

**UNIVERSIDAD SAN FRANCISCO DE QUITO USFQ**

**Colegio de Ciencias e Ingenierías**

**Diseño y construcción de un sistema de suspensión, y acoplamiento de  
sistemas de frenado  
y dirección, para un automóvil de la Formula SAE.**

**Nicolas Kelvy Pazmiño Cifuentes  
Francisco Xavier Tates Flores  
Raúl Damiann Pérez Curay  
Pablo Andrés Rivera Morán**

**Patricio Gabriel Chiriboga Arroyo, PhD.  
Director de Trabajo de Titulación**

Trabajo de titulación de posgrado presentado como requisito  
para la obtención del título de Ingeniero Mecánico

Quito, 18 de mayo de 2024

# UNIVERSIDAD SAN FRANCISCO DE QUITO USFQ

## Colegio de Ciencias e Ingenierías

### HOJA DE CALIFICACIÓN DE FIN DE CARRERA

**Diseño y construcción de un sistema de suspensión, y acoplamiento de sistemas de frenado y dirección, para un automóvil de la Formula SAE.**

**Nicolas Kelvy Pazmiño Cifuentes**  
**Francisco Xavier Tates Flores**  
**Raúl Damiann Pérez Curay**  
**Pablo Andrés Rivera Morán**

Patricio Chiriboga, PhD.

Director de Tesis:

---

Lorena Bejarano, PhD.

Coordinadora del Colegio de Ciencias e Ingeniería

---

Alfredo Valarezo, PhD.

Miembro del Comité de Tesis

---

Marco León, PhD.

Miembro del Comité de Tesis

---

**Quito, 18 de mayo de 2024**

**© Derechos de autor**

Por medio del presente documento certifico que he leído todas las Políticas y Manuales de la Universidad San Francisco de Quito USFQ, incluyendo la Política de Propiedad Intelectual USFQ, y estoy de acuerdo con su contenido, por lo que los derechos de propiedad intelectual del presente trabajo quedan sujetos a lo dispuesto en esas Políticas.

Asimismo, autorizo a la USFQ para que realice la digitalización y publicación de este trabajo en el repositorio virtual, de conformidad a lo dispuesto en la Ley Orgánica de Educación Superior del Ecuador.

Nombre del estudiante:                   Nicolas Kelvy Pazmiño Cifuentes

Raúl Damiann Pérez Curay

Francisco Xavier Tates Flores

Pablo Andrés Rivera Morán

Código de estudiante:                   00216532

00320311

00139781

00320846

C.I.:   1722163613

2000111720

1718573320

1720488996

Lugar y fecha:

Quito, 18 de mayo de 2024.

### **Aclaración para publicación**

**Nota:** El presente trabajo, en su totalidad o cualquiera de sus partes, no debe ser considerado como una publicación, incluso a pesar de estar disponible sin restricciones a través de un repositorio institucional. Esta declaración se alinea con las prácticas y recomendaciones presentadas por el Committee on Publication Ethics COPE descritas por Barbour et al. (2017) Discussion document on best practice for issues around theses publishing, disponible en <http://bit.ly/COPETHeses>.

### **Unpublished document**

**Note:** The following graduation project is available through Universidad San Francisco de Quito USFQ institutional repository. Nonetheless, this project – in whole or in part – should not be considered a publication. This statement follows the recommendations presented by the Committee on Publication Ethics COPE described by Barbour et al. (2017) Discussion document on best practice for issues around theses publishing available on <http://bit.ly/COPETHeses>.

## DEDICATORIA

### **Francisco Tates**

Con profunda emoción y sincero agradecimiento, dedico esta tesis a mis pilares fundamentales: mis padres, quienes con su amor incondicional, apoyo inquebrantable y aliento constante me han impulsado a perseguir mis sueños y alcanzar mis metas. A mis hermanos por siempre estar al pendiente y apoyándome en todo. A mi familia en general, por su cariño, comprensión y por estar siempre presentes. De manera especial, dedico este trabajo a la memoria de mis queridos abuelos, quienes desde el cielo siempre estuvieron presentes en mi camino. Su amor, sus valores y sus enseñanzas han sido una guía fundamental en mi vida. Gracias a todos ustedes por ser parte de este sueño hecho realidad.

### **Nicolas Pazmiño**

Quiero expresar mi más profundo agradecimiento a mis más grandes apoyos: mis dos padres, mis dos abuelitas y mi hermana. Todo este proyecto y mi carrera profesional se los debo a estas personas excepcionales, aunque una de ellas ya no esté conmigo. Les menciono con gratitud porque todo lo que soy y todo lo que he logrado lo hago en honor a ellos, con el deseo de que se sientan orgullosos de la persona y profesional que he llegado a ser gracias a su guía y amor incondicional. Además, quiero extender mi reconocimiento a mis dos fieles perritos, quienes han sido compañeros inseparables durante las largas noches de estudio. Su lealtad y cariño han sido un gran apoyo en este camino.

### **Pablo Rivera**

Este trabajo de tesis está dedicado a aquellas personas que, con su apoyo y amor incondicional, han hecho posible la culminación de esta etapa tan importante en mi vida. A mis padres, Gloria y Herman, por ser mi mayor fuente de inspiración. Gracias por su amor, sus sacrificios y por enseñarme el valor del esfuerzo y la perseverancia. Su confianza en mí ha sido el motor que me

ha impulsado a seguir adelante. Cada logro mío es un reflejo de su esfuerzo y entrega. A mi abue, quien estuvo siempre pendiente de mi progreso en la carrera, y nunca faltó en darme apoyo para cumplir mis objetivos. A todos ustedes, dedico este trabajo con profunda gratitud y cariño.

### **Raúl Pérez**

Dedico esta tesis a mis padres, gracias por su amor incondicional, sus sacrificios, por su apoyo constante y por creer en mí en cada paso. Gracias por ser mi guía y mi inspiración. A mi abue, cuyo cariño y sabiduría han sido un pilar en mi vida. Tu fuerza y determinación me han motivado a superar los desafíos y a buscar siempre ser mi mejor versión. A mi hermana pequeña, a quien dedico este logro con la esperanza de que sigas tus sueños y alcances todas tus metas. Que mis pasos sean una fuente de inspiración para ti y que encuentres en ellos la fuerza para construir tu propio camino hacia el éxito.

## **AGRADECIMIENTOS**

En primer lugar, queremos agradecer a nuestro tutor de tesis, Patricio Chiriboga, por habernos guiado de manera firme y exitosa a lo largo de este extenso proceso. Este proyecto presentó muchas dificultades, pero gracias a su liderazgo pudimos sobresalir. También queremos expresar nuestro agradecimiento al ingeniero Luis Caranguay, quien nos asistió y guió en la construcción física del carro. Luis fue fundamental para ensamblar los diferentes sistemas, asegurando que este proyecto tenga la capacidad de ser utilizado en el futuro. De igual manera, queremos agradecer a Dios por su constante apoyo y bendiciones a lo largo de este viaje.

## RESUMEN

El presente estudio se centra en el diseño y construcción de un sistema de suspensión, así como en el acoplamiento de sistemas de frenado y dirección de un chasis previo al monoplaza actual, para un automóvil de la Formula SAE. Se llevará a cabo un análisis detallado del monoplaza para determinar las fuerzas que influyen en él, lo que permitirá diseñar un sistema de suspensión óptimo para los ejes frontales y posteriores del vehículo. Se realizarán estudios estáticos y dinámicos para evaluar el rendimiento del sistema de suspensión.

Utilizando herramientas de diseño asistido por computadora (CAD), se modelarán las piezas necesarias, las cuales serán posteriormente maquinadas y soldadas al chasis del monoplaza. Además, se implementará un nuevo pedal de freno de acuerdo con las normativas de la SAE y se llevará a cabo el mantenimiento del sistema hidráulico de frenado.

**Palabras clave:** Centro de gravedad, varillas de empuje, rótulas, cabeceo, coeficiente de rigidez, amortiguador, ejes, paralelogramo deformable, McPherson.



## **ABSTRACT**

The present study focuses on the design and construction of a suspension system, as well as the integration of braking and steering systems from a previous chassis into the current Formula SAE car. A detailed analysis of the monoplane will be carried out to determine the forces influencing it, allowing for the design of an optimal suspension system for both the front and rear axles of the vehicle. Static and dynamic studies will be conducted to assess the performance of the suspension system.

Using computer-aided design (CAD) tools, the necessary parts will be modeled, which will then be machined and welded onto the monoplane chassis. Additionally, a new brake pedal will be implemented in accordance with SAE regulations, and maintenance of the hydraulic braking system will be performed.

## TABLA DE CONTENIDO

<b>1. INTRODUCCIÓN.....</b>	<b>16</b>
1.1. Declaración del Problema .....	17
1.2. Objetivos:.....	18
1.2.1. Objetivo general.....	18
1.2.2. Objetivos específicos.....	18
1.3. Requerimientos .....	19
1.3.1. Requerimientos técnicos.....	19
1.3.2. Requerimientos planteados por los estudiantes.....	20
1.4. Diseños de conceptos y selección sistema de suspensión.....	21
1.4.1. Sistema principal.....	21
1.4.1.1. Criterios ingenieriles del sistema principal.....	24
1.4.2. Subsistemas.....	24
1.4.2.1. Métodos de accionamiento del resorte o muelle: .....	24
1.4.2.2. Criterios ingenieriles del sistema de accionamiento.....	27
1.4.3. Resortes.....	28
1.4.3.1. Criterios ingenieriles para los resortes.....	29
1.4.4. Amortiguadores.....	30
1.4.4.1. Criterios ingenieriles para amortiguadores.....	33
1.4.5. Unión del sistema de dirección al chasis.....	34
1.4.5.1. Criterios ingenieriles para el acoplamiento de la dirección al nuevo chasis.....	35
1.4.6. Selección de material para la optimización del sistema de frenos.....	36
1.4.6.1. Criterios ingenieriles para el recubrimiento de las mangueras .....	38
1.5. Project management.....	38
1.5.1. Diagrama de Gantt.....	39
1.6. Estándares ingenieriles.....	44
1.7. Revisión de la literatura .....	45
<b>2. MATERIALES Y METODOS .....</b>	<b>49</b>
2.1. Selección de material y componentes.....	49
2.1.1. Sistema principal.....	49
2.1.2. Métodos de accionamiento del resorte o muelle: .....	51
2.1.3. Resortes.....	53
2.1.4. Amortiguadores.....	54
2.1.5. Unión del sistema de dirección al chasis.....	56
2.1.6. Selección de material para la optimización del sistema de frenos.....	57
2.2. Plan de manufactura .....	58
<b>3. RESULTADOS Y DISCUSIONES .....</b>	<b>66</b>
3.1. Reporte de Diseño.....	66
3.2. Análisis Ingenieril.....	67
3.2.1. Análisis estático y dinámico.....	67
3.2.2. Transferencia de fuerza en curvas para vehículos de formula SAE.....	71
3.2.3. Transferencia de carga longitudinal en vehículos.....	74
3.2.4. Desplazamiento del resorte del sistema de suspensión.....	77
3.2.5. Cálculo del perno.....	79
3.2.6. Coeficiente del resorte.....	89
3.2.7. Espesor de la junta de ejes.....	90
3.2.8. Cálculo de soldadura.....	93
3.2.9. Cálculo de diámetro de push-rod.....	97

3.2.9.1.	Caso estático.....	98
3.2.9.2.	Caso dinámico.....	101
3.2.10.	Análisis dinámico de la suspensión.....	104
3.2.10.1.	Coeficiente de rigidez k1.....	105
3.2.10.2.	Coeficiente de rigidez k2.....	106
3.2.10.3.	Masa suspendida m2.....	107
3.2.10.4.	Masa no suspendida m1.....	107
3.2.10.5.	Coeficiente de amortiguamiento Cs.....	107
3.2.11.	Simulink prueba en baches.....	109
3.2.12.	Simulink frecuencia natural.....	110
3.2.12.1.	Comprobación frecuencia natural.....	111
3.3.	<i>Construcción</i> .....	112
3.3.1.	Sistema de dirección.....	115
3.3.2.	Acoplamiento sistema de frenos.....	120
3.3.3.	Sistema de suspensión frontal.....	122
3.3.4.	Sistema de suspensión posterior.....	124
3.4.	<i>Análisis de riesgo</i> .....	127
3.5.	<i>Protocolo de Pruebas</i> .....	130
3.5.1.	Materiales.....	131
3.5.2.	Especificación de pruebas.....	131
3.5.3.	Procedimiento de las pruebas.....	131
3.5.3.1.	Pruebas para el sistema de frenos:.....	131
3.5.3.2.	Pruebas para el sistema de dirección.....	132
3.5.3.3.	Pruebas para el sistema de suspensión.....	132
3.6.	<i>Verificación de Pruebas:</i> .....	133
3.6.1.	Sistema de frenos:.....	133
3.6.1.1.	Prueba de frenado dinámico.....	133
3.6.1.2.	Pruebas de modulación de frenado:.....	140
3.6.2.	Sistema de dirección:.....	140
3.6.2.1.	Prueba de ángulos de giro.....	141
3.6.2.2.	Prueba de juego libre del volante de dirección.....	142
3.6.2.3.	Prueba de respuesta y precisión.....	143
3.6.3.	Sistema de suspensión:.....	144
3.6.3.1.	Pruebas de impacto.....	144
3.6.3.2.	Prueba de comodidad.....	145
3.6.3.3.	Prueba Rigidez.....	146
3.6.3.1.	Prueba de carga.....	151
3.6.3.2.	Prueba de articulación.....	151
3.6.3.3.	Prueba de altura.....	153
3.7.	<i>Resultados de las pruebas de verificación</i> .....	153
3.7.1.	Sistema de dirección.....	153
3.7.2.	Sistema de frenos.....	154
3.7.3.	Sistema de suspensión.....	154
3.8.	<i>Seguridad a través del diseño</i> .....	155
3.8.1.	Simulaciones.....	155
3.8.1.1.	Tubo Push-Rod.....	156
3.8.1.2.	Soporte superior.....	157
3.8.1.3.	Soporte del resorte.....	159
3.8.1.4.	Soporte inferior.....	160
3.8.1.5.	Rocker.....	161
3.9.	<i>Resultados y discusiones</i> .....	163
3.10.	<i>Trabajos Futuros</i> .....	167
3.10.1.	Instalación del Motor y el Tren de Potencia:.....	167
3.10.2.	Desarrollo de la Carrocería y Aerodinámica:.....	168

3.10.3. Mejora en sistemas implementados (dirección y frenos): .....	168
<b>4. REFERENCIAS .....</b>	<b>170</b>
<b>5. ANEXOS .....</b>	<b>174</b>
5.1. <i>ÍNDICE DE ANEXOS</i> .....	174

## ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1.	Diagrama de Gantt.....	39
Tabla 2.	Criterios para sistema de suspensión.....	49
Tabla 3.	Matriz de selección para sistema de suspensión para eje delantero .....	50
Tabla 4.	Matriz de selección para sistema de suspensión para eje posterior.....	51
Tabla 5.	Criterios para métodos de accionamiento del resorte o muelle.....	52
Tabla 6.	Matriz de selección para métodos de accionamiento del resorte o muelle. ....	52
Tabla 7.	Criterios de evaluación de resortes.....	53
Tabla 8.	Matriz de selección del resorte .....	54
Tabla 9.	Criterios de evaluación para amortiguadores .....	55
Tabla 10.	Matriz de selección para selección para amortiguadores .....	55
Tabla 11.	Criterios para la unión del sistema de dirección al chasis .....	56
Tabla 12.	Matriz de selección para unión del sistema de dirección al chasis .....	57
Tabla 13.	Criterios para selección de material para la manguera del sistema de frenos .....	57
Tabla 14.	Matriz de selección para selección de material para la manguera del sistema de frenos	58
Tabla 15.	Datos generales del monoplaza .....	68
Tabla 16.	Propiedades SAE 4140 (AZoM, 2019) .....	100
Tabla 17.	Diámetros y factores de seguridad para push-rod .....	104
Tabla 18.	Análisis de riesgo .....	130
Tabla 19.	Resultados de la prueba de frenado.....	139
Tabla 20.	Datos prueba de rigidez amortiguadores delanteros .....	147
Tabla 21.	Datos prueba de rigidez amortiguadores traseros.....	149
Tabla 22.	Resultados sistema de dirección.....	153
Tabla 23.	Resultado sistema de frenos .....	154
Tabla 24.	Resultados sistema de suspensión .....	154

## ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1.	Paralelogramo deformable (Puig, 2019) .....	22
Figura 2.	Suspensión McPherson (Autocosmos, 2009).....	23
Figura 3.	Suspensión Multilink (Nada, n.d.) .....	23
Figura 4.	Suspensión push-rod (Ster, 2015) .....	25
Figura 5.	Suspensión Pull Rod (Ster, 2015) .....	26
Figura 6.	Suspensión Directa (Alfaraz, 2017) .....	27
Figura 7.	Resorte Helicoidales (Mitsubishi, 2023).....	28
Figura 8.	Resortes Progresivos (Espirales, 2024).....	29
Figura 9.	Amortiguador de Tubo Simple o Doble Efecto (Amortiguadores, 2013).....	32
Figura 10.	Amortiguador de doble tubo (Amortiguador   Buscador de talleres, n.d.).....	32
Figura 11.	Amortiguador de aire (¿Qué Son Los Amortiguadores Con Carga De Aire?, 2016)	33
Figura 12.	Teflón con acero inoxidable (RCCLIN IMPORT, 2023).....	37
Figura 13.	Polietileno de alta densidad (Poliflo, n.d.) .....	37
Figura 14.	Elastómero fluorado (Mexpolimeros, n.d.) .....	38
Figura 15.	Leyenda para diagramas de flujo.....	59
Figura 16.	Diagrama de flujo push-rod.....	61
Figura 17.	Diagrama de flujo rocker.....	61
Figura 18.	Diagrama de flujo eje del sistema de dirección.....	62
Figura 19.	Diagrama de flujo de soporte de elementos .....	63
Figura 20.	Diagrama de flujo de junta para unión de ejes .....	64
Figura 21.	Diagrama de flujo de ensamblaje .....	65
Figura 22.	Soportes en el espacio medido .....	66
Figura 23.	CAD utilizado en el dimensionamiento .....	67
Figura 24.	Diagrama de medidas del monoplaza.....	68
Figura 25.	Reacciones y dimensiones en el chasis .....	69
Figura 26.	Diagrama de cuerpo libre estático.....	70
Figura 27.	Prueba Skidpad (Manual Formula SAE, 2023).....	72
Figura 28.	Diagrama de cuerpo libre con transferencia de peso lateral.....	73
Figura 29.	Diagrama de cuerpo libre con transferencia de masa longitudinal .....	75
Figura 30.	Sistema de suspensión posterior.....	77
Figura 31.	Esquema general del sistema de suspensión y su desplazamiento.....	77
Figura 32.	Posición inicial vs final .....	78
Figura 33.	Dimensiones obtenidas en el taller mecánico .....	78
Figura 34.	Distancia entre soportes.....	80
Figura 35.	Diagramas de cortante y momento.....	82
Figura 36.	Diagrama de esfuerzo fluctuante.....	83
Figura 37.	Valores para obtener el $K_a$ .....	84
Figura 38.	Valores para obtener el $K_b$ .....	85
Figura 39.	Valores de $K_e$ en base al porcentaje de confiabilidad.....	86
Figura 40.	Sistema de suspensión opción 1 (Brook Suspension, 2023) .....	89
Figura 41.	Especificaciones opción 1 para sistema de suspensión (Brook Suspension, 2023) 90	90
Figura 42.	Uniones al chasis (Inventor).....	91
Figura 43.	Vista Lateral soporte de eje.....	91
Figura 44.	Vista superior soporte de eje .....	92

Figura 45.	Fuerza máxima ejercida en la rueda .....	92
Figura 46.	Fillet “T” Weld.....	94
Figura 47.	Diagrama de soldadura vista general.....	95
Figura 48.	Diagrama de soldadura vista superior .....	95
Figura 49.	Fuerzas que surgen en balanceo y cabeceo .....	98
Figura 50.	Diagrama de fuerzas estáticas sobre eje push-rod.....	99
Figura 51.	Elemento infinitesimal de esfuerzos ejercidos en push-rod .....	100
Figura 52.	Diagrama de fuerzas dinámicas y ángulos en push-rod .....	102
Figura 53.	Diagrama de esfuerzos amplitud y medio (Budynas, 2014) .....	103
Figura 54.	Modelo de suspensión de dos grados de libertad .....	105
Figura 55.	Función de Transferencia Simulink .....	109
Figura 56.	Respuesta de la suspensión ante baches generados en Simulink .....	110
Figura 57.	Escalón forzado al sistema de suspensión (Simulink).....	111
Figura 58.	Frecuencia natural generando resonancia en el sistema de baches (Simulink) 112	
Figura 59.	Tipos de Camber (Fuente: SADECO).....	113
Figura 60.	Ángulo de camber del monoplaza .....	114
Figura 61.	Principio de Ackerman.....	116
Figura 62.	Elementos del sistema de dirección.....	117
Figura 63.	Sistema de dirección en su posicionamiento final.....	119
Figura 64.	Estado del sistema de frenos antes de la mejora .....	121
Figura 65.	Juntas base inferior a mesas inferiores .....	123
Figura 66.	Amortiguador instalado.....	124
Figura 67.	Soporte para los amortiguadores traseros.....	126
Figura 68.	Amortiguador trasero .....	127
Figura 69.	Esquema del monoplaza en pendiente.....	134
Figura 70.	Cálculo para obtener la velocidad final.....	134
Figura 71.	Fuerzas presentes en el monoplaza .....	135
Figura 72.	Pruebas realizadas al monoplaza.....	137
Figura 73.	Primer intento prueba de frenado .....	138
Figura 74.	Segundo intento prueba de frenado .....	138
Figura 75.	Tercer intento prueba de frenado.....	139
Figura 76.	Prueba de modulación de frenado .....	140
Figura 77.	Prueba de ángulo de giro de llantas delanteras .....	141
Figura 78.	Principio de Ackermann (Automóvil, 2019).....	142
Figura 79.	Prueba en el monoplaza el principio de Ackerman.....	142
Figura 80.	Ángulo de giro libre del volante.....	143
Figura 81.	Prueba de manejo .....	144
Figura 82.	Prueba de impacto a través de un obstáculo.....	145
Figura 83.	Prueba de Rigidez amortiguadores delanteros .....	146
Figura 84.	Comparación de la compresión del resorte vs el peso aplicado.....	148
Figura 85.	Prueba de rigidez amortiguadores traseros.....	149
Figura 86.	Comparación de la compresión del resorte vs el peso amortiguadores traseros 150	
Figura 87.	Prueba de carga .....	151
Figura 88.	Prueba de articulación .....	152
Figura 89.	Prueba de articulación en las 4 ruedas.....	152
Figura 90.	Prueba de altura.....	153
Figura 91.	Simulación Tubo Push-Rod (Ansys).....	156

Figura 92.	Simulación Tubo Push-Rod Von Mises (Ansys) .....	156
Figura 93.	Simulación Tubo Push-Rod Deformación (Ansys).....	157
Figura 94.	Simulación Soporte superior (Ansys) .....	158
Figura 95.	Simulación Soporte Superior Von Mises .....	158
Figura 96.	Simulación soporte superior Deformación (Ansys) .....	159
Figura 97.	Simulación soporte del resorte (Ansys).....	159
Figura 98.	Simulación soporte del resorte Von Mises (Ansys) .....	159
Figura 99.	Simulación soporte del resorte deformación (Ansys) .....	160
Figura 100.	Simulación Soporte Inferior (Ansys) .....	160
Figura 101.	Simulación Soporte Inferior Von Mises (Ansys).....	161
Figura 102.	Simulación Soporte Inferior Deformación (Ansys) .....	161
Figura 103.	Simulación rocker (Ansys).....	162
Figura 104.	Simulación rocker Von Mises (Ansys) .....	162
Figura 105.	Simulación rocker deformación (Ansys).....	163



## 1. INTRODUCCIÓN

La Fórmula SAE, como el equivalente universitario de la famosa Fórmula 1, une la pasión de los estudiantes con la ingeniería de los autos. Más que una simple competencia, es un constante desafío para innovar y lograr la excelencia técnica. Aquí, los ingenieros exploran nuevos límites en diseño y funcionalidad, impulsando mejoras en los autos. Los participantes de la Fórmula SAE no solo aprenden y ganan experiencia, sino que también dan renombre a sus universidades. Dejan una marca tanto en el mundo académico como en el profesional, demostrando el impacto que esta competencia tiene en el desarrollo de habilidades y en el avance tecnológico del sector automotriz.

Diseñar un automóvil conforme a las normativas SAE en el Ecuador presenta desafíos debido al limitado desarrollo de la industria automotriz en el país. Además, la escasez de referencias nacionales sobre vehículos SAE acentúa la complejidad del proceso. Por esta, se considera fundamental potenciar el desarrollo de conocimientos en el ámbito automotriz en el entorno estudiantil. Este enfoque, adquiere una importancia crucial para proporcionar conocimientos sólidos y preparar a los estudiantes para la industria automotriz.

