y estructuras del sistema de suspensión en el prototipo biplaza mediante la utilización de diversas herramientas utilizadas en el taller automotriz, para conseguir el correcto funcionamiento del sistema en todo tipo de condiciones.

## CAPÍTULO II

### 2.1. Marco teórico

#### 2.1.1. Prototipo vehicular: buggy

Los buggys son un tipo de vehículos construidos artesanalmente, los mismos que son utilizados como entretenimiento para recorrer diferentes lugares como playas, desiertos, terrenos poco dificultosos, etc. Este tipo de vehículos poseen neumáticos anchos y son de cuatro ruedas, comúnmente son conformados por distintas partes de otros vehículos como motor, transmisión, los cuales son montados sobre un chasis. Por lo general estas modificaciones son realizadas para aumentar su potencia y torque o a su vez para disminuir y aumentar su peso, o inclusive pueden llegar a ser construidos para desempeñar el trabajo que se les otorgue (Planab, 2013).

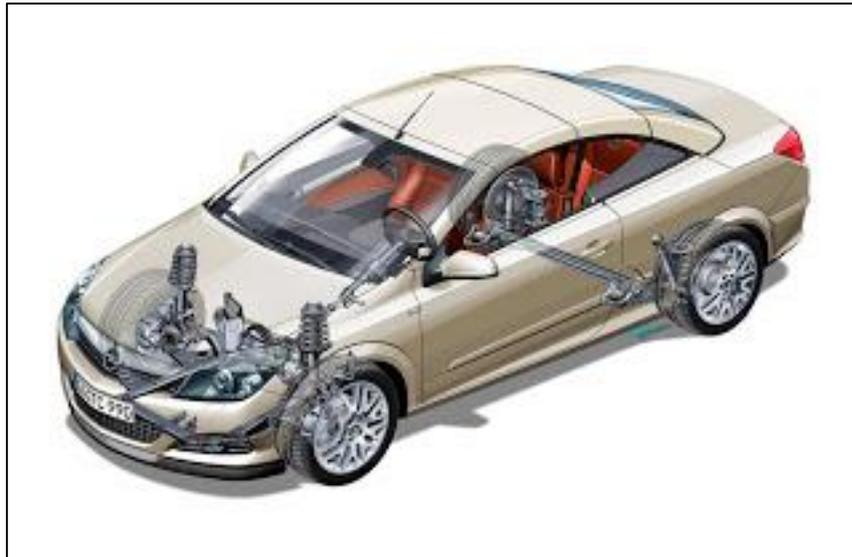


**Figura 1-2:** Prototipo vehicular Buggy  
Realizado Por: (Perez, 2011)

### 2.2. Sistema de suspensión

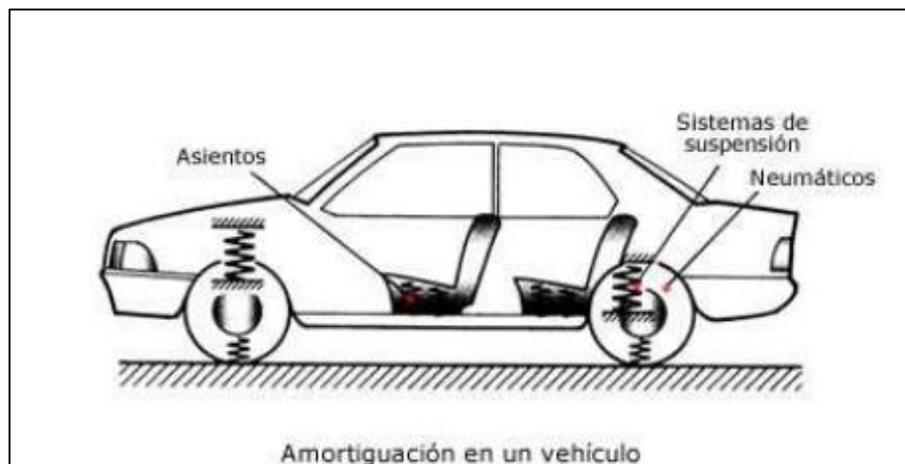
#### 2.2.1. Función del sistema de suspensión

La función principal del sistema de suspensión es brindar confort a los ocupantes del vehículo, además deben presentar buena estabilidad cuando el vehículo se desplace por desniveles e irregularidades que presentan las carreteras. Debe mantener la posición del neumático y la geometría de la dirección en buen estado de funcionamiento con el fin de aislar a la carrocería de las irregularidades que se presentan en la carretera y de mantener en contacto la rueda con la calzada asegurando la estabilidad en diferentes circunstancias. (Luque, et al., 2012, p. 102)



**Figura 2-2:** Sistema de suspensión vehicular  
 Realizado por: (Molina , 2012)

El sistema de suspensión además de garantizar el confort a los ocupantes y la estabilidad del vehículo deben cumplir funciones como resistir los efectos que se producen cuando el vehículo entra a una curva, las fuerzas en el frenado y aceleración. La suspensión debe conservar el ángulo de dirección y las ruedas, además debe mantener el paralelismo en el eje delantero y el eje posterior cuando el vehículo pasa por diferentes superficies. Otra de las funciones que debe cumplir es soportar las cargas que presenta el vehículo (Martínez, 2000, p. 979).



**Figura 3-2:** Amortiguación en el vehículo  
 Realizado por: (López, 2013, p. 13)

Este sistema también cumple otras funciones como se detalla a continuación:

- La suspensión soporta las cargas del automotor.
- Buena resistencia cuando se emplea una curva.

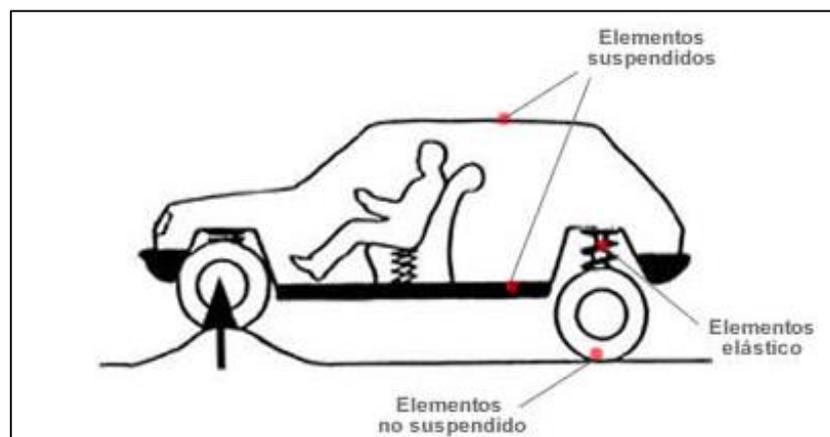
- Debe proporcionar una buena adherencia con el suelo, obteniendo con esto una mejor estabilidad.
- Presenta una gran resistencia cuando es aplicado el par motor y al momento de frenar el vehículo.

“Así también el sistema de suspensión debe conservar el paralelismo entre ejes, la perpendicular del chasis y conservar el ángulo de dirección en todo el recorrido” (López, 2013, p. 12).

Cuando el vehículo para por diferentes irregularidades de la calzada, los golpes que son generados en las ruedas se transmiten inmediatamente hacia el chasis del vehículo y por ende los impactos que se producen son dirigidos hacia los ocupantes generando oscilaciones. Cuando cargamos el automotor y colocamos un desigual reparto de pesos se generan oscilaciones, estos movimientos por lo general son producidos en el centro de gravedad (Martínez, 2000, p. 979).

### 2.2.2. Masas suspendidas y no suspendidas en el vehículo

Una vez que se conocieron las principales funciones del sistema de suspensión y la importancia que conlleva para la seguridad y el confort de los ocupantes, a continuación se podrá distinguir en donde se encuentran los conjuntos de masas suspendidas y las masas no suspendidas en el vehículo.

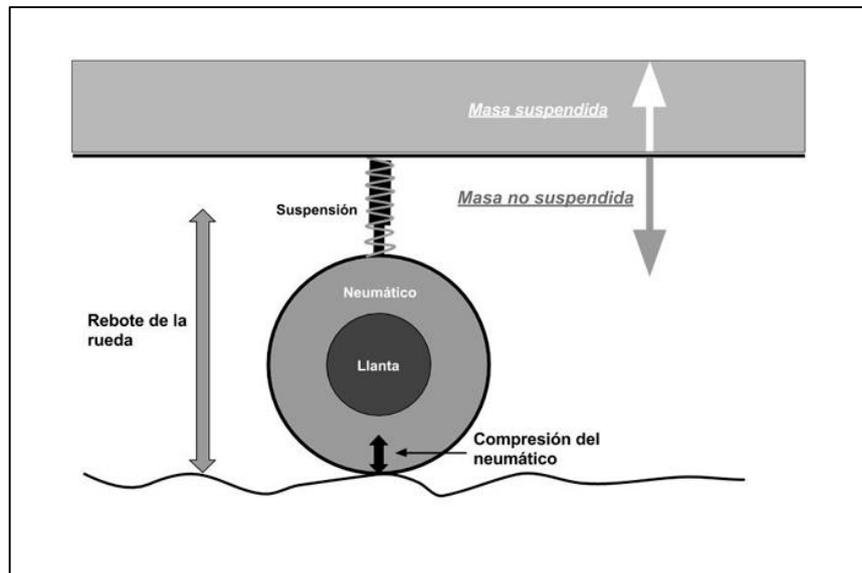


**Figura 4-2:** Amortiguación en el vehículo  
Realizado por: (López, 2013)

### 2.2.3. Masas suspendidas

En el automóvil las masas suspendidas son todas las masas o diferentes sistemas que posee el vehículo, estas masas se encuentran soportados por los elementos elásticos que conlleva el sistema

de suspensión. A continuación se tiene algunos ejemplos de masas suspendidas: el chasis, el motor, caja de cambios, carrocería, carga, ocupantes, etc. (Martínez, 2000, p. 978).

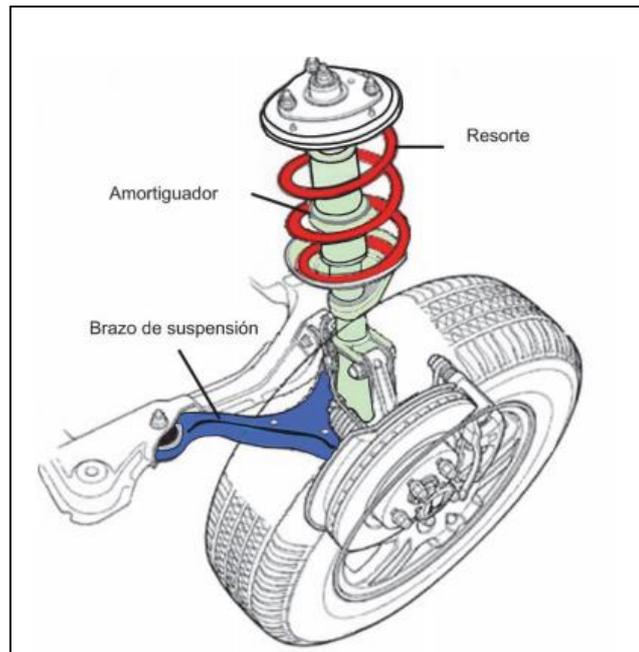


**Figura 5-2:** Masas suspendidas y masas no suspendidas  
Realizado por: (Fernandez, 2016)

Cuando la rueda de un vehículo pasa por encima de un bache, el neumático sufre una compresión que se traduce en una fuerza sobre la masa no suspendida (esto provoca que la rueda suba o baje, gracias a la suspensión). Ahora bien, la Tercera Ley de Newton (principio de acción y reacción) establece que todo cuerpo que ejerce una fuerza sobre otro cuerpo recibe de él una fuerza de igual magnitud en sentido inverso, de manera que la masa no suspendida responde al bache con un movimiento propio, acorde a la fuerza que le llegó en primer lugar (Fernandez, 2016).

#### **2.2.4. Masas no suspendidas**

Las masas no suspendidas son aquellas que no están soportadas por los elementos elásticos del sistema de suspensión, estas masas no suspendidas se encuentran soportadas directamente por las ruedas del vehículo. Las masas no suspendidas son: el disco de freno, mordazas de freno, amortiguadores, rodamientos, etc. (Martínez, 2000, p. 979) .



**Figura 6-2:** Sistema de suspensión McPherson  
Realizado por: (Hurel, et al., 2017, p. 1)

### ***2.2.5. Elementos del sistema de suspensión.***

Los elementos del sistema de suspensión están ubicados entre las masas suspendidas y las masas no suspendidas, las cuales poseen características de deformación para lograr absorber las irregularidades existentes en la calzada y los objetivos funcionales del automóvil.

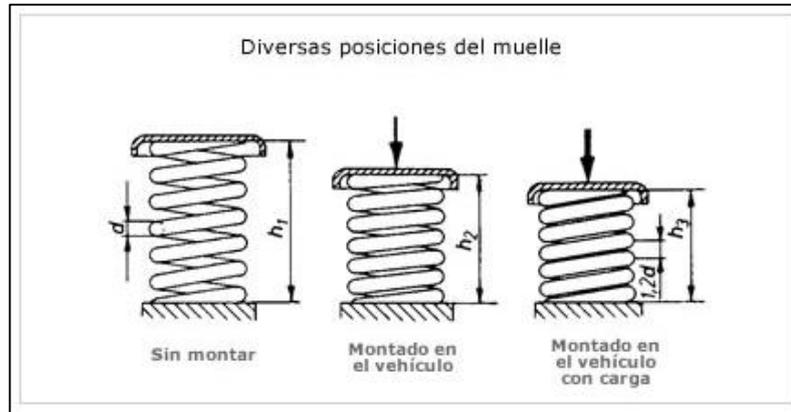
### ***2.2.6. Elasticidad o elementos elásticos.***

Los elementos elásticos son componentes que tienden a deformarse por una fuerza externa aplicada al componente y retornando a su posición original cuando no se esté ejerciendo la fuerza externa. Esta deformación ayuda a absorber las vibraciones que son causadas durante la marcha del vehículo (Martínez, 2000, p. 980).

### ***2.2.7. Los muelles helicoidales.***

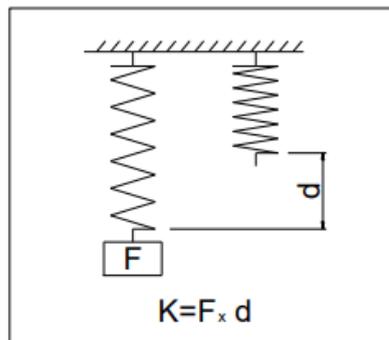
Los muelles helicoidales en la actualidad son empleados en la mayor parte de vehículos, estos elementos elásticos que son acumuladores de energía poseen una mayor demanda en cuanto a otros componentes de suspensión como son las ballestas. Los muelles helicoidales en primera instancia fueron diseñados a través de diámetros de arrollamiento helicoidal y una sección transversal constante con la finalidad de obtener una mejora en cuanto a la flexibilidad. En la actualidad se realizan diversos diseños y con el propósito de adaptarse de buena manera al comportamiento y las prestaciones que presenta el vehículo. (Luque, et al., 2012, p. 148).

En la siguiente figura se muestran las tres posiciones del muelle: cuando el resorte no está montado en el vehículo, cuando el muelle está montado en el vehículo y la acción del muelle cuando el vehículo se encuentra cargado.



**Figura 7-2:** Diversas posiciones del muelle  
Realizado por: (Meganeboy, 2014)

Los espirales teóricamente deben tener una respuesta lineal, la principal función de los resortes de suspensión, es definir la frecuencia de la suspensión. “La frecuencia de la suspensión es una resultante de suma de frecuencias existentes en el sistema pero el resorte, es la variable que se utiliza para modificarla. Esta frecuencia resultante de la suspensión define la adherencia del chasis” (Valdez, 2006, p. 9).



**Figura 8-2:** Esquema de un resorte tipo espiral helicoidal  
Realizado por: (Valdez, 2006, p. 9)

### 2.2.8. Barras de torsión

En la actualidad gran cantidad de turismos presentan barras de torsión como elementos elásticos, es comúnmente utilizado en suspensiones independientes. El funcionamiento de la barra de torsión es basado en la actuación torsional de una barra fijada por un extremo y por el otro extremo es requerido un momento de torsión, de manera que la barra se deforma elásticamente y cuando

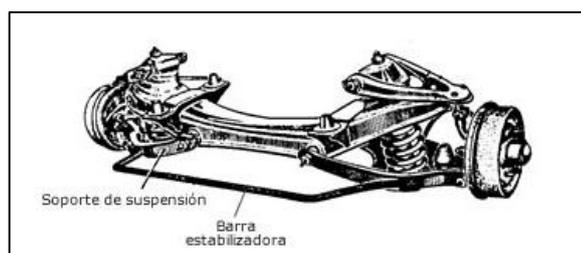
cesa el requerimiento del momento de torsión regresa a la posición de deflexión. Estas barras de torsión son comúnmente fabricadas de acero o varios materiales compuestos con diferentes secciones como hexagonales, cilíndricas o cuadradas. (Luque, et al., 2012, p. 145)



**Figura 9-2:** Barra de torsión  
Fuente: (García, 2018)

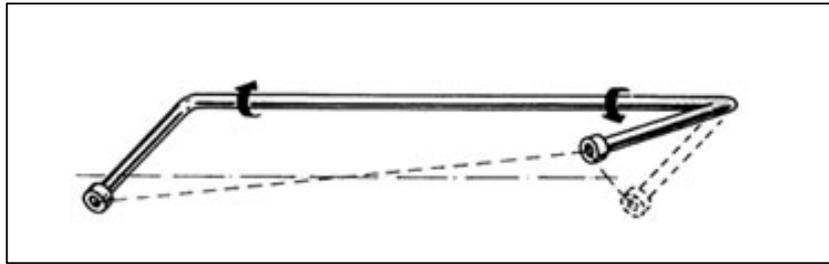
#### **2.2.9. Barras estabilizadoras.**

Es una barra de acero elástico la cual tiene una forma de U y sus extremos son fijados a los brazos de suspensión, al entrar el vehículo en una curva la fuerza centrífuga generada hace que la carrocería del vehículo se incline y sea propenso volcar, igualmente cuando el vehículo atraviesa un obstáculo en carretera los muelles experimentan expansión y compresión lo que hace que la carrocería tienda a subir y cargar el muelle contrario (Martínez, 2000, p. 982).

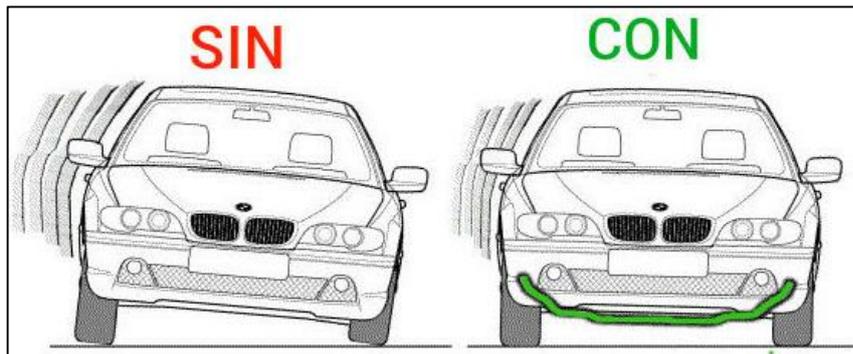


**Figura 10-2:** Montaje de la barra estabilizadora  
Realizado por: (Meganeboy, 2014)

En estos casos las ruedas se encuentran con carga desigual lo que hace que el vehículo no presente una correcta adherencia al suelo, es aquí donde la barra estabilizadora compensa la carga desigual vinculando a las dos suspensiones mediante un mecanismo, cuando el vehículo circula en condiciones normales no existe acción en la barra estabilizadora. (Martínez, 2000, p. 982).



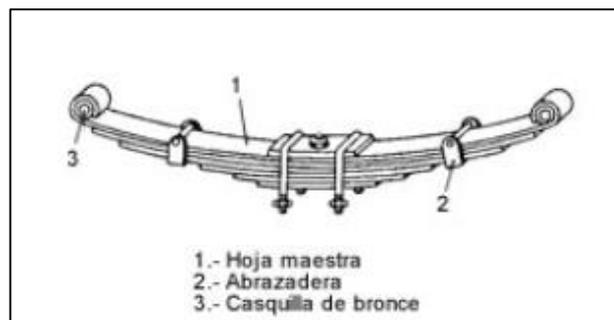
**Figura 11-2:** Principio de funcionamiento de la barra estabilizadora  
 Realizado por: (Meganeboy, 2014)



**Figura 12-2:** Vehículo sin barra estabilizadora y con barra estabilizadora  
 Realizado por: (Clásicos, 2015)

### 2.2.10. Hojas de resorte o ballestas

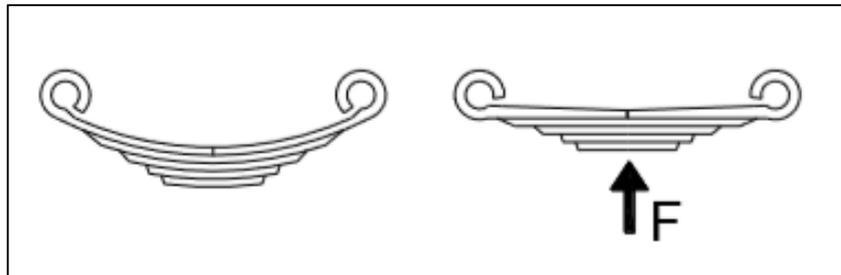
Son comúnmente formadas por una o más hojas fabricadas de acero las mismas que están unidas mediante un perno central y unas abrazaderas las cuales permiten el resbalamiento entre hoja y hoja al momento de ser deformadas por la acción del peso a las cuales están expuestas. (Martínez, 2000, p. 981).



**Figura 13-2:** Constitución de las ballestas  
 Realizado por: (Meganeboy, 2014)

Es utilizada en vehículos industriales y todo terreno, mientras que en los de turismo no son muy comunes, la carga a la cual va a estar sometida el vehículo es lo que determina el número de hojas y espesores de las mismas, la hoja más larga es comúnmente denominada hoja maestra y en sus

extremos curvados es donde van a ir colocados los silentblocs, la demás hojas van a disminuir la longitud en función del alejamiento de la hoja maestra. (Martínez, 2000, p. 981).



**Figura 14-2:** Esquema de hojas de resorte  
Fuente: (Valdez, 2006)

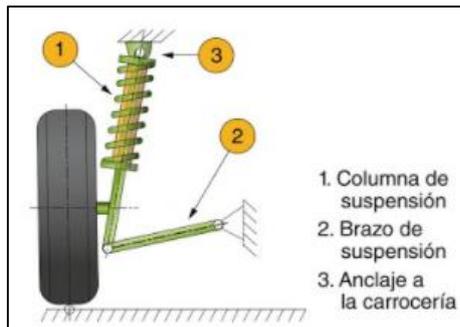
### 2.3. Tipos de suspensión

Hoy en día en la industria automotriz existen múltiples tipos de suspensión, pero en referencia al estudio del prototipo se tomará en consideración solo los sistemas de suspensión utilizados para el funcionamiento del mismo, entre las cuales destacan:

- Sistema de suspensión Mc Pherson
- Sistema de suspensión de Brazos Arrastrados
- Sistema de suspensión de Brazos Semiarrastrados
- Sistema de suspensión de paralelogramo deformable
- Sistema de suspensión Multibrazo.

#### 2.3.1. Suspensión McPherson

La suspensión McPherson es un sistema utilizado por lo general en el eje delantero. La configuración a diferencia de la suspensión de paralelogramo deformable es que solamente lleva un brazo oscilante, unido al bastidor mediante cojinetes elásticos y por el otro extremo esta ensamblado a la mangueta por medio de una rótula. La parte superior de la mangueta se encuentra unida al amortiguador que a su vez está montado en la carrocería del vehículo (González, et al., 2017, p. 167).



**Figura 15-2:** Suspensión McPherson  
 Realizado por: (González, et al., 2017).

Una de las ventajas de este tipo de suspensiones es que por su simplicidad posee un mayor espacio para el desmontaje y mantenimiento del sistema, además tiene una mejora en resultados dinámicos (Orovio Astudillo , 2010, p. 416).

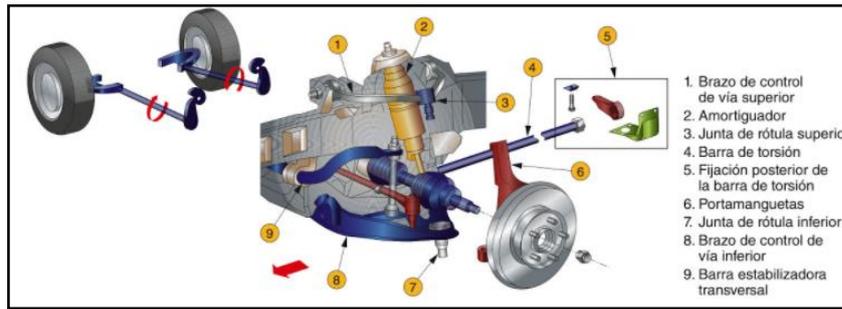


**Figura 16-2:** La suspensión McPherson  
 Realizado por: (Multiservicio Automotriz, 2011).

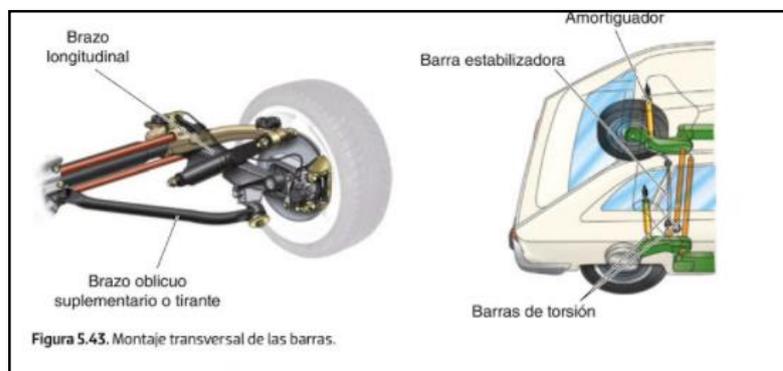
### 2.3.2. Suspensión de brazos arrastrados

Este sistema de suspensión es caracterizado por tener sus brazos unidos al borde de la carrocería y al extremo de la rueda, las ruedas son arrastradas mediante los brazos que giran en el enlace con la rueda siempre y cuando el eje sea el de tracción. En este sistema comúnmente se utilizan: muelles, barras de torsión y elementos elásticos (brazos arrastrados). (González, et al., 2017, pp. 165-166).

La barra de torsión puede optar por dos montajes según sea el tipo de aplicación, los mismo que pueden ser: de tren delantero y de tren posterior, en donde la principal diferencia es que en el tren delantero, las barras de torsión están unidas al brazo inferior y por otro extremo están unidas mediante un estriado fino al soporte el mismo que va anclado hacia la carrocería del vehículo, en cambio en el posterior las barras de torsión se colocan de manera transversal con referencia al eje longitudinal del automóvil (González, et al., 2017, pp. 165-166).



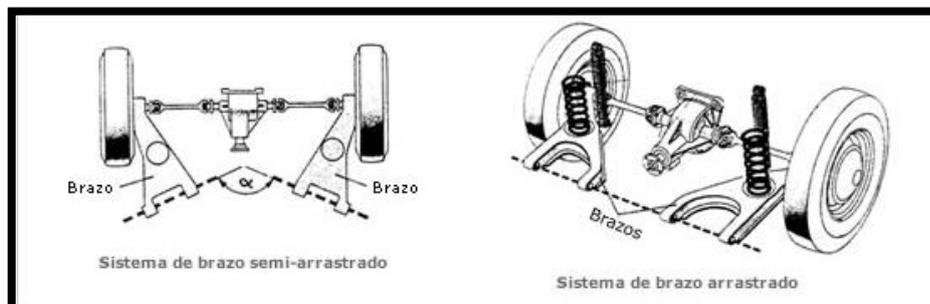
**Figura 17-2:** Sist. Susp. Brazos Arrastrados en el tren delantero  
 Realizado por: (González, et al., 2017).



**Figura 18-2:** Sist. Susp. Brazos arrastrados en el tren posterior  
 Realizado por: (González, et al., 2017).

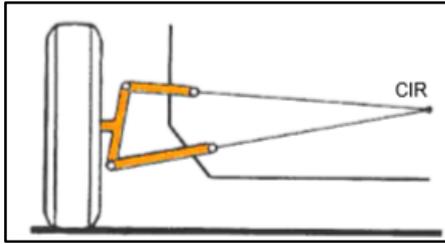
### 2.3.3. Suspensión de brazos semiarrastrados.

Este sistema de suspensión a diferencia del anterior se caracteriza por formar un ángulo entre la línea central del vehículo y el eje de pivotamiento del vehículo, este ángulo es comúnmente conocido como ángulo de arrastre, el mismo que puede tomar valores entre  $18^\circ$  y  $25^\circ$ , según sea el vehículo. Mientras menor sea el ángulo de arrastre mayor es la maniobrabilidad del vehículo en términos de transmisión y potencia (Luque, et al., 2012, p. 130).



**Figura 19-2:** Sistema suspensión brazos semiarrastrados y brazos arrastrados  
 Realizado por: (Multiservicio Automotriz, 2011)





**Figura 21-2:** Centro de Rotación  
Realizado por: (Valdez, 2006).

Cuando realizamos el diseño del vehículo se debe tener presente la geometría que adopte este tipo de suspensión para asegurar un buen comportamiento dinámico del vehículo, todo esto frente a la irregularidades que puedan presentar la calzada .Los sistemas de suspensión de paralelogramos deformable con brazos desiguales son adaptadas de manera eficiente a los diferentes vehículos ya sean de tracción delantera o tracción trasera (Luque, et al., 2012, p. 128).



**Figura 22-2:** Susp. Paralelogramo def.  
Realizado por: (Autocosmos, 2013)

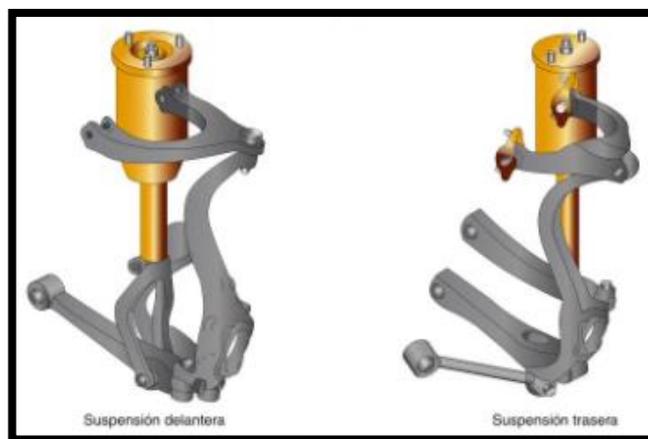
### ***2.3.5. Sistema de suspensión multibrazo.***

Este tipo de suspensión es una evolución de las del tipo paralelogramo deformable, la cual se describió anteriormente, en donde se evidenció que estaba conformada por dos brazos transversales, bastidor y mangueta. En este sistema a diferencia de la de paralelogramo es que consta con varios brazos oscilantes, lo cual permite modificar varios parámetros como es el ángulo de caída o convergencia en las ruedas, de manera que se pueda conseguir un mayor contacto entre las ruedas y la calzada, mejorando su estabilidad en diferentes situaciones de uso del vehículo (González, et al., 2017, pp. 168-169).

Este sistema es caracterizado por presentar una gran flexibilidad correspondiente a las geometrías estáticas y a los diferentes cambios geométricos que son producidos en la rueda durante la

respectiva conducción, además ofrecen la posible compensación de los efectos de cabeceo, sin olvidar que este sistema también presenta una masa no suspendida relativamente baja (Luque, et al., 2012, p. 131).

Los brazos de la suspensión se limitan a las variaciones de convergencia, en función de su longitud, esto es para la compensación que se produce en el instante que se realiza el frenado, debido a la inclinación del eje de giro en la parte del brazo superior. Uno de los principales inconvenientes en este tipo de suspensión es el elevado costo de fabricación y la complejidad que este presenta, ya que su desarrollo geométrico requiere de un complejo análisis tridimensional asistido por computador (González, et al., 2017, pp. 168-169).



**Figura 23-2:** Sistema suspensión multibrazo  
Realizado por: (González, et al., 2017)

#### 2.4. Irregularidades del terreno.

Las irregularidades que presenta una carretera además de su rugosidad son las diferentes descomposiciones o fallos situados en la calzada. Los fenómenos físicos que son causantes del deterioro de la carretera se puede clasificar en determinísticos y aleatorios, se puede resaltar que cuando se habla de fenómenos aleatorios no se pueden determinar con exactitud en cambio los fenómenos determinísticos se los puede determinar a través de observaciones para luego realizar ecuaciones y tomando valores de sus variables, calcularlos con pequeña incertidumbre (Luque, et al., 2012, p. 104).

Estas irregularidades pueden generar accidentes a conductores que pasan por baches y carretera deteriorada, además esto puede ocasionar fatiga al conductor y ocupantes del automóvil debido a las vibraciones que son producidas por las irregularidades del terreno.



**Figura 24-2:** Irregularidades en la calzada  
Realizado por: (Toyota, s.f.).

### **2.5. Vibraciones en el vehículo.**

Cuando los vehículos viajan a altas velocidades en el interior del vehículo o en el habitáculo se generan vibraciones. Dentro del habitáculo se puede considerar estas vibraciones a través de una forma visual, táctil y audible. Aunque normalmente se las puede tomar en cuenta de manera táctil y visible, las vibraciones audibles que son generadas en el automóvil son llamadas ruido (Luque, et al., 2008, p. 103).

Las vibraciones ocasionadas en el vehículo se las puede medir en cuanto a la frecuencia y se clasifican de la siguiente manera: cuando se hace referencia a vibraciones la frecuencia va de 0-25Hz, y es considerado como ruido cuando la frecuencia se encuentra en el rango de 25-25000 Hz. Las diferentes tipos de vibraciones se relacionan de modo que al momento de diferenciarlos por separado son de difícil consideración. Por ejemplo en el vehículo siempre existirá un ruido debido a los diferentes sistemas que compone el automóvil, estas vibraciones pueden ser de baja y alta frecuencia (Luque, et al., 2008, p. 103).

### **2.6. Centro de gravedad del vehículo**

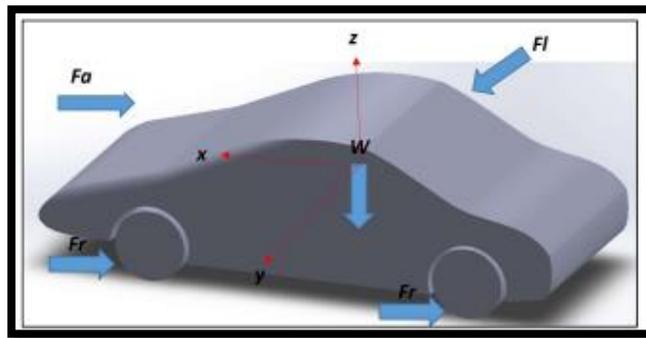
Es de suma importancia realizar el estudio del centro de gravedad de un automóvil debido a que en este punto actúan las fuerzas de inercia. Estas fuerzas de inercia a su vez son directamente proporcionales a la masa y a la aceleración (Arroyo & Ayala, 2013, p. 17).

