



UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA DE BOLÍVAR

FACULTAD DE INGENIERÍA

PROGRAMAS DE INGENIERÍA MECÁNICA
Y MECATRÓNICA

TRABAJO DE GRADO

DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN VEHÍCULO MONOPLAZA A GASOLINA CON CHASIS TUBULAR

Andrés Felipe Jiménez Wilchez - Tsuyoshi Kawahara Solarte

Edgardo W. Arrieta O., MSc.

Cartagena, Bol. D. T. y C.
11 de septiembre de 2018

Andrés Felipe Jiménez Wilchez - Tsuyoshi Kawahara Solarte

Diseño y construcción de un vehículo monoplaza con chasis tubular a gasolina

Trabajo de Grado, 2018

Director: Edgardo W. Arrieta O., MSc.

Universidad Tecnológica de Bolívar

Facultad de Ingeniería

Programa de Ingeniería Mecánica

Campus Tecnológico Parque Industrial y Tecnológico

Carlos Vélez Pombo Km 1 Vía Turbaco

(57) 5 6535200 y Cartagena, Bolívar

AGRADECIMIENTOS

A Dios gracias, por encima de todas las cosas, por darnos la capacidad y entereza de superar con éxito este proyecto de grado, permitiéndonos crecer no solo profesionalmente sino también a nivel personal.

A muchas personas que hicieron parte de este camino, y aportaron significativamente en el desarrollo del proyecto, siendo principalmente nuestros compañeros que con gran compromiso y responsabilidad estuvieron presente en la construcción del vehículo como proyecto de curso, afrontando cada uno de los problemas y siendo participes de nuestro primer modelo. Gracias a Erick Campo, María Coronell, Sergio Dell'oro, Jhony Giraldo, Jesús Gutiérrez, Kevin Jiménez, Diego Martínez, Aldair Montes, Enrique Nieto, Rudy Ocampo, Jesús Tangua, Germán Yemail y Jorge Yépez. Esto también es dedicado a ustedes.

Al taller Metálica Salcedo, principalmente por un trabajo arduo, lleno de calidad y sentido de pertenencia. Al taller Metalmecánica Osorio, y a todas aquellas empresas por la financiación significativa en el proyecto, además de un apoyo incondicional.

Al profesor Edgardo Arrieta, por permitirnos desarrollar el primer proyecto de esta magnitud en la Universidad. Por su apoyo incondicional, dedicándonos tiempo, esfuerzo y trabajo. Gracias por guiarnos en este camino de aprendizajes increíbles.

A mi familia, por ser mi mayor soporte y motivación, por enseñarme a ser mejor cada día y acompañarme en cada proyecto y sueño. A aquellos que siempre han estado, a Jeniffer, Jhony, Omer, Jairo, Alexander, Luis y Jordi. A mis equipos de voluntarios, por su entendimiento y apoyo en todo momento. Por último, siendo muy importante, gracias a Tsuyoshi por convertirse para mí en un ejemplo de amigo, compañero e ingeniero, por todo el trabajo compartido y llevar a buen termino este proyecto, te admiro mucho.

Andrés Jiménez Wilchez

Principalmente a mi familia, por brindarme la oportunidad de estudiar una carrera profesional y darme su apoyo en todo momento, a mi novia Andrea Ricardo, por apoyarme en todo, darme ánimos y nunca permitir que me rinda en este proyecto. A aquellos que de una u otra manera han aportado su apoyo para la finalización de este proyecto, a Freddy Piñeres, a Jorge Yépez y a Rudy Alejandro. Finalmente agradecer a mi compañero Andrés Jiménez por no desistir, brindarme su apoyo y siempre seguir adelantante hasta obtener la culminación de este proyecto grado.

Tsuyoshi Kawahara Solarte

RESUMEN

El presente documento expone el trabajo realizado y desarrollado de forma teórica y práctica para el diseño y construcción de un vehículo monoplaza con chasis tubular tipo buggy accionado con un motor de combustión interna. Este se desarrolló como proyecto de grado para la facultad de Ingeniería Mecánica y Mecatrónica de la Universidad Tecnológica de Bolívar, y entre sus objetivos se encuentra el diseño de los principales sistemas que componen el vehículo, los cuales son: Chasis, transmisión, dirección, suspensión y frenos.

Primeramente, para la elaboración del proyecto se realizó una investigación en cuanto a aplicaciones similares, en todos los sistemas a diseñar, que contaran con metodologías estipuladas bajo normas o requerimientos internacionales. Con base en ello, definimos las principales características y condiciones de trabajo que debe cumplir tanto el vehículo en general, como cada uno de los sistemas, prestando suma importancia al funcionamiento, seguridad, confort y rendimiento del motor bajo las expectativas de trabajo. De esta forma, se encuentra aquí la información previa encontrada en trabajos aplicativos y libros, así mismo como las metodologías de diseño escogidas para cada sistema, presentando principalmente el modelado del chasis en un Software CAD/CAM/CAE (Nx Siemens), análisis de elementos finitos del mismo, material escogido para estructura tubular, selección del motor y llantas, cálculos de diseño para la selección de piezas necesarias en cada sistema, y los principales resultados de diseño.

Finalmente, una vez realizado el diseño de cada sistema del vehículo, se adquieren materiales y piezas necesarias para su respectivo montaje y ensamble general, realizando ajustes de diseño según la disponibilidad del mercado y la accesibilidad a dichas necesidades. Posteriormente, se realizan pruebas del Buggy en la Universidad Tecnológica de Bolívar, siendo sometido a pruebas de desempeño, funcionamiento del motor, conducción y seguridad del mismo, concluyendo con resultados positivos bajo los requerimientos establecidos previamente.

Palabras clave: Chasis, Suspensión, Transmisión, Dirección, Frenos, Vehículo y Monoplaza.

ABSTRACT

This document presents the work carried out and developed in a theoretical and practical way for the design and construction of a single-seat tubular chassis vehicle with internal combustion engine. This was developed as a final year project at mechanical and mechatronics engineering at UTB (Universidad Tecnológica de Bolívar). Our project deals with the main systems of the vehicle, which are: Chassis, power, steering, suspension and brakes.

A research was carried out regarding similar applications, and all the systems to be designed, which have methodologies stipulated under international codes or requirements. Based on this, we defined the main characteristics and work conditions that must be met by the vehicle in general, as well as each one of the systems, giving great importance to performance, safety, comfort and performance of the engine under the expectations of work. This way, the previous information found in applications and books is found here, as well as the design methodology chosen for each system. We concentrate on fatigue design under dynamic load condition (of the tubular chassis vehicle) using CAD/CAM/-CAE package Siemens NX [1] . Also the material selection process is presented together with engine and rims selection criteria. Finally, the desing calculations in each systemn are presented.

Finally, once the design of each vehicle sub-system has been completed, materials and parts necessary for their respective assembly and general assembly are acquired, making design adjustments according to the availability of the market and the accessibility to these needs. Subsequently, tests of the vehicle are made at UTB, being subjected to performance tests, engine operation, driving and safety of the same, concluding with positive results under the previously established requirements.

Keywords: Chassis, Suspension, Power, steering, Brakes, vehicle and Monoplace.

Índice

1. Introducción.	15
2. Planteamiento del proyecto.	17
3. Objetivo general.	18
3.1. Objetivos específicos.	18
4. Antecedentes y Estado del arte	19
4.1. Chasis	19
4.1.1. Metodología y normativa para el diseño del chasis	19
4.1.2. Consideraciones del diseño CAD del chasis.	20
4.1.3. Errores típicos del mallado del modelo CAD del chasis.	21
4.2. Sistema de transmisión	22
4.2.1. Factores que impiden el avance del vehículo	22
4.2.2. Diferencial	23
4.3. Sistema de frenado	24
4.3.1. Consideraciones de frenado	25
4.3.2. Tipos de frenos	26
4.4. Sistema de suspensión	29
4.4.1. Tipos de suspensión	29
4.4.2. Elementos de suspensión	31
4.5. Sistema de dirección	33
4.5.1. Características que debe cumplir todo sistema de dirección	33
4.5.2. Fundamentos geométricos y condición de Ackerman	34
4.5.3. Mecanismo de la dirección	37
4.5.4. Ángulos y cotas de la ruedas directrices	37
5. Metodología.	43
5.1. Diseño de Chasis	43
5.1.1. Selección de material	43
5.1.2. Centro de gravedad del vehículo.	47
5.1.3. Análisis estático	48
5.1.4. Análisis de Fatiga.	51
5.2. Diseño del chasis usando análisis por elementos finitos	54
5.2.1. Primer diseño y análisis del chasis.	58
5.2.2. Segundo diseño y análisis del chasis.	59
5.2.3. Tercer diseño y análisis del chasis.	60
5.2.4. Cuarto diseño y análisis del chasis.	61
5.2.5. Quinto diseño y análisis del chasis.	62
5.2.6. Análisis de Sensibilidad del mallado del modelo CAD.	63

5.2.7.	Análisis Dinámico.	69
5.3.	Diseño de sistema de Transmisión	76
5.3.1.	Potencia del vehículo	76
5.3.2.	Selección del motor.	80
5.3.3.	Diferencial:	82
5.3.4.	Selección de llantas	84
5.4.	Diseño de sistema de frenos	87
5.4.1.	Cálculos teóricos fuerza de frenado	87
5.4.2.	Selección tipo de freno de disco	89
5.4.3.	Cálculos reales del sistema de frenos	90
5.5.	Diseño de sistema de suspensión	92
5.5.1.	Resortes a compresión.	92
5.5.2.	Función de transferencia de Modelo Masa-Resorte-Amortiguador	99
5.5.3.	Simulación de impacto de un escalón.	102
5.5.4.	Tijeras del sistema de suspensión.	104
5.5.5.	Manguetas del sistema de suspensión.	108
5.5.6.	Soportes de los resortes y tijeras.	112
5.6.	Diseño de sistema de dirección	123
5.6.1.	Ángulo α mínimo.	123
5.6.2.	Longitud de los brazos y barra de acoplamiento.	124
5.6.3.	Adaptación del sistema de piñón-Cremallera.	126
5.6.4.	Ángulos de α y β	127
5.6.5.	Comparación de la trayectoria real vs la ideal.	130
5.6.6.	Condiciones geométricas de las llantas.	132
6.	Memoria de cálculos.	134
6.1.	Chasis	134
6.1.1.	Calculo de centro de gravedad	134
6.1.2.	Calculo de fatiga.	135
6.2.	Sistema de Transmisión	137
6.2.1.	Calculo de las resistencias al avance.	137
6.2.2.	Calculo de la potencia necesaria.	139
6.3.	Sistema de frenos	141
6.3.1.	Datos de diseño	141
6.3.2.	Cálculos teóricos	141
6.3.3.	Selección y características de trabajo	145
6.3.4.	Cálculos reales del sistema de frenos	146
6.4.	Sistema de suspensión	149
6.4.1.	Cálculo de resortes a compresión.	149
6.5.	Sistema de dirección	153
6.5.1.	Calculo del ángulo mínimo de giro.	153
6.5.2.	Calculo de la longitud de los brazos y barra de acoplamiento.	154
6.5.3.	Calculo de la nueva distancia r considerando el sistema cremallera - piñón.	155

6.5.4. Cálculo de los ángulos α y β	156
6.5.5. Comparación de resultados.	157
7. Generalidades de trabajo.	160
7.1. Primera etapa de construcción	160
7.2. Segunda etapa de construcción	166
8. Conclusiones.	173
9. Referencias Bibliográficas.	175
10. Anexos	178
11. Planos.	179

Índice de figuras

1.	Análisis de elementos finitos aplicando una carga vertical	20
2.	Uniones inapropiadas en el modelo CAD.	20
3.	Corte y uniones de las intersecciones de los tubos	21
4.	Errores comunes de los elementos del mallado	21
5.	Diferencial convencional	23
6.	Sistema de frenado Bosch.	24
7.	Ficha técnica: Frenos de tambor de Bosch.	27
8.	Ficha técnica: Frenos de disco de Bosch.	27
9.	Elementos de suspensión de eje rígido.	30
10.	Elementos suspensión McPherson.	31
11.	Esquema de componentes del sistema de dirección.	33
12.	Vehículo con dirección delantera circulando curva de radio constante. . .	35
13.	Radio de giro de un vehículo.	36
14.	Geometría de la dirección.	36
15.	Configuración de la dirección	37
16.	Ángulo de salida.	38
17.	Casos del ángulo de salida.	39
18.	Ángulo de caída.	39
19.	Casos del ángulo de caída.	40
20.	Ángulo de avance.	41
21.	Casos del ángulo de avance.	42
22.	Convergencia de las ruedas.	42
23.	Vehículo monoplaza tipo buggy	43
24.	Dimensiones de los tubos,	46
25.	Vehículo en posición horizontal.	47
26.	Vehículo en posición inclinada.	48
27.	Modelo básico del chasis.	49
28.	Mitad del modelo básico del chasis.	49
29.	Modelo de una viga simple.	49
30.	Diagramas de cortante y momento flector.	50
31.	Bosquejo básico del chasis	54
32.	Ergonomía del pasajero	55
33.	Prueba de Carga vertical 8 veces su propio peso.	55
34.	Prueba de Carga lateral 2 veces su propio peso.	56
35.	Prueba de carga frontal 6 veces su propio peso.	56
36.	Resultado de deformación obtenido del primer diseño del chasis.	58
37.	Resultado de esfuerzo obtenido del primer diseño del chasis.	58
38.	Resultado de deformación obtenido del segundo diseño del chasis.	59
39.	Resultado de esfuerzo obtenido del segundo diseño del chasis.	59
40.	Resultado de deformación obtenido del tercer diseño del chasis.	60
41.	Resultado de esfuerzo obtenido del tercer diseño del chasis.	60

42.	Resultado de deformación obtenido del cuarto diseño del chasis.	61
43.	Resultado de esfuerzo obtenido del cuarto diseño del chasis.	61
44.	Resultado de deformación obtenido del quinto diseño del chasis.	62
45.	Resultado de esfuerzo obtenido del quinto diseño del chasis.	62
46.	Resultados de deformación obtenidos del mallado de 16mm.	63
47.	Resultados de esfuerzo obtenidos del mallado de 16mm.	64
48.	Resultados de deformación obtenidos del mallado de 7mm.	64
49.	Resultados de esfuerzo obtenidos del mallado de 7mm.	65
50.	Resultados de deformación obtenidos del mallado de 3mm.	65
51.	Resultados de esfuerzo obtenidos del mallado de 3mm.	66
52.	Resultados de deformación.	68
53.	Resultados de esfuerzo.	68
54.	Modelo CAD con una masa simulada de 250Kg.	70
55.	Caída libre de 3cm.	70
56.	Resultados de caída de 3cm de altura.	71
57.	Caída libre de 8cm.	71
58.	Resultados de caída de 8cm de altura.	72
59.	Caída libre de 12cm.	72
60.	Resultados de caída de 12cm de altura.	73
61.	Carga de caída de 3cm aplicada en la parte superior del chasis.	73
62.	Carga de caída de 8cm aplicada en la parte superior del chasis.	74
63.	Carga de caída de 12cm aplicada en la parte superior del chasis.	74
64.	Diagrama de vehículo en pendiente	77
65.	Diagrama de vehículo en acelerando.	78
66.	Montaje y ensamble del motor, vista superior.	81
67.	Montaje y ensamble del motor, vista frontal	81
68.	Ensamble de diferencial con el motor.	82
69.	Instalación de diferencial al chasis.	83
70.	Acople de diferencial al chasis.	83
71.	Referencia de tipo de llantas a partir de velocidad.	84
72.	Referencia de tipo de llantas a partir de velocidad.	85
73.	Llantas seleccionadas.	86
74.	Tabla de materiales para resortes a compresión.	88
75.	Amortiguador trasero, Shenzhen Derui Sourcing Co., Ltd. [30]	97
76.	Amortiguador delantero, Shenzhen Derui Sourcing Co., Ltd. [31]	99
77.	Modelo Masa-Resorte-Amortiguador.	100
78.	Modelo Masa-Resorte-Amortiguador con referencia r.	100
79.	Diagrama de cuerpo libre del modelo Masa-Resorte-Amortiguador	101
80.	Código de Matlab.	102
81.	Diagrama de bloques en simulink.	103
82.	Resultados de los amortiguadores traseros.	103
83.	Resultados de los amortiguadores delanteros.	104
84.	Modelo CAD de la tijera delantera.	104

85.	Mallado y aplicación de las cargas al modelo CAD de la tijera delantera.	105
86.	Resultados de la simulación de deformación de la tijera delantera.	105
87.	Resultados de la simulación de esfuerzo de la tijera delantera.	106
88.	Modelo CAD de la tijera trasera.	106
89.	Mallado y aplicación de las cargas al modelo CAD de la tijera trasera. . .	107
90.	Resultados de la simulación de deformación de la tijera trasera.	107
91.	Resultados de la simulación de esfuerzo de la tijera trasera.	108
92.	Modelo CAD de la mangueta delantera.	109
93.	Mallado y aplicación de las cargas al modelo CAD de la mangueta delantera.	109
94.	Resultados de la simulación de deformación de la Mangueta delantera. . .	110
95.	Resultados de la simulación de esfuerzo de la Mangueta delantera.	110
96.	Modelo CAD de la mangueta trasera.	111
97.	Mallado y aplicación de las cargas al modelo CAD de la mangueta trasera.	111
98.	Resultados de la simulación de deformación de la mangueta trasera. . . .	112
99.	Resultados de la simulación de esfuerzo de la mangueta trasera.	112
100.	Orden de resultados por elementos finitos.	113
101.	Aplicación de cargas en los soportes traseros de vehiculo.	113
102.	Resultado del primer soporte.	114
103.	Resultado de deformación del primer soporte.	114
104.	Resultado de esfuerzo del primer soporte.	115
105.	Resultados del segundo soporte.	115
106.	Resultados de deformación del segundo soporte.	116
107.	Resultados de esfuerzo del segundo soporte.	116
108.	Resultado del tercer soporte.	117
109.	Resultados de deformación del tercer soporte	117
110.	Resultados de esfuerzo del tercer soporte.	118
111.	Aplicación de cargas en los soportes delanteros de vehiculo.	118
112.	Resultados del cuarto soporte.	119
113.	Resultados de deformación del cuarto soporte.	119
114.	Resultados de esfuerzo del cuarto soporte.	120
115.	Resultados del quinto soporte.	120
116.	Resultados de deformación del quinto soporte.	121
117.	Resultados de esfuerzo del quinto soporte.	121
118.	Resultados de deformación del sexto soporte.	122
119.	Resultados de esfuerzo del sexto soporte.	122
120.	Ángulo de giro mínimo.	123
121.	Geometría de vehículo.	124
122.	Ángulo máximo de giro.	125
123.	Dimensiones de la dirección.	126
124.	Geometría Piñón - Cremallera.	126
125.	Ángulos α y β	127
126.	Grafica de las curvas real e ideal.	132
127.	Sistema de dirección construido.	132

128. Ángulo de convergencia de la dirección.	133
129. Calculo de las distancias a y b cuando el vehículo esta en posición horizontal.	134
130. Calculo de la altura h_{cg} cuando el vehículo esta en posición inclinada.	135
131. Freno de disco escogido.	146
132. Medidas del vehículo.	153
133. Cremallera - piñón.	155
134. Nueva distancia r	156
135. Grafica de las curvas real e ideal.	159
136. Sistema de dirección construido.	159
137. Base de chasis tubular.	161
138. Chasis tubular construido.	161
139. Adquisición de las llantas seleccionadas.	162
140. Motor adquirido, aún sin mantenimiento.	162
141. Ensamble trasero de motor, diferencial, suspensión y llantas.	163
142. Ensamble delantero de tijeras y llantas.	163
143. Semi-eje trasero.	164
144. Primer ensamble general del vehículo.	164
145. Presentación preliminar del vehículo en la Universidad.	164
146. Acabado del vehículo.	165
147. Presentación final del proyecto.	165
148. Soldadura lateral del chasis	166
149. Soldadura trasera del chasis	167
150. Acabado etapa 1	167
151. Acabado etapa 2	168
152. Acabado etapa 2	168
153. Acabado etapa 3	169
154. Acabado etapa 4	169
155. Vehículo monoplaza con chasis tubular a gasolina	170
156. Modelo CAD del chasis vista isométrica.	171
157. Modelo CAD del chasis vista lateral.	171
158. Modelo CAD del chasis vista frontal.	172
159. Modelo CAD del chasis vista superior.	172
160. Vista lateral del modelo CAD del chasis.	179
161. Vista superior del modelo CAD del chasis.	179
162. Vista frontal del modelo CAD del chasis.	180
163. Tijera delantera inferior.	180
164. Tijera trasera superior.	181
165. Mangueta trasera.	182
166. Mangueta delantera.	183

Índice de tablas

1.	Propiedades mecánicas del material.	44
2.	Tolerancias de fabricación.	45
3.	Resultados de deformación y esfuerzo.	67
4.	Análisis final del chasis.	69
5.	Comparación de cargas de caída libre y resistencia a la fatiga para vida finita e infinita.	75
6.	Coefficientes por rodadura.	77
7.	Coefficiente del aire	78
8.	Ficha técnica del motor.	80
9.	Dimensiones de la moto.	80
10.	Dimensiones de los frenos.	90
11.	Cálculos del resorte delantero.	96
12.	Cálculos del resorte delantero.	98
13.	Ángulos de α y β	129
14.	Comparación de β y β'	131
15.	Coefficiente de adherencia entre superficie y neumático.	142
16.	Características de los frenos.	145
17.	Datos del resorte delantero	152
18.	Comparación de β y β'	158

1. Introducción.

Dentro del campo de la ingeniería mecánica tenemos diferentes enfoques, cuando hablamos de proyectos aplicativos, que permiten llevar a la realidad cada uno de los conceptos estudiados dentro de la misma. A partir de esto, podemos llevar a cabo una implementación conceptual a la realidad desde la parte térmica, física, mantenimiento o diseño, siendo esta última el pilar de trabajo en el que nos basamos para desarrollar un proyecto enmarcado en el diseño y la construcción de un vehículo monoplaza tipo Buggy.

Primeramente, es importante mencionar que la razón de ser del diseño dentro de la ingeniería mecánica es el resultado de encontrar una necesidad dentro de la realidad humana, que nos obliga a pensar la forma resolverla, desde el punto de vista ingenieril. Es por esto que a lo largo del tiempo se han venido desarrollando diversas aplicaciones innovadoras de diseño mecánico desde problemas comunes, hasta grandes inconvenientes. Así mismo, es bien sabido que el transporte y la forma de moverse de un lugar a otro, se ha convertido para el ser humano en una de las principales cuestiones a resolver. ¿Cómo podemos ver esto? Desde el simple hecho de tomarnos la tarea de resolver análisis de sistemas de tránsito vehicular, hasta la creación de todo tipo de automóviles según diferentes necesidades propias del común.

Es por esta razón que decidimos presentar el siguiente proyecto para el diseño y construcción de un vehículo monoplaza con chasis tubular a gasolina, el cual pretendemos cumpla con la regulación actual en este campo, además de presentar información completa referente a nuestra propuesta como opción de grado. Este trabajo surge inicialmente como proyecto final del curso de Diseño mecánico en el programa de ingeniería mecánica de la UTB en el segundo periodo del 2017 [2]. Nuestro principal objetivo es diseñar los diferentes sistemas del mismo, como lo son: suspensión, dirección, frenos, transmisión y chasis tubular. Por esto, decidimos indagar información detallada de vehículos monoplaza diseñados y construidos anteriormente, la cual se encuentra en el presente documento, y a partir de allí estructurar nuestro marco de referencia o metodología y realizar un plan completo que nos permita llevar a cabo la construcción del mismo. El diseño adicionalmente debe cumplir las siguientes condiciones:

- El motor a usar debe ser de entre 100cc - 200cc de combustión interna.
- Poseer un sistema de frenos, embrague, suspensión y sistema de dirección Ackerman o similar.
- Contar con chasis tubular con protección antivuelco para el piloto.
- El sistema de transmisión debe incluir la selección y aplicación de un diferencial.

Por último, es importante mencionar que el presente documento constituye un material referenciable y replicable, útil para quien desee investigar sobre los procesos de diseño mecánico-automotriz de vehículos de competencia en vías de maniobrabilidad dificultosa, personas interesadas en diseño y selección de elementos mecánicos o el público científico en general. El diseño reportado posee como valor agregado ser el primero de su tipo realizado en la Universidad Tecnológica de Bolívar, siendo un proyecto de ingeniería aplicada por estudiantes de semestres avanzados del programa de Ingeniería Mecánica y Mecatrónica.

2. Planteamiento del proyecto.

Definir una metodología para el diseño y construcción de los 5 sistemas principales de un vehículo monoplaza tipo Buggy: Chasis, Transmisión, Dirección, Frenos y Suspensión. Se debe tener en cuenta técnicas y regulaciones de diseño automotriz, utilizando un software CAD/CAM/CAE (NX Siemens) para el diseño y análisis de la estructura tubular del vehículo.

3. Objetivo general.

Diseñar y construir un vehículo monoplaza tipo buggy con motor de combustión interna.

3.1. Objetivos específicos.

- Realizar cálculos estáticos y de fatiga para el diseño del chasis.

- Realizar cálculos de diseño de los sistemas de Dirección, Transmisión, Frenos y suspensión.

- Realizar simulación por elementos finitos de la estructura tubular para garantizar la seguridad del pasajero.

- Construir cada uno de los sistemas y acoplarlos al chasis.

4. Antecedentes y Estado del arte

En el presente capítulo se describirán los principales conceptos relacionados a cada uno de los sistemas para nuestro proceso de diseño. Es importante mencionar que hemos realizado una investigación a partir de libros y trabajos de grado de este campo, resaltando principalmente universidades en España y Ecuador, países en los cuales el desarrollo y la investigación automotriz tienden a tener grandes referentes. El objetivo de esta sección es contextualizar un poco al lector sobre los conceptos y consideraciones a tener en cuenta para el diseño del chasis tubular y cada uno de los sistemas por acoplar, y de igual forma sirve como referencia de guía de trabajo como proponentes de una metodología propia de diseño.

4.1. Chasis

El chasis es la estructura que además de brindar seguridad, confort y maniobrabilidad al conductor, es la pieza o parte encargada de acoplar todos los sistemas del vehículo, siendo aquella que permite su correcto funcionamiento y rendimiento. En vehículos monoplaza de fabricación única, el chasis es construido usando tubos cilíndricos o rectangulares por facilidad de construcción. El aparejo de tubos forma una armadura que debe proteger al conductor y adoptar diferentes modelos o diseños, y así mismo es construido en diferentes tipos de materiales, los cuales son escogidos dependiendo de su aplicación. La mayoría de estos son ensamblados a partir metales y aleaciones, sin embargo previo a esto existe un proceso de diseño computacional. A continuación se presentarán consideraciones importantes a tener en cuenta principalmente en la etapa de diseño asistido por computadora, así como errores típicos, entre otras cosas.

4.1.1. Metodología y normativa para el diseño del chasis

Para el chasis se realiza una búsqueda sobre las metodologías que se emplean para el diseño y fabricación de la estructura tubular, la cual acopla todos los componentes (Sistema de dirección, Trasmisión, Frenos y Suspensión) del vehículo y así mismo garantizar la seguridad del pasajero. Luego de realizar la búsqueda del tema, se encuentra que en las referencias de Jimenez, 2010 [3], y Cabrera, 2014 [4], se consideran y hacen cumplimiento de las normativas impuestas por la Real federación española de automovilismo. Estas normas de seguridad se buscan brindar un correcto soporte antivuelco al chasis, las cuales consisten en que la estructura debe soportar 8 veces el peso de vehículo incluyendo al pasajero si se le aplica una carga de manera vertical, 6 veces su peso si se le aplica una carga de manera longitudinal y 2 veces su peso si se le aplica una carga de manera lateral.

Un aspecto importante que cabe resaltar del análisis de elementos finitos es que se utilizo

para garantizar que el material seleccionado resista las cargas, teniendo en cuenta que el esfuerzo generado por la simulación sea inferior al esfuerzo admisible del material. Si se cumple esta condición se puede garantizar la seguridad del pasajero.

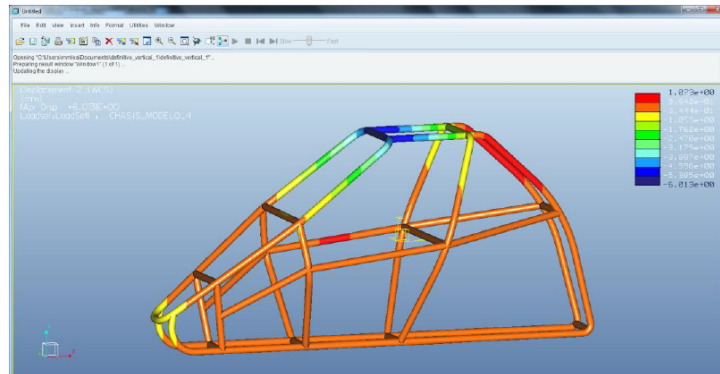


Figura 1: Análisis de elementos finitos aplicando una carga vertical. Tomado de Jimenez, 2010 [3].

4.1.2. Consideraciones del diseño CAD del chasis.

En la referencia de Mastrascusa y Marrugo, (2017) [5], se tienen en cuenta ciertas condiciones a la hora construir el modelo CAD en el Software NX siemens para poder realizar de manera correcta el diseño del chasis.

Estas consideraciones son:

- **Correcto recorte de los extremos de las intersecciones de los tubos.**

Se debe tener en cuenta que las intersecciones de los tubos al momento de construir la estructura se superponen unos con respecto a otros por lo cual se recomienda realiza el recorte adecuado de estas partes para evitar tener conflictos en el análisis del modelo CAD como se observa en la figura 2.

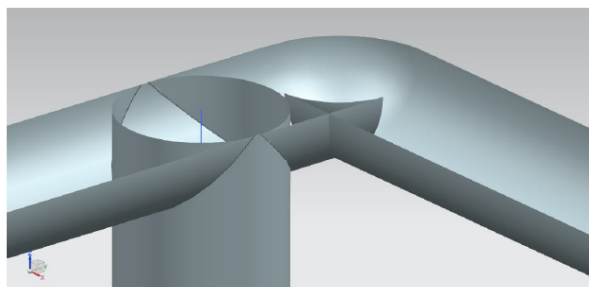


Figura 2: Uniones inapropiadas en el modelo CAD. Tomado de Mastrascusa y Marrugo, 2017 [5].

- **Correcta unión de los tubos en sus intersecciones.**

Es importante unir las intersecciones de los tubos que se recortan para que el software no los considere como cuerpos separados de la estructura y a su vez no genere problemas a la hora de realizar el mallado. Observar la figura 3.

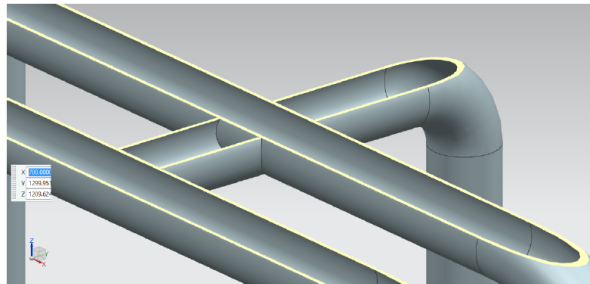


Figura 3: Corte y uniones de las intersecciones de los tubos. Tomado de Mastrascusa y Marrugo, 2017 [5].

4.1.3. Errores típicos del mallado del modelo CAD del chasis.

De acuerdo con la referencia de Mastrascusa y Marrugo, (2017) [5], se debe tener cuidado a la hora de realizar el mallado debido a que se pueden presentar imperfecciones de los elementos de la malla como se muestra en la figura 4, la cual presenta errores por una curva muy pronunciada. Para la corrección de estos problemas se debe seleccionar el tamaño óptimo de los elementos de la malla dependiendo de las dimensiones de los tubos.

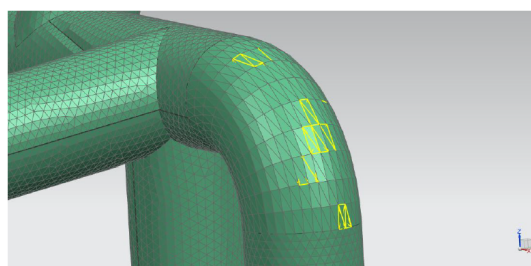


Figura 4: Errores comunes de los elementos del mallado. Tomado de Mastrascusa y Marrugo, 2017 [5].

4.2. Sistema de transmisión

La transmisión es el sistema encargado de brindar la potencia al vehículo para poder transportarse con las condiciones deseadas de velocidad. Generalmente se define como aquellos elementos encargados de transmitir el giro de salida del motor a las ruedas motrices del vehículo. En ese sentido, existen diferentes tipos de transmisión, las cuales varían dependiendo del tipo de acople (Trasero o delantero) del motor con las llantas, así mismo como diferencias en el juego de transmisión de la potencia. Principalmente, en la mayoría de vehículos esta se realiza a través de un diferencial. Para mencionar algunos de los elementos que componen estos sistemas tenemos: Embrague, caja de velocidades, árbol de transmisión, diferencial, y en algunos casos se incluye las llantas. Sin embargo, es importante mencionar que el principal objetivo de esta sección es describir antecedentes y consideraciones realizadas anteriormente en el proceso de diseño de la transmisión, buscando escoger correctamente el tipo de motor, diferencial y llantas, que respondan de mejor forma a las necesidades aplicativas del vehículo a diseñar y construir.

4.2.1. Factores que impiden el avance del vehículo

El estudio de las resistencias al avance de un vehículo es muy importante a la hora de seleccionar el tipo de motor, debido a que este determinará si el vehículo puede realizar un recorrido en condiciones críticas como lo son el sobrepeso, pendientes muy inclinadas y terrenos destapados.

Para el diseño de un sistema de transmisión, es necesario tener conocimiento sobre los factores que causan la resistencia al avance de un vehículo, estos son cuatro de acuerdo al libro de Cascajosa, 2000 [6], los cuales pueden o no coexistir al mismo tiempo.

- **Resistencia por rodadura:** Se genera debido a la deformación que sufre el neumático sobre el suelo, esta es independiente de que la rueda soporte solo el peso o la rueda soporte el peso y transmita potencia.
- **Resistencia por pendiente:** Se genera por el peso de vehículo cuando sube una pendiente, es directamente proporcional al ángulo de la pendiente y el peso de vehículo, es decir entre mayor sean estos dos mayor será la resistencia por pendiente.
- **Resistencia por inercia:** Se origina por el incremento de velocidad en un tiempo determinado, es decir cuando el vehículo acelera para alcanzar una velocidad o una distancia en un tiempo específico.
- **Resistencia por el aire:** Se origina por la fuerza opuesta que se genera cuando una masa se desplaza de un lugar a otro a través del aire, esta es una de las más estudiadas debido al consumo de combustible y la estética del vehículo.

Por otro lado el libro de Edebé, 1981 [7], agrega un quinto factor más que afecta al avance de un vehículo.

- **Resistencia por rozamientos mecánicos:** se origina por la eficiencia mecánica de los mecanismos para transmitir potencia. Esta oscila entre un 10 % a 15 % de la potencia del motor.

4.2.2. Diferencial

Es aquella pieza mecánica en la transmisión que permite que las ruedas de tracción giren a diferentes velocidades, lo que posibilita que al tomar curvas, no exista deslizamiento entre las llantas y la superficie. Esto es necesario debido a que cuando se toman dichas curvas, el recorrido de la rueda interior es menor que el de la rueda exterior.

Tiempo atrás, los vehículos no llevaban consigo un diferencial, por lo que las ruedas estaban colocadas fijamente sobre unos ejes, lo que hacía que una de estas no girase correctamente haciendo que el vehículo sufriera una desestabilidad. Fue tiempo después, mediante la inclusión de este elemento mecánico, llamado diferencial, que cada llanta al tomar una curva pudiese girar correctamente sin perder la estabilidad del mismo. A continuación se presentará información de un diferencial convencional.

Estos trabajan básicamente con engranajes cónicos. La fuerza saliente del motor es transmitida a la corona del diferencial que se encuentra en el lado exterior de la carcasa. En dicha carcasa se encuentran unos ejes en los cuales giran varios engranajes tipo cónico los cuales engranan con piñones cónicos que a su vez hacen girar las transmisiones que van a las ruedas como se observa en la figura 5.

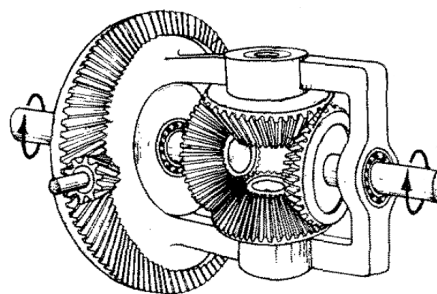


Figura 5: Diferencial convencional. Tomado de Edebé, 1981 [7].

4.3. Sistema de frenado

El sistema de frenos responde principalmente a condiciones de seguridad en el accionar de un vehículo, pues tiene como función principal disminuir la velocidad según el conductor necesite, brindándole mayor maniobrabilidad al conjunto para diferentes superficies y contextos de conducción. Así mismo, se plantea en el campo automotriz que los vehículos deben contar con un sistema de freno alternativo o auxiliar, el cual generalmente se utiliza para inmovilización en pendientes o superficies inclinadas, o en caso tal que el sistema principal de frenos falle. Este sistema principal de frenos en la mayoría de casos se implementa bajo un funcionamiento hidráulico, debido a que se utiliza un fluido que aumente la presión ejercida por el conductor en el pedal, y permita transmitir la fuerza a las llantas para poder detener el vehículo con el menor esfuerzo posible. A continuación se muestra la forma en la que actualmente puede estar consolidado el sistema para un automóvil, empleando diferentes tipos de frenos, como por ejemplo de tambor y de disco, los cuales serán descritos más adelante. Sin embargo, observamos los principales componentes que poseen, como elementos de activación del freno, elementos de transmisión de la presión, elementos de freno en las ruedas y sistemas electrónicos de seguridad. La consolidación de los diferentes elementos depende de la aplicación misma del automóvil.

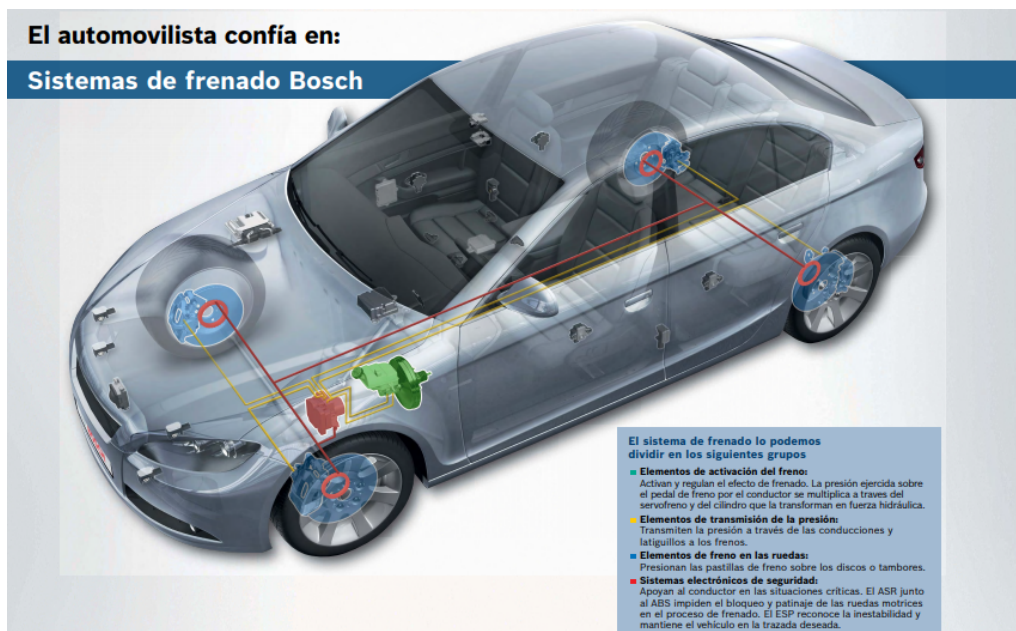


Figura 6: Sistemas de frenado Bosch. Tomado de Bosch, 2017 [9].

Ahora bien, para el diseño de este sistema es importante tener en cuenta ciertas consideraciones que permiten optimizar la eficiencia del mismo, y esto también depende de los requerimientos que se tenga, los cuales generalmente se enfocan en la fuerza de frenado, tiempo y distancia de frenado, entre otros. Es por esto que seguido a esto, se indicarán algunas consideraciones encontradas en trabajos aplicativos.

4.3.1. Consideraciones de frenado

En ese sentido, podemos notar en el trabajo de grado de Rodríguez, 2006 [8], algunas de las consideraciones importantes para la aplicación de frenos en vehículos tipo mono-plaza deportivo, el cuál inicia describiendo la importancia de definir correctamente el reparto de cargas sobre los ejes, y la diferencia de estas cuando el carro se encuentra en un comportamiento estático y en uno dinámico. Es importante mencionar que este documento aclara y explica que la distribución de pesos en el vehículo puede ser constante en las ruedas cuando este se encuentra estacionado o en reposo, es decir, el peso o carga del eje delantero será igual a la suma de la carga de la rueda delantera izquierda y derecha, siendo esta una consideración importante para los cálculos. Además, describe las diferentes fuerzas que pueden trabajar en el proceso de frenado:

Fuerza de frenado:

Físicamente se describe como aquella fuerza necesaria para contrarrestar la fuerza de impulsión del vehículo, y se da directamente por el contacto entre los elementos mecánicos de los frenos, transformando la energía cinética en calor. Principalmente se da por el contacto de los neumáticos o llantas con la superficie.

Ahora bien, en este punto es importante tener bajo referencia consideraciones de esta fuerza, las cuales podemos estipular desde el trabajo de grado de Pulgarín, y Zabala, 2013 [10], en el que explican la relación de magnitud entre la fuerza de frenado y la fuerza de impulsión en las siguientes posibilidades:

- $F_f < F_i$ El vehículo se mantiene en desplazamiento pero con una reducción de velocidad.
- $F_f > F_i$ Se produce arrastre de la llanta debido a que la resultante es negativa por ende esta se bloquea. En estos casos se necesitaría una distancia de frenada mayor, sin embargo, en los sistemas de frenos actuales se cuenta con equipos que tienen como función evitar el bloqueo de las llantas.

Resistencia a la rodadura:

Explica el autor, que esta relaciona pérdidas mecánicas en el sistema de transmisión (Eficiencia del motor y/o acople de transmisión de fuerza), con la fricción generada entre el neumático y suelo o superficie, por lo cual concluye que esta resistencia podría crecer o decrecer proporcionalmente según sea la velocidad del vehículo.

Resistencias aerodinámicas e inercia:

En este punto, el autor muestra primero que todo cómo influye el diseño tubular del chasis en la resistencia que se generará por el aire, una vez el vehículo se encuentre en movimiento, y a pesar de no ser representativa, aporta en el proceso de frenado o retardo cuando se va a altas velocidades. Así mismo, explica que la inercia genera una fuerza que recae sobre el centro de gravedad, el cual al encontrarse por encima de la altura de los

ejes, generará un balanceo en el frenado, lo cual es importante porque modifica la distribución de cargas en los ejes del vehículo. Esto es relevante para determinar el reparto de cargas en condiciones dinámicas.

Resistencia del motor y transmisión:

Definitivamente es importante tener en cuenta la eficiencia máxima brindada por el motor, con respecto a la velocidad y fuerza que entregue al vehículo, así mismo cómo se encuentre acoplado al embrague de la transmisión. Esto debido a que el sistema de frenos será mayormente exigido dependiendo de la condición de trabajo del motor, en caso tal gire a muchas revoluciones y se encuentre embragado requerirá mayor tiempo y distancia, a diferencia del caso contrario. De igual forma se menciona la influencia de la relación de compresión del motor respecto al frenado, concluyendo que el efecto de frenar o reducir la velocidad es mayor en motores diésel que en motores de gasolina.

4.3.2. Tipos de frenos

Por otra parte, algunas consideraciones importantes pueden determinarse a partir del proyecto de fin de carrera de Pauta y Villacís, 2012 [11], en el cual se detallan condiciones experimentales de trabajo del motor. Por ejemplo, según la distancia de frenado requerida se puede calcular la deceleración necesaria, y a partir de allí empezar a seleccionar el tipo de freno que mejor convenga. Teóricamente, los distintos tipos de frenos utilizados para vehículos de este tipo son de tambor o disco, y es posible utilizar ambos en un mismo sistema o un solo tipo de freno para todo el vehículo, así como lo vimos en la figura anterior.

Teniendo en cuenta dicho trabajo de grado, observamos que se indica una de las consideraciones importantes para el diseño del sistema de frenos, y responde a los tipos de deceleración que realizan los vehículos para diferentes tipos de frenado, así pues las mencionamos a continuación:

- **Frenado normal:** Deceleración promedio de $2m/s^2$
- **Frenado brusco:** Deceleración entre $4m/s^2$ y $6m/s^2$
- **Frenado excepcional en suelos muy adherentes:** Deceleración entre $6m/s^2$ y $9m/s^2$

Estos tipos de frenado son definidos como factor de la gravedad.

Tipos de frenos y su función.

■ Frenos de tambor:

Los frenos de tambor son muy utilizados actualmente en los automóviles, y su funcionamiento corresponde en las ruedas de frenado a partir de un cilindro acoplado a estas, en donde el sistema de resortes es accionado proporcionalmente con la presión del pedal, ocasionando fricción entre el tambor y la rueda, obteniendo la deceleración o frenado.

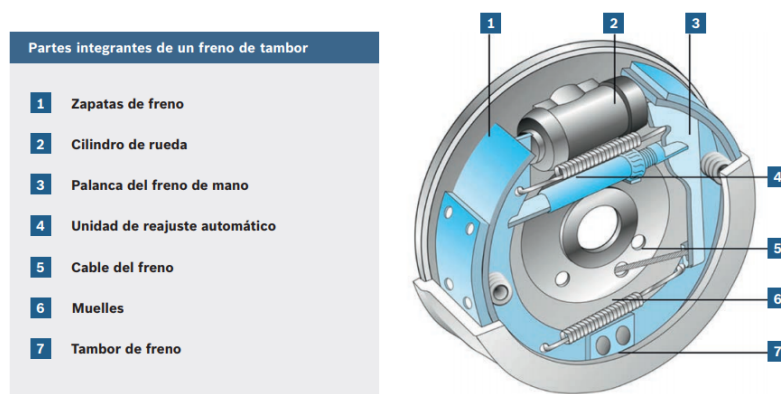


Figura 7: Ficha Técnica: Frenos de Tambor de Bosch. Tomado de Bosch, 2017 [9].

■ Frenos de disco:

Por otra parte, los frenos de discos también son muy utilizados hoy en día en todo tipo de vehículos en las ruedas delanteras, debido a que brindan mayor eficiencia. Estos constan de un par de pastillas, las cuales son las encargadas de ejercer fricción con el disco, y estas son accionadas por los pistones a partir del líquido de frenos impulsado por la bomba hidráulica.

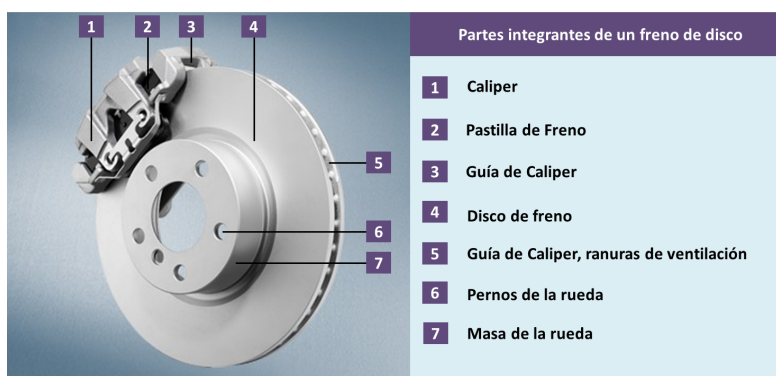


Figura 8: Ficha Técnica: Frenos de disco de Bosch. Tomado de Bosch, 2017 [9].