Los estudiantes de ingeniería mecánica de la universidad San Francisco de Quito, durante años han sido impulsados a emprender proyectos en el ámbito automotriz siguiendo los estándares establecidos por la sociedad de ingenieros automotrices (SAE). Esto, con el fin de poder competir algún día en la Fórmula SAE. El progreso en la creación del vehículo de competición ha sido considerable, con la exitosa construcción del chasis, el sistema de dirección y el sistema de frenado. No obstante, aún hay un largo camino por recorrer antes de alcanzar la meta de competir en el futuro.

En esta etapa del proyecto, el enfoque se centra en la fundamental tarea de desarrollar el sistema de suspensión del vehículo. Este componente es esencial para optimizar el rendimiento y la maniobrabilidad del automóvil, constituyendo un aspecto clave para competir en el

exigente escenario de la Fórmula SAE. La tesis se dedicará a explorar detalladamente el diseño, implementación y los beneficios de la suspensión en este contexto específico. De esta forma, no solo se avanzará con la construcción de un posible vehículo que compita en la Fórmula SAE, pero a la vez se contribuirá con el desarrollo del ámbito automotriz en el Ecuador.

Para desarrollar el sistema de suspensión, se comenzará con una cuidadosa elección del tipo de suspensión. Luego, se llevará a cabo la planificación y los cálculos necesarios para garantizar un rendimiento óptimo del monoplaza. En fases posteriores, se avanzará en la construcción del sistema de suspensión tomando en cuenta la eficiencia del vehículo en todo momento. Al mismo tiempo, se abordarán las deficiencias en el diseño actual del sistema de frenado, implementando las mejoras necesarias. Finalmente, se procederá a la integración de los sistemas de dirección y suspensión en el nuevo chasis. De esta manera se obtendrá un vehículo que este montado en una suspensión, con capacidad de direccionarlo y frenarlo a disposición del conductor.

### **1.1. Declaración del Problema**

La carrera de ingeniería mecánica de la Universidad San Francisco de Quito motiva a sus estudiantes a desarrollar proyectos de la rama automotriz por medio de las normas establecidas de la SAE (Society of Automotive Engineers). La relevancia de estos proyectos educativos radica en proporcionar a los estudiantes conocimientos innovadores que los preparan en un sector que no recibe un fuerte impulso en Ecuador, como es el ámbito automotriz. Además, este tipo de proyectos fomenta el trabajo en equipo y la participación mediante investigación e intercambio de conocimientos.

La SAE es una organización centrada en la movilidad que abarca la ingeniería aeroespacial, automotriz y otras industrias relacionadas con la construcción de vehículos. A la vez realizan anualmente una competición llamada fórmula SAE donde motivan a diferentes estudiantes universitarios alrededor del mundo en participar con sus proyectos. Durante los semestres

pasados, los estudiantes de la carrera de ingeniería mecánica han buscado participar en la Formula SAE, por lo que se ha desarrollado el sistema de chasis, la dirección y los frenos los cuales cumplen con la normativa actualizada de la organización. Estos componentes operan de forma autónoma, ya que no están conectados entre sí. Por lo tanto, nuestra intención es diseñar y construir un sistema de suspensión que permita la integración de los sistemas existentes en el automóvil, asegurando siempre la estabilidad, maniobrabilidad y eficiencia del vehículo.

## **1.2. Objetivos:**

### **1.2.1. Objetivo general.**

- Diseñar un sistema de suspensión para un vehículo de formula SAE, que cumpla con los requerimientos de la competencia.

### **1.2.2. Objetivos específicos.**

- Basándose en la norma actualizada del SAE 2024 se desarrollará el diseño y su respectiva construcción del sistema de suspensión.
- Realizar los cálculos y simulaciones del sistema de suspensión ya acoplado al chasis para determinar su eficiencia para poder competir en un futuro.
- Diseñar un sistema de dirección que se acople al chasis que se tiene en el taller. Investigar y analizar las especificaciones técnicas del sistema de dirección del chasis existente.
- Realizar un estudio sobre los requisitos de carga y condiciones de terreno para el diseño del sistema de suspensión.
- Analizar los componentes y características del sistema de frenado que se tiene, que sea compatible con el nuevo chasis y que asegure eficiencia en la capacidad de frenado y que cumpla con las normativas de seguridad correspondientes

### 1.3. Requerimientos

#### 1.3.1. Requerimientos técnicos.

Requerimientos de Suspensión (SAE International, 2023):

- Suspensión con amortiguadores en las ruedas delanteras y traseras con un movimiento de llanta mínimo de 50 mm con el conductor sentado.
- Se debe visualizar en todo momento los puntos de montaje de la suspensión y esta debe tener sujetadores críticos (pernos, tornillos, pasadores).
- Todos los extremos de los resortes esféricos y cojinetes esféricos de la suspensión y dirección deben ser uno de:
  - Montados en doble cizalla
  - Ajustado teniendo una cabeza de perno o arandela con un diámetro exterior mayor al diámetro interior del rodamiento esférico.

Por el otro lado, en cuanto a la dirección se tiene los siguientes requerimientos (SAE International, 2023):

- El volante de dirección debe estar montado mecánicamente a las ruedas delanteras.
- Se prohíbe que la dirección sea accionada electrónicamente.
- Los sistemas de dirección deben tener un sistema de acoplamiento rígido capaz de tensión y compresión para su operación.
- Se debe tener topes de dirección positivos que prevengan el bloqueo del acoplamiento de dirección y deben ser colocados de tal manera que evite que las ruedas entren en contacto con la suspensión, chasis o carrocería en eventos de pista.
- Tiene un límite de 7 grados para el juego del sistema, los cuales son medidos en el volante.
- La cremallera de dirección debe estar fijada mecánicamente al volante.

- Se permite dirección de las llantas posteriores siguiendo los siguientes lineamientos:
  - Puede ser electrónicamente accionada.
  - Se debe proporcionar un giro de hasta 6 grados el cual se debe poder verificar en la inspección técnica en caso de un evento de pista.

Finalmente, los requerimientos para el sistema de frenos son los siguientes (SAE International, 2023):

- Sistema que actúe en las 4 ruedas del vehículo.
- Debe ser operado por un control individual.
- Debe ser capaz de bloquear las 4 ruedas.
- Debe tener dos sistemas hidráulicos independientes, es decir en caso de una falla o una fuga, se debe poder tener un sistema de frenado suficiente en dos llantas.
- Cada sistema hidráulico debe tener su propia reserva de fluido.
- Sistemas de freno por cable están prohibidos, al igual que líneas de freno de plástico no blindadas.

### **1.3.2. Requerimientos planteados por los estudiantes.**

- Construir el sistema de suspensión en base al chasis existente tomando en cuenta la distribución de pesos, dimensiones y espacio.
- El sistema de suspensión debe proporcionar estabilidad y maniobrabilidad para un buen desempeño en curvas y rectas.
- Se debe diseñar los diferentes componentes en CAD para así facilitar la fabricación y el ensamblaje.
- Se deben cumplir todas las actividades de diseño, fabricación, y ensamblaje en las fechas establecidas.

#### **1.4. Diseños de conceptos y selección sistema de suspensión**

En la construcción del sistema de suspensión de un vehículo Formula SAE, para la selección se identificó como sistema principal el tipo de suspensión que se va a elegir para la suspensión posterior y delantera del monoplaza. También se identificaron otros subsistemas como son la selección de tipo de articulación, amortiguadores y muelles.

Simultáneamente, se llevaron a cabo selecciones de subsistemas para implementar el sistema de dirección y optimizar el sistema de frenos. En cuanto al sistema de dirección, se está analizando la elección entre soldadura y el uso de chapas metálicas. Por otro lado, en la optimización del sistema de frenos, se está evaluando un posible cambio de material en las mangueras.

##### **1.4.1. Sistema principal.**

Para la selección del sistema principal, que se centra en la elección del tipo de suspensión para los ejes posterior y delantero, se consideraron las tres mejores alternativas para su análisis. Toda la información sobre estas tres alternativas se obtuvo del paper realizado por Samuel Joseph.

##### **Alternativa 1 - Paralelogramo deformable:**

Este tipo de suspensión es un diseño ampliamente empleado en los sistemas de suspensión de vehículos. Se compone de un conjunto de brazos y enlaces que constituyen un paralelogramo capaz de deformarse o cambiar su forma mientras el vehículo está en movimiento. Se compone principalmente de un sistema estructural que consta de dos brazos, cada uno de los cuales presenta dos puntos de unión: uno conectado al chasis del vehículo y el otro a la mangueta que soporta la rueda. Este diseño asegura un control preciso del movimiento de las ruedas, permitiéndoles seguir de manera más eficiente el perfil del terreno.

La principal ventaja de este tipo de suspensión radica en su capacidad para mantener las ruedas del vehículo paralelas entre sí, mejorando la estabilidad y la tracción. Además, la geometría del paralelogramo deformable minimiza las variaciones en la alineación de las ruedas durante la compresión y expansión de la suspensión, lo que contribuye a un manejo más cómodo y predecible. Al mismo tiempo este tipo de suspensión proporciona una configuración que permite la conexión efectiva entre la carrocería del automóvil y la parte que sostiene la rueda, contribuyendo así a la estabilidad y control de la suspensión.

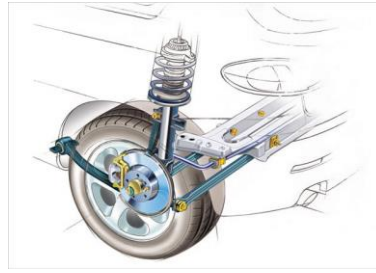


*Figura 1. Paralelogramo deformable (Puig, 2019)*

### **Alternativa 2 - McPherson:**

En este tipo de sistema de suspensión cada rueda del vehículo está montada en un brazo oscilante, que se conecta al chasis a través de un pivote en la parte superior y a la mangueta de la rueda en la parte inferior. Un resorte helicoidal y un amortiguador están integrados en el mismo conjunto, generalmente colocados entre la carrocería y la mangueta. Esta configuración compacta y simplificada hace que la suspensión McPherson sea fácil de fabricar y de instalar en vehículos de producción en masa.

La suspensión McPherson ofrece ventajas en términos de costos, espacio y mantenimiento. Es conocida por proporcionar un buen equilibrio entre comodidad y manejo, aunque algunos diseños más avanzados pueden superarla en términos de rendimiento en conducción deportiva. En resumen, la suspensión McPherson es una opción popular en una amplia variedad de vehículos debido a su simplicidad, eficacia y bajo costo de producción.



*Figura 2. Suspensión McPherson (Autocosmos, 2009)*

### **Alternativa 3 - Multilink:**

La suspensión Multilink es un diseño avanzado y sofisticado utilizado en sistemas de suspensión de vehículos. Se compone de múltiples brazos y enlaces que se conectan de manera específica al chasis y al cubo de la rueda. Este tipo de sistema de suspensión incorpora cinco brazos, destacando la separación entre el muelle y el amortiguador. Estos brazos múltiples permiten un control más preciso del movimiento de la rueda en comparación con diseños más simples.

La suspensión Multilink ofrece beneficios como un mejor manejo, estabilidad y comodidad. Al permitir un mayor grado de libertad en la gestión de fuerzas y movimientos, se adapta eficazmente a diferentes condiciones de la carretera, optimizando el contacto de las ruedas con la superficie y mejorando la tracción. Los múltiples brazos que contiene este tipo de suspensión añaden un nivel de complejidad que resulta en una solución más completa, aunque también implica un costo superior en comparación con diseños más sencillos.



*Figura 3. Suspensión Multilink (Nada, n.d.)*



#### **1.4.1.1. Criterios ingenieriles del sistema principal.**

**Costo:** Este criterio representa la cantidad monetaria que va a costar construir el sistema de suspensión, este criterio es importante ya que se tiene un límite monetario.

**Espacio disponible en el chasis:** En este criterio, se llevará a cabo un análisis exhaustivo del espacio disponible, considerando la interrelación con los demás sistemas del vehículo. La evaluación se centrará en determinar la cantidad de espacio disponible para la integración del sistema de suspensión.

**Eficiencia:** Se refiere a la capacidad del sistema para responder de manera efectiva a las variaciones en la superficie de la carretera, garantizando una conducción suave y un óptimo contacto de las ruedas con la superficie. Una suspensión eficiente minimiza la transferencia de vibraciones y perturbaciones al chasis, mejorando así la estabilidad, el confort del conductor y la tracción del vehículo, lo que contribuye a un rendimiento general excepcional. Para esto se debe tener en cuenta la distribución de peso que hay entre eje posterior y delantero.

**Simpleza en el diseño:** Se posiciona como un criterio fundamental, ya que se evalúa la complejidad inherente al diseño del sistema de suspensión. A medida que el sistema se vuelve más complejo, se refleja en un tiempo de manufactura prolongado y un aumento en los costos de construcción.

**Peso:** Es una propiedad física que describe la fuerza gravitacional experimentada por un objeto debido a su masa. A través de este criterio, se busca optimizar el peso total del chasis para mejorar la eficiencia y rendimiento del vehículo. El peso es un criterio que se lo tiene que tomar en cuenta para poder cumplir las normativas establecidas por la SAE.

#### **1.4.2. Subsistemas.**

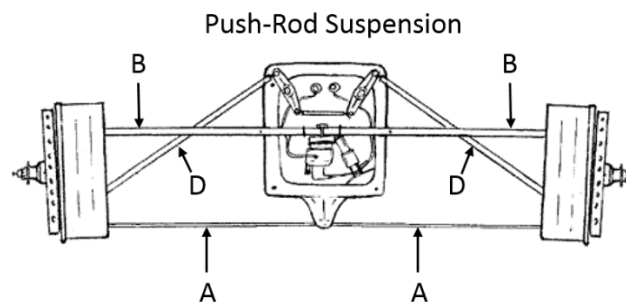
##### **1.4.2.1. Métodos de accionamiento del resorte o muelle:**

En la primera fase de selección de un subsistema, se procede a escoger un método de accionamiento del resorte. Aunque algunos criterios se mantienen, se han añadido otros

necesarios para una evaluación completa. Al igual que en la selección del sistema principal, se consideran las tres mejores opciones para el análisis. La información se tomó del paper realizado Villarreal Sarmiento y Alcalá Juan. Las tres alternativas son las siguientes:

#### **Alternativa 1 – Push-rod (Varilla de Empuje):**

En una suspensión con varilla de empuje, una varilla conecta el cubo de la rueda con el chasis del vehículo. Esta varilla transmite las fuerzas generadas por las irregularidades del terreno directamente al sistema de amortiguación. Este diseño a menudo se utiliza en aplicaciones de alto rendimiento, ya que puede permitir un mejor control sobre la geometría de la suspensión. Este tipo de suspensión permite un control más preciso sobre el sistema de suspensión lo que significa una mejor respuesta en curvas. Además, tiene más opciones de ajuste y de esta manera se configura el comportamiento dinámico del vehículo. Entre las desventajas esta puede ocupar más espacio debido a la geometría de la varilla, asimismo, puede ser más compleja y costosa.

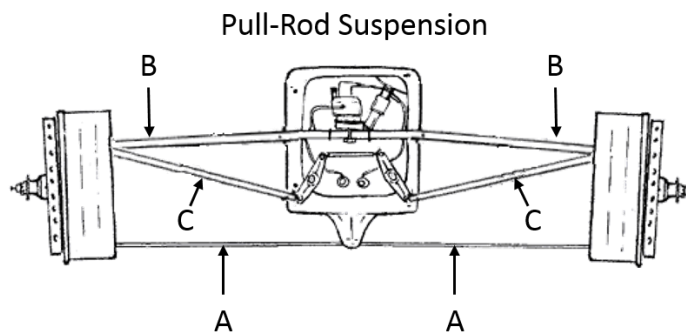


*Figura 4. Suspensión push-rod (Ster, 2015)*

#### **Alternativa 2 - Pull-rod (Varilla de tracción):**

En una configuración con varilla de tracción, la varilla conecta la rueda con el chasis de manera similar a la varilla de empuje. Sin embargo, en este caso, la varilla opera en la dirección opuesta, actuando desde arriba hacia abajo. Este diseño también puede encontrarse en vehículos de alto rendimiento y puede ofrecer ventajas en términos de ajuste de la suspensión y espacio

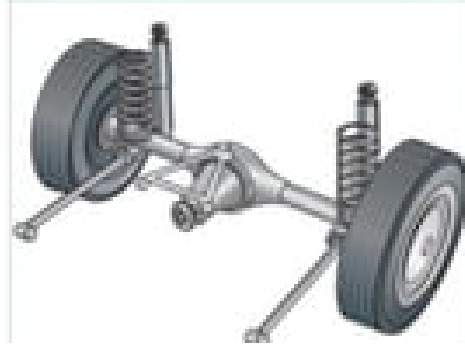
disponible. En cuanto a las ventajas de este tipo de conexión es que la disposición puede contribuir a una distribución de peso más favorable y de la misma manera puede ocupar menos espacio. Sin embargo, no existen opciones de ajuste y además es menos común lo que puede aumentar el costo de fabricación.



*Figura 5. Suspensión Pull Rod (Ster, 2015)*

### **Alternativa 3 - Directo:**

En una conexión directa, no hay varillas adicionales entre la rueda y los componentes de la suspensión. La rueda está directamente conectada al sistema de amortiguación y resorte. Esta configuración puede simplificar el diseño y reducir el peso, pero su aplicación puede depender de varios factores, como las características de manejo deseadas y las limitaciones de espacio en el vehículo. Este tipo de conexión es la más simple de todas ya que no se necesitan articulaciones adicionales y de esta manera se reduce el peso y el espacio. Como existen menos componentes el mantenimiento de este tipo de conexión es más simple. A pesar esto, al ser un acople directo existe menos control geométrico lo que afecta el rendimiento en curvas.



*Figura 6. Suspensión Directa (Alfaraz, 2017)*

Se adicionan algunos criterios a los ya utilizados en el sistema principal.

#### **1.4.2.2. Criterios ingenieriles del sistema de accionamiento.**

**Desempeño en curvas:** Este criterio se refiere a como el vehículo se comporta en las curvas, es decir que tanta estabilidad nos proporciona la suspensión al momento de curvar. Lo esencial de esto, es que nuestro sistema de suspensión pueda mantener las 4 ruedas del vehículo sobre el piso para así evitar el derrape del vehículo.

**Peso:** En cuanto al peso del vehículo, es importante que este se mantenga liviano para que de esta manera tenga un mejor desempeño. Por este motivo, es importante que los acoples de la suspensión aporten a una buena distribución de peso de los componentes del vehículo. Asimismo, es importante que la configuración de estos, aporten a un buen centro de gravedad del vehículo.

**Durabilidad:** Es importante que nuestro sistema de conexión sea capaz de aguantar impactos causados por irregularidades en la vía sin perder su desempeño. De igual manera, se desea que estos acoples duren durante varios usos sin tener que reemplazarlos.

**Mantenimiento:** Es importante escoger un tipo de acoplamiento el cual no necesite de mantenimiento exhaustivo para funcionar. Esto puede reducir la cantidad de tiempo de uso del vehículo y además genera costos extras en el mismo. Por este motivo, es necesario que el acople

que se escoja sea de buena calidad para así mantener su funcionamiento sin tener que ser mantenido seguidamente.

**Costo:** Este criterio es el mismo que la primera sección de selección realizada.

**Espacio Disponible en el chasis:** Este criterio es el mismo que el de la primera sección de selección realizada.

**Simplicidad:** Este criterio es el mismo que la primera sección de selección realizada.

### 1.4.3. Resortes.

Según Riera (2010) en un carro de Formula SAE, los resortes juegan un papel crucial en el sistema de suspensión, ya que afectan directamente la respuesta del vehículo ante las irregularidades del terreno y proporcionan estabilidad en curvas. Se estarán mostrando algunos tipos de resortes que se utilizan comúnmente en este tipo de vehículos:

#### **Alternativa 1 - Resortes helicoidales (coilovers):**

Son la opción más común en vehículos de competición, incluidos los de Formula SAE. Ofrecen ajuste en altura y son fáciles de ajustar para adaptarse a diferentes condiciones de pista.



*Figura 7. Resorte Helicoidales (Mitsubishi, 2023)*

#### **Alternativa 2 - Resortes progresivos:**

Estos resortes varían su tasa de compresión a lo largo de su recorrido, proporcionando una respuesta más suave en situaciones normales y una mayor rigidez en condiciones extremas.



*Figura 8. Resortes Progresivos (Espirales, 2024)*

Es importante tener en cuenta varios factores al seleccionar los resortes, como el peso del vehículo, el diseño de la suspensión, las características de la pista y las preferencias del equipo en términos de manejo. Además, el ajuste y la afinación adecuados son esenciales para optimizar el rendimiento del vehículo en diferentes condiciones. A continuación, se definen los siguientes criterios de evaluación para la selección:

#### ***1.4.3.1. Criterios ingenieriles para los resortes.***

**Durabilidad:** La durabilidad es un factor crítico en la selección de resortes para un vehículo de Formula SAE, donde las condiciones de competición exigen un rendimiento constante y resistencia a la fatiga. Evaluar la capacidad de los resortes para mantener su integridad estructural a lo largo del tiempo y resistir cargas variables es esencial. La durabilidad no solo afecta la confiabilidad del vehículo durante la competición, sino que también tiene implicaciones en términos de costos a largo plazo, al minimizar la necesidad de reemplazos frecuentes y reparaciones.

**Costo:** El costo desempeña un papel fundamental en la toma de decisiones, especialmente en proyectos estudiantiles como Formula SAE, donde los presupuestos son limitados. Evaluar los costos asociados con la adquisición inicial de los resortes, así como los gastos potenciales de mantenimiento y reemplazo, es crucial. La optimización de los recursos financieros permite

a los equipos adquirir componentes de calidad sin exceder el presupuesto asignado, asegurando la viabilidad económica del proyecto a lo largo de su ciclo de vida.

**Rigidez:** La rigidez de un resorte en un carro es un factor crucial que influye en el rendimiento y la comodidad del vehículo. La rigidez de un resorte se refiere a la capacidad del resorte para resistir la deformación bajo una carga aplicada. En el contexto de un automóvil, los resortes se utilizan en el sistema de suspensión para absorber impactos, mantener la estabilidad y proporcionar una conducción suave.

**Disponibilidad:** La disponibilidad de los resortes tiene una influencia directa en la gestión eficiente del tiempo y el cumplimiento de plazos en proyectos como Formula SAE. Acceder rápidamente a los resortes necesarios es esencial para evitar demoras en la fabricación y pruebas del vehículo. Evaluar la disponibilidad comercial, la facilidad para obtener repuestos y la capacidad de acceder a múltiples fuentes de suministro contribuye a garantizar que los resortes seleccionados estén fácilmente disponibles durante todo el desarrollo del proyecto, minimizando posibles contratiempos.

**Mantenimiento:** El mantenimiento de los resortes se erige como un criterio crucial en la matriz de selección, considerando el entorno exigente de la competición Formula SAE. Evaluar la facilidad y la frecuencia con la que los resortes requerirán mantenimiento es esencial para prever posibles interrupciones en el rendimiento del vehículo. Aspectos como la resistencia a la corrosión y la necesidad de ajustes periódicos pueden influir en la selección. Minimizar los requisitos de mantenimiento no solo contribuye a la confiabilidad a largo plazo del sistema de suspensión, sino que también incide directamente en los costos operativos y el tiempo dedicado a la preparación del vehículo para las competiciones.

#### **1.4.4. Amortiguadores.**

Es importante tomar en cuenta el tipo de sistema que se implementara a los amortiguadores. Pueden tener diferentes sistemas que sirven diferentes propósitos, con diferentes ventajas entre sí. La elección del tipo de amortiguador es de suma importancia ya que este controla el movimiento del vehículo. Siendo más específicos, este controla el movimiento vertical del vehículo haciendo que las ruedas siempre estén en contacto con la superficie de la carretera, de esta manera, entregando tracción al vehículo. Asimismo, contribuye a la estabilidad del vehículo ya que reduce el balanceo, el cabeceo, y el balanceo lateral del vehículo. Esto mejora la estabilidad direccional del mismo al entrar a curvas a velocidades elevadas. Finalmente, absorben las irregularidades del camino entregando así una mejor comodidad a los ocupantes del vehículo. Toda la información sobre los amortiguadores analizados es del paper realizado por Esteban Mejía y Diego Reyes.

#### **Alternativa 1 - Amortiguador de Tubo Simple o Doble Efecto:**

Este tipo de amortiguador consta de un cilindro que contiene un pistón conectado a un vástago. El movimiento del pistón dentro del cilindro comprime el fluido hidráulico a través de válvulas internas, proporcionando resistencia tanto en la compresión como en la extensión del amortiguador. Este tipo de suspensión tiende a ser más común por lo que puede llegar a ser más económico. Adicionalmente, tienen una respuesta predecible en varias condiciones de conducción.