El centro de gravedad es un punto de equilibrio en donde son aplicadas las fuerzas de inercia, así también implica encontrar la fuerza neta que es igual a cero con un momento nulo. El centro de gravedad no siempre coincide con el centro geométrico del vehículo. El estudio del

comportamiento dinámico del vehículo está ligado a la conducción y las cargas que afectan distintamente al centro de gravedad (Barbecho & Palacios , 2017, p. 1).

A continuación se presentan las cargas que afectan al centro de gravedad:

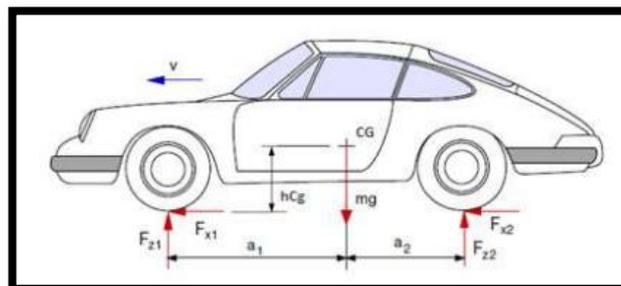
- El peso del vehículo ( $W$ ).
- Fuerza de rozamiento o rodadura ( $F_r$ ).
- Carga Aerodinámica ( $F_a$ ).
- Fuerzas laterales ( $F_l$ ) provocadas por el viento.



**Figura 25-2:** Fuerzas que actúan en el centro de gravedad  
Realizado por: (Barbecho & Palacios , 2017)

### 2.6.1. Ubicación del centro de gravedad

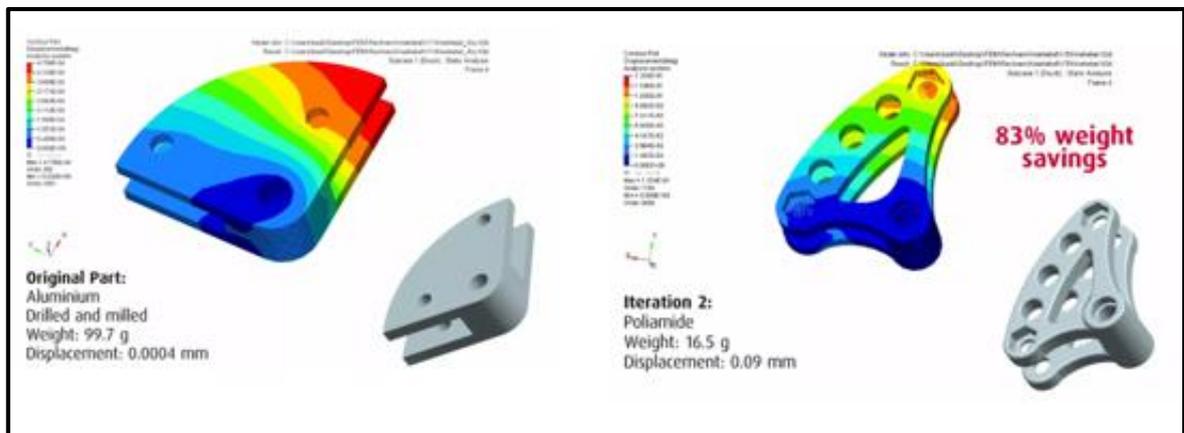
La resultante de las diferentes fuerzas de inercia pasan por el centro de gravedad del vehículo, estas fuerzas deben estar en equilibrio por las diferentes reacciones producidas por el neumático al estar en contacto con la carretera. Cuando el vehículo entre a una curva hace que las ruedas exteriores soporten una mayor cantidad de peso que las ruedas interiores, además se puede constatar que al frenar el vehículo la mayor carga será en las ruedas delanteras (Arroyo & Ayala, 2013, p. 17).



**Figura 26-2:** Ubicación del centro de gravedad  
Realizado por: (Barbecho & Palacios , 2017)



reduciendo gran cantidad de peso para la competencia de Shell Eco-Marathon en 2014 , quienes llegaron a reducir el 83% de peso sin perder confiabilidad (INFOCOINAV, 2018).

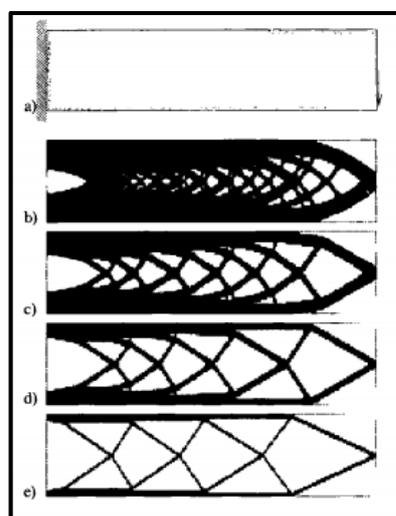


**Figura 28-2:** Componentes optimizados del equipo “Hydro2Motion”  
Realizado por: (INFOCOINAV, 2018)

### 2.7.1. Definición de optimización topológica.

La optimización topológica es una herramienta de gran uso, la misma que permite al diseñador, reducir estructuras o topologías optimas, en el área de ingeniería se comprende como topología optima a una parte, componente o pieza mecánica diseñada con la finalidad de minimizar o maximizar características deseadas (Meza, 2012, p. 12).

La optimización es una técnica capaz de dar una solución numérica al problema, mediante la utilización de algoritmos con la finalidad de maximizar o minimizar una función objetiva como, material, costo, masa, volumen, etc. (Meza, 2012, p. 13).

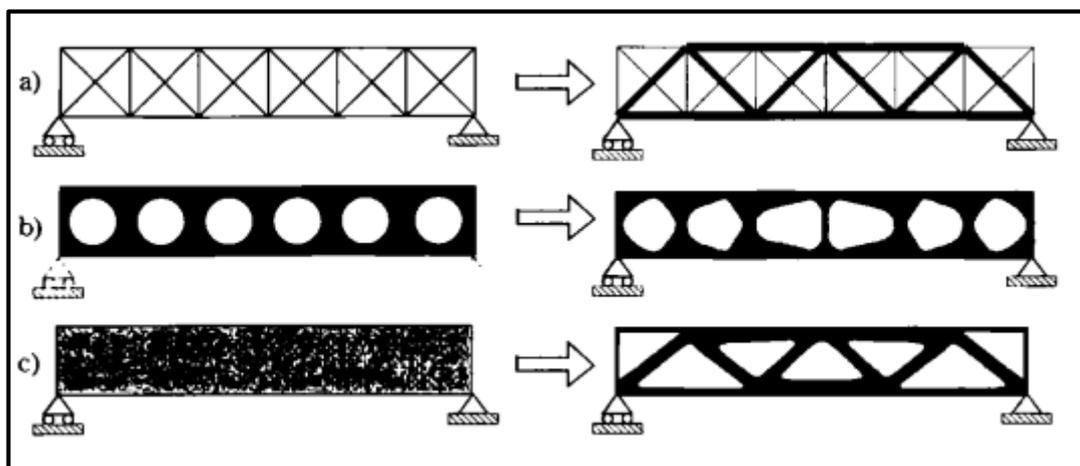


**Figura 29-2:** Opt. Larguero  
Realizado por: (Bendosoe & Sigmund, 2003)

### 2.7.2. Tipos de optimización

El objetivo de la optimización topológica es encontrar la distribución óptima de una estructura dentro de una región especificada, existen varias variables conocidas en el problema como son las cargas aplicadas, masa, volumen de la estructura para ser construido. Existen tres categorías de optimización. (Bendosoe & Sigmund, 2003, p. 1).

- Optimización paramétrica.-** Esta categoría trata de discretizar la estructura establecida con barras articuladas para encontrar las dimensiones aptas a la estructura, en la optimización paramétrica existen variables de diseño que pueden modificarse como lo son: espesores, longitudes, radios, área transversal, etc. (Meza, 2012, p. 15).
- Optimización de forma.-** Lo que se busca en esta categoría es encontrar una forma ideal de un dominio sin tener que cambiar su topología o sin agregar cavidades o huecos en el interior, es decir parametriza los contornos tanto externos como internos por medio de curvas con la finalidad de tener un control de la geometría (Meza, 2012, p. 15).
- Optimización topológica.-** Tiene como finalidad distribuir el material de manera correcta para encontrar una estructura eficiente, en donde se introducen agujeros o cavidades las cuales no se encuentran presentes al inicio (Meza, 2012, p. 16).



**Figura 30-2:** Tipos de optimización topológica  
Realizado por: (Bendosoe & Sigmund, 2003)

### 2.7.3. Proceso de implementación de la optimización topológica.

Para una efectiva implementación de optimización se tiene en consideración los siguientes pasos:

- Se debe definir un dominio inicial, este debe de ser lo más grande posible, el cual pueda asegurar que no se den limitaciones, ya que si se tiene un dominio pequeño se reduciría

el espacio de la respectiva solución. Este dominio está relacionado directamente al tipo y aplicación de las condiciones de carga, además de las condiciones de contorno (restricciones) (Meza, 2012).

- Discretizar el respectivo dominio en elementos finitos (Meza, 2012).
- Introducir el algoritmo de optimización topológica, en donde se empezarán a analizar el dominio descrito en el primer paso, calculando las diferentes tensiones mecánicas a la cual está sometido el componente o estructura, distribuyendo el material y eliminándolo de manera eficiente para lograr un resultado óptimo en cuanto a la distribución correcta del material (Meza, 2012).
- Interpretación de resultados (Meza, 2012).
- Verificación de resultados que se obtienen mediante la utilización de elementos finitos (Meza, 2012).

#### ***2.7.4. Conceptos del método de optimización topológica***

Dentro de la optimización topológica se fundamentan dos conceptos los cuales son:

*2.7.4.1. Dominio extendido fijo de diseño.* Presenta como objetivo elaborar una estructura mediante algoritmos de optimización topológica en un espacio determinado. El presente método consiste en una estructura desconocida, pero a su vez se encuentra restringida por varios puntos de apoyo y uso de cargas en la estructura, los mismo que van a intervenir en el diseño óptimo de la estructura (Bendosoe & Sigmund, 2003, p. 13).

*2.7.4.2. Método de densidades.* Este es un prototipo de material que reproduce una microestructura y está dada por:

$$k^e(\rho_i) = \rho_i k^e \quad (1)$$

En donde:

$\rho_i$  = Variables de diseño, los mismos que pueden variar entre 0 a 1.

$k^e$  = Matriz de rigidez de cada elemento, los cuales presentan las propiedades de material isotrópico.

Cabe recalcar que el método de densidades es muy útil, pero se exponen valores los cuales están en medio de las distintas variables de diseño, para contrarrestar estos valores se ha desarrollado

el método de SIMP conocido como Solid Isotropic Material with Penalization. Este método consiste en elevar las pseudo-densidades a un exponente el cual hace que los valores intermedios se aproximen a los extremos (Pozo, 2014, p. 17).

Este método está definido por la siguiente ecuación:

$$k^e(\rho_i) = \rho_i^p k^e \quad (2)$$

En donde  $p$  corresponde al factor de penalización el cual es siempre mayor que la unidad, tomando valores entre 2 a 4 respectivamente (Pozo, 2014).

#### 2.7.4.3. Función objetivo.

Es el resultado utilizado para determinar la respectiva efectividad del diseño (Pozo, 2014).

#### 2.7.4.4. Formulación del problema.

Al hablar de formulación del problema de optimización estructural se debe incluir las restricciones, variables de diseño, respuestas y una función objetivo. Se pueden clasificar en dos grandes grupos (Pozo, 2014, p. 17).

- Parámetros del problema.- Son definidos como magnitudes cuyo valor no se puede alterar durante el desarrollo del diseño (Meza, 2012, p. 17).
- Variables del Problema.- A diferencia de los parámetros las variables son aquella cuyo valor si se pueden modificar en el proceso de diseño, entre los cuales tenemos a las propiedades de selección del elemento como lo son momentos de inercia, torsión, etc.; las geometría del elemento estructural entre las que encontramos al espesor, altura, radio, etc.; la topología del elemento en donde se puede encontrar variables como la densidad del material, perímetro total, porcentaje de masa, etc. Y por último las propiedades constitutivas en las cuales se destacan el coeficiente de poisson, el módulo de elasticidad, etc. (Meza, 2012, p. 17).

#### 2.7.4.5. Respuestas.

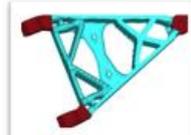
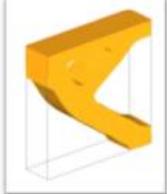
Las respuestas del análisis de optimización topológica se obtienen mediante el análisis de elementos finitos, las cuales servirán para analizar y evaluar el desempeño del componente o

estructura, las respuestas que se obtendrán pueden ser en cuanto a parámetros de diseño, masa, centro de gravedad, desplazamiento, esfuerzo de von mises, etc. (Pozo, 2014, p. 18).

#### 2.7.4.6. Restricciones.

Cada respuesta y variable obtenida debe tener su restricción con un mínimo y un máximo, con el fin de lograr que las distintas propiedades del componente o estructura se mantengan dentro de un rango aceptable, cabe recalcar que se pueden adicionar restricciones de manufactura para la mejora de los resultados en el proceso de optimización o como también estas restricciones pueden ser generadas según el criterio de diseño que se obtenga por parte del diseñador (Pozo, 2014, p. 19).

Los resultados que se obtienen en el proceso de optimización comúnmente son un poco difíciles de interpretación y por lo general no pueden ser manufacturados como es el caso de la realización de este proyecto en donde se tomó en consideración los parámetros del diseñador para el caso de soldaduras, ensamblajes etc. La siguiente figura muestra algunas restricciones en el proceso de manufactura (Pozo, 2014, p. 19).

Restricciones de manufactura	Sin restricción	Con restricción
Control del tamaño de miembro (ejemplo de control de tamaño mínimo de miembro).		
Dirección de desmoldeo (Se aplica dirección de desmoldeo y simetría con respecto a un plano).		
Restricción de dirección de extrusión.		
Agrupación de parámetros (Ejemplo de simetría con respecto a un plano).		

**Figura 31-2:** Restricciones de manufactura  
Realizado por: (Pozo, 2014)

## CAPÍTULO III

### 3. MÉTODOS Y TÉCNICAS

#### 3.1. Requerimientos e identificación de necesidades del prototipo

Es de suma importancia determinar los requerimientos y tomar en cuenta las necesidades que requiere el prototipo para poder realizar una correcta selección del sistema de suspensión a diseñar para el prototipo biplaza, para realizar una buena elección se tomará en consideración diversos parámetros y necesidades, en donde se pretende evaluar distintas propiedades en cuanto a comportamientos, movimientos, limitaciones, etc.

Dentro de los principales requerimientos y necesidades se encuentran:

- El sistema de suspensión debe de presentar un recorrido de aproximadamente 200mm para que el prototipo se pueda desplazar sin inconvenientes por calzadas en donde estén presentes irregularidades o desniveles en las carreteras.
- Debe de poseer gran resistencia debido a las diversas fuerzas que actúan sobre este sistema, como suele ser durante la aceleración, en curva y frenada de manera que pueda disminuir las diferentes vibraciones y ruidos en el habitáculo, las mismas que se presentan por la relación entre los neumáticos y las diferentes condiciones extremas del terreno (Luque, et al., 2012, p. 102).
- El sistema de suspensión debe permitir variar la longitud y la inclinación de los brazos de suspensión, para obtener diferentes geometrías de manera que se pueda minorar el desgaste del neumático y dar una buena maniobrabilidad al conductor del vehículo (Luque, et al., 2012, p. 127).
- Funcionar con la mayor disminución de ruido posible en el momento que este sistema esté actuando, de manera que pueda brindar un mayor confort a los ocupantes del vehículo (Luque, et al., 2012, p. 123).
- El sistema de suspensión debe aportar un menor espacio ocupado y peso al prototipo de manera que pueda ser de ayuda a la autonomía del consumo de combustible del prototipo (Luque, et al., 2012, p. 123).
- La estética del sistema de suspensión juega un papel muy importante en el diseño, ya que la misma debe de ser adaptable al chasis del prototipo, cumpliendo las expectativas y confiabilidad del mismo.

### 3.2. Selección del tipo de suspensión.

Para la selección del sistema de suspensión adecuado para el diseño se realizará una calificación de los diferentes sistemas y los requerimientos de diseño, la cual será detallada en una tabla posteriormente.

La puntuación se realizará del 0 al 10, en donde el 0 será el mínimo y el 10 será la máxima puntuación. Obteniendo un total de 0 a 70 puntos, en donde la mayor puntuación será la del sistema seleccionado.

**Tabla 1-3:** Selección del tipo de suspensión.

Selección del Tipo de Suspensión					
Tipo Requerimiento	McPherson	Brazos Arrastrados	Brazos Semiarrastrados	Paralelogramo Deformable	Multibrazo
Recorrido de la Suspensión	7	6	7	8	8
Resistencia	8	7	8	9	9
Variación de la Geometría	6	6	6	9	9
Disminución de Ruido	8	8	8	9	9
Menor espacio y Peso	8	7	7	7	6
Estética	7	6	7	8	8
Puntuación Total	44	40	43	<b>50</b>	49
Selección	NO	NO	NO	<b>SI</b>	NO

Fuente: (José Valdez, 2006)

Realizado por: Autores

Según la tabla de selección descrita anteriormente se puede observar que la calificación que sobresale con 50 puntos es la de paralelogramo deformable, la cual cumple con la mayoría de requerimientos para el diseño del sistema. Por lo tanto se tomará en cuenta como sistema de suspensión seleccionado a la suspensión de paralelogramo deformable, el cual es el más apropiado para el prototipo biplaza 4x4.

### 3.3. Componentes del sistema del sistema de suspensión seleccionado.

Dentro de los principales componentes del sistema de suspensión independiente de paralelo deformable se tienen:

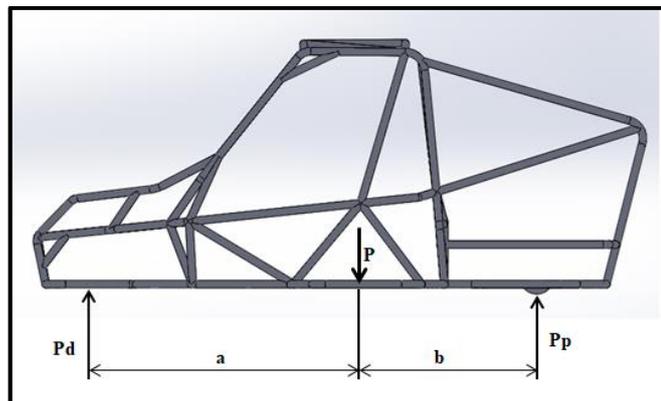
- Brazos Superiores e inferiores
- Rótula
- Topes de goma
- Mangueta
- Amortiguador
- Sujeciones

### 3.4. Análisis de cargas.

Para el diseño correcto de la suspensión a implementarse en el prototipo vehicular es necesario obtener los siguientes datos que se detallarán a continuación:

#### 3.4.1. Ubicación del centro de la gravedad.

Para el diseño de la suspensión se lo realizará desde la obtención del centro de gravedad ya que el mismo permite conocer el punto donde va actuar el peso total del vehículo, para lo cual se determinará el peso total del prototipo para cada uno de los respectivos ejes tanto delanteros como posteriores con la finalidad de obtener las distancias de  $a$  y  $b$  como se detallan en el gráfico expuesto a continuación.



**Gráfico 1-3:** Esquema del centro de gravedad  
Realizado por: Autores

$$Pd * (a + b) = P * b \quad (3)$$

$$a + b = L = Batalla$$

$$Pd = P * \frac{b}{L} Pp = P * \frac{a}{l}$$

En donde se tiene:

P = Peso del prototipo vehicular (Kg)

Pd = Peso del eje delantero (Kg)

Pp = Peso eje posterior (Kg)

a = Distancia entre Pd y P (m)

b = Distancia entre Pp y P (m)

L = Batalla (m)

Para el cálculo de la altura del centro de gravedad se tomará como dato inicial un ángulo de inclinación que puede variar de 15° a 30°, se aplicará la siguiente ecuación:

$$H = \frac{P(Rn(\tan \alpha) + b) - Pp(a + b)}{P \tan \alpha} \quad (4)$$

En donde se tiene.

H = altura del piso al punto del centro de gravedad.

$\alpha$  = Angulo de inclinación de la carrocería (grados).

Rn = Radio del neumático.

### **3.4.2. Distribución estática de pesos.**

Como el prototipo tipo buggy es con el motor en la parte posterior se considera la siguiente distribución de cargas:

- Peso en la parte delantera = 40%
- Peso en la parte posterior = 60%
- Peso total aproximado del vehículo = 1000 kg
- Peso del eje delantero = 400 kg
- Peso del eje posterior = 600 Kg

#### **3.4.2.1. Posición longitudinal del centro de gravedad.**

De las ecuaciones descritas anteriormente del centro de gravedad se encuentran los valores de a y b respectivamente:

$$L = a + b = 2,28 \text{ m.}$$

$$b = \frac{Pd * L}{P}$$

$$b = \frac{(400 \text{ kg})(2,28\text{m})}{1000\text{kg}}$$

$$b = 0,912 \text{ m.}$$

$$a = \frac{Pp * L}{P}$$

$$a = \frac{(600 \text{ kg})(2,28)}{1000 \text{ kg}}$$

$$a = 1,368 \text{ m.}$$

#### 3.4.2.2. Altura del centro de gravedad.

Para la determinación del centro de gravedad se ha tomado como referencia una pendiente de 30° a la cual este sometido el prototipo vehicular.

$$H = \frac{P(Rn(\tan \alpha) + b) - Pp(a + b)}{P \tan \alpha}$$

$$H = \frac{(1000\text{kg})((0,38\text{m.})(\tan(30^\circ)) + (0,912\text{m.})) - (600\text{kg})(2,28 \text{ m.})}{(1000\text{kg}) \tan(30^\circ)}$$

$$H = 0,45 \text{ m.}$$

#### 3.4.2.3. Transferencia longitudinal de carga en pendientes (Tlcp).

$$Tlcp = (Pt * \text{sen}\beta) * \frac{H}{L} \quad (5)$$

Donde se tiene:

$\beta$  = Angulo de pendiente = 40°

Pt = Peso total.

H = Altura del centro de gravedad 0,45 m.

L = Batalla = 2,28 m.

$$Tlcp = (1000\text{kg} * \text{sen}40^\circ) * \frac{0,45 \text{ m.}}{2,28 \text{ m.}}$$

$$Tlcp = 127,20\text{kg}$$

#### 3.4.2.4. Transferencia longitudinal de carga por frenado en pendientes (Tlcf):

$$Tlcf = a * Pt * \frac{H}{L} \quad (6)$$

Donde se tiene:

a = Desaceleración = 0,8g

P = peso total = 1000 kg.

H = Altura de centro de gravedad = 0,45 m.

L = Batalla = 2,28 m.

$$Tlcf = 0.8 * 1000kg * \frac{0,45 m.}{2,28 m.}$$

$$Tlcf = 158,31 Kg$$

#### 3.4.2.5 Transferencia de masa durante la frenada brusca.

Para realizar el análisis de frenada brusca es necesario conocer la distancia que va a recorrer el prototipo hasta su detención completa (distancia de frenado). Para lo mismo que se plantea la siguiente ecuación:

$$df = \frac{V^2}{254 e} \quad (7)$$

Donde se tiene:

$D_f$  = Distancia de Frenado (m)

V = Velocidad al momento del frenado (km/h)

e = Coeficiente de fricción neumático – suelo

$$df = \frac{(90km)^2}{254 * 0,85}$$

$$df = 37,52 m.$$

#### 3.4.2.6. Desaceleración máxima.

La desaceleración máxima del prototipo está determinada por la siguiente ecuación:

$$af = \frac{V^2}{2 * df} \quad (8)$$

$$af = \frac{\left(25 \frac{m}{s}\right)^2}{2(37,53 m)}$$

$$af = 8,33 \frac{m}{s^2}$$

### 3.4.2.7. Carga total transferida (Ct).

$$Ct = Tlcp + Tlcf \quad (9)$$

$$Ct = 127,20 \text{ kg} + 158,31 \text{ kg}$$

$$Ct = 285,51 \text{ kg}$$

**Tabla 2-3:** Resultados de la distribución de pesos

<b>Resultados de la distribución de pesos</b>	
<b>Peso del prototipo vehicular (p)</b>	1000 Kg
<b>Peso del eje delantero (pd) (40%)</b>	400 Kg
<b>Peso del eje posterior (pp) (60%)</b>	600 Kg
<b>Distancia entre pd y p (a)</b>	1,368 m.
<b>Distancia entre pp y p (b)</b>	0,912 m.
<b>Batalla (L)</b>	2,28 m.
<b>Altura del centro de gravedad (H)</b>	0,45 m.
<b>Transferencia longitudinal de cargas en pendientes (Tlcp)</b>	127,20 Kg
<b>Transferencia longitudinal de carga por frenado en pendientes (Tlf)</b>	158,31 Kg
<b>Transferencia de masa durante la frenada brusca (df)</b>	37,52 m.
<b>Desaceleración máxima (af)</b>	8,33 m/s <sup>2</sup>
<b>Carga total transferida (Ct)</b>	285,51 Kg.

Fuente: (José Valdez, 2006)

Realizado por: Autores

### 3.4.2.8. Carga soportada por el eje delantero (Cd).

La carga que soportará el prototipo para el eje posterior va a ser igual a la carga en condiciones de reposo menos la carga total transferida, por lo tanto se tiene:

$$Cp = Pp + Ct \quad (10)$$

$$Cp = 400 \text{ kg} + 285,51 \text{ Kg}$$

$$Cp = 685,51 \text{ kg}$$

En donde la carga que soportará el eje delantero será de 685,51 kg en condiciones de pendientes, lo mismo que vendría a hacer en condiciones sumamente extremas debido a la misma repartición de pesos, en donde se verá el trabajo del amortiguador, muelle y los demás componentes del

sistema de suspensión posterior. Por lo tanto el peso para cada rueda será:  $685,51/2(\text{ruedas}) = 342,75 \text{ Kg}$ .

#### 3.4.2.8. Carga soportada por el eje posterior ( $C_p$ ).

La carga que soportará el prototipo para el eje posterior va a ser igual a la carga en condiciones de reposo menos la carga total transferida, por lo tanto se tiene:

$$C_p = P_p - C_t \quad (11)$$

$$C_p = 600 \text{ kg} - 285,51 \text{ Kg}$$

$$C_p = 314,49 \text{ Kg}$$

En donde la carga que soportará el eje posterior será de 314,49 kg en condiciones de pendientes, lo mismo que vendría a hacer en condiciones sumamente extremas debido a la misma repartición de pesos, en donde se verá el trabajo del amortiguador, muelle y los demás componentes del sistema de suspensión posterior. Por lo tanto el peso para cada rueda será:  $314,49/2(\text{ruedas}) = 157,24 \text{ kg}$ .

### 3.5. Fuerzas ejercidas en el sistema de suspensión.

Para un diseño eficiente del sistema de suspensión posterior es necesario conocer todas las fuerzas que se ejercen en el sistema, como en el caso de la carga ejercida en el amortiguador, brazos de suspensión, anclajes y muelles respectivamente, dicho análisis será detallado a continuación.

La carga se aplicará a cada una de las ruedas descritas anteriormente en el peso para el eje posterior, que en este caso vendría a ser equivalente a 157,24 kg.

En donde:

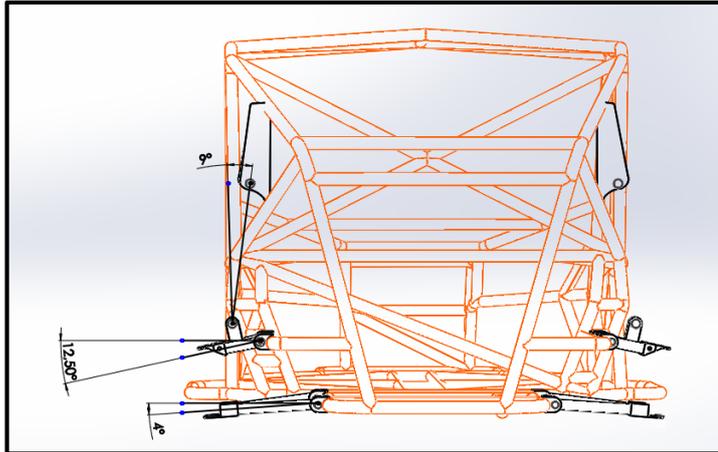
F1: Fuerza ejercida en el rótula inferior en dirección del eje y

F2: Fuerza ejercida en el rótula inferior en dirección del eje x

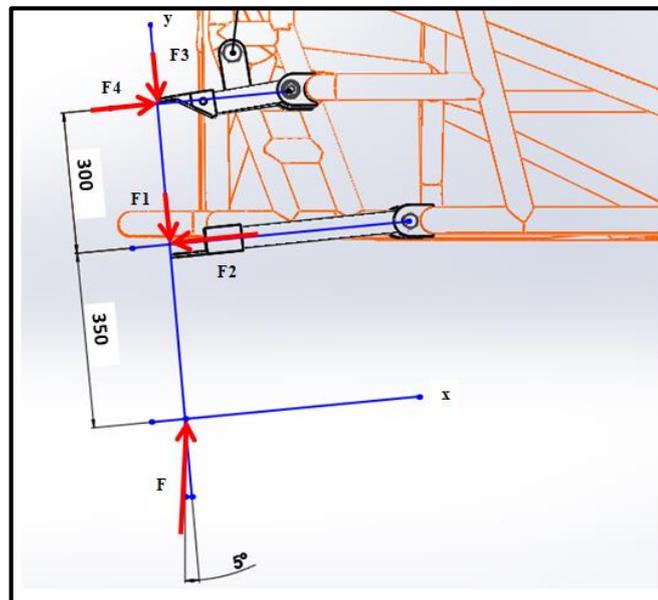
F3: Fuerza ejercida en el rótula superior en dirección del eje y

F4: Fuerza ejercida en el rótula superior en dirección del eje x

F: Fuerza vertical que se aplica en el punto de contacto entre el neumático y el piso.



**Gráfico 2-3:** Posición de Fuerzas en el vehículo  
Realizado por: Autores



**Gráfico 3-3:** Cargas ejercidas en las mesas de suspensión  
Realizado por: Autores

En donde:

$$\begin{aligned}
 F &= 157,24 \text{ kg} \\
 F_x &= \text{Sen}(5^\circ) * 157,24 \text{ kg} \\
 F_x &= 13,7 \text{ kg} \\
 F_y &= \text{Cos}(5^\circ) * 157,24 \text{ kg} \\
 F_y &= 156,64 \text{ Kg} \\
 \Sigma F_x &= 0 \\
 F_x - F_2 + F_4 & \\
 \Sigma F_y &= 0
 \end{aligned}$$

$$F_y - F_1 - F_3 = 0$$

$F_1 = 0$  Condicion de barra Inferior

$$F_y = F_3$$

$$F_3 = 156,64 \text{ Kg}$$

$$\Sigma M_o = 0$$

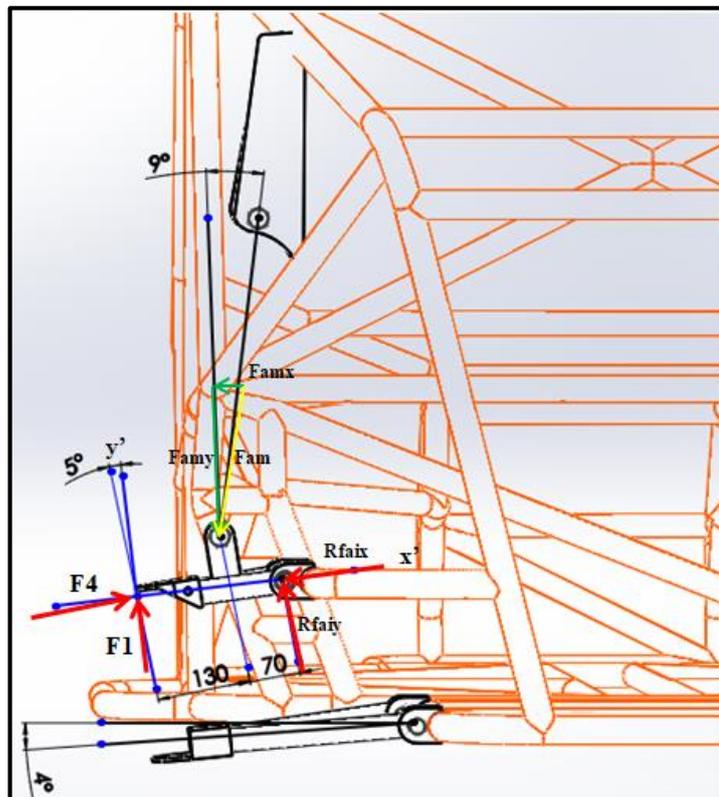
$$F_x (0,35 \text{ m}) - F_4 (0,3\text{m}) = 0$$

$$F_4 = \frac{13,70\text{kg} (0,35\text{m})}{0,3\text{m}}$$

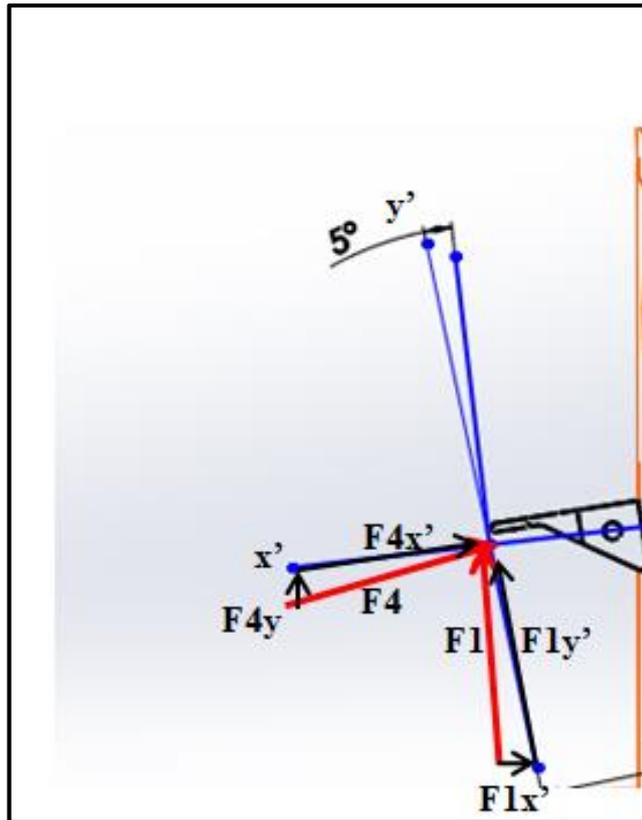
$$F_4 = 15,99 \text{ Kg}$$

$$F_2 = 29,69 \text{ kg}$$

### 3.5.1. Análisis en la mesa superior



**Gráfico 4-3:** Fuerzas Aplicadas en la mesa superior.  
Realizado por: Autores.



**Gráfico 5-3:** D.C.L. de las fuerzas aplicadas en la mesa superior  
**Realizado por:** Autores

En donde:

$F1x'$ ,  $F1y'$ : Componentes de  $F1$  en los ejes  $x'$ ,  $y'$

$F4x'$ ,  $F4y'$ : Componentes de  $F4$  en los ejes  $x'$ ,  $y'$

$Fam$ : Fuerza de reacción en el punto del anclaje del amortiguador

$Famx'$ ,  $Famy'$ : Componentes de  $Fam$  en los ejes  $x'$ ,  $y'$

$RFaix'$ : Fuerza de reacción en la articulación inferior en dirección del eje  $x'$ .

$RFaiy'$ : Fuerza de reacción en la articulación inferior en dirección del eje  $y'$ .