Siguiendo con el último trabajo de grado citado, los cálculos de diseño explicados en su análisis de frenado se enfoca principalmente a pesos transferidos de ejes a ruedas, fuerzas de rozamiento y accionamiento, presión hidráulica requerida, ubicación de la fuerza en radio de llanta, presión normal de las pastilla, entre otros. Dicha metodología responde a una selección de freno de discos según las necesidades generales de vehículos monoplace deportivos, debido a que posee las siguientes características:

- Fácil mantenimiento.
- No necesita reglaje (ajuste).
- Mayor eficiencia: Menor tiempo y distancia de frenado.
- Mayor refrigeración.
- Montaje sencillo.

Es por esto que gracias a la investigación realizada para diseños y construcción de sistemas de frenos en diferentes tipos de automóviles, creemos seguir la metodología explicada en ambos documentos citados en este punto del documento. Así mismo, es para nosotros importante, explicar un poco de teoría detrás de la bomba de frenos, pues la selección vendrá dada por la capacidad de presión para impulsar las pastillas y accionar el freno como tal.

4.4. Sistema de suspensión

El sistema de suspensión es uno de los más importantes de cualquier vehículo porque tiene la responsabilidad de permitir el movimiento relativo entre las llantas y el chasis. Este movimiento relativo es el término utilizando normalmente debido a que depende de la superficie de conducción, por lo cual la suspensión tiene como requerimiento soportar diferentes tipos de suelos, y así evitar daños en el vehículo. Sin embargo, otras de las principales funciones de este sistema son soportar la carrocería o chasis del vehículo sobre los ejes, transmitir la fuerzas de conducción y frenada en el movimiento, mantener la altura correcta del chasis y el contacto de las llantas con la superficie en la conducción, y así mismo absorber y reducir las oscilaciones y vibraciones que se producen a partir de las irregularidades de la superficie. Según la documentación encontrada, principalmente podemos describir: tipos de suspensión, elementos de suspensión y consideraciones de diseño de resortes.

4.4.1. Tipos de suspensión

En esta sección se describirán los tipos de suspensión de vehículos, y algunos conceptos importantes a tener en cuenta para seleccionar el mejor sistema para nuestra aplicación. En ese sentido, cabe resaltar que el diseño de un sistema de suspensión es bastante amplio debido a que puede adaptarse a cada aplicación, no solo en vehículos, y así mismo por el crecimiento en oferta de elementos como resortes, amortiguadores, etc. Según el trabajo de grado de Pulido, 2014 [12], los tipos de suspensión pueden clasificarse en dependientes e independientes. En este documento se presenta información relevante de cada uno, y se explican ventajas y desventajas de los mismos.

- Suspensión dependiente:

También llamada suspensión de eje rígido como se muestra en la figura 9, tiene este nombre debido a que el efecto de trabajo de una rueda afecta a la otra, condicionando el movimiento de suspensión al eje en general. Este trabajo menciona que este tipo de suspensión mantiene su posición en el eje horizontal por lo que solo se mueve ante variaciones verticales, permitiendo que no exista cambio de convergencia ni de ángulo de caída. Esto permite que se reduzca el desgaste de los neumáticos, manteniendo en gran medida la alineación de las llantas, siendo una ventaja favorable además que debido a su gran peso y robustez esto ayuda al rendimiento de vehículos todoterrenos o con gran capacidad de carga. Sin embargo, el peso de masa no suspendida puede considerarse como una desventaja, ya que es necesario que el eje de balanceo sea mucho más alto que en una suspensión independiente, siendo esto último algo determinante para el diseño de nuestro vehículo monoplaza.

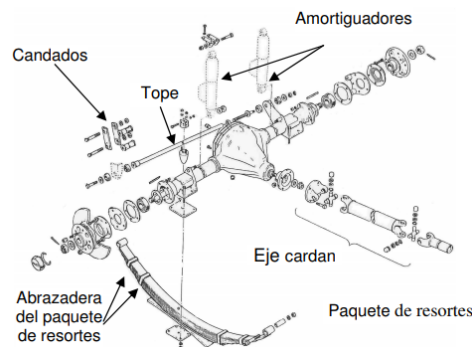


Figura 9: Elementos de suspensión de eje rígido. Tomado de Pimentel, 2007 [13].

Explicar cada uno de los sistemas de suspensión dependientes no es relevante para el presente trabajo, sin embargo si el lector desea indagar más sobre este tema, podemos mencionar que los principales son: **Suspensión rígida con muelles, con sistema de conexión, con sistema de barra tirante.**

- Suspensión independiente:

Es el tipo de suspensión que comúnmente se utiliza en los vehículos actualmente, y a priori puede decirse que es el sistema más conveniente para la aplicación del monoplaza. Este se caracteriza por brindar libertad de movimiento vertical a cada rueda de forma independiente, ofreciendo mayor resistencia a las irregularidades y vibraciones recibidas en el movimiento por la interacción de las llantas y la superficie. Entre sus ventajas se encuentra el espacio libre para la ubicación del motor, la rigidez que brinda al balanceo del mecanismo, la estabilidad y maniobrabilidad en movimientos bruscos o de zigzag del vehículo, etc. Contrariamente a la suspensión dependiente, este sistema tiene como desventaja proveer un mayor desgaste del neumático debido a que el balanceo afecta directamente al ángulo de caída de las ruedas.

Los principales tipos de suspensión independiente son: **Brazos oscilantes, Brazos tirados, Brazos semi-tirados, Multibrazo, dobles triángulos superpuestos y McPherson.** En esta sección se brindará información sobre este último debido a que es útil para el tipo de suspensión a seleccionar y nuestra aplicación.

La suspensión McPherson como se observa en la figura 10, es una de las más utilizadas actualmente debido a su sencillez, y está configurada por un brazo que cruza transversalmente desde el chasis hasta un acople rígido conectado a las manguetas, por lo cual puede inferirse que en su mayoría es utilizada en el eje delantero, pues proporciona un apoyo a la dirección y funciona como eje de giro de la rueda. En su parte superior esta se articula con el resorte-amortiguador, y según el trabajo de grado referenciado, el control de la variación de caídas de este esquema depende del ángulo que con la vertical tiene el grupo resorte-amortiguador, el largo y posicionamiento del brazo inferior.

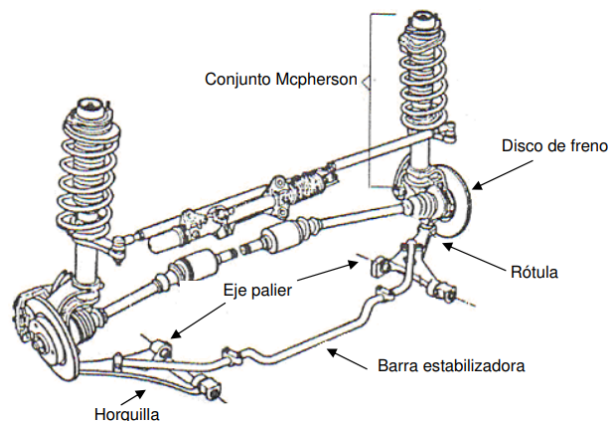


Figura 10: Elementos suspensión McPherson. Tomado de Pimentel, 2017 [13].

4.4.2. Elementos de suspensión

Es importante para nosotros mencionar los que consideramos como principales elementos del sistema de suspensión, debido a que creemos es información importante de contextualización para el lector. Todo lo presentado a continuación responde a una recopilación realizada en trabajos como el de Pimentel, 2017 [13], y Caragay, 2015 [14], y se enfoca a conceptos técnicos y necesarios para entender el acople y diseño del sistema de suspensión. En ese sentido, los conceptos a estudiar son:

Resortes:

Es uno de los elementos más importantes del sistema de suspensión. Generalmente se encuentran hechos de acero y son aquellos que permiten un movimiento relativo vertical del chasis. Estos tienen como objetivo absorber las irregularidades en marcha, y gracias a su elasticidad pueden trabajar a presión y compresión. Principalmente para estos se toma la constante de rigidez como característica principal de trabajo. Los más utilizados con resortes helicoidales, pero entre los diferentes tipos se encuentran resortes de hojas, barras de torsión, resortes hidroneumáticos, resortes por cubierta, estabilizadores, entre otros.

Es importante tener en cuenta que el diseño de resortes escogido responde a un método enfocado a compresión, el cual define estos resortes como los equipos de almacenamiento de energía más eficientes actualmente en el campo de la suspensión. Además, responden a una configuración sencilla que es muy utilizada actualmente en diferentes vehículos.

Amortiguadores:

Son aquellas piezas encargadas de convertir la energía cinética generada por el movimiento del resorte, en energía calorífica, de tal manera que esas oscilaciones disminuyan progresivamente. Generalmente se encuentran configurados por una cámara de trabajo, presión atmosférica, válvulas liberadoras y guías, entre otros. Existen diferentes tipos

como: Amortiguador de tubo sencillo y de tubo doble. Estos son regulables de extensión y presión, en relación al resorte.

Componentes de unión:

Son aquellos que permiten unir la rueda con el chasis y además soportan otros sistemas como dirección, frenos o transmisión. Estos elementos son: Ejes, Palier para transmitir el par motor, barras antivuelco, eslabones, manguetas, centro de ruedas, entre otros.

4.5. Sistema de dirección

El sistema de dirección de un vehículo es de vital importancia debido a que permite tener control completo sobre las ruedas delanteras mediante un conjunto de mecanismos conectados en serie, otorgándole al conductor maniobrabilidad completa del carro ante las condiciones de vía, como curvas o evasiones de obstáculos.

Actualmente hay diversos tipos de tecnologías para evitar ejercer menos fuerza a la hora de maniobrar el vehículo, como sistemas hidráulicos o sistemas electrónicos, estos permiten tener mayor precisión, velocidad y facilidad a la hora de mover el volante, lo cual ayuda a garantizar la seguridad todos los pasajeros del vehículo.

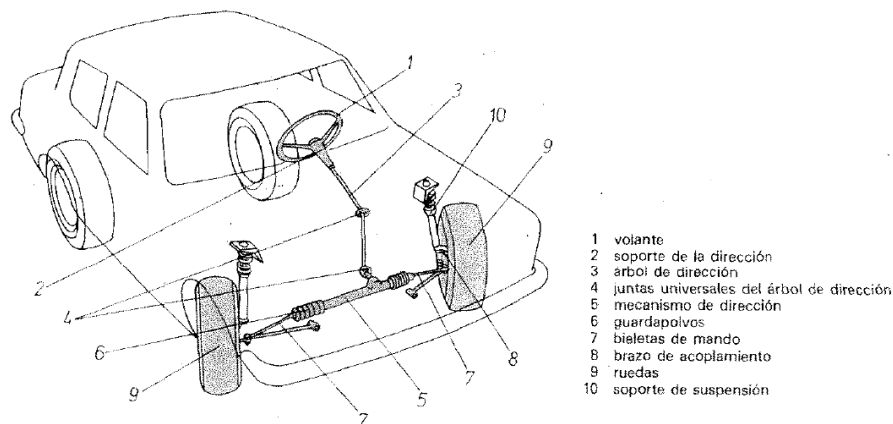


Figura 11: Esquema de componentes del sistema de dirección. Tomado de Edebé, 1981 [7].

4.5.1. Características que debe cumplir todo sistema de dirección

Debido a que la dirección junto con sistema de frenos es uno de los elementos principales que todo vehículo debe tener para garantizar la seguridad del conductor y de todas las personas que utilicen el vehículo, ésta debe reunir unas características que le brinden la comodidad al los pasajeros. De acuerdo al libro de Edebé, 1981 [7]. Éstas son:

1. **Seguridad:** Para evitar riesgos de accidentes por parte de la dirección, es necesario que los mecanismos utilizados presenten una alta calidad, no solo en los materiales utilizados en su fabricación sino también en su diseño y ensamblaje. Además es de vital importancia la habilidad del conductor para mantener completo control del vehículo.
2. **Suavidad:** Es necesario mantener el sistema de dirección totalmente lubricado para evitar el exceso de fuerza al momento de girar el volante, esto puede generar que

las piezas se desgaste más rápido y el conductor tenga mayor dificultad a la hora de maniobrar el vehículo. También hay que considerar la posición de las llantas, debido a que una posición inadecuada de estas puede generar mayor desgaste de las llantas y dureza en la dirección.

3. **Precisión:** Un sistema de dirección ensamblado de manera correcta permite al conductor tener completo control de la trayectoria que toma el vehículo, por lo tanto, una dirección tiene que estar en un punto intermedio, es decir, no puede ser muy dura o muy suave, debido a que si la dirección es muy dura el conductor se cansara mas rápido y será mas lento a la hora de cambiar la dirección del carro, y si es muy suave el conductor se le dificultara mantener la trayectoria y podría generar un accidente.
4. **Irreversibilidad:** Es importante considerar las vibraciones que generadas por las irregularidades del suelo hacia el sistema de dirección, estas no deben ser transmitidas al conductor en ningún momento para evitar cansancio en las manos o problemas a largo plazo de las articulaciones de los dedos.

4.5.2. Fundamentos geometricos y condición de Ackerman

Teniendo en cuenta el libro de Luque et al, 2008 [15], Para que un vehículo pueda recorrer la trayectoria de una curva de manera correcta, se debe cumplir la condición de Ackerman, la cual, se analiza teniendo en cuenta que las ruedas externas al momento de realizar una curva presentan un radio de giro mayor (R_{ext}) al de las ruedas internas (R_{int}) como se muestra en la figura 12.

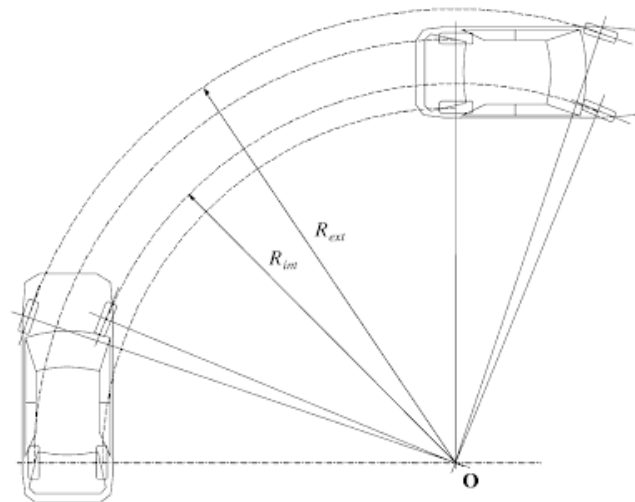


Figura 12: Vehículo circulando curva de radio constante. Tomado de Luque et al, 2008 [15].

De acuerdo a la figura 12, se puede observar que para que ambas ruedas puedan girar permitiendo dar el radio de giro con respecto a un mismo punto O , los ángulos α y β deben ser diferentes, en donde el ángulo de la rueda interna α debe ser mayor al ángulo de la rueda externa β .

Sin embargo, este análisis no es completamente exacto siempre hay pequeñas variaciones en las trayectoria de las ruedas, debido a que es un poco complicado materializarlo en la practica de forma exacta, por lo cual a la hora de la fabricación siempre se realizan modificaciones mínimas en las dimensiones de los brazos y en los ángulos de giro α y β .

Para impedir que las ruedas del eje trasero afecten a la trayectoria del vehículo, se requiere un sistema de diferencial que permite que la rueda interna gire con menor velocidad que la rueda externa, gracias a esto se evita el desgaste por fricción de las ruedas y la alteración del radio de giro de vehículo.

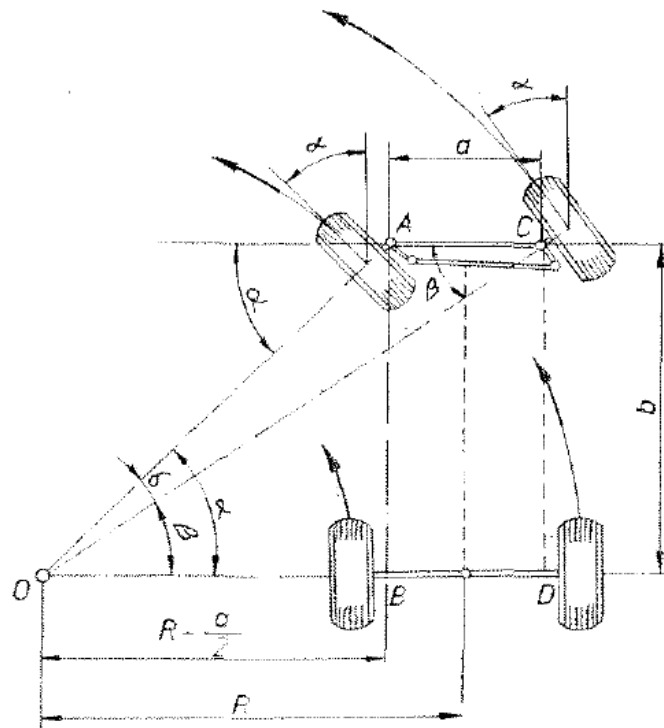


Figura 13: Radio de giro de un vehículo. Tomado de Edebé, 1981 [7].

El sistema está básicamente conformado por una barra de acoplamiento, la cual está unida en sus extremos por unos brazos que están montados en las manguetas como se muestra en la figura 14. En esta configuración la prolongación de los brazos debe coincidir con el centro del eje trasero o un punto más arriba del eje trasero dependiendo del diseñador. Esto se realiza con el fin de poder cumplir con la condición de Ackerman.

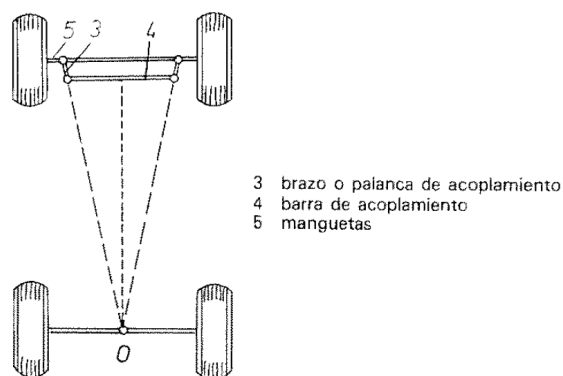


Figura 14: Geometría de la dirección. Tomado de Edebé, 1981 [7].

4.5.3. Mecanismo de la dirección

De acuerdo con el libro de Edebé, 1981 [7], el conjunto básico por el cual se compone el sistema de la dirección de un vehículo es:

- Volante
- Columna de dirección
- Caja de dirección
- Bielas y Barra de acoplamiento

Existen varios tipos de configuración para el sistema de dirección como se muestra en la figura 15, cada uno se caracteriza por poseer un tipo de mecanismo en específico que ayuda al vehículo a seguir la trayectoria de la manera más precisa. Esta configuración se determina dependiendo de la comodidad a la hora de instalarlo y adaptarlo al vehículo.

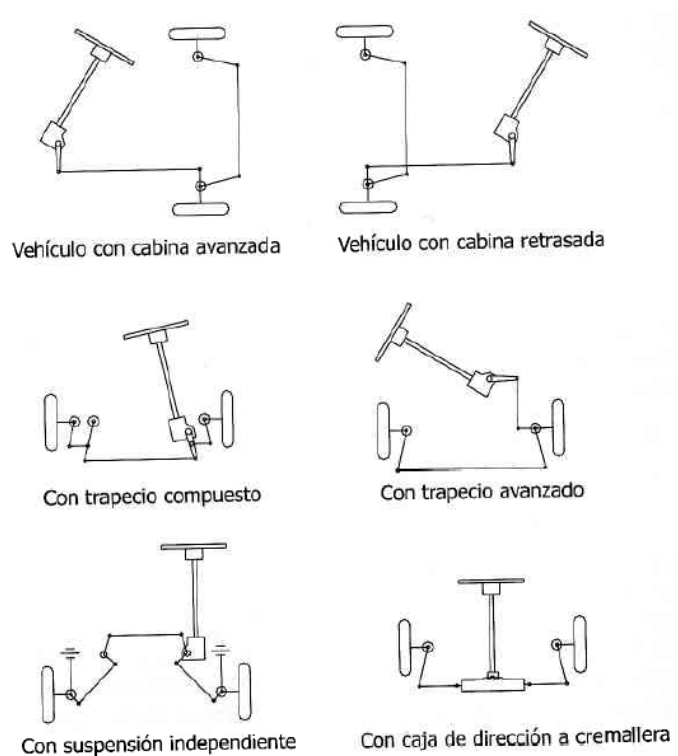


Figura 15: Configuración de la dirección. Tomado de Cascajosa, 2000 [6].

4.5.4. Ángulos y cotas de la ruedas directrices

El sistema de dirección trabaja en conjunto con las ruedas. Para que este funcione de manera adecuada es necesario tener en cuenta ciertas condiciones geométricas que se

presentan en las ruedas, estas condiciones se denominan cotas de las ruedas directrices, gracias a estas se puede garantizar la reversibilidad y estabilidad de todo el sistema, evitando interferencia en la trayectoria por irregularidades del suelo.

Las condiciones geométricas que se deben cumplir son:

- Ángulo de salida (kingpin Angle):** Mirando el vehículo de frente, es el ángulo que se forma con respecto al eje de la mangueta y la vertical que pasa por la mitad de la rueda como se muestra en la figura 16. Tiene como objetivo principal reducir el esfuerzo tangencial que debe realizar el conductor sobre el volante para girar las ruedas delanteras ¹. Este ángulo por lo general varía entre 2° hasta 16° [7] dependiendo del peso de vehículo y la configuración de la dirección.

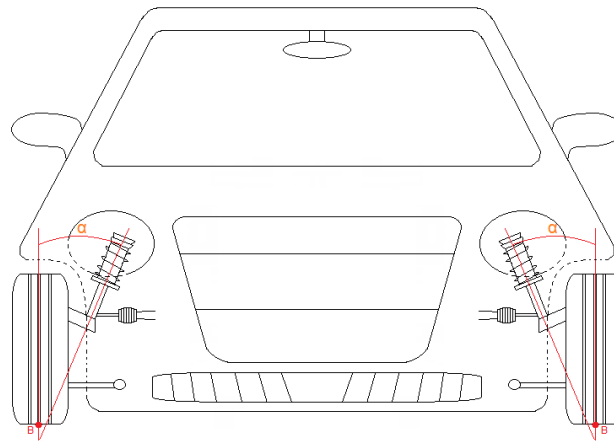


Figura 16: Ángulo de salida.

Teniendo en cuenta la siguiente referencia de MMP Mantenimiento mecánico preventivo, 2015 [20], se definen los tres casos de ángulo de salida que pueden afectar la dirección del vehículo.

1. El ángulo de salida nulo, es cuando la prolongación del eje del pivote y la vertical se interceptan en el punto de contacto del neumático con el suelo, es decir A y B coinciden en un mismo punto. En este caso el esfuerzo para mover el volante es muy poco, pero se corre el riesgo de que cualquier irregularidad del suelo mueva la dirección.
2. El ángulo de salida Negativo, es cuando la prolongación del eje del pivote se intercepta con la vertical encima del punto de contacto del neumático con el suelo, es decir A esta sobre B. En este caso el volante se mueve por si solo, lo cual genera descontrol de la dirección.
3. El ángulo de salida Positivo, es cuando la prolongación del eje del pivotes intercepta con la vertical por debajo del punto de contacto del neumático con

¹[MMP Mantenimiento mecánico preventivo, (2015, Octubre 10). Angulo de salida [Archivo de video]. Recuperado de <https://www.youtube.com/watch?v=7rpIGyo1f1Y>]

el suelo, es decir A esta debajo de B. En este caso la dirección no se ve afectado por las irregularidades del suelo, y no requiere tanto esfuerzo para mover el volante.

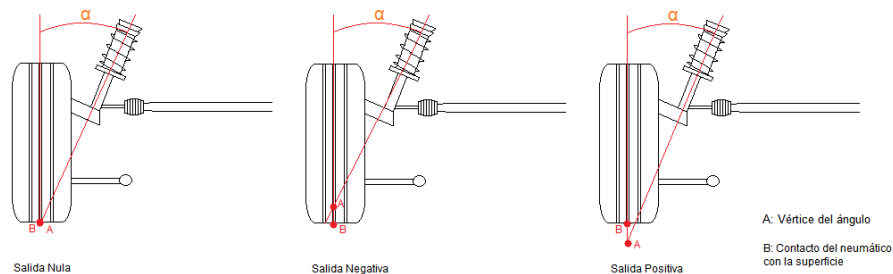


Figura 17: Casos del ángulo de salida.

- Ángulo de caída (Camber Angle):** Este ángulo tiene como objetivo principal asegurar el óptimo contacto entre la banda de rodadura del neumático y el suelo, generando desgaste uniforme en las ruedas. Además ayuda a trasladar todo el peso del carro hacia el interior del brazo de acoplamiento, para reducir el momento de fuerza correspondiente, así mismo disminuyendo el empuje que se genera en los cojinetes sobre los cuales descansa la rueda.²Se puede observar en la figura 18.

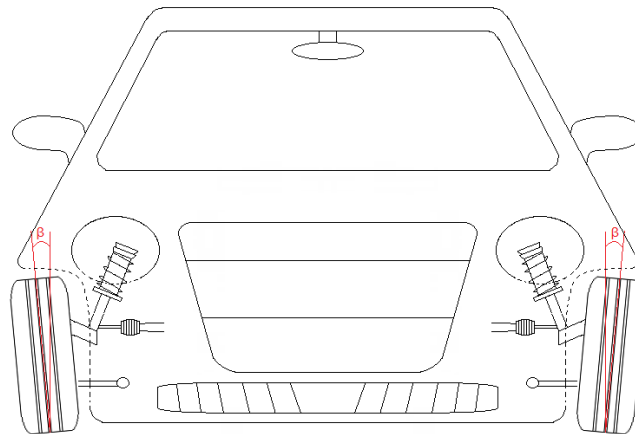


Figura 18: Ángulo de caída.

Teniendo en cuenta la siguiente referencia de MMP Mantenimiento mecánico preventivo, 2015 [21], se definen los tres casos de ángulo de caída que pueden afectar la dirección del vehículo.

²[MMP Mantenimiento mecánico preventivo, (2015, Octubre 10). Ángulo de caída [Archivo de video]. Recuperado de <https://www.youtube.com/watch?v=6QxAOADR25o&t=38s>]

1. El ángulo de caída Nulo, es cuando el ángulo β es igual a 0. Teóricamente hablando proporciona un desgaste uniforme de las ruedas del vehículo.
2. El ángulo de caída Negativo, es cuando la inclinación de la rueda apunta hacia adentro. En este tipo de caso la dirección se vuelve muy inestable.
3. El ángulo de caída Positivo, es cuando la inclinación de la rueda apunta hacia fuera. En este caso hay un desgaste uniforme en todas las ruedas del vehículo.

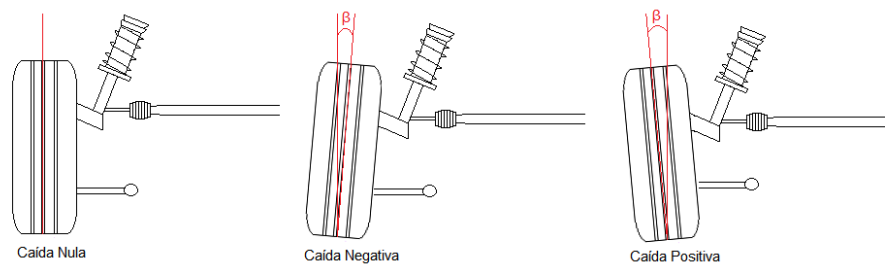


Figura 19: Casos del ángulo de caída.

- **Ángulo de avance (Caster Angle):** Visto el vehículo lateralmente, es el ángulo que se forma con respecto al eje vertical que pasa por la mitad de la rueda y el eje del pivote de la mangueta como se muestra en la figura 20. Para vehículos que tienen la transmisión en el eje trasero, las ruedas direccionales sufren inestabilidad debido a que el eje es arrastrado desde la parte de atrás. El objetivo principal de este ángulo es corregir esa inestabilidad, por medio de un efecto autocentrado de las ruedas. Cuando se gira el volante la resistencia a la rodadura genera un par de fuerza que hace que las ruedas vuelvan a su posición de marcha en línea recta.³

³[MMP Mantenimiento mecánico preventivo, (2015, Octubre 10). Angulo de avance
[Archivo de video]. Recuperado de <https://www.youtube.com/watch?v=yGfEaGDl2bs&t=32s>]

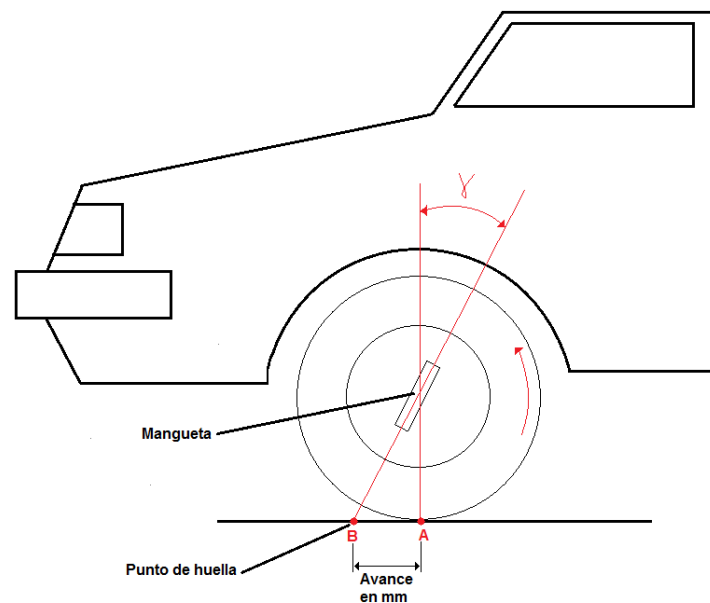


Figura 20: Ángulo de avance.

Teniendo en cuenta la siguiente referencia de MMP Mantenimiento mecánico preventivo, 2015 [22], se definen los tres casos de ángulo de avance que pueden afectar la dirección del vehículo.

1. El ángulo de avance Nulo, es cuando el ángulo γ es igual a 0. En este caso cuando se tome una curva el volante no retorna a su posición de trayectoria en línea recta.
2. El ángulo de avance Negativo, es cuando el eje del pivote se posiciona unos grados hacia delante del eje vertical con respecto al sentido de avance. En este caso la dirección se vuelve inestable.
3. El ángulo de avance Positivo, es cuando el eje del pivote se posiciona unos grados hacia atrás del eje vertical con respecto al sentido de avance. En este caso ayuda a mantener la posición de las llantas para seguir una trayectoria en línea recta. También permite el retorno del volante luego de realizar una curva, por lo cual la dirección es más suave.

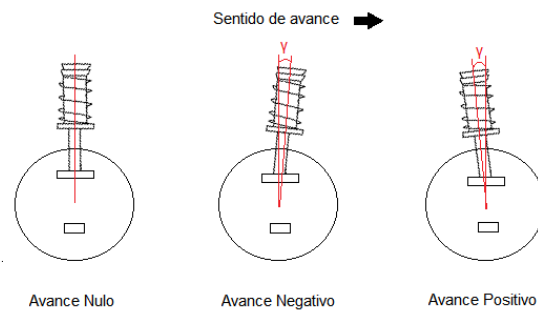


Figura 21: Casos del ángulo de avance.

- Convergencia de las ruedas (wheels convergence):** La convergencia o divergencia básicamente es la diferencia de medida entre la parte delantera y trasera de las ruedas directrices, diametralmente opuestas de las llantas a la altura del centro de la rueda como se muestra en la figura 22. El objetivo principal es mantener el paralelismo de las ruedas delanteras del vehículo en condiciones de marcha, haciendo oposición al efecto producido por el par de rodadura y el esfuerzo de tracción de las ruedas motrices ⁴, las cuales tienden a abrir o cerrar dependiendo del tipo de tracción que tenga el vehículo.

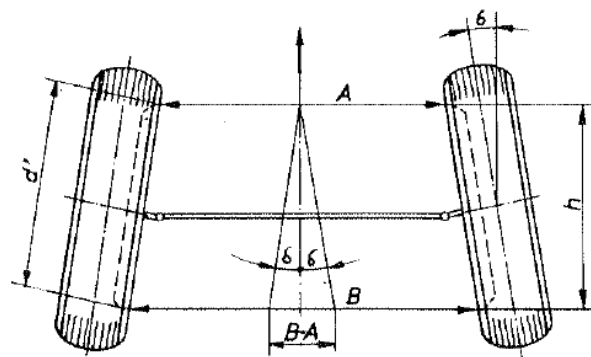


Figura 22: Convergencia de las ruedas. Tomado de Edebé, 1981 [7].

La convergencia es cuando las ruedas están más próximas entre si en su parte delantera, esta se utiliza cuando un vehículo posee tracción trasera, debido a que el efecto dinámico del movimiento tiende a abrir las ruedas directrices.

La divergencia es cuando las ruedas están más próximas entre si en su parte trasera, esta se utiliza cuando un vehículo posee tracción delantera, debido a que el par motoriz tiende a cerrar las ruedas directrices.

5. Metodología.

A continuación se describirá el proceso y metodología de diseño propuesto con base en la investigación realizada y cada uno de los requerimientos en el problema de diseño del vehículo monoplaza con motor a combustión interna. Cabe resaltar que hemos desarrollado e implementado consideraciones de diferentes trabajos aplicativos, y así mismo hemos tenido como base metodologías presentadas por libros de diseño como Introducción al diseño mecánico de Shigley.

5.1. Diseño de Chasis

El chasis es la parte fundamental para garantizar la vida de los pasajeros ante cualquier peligro, por lo que es de vital importancia cumplir normativas para evitar pérdidas humanas. En nuestro caso, se quiere diseñar un chasis para un vehículo monoplaza de chasis tubular, que tiene como objetivo principal subir una pendiente con aproximadamente 30 grados de inclinación a 40km/h. A continuación se presentará el proceso realizado para el diseño del chasis de nuestro vehículo.

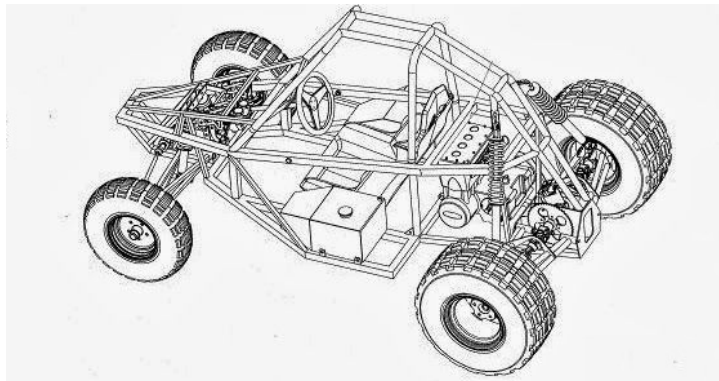


Figura 23: Vehículo monoplaza tipo buggy. Tomado de Francisco, 2017 [16].

5.1.1. Selección de material

Para la selección del material, inicialmente se busco en el mercado los tipos de tubería con perfil circular y el material con el que están fabricados para determinar la disponibilidad y el precio, esto nos permite tener un enfoque aproximado del tipo de tubería a escoger.

Es importante conocer las normativas con las cuales se fabrica el tubo, las propiedades del material como la dureza, flexibilidad, resistencia a la fluencia, entre otras. Además se deben tener en cuenta las máquinas y herramientas para poder mecanizar el material

seleccionado para la estructura tubular de nuestro vehículo.

El material escogido para la estructura fue acero galvanizado, se seleccionó este material considerando 3 aspectos:

- Resistencia a la corrosión.
- Esfuerzo último o límite de resistencia.
- Fácil adquisición y bajo costo.

Normativas de fabricación.

La tubería de cerramiento galvanizado se fabrica bajo la norma **NTC 1560: Tubos de acero al carbono laminados en caliente soldados por resistencia eléctrica para uso general** [17]. Para el cumplimiento de esta norma se aplican los siguientes documentos normativos:

- NTC 103, Ensayo de abocardado para tubos metálicos de sección circular (ISO 8493).
- NTC 104, Materiales metálicos. Tubo (sección completa) ensayo de doblamiento (ISO 8491).
- NTC 243, Composiciones químicas de colada para aceros al carbono (SAE J403).
- NTC 1054, Especificación para zinc (ASTM B6).
- NTC 3237, Método para determinar la masa del recubrimiento de zinc o aleaciones de zinc en artículos de hierro y acero (ASTM A90/A90M).
- NTC 4011, Productos planos de acero recubiertos con zinc (galvanizados) o recubiertos con aleación hierro zinc (galvannealed) mediante procesos de inmersión en caliente (ASTM A653/A653M).

Propiedades mecánicas del material.

El material con que se fabrican los tubos posee las siguientes propiedades mecánicas:

Esfuerzo de fluencia	25K si	$172,36\text{MPa}$
Esfuerzo de tensión	48K si	$330,94\text{MPa}$
Esfuerzo último	63K si	$433,18\text{MPa}$
Elongaciones		21%

Tabla 1: Propiedades mecánicas del material.

Tolerancias de fabricación.

Los tubos de acero galvanizado se fabrican teniendo en cuenta las siguientes tolerancias en cuanto a la longitud, diámetro y espesor del tubo.

Longitud	$-5mm / + 20mm$
Diámetro	$+/- 0,1524mm (+/- 0,006pulg)$
Espesor de pared	$+/- 10\%$

Tabla 2: Propiedades mecánicas del material.

Dimensiones de los tubos.

A continuación se muestra una tabla con todas las dimensiones comerciales de los tubos de acero galvanizado, estas dimensiones fueron extraídas de la referencia de **Consortio metalúrgico nacional LTDA, Colmena Acero en evolución [18]**.

Diametro nominal NPS	Diametro externo (pulg)	Espesor de pared (pulg)	Espesor de pared (mm)	Peso del tubo (kg)	Peso del tubo galvanizado (kg)	Unidad de empaque
1/2"	0,806"	0,047	1,20	3.403	3.523	37
	0,806"	0,059	1,50	4.205	4.321	37
	0,815"	0,075	1,90	5.295	5.407	37
	0,815"	0,090	2,29	6.225	6.396	37
	0,815"	0,098	2,49	6.703	6.871	37
3/4"	1,017"	0,047	1,20	4.349	4.505	37
	1,017"	0,059	1,50	5.392	5.544	37
	1,028"	0,075	1,90	6.819	6.967	37
	1,028"	0,090	2,29	8.054	8.283	37
	1,028"	0,098	2,49	8.695	8.919	37
	1,028"	0,105	2,67	9.246	9.467	37
1"	1,296"	0,047	1,20	5.6	5.803	37
	1,296"	0,059	1,50	6.963	7.161	37
	1,296"	0,075	1,90	8.736	8.93	37
	1,290"	0,090	2,29	10.303	10.603	37
	1,296"	0,098	2,49	11.2	11.497	37
	1,315"	0,105	2,67	12.121	12.419	37
	1,315"	0,116	2,95	13.269	13.561	37
	1,315"	0,128	3,25	14.495	14.781	37
1 1/4"	1,663"	0,047	1,20	7.245	7.511	19
	1,663"	0,059	1,50	9.028	9.289	19
	1,663"	0,075	1,90	11.362	11.617	19
	1,641"	0,090	2,29	13.317	13.711	19
	1,641"	0,098	2,49	14.426	14.816	19
	1,663"	0,105	2,67	15.606	15.999	19
	1,663"	0,116	2,95	17.12	17.506	19
	1,663"	0,128	3,25	18.744	19.124	19
1 1/2"	1,900"	0,047	1,20	8.308	8.613	19
	1,900"	0,059	1,50	10.362	10.663	19
	1,900"	0,075	1,90	13.058	13.353	19
	1,885"	0,090	2,29	15.412	15.872	19
	1,885"	0,098	2,49	16.707	17.163	19
	1,885"	0,105	2,67	17.83	18.272	19
	1,885"	0,116	2,95	19.576	20.023	19
2"	2,360"	0,047	1,20	10.371	10.753	19
	2,360"	0,059	1,50	12.951	13.33	19
	2,360"	0,075	1,90	16.349	16.772	19
	2,360"	0,090	2,29	19.49	20.079	19
	2,360"	0,098	2,49	21.148	21.732	19
	2,360"	0,105	2,67	22.588	23.169	19
	2,360"	0,116	2,95	24.833	25.408	19
	2,360"	0,128	3,25	27.255	27.823	19
2 1/2"	2,850"	0,075	1,90	19.855	20.311	7
	2,850"	0,090	2,29	23.697	24.418	7
	2,850"	0,098	2,49	25.729	26.446	7
	2,850"	0,105	2,67	27.497	28.209	7
	2,850"	0,116	2,95	30.255	30.962	7
	2,850"	0,128	3,25	33.239	33.939	7
3"	3,474"	0,075	1,90	24.32	24.881	7
	3,474"	0,090	2,29	29.055	29.944	7
	3,474"	0,098	2,49	31.563	32.448	7
	3,474"	0,105	2,67	33.747	34.629	7
	3,474"	0,116	2,95	37.161	38.036	7
	3,474"	0,128	3,25	40.859	41.728	7
4"	4,468"	0,075	1,90	31.432	32.161	7
	4,468"	0,090	2,29	37.59	38.747	7
	4,468"	0,098	2,49	40.856	42.009	7
	4,468"	0,105	2,67	43.704	44.854	7
	4,468"	0,116	2,95	48.161	49.305	7
	4,468"	0,128	3,25	52.997	54.134	7

Figura 24: Dimensiones de los tubos. Tomado de Colmena, 2017 [18].

5.1.2. Centro de gravedad del vehículo.

Para el cálculo del centro de gravedad se tuvo en cuenta el libro de Cascajosa, 2000 [6], en donde se determinó la altura del centro de gravedad considerando una inclinación de 30° para las condiciones a las cuales el vehículo se sometió.

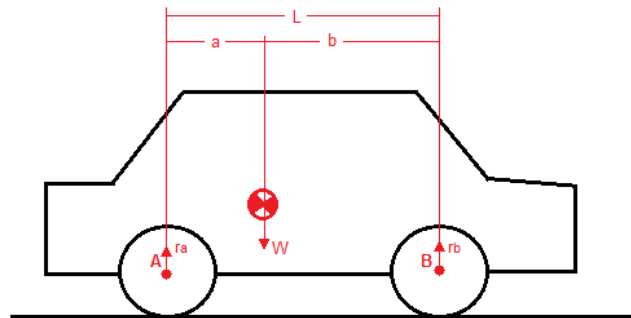


Figura 25: Vehículo en posición horizontal.

Se determina el centro de gravedad teniendo en cuenta que la distribución de peso no es uniforme en el vehículo, en la parte trasera se encuentra ubicado el motor y diferencial, que son unos de los elementos que generan mayor peso al vehículo, por lo cual se considera que cuando el vehículo se encuentra horizontalmente hay un 60 % del peso total de vehículo incluyendo al pasajero en la parte trasera y un 40 % en la parte delantera.

- Se determina la distancia, b . Esta distancia es desde el eje delantero hasta el centro de gravedad. Se realiza momento en el punto B, y se despeja la ecuación.

$$\begin{aligned}\sum M_B &= 0 \\ Wb - r_a L &= 0 \\ b &= \frac{r_a L}{W}\end{aligned}\quad (5.1)$$

- Se determina la distancia, a .

$$a = L - b \quad (5.2)$$

Para determinar la altura del centro de gravedad, cuando el vehículo se encuentra inclinado, se considera que la distribución de peso es de 52 % en la parte trasera y 48 % en la parte delantera del vehículo. Tener en cuenta que se tiene una inclinación de 30° .

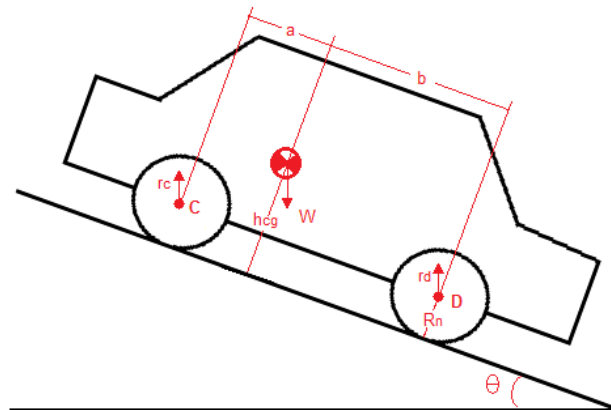


Figura 26: Vehículo en posición inclinada.

- Se determina el peso en la parte trasera del vehículo, r_c , teniendo en cuenta la inclinación de 30° .

$$r_c = 0,52W \quad (5.3)$$

- Se determinó la altura del centro de gravedad, h . Se realiza momento en el punto D, y se despeja la ecuación. Tener en cuenta R_n como el radio de la llanta.

$$W(b\cos\theta) - r_cL\cos\theta - W(h_{cg} - R_n)\sin\theta = 0$$

$$h_{cg} = \frac{W(R_n\tan\theta + b) - r_cL}{W\tan\theta} \quad (5.4)$$

5.1.3. Análisis estático

Para determinar los tubos que se van a utilizar en la construcción del chasis, inicialmente se realiza un análisis estático, para tener una estimación del diámetro del tubo. El análisis se realiza en la parte inferior del vehículo, debido a que es donde se reciben mayores cargas por impacto del suelo o cualquier irregularidad de la superficie. A continuación se puede observar el modelo básico de la estructura del chasis.

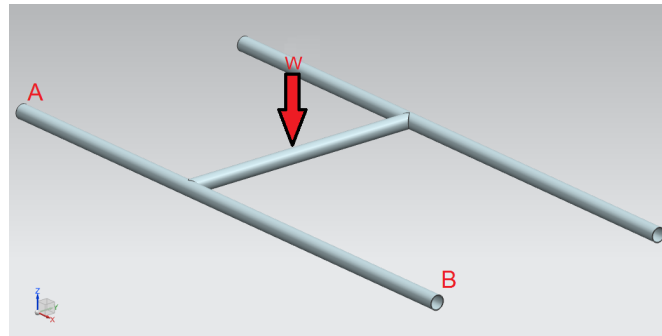


Figura 27: Modelo básico del chasis.

La estructura anterior se modifica, de tal manera que se obtenga el modelo simple de una viga, esto se realiza con el objetivo de facilitar los cálculos. Para esto se toma la mitad de la estructura como se puede ver a continuación.

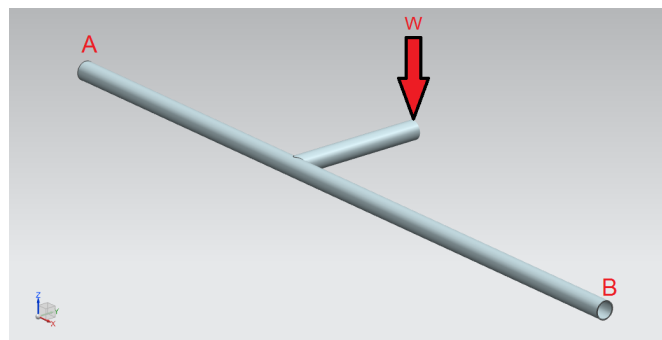


Figura 28: Mitad del modelo básico del chasis.

Luego desplaza la carga W del centro del tubo al segmento AB , este genera un momento torsional.