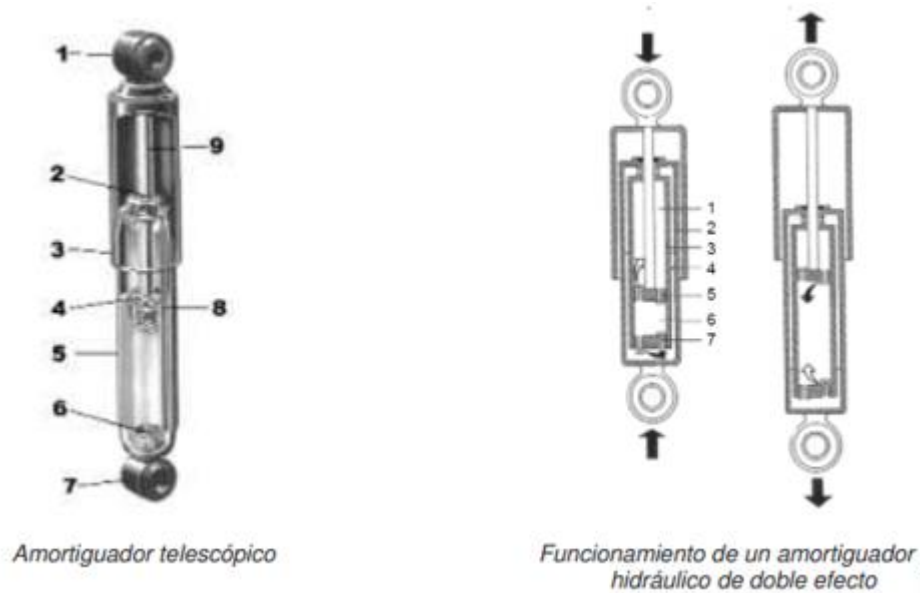


Figura 9. Amortiguador de Tubo Simple o Doble Efecto (Amortiguadores, 2013)

### Alternativa 2 - Amortiguador de Doble Tubo:

Estos amortiguadores tienen un tubo exterior y un tubo interior, con el pistón moviéndose dentro del tubo interior. El espacio entre los dos tubos se utiliza para contener el fluido de amortiguación. El fluido fluye a través de válvulas internas cuando el pistón se mueve, proporcionando resistencia. Este tipo de amortiguador tiene la gran ventaja de que puede disipar calor de manera efectiva, lo que le permite mantener su rendimiento en condiciones de uso intensivo.

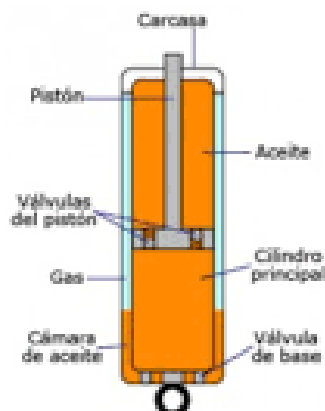
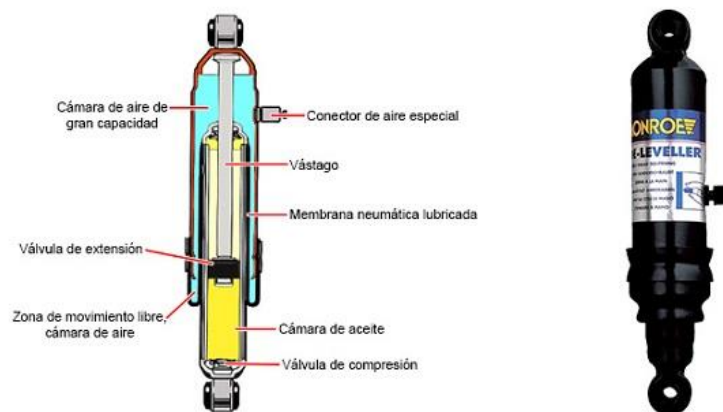


Figura 10. Amortiguador de doble tubo (Amortiguador / Buscador de talleres, n.d.)

### Alternativa 3: Amortiguador de Aire

Este tipo de amortiguadores utilizan cámaras de aire en lugar de fluido hidráulico para proporcionar resistencia. La presión del aire se ajusta para modificar la rigidez del amortiguador. Este tipo de amortiguadores permiten regular la rigidez de la suspensión en base a las condiciones de conducción.



*Figura 11. Amortiguador de aire (¿Qué Son Los Amortiguadores Con Carga De Aire?, 2016)*

En comparación con la selección anterior, se han incorporado nuevos criterios junto con algunos utilizados previamente. Es posible que algunos criterios compartan el mismo nombre que otros utilizados anteriormente, pero su enfoque es diferente para esta selección. Los criterios son los siguientes:

#### **1.4.4.1. Criterios ingenieriles para amortiguadores.**

**Rendimiento dinámico:** Este criterio hace referencia al comportamiento dinámico del vehículo, el cual incluye la estabilidad, la maniobrabilidad, la respuesta de la dirección y la comodidad de los pasajeros.

**Rigidez/Coeficiente de amortiguamiento:** Este criterio nos ayuda a determinar qué tan rígida será nuestro amortiguador tomando en cuenta que el uso que se lo quiere dar es para

carreras. Dicho esto, es esencial priorizar la estabilidad y la maniobrabilidad del vehículo sobre el confort, por lo que se necesita amortiguadores relativamente rígidos.

**Durabilidad:** Consideramos la durabilidad y la vida útil de nuestro amortiguador tomando en cuenta que si se llega a correr el vehículo este debe mantener su rendimiento carrera tras carrera.

**Compatibilidad:** Es importante que el amortiguador que escojamos pueda acoplarse a los otros sistemas de la suspensión, como los resortes, las barras estabilizadoras, y los brazos de acople para de esta manera asegurar el rendimiento optimo y una fácil instalación.

**Costo:** Es importante tener en cuenta el costo de los amortiguadores, así como el costo de mantenimiento de los mismo tomando en cuenta que se tiene un presupuesto designado para el proyecto.

#### **1.4.5. Unión del sistema de dirección al chasis.**

Se analiza dos opciones de unión para el sistema de dirección: el uso de chapas metálicas y la soldadura. Estas alternativas se evaluarán según criterios ingenieriles como rigidez estructural, peso, mantenimiento, costo y seguridad. Se realizó un enfoque en los principios presentados en el libro, "Diseño en ingeniería mecánica de Shigley" para determinar la opción más adecuada que optimice el diseño y el rendimiento del sistema de dirección del vehículo. Las alternativas analizadas son las siguientes:

##### **Alternativa 1 - Soldar la dirección al chasis:**

Esta alternativa implica una integración profunda de los componentes lo que puede significar una mejora en la rigidez estructural y la eficiencia en términos del espacio utilizado. Con la soldadura se obtiene una conexión sólida y permanente entre la dirección y el chasis, lo que permite que existan condiciones de alto estrés y carga sin que el sistema se vea afectado.

La soldadura además reduce el peso total del vehículo ya que no se requieren piezas extras a utilizar en este caso.

### **Alternativa 2 - Empernado o chapas metálicas:**

Esta opción ofrece facilidad de ajuste durante la fabricación y el montaje. Además, se puede realizar modificaciones y adaptaciones según sea necesario. Las chapas metálicas permiten que el sistema de dirección se puede desmontar y reemplazar de forma más fácil que la soldadura. Si el vehículo va a estar constantemente experimentando cambios en la dirección es recomendable el uso de chapas metálica.

Para esta selección, al igual que en la anterior, se han incorporado nuevos criterios junto con algunos previamente utilizados. Algunos criterios comparten el mismo nombre que otros utilizados anteriormente; sin embargo, su enfoque varía en esta selección específica.

#### ***1.4.5.1. Criterios ingenieriles para el acoplamiento de la dirección al nuevo chasis.***

**Rigidez estructural:** es importante ya que, si se evalúa la capacidad de cada método para proporcionar una conexión sólida y rígida entre el sistema de dirección y el chasis, se asegura la estabilidad y precisión de la dirección que es lo que se busca.

**Peso del sistema:** Comparar el peso total de la dirección y el método de fijación, ya que un menor peso puede contribuir a un mejor rendimiento general del vehículo.

**Costo de fabricación:** Analizar los costos asociados con la fabricación, instalación y mantenimiento de cada método, incluyendo materiales, mano de obra y tiempo requerido.

**Seguridad:** Evaluar la capacidad de cada método para proporcionar una conexión segura y confiable que minimice el riesgo de fallas o accidentes durante la operación del vehículo.

**Mantenimiento:** Evaluar la accesibilidad y la facilidad para realizar ajustes, reparaciones o reemplazos en el sistema de dirección, teniendo en cuenta la durabilidad y la vida útil esperada.

#### **1.4.6. Selección de material para la optimización del sistema de frenos.**

Al inicio del proyecto, se decidió mejorar el sistema de frenos previamente diseñado por estudiantes de la Universidad San Francisco de Quito. Durante la inspección del sistema de frenos, se observó que las mangueras están fabricadas con un material inadecuado, lo que podría provocar su rotura durante la competición debido a que quedan expuestas. Las mangueras de freno deben ser capaces de soportar diversas influencias, como movimientos articulados, altas temperaturas, finalmente también está influenciado por agentes externos como agua, tierra o aceite. Por tanto, se optó por cambiar el material de las mangueras para garantizar su resistencia a las condiciones de competición a las que estará expuesto el monoplaza. Toda la información sobre este tipo de materiales es del paper realizado por Buen Terry.

Hay que tener en cuenta que las mangueras de frenos no solo se componen de un solo material, sino se compone de dos capas. El material interno y externo. El material externo se va a elegir un caucho sintético. El motivo por el que se elige este tipo de material es gracias a sus características de resistencia al envejecimiento. Entonces se realizará la elección de material interno de la manguera las alternativas para esta selección son las siguientes:

##### **Alternativa 1 - Teflón con acero inoxidable o también conocido como PTFE:**

Es capaz de resistir las elevadas presiones y temperaturas que se producen durante el funcionamiento del sistema de frenos en situaciones de competición, asegurando un desempeño excelente y una durabilidad prolongada de las mangueras.



*Figura 12. Teflón con acero inoxidable (RCCLIN IMPORT, 2023)*

**Alternativa 2 - Polietileno de alta densidad o mejor conocido como (HDPE):**

Destaca por su capacidad excepcional para resistir la abrasión, el desgaste y la corrosión química, lo que lo convierte en una elección idónea para aplicaciones exigentes como las del automovilismo de competición.



*Figura 13. Polietileno de alta densidad (Poliflo, n.d.)*

**Alternativa 3 - Elastómero fluorado:**

Es un material ampliamente empleado en las mangueras de freno de un automóvil es el elastómero fluorado o también conocido como (FKM). Este material es reconocido por su resistencia excepcional a temperaturas elevadas y a diversos productos químicos,

convirtiéndolo en una opción ideal para los sistemas de frenado en condiciones extremas de competición.



*Figura 14. Elastómero fluorado (Mexpolimeros, n.d.)*

En esta selección, al igual que en la anterior, se han introducido nuevos criterios, así como también se han mantenido algunos criterios utilizados anteriormente. Es posible que algunos de estos criterios compartan el mismo nombre que otros utilizados en selecciones anteriores; sin embargo, su enfoque es diferente en esta ocasión.

#### ***1.4.6.1. Criterios ingenieriles para el recubrimiento de las mangueras***

**Costo:** Este criterio es el mismo utilizado para el primer sistema de selección realizado.

**Durabilidad:** En este criterio se analizarán las propiedades siguientes: resistencia a altas temperaturas, flexibilidad y, por último, resistencia a la corrosión. Cuantas más de estas propiedades tenga, mayor será la durabilidad del material.

**Disponibilidad:** Es el criterio en donde se va a evaluar la capacidad para poder adquirir el material. Este criterio es importante para poder definir qué tipo de material es más complejo adquirir.

### **1.5. Project management**

En la siguiente tabla se presenta un diagrama de Gantt en el que se especifican todas las actividades a realizar junto con sus respectivas fechas de ejecución. Este diagrama se ha creado con el fin de lograr una mejor organización durante la ejecución del proyecto.

### 1.5.1. Diagrama de Gantt.

Tabla 1. Diagrama de Gantt

Entregables	Febrero				Marzo				Abril				Mayo			
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16
Determinar sistemas y subsistemas	■															
Análisis de vibraciones del sistema		■	■													
Dimensionamiento			■													
Cálculos Dinámicos			■	■												
Selección de puntos críticos				■												
Cálculo de resortes y rigidez				■	■											
Análisis de riesgo			■													
Cotización					■	■		■	■							
Diseño en CAD				■	■											
Cálculo de esfuerzos en puntos críticos					■	■										
Cálculo de soldadura						■	■			■						
Compra de materiales Sistema de Frenos							■	■								
Compra de materiales Sistema Suspensión						■	■	■								
Diagrama de bloques						■										
Corte del Sistema de Dirección								■								
Acoplamiento Sistema de Dirección								■								
Selección de geometría del pedal									■							
Construcción del Pedal									■							
Cambio manguera Sistema de Frenos									■							
Acoplamiento del Pedal										■						
Acoplamiento Sistema de Frenos										■						
Construcción Sistema de Suspensión						■	■	■	■							
Acoplamiento Sistema de Suspensión											■					
Mejoras de los Sistemas												■				
Simulaciones							■						■	■		
Manual de Mantenimiento													■			
Presentación final															■	■
Portafolio	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■

En este proyecto se entregarán varios entregables, a continuación, se detallan los significados de cada uno de ellos:



**Determinar sistemas y subsistemas:** En este entregable se realizará la selección de los sistemas y subsistemas que se van a construir durante el proyecto. Se llevará a cabo la selección del tipo de sistema de suspensión, amortiguadores, resortes, materiales, etc.

**Cálculos dinámicos:** Se realizará un análisis de cómo se comportará nuestro carro en cuanto a vibraciones teniendo en cuenta un peso aproximado. Asimismo, se busca calcular el efecto de la carga que tendrá nuestro vehículo.

**Dimensionamiento:** Se llevará a cabo el dimensionamiento de los trapecios o brazos articulados del sistema de suspensión, junto con el dimensionamiento de las barras estabilizadoras.

**Boceto del sistema de suspensión:** Tras llevar a cabo el dimensionamiento de algunas de las partes más fundamentales del sistema de suspensión, se procederá al diseño completo del sistema. Sin embargo, cabe destacar que el tamaño del resorte se considerará solo como una aproximación.

**Selección de puntos críticos:** Tras completar el bosquejo inicial del sistema de suspensión, se llevará a cabo un análisis exhaustivo de los puntos críticos del sistema para identificar posibles fallos, ya sea debido a cargas o movimientos.

**Cálculo de resortes y rigidez:** Se llevará a cabo un cálculo detallado para determinar las dimensiones y características necesarias del resorte.

**Análisis de riesgo:** En esta etapa del proyecto, se llevará a cabo un análisis exhaustivo de los posibles riesgos que pueden surgir durante la conducción del monoplaza. Los riesgos a analizar se centrarán únicamente en los sistemas de suspensión, dirección y frenado.

**Cotización:** Se llevará a cabo una búsqueda exhaustiva de los elementos necesarios para adquirir en los sistemas de frenado, dirección y suspensión. Posteriormente, se realizará un análisis detallado de los costos asociados.

**Diseño en CAD:** Tras completar el esquema inicial del sistema de suspensión, junto con sus respectivas dimensiones, se procederá a elaborar un diseño detallado utilizando el software CAD, específicamente en AutoCAD Inventor.

**Cálculo de esfuerzos en puntos críticos:** Considerando que se ha realizado un análisis de los puntos críticos en el sistema y que además se cuenta con un bosquejo avanzado, se procede a realizar los cálculos pertinentes para determinar el factor de seguridad del sistema.

**Cálculo de soldadura:** Considerando que será necesario soldar el sistema de dirección y suspensión al chasis disponible en la Universidad, se debe llevar a cabo un cálculo de soldadura para determinar el tipo de electrodo requerido y verificar el factor de seguridad en estas áreas específicas.

**Compra de materiales sistema de frenos:** Se procederá a adquirir el material seleccionado durante la fase de selección óptimo para el sistema de frenos.

**Compra de materiales sistema de suspensión:** Se llevará a cabo la adquisición de los diversos elementos que componen el sistema de suspensión, tales como resortes, amortiguadores, trapecios, entre otros. Este proceso garantizará la incorporación de componentes de alta calidad para optimizar el rendimiento y la eficiencia del sistema de suspensión en el vehículo.

**Diagrama de bloques:** Se llevará a cabo la elaboración de un diagrama de bloques que exhibirá los pasos de manufactura que serán parte integral del proyecto. En este diagrama, se detallarán los diversos procesos mecánicos que serán ejecutados.

**Corte del sistema de dirección:** El sistema de dirección está actualmente unido a un chasis que no cumple con las normativas de la Formula SAE. Por lo tanto, se procederá a cortar la unión entre el sistema de dirección y dicho chasis, para luego unirlo al chasis que sí cumple con las normativas establecidas por la SAE.

**Acoplamiento del sistema de dirección:** La dirección del chasis anterior será cuidadosamente transferida y hábilmente soldada para lograr un ajuste preciso en el nuevo chasis del Formula SAE, asegurando una integración perfecta que garantice la funcionalidad y rendimiento óptimos.

**Selección de geometría del pedal:** Se seleccionará con meticulosidad la configuración del pedal que se integrará al sistema de frenos, optando por una geometría ergonómica que garantice una experiencia de conducción cómoda y eficiente.

**Construcción del Pedal:** Tras cuidadosamente seleccionar el pedal, se procede con el refinado proceso de maquinado para alcanzar el óptimo resultado deseado, fusionando precisión y dedicación en la búsqueda de la excelencia requerida.

**Cambio manguera Sistemas de Frenos:** Se llevará a cabo una mejora sustancial en la manguera de freno, estableciendo una conexión entre el pedal y las bombas de freno, dado que las anteriores no cumplen con los estándares normativos exigidos. Este perfeccionamiento busca garantizar un cumplimiento riguroso de las normativas requeridas.

**Acoplamiento del Pedal:** Después de haber seleccionado y maquinado el pedal, se procederá a su ensamblaje en el nuevo chasis, garantizando así una cuidadosa integración que cumpla plenamente con las expectativas de esta tesis. Este paso integral asegurará la fusión perfecta del pedal en el sistema, contribuyendo al logro de los objetivos planteados en la tesis.

**Acoplamiento del Sistemas de Frenos:** El sistema de frenos se integrará al chasis con todos sus componentes optimizados, en conjunción con la dirección previamente acoplada, estableciendo una conexión cohesionada que potenciará la eficiencia y rendimiento del vehículo.

**Construcción Sistemas Suspensión:** Se procederá a la adquisición y mejora de elementos clave como resortes y amortiguadores, y según las necesidades, algunos de estos serán maquinados para alcanzar la configuración ideal. Este proceso de optimización asegurará un

rendimiento superior y una adaptación precisa a los requisitos específicos del sistema de suspensión.

**Acoplamiento del Sistema Suspensión:** Una vez obtenidos y adaptados todos los componentes según nuestras necesidades, se procederá a integrarlos en el chasis, junto con los sistemas de dirección y frenos previamente instalados. Este paso garantizará una armoniosa combinación de elementos, consolidando un conjunto coherente y funcional en el vehículo.

**Mejoras de los sistemas:** En esta fase, se llevará a cabo la integración de todos los componentes previamente mencionados, incluyendo el sistema de dirección, frenos y suspensión, en el nuevo chasis. Aquí se materializarán los resultados esperados, culminando en una configuración donde la armonía entre los elementos se traducirá en un rendimiento optimizado y conforme a las expectativas del proyecto.

**Simulaciones:** Se realizarán simulaciones de elementos finitos con la ayuda del programa ANSYS donde se logrará ver y analizar el comportamiento estructural y mecánico de los componentes de un vehículo Fórmula SAE. Esto incluye la respuesta de la suspensión, dirección y sistema de frenos frente a diferentes cargas y condiciones de conducción simuladas. La simulación permite evaluar la resistencia, deformaciones, tensiones y otros aspectos críticos para garantizar la integridad estructural y el rendimiento óptimo del vehículo en escenarios diversos.

**Manual de mantenimiento:** El manual de mantenimiento para el vehículo Fórmula SAE ofrece una guía completa para asegurar un rendimiento óptimo y duradero. Incluye especificaciones técnicas detalladas, procedimientos de inspección regular y mantenimiento preventivo, así como instrucciones paso a paso para ajustes y reemplazo de componentes clave.

**Presentación Final:** La presentación final de la tesis será una oportunidad para resumir el proceso de diseño y construcción, destacando las innovaciones clave y mejoras implementadas.

Se presentarán los resultados de pruebas, comparándolos con los objetivos iniciales y estándares de la competición.

**Portafolio:** El portafolio final constituye un documento que reflejará las labores realizadas a lo largo del semestre mediante el uso de fotografías, tablas y cálculos. A través de este material, se logrará una comprensión más completa de todas las actividades llevadas a cabo.

## 1.6. Estándares ingenieriles

**SAE:** El estándar principal que vamos a seguir es el de la SAE (Society of Automotive Engineers International). Este nos proporciona un reglamento a seguir para el diseño del vehículo. Nos será de utilidad ya que nos indica los parámetros que se deben tomar en cuenta para el diseño de la suspensión, el sistema de frenado y el sistema de dirección. Es importante mencionar que cualquier vehículo que no siga esto, será descalificado por incumplimiento de normas.

**AWS:** Se va a seguir las pautas establecidas por la AWS (Sociedad Americana de Soldadura). Este estándar nos proporcionará una serie de pasos detallados para llevar a cabo el proceso de soldadura en la dirección del nuevo chasis y en el sistema de suspensión. Este enfoque basado en normativas reconocidas garantiza la aplicación de prácticas de soldadura rigurosas y de alta calidad, contribuyendo así a la integridad estructural y el rendimiento óptimo del vehículo en desarrollo.

**ANSI:** El uso de las normas de las ANSI será fundamental en el proceso de diseño del sistema de suspensión para un vehículo de Formula SAE. Estas normas desempeñarán un papel crucial al establecer las tolerancias geométricas del sistema de suspensión, lo que contribuirá significativamente a prevenir errores durante la fase de diseño. Al seguir las pautas precisas de las normas ANSI en relación con las tolerancias, se asegurará una fabricación precisa y la integridad funcional del sistema.

**ISO 128:** Gracias a esta norma internacional se podrá cumplir con la representación correcta mediante el dibujo técnico de las diferentes partes utilizadas, esta representación es esencial para garantizar el éxito en el diseño y la fabricación de un sistema de suspensión para un vehículo de competición como el Formula SAE, asegurando la calidad, la seguridad y el rendimiento del vehículo.

### **1.7. Revisión de la literatura**

Se estudiaron varias investigaciones y artículos relacionados al sistema de suspensión las cuales se van a detallar y analizar a continuación. En varios artículos, los autores se centran en los diferentes componentes que una buena suspensión debe contener, considerando la utilidad que se le dará. De acuerdo a Calderón, es primordial que una suspensión que se utilice resortes, amortiguadores, rotulas, manguetas, y una barra estabilizadora. Todo esto se lo hace con el objetivo de maximizar el confort de los pasajeros y la estabilidad del vehículo.

La consideración de las vibraciones al diseñar un sistema de suspensión no es algo que se debe ignorar. En la investigación realizada por Saurabh, et al., se realiza un análisis a un modelo de vibraciones, el cual refleja cómo se comportará el vehículo al pasar por una imperfección en la vía. Es importante tomar en cuenta las vibraciones, ya que como menciona el autor, esto determinará que tan eficiente es la suspensión al mantener las 4 ruedas del vehículo sobre el piso y la eficiencia de la suspensión para absorber impactos.

En la tesis de maestría realizada por Samuel Joseph, se realiza un estudio a los diferentes tipos de suspensión que existen. Se habla de cómo los diferentes tipos tienen diferentes ventajas y como analizar estas más a profundidad, viendo su comportamiento al ser sometidas a diferentes pruebas. Esto es de suma importancia para este proyecto ya que nos permite tener una idea clara, de qué tipo de suspensión nos ofrece un mayor beneficio dado los diferentes parámetros de la formula SAE.

En la tesis de estudiantes de la universidad de las fuerzas armadas “ESPE” se realiza un estudio para seleccionar correctamente el sistema de suspensión. En la tesis se analizan varios parámetros de suma importancia, ya que el sistema de suspensión debe soportar comportamientos críticos. Los parámetros que se analizaron en la tesis son geometría, material, distribución de masas y esfuerzos críticos. Estos parámetros van a ser muy importantes para poder seleccionar y diseñar un mejor sistema de suspensión.

En la selección de materiales para los componentes de la suspensión se debe tomar en cuenta que sean livianos y que tengan una gran resistencia, así para poder garantizar una rigidez estructural óptima del vehículo. La buena elección de lo antes mencionado es esencial para poder mantener tolerancias ajustadas. En la tesis de Torres y Auquilla se tomó en cuenta dos materiales para los brazos de la suspensión, estos fueron acero y fibra de carbono donde se realizó la comparativa del costo, peso, y del rango que tienen cada uno.