Por tanto:

$$F1x' = (\text{Sen } 5^\circ) * 157,24 \text{ kg}$$

$$F1x' = 13,70 \text{ Kg}$$

$$F1y' = (\text{Cos } 5^\circ) * 157,24 \text{ kg}$$

$$F1y' = 156,64 \text{ kg}$$

$$F4x' = (\text{Cos } 5^\circ) * 15,99 \text{ kg}$$

$$F4x' = 15,93 \text{ kg}$$

$$F4y' = (\text{Sen } 5^\circ) * 15,99 \text{ kg}$$

$$F4y' = 1,39 \text{ kg}$$

$$\Sigma Fx = 0$$

$$F4x + F1x - Famx' + RFaix' = 0$$

$$\Sigma Fy = 0$$

$$F4y + F1y - Famy' + RFaiy' = 0$$

$$\Sigma FMo(am) = 0$$

$$-(138,21\text{kg})(0,13\text{m}) - (1,23\text{Kg})(0,13\text{m}) + Raiy(0,07) = 0$$

$$Raiy' = \frac{(156,64\text{kg})(0,13\text{m}) + (1,39\text{kg})(0,13\text{m})}{0,07\text{m}}$$

$$RFaiy' = 293,50 \text{ kg}$$

$$Famy' = 156,64 \text{ kg} + 1,39 \text{ kg} + 293,50 \text{ kg}$$

$$Famy' = 451,54 \text{ Kg}$$

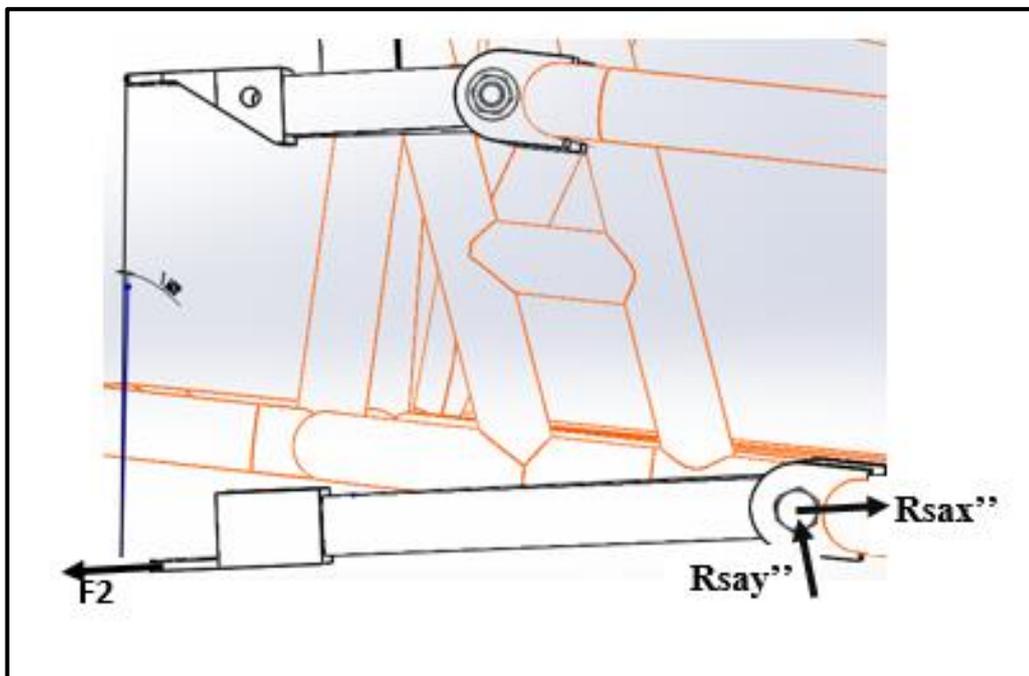
$$Famx' = (451,54 \text{ Kg})(\text{Tg } 9^\circ)$$

$$Famx' = 71,52 \text{ kg}$$

$$Fam = \sqrt{famx'^2 + famy'^2}$$

$$Fam = 457,17 \text{ Kg.}$$

### 3.5.2. Análisis en la mesa inferior



**Gráfico 6-3:** Fuerzas aplicadas en la mesa inferior  
Realizado por: Autores

En donde se tiene:

$F_{2x''}$ ,  $F_{2y''}$  Componentes de  $F_2$  en los ejes  $x''$ ,  $y''$

$R_{sx''}$ : Fuerza de reacción en la articulación inferior en dirección del eje  $x''$

$R_{sy''}$ : Fuerza de reacción en la articulación Inferior en dirección del eje  $y''$

Por lo tanto:

$$F_2 = 29,69 \text{ kg}$$

$$F_{2x''} = (\cos 1,6^\circ)(29,69 \text{ kg})$$

$$F_{2x''} = 29,68 \text{ kg}$$

$$F_{2y''} = (\sin 1,6^\circ)(29,69 \text{ kg})$$

$$F_{2y''} = 0,83 \text{ kg}$$

$$\sum F_{y''} = 0$$

$$F_{2y''} = R_{sy''}$$

$$R_{sy''} = 0,83 \text{ kg}$$

$$\sum F_{x''} = 0$$

$$F_{2x''} = R_{sx''}$$

$$R_{sx''} = 26,68 \text{ kg}$$

### ***3.5.3. Selección del tubo para los brazos de la suspensión.***

Para la selección correcta de los tubos de la suspensión se toma en consideración las cargas aplicadas en la mesa superior debido a que esta mesa es la más crítica en cuanto a fuerzas. El material a utilizar en la suspensión es el acero estructural ASTM A500 por motivos que es uno de los más encontrados en el mercado actual y el más utilizado para este tipo de estructuras, teniendo un  $S_y$  de 315 Mpa.

$$F_{amy'} = 451,54 \text{ Kg}$$

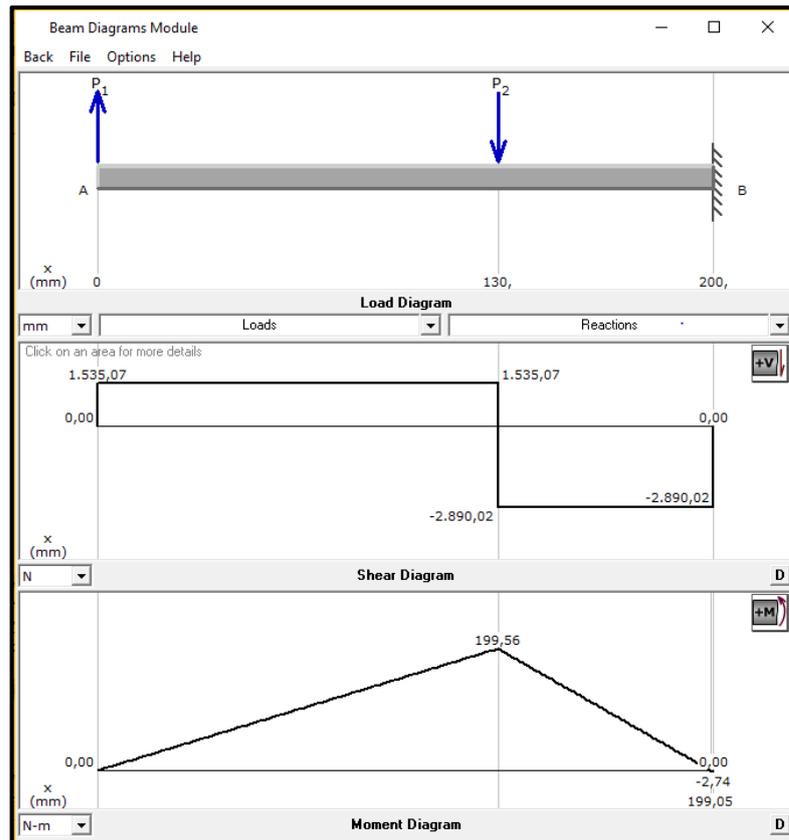
$$451,54 \text{ Kg} * \frac{9,8N}{Kg} = 4425,092N$$

$$F_y = 156,64 \text{ Kg}$$

$$156,64 \text{ Kg} * \frac{9,8N}{Kg} = 1535,072N$$

$$L_2 = 130\text{mm} = 0,13\text{m}$$

$$L_1 = 70\text{mm} = 0,07\text{m}$$



**Gráfico 7-3:** Diagrama de esfuerzos cortantes y momentos flectores  
**Realizado por:** Autores

El cálculo del Momento Flector se obtiene mediante el programa MDSolids, obteniendo como resultado un Momento Flector Máximo de:

$$M_{max} = 199,56 \text{ Nm.}$$

Esfuerzo de Flexión.

$$\sigma_y = \frac{32 * M_{max}}{\pi d^3} = \frac{32(199,56 \text{ Nm})}{\pi d^3} = \frac{2032,7 \text{ Nm}}{d^3} \quad (12)$$

Fuerza Resultante de Corte.

$$FR = \sqrt{(F_y)^2 + (F_{amy})^2} \quad (13)$$

$$FR = \sqrt{(1535,072 \text{ N})^2 + (4425,092 \text{ N})^2}$$

$$FR = 4683,789 \text{ N}$$

Esfuerzo de Corte.

$$\tau_c = \frac{4 * FR}{\pi d^2} = \frac{4 * 4683,789N}{\pi d^2} = \frac{5963,586N}{d^2} \quad (14)$$

Aplicando TED.

$$S_y = 315 \text{MPa} \quad ; n=2$$
$$\sqrt{(\sigma_y)^2 + (\tau_c)^2} = \frac{S_y}{n} \quad (15)$$
$$\sqrt{\left(\frac{2032,7Nm}{d^3}\right)^2 + 3\left(\frac{5963,586N}{d^2}\right)^2} = \frac{315000000N/m^2}{2}$$

$$d = 0,024m$$

$$d = 1 \text{ in}$$

Para la elección correcta del diámetro del tubo para los brazos de suspensión se procede a elegir el inmediato superior encontrado en el mercado dentro del país el cual es de 31,75mm equivalente a  $1\frac{1}{4}$  in, por motivos de seguridad.

#### **3.5.4. Diseño de anclajes.**

Para el respectivo diseño de los anclajes de suspensión es necesario conocer los esfuerzos a los cuales estarán sometido los mismos, por tal motivo del análisis descrito en las mesas de suspensión se tomarán dichas cargas aplicadas para el análisis de cada uno de los anclajes respectivamente.

#### **3.5.5. Anclaje de suspensión superior.**

En el análisis del anclaje se divide el valor para cuatro, ya que existen dos soportes por cada brazo de suspensión con dos anclajes cada uno, de manera que esta carga sea repartida para cada uno de los anclajes.

Propiedades de los Anclajes.

Espesor de la placa  $b=5\text{mm}$ .

Altura de la placa  $h=48.1\text{mm}$ .  
Largo total de la placa  $L= 60\text{mm}$ .

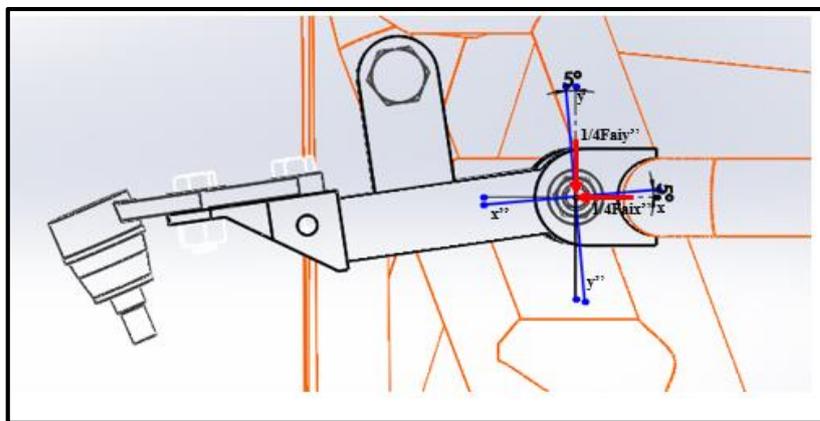
Material seleccionado.

Acero estructural de acero al carbono ASTM A-36.

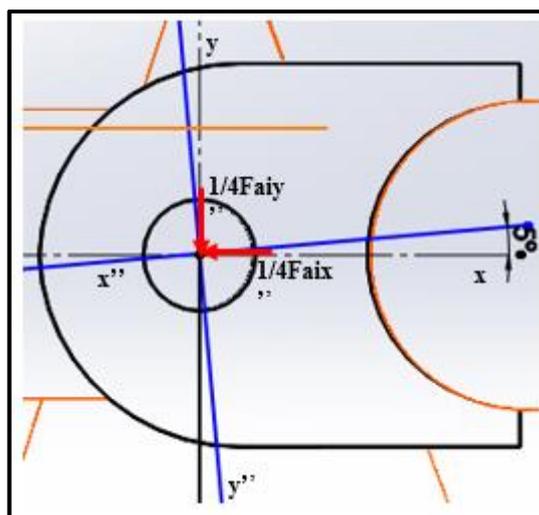
Resistencia a la tracción  $S_u = 400\text{ MPa}$ .

Punto de fluencia  $S_y = 250\text{ MPa}$ .

### 3.5.5.1. Fuerzas que actúan en el anclaje superior.



**Gráfico 8-3:** Cargas ejercidas en el anclaje superior  
Realizado por: Autores



**Gráfico 9-3:** D.C.L. Cargas ejercidas  
Realizado por: Autores

Fuerza en dirección del eje x.

$$\begin{aligned}F_{aix''x} &= (\cos 5^\circ)(R_{fai x''}) \\F_{aix''x} &= (\cos 5^\circ)(41,88 \text{Kg}) \\F_{aix''x} &= 41,72 \text{ kg} \\F_{aiy''x} &= (\text{Sen } 5^\circ)(R_{fai y''}) \\F_{aiy''x} &= (\text{Sen } 5^\circ)(293,50 \text{ kg}) \\F_{aiy''x} &= 25,58 \text{ kg} \\F_{1x} &= \frac{(F_{aix''x} + F_{aiy''x})}{4} \\F_{1x} &= \frac{(41,72 \text{ kg} + 25,58 \text{ kg})}{4} \\F_{1x} &= 16,83 \text{ kg}\end{aligned}$$

Fuerza en dirección del eje y.

$$\begin{aligned}F_{aix''y} &= (\text{Sen } 5^\circ)(R_{fai x''}) \\F_{aix''y} &= (\text{Sen } 5^\circ)(41,88 \text{ kg}) \\F_{aix''y} &= 3,65 \text{ kg} \\F_{aiy''y} &= (\text{Cos } 5^\circ)(R_{fai y''}) \\F_{aiy''y} &= (\text{Cos } 5^\circ)(293,50 \text{ kg}) \\F_{aiy''y} &= 292,38 \text{ kg} \\F_{1y} &= \frac{(F_{aix''y} + F_{aiy''y})}{4} \\F_{1y} &= \frac{(-3,65 \text{ kg} + 292,38 \text{ kg})}{4} \\F_{1y} &= 72,18 \text{ kg} \\L &= 60 \text{ mm} \\M_1 &= F_{1y} * \frac{L}{2} \\M_1 &= 72,18 \text{ kg} * 30 \text{ mm} \\M_1 &= 2165,49 \text{ kg} \cdot \text{mm}\end{aligned}$$

Esfuerzos Normales:

Esfuerzo de Tracción.

$$\begin{aligned}A &= b \cdot h & (16) \\A &= 5 \text{ mm} * 48,1 \text{ mm} = 240,5 \text{ mm}^2\end{aligned}$$

$$\sigma F1x = \frac{F1x}{A} \quad (17)$$

$$\sigma F1x = \frac{16,83 \text{ Kg} * 9,8 * (1000\text{m})^2}{240,5 \text{ mm}^2}$$

$$\sigma F1x = 6,9x10^5 \text{ Pa.}$$

Esfuerzo de Flexión.

$$c = \frac{h}{2} \quad (18)$$

$$c = 24,05 \text{ mm}$$

$$I = \frac{b * h^3}{12} \quad (19)$$

$$I = \frac{5\text{mm} * (48,1 \text{ mm})^3}{12}$$

$$I = 46368,60\text{mm}^4$$

$$\sigma F1x = \frac{M1 * C}{I} \quad (20)$$

$$\sigma F1x = \frac{(2165,49\text{Kg. mm})(24,05\text{mm})}{46368,60 \text{ mm}^4}$$

$$\sigma F1x = 1,12 \frac{\text{Kg}}{\text{mm}^2} = 1,10x10^7 \text{ Pa}$$

Se analizan solo los esfuerzos normales tanto de flexión como de tracción debido a que son los esfuerzos más críticos situados en la zona del anclaje y se despreciará el esfuerzo de corte por motivos de que es un esfuerzo mínimo en la zona analizada.

### 3.5.5.2. Factores que modifican el límite de resistencia a la fatiga.

Factor de superficie (Ka):

Los valores de a y b respectivamente se obtienen del Anexo A, en donde:

$$a = 57,7$$

$$b = -0,718$$

$$Ka = aS_{ut}^b \quad (21)$$

$$Ka = (57,7)(400\text{Mpa})^{-0,718}$$

$$ka = 0,78$$

Factor de Tamaño (Kb):

$$Kb = \left( \frac{de}{7,62} \right)^{-0,107} \quad (22)$$

$$de = 0,88 (h \cdot b)^{\frac{1}{2}}$$

$$h = 48,1 \text{ mm}$$

$$b = 5 \text{ mm}$$

$$de = 0,808 (48,1 \text{ mm} * 5 \text{ mm})^{1/2}$$

$$de = 12,53 \text{ mm}$$

$$Kb = \left( \frac{12,53}{7,62} \right)^{-0,107} \quad (23)$$

$$kb = 0,95$$

Factor de Carga (Kc):

$$Kc = 0,93$$

Factor de Temperatura (Kd):

$$Kd = 1$$

Factor de Confiabilidad (Ke):

$$Ke = 0,753 \text{ valor tomado del Anexo B}$$

Factor de Efectos de Varios (Kf):

Para determinar el valor del factor de efectos varios, primero es necesario encontrar ciertos datos que serán detallados a continuación.

$$q = 0,8 = \text{sensibilidad de la muesca, este valor es tomado del Anexo C}$$

$$d = \text{diámetro del agujero} = 14 \text{ mm}$$

$$h = \text{espesor de placa} = 5 \text{ mm}$$

Kt = Factor de concentración del esfuerzo.

Ktf = Factor de concentración del esfuerzo de flexión.

K<sub>tt</sub>= Factor de concentración del esfuerzo de tracción.

K<sub>FF</sub>= Factor de efectos varios para flexión

K<sub>FT</sub>= Factor de efectos varios para tracción

$$\frac{d}{h} = 2,8$$

$$\frac{d}{w} = 0,29$$

$kt = 1,45$  Para flexión, valor tomado del anexo E.

$$\frac{d}{w} = 0,29$$

$kt = 2,38$  Para tensión, dato tomado del Anexo D.

$$kF = 1 + q(kt - 1) \quad (24)$$

$$kFF = 1 + 0,8(1,45 - 1)$$

$$kFF = 1,36$$

$$kFT = 1 + 0,8(2,38 - 1)$$

$$kFT = 2,10$$

$$Se' = 0,5 Sut \quad (25)$$

$$Se' = 0,5 (400MPa)$$

$$Se' = 200MPa$$

$$Se = Se' \cdot Ka \cdot Kb \cdot Kc \cdot Kd \cdot Ke \cdot Kf \quad (26)$$

$$Se = 200MPa * 0,78 * 0,95 * 0,93 * 1 * 0,75 * 2,10$$

$$Se = 217,17 MPa.$$

Aplicando Combinación de Cargas.

$$\sigma_{eqa} = \sqrt{(\alpha k_f \cdot \sigma_{Aa} + k_f \cdot \sigma_{fa})^2 + 3 \cdot (k_f \tau_{ta} + k_f \tau_{ca})^2} \quad (27)$$

$$\sigma_{eqm} = \sqrt{(k_f \cdot \sigma_{Am} + k_f \cdot \sigma_{fm})^2 + 3 \cdot (k_f \tau_{tm} + k_f \tau_{cm})^2} \quad (28)$$

$$\sigma_{eqa} = \sqrt{(k_f \cdot \sigma_{fa})^2}$$

$$\sigma_{eqa} = \sqrt{(1,36 * 1,10 \times 10^7)^2}$$

$$\sigma_{eqa} = 1,55 \times 10^7 Pa$$

$$\sigma_{eqm} = \sqrt{(k_f \cdot \sigma_{fm})^2}$$

$$\sigma_{eqm} = \sqrt{(2,10 * 6,9 \times 10^5)^2}$$

$$\sigma_{eqm} = 1,44 \text{ MPa.}$$

Aplicando la Teoría de Sodeberg.

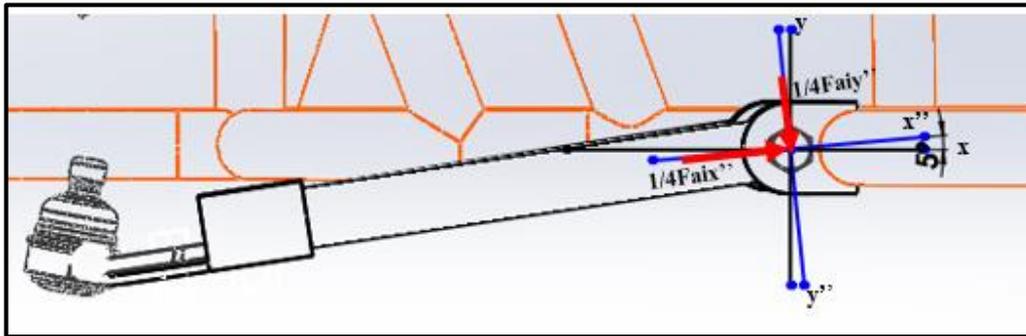
$$\frac{\sigma_{eqa}}{S_e} + \frac{\sigma_{eqm}}{S_y} = \frac{1}{n} \quad (29)$$

$$\frac{1,55 \times 10^7 \text{ Pa}}{217,17 \text{ Mpa}} + \frac{1,44 \text{ Mpa}}{250 \text{ Mpa}} = \frac{1}{n}$$

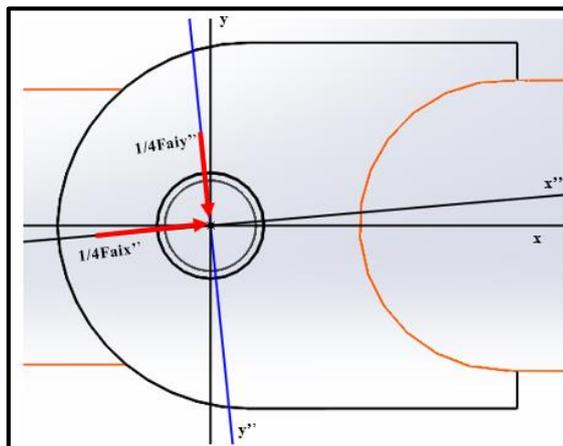
$$n = 13,39$$

El valor de n es el valor del factor de seguridad, como se puede observar este valor sobrepasa el 1, con lo que se interpreta que el anclaje superior se encuentra dimensionado en perfectas condiciones.

### 3.5.6. Anclaje inferior.



**Gráfico 10-3:** Cargas ejercidas en el anclaje inferior  
Realizado por: Autores



**Gráfico 11-3:** D.C.L. cargas ejercidas  
Realizado por: Autores

### 3.5.6.1. Fuerzas que actúan en el anclaje inferior.

Fuerza en dirección del eje x.

$$F_{aix''x} = (\cos 5^\circ)(R_{fai''})$$

$$F_{aix''x} = (\cos 5^\circ)(29,68\text{Kg})$$

$$F_{aix''x} = 29,57 \text{ kg}$$

$$F_{aiy''x} = (\text{Sen } 5^\circ)(R_{fai''})$$

$$F_{aiy''x} = (\text{Sen } 5^\circ)(0,83\text{Kg})$$

$$F_{aiy''x} = 0,07\text{Kg}$$

$$F_{1x} = \frac{(F_{aix''x} + F_{aiy''x})}{4}$$

$$F_{1x} = \frac{(29,57 \text{ Kg} + 0,07 \text{ Kg})}{4}$$

$$F_{1x} = 7,41 \text{ kg.}$$

Fuerza en dirección del eje y.

$$F_{aix''y} = (\text{Sen } 5^\circ)(R_{fai''})$$

$$F_{aix''y} = (\text{Sen } 5^\circ)(29,68 \text{ Kg})$$

$$F_{aix''y} = 2,59 \text{ Kg}$$

$$F_{aiy''y} = (\text{Cos } 5^\circ)(R_{fai''})$$

$$F_{aiy''y} = (\text{Cos } 5^\circ)(0,83\text{Kg})$$

$$F_{aiy''y} = 0,83\text{Kg}$$

$$F_{1y} = \frac{(F_{aix''y} + F_{aiy''y})}{4}$$

$$F_{1y} = \frac{(2,59\text{Kg} + 0,83\text{Kg})}{4}$$

$$F_{1y} = 0,85\text{Kg}$$

$$L = 48,1 \text{ mm}$$

$$M_1 = F_{1y} * \frac{L}{2}$$

$$M_1 = 0,85\text{Kg} * 24,05 \text{ mm}$$

$$M_1 = 18,75 \text{ Kgmm}$$

Esfuerzos Normales.

Esfuerzo de Tracción.

$$A = b \cdot h$$
$$A = 5 \text{ mm} * 48,1 \text{ mm} = 240,5 \text{ mm}^2$$
$$\sigma F1x = \frac{F1x}{A}$$
$$\sigma F1x = \frac{7,41 \text{ Kg} * 9,8 * (1000)^2}{240,5 \text{ mm}^2}$$
$$\sigma F1x = 3,02 * 10^5 \text{ Pa.}$$

Esfuerzo de Flexión.

$$c = \frac{h}{2}$$
$$c = 24,05 \text{ mm}$$
$$I = \frac{b * h^3}{12}$$
$$I = \frac{5 \text{ mm} * (48,1 \text{ mm})^3}{12}$$
$$I = 46368,60 \text{ mm}^4$$
$$\sigma F1x = \frac{M1 * C}{I}$$
$$\sigma F1x = \frac{(18,75 \text{ Kg} \cdot \text{mm})(24,05 \text{ mm})}{46368,60 \text{ mm}^4}$$
$$\sigma F1x = 95305,60 \text{ Pa.}$$

Se analizan solo los esfuerzos normales tanto de flexión como de tracción debido a que son los esfuerzos más críticos situados en la zona del anclaje y se despreciará el esfuerzo de corte por motivos de que es un esfuerzo mínimo en la zona analizada.

3.5.6.2. Factores que modifican el límite de resistencia a la fatiga.

Factor de superficie (Ka):

Los valores de a y b respectivamente son tomados del Anexo A

$$a = 57,7$$
$$b = -0,718$$

$$Ka = aS_{ut}^b$$

$$Ka = (57,7)(400Mpa)^{-0,718}$$

$$ka = 0,78$$

Factor de Tamaño (Kb):

$$Kb = \left( \frac{de}{7,62} \right)^{-0,107}$$

$$de = 0,88 (h \cdot b)^{\frac{1}{2}}$$

$$h = 48,1 \text{ mm}$$

$$b = 5 \text{ mm}$$

$$de = 0,808 (48,1 \text{ mm} * 5 \text{ mm})^{1/2}$$

$$de = 12,53 \text{ mm}$$

$$Kb = \left( \frac{12,77}{7,62} \right)^{-0,107}$$

$$kb = 0,95$$

Factor de Carga (Kc).

$$Kc = 0,93$$

Factor de Temperatura (Kd).

$$Kd = 1$$

Factor de Confiabilidad (Ke).

Ke = 0,753 valor tomado del anexo B

Factor de Efectos de Varios (Kf).

Para determinar el valor del factor de efectos varios primero es necesario encontrar ciertos datos que serán detallados a continuación:

q = 0,8 = sensibilidad de la muesca, valor tomado del anexo C

d= diámetro del agujero = 14mm

h= espesor de placa = 5mm

Kt= Factor de concentración del esfuerzo.

K<sub>tf</sub>= Factor de concentración del esfuerzo de flexión.

K<sub>tt</sub>= Factor de concentración del esfuerzo de tracción.

K<sub>FF</sub>= Factor de efectos varios para flexión

K<sub>FT</sub>= Factor de efectos varios para tracción

$$\frac{d}{h} = 2,8$$

$$\frac{d}{w} = 0,29$$

$kt = 1,45$  Para flexion, Dato tomado del anexo E

$$\frac{d}{w} = 0,29$$

$kt = 2,38$  Para tensión, dato tomado del anexo D

$$kF = 1 + q(kt - 1)$$

$$kFF = 1 + 0,8(1,45 - 1)$$

$$kFF = 1,36$$

$$kFT = 1 + 0,8(2,38 - 1)$$

$$kFT = 2,10$$

$$Se' = 0,5 Sut$$

$$Se' = 0,5 (400MPa)$$

$$Se' = 200MPa$$

$$Se = Se' \cdot Ka \cdot Kb \cdot Kc \cdot Kd \cdot Ke \cdot Kf$$

$$Se = 200MPa * 0,78 * 0,95 * 0,93 * 1 * 0,753 * 2,10$$

$$Se = 217,17MPa.$$

Aplicando Combinación de Cargas.

$$\sigma_{eqa} = \sqrt{(\alpha k_f \cdot \sigma_{Aa} + k_f \cdot \sigma_{fa})^2 + 3 \cdot (k_f \tau_{ta} + k_f \tau_{ca})^2}$$

$$\sigma_{eqm} = \sqrt{(k_f \cdot \sigma_{Am} + k_f \cdot \sigma_{fm})^2 + 3 \cdot (k_f \tau_{tm} + k_f \tau_{cm})^2}$$

$$\sigma_{eqa} = \sqrt{(k_f \cdot \sigma_{fa})^2}$$

$$\sigma_{eqa} = \sqrt{(1,36 * 95305,60)^2}$$

$$\sigma_{eqa} = 1,30 \times 10^5 Pa.$$

$$\sigma_{eqm} = \sqrt{(k_f \cdot \sigma_{fm})^2}$$

$$\sigma_{eqm} = \sqrt{(2,10 \cdot 3,02 \times 10^5)^2}$$

$$\sigma_{eqm} = 6,4 \times 10^5 \text{ Pa.}$$

Aplicando la Teoría de Soderberg.

$$\frac{\sigma_{eqa}}{S_e} + \frac{\sigma_{eqm}}{S_y} = \frac{1}{n}$$

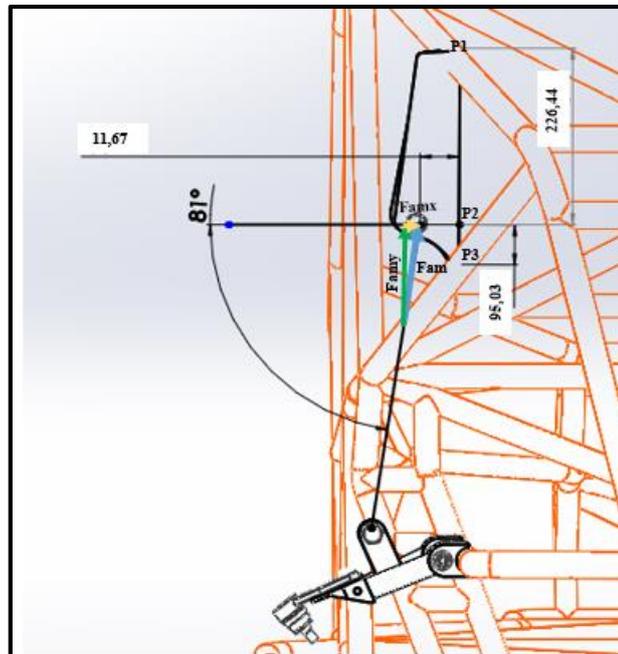
$$\frac{6,4 \times 10^5 \text{ pa}}{211,39 \text{ Mpa}} + \frac{6,4 \times 10^5 \text{ pa}}{250 \text{ Mpa}} = \frac{1}{n}$$

$$n = 318,66$$

El valor de n es el valor del factor de seguridad, como se puede observar este valor sobrepasa el 1, con lo que se puede interpretar que el anclaje superior se encuentra dimensionado en perfectas condiciones.

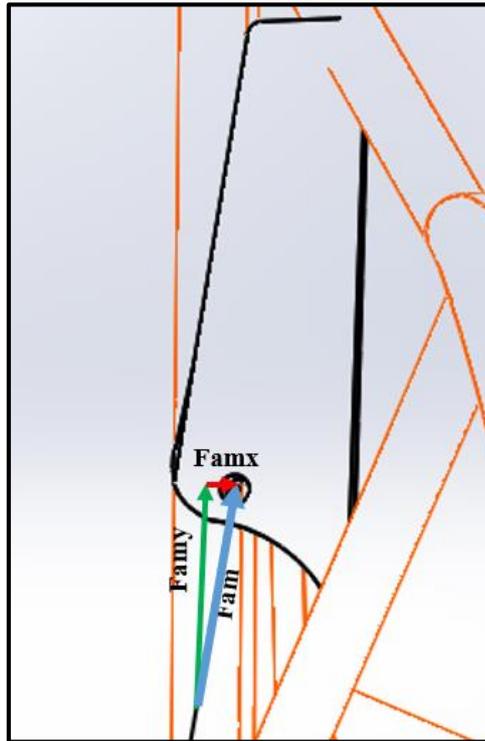
### 3.5.7. Diseño del anclaje del amortiguador.

Para realizar el diseño del Anclaje se toma en consideración el valor de la fuerza del amortiguador en dirección hacia el anclaje.