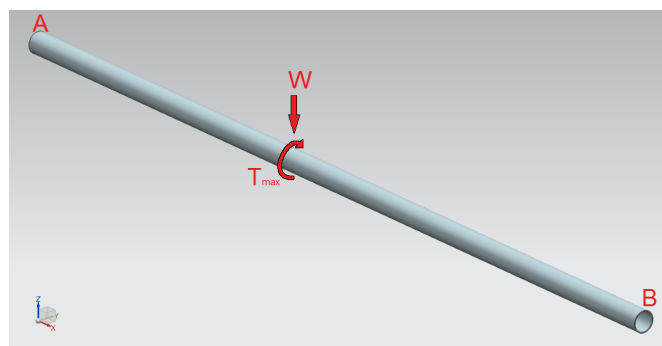


Figura 29: Modelo de una viga simple.

Se determina el momento máximo al cual se somete la viga, para esto se analiza y se obtiene los diagramas de esfuerzos cortante y momento flector. Se evaluó el modelo teniendo en cuenta una Carga W de 2500N, el cual es el peso máximo permitido del vehículo. También se tubo en cuenta la distribución de peso, un 60 % en la parte trasera y un 40 % en la parte delantera.

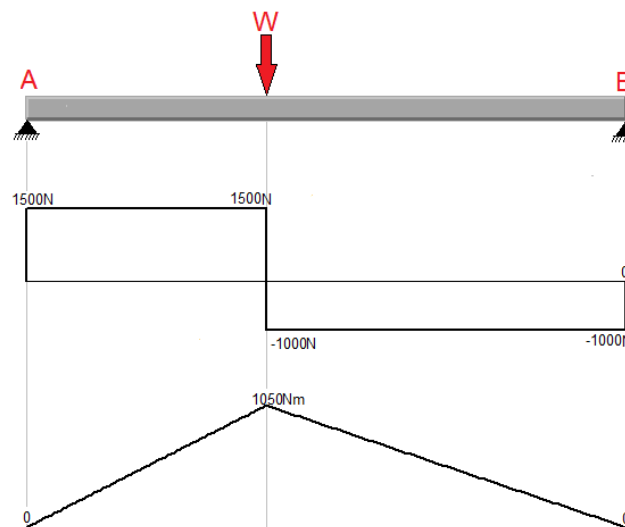


Figura 30: Diagramas de cortante y momento flector.

Luego se determinó el momento torsional generado por el desplazamiento de la fuerza. Para el cálculo del torque generado a la viga se tiene en cuenta la distancia centro de gravedad hasta el segmento AB, es de $0,38m$. Se obtiene como resultados de los siguientes valores:

$$T_{max} = 950Nm$$

$$M_{max} = 1050Nm$$

Se realizó el calculo del esfuerzo admisible teniendo en cuenta el esfuerzo último del material, en este caso acero galvanizado con un esfuerzo de $433,168Mpa$, y considerando una probabilidad de falla de 10^{-5} , y se obtuvo como resultado que le esfuerzo admisible es de $282MPa$. **Ver Anexo 1.**

Para el cálculo del diámetro del tubo se realizó un análisis en donde, se utiliza el criterio de Von Mises, teniendo en cuenta el T_{max} y M_{max} al cual se encuentra sometido el tubo, y se utiliza como variables el diámetro interno, $D_{T,in}$ y diámetro externo del tubo, $D_{T,ext}$. Para validar que el diámetro seleccionado es correcto se compara el esfuerzo admisible con el esfuerzo obtenido por el programa, en donde esfuerzo admisible > esfuerzo

de Von Misses.

Se obtuvo como resultado un esfuerzo de Von Misses de 250Mpa con un diámetro externo de 2in y diámetro interno de $1,75\text{in}$. Comparando los resultados obtenidos con los diámetros de tubo comerciales se escogió un tubo de diámetro nominal $1,5\text{in}$, diámetro externo $1,9\text{in}$ y diámetro interno $1,75\text{in}$ **Ver Anexo 2**.

5.1.4. Análisis de Fatiga.

Para el análisis de fatiga se tiene en cuenta la metodología que se emplea en el libro de Budynas y Nisbett, 2010 [19], con el objetivo de determinar el esfuerzo por fatiga del chasis. Inicialmente se determina la resistencia a la fatiga con una probabilidad de falla de 10^{-5} , para luego volver a calcular el diámetro del tubo, de tal manera que, el material y las dimensiones sean las optimas para la construcción de la estructura, con lo cual se pueda garantizar la seguridad del pasajero.

Límite de resistencia a la fatiga.

- Se determina el límite de resistencia a la fatiga, S_e .

Este se define teniendo en cuenta todos los factores de Marin y el límite de resistencia a la fatiga por viga rotatoria, como se muestra en la siguiente ecuación.

$$S_e = k_a k_b k_c k_d k_e k_f S'_e \quad (5.5)$$

Límite de resistencia a la fatiga de viga rotativa.

- Se determina el límite de resistencia a la fatiga de viga rotatoria, S'_e .

Teniendo en cuenta que nuestro material seleccionado posee un $S_{ut} = 63\text{kpsi}$ ($433,186\text{Mpa}$). Determinamos que el límite de resistencia a la fatiga de viga rotatoria se define con la siguiente ecuación⁵:

$$S'_e = 0,5S_{ut} \quad (5.6)$$

Factores de Marin al límite de resistencia a la fatiga

- Factor de superficie, k_a .

Se define con la siguiente ecuación:

$$k_a = aS_{ut}^b \quad (5.7)$$

En donde a y b se encuentra en la tabla 6-2 de la página 280 del libro de Budynas y Nisbett, 2010 [19] y S_{ut} es dada por el material.

⁵[Budynas, R & Nisbett, J. (2010). Shigely's Mechanical Engineering Design. Editorial McGraw-Hill. Cáp. 6, ec. 6-8, pág. 274]

- Factor de tamaño, k_b .

Para facilitar la obtención de este valor se tienen en cuenta los rangos de la ecuación 6-20 del capítulo 6, página 280 del libro de Budynas y Nisbett, 2010 [19]. Tener en cuenta que al haber realizado el análisis estático se obtuvo que el diámetro obtenido es de 2in, por lo cual el factor k_b se define con la siguiente ecuación:

$$k_b = 0,879d^{-0,107} \quad (5.8)$$

- Factor de carga, k_c .

Para obtener el valor de k_c se debe tener en cuenta el tipo de carga aplicada según la ecuación 6-26 del capítulo 6, página 282 del libro de Budynas y Nisbett, 2010 [19]. En nuestro caso la carga aplicada es flexión, por lo cual se define como:

$$k_c = 1$$

- Factor de temperatura, k_d .

Se define con la tabla 6-4, del capítulo 6, página 283 del libro Budynas y Nisbett, 2010 [19], la cuál define la siguiente ecuación:

$$k_d = \frac{S_T}{S_{RT}} \quad (5.9)$$

En donde S_T es la resistencia a la tensión a la temperatura de operación y S_{RT} es la resistencia a la tensión a la temperatura ambiente. En nuestro caso, la temperatura de operación y ambiente son las mismas por lo cual obtenemos que:

$$k_d = 1$$

- Factor de confiabilidad, k_e .

Se define con la siguiente ecuación:

$$K_e = 1 - 0,08Z_a \quad (5.10)$$

En donde el Z_a se obtiene a partir de la tabla 6-5, del capítulo 6, página 285 del libro de Budynas y Nisbett, 2010 [19]. En nuestro caso se quiere una probabilidad de falla de 1×10^{-5} , es decir una confiabilidad del 99,999%, por lo tanto:

$$k_e = 0,659$$

- Factor de efectos varios, k_f .

Este factor se define teniendo en cuenta todos los efectos que puedan generar una reducción del límite de resistencia a la fatiga como por ejemplo:

- Corrosión.
- Recubrimiento electrolítico.
- Metalizado por aspersion.
- Frecuencia cíclica.
- Corrosión por frotamiento.

En nuestro caso se incluye más de un efecto que puede afectar. El cálculo detallado de este factor es un poco complicado, por lo cual, para facilitar y agilizar los cálculos se considera que:

$$k_f = 1$$

Resistencia a la fatiga para 10000 ciclos

- Determinar la resistencia a la fatiga, S_f .

Esta se define con la siguiente ecuación:

$$S_f = a_f N^{b_f} \quad (5.11)$$

En donde a_f y b_f se define de la siguiente manera:

$$a_f = \frac{(S_{ut})^2}{S_e} \quad (5.12)$$

$$b_f = -\frac{1}{3} \log \left(\frac{f S_{ut}}{S_e} \right) \quad (5.13)$$

El factor f se obtiene en el libro de Budynas y Nisbett, 2010 [19]. Tabla 6-18, Capitulo 6, página 277. En nuestro caso como el $S_{ut} = 63kpsi$ el valor de f es:

$$f = 0,9$$

Luego de haber realizado todos los cálculos anteriores se obtiene que la resistencia a la fatiga del material es de $251,883Mpa$ y el esfuerzo de Von Misses con el diámetro externo de $2in$ y diámetro interno de $1,75in$ es de $250Mpa$, esto quiere decir que, el diámetro obtenido en el análisis estático es aceptable, por lo tanto no es necesario volver a calcular el esfuerzo de Von Misses para determinar nuevas dimensiones para el tubo del chasis del vehículo.

5.2. Diseño del chasis usando análisis por elementos finitos

Para el diseño del chasis se utiliza un software especializado en CAD/CAM/CAE desarrollado por la compañía Siemens PLM Software, el cual es suministrado por la universidad Tecnológica de Bolívar. Este software posee múltiples herramientas que ayudan al diseño y análisis ingenieril de piezas o estructuras en nuestro caso.

Inicialmente el diseño y construcción del vehículo monoplaza se trabajó desde las siguientes restricciones para el desarrollo del proyecto de curso [2]:

- El ancho del chasis no puede ser mayor a $1m$.
- La altura del chasis no puede ser mayor a $1,5m$.
- El largo del chasis no puede ser mayor a $2,5m$.

Para diseñar la estructura del chasis se realiza una investigación sobre los diferentes diseños de Buggys monoplaza creados anteriormente. En ese sentido, definimos el siguiente bosquejo básico como diseño preliminar, el cual se puede observar en la figura 31.

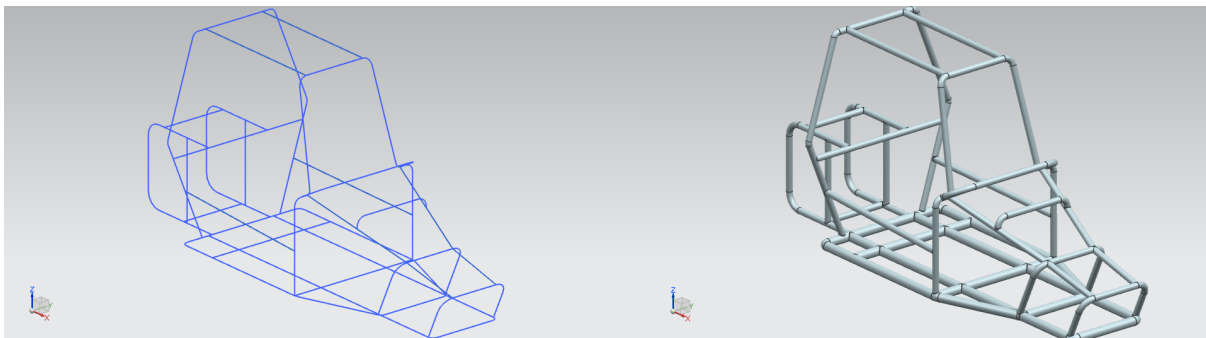


Figura 31: Bosquejo básico del chasis

El vehículo se diseña para que pueda ser manejado por una persona de $1,75m$ de altura con un peso de $80Kg$, esto con el objetivo de poder dimensionar el vehículo para no generar ninguna incomodidad en la postura del conductor, la cual pueda atentar con la salud del mismo.

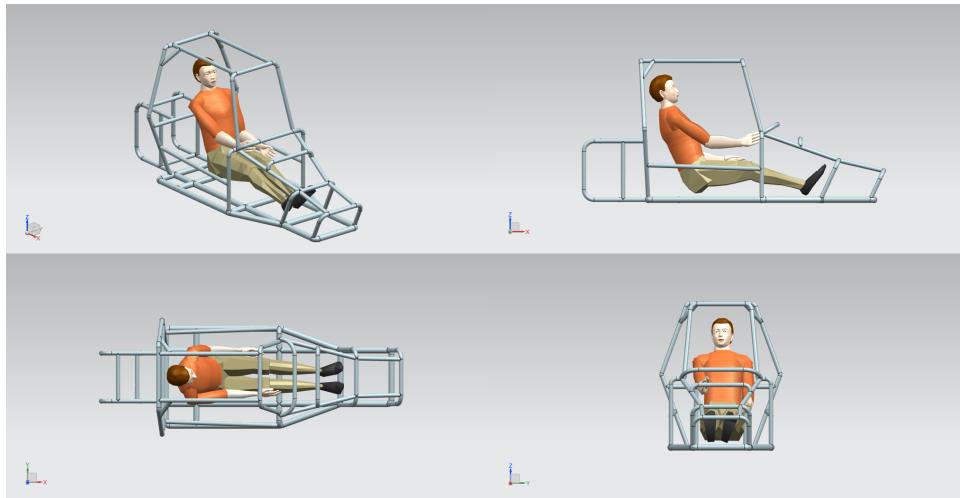


Figura 32: Ergonomía del pasajero

Con el fin de garantizar la seguridad del pasajero, luego de realizar varias búsquedas encontramos que en la mayoría de diseños de este tipo de vehículos, se tomaba como referencia las normas de diseño y seguridad utilizadas por la Real Federación Española de Automovilismo (R.F.E. de A.), la cual a nuestro parecer da valores muy conservativos para el diseño, por tanto nosotros decidimos utilizar en la evaluación de nuestro chasis esta normativa, la cual determina lo siguiente:

- La estructura de antivuelco debe soportar la carga de 8 veces el peso total del vehículo incluyendo el de la persona, de forma vertical, aplicando la carga como una carga distribuida en el techo del antivuelco, y activando una opción de Nx Siemens llamada Inertia Relife para obtener resultados mas realistas del análisis.

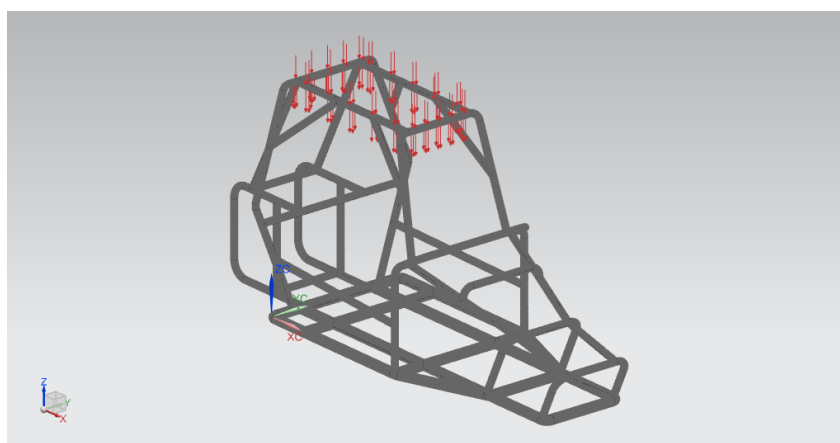


Figura 33: Prueba de Carga vertical 8 veces su propio peso.

- La estructura de antivuelco debe soportar la carga de 2 veces el peso total del vehículo incluyendo el de la persona, de forma lateral, aplicando la carga como una carga distribuida en uno de los laterales del antivuelco, y activando una opción de Nx Siemens llamada Inertia Relife para obtener resultados mas realistas del análisis.

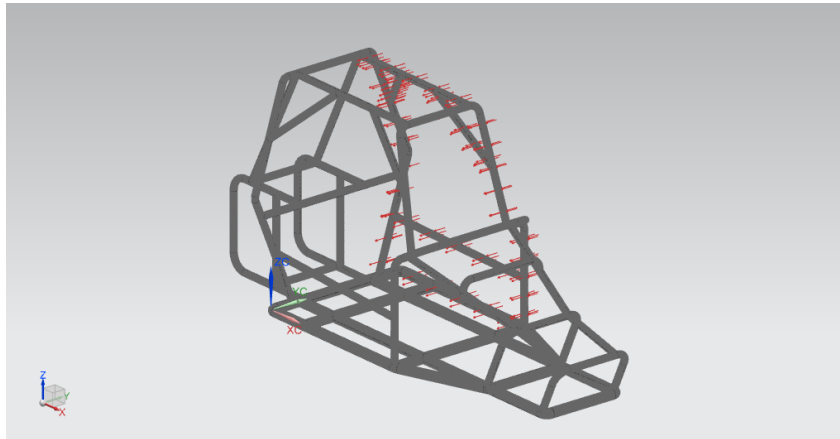


Figura 34: Prueba de Carga lateral 2 veces su propio peso.

- La estructura de antivuelco debe soportar la carga de 6 veces el peso total del vehículo incluyendo el de la persona, de forma longitudinal, aplicando la carga como una carga distribuida ya sea en la parte trasera o delantera del antivuelco, y activando una opción de Nx Siemens llamada Inertia Relife para obtener resultados mas realistas del análisis.

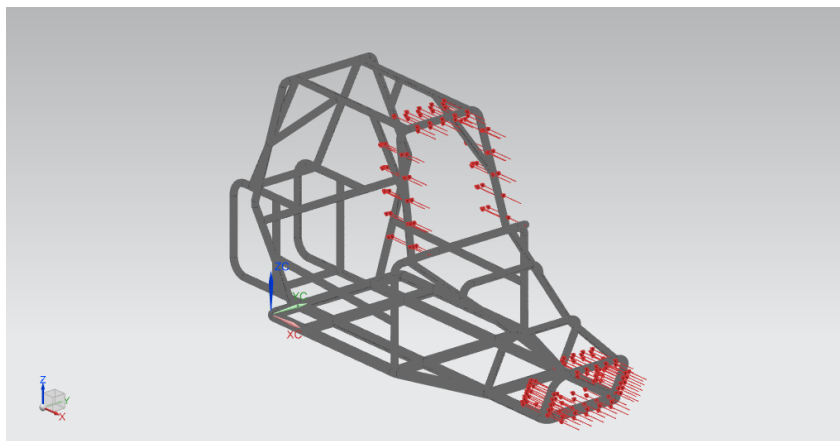


Figura 35: Prueba de carga frontal 6 veces su propio peso.

Es necesario aclarar que las cargas aplicadas a la estructura se dan en condición de compresión, y para garantizar que el vehículo cumple con las condiciones impuestas por

la normativa, este no debe deformarse más de $6mm$ y el esfuerzo obtenido en el análisis no debe ser superior al obtenido por el cálculo de fatiga, es decir que no debe sobrepasar $252MPa$.

5.2.1. Primer diseño y análisis del chasis.

Para la primera prueba se realiza un mallado con un tamaño de 16mm que es el tamaño recomendado por el mismo programa, luego se colocan las fuerzas y restricciones al modelo mallado. La carga aplicada es de 8 veces su peso en dirección vertical. Cabe recordar que la deformación no debe ser superior a 6mm y el esfuerzo generado no debe ser superior a 252MPa .

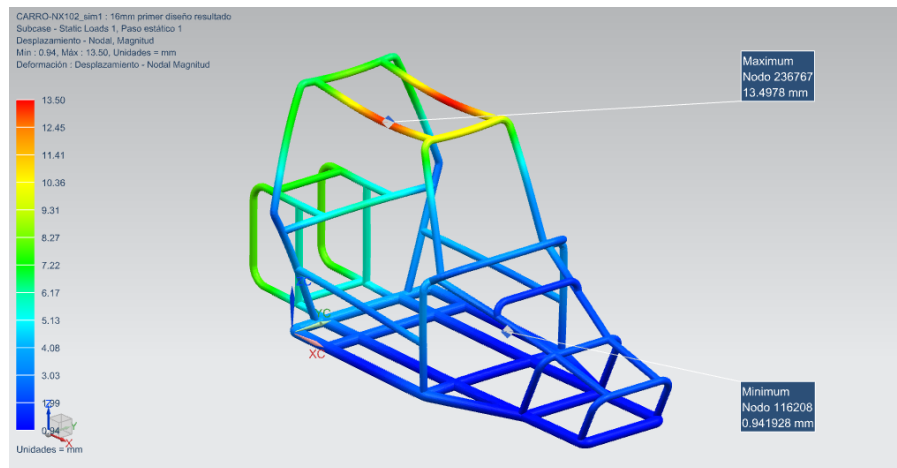


Figura 36: Resultado de deformación obtenido del primer diseño del chasis.

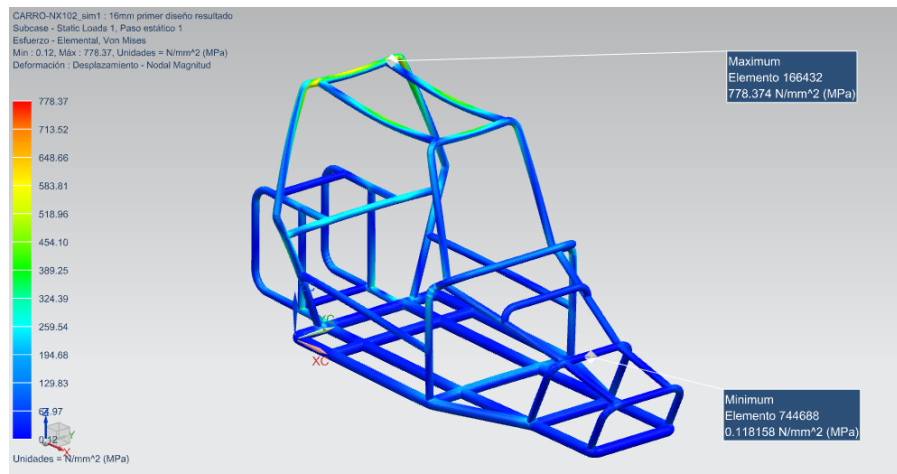


Figura 37: Resultado de esfuerzo obtenido del primer diseño del chasis.

De acuerdo con las imágenes anteriores, se puede observar que los resultados obtenidos por el análisis no cumplen con las condiciones impuestas. Se obtuvo que la deformación fue de $13,5\text{mm}$ y el esfuerzo fue de $778,37\text{MPa}$. No se cumple ninguna de las dos condiciones.

5.2.2. Segundo diseño y análisis del chasis.

En el segundo diseño se le agrega un tubo para soportar la parte superior del antivuelcos para disminuir un poco el esfuerzo generado por esa área, y así mismo la deformación del tubo superior.

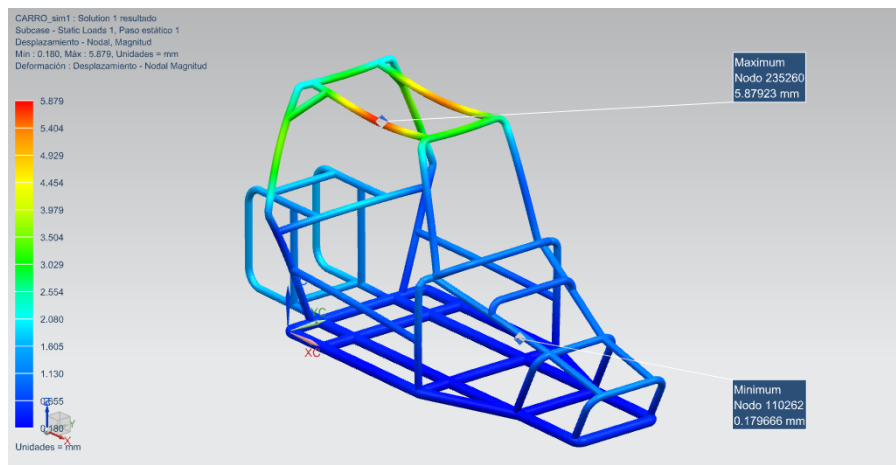


Figura 38: Resultado de deformación obtenido del segundo diseño del chasis.

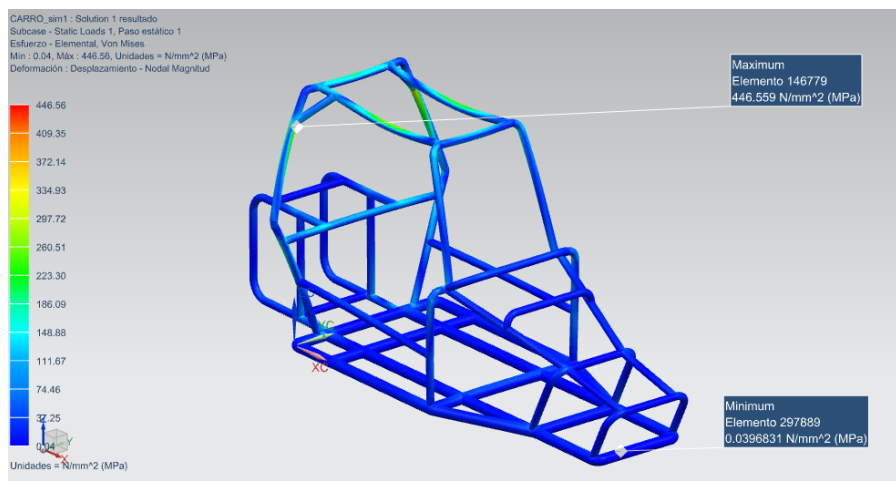


Figura 39: Resultado de esfuerzo obtenido del segundo diseño del chasis.

De acuerdo con las imágenes anteriores, se puede observar que los resultados obtenidos por el análisis todavía no cumplen con las condiciones impuestas. Se obtuvo que la deformación fue de $5,879\text{mm}$ y el esfuerzo fue de $446,56\text{MPa}$, la deformación si cumple, sin embargo el esfuerzo todavía no cumple con las restricciones.

5.2.3. Tercer diseño y análisis del chasis.

Para el tercer diseño se modificó el tubo colocado en el segundo diseño, se colocó un tubo más largo por la mismo área para disminuir aun más el esfuerzo generado en el análisis.

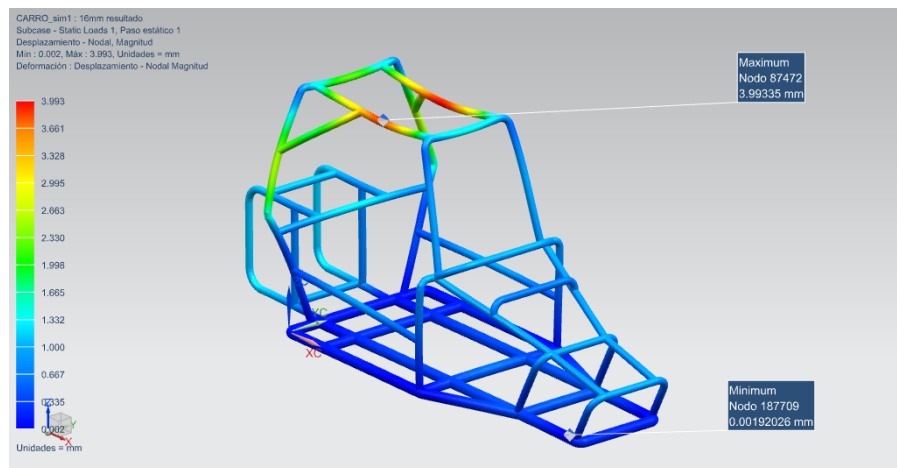


Figura 40: Resultado de deformación obtenido del tercer diseño del chasis.

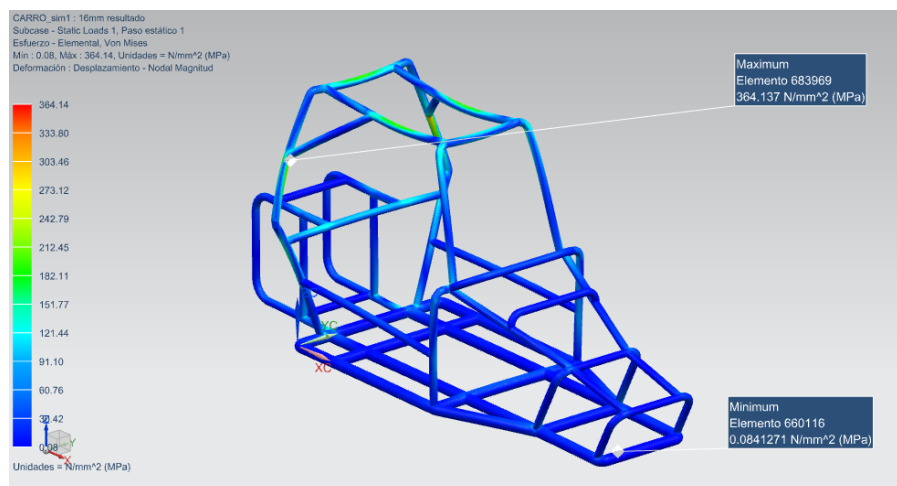


Figura 41: Resultado de esfuerzo obtenido del tercer diseño del chasis.

De acuerdo con las imágenes anteriores, se puede observar que los resultados obtenidos por el análisis todavía no cumplen con las condiciones impuestas. Se obtuvo que la deformación fue de $3,993\text{mm}$ y el esfuerzo fue de $364,14\text{MPa}$, la deformación si cumple, sin embargo el esfuerzo todavía no cumple con las restricciones.

5.2.4. Cuarto diseño y análisis del chasis.

Para el cuarto diseño se dejó igual el tubo colocado en el tercer diseño y se colocó un tubo más para soportar la parte superior del antivuelco con el objetivo de disminuir aún más el esfuerzo generado en el análisis.

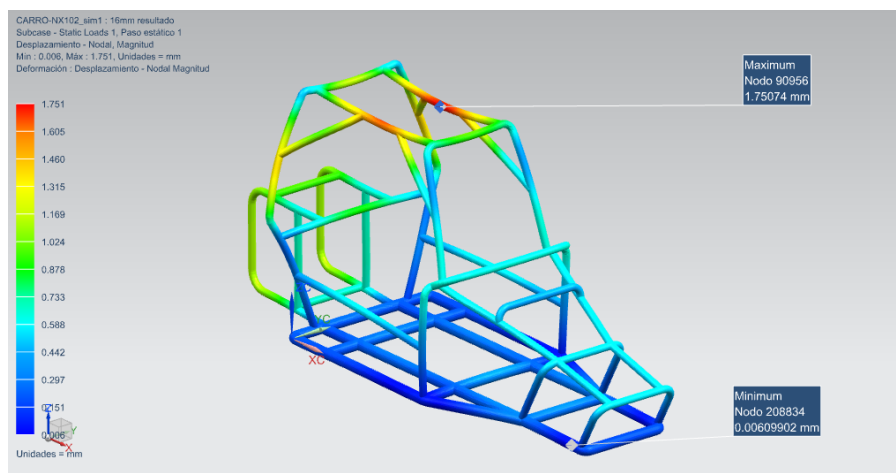


Figura 42: Resultado de deformación obtenido del cuarto diseño del chasis.

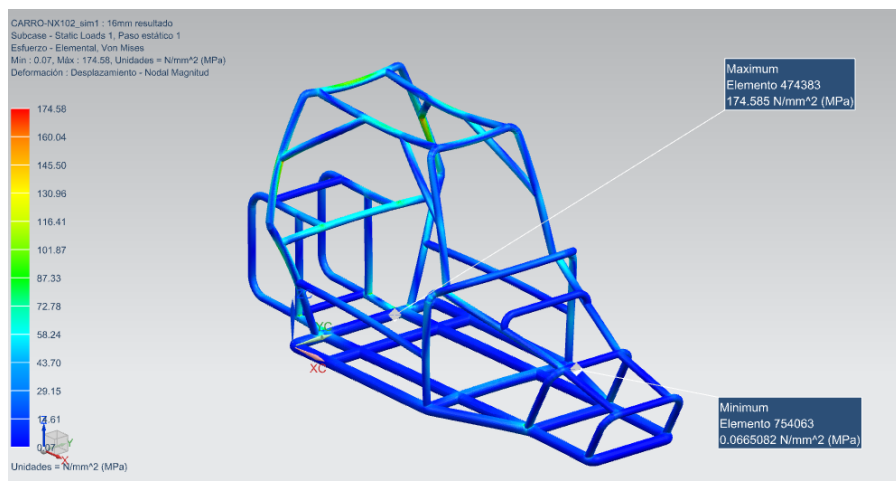


Figura 43: Resultado de esfuerzo obtenido del cuarto diseño del chasis.

De acuerdo con las imágenes anteriores, se puede observar que los resultados obtenidos por el análisis sí cumplen con las condiciones impuestas. Se obtuvo que la deformación fue de $1,751\text{mm}$ y el esfuerzo fue de $174,58\text{MPa}$, ambos resultados se encuentran en el rango permitido, sin embargo realizamos una última modificación del chasis para intentar disminuir aún más la deformación y esfuerzo generado por el análisis de los elementos finitos.

5.2.5. Quinto diseño y análisis del chasis.

Para el quinto diseño se deja igual los tubos colocados en el tercer y cuarto diseño, y se coloca un tubo mas en la parte trasera del chasis para ayudar a soportar la carga aplicada al antivuelco y disminuir el esfuerzo del mismo.

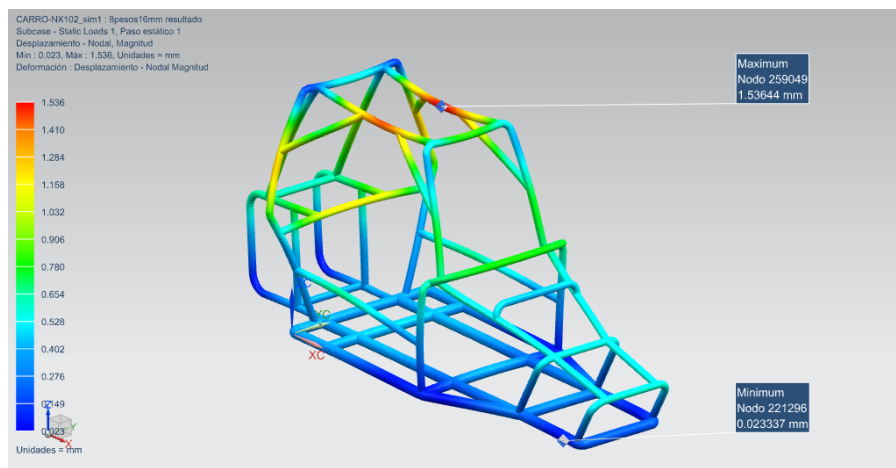


Figura 44: Resultado de deformación obtenido del quinto diseño del chasis.

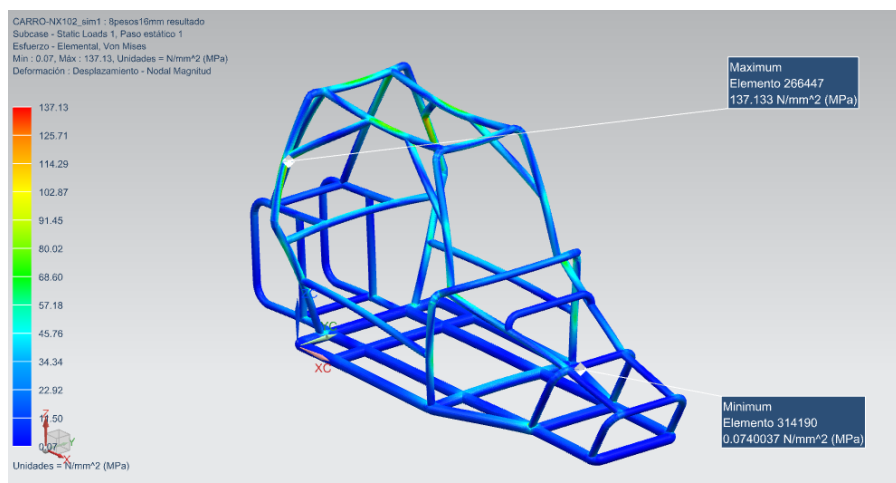


Figura 45: Resultado de esfuerzo obtenido del quinto diseño del chasis.

De acuerdo con las imágenes anteriores, se puede observar que los resultados obtenidos por el análisis si cumplen y disminuyeron aun mas con respecto al cuarto diseño. Se obtuvo que la deformación fue de $1,536\text{mm}$ y el esfuerzo fue de $137,13\text{MPa}$. Teniendo en cuenta los resultados del ultimo análisis se considera que el diseño realizado es aceptable para garantizar la seguridad del pasajero.

5.2.6. Análisis de Sensibilidad del mallado del modelo CAD.

Uno de los problemas más usuales presentados en el análisis de elementos finitos es determinar el tamaño óptimo de los elementos del mallado, debido a que entre más grande sea el tamaño de los elementos menor sera la precisión de los resultados, sin embargo entre menor sea el tamaño, mayor sera el consumo computacional y tiempo requerido para realizar el análisis.

Para determinar el tamaño óptimo del mallado y verificar si se presenta una variación significativa con los diferentes tamaños de los elementos, se realiza un análisis de sensibilidad, el cual consiste en generar el mallado al modelo del chasis con diferentes tamaños desde el más grande recomendado por el programa hasta el mas pequeño. Esto se realiza con el objetivo de poder llevar a cabo el estudio de fuerzas y validación del chasis sin necesidad de generar el mallado demasiado pequeño que requiera mucho consumo computacional y tiempo.

Se realiza el mallado al modelo del chasis diseñado con tamaños de malla desde $16mm$ hasta $2mm$, y se aplica una fuerza superior sobre la estructura, de tal manera que se compara la variación con respecto a deformación y esfuerzos elementales o nodales.

El mallado inicial es de $16mm$, se obtuvo que las deformación máxima es de $1,536mm$ con un esfuerzo de $137,13MPa$.

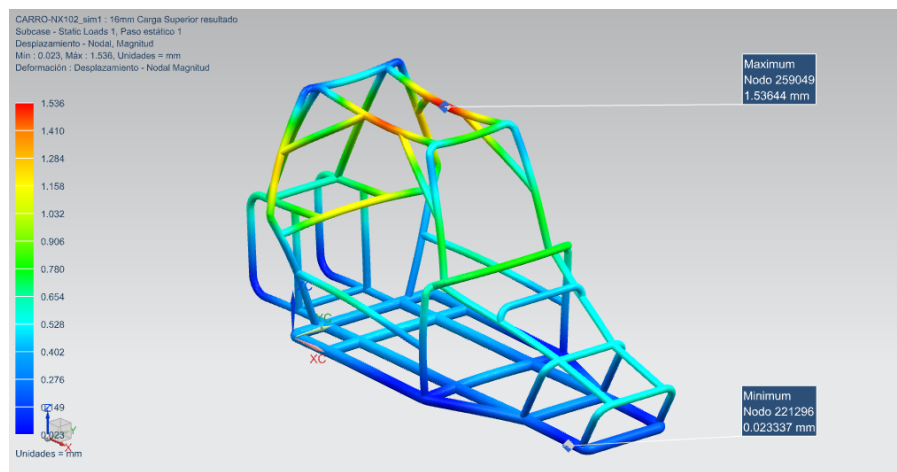


Figura 46: Resultados de deformación obtenidos del mallado de $16mm$.

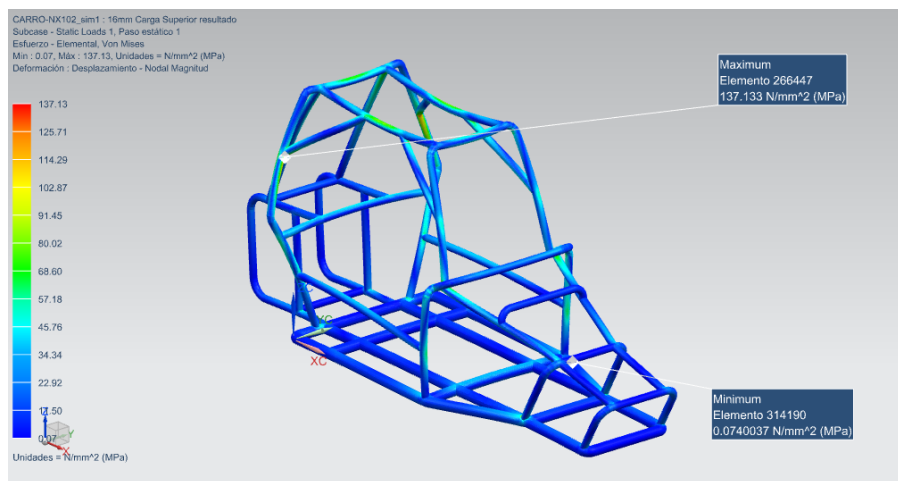


Figura 47: Resultados de esfuerzo obtenidos del mallado de 16mm.

Para el mallado de 7mm, se obtuvo una deformación de 1,552mm y un esfuerzo de 141,17MPa.

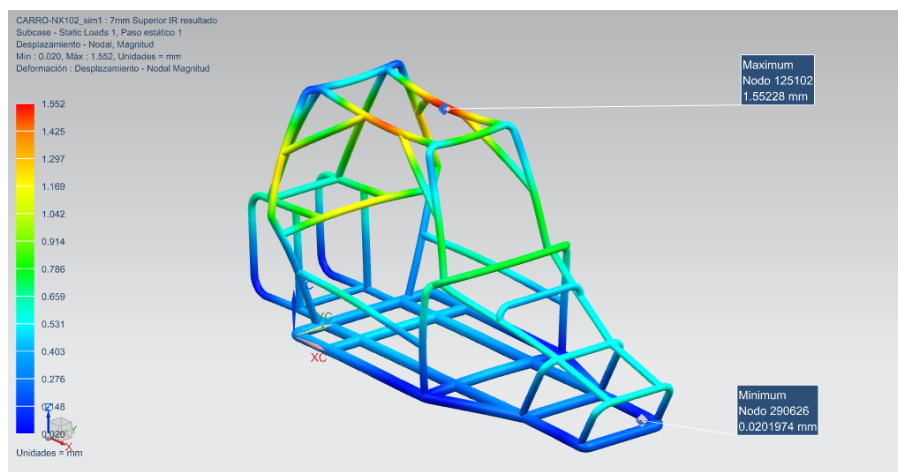


Figura 48: Resultados de deformación obtenidos del mallado de 7mm.

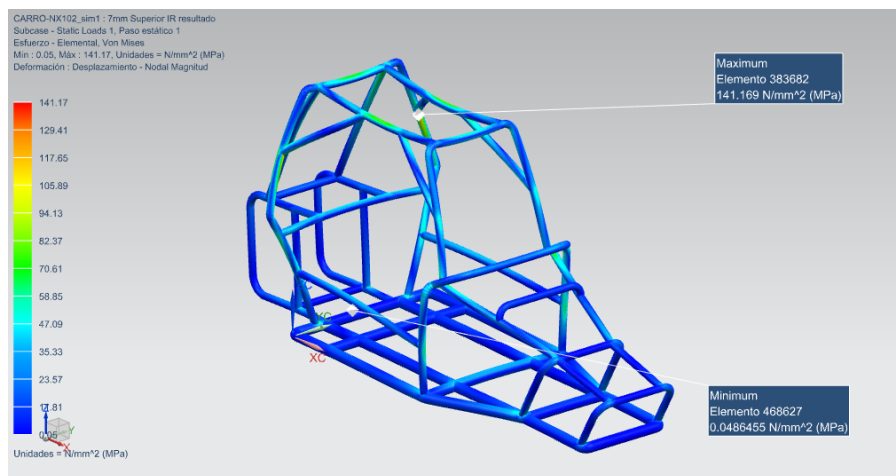


Figura 49: Resultados de esfuerzo obtenidos del mallado de 7mm.

Para el mallado de 3mm, se obtuvo una deformación de 1,585mm y un esfuerzo de 137,45MPa.

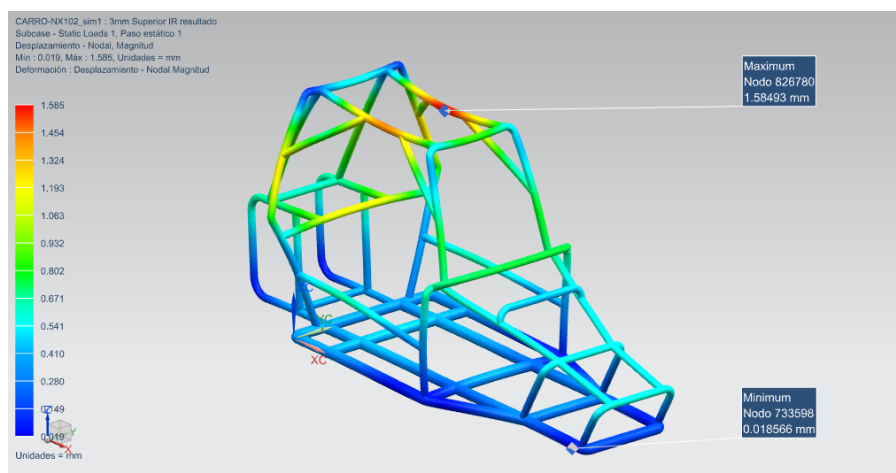


Figura 50: Resultados de deformación obtenidos del mallado de 3mm.

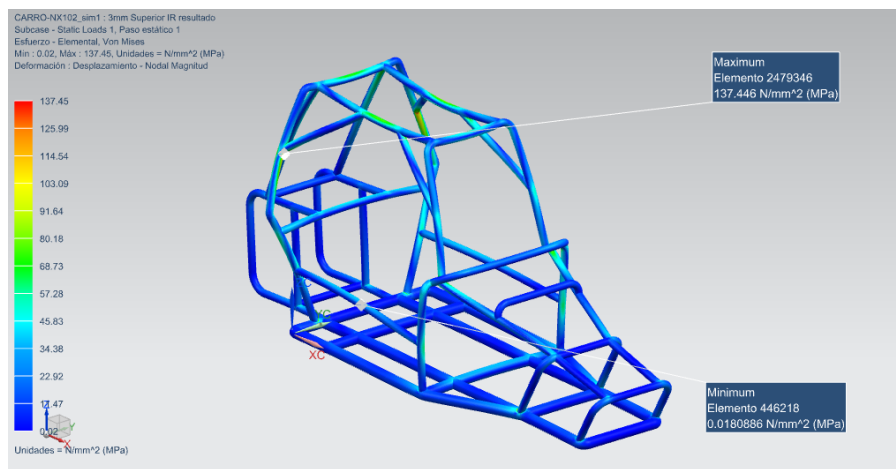


Figura 51: Resultados de esfuerzo obtenidos del mallado de 3mm.

A continuación en la tabla 3 se muestra la deformación y esfuerzo obtenido en cada uno de los mallados desde 16mm hasta 2mm, en donde se obtiene un promedio de deformación de 1,549mm y de esfuerzo de 138,08MPa.

Análisis con carga superior				
Mallado [mm]	# Nodos	# Elementos	Deformación [mm]	Esfuerzo [MPa]
16,3	266340	803058	1,535	141,33
16	268560	809752	1,536	137,13
15,5	271358	817387	1,540	141,57
15	271586	818074	1,540	137,54
14,5	270881	817136	1,538	132,91
14	269316	819443	1,544	134,95
13,5	273699	823875	1,543	132,88
13	277472	835467	1,541	131,58
12,5	273634	837588	1,536	133,64
12	279845	842942	1,540	132,63
11	283794	852587	1,533	141,72
10	291052	875536	1,544	136,98
9	292272	878407	1,540	142,34
8	304023	912125	1,546	137,24
7	353786	1055592	1,552	141,17
6	363475	1071619	1,545	139,49
5	378727	1139576	1,570	140,71
4	524250	1577097	1,573	139,57
3	891660	2677155	1,585	137,45
2	1969749	5961908	1,594	138,76

Tabla 3: Resultados de deformación y esfuerzo.