La tesis elaborada por estudiantes de la Universidad San Francisco de Quito, que aborda el diseño de un chasis para la fórmula SAE, será de considerable utilidad. En dicho trabajo se describen todas las especificaciones necesarias para llevar a cabo los cálculos requeridos y optimizar la concepción del sistema de suspensión de manera más efectiva. De acuerdo a los estudiantes que realizaron el escrito, la realización de un buen chasis es el comienzo para poder diseñar los otros elementos de un carro de Formula SAE. Las especificaciones que se van a necesitar son las del peso total del chasis, y dimensiones entre ejes.

Para poder realizar los cálculos para diseñar un sistema de suspensión se tomó de referencia el libro de Shigleys Mechanical Engineering Design. El contenido de este libro será importante para calcular las especificaciones del resorte. Además, se calcularán los esfuerzos que existirán y así se optimizará el diseño del sistema de suspensión. Asimismo, se empleará el libro de Shigley como recurso clave para calcular la fatiga en las áreas soldadas del sistema de suspensión y dirección con respecto al chasis. Este enfoque busca garantizar la integridad

estructural, evitando posibles fallos en las soldaduras cuando el vehículo esté en funcionamiento conforme a la fórmula SAE.

En la tesis de Ludeña, se lleva a cabo un análisis mediante elementos finitos al sistema de manguetas. Este análisis proporciona datos aplicables a la construcción de la suspensión. Un aspecto crucial de este enfoque es la realización de simulaciones en CAE. Estas simulaciones ofrecen una referencia del punto en el cual el prototipo podría fallar y también anticipan el rendimiento de los productos afectados por diversos fenómenos físicos.

Según Puente en su trabajo de la suspensión delantera, el análisis de la geometría es clave, ya que se especifican los puntos de conexión de la suspensión al chasis y a las manguetas. Estas determinarán el comportamiento del vehículo, buscando constantemente la estabilidad del monoplaza para optimizar su velocidad y prevenir problemas como el "bump steer" que es la desviación o la pérdida de control de volante a las llantas por algún bache. Comenta que esta fase del diseño de la suspensión es crítica, ya que su ejecución precisa es fundamental para aprovechar completamente el rendimiento del automóvil en la pista, evitando pérdidas de tracción o vibraciones que podrían surgir si no se aborda de manera adecuada.

Para el sistema de dirección, investigaciones como las de Gillespie en "Fundamentals of Vehicle Dynamics" exploran los principios de la cinemática y dinámica de la dirección en vehículos de competición. Estos estudios aportan la comprensión las características geométricas del sistema de dirección, la inclinación del pivote y la convergencia de las ruedas, afectan la estabilidad y la capacidad de giro del automóvil. Además, gracias a la información proporcionada por la tesis de Arroyo, et al., "Diseño y construcción del sistema de dirección de un vehículo tipo Formula SAE" se puede discutir los desafíos específicos relacionados con la integración y el ensamblaje del sistema de dirección en el chasis de Formula SAE. Esto incluye consideraciones sobre la ubicación óptima de los componentes de dirección para minimizar el



peso no suspendido y maximizar la distribución de carga en las ruedas, así como asegurar la alineación adecuada de los componentes para garantizar la precisión de la dirección.

En el libro "Race Car Vehicle Dynamics" de William F. Milliken y Douglas L. Milliken se encuentra información que destaca la importancia de considerar el chasis y la suspensión como elementos interconectados en lugar de entidades independientes. Se explora cómo la rigidez del chasis impacta la geometría de la suspensión y, por ende, influye en la respuesta del vehículo en términos de maniobrabilidad, estabilidad y comportamiento dinámico. Por lo cual se buscará y se priorizará en obtener una relación más efectiva entre el chasis y la suspensión. Además, se sugiere la exploración de cómo optimizar la rigidez del chasis y los parámetros de la suspensión para mejorar la respuesta del vehículo en condiciones específicas de la competición de la Formula SAE.

Para el análisis del sistema de frenos, se empleó la tesis llevada a cabo por García, la cual se enfoca en el "Diseño y construcción del sistema de frenos FSAE". Este trabajo proporciona una compilación detallada de parámetros pertinentes, tales como el par de frenado, la fuerza de atracción y análisis dinámicos asociados con el sistema de frenos específico para la competición FSAE. Además, la investigación aborda aspectos relevantes, como la selección de materiales empleados en la construcción de dicho sistema. La consideración de estos datos resulta crucial para posteriormente realizar el respectivo mantenimiento que requiere el sistema de frenos, asegurando así su funcionamiento óptimo y seguro.

## 2. MATERIALES Y METODOS

### 2.1. Selección de material y componentes

Para todos los sistemas descritos en la sección de diseño de conceptos y selección, se realiza una matriz de decisión en base a las alternativas mencionadas y a los criterios en los que se los evalúa. En las matrices se encuentra el porcentaje de valor que tiene cada criterio y la calificación que se le da en base al mismo. De esta manera, se escoge la alternativa más óptima siempre teniendo en cuenta los requerimientos de la Formula SAE.

#### 2.1.1. Sistema principal.

Las alternativas para este sistema son las siguientes:

- Alternativa 1 – Paralelogramo deformable
- Alternativa 2 – McPherson
- Alternativa 3 - Multilink

Conociendo el sistema y las diferentes alternativas se procede a realizar una matriz de selección en donde se colocará las distintas opciones que se tienen y diferentes criterios para cada una de las matrices. Siempre se tomará en cuenta los criterios ingenieriles planteados anteriormente.

En la siguiente tabla se presentará una tabla en donde se muestren los criterios anteriormente explicados y también el método de calificación que se utilizará para poder tomar una decisión gracias a la matriz de selección.

*Tabla 2. Criterios para sistema de suspensión*

Criterios	Calificación		Porcentaje %
	1	5	
Costo	Muy costoso	Barato	20%

<b>Espacio</b>	No hay espacio	Existe espacio suficiente	20%
<b>Eficiencia</b>	No es suficiente	Muy eficiente	30%
<b>Simpleza en el diseño</b>	Complejo	Simple	15%
<b>Peso</b>	Muy pesado	Ligero	15%

A continuación, se muestra la tabla que presenta la matriz de selección para el sistema de suspensión del eje delantero del monoplaza.

*Tabla 3. Matriz de selección para sistema de suspensión para eje delantero*

<b>Sistema de suspensión eje delantero</b>							
<b>Criterios ingenieriles</b>	<b>Porcentaje</b>	<b>Alternativas</b>					
		<b>1</b>		<b>2</b>		<b>3</b>	
		<b>Calificación</b>	<b>%</b>	<b>Calificación</b>	<b>%</b>	<b>Calificación</b>	<b>%</b>
<b>Costo</b>	20%	4.5	0.9	4	0.8	3	0.6
<b>Espacio</b>	20%	4	0.8	4	0.8	3	0.6
<b>Eficiencia</b>	30%	5	1.5	5	1.2	5	1.5
<b>Simpleza en el diseño</b>	15%	4	0.6	5	0.75	3	0.45
<b>Peso</b>	15%	4	0.6	5	0.75	3	0.45
<b>Total</b>	100%		<b>4.4</b>		<b>4.3</b>		<b>3.6</b>

De acuerdo con la matriz de selección para el sistema de suspensión del eje delantero, se ha optado por la alternativa 1, que consiste en el uso de una suspensión de paralelogramo deformable. Esta elección se fundamenta en el cumplimiento de los criterios ingenieriles establecidos inicialmente.

La tabla que sigue representa otra matriz de selección destinada a la elección del sistema principal, específicamente diseñada para seleccionar la mejor opción de suspensión para el eje trasero. Los criterios y alternativas son los mismos que los de la primera matriz de selección.

*Tabla 4. Matriz de selección para sistema de suspensión para eje posterior*

Sistema de suspensión eje posterior							
Criterios ingenieriles	Porcentaje	Alternativas					
		1		2		3	
		Calificación	%	Calificación	%	Calificación	%
Costo	20%	4.5	0.9	4	0.8	3	0.6
Espacio	20%	4	0.8	4	0.8	3	0.6
Eficiencia	30%	4.5	1.35	5	1.5	5	1.5
Simpleza en el diseño	15%	4	0.6	5	0.75	3	0.45
Peso	15%	4	0.6	5	0.75	3	0.45
<b>Total</b>	100%		<b>4.25</b>		<b>4.6</b>		<b>3.6</b>

Basándonos en la matriz de selección para el sistema de suspensión del eje posterior, se ha decidido utilizar la alternativa 2, que implica el uso de una suspensión de tipo McPherson. Esta elección se ha realizado debido a que cumple con los criterios ingenieriles establecidos al inicio del proceso de selección.

### 2.1.2. Métodos de accionamiento del resorte o muelle:

Las alternativas para este subsistema son las siguientes:

- Alternativa 1 – Push-rod
- Alternativa 2 – Pull-rod
- Alternativa 3 - Directo

En la siguiente tabla se enlistan los criterios anteriormente explicados junto al porcentaje de valoración que van a tener al momento de realizar la matriz de selección.

*Tabla 5. Criterios para métodos de accionamiento del resorte o muelle*

Criterios	Calificación		Porcentaje %
	1	5	
<b>Desempeño en curvas</b>	Bajo	Alto	20
<b>Espacio</b>	Poco espacio	Mucho espacio	15
<b>Peso</b>	Mala distribución	Buena distribución	15
<b>Simplicidad</b>	Complejo	Simple	10
<b>Costo</b>	Costoso	Barato	15
<b>Durabilidad</b>	Poco duradero	Duradero	15
<b>Mantenimiento</b>	Constante Mantenimiento	Poco Mantenimiento	10

A continuación, se muestra la tabla que presenta la matriz de decisión para el sistema de accionamiento.

*Tabla 6. Matriz de selección para métodos de accionamiento del resorte o muelle.*

Métodos de accionamiento del resorte o muelle							
Criterios ingenieriles	Porcentaje	Alternativas					
		1		2		3	
		Calificación	%	Calificación	%	Calificación	%
<b>Desempeño en curvas</b>	20%	4	0.8	3.5	0.7	1.5	0.3
<b>Espacio</b>	15%	2.5	0.375	3.5	0.525	4	0.6
<b>Peso</b>	15%	2.5	0.375	4	0.6	4	0.6

<b>Simplicidad</b>	10%	3.5	0.35	2.5	0.25	4	0.4
<b>Costo</b>	15%	3.5	0.525	2	0.3	4	0.6
<b>Durabilidad</b>	10%	4.5	0.45	4	0.4	2.5	0.25
<b>Mantenimiento</b>	15%	3.5	0.525	2.5	0.375	4	0.6
<b>Total</b>	100%		<b>3.4</b>		<b>3.15</b>		<b>3.35</b>

Visualizando la matriz de selección para escoger un método de accionamiento del muelle se pudo deducir que la mejor alternativa es el método de accionamiento tipo push-rod. Este funcionamiento cumple con todos los criterios ingenieriles y personales.

### 2.1.3. Resortes.

Las alternativas para este subsistema son las siguientes:

- Alternativa 1 – Resortes helicoidales
- Alternativa 2 – Resortes progresivos

En la siguiente tabla se clasificarán los criterios de evaluación considerados importantes para realizar la matriz de selección del resorte:

*Tabla 7. Criterios de evaluación de resortes*

Criterios	Calificación		Porcentaje %
	1	5	
<b>Durabilidad</b>	Corta vida útil	Larga vida útil	20
<b>Costo</b>	Costoso	Barato	20
<b>Disponibilidad</b>	Escasa	Abundante	20
<b>Mantenimiento</b>	Poco frecuente	Frecuente	20
<b>Rigidez</b>	Suave	Variable	20

En la siguiente tabla se presenta la matriz de selección para determinar el tipo de resorte que se va a seleccionar. Esta matriz se compone de los criterios y alternativas que fueron previamente explicados.

Tabla 8. Matriz de selección del resorte

Resortes					
Criterios ingenieriles	Porcentaje	Alternativas			
		1		2	
		Calificación	%	Calificación	%
<b>Durabilidad</b>	20%	4.5	0.9	3	0.6
<b>Costo</b>	20%	3.5	0.7	1	0.2
<b>Disponibilidad</b>	20%	4	0.8	3	0.6
<b>Mantenimiento</b>	20%	3.5	0.7	3	0.6
<b>Rigidez</b>	20%	4	0.8	3.75	0.75
<b>Total</b>	100%		<b>3.90</b>		<b>2.75</b>

Con la ayuda de la matriz de selección, se deduce que el resorte que empacaría mejor en nuestro diseño es el helicoidal. Se tomaron en cuenta 4 diferentes criterios como la durabilidad, costo, disponibilidad y mantenimiento donde se aprecia una gran diferencia con respecto a las otras opciones. Es un resorte el cual es muy fácil de encontrar, ya que su uso es de los más frecuentes en la industria, su costo moderado debido a la competencia y un mantenimiento óptimo evitando problemas como corrosión o algún otro percance.

#### 2.1.4. Amortiguadores.

Las alternativas para este subsistema son las siguientes:

- Alternativa 1 – Amortiguador de tubo simple o doble efecto
- Alternativa 2 – Amortiguador de doble tubo

- Alternativa 3 – Amortiguador de aire

En la siguiente tabla se definirán los diferentes criterios para realizar la matriz de selección:

Tabla 9. Criterios de evaluación para amortiguadores

Criterios	Calificación		Porcentaje %
	1	5	
<b>Rendimientos dinámicos</b>	Mal rendimiento	Excelente rendimiento	35
<b>Durabilidad</b>	No durable	Muy durable	20
<b>Compatibilidad</b>	Poco compatible	Bastante compatible	25
<b>Costo</b>	Costoso	Barato	20

La siguiente tabla corresponde a otra matriz de selección para un sistema secundario, esta matriz está diseñada para elegir el mejor amortiguador . Los criterios y alternativas son los especificados anteriormente.

Tabla 10. Matriz de selección para selección para amortiguadores

Amortiguadores							
Criterios ingenieriles	Porcentaje	Alternativas					
		1		2		3	
		Calificación	%	Calificación	%	Calificación	%
<b>Rendimiento dinámico</b>	35%	4	1.4	4	1.4	5	1.75
<b>Durabilidad</b>	20%	4	0.8	5	1	2	0.4
<b>Compatibilidad</b>	25%	4	1	4	1	2	0.5
<b>Costo</b>	20%	4	0.8	4	1	2	0.4
<b>Total</b>	100%		<b>4</b>		<b>4.4</b>		<b>3.05</b>



Se escoge el amortiguador de doble tubo ya que este tipo de amortiguación proporciona una buena estabilidad, no es muy costosa comparada con los amortiguadores de aire, es duradera, y se comporta adecuadamente en condiciones de carreras. Además, se complementa con el resorte escogido helicoidal, y la suspensión de paralelogramo deformable ya que estos son compatibles.

### 2.1.5. Unión del sistema de dirección al chasis

Las alternativas para este subsistema son las siguientes:

- Alternativa 1 – Soldadura
- Alternativa 2 – Empernado o chapas metálicas

En la siguiente tabla se muestran los criterios anteriormente explicados con su respectivo valor en porcentaje que va a tener en la matriz de selección.

*Tabla 11. Criterios para la unión del sistema de dirección al chasis*

Criterios	Calificación		Porcentaje %
	1	5	
<b>Rigidez estructural</b>	Bajo	Alto	20
<b>Peso</b>	Pesado	Liviano	15
<b>Costo</b>	Costoso	Barato	20
<b>Seguridad</b>	Poco seguro	Muy seguro	20
<b>Mantenimiento</b>	Constante mantenimiento	Poco mantenimiento	25

A continuación, se presenta la matriz de selección diseñada para determinar el tipo de unión que se seleccionará para el sistema de dirección. Esta matriz está compuesta por los criterios mencionados anteriormente

Tabla 12. Matriz de selección para unión del sistema de dirección al chasis

Unión del sistema de dirección al chasis					
Criterios ingenieriles	Porcentaje	Alternativas			
		1		2	
		Calificación	%	Calificación	%
Rigidez Estructural	20%	5	1	3	0.6
Peso	15%	4	0.6	3	0.45
Costo	20%	5	1	3	0.6
Seguridad	20%	5	1	3	0.6
Mantenimiento	25%	4	1	2	0.5
<b>Total</b>	100%		<b>4.6</b>		<b>2.75</b>

Después de analizar la matriz de decisión, se ha llegado a la conclusión de que la soldadura es la opción más favorable. La soldadura ofrece una serie de ventajas significativas, incluida una mayor rigidez estructural y una distribución más uniforme de las cargas. Además, la soldadura puede reducir el peso total del vehículo al eliminar la necesidad de sujetadores adicionales.

#### 2.1.6. Selección de material para la optimización del sistema de frenos

Las alternativas para este subsistema son las siguientes:

- Alternativa 1 – Teflón con acero inoxidable o también conocido como PTFE
- Alternativa 2 – Polietileno de alta densidad o mejor conocido como (HDPE)
- Alternativa 3 - Elastómero fluorado

En esta tabla se muestran los criterios de selección anteriormente explicados con su respectivo porcentaje.

Tabla 13. Criterios para selección de material para la manguera del sistema de frenos

Criterios	Calificación		Porcentaje %
	1	5	
<b>Durabilidad</b>	Corta vida útil	Larga vida útil	40
<b>Costo</b>	Costoso	Barato	30
<b>Disponibilidad</b>	Escasa	Abundante	30

En la siguiente tabla se muestra la matriz de selección para escoger el material para la optimización del sistema de frenos.

*Tabla 14. Matriz de selección para selección de material para la manguera del sistema de frenos*

Amortiguadores							
Criterios ingenieriles	Porcentaje	Alternativas					
		1		2		3	
		Calificación	%	Calificación	%	Calificación	%
<b>Durabilidad</b>	40%	4.5	1.8	3	1.2	3.5	1.4
<b>Costo</b>	30%	4	1.2	4.5	1.35	3	0.9
<b>Disponibilidad</b>	30%	3.5	1.05	4.5	1.35	4	1.2
<b>Total</b>	100%		<b>4.05</b>		<b>3.9</b>		<b>3.5</b>

Gracias a la matriz de selección, la alternativa seleccionada para la optimización de la manguera del sistema de frenos es la alternativa 1 que se refiere a una manguera hecha por teflón con acero inoxidable. Este material cumple con los criterios ingenieriles establecidos al inicio

## 2.2. Plan de manufactura

Para llevar a cabo nuestro proyecto con las características deseadas, es imprescindible mecanizar varios elementos y posteriormente ensamblar las piezas maquinadas al chasis. Para lograr esto de manera eficiente, es fundamental elaborar un plan de manufactura. Este documento detalla todas las etapas de producción de las piezas o el ensamblaje de los elementos. Seguir este plan garantiza una ejecución eficiente y de alta calidad. La importancia del plan de manufactura radica en su capacidad para mostrar a quienes no están directamente involucrados en el proyecto cómo debe llevarse a cabo el proceso, lo que facilita la coordinación de procesos y la anticipación de posibles errores.

Al elaborar un diagrama de flujo, se emplea una simbología específica que facilita la creación de un diagrama claro, de fácil comprensión y consistente con otros diagramas de flujo. Entre los símbolos seleccionados para este propósito se encuentran los siguientes.



*Figura 15. Leyenda para diagramas de flujo*

En el presente proyecto, se han identificado seis piezas que deben ser maquinadas: el tubo push-rod, el balancín, el soporte para los elementos del sistema de suspensión, el eje del sistema de dirección, las juntas para unión de ejes y el pedal. A continuación, se muestra el diagrama de flujo individual de cada elemento mencionado.

**Tubo push-rod:** Para poder fabricar este elemento se deben seguir tres procesos. En primer lugar, se debe tornearse la materia prima en un torno CNC para lograr las dimensiones deseadas. Una vez obtenidas estas dimensiones, se procede a roscar la pieza por su interior para permitir un ensamblaje posterior. Finalmente, se lleva a cabo un pulido superficial para mejorar la calidad del acabado.

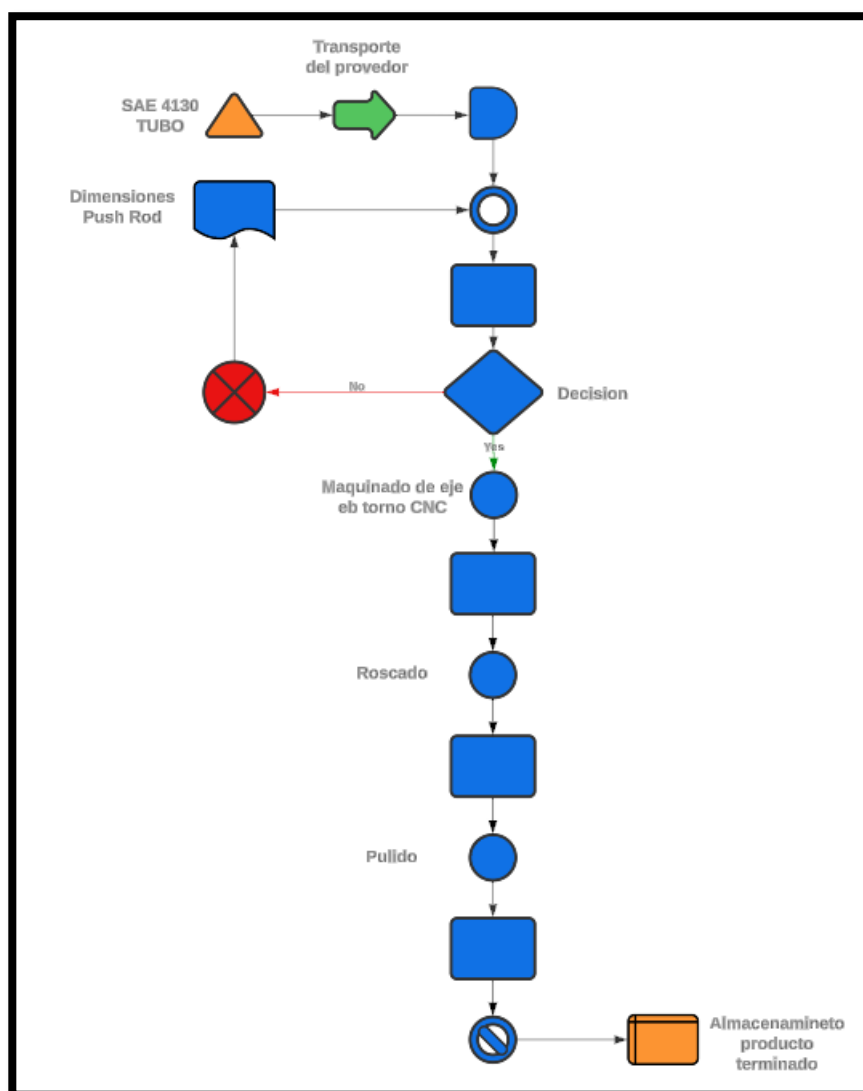


Figura 16. Diagrama de flujo push-rod

**Rocker:** Para la fabricación del rocker se llevarán a cabo 3 procesos. En primer lugar, se procederá a cortar la placa de acero inoxidable que se adquirirá. Posteriormente, la placa se colocará en la fresadora para darle las dimensiones deseadas. Finalmente, se realizará un pulido para mejorar los acabados superficiales.