**Gráfico 12-3:** Cargas ejercidas en el anclaje  
Realizado por: Autores

### 3.5.7.1. Fuerzas aplicadas en el anclaje del amortiguador



**Gráfico 13-3: D.C.L.**  
Realizado por: Autores

Se calcula las componentes en el eje x y en el eje y de la Fuerza del Amortiguador  $F_{am}$  en dirección al anclaje superior del conjunto amortiguador.

$$F_{am} = 457,17\text{Kg}$$

Ángulo del amortiguador con respecto al eje x;  $\theta = 81^\circ$

$$d1 = 11,67\text{mm}$$

$$d2 = 95,03\text{mm}$$

$$d3 = 226,44\text{mm}$$

$$F_{amx} = (\cos \theta) (F_{am})$$

$$F_{amx} = (\cos 81^\circ) (457,17\text{Kg})$$

$$F_{amx} = 71,517\text{Kg} / 2(\text{número de anclajes})$$

$$F_{amx} = 35,758\text{Kg}$$

$$\Sigma F_x = 0$$

$$F_{amx} - R_{ax} = 0$$

$$F_{amx} = R_{ax}$$

$$R_{ax} = 31,55\text{Kg}$$

$$F_{amy} = (\text{Sen } \theta) (F_{am})$$

$$F_{amy} = (\text{Sen } 81^\circ) (457,17\text{Kg})$$

$$F_{amy} = 451,54\text{Kg} / 2(\text{número de anclajes})$$

$$F_{amy} = 225,77\text{Kg}$$

$$\Sigma F_y = 0$$

$$F_{amy} - R_{ay} = 0$$

$$F_{amy} = R_{ay}$$

$$R_{ay} = 225,77\text{Kg}$$

$$\Sigma M_1 = 0$$

$$- (R_{ay} * 11.67\text{mm}) + M_1 = 0$$

$$M_1 = 225,77\text{Kg} * 11.67\text{mm}.$$

$$M_1 = 2634,744\text{Kg} * \text{mm}.$$

Trasladando la Reacción  $R_{ax}$  al Punto 2, tenemos:

$$R_{ax} = R_{2x}$$

$$R_{2x} = 35,758\text{Kg}$$

$$R_{ay} = R_{2y}$$

$$R_{2y} = 225,77\text{Kg}$$

$$\Sigma M_2 = 0$$

$$- (R_{2x} * 95.03\text{mm}) - M_1 + M_2 = 0$$

$$M_2 = (35,758\text{Kg} * 95.03\text{mm}) + 2634,744 \text{ Kg} * \text{mm}$$

$$M_2 = 6032,881 \text{ Kg} * \text{mm}$$

$$R_{ax} = R_{3x}$$

$$R_{3x} = 35,758\text{Kg}$$

$$R_{ay} = R_{3y}$$

$$R_{3y} = 225,77\text{Kg}$$

$$\Sigma M_3 = 0$$

$$(R_{3x} * 226.44\text{mm}) - M_2 - M_3 = 0$$

$$M_3 = (35,758\text{Kg} * 226.44\text{mm}) - 6032,881 \text{ Kg} * \text{mm}$$

$$M_3 = 2064,289 \text{ Kg} * \text{mm}$$

Esfuerzos Normales.

$$A = b * h$$

$$A = (5 * 321.47) \text{mm}^2$$

$$A = 1607.35 \text{mm}^2$$

Esfuerzo de tracción.

$$\sigma_{Fam} = \frac{Famx}{A}$$

$$\sigma_{Fam} = \frac{35,758\text{Kg}}{1607.35\text{mm}^2} = 2,22 * 10^{-2} \frac{\text{Kg}}{\text{mm}^2}$$

$$2,22 * 10^{-2} \frac{\text{Kg}}{\text{mm}^2} * \frac{9.8\text{N}}{\text{Kg}} * \frac{(1000\text{mm})^2}{1\text{m}^2} = 2,18 * 10^5 \text{Pa}$$

Esfuerzo de flexión

$$C = \frac{h}{2} = \frac{321,47\text{mm}}{2} = 160,73\text{mm}$$

$$I = \frac{b * h^3}{12} = \frac{(5\text{mm})(321,47\text{mm})^3}{12} = 13842359,01\text{mm}^4$$

$$M2 = 6032,881 \text{ Kg} * \text{mm}$$

$$\sigma_{m2} = \frac{M2 * C}{I} = \frac{(6032,881 \text{ Kg} * \text{mm})(160,73\text{mm})}{13842359,01\text{mm}^4} = 0,07005 \frac{\text{Kg}}{\text{mm}^2}$$

$$0.07005 \frac{\text{Kg}}{\text{mm}^2} * \frac{9.8\text{N}}{\text{Kg}} * \frac{(1000\text{mm})^2}{1\text{m}^2} = 6,865 * 10^5 \text{Pa}$$

El esfuerzo de Corte se desprecia debido a que en piezas rectangulares el esfuerzo de corte tiene valores muy bajos.

Esfuerzo de corte.

$$\tau = 0$$

### 3.5.7.2. Factores que modifican el límite de resistencia a la fatiga.

Factor de Superficie (Ka):

Los valores de a y b respectivamente se obtienen del anexo A, en donde:

$$a = 57,70$$

$$b = -0,72$$

$$Ka = aS_{ut}^b$$

$$Ka = 57,70 * 400^{-0,72}$$

$$K_a = 0,78$$

Factor de Tamaño (Kb):

$$K_b = \left( \frac{de}{7,62} \right)^{-0,107}$$

$$de = 0,88 (h \cdot b)^{\frac{1}{2}}$$

$$h = 321,47\text{mm}$$

$$b = 5\text{mm}$$

$$de = 0,808 (321,47\text{mm} \cdot 5\text{mm})^{1/2}$$

$$de = 32,39\text{mm}$$

$$K_b = \left( \frac{32,39}{7,62} \right)^{-0,107}$$

$$K_b = 0,86$$

Factor de Carga (Kc):

$$K_c = 0,93$$

Factor de Temperatura (Kd):

$$K_d = 1$$

Factor de Confiabilidad (Ke):

$K_e = 0.753$ ; Valor tomado del anexo B

Factor de Efectos de Varios (Kf).

Para determinar el valor del factor de efectos varios primero es necesario encontrar ciertos datos que serán detallados a continuación.

$q = 0,8$  = sensibilidad de la muesca, dato tomado del anexo C

$d$  = diámetro del agujero = 15mm

$h$  = espesor de placa = 60mm

$K_t$  = Factor de concentración del esfuerzo.

$K_{tf}$  = Factor de concentración del esfuerzo de flexión.

Ktt= Factor de concentración del esfuerzo de tracción.

KFF= Factor de efectos varios para flexión

KFT= Factor de efectos varios para tracción

$$\frac{d}{h} = 3,4$$

$$\frac{15}{60} = 0,25$$

kt = 1,65 Para flexion, dato tomado del anexo E

$$\frac{d}{w} = 0,25$$

kt = 2,42 Para tensión, dato tomado del anexo D

$$kF = 1 + q(kt - 1)$$

$$kFF = 1 + 0,8(1,65 - 1)$$

$$kFF = 1,52$$

$$kFT = 1 + 0,8(2,42 - 1)$$

$$kFT = 2,136$$

$$Se' = 0,5 Sut$$

$$Se' = 0,5 (400MPa)$$

$$Se' = 200MPa$$

$$Se = Se'.Ka.Kb.Kc.Kd.Ke.Kf$$

$$Se = 200MPa * 0.78 * 0.86 * 0.93 * 1 * 0.753 * 2.136$$

$$Se = 199.16Mpa.$$

Aplicando Combinación de Cargas.

$$\sigma_{eqa} = \sqrt{(kfa * \sigma_{Fam} + Kff * \sigma_{m2})^2 + 3(kfa * \tau_c + Kff * \tau_t)^2}$$

$$\sigma_{Fam} = \tau_c = \tau_t = 0$$

$$\sigma_{eqa} = \sqrt{(Kff * \sigma_{m2})^2}$$

$$\sigma_{eqa} = \sqrt{(1.52 * 6,865 * 10^5 Pa)^2}$$

$$\sigma_{eqa} = 1043505,673 Pa$$

$$\sigma_{eqm} = \sqrt{(kfa * \sigma_{Fam} + Kff * \sigma_{m2})^2 + 3(kfa * \tau_c + Kff * \tau_t)^2}$$

$$\sigma_{m2} = \tau_c = \tau_t = 0$$

$$\sigma_{eqm} = \sqrt{(kfa * \sigma_{Fam})^2}$$

$$\sigma_{eqm} = \sqrt{(2.136 * 2,18 * 10^5 Pa)^2}$$

$$\sigma_{eqm} = 465690,136 Pa$$

Aplicando la Teoría de Soderberg.

Sy= 250Mpa

$$\frac{\sigma_{eqa}}{Se} + \frac{\sigma_{eqm}}{Sy} = \frac{1}{n}$$

$$\frac{1043505,673 Pa}{199.16 Mpa} + \frac{465690,136 Pa}{250 MPa} = \frac{1}{n}$$

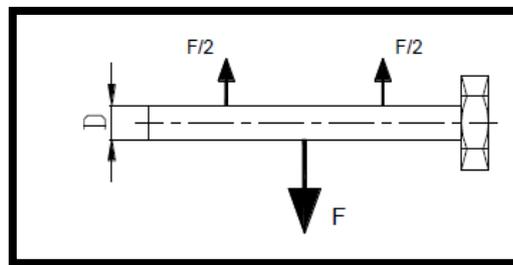
$$n = 140,802$$

Con el valor encontrado se puede concluir que el diseño del anclaje superior se lo ha realizado de la mejor manera, debido a que su factor de seguridad está sobredimensionado lo mismo que asegura una mayor confiabilidad para su construcción.

### 3.6. Selección de pernos.

Para realizar el respectivo cálculo en cuanto a selección de pernos en los anclajes de los brazos superior e inferior, se tomará en cuenta las fuerzas que actúan en cada uno de los anclajes para obtener un factor de seguridad que satisfaga a la adecuada elección de los respectivos pernos.

#### 3.6.1. Perno para el anclaje de la mesa superior de la suspensión.



**Figura 1-3:** Cargas en el perno del anclaje de la mesa superior  
Realizado por: (Valdez, 2006)

Características del Perno:

Denominación

Clase de propiedad=8.8

Resistencia ultima mínima a la tensión=830MPa

Resistencia de fluencia mínima a la tensión =129MPa

Acero de mediano o bajo carbono, T y R

Tamaño=M14

Diámetro:

D= 14mm

Condiciones de carga Estática

Faix = 41,88 Kg.

$$A = \frac{\pi * D^2}{4} = \frac{\pi(14mm)^2}{4} = 153.938mm^2$$

Esfuerzo Cortante.

$$\tau_c = \frac{F}{2A} = \frac{41,88Kg}{2(153.938mm^2)} = 0.136 \frac{Kg}{mm^2}$$
$$0.136 \frac{Kg}{mm^2} * \frac{9.8N}{Kg} * \frac{(1000mm)^2}{1m^2} = 1.333MPa$$

Esfuerzo de Torsión.

$$T = F * d$$
$$T = 41,88 Kg * 7mm$$
$$T = 293,16Kg * mm$$
$$\tau_t = \frac{16 * T}{\pi d^3} = \frac{16(293,16Kg * mm)}{\pi(14mm)^3} = 0.544 \frac{Kg}{mm^2}$$
$$0.544 \frac{Kg}{mm^2} * \frac{9.8N}{Kg} * \frac{(1000mm)^2}{1m^2} = 5,332MPa$$

Aplicando combinación de cargas

$$\sigma_{eqa} = \sqrt{(kfa * \sigma_{Fam} + Kff * \sigma_{m2})^2 + 3(kfa * \tau_a + Kff * \tau_c)^2}$$

$$\sigma_{Fam} = \sigma_{m2} = \tau_{ta} = 0; Kff = 1$$

$$\sigma_{eqa} = \sqrt{3(Kff * \tau_{ca})^2}$$

$$\sigma_{eqa} = \sqrt{3(1 * 1.333MPa)^2}$$

$$\sigma_{eqa} = 2.308 MPa$$

$$\sigma_{eqm} = \sqrt{(kfa * \sigma_{Fam} + Kff * \sigma_{m2})^2 + 3(kfa * \tau_{tm} + Kff * \tau_{cm})^2}$$

$$\sigma_{m2} = \sigma_{Fam} = \tau_{cm} = 0; kfa = 1$$

$$\sigma_{eqm} = \sqrt{3(kfa * \tau_{tm})^2}$$

$$\sigma_{eqm} = \sqrt{3(1 * 5,332MPa)^2}$$

$$\sigma_{eqm} = 9,235 MPa$$

Límites de fatiga para pernos y con rosca laminada.

$$Su = 830MPa$$

$$Se = 129MPa$$

Los valores de los coeficientes Ksb y Kst según el anexo F.

$$Ksb = 1.5$$

$$Kst = 1.5$$

$$\sigma_{eqt} = (Ksb * \sigma_{eqm}) + \frac{Su}{Se} (Kst * \sigma_{eqa})$$

$$\sigma_{eqt} = (1.5 * 9,235 MPa) + \frac{830 MPa}{129 MPa} (1.5 * 2.308 MPa)$$

$$\sigma_{eqt} = 36,137MPa$$

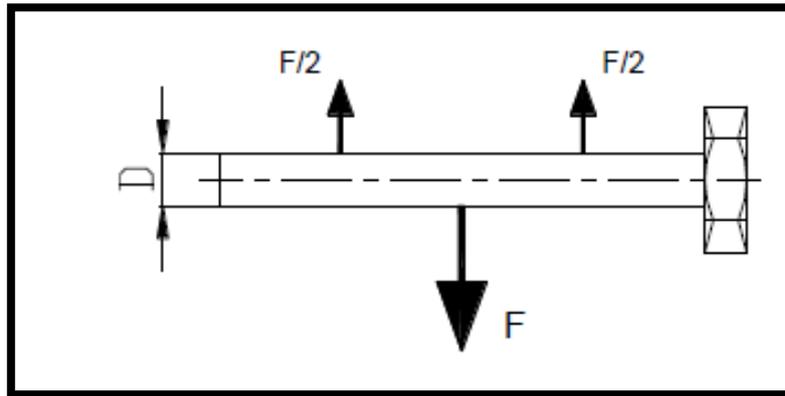
Factor de Seguridad

$$Fs = \frac{Su}{\sigma_{eqt}} = \frac{830 MPa}{36,137MPa}$$

$$Fs = 22,96$$

Una vez obtenido el factor de seguridad de 22,96 se puede concluir que la selección del perno es la correcta, ya que el valor de un factor de seguridad adecuado esta entre 1.75 a 2.0. Este factor de seguridad da una mayor confiabilidad debido a que el componente se encuentra sobredimensionado.

### 3.6.2. Perno para el anclaje amortiguador de la suspensión



**Figura 2-3:** Cargas en el perno del anclaje de la mesa Superior  
Realizado por: (Valdez, 2006)

Características del Perno:

Denominación

Clase de propiedad =8.8

Resistencia ultima mínima a la tensión = 830Mpa.

Resistencia de fluencia mínima a la tensión = 660Mpa.

Acero de mediano o bajo carbono, T y R

Diámetro:

D= 15mm = 5/8 in

$$F_{amx'} = 71,52 \text{ Kg}$$

$$A = \frac{\pi * D^2}{4} = \frac{\pi(15\text{mm})^2}{4} = 176,71 \text{ mm}^2$$

Esfuerzo Cortante.

$$\tau_c = \frac{F_{amx'}}{2A} = \frac{71,52 \text{ Kg}}{2(176,71 \text{ mm}^2)} = 0,20 \frac{\text{Kg}}{\text{mm}^2}$$

$$0,20 \frac{\text{Kg}}{\text{mm}^2} * \frac{9,8\text{N}}{\text{Kg}} * \frac{(1000\text{mm})^2}{1\text{m}^2} = 1,98\text{MPa}$$

Esfuerzo de Torsión.

$$T = F * d$$

$$T = 71,52 \text{ Kg} * 7,5\text{mm}$$

$$T = 536,4 \text{Kg} \cdot \text{mm}$$

$$\tau t = \frac{16 * T}{\pi d^3} = \frac{16(536,4 \text{Kg} * \text{mm})}{\pi(15 \text{mm})^3} = 7,93 \text{MPa}.$$

Aplicando combinación de cargas:

$$\sigma_{eqa} = \sqrt{(kfa * \sigma_{Fam} + Kff * \sigma_{m2})^2 + 3(kfa * \tau ta + Kff * \tau ca)^2}$$

$$\sigma_{Fam} = \sigma_{m2} = \tau ta = 0; Kff = 1$$

$$\sigma_{eqa} = \sqrt{3(Kff * \tau ca)^2}$$

$$\sigma_{eqa} = \sqrt{3(1 * 1,98 \text{MPa})^2}$$

$$\sigma_{eqa} = 3,43 \text{MPa}$$

$$\sigma_{eqm} = \sqrt{(kfa * \sigma_{Fam} + Kff * \sigma_{m2})^2 + 3(kfa * \tau tm + Kff * \tau cm)^2}$$

$$\sigma_{m2} = \sigma_{Fam} = \tau cm = 0; kfa = 1$$

$$\sigma_{eqm} = \sqrt{3(kfa * \tau tm)^2}$$

$$\sigma_{eqm} = \sqrt{3(1 * 7,93 \text{MPa})^2}$$

$$\sigma_{eqm} = 13,74 \text{MPa}$$

Límites de fatiga para pernos y con rosca laminada

$$Su = 830 \text{MPa}$$

$$Se = 129 \text{MPa}$$

Los valores de los coeficientes Ksb y Kst son según anexo F

$$Ksb = 1.5$$

$$Kst = 1.5$$

$$\sigma_{eqt} = (Ksb * \sigma_{eqm}) + \frac{Su}{Se} (Kst * \sigma_{eqa})$$

$$\sigma_{eqt} = (1.5 * 13,74 \text{MPa}) + \frac{830 \text{MPa}}{129 \text{MPa}} (1.5 * 3,43 \text{MPa})$$

$$\sigma_{eqt} = 53,76 \text{MPa}$$

Factor de Seguridad.

$$Fs = \frac{Su}{\sigma_{eqt}} = \frac{830 \text{MPa}}{53,76 \text{MPa}}$$

$$F_s = 15,44$$

Una vez obtenido el factor de seguridad de 13,45 se puede concluir que la selección del perno es la correcta, ya que el valor de un factor de seguridad adecuado esta entre 1.75 a 2.0.

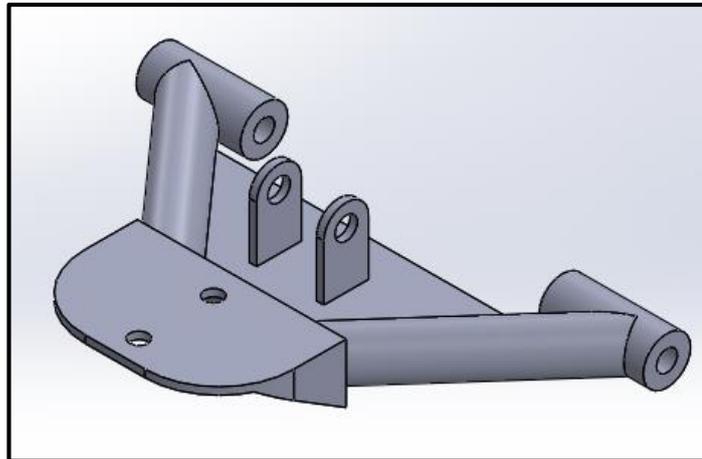
### **3.7. Geometría del sistema de suspensión.**

En la presente sección de este trabajo se dará a conocer cada una de las geometrías con sus respectivas funciones que cumplirá en el sistema de suspensión ya implementado en el prototipo vehicular, cabe mencionar que estas geometrías fueron diseñadas en el software “SOLIDWORKS”, el cual permite usar varias herramientas de diseño mecánico, simulación, visualización, etc.

#### **3.7.1. Geometría de las mesas de suspensión.**

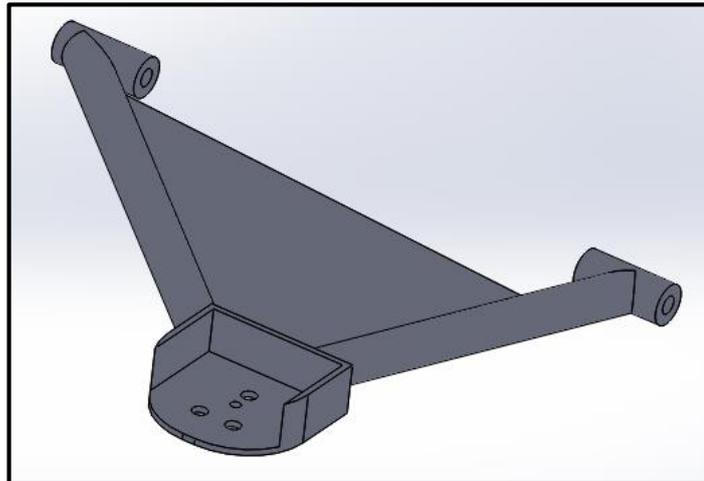
Las mesas de suspensión son aquellos elementos encargados de conectar al chasis del vehículo con la mangueta de la suspensión, para la suspensión delantera y posterior se obtiene únicamente dos mesas de suspensión como lo es la mesa superior y la mesa inferior.

##### **3.7.1.1. Geometría de la mesa superior del sistema de suspensión.**



**Gráfico 14-3:** Geometría de la mesa superior  
Realizado por: Autores

### 3.7.1.2. Geometría de la mesa inferior del sistema de suspensión.

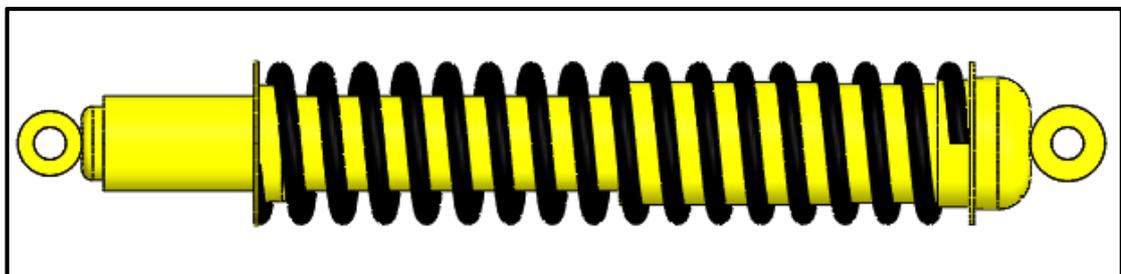


**Gráfico 15-3:** Geometría de la mesa inferior  
Realizado por: Autores

### 3.7.2. Conjunto amortiguador –muelle.

Este conjunto es el encargado de absorber principalmente las vibraciones provocadas por las irregularidades del terreno e inclusive varios componentes elásticos, transformando en calor la energía causada por las oscilaciones.

El conjunto amortiguador-muelle de este proyecto pertenece a la marca “MONROE”, este amortiguador se encuentra posicionado en el eje posterior de la camioneta Toyota Stout año 2000, el peso aproximado de la camioneta es de 1500Kg. Se eligió este amortiguador debido a las especificaciones como es el anclaje Ojo/Ojo que permite realizar anclajes adaptables para el conjunto muelle-amortiguador y ensamblarlo sin inconvenientes entre la mesa de suspensión superior y el chasis del prototipo.

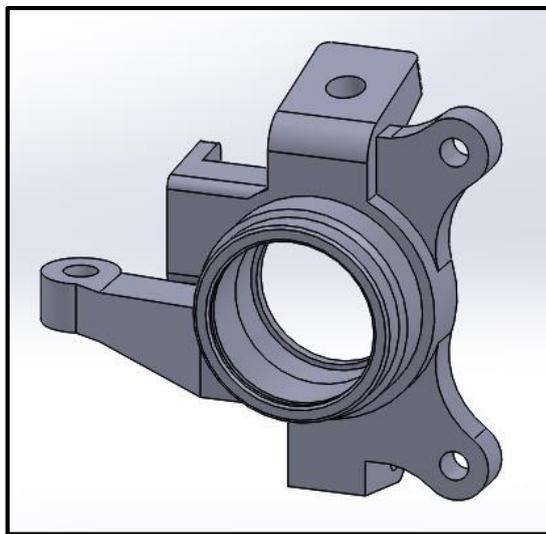


**Gráfico 16-3:** Geometría del conjunto amortiguador-muelle  
Realizado por: Autores

### **3.7.3. Mangueta.**

Es la encargada de unir la rueda con las mesas del sistema de suspensión, además de servir como soporte en la rueda, es fabricada comúnmente de acero o aleaciones.

Para este sistema de suspensión se eligieron las manguetas del Chevrolet Optra, debido a que esta mangueta se adapta a los ejes de transmisión del motor que se encuentra montado en el prototipo. Además esta mangueta es de fácil adaptación para el tipo de suspensión elegida para el diseño de las mesas de suspensión. El Chevrolet Optra tiene un peso aproximado de 1175Kg, esto quiere decir que las manguetas adquiridas pueden soportar sin inconvenientes el peso del prototipo.



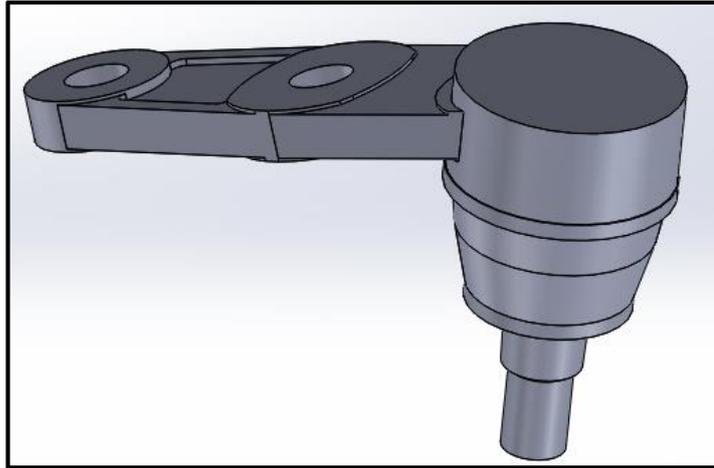
**Gráfico 17 -3:** Mangueta de suspensión  
Realizado por: Autores

### **3.7.4. Rótula**

Su función principal es la de unir y fijar la suspensión, permitiendo el pivotamiento y giro de las ruedas, estas rótulas son fijadas por medio de tornillos o roscados interiores o exteriores.

#### **3.7.4.1. Rótula superior de la mangueta**

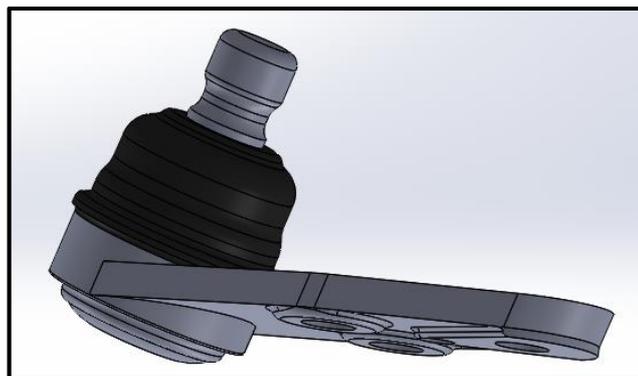
Las rótulas de suspensión utilizadas son del vehículo Daewoo Tacuma, se eligieron estas rótulas por la fácil adaptación en las mesas de suspensión. Para seleccionar la rótula se tuvo en cuenta el peso del vehículo que es de 1347 Kg, esto da la confiabilidad para ser implementada dentro del sistema de suspensión para el prototipo



**Gráfico 18-3:** Geometría de la rótula superior  
Realizado por: Autores

#### 3.7.4.2. Rótula inferior de la mangueta

Para la selección de las rótulas inferiores se eligieron las rótulas del vehículo Chevrolet Optra, esto con la finalidad de realizar el ensamble en la mangueta evitando inconvenientes al momento de montar las rótulas. Además esta rótula es de fácil adaptación para el tipo la suspensión elegida para el diseño de las mesas de suspensión. Cabe recalcar que el Chevrolet Optra tiene un peso aproximado a los 1175Kg, esto quiere decir que las rótulas adquiridas pueden soportar sin inconvenientes el peso del prototipo.

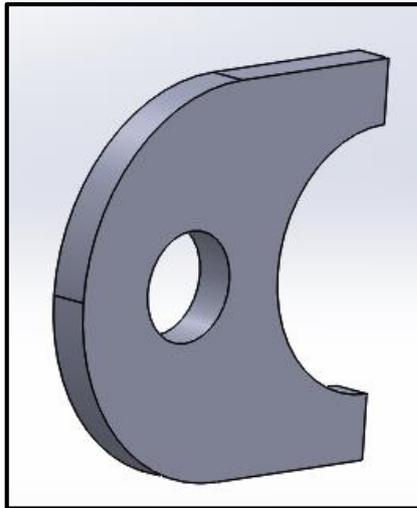


**Gráfico 19-3:** Geometría de la rótula inferior  
Realizado por: Autores

#### 3.7.5. Anclajes.

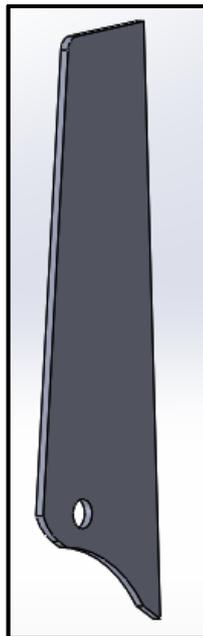
Es aquel que tiene la función de servir como apoyo a las mesas de suspensión y al conjunto amortiguador-muelle, para un total desempeño de la suspensión.

### 3.7.5.1. Anclaje de mesa superior e inferior



**Gráfico 20 -3** Anclaje de mesas  
Realizado por: Autores

### 3.7.5.2. Anclaje amortiguador-muelle



**Gráfico 21-3:** Anclaje del amortiguador  
Realizado por: Autores

## 3.8. Análisis de los elementos de suspensión

Una vez que se obtiene el diseño en el software CAD de la geometría de cada uno de los componentes que conforman el sistema de suspensión a implementar en el prototipo vehicular tipo buggy, se procede a realizar el respectivo análisis de cada componente para la respectivas

validaciones del mismo, utilizando el método de elementos finitos y obteniendo así el análisis con respecto a esfuerzos, deformaciones y factor de seguridad, para lo cual se utiliza el software ANSYS.

### ***3.8.1. Método de elementos finitos.***

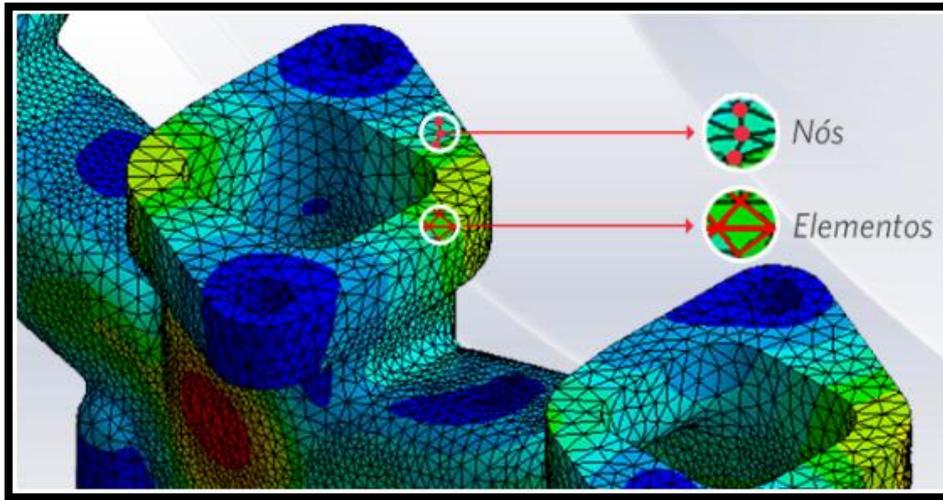
El método de elementos finitos es un método que permite obtener soluciones para diferentes problemas comúnmente en ingeniería por medio de la aproximación de las diferentes soluciones de ecuaciones diferenciales. Este método es ampliamente utilizado en distintas empresas hoy en día para realizar análisis y lograr el mejoramiento continuo de diversos proyectos y productos, este método comúnmente es ejecutado por diferentes softwares. (Mirlisenna, 2016)

### ***3.8.2. Funcionamiento del método de elementos finitos.***

La geometría de la pieza a simular es sometida comúnmente a restricciones y fuerzas, esta pieza es subdividida en partes más pequeñas, las cuales se denominan como “elementos” que generalmente representan el dominio del problema, esta división permite la solución de problemas complejos, lo que va a permitir al computador realizar la simulación con eficiencia.

El método plantea que un número de variables infinitas desconocidas sean remplazadas por un número limitado de elementos, los mismos que van a estar bien definidos, las divisiones a realizar pueden tener diferentes formas tales como triangulares, cuadradas, con curvas, entre otras, según sea el tamaño y forma de la geometría a analizar, en este caso como se describió anteriormente que el número de elementos es limitado el método se llama “elementos finitos”. (Mirlisenna, 2016)

Estos elementos finitos se conectan mediante puntos, los cuales son llamados como nodos a la agrupación de elementos y a los nodos se los denomina “malla”, según sea las subdivisiones a las cuales va a estar sometida la geometría, las ecuaciones que van a establecer al comportamiento físico de la pieza no se resolverán de forma exacta, sino de una manera aproximada por este método numérico, es decir, que la precisión de este método va a depender de la cantidad de elementos y nodos, del tamaño y tipos de elementos que van a regir a la malla, por lo cual mientras menor sea el tamaño de la malla (más fina) y mayor sea el número de elementos, los resultados a obtener serán más precisos. (Mirlisenna, 2016)



**Figura 3-3:** Demostración de elementos finitos  
 Realizado por: (Valdez, 2006)

### 3.9. Análisis en los componentes del sistema de suspensión.

En esta sección se realizará los respectivos análisis de: esfuerzo equivalente, deformación total y factor de seguridad, los mismos serán realizados en el módulo estructural de Ansys con el respectivo análisis de fuerzas detallado en secciones anteriores del presente proyecto.

#### 3.9.1. Mesa de suspensión inferior.

El análisis de la mesa de suspensión inferior del prototipo se obtiene mediante la aplicación de la fuerza ejercida sobre el neumático, la fuerza ejercida en la rótula inferior y una calidad en el mallado como se detalla en las siguientes tablas:

**Tabla 3-3:** Fuerzas en la mesa de suspensión inferior.

Fuerza Aplicada	Equivalencia	Aplicación
F1y	156,64 kg	Fuerza ejercida sobre el neumático en el eje y
F1x	13,70 kg	Fuerza ejercida sobre el neumático en el eje x
F2x''	29,68 kg	Fuerza ejercida en la rótula inferior en el eje x
F2y'	0,83 kg	Fuerza ejercida en la rótula inferior en el eje y

Fuente: Autores.

Realizado por: Autores.

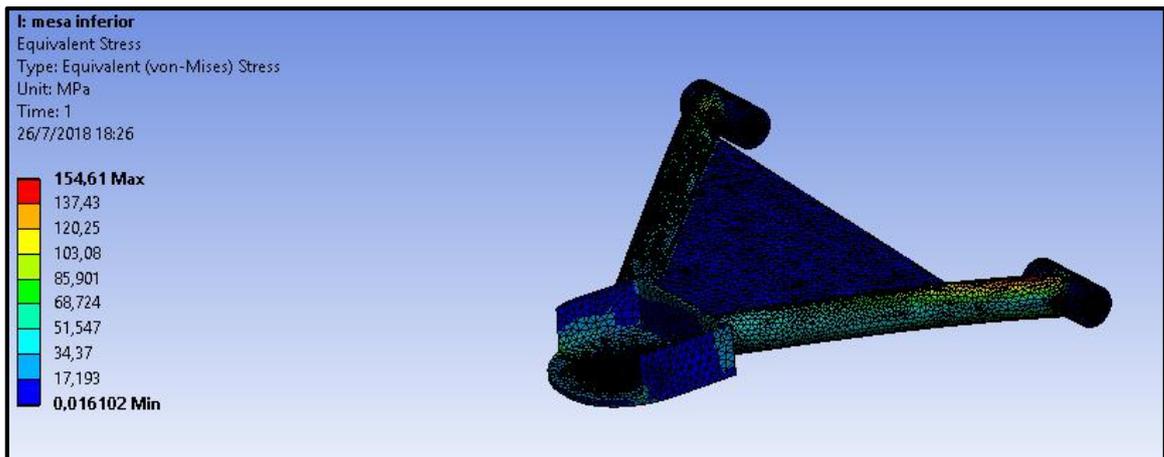
**Tabla 4-3:** Propiedades y calidad de malla en la mesa Inferior.

<b>Propiedades y Calidad de Malla</b>	
Relevance	100
Size Function	Adaptive
Relevance Center	Fine
Transition	Slow
Span Angle Center	Fine
Smoothing	High
<b>Average</b>	<b>0,82206</b>
Nodes	802599
Elements	554755

Fuente: Autores.

Realizado por: Autores.