Para la deformación del chasis se puede observar en la figura 52, que no varía de manera significativa con respecto al tamaño de la malla por lo cual no es necesario realizar un mallado muy fino para obtener resultados correctos.

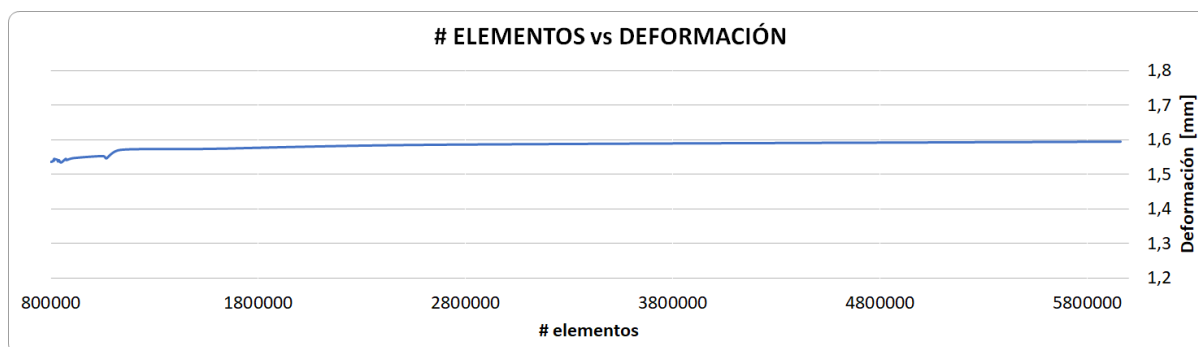


Figura 52: Resultados de deformación.

Para el esfuerzo de Von Mises se puede observar en la figura 53 que posee un poco de variación, sin embargo se mantiene en un rango entre $132MPa$ a $140MPa$, por lo cual se considera que no es tan necesario realizar un mallado muy fino.

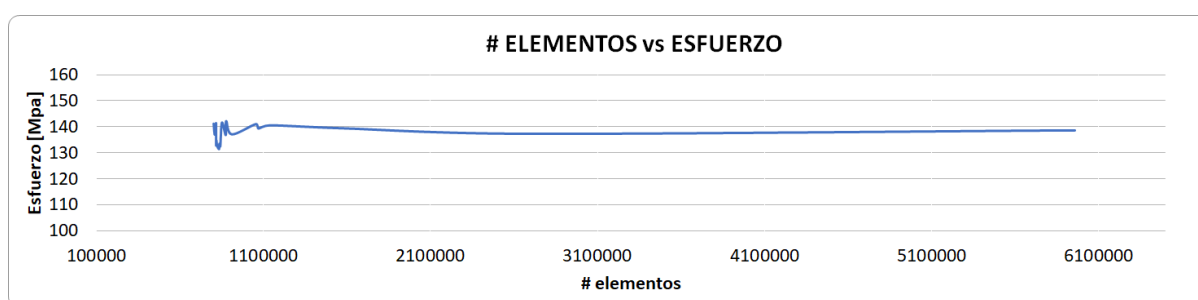


Figura 53: Resultados de esfuerzo.

Teniendo en cuenta los resultados anteriores, se considera que un tamaño de mallado óptimo para obtener resultados excelentes, sin necesidad de consumir mucho recurso computacional y tiempo, es de $8mm$, debido a que se encuentra muy cercano al promedio obtenido y al mallado más fino realizado que fue de $2mm$. Con $8mm$ se obtuvo en deformación $1,546mm$ y en esfuerzo $139,57MPa$, con $2mm$ se obtuvo en deformación $1,594mm$ y un esfuerzo de $138,76MPa$ y en promedio en deformación se obtuvo $1,549mm$ y en esfuerzo se obtuvo $138,08MPa$.

Luego de obtener el tamaño de malla óptimo, se realiza el análisis aplicando cargas superiores, Laterales y frontales sobre el chasis, de tal manera que se observa si el diseño cumple con las condiciones impuestas por la normativa de la R. F. E. de A. Para tener mayor certeza de los resultados se realiza este mismo análisis con 5 diferentes tamaños de malla incluyendo el tamaño óptimo escogido. Los resultados se pueden observar en la siguiente tabla:

Análisis de elementos finitos								
Mallado			Carga Superior		Carga Lateral		Carga Frontal	
Tamaño [mm]	# Nodos	# Elementos	Deformación [mm]	Esfuerzo [MPa]	Deformación [mm]	Esfuerzo [MPa]	Deformación [mm]	Esfuerzo [MPa]
15,5	231586	813074	1,540	141,57	0,817	59,39	1,479	109,48
14	269316	819443	1,544	134,95	0,814	58,89	1,471	108,65
12	279845	842942	1,540	132,63	0,818	60,54	1,482	107,81
8	304023	912125	1,546	137,24	0,818	59,38	1,485	110,96
4	524250	1577097	1,573	139,57	0,832	73,79	1,505	111,12

Tabla 4: Análisis final del chasis.

Observando la tabla 4, se puede concluir que los resultados obtenidos en cada prueba cumple con la normativas, debido a que ninguno sobrepasa el esfuerzo admisible que es de $252MPa$, por lo cual el diseño final obtenido garantiza la seguridad del conductor del vehículo.

5.2.7. Análisis Dinámico.

Para el análisis dinámico se realiza una simulación de una caída libre desde 3 alturas diferentes. La primera de $3cm$, la segunda de $8cm$ y la última de $12cm$, esto con el objetivo de obtener el pico de fuerza máxima que se tiene como resultado del impacto entre el chasis y el suelo. Luego de obtener los resultados, se procede a realizar un análisis de elementos finitos aplicando la fuerza obtenidas en la simulación sobre el chasis para compararlo con el esfuerzo de fatiga para vida finita e infinita, y se utiliza los valores obtenido en la simulación de caída de $3cm$ y $12cm$ para diseñar los resortes del sistema de amortiguamiento.

Para realizar esta simulación es importante tener en cuenta que se debe agregar el peso completo del chasis, por lo cual se le agregan bloques de diferentes masas de acuerdo a como esta distribuido el peso en el chasis, un 60% en la parte trasera y un 40% en la parte delantera del vehículo, como se puede observar en la figura 54.

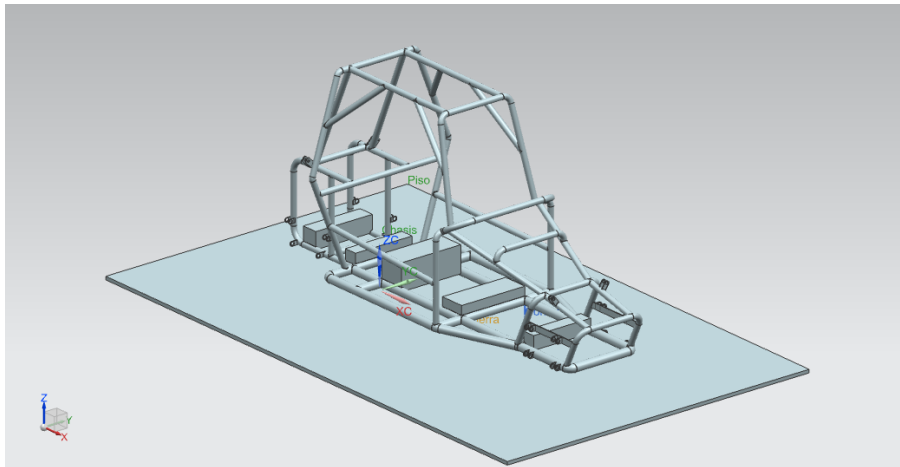


Figura 54: Modelo CAD con una masa simulada de $250Kg$.

- Caída de $3cm$ de altura.

Se simula la caída libre del chasis desde una altura de $3cm$ sobre la superficie como se observa en la figura 55.

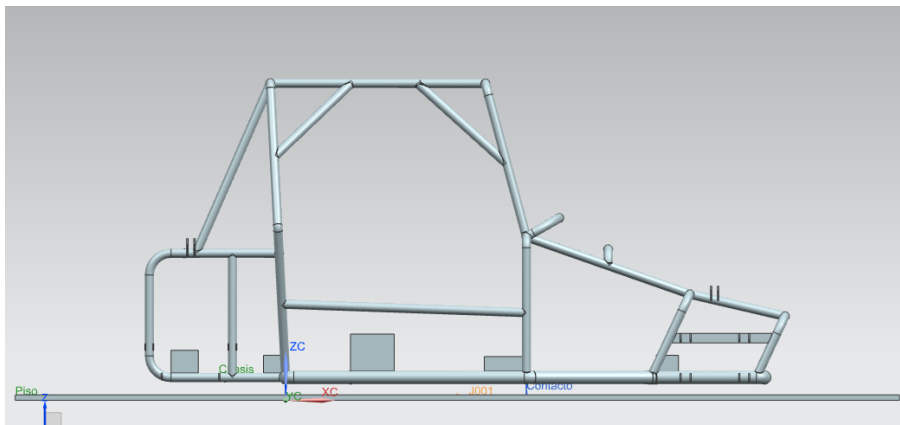


Figura 55: Caída libre de $3cm$.

Se obtiene el siguiente resultado.

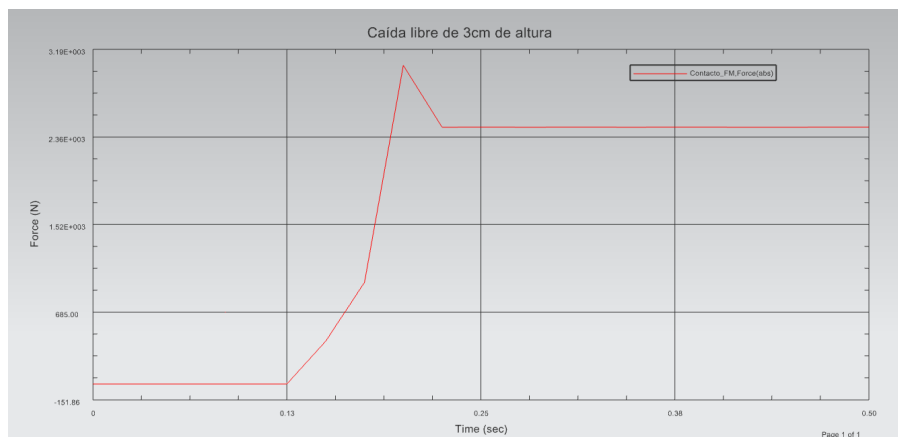


Figura 56: Resultados de caída de 3cm de altura.

Teniendo en cuenta la figura 56, se observa que la fuerza de impacto del chasis con la superficie es de 3037N.

■ Caída de 8cm de altura.

Se simula la caída libre del chasis desde una altura de 8cm sobre la superficie como se observa en la figura 57.

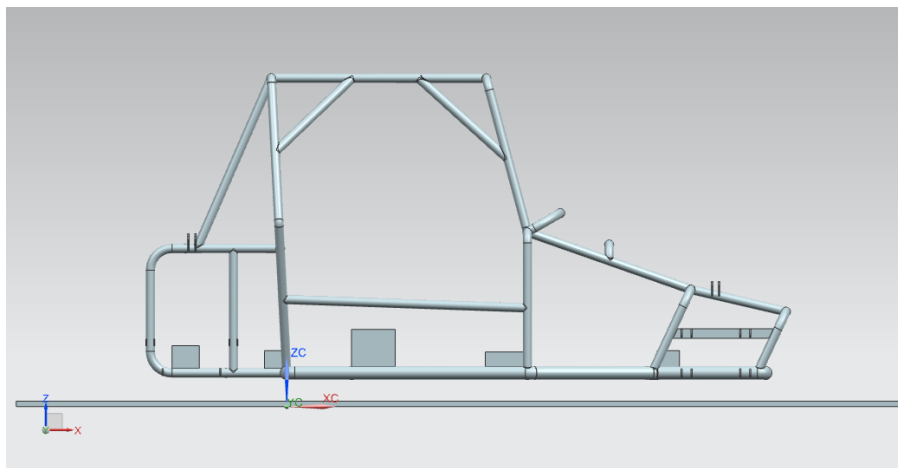


Figura 57: Caída libre de 8cm.

Se obtiene el siguiente resultado.

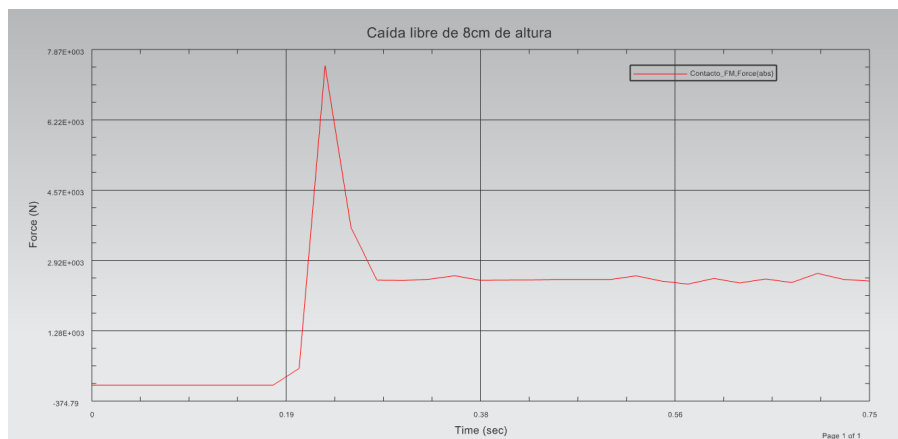


Figura 58: Resultados de caída de 8cm de altura.

Teniendo en cuenta la figura 58, se observa que la fuerza de impacto del chasis con la superficie es de 7496N.

■ Caída de 12cm de altura.

Se simula la caída libre del chasis desde una altura de 12cm sobre la superficie como se observa en la figura 59..

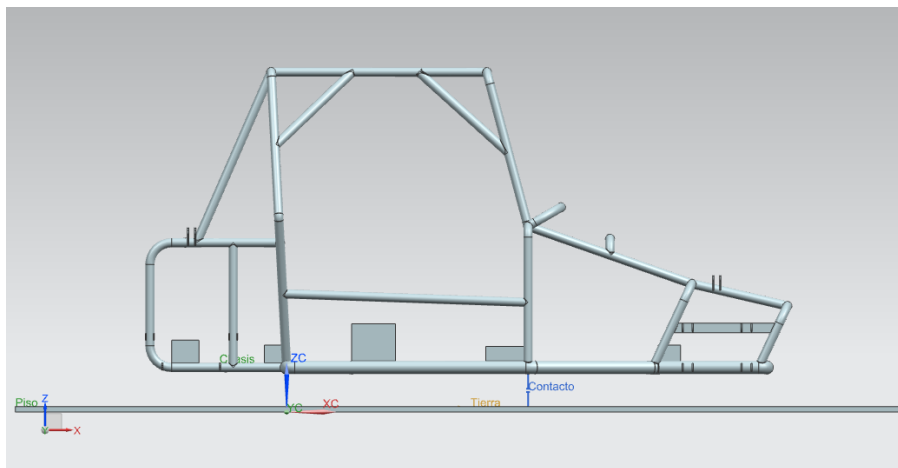


Figura 59: Caída libre de 12cm.

Se obtiene el siguiente resultado.

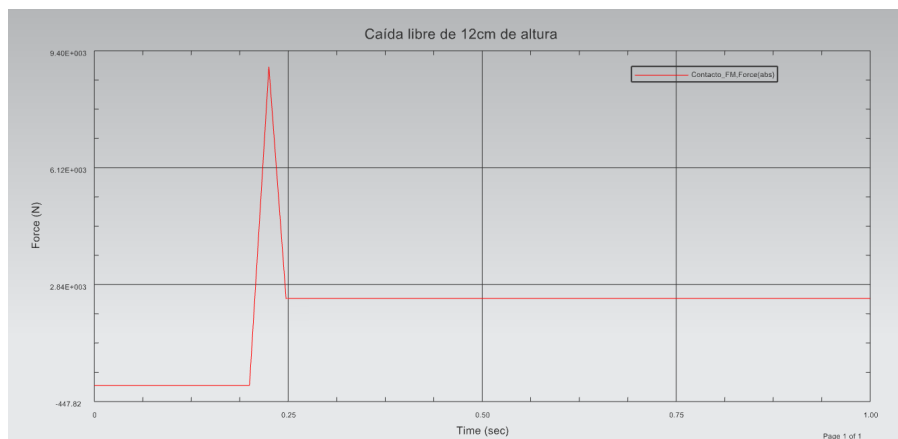


Figura 60: Resultados de caída de 12cm de altura.

Teniendo en cuenta la figura 60, se observa que la fuerza de impacto del chasis con la superficie es de 8957N.

Luego de haber realizado las simulaciones de caída libre se aplica las cargas obtenidas en la parte superior, lateral y frontal del modelo CAD del chasis para compararlo con la resistencia a la fatiga para vida finita y para vida infinita.

A continuación se muestra los resultados obtenidos con las diferentes cargas aplicadas en la parte superior del chasis.

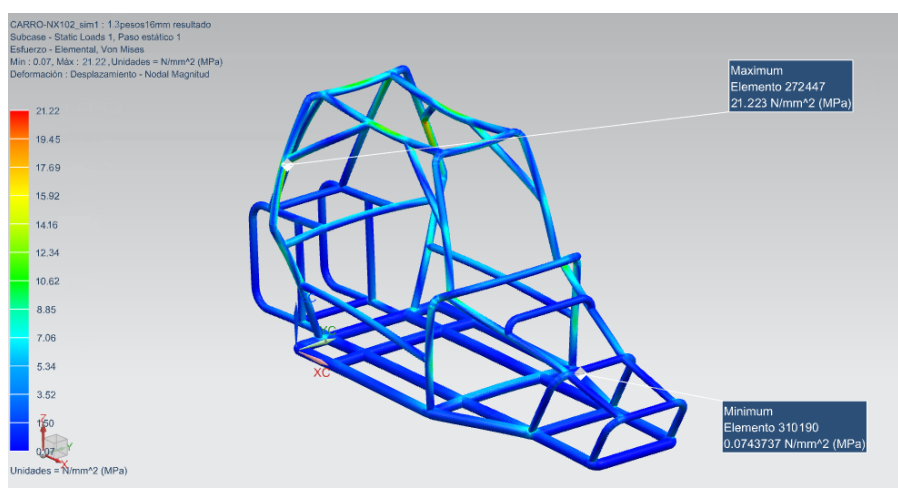


Figura 61: Carga de caída de 3cm aplicada en la parte superior del chasis.

Para la carga de 3cm se obtuvo un esfuerzo máximo de de Von Misses de 21.22MPa.

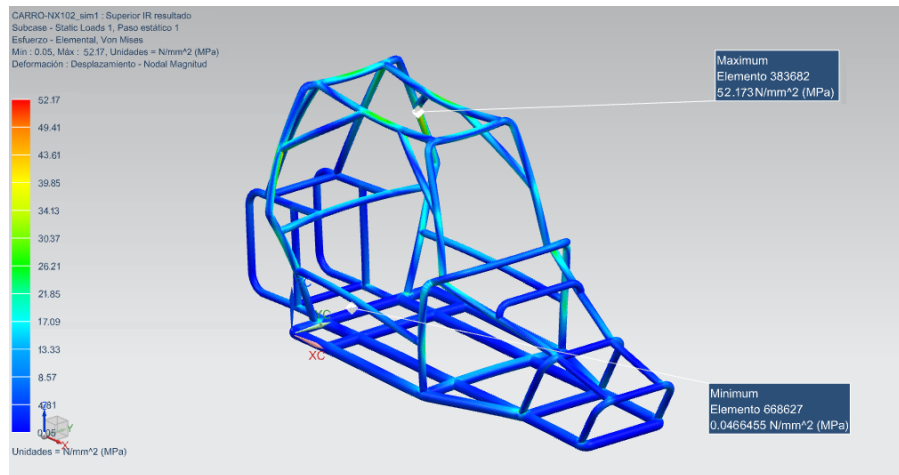


Figura 62: Carga de caída de 8cm aplicada en la parte superior del chasis.

Para la carga de 8cm se obtuvo un esfuerzo máximo de de Von Misses de 52.17MPa.

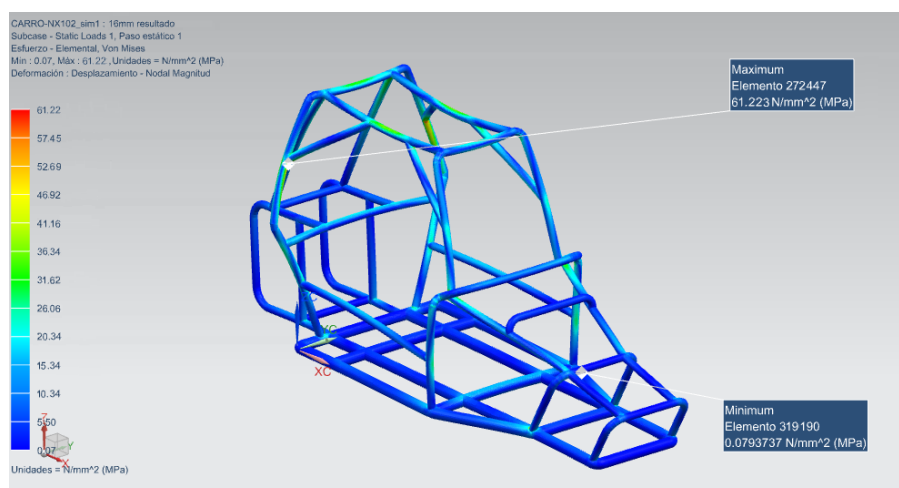


Figura 63: Carga de caída de 12cm aplicada en la parte superior del chasis.

Para la carga de 12cm se obtuvo un esfuerzo máximo de de Von Misses de 61,22MPa.

En la tabla 5, se muestra los resultados obtenidos y se comparan con el esfuerzo de fatiga para vida infinita y esfuerzos de fatiga cercanos a 10^6 ciclos.

Carga	3cm	8cm	12cm	Vida infinita de 1000000 ciclos	Vida finita de 840000 ciclos
Superior	21.22MPa	52.39MPa	62.60MPa	105.15MPa	108.69MPa
Lateral	36.77MPa	90.76MPa	108.45MPa	105.15MPa	108.69MPa
Frontal	22.43MPa	55.36MPa	66.15MPa	105.15MPa	108.69MPa

Tabla 5: Comparación de cargas de caída libre y resistencia a la fatiga para vida finita e infinita.

De la tabla anterior, se puede observar que para las carga superior y frontal en las 3 pruebas de caída libre, si soporta para 10^6 ciclos, por otro lado, para la carga lateral solo soporta para 10^6 ciclos las cargas de 3cm y 8cm, para la de 12cm soporta a 840000 ciclos debido a que el esfuerzo por el analisis de elementos finitos es mayor a la resistencia de fatiga para vida infinita.

5.3. Diseño de sistema de Transmisión

La siguiente metodología describe el proceso de diseño definido por nosotros, bajo las siguientes referencias de Cascajosa, 2000 [6] y Edebé, 1981 [7].

5.3.1. Potencia del vehículo

Se requiere conocer la potencia en HP del motor para un vehículo tipo buggy cuya masa máxima sería de 170kg, más 80 kg aportados por la masa del conductor para tener una masa total de 250 kg. Se calcula la potencia teniendo en cuenta cuatro condiciones:

- En plano llanear a 50 km/h. Utilizando el 60 % de la potencia máxima del motor.
- En plano alcanzar la velocidad de 0 - 40km/h en 15s. Utilizando el 70 % de la potencia máxima del motor.
- Subir una pendiente con 25 grados de inclinación a velocidad constante de 30 km/h.
- Subir una pendiente con 25 grados de inclinación alcanzando la velocidad de 0 - 20 km/h en 15s.

Para solucionar el problema anterior, se calculan las resistencias al avance y se determina la potencia necesaria del motor para cada una de las cuatro condiciones.

Resistencia por rodadura.

La resistencia a la rodadura se define con la siguiente ecuación.

$$R_r = f m_{Total} g \quad (5.14)$$

Donde f es el coeficiente de rodadura, este se obtiene en la tabla 6, los datos de la tabla se obtuvieron de la referencia de Oleohidráulica Verion, 2018 [24], y varía dependiendo del tipo de superficie donde circula el vehículo.

Superficie	f	Superficie	f
Hormigón defectuoso	0.01	Macadam sinuoso	0.037
Hormigón plano	0.015	Nieve 5cm	0.025
Hormigón sinuoso	0.02	Nieve 10cm	0.037
Asfalto defectuoso	0.012	Superficie lisa	0.025
Asfalto plano	0.017	Superficie arenosa	0.04
Asfalto sinuoso	0.022	Barro	0.037 - 0.150
Macadam defectuoso	0.015	Arena	0.06 - 0.150
Macadam plano	0.022	Arena suelta	0.160 - 0.300

Tabla 6: Coeficientes por rodadura. Tomado de Oleohidráulica Verion, 2018 [24]

Resistencia por pendiente.

Es la fuerza que se opone al avance del vehículo cuando esta subiendo una pendiente.

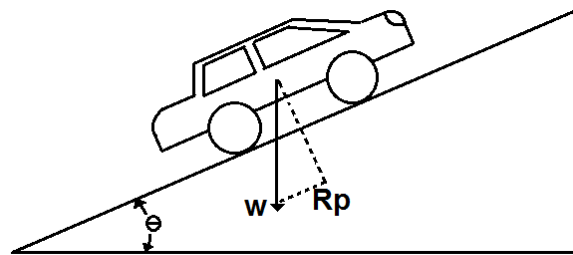


Figura 64: Diagrama de vehículo en pendiente

Se define con la siguiente ecuación.

$$R_p = m_{Total} g \sin \theta \quad (5.15)$$

Esta depende de la masa total del vehículo con pasajero y la inclinación de la pendiente.

Resistencia por inercia.

Se genera cuando un vehículo acelera para alcanzar una velocidad en un tiempo específico.

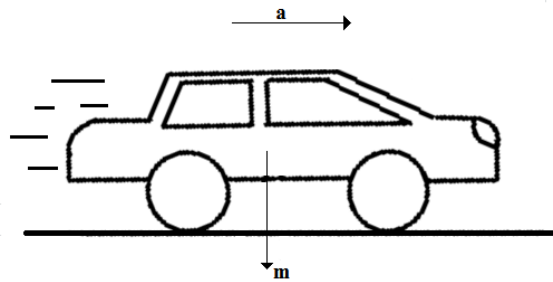


Figura 65: Diagrama de vehículo en acelerando.

Se define con la siguiente ecuación.

$$R_i = m_{total}a \quad (5.16)$$

En donde a es la aceleración necesaria para alcanzar una velocidad en un tiempo determinado, y se define con la siguiente ecuación.

$$a = \frac{V_f - V_i}{T_f - T_i} \quad (5.17)$$

Resistencia por el aire.

Es la más estudiada de todas las resistencias, debido que tiene bastante influencia en cuanto al consumo del vehículo, la velocidad máxima que puede alcanzar y la estética del vehículo. Se define con la siguiente ecuación.

$$R_a = kSv^2 \quad (5.18)$$

v es la velocidad del vehículo en $\frac{m}{s}$.

k es la resistencia del aire y se define como:

$$k = \frac{C_w \rho_{aire}}{2} \quad (5.19)$$

ρ_{aire} es la densidad del aire (Equivale aprox. $1.11 \frac{kg}{m^3}$).

C_w es el coeficiente del aire o aerodinámico, este se obtiene en la tabla 7.

Vehículo	C_w	$A(m^2)$	$\rho \left(\frac{kg}{m^3} \right)$
Automovil	0.35	1.80	1.11
Chasis	0.65	6.00	1.11
Camión / acoplado	0.80	6.00	1.11
Chasis / acoplado	0.90	6.00	1.11

Tabla 7: Coeficiente del aire. Tomado de motor en marcha, 2017 [25].

S es la sección maestra de vehículo y se define como:

$$S = 0,8L_{an}L_{al} \quad (5.20)$$

L_{an} es el ancho del vehículo en m .

L_{al} es el alto del vehículo en m .

Para cada caso se define una ecuación, teniendo en cuenta las condiciones a las que se encuentra, para determinar la potencia necesaria del motor.

- En plano llanear a 50 km/h. Utilizando el 60 % de la potencia máxima del motor. Se considera un 5 % de perdidas por transmisión.

$$P_1 = \frac{(R_r + R_a)(V)}{(0,95)(0,6)}$$

- En plano alcanzar la velocidad de 0 - 40km/h en 15s. Utilizando el 70 % de la potencia máxima del motor. Se considera un 5 % de perdidas por transmisión.

$$P_2 = \frac{(R_r + R_a + R_i)(V)}{(0,95)(0,7)}$$

- Subir una pendiente con 25 porciento de inclinación a velocidad constante de 30 km/h. Se considera un 15 % de perdidas por transmisión.

$$P_3 = \frac{(R_r + R_a + R_p)(V)}{0,85}$$

- Subir una pendiente con 25 porciento de inclinación alcanzando la velocidad de 0 - 20 km/h en 15s. Se considera un 15 % de perdidas por transmisión.

$$P_4 = \frac{(R_r + R_a + R_i + R_p)(V)}{0,85}$$

Se obtuvo que se necesita 4.23HP para el primer caso, 6.24Hp para el segundo caso, 14,48HP para el tercer caso y 10,3HP para el ultimo caso. De lo anterior se puede concluir que se necesita un motor con una potencia igual o superior a 15HP, para poder cumplir con todos las condiciones propuestas anteriormente.

Para nuestro vehículo se consiguió un motor de 7HP, debido a que por cuestiones de presupuesto comprar un motor nuevo de 15HP salia demasiado costoso y complicado de conseguir en la ciudad, por esta razón se opto por comprar un motor de 7HP, el cual más fácil de conseguir y más económico.

5.3.2. Selección del motor.

Ya obtenida la potencia, se buscó un motor con la potencia parecida a la hallada anteriormente, sin embargo, por cuestiones económicas se escogió un motor con menor potencia del calculado, el motor seleccionado es de una moto honda wave C- 100 descrito en la tabla 7. Además, es importante mencionar que la tabla 8 expone las dimensiones que tiene la moto.

Honda C-100	
Motor	1 Cilindro, 4 Tiempos, SOHC
Bloque	En fundición
Control de válvulas	No
Cilindrada	97,1 c.c.
Potencia	6,8 HP a 8000 rpm
Torque	7,06 Nm a 6000 rpm
Alimentación	Carburador
Combustible	Gasolina
Encendido	Electrico

Tabla 8: Ficha técnica del motor.

Dimensiones	
Distancia entre ejes	1.21m
Largo total	1.830m
Ancho total	0.710m
Alto total	1.040m
Altura del asiento	0.735m
Peso seco	93Kg
Capacidad	2 pasajeros
Tanque de combustible	1.1 galones

Tabla 9: Dimensiones de la moto.

Por otra parte, es importante mencionar que **la caja de velocidades** viene junto con el motor y es una caja de velocidades semiautomática de 4 velocidades por lo que nuestro vehículo tipo Buggy no requiere de embrague y fue diseñado sin el mismo.

El motor a utilizar fue adquirido mediante la compra de la moto honda wave C-100 donde posteriormente se extrajo y fue adaptado a la parte posterior del chasis como se muestra a continuación. De esta forma se definió la tracción trasera, de tal forma que el montaje sea más sencillo.



Figura 66: Montaje y ensamble del motor, vista superior.



Figura 67: Montaje y ensamble del motor, vista frontal

El encendido del vehículo monoplaza se llevara a cabo por encendido eléctrico, mediante el accionamiento de un botón junto a una batería, o mediante cran, el cual viene junto con el motor, como bien se había mencionado anteriormente, el motor a usar es el de una moto, por ende el motor de dicha moto viene con su encendido natural de fábrica.

5.3.3. Diferencial:

El diferencial se extrajo en un taller en el cual se encontraba un vehículo Renault 9 que estaba en abandono por lo que fue negociada con el propietario del taller, se realizó una inspección visual y se dio cuenta que cumplía con las condiciones estipuladas anteriormente. Una vez extraído el diferencial, se le quitó gran parte de la carcasa que tenía para liberarlo un poco de peso y que no afectara la estabilidad de nuestro vehículo, por lo que se procedió a fabricar una carcasa con las mismas condiciones para poder lubricarlo pero de fibra de vidrio. Finalmente, se decidió comprarlo para luego ensamblarlo al vehículo monoplaza que se encontraba en construcción.

El diferencial obtenido tiene una relación de transmisión de 4.5, debido a la relación de dientes que tiene el piñón posee 9 dientes y la corona posee 41 dientes. Gracias a esta relación el torque del motor aumenta, brindándole mayor fuerza al vehículo.

A continuación se presentará el ensamble realizado para el diferencial adquirido. Este fue acoplado junto al motor mediante una junta cardan como se muestra a continuación:



Figura 68: Ensamble de diferencial con el motor.

Para realizar esta acople, fue necesario conseguir una de estas juntas las cuales son usadas generalmente para la dirección de los vehículos. Además, como parte del árbol de la transmisión para llevar la fuerza desde el motor a las llantas traseras.

Por otra parte, la junta cardan es un elemento mecánico la cual permite la unión de dos ejes que no están paralelos entre sí. Su principal función es transmitir la potencia a dicho eje a pesar el ángulo que haya. A continuación se mostrará como quedó el diferencial acoplado al chasis del Buggy.



Figura 69: Instalación de diferencial al chasis.

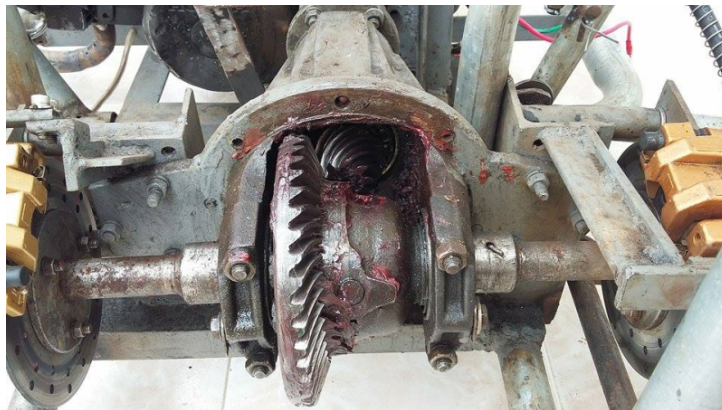


Figura 70: Acople de diferencial al chasis.

5.3.4. Selección de llantas

Las llantas son factor fundamental para la conducción de un vehículo, y seleccionarlas correctamente es vital para asegurar condiciones de velocidad, maniobrabilidad, suspensión, entre otros. Para la selección de estas es necesario tener en cuenta diferentes factores que respondan a las condiciones de trabajo del vehículo. Según información encontrada, y siguiéndonos por recomendaciones de Michelin [29], distribuidor mundial de llantas, sus investigaciones concluyen que la mejor forma de seleccionar el tipo de llanta para tu vehículo es la siguiente:

- Seleccionar el tamaño ideal de la llanta:

En este punto es importante tener en cuenta dos consideraciones de trabajo del vehículo: La velocidad y carga total. En ese sentido, la velocidad del buggy en diseño es de 40km/h y la carga total del vehículo más el conductor es de 250kg. Con base a esto, debemos seleccionar el índice de tamaño e índice de carga según las siguientes tablas:





























VELOCIDAD MÁXIMA				TIPO/TIPO DE VEHÍCULO	
L		75 mph	120 km/h	L	 Off-Road & Light Truck Tires
M		81 mph	130 km/h	M	 Temporary Spare Tire
N		87 mph	140 km/h	N	 Temporary Spare Tires
Q		99 mph	160 km/h	Q	 Winter 4x4
R		106 mph	170 km/h	R	 Heavy Duty Light Truck
S		112 mph	180 km/h	S	 Family Sedans & Vans
T		118 mph	190 km/h	T	 Family Sedans & Vans
U		124 mph	200 km/h	U	 Sedans & Coupes
H		130 mph	210 km/h	H	 Sport Sedans & Coupes
V		149 mph	240 km/h	V	 Sport Cars
Z		149+ mph	240+ km/h	Z	 Sport Cars
W		168 mph	270 km/h	W	 Exotic Sport Cars
Y		186 mph	300 km/h	Y	 Exotic Sport Cars
(Y)		186+ mph	300+ km/h	(Y)	 Exotic Sport Cars

Figura 71: Referencia de tipo de llantas a partir de índice de velocidad. Imagen tomada de Michelin s.f. [29]

ÍNDICE DE CARGA	lbs	kg	ÍNDICE DE CARGA	lbs	kg
71	761	345	91	1356	3615
72	783	355	92	1389	630
73	805	365	93	1433	650
74	827	375	94	1477	670
75	853	387	95	1521	690
76	882	400	96	1565	710
77	908	412	97	1609	730
78	937	425	98	1653	750
79	936	437	99	1709	775
80	992	450	100	1764	800
81	1019	462	101	1819	4825
82	1047	475	102	1874	4850
83	1074	487	103	1929	875
84	1102	500	104	1984	900
85	1135	515	105	2039	925
86	1168	530	106	2094	950
87	1201	545	107	12149	975
88	1235	560	108	2205	1000
89	1279	580	109	2271	1030
90	1323	3600	110	2337	1060

Figura 72: Referencia de tipo de llantas a partir de indice de carga. Imagen tomada de Michelin s.f. [29]

Por lo cual es importante definir que nuestra llanta debe ser tipo L con un índice de carga de 71 lo que corresponde a soportar hasta 345 kg. Este tipo de llantas tienen diferentes líneas de trabajo y consideración específicas, y se encuentra con un diámetro entre 0,25m y 0,40m. Esta información es específica para vehículos monoplaza tipo buggy.

- Consideraciones y características de la llanta:

Es importante consolidar las necesidades y requerimientos de trabajo de las llantas, con el objetivo de escoger mejor qué tipo de características debe cumplir el neumático para el tamaño escogido. En ese sentido, es importante mencionar aquellas consideraciones a tener en cuenta:

1. **Condiciones climáticas de trabajo:** Se debe analizar la temperatura de trabajo del Buggy, y la presión atmosférica a la que se somete. Es decir, para nuestro diseño es importante considerar una temperatura de 28 grados, y una presión de 25 psi, debido a que estamos al nivel del mar.

2. **Geografía de conducción:** Es necesario considerar la superficie en la que se conducirá el buggy, debido a que es importante para definir la cantidad óptima de aire que estas deben poseer. Esto afecta directamente la maniobrabilidad del buggy, la velocidad y la respuesta del sistema de suspensión ante las dificultades del terreno. En nuestro caso debemos considerar una superficie arenosa y destapada.

3. **Coefficiente de adherencia:** Según las características del neumático es importante tener en cuenta la adherencia con la superficie pues esta determinará la resistencia de avance. Es por esto que las llantas pueden ser seleccionadas según la velocidad requerida o consumo de combustible, debido a que el objetivo es escoger el tipo de llanta que brinde menor resistencia garantizando menor consumo. Además, este coeficiente está directamente relacionado con la capacidad de frenado, de giro, maniobrabilidad, entre otros.

4. **Durabilidad:** Por último, también es importante apuntarle a la calidad de la llanta a seleccionar, y esto debe garantizar la durabilidad de la misma. En este sentido, se estudia la resistencia a la superficie y el desgaste de la banda de rodadura, especialmente en terrenos destapados y arenosos como los que se puede enfrentar un vehículo tipo Buggy.

Según lo anterior, las llantas seleccionadas se muestran a continuación:



Figura 73: Llantas seleccionadas. Imagen extraída de Michelin, s.f.

5.4. Diseño de sistema de frenos

5.4.1. Cálculos teóricos fuerza de frenado

Por definición, sabemos que la fuerza de frenado debe responder en igual magnitud a la fuerza de impulsión del vehículo, para así detenerlo o disminuir su velocidad progresivamente. Según se explicó en el capítulo anterior, esta fuerza estará distribuida en el eje que se encuentre acoplado el sistema de frenos, lo cual es importante para nosotros teniendo en cuenta que la ubicación de los frenos en el buggy que construimos es en el semi-eje trasero debido al tipo de aplicación y economía. Esta fuerza se distribuye según el peso que soporte dicho eje y está determinada teóricamente de la siguiente forma:

$$F_f = \mu P$$

Siendo P el peso recibido y μ el coeficiente de adherencia entre el neumático y la superficie de movimiento. Así mismo, se entiende y concluye que la fuerza de frenado debe ser tal que pueda disminuir la velocidad del carro sin bloquear las llantas, y por esto se debe considerar su relación. Ahora bien, es importante tener en cuenta el peso transferido en el movimiento de frenado según corresponda, lo cuál puede establecerse desde la dinámica de frenado cuando el carro sufre un desbalanceo propio del movimiento, el cual varía dependiendo de la velocidad y aceleración del vehículo, por lo que se concluye que el peso se transfiere desde el eje trasero hasta el eje delantero. Según esto, el peso transferido se define como:

$$P_{transferido} = \left(\frac{a_x}{g}\right) \times \left(\frac{h_{CG}}{L}\right) \times P_{total} \quad (5.21)$$

Dónde:

$P_{transferido}$ = Peso transferido desde el eje trasero al delantero [kg]

P_{total} = Peso total del vehículo + conductor [kg]

a_x = Deceleración del vehículo [m/s^2]

g = Gravedad [m/s^2]

h_{CG} = Altura del centro de gravedad [m]

L = Distancia entre ejes, Batalla [m]

En ese sentido, podemos definir que la deceleración del vehículo puede ser requerida, dependiendo de la distancia óptima de frenado y la velocidad del mismo, o escogerse según el tipo de frenado para el cuál se diseñe. Este diseño está basado para una frenada normal la cual debe darse generalmente con una deceleración del vehículo de $2m/s^2$, sin embargo es posible calcularse de la siguiente manera:

$$a_x = \frac{V^2}{2e} \quad (5.22)$$

Siendo e la distancia de frenado requerida.

Este peso calculado también puede determinarse como:

$$P_{transferido} = \frac{P_{total}\mu h_{CG}}{L} \quad (5.23)$$

Ahora bien, el peso transferido por la dinámica de frenado se distribuye según sea el peso real de cada eje, y este a su vez se distribuye equitativamente a las ruedas, por lo cual se define de la siguiente manera:

- Peso delantero en el frenado:

$$P_{fdel} = P_{ejedel} + P_{transferido} \quad (5.24)$$

- Peso trasero en el frenado:

$$P_{ftra} = P_{ejetra} - P_{transferido} \quad (5.25)$$

Sin embargo, al analizar el sistema de fuerzas ejercidas en el Buggy, es importante tener en cuenta las reacciones generadas y mostradas en la siguiente figura:

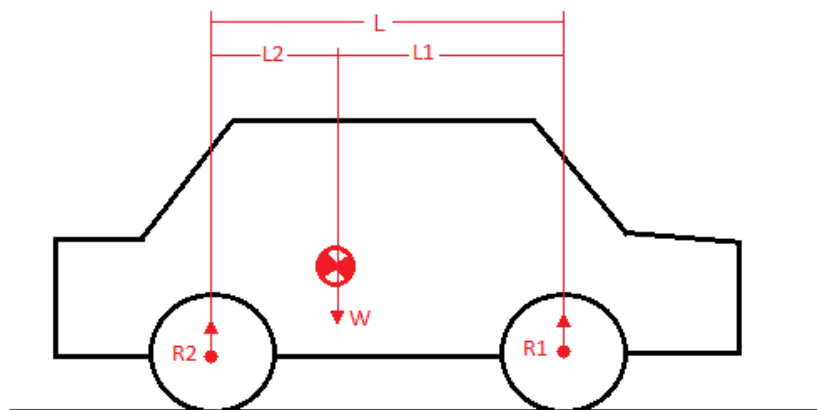


Figura 74: Diagrama de cuerpo libre, reacciones del vehículo en las ruedas.

Por lo cual se deduce que haciendo sumatoria de momentos tanto en el eje delantero como trasero, es posible definir el valor de cada reacción en las llantas.

- Reacción del eje delantero:

$$\begin{aligned} \sum M_{ejetra} &= 0 \\ R_1 L - P L_2 &= 0 \end{aligned}$$

$$R_1 = \frac{P \times L_2}{L} \quad (5.26)$$

- Reacción del eje trasero:

$$\begin{aligned}\sum M_{ejedel} &= 0 \\ PL_1 - R_2L &= 0 \\ R_2 &= \frac{P \times L_1}{L}\end{aligned}\quad (5.27)$$

Entonces se entiende que los neumáticos delanteros soportaran la mitad del peso del eje delantero en el movimiento de frenado, y así de igual forma con el eje posterior o trasero. Sin embargo, es importante tener en cuenta la fuerza de rozamiento que se genera en cada uno de los ejes como consecuencia o efecto de dicha transferencia de pesos sobre el neumático, la cuál se encuentra directamente relacionada con el tipo de suelo en el que se desplace el vehículo, pues se determina a partir el coeficiente de adherencia. Esta fuerza se define así:

$$F_{rozamiento} = \mu \times P_{eje} \quad (5.28)$$

Y es esto lo que se puede entender análogamente como la fuerza de frenado específica para cada eje. Por esta razón puede comprobarse al final que la fuerza de frenado descrita anteriormente también responde a:

$$F_f = F_{rozamientodel} + F_{rozamientotra}$$

Según los cálculos realizados en el siguiente capítulo, se determinó que la fuerza de frenado necesaria para las condiciones aplicativas de nuestro vehículo es de $1716,75N$, con la cual es posible definir el torque de frenado mínimo que deben poseer los discos de freno. Este par de frenado se calculó teniendo en cuenta el radio del neumático con la ecuación 3.29, y fue de $106,05Nm$. Sin embargo, es importante mencionar que el tipo de freno adquirido posee según sus características un par de frenado de $148NM$, cumpliendo con la cantidad mínima de torque necesario para el frenado. Posterior a las pruebas realizadas se puede definir que los frenos de disco ubicados en el semi-eje trasero cumplen con las condiciones críticas a mayor velocidad del vehículo.

5.4.2. Selección tipo de freno de disco

Una vez se verifica que la fuerza de frenado sea relativamente parecida a la hallada inicialmente, se debe definir el par de frenado o torque en oposición al movimiento, y esto puede calcularse para cada eje de la siguiente manera:

$$T = F_{rozamiento} \times r_{neumatico} \quad (5.29)$$

Una vez encontrado este valor, es posible buscar referencias o características de trabajo de frenos de disco. Estos principalmente deben cumplir con este requerimiento de par de frenado. En la ficha técnica de los frenos de disco se especifica en la tabla 10.

Geometría	Símbolo	Unidad
Radio interior de pastilla	r_i	<i>cm</i>
Radio exterior de pastilla	r_o	<i>cm</i>
Ángulo 1 que delimita la pastilla	θ_1	<i>grados</i>
Ángulo 2 que delimita la pastilla	θ_2	<i>grados</i>
Coefficiente de fricción Disco-Pastilla	f	-
Diametro cilindro mordaza	ϕ	<i>mm</i>
Par de frenado trasero	T_f	<i>Nm</i>

Tabla 10: Dimensiones de los frenos.

En el próximo capítulo dedicado a cálculos y valores, se puede observar las características del disco de freno seleccionado. Ahora bien, conociendo las características de trabajo del freno, es importante definir el tipo de material a seleccionar según sea su aplicación, coeficiente de fricción y máxima presión de trabajo. Esta presión puede determinarse de la siguiente manera:

$$P_a = \frac{T_f}{(\theta_1 - \theta_2) \times f \times r_i \times (r_o^2 - r_i^2)} \quad (5.30)$$

Al hallar esta presión máxima permitida, es posible verificar el tipo de material a seleccionar. Una vez escogido este, puede concluirse la selección final del tipo de freno deseado o requerido según las condiciones de trabajo que debe cumplir el sistema de frenos. Esto será descrito en la sección de frenos del siguiente capítulo.