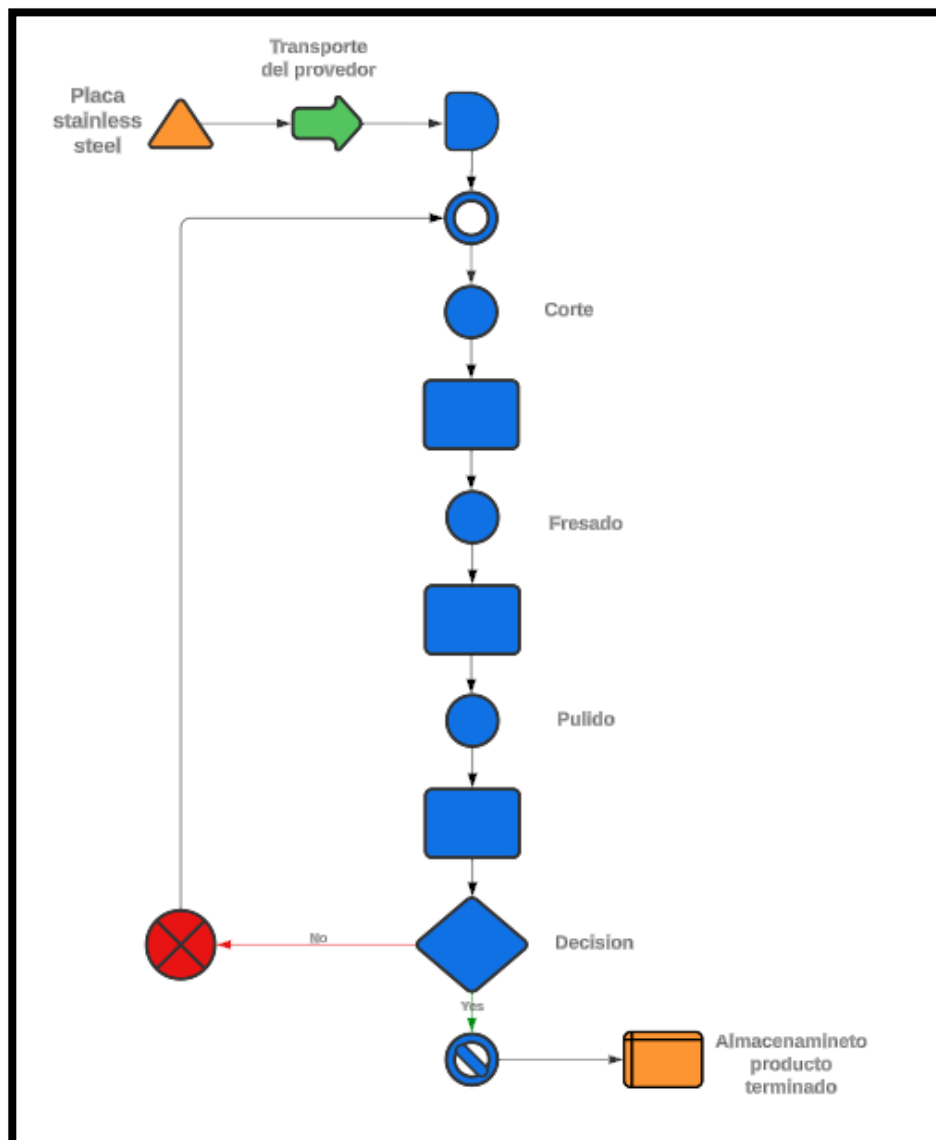


Figura 17. Diagrama de flujo rocker

**Eje del sistema de dirección:** Para la fabricación del eje del sistema de suspensión, se seguirán los mismos procesos que se utilizaron para el tubo del push-rod, que son el maquinado

con la CNC, el roscado y el pulido. Sin embargo, es importante destacar que las dimensiones no serán las mismas, ya que deben ser exactas para garantizar un buen acople entre el sistema de dirección y el nuevo chasis.

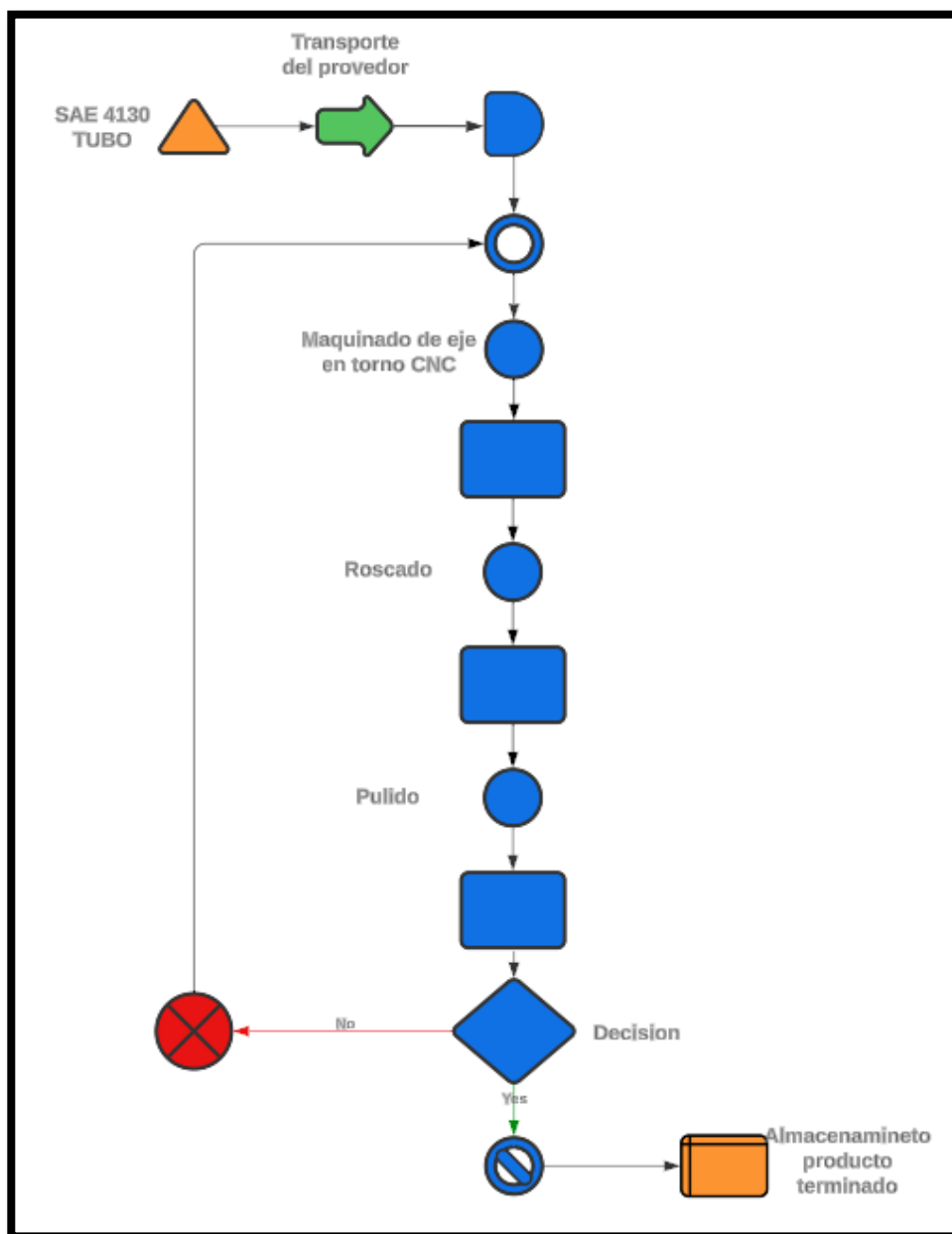


Figura 18. Diagrama de flujo eje del sistema de dirección

**Soporte para los elementos del sistema de suspensión:** Para poder realizar este soporte, se utilizará el mismo tipo de elemento que en los casos anteriores. Sin embargo, en este caso,

se cortarán las puntas de forma boca de pez para facilitar el ensamblaje posterior con el chasis.

Después de esto, se llevará a cabo el pulido para obtener un acabado de calidad.

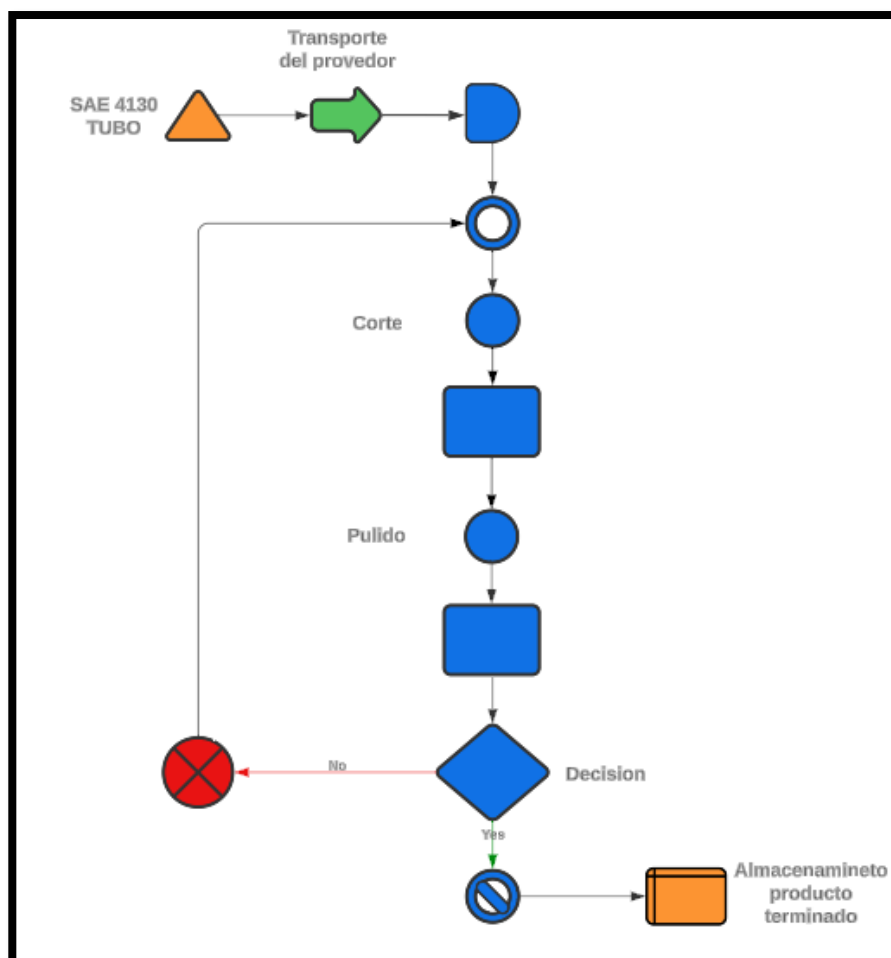


Figura 19. Diagrama de flujo de soporte de elementos

**Juntas para unión de ejes:** Para poder realizar estas juntas, solo se llevarán a cabo dos procesos. En primer lugar, se fresarán las placas de acero inoxidable que se adquirieron para fabricar el rocker. Luego, se procederá a pulir las superficies para obtener un acabado adecuado.



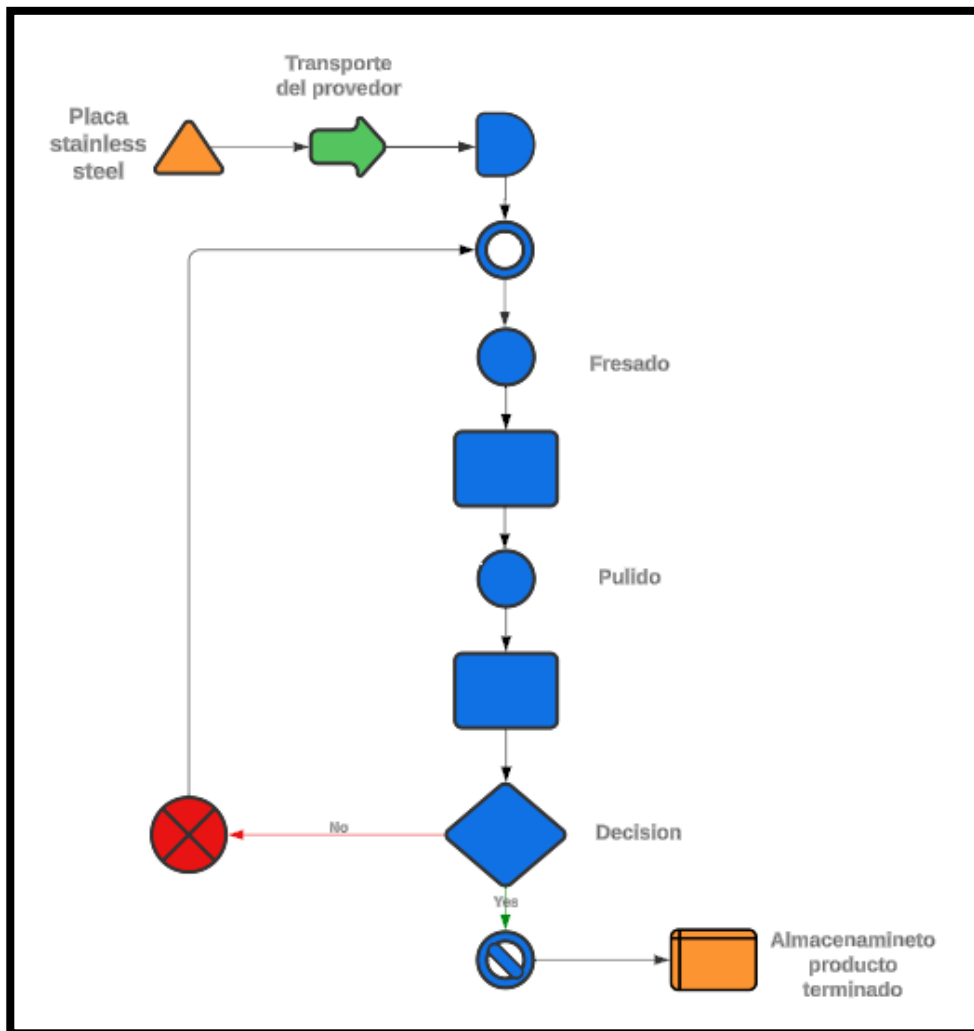


Figura 20. Diagrama de flujo de junta para unión de ejes

Finalmente, todas estas piezas deben ensamblarse con el chasis. Para esto, se pueden unir de dos maneras: mediante soldadura y otras piezas se ensamblarán utilizando roscado en lugar

de soldadura. A continuación, se muestra el diagrama de flujo del ensamblaje completo.

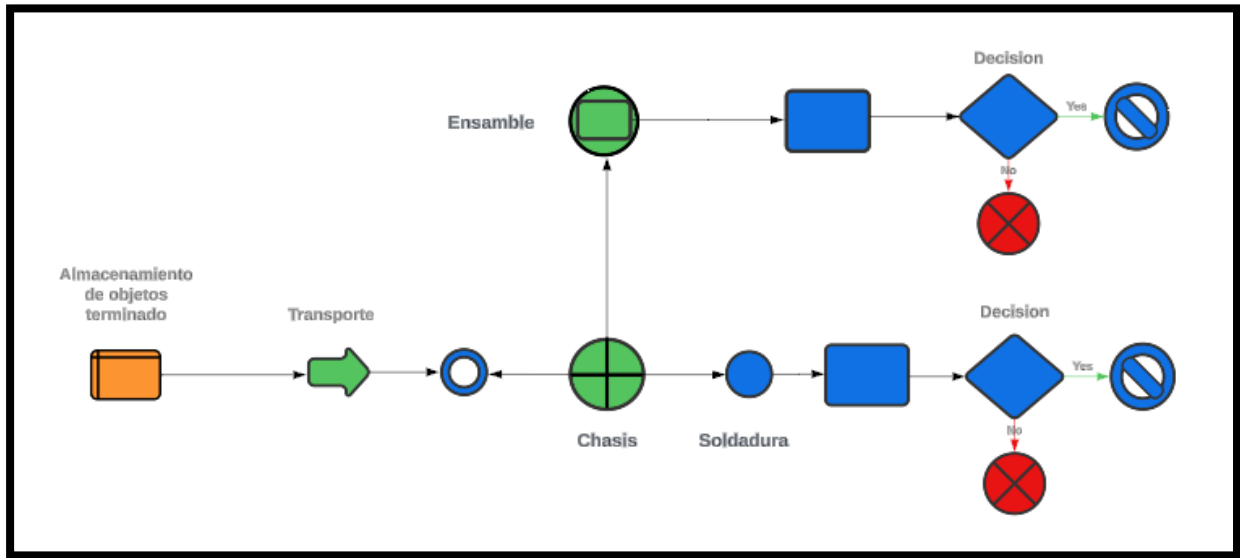
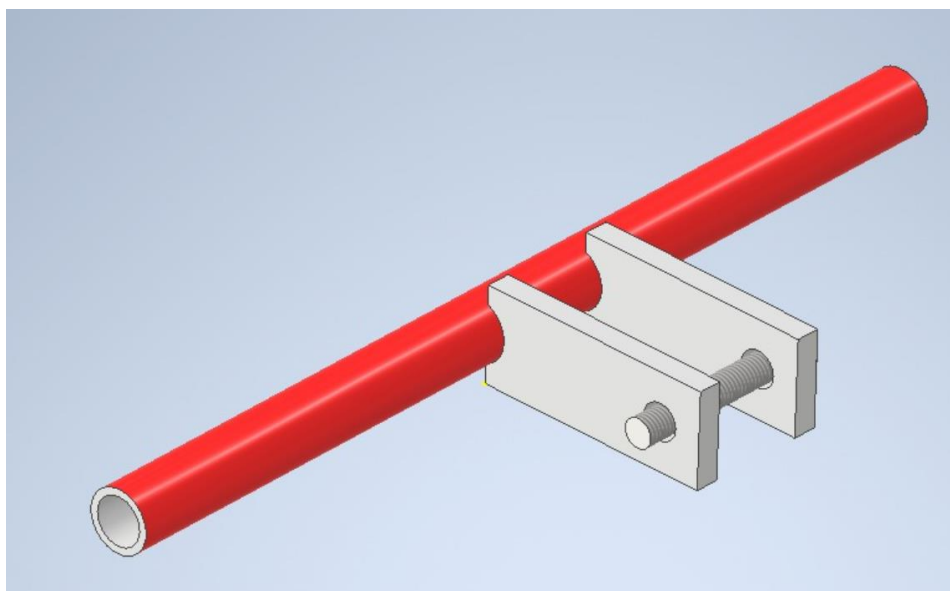


Figura 21. Diagrama de flujo de ensamblaje

### 3. RESULTADOS Y DISCUSIONES

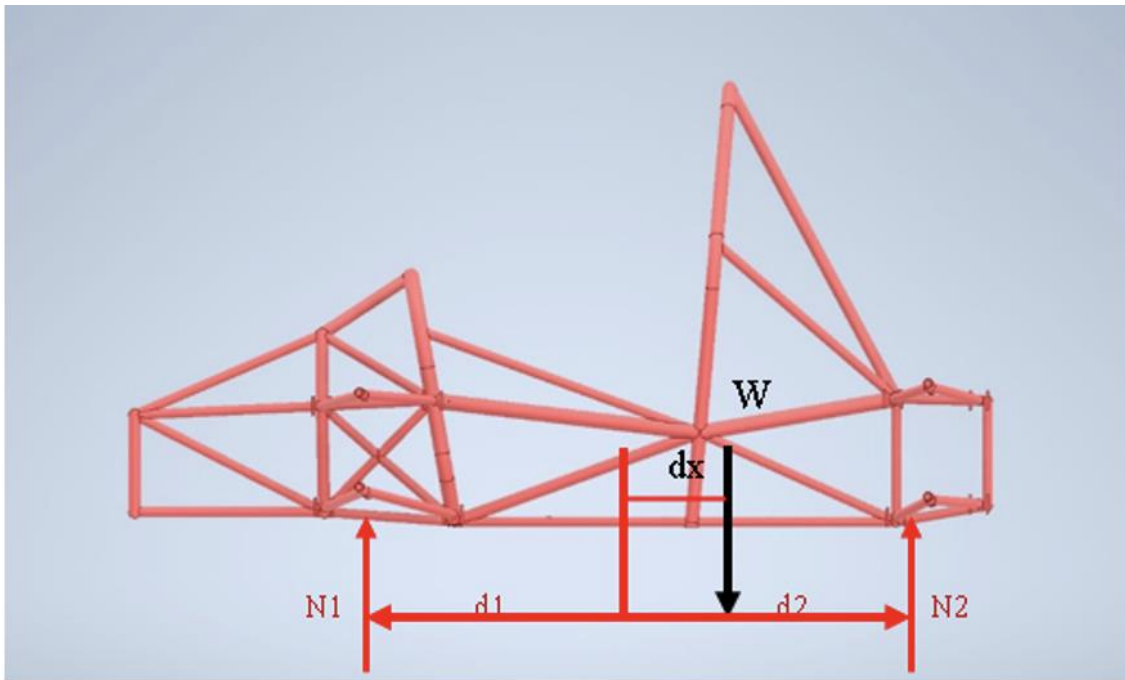
#### 3.1. Reporte de Diseño

Para iniciar el proceso de diseño del sistema de suspensión, fue crucial obtener medidas precisas del chasis del vehículo. Aunque se disponía de un archivo CAD, este no incluía las dimensiones exactas de las mesas de suspensión, lo que requirió una medición manual de cada parte del chasis. Se realizó un análisis detallado de las dimensiones tanto en la parte delantera como en la parte trasera del chasis. Estas mediciones incluyeron los espacios disponibles y la geometría general del chasis. Gracias a estas medidas se realizó la geometría de los soportes y juntas en cada parte que correspondía del chasis.



*Figura 22. Soportes en el espacio medido*

El archivo CAD del vehículo, aunque no tenía las medidas exactas de las mesas, contenía la estructura completa del vehículo, lo cual fue extremadamente útil para ciertos cálculos generales. Utilizando el CAD, pudo medir con precisión la distancia entre los ejes delanteros y traseros, información esencial para el diseño de la suspensión.



*Figura 23. CAD utilizado en el dimensionamiento*

Las mediciones precisas del chasis, combinados con los datos obtenidos del archivo CAD, permitieron la selección de un sistema de suspensión óptimo para el vehículo de Formula SAE. La combinación de un sistema McPherson en la parte delantera y un paralelogramo deformable en la parte trasera no solo maximiza el uso del espacio disponible, sino que también prepara al vehículo para futuras modificaciones y mejoras en el rendimiento. Estas decisiones de diseño aseguran que el sistema de suspensión cumpla con los altos estándares de manejo y estabilidad requeridos para la competición.

## **3.2. Análisis Ingenieril**

### **3.2.1. Análisis estático y dinámico.**

Para determinar las cargas extremas que deberá soportar el sistema de suspensión, se llevó a cabo un análisis dinámico en varios escenarios a los que el automóvil de fórmula SAE podría estar expuesto. Posteriormente, se realizó una evaluación y se seleccionó el caso más extremo al que el automóvil podría enfrentarse.

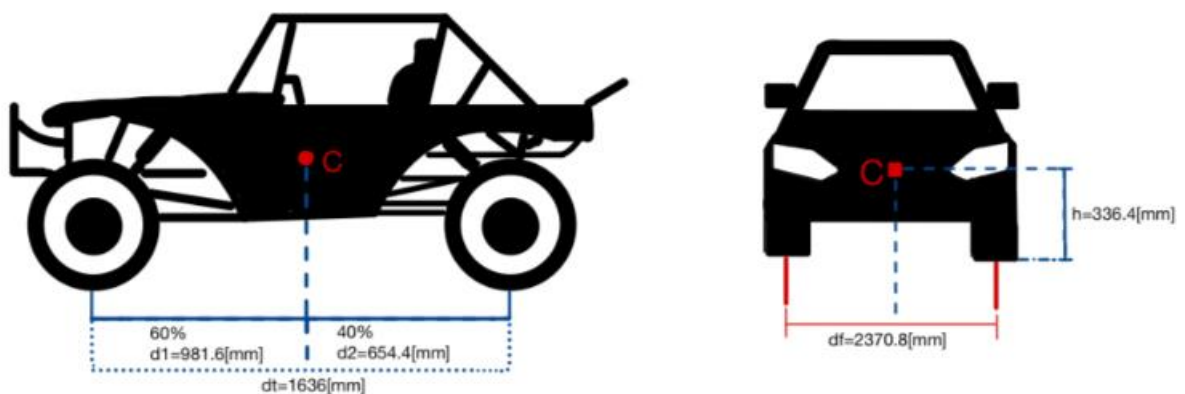
Se cuenta con datos acerca de la longitud total del monoplaza, la distancia entre los ejes frontales y el peso total tomando en cuenta al piloto. Además, gracias al análisis llevado a cabo en la tesis sobre el “Diseño y optimización del chasis para una formula SAE” realizado por Hachig et al., se ha obtenido información sobre la distribución de peso entre el eje delantero y el eje posterior. Esta distribución se establece en un 60% para el eje delantero y un 40% para el eje posterior. Igualmente se tiene conocimiento sobre el centro de gravedad en el eje Y.