### 3.9.1.1. Esfuerzo equivalente.

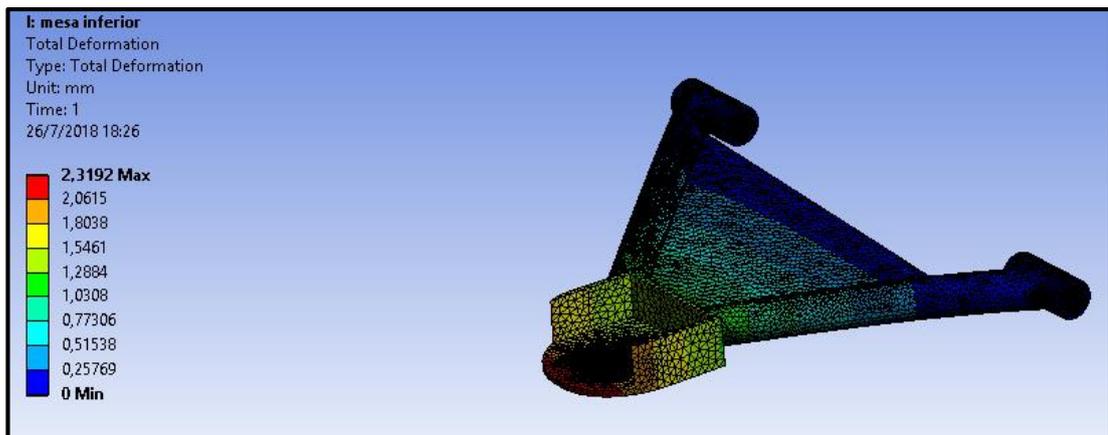


**Gráfico 22 -3:** Análisis de esfuerzo equivalente en la mesa inferior

Realizado por: Autores

En el análisis de esfuerzo equivalente se tiene como resultado un esfuerzo máximo de 154,61 Mpa mientras que el límite elástico del material corresponde a 315 Mpa.

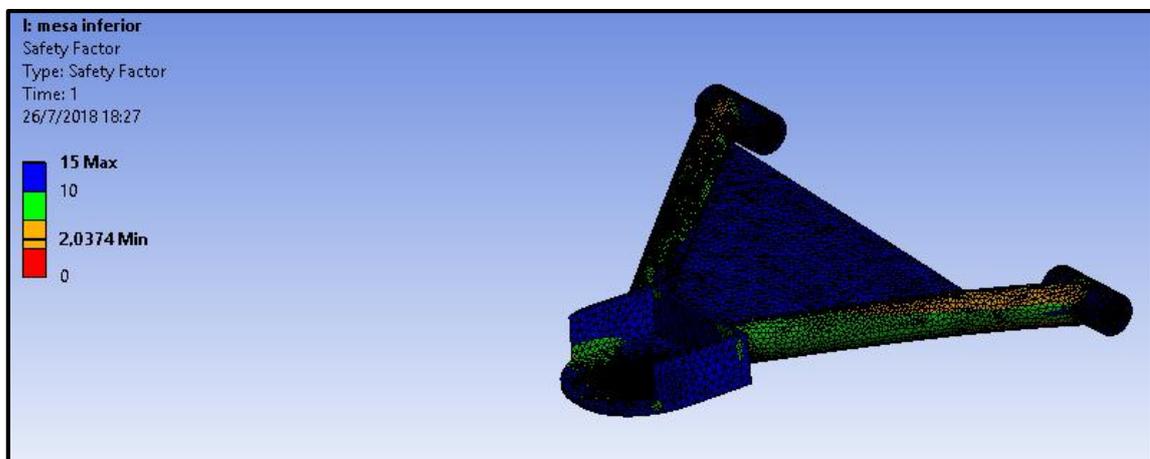
### 3.9.1.2. Deformación total.



**Gráfico 23-3:** Análisis de deformación en la mesa inferior  
Realizado por: Autores

Como se puede observar en el análisis de deformación, se presenta una deformación máxima de 2,3192 mm en la parte de color rojo como lo muestra el gráfico anterior, es decir un valor absolutamente bajo en referencia a las condiciones que está expuesto el sistema.

### 3.9.1.3. Factor de seguridad.



**Gráfico 24-3:** Análisis de Factor de seguridad en la mesa inferior  
Realizado por: Autores

En el análisis de factor de seguridad se obtiene un factor mínimo de 2.0374 y un máximo de 15, por lo que significa que el componente es absolutamente válido.

### 3.9.1.4. Resultados en la mesa inferior.

Los resultados que se obtienen en el análisis de la mesa inferior son detallados a continuación en la siguiente tabla:

**Tabla 5-3:** Resultados en la mesa inferior.

<b>Resultados en la mesa inferior</b>	
Esfuerzo Equivalente	154.61 Mpa.
Deformación Total	2.3192 mm.
Factor de Seguridad	2.0374

Fuente: Autores.

Realizado por: Autores.

### 3.9.2. Análisis de la mesa de suspensión superior.

Para la mesa superior se toma en consideración la fuerza que actúa sobre el amortiguador en la mesa, además se toma en consideración una contrafuerza que es ejercida en el neumático, la fuerza que ejerce la rótula superior, una calidad y propiedades en el mallado como se detalla en las siguientes tablas:

**Tabla 6-3:** Fuerzas aplicadas en la mesa superior.

<b>Fuerza Aplicada</b>	<b>Equivalencia</b>	<b>Aplicación</b>
F1y	156,64 kg	Fuerza ejercida sobre el neumático en el eje y
F1x	13,70 kg	Fuerza ejercida sobre el neumático en el eje x
Famx	71,52 kg	Fuerza ejercida por el amortiguador en el eje x
Famy	451,24 kg	Fuerza ejercida por el amortiguador en el eje y
F4x'	15,93 kg	Fuerza ejercida en la rótula superior en el eje x
F4y'	1,39 kg	Fuerza ejercida en la rótula superior en el eje y

Fuente: Autores.

Realizado por: Autores.

**Tabla 7-3:** Propiedades y calidad de malla en la mesa superior.

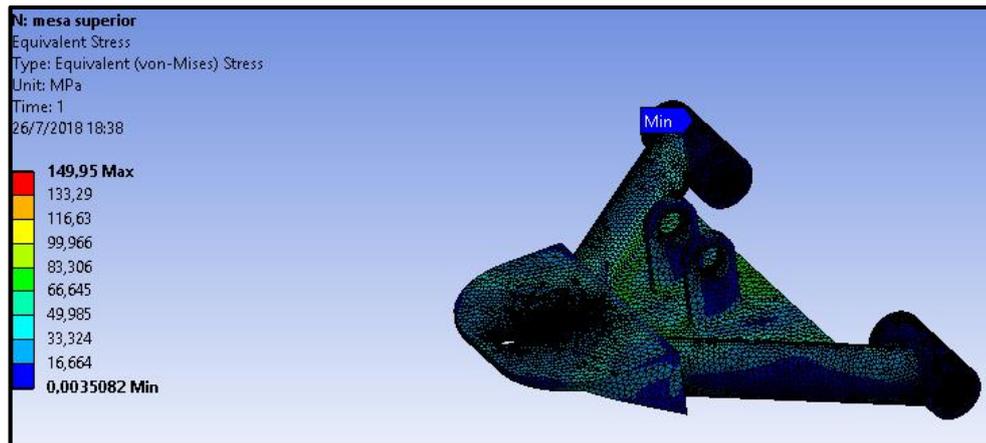
<b>Propiedades y Calidad de Malla</b>	
Relevance	100
Size Function	Adaptive
Relevance Center	Fine
Transition	Slow
Span Angle Center	Fine

Smoothing	High
<b>Average</b>	<b>0,82714</b>
Nodes	521432
Elements	353203

Fuente: Autores.

Realizado por: Autores.

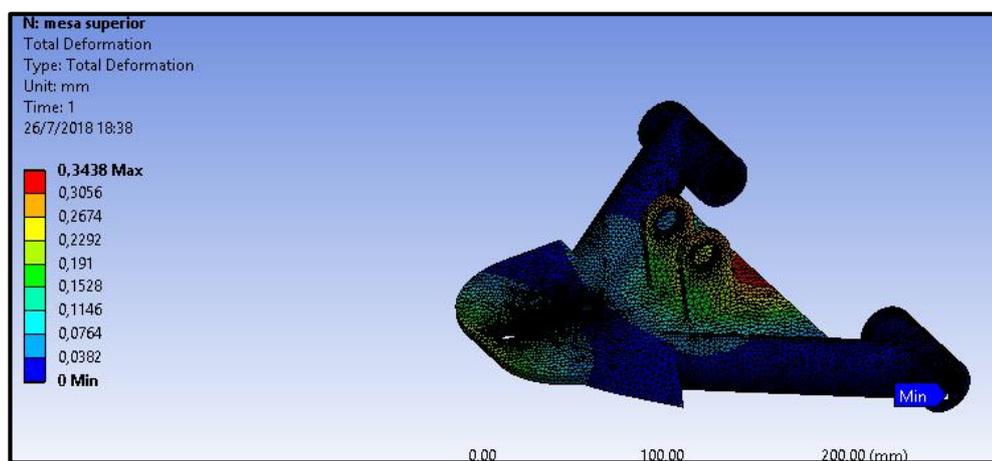
### 3.9.2.1. Esfuerzo equivalente.



**Gráfico 25-3:** Análisis de esfuerzo equivalente en la mesa superior  
 Realizado por: Autores

En el análisis de esfuerzo equivalente se obtiene un esfuerzo máximo de 149.95 Mpa, mientras que el límite elástico del cual está construido el componente es de 315 Mpa.

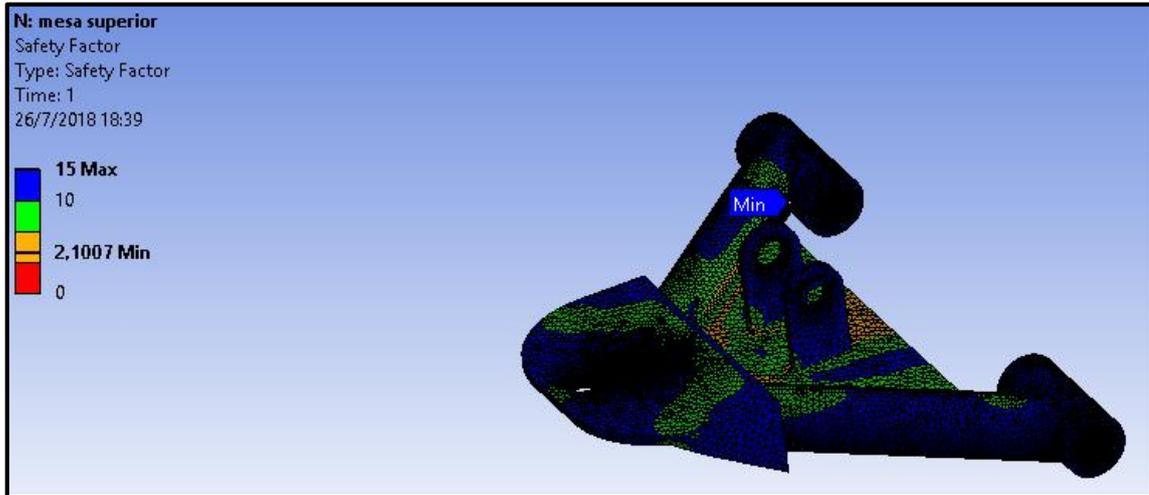
### 3.9.2.2. Deformación total



**Gráfico 26-3:** Análisis de deformación total en la mesa superior  
 Realizado por: Autores

Se obtiene una deformación máxima de 0.3438mm que es sumamente bajo para las condiciones a las cuales está sometido el sistema.

### 3.9.2.3. Factor de seguridad.



**Gráfico 27-3:** Análisis de factor de seguridad en la mesa superior  
Realizado por: Autores

En el análisis de factor de seguridad se tiene como resultado un factor mínimo de 2.1007 y un máximo de 15 en donde se puede concluir que el diseño es apto para la construcción.

### 3.9.2.4. Resultados en la mesa superior.

Los resultados que se obtienen en el análisis de la mesa superior son detallados a continuación en la siguiente tabla.

**Tabla 8-3:** Resultados en la mesa superior.

<b>Resultados en la mesa Superior</b>	
Esfuerzo Equivalente	149.95 Mpa.
Deformación Total	0.3438 mm.
Factor de Seguridad	2.1007

Fuente: Autores.

Realizado por: Autores

### 3.9.3. Análisis en la mangueta de suspensión.

Para el análisis de la mangueta se utiliza la fuerza de frenada dividido para las cuatro ruedas respectivamente  $T_{lc} = 158,31$  kg. Además se encontrará la fuerza lateral y la fuerza longitudinal

ejercida sobre las ruedas, una calidad y propiedades de mallado detallada en la tabla que se mostrará posteriormente.

Fuerza Longitudinal.

$$Flo. = \frac{h \cdot Pt \cdot da}{b} + Pt \quad (30)$$

En donde:

Flo= Fuerza longitudinal

h= altura del centro de gravedad

da= desaceleración del prototipo

b= longitud entre ejes

$$Flo. = \frac{(0,45m.) (1000kg) \left(8,33 \frac{m}{s^2}\right)}{2,28m} + 9800N$$

$$Flo. = 1647N + 9800N$$

$$Flo. = 11447,7N/4RUEDAS$$

$$Flo. = 2861,925N$$

Fuerza Lateral.

$$Fla = \frac{Pt \cdot da^2}{R} + Pt \quad (31)$$

En donde:

Fla= Fuerza lateral

Pt= Peso total del prototipo

Da = desaceleración del prototipo

R = radio de giro

$$Fla = \frac{(1000kg) \left(13,88 \frac{m}{s}\right)^2}{13m.} + 9800N$$

$$Fla = 14819,56 N /2 lados$$

$$Fla = 7409,78 N$$

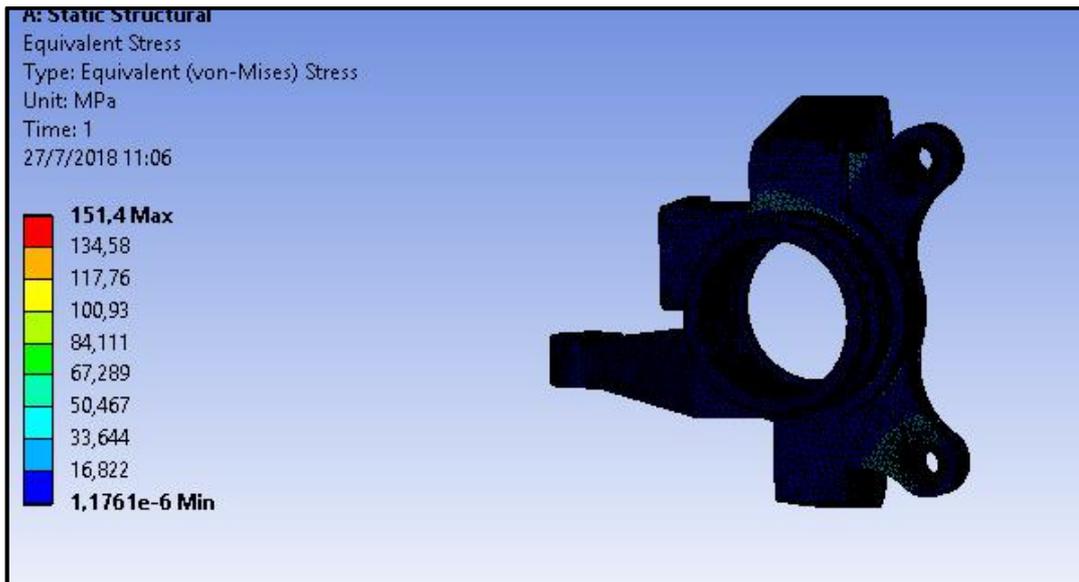
**Tabla 9-3:** Propiedades y calidad de malla en la mangueta de suspensión.

<b>Propiedades y Calidad de Malla</b>	
Relevance	100
Size Function	Adaptive
Relevance Center	Fine
Transition	Slow
Span Angle Center	Fine
Smoothing	High
<b>Average</b>	<b>0,83481</b>
Nodes	659470
Elements	463748

Fuente: Autores.

Realizado por: Autores

### 3.9.3.1. Esfuerzo equivalente

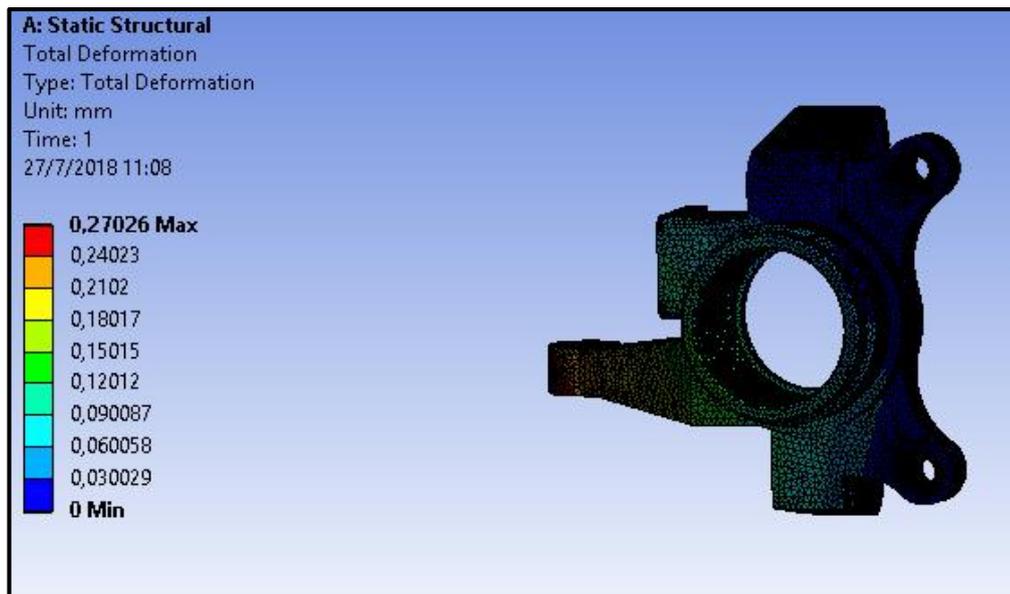


**Gráfico 28-3:** Análisis de esfuerzo equivalente en la mangueta de suspensión

Realizado por: Autores

En el análisis de esfuerzo equivalente se obtiene como resultado un esfuerzo máximo de 151,4 Mpa mientras que el límite elástico del material es de 310 Mpa.

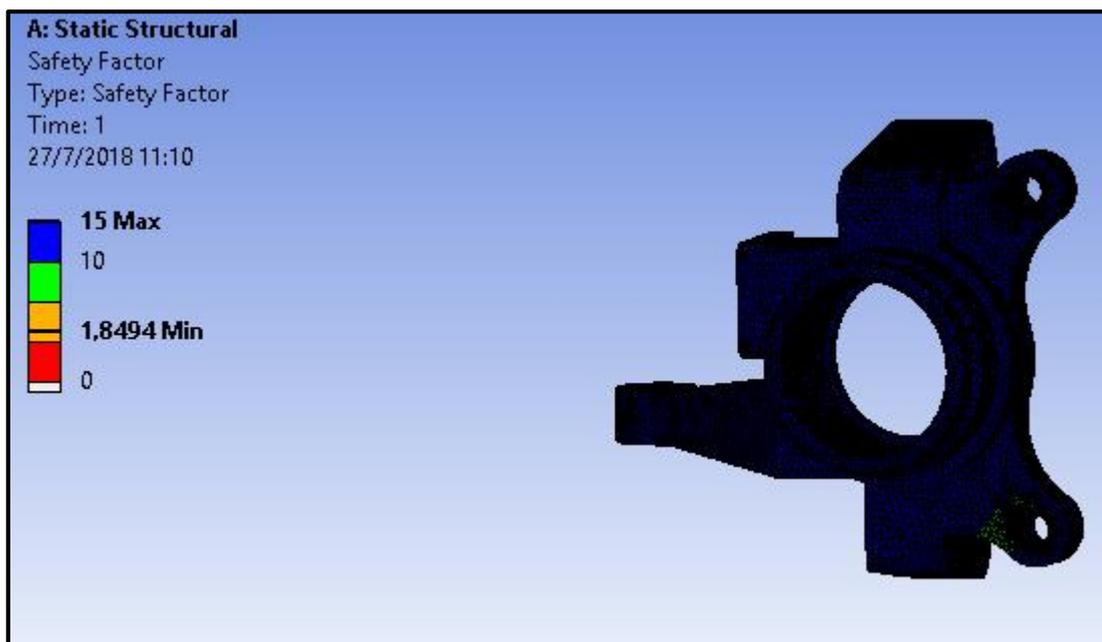
### 3.9.3.2. Deformación total



**Gráfico 29-3:** Análisis de deformación total en la mangueta de suspensión  
Realizado por: Autores

Como se observa en el gráfico anterior, el componente presenta una deformación máxima de 0,27026 mm, cantidad realmente baja para las diferentes condiciones de carga al cual está sometido el sistema.

### 3.9.3.3. Factor de seguridad.



**Gráfico 30-3:** Análisis de factor de seguridad en la mangueta de suspensión  
Realizado por: Autores

En cuanto al factor de seguridad se tiene un resultado mínimo de 1.8494 lo que se puede concluir que es óptimo para el sistema a construir.

#### 3.9.3.4. Resultados en la mangueta de suspensión.

Los resultados que se obtienen en el análisis de la mangueta se detallan a continuación en la siguiente tabla.

**Tabla 10-3:** Resultados en la mangueta de suspensión

<b>Resultados en la mangueta de suspensión</b>	
Esfuerzo Equivalente	151.4 Mpa
Deformación Total	0.24026 mm.
Factor de Seguridad	1.8494

Fuente: Autores.

Realizado por: Autores

#### 3.9.4. Rótula inferior

Para la rótula inferior se toma como referencia la fuerza ejercida por el neumático y la fuerza que se ejerce en la rótula, además de una calidad de mallado y propiedades en el mismo, los cuales se muestran a continuación.

**Tabla 11-3:** Fuerzas aplicadas en la rótula inferior

<b>Fuerza Aplicada</b>	<b>Equivalencia</b>	<b>Aplicación</b>
F1y	156,64 kg	Fuerza ejercida sobre el neumático en el eje y
F1x	13,70 kg	Fuerza ejercida sobre el neumático en el eje x
F2x	29,68 kg	Fuerza ejercida en la rótula inferior en el eje x
F2y	0,83 kg	Fuerza ejercida en la rótula inferior en el eje y

Fuente: Autores.

Realizado por: Autores

**Tabla 12-3:** Propiedades y calidad de malla en la rótula inferior.

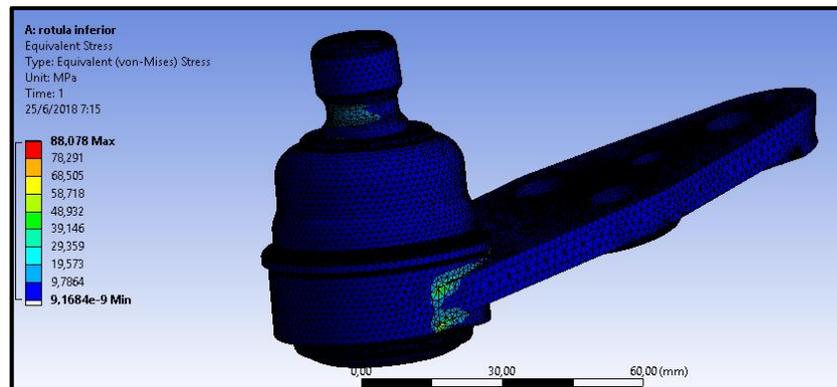
<b>Propiedades y Calidad de Malla</b>	
Relevance	100
Size Function	Adaptive
Relevance Center	Fine
Transition	Slow

Span Angle Center	Fine
Smoothing	High
<b>Average</b>	<b>0,82789</b>
Nodes	2952270
Elements	2163322

Fuente: Autores.

Realizado por: Autores

### 3.9.4.1. Esfuerzo equivalente.

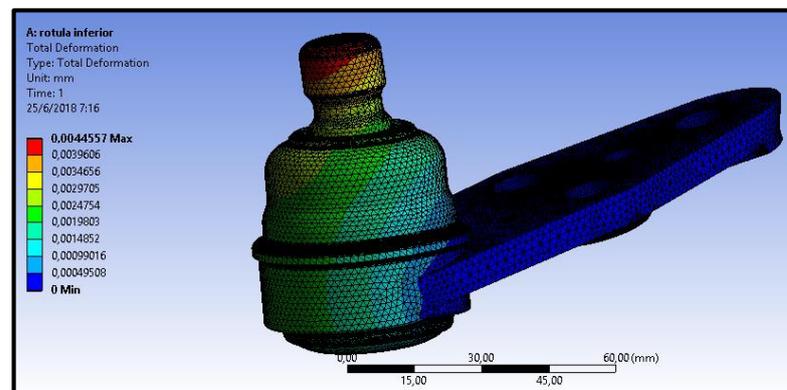


**Gráfico 31-3:** Análisis de esfuerzo equivalente en la rótula inferior

Realizado por: Autores

Como se puede observar en el gráfico descrito anteriormente el esfuerzo que presenta la rótula es de aproximadamente 88,08 Mpa. con respecto al material que está construido el cual presenta un límite elástico de 310 Mpa. Por lo cual se concluye que el material del cual está diseñado la rótula inferior es seleccionado de manera correcta.

### 3.9.4.2. Deformación total.

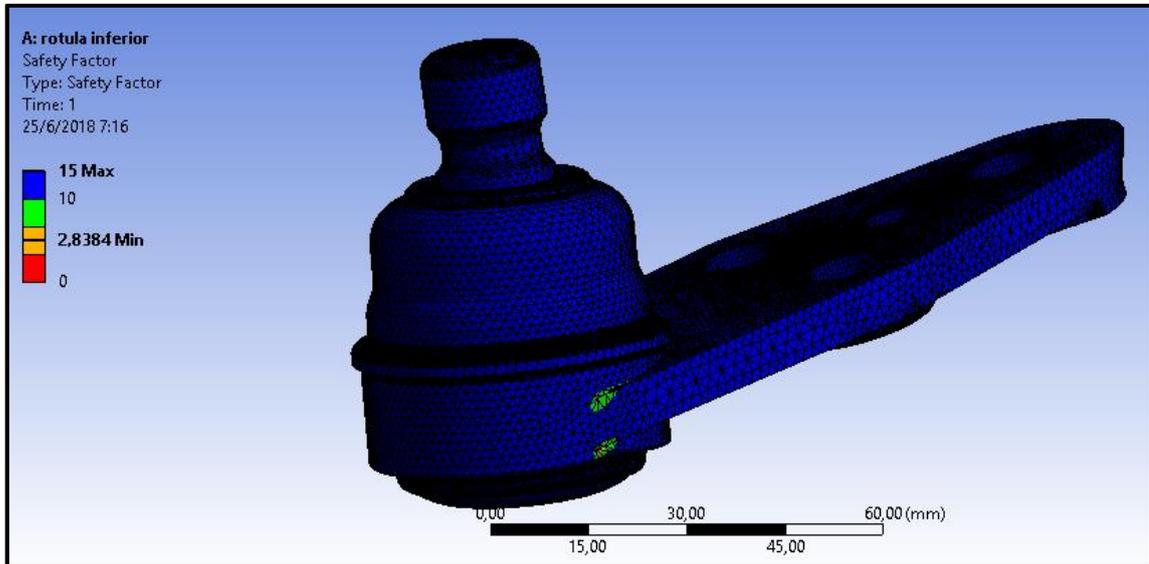


**Gráfico 32-3:** Análisis de deformación total en la rótula inferior

Realizado por: Autores

En el análisis de deformación observado anteriormente se puede detallar que existe una deformación máxima de 0,0044557mm en la parte de color rojo, lo cual es una deformación absolutamente mínima y apta para el sistema de suspensión a construir.

### 3.9.4.3. Factor de seguridad.



**Gráfico 33-3:** Análisis de factor de seguridad en la rótula inferior

Realizado por: Autores

Como se puede observar en el factor de seguridad presenta unos pequeños puntos verdes y amarillos en donde se puede identificar que el factor de seguridad mínimo al cual va a estar expuesta la rótula inferior es de 2,83 con lo cual se puede concluir que es absolutamente confiable para el tipo de carga al cual va a estar sometido el sistema.

### 3.9.4.4. Resultados en la rótula inferior.

Los resultados que se obtienen en el análisis de la rótula inferior se detallan a continuación en la siguiente tabla.

**Tabla 13-3:** Resultados en la rótula inferior.

<b>Resultados en la rótula inferior</b>	
Esfuerzo Equivalente	88.078 Mpa
Deformación Total	0.004455 mm.
Factor de Seguridad	2.8384

Fuente: Autores.

Realizado por: Autores

### 3.9.5. Rótula superior.

Para la rótula superior se consideraron: la fuerza que se ejerce en la misma rótula, la fuerza que actúa sobre el neumático. Además se consideraron propiedades de mallado y la calidad de la misma, las cuales se detallan en las siguientes tablas:

**Tabla 14-3:** Fuerzas aplicadas en la rótula superior.

<b>Fuerza Aplicada</b>	<b>Equivalencia</b>	<b>Aplicación</b>
F1y	156,64 kg	Fuerza ejercida sobre el neumático en el eje y
F1x	13,70 kg	Fuerza ejercida sobre el neumático en el eje x
F4x	15,93 kg	Fuerza ejercida en la rótula superior en el eje x
F4y	1,39 kg	Fuerza ejercida en la rótula superior en el eje y

Fuente: Autores.

Realizado por: Autores

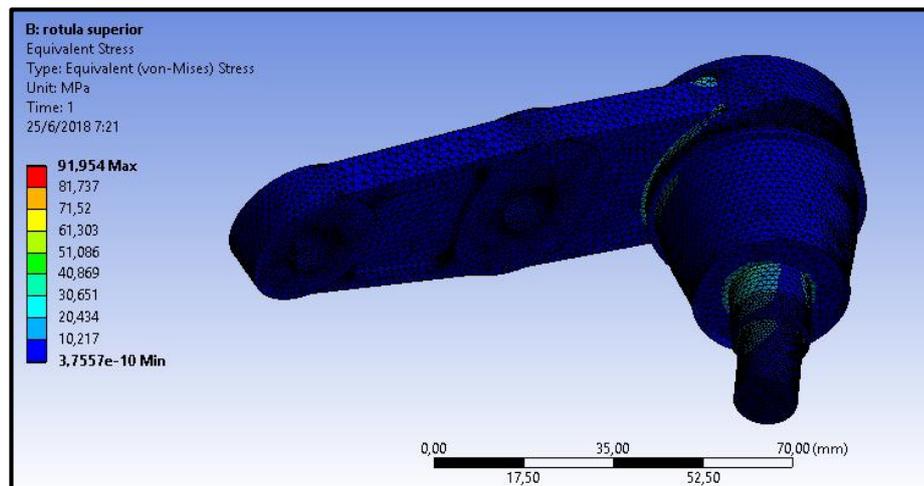
**Tabla 15-3:** Propiedades y calidad de malla en la rótula superior.

<b>Propiedades y Calidad de Malla</b>	
Relevance	100
Size Function	Adaptive
Relevance Center	Fine
Transition	Slow
Span Angle Center	Fine
Smoothing	High
<b>Average</b>	<b>0,83953</b>
Nodes	497382
Elements	353102

Fuente: Autores.

Realizado por: Autores

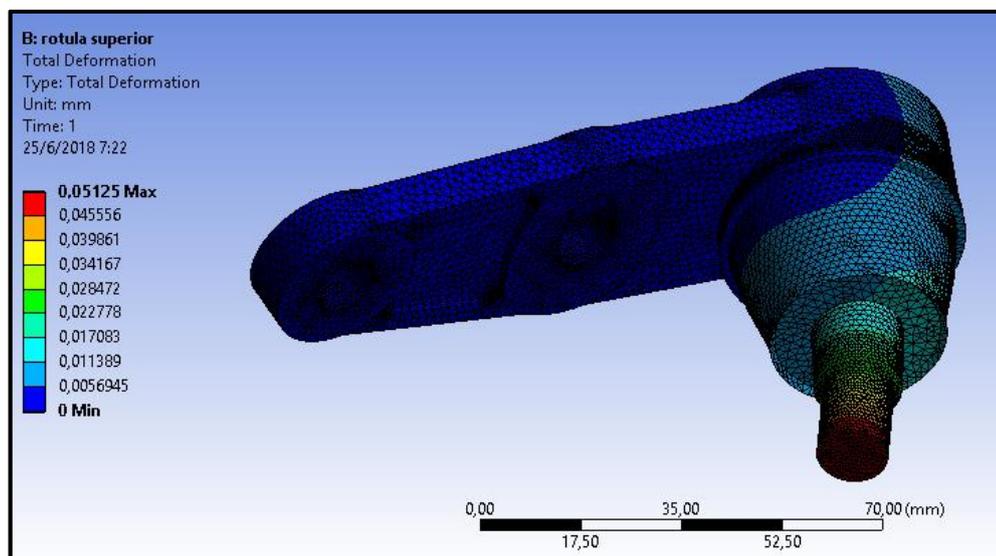
### 3.9.5.1. Esfuerzo equivalente



**Gráfico 34-3:** Análisis de esfuerzo equivalente en la rótula superior  
Realizado por: Autores

En el análisis de esfuerzo equivalente se puede notar que el componente presenta esfuerzo máximo de 91,954 Mpa a relación de que el material con el cual está construido la rótula presenta un límite elástico de 310 Mpa, lo cual es aptamente resistente al tipo de carga al cual se está expuesto dicha rótula.

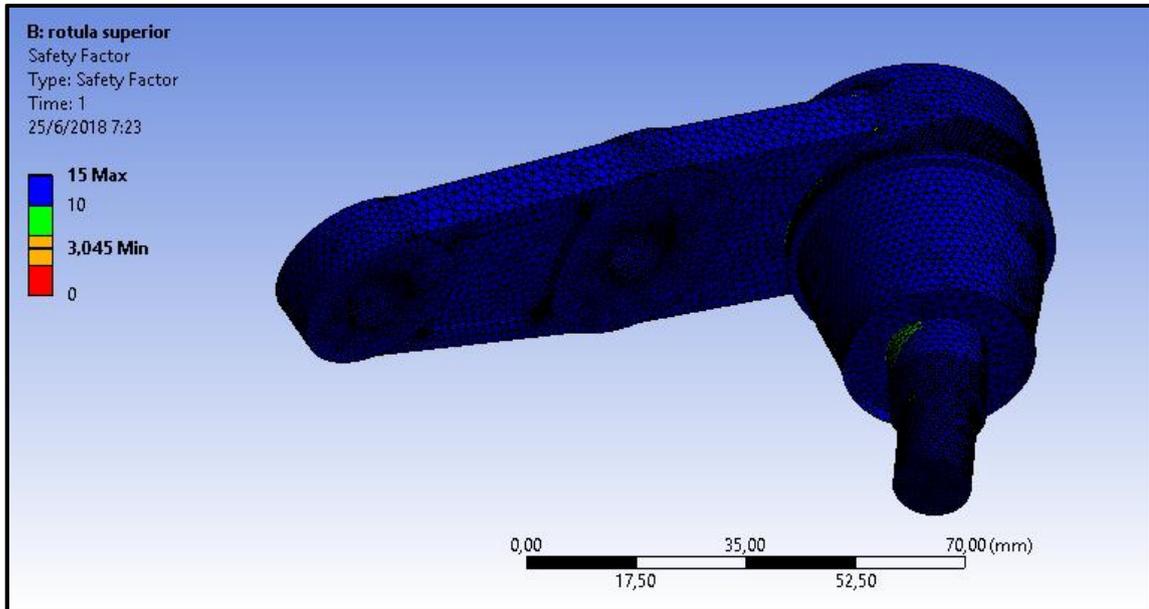
### 3.9.5.2. Deformación total



**Gráfico 35-3:** Análisis de deformación total en la rótula superior  
Realizado por: Autores

En el gráfico descrito anteriormente se puede observar que existe una deformación de 0,05125 mm en la parte roja, la cual va a hacer la deformación máxima a la cual está expuesta la rótula superior.