5.4.3. Cálculos reales del sistema de frenos

Teniendo en cuenta las características del tipo de freno escogido, es importante definir las condiciones reales a las cuales se enfrentará el sistema de frenos una vez se acople al diseño general del Buggy. Esto corresponde a diferentes conceptos de trabajo del disco y la bomba de frenos, e incluso respecto al sistema de accionamiento desde el conductor. Primeramente, es importante definir la eficiencia de trabajo del sistema de frenos según la fuerza hallada, la cual puede determinarse así:

$$\%_{eficiencia} = \frac{F_f}{P_{total}} \times 100 \% \quad (5.31)$$

Por otra parte, es importante tener en cuenta los siguientes conceptos a calcular:

- Fuerza de accionamiento disco trasero:

$$F_{ac} = (\theta_2 - \theta_1) \times P_a \times r_i \times (r_o - r_i) \quad (5.32)$$

- Fuerza total de frenado:

$$F_{ft} = F_{ac} \times \mu_{disco} \quad (5.33)$$

- Radio equivalente:

$$r_e = \frac{r_o + r_i}{2} \quad (5.34)$$

- Ubicación de la fuerza:

$$r = \frac{\cos\theta_1 - \cos\theta_2}{\theta_2 - \theta_1} \times \frac{r_o + r_i}{2} \quad (5.35)$$

- Presión hidráulica de la bomba:

$$P_{hidraulica} = \frac{F_{ac}}{A_{bomba}} \quad (5.36)$$

Ahora bien, los cálculos reales para el sistema de frenos no solo son a partir de las características de trabajo del disco de frenos, sino también a partir de pruebas realizadas al buggy una vez ensamblado todo el conjunto. Además, dichas pruebas deben compararse teóricamente con los siguientes conceptos:

- Deceleración real:

$$dx = \frac{F_{ft} \times g}{P_{total}} \quad (5.37)$$

- Distancia de frenado:

$$e = \frac{V^2}{2 \times dx} \quad (5.38)$$

- Tiempo real de parada:

$$t_p = \frac{e}{\mu \times V} + t_{reaccion} \quad (5.39)$$

A partir de aquí las pruebas pueden tabularse de forma teórica y práctica, para conocer el comportamiento del sistema de frenos a diferentes velocidades. En el próximo capítulo se podrá detallar dicho comportamiento.

5.5. Diseño de sistema de suspensión

Con anterioridad se ha trabajado en diseños de automóviles de estilos similares (chasis tubular, estilo buggy, tipo formula, etc) de carácter universitario, que han seguido las exigencias de normativas de competencias como la Formula SENA en Colombia, y la Formula SAE en otras universidades del mundo. A diferencia de las propuestas de los autos realizados a partir de las exigencias de estas competencias, las configuraciones Push-rod/Pull-rod, se ha optado por acceder a una alternativa de diseño más sencilla y de fácil instalación.

En la documentación encontrada a partir de la investigación previa, se ha podido destacar que para el sistema de suspensión las recomendaciones se inclinan hacia suspensión independiente tipo brazos oscilantes (trapecios/tijeras). La suspensión independiente permite la acción individual de cada llanta, articulando mejor todo el sistema, lo que ofrece mayor estabilidad frente a terrenos adversos, además, provee más aerodinámica y flexibilidad, un centro de gravedad más bajo en comparación que otros semejantes (McPherson) y buen control en direcciones.

5.5.1. Resortes a compresión.

Para el diseño de resortes se tuvo en cuenta la referencia de Martínez, 2013 [26], en donde utilizan el método de diseño de resortes a compresión del libro de Budynas y Nisbett, 2010 [19].

Al momento de comenzar el diseño de resorte se deben tener en cuenta algunas consideraciones recomendadas por el autor del libro y algunas restricciones de diseño. Las recomendaciones del autor son:

- Índice de resorte $4 \leq C \leq 12$.
- Numero de vueltas activas $3 \leq N_a \leq 15$.
- Factor de seguridad $N_{s,R} \geq 1,2$.

Para los resortes traseros.

En el diseño de los resortes traseros se considera que deben soportar un 60 % el peso total del vehículo como precarga. Las restricciones son las siguientes:

- Material del resorte es acero inoxidable A313.
- Extremos cuadrados y esmerilados.
- Precarga, $F_{p,R}$ de $500N$.
- Carga mínima, F_{min} de $911,1N$.
- Carga máxima, F_{max} de $2687,1N$.

- Factor de seguridad, $N_{s,R}$ de 1,5.
- Índice de resorte, C de 7.
- Numero de vueltas activas, N_a de 15.

Para los resortes delanteros.

En el diseño de los resortes delanteros se considera que deben soportar un 40 % el peso total del vehiculo como precarga. Las restricciones son las siguientes:

- Material del resorte es acero inoxidable A313.
- Extremos cuadrados y esmerilados.
- Precarga, $F_{p,R}$ de 333,54N.
- Carga mínima, F_{min} de 607,4N.
- Carga máxima, F_{max} de 1791,4N.
- Factor de seguridad, $N_{s,R}$ de 1,5.
- Índice de resorte, C de 7.
- Numero de vueltas activas, N_a de 12.

Para las carga mínima y máxima se tiene en cuenta los valores de fuerza obtenidos en la simulación de caída libre, en donde la carga mínima es el valor obtenido por la simulación de 3cm y la carga máxima es el valor obtenido por la simulación de 12cm. Tener en cuenta que dependiendo si son resortes traseros o delanteros se multiplica por $\frac{0,6}{2}$ o $\frac{0,4}{2}$, respectivamente, para obtener la carga mínima y máxima a un $\frac{1}{4}$ del diseño de los resortes.

Inicialmente se debe determinar el esfuerzo ultimo del material, el cual se obtiene la siguiente formula.

- Esfuerzo ultimo, $S_{ut,R}$.

$$S_{ut,R} = \frac{A}{d^m} \quad (5.40)$$

En donde los valores de A, d y m del material se obtiene del libro de Budynas y Nisbett, 2010 [19]. Capitulo 10, Tabla 10-4. Página 507. En nuestro caso como el material que escogemos es Acero inoxidable A313, se tiene que $A = 1869MPa \cdot mm^m$, $d = 0,8mm$ y $m=0.146$.

Luego de calcular el esfuerzo ultimo, se determina los siguientes datos:

- Resistencia a la cortadura, $S_{su,R}$.

$$S_{su,R} = 067S_{ut,R} \quad (5.41)$$

- Esfuerzo de fluencia, $S_{e,R}$.

$$S_{e,R} = 0,47S_{ut,R} \quad (5.42)$$

- Carga alternante, $F_{a,R}$.

$$F_{a,R} = \frac{F_{max} + F_{min}}{2} \quad (5.43)$$

- Carga media, $F_{m,R}$.

$$F_{m,R} = \frac{F_{max} - F_{min}}{2} \quad (5.44)$$

Se determina los factores que corrigen el efecto de curvatura de los resortes.

- Factor de Wahl, K_w .

$$K_w = \frac{4C - 1}{4C - 4} + \frac{0,615}{C} \quad (5.45)$$

- Factor de Bergstrasser, K_b .

$$K_b = \frac{4C + 2}{4C - 3} \quad (5.46)$$

- Factor cortante, K_s .

$$K_s = \frac{2C + 1}{2C} \quad (5.47)$$

Se determina los componentes del esfuerzo cortante.

- Componente alternante del esfuerzo cortante, $\tau_{a,R}$.

$$\tau_{a,R} = K_w \frac{8F_{a,R}C}{\pi d_R^2} \quad (5.48)$$

- Componente medio del esfuerzo cortante, $\tau_{m,R}$.

$$\tau_{m,R} = K_b \frac{8F_{m,R}C}{\pi d_R^2} \quad (5.49)$$

- Esfuerzo por precarga, $\tau_{p,R}$.

$$\tau_{p,R} = K_s \frac{8F_{p,R}C}{\pi d_R^2} \quad (5.50)$$

Ahora para determinar el diámetro del alambre se despeja la siguiente ecuación:

$$\frac{N_{s,R}\tau_{a,R}}{S_{e,R}} + \frac{N_{s,R}(\tau_{m,R} - \tau_{p,R})}{S_{su,R}} + \frac{\tau_{p,R}}{S_{su,R}} = 1 \quad (5.51)$$

Se recomienda usar un programa de calculo para determinar el diámetro del resorte y compararlo con diámetros de resortes comerciales. Luego de haber determinado el diámetro del resorte se continua con determinar las dimensiones del resorte teniendo en cuenta las siguientes ecuaciones obtenidas del libro de Budynas y Nisbett, 2010 [19]. Capitulo 10, Tabla 10-1. Página 503.

- Número de espiras totales, N_t .

$$N_t = N_a + 2 \quad (5.52)$$

- Longitud solida del resorte, L_s .

$$L_s = d_R * N_t \quad (5.53)$$

- Paso del resorte, P_R .

$$P_R = \frac{L_0 - 2d_R}{N_a} \quad (5.54)$$

- Diámetro del resorte, D_R .

$$D_R = C d_R \quad (5.55)$$

Finalmente, se determina la constante del resorte utilizando la siguiente formula:

$$K_R = \frac{d^4 G}{8 D^3 N_a} \quad (5.56)$$

El valor de la constante G se obtiene del libro de Budynas y Nisbett, 2010 [19]. Capitulo 10, Tabla 10-5. Página 508. Tener en cuenta el tipo de material seleccionado para el resorte, en nuestro caso fue acero inoxidable A313.

Luego de haber realizado el procedimiento anterior, de acuerdo a los resultado se buscan los resortes que cumplan con las dimensiones obtenidas y material escogido.

Se seleccionaron los resortes teniendo en cuenta las siguientes tablas de resultados:

- Para los resortes traseros se obtuvo como resultado los siguientes valores:

Datos del resorte delantero.			
Dato	Símbolo	Valor	Unidad
Esfuerzo último	$S_{ut,R}$	1930,9	<i>MPa</i>
Resistencia a la cortadura	$S_{su,R}$	1293,7	<i>MPa</i>
Esfuerzo de fluencia	$S_{e,R}$	907,5	<i>MPa</i>
Carga alternante	$F_{a,R}$	1799,1	<i>N</i>
Carga media	$F_{m,R}$	888	<i>N</i>
Factor de Wahl	K_w	1,21	-
Factor de Bergstrasser	K_b	1,2	-
Factor Cortante	K_s	1,1	-
Esfuerzo alternante	$\tau_{a,R}$	470,8	<i>MPa</i>
Esfuerzo medio	$\tau_{m,R}$	230	<i>MPa</i>
Esfuerzo por percarga	$\tau_{p,R}$	115,6	<i>MPa</i>
Ecuación	-	0,00011	-
Numero de espiras totales	N_t	17	-
Diámetro del alambre	d_R	9,1	<i>mm</i>
Longitud solida	L_s	154,5	<i>mm</i>
Paso del resorte	P_R	16,8	<i>mm</i>
Diámetro del resorte	D_R	63,6	<i>mm</i>
Constante del resorte	K_R	15239	$\frac{N}{m}$

Tabla 11: Cálculos del resorte delantero.

De acuerdo a los resultados se busco en el mercado y se consiguió el siguiente amortiguador para los resortes traseros del sistema de suspensión.

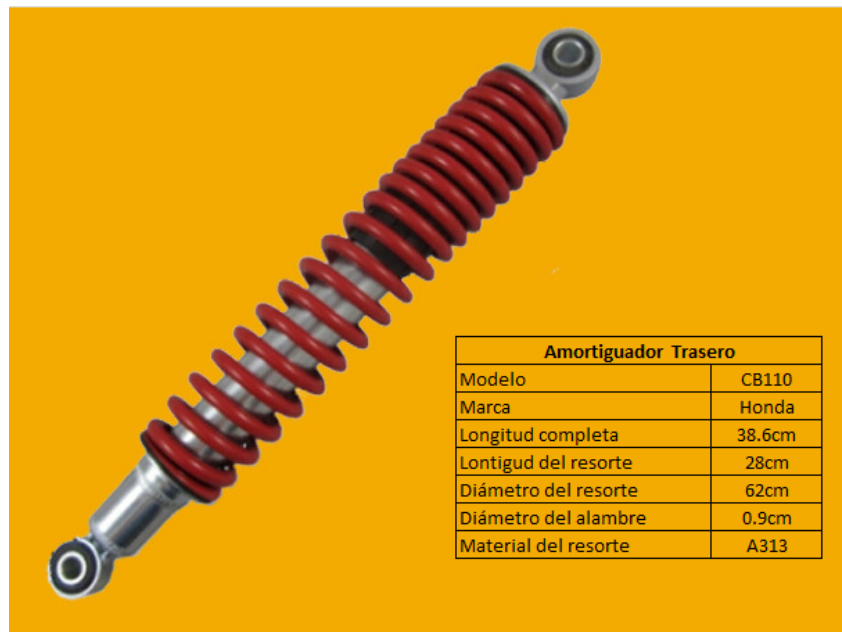


Figura 75: Amortiguador trasero, Shenzhen Derui Sourcing Co., Ltd. [30]

- Para los resortes delanteros se obtuvo como resultado los siguientes valores:

Datos del resorte delantero.			
Dato	Símbolo	Valor	Unidad
Esfuerzo último	$S_{ut,R}$	1930,9	<i>MPa</i>
Resistencia a la cortadura	$S_{su,R}$	1293,7	<i>MPa</i>
Esfuerzo de fluencia	$S_{e,R}$	907,5	<i>MPa</i>
Carga alternante	$F_{a,R}$	1199,4	<i>N</i>
Carga media	$F_{m,R}$	592	<i>N</i>
Factor de Wahl	K_w	1,21	-
Factor de Bergstrasser	K_b	1,2	-
Factor Cortante	K_s	1,1	-
Esfuerzo alternante	$\tau_{a,R}$	470,8	<i>MPa</i>
Esfuerzo medio	$\tau_{m,R}$	230	<i>MPa</i>
Esfuerzo por percarga	$\tau_{p,R}$	115,6	<i>MPa</i>
Ecuación	-	0,00011	-
Numero de espiras totales	N_t	14	-
Diámetro del alambre	d_R	7,4	<i>mm</i>
Longitud solida	L_s	104	<i>mm</i>
Paso del resorte	P_R	12,1	<i>mm</i>
Diámetro del resorte	D_R	52	<i>mm</i>
Constante del resorte	K_R	15551	$\frac{N}{m}$

Tabla 12: Cálculos del resorte delantero.

De acuerdo a los resultados se busco en el mercado y se consiguió el siguiente amortiguador para los resortes delanteros del sistema de suspensión.



Figura 76: Amortiguador delantero, Shenzhen Derui Sourcing Co., Ltd. [31]

5.5.2. Función de transferencia de Modelo Masa-Resorte-Amortiguador

Para el diseño de las tijeras y manguetas del sistema de suspensión se realiza una simulación de impacto de un escalón, con el cual se obtiene picos de fuerza máximo que se utilizarán como referencia para el diseño de estas piezas. La simulación se realiza en el software de Matlab, brindado por la universidad Tecnológica De Bolívar.

El software de Matlab posee un entorno de programación visual llamado Simulink, con el cual realizaremos la simulación, para esto es necesario obtener la función de transferencia del modelo Masa-Resorte-Amortiguador del vehículo.

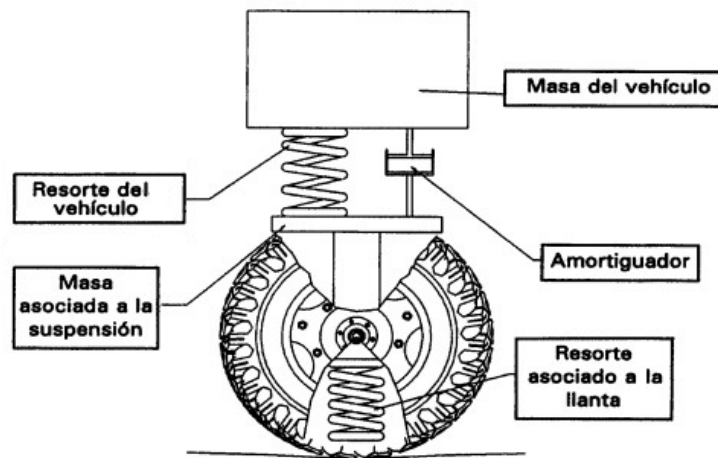


Figura 77: Modelo Masa-Resorte-Amortiguador. Tomado de Ingeniería civil en el Salvador [27]

En las referencias de Mastrascusa y Marrugo, 2017 [5] y Ogata, 2010 [27], se realiza el cálculo de la función de transferencia considerando una referencia r como la entrada del sistema en estado estacionario.

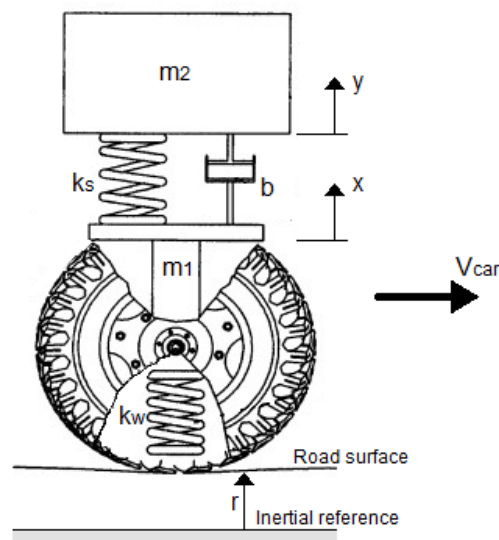


Figura 78: Modelo Masa-Resorte-Amortiguador con referencia r .

Se realiza el diagrama de cuerpo libre del modelo para poder analizar el modelo de manera mas sencilla.

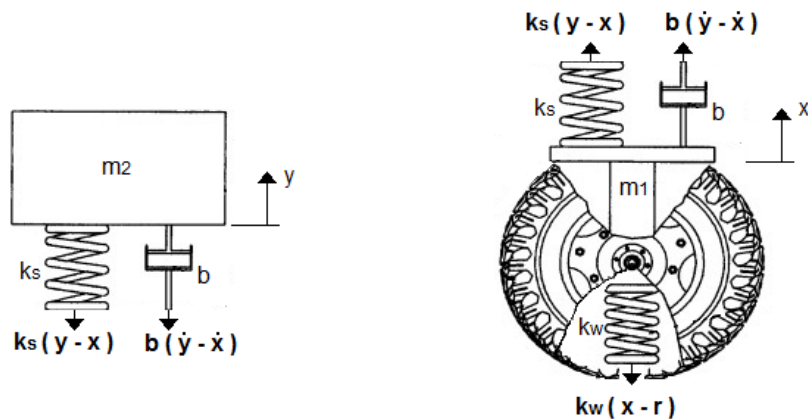


Figura 79: Diagrama de cuerpo libre del modelo Masa-Resorte-Amortiguador

Se debe tener en cuenta que los desplazamiento “ x ” y “ y ” correspondientes a las masa m_1 y m_2 respectivamente, se miden a partir de una posición en estado estacionario, es decir, que la entrada del sistema es igual a cero, por lo cual no hay deformaciones o irregularidades en la superficie del suelo. Se realiza sumatoria de fuerzas de manera vertical y se obtienen las siguientes ecuaciones:

$$m_1 \ddot{x} = k_s(y - x) + b(\dot{y} - \dot{x}) - k_w(x - r) \quad (5.57)$$

$$m_2 \ddot{y} = -k_s(y - x) - b(\dot{y} - \dot{x}) \quad (5.58)$$

por tanto, se tiene que

$$m_1 \ddot{x} + b\dot{x} + (k_w + k_s)x = b\dot{y} + k_s y + k_w r \quad (5.59)$$

$$b\dot{x} + k_s x = m_2 \ddot{y} + b\dot{y} + k_s y \quad (5.60)$$

Aplicando la transformada de Laplace en las dos ecuaciones anteriores se obtiene que

$$m_1 (s^2 X(s) - sx(0) - \dot{x}(0)) + b(sX(s) - x(0)) + (k_w - K_s)X(s) = b(sY(s) - y(0)) + k_s Y(s) + k_w R(s) \quad (5.61)$$

$$b(sX(s) - x(0)) + k_s X(s) = m_2 (s^2 Y(s) - sy(0) - \dot{y}(0)) + b(sY(s) - y(0)) + k_s Y(s) \quad (5.62)$$

Considerando las condiciones iniciales igual a cero, se obtiene que

$$(m_1 s^2 + bs + (k_w - K_s)) X(s) = (bs + k_s) Y(s) + k_w R(s) \quad (5.63)$$

$$(bs + k_s) X(s) = (m_2 s^2 + bs + k_s) Y(s) \quad (5.64)$$

Igualando $X(s)$ de las dos ecuaciones anteriores y despejando $\frac{Y(s)}{R(s)}$, se obtiene que

$$\frac{Y(s)}{R(s)} = \frac{k_w (bs + k_s)}{m_1 m_2 s^4 + (m_1 + m_2) bs^3 + (k_w m_2 + (m_1 + m_2) k_s) s^2 + k_w bs + k_w k_s} \quad (5.65)$$

Luego de obtener la función de transferencia se realiza la simulación de impacto de un escalón como se observa en el siguiente inciso.

5.5.3. Simulación de impacto de un escalón.

En las referencias de Mastrascusa y Marrugo, 2017 [5] Se emplea una metodología donde se realiza una simulación del modelo de masa-Resorte-Amortiguador, donde a la salida de la función de transferencia se le aplica dos derivas y se multiplica por una ganancia que representa la masa de vehiculo para obtener como resultado la gráfica de fuerzas generadas al momento de haber impacto entre la rueda y el escalón de 12cm. La fuerza máxima que se obtiene en la simulación puede genera esfuerzos críticos sobre sobre los componentes, por lo cual con esta fuerza máxima se diseña las tijeras y manguetas del sistema de suspensión.

Inicialmente se escribe el código del valor de cada una de la variables de la función de transferencia y luego se escribe de manera sencilla la función de transferencia en variables fáciles de escribir en Simulink. A continuación se observa el código de Matlab:

```

%Para amortiguadores traseros
m1 = 18; %Kg-----masa de la rueda
m2 = 250-16*2-18*2; %Kg-----masa del vehiculo sin ruedas
kw = 150000; %N/m-----constante de la rueda
ks = 15237; %N/m-----constante del resorte
b = 2500; %N/m-----constante del amortiguador

%Para amortiguadores delanteros
m1 = 16; %Kg-----masa de la rueda
m2 = 250-16*2-18*2; %Kg-----masa del vehiculo sin ruedas
kw = 150000; %N/m-----constante de la rueda
ks = 15551; %N/m-----constante del resorte
b = 2000; %N/m-----constante del amortiguador

N1 = kw*b;
N2 = ks*kw;

D1 = m1*m2;
D2 = (m1+m2)*b;
D3 = (kw*m2+(m1+m2)*ks);
D4 = kw*b;
D5 = ks*kw;

```

Figura 80: Código de Matlab.

Después de realizar el código se abre Simulink y se genera el diagrama de bloques para ejecutar la función de transferencia y observar los resultados.

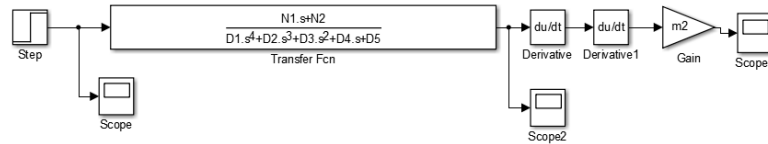


Figura 81: Diagrama de bloques en simulink.

Por ultimo, se simula para los amortiguadores traseros y delanteros, y se obtiene los siguientes resultados.

Para los amortiguadores traseros

Se obtuvo que el la fuerza máxima al momento de haber impacto entre la rueda y el escalón es de 11000N, con este valor se diseña las tijeras traseras y las manguetas traseras.

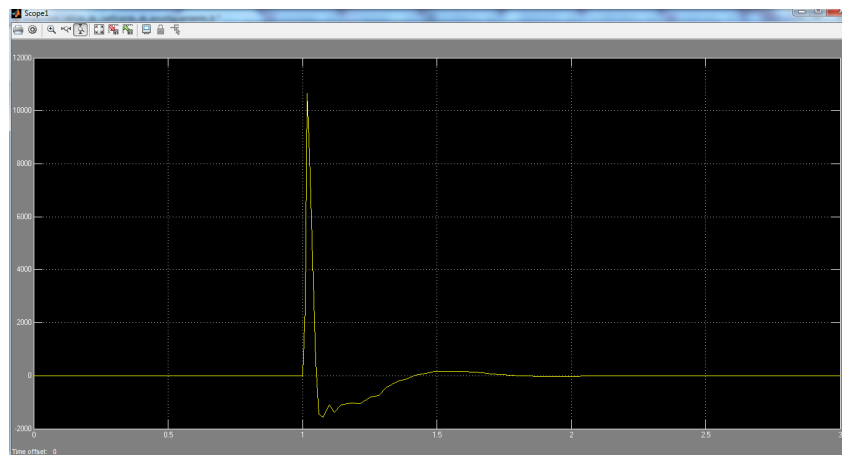


Figura 82: Resultados de los amortiguadores traseros.

Para los amortiguadores delanteros

Se obtuvo que el la fuerza máxima al momento de haber impacto entre la rueda y el escalón es de 10300N, con este valor se diseña las tijeras delanteras y las manguetas delanteras.

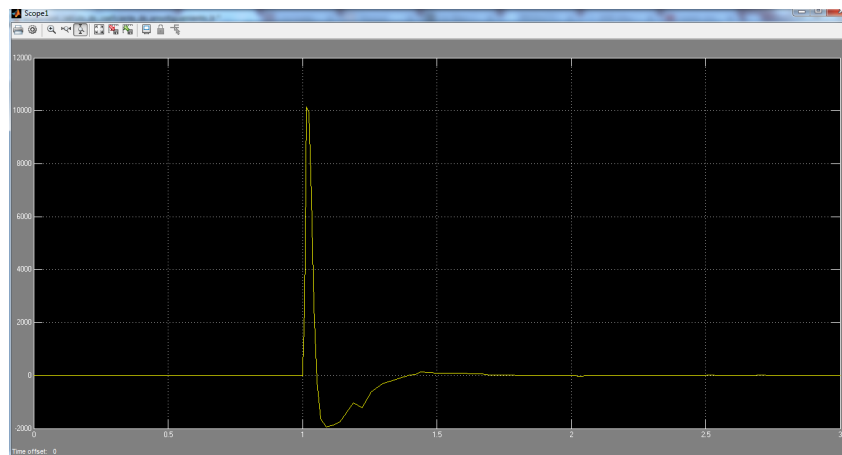


Figura 83: Resultados de los amortiguadores delanteros.

5.5.4. Tijeras del sistema de suspensión.

En el diseño de las tijeras se tuvo en cuenta los resultado obtenidos en la simulación de impacto de un escalón de 12cm de alto, En donde se obtuvo que para los resortes delanteros la fuerza máxima es de 10300N y en los resortes traseros es de 11000N.

Para garantizar que las piezas diseñadas en el software NX Siemens no fallen, estas no deben sobrepasar el esfuerzo ultimo del material, en este caso las tijeras están echas del mismo material que el chasis, por lo cual el esfuerzo ultimo del material es de 252MPa.

Tijera delantera.

A continuación se presenta el diseño de las tijera delantera del sistema de suspensión.

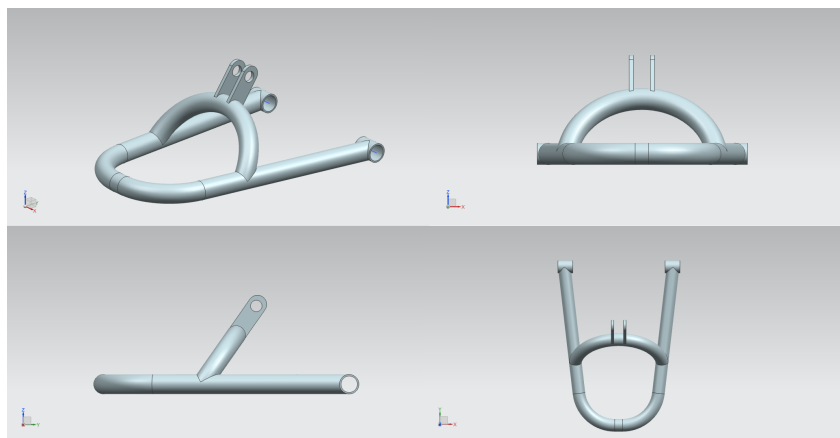


Figura 84: Modelo CAD de la tijera delantera.

Se le aplica una fuerza de $5150N$, debido a que son 2 tijeras delanteras las que soportan la carga de $10300N$. Esta fuerza posee el mismo ángulo que los amortiguadores para simular de manera correcta las cargas que deforman la tijera al momento de recibir el impacto de un escalón de $12cm$ de alto.

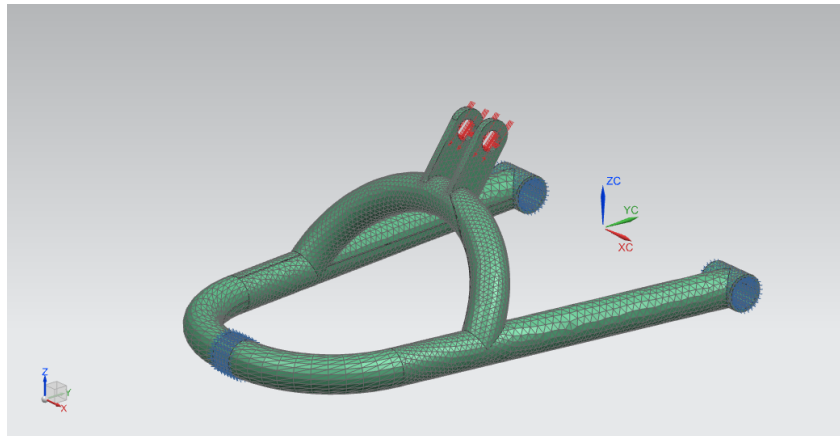


Figura 85: Mallado y aplicación de las cargas al modelo CAD de la tijera delantera.

Se obtuvo como resultado que la deformación máxima que tuvo la tijera delantera es de $0.378mm$ y el esfuerzo máximo es de $210.25MPa$. Como el esfuerzo obtenido en la simulación no supera el esfuerzo último del material se puede garantizar que la pieza si es óptima para las condiciones impuestas.

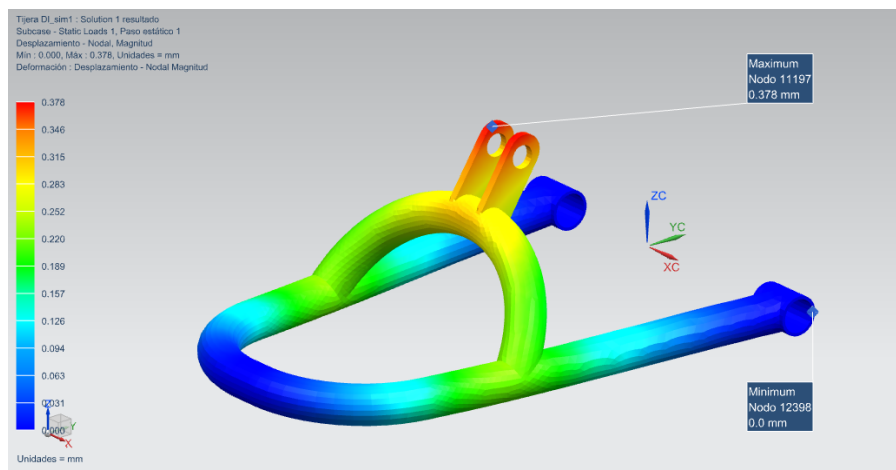


Figura 86: Resultados de la simulación de deformación de la tijera delantera.

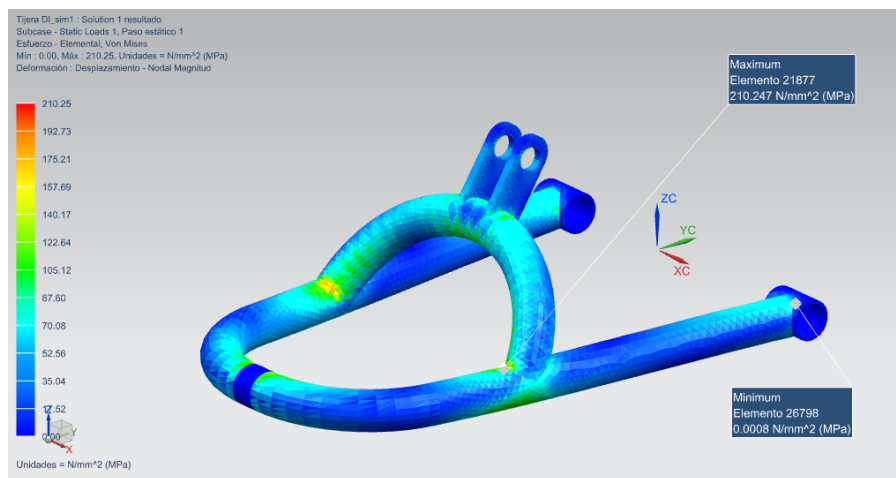


Figura 87: Resultados de la simulación de esfuerzo de la tijera delantera.

Tijera trasera.

A continuación se presenta el diseño de las tijera trasera del sistema de suspensión.

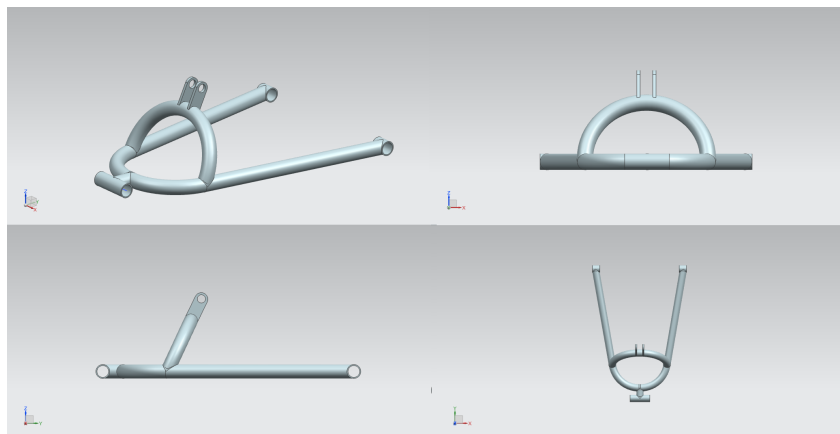


Figura 88: Modelo CAD de la tijera trasera.

Se le aplica una fuerza de $5500N$, debido a que son 2 tijeras delanteras las que soportan la carga de $11000N$. Esta fuerza posee el mismo ángulo que los amortiguadores para simular de manera correcta las cargas que deforman la tijera al momento de recibir el impacto de un escalón de $12cm$ de alto.

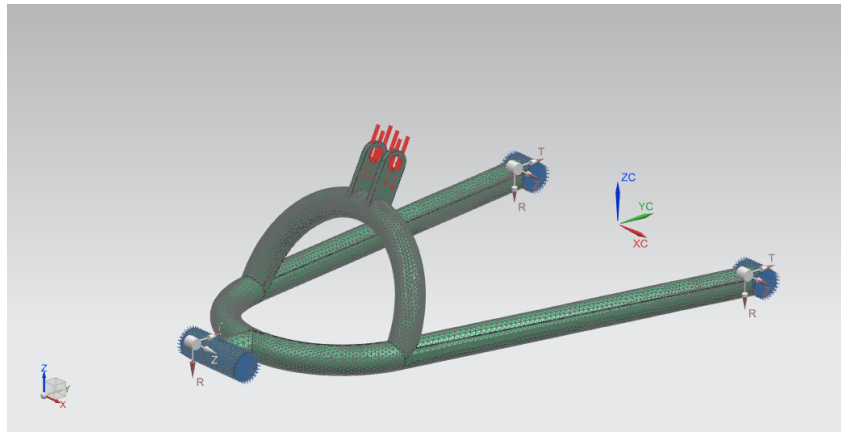


Figura 89: Mallado y aplicación de las cargas al modelo CAD de la tijera trasera.

Se obtuvo como resultado que la deformación máxima que tuvo la tijera trasera es de 0.615mm y el esfuerzo máximo es de 251.74MPa. Como el esfuerzo obtenido en la simulación no supera el esfuerzo ultimo del material se puede garantizar que la pieza si es óptima para las condiciones impuestas.

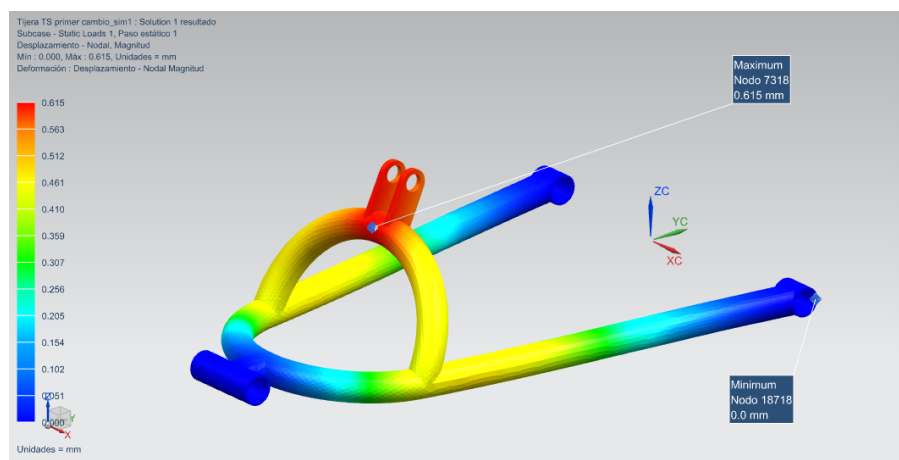


Figura 90: Resultados de la simulación de deformación de la tijera trasera.

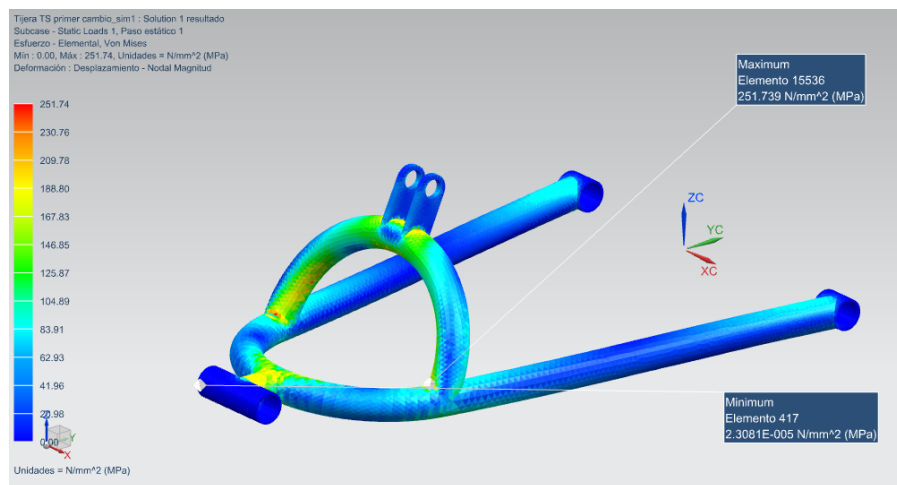


Figura 91: Resultados de la simulación de esfuerzo de la tijera trasera.

5.5.5. Manguetas del sistema de suspensión.

En el diseño de las manguetas se tuvo en cuenta los resultados obtenidos en la simulación de impacto de un escalón de 12cm de alto, en donde se obtuvo que para las manguetas delanteras la fuerza máxima es de 10300N y para las manguetas traseras es de 11000N.

Para garantizar que las piezas diseñadas en el software NX Siemens no fallen, estas no deben sobrepasar el esfuerzo último del material, en este caso las manguetas están hechas por laminas de 5/16" de Acero AISI-SAE 4340 con esfuerzo último de 470MPa. Se aplica un factor de seguridad de 1.8, por lo cual el esfuerzo último es de 261MPa.

Mangueta delantera.

A continuación se presenta el diseño de la mangueta delantera del sistema de suspensión.

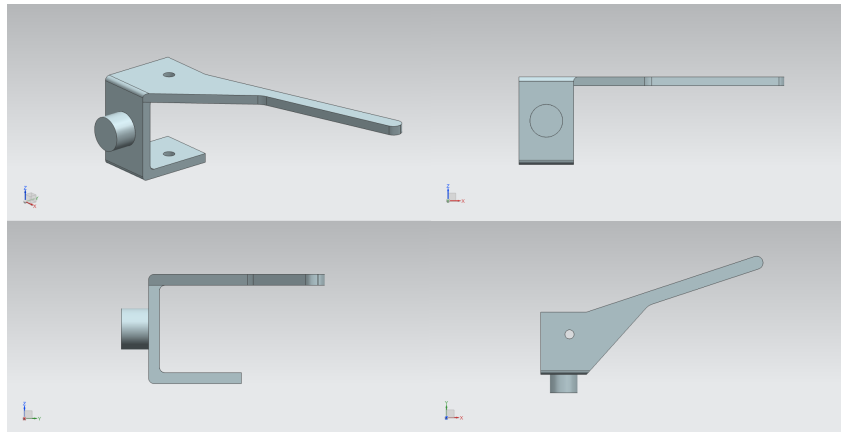


Figura 92: Modelo CAD de la mangueta delantera.

Se le aplica una fuerza de $5150N$, debido a que son 2 manguetas delanteras las que soportan la carga de $10300N$. Esta carga se coloca de manera vertical sobre los soportes de las manguetas para simular de manera correcta el impacto de un escalón de $12cm$.

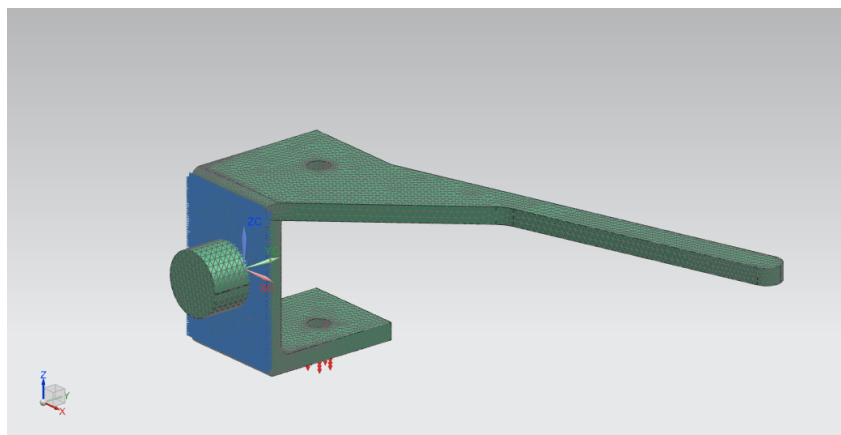


Figura 93: Mallado y aplicación de las cargas al modelo CAD de la mangueta delantera.

Se obtuvo como resultado que la deformación máxima que tuvo la mangueta delantera es de $0.323mm$ y el esfuerzo máximo es de $247.22MPa$. Como el esfuerzo obtenido en la simulación no supera el esfuerzo último del material se puede garantizar que la pieza sí es óptima para las condiciones impuestas.

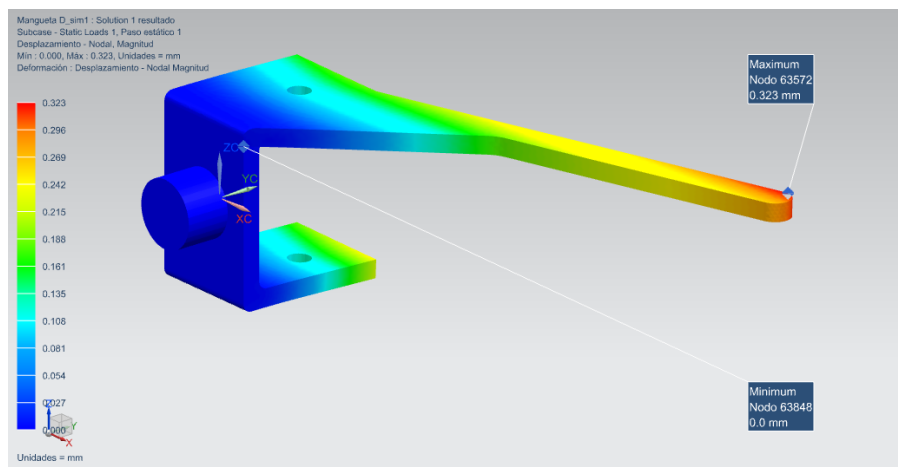


Figura 94: Resultados de la simulación de deformación de la Mangueta delantera.

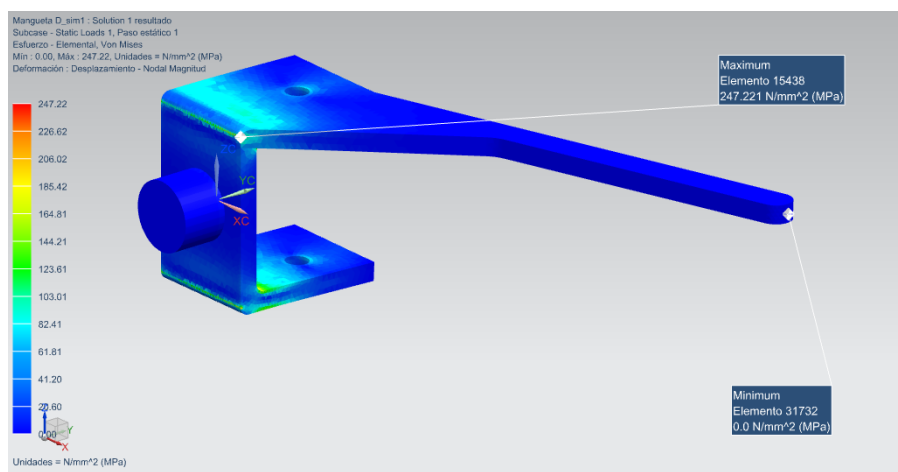


Figura 95: Resultados de la simulación de esfuerzo de la Mangueta delantera.

Mangueta trasera.

A continuación se presenta el diseño de las mangueta trasera del sistema de suspensión.

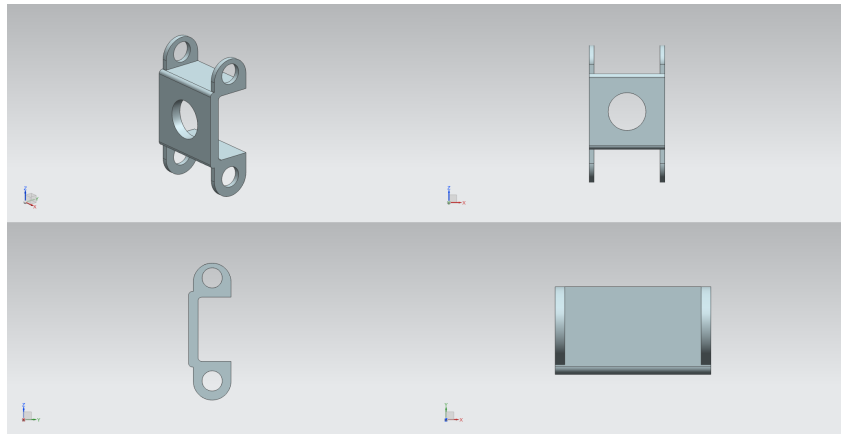


Figura 96: Modelo CAD de la mangueta trasera.