A continuación, se presenta la tabla con las medidas previamente mencionadas:

*Tabla 15. Datos generales del monoplaza*

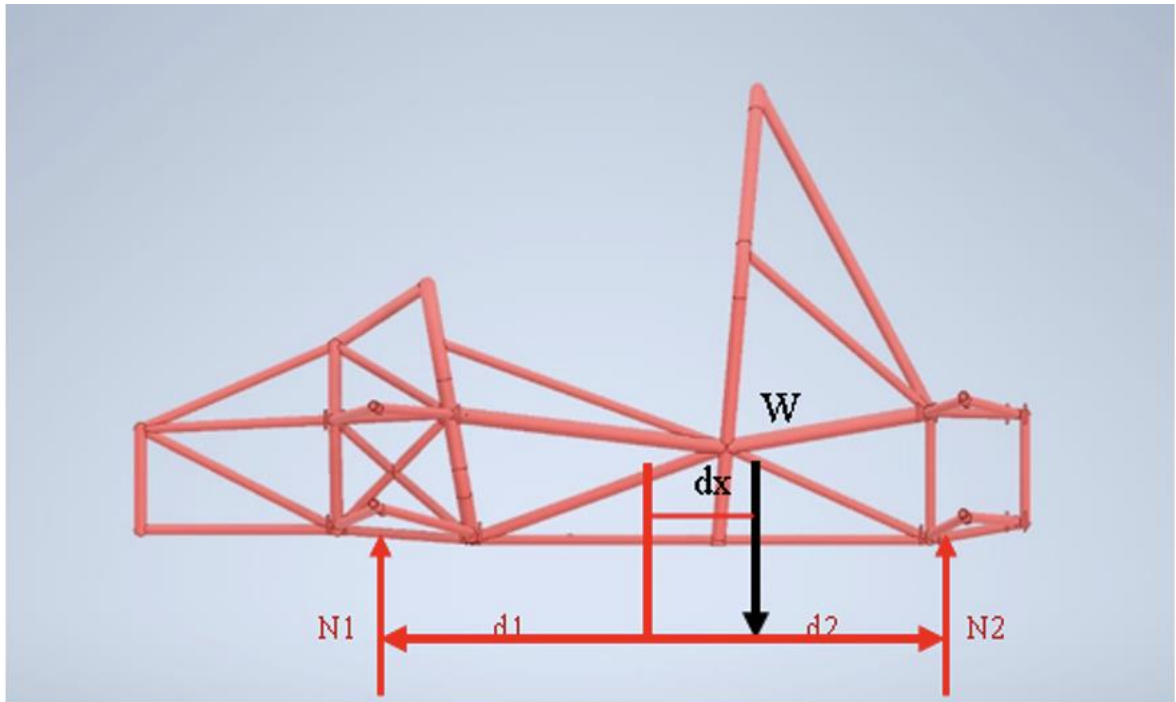
Datos generales	
<b>Longitud total</b>	1636 [mm]
<b>Eje Frontal</b>	60%
<b>Eje Posterior</b>	40%
<b>Centro gravedad eje Y</b>	336.4 [mm]
<b>Peso total</b>	280 [Kg]
<b>Distancia entre eje Frontal</b>	1370.8 [mm]

A continuación, se muestra dos bosquejos con las respectivas distancias mencionadas.



*Figura 24. Diagrama de medidas del monoplaza*

A continuación, lo primero que se debe realizar es encontrar el centro de gravedad en el eje X para esto se realizó la siguiente operación utilizando las variables mencionadas anteriormente cuando el carro se encuentra de perfil del chasis real que se tiene.



*Figura 25. Reacciones y dimensiones en el chasis*

De este sistema se define la siguiente ecuación :

$$dx = \frac{dt}{2} - d1$$

En donde:

$dx$  = Centro de gravedad eje x

$dt$  = Distancia total

$d1$  = Primera distancia

Como se tiene conocimiento de todas las incógnitas si se puede proceder a realizar el cálculo.

$$dx = \frac{1636 [mm]}{2} - 981.6 [mm]$$

$$dx = 163.6 \text{ [mm]}$$

Utilizando los datos disponibles, se procede a realizar la distribución de masas del monoplace. Para obtener una comprensión más detallada, se lleva a cabo un diagrama de cuerpo libre en un escenario estático.

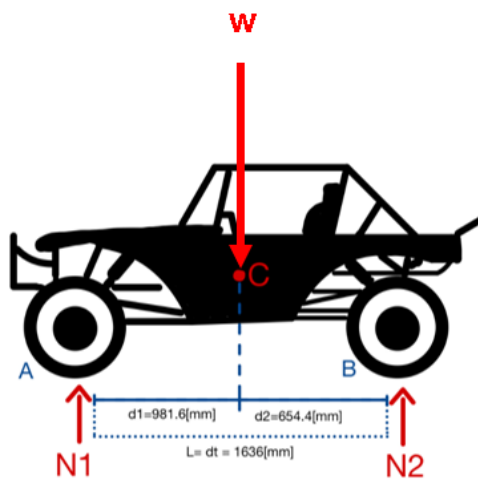


Figura 26. Diagrama de cuerpo libre estático

Se emplea el principio estático de la física para calcular las fuerzas normales en cada uno de los ejes, para esto se realiza la sumatoria de momentos con precisión. Esta suma de momento es igual a cero ya que se busca el momento que mantenga el auto balanceado, es decir, que se contrarreste el balanceo del vehículo.

$$\sum M_A = 0$$

$$N_2 * L - W \left( \frac{L}{2} + dx \right) = 0$$

$$N_2 = \frac{W}{2} + \frac{W * dx}{L}$$

$$\sum M_B = 0$$

$$-N_1 * L + W \left( \frac{L}{2} - dx \right) = 0$$

$$N_1 = \frac{W}{2} - \frac{W * dx}{L}$$

En donde:

$N_1$  = Normal en el eje frontal

$N_2$  = Normal en el eje posterior

L = Distancia entre ejes lateral del monoplaza

W = Peso total

$dx$  = Centro de gravedad eje x

$$N_1 = \frac{280 [Kg]}{2} - \frac{280 [Kg] * 0.1636[m]}{1.636[m]} = 112[Kg]$$

$$N_2 = \frac{280 [Kg]}{2} + \frac{280 [Kg] * 0.1636[m]}{1.636[m]} = 168[Kg]$$

Como se resultado de las anteriores ecuaciones se obtiene que la normal ejercida en el eje frontal es de 112[Kg] y del eje posterior es de 168 [Kg]. Esto de acuerdo con la distribución del peso que se mencionó al inicio siendo el eje posterior donde existe una mayor carga (60%).

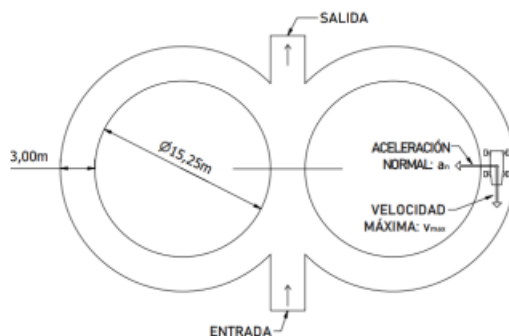
### 3.2.2. Transferencia de fuerza en curvas para vehículos de formula SAE.

Cuando el vehículo de Formula SAE ingresa en una curva, se produce una redistribución del peso debido a las fuerzas resultantes de la dinámica del vehículo. Esto provoca que la fuerza interna del monoplaza se desplace hacia los bordes exteriores del mismo. Para realizar este cálculo, es imperativo establecer el escenario más crítico posible.



En la Formula SAE, existe una prueba denominada “Skidpad”, en la cual el monoplaza debe recorrer una pista con un radio de curvatura de 15.25 metros. Se estima que el monoplaza pueda alcanzar una velocidad en curva de 25 km/h; sin embargo, para un análisis más riguroso, se considera una velocidad de 30 km/h como el caso más crítico.

En la siguiente figura se puede observar la pista que tiene la prueba “Skidpad”



*Figura 27. Prueba Skidpad (Manual Formula SAE, 2023)*

Para llevar a cabo este tipo de análisis, es necesario hacer varias suposiciones:

- No habrá deslizamiento en las llantas.
- El vehículo se moverá a una velocidad constante de 30 km/h, lo que implica que no habrá aceleración tangencial.

Considerando todo lo mencionado anteriormente, es posible determinar la magnitud de la aceleración normal.

$$a_n = \frac{V^2}{\rho}$$

$$a_n = 4.55 \left[ \frac{m}{s^2} \right]$$

Con la aceleración normal calculada, se procede a elaborar el diagrama de cuerpo libre correspondiente al monoplaza en este contexto específico. Cabe mencionar que esta aceleración normal indica el cambio en la dirección del vector.

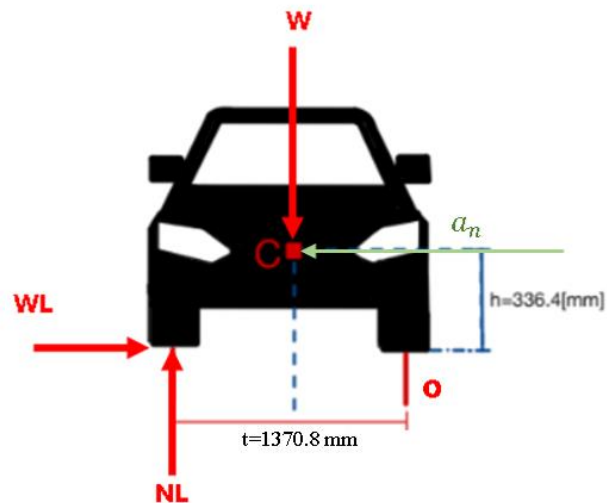


Figura 28. Diagrama de cuerpo libre con transferencia de peso lateral

Luego, se realiza una sumatoria de momentos para determinar con precisión el valor de la normal total en el caso mencionado cuando existe esta transferencia en curva. El análisis se realiza en el punto 0 que se encuentra localizado en la llanta derecha.

$$\sum M_0 = 0$$

$$N_L * t - N_1 * \left(\frac{t}{2}\right) - N_1 * a_n * h = 0$$

$$N_L = \frac{N_1}{2} + \frac{N_1 * a * h}{t}$$

En donde:

$t =$  Ancho de vía [mm]

$N_L =$  Normal en el eje exterior al momento del giro

$a_n =$  Aceleración normal

$h =$  Altura centro de gravedad eje Y

Resolviendo la anterior ecuación planteada se obtiene lo siguiente.

$$N_L = \frac{112[Kg]}{2} + \frac{112[Kg] * 4.55 * 0.3364[m]}{1.3708[m]}$$

$$N_L = 69.74 [Kg] = 684.17 [N]$$

Al momento de tomar una curva a 30 [Km/h] en la prueba llamada Skidpad se tiene un incremento sobre el valor de la normal de 684.17 Newtons.

### 3.2.3. Transferencia de carga longitudinal en vehículos.

Cuando un vehículo acelera o frena, se produce una serie de transferencias en la carga a lo largo del automóvil. Es importante destacar que la transferencia es significativamente mayor durante la fase de frenado, lo cual puede tener un impacto notable en la estabilidad del monoplaza.

Durante el proceso de frenado, la inercia del vehículo ejerce fuerzas que tienden a desplazar la carga hacia adelante. En este escenario específico, se considera la velocidad promedio en punta de los vehículos Formula SAE, que es de 100 km/h. Además, se emplea el valor calculado en la tesis sobre sistema de frenos para determinar el tiempo necesario que el monoplaza se detenga completamente a esa velocidad, el cual se estima en 3 segundos. Con estos datos disponibles, se puede proceder al cálculo para determinar la desaceleración del vehículo. Para este cálculo se utilizan las fórmulas MRUV.

$$-a = \frac{V_f - V_a}{t}$$

Donde:

$$a = \text{Desaceleracion} \left[ \frac{m}{s^2} \right]$$

$$V_f = \text{Velocidad final} = 100 \left[ \frac{Km}{h} \right] = 27.77 \left[ \frac{m}{s} \right]$$

$$V_a = \text{Velocidad inicial} = 0$$

$t = \text{Tiempo}$

$$-a = \frac{0 - 27.77 \left[ \frac{m}{s} \right]}{3}$$

$$a = 9.25 \left[ \frac{m}{s^2} \right]$$

Una vez obtenida la desaceleración del monoplaza, se procede a elaborar el diagrama de cuerpo libre durante la transferencia de carga longitudinal.

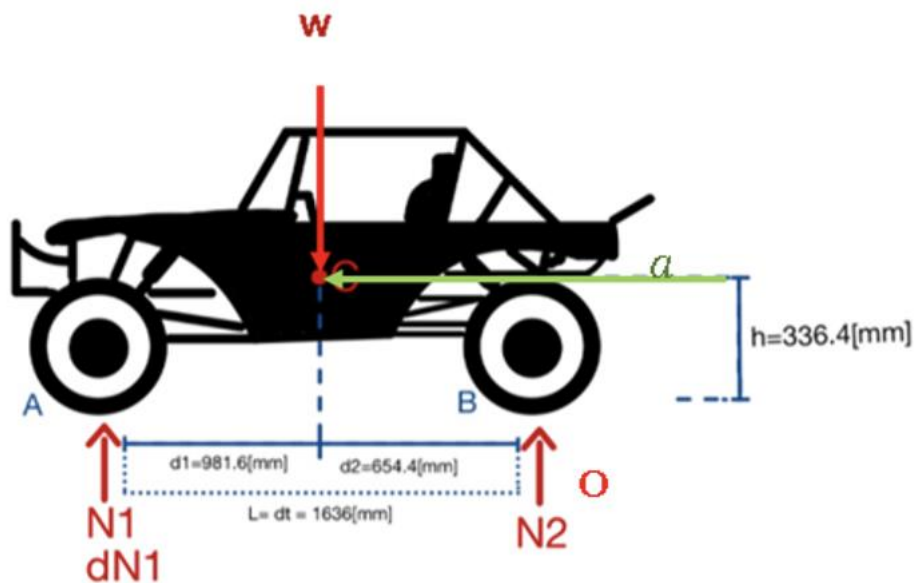


Figura 29. Diagrama de cuerpo libre con transferencia de masa longitudinal

Posteriormente, se lleva a cabo la sumatoria de momentos en torno al diagrama de cuerpo libre para determinar con precisión el valor más alto que se producirá. Importante mencionar que el sistema de origen se encuentre en la llanta posterior.

$$\sum M_0 = 0$$

$$dW_1 * L - W * a * h = 0$$

$$dW_1 = \frac{W * a * h}{L}$$

Donde:

$dW_1$  = Incremento de carga en el eje delantero

$h$  = Altura centro de gravedad eje Y

$L$  = Distancia entre ejes lateral del monoplaza

$a$  = Desaceleracion  $\left[\frac{m}{s^2}\right]$

$W$  = Peso total

$$dW_1 = \frac{280[Kg] * 9.25 * 0.3364[m]}{1.636[m]}$$

$$dW_1 = 54.12 [Kg] = 530.91[N]$$

Por lo tanto, se tiene un incremento en la carga de 54.12 [Kg] en el eje delantero, sumando la carga del eje delantero se tiene 166.12 [Kg]. para cada rueda el valor de las fuerzas normales al momento de frenar es de 83.06[Kg].

Después de obtener las fuerzas normales en cada uno de los principales casos estáticos y dinámicos, se determinó que el momento más crítico al que estará sometida una llanta será durante el frenado del monoplaza en una curva. Con este conocimiento, se establece lo siguiente:

$$N_t = 83.06 [Kg] + 69.74 [Kg]$$

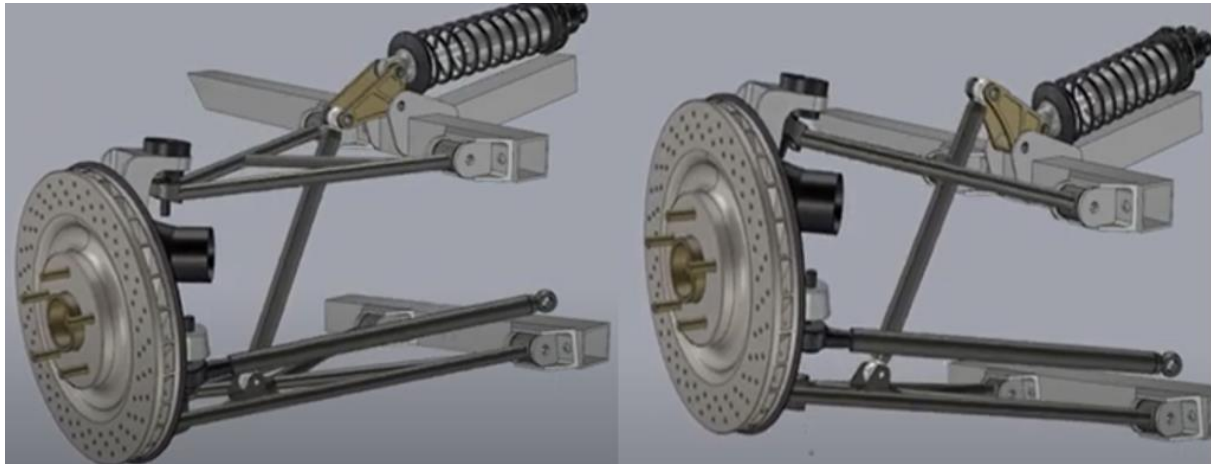
$$N_t = 152.8[Kg] = 1498.96[N]$$

$$N_t = 1.49[kN]$$

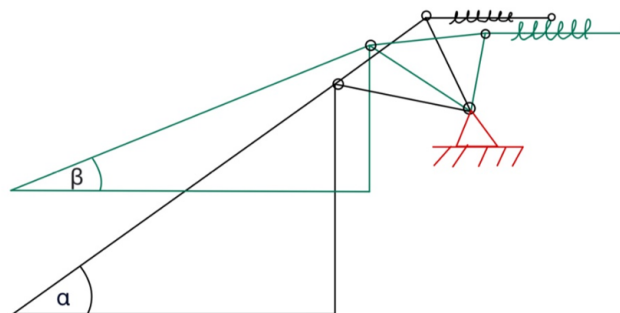
Finalmente, la Fuerza normal más crítica a la que va a estar una llanta del monoplaza es de 1.49 Kilo Newtons.

### 3.2.4. Desplazamiento del resorte del sistema de suspensión.

Una de las regulaciones clave en la Formula SAE establece que el automóvil no debe separarse del suelo más de 5 cm. Con esta información en mente, se llevó a cabo un análisis del movimiento del resorte en comparación con la elevación del automóvil. Para determinar la elongación del resorte, se realizó el siguiente análisis.



*Figura 30. Sistema de suspensión posterior*



*Figura 31. Esquema general del sistema de suspensión y su desplazamiento*

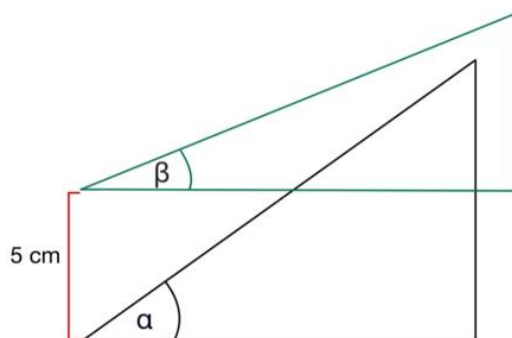


Figura 32. Posición inicial vs final

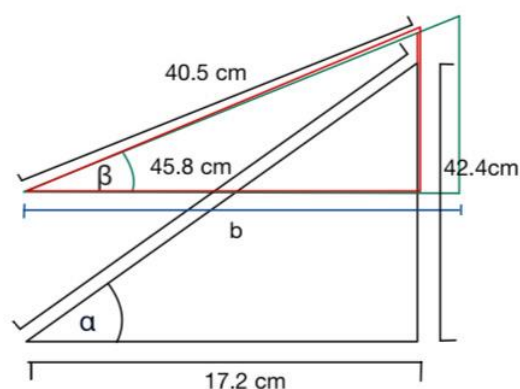


Figura 33. Dimensiones obtenidas en el taller mecánico

Para calcular el ángulo del triángulo inicial es decir cuando la posición es normal (sin desplazamiento) se obtiene a partir del cateto opuesto y la hipotenusa que son valores que se midieron en el chasis del vehículo.

$$\sin(\alpha) = \frac{\text{cateto opuesto}}{\text{hipotenusa}}$$

$$\sin(\alpha) = \frac{42.4 \text{ cm}}{45.8 \text{ cm}}$$

$$\alpha = 67.95^\circ$$

Para la siguiente posición cuando ha sido elevado 5 cm, el ángulo ha cambiado, sin embargo, se tiene la hipotenusa del nuevo triángulo en color rojo y la base que es la misma que

el triángulo formado en la posición inicial, con estos datos se evalúa para conocer al ángulo beta:

$$\cos(\beta) = \frac{\textit{cateto adyacente}}{\textit{hipotenusa}}$$

$$\cos(\beta) = \frac{17.20 \textit{ cm}}{40.5 \textit{ cm}}$$

$$\beta = 64.86^\circ$$

Una vez conocido el ángulo, se puede conocer la distancia del triángulo mayor y de esta forma la diferencia que existe entre la distancia final vs la distancia inicial de la base de los triángulos indica el  $x$  que se desplaza el sistema.

$$\cos(64.86) = \frac{b}{45.8 \textit{ cm}}$$

$$b = 19.46 \textit{ cm}$$

La diferencia obtenida es la siguiente :

$$x = 19.46 \textit{ cm} - 17.20 \textit{ cm}$$

$$x = 2.26 \textit{ cm}$$

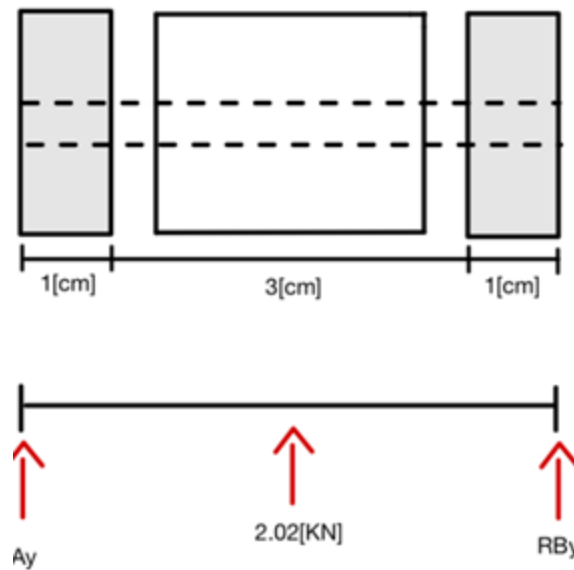
Mediante este cálculo, se logró determinar que el resorte del sistema de suspensión va a tener una compresión de 2.26 centímetros.

### 3.2.5. Cálculo del perno.

Para analizar las cargas y reacciones presentes en el perno, se ha elaborado un detallado diagrama de cuerpo libre que proporciona una representación visual clara de las fuerzas actuantes. Este diagrama se centra en el perno en cuestión, que se encuentra sometido a una fuerza aplicada en su punto medio y que se transmite a través de sus bases. Al mostrar las dimensiones precisas obtenidas durante el diseño, este diagrama resulta fundamental para



calcular el diámetro necesario del perno, permitiendo así determinar el correspondiente factor de seguridad.



*Figura 34. Distancia entre soportes*

Utilizando el diagrama de cuerpo libre como guía, se procede a determinar las reacciones en los apoyos del perno. Es evidente, a partir de la simetría del diagrama, que estas reacciones serán iguales tanto en el eje  $y$  como en el eje  $x$ . Por lo tanto, las reacciones verticales y horizontales, representadas como  $A_y$  y  $B_y$  respectivamente, tendrán el mismo valor.

$$\sum F_y = 0$$

$$R_{By} + R_{Ay} = 2,02 \text{ KN} - 1,01 + R_{Ay} = 2,02 \text{ Kn}$$

$$R_{Ay} = -1,01 \text{ KN}$$

Como se mencionó previamente, dado que el sistema es simétrico, la próxima suma de fuerzas dará como resultado valores idénticos. Esto implica que las fuerzas aplicadas y las reacciones en el sistema se distribuyen de manera uniforme debido a su simetría. Por lo tanto, cualquier suma de fuerzas realizada en una parte del sistema producirá el mismo resultado que

la misma suma realizada en otra parte simétrica del sistema. Esta propiedad de simetría simplifica el análisis y permite predecir con precisión el comportamiento del sistema sin la necesidad de realizar cálculos adicionales para cada componente simétrico.

$$\sum M = 0$$

$$-0.5R_{Ay} + 2.5(2.02 \text{ KN}) - 4.5 R_{By} = 0$$

$$R_{By}(5) = \frac{2.5(2.02 \text{ KN})}{5}$$

$$R_{By} = -1.01 \text{ KN}$$

Ahora, con las reacciones obtenidas de los apoyos del perno, se procede a utilizar nuestro diagrama de cuerpo libre como herramienta fundamental para llevar a cabo un análisis más profundo. En este sentido, se elaborarán dos gráficas de cortante, una para cada extremo del perno. Estas gráficas proporcionarán una representación visual de cómo varía la fuerza cortante a lo largo de la longitud del perno. Al interpretar estas gráficas, se logra identificar los puntos críticos donde la fuerza cortante alcanza valores máximos o mínimos, lo que nos permite comprender mejor la distribución de las cargas a lo largo del eje y, en consecuencia, diseñar adecuadamente la sección transversal del mismo para resistir estas cargas. Además, la realización del diagrama de momento nos permitirá encontrar el momento máximo que experimenta el eje en su longitud. Esta información es crucial para determinar la resistencia necesaria del material del eje y garantizar su integridad estructural bajo las condiciones de carga previstas.