### 3.9.5.3. Factor de seguridad.



**Gráfico 36-3:** Análisis de factor de seguridad en la rótula superior  
Realizado por: Autores

Como se puede observar en el gráfico anterior se obtiene un factor de seguridad mínimo de 3,045 y un máximo de 15, por lo tanto se concluye que el material del cual está construido la rótula superior es completamente confiable.

### 3.9.5.4. Resultados en la rótula superior.

Los resultados que se obtienen en el análisis de la rótula superior se detallan a continuación en la siguiente tabla:

**Tabla 16-3:** Resultados en la rótula superior.

<b>Resultados en la rótula superior</b>	
Esfuerzo Equivalente	91.954 Mpa
Deformación Total	0.05125 mm.
Factor de Seguridad	3.045

Fuente: Autores.

Realizado por: Autores

### 3.9.6. Anclaje de la mesa superior.

Para el análisis del anclaje de la mesa superior se toma en consideración las fuerzas de reacción de la rótula superior, descompuesta cada componente en el eje x y en el eje y. Todas estas fuerzas serán divididas para cuatro, ya que son cuatro anclajes que actúan en la mesa superior. Además se toma en consideración propiedades de mallado y calidad de mallado como se detalla en las tablas a continuación.

**Tabla 17-3:** Fuerzas aplicadas en el anclaje superior.

<b>Fuerza Aplicada</b>	<b>Equivalencia</b>	<b>Aplicación</b>
Fa <sub>ix</sub> 'x	41,72 kg	Fuerza de la rótula en el eje x descompuesta en el eje x
Fa <sub>ix</sub> 'y	3,65 kg	Fuerza de la rótula en el eje x descompuesta en el eje y
Fa <sub>iy</sub> 'x	25,58 kg	Fuerza de la rótula en el eje y descompuesta en el eje x
Fa <sub>iy</sub> 'y	292,38 kg	Fuerza de la rótula en el eje y descompuesta en el eje y

Fuente: Autores.

Realizado por: Autores

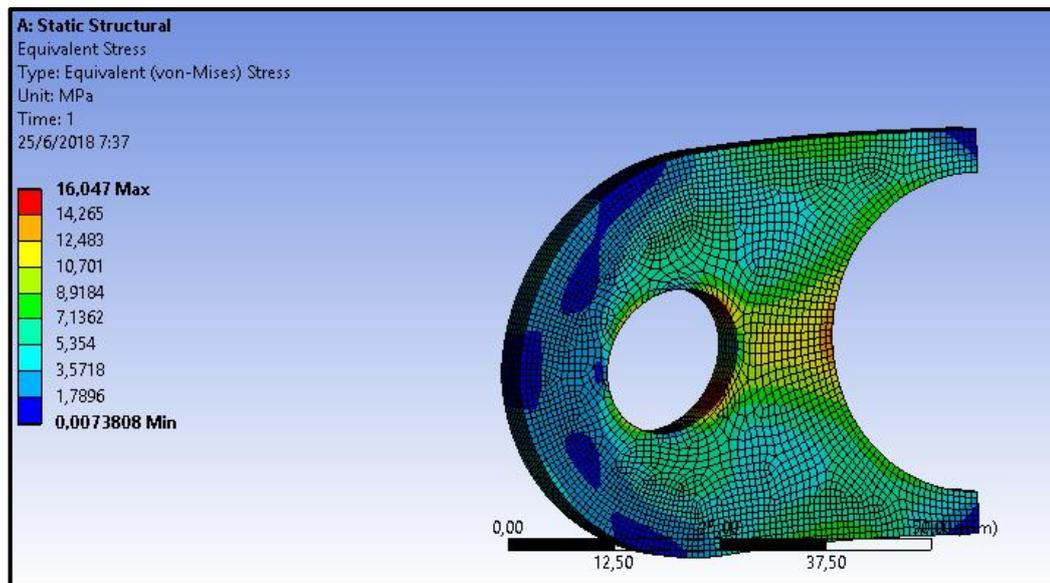
**Tabla 18-3:** Propiedades y calidad de malla en el anclaje superior.

<b>Propiedades y Calidad de Malla</b>	
Relevance	100
Size Function	Adaptive
Relevance Center	Fine
Transition	Slow
Span Angle Center	Fine
Smoothing	High
<b>Average</b>	<b>0,94987</b>
Nodes	96281
Elements	20832

Fuente: Autores.

Realizado por: Autores

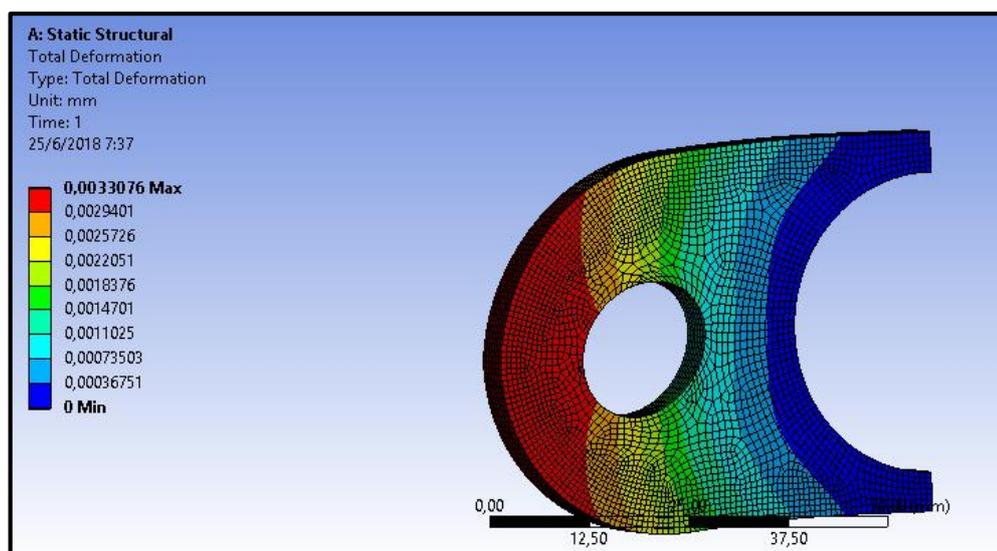
### 3.9.6.1. Esfuerzo equivalente.



**Gráfico 37-3:** Análisis de esfuerzo equivalente en el anclaje de mesa superior  
Realizado por: Autores

Para el análisis de esfuerzo equivalente se puede observar que el esfuerzo máximo detallado de color rojo en el gráfico anterior es de 16,047 Mpa. Y el límite elástico máximo al cual está expuesto el material del cual está diseñado es de 250 Mpa.

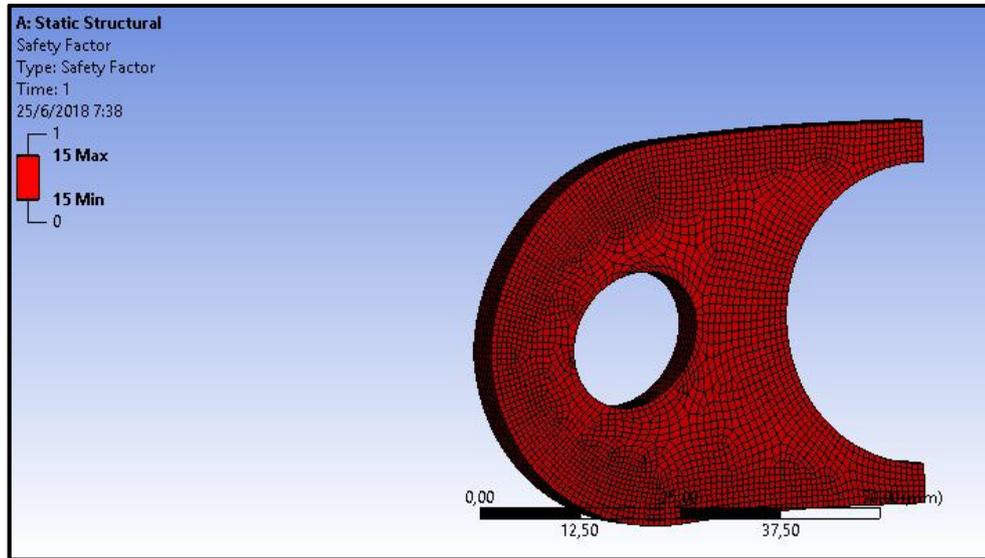
### 3.9.6.2. Deformación total.



**Gráfico 38-3:** Análisis de deformación total en el anclaje de mesa superior  
Realizado por: Autores

La deformación máxima que se produce en el anclaje de esta mesa es de 0,0033076 mm en la parte de color rojo observada en el gráfico anterior, cabe recalcar que es un valor absolutamente mínimo con referencia a la carga del cual van a estar expuestos estos anclajes.

### 3.9.6.3. Factor de seguridad.



**Gráfico 39-3:** Análisis de factor de seguridad en el anclaje de mesa superior  
Realizado por: Autores

Como se puede observar en cuanto al análisis de factor de seguridad el anclaje a construir es totalmente seguro ya que presenta un valor mínimo de 15.

### 3.9.6.4. Resultados en el anclaje superior.

Los resultados que se obtienen en el análisis del anclaje superior se detallan a continuación en la siguiente tabla.

**Tabla 19-3:** Resultados en el anclaje de la mesa superior.

<b>Resultados en el anclaje superior</b>	
Esfuerzo Equivalente	16,047 Mpa
Deformación Total	0,0033076 mm.
Factor de Seguridad	15

Fuente: Autores.

Realizado por: Autores

### 3.9.7. Anclaje de la mesa inferior.

Al igual que en el análisis del anclaje de la mesa superior para el análisis del anclaje de la mesa inferior se toma en consideración las fuerzas de reacción ejercidas por la rótula inferior, descompuesta cada componente en el eje x y en el eje y. Todas estas fuerzas serán divididas para cuatro, ya que son cuatro anclajes que actúan en la mesa inferior. Además se toma en consideración propiedades de mallado y calidad de mallado como se detalla en las tablas a continuación.

**Tabla 20-3:** Fuerzas aplicadas en el anclaje de la mesa inferior.

<b>Fuerza Aplicada</b>	<b>Equivalencia</b>	<b>Aplicación</b>
Fa <sub>ix</sub> 'x	29,57 kg	Fuerza de la rótula en el eje x descompuesta en el eje x
Fa <sub>ix</sub> 'y	2,59 kg	Fuerza de la rótula en el eje x descompuesta en el eje y
Fa <sub>iy</sub> 'x	0,07 kg	Fuerza de la rótula en el eje y descompuesta en el eje x
Fa <sub>iy</sub> 'y	0,83 kg	Fuerza de la rótula en el eje y descompuesta en el eje y

**Fuente:** Autores.

**Realizado por:** Autores

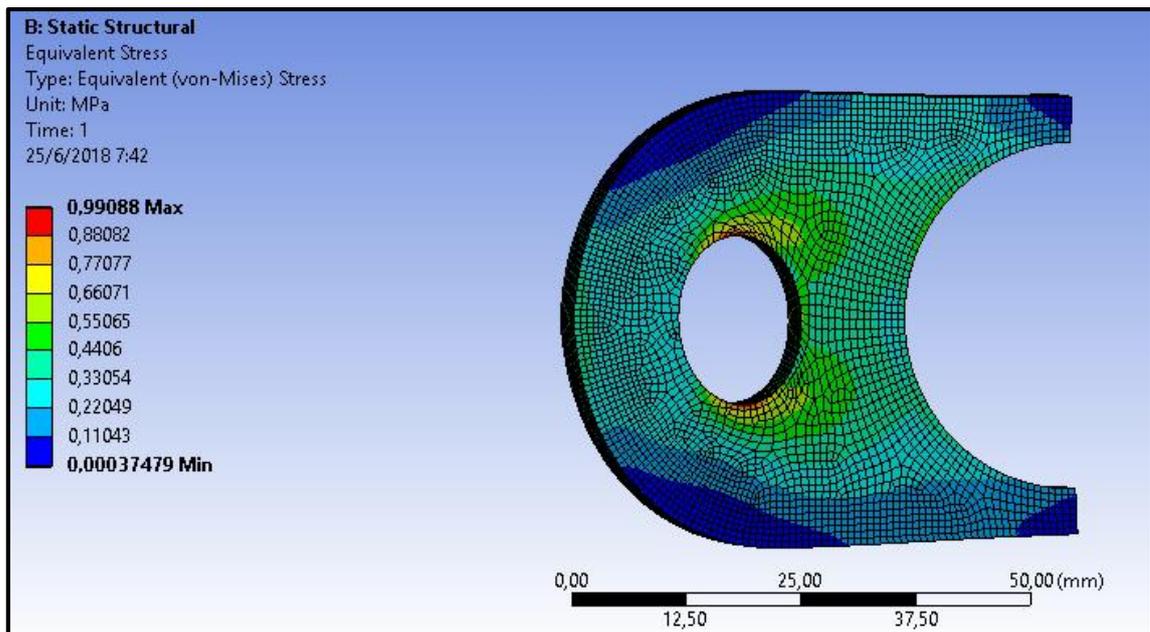
**Tabla 21-3:** Propiedades y calidad de malla en el anclaje de la mesa inferior.

<b>Propiedades y Calidad de Malla</b>	
Relevance	100
Size Function	Adaptive
Relevance Center	Fine
Transition	Slow
Span Angle Center	Fine
Smoothing	High
<b>Average</b>	<b>0,94987</b>
Nodes	96281
Elements	20832

**Fuente:** Autores.

**Realizado por:** Autores

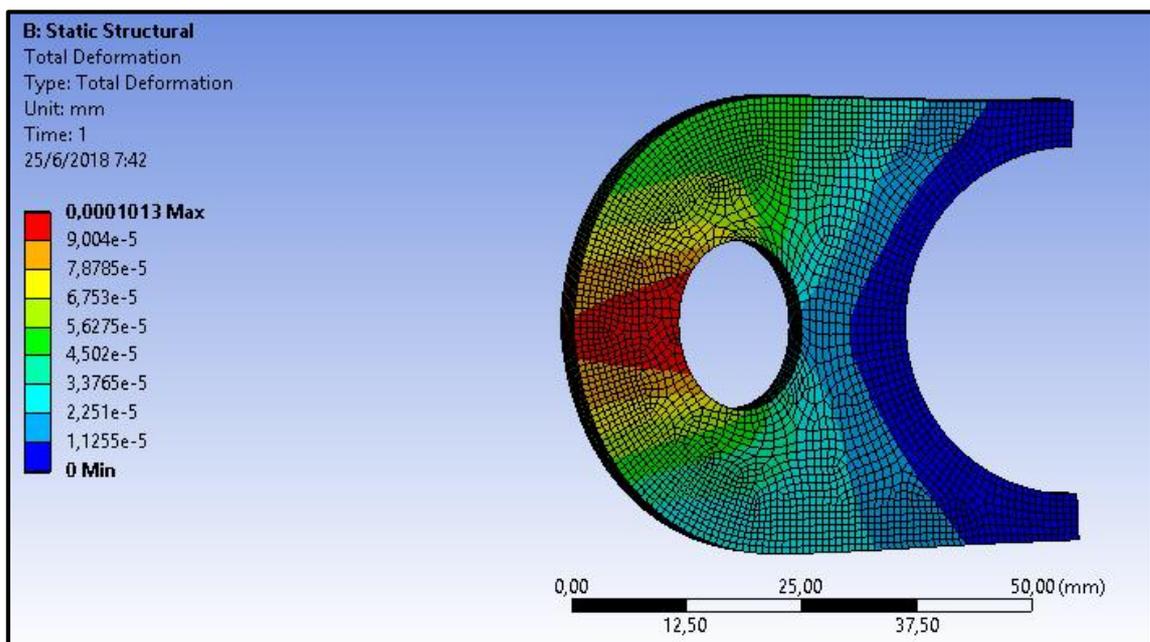
### 3.9.7.1. Esfuerzo equivalente



**Gráfico 40-3:** Análisis de esfuerzo equivalente en el anclaje de mesa inferior  
Realizado por: Autores

En el análisis observado en el gráfico anterior se puede determinar un esfuerzo máximo de 0,99088 Mpa mientras que el material del cual está diseñado el anclaje es de 250 Mpa.

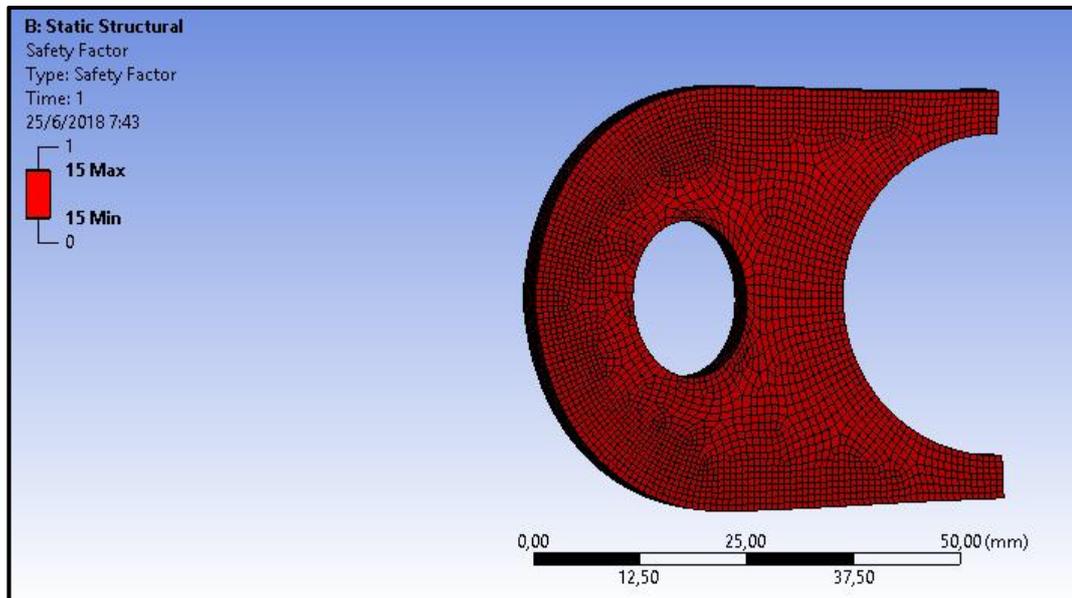
### 3.9.7.2. Deformación total.



**Gráfico 41-3:** Análisis de deformación total en el anclaje de mesa inferior  
Realizado por: Autores

El anclaje de la mesa inferior presenta una deformación máxima de 0,0001013mm. Lo cual es notable en las partes rojas del gráfico anterior. El mismo que es absolutamente bajo para las condiciones de carga a la cual va a estar expuesto las mesas de suspensión.

### 3.9.7.3. Factor de seguridad



**Gráfico 42-3:** Análisis de factor de seguridad en el anclaje de mesa inferior  
Realizado por: Autores

Como se observa en el gráfico anterior el anclaje presenta un factor de seguridad mínimo de 15, en donde se puede concluir muy relevantemente que el anclaje es extremadamente confiable

### 3.9.7.4. Resultados en el anclaje inferior.

Los resultados que se obtienen en el análisis del anclaje inferior se detallan a continuación en la siguiente tabla.

**Tabla 22-3:** Resultados en el anclaje de la mesa inferior.

<b>Resultados en el anclaje inferior</b>	
Esfuerzo Equivalente	0,99088 Mpa
Deformación Total	0,0001013mm.
Factor de Seguridad	15

Fuente: Autores.

Realizado por: Autores

## CAPÍTULO IV

### 4. RESULTADOS Y DISCUSIÓN

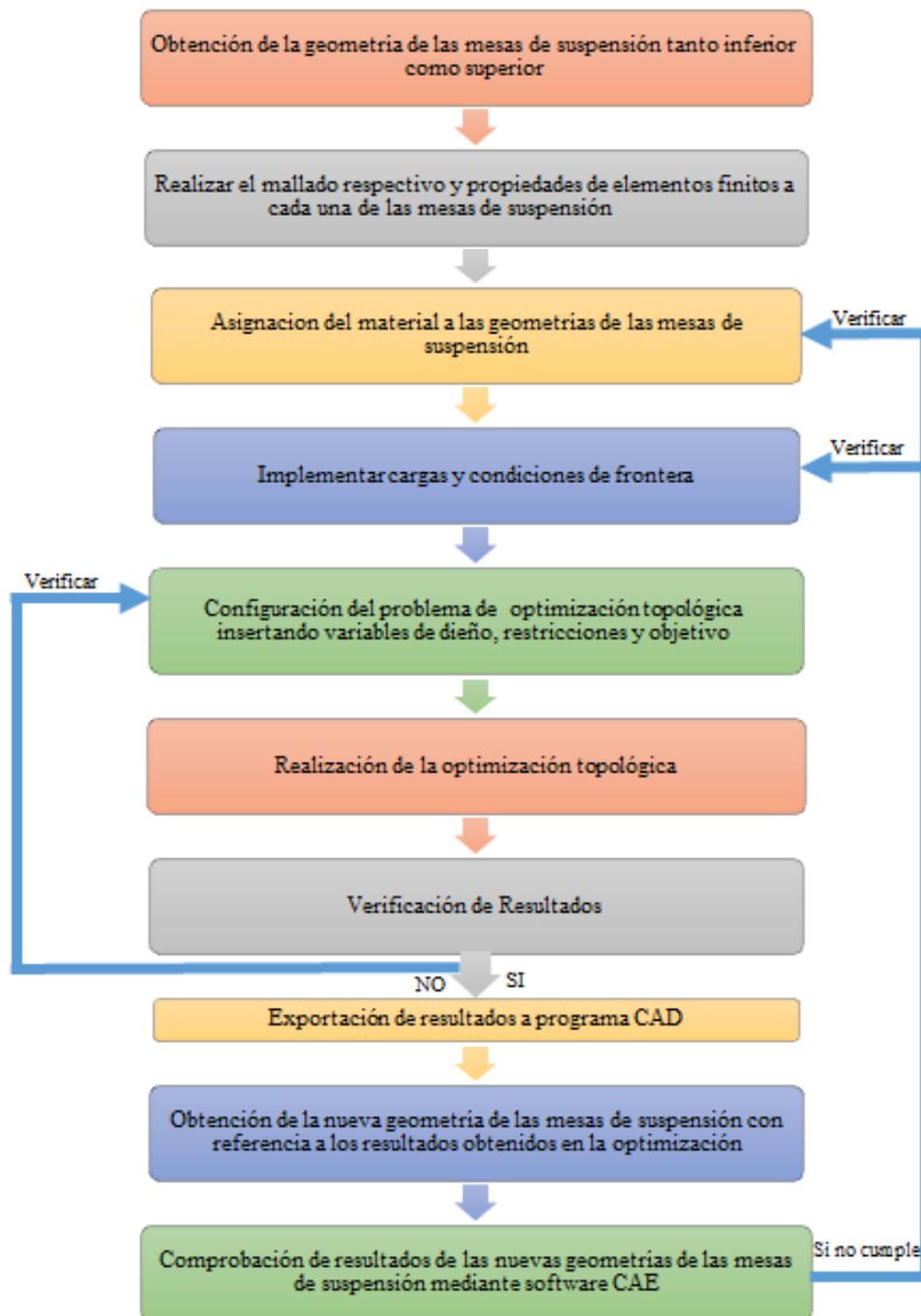
#### *4.1.1. Diseño conceptual de las mesas de suspensión mediante el módulo de optimización topológica.*

A continuación se detallará el procedimiento de manera general de optimización topológica

- Modelado de las mesas de suspensión
- Optimización estructural topológica: variables de diseño, definición de cargas, restricciones, objetivo.
- Modelado 3D de componentes nuevos haciendo uso de resultados de la optimización topológica
- Análisis de los nuevos componentes estructurales.

#### *4.1.2. Optimización topológica de las mesas de la suspensión.*

En el siguiente diagrama se detalla el procedimiento utilizado para realización de la optimización de las mesas de suspensión en donde se utilizan diversas técnicas de optimización.

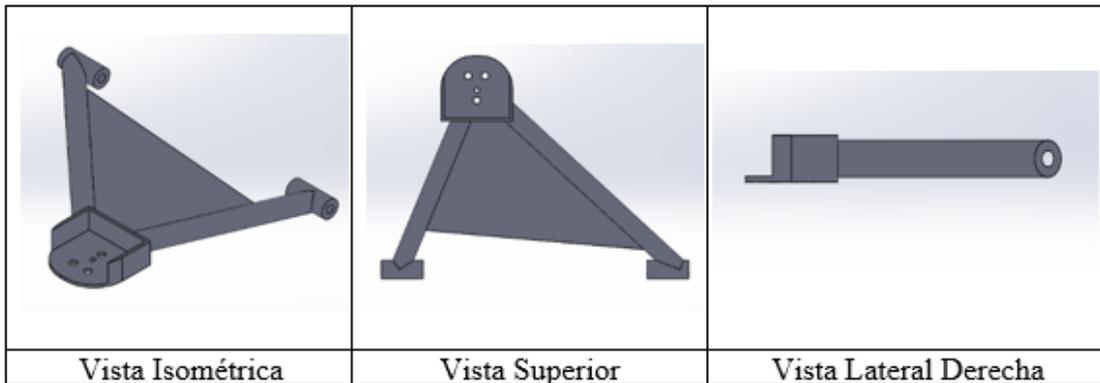


**Gráfico 1-4:** Procedimiento de optimización topológica.

Realizado por: Autores

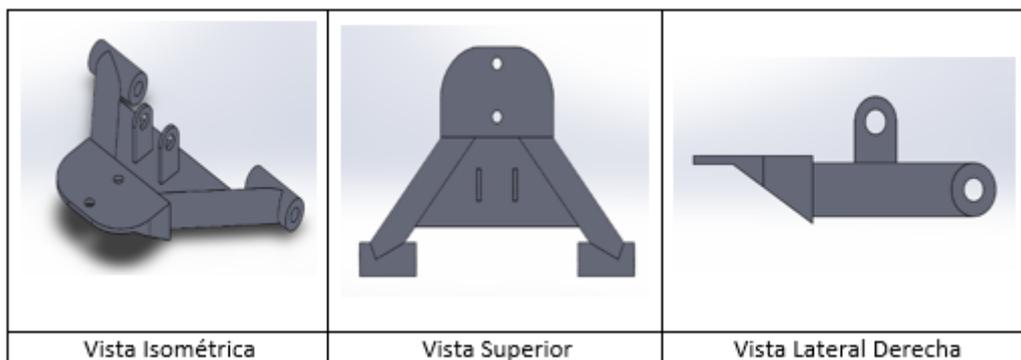
#### 4.1.2.1. Modelado de las mesas de suspensión.

El modelado de las mesas se lo realiza mediante el software solidworks, tomando en consideración la geometría del chasis, y la distancia de los ejes del motor del prototipo vehicular. A continuación se presentarán las mesas de suspensión en diferentes vistas tanto superior como frontal e isométrica.



**Gráfico 2-4:** Mesa de suspensión inferior.

Realizado por: Autores



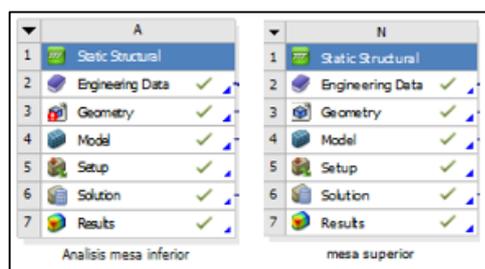
**Gráfico 3-4:** Mesa de suspensión superior.

Realizado por: Autores

El espesor de nervio de la mesa inferior es de 3mm, mientras que el espesor de la mesa superior es de 5mm por condiciones de carga y esfuerzos en esa zona.

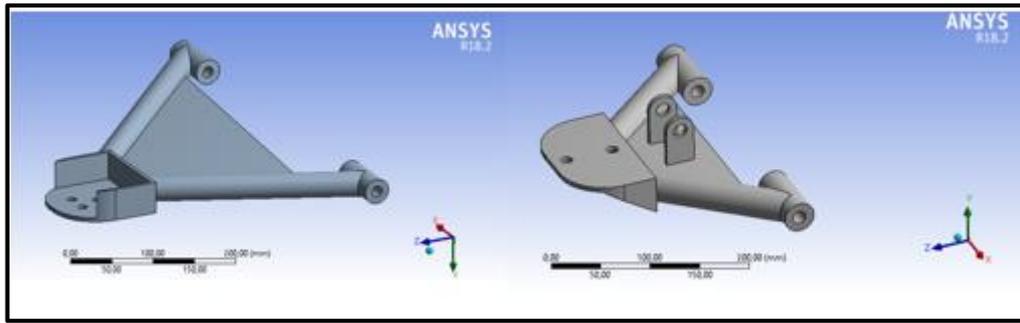
#### 4.1.2.2. Exportación de geometrías en ansys

La geometría de las mesas de suspensión se exporta al software CAE: “ANSYS” realizando como primera instancia el análisis estructural para cada mesa tanto superior como inferior.



**Gráfico 4-4:** Módulo estructural de ansys

Realizado por: Autores



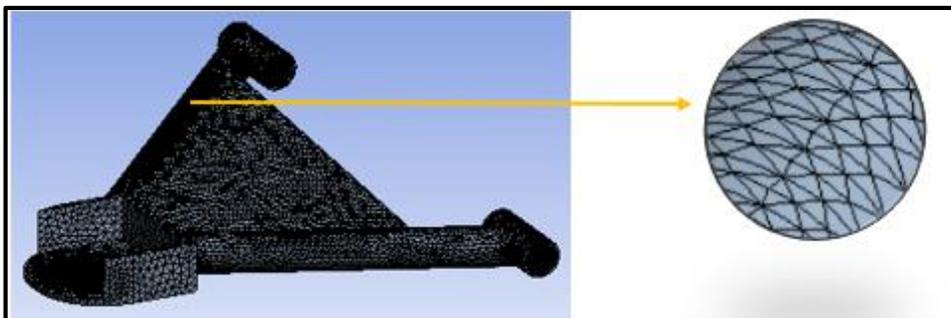
**Gráfico 5-4:** *Exportación de mesas en ansys*

Realizado por: Autores

#### 4.1.4. Mallado en las mesas de suspensión.

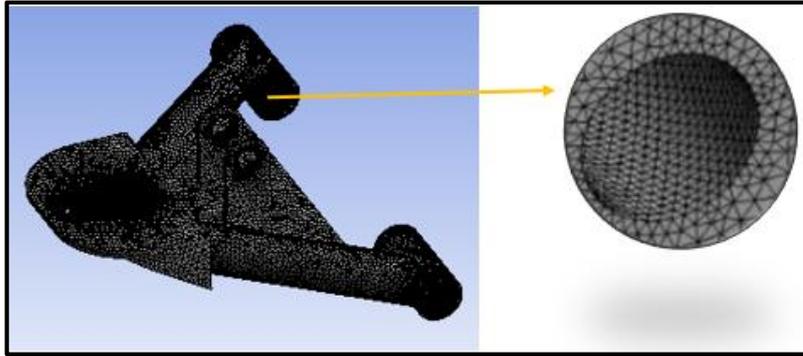
Se hizo el uso de elementos finitos para mallar las diferentes geometrías de las mesas al igual que la sección de análisis de los componentes del sistema de suspensión para la optimización, el tipo de malla que se utilizó en las geometrías es de tipo adaptada por el software ya que con el tipo próximo y curvatura existe demasiado gasto computacional, también se utilizó un centro de relevancia fino, una relevancia del 100%, una transición absolutamente baja, un centro de ángulo expandido fino y un suavizado alto, estos parámetros se utilizaron para las dos geometrías. Hay que recalcar que mientras más fino sea la calidad de mallado, los resultados a alcanzar serán más precisos.

La mesa inferior se malló con un total de 802599 nodos y 554755 elementos mientras que la mesa superior se malló con un total de 521432 nodos y 353203 elementos. La capacidad del computador utilizado para el análisis es correspondiente a un procesador Intel Core i7 de 7th generación 2.7 GHz, Memoria RAM: 16 GB, sistema operativo de 64 Bits, Windows 10.1 Disco Solido de 540 Gb. A continuación se muestra el tipo de mallado en cada mesa respectivamente.



**Gráfico 6-4:** Mallado de la mesa inferior en ansys

Realizado por: Autores



**Gráfico 7-4:** Mallado de la mesa superior en ansys  
Realizado por: Autores

#### 4.1.5. Material utilizado en las mesas de suspensión.

Para el análisis de las mesas se utilizó como material al acero A500 galvanizado debido a que es un material comúnmente utilizado en estos prototipos además que presenta grandes características como su límite de elasticidad y excelentes características de soldabilidad. Debido que en Ansys no presenta como material el Acero A500 se procedió a crearlo teniendo como propiedades las siguientes:

	A	B	C
1	Property	Value	Unit
2	Material Field Variables	Table	
3	Density	7850	kg m <sup>-3</sup>
4	Isotropic Secant Coefficient of Thermal Expansion		
6	Isotropic Elasticity		
12	Alternating Stress Mean Stress	Tabular	
13	Interpolation	Log-Log	
14	Scale	1	
15	Offset	0	Pa
16	Strain-Life Parameters		
24	Tensile Yield Strength	3,15E+08	Pa
25	Compressive Yield Strength	3,15E+08	Pa
26	Tensile Ultimate Strength	4E+08	Pa
27	Compressive Ultimate Strength	0	Pa

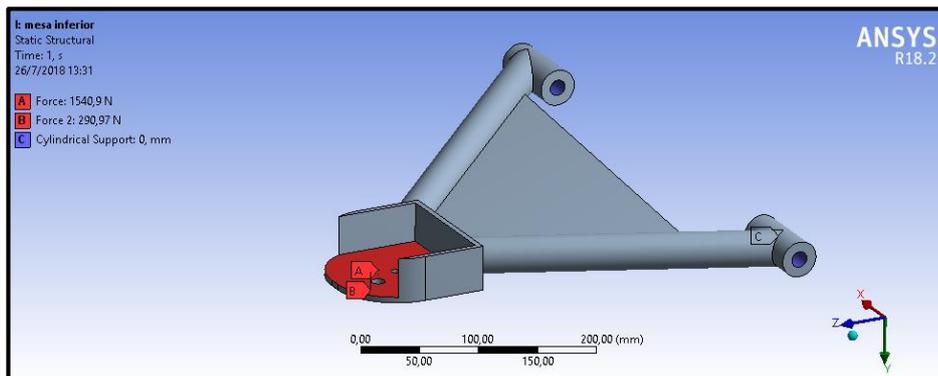
**Gráfico 8-4:** Propiedades del material en ansys  
Realizado por: Autores

#### 4.1.6. Variables aplicadas al diseño.

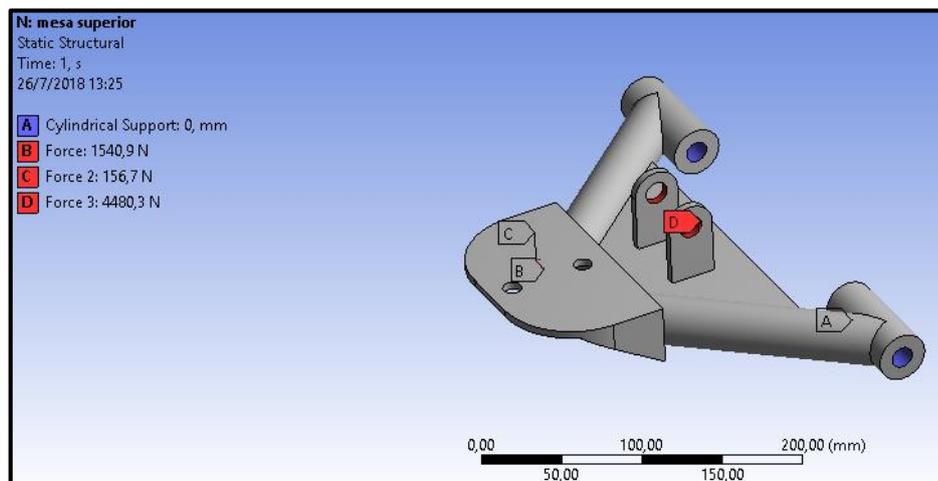
Las cargas aplicadas en la mesa inferior del prototipo son dos respectivamente: la fuerza de  $F_A = 1540,9$  N que es la fuerza ejercida sobre el neumático y la fuerza ejercida en la rótula inferior de  $F_B = 290,97$  N. las mismas que son tomadas de la sección de fuerzas ejercidas en el sistema de suspensión, además se aplicó los respectivos soportes en cada uno de los bujes de la suspensión.