Se le aplica una fuerza de $5500N$, debido a que son 2 manguetas traseras las que soportan la carga de $11000N$. Esta carga se coloca de manera vertical sobre los soportes de las manguetas para simular de manera correcta el impacto de un escalón de $12cm$.

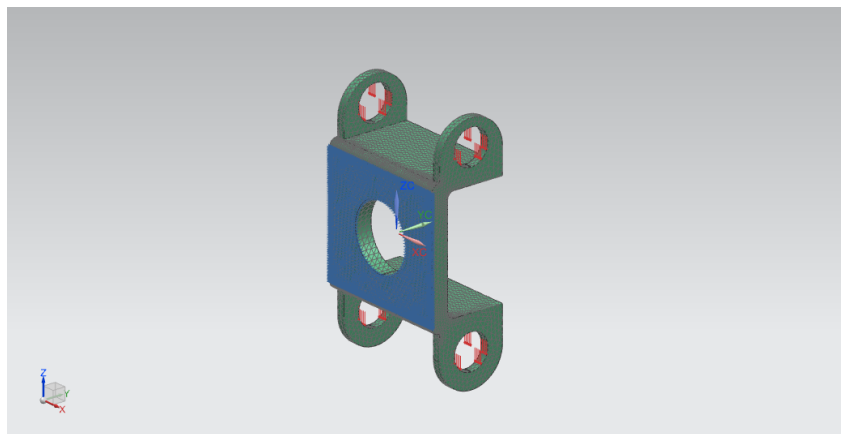


Figura 97: Mallado y aplicación de las cargas al modelo CAD de la mangueta trasera.

Se obtuvo como resultado que la deformación máxima que tuvo la mangueta trasera es de $0.0609mm$ y el esfuerzo máximo es de $134.10MPa$. Como el esfuerzo obtenido en la simulación no supera el esfuerzo último del material se puede garantizar que la pieza es óptima para las condiciones impuestas.

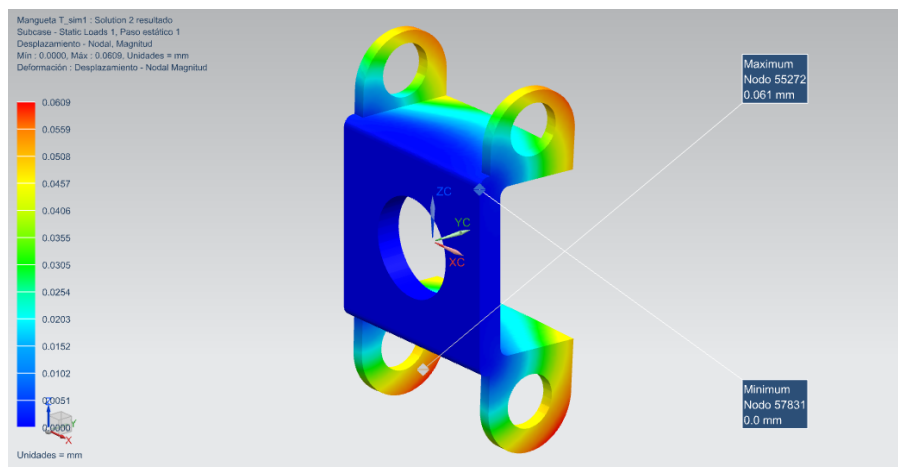


Figura 98: Resultados de la simulación de deformación de la mangueta trasera.

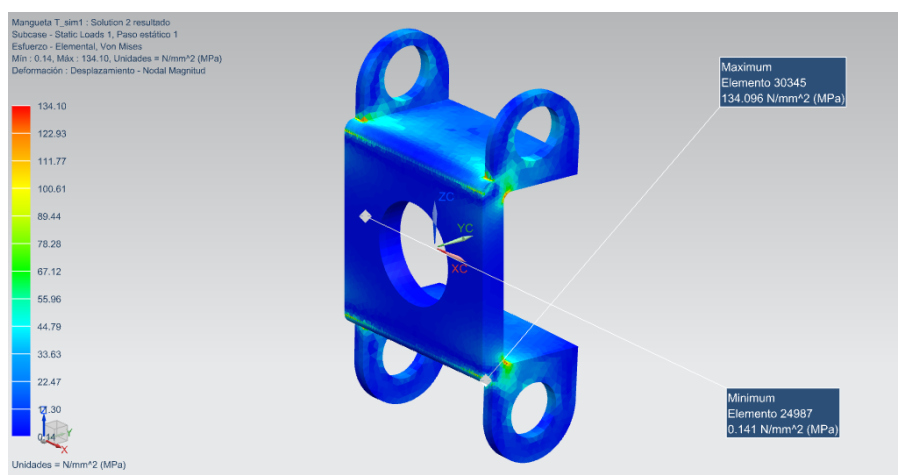


Figura 99: Resultados de la simulación de esfuerzo de la mangueta trasera.

5.5.6. Soportes de los resortes y tijeras.

En el diseño de los soportes donde se sujetan los resortes y tijeras del sistema de suspensión, se tuvo en cuenta los resultados obtenidos en la simulación de impacto de un escalón de 12cm de alto, en donde se obtuvo que para los soportes delanteros la fuerza máxima es de 10300N y para los soportes traseros es de 11000N.

Estas fuerzas máximas se aplicarán en un análisis de elementos finitos en cada uno de los soportes dependiendo si son delanteros o traseros, para verificar que aguanten los esfuerzos a los cuales el vehículo estará sometido.

Inicialmente se analizara la parte trasera y después la parte delantera, los resultados obtenidos van en orden teniendo en cuenta la siguiente imagen.

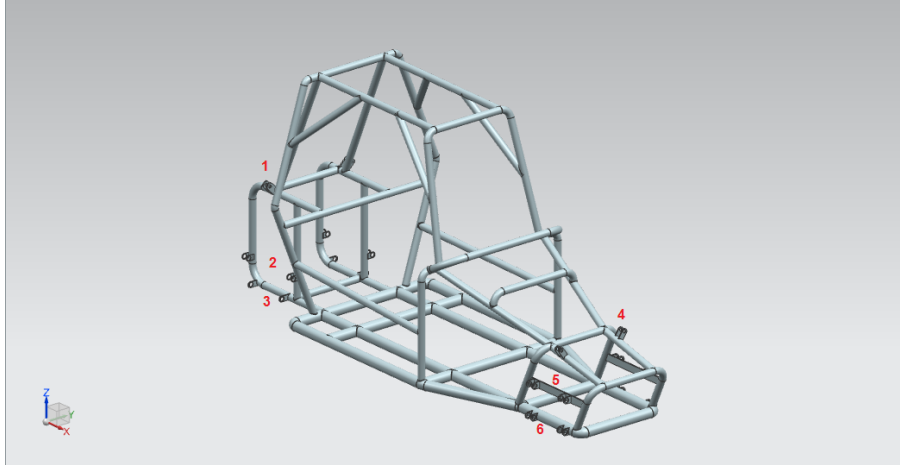


Figura 100: Orden de resultados por elementos finitos.

Para la parte trasera del vehículo se aplican las cargas de la siguiente manera.

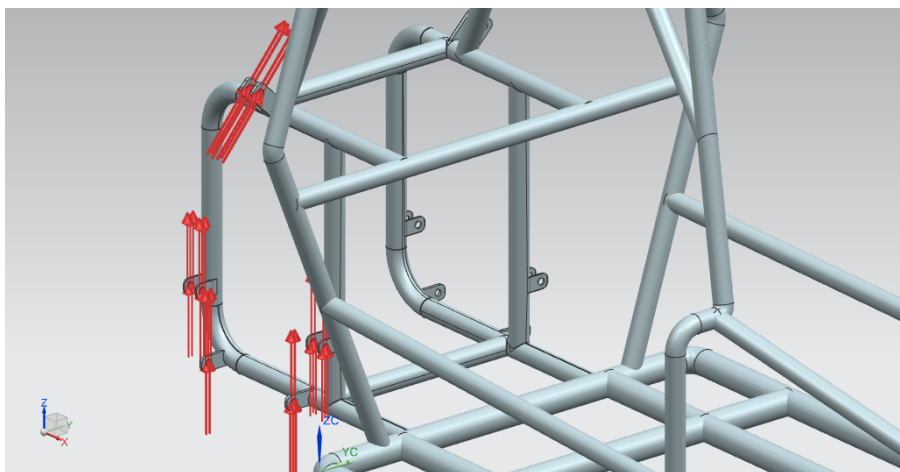


Figura 101: Aplicación de cargas en los soportes traseros de vehículo.

El primer soporte muestra que los esfuerzos más altos se encuentran en la unión del soporte y el chasis. Además también se pueden observar esfuerzos medios en el interior de los huecos de los soportes donde se sujeta el amortiguador trasero, por medio de un tornillo.

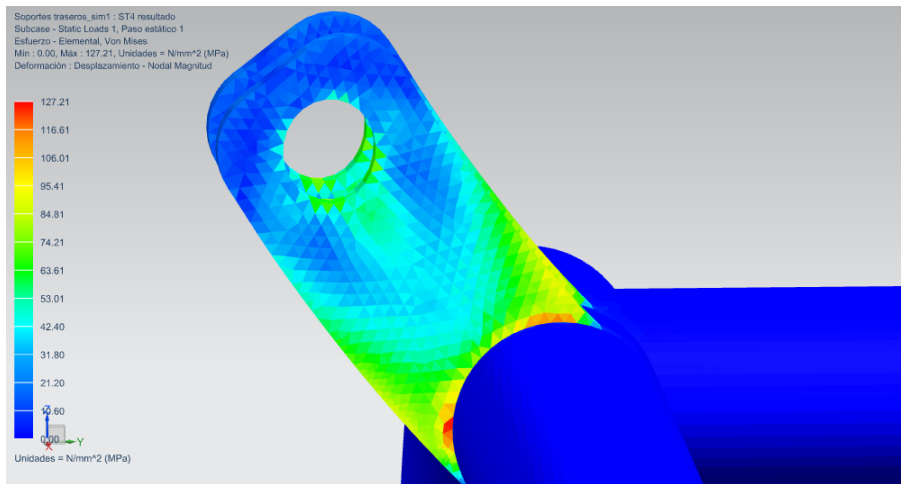


Figura 102: Resultado del primer soporte.

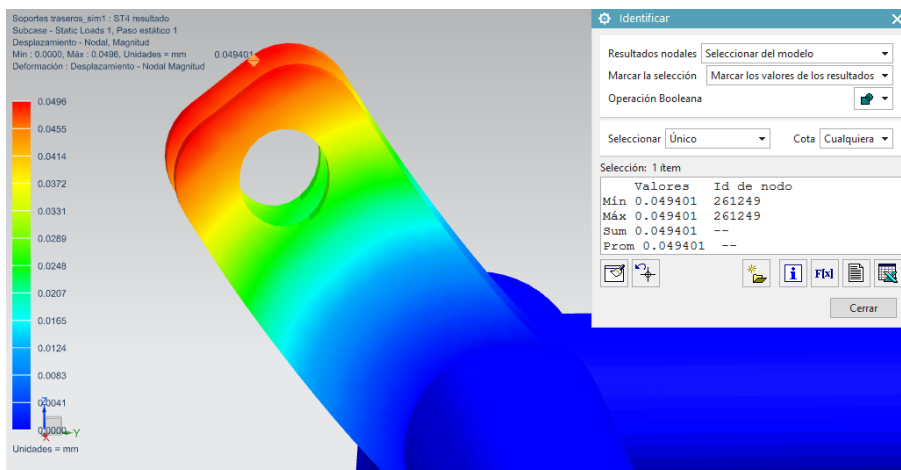


Figura 103: Resultado de deformación del primer soporte.

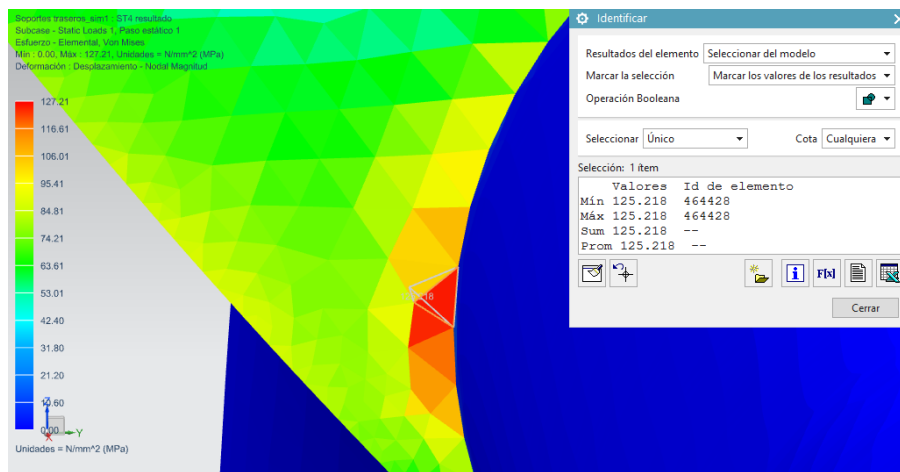


Figura 104: Resultado de esfuerzo del primer soporte.

Teniendo en cuenta las imágenes anteriores se observó que el soporte con una carga de 11000N se deforma $0,05\text{mm}$ y tiene un esfuerzo de $127,21\text{MPa}$. El esfuerzo límite es de 252MPa , por lo cual se puede concluir que el soporte número 1 si soporta las cargas.

El segundo soporte no muestra que los esfuerzos tan altos como el primer soporte, sin embargo, si observamos más detalladamente las imágenes, se puede presenciar el rango de los esfuerzos en la unión de los soportes.

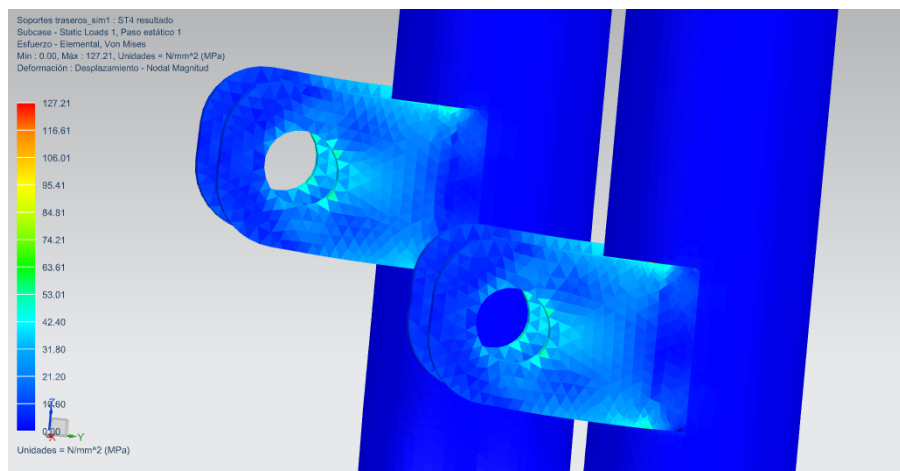


Figura 105: Resultados del segundo soporte.

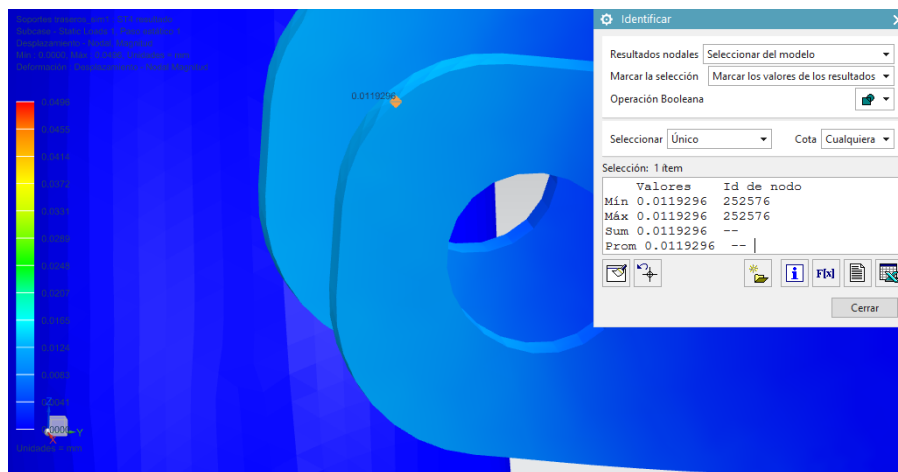


Figura 106: Resultados de deformación del segundo soporte.

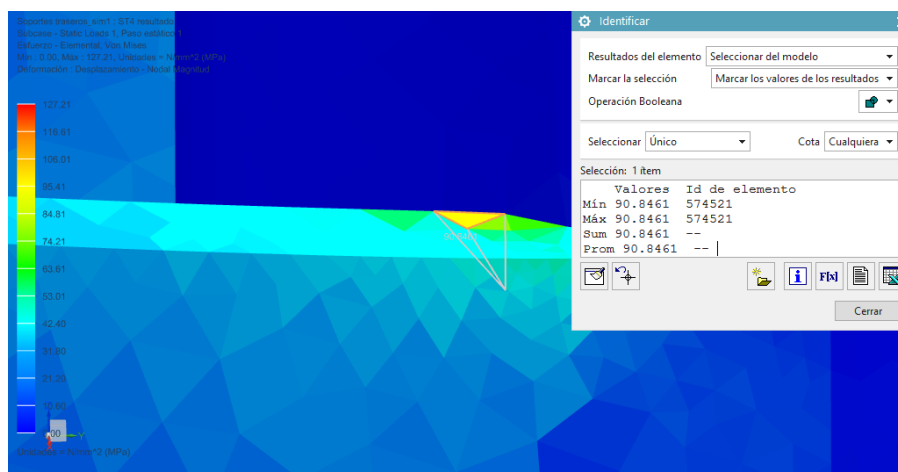


Figura 107: Resultados de esfuerzo del segundo soporte.

Observando las imágenes anteriores se observó que el segundo soporte con una carga de $11000N$ se deforma $0,01mm$ y tiene un esfuerzo de $90,84MPa$. El esfuerzo límite es de $252MPa$, por lo cual se puede concluir que el soporte número 2 si soporta las cargas.

El tercer soporte muestra que los esfuerzos mayores se encuentran en la unión entre el soporte y el tubo del chasis.

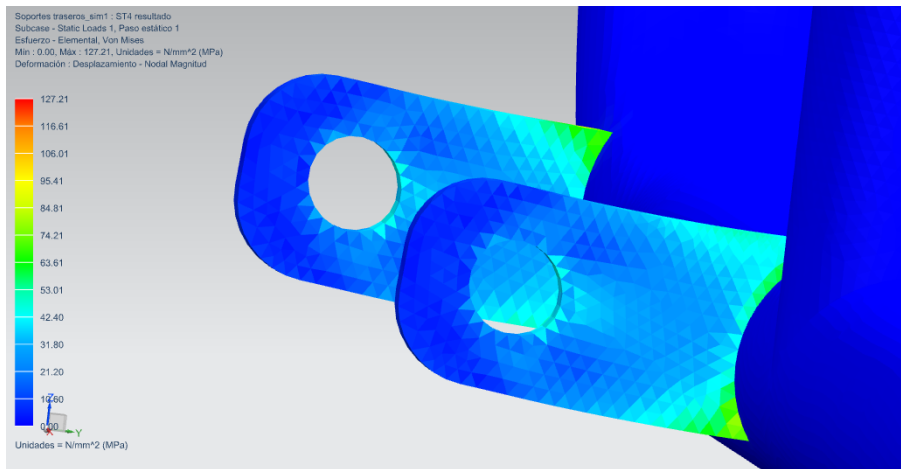


Figura 108: Resultado del tercer soporte.

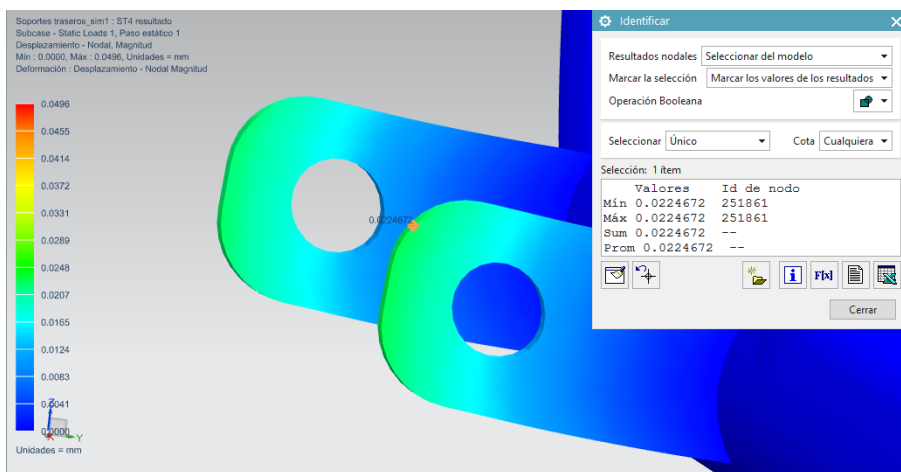


Figura 109: Resultados de deformación del tercer soporte

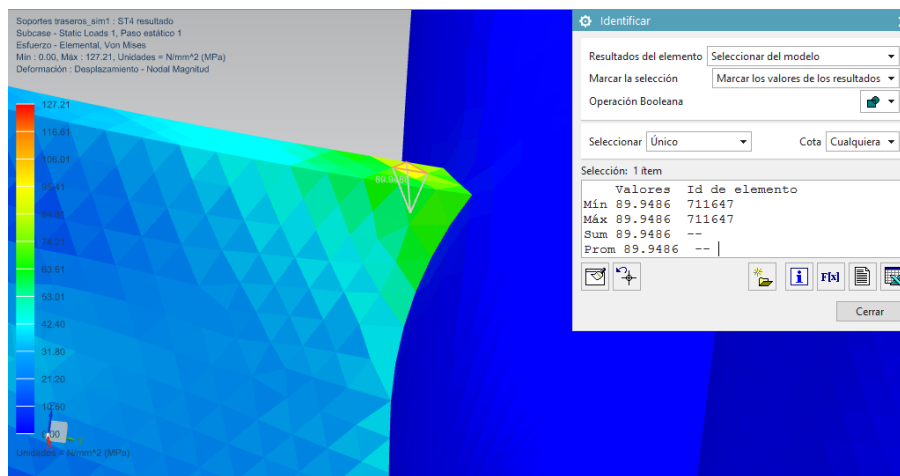


Figura 110: Resultados de esfuerzo del tercer soporte.

Teniendo en cuenta las imágenes anteriores se observo que el tercer soporte con una carga de $11000N$ se deforma $0,02mm$ y tiene un esfuerzo de $89,94MPa$. El esfuerzo limite es de $252MPa$, por lo cual se puede concluir que el soporte número 3 si soporta las cargas.

Para la parte delantera del vehiculo se aplican las cargas de la siguiente manera.

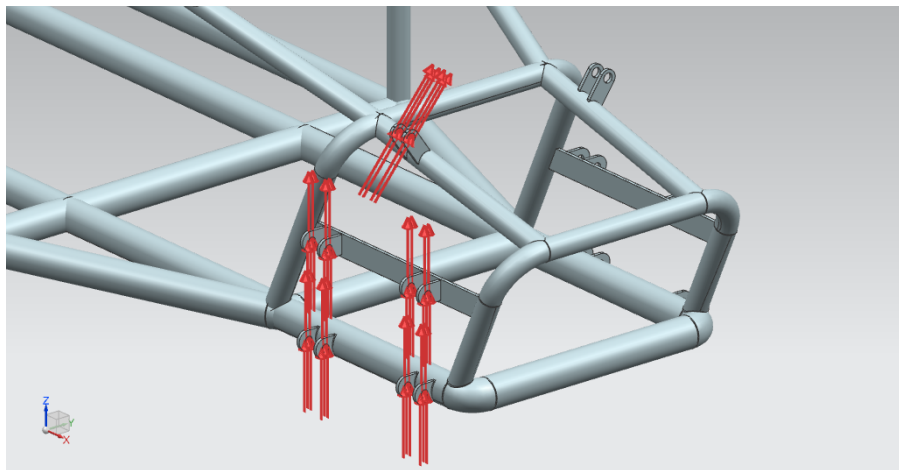


Figura 111: Aplicación de cargas en los soportes delanteros de vehiculo.

El cuarto soporte muestra que los esfuerzos mas altos se encuentra en unos de los extremos de la unión con el tubo del chasis.

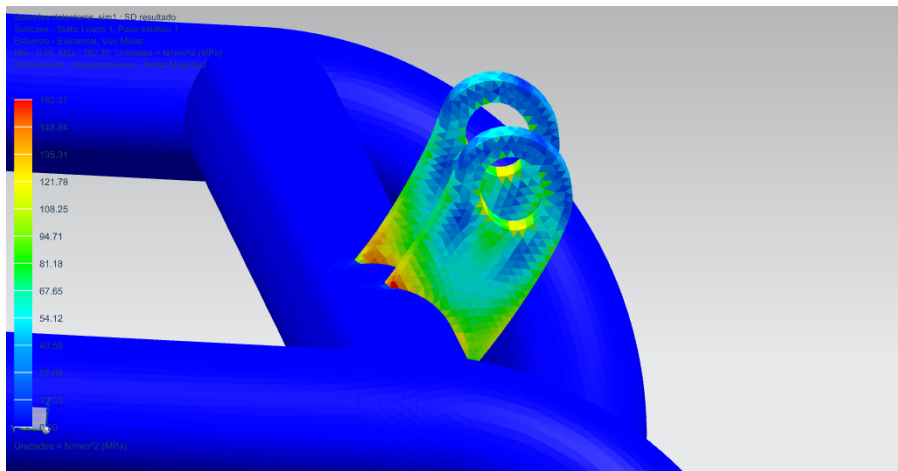


Figura 112: Resultados del cuarto soporte.

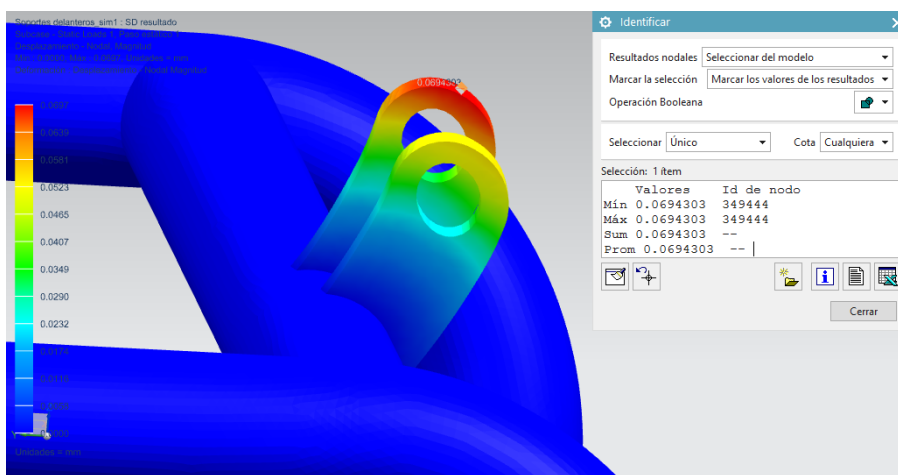


Figura 113: Resultados de deformación del cuarto soporte.

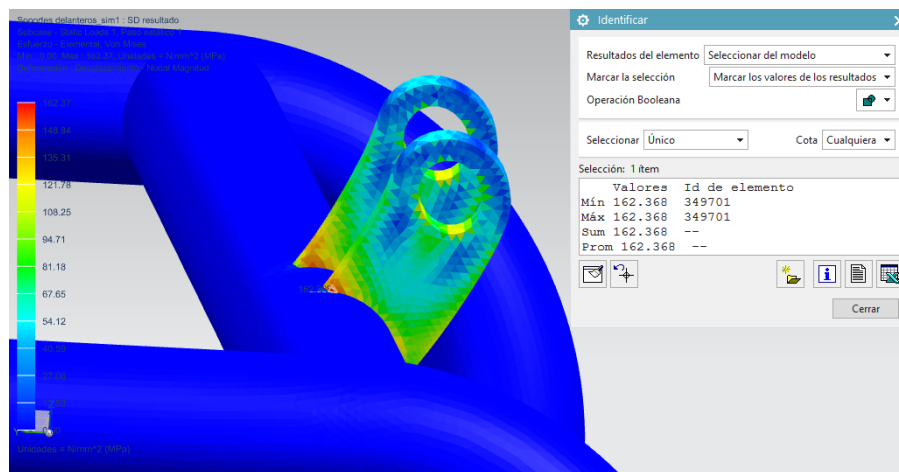


Figura 114: Resultados de esfuerzo del cuarto soporte.

Teniendo en cuenta las imágenes anteriores se observó que el cuarto soporte con una carga de $10300N$ se deforma $0,07mm$ y tiene un esfuerzo de $162,4MPa$. El esfuerzo límite es de $252MPa$, por lo cual se puede concluir que el soporte número 4 sí soporta las cargas.

En el quinto soporte muestra esfuerzo altos pero no tan elevados como el del cuarto o primer soporte.

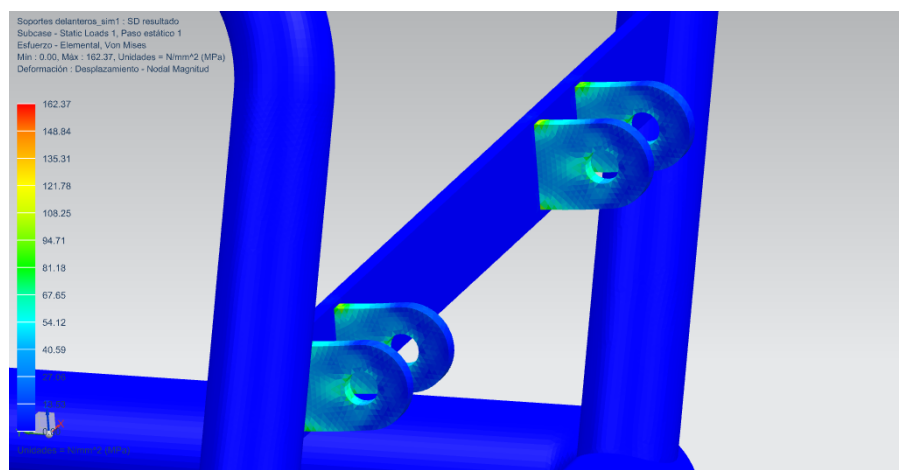


Figura 115: Resultados del quinto soporte.

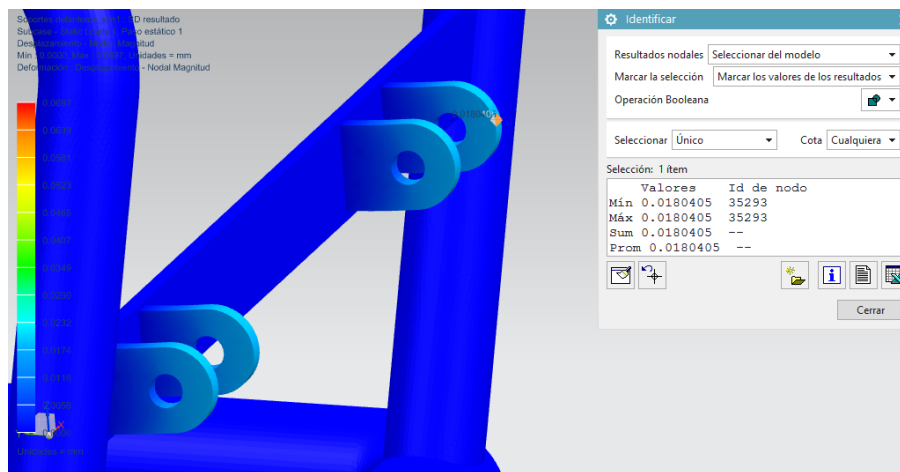


Figura 116: Resultados de deformación del quinto soporte.

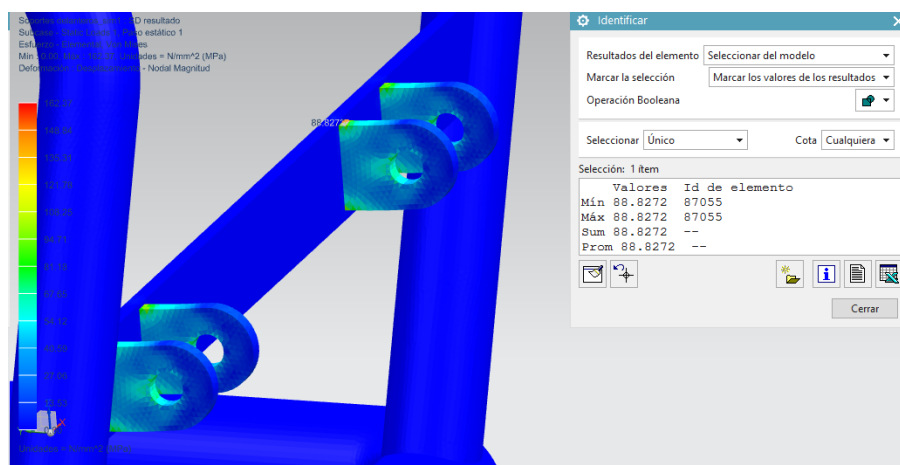


Figura 117: Resultados de esfuerzo del quinto soporte.

Observando las imágenes anteriores se observó que el quinto soporte con una carga de $10300N$ se deforma $0,02mm$ y tiene un esfuerzo de $88,82MPa$. El esfuerzo límite es de $252MPa$, por lo cual se puede concluir que el soporte número 5 si soporta las cargas.

Por último, el sexto soporte es uno de los que menor esfuerzos genera por el tamaño y posición que posee.

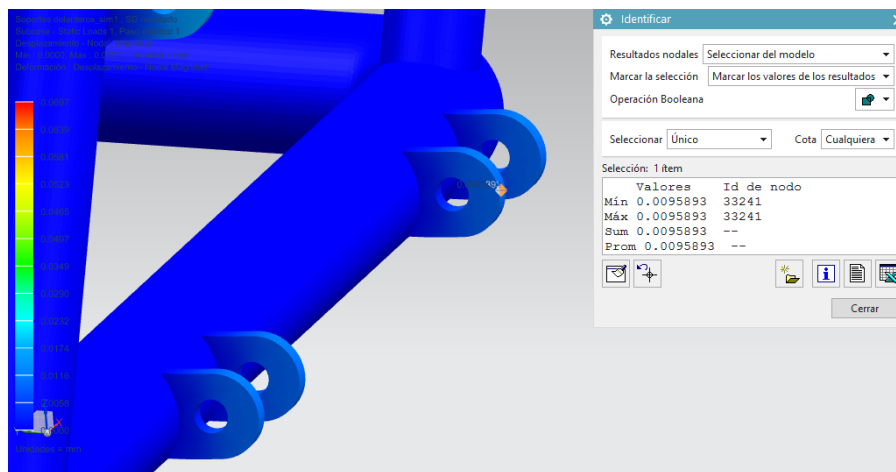


Figura 118: Resultados de deformación del sexto soporte.

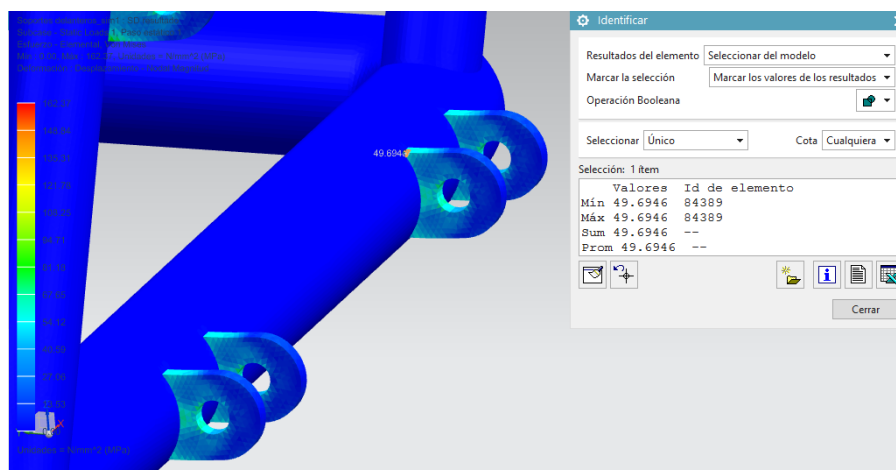


Figura 119: Resultados de esfuerzo del sexto soporte.

Observando las imágenes anteriores se observó que el sexto soporte con una carga de $10300N$ se deforma $0,009mm$ y tiene un esfuerzo de $49,69MPa$. El esfuerzo límite es de $252MPa$, por lo cual se puede concluir que el soporte número 6 si soporta las cargas.

De acuerdo a los resultados vistos anteriormente, se concluye que todos los soportes aguantan las cargas más críticas a las cuales van a estar sometidos, en este caso son impacto de $12cm$ de altura. Además también se puede observar que los soportes que sufren mayores esfuerzos son el primero y cuarto soporte, debido a que son los que aguantan el impacto que reciben los amortiguadores del vehículo.

5.6. Diseño de sistema de dirección

A continuación se presentarán la metodología de diseño realizada para el sistema de dirección, teniendo en cuenta la condición de Ackerman para cumplir con el radio de giro de 4 metros. Además se tiene como restricciones que el ancho del vehículo no debe sobrepasar 1.2 metros y el largo 2 metros.

5.6.1. Ángulo α mínimo.

Se determina el ángulo mínimo de α para asegurar que el vehículo pueda recorrer una curva con R_{min} y R_{max} .

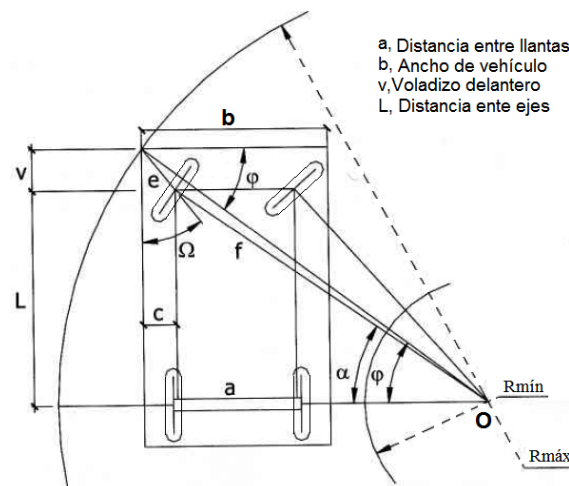


Figura 120: Ángulo de giro mínimo. Tomado de Cascajosa, 2000 [6].

De la Figura 97, se deducen las siguientes ecuaciones:

- Distancia diagonal del extremo del vehículo al punto medio de la rueda.

$$e = \sqrt{c^2 + v^2} \quad (5.66)$$

- Distancia horizontal del extremo del vehículo a la prolongación entre los puntos medios de la rueda delantera y trasera.

$$c = \frac{(b - a)}{2} \quad (5.67)$$

- Ángulo formado entre el extremo del vehículo y la prolongación desde el la punta del vehículo hasta la rueda.

$$\tan \Omega = \frac{c}{v} \quad (5.68)$$

- Ángulo formado entre el ancho del vehículo y la prolongación entre la esquina del vehículo y el punto O .

$$\operatorname{sen}\varphi = \frac{(L + v)}{R_{max}} \quad (5.69)$$

- Aplicando Teorema del Coseno se determina f .

$$f = \sqrt{e^2 + R_{max}^2 - 2eR_{max}\cos(90 - (\Omega + \varphi))} \quad (5.70)$$

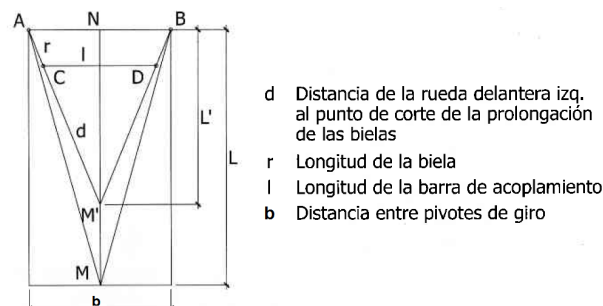
- Aplicando el Teorema del seno se determina α_{min} .

$$\alpha_{min} = \varphi - \operatorname{arcsen}\left(\frac{e}{f}\operatorname{sen}(90 - (\Omega + \varphi))\right) \quad (5.71)$$

Teniendo en cuenta este análisis, se definió en la memoria de cálculos que α es de $19,4^\circ$. Con este valor es posible permitir el radio de giro máximo y mínimo correspondiente a la condición.

5.6.2. Longitud de los brazos y barra de acoplamiento.

Se determina la longitud de los brazos r y de la barra de acoplamiento I .



- d Distancia de la rueda delantera izq. al punto de corte de la prolongación de las bielas
- r Longitud de la biela
- I Longitud de la barra de acoplamiento
- b Distancia entre pivotes de giro

Figura 121: Geometría de vehículo. Tomado de Cascajosa, 2000 [6].

De la Figura 121, se deducen las siguientes ecuaciones:

- Longitud de la barra de acoplamiento, por relación de triángulos en ANM' .

$$I = \frac{a(d - r)}{d} \quad (5.72)$$

- Distancia de la rueda delantera al punto de corte de la prolongación de las bielas.

$$d = \sqrt{L'^2 + \left(\frac{a}{2}\right)^2} \quad (5.73)$$

El ángulo máximo de giro se obtiene cuando el brazo y la barra de acoplamiento se alinean, formando el triángulo ABC como se observa en la siguiente imagen.

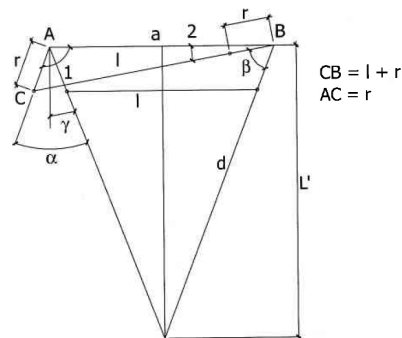


Figura 122: Ángulo máximo de giro. Tomado de Cascajosa, 2000 [6].

De la Figura 122, se deducen las siguientes ecuaciones:

- Ángulo γ .

$$\text{sen}\gamma = \frac{a}{2d} \quad (5.74)$$

- Aplicando el teorema del coseno se determina $(I + r)^2$.

$$(I + r)^2 = r^2 + a^2 - 2ar \cos 1 \quad (5.75)$$

- Relación de ángulos.

$$\cos 1 = \text{sen}(\gamma - \alpha) \quad (5.76)$$

- Teniendo en cuenta las 2 ecuaciones expuestas anteriormente, se obtiene la siguiente ecuación.

$$\text{sen}(\gamma - \alpha) = \frac{r^2 + a^2 - (I - r)^2}{2ar} \quad (5.77)$$

Para facilitar el cálculo de la longitud de los brazos y la barra de acoplamiento, se recomienda utilizar programas de cálculo, debido a que es complejo despejar la r (Longitud de los brazos) de la última ecuación expuesta.

Luego de haber calculado la longitud de los brazos y la barra de acoplamiento se determina el ángulo k y la distancia b .

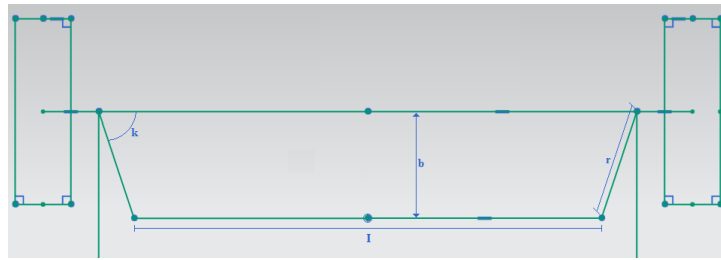


Figura 123: Dimensiones de la dirección.

La figura 123 se deducen las siguientes ecuaciones:

- Ángulo formado entre el brazo y la distancia entre las ruedas.

$$k = \arccos\left(\frac{a - l}{2r}\right) \quad (5.78)$$

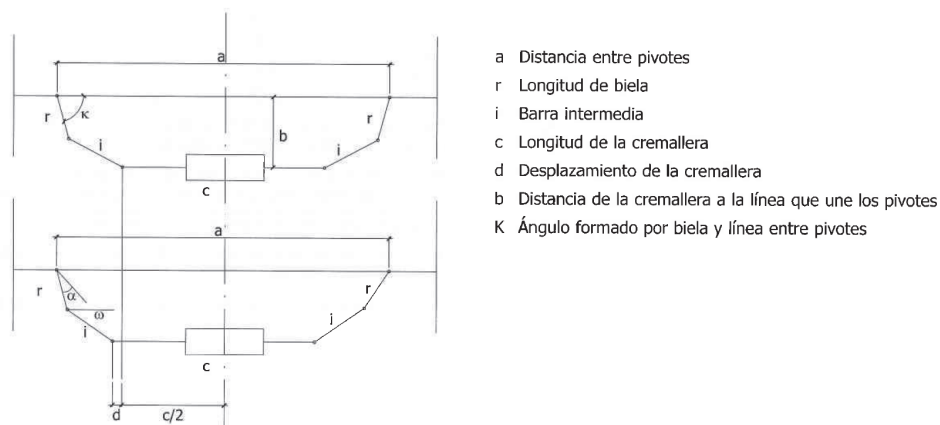
- Distancia entre el eje delantero y la barra de acoplamiento.

$$b = r \operatorname{sen} k \quad (5.79)$$

Posterior a este análisis, se obtuvo que la longitud preliminar del brazo es de $0,242m$ y la barra de acoplamiento es de $1,008m$.

5.6.3. Adaptación del sistema de piñón-Cremallera.

La geometría del sistema de dirección calculado anteriormente difiere un poco del sistema deseado debido a la cremallera y las barras intermedias, las cuales van conectada entre la cremallera y los brazos o bielas. Para adaptar el sistema de dirección con la cremallera toca calcular nuevamente la longitud de los brazos, además se determina el ángulo ω .



- a Distancia entre pivotes
- r Longitud de biela
- i Barra intermedia
- c Longitud de la cremallera
- d Desplazamiento de la cremallera
- b Distancia de la cremallera a la línea que une los pivotes
- K Ángulo formado por biela y línea entre pivotes

Figura 124: Geometría Piñón - Cremallera. Tomado de Cascajosa, 2000 [6].

De la Figura 124 se deducen las siguientes ecuaciones:

- Componente del eje vertical de la longitud de la biela.

$$r \operatorname{sen} k = b - i \operatorname{sen} \omega \quad (5.80)$$

- Componente del eje horizontal de la longitud de la biela.

$$r \operatorname{cos} k = \frac{a - c}{2} - i \operatorname{cos} \omega \quad (5.81)$$

- Se despeja r en las 2 ecuaciones anteriores y igualan, para obtener la siguiente expresión.

$$\left(\frac{a - c}{2} - i \operatorname{cos} \omega \right) \operatorname{tan} k + i \operatorname{sen} \omega - b = 0 \quad (5.82)$$

Con la ecuación anterior, se despeja ω , sin embargo se recomienda utilizar programas de calculo para facilitar la obtención de ω .

Para determinar la longitud de la brazo teniendo en cuenta la adaptación de la cremallera - piñón, se utiliza la ecuación obtenida del componente del eje vertical de la longitud de la biela. Al finalizar el cálculo de este procedimiento, resulta que la adaptación responde para una longitud de brazos de 0,19m.

5.6.4. Ángulos de α y β

Se determina la posición de los brazos de la dirección a medida que el volante al girar desplaza la cremallera una distancia d , ya sea a la izquierda o a la derecha.