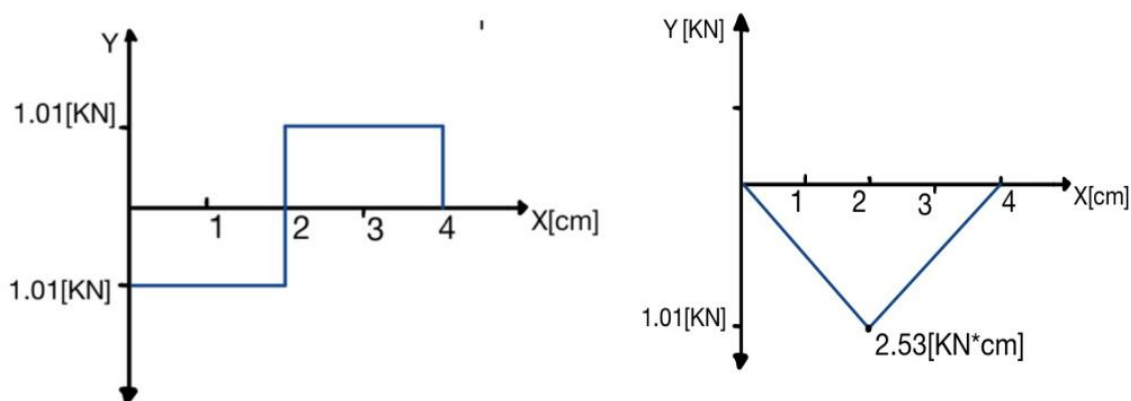
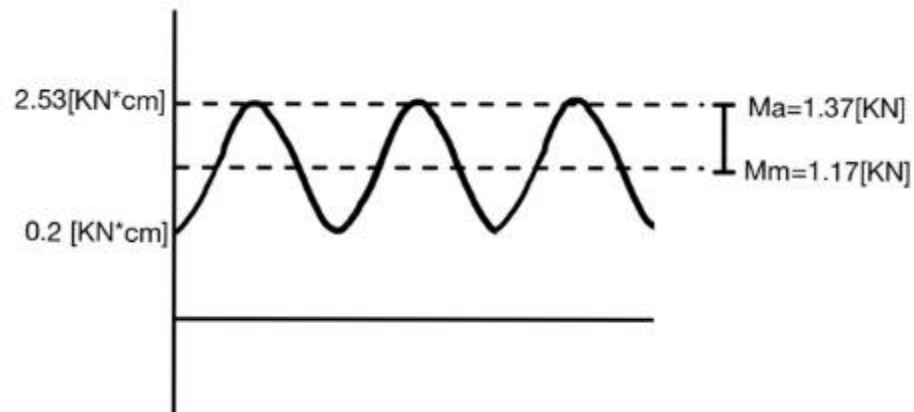


Figura 35. Diagramas de cortante y momento

El momento máximo de  $2.53 \text{ Kn} \times \text{cm}$  y el mínimo es  $0.2 \text{ Kn} \times \text{cm}$  y se asume como una carga fluctuante debido a su presencia en un entorno donde las fuerzas actúan de manera cíclica o recurrente sobre el eje como el peso de las mesas que conectan a las llantas y toda la estructura. Este valor máximo indica el pico de tensión experimentado por el eje en un ciclo de carga y descarga. En aplicaciones donde las cargas fluctúan o se repiten periódicamente, como en sistemas de transmisión, maquinaria rotativa o estructuras sujetas a vibraciones, se espera que el eje esté sometido a esfuerzos fluctuantes en intervalos regulares. Estos ciclos de carga pueden provocar fatiga en el material del eje con el tiempo, ya que los esfuerzos repetidos pueden exceder los límites de resistencia del material. Por lo tanto, se considera que este momento máximo representa una carga fluctuante porque el eje está sujeto a tensiones cíclicas que pueden afectar su integridad estructural a lo largo del tiempo, haciéndolo vulnerable a posibles fallos por fatiga. Es esencial tener en cuenta este factor al diseñar y dimensionar el eje para garantizar una vida útil adecuada y prevenir posibles fallos prematuros debido a la fatiga del material.



*Figura 36. Diagrama de esfuerzo fluctuante*

Para determinar el diámetro adecuado del perno, se utilizará los factores modificadores de Marín. Estos factores consideran varios aspectos, como la geometría del eje, las propiedades del material y las condiciones de carga, para ajustar el factor de seguridad del diseño. Es importante destacar que estos factores modificadores son fundamentales para garantizar que el eje sea capaz de soportar las cargas previstas sin experimentar fallos prematuros debido a la fatiga del material.

El factor  $K_a$  de Marín, como se aborda en "Shigley's Mechanical Engineering Design", se lo conoce como el factor de acabado superficial que ajusta el factor de seguridad del diseño del eje considerando la rugosidad de su superficie. Una superficie más rugosa puede concentrar tensiones y aumentar el riesgo de fallo por fatiga, reflejado en un valor de  $K_a$  mayor a 1. Por otro lado, una superficie más suave reduce este riesgo, mostrado en un valor de  $K_a$  menor a 1. Ajustar este factor es crucial para garantizar que el diseño del eje sea seguro y resistente a las cargas aplicadas, siguiendo las prácticas de diseño recomendadas por Shigley.

$$K_a = a (sut)^b$$

Acabado superficial	Factor a		Exponente b
	$S_{ut}$ , kpsi	$S_{ut}$ , MPa	
Esmerilado	1.34	1.58	-0.085
Maquinado o laminado en frio	2.70	4.51	-0.265
Laminado en caliente	14.4	57.7	-0.718
Como sale de la forja	39.9	272.	-0.995

Figura 37. Valores para obtener el  $K_a$

Se toma en cuenta que el eje tiene un proceso de maquinado, por ende, se tomarían los siguientes datos:

$$K_a = 4.51(400)^{-0.265}$$

$$K_a = 0.92$$

El factor  $K_b$ , conocido como el factor de tamaño, ajusta el factor de seguridad del diseño del eje teniendo en cuenta su tamaño o dimensiones. Cuando el diámetro del eje no está especificado, se puede asumir un valor inicial para  $K_b$ , por ejemplo, 0.9. Este valor inicial se utiliza como punto de partida para calcular el diámetro del eje mediante un proceso iterativo. Durante esta iteración, se ajusta el valor de  $K_b$  según el diámetro calculado hasta encontrar el diámetro real del eje que cumpla con los requisitos de seguridad y resistencia. Ajustar el factor  $K_b$  de manera adecuada es esencial para garantizar que el diseño del eje sea seguro y capaz de soportar las cargas aplicadas, incluso cuando las dimensiones del eje no estén inicialmente especificadas.

$$K_b = 0.9$$

$$k_b = \begin{cases} (d/0.3)^{-0.107} = 0.879d^{-0.107} & 0.11 \leq d \leq 2 \text{ pulg} \\ 0.91d^{-0.157} & 2 < d \leq 10 \text{ pulg} \\ (d/7.62)^{-0.107} = 1.24d^{-0.107} & 2.79 \leq d \leq 51 \text{ mm} \\ 1.51d^{-0.157} & 51 < d \leq 254 \text{ mm} \end{cases}$$

*Figura 38. Valores para obtener el Kb*

El factor  $K_c$  conocido como el factor de carga, se establece en 1 cuando se tienen cargas combinadas actuando sobre el eje. Esto indica que todas las cargas, ya sean axiales, de flexión o torsión, se consideran de igual importancia en el diseño. Al fijar  $K_c$  en 1 para cargas combinadas, simplificamos el análisis y el cálculo del factor de seguridad del eje, asegurando que el diseño sea capaz de resistir todas las condiciones de carga previstas durante su operación.

$$K_c = 1 \text{ (Cargas Combinadas)}$$

El factor  $K_d$ , que se refiere al factor de temperatura, se establece en 1 en este caso particular debido a que la temperatura de funcionamiento del eje se encuentra dentro del rango especificado, que es  $T < 400^\circ\text{F}$  o  $202^\circ\text{C}$ . Esto indica que las propiedades mecánicas del material del eje no se ven significativamente afectadas por cambios de temperatura en este intervalo. Al fijar  $K_d$  en 1 para este rango de temperatura, se simplifica el análisis del diseño del eje, ya que no es necesario realizar ajustes adicionales debido a las condiciones térmicas. Esto asegura que el diseño del eje sea adecuado y pueda mantener su integridad estructural dentro del rango de temperatura especificado durante su funcionamiento.

$$K_d = 1 \text{ ( } T < 400^\circ\text{F, } 202^\circ\text{C)}$$

El factor  $K_e$  llamado factor de confiabilidad, ajusta el factor de seguridad considerando una confiabilidad del 95%, según "Shigley's Mechanical Engineering Design". Esto asegura que el diseño del eje pueda resistir las condiciones de carga con un alto nivel de confianza, minimizando el riesgo de fallo y garantizando la seguridad del sistema.

$$K_e = 0.868 \text{ (95 \%)}$$

Confiabilidad, %	Variación de transformación $z_a$	Factor de confiabilidad $k_e$
50	0	1.000
90	1.288	0.897
95	1.645	0.868
99	2.326	0.814
99.9	3.091	0.753
99.99	3.719	0.702
99.999	4.265	0.659
99.9999	4.753	0.620

*Figura 39. Valores de  $K_e$  en base al porcentaje de confiabilidad*

El factor  $K_f$ , denominado factor de efectos varios, se utiliza para ajustar el factor de seguridad del diseño del eje en función de diversos efectos adicionales que pueden influir en su rendimiento, según lo establecido en "Shigley's Mechanical Engineering Design". Cuando  $K_f$  se establece en 1, se indica que los efectos considerados no requieren un ajuste adicional en el factor de seguridad, lo que simplifica el análisis y el cálculo del diseño del eje, manteniendo su integridad estructural y su capacidad para resistir las cargas previstas.

$$K_f = 1 \text{ (Por efectos varios)}$$

El factor de seguridad  $S_e'$ , según "Shigley's Mechanical Engineering Design", ajusta la resistencia nominal del material del eje para considerar variaciones en propiedades y fabricación. Se calcula multiplicando 0.5 por el límite de resistencia a la tracción  $S_{ut}$  del material. Esto garantiza un margen de seguridad adecuado en el diseño del eje.

$$S_e' = 0.5S_{ut}$$

$$S_e' = 0.5(400) = 200 \text{ MPa}$$

Después de obtener los factores de Marín, se calcula  $(S_e)$ , que ajusta la resistencia del material del eje para considerar variaciones. Este factor es crucial para determinar el diámetro del eje, asegurando un diseño confiable y resistente a las cargas previstas.

$$Se = Ka \times Kb \times Kc \times Kd \times Ke \times Kf$$

$$Se = 0.92 \times 0.9 \times 1 \times 1 \times 0.868 \times 1 \times 200$$

$$Se = 143.79$$

Después de obtener todos los datos necesarios, se procederá a utilizar la ley de Goodman para calcular el diámetro del eje. En este caso específico, se considera que el torque aplicado es cero, lo que simplifica la ecuación. Además, los concentradores de esfuerzos, representados por  $K_f$  y  $K_{fs}$ , se asumen como 1, lo que significa que no tienen un efecto significativo en el cálculo del diámetro, ya que en el sistema del eje no existe concentradores de esfuerzo. Por lo tanto, la ecuación para el diámetro del eje se simplifica y se puede expresar de manera más directa utilizando la ley de Goodman, lo que facilita el proceso de diseño y dimensionamiento del eje para garantizar su integridad estructural bajo las condiciones de carga previstas.

$$d = \frac{16(1.2)}{\pi} \left\{ \frac{1}{143.74} [4(1 \times 1.37 \times 10^4)] + \frac{1}{400} [4(1 \times 1.17 \times 10^4)^2] \right\}$$

$$d = 11.50 \text{ mm} , d = 12 \text{ mm}$$

Una vez calculado el diámetro del eje utilizando la ley de Goodman y otros parámetros relevantes, se procederá a modificar el factor de tamaño  $K_b$ . Este factor  $K_b$  ajusta el factor de seguridad del diseño del eje en función de su tamaño o dimensiones. La modificación del factor de tamaño  $K_b$  se realiza teniendo en cuenta el diámetro recién calculado del eje. Un diámetro mayor o menor afectará el factor de tamaño  $K_b$ , ya que las dimensiones del eje tienen un impacto directo en su capacidad para resistir las cargas aplicadas. Por lo tanto, la modificación de  $K_b$  garantiza que el factor de seguridad del diseño del eje se ajuste de manera adecuada y precisa en función de su tamaño actual, asegurando así un diseño óptimo y seguro del eje.

$$Kb = 1.24 \times 11.50^{-0.107}$$

$$Kb = 0.95$$



Ahora se modificara el Se :

$$Se = Ka \times Kb \times Kc \times Kd \times Ke \times Kf$$

$$Se = 0.92 \times 0.95 \times 1 \times 1 \times 0.868 \times 1 \times 200$$

$$Se = 151.73$$

Se modificará el diámetro mediante la ley de Goodman:

$$d = \frac{16(1.2)}{\pi} \left\{ \frac{1}{151.73} [4(1 \times 1.37 \times 10^4)] + \frac{1}{400} [4(1 \times 1.17 \times 10^4)^2] \right\}$$

$$d = 11.19 \text{ mm} , d = 12$$

Con todos estos valores se encuentra el factor de seguridad por Goodman:

$$\frac{1}{n} = \frac{16}{\pi(12)^3} \left\{ \frac{1}{151.73} [4(1 \times 1.37 \times 10^4)] + \frac{1}{400} [4(1 \times 1.17 \times 10^4)^2] \right\}$$

$$n = 1.43$$

El factor de seguridad del eje se ha determinado en 1.43, lo que indica que el diseño del eje es robusto y confiable. Este valor del factor de seguridad, que es superior a 1,2, proporciona un margen adicional de resistencia por encima de las cargas esperadas. Esto significa que el eje está diseñado para soportar las condiciones de carga previstas con un amplio margen de seguridad, lo que garantiza un rendimiento óptimo y sin contratiempos durante su funcionamiento. En resumen, el factor de seguridad de 1.43 brinda una certeza adicional sobre la integridad estructural del eje y su capacidad para cumplir con los requisitos de rendimiento sin problemas.

Con el diámetro del eje calculado y el factor de seguridad determinado, se ha completado el análisis y diseño necesario para proceder con la maquinación del eje. Todos los cálculos pertinentes han sido realizados, teniendo en cuenta las cargas aplicadas, los materiales utilizados y los factores de seguridad requeridos. El diámetro del eje y el factor de seguridad proporcionan las especificaciones necesarias para la fabricación del componente. Ahora, se

puede proceder con confianza a la fase de maquinado, donde se dará forma al eje según las dimensiones calculadas, asegurando que cumpla con los estándares de resistencia y rendimiento establecidos. Este proceso garantiza que el eje tenga la capacidad necesaria para soportar las cargas previstas y que funcione de manera óptima en su aplicación prevista.

### 3.2.6. Coeficiente del resorte.

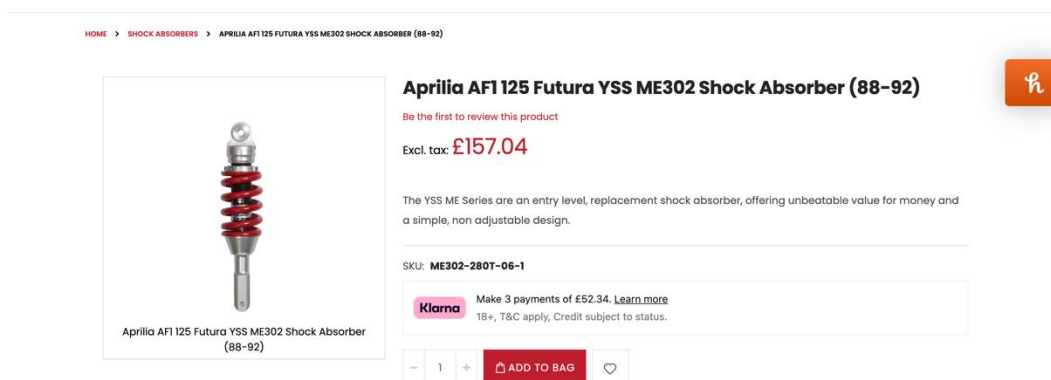
Con el desplazamiento, se puede utilizar la ley de Hooke para obtener el coeficiente de rigidez necesario para el resorte. Para este, es necesario utilizar la fuerza más crítica que soportara una rueda. Este tiene un valor de 2.02 KN a la cual se debe encontrar su componente en x ya que nuestro sistema de suspensión se encuentra en ese eje. Con estos valores se obtiene el coeficiente de rigidez de la siguiente manera:

$$F = kx$$

$$\left(\frac{2020N}{\tan(67.95)}\right) = k(0.0226m)$$

$$36202 \frac{N}{m}$$

Con este valor, se busca en el mercado un sistema de suspensión que sea apto para los valores obtenidos tomando en cuenta siempre el precio y el rendimiento del mismo. El sistema de suspensión con mejores características en relación precio-desempeño fue el siguiente:



HOME > SHOCK ABSORBERS > APRILIA AF1 125 FUTURA YSS ME302 SHOCK ABSORBER (88-92)

**Aprilia AF1 125 Futura YSS ME302 Shock Absorber (88-92)**

Be the first to review this product

Excl. tax: **£157.04**

The YSS ME Series are an entry level, replacement shock absorber, offering unbeatable value for money and a simple, non adjustable design.

SKU: ME302-280T-06-1

**Klarna** Make 3 payments of £52.34. [Learn more](#)  
18+, T&C apply, Credit subject to status.

1 ADD TO BAG

Figura 40. Sistema de suspensión opción 1 (Brook Suspension, 2023)

Las características de este sistema de suspensión son las siguientes:

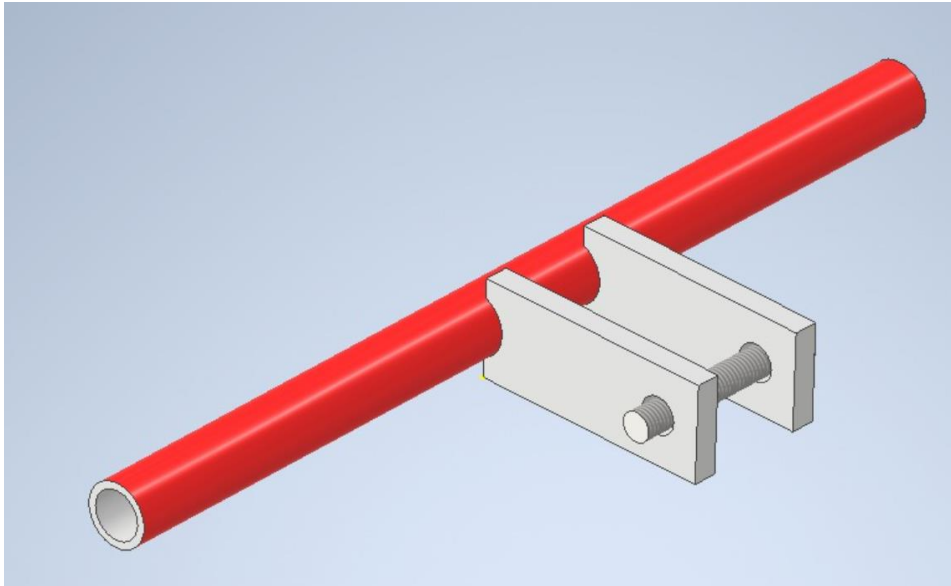
Brand	YSS
Shock Length (mm)	280.00
Shock Top Mount Type	Eye
Shock Top Mount Width (mm)	35.00
Shock Top Mount Bolt Hole (mm)	10.00
Shock Bottom Mount Type	Fork
Shock Bottom Mount Width (mm)	26.00
Shock Bottom Mount Bolt Hole (mm)	8.00
Shock Absorber Spring Internal Diameter (mm)	46.00
Shock Absorber Spring Length (mm)	110.00
Shock Spring Rate (n/mm)	130
Shock Preload Adjustment	Threaded
Shock Rebound Adjustment	None
Shock Compression Adjustment	None
Shock Length Adjustable	No
Shock Reservoir Type	Emulsion
Shock Piston Diameter (mm)	30.00
Shock Rod Diameter (mm)	12.00

*Figura 41. Especificaciones opción 1 para sistema de suspensión (Brook Suspension, 2023)*

Como se puede observar, el coeficiente del resorte es de 130 N/mm, lo que nos da un valor de 130,000 N/m. Esto excede el valor que necesitamos lo que significa que la suspensión va a ser más rígida. Esto puede ser favorable ya que permite mejor maniobrabilidad en curvas al monoplaza. La segunda opción tiene un coeficiente de amortiguación justo lo que significa que el sistema de suspensión no será ni muy duro ni muy suave, sino exacto. Se puede observar la segunda opción en la figura a continuación con sus especificaciones.

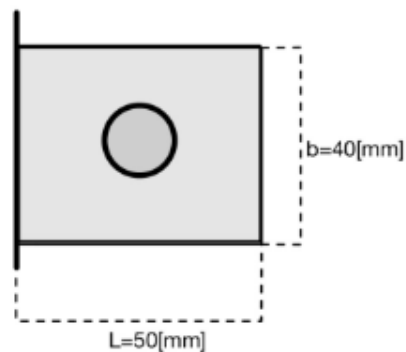
### **3.2.7. Espesor de la junta de ejes.**

En la siguiente imagen se muestra cómo las juntas estarán unidas al chasis. Estas uniones siempre estarán sometidas a una misma carga, que es la carga proporcionada por el push rod. El elemento que transferirá esta carga es el eje que pasa por ahí.

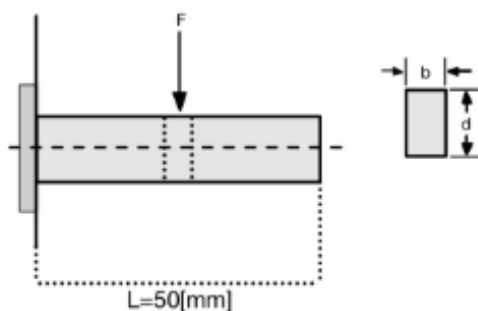


*Figura 42. Uniones al chasis (Inventor)*

Es de vital importancia establecer correctamente el espesor de la junta que vincula el sistema de suspensión con el chasis, dado que esta componente tiene una función fundamental que es resistir los esfuerzos existentes en el monoplaza en una competición del calibre del Formula SAE. La junta, de configuración rectangular, incluye una perforación central diseñada para alojar el eje que asegurará la barra push rod. Las dimensiones del soporte son las siguientes:

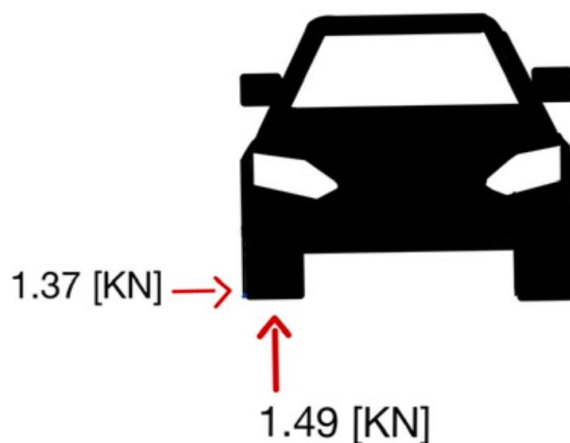


*Figura 43. Vista Lateral soporte de eje*



*Figura 44. Vista superior soporte de eje*

Como se mencionó anteriormente, la fuerza máxima ejercida en el momento más crítico es de 1.49 [kN]. Este valor debe ser incrementado por el peso en cada llanta, que es de 1.37 [kN]. Se busca la resultante y se determina que la fuerza ejercida en un escenario crítico es de 2.02 [kN].



*Figura 45. Fuerza máxima ejercida en la rueda*

Se sabe que la fuerza que se va a ejercer en el soporte es la fuerza que se aplica sobre la barra push rod en el escenario más crítico. Además, se dispone de información sobre el material destinado a la fabricación del soporte del eje, el cual será de acero AISI 1018. El  $S_y$  de este material es de 220 [MPa]. Con estos datos establecidos, es posible proceder al cálculo del espesor óptimo de este componente. Para calcular el espesor se siguen los siguientes pasos.

Primero se establece la ecuación de esfuerzos cortantes que va a tener la pieza analizada.

$$\sigma = \frac{F * \frac{L}{2}}{\frac{b * d^2}{6}}$$

En donde cada una de las incógnitas significan lo siguiente:

F es la fuerza ejercida en la base , L es la longitud que va a tener el soporte, b es el ancho de la placa y finalmente d es el espesor de la placa.

$$\sigma = \frac{2020[N] * 25[mm]}{\frac{40[mm] * d^2}{6}}$$

$$\sigma = \frac{7575}{d^2}$$

Se establece un factor de seguridad de 1.2, ya que este es el mínimo requerido para garantizar la seguridad del diseño.

$$n = \frac{S_y}{G}$$

$$n = \frac{220[GPa]}{\frac{7575}{d^2}}$$

$$d^2 = \frac{1.2}{220} * 7575$$

$$d = 6.42mm$$

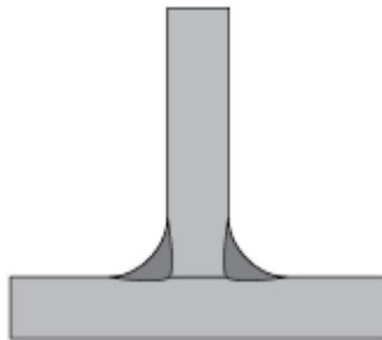
Se determina que el espesor mínimo debe ser de 6.42 mm; sin embargo, este espesor resulta impracticable para su maquinado o fabricación. Por lo tanto, se opta por un espesor de 10 mm.