Para la mesa superior se toma en consideración la fuerza que actúa sobre el amortiguador en la mesa que es correspondiente a  $F_D = 4480,3\text{N}$ ; una contrafuerza que es ejercida en el neumático,  $F_B = 1540,9\text{N}$ , la fuerza ejercida por la rótula superior  $F_C = 156,7\text{N}$ , al igual que la mesa inferior se aplicó los respectivos soportes en los bujes de la suspensión.

Los detalles de la aplicación de estas fuerzas se muestran a continuación:



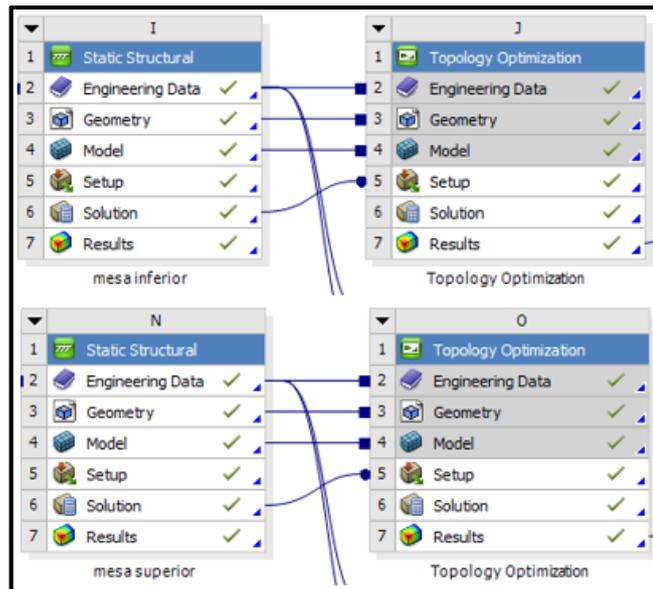
**Gráfico 9-4:** Cargas aplicadas en la mesa inferior en ansys  
Realizado por: Autores



**Gráfico 10-4:** Cargas aplicadas en la mesa superior en ansys  
Realizado por: Autores

#### 4.1.7. Planteamiento de la optimización.

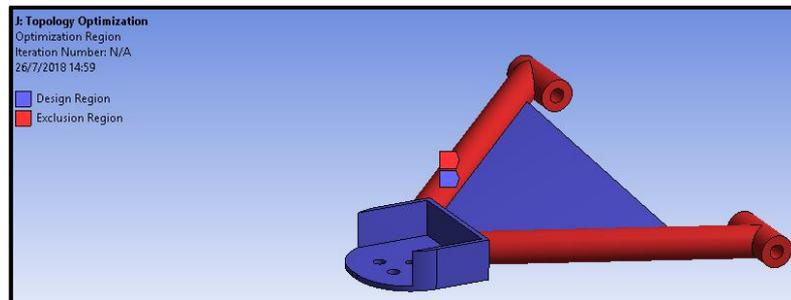
A continuación se describe el planteamiento utilizado para cada una de las mesas de suspensión para los cuales se utilizó el módulo de optimización topológica de Ansys. Una vez realizado el respectivo análisis de cargas y esfuerzos (detallado en la sección de análisis de los componentes del sistema de suspensión), se exportan los resultados al módulo de optimización como se describen en el siguiente gráfico:



**Gráfico 11-4:** Exportación al módulo de optimización estructural de ansys  
**Realizado por:** Autores

#### 4.1.8. Planteamiento en la mesa inferior.

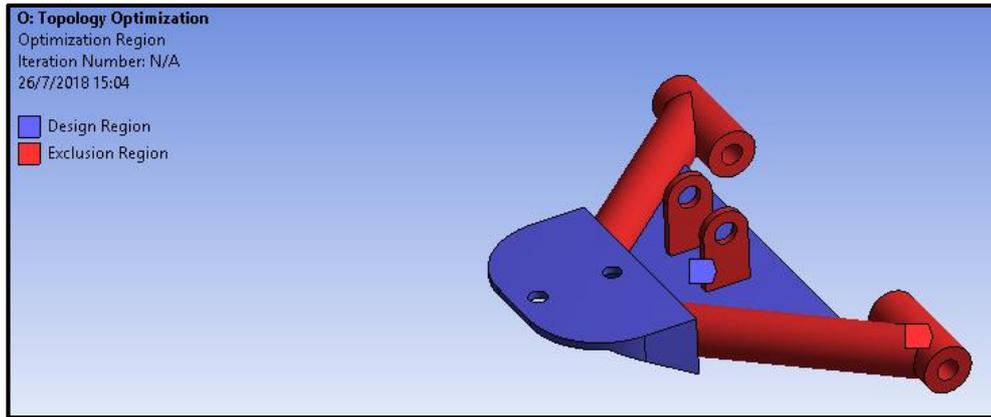
Para la mesa inferior se tomó como restricciones a los brazos y bujes de suspensión debido a que en esta zona existe mayor concentración de esfuerzos aplicados, seleccionando un total de 10 caras en las cuales se realiza la restricción, además se implanta el porcentaje de retención de la masa del 60%



**Gráfico 12-4: Restricciones en la mesa inferior**  
**Realizado por:** Autores

#### 4.1.9. Planteamiento en la mesa superior.

En la mesa superior se tomó como restricciones al igual que la mesa inferior a los brazos y bujes de suspensión y adicionalmente a los anclajes del amortiguador ya que si estos se optimizan causarían una posible falla en la estructura, tomando como referencia un total de 22 caras a restringir y un porcentaje de fracción de masa en retención del 60%.



**Gráfico 13-4:** Restricciones en la mesa superior  
 Realizado por: Autores

**4.1.10. Resultados de la optimización topológica.**

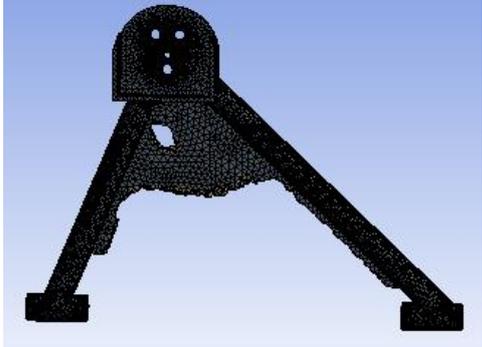
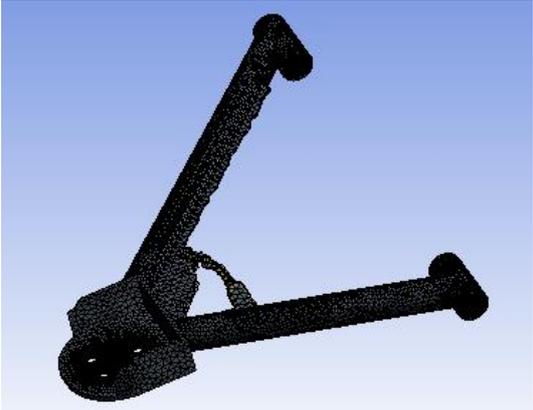
Se realizaron varias optimizaciones topológicas con restricciones de masas diferentes las cuales fueron de 80%; 70%; 60% en donde finalmente se seleccionó la restricción del 60% debido a que con este valor se obtiene una gran reducción de material y el esfuerzo que genera el componente sigue siendo admisible, obteniendo un total de 7 interacciones en la mesa inferior y 16 interacciones en la mesa superior.

Se obtuvo resultados de un ahorro de material para la mesa inferior de 0.8976 kg, mientras que la mesa superior se ahorró un total de 0.6352 kg. En las siguientes tablas detalladas a continuación se verán resultados de las diferentes restricciones de masa y distribución del material en las siguientes tablas.

**Tabla 1-4:** Optimizaciones topológicas realizadas en la mesa inferior

Valores de restricción de masa	
Restricción de masa al 80%	

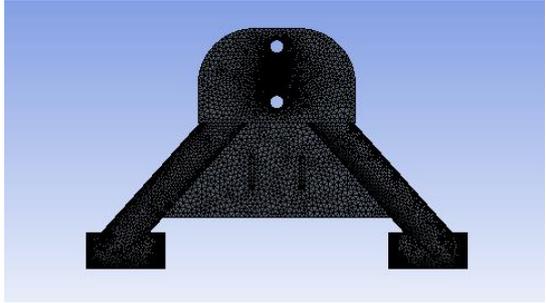
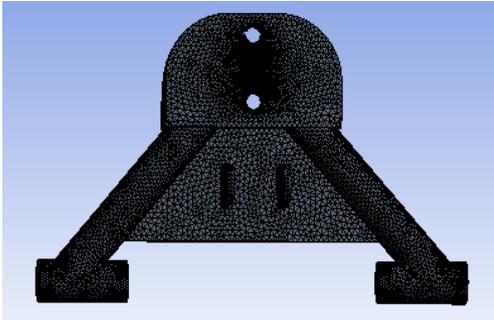
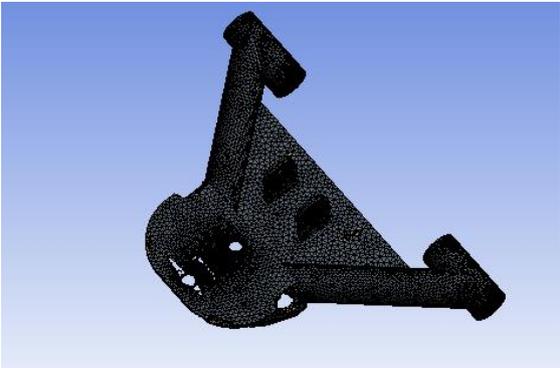
**Tabla 1-4 (Continúa):** Optimizaciones topológicas realizadas en la mesa inferior

<p>Restricción de masa al 70%</p>																							
<p>Restricción de masa al 60%</p>																							
<p>Detalles en la optimización topológica al 60% en la mesa inferior</p>	<table border="1"> <thead> <tr> <th colspan="2">Details of "Topology Density"</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>Suppressed</td> <td>No</td> </tr> <tr> <td colspan="2"> <input checked="" type="checkbox"/> <b>Results</b> </td> </tr> <tr> <td><input type="checkbox"/> Minimum</td> <td>1,e-003</td> </tr> <tr> <td><input type="checkbox"/> Maximum</td> <td>1,</td> </tr> <tr> <td><input type="checkbox"/> Original Volume</td> <td>4,8338e+005 mm<sup>3</sup></td> </tr> <tr> <td><input type="checkbox"/> Final Volume</td> <td>3,6905e+005 mm<sup>3</sup></td> </tr> <tr> <td><input type="checkbox"/> Percent Volume of Original</td> <td>76,347</td> </tr> <tr> <td><input type="checkbox"/> Original Mass</td> <td>3,7946 kg</td> </tr> <tr> <td><input type="checkbox"/> Final Mass</td> <td>2,897 kg</td> </tr> <tr> <td><input type="checkbox"/> Percent Mass of Original</td> <td>76,347</td> </tr> </tbody> </table>	Details of "Topology Density"		Suppressed	No	<input checked="" type="checkbox"/> <b>Results</b>		<input type="checkbox"/> Minimum	1,e-003	<input type="checkbox"/> Maximum	1,	<input type="checkbox"/> Original Volume	4,8338e+005 mm <sup>3</sup>	<input type="checkbox"/> Final Volume	3,6905e+005 mm <sup>3</sup>	<input type="checkbox"/> Percent Volume of Original	76,347	<input type="checkbox"/> Original Mass	3,7946 kg	<input type="checkbox"/> Final Mass	2,897 kg	<input type="checkbox"/> Percent Mass of Original	76,347
Details of "Topology Density"																							
Suppressed	No																						
<input checked="" type="checkbox"/> <b>Results</b>																							
<input type="checkbox"/> Minimum	1,e-003																						
<input type="checkbox"/> Maximum	1,																						
<input type="checkbox"/> Original Volume	4,8338e+005 mm <sup>3</sup>																						
<input type="checkbox"/> Final Volume	3,6905e+005 mm <sup>3</sup>																						
<input type="checkbox"/> Percent Volume of Original	76,347																						
<input type="checkbox"/> Original Mass	3,7946 kg																						
<input type="checkbox"/> Final Mass	2,897 kg																						
<input type="checkbox"/> Percent Mass of Original	76,347																						

Fuente: Autores.

Realizado por: Autores

**Tabla 2-4:** Optimizaciones topológicas realizadas en la mesa superior

Valores de restricción de masa																	
Restricción de masa al 80%																	
Restricción de masa al 70%																	
Restricción de masa al 60%																	
Detalles en la optimización topológica al 60% en la mesa superior	<table border="1"> <thead> <tr> <th colspan="2">Details of "Topology Density"</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>Maximum</td> <td>1,</td> </tr> <tr> <td>Original Volume</td> <td>3,1587e+005 mm<sup>3</sup></td> </tr> <tr> <td>Final Volume</td> <td>2,3495e+005 mm<sup>3</sup></td> </tr> <tr> <td>Percent Volume of Original</td> <td>74,382</td> </tr> <tr> <td>Original Mass</td> <td>2,4796 kg</td> </tr> <tr> <td>Final Mass</td> <td>1,8444 kg</td> </tr> <tr> <td>Percent Mass of Original</td> <td>74,382</td> </tr> </tbody> </table>	Details of "Topology Density"		Maximum	1,	Original Volume	3,1587e+005 mm <sup>3</sup>	Final Volume	2,3495e+005 mm <sup>3</sup>	Percent Volume of Original	74,382	Original Mass	2,4796 kg	Final Mass	1,8444 kg	Percent Mass of Original	74,382
Details of "Topology Density"																	
Maximum	1,																
Original Volume	3,1587e+005 mm <sup>3</sup>																
Final Volume	2,3495e+005 mm <sup>3</sup>																
Percent Volume of Original	74,382																
Original Mass	2,4796 kg																
Final Mass	1,8444 kg																
Percent Mass of Original	74,382																

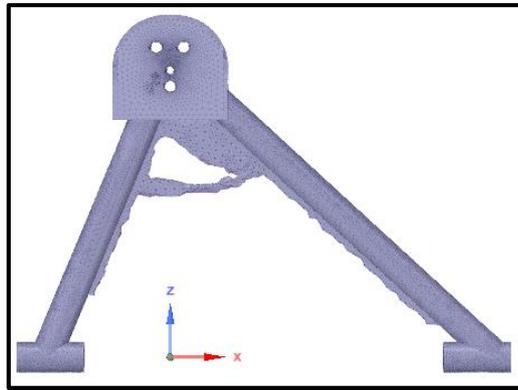
Fuente: Autores.

Realizado por: Autores

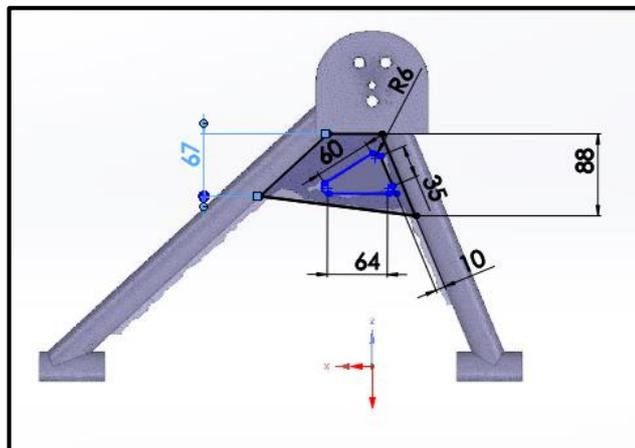
#### 4.1.11. Modelado de las nuevas geometrías.

La geometría obtenida de la optimización topológica de los componentes se exporta al software CAD del mismo ansys denominado: “SPACECLAIM” y a su vez es exportada en formatos JPG al programa “SOLIDWORKS” por motivos de confort al momento de preparar la geometría nueva de los componentes optimizados.

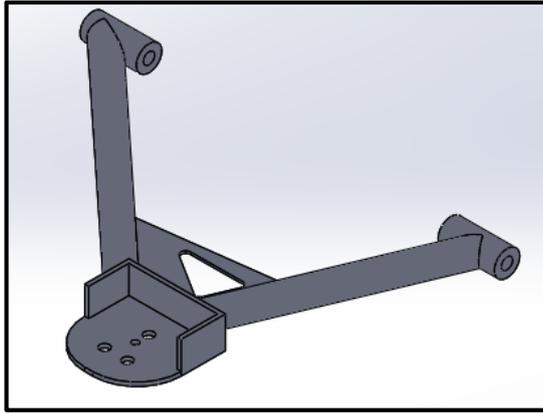
A continuación se mostrará imágenes del proceso de modelado para la obtención de la nueva geometría obtenida en el programa SOLIDWORKS.



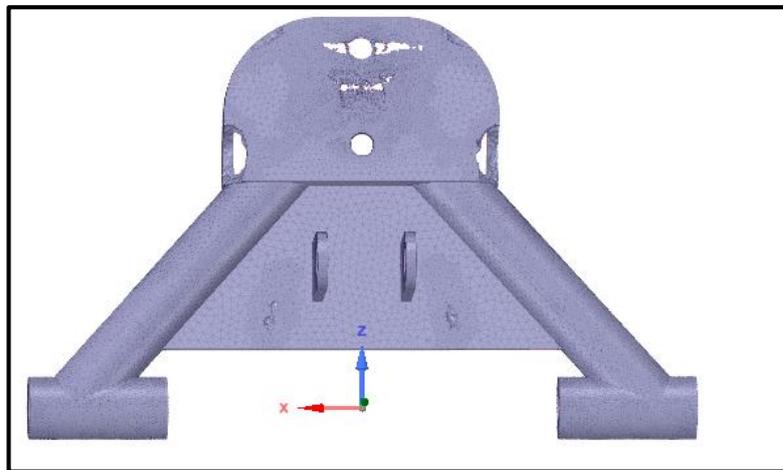
**Gráfico 14-4:** Mesa inferior en spaceclaim  
Realizado por: Autores



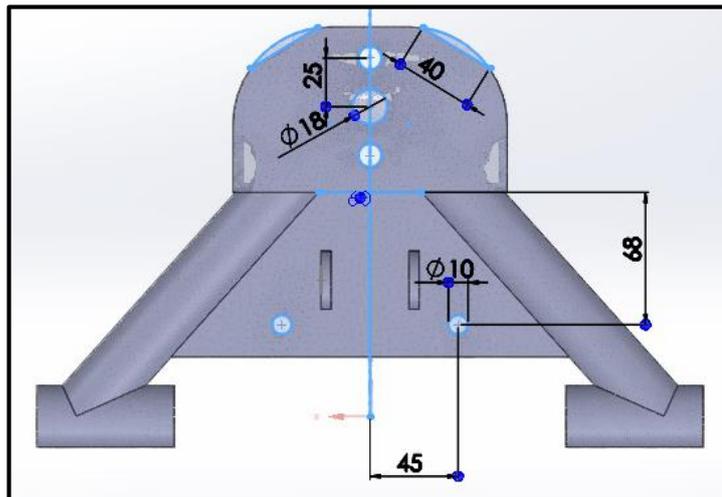
**Gráfico 15-4:** Geometría exportada a solidworks  
Realizado por: Autores



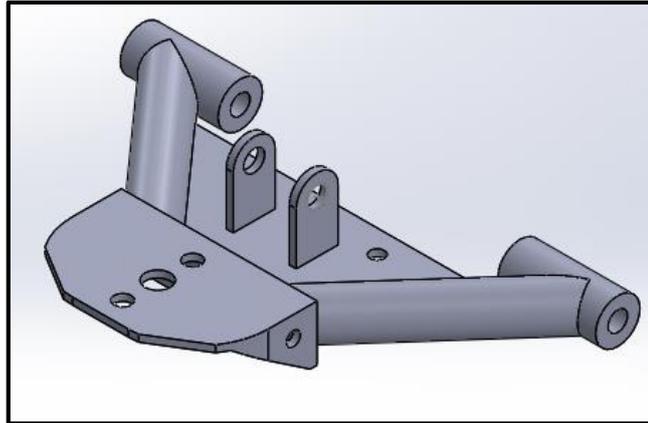
**Gráfico 16-4:** Nueva geometría obtenida  
Realizado por: Autores



**Gráfico 17-4:** Mesa inferior obtenida en SPACECLAIM  
Realizado por: Autores



**Gráfico 18-4:** Geometría exportada a solidworks  
Realizado por: Autores



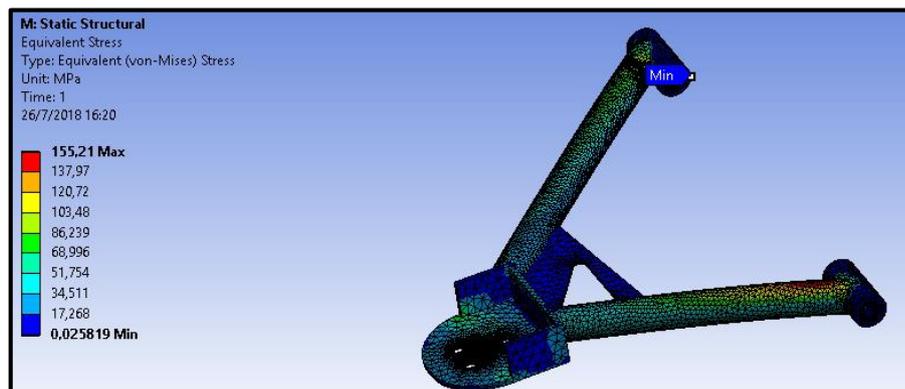
**Gráfico 19-4:** Nueva geometría obtenida  
Realizado por: Autores

*4.1.12. Análisis de resultados de las nuevas geometrías de las mesas de suspensión.*

El análisis de resultados se lo realiza de la misma manera y con las mismas cargas y elementos de mallado descritos anteriormente en el apartado de análisis de los componentes de la suspensión, cabe recalcar que estos análisis son realizados en el mismo software ya descrito anteriormente, a continuación se darán a conocer los resultados en los siguientes gráficos.

*4.1.12.1. Mesa de suspensión inferior.*

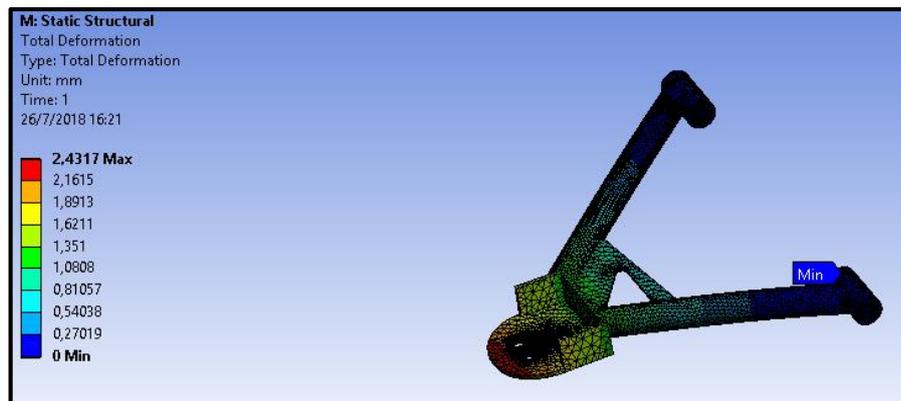
**Esfuerzo Equivalente.**



**Gráfico 20-4:** Análisis de esfuerzo equivalente en la mesa inferior  
Realizado por: Autores

En el análisis de esfuerzo, como se puede observar el componente presenta un esfuerzo máximo de 155.21 Mpa, mientras que el material de cual está constituido presenta un límite elástico de 315 Mpa.

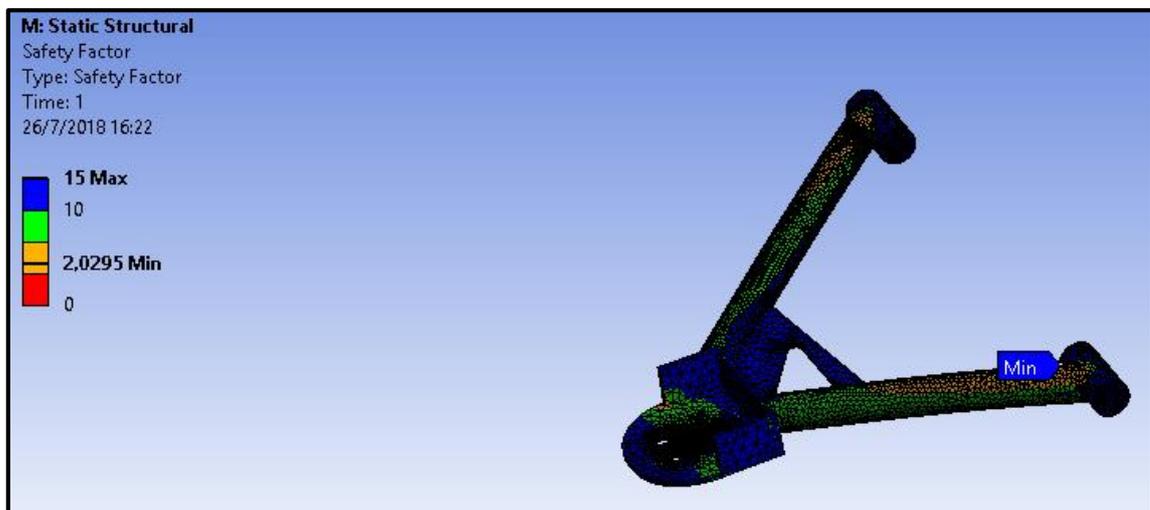
#### 4.1.12.2. Deformación total.



**Gráfico 21-4:** Análisis de deformación total en la mesa inferior  
Realizado por: Autores

La deformación máxima que presenta el componente según como se muestra en el análisis es de 2.43mm. La cual se detalla de color rojo. En donde se observa que es una deformación absolutamente baja.

#### 4.1.12.3. Factor de seguridad.

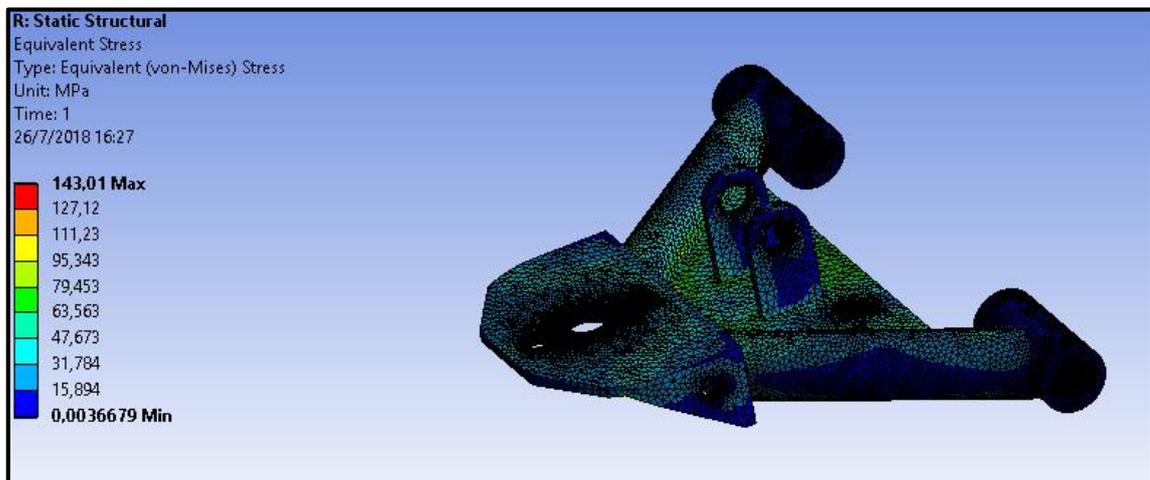


**Gráfico 22-4:** Análisis de factor de seguridad en la mesa inferior  
Realizado por: Autores

En cuanto a factor de seguridad se observa que el componente es totalmente seguro y apto para la construcción ya que presenta un factor de seguridad de 2,02 como mínimo y máximo de 15.

#### 4.1.13. Mesa de suspensión superior.

##### 4.1.13.1. Esfuerzo equivalente.

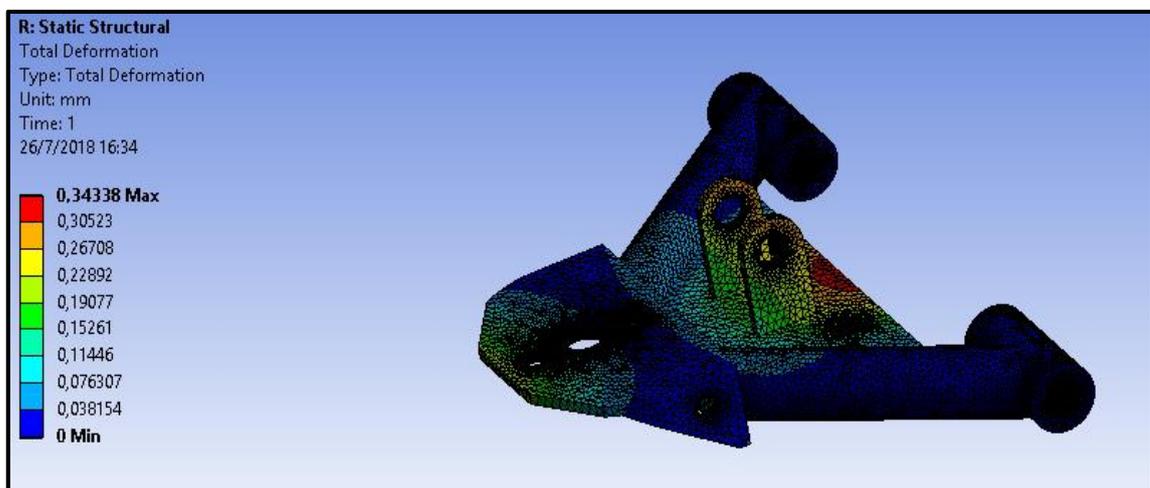


**Gráfico 23-4:** Análisis de esfuerzo equivalente en la mesa superior

Realizado por: Autores

En el análisis de esfuerzo se tiene resultados de un esfuerzo máximo de 143,01Mpa. Mientras que el límite elástico del material que está diseñado el componente es de 315 Mpa.

##### 4.1.13.2. Deformación total.

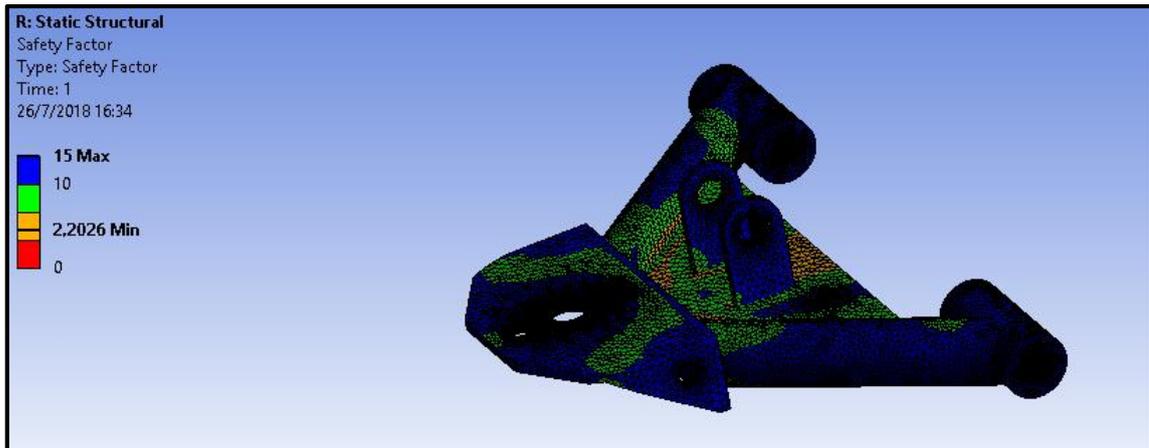


**Gráfico 24-4:** Análisis de deformación total en la mesa superior

Realizado por: Autores

Como se detalla en el gráfico anterior el componente presenta una deformación máxima de 0.3mm, la cual es absolutamente mínima en cuanto a condiciones de carga a la cual está sometido el sistema.

#### 4.1.13.3. Factor de seguridad.



**Gráfico 25-4:** Análisis de factor de seguridad en la mesa superior  
Realizado por: Autores

El factor de seguridad mínimo que presenta el componente es de 2.20 y el máximo de 15 según el análisis correspondiente del componente, lo mismo que da como conclusión que el componente es apto para la construcción efectiva del mismo.

#### 4.1.14. Comparación de resultados.

A continuación se detalla la comparación de los resultados que obtienen del primer análisis de las mesas de suspensión con los análisis que se obtienen de los nuevos componentes productos de la optimización topológica. Los resultados se detallan en las siguientes tablas.

**Tabla 3-4:** Comparación de resultados de la mesa de suspensión inferior

Diseño Común		Diseño con Optimización Topológica	
Esfuerzo equivalente máx.	154.61 Mpa.	<b>Esfuerzo equivalente máx.</b>	155.21 Mpa
Deformación total máx.	2.32mm.	<b>Deformación total máx.</b>	2.43mm.
Factor de Seguridad máx.	2.03	<b>Factor de Seguridad máx.</b>	2.03

Fuente: Autores.

Realizado por: Autores

**Tabla 4-4:** Comparación de resultados de la mesa de suspensión superior

Diseño Común		Diseño con Optimización Topológica	
Esfuerzo equivalente máx.	149.95 Mpa	<b>Esfuerzo equivalente máx.</b>	143.01 Mpa.
Deformación total máx.	0.3438mm.	<b>Deformación total máx.</b>	0.3433mm.
Factor de Seguridad máx.	2.1	<b>Factor de Seguridad máx.</b>	2.2

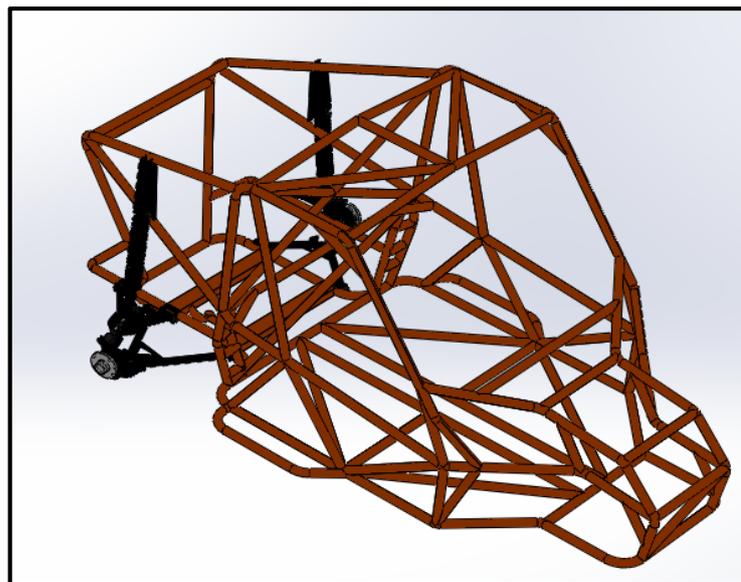
Fuente: Autores.