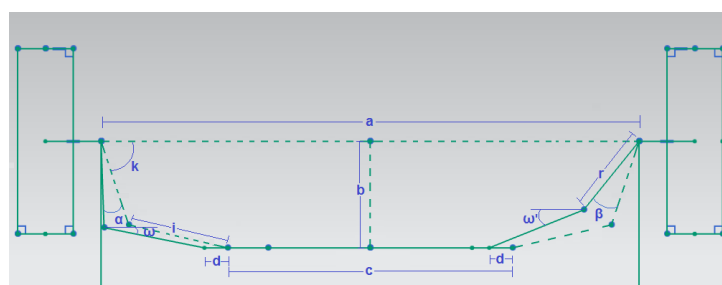


Figura 125: Ángulos α y β

De la Figura 125 se deducen las siguientes ecuaciones:

Para el ángulo α

- Componente del eje vertical del brazo intermedio izquierdo.

$$isen\omega = b - r\text{sen}(k + \alpha) \quad (5.83)$$

- Componente del eje horizontal del brazo intermedio izquierdo.

$$icos\omega = \frac{a}{2} - r\text{cos}(k + \alpha) - \left(d + \frac{c}{2}\right) \quad (5.84)$$

- Se suman y se elevan al cuadrado las dos ecuaciones anteriores para obtener la siguiente expresión.

$$r^2 + b^2 - i^2 + \left(\frac{a}{2} - \left(d + \frac{c}{2}\right)\right)^2 - 2r\left(\frac{a}{2} - \left(d + \frac{c}{2}\right)\right)\text{cos}(k + \alpha) - 2rb\text{sen}(k + \alpha) = 0 \quad (5.85)$$

La ecuación anterior se utiliza para determinar los valores del ángulo α en función del desplazamiento de la cremallera d . Se recomienda utilizar un programa de calculo computacional para obtener los resultados de manera mas fácil.

Para el ángulo β

- Componente del eje vertical del brazo intermedio derecho.

$$isen\omega' = b - r\text{sen}(k - \beta) \quad (5.86)$$

- Componente del eje horizontal del brazo intermedio derecho.

$$icos\omega' = \frac{a}{2} - r\text{cos}(k - \beta) - \left(-d + \frac{c}{2}\right) \quad (5.87)$$

- Se suman y se elevan al cuadrado las dos ecuaciones anteriores para obtener la siguiente expresión.

$$r^2 + b^2 - i^2 + \left(\frac{a}{2} - \left(-d + \frac{c}{2}\right)\right)^2 - 2r\left(\frac{a}{2} - \left(-d + \frac{c}{2}\right)\right)\text{cos}(k - \beta) - 2rb\text{sen}(k - \beta) = 0 \quad (5.88)$$

La ecuación anterior se utiliza para determinar los valores del ángulo β en función del desplazamiento de la cremallera d . Se recomienda utilizar un programa de calculo computacional para obtener los resultados de manera mas fácil.

Al realizar los cálculos, se pueden observar los siguientes valores de los ángulos α y β en la tabla 13.

$d[mm]$	Ecuación de α	$\alpha[grados]$	Ecuación de β	$\beta[grados]$
0	0.00003087	0	0.0000309	0
0.005	-0.00021082	1.5	0.0003077	1.5
0.01	-0.00030435	3.1	0.0005149	3.1
0.012	0.00003946	4.0	0.0000556	4.2
0.015	0.00011752	5.1	0.0001480	5.2
0.017	0.00019021	5.8	0.0002308	5.9
0.02	-0.00039280	6.3	0.0007410	6.6
0.022	0.00006684	7.3	0.0001468	7.9
0.025	0.00016925	8.3	0.0002971	9.0
0.027	0.00025704	9.0	0.0004200	9.6
0.028	0.00030693	9.4	0.0004882	10.0
0.03	0.00041890	10.1	0.0003333	11.0
0.032	0.00054747	10.8	0.0004058	11.7
0.035	0.00077235	11.9	0.0001396	13.3
0.037	0.00094426	12.6	0.0002212	14.1
0.04	-0.00024802	12.7	0.0004592	15.2
0.042	0.00009326	13.6	0.0003868	16.3
0.045	0.00023059	14.6	0.0004701	17.6
0.047	0.00033986	15.3	0.0001775	19.1
0.05	0.00053117	16.3	0.0002969	20.6
0.052	0.00067753	17.0	0.0004008	21.6
0.055	0.00092626	18.1	0.0005993	23.1
0.057	-0.00005935	18.0	0.0008812	24.0
0.06	-0.00008787	18.9	0.0012462	25.5
0.062	-0.00011105	19.5	0.0015660	26.4
0.065	-0.00015271	20.4	0.0020853	27.9
0.067	-0.00018545	20.9	0.0024678	28.8

Tabla 13: Ángulos de α y β .

5.6.5. Comparación de la trayectoria real vs la ideal.

Para tener certeza de que las dimensiones de la dirección sean correctos se realiza una comparación de la curva ideal vs la curva real, en la cual no debe haber una diferencia de máximo 2° en los ángulos de β real y β' ideal.

Para obtener los valores de β' ideal se utiliza esta ecuación:

- Ángulo de β' .

$$\cot\alpha - \cot\beta' = \frac{a}{L} \quad (5.89)$$

Por lo general, en vehículos livianos o automóviles el máximo ángulo de giro de α es de 35° .

Para realizar la comparación se toman ángulos de α desde 1° hasta 35° , con estos valores se calcula el β' , utilizando la ecuación anterior.

Luego calcular los valores anteriores se procede a graficar ambas curvas. Para obtener las coordenadas X y Y se utilizan las siguientes expresiones:

- Coordenada X .

$$x = \frac{atan\beta}{tan\alpha + tan\beta} \quad (5.90)$$

- Coordenada Y .

$$y = \frac{atan\beta tan\alpha}{tan\alpha + tan\beta} \quad (5.91)$$

Para determinar la curva ideal se cambia el ángulo de β por β' .

Ecuación de β'	β' [grados]	$\beta - \beta'$	X	Y	X'	Y'
-0.00005590	1.5	0.0	0.58	0.02	0.59	0.02
-0.00001486	3.2	-0.1	0.58	0.03	0.59	0.03
-0.00083104	4.2	0.0	0.59	0.04	0.59	0.04
-0.00014355	5.4	-0.1	0.59	0.05	0.60	0.05
-0.00079581	6.2	-0.3	0.59	0.06	0.60	0.06
-0.00001189	6.8	-0.2	0.59	0.07	0.60	0.07
-0.00010445	8.0	-0.1	0.60	0.08	0.61	0.08
-0.00051009	9.2	-0.3	0.60	0.09	0.61	0.09
-0.00000597	10.1	-0.4	0.60	0.10	0.61	0.10
-0.00001088	10.5	-0.5	0.60	0.10	0.61	0.10
-0.00003135	11.4	-0.4	0.60	0.11	0.62	0.11
-0.00007727	12.3	-0.6	0.60	0.12	0.62	0.12
-0.00023826	13.8	-0.5	0.61	0.13	0.62	0.13
-0.00044786	14.8	-0.6	0.61	0.14	0.63	0.14
-0.00047452	14.9	0.4	0.63	0.14	0.63	0.14
-0.00088284	16.0	0.2	0.63	0.15	0.63	0.15
-0.00001442	17.5	0.2	0.64	0.17	0.63	0.17
-0.00002676	18.4	0.6	0.65	0.18	0.64	0.17
-0.00006095	20.0	0.6	0.65	0.19	0.64	0.19
-0.00009941	21.0	0.6	0.65	0.20	0.65	0.20
-0.00019185	22.7	0.5	0.66	0.21	0.65	0.21
-0.00018288	22.5	1.5	0.67	0.22	0.65	0.21
-0.00029454	23.9	1.6	0.68	0.23	0.65	0.22
-0.00039226	24.8	1.6	0.68	0.24	0.66	0.23
-0.00057885	26.2	1.7	0.68	0.25	0.66	0.25
-0.00073244	27.1	1.7	0.68	0.26	0.66	0.25

Tabla 14: Comparación de β y β' .

En la tabla 14, se puede observar que la máxima diferencia obtenida fue de $1,7^\circ$, por lo tanto, es aceptable los resultados obtenidos de la trayectoria real con respecto a la ideal.

A continuación se observa la gráfica de ambas curvas.

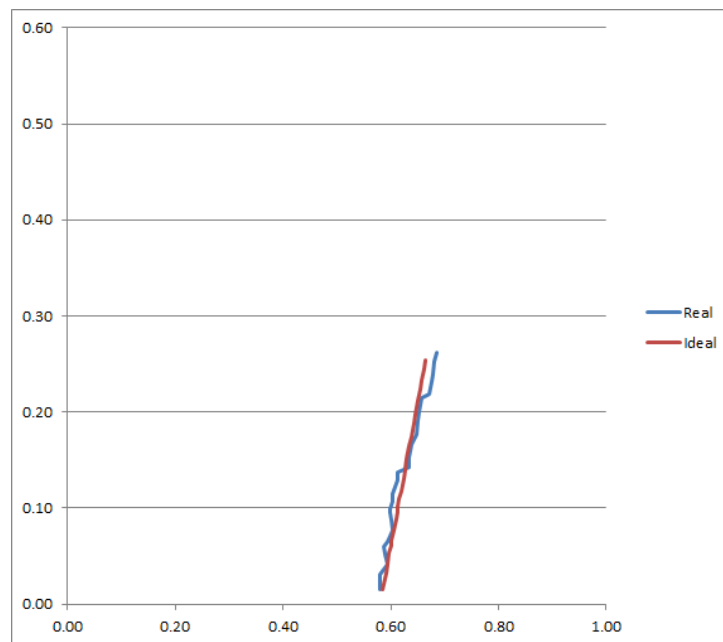


Figura 126: Grafica de las curvas real e ideal.

Como se puede observa en la figura 126, la curva real es casi semejante a la curva ideal, la diferencia máxima fue de $1,7^\circ$ y el limite permitido es de 2° . Por otro lado, para que el vehículo tenga un radio de giro de $4m$ el ángulo mínimo de α debe ser de $19,4^\circ$, el cual se alcanza cuando el desplazamiento de la cremallera es de $6.2cm$, en otras palabras se necesita girar totalmente el volante para poder cumplir con el radio de giro exigido. A continuación se puede observar en la figura 127 el sistema de dirección ya construido.



Figura 127: Sistema de dirección construido.

5.6.6. Condiciones geométricas de las llantas.

Es necesario determinar la geometría de las llantas para que el sistema de dirección funcione de manera óptima, y no ponga en riesgo la vida de los pasajeros, Por lo cual se

determina cada una de las siguientes condiciones:

- **Ángulo de salida:** En la practica, tener un ángulo de salida positivo es la mejor opción, debido a que evita que las irregularidades del suelo afecten la dirección de manera significativa. Este ángulo en general ronda entre los 5° a 10° , en el caso de vehículos livianos o turismo esta comprendido entre 6° a 7° de inclinación. Entre mayor sea el grado de inclinación menor sera el esfuerzo para mover el volante al tomar una curva.
- **Ángulo de caída:** En la practica, tener un ángulo de caída positivo es la mejor opción, debido a que permite tener un desgaste uniforme en todas la llantas del vehículo. Este ángulo por lo general es de 0° a 1.5° , en el caso de vehículos livianos esta comprendido entre 0° y 1.3° . Este ángulo permite disminuir el ángulo de salida del vehículo, sin afectar la cantidad de esfuerzo necesario para mover el volante.
- **Ángulo de avance:** En la practica, tener un ángulo de avance positivo es la mejor opción, debido a que ayuda a que el vehículo se mantenga en linea recta al momento de manejarlo, ademas permite el retorno de la dirección luego de haber tomado una curva. Este ángulo por lo general para vehículos con transmisión trasera ronda entre 6° a 12° , en el caso de vehículos livianos esta comprendido entre 4° y 8° , y para vehículos con trasmisión delantera ronda entre 0° a 4° .
- **Convergencia:** Cuando el vehículo se encuentra en marcha en trayectoria recta, surge un efecto dinámico del movimiento, el cual tiende a abrir las ruedas delanteras del vehículo, para contrarrestar esta fuerza la ruedas motrices deben tener cierta inclinación. En general el ángulo de inclinación Δ de las ruedas ronda entre 0.09° a 0.41° , cuando es de tracción trasera, y si es de tracción delantera ronda entre -0.16° a 0.16° como se puede observar en la figura 128.

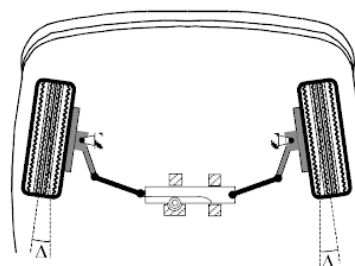


Figura 128: Ángulo de convergencia de la dirección. Tomado Luque et al, 2008 [15].

6. Memoria de cálculos.

6.1. Chasis

6.1.1. Calculo de centro de gravedad

Para el calculo del centro de gravedad se considera en posición horizontal la distribución de peso un 60 % en la parte trasera y un 40 % en la parte delantera, y cuando el vehículo se encuentra en posición inclinada la distribución de peso cambia a un 52 % en la parte trasera y un 48 % en la parte delantera. Se tienen los siguientes datos:

- Distancia entre ejes o batalla, $L = 1,75m$.
- Ángulo de la pendiente, $\theta = 30^\circ$.
- Diámetro del neumático, $D_n = 0,4572m$.
- Masa total del vehículo, $M_T = 250kg$.
- Masa en el punto A, $M_a = 150kg$.
- Masa en el punto B, $M_b = 100kg$.
- Masa en el punto C, $M_c = 130kg$.
- Masa en el punto D, $M_d = 120kg$.

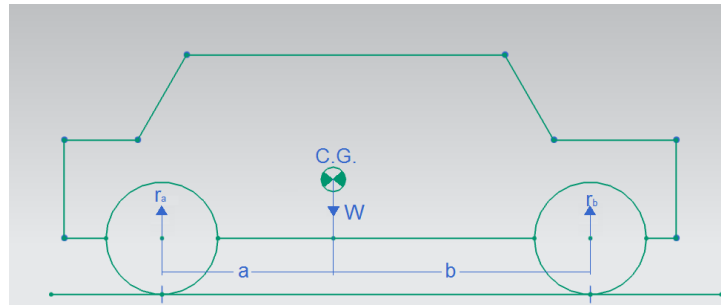


Figura 129: Calculo de las distancias a y b cuando el vehículo esta en posición horizontal.

- Se determina la distancia b .

$$b = \frac{(150kg)(1,75m)}{250kg}$$

$$b = 1,05m$$

- Se determina la distancia a .

$$a = 1,75m - 1,05m$$

$$a = 0,7m$$

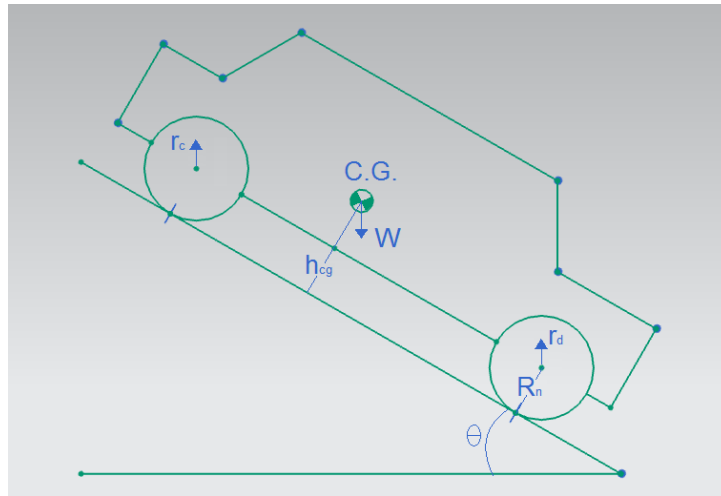


Figura 130: Calculo de la altura h_{cg} cuando el vehículo esta en posición inclinada.

- Calculo de la altura h_{cg} .

$$h_{cg} = \frac{250kg(0,2286m \tan 30^\circ + 1,05m) - (130kg)(1,75m)}{250kg \tan 30^\circ}$$

$$h_{cg} = 0,471m$$

6.1.2. Calculo de fatiga.

Para el calculo de fatiga se considera una probabilidad de falla de 1×10^{-5} y que se someterá a 10000 ciclos. Esto con el objetivo de volver a calcular el diámetro del tubo que se selecciono en el analisis estático.

- Se determina el límite de resistencia de viga rotativa, S'_e .

$$S'_e = 0,5(433,185Mpa)$$

$$S'_e = 216,593Mpa$$

- Se determina el factor superficial, k_a . El acabado superficial es maquinado.

$$k_a = 4,51(433,185Mpa)^{-0,265}$$

$$k_a = 0,902$$

- Se determina el factor de tamaño, k_b . El diámetro obtenido en el analisis estático fue de 2in.

$$k_b = 0,879(2in)^{-0,107}$$

$$k_b = 0,816$$

- Se determina el factor de carga, k_c . La carga aplicada es flexión.

$$k_c = 1$$

- Se determina el factor de temperatura, k_d . La temperatura operativa y ambiente son iguales, por lo cual se escoge $20^\circ C$.

$$k_d = 1$$

- Se determina el factor de confiabilidad, K_e . La probabilidad de falla es de 1×10^{-5} , es decir una confiabilidad de 99.999%.

$$k_e = 0,659$$

- Se determina el factor de efectos varios, k_f . Como hay varios efectos que se aplican se considera que:

$$k_f = 1$$

- Se determina el límite de resistencia a la fatiga.

$$S_e = (0,902)(0,816)(1)(1)(0,659)(1)(216,593 Mpa)$$

$$S_e = 105,139 Mpa$$

- Se determina el factor a_f .

$$a_f = \frac{0,9(433,185 Mpa)^2}{105,139 Mpa}$$

$$a_f = 1445,6$$

- Se determina el factor b_f .

$$b_f = -\frac{1}{3} \log \left(\frac{0,9(433,185 Mpa)}{105,139 Mpa} \right)$$

$$b_f = -0,1897$$

- Se determina la resistencia a la fatiga para 10000 ciclos, S_f .

$$S_f = (1445,6)(10000)^{-0,1897}$$

$$S_f = 251,883 Mpa$$

- Se determina el factor de seguridad.

$$FS = \frac{433,185\text{Mpa}}{251,883\text{Mpa}}$$

$$FS = 1,71$$

6.2. Sistema de Transmisión

6.2.1. Calculo de las resistencias al avance.

Teniendo en cuenta el problema planteado, se determina las resistencias al avance para cada una de las condiciones.

Resistencia por rodadura.

Teniendo en cuenta la tabla de coeficientes por rodadura. Se considera que la superficie es asfalto defectuoso por donde el vehículo circulara, por lo cual el valor de f es de 0.012.

Se determina el valor de R_r . En los cuatro casos la resistencia a la rodadura es igual.

$$R_r = (0,012)(250\text{kg})(9,81\frac{\text{m}}{\text{s}^2})$$

$$R_r = 29,43\text{N}$$

Resistencia por pendiente.

Considerando la inclinación de 25 grados, se determina el valor de R_p . En los dos casos donde se aplica la resistencia por pendiente el valor es el mismo.

$$R_p = (250\text{kg})(9,81\frac{\text{m}}{\text{s}^2})\text{sen}(25)$$

$$R_p = 1036,47\text{N}$$

Resistencia por inercia.

En el segundo y cuarto caso las velocidades son $40\frac{\text{km}}{\text{h}}$ y $20\frac{\text{km}}{\text{h}}$, respectivamente. Se determina la resistencia por inercia solo en el segundo y cuarto caso.

- Para el segundo caso.

Se calcula la aceleración.

$$a_2 = \frac{13,889 \frac{m}{s} - 0 \frac{m}{s}}{15s}$$
$$a_2 = 0,74074 \frac{m}{s^2}$$

Se calcula la resistencia por inercia.

$$R_{i,2} = (250kg)(0,74074 \frac{m}{s^2})$$
$$R_{i,2} = 185,2N$$

- Para el cuarto caso.

Se calcula la aceleración.

$$a_4 = \frac{11,112 \frac{m}{s} - 0 \frac{m}{s}}{15s}$$
$$a_4 = 0,37037 \frac{m}{s^2}$$

Se calcula la resistencia por inercia.

$$R_{i,4} = (250kg)(0,37037 \frac{m}{s^2})$$
$$R_{i,4} = 92,6N$$

Resistencia por el aire.

Teniendo en cuenta la tabla de coeficientes de aire, Figura 86, página 27. Se considera que el vehículo es un chasis, por lo cual el valor de C_w es de 0.65.

Se determina el valor de la resistencia por el aire para los cuatro casos, teniendo en cuenta que las velocidades de cada uno es $50 \frac{km}{h}$ para el primer caso, $40 \frac{km}{h}$ para el segundo caso, $30 \frac{km}{h}$ para el tercer caso y $20 \frac{km}{h}$ para el cuarto caso.

- Para el primer caso.

$$R_{a,1} = \frac{(0,65)(1,11 \frac{kg}{m^3})}{2} (0,8)(1,2m)(1,5m)(13,889 \frac{m}{s})^2$$

$$R_{a,1} = 100,2N$$

- Para el segundo caso.

$$R_{a,2} = \frac{(0,65)(1,11 \frac{kg}{m^3})}{2} (0,8)(1,2m)(1,5m)(11,112 \frac{m}{s})^2$$

$$R_{a,2} = 64,1N$$

- Para el tercer caso.

$$R_{a,3} = \frac{(0,65)(1,11 \frac{kg}{m^3})}{2} (0,8)(1,2m)(1,5m)(8,334 \frac{m}{s})^2$$

$$R_{a,3} = 36,1N$$

- Para el cuarto caso.

$$R_{a,4} = \frac{(0,65)(1,11 \frac{kg}{m^3})}{2} (0,8)(1,2m)(1,5m)(5,556 \frac{m}{s})^2$$

$$R_{a,4} = 16,03N$$

6.2.2. Cálculo de la potencia necesaria.

- En plano llanear a 50 km/h. Utilizando el 60 % de la potencia máxima del motor. Considerando un 5 % de pérdidas por transmisión.

$$P_1 = \frac{(29,43N + 100,2N)(13,889 \frac{m}{s})}{(0,95)(0,6)}$$

$$P_1 = 3158,82W (\frac{1W}{745,7HP})$$

$$P_1 = 4,23HP$$

- En plano alcanzar la velocidad de 0 - 40km/h en 15s. Utilizando el 70 % de la potencia máxima del motor. Considerando un 5 % de pérdidas por transmisión.

$$P_2 = \frac{(29,43N + 64,1 + 185,2N)(11,111 \frac{m}{s})}{(0,95)(0,7)}$$

$$P_2 = 4657,45W (\frac{1W}{745,7HP})$$

$$P_2 = 6,245HP$$

- Subir una pendiente con 25 por ciento de inclinación a velocidad constante de 30 km/h. Considerando un 15 % de pérdidas por transmisión.

$$P_3 = \frac{(29,43N + 36,1N + 1036,47N)(8,334\frac{m}{s})}{(0,85)}$$

$$P_3 = 10803,7W(\frac{1W}{745,7HP})$$

$$P_3 = 14,48HP$$

- Subir una pendiente con 25 por ciento de inclinación alcanzando la velocidad de 0 - 20 km/h en 15s. Considerando un 15 % de pérdidas por transmisión.

$$P_4 = \frac{(29,43N + 16,03N + 92,6N + 1036,47N)(5,556\frac{m}{s})}{(0,85)}$$

$$P_4 = 7676,5W(\frac{1W}{745,7HP})$$

$$P_4 = 10,3HP$$

6.3. Sistema de frenos

Teniendo en cuenta la metodología explicada con respecto al proceso de diseño que hemos definido, a continuación se realizarán los respectivos cálculos de este sistema, así mismo como imágenes de ubicación y montaje. Por otra parte se presentará la bomba de frenos utilizada.

6.3.1. Datos de diseño

- Peso estimado del monoplaza con pasajeros: 250 kg
- Distribución peso delantero: 100 kg (40 %).
- Distribución peso posterior: 150 kg (60 %).
- Centro de gravedad:
 - Eje trasero al centro: 0,86 m
 - Eje delantero al centro: 1,29 m
 - Altura: 1,15 m
 - Distancia del centro gravedad al suelo: 0,471 m.
 - Longitud total: 2 m
 - Distancia entre ejes: 1,75 m

Para lo cuál se obtienen los siguientes resultados según cálculos teóricos de diseño.

6.3.2. Cálculos teóricos

1. Cálculo de la fuerza de frenado del vehículo:

Debe tenerse en cuenta la superficie que recorrerá el Buggy, pues ha sido diseñado para conducirse en la vía hacia el A4 de la Universidad Tecnológica de Bolívar, siendo un terreno destapado con características de de empedrado seco. Es por esta razón que a partir de la siguiente imagen definimos un coeficiente de adherencia (μa) de 0,7. (Se extrajo de la referencia Diseño y construcción de un vehiculo biplaza, por patricio Pauta y Juan Villacís.)

Por lo cual tenemos que:

$$F_f = \mu P$$

Donde:

$$\mu = 0,7$$

$$P = 250kg \times 9,81m/s^2 = 2452,5N$$

Entonces:

$$F_f = 0,7 \times 2452,5N$$

Naturaleza del suelo	Coefficiente de adherencia, μ
Carretera de cemento	0.8
Empedrado seco	0.7
Asfalto seco	0.6 - 0.75
Carretera húmeda	0.3 - 0.4
Carretera mojada	0.25
Carretera alquitranada grasosa	0.15 - 0.2
Carretera con barro	0.15
Carretera con hielo	0.08 - 0.1

Tabla 15: Coeficiente de adherencia entre superficie y neumático.

$$F_f = 1716,75N$$

Lo cual corresponde a la fuerza de frenado teórica que requiere el buggy para contrarrestar la fuerza de impulsión en el movimiento.

2. Cálculo del peso transferido desde el eje trasero al delantero:

Gracias a la dinámica de frenado se ejerce una fuerza o peso de transferencia de un eje a otro debido al movimiento que causa la inercia, el peso, y el frenado. Se describe como:

$$P_{transferido} = \left(\frac{a_x}{g}\right) \times \left(\frac{h_{CG}}{L}\right) \times P_{total}$$

Para lo cual es necesario calcular o definir el valor de deceleración del vehículo. En términos teóricos, según se planteó en el capítulo de antecedentes, puede establecerse que una la frenada normal de un vehículo a cualquier velocidad corresponde a una deceleración de $2m/s^2$. Evidentemente la influencia de la velocidad permite que varíe el tiempo y la distancia de frenado con esta deceleración normal. Sin embargo, teniendo en cuenta que el buggy debe alcanzar una velocidad de $40km/h$ para una distancia de 30 metros en la universidad, exactamente el valor de deceleración en una frenada normal es:

$$a_x = \frac{V^2}{2e}$$

$$a_x = \frac{(11,11m/s)^2}{2 \times 9m}$$

$$a_x = 6,86m/s^2$$

A partir de esta deceleración normal calculada es posible encontrar el peso transferido:

$$P_{transferido} = \left(\frac{6,86m/s^2}{9,81m/s^2}\right) \times \left(\frac{0,471m}{1,75m}\right) \times 2452,5N$$

$$P_{transferido} = 461,49N$$

Cálculo mediante coeficiente de adherencia:

$$P_{transferido} = \frac{P_{total}\mu h_{CG}}{L}$$

$$P_{transferido} = \frac{2451,5N \times 0,7 \times 0,471m}{1,75m}$$

$$P_{transferido} = 462,05N$$

Pudiendo verificar el resultado.

3. Distribución real del peso transferido sobre los ejes:

Teniendo en cuenta que el peso se encuentra distribuido en el eje delantero y eje trasero, en un 40 % y 60 %, respectivamente, debido a que el eje posterior soporta dos cargas importantes (Motor y diferencial), podemos hallar el peso de cada eje durante el frenado. Esto está descrito en el diseño de la siguiente forma:

Peso eje delantero en frenado P_{fdel} :

$$P_{fdel} = P_{ejedel} + P_{transferido}$$

$$P_{fdel} = (100kg \times 9,81m/s^2) + 461,49N$$

$$P_{fdel} = 1442,49N$$

Peso eje trasero en frenado P_{ftra} :

$$P_{ftra} = P_{ejetra} - P_{transferido}$$

$$P_{ftra} = (150kg \times 9,81m/s^2) - 461,49N$$

$$P_{ftra} = 1010,01N$$

4. Cálculo de las reacciones en llantas delanteras y traseras:

Según el diagrama de fuerzas descrito en el capítulo anterior, y realizando sumatoria de momentos tanto en el eje delantero como trasero, resulta:

Reacción en eje delantero:

$$R_1 = \frac{P \times L_2}{L}$$

$$R_1 = \frac{2452,5N \times 0,7m}{1,75m}$$

$$R_1 = 981N$$

Lo que corresponde a que cada llanta del eje delantero posee una fuerza de reacción de $490,5N$.

Reacción en eje trasero:

$$R_2 = \frac{P \times L_1}{L}$$

$$R_2 = \frac{2452,5N \times 1,05m}{1,75m}$$

$$R_1 = 1471,5N$$

Lo que corresponde a que cada llanta del eje trasero posee una fuerza de reacción de $735,75N$.

5. Cálculo de fuerza de rozamiento en los ejes:

Este concepto responde a la capacidad de frenado que tendrá cada eje una vez se realice el movimiento de frenar y se transfiera el peso desde el posterior al delantero. A priori sabemos que gracias a esta transferencia hace que sea mayor la fuerza de frenado en el eje delantero, pero podemos verificarlo aplicando el concepto de fuerza de frenado como peso del eje por coeficiente de adherencia ($\mu = 0,7$). Así pues:

Fuerza de rozamiento eje delantero:

$$F_{rozamientodel} = \mu \times P_{ejedel}$$

$$F_{rozamientodel} = 0,7 \times 1442,49N$$

$$F_{rozamientodel} = 1009,75N$$

Fuerza de rozamiento eje trasero:

$$F_{rozamientotra} = \mu \times P_{ejetra}$$

$$F_{rozamientotra} = 0,7 \times 1010,01N$$

$$F_{rozamientotra} = 707,00N$$

Entonces podemos verificar la fuerza de frenado total necesaria para vehículo, la cual debe ser igual a la calculada en el ítem 1.

$$F_f = F_{rozamientodel} + F_{rozamientotra}$$

$$F_f = 1009,75N + 707,00N$$

$$F_f = 1716,75N$$

6. Cálculo del par de frenado:

Para seleccionar adecuadamente el freno de disco que responda a las características de diseño, debemos calcular el par de frenado de oposición al movimiento, el cuál depende del radio efectivo de las ruedas del eje donde se instalarán los frenos. Específicamente en la construcción de nuestro vehículo decidimos ubicar dos discos de frenos solo en el semi-eje posterior debido a que responde de forma eficiente y así mismo nos permite reducir costos de construcción. Es por esto que:

$$T = F_{rozamiento} \times r_{neumatico}$$

$$T = 707,00N \times 0,15m$$

$$T = 106,05Nm$$

6.3.3. Selección y características de trabajo

Teniendo en cuenta la necesidad de frenado definida por las condiciones de trabajo del buggy, buscamos referencias en el mercado que cumplieran estos requerimientos, para lo cual encontramos las siguientes características:

Geometría	Símbolo	Valor	Unidad
Radio interior de pastilla	r_i	3,5	cm
Radio exterior de pastilla	r_o	11,5	cm
Ángulo 1 que delimita la pastilla	θ_1	50	grados
Ángulo 2 que delimita la pastilla	θ_2	130	grados
Coefficiente de fricción Disco-Pastilla	f	0,33	-
Diametro cilindro mordaza	ϕ	40	mm
Par de frenado trasero	T_f	148	Nm

Tabla 16: Características de los frenos.

Según estas características definimos la presión máxima nominal del sistema:

$$P_a = \frac{T_f}{\frac{(\theta_1 - \theta_2) \times f \times r_i \times (r_o^2 - r_i^2)}{2}}$$

$$P_a = \frac{148Nm}{\frac{((130 - 50) \times \pi / 180) \times 0,33 \times 0,035m \times ((0,115m)^2 - (0,035m)^2)}{2}}$$

$$P_a = 3,47MPa$$

$$P_a = 503,70psi$$

A partir de esta presión máxima, desde el libro de Budynas y Nisbett, 2010 [19], podemos definir el tipo de material óptimo para las zapatas, y este debe cumplir con no solo con la presión sino el rango de coeficiente de fricción disco-pastilla definido, 0,33.

Según la tabla 16-3, pág. 842 del libro referenciado anteriormente, se decide escoger un freno de disco con zapatas de asbesto moldeado rígido solo en el semi-eje trasero debido a sus características. Este tiene moldeado rígido de 10cm de largo, 1mm de espesor y 3mm de altura, con accionamiento a través de bomba hidráulica. De forma general puede resistir aplicaciones de hasta 800Kg y trabajar con altas velocidades. El freno escogido se presenta a continuación:



Figura 131: Freno de disco escogido.

6.3.4. Cálculos reales del sistema de frenos

Una vez definidas las características reales del freno seleccionado, podemos realizar el cálculo de:

- Eficiencia:

$$\%_{eficiencia} = \frac{F_f}{P_{total}} \times 100 \%$$

$$\%_{Eficiencia} = \frac{1716,75}{2254,5N} \times 100 \%$$

$$\%_{Eficiencia} = 70 \%$$

- Fuerza de accionamiento disco trasero:

$$F_{ac} = (\theta_2 - \theta_1) \times P_a \times r_i \times (r_o - r_i)$$

$$F_{ac} = (130 - 50) \times (\pi/180) \times 3472875,1Pa \times 0,035m \times (0,085m - 0,035m)$$

$$F_{ac} = 1892,3411N$$

Definido para cada disco, por lo cual el total corresponde a:

$$F_{ac} = 1892,3411N \times 2$$

$$F_{ac} = 3784,68N$$

- Fuerza total de frenado:

$$F_{ft} = F_{ac} \times \mu_{disco}$$

$$F_{ft} = 3784,68N \times 0,33$$

$$F_{ft} = 1248,9451N$$

- Radio equivalente:

$$r_e = \frac{r_o + r_i}{2}$$

$$r_e = \frac{0,085m + 0,035m}{2}$$

$$r_e = 0,06m$$

- Ubicación de la fuerza:

$$r = \frac{\cos\theta_1 - \cos\theta_2}{\theta_2 - \theta_1} \times \frac{r_o + r_i}{2}$$

$$r = \frac{\cos 50 - \cos 130}{130 - 50 \times (\pi/180)} \times \frac{0,085m + 0,035m}{2}$$

$$r = 0,05653m$$

- Presión hidráulica de la bomba:

$$P_{hidraulica} = \frac{F_{ac}}{A_{bomba}}$$

$$P_{hidraulica} = \frac{1892,3411N}{\pi/4((0,04m)^2)}$$

$$P_{hidraulica} = 752938,61Pa$$

$$P_{hidraulica} = 109,2047psi$$

- Deceleración real:

$$dx = \frac{F_{ft} \times g}{P_{total}}$$

$$dx = \frac{624,473N \times 9,81m/s^2}{2452,5N}$$

$$dx = 2,5m/s^2$$

Obteniendo una deceleración normal, lo cual garantiza que a la mayor velocidad del buggy la distancia de frenado será mayor. Por lo cuál se analiza con una velocidad promedio de 20km/h debido a la superficie de trabajo.

- Distancia de frenado:

$$e = \frac{V^2}{2 \times dx}$$

$$e = \frac{(5,5m/s)^2}{2 \times 2,5m/s^2}$$

$$e = 6,055m$$

- Tiempo real de parada:

$$t_p = \frac{e}{\mu \times V} + t_{reaccion}$$

$$t_p = \frac{6,055m}{0,7 \times 5,5m/s} + 0,75s$$

$$t_p = 1,53s$$

Suponiendo que el frenado es constante con la mayor capacidad.

6.4. Sistema de suspensión

6.4.1. Cálculo de resortes a compresión.

Para el diseño de resortes a compresión se deben tener ciertas consideraciones a la hora de realizar los cálculos, como el tipo de material, el número de vueltas activas, el índice de resorte, las cargas máximas y mínimas aplicadas, entre otros.

Inicialmente se diseña el resorte trasero teniendo en cuenta los siguientes datos:

- Material del resorte es acero inoxidable A313.
- Extremos cuadrados y esmerilados.
- Precarga, $F_{p,R}$ de 500N.
- Carga mínima, F_{min} de 911,1N.
- Carga máxima, F_{max} de 2687,1N.
- Factor de seguridad, $N_{s,R}$ de 1,5.
- Índice de resorte, C de 7.
- Número de vueltas activas, N_a de 15.

Primero se determina el esfuerzo último del material.

- Se determina el esfuerzo último, $S_{ut,R}$.

$$S_{ut,R} = \frac{1869}{0,8^{0,146}}$$

$$S_{ut,R} = 1931MPa$$

- Se determina la resistencia a la cortadura, $S_{su,R}$.

$$S_{su,R} = 0,67(1931MPa)$$

$$S_{su,R} = 1293,7MPa$$

- Se determina el esfuerzo de fluencia, $S_{e,R}$.

$$S_{e,R} = 0,47(1931MPa)$$

$$S_{e,R} = 907,5MPa$$

- Se determina la carga alternante, $F_{a,R}$.

$$F_{a,R} = \frac{2687,1N + 911,1N}{2}$$

$$F_{a,R} = 1799,1N$$

- Se determina la carga media, $F_{m,R}$.

$$F_{m,R} = \frac{2687,1N - 911,1N}{2}$$

$$F_{m,R} = 888N$$

Ahora se calculan los factores que corrigen el efecto de curvatura.

- Se determina el factor de Wahl, K_w .

$$K_w = \frac{4(7) - 1}{4(7) - 4} + \frac{0,615}{7}$$

$$K_w = 1,21$$

- Se determina el factor de Bergstrasser, K_b .

$$K_b = \frac{4(7) + 2}{4(7) - 3}$$

$$K_b = 1,2$$

- Se determina el factor cortante, K_s

$$K_s = \frac{2(7) + 1}{2(7)}$$

$$K_s = 1,1$$

Se calculan los componentes del esfuerzo cortante.

- Se determina el componente alternante del esfuerzo cortante, $\tau_{a,R}$.

$$\tau_{a,R} = 1,21 \frac{8(1799,1N)(7)}{\pi d^2}$$

- Se determina el componente medio del esfuerzo cortante, $\tau_{m,R}$.

$$\tau_{m,R} = 1,2 \frac{8(888N)(7)}{\pi d_R^2}$$

- Se determina el esfuerzo por precarga, $\tau_{p,R}$.

$$\tau_{p,R} = 1,1 \frac{8(500N)(7)}{\pi d_R^2}$$

Se calcula el diámetro del alambre del resorte.

- Se determina el diámetro del alambre del resorte, d_R .

$$\frac{(1,5) \left(1,2 \frac{8(888N)(7)}{\pi d_R^2}\right)}{907,5MPa} + \frac{(1,5) \left(\left(1,2 \frac{8(888N)(7)}{\pi d_R^2}\right) - \left(1,1 \frac{8(500N)(7)}{\pi d_R^2}\right) \right)}{1293,7MPa} + \frac{1,1 \frac{8(500N)(7)}{\pi d_R^2}}{1293,7MPa} = 1$$

$$d_R = 9,08mm$$

Para resolver la ecuación anterior se recomienda usar un software de calculo para hacer más rápido y sencillo obtener el resultado.

Luego se determinan las dimensiones del resorte.

- Se determina el número de espiras totales, N_t .

$$N_t = 15 + 2$$

$$N_t = 17$$

- Se determina la longitud solida del resorte, L_s .

$$L_s = 17 * 9,08mm$$

$$L_s = 154,5mm$$

- Se determina el paso del resorte, P_R .

$$P_R = \frac{270mm - 2(9,08mm)}{15}$$

$$P_R = 16,78mm$$

- Se determina el diámetro del resorte, D_R .

$$D_R = (7)(9,08)$$

$$D_R = 63,6mm$$

Finalmente se calcula la constante del resorte.

- Se determina la constante del resorte, K_R .

$$K_R = \frac{(9,08mm)(69GPa)}{8(63,6mm)^3(15)(1000m)}$$

$$K_R = 15236,7 \frac{N}{m}$$

Para el resorte delantero se realiza el mismo procedimiento anterior, pero teniendo en cuenta la siguiente tabla:

Datos del resorte delantero.			
Dato	Símbolo	Valor	Unidad
Precarga	$F_{p,R}$	333,54	N
Carga mínima	F_{min}	607,4	N
Carga máxima	F_{max}	1791,4	N
Factor de seguridad	$N_{s,R}$	1,5	-
Índice de resorte	C	7	-
Numero de vueltas activas	N_a	12	-
Material: Acero inoxidable A313			
Exponente	-	0,146	m
Diámetro	-	0,8	mm
A	-	1869	$MPa \cdot mm^m$

Tabla 17: Datos del resorte delantero

6.5. Sistema de dirección

6.5.1. Cálculo del ángulo mínimo de giro.

Para el diseño del sistema de dirección, inicialmente se calcula el ángulo mínimo de α que deben tener las llantas para que el vehículo pueda recorrer una curva con $R_{min} = 3,5m$ y $R_{max} = 5,5m$. Se tienen los siguientes datos:

- Distancia entre ejes o batalla, $L = 1,75m$.
- Distancia entre pivotes de la ruedas, $a = 1,16m$.
- Ancho máximo del vehículo, $b = 1,48m$.
- Voladizo delantero del vehículo, $Vol = 0,25m$.

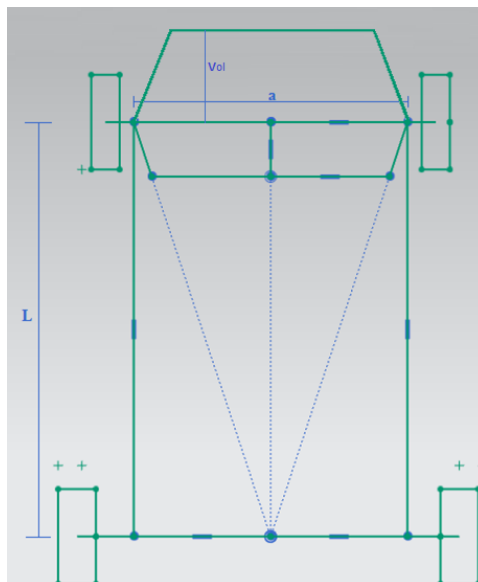


Figura 132: Medidas del vehículo.

- Se determina el ángulo φ .

$$\varphi = \arcsen\left(\frac{1,75m + 0,25m}{5,5m}\right)$$

$$\varphi = 21,32^\circ$$

- Se determina la distancia c .

$$c = \frac{1,48m - 1,16m}{2}$$

$$c = 0,16m$$

- Se determina la distancia e .

$$e = \sqrt{(0,16m)^2 + (0,25m)^2}$$

$$e = 0,296m$$

- Se determina el ángulo Ω .

$$\Omega = \arctan\left(\frac{0,16m}{0,25m}\right)$$

$$\Omega = 32,62^\circ$$

- Se determina la distancia f .

$$f = \sqrt{(0,296m)^2 + (5,5m)^2 - 2(0,296m)(5,5m)\cos(90 - (32,62^\circ - 21,32^\circ))}$$

$$f = 5,26m$$

- Se determina el ángulo mínimo de α .

$$\alpha_{min} = 21,32^\circ - \arcsen\left(\frac{0,16m}{5,26m}\sin(90 - (32,62^\circ - 21,32^\circ))\right)$$

$$\alpha_{min} = 19,4^\circ$$

Para que el vehículo pueda recorrer una curva de $R_{min} = 3,5m$ y $R_{max} = 5,5m$, el ángulo α que debe tener la dirección de las ruedas es de $19,4^\circ$.

6.5.2. Cálculo de la longitud de los brazos y barra de acoplamiento.

la distancia del eje delantero hasta el punto de corte de las prolongaciones de los brazos, puede tener el valor de L o puede variar dependiendo del diseñador. En nuestro caso la hacemos igual a $L = 1,75m$.

- Se determina la distancia d .

$$d = \sqrt{(1,75m)^2 + \left(\frac{1,16m}{2}\right)^2}$$

$$d = 1,84m$$

- Se determina el ángulo γ .

$$\gamma = \arcsen\left(\frac{1,16m}{2(1,84m)}\right)$$

$$\gamma = 18,33^\circ$$

- Se determina la distancia de la barra de acoplamiento.

$$I = \frac{1,16m(1,84m - r)}{1,84m}$$

- Se determina la longitud de los brazos.

$$\text{sen}(18,33^\circ - 35^\circ) = \frac{r^2 + (1,16m)^2 - (I - r)^2}{2(1,16m)r}$$

- Se tiene un sistema de 2 ecuaciones con 2 incógnitas, Se resuelve el sistema de ecuaciones y se obtiene que:

$$r = 0,242m$$

$$I = 1,008m$$

- Se determina el ángulo k que deben tener los brazos.

$$k = \arccos\left(\frac{1,16m - 1,008m}{2(0,242m)}\right)$$

$$k = 71,7^\circ$$

- Se determina la distancia b .

$$b = (0,242m)\text{sen}(71,7^\circ)$$

$$b = 0,23m$$

Para resolver el sistema de ecuaciones se recomienda utilizar programas de calculo para mayor facilidad y rapidez.

6.5.3. Calculo de la nueva distancia r considerando el sistema cremallera - piñón.

Para adaptar el sistema de cremallera - piñón se debe calcular nuevamente la distancia de los brazos de la dirección. Tener en cuenta que se tiene la distancia de la cremallera y la barras intermedias, estas dependen de los que se consiga en el mercado.



Figura 133: Cremallera - piñón.

En nuestro caso conseguimos un sistema de cremallera piñón con las siguientes dimensiones:

- Distancia de la cremallera, $c=0.614m$.
- Distancia de las barras intermedias, $i=0.218m$.
- Desplazamiento máximo de la cremallera, $d=0.067m$.

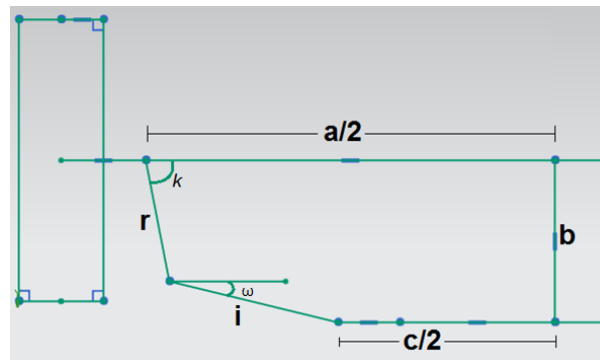


Figura 134: Nueva distancia r.

Inicialmente se deben determinar el ángulo ω , para luego poder obtener la nueva distancia del brazo del sistema de dirección.

- Se determina ángulo ω .

$$\left(\frac{1,16m - 0,614m}{2} - (0,218m)\cos\omega \right) \tan(71,1^\circ) + (0,218m)\sen\omega - b = 0$$

$$\omega = 13,06^\circ$$

- Se determina la nueva distancia de los brazos.

$$r = \frac{0,23m - (0,218m)\sen(13,06^\circ)}{\sen(71,1^\circ)}$$

$$r = 0,19m$$

Se obtiene que la nueva distancia de los brazos es de $0,19m$, agregándole el sistema de cremallera - piñón.

6.5.4. Cálculo de los ángulo α y β .

Para facilitar la obtención de los ángulos se utiliza un programa de cálculo. Tener en cuenta que los ángulos quedan en función del desplazamiento de la cremallera.