Realizado por: Autores

Como se puede observar en el caso de la mesa inferior los resultados casi no varían al disminuir el material y se tiene un factor de seguridad óptimo para este componente, por lo tanto se puede concluir que la mesa inferior esta apta para la construcción, al igual que la mesa superior, ya que esta presenta mejores condiciones en cuanto a menor cantidad de esfuerzo y un factor de seguridad mejor en relación con el diseño común.

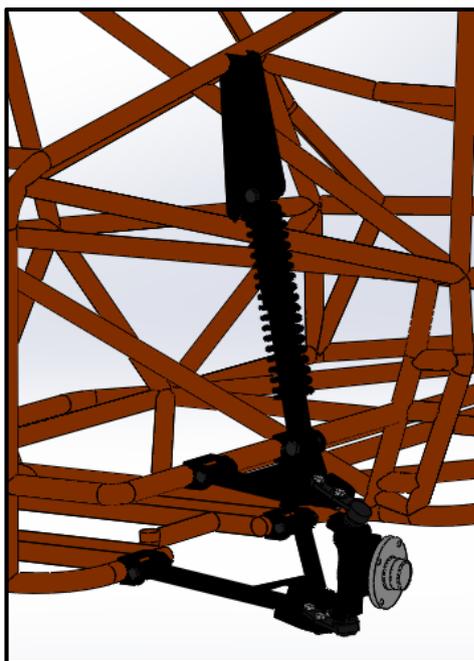
#### *4.1.15. Ensamble de componentes*

Una vez verificado que las mesas de suspensión tanto inferior como superior, se realiza el ensamble con todos los componentes del sistema, este ensamble es ejecutado en el software solidworks.



**Gráfico 26-4:** Ensamble del sistema de suspensión en el prototipo vehicular

Realizado por: Autores



**Gráfico 27-4:** Ensamble del sist. susp.  
Realizado por: Autores

## **4.2. Construcción e implementación**

Una vez detallada la comparación de resultados entre las mesas diseñadas en primera instancia y las mesas de suspensión optimizadas, se logra determinar que existe un mínimo cambio en los resultados, lo cual no afecta de manera significativa a los componentes del sistema con lo que se concluye que los mismos son aptos para la construcción e implementación en el prototipo.

En esta sección se detallará de mejor manera el material, los procesos, equipos y herramientas utilizadas en el proceso de construcción de la suspensión posterior del prototipo.

### ***4.2.1. La capacidad del taller.***

La capacidad que tenga el taller es de suma importancia para la construcción del sistema de suspensión posterior, para esto se requiere un taller que tenga las maquinas que permitan realizar el doblado de los tubos con una gran precisión para los brazos superiores e inferiores.

La maquinaria y herramienta en buen estado es un factor importante para el acabado de los componentes de las suspensión, esto evitará inconvenientes en cuanto a la implementación de cada una de las piezas.

## Maquinaria y Herramientas

Torno

Dobladora

Amoladora

Prensa

Esmeril

Limas

Taladro de Banco

Brocas

Soldadora MIG

Cortadora eléctrica

Cortadora por plasma

Instrumentos de medidas como: calibrador, flexómetro, escuadras y compás.

Llaves mixtas

### 4.3. Proceso de construcción

#### 4.3.1. Trazado de tubos y platina

Este proceso está basado en los planos de las mesas de suspensión que se obtienen en el software, para esto se deberá considerar el espacio desprendido cuando se realice el corte y así obtener las mismas dimensiones del plano. Para realizar el trazado de las piezas se utilizan instrumentos de medición como calibrador, flexómetro, escuadra, compás, etc.



**Gráfico 28-4:** Realización de trazado en las platinas  
Realizado por: Autores

#### **4.3.2. Corte de tubos y platina**

Luego de haber trazado las dimensiones de cada uno de los tubos y las platinas se procede a realizar el corte de cada una de las piezas. Para el corte en los tubos se utiliza una sierra eléctrica debido a que se obtiene un corte rápido, además de que brinda una mayor precisión.



**Gráfico 29-4:** Corte de tubos  
Realizado por: Autores

El corte de la platina se lo realiza con una cortadora por plasma, con esta operación se consigue una mayor velocidad de corte, así también cortes de alta calidad y un acabado muy bueno.



**Gráfico 30-4:** Corte de platinas  
Realizado por: Autores

#### ***4.3.3. Acabado superficial de las piezas.***

Para obtener un excelente acabado superficial y eliminar las rebabas por el proceso de corte se procede a pulir y darle un acabado final. Para realizar un acabado superficial de las piezas se utiliza un esmeril que permite obtener las dimensiones exactas.



**Gráfico 31-4:** Acabado superficial de piezas  
Realizado por: Autores

#### ***4.3.4. Preparación de tubos de los brazos de suspensión.***

En la preparación de los tubos una vez cortado a las dimensiones especificadas se realiza un perfilado para obtener la relación exacta cuando se proceda a soldar con los bujes, y así tener una mejora en el cordón de soldadura.



**Gráfico 32-4:** Perfilado de tubo  
Realizado por: Autores

#### ***4.3.5. Soldadura de los brazos de suspensión.***

Para la soldadura de las piezas que constituyen los brazos de suspensión se eligió el proceso de soldadura MIG (Metal Inert Gas), este tipo de soldadura consiste en mantener un arco electrodo consumible de hilo sólido con la pieza que se va a proceder a soldar. Tiene la ventaja de no tener escorias presentando un cordón de soldadura con excelente acabado superficial, además es de fácil transporte y manipulación para el soldador.



**Gráfico 33-4:** Soldadura de tubos  
Realizado por: Autores

#### ***4.3.6. Pintura del sistema de suspensión.***

Para el proceso de pintado se utiliza pintura sintética automotriz que necesita de diluyente para obtener un brillo y una larga duración, además se utiliza pistolas por gravedad con aire a presión. Cabe recalcar que antes de realizar el pintado los componentes deben ser lijados y limpiados para una mayor adherencia de la pintura.



**Gráfico 34-4:** Pintura del sistema de suspensión  
Realizado por: Autores

#### 4.4. Construcción del sistema de la suspensión.

##### 4.4.1. Mesa superior.

En la mesa superior de suspensión se utilizó un tubo estructural redondo ASTM A 500Gr de  $1\frac{1}{4}$  in x 2mm de espesor, este brazo de suspensión se encuentra unido a dos bujes por medio de soldadura MIG, que a través de dos anclaje y pernos se encuentran ensamblados al chasis del prototipo.



**Gráfico 35-4:** Mesa superior  
Realizado por: Autores

Para el asentamiento de la rótula que se une con la mangueta a través de pernos se utiliza una platina de 5 mm de espesor ASTM A-36, ésta platina se encuentra unida a los tubos de los brazos de suspensión a través de un proceso de suelda MIG.



**Gráfico 36-4:** Montaje de la mesa superior  
Realizado por: Autores

Para implementar el conjunto amortiguador- muelle es necesario colocar una platina de 5mm de espesor ASTM A-36 que sirve como soporte para los esfuerzos que se producen en el anclaje del amortiguador.



**Gráfico 37-4:** Anclaje del conjunto amortiguador muelle  
Realizado por: Autores

Proceso de pintado de los brazos de suspensión superior con pintura sintética automotriz color negro.



**Gráfico 38-4:** Proceso de pintado de la mesa superior  
Realizado por: Autores

#### ***4.4.2. Mesa inferior.***

Para el brazo de suspensión inferior se utiliza un tubo estructural redondo ASTM A 500Gr de  $1\frac{1}{4}$  in x 2mm de espesor, este brazo está unido a dos bujes por medio de soldadura MIG, que a través de dos anclaje y pernos se encuentran ensamblados al chasis del prototipo.



**Gráfico 39-4: Mesa inferior**  
Realizado por: Autores

Para el asentamiento de la rótula que se une con la mangueta a través de pernos se utiliza una platina de 5 mm de espesor ASTM A-36, ésta platina se encuentra unida a los tubos de los brazos de suspensión a través de un proceso de suelda MIG.

Se Utiliza una platina de 3mm espesor, ésta se encuentra a través de un proceso de suelda MIG entre los tubos del brazo de suspensión inferior, denominado como nervio.



**Gráfico 40-4: Montaje de la mesa inferior**  
Realizado por: Autores

Proceso de pintado de los brazos de suspensión inferior con pintura sintética automotriz color negro.



**Gráfico 41-4:** Pintado de la mesa inferior

**Realizado por:** Autores

**Tabla 5-4:** Diagrama de procesos de construcción de las mesas de suspensión

DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN SISTEMA DE SUSPENSIÓN POSTERIOR MEDIANTE SOFTWARE CAD/CAE PARA UN PROTOTIPO HÍBRIDO BIPLAZA 4X4								
<input type="checkbox"/> MÉTODO ACTUAL		<input type="checkbox"/> MÉTODO PROPUESTO		FECHA:				
DESCIPCIÓN DE LA PARTE:		BRAZOS DE SUSPENSIÓN						
DESCRIPCIÓN DE LA OPERACIÓN:		CONSTRUCCIÓN						
		ACTUAL		PROPUESTO		DIFERENCIA		ANÁLISIS
		Tiempo	Núm.	Tiempo	Núm.	Tiempo	Núm.	
○	Operación	70	161					<b>ESTUDIADO POR:</b> Morocho C. Minga A.
➔	Transporte	4	1					
□	Inspección	66	160					
D	Demora	0	0					
▽	Almacenamiento	0	0					
Dist. recorrida(Km)		5,154						

**Tabla 5-4 (continua):** Diagrama de procesos de construcción de las mesas de suspensión

	DETALLES DEL PROCESO	MÉTODO	OPERACIÓN	TRANSPORTE	INSPECCIÓN	DEMORA	ALMACENAMIENTO	DISTANCIA (m)	CANTIDAD	TIEMPO(HORAS)
1	Adquisición del material	Vehículo	●	➔	□	D	▽	5000	1	4
2	Medición de tubos y platina	Flexómetro	●	➔	■	D	▽	2	28	2
3	Corte de tubos	Sierra eléctrica	●	➔	■	D	▽	2	8	5
	Corte de platina	Corte por plasma	●	➔	■	D	▽	2	20	7
4	Perforado de platina	Taladro	●	➔	■	D	▽	1	22	8
5	Soldadura	MIG	●	➔	■	D	▽	4	40	25
6	Pulido	Amoladora	●	➔	■	D	▽	15	40	7
7	Pintado	Soplete	●	➔	■	D	▽	8	1	10
8	Ensamblaje de los brazos	Herramientas	●	➔	■	D	▽	120	1	2

Fuente: Autores

Realizado por: Autores

#### 4.4.3. Anclajes de las mesas de suspensión.

Para la construcción de los anclajes de los brazos de suspensión superior e inferior se utiliza acero estructural de acero al carbono ASTM A-36 con 5mm de espesor.



**Gráfico 42-4:** Anclaje de la mesa de suspensión

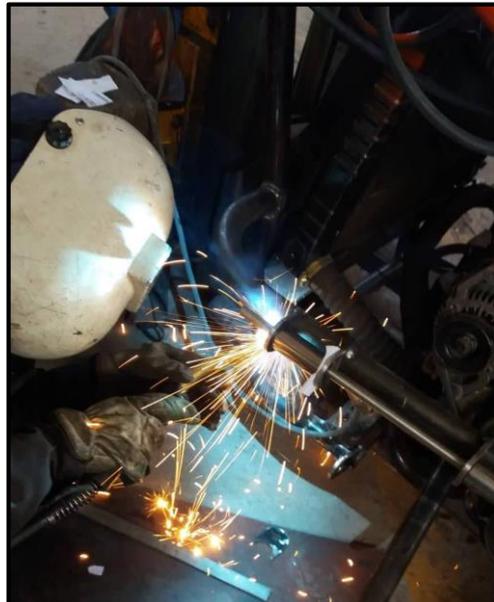
Realizado por: Autores

Durante este proceso se realiza las perforaciones en los anclajes para el ensamble con el buje a través de un perno que permita el movimiento de los brazos de suspensión.



**Gráfico 43-4:** Taladrado de los anclajes  
Realizado por: Autores

Para la unión de los anclajes con el chasis del prototipo es conveniente que se ensamben al igual que los bujes para tener una buena alineación entre los anclajes que sujetan las mesas de suspensión superior e inferior.



**Gráfico 44-4:** Soldadura de los anclajes  
Realizado por: Autores

#### 4.4.4. Anclajes del conjunto amortiguador-muelle.

Para la construcción de los anclajes del conjunto Muelle-Amortiguador se utiliza acero estructural de acero al carbono ASTM A-36 con 5mm de espesor.



**Gráfico 45-4:** Anclajes conjunto muelle-amortiguador  
Realizado por: Autores

**Tabla 6-4:** Diagrama de procesos de construcción de anclajes

DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN SISTEMA DE SUSPENSIÓN POSTERIOR MEDIANTE SOFTWARE CAD/CAE PARA UN PROTOTIPO HÍBRIDO BIPLAZA 4X4								
<input type="checkbox"/> MÉTODO ACTUAL		<input type="checkbox"/> MÉTODO PROPUESTO		FECHA:				
DESCRIPCIÓN DE LA PARTE: ANCLAJES								
DESCRIPCIÓN DE LA OPERACIÓN: CONSTRUCCIÓN								
		ACTUAL		PROPUESTO		DIFERENCIA		ANÁLISIS
		Tiempo	Núm.	Tiempo	Núm.	Tiempo	Núm.	
○	Operación	42	186					<b>ESTUDIADO POR: Morocho C. Minga A.</b>
➡	Transporte	4	1					
□	Inspección	38	185					
D	Demora	0	0					
▽	Almacenamiento	0	0					
Dist. recorrida(km)		5,032						

**Tabla 6-4 (continua):** Diagrama de procesos de construcción de anclajes

PASO	DETALLES DEL PROCESO	MÉTODO	OPERACIÓN	TRANSPORTE	INSPECCIÓN	DEMORA	ALMACENAMIENTO	DISTANCIA (m)	CANTIDAD	TIEMPO(HORAS)
1	Adquisición del material	Vehículo						5000	1	4
2	Medición de platina	Flexómetro						2	40	4
3	Corte de platina	Corte por plasma						2	40	8
4	Perforado de platina	Taladro						1	24	6
5	Soldadura	MIG						4	40	10
6	Pulido	Amoladora						15	40	5
7	Pintado	Soplete						8	1	5

Fuente: Autores

Realizado por: Autores

#### 4.6. Comprobación de soldadura en los componentes del sistema de suspensión implementados en el prototipo vehicular

Para realizar la respectiva comprobación de los componentes del sistema se realiza un procedimiento no destructivo en la soldadura, en donde se aplica la técnica por líquidos penetrantes, la cual que sirve para examinar las discontinuidades como fisura o poros que se puedan presentar en las superficies de los componentes que encuentran unidos a través de un cordón de soldadura.

##### 4.6.1 Materiales a utilizar:

- Kit de líquidos penetrantes
- Cepillo de acero
- Paños de microfibra ( no desprende pelusa)
- Diluyente

#### **4.6.2. Procedimiento.**

##### **4.6.2.1 Limpieza del componente:**

Para obtener resultados precisos se debe realizar una limpieza de las piezas que se encuentran soldadas, para esto utilizamos líquidos de limpieza o agentes disolventes de pintura, también será de gran utilidad el uso de cepillo metálico para eliminar las escorias que son producto de la soldadura. Debemos limpiar totalmente el componente para que ningún residuo impida el ingreso al líquido penetrante en las zonas en donde existan las discontinuidades.



**Gráfico 46-4:** Limpieza de anclaje.

**Realizado por:** Autores

##### **4.6.2.2 Emplear líquido limpiador:**

Luego de realizar una limpieza y secado de las zonas a inspeccionar del componente, se procede a utilizar un líquido limpiador, por lo general este limpiador viene en el kit de líquidos penetrantes, el cual ayuda a una limpieza del polvo, esta limpieza se la realiza con un paño libre de pelusas para posteriormente dejar secar las zonas del componente.



**Gráfico 47-4:** Aplicación de líquido limpiador.

**Realizado por:** Autores

#### 4.6.2.3 Aplicación del líquido penetrante:

Una vez que las zonas del componente se encuentren totalmente secas se procede a la aplicación del líquido penetrante, de manera que cubra uniformemente el cordón de soldadura y sus alrededores, se debe evitar que exista acumulación de líquido penetrante en las zonas que se está haciendo dicho análisis.



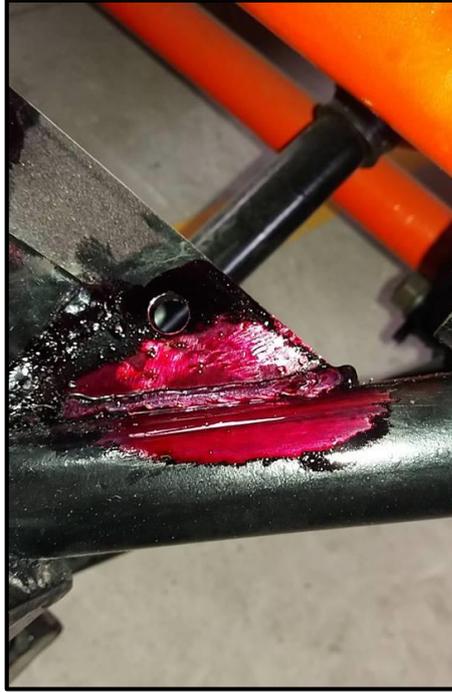
**Gráfico 48-4:** Aplicación de líquido penetrante

Realizado por: Autores



**Gráfico 49-4:** Líquido penetrante en anclaje.

Realizado por: Autores



**Gráfico 50-4:** Líquido penetrante en la mesa de suspensión.

Realizado por: Autores



**Gráfico 51-4:** Líquido penetrante en la mesa de suspensión.

Realizado por: Autores

Una vez de esperar el tiempo adecuado para la penetración en las discontinuidades se procede a realizar una limpieza del líquido que se encuentra en la superficie del componente, para remoción de líquido se utiliza un paño seco libre de pelusas, luego emplear el líquido removedor al trapo y nuevamente limpiar el componente con la finalidad de obtener buenos resultados.

#### 4.6.2.4 Aplicación de revelador

Antes de realizar la aplicación del líquido revelador es de suma importancia agitar el líquido para una mejor pulverización en el área de inspección del componente. Es importante emplear una cantidad adecuada del líquido revelador de manera que cubra totalmente la zona del componente en donde se está realizando la inspección.



**Gráfico 52-4:** Líquido revelador en anclaje.

Realizado por: Autores



**Gráfico 53-4:** Líquido revelador en la mesa de suspensión.

Realizado por: Autores



**Gráfico 54-4:** Líquido revelador

Realizado por: Autores

#### *4.6.2.5 Evaluación de Resultados:*

Para realizar la evaluación de los resultados obtenidos se los debe realizar con luz natural para realizar una mejor inspección.

API 650, en el apartado 6.4.4. Afirma que:

- En las zonas del componente que se está inspeccionando no se presentan indicaciones redondeadas relevantes mayores a 3/16 pulgadas (5mm) en el cordón de soldadura.
- No se presentan indicaciones redondeadas alineadas separadas 1/16 pulgada (1,5mm) o menor.

Por lo tanto se puede llegar a la conclusión que los componentes inspeccionados tiene un cordón de soldadura libre de defectos.

#### 4.7. Conclusiones.

- Mediante la identificación de necesidades se logró determinar diversos requerimientos principales que se necesitan para el prototipo buggy híbrido biplaza 4x4, obteniendo como resultado que el sistema de paralelogramo deformable cumple con todos estos requerimientos, los mismos que obtuvieron una calificación sobre 10 puntos, entre los cuales se destacan el recorrido de la suspensión con 8 puntos, la resistencia con 9 puntos, la variación de la geometría con 9 puntos, menor espacio y peso con 7 puntos, la estética que presenta el sistema con 8 puntos y la disminución de ruido con 9 puntos.
- Se determinó las cargas resultantes que van hacer aplicadas a las mesas de suspensión, para la mesa superior se obtuvo como resultado las siguientes cargas: fuerza del amortiguador: 547,17 Kg; fuerza ejercida por el neumático: 157,24 kg; y una fuerza ejercida por la rótula superior de: 15.99 Kg; mientras que en la mesa de suspensión inferior se obtuvo cargas con las siguientes magnitudes: fuerza ejercida por el neumático: 157,24 Kg y la fuerza ejercida por la rótula inferior: 29,70 kg.
- Gracias al análisis de carga efectuado, se logró determinar que en la mesa de suspensión inferior existe un esfuerzo equivalente máximo de 154.61 Mpa; una deformación total máxima de 2.32 mm.; y un factor de seguridad de 2.037, mientras que en la mesa superior existe un esfuerzo equivalente máximo de: 149,95 Mpa.; una deformación total máxima de 0,34 mm y un factor de seguridad de: 2,1. Obteniendo como resultado que el material para los brazos de las mesas de suspensión el cual es el acero estructural A500, el cual presenta las propiedades adecuadas capaces de soportar las características ya mencionadas.
- La variación entre el primer diseño y el optimizado en la mesa de suspensión inferior en cuanto al esfuerzo equivalente es de 0,6 Mpa.; en la deformación total de 0,11mm y el factor de seguridad de 0,0079; mientras que en la mesa de suspensión superior existe una eficiencia con una reducción de esfuerzo equivalente de: 6,94 Mpa, una reducción en la deformación total máxima de 0,00042mm. Y un aumento del factor de seguridad de 0,1092.
- La optimización topológica más eficiente es la realizada al 0,60 en restricción de masa, ya que presenta un ahorro de 0.9 kg de masa del material en la mesa inferior, mientras que en la mesa superior se tiene un ahorro de 0,63 kg en cuanto a masa del material
- Con la comparación de resultados entre los diseños de las mesas de suspensión se determinó que las mesas tanto superior como inferior son aptas para la construcción e implementación en el prototipo híbrido biplaza 4x4 de la carrera de ingeniería automotriz.

#### 4.7. Recomendaciones

- Al momento de la construcción es recomendable utilizar la soldadura MIG ya que presenta un alto rendimiento en este tipo de estructuras, además de que se aprovecha en su totalidad el alambre de electrodo dando como resultado un acabado superficial eficiente con un excelente grado de espesor en la soldadura.
- Profundizar conocimientos en la preparación de estructuras tubulares al momento de soldar, es decir realizar un perfilado del extremo del tubo al momento de la unión a la estructura mediante soldadura
- Al momento de realizar el análisis de cargas mediante software se debe tomar en consideración materiales que se encuentren dentro del mercado de nuestro país, ya que de no estar disponibles se tendría como opción la importación, lo cual elevaría los costos al momento de realizar la construcción de componentes.
- Al momento de soldar los anclajes de las mesas de suspensión estos deberán ser alineados respectivamente en un mismo eje, para evitar desniveles al momento del ensamble de las mesas de suspensión.
- En el instante de soldar las platinas de las mesas de suspensión, estas deberán ser soldadas en las mesas de suspensión montadas en los respectivos anclajes para evitar deformaciones debido al calentamiento del material mediante la soldadura.
- Verificar la simetría de la estructura a la cual están diseñados los anclajes del amortiguador con la finalidad de evitar desperdicios de material en piezas innecesarias.
- Es recomendable realizar una revisión periódica del estado de los amortiguadores del prototipo una vez cada 20000km para prevenir dificultades en el manejo del prototipo en carretera y evitar que se disminuya el confort en el interior del mismo.
- La selección de los distintos procesos de manufactura debe ser adaptada a las condiciones presentes de los recursos que se obtiene. Es decir se debe definir cuáles son los procesos más adaptados y menos costosos como por ejemplo taladrado, corte por disco, corte por plasma, mecanizado, etc.
- Si los resultados que se obtienen por medio de la optimización topológica no satisfacen los requerimientos esperados por el diseñador, se debe verificar las condiciones de carga, material y las distintas restricciones dadas al componente.
- No sobrepasar el límite de peso para lo cual está diseñado el sistema de suspensión (1000Kg) debido a que puede provocar fallas e incluso rupturas en los componentes del sistema, si es necesario aumentar peso en el prototipo se deberá realizar un análisis a los componentes del sistema con la finalidad de volver a verificar su funcionamiento.

## BIBLIOGRAFÍA

**Arellano, Claudio.** *Sistemas de suspensión y dirección del automóvil.* [en línea]. Talca : Centro Educativos Salesianos Talca, 2012. pp. 2-3. [Consulta: 18 abril 2018]. Disponible en: <https://docplayer.es/3809138-Manual-modulo-a-5-sistemas-de-suspension-y-direccion-del-automovil.html>

**Arroyo, Edwin & Ayala, Renato.** Diseño y construcción del bastidor y sistema de suspensión de un car-cross monoplace para servicio turístico. [En línea]. (Trabajo de titulación). (Ingeniera). Escuela superior politécnica del ejercito. Departamento de energía y mecánica. Latacunga, Ecuador. 2013. pp. 10. [Consulta: 2018-24-02]. Disponible en <http://repositorio.espe.edu.ec/xmlui/handle/21000/7187>

**Arteaga, Eduardo & Álvarez, Diego.** Guía para la sustitución de suspensión de ballestas por neumática en vehículos de carga liviana. (Trabajo de titulación). +(Ingeniería). Universidad del Azuay, Facultad de Ciencia y Tecnología, Escuela de Ingeniería Automotriz, Cuenca, Ecuador. 2016. pp. 25. [Consulta: 2018-26-02]. Disponible en: <http://bibliotecas.esPOCH.edu.ec/ISO690.pdf>

**Autocosmos.** "Cuales son las suspensiones mas comunes". *Autocosmos* [En línea] 2013. pp. 2 [Consulta: 06 Abril 2018.] Disponible en: <https://especiales.autocosmos.com.ar/tecnologia/noticias/2013/08/27/cuales-son-las-suspensiones-mas-comunes>.

**Barbecho, Benito & Palacios, Guido.** Diseño y construcción de un banco para la determinación del centro de gravedad y transferencia de pesos en vehículos livianos. (Trabajo de titulación).(Ingeniería),Universidad Politécnica Salesiana, Carrera de Ingeniería Automotriz, Cuenca, Ecuador. 2017. pp. 36 [Consulta: 2018-03-24]. Disponible en: <https://dspace.ups.edu.ec/bitstream/123456789/14267/1/UPS-CT007015.pdf>

**Bendsoe, M. & Sigmund, O.** *Topology Optimization Theory, Methods and Applications.* Germany : Springer, 2003. pp. 10-26

**Budynas, Richard G. & Nisbett, Keith.** *Diseño de ingeniería mecánica de Shigley.* 8va. ed. México, McGraw-Hill, 2008. pp 100-1006

**Clásicos, Fierros.** "Que es la barra estabilizadora y como funciona" [En línea]. 2015. pp 1. [Consulta: 29 de Abril de 2018.] Disponible en: <http://www.fierrosclasicos.com/que-es-la-barra-estabilizadora-y-como-funciona/>.

**Dominguez, Rubén.** Simulación en modelica de elementos mecanicos de una suspensión. Madrid. (Trabajo de titulación). (Ingeniería). Escuela Politecnica Superior Carlos III de Madrid,

Departamento de Ingeniería Mecánica, Ingeniería Técnica Industrial Mecánica. 2011. pp. 20-28 [Consulta: 2018-06-23]. Disponible en: [https://e-archivo.uc3m.es/bitstream/handle/10016/13665/PFC\\_RUBEN\\_OLIVA\\_DOMINGUEZ\\_2011.pdf](https://e-archivo.uc3m.es/bitstream/handle/10016/13665/PFC_RUBEN_OLIVA_DOMINGUEZ_2011.pdf)

**Fernandez, C.** " BMW M4 GTS. Llantas de carbono y aluminio". *Km77.com*. [En línea] 2016. pp. 1 [Consulta: 5 de Abril de 2018.]. Disponible en: <http://blogs.km77.com/engendromecanico/bmw-m4-gts-llantas-de-carbono-y-aluminio/>.

**García, Gilbert.** "Componentes de la suspensión". *Pruebaderuta.com*. [En línea] 2018. pp. 2 [Consulta: 18 de Abril de 2018.]. Disponible en: <https://www.pruebaderuta.com/componentes-de-la-suspension.php>.

**González, Tomas, & otros.** *Circuito de fluidos. suspensión y direccion*. Madrid : Editex, S.A., 2017. pp. 189-215

**Goñi, Juan.** "Su propio buggy". *Nitro.PE*. [En línea]. 2017. pp. 2. [Consulta: 5 de Febrero del 2018]. Disponible en: <https://www.nitro.pe/el-urbano/estudiante-universitario-fabrico-su-propio-buggy.html>.

**Hurel, Jorge, & otros.** *Laccei international multi-conference for engineering, education, and technology*. modelado físico y matemático del sistema de suspensión de un cuarto de vehículo. *15th* . Boca Raton Fl, United States. 19 de Julio de 2017, pp. 1.

**Infocoinav.** "El equipo de hydro2motion uso hyperworks y ahorro un 83% de peso". *Coinav*. [En línea] 2018. [Consulta: 26 de Julio de 2018.]. pp 2-5. Disponible en: <http://blog.coinav.com/el-equipo-de-hydro2motion-uso-hyperworks-y-ahorro-un-83-de-peso/>.

**Jr, Carmona.** "El buggy deporte extremo" *El nacional*. [En línea]. 2016. [Consulta: 04 de Marzo del 2018]. pp. 3. Disponible en <http://elnacional.com.do/el-buggy-deporte-extremo/>.

**Lasagni, Fernando.** "Materiales y procesos" *Centro Avanzado de tecnologías Aeroespaciales*. [En línea], 2015. [Consulta: 2 de Abril de 2018.], pp. 1. Disponible en: <http://www.catec.aero/materiales-y-procesos/publicaciones.htm>.

**Lucia C.** "Optimización topológica" *3D natives*. [En línea].2017. [Consulta: 2 de Abril de 2018.] pp. 1. Disponible en: <https://www.3dnatives.com/es/optimizacion-topologica-10012017/>.

**Luque, Pablo y Álvarez, Daniel.** *Estudio del automovil investigación de accidentes de tráfico*. Madrid-España: Paraninfo, S.A., 2003, pp. 104-144

**Luque, Pablo; et al.** *Ingeniería del automovil. sistemas y comportamiento dinamico*. Madrid-España: Paraninfo S.A., 2012. pp 156-210

**Martínez, Gil Hermógenes.** *Manual práctico del automóvil reparación, mantenimiento y prácticas.* MMXI/MMXII . Madrid - España : Cultura S.A., 2000. pp. 40-45

**Meganeboy, Dani.** "Suspensiones", *Aficionados a la mecánica.* [En línea] 2014. [Consulta: 04 de Abril de 2018.] pp. 4. Disponible en: <http://www.aficionadosalamecanica.net/suspension2.htm>.

**Meza, Carlos..** *Optimización topológica en el diseño de elementos estructurales mecánicos* (Trabajo de titulación) (Doctorado) Universidad Autónoma de Occidente, Santiago de Cali : 2012. [ 2018-06-05]. pp. 10-70 Disponible en: <http://www.redalyc.org/pdf/478/47843368009.pdf>

**Mirlisenna, Giuseppe.** "Metodo de elementos finitos". *ESSS.* [En línea] 2016. [Consulta: 15 de Junio de 2018.] pp. 2. Disponible: <https://www.esss.co/blog/es/metodo-de-los-elementos-finitos-que-es/>.

**Molina , Arturo.** "Sistema de suspensión". [En línea] 2012, [Consulta: 07 de Marzo de 2018] pp.1 Disponible en: <http://art414.blogspot.com/2012/05/suspension.html>.

**Multiservicio Automotriz.** "Suspension macpherson" *Multiservicio automotriz.* [En línea], 2011. [Consulta: 05 de Abril de 2018.] pp. 1 Disponible en: <http://multiservicioautomotriz3h.blogspot.com/2011/03/suspension-mcpherson.html>.

**Orovió, Manuel.** *Tecnología del automóvil.* Madrid : Paraninfo, S.A., 2010. pp. 416.

**Patricio Pauta & Juan Villacis.** *Diseño y construcción de un vehículo biplaza de estructura tubular con motor monocilíndrico yamaha yfm200.* (Trabajo de titulación) (Ingeniería). Universidad del Azuay, Ciencia y tecnología, Ingeniería mecánica. Cuenca. 2012.[Consulta: 2018-05-22]. pp. 2 Disponible en : <http://dspace.uazuay.edu.ec/handle/datos/1444>

**Perez, Eduardo.** Eduardo Pérez-Ascaniovw.tenerife. [En línea], 2011. [Consulta:04 junio 2018 ]. pp. 1 <http://eduardoascaniovtenerife.blogspot.com/2011/06/historia-del-escarabajo-buggy.html>.

**Pozo, Jonatan.** *Propuesta de procedimientos de análisis y de diseño de superestructuras de autobuses.*(Trabajo de titulación ) (Maestría). Universidad Nacional Autónoma de México, Ingeniería Mecánica, Diseño mecánico. México. 2014.[Consulta: 2018-05-28]. pp 20-120 Disponible en : <http://repositorio.educacionsuperior.gob.ec/handle/28000/1437>

**Raul Salinas.** "Así nació el buggy original una historia fascinante". Autoblid. [En línea], 2015, (España), [Consulta: 05 junio 2018 ]. pp. 1 Disponible en: [https://www.autobild.es/reportajes/asi-nacio-buggy-original-una-historia-fascinante-252629#modal\\_817](https://www.autobild.es/reportajes/asi-nacio-buggy-original-una-historia-fascinante-252629#modal_817).

**Riera, Patricio.** *Trucaje y adaptación de un sistema de suspensión y dirección para un vehículo tipo buggy de la fórmula automovilística universitaria fau.* (Trabajo de titulación) (Ingeniería).

Escuela Superior Politécnica de Chimborazo, Mecánica, Ingeniería automotriz. Riobamba. 2010. pp. 25-32 [Consulta: 2018-05-22]. pp. 30-45 Disponible en : <http://dspace.esPOCH.edu.ec/bitstream/123456789/938/1/65T00008.pdf>

**Tomas Gonzales.** *Circuito de Fluidos. Suspensión y Dirección.* Madrid : Editex, 2017, pp 48-62

**Toyota.** "La suspensión del auto; qué es y qué cuidados debe tener". Toyocosta. [En línea],2014, pp. 1. Disponible en: <http://www.toyocosta.com/blog/la-suspension-del-auto-cuidado/>.

**Valdez, José.** *Diseño y construcción de un sistema de suspensión delantera independiente para un vehículo tubular tipo "buggy" para uso en todo terreno* (trabajo de titulación) (Ingeniería). Escuela Politecnica del Ejercito, Mecánica, Ingeniería mecánica. Sangolquí. 2006. pp. 9 [Consulta: 2018-05-15]. Disponible en : <http://repositorio.espe.edu.ec/xmlui/bitstream/handle/21000/819/T-ESPE-014407.pdf?sequence=1&isAllowed=y>