Para el ángulo α

Se tiene que X es igual a:

$$X = \left(\frac{1,16m}{2} - \left(d + \frac{0,614m}{2} \right) \right)$$

En donde d puede tomar valores desde 0 hasta 6.7cm.

$$(0,19m)^2 + (0,23m)^2 - (0,218m)^2 + X^2 - 2(0,19m)X \cos(71,1^\circ + \alpha) - 2(0,19m)(0,23m) \sin(71,1^\circ + \alpha) = 0$$

Para el ángulo β

Se tiene que Y es igual a:

$$Y = \left(\frac{1,16m}{2} - \left(-d + \frac{0,614m}{2} \right) \right)$$

En donde d puede tomar valores desde 0 hasta 6.7cm.

$$(0,19m)^2 + (0,23m)^2 - (0,218m)^2 + Y^2 - 2(0,19m)Y \cos(71,1^\circ - \beta) - 2(0,19m)(0,23m) \sin(71,1^\circ - \beta) = 0$$

6.5.5. Comparación de resultados.

Se debe compara que la trayectoria ideal vs la real, la cual el ángulo β y β' no debe generar una diferencia mayor a 2° .

Para el ángulo β' .

$$\beta' = \arctan \left(\frac{1}{\cot \alpha - \frac{1,16m}{1,75m}} \right)$$

En donde el valor de α , se toma de la tabla anterior.

Ecuación de β'	β' [grados]	$\beta - \beta'$	X	Y	X'	Y'
-0.00005590	1.5	0.0	0.58	0.02	0.59	0.02
-0.00001486	3.2	-0.1	0.58	0.03	0.59	0.03
-0.00083104	4.2	0.0	0.59	0.04	0.59	0.04
-0.00014355	5.4	-0.1	0.59	0.05	0.60	0.05
-0.00079581	6.2	-0.3	0.59	0.06	0.60	0.06
-0.00001189	6.8	-0.2	0.59	0.07	0.60	0.07
-0.00010445	8.0	-0.1	0.60	0.08	0.61	0.08
-0.00051009	9.2	-0.3	0.60	0.09	0.61	0.09
-0.00000597	10.1	-0.4	0.60	0.10	0.61	0.10
-0.00001088	10.5	-0.5	0.60	0.10	0.61	0.10
-0.00003135	11.4	-0.4	0.60	0.11	0.62	0.11
-0.00007727	12.3	-0.6	0.60	0.12	0.62	0.12
-0.00023826	13.8	-0.5	0.61	0.13	0.62	0.13
-0.00044786	14.8	-0.6	0.61	0.14	0.63	0.14
-0.00047452	14.9	0.4	0.63	0.14	0.63	0.14
-0.00088284	16.0	0.2	0.63	0.15	0.63	0.15
-0.00001442	17.5	0.2	0.64	0.17	0.63	0.17
-0.00002676	18.4	0.6	0.65	0.18	0.64	0.17
-0.00006095	20.0	0.6	0.65	0.19	0.64	0.19
-0.00009941	21.0	0.6	0.65	0.20	0.65	0.20
-0.00019185	22.7	0.5	0.66	0.21	0.65	0.21
-0.00018288	22.5	1.5	0.67	0.22	0.65	0.21
-0.00029454	23.9	1.6	0.68	0.23	0.65	0.22
-0.00039226	24.8	1.6	0.68	0.24	0.66	0.23
-0.00057885	26.2	1.7	0.68	0.25	0.66	0.25
-0.00073244	27.1	1.7	0.68	0.26	0.66	0.25

Tabla 18: Comparación de β y β' .

En la figura 121, se puede observar que la máxima diferencia obtenida fue de $1,7^\circ$, por lo tanto, es aceptable los resultados obtenidos de la trayectoria real con respecto a la ideal.

A continuación se observa la gráfica de ambas curvas.

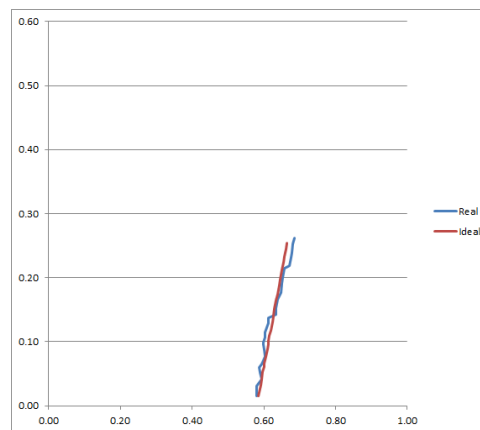


Figura 135: Gráfica de las curvas real e ideal.

Como se puede observar en la gráfica anterior, la curva real es casi semejante a la curva ideal, la diferencia máxima fue de $1,7^\circ$ y el límite permitido es de 2° . Por otro lado, para que el vehículo tenga un radio de giro de $4m$ el ángulo mínimo de α debe ser de $19,4^\circ$, el cual se alcanza cuando el desplazamiento de la cremallera es de $6.2cm$, en otras palabras se necesita girar totalmente el volante para poder cumplir con el radio de giro exigido.



Figura 136: Sistema de dirección construido.

7. Generalidades de trabajo.

En el presente capítulo se muestra evidencia de las diferentes etapas de construcción para el vehículo monoplaza de chasis tubular. Además de esto, se presenta un resumen general de los gastos realizados, así como el apoyo externo de algunas empresas y talleres de la ciudad.

7.1. Primera etapa de construcción

Como ha sido mencionado anteriormente, este proyecto surge del desarrollo del curso de Diseño Mecánico de la UTB en el primer semestre del 2017. Este es realizado por un grupo de estudiantes del curso, quienes están referenciados en el reporte presentado en el curso [2]. Durante estos 5 meses se trabajó principalmente en la construcción del chasis tubular, y acoplar los distintos mecanismos adquiridos para la conformación total del vehículo. A continuación se presenta un resumen paso a paso de lo realizado en el proyecto:

1. Diseño preliminar de chasis tubular.
2. Compra de tubos de acero galvanizado.
3. Doblar y soldar tubos en taller.
4. Construcción general del chasis tubular.
5. Búsqueda y compra del motor según necesidades.
6. Compra de llantas mediante pedido nacional.
7. Realizar mantenimiento y adecuación del motor.
8. Compra de amortiguadores.
9. Búsqueda y compra del diferencial para la transmisión.
10. Compra de juntas cardan.
11. Acople del diferencial y el motor en estructura tubular.
12. Compra de semi-ejes y cojinetes.
13. Acople total de la transmisión.
14. Construcción e instalación de tijeras y amortiguadores traseros.
15. Instalación de llantas traseras.
16. Instalación de amortiguadores delanteros.
17. Acople de llantas delanteras.
18. Instalación del sistema de dirección: Junta cardan y volante.
19. Búsqueda de pedales e instalación.
20. Instalación de frenos traseros y acople a los pedales.
21. Acople del pedal acelerador al motor.
22. Pruebas y funcionamiento.
23. Corrección de problemas y fallas de funcionamiento.
24. Acabado del vehículo: Pintura y publicidad.
25. Presentación final del proyecto.

A continuación se presenta evidencia de lo realizado en esta primera etapa de construcción:



Figura 137: Base de chasis tubular.



Figura 138: Chasis tubular construido.



Figura 139: Adquisición de las llantas seleccionadas.



Figura 140: Motor adquirido, aún sin mantenimiento.



Figura 141: Ensamble trasero de motor, diferencial, suspensión y llantas.



Figura 142: Ensamble delantero de tijeras y llantas.



Figura 143: Semi-eje trasero.



Figura 144: Primer ensamble general del vehículo.



Figura 145: Presentación preliminar del vehículo en la Universidad.



Figura 146: Acabado del vehículo.



Figura 147: Presentación final del proyecto.

7.2. Segunda etapa de construcción

En esta segunda etapa de construcción se trabajó detalladamente en mejorar los diferentes sistemas del vehículo, atendiendo a algunos problemas que presentaba.

1. Compra de tubos de acero galvanizado.
2. Corte y soldadura de tubos a estructura tubular.
3. Reparación de sistema de transmisión, mejoramiento del sistema a través de acople por piñón.
4. Cambio de empaques en calíper de frenos para optimizar frenado.
5. Diseño y construcción recubrimiento asiento conductor.
6. Soportes o mini-amortiguadores para asiento conductor.
7. Mantenimiento y pruebas de funcionamiento de semi-eje trasero.
8. Mantenimiento a carburador del motor.
9. Mantenimiento a motor.
10. Etapa de acabado: Lijado, pulido y pintura.
11. Pruebas de funcionamiento de frenos y potencia del motor.



Figura 148: Soldadura lateral del chasis



Figura 149: Soldadura trasera del chasis



Figura 150: Acabado etapa 1



Figura 151: Acabado etapa 2



Figura 152: Acabado etapa 2



Figura 153: Acabado etapa 3



Figura 154: Acabado etapa 4



Figura 155: Vehículo monoplaza con chasis tubular a gasolina

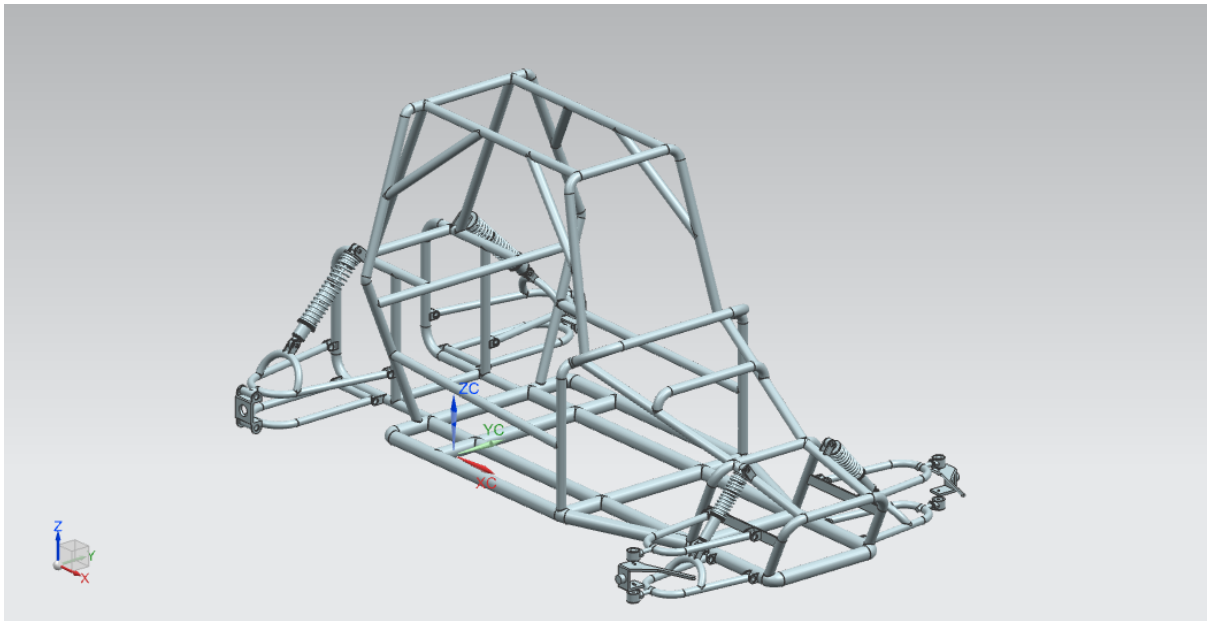


Figura 156: Modelo CAD del chasis vista isométrica.

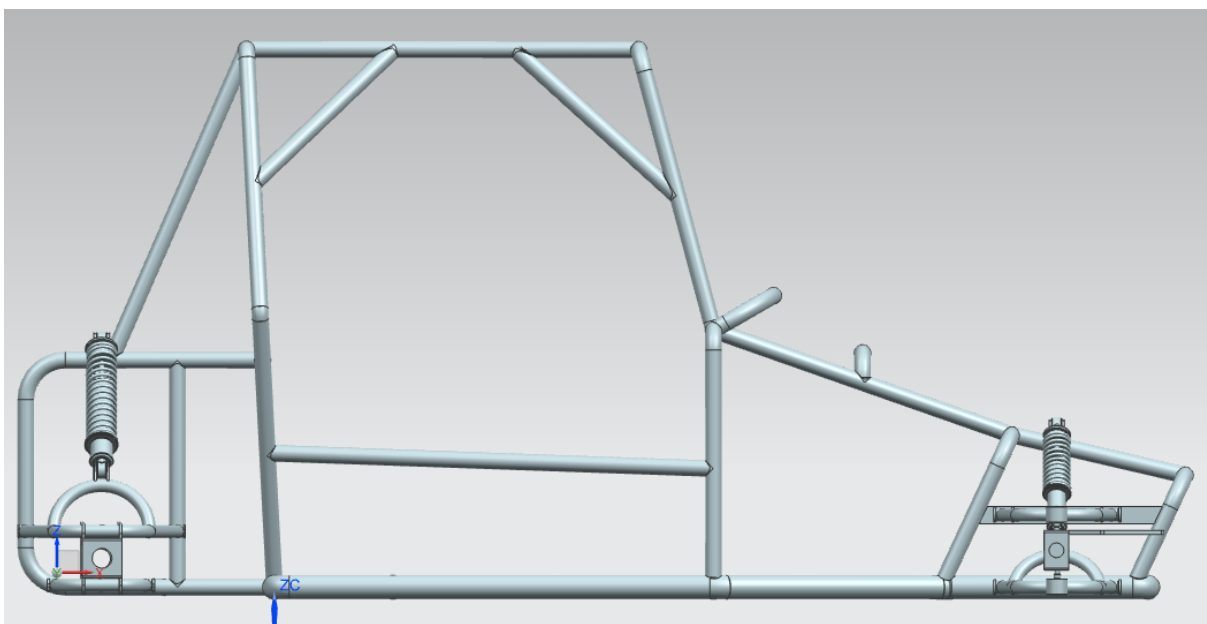


Figura 157: Modelo CAD del chasis vista lateral.

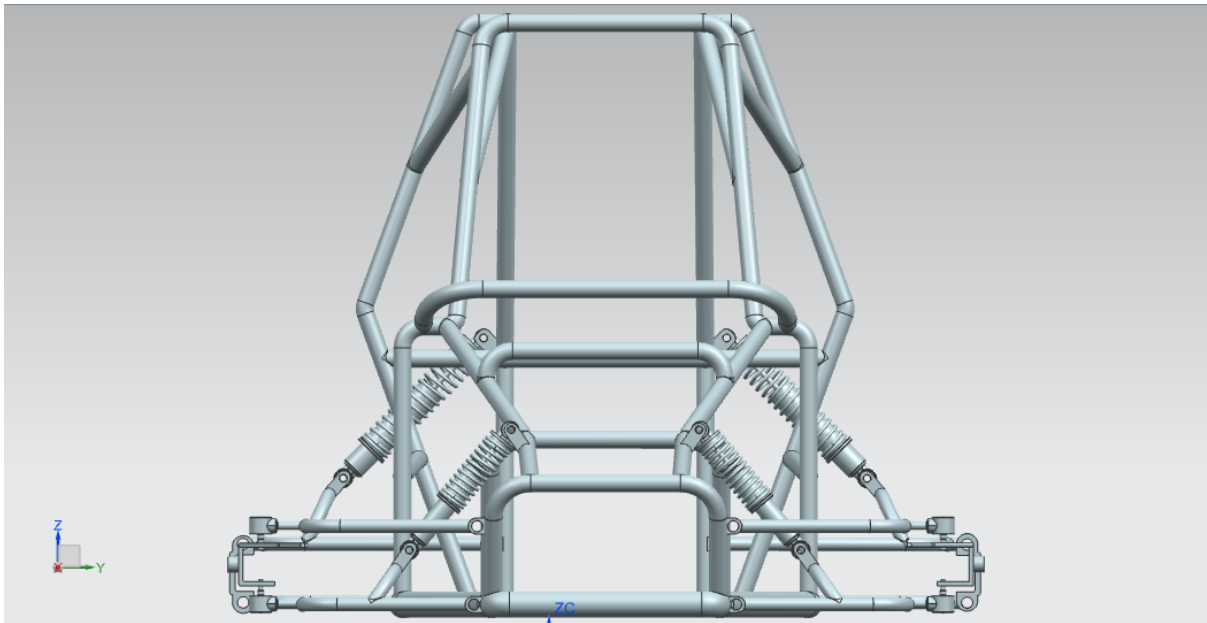


Figura 158: Modelo CAD del chasis vista frontal.

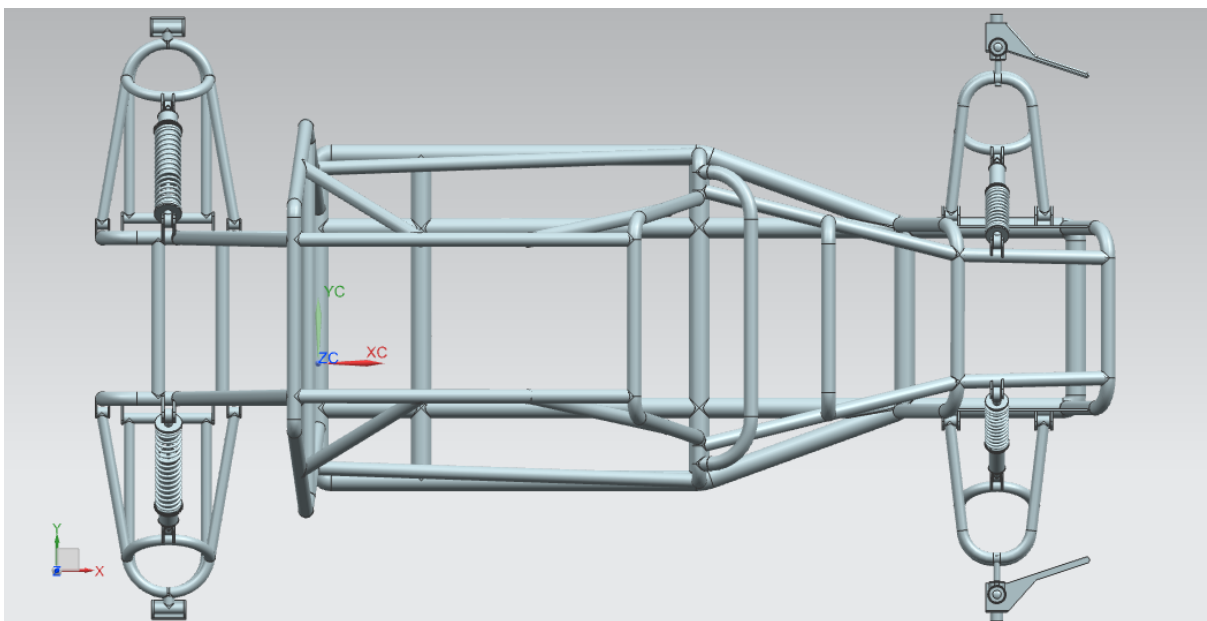


Figura 159: Modelo CAD del chasis vista superior.

8. Conclusiones.

El presente trabajo de grado ha culminado con el cumplimiento satisfactorio de los objetivos propuestos en términos de diseño y construcción para un vehículo monoplaza con chasis tubular a gasolina. Este se desarrolló bajo ciertas condiciones y requerimientos aplicativos que fueron alcanzados, y están descritos a lo largo del documento. El proceso de diseño implementado para el chasis y los diferentes sistemas son definidos bajo referencias internacionales y trabajos aplicativos similares previamente realizados, sin embargo, puede determinarse como una metodología de trabajo propia y sirve como referencia sólida para estudiantes o interesados en la construcción de este tipo de vehículos.

A continuación se presentan los principales resultados del proyecto:

- El análisis estático realizado al chasis tubular preliminarmente diseñado, determinó un esfuerzo admisible de $282MPa$ con acero galvanizado como material seleccionado. Aplicando el criterio de Von Misses se pudo definir que el diámetro externo es de $2in$ y el diámetro interno de $1,75in$, para lo cual se obtiene un esfuerzo de Von Misses de $250MPa$, siendo inferior al admisible. La resistencia a la fatiga del material es de $251,883MPa$.
- Se realizaron 5 iteraciones de diseño para el chasis utilizando análisis por elementos finitos, resultando en una deformación de $1,536mm$ y un esfuerzo de $137,13MPa$, valores que garantizan la seguridad del pasajero. Es importante mencionar que se tuvo en cuenta la norma internacional para chasis antivuelco de la R. F. E. de A. Además, se realizó un análisis de sensibilidad que determinó un mallado óptimo de $8mm$, obteniendo una deformación de $1,546mm$ y un esfuerzo de $139,57MPa$.
- El análisis dinámico se realizó para modelar impacto del chasis en tres alturas diferentes: $3cm$, $8cm$ y $12cm$. Para estas alturas se obtuvo una fuerza de impacto al vehículo de $3037N$, $7496N$ y $8957N$ respectivamente. Realizando una comparación con la resistencia a la fatiga de estas cargas se concluyó que para las alturas de $3cm$ y $8cm$, el chasis resiste para vida infinita (10^6 ciclos) aplicando las cargas en cualquier sentido. Sin embargo, para $12cm$ resiste para vida fina ($840,000$ ciclos), debido a que el esfuerzo por elementos finitos es de $108,69MPa$ siendo mayor a la resistencia de fatiga para vida infinita siendo este $105,15MPa$.
- La potencia necesaria calculada en el diseño de la transmisión fue de $15HP$, debido a que debe cumplir diferentes requerimientos de funcionamiento en pendiente y terreno llano, a ciertas velocidades. El motor adquirido es de una Moto Honda Wave de $100CC$, con una potencia de $6,8HP$. Es menor al calculado debido a bajo presupuesto y disponibilidad del mercado, sin embargo, al realizar las pruebas se obtiene como resultado un rendimiento aceptable considerando el peso del vehículo. Las especificaciones del motor se encuentran en la tabla 8 del documento. Por último, se concluye que el motor y carburador del vehículo requieren mantenimiento periódico debido a contratiempos presentados que han sido solucionados correctamente.

- Se implementó un diferencial en la transmisión, el cual pertenecía a un Renault 9, lo que permitió mejorar el rendimiento de la transmisión en términos de torque. La relación de dientes de este es de 4.5. Además, se concluye que es muy importante ubicar correctamente el motor y la transmisión del vehículo para aprovechar la máxima potencia brindada por este. Se implementó una junta cardan que permitió garantizar la correcta transmisión de la salida del eje del motor al diferencial.
- El sistema de frenos se ubicó solo en el semi-eje trasero debido a que los cálculos indicaron que la fuerza de frenado necesaria era de $1716,75N$, la cual corresponde a un par de frenado de $106,05Nm$, y encontramos en el mercado frenos de disco que cumplía con este requerimiento. El par de frenado de los frenos de disco seleccionados es de $148Nm$. Al realizar pruebas de frenado a diferentes velocidades entre $0km/h$ y $40km/h$ se concluye que los frenos trabajan de forma óptima y garantizan la seguridad del conductor.
- Se implementó una suspensión independiente de brazos oscilantes tipo tijera, para la cual se establecieron resortes y amortiguadores delanteros y traseros. Las especificaciones de estos se encuentran en la sección 3.5. Además, se realizaron análisis de elementos finitos para tijeras trasera y delanteras, resultando en deformaciones de $0,378mm$ y $0,615mm$, y esfuerzos de $210,25MPa$ y $251,74MPa$, siendo aceptables debido a que no superan el esfuerzo admisible del material.
- El sistema de dirección implementado responde a la dirección Ackerman, cumpliendo satisfactoriamente con el radio de giro de $4m$ requerido, bajo una composición geométrica descrita en la sección 3.6. Se concluye que es posible mejorar el sistema de dirección a través de las longitudes de las manguetas y la barra de acoplamiento que permite girar las llantas delanteras. El ángulo de trabajo de nuestra dirección es de $19,4\text{ deg}$, y la longitud del brazo es de $0,19m$.
- Se realizaron pruebas de funcionamiento del vehículo en la Universidad Tecnológica de Bolívar, de las que se puede destacar la seguridad, confort y maniobrabilidad del vehículo. Se concluye que las condiciones de peso y terreno inclinado, exigen al vehículo un motor con mayor potencia para optimizar el desempeño en velocidad del mismo. Además de esto, es importante mencionar que se cumplen de forma general los objetivos de diseño propuestos, pues llevados a la realidad el vehículo tiene autonomía y correcto funcionamiento.

Por último y no menos importante, concluimos un trabajo bastante provechoso en conocimiento y experiencia para los responsables del mismo, permitiéndonos adquirir un sentido investigativo y aplicativo importante para nuestra formación personal y profesional.

9. Referencias Bibliográficas.

[1] NX 10.0, Siemens PLM Software

[2] Campo, E., Coronell, M., Dell'oro, S., Giraldo, J., Gutierrez, J., Jimenez, K., Jimenez, A., Kawahara, T., Martinez, D., Monsalvez, L., Montes, A., Nieto, E., Ocampo, R., Tangua, J., Yemail, G. & Yepez, J. (2017). Diseño y construcción de un vehículo monoplaza (Proyecto de Curso). Universidad Tecnológica de Bolívar. Cartagena, Colombia.

[3] Jimenez, A. (2010). Diseño y análisis de un chasis tipo carcass mediante el método de los elementos finitos. (Tesis de pregrado). Universidad Carlos III de Madrid. Madrid, España.

Recuperado de <https://e-archivo.uc3m.es/handle/10016/10964>

[4] Cabrera, M. & Márquez, J. (2014). Diseño y construcción de un chasis tubular para un vehículo de competición tipo Supercrosscar (Tesis de pregrado). Universidad Politécnica Salesiana de Cuenca. Cuenca, Ecuador.

Recuperado de <https://dspace.ups.edu.ec/bitstream/123456789/7182/1/UPS-CT004038.pdf>

[5] Mastrascusa, D. & Marrugo, W. (2017). Diseño estocástico de un vehículo biplaza de chasis tubular (Tesis de pregrado). Universidad Tecnológica de Bolívar. Cartagena, Colombia.

[6] Cascajosa, M. (2000). Ingeniería de vehículos: Sistemas y Cálculo. Madrid, España. Editorial Alfaomega.

[7] Edebé (1981). Tecnología Automoción 5. Barcelona, España. Editorial Edebé.

[8] Rodríguez, J. (2006). Diseño, cálculo y construcción/adaptación del sistema de frenado para un prototipo de fórmula SAE (Tesis de pregrado). Universidad Pontificia Comillas. Madrid, España.

[9] Frenos Bosch. (2017). Sistema de frenado Bosch. Bosch innovación para tu vida. Bosch Automovil.

Recuperado de http://es.bosch-automotive.com/es/internet/parts/parts_and_accessories/service_parts/brakes/brakes.html.

[10] Pulgarín, M. & Zabala, J. (2013). Diseño, construcción y pruebas de un vehículo prototipo Supermileage (Tesis de pregrado). Universidad Tecnológica de Pereira. Pereira, Colombia.

[11] Pauta, P. & Villacís, J. (2012). Diseño y construcción de un vehículo biplaza de

estructura tubular con motor mono-cilíndrico Yamaha YFM 200 (Tesis de pregrado). Universidad del Azuay. Cuenca, Ecuador.

[12] Pulido, C. (2014). Diseño del sistema de suspensión para un vehículo de formula Student (Tesis de pregrado). Universidad Carlos III de Madrid. Madrid, España.

[13] Pimentel, A. (2007). Validación de componentes para una suspensión neumática en un vehículo utilitario (Tesis de pregrado). Instituto politécnico nacional. Mexico D. F. Recuperado de https://tesis.ipn.mx/bitstream/handle/123456789/1305/Validacion_de_componentes_para_una_suspension_neumatica_en_un_vehiculo_utilitario.pdf?sequence=1&isAllowed=y

[14] Caragay, C. & Caragay S. (2015). Diseño y Construcción del sistema de suspensión de un vehículo monoplaza para la competencia Formula Student (Tesis de pregrado). Universidad Politécnica Salesiana de Cuenca. Cuenca, Ecuador. Recuperado de <https://dspace.ups.edu.ec/bitstream/123456789/8929/1/UPS-CT005175.pdf>

[15] Luque, P., Alvarez, D. & Vera, C. (2008). Ingeniería del automóvil. Sistemas y comportamiento dinámico. Madrid, España. Editorial International Thomson Editores.

[16] Francisco, (2017). Vehículo monoplaza tipo buggy. Descubre ideas sobre Alguna Vez. pinterest. Recuperado de <https://co.pinterest.com/pin/768074911420304937/>

[17] Icontec International, (2016). NTC 1560: Tubos de acero al carbono laminados en caliente soldados por resistencia eléctrica para uso general. Bogota, Colombia. Tercera edición. Recuperado de <https://tienda.icontec.org/wp-content/uploads/pdfs/NTC1560.pdf>

[18] Colmena Acero en evolución, (2015). Linea de cerramiento negra y galvanizada NTC-1560. Consorcio metalúrgico nacional LTDA. Recuperado de http://www.tuboscolmena.com/web/fichas/LINEA_CERRAMIENTO.pdf

[19] Budynas, R & Nisbett, J. (2010). Shigely's Mechanical Engineering Design. Editorial McGraw-Hill

[20] MMP Mantenimiento mecánico preventivo, (2015, Octubre 10). Angulo de salida [Archivo de video]. Recuperado de <https://www.youtube.com/watch?v=7rpIGyo1f1Y>

[21] MMP Mantenimiento mecánico preventivo, (2015, Octubre 10). Angulo de caída [Archivo de video]. Recuperado de <https://www.youtube.com/watch?v=6QxAOADR25o&t=38s>

[22] MMP Mantenimiento mecánico preventivo, (2015, Octubre 10). Angulo de caída [Archivo de video]. Recuperado de <https://www.youtube.com/watch?v=yGfEaGDl2bs&t=>

32s

- [23] MMP Mantenimiento mecánico preventivo, (2015, Octubre 10). Convergencia Divergencia [Archivo de video]. Recuperado de <https://www.youtube.com/watch?v=1lvsRHzeuLM>
- [24] Oleohidráulica Verion, (2017). Coeficiente de rodadura. Coeficiente de fricción de rodado del neumático en diferentes superficie. Verion. Recuperado de http://www.verion.com.ar/images/productos/tablas-de-conversion-y-formulas/aplicaciones_para_motores_hidraulicos.pdf
- [25] Aerodinámica en camiones, (2017). Coeficiente de aire. Ingeniería mecánica aerodinámica en camiones un ferrari de los pesos pesados. Motor en marcha. Recuperado de <http://motorenmarcha.com/aerodinamica-en-camiones/>
- [26] Martines, E. (2013). Calculo de resortes helicoidales de compresión (Tesis de pregrado). Universidad politécnica de Cartagena. Cartagena, España. Recuperado de <http://repositorio.upct.es/bitstream/handle/10317/3379/pfc5169.pdf;jsessionid=543D04549541B366A9AB406AB757F0E6?sequence=1>
- [27] Ogata, K. (2010). Ingeniería de control moderna. Madrir, España. Editorial Pearson.
- [28] Índice Internacional de Rugosidad, (2017). Modelo Masa Resorte Amortiguador. Ingeniería civil en el Salvador. Blogpost. Recuperado de <http://ingenieriasalva.blogspot.com/2008/12/indice-internacional-de-rugosidad-iri.html>
- [29] Michelin: Ayudame a escoger la llanta correcta, (2018). Recuperado de: <https://www.michelin.com.co/CO/es/ayuda-y-asistencia/ayuda-para-elegir-la-llanta-correcta.html>
- [30] Amortiguador de Schock de la moto CB110, (2017). Timrich. Shenzhen Derui Sourcing Co., Ltd. Recuperado de: https://es.made-in-china.com/co_timrichsourcing/product_CB110-Motorbike-Schock-Absorber-Motorcycle-Shock-Absorber_gnehonug.html
- [31] CS125 Schock Absorber, Motorbike Shock Absorber para Bajaj, (2017). Timrich. Shenzhen Derui Sourcing Co., Ltd. Recuperado de: https://es.made-in-china.com/co_timrichsourcing/product_CS125-Schock-Absorber-Motorbike-Shock-Absorber-for-Bajaj_gneeseng.html

10. Anexos

- Anexo 1: CALCULO DEL ESFUERZO ADMISIBLE.

$$\begin{aligned}
 Esfuerzo_{ultimo} &= 433,168; MPa \\
 cx &= 0,1; Coeficiente\ de\ variacion\ de\ desviacion\ / \ valor\ medio \\
 desv &= cx * Esfuerzo_{ultimo}; \\
 M_y &= \log(Esfuerzo_{ultimo}) - \log(\sqrt{1 + cx^2}); \\
 Desv_y &= \sqrt{\log(1 + cx^2)}; \\
 p &= cdfnor('X', M_y, Desv_y, 10^{(-5)}, 1 - 10^{(-5)}); \\
 Esfuerzo_{admisible} &= (\%e)^p; \\
 Factor_{de\ seguridad} &= Esfuerzo_{ultimo} / Esfuerzo_{admisible};
 \end{aligned}$$

- Anexo 2: CALCULO DEL DIAMETRO DEL TUBO.

$$\begin{aligned}
 pulg &: 0,0254; \\
 Mpa &: 1e6; \\
 rpm &: 2 * \%pi/60; \\
 grados &: \%pi/180; \\
 Dex &: 2; \\
 Esf_v(s1, s2, s3) &:= \sqrt{((s1 - s2)^2 + (s2 - s3)^2 + (s3 - s1)^2)/2} \\
 ; \\
 crit_falla(Din, Torsion, Mflex) &:= \text{block}(rin : (Din/2) * pulg, \\
 &rex : (Dex/2) * pulg, \\
 I : \%pi * ((2 * rex)^4 - (2 * rin)^4)/64, \\
 J : 2 * I, \\
 tau : Torsion * rex/J, \\
 sflex : Mflex * rex/I, \\
 M : \text{matrix}([sflex, 0, 0], [0, 0, tau], [0, tau, 0]), \\
 ls : \text{eigenvalues}(M), \\
 s1 : ls[1][1], \\
 s2 : ls[1][2], \\
 s3 : ls[1][3], \\
 svm : Esf_v(s1, s2, s3))
 \end{aligned}$$

11. Planos.

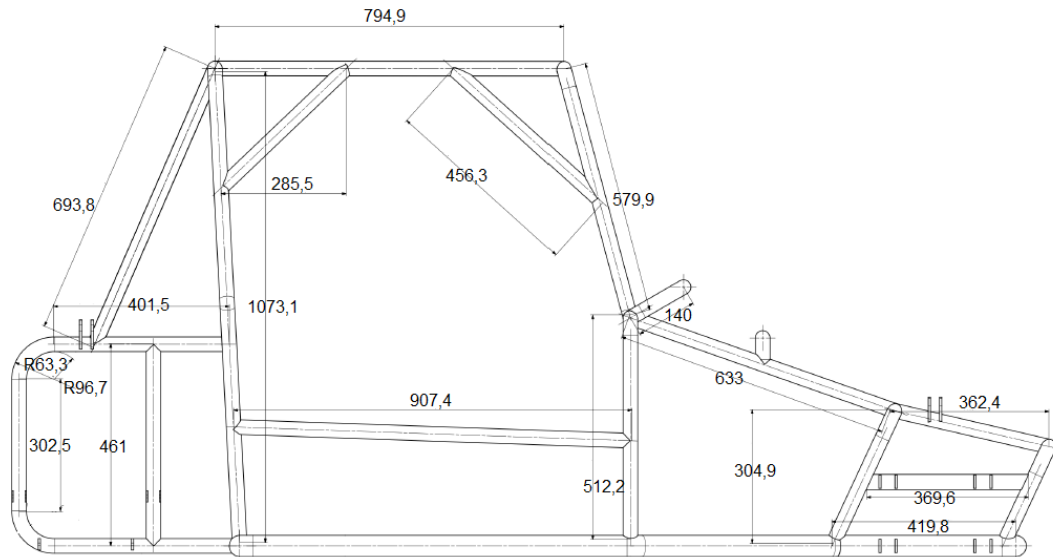


Figura 160: Vista lateral del modelo CAD del chasis.

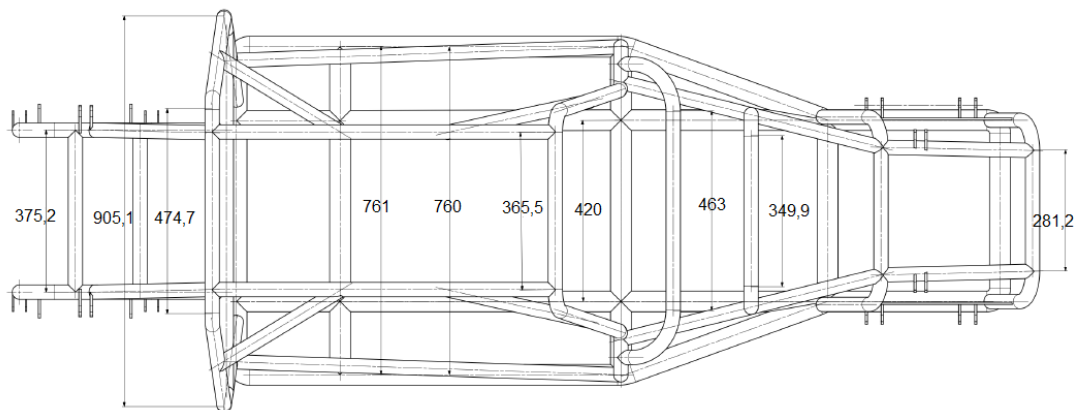


Figura 161: Vista superior del modelo CAD del chasis.

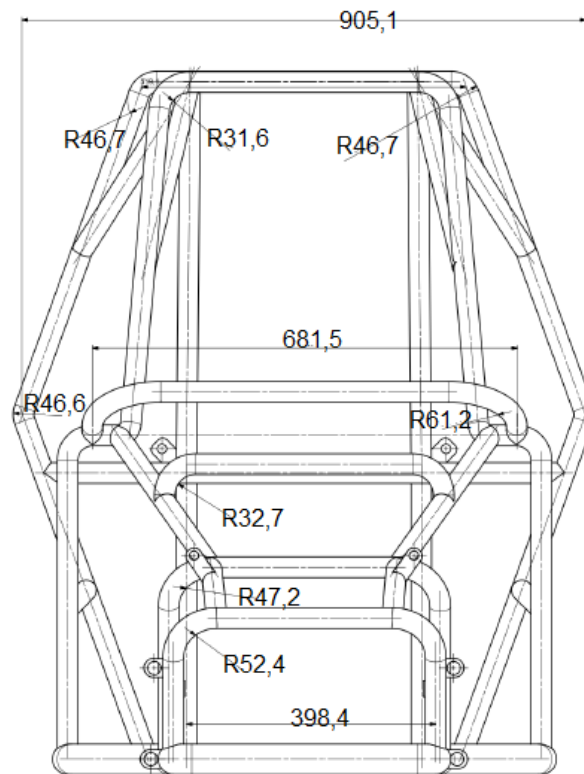


Figura 162: Vista frontal del modelo CAD del chasis.

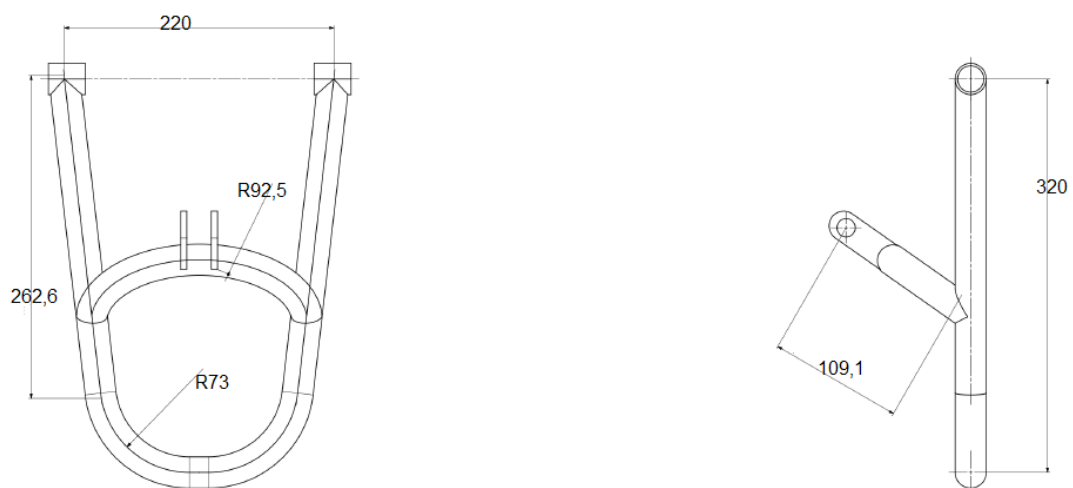


Figura 163: Tijera delantera inferior.

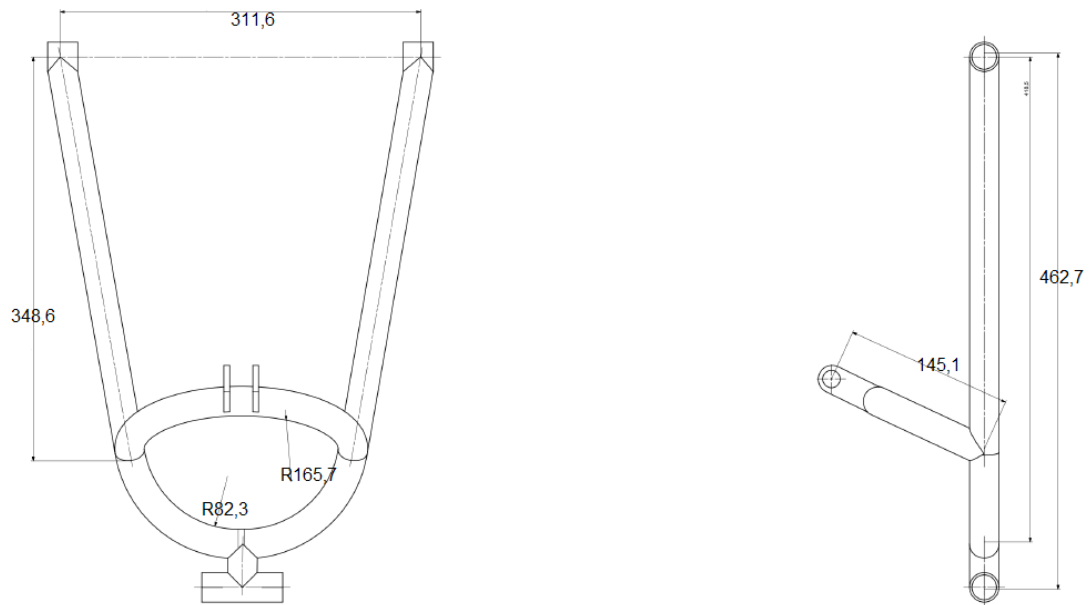


Figura 164: Tijera trasera superior.

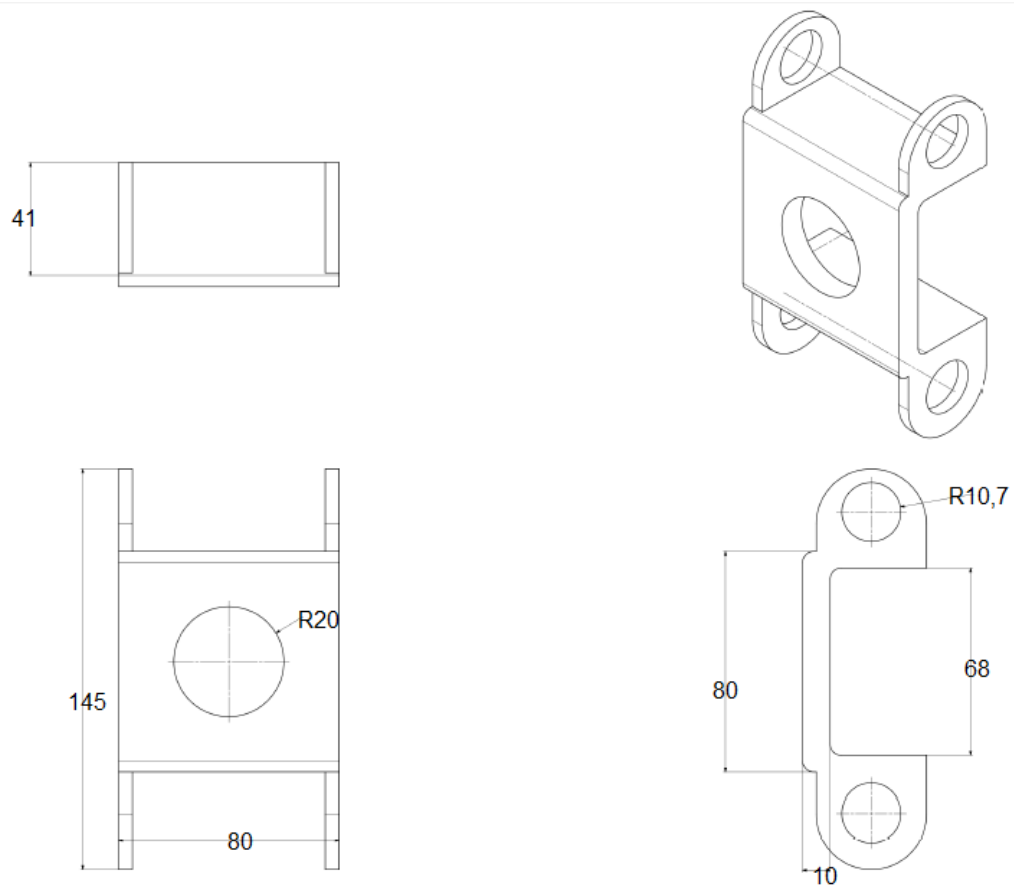


Figura 165: Mangueta trasera.

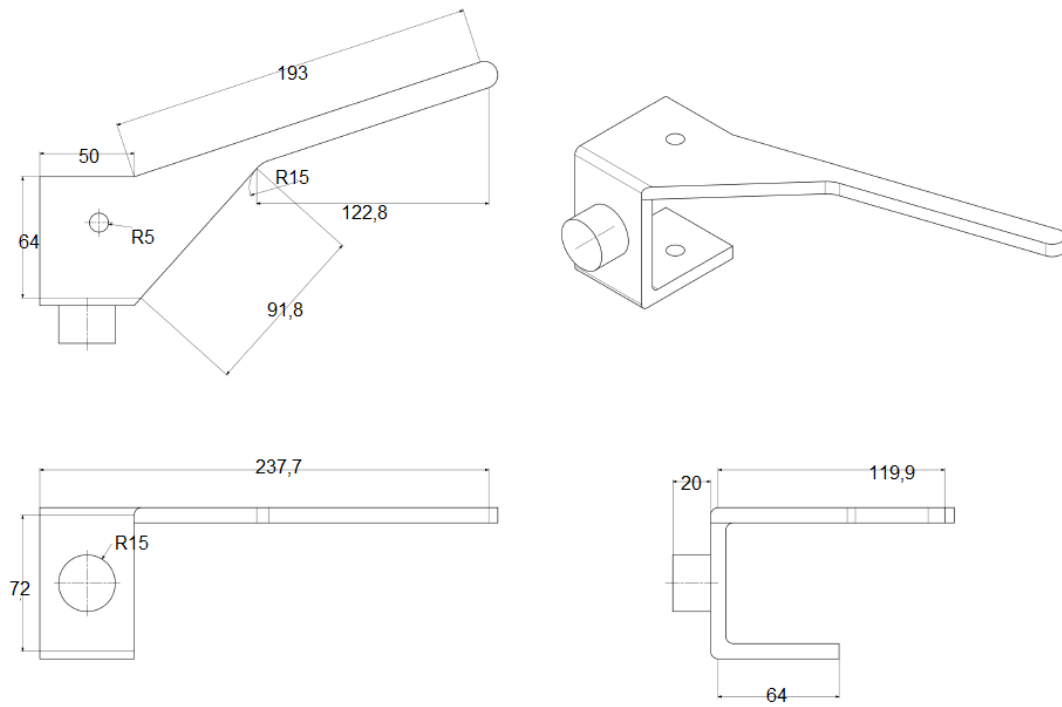


Figura 166: Mangueta delantera.