### 3.2.8. Cálculo de soldadura.

La calidad de la soldadura desempeña un papel fundamental en un automóvil de Fórmula SAE debido a diversas razones esenciales. En primer lugar, su importancia radica en garantizar la seguridad del piloto al mantener la integridad estructural del chasis y otros componentes críticos, incluso durante situaciones de alta tensión como colisiones o impactos. Además, una

soldadura de alto nivel contribuye de manera significativa al rendimiento y manejo del vehículo al proporcionar la rigidez necesaria para resistir las fuerzas generadas durante la competición, lo que se traduce en un comportamiento dinámico óptimo. Igualmente, relevante es su papel en la durabilidad y fiabilidad del automóvil, minimizando el riesgo de fallas mecánicas en condiciones extremas.

Existen varios tipos de soldadura; sin embargo, se ha seleccionado la unión de soldadura “Fillet T Weld”. Esta elección se basa en la geometría tanto de la unión como del tubo del chasis.



*Figura 46. Fillet “T” Weld*

Una información crucial al soldar una pieza es determinar el tamaño de garganta necesario para la junta. Por este motivo, se ha decidido calcular el tamaño mínimo de garganta para garantizar la integridad de la junta. Para este fin, se dispone del siguiente diagrama de cuerpo libre, el cual proporciona una comprensión detallada del comportamiento esperado de este componente.

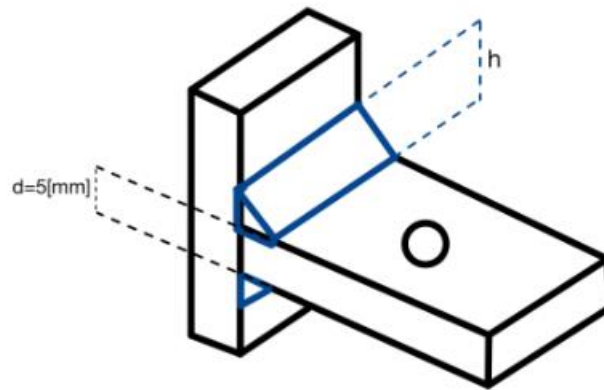


Figura 47. Diagrama de soldadura vista general

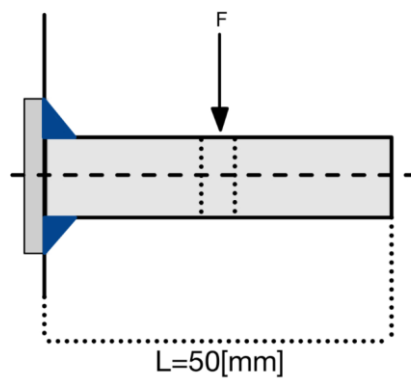


Figura 48. Diagrama de soldadura vista superior

El primer paso para el cálculo de la garganta de soldadura es el cálculo del esfuerzo de cortante primario:

$$T = \frac{F}{A}$$

Para el cálculo de área se utiliza la formula:

$$A = 1.414 * b * h$$

$$A = 1.414 * 40[mm] * h$$

$$A = 56.56 * h$$



Con el cálculo de área se prosigue con el cálculo del esfuerzo de cortante primario:

$$T = \frac{2020[N]}{56.56[mm] * h}$$

$$T = \frac{35.71}{h}$$

El siguiente paso es el cálculo del esfuerzo secundario:

$$T'' = \frac{M * c}{I}$$

Para este cálculo se necesita la inercia de la pieza y para esto se utiliza la siguiente formula:

$$I = 0.707 * h * \frac{b * d^2}{2}$$

$$I = 0.707 * h * \frac{(5[mm])^2 * 40[mm]}{2}$$

$$I = 353.5 * h [mm^3]$$

Ya con el cálculo de inercia se prosigue con el cálculo del esfuerzo secundario.

$$T'' = \frac{(2.02[kN] * 25[mm]) * 2.5[mm]}{353.5 * h [mm^3]}$$

$$T'' = \frac{357.1}{h}$$

Con el cálculo de los dos esfuerzos se encuentra el esfuerzo resultante

$$T_{resultante} = \sqrt{(T')^2 + (T'')^2}$$

$$T_{resultante} = \sqrt{\left(\frac{0.035}{h}\right)^2 + \left(\frac{0.3571}{h}\right)^2}$$

Sin embargo, como no se tiene el esfuerzo resultante se la consigue de la siguiente manera.

$$T = 0.3 * S_{ut}$$

El  $S_{ut}$  es el del electrodo escogido para realizar la soldadura, se ha escogido un electrodo tipo E60xx, el cual tiene un  $S_{ut}$  es de 427[MPa].

$$T = 0.3 * 427[MPa]$$

$$T = 128.1[MPa]$$

Con este cálculo se puede proseguir con el cálculo de la garganta.

$$128.1[MPa] = \sqrt{\left(\frac{35.71}{h}\right)^2 + \left(\frac{357.1}{h}\right)^2}$$

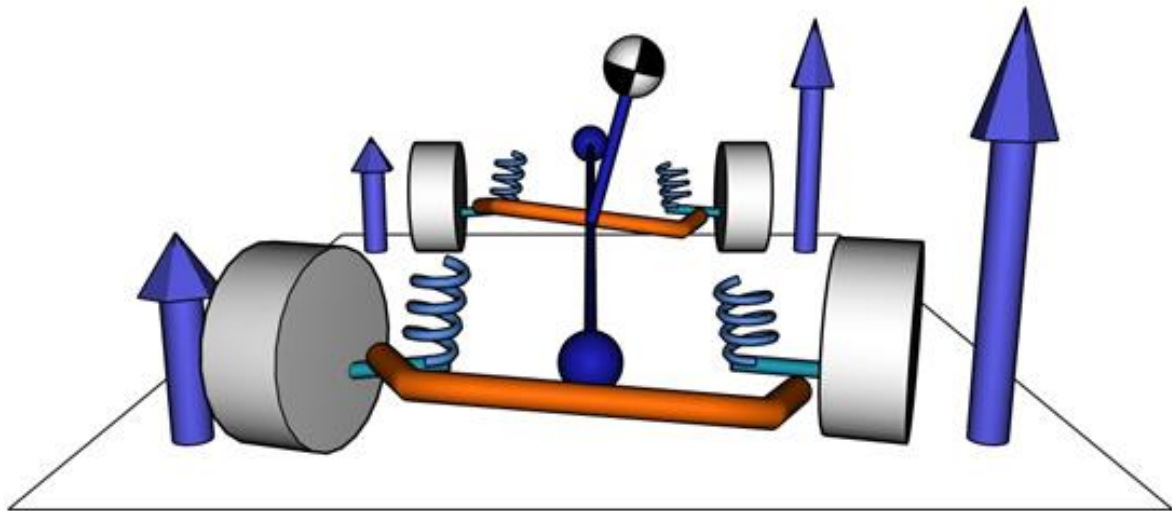
$$128.1 = \frac{358.8}{h}$$

$$h = 2.80[mm]$$

El tamaño de la garganta para que pueda fallar es muy mínimo por eso se ha escogido un tamaño de garganta de 10 [mm].

### 3.2.9. Cálculo de diámetro de push-rod.

Para calcular el diámetro del push-rod se analizó un caso estático donde este va a estar sometido únicamente al peso del carro, y un caso dinámico donde este va a estar sometido a una carga fluctuante debido al cabeceo y al balanceo del monoplaza. El caso dinámico es el caso más crítico ya que este sucede cuando el carro frena en curva, lo que hace que el centro de gravedad se desplace a un eje como se puede observar en la figura a continuación. Es importante mencionar, que solo se utiliza sistema push-rod en el eje delantero del monoplaza por temas de optimización de espacio, por lo que las fuerzas que van a estar presentes son las del eje delantero.



*Figura 49. Fuerzas que surgen en balanceo y cabeceo*

### **3.2.9.1. Caso estático.**

Para el caso estático se utilizó la fuerza que se genera con el propio peso del carro. Esta genera una normal ( $F_N$ ) en cada llanta del monoplaza. Este valor es de 548.8 N y se la trata como una normal que estará actuando sobre la rueda. Sabiendo el ángulo al que debe estar nuestro push rod, el cual es de  $67.95^\circ$  se descompone la fuerza normal en componentes los cuales generan compresión y flexión en este eje. Para obtener la fuerza de compresión se busca la hipotenusa aplicando reglas de geometría, asimismo, utilizando el ángulo complementario de nuestro eje ( $22.05^\circ$ ) se puede encontrar la fuerza que causa flexión en nuestro eje.

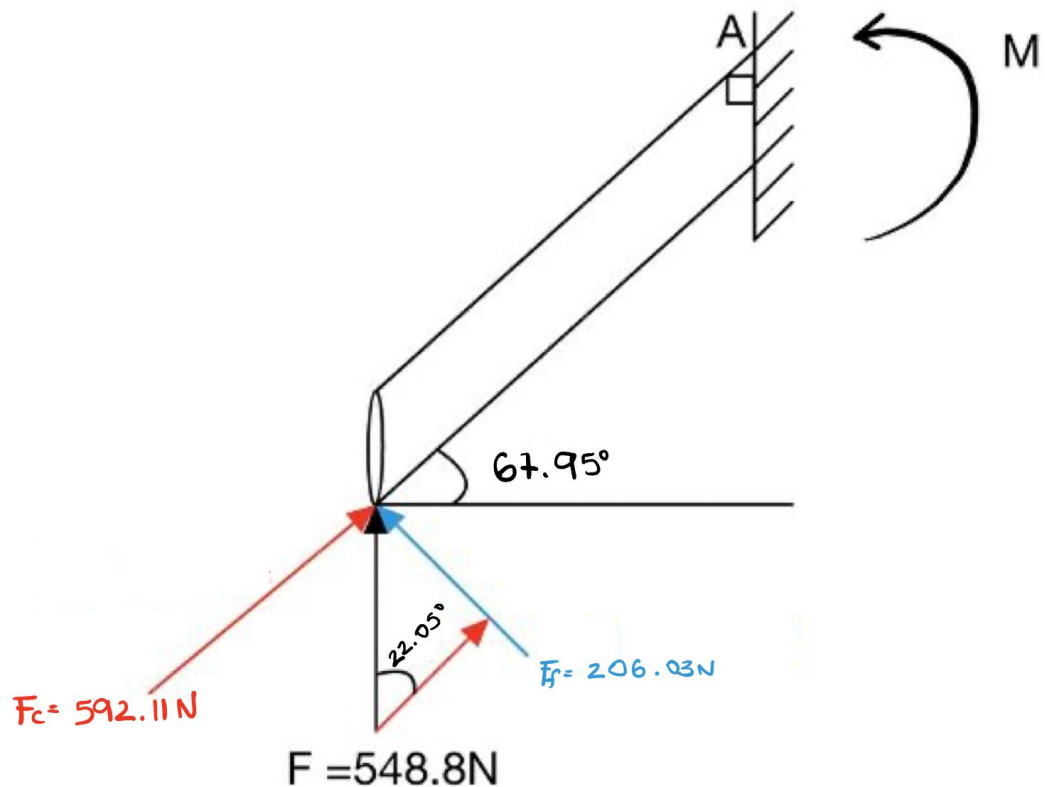


Figura 50. Diagrama de fuerzas estáticas sobre eje push-rod

$$\text{Fuerza de compresión } (F_c) = \frac{548.8\text{ N}}{\sin(67.95)} = 592.11\text{ N}$$

$$\text{Fuerza de flexión } (F_f) = 548.8 * \sin(22.05) = 206.03\text{ N}$$

En el caso del esfuerzo de compresión, se utiliza la fórmula de esfuerzo axial. Para el caso de flexión es necesario utilizar el momento (M), la inercia (I) y el centroide de nuestro eje (C). En el caso del momento es necesario realizar una sumatoria en el empotramiento del eje para así obtenerlo. Las fórmulas a utilizar son las siguientes:

$$\text{Esfuerzo de Compresión } (\sigma_c) = \frac{F}{A} = \frac{F}{\left(\frac{\pi d^2}{4}\right)}$$

$$\text{Esfuerzo de flexión } (\sigma_f) = \frac{MC}{I} = \frac{F * x * (\frac{d}{2})}{(\frac{\pi d^4}{64})}$$

Ya que estas fuerzas actúan en la misma dirección en nuestro elemento infinitesimal, causando compresión en ambas, se puede sumar ambos esfuerzos y utilizar la teoría de esfuerzo cortante para encontrar un diámetro apropiado para un factor de seguridad asignado.

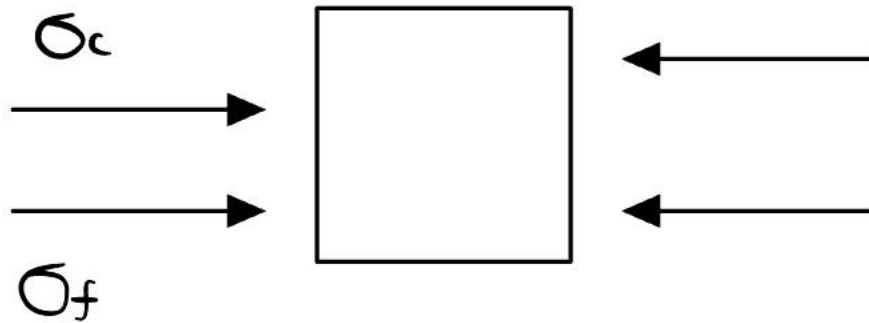


Figura 51. Elemento infinitesimal de esfuerzos ejercidos en push-rod

$$\eta = \frac{Ssy}{\tau_{max}} = \frac{(\frac{Sy}{2})}{\sigma_c + \sigma_f}$$

Se escoge el material SAE 4130 el cual tiene buenas propiedades en contra la flexión:

Tabla 16. Propiedades SAE 4140 (AZoM, 2019)

Sut	655 MPa
Sy	415 MPa

Ahora se iguala las ecuaciones tomando en cuenta un factor de seguridad de 1.5 para el caso estático y se resuelve para el diámetro obteniendo:

$$1.5 = \frac{\left(\frac{415E6Pa}{2}\right)}{\frac{592.N}{\left(\frac{\pi d^2}{4}\right)} + \frac{206.03N * 0.0458 * \left(\frac{d}{2}\right)}{\left(\frac{\pi d^4}{64}\right)}}$$

$$d = 0.00906m = 9.06mm$$

Como se puede observar, el diámetro necesario para que exista un factor de seguridad de 1.5 (factor aceptable), es de 9.06mm. Esto quiere decir que, a partir de este valor cualquier diámetro va a permitir que el monoplaza se mantenga elevado sobre su propio peso. Sin embargo, es necesario evaluar un caso dinámico donde las fuerzas generadas por el balanceo y el cabeceo son mayores.

### 3.2.9.2. Caso dinámico.

Para encontrar el diámetro necesario del push rod en el caso dinámico, se utiliza la ecuación de la línea de Goodman. Es necesario obtener diferentes esfuerzos tales como el esfuerzo amplitud ( $\sigma_a$ ), el esfuerzo medio ( $\sigma_m$ ), y el Se. Ya que no se tiene un diámetro seleccionado, lo que se realizó fueron iteraciones para ver cuál es el diámetro más adecuado para un factor de seguridad funcional.

$$\eta = \frac{1}{\left(\frac{\sigma_a}{S_e} + \frac{\sigma_m}{S_{ut}}\right)}$$

Para el caso dinámico se utilizó la fuerza normal y la fuerza de rozamiento que se genera cuando se frena en una curva. La fuerza normal ( $F_{Nd}$ ) tiene un valor de 1490 N y la fuerza de rozamiento ( $F_{rd}$ ) un valor de 1370 N. Con estas fuerzas se encuentra una resultante utilizando el teorema de Pitágoras. Seguidamente se calcula un ángulo para de esta manera encontrar una fuerza equivalente en la posición que va a estar nuestro push-rod. Se utiliza la tangente de los dos componentes y así se obtiene un ángulo de 47.40°.

$$F_{RD} = \sqrt{1490^2 + 1370^2} = 2024N$$

Utilizando el ángulo complementario del push-rod ( $22.05^\circ$ ) se hace una simple resta para así encontrar el ángulo alpha el cual nos permite encontrar las fuerzas de compresión y flexión equivalentes pero esta vez en la dirección y ángulo de nuestro eje para el caso dinámico.

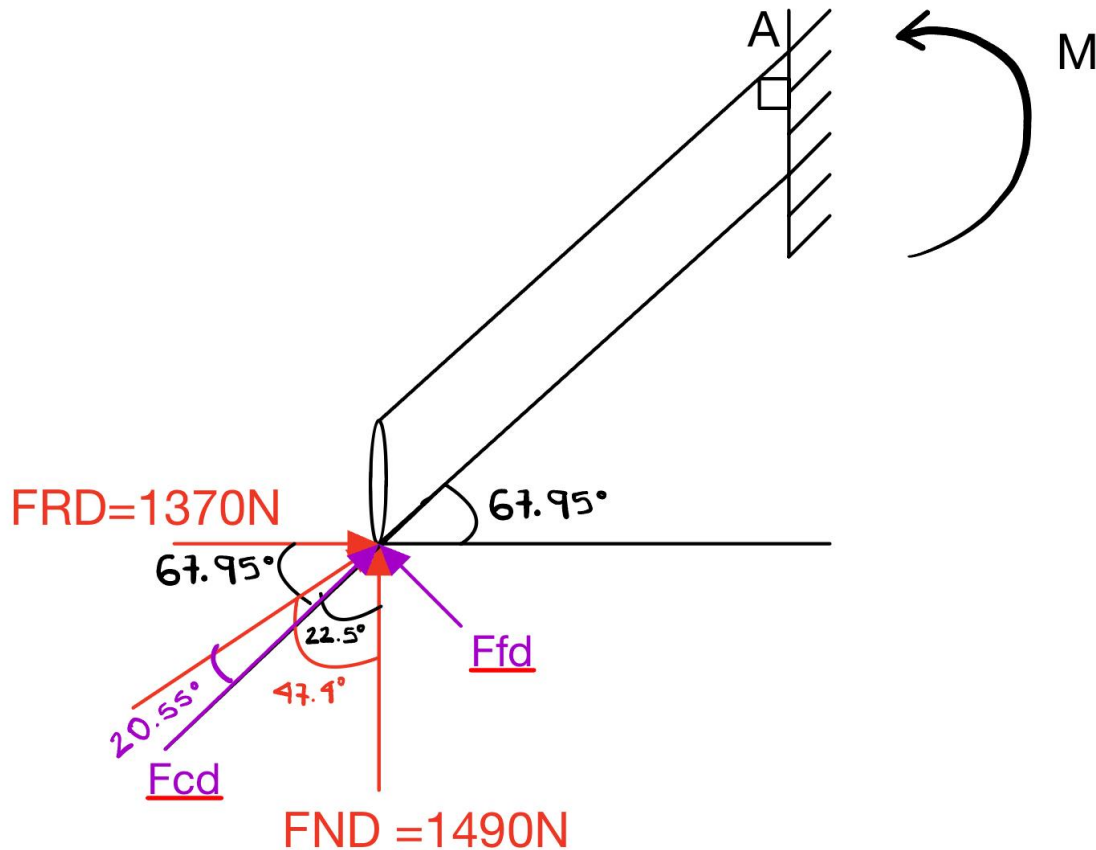


Figura 52. Diagrama de fuerzas dinámicas y ángulos en push-rod

$$\text{Fuerza de compresión } (F_{cd}) = 2024 * \cos (20.55) = 1895.21N$$

$$\text{Fuerza de flexión } (F_{fd}) = 2024 * \sin (20.55) = 710.47N$$

En el caso dinámico se realiza un análisis con esfuerzos fluctuantes tomando en cuenta el caso menos crítico que son las fuerzas que se generan por el peso, y el caso más crítico con las fuerzas ya mencionadas. Para realizar esto es necesario encontrar los esfuerzos amplitud y medio, los cuales se obtiene con el esfuerzo máximo y mínimo que surgen de los casos ya mencionados. Para el esfuerzo mínimo es necesario sumar el esfuerzo de compresión ( $\sigma_c$ ) y el

esfuerzo de flexión ( $\sigma_f$ ) del caso estático, y para el esfuerzo máximo se suman los esfuerzos de compresión ( $\sigma_{cd}$ ) y flexión ( $\sigma_{fd}$ ) del caso dinámico.

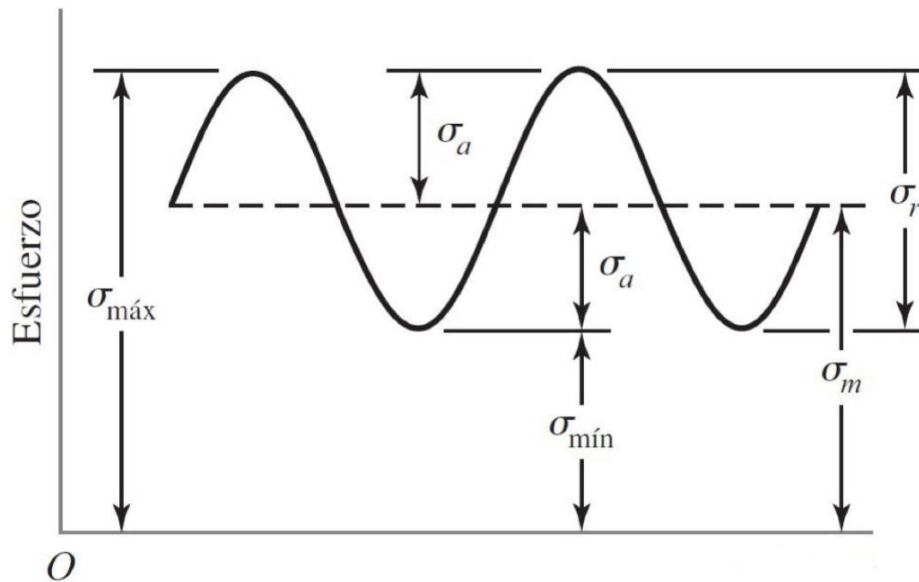


Figura 53. Diagrama de esfuerzos amplitud y medio (Budynas, 2014)

$$\sigma_{max} = \sigma_{cd} + \sigma_{fd}$$

$$\sigma_{min} = \sigma_c + \sigma_f$$

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2}$$

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2}$$

Para encontrar el  $S_e$ , utilizamos la fórmula ya mencionada en el cálculo del eje. los valores para calcular el  $S_e$  son los siguientes:

$$k_a = aSut^b = 4.51(655)^{-0.265} = 0.804 \text{ para maquinado}$$



$$k_b = 1.24d^{-0.107} \quad 2.79 < d < 51mm$$

$$k_c = 0.85 \text{ axial}$$

$$k_d = 1 \quad (T < 400^\circ F)$$

$$k_e = 0.868 \text{ para } 95\% \text{ de confiabilidad}$$

$$k_f = 1 \text{ para efectos varios}$$

$$S_e' = 0.5 * 655 \text{ MPa} = 327.5 \text{ MPa}$$

Con las fórmulas mencionadas se puede iterar para diferentes diámetros y de esa manera buscar el diámetro óptimo para nuestro push-rod, siempre tomando en cuenta el factor de seguridad.

Tabla 17. Diámetros y factores de seguridad para push-rod

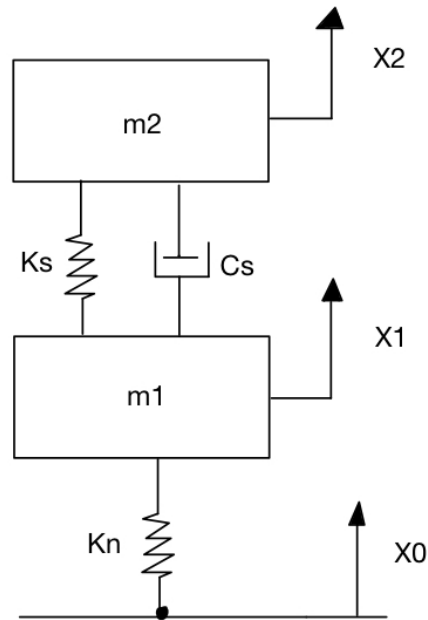
Diámetro (m)	Caso: Peso			Caso: Balanceo y Cabeceo							
	Sigma-Compresión	Sigma-Flexión	Sigma-Mínimo	Sigma-Compresión	Sigma-Flexión	Sigma-Máximo	Sigma Amplitud	Sigma Medio	Kb	Se	Factor de Seguridad
0.01	7.66E+06	1.28E+08	1.36E+08	2.41E+07	3.31E+08	3.56E+08	1.10E+08	2.46E+08	2.0297	3.97E+08	1.53375733
0.015	3.40E+06	3.81E+07	4.15E+07	1.07E+07	9.82E+07	1.09E+08	3.37E+07	7.52E+07	1.9435	3.80E+08	3.70345446
0.02	1.91E+06	1.61E+07	1.80E+07	6.03E+06	4.14E+07	4.75E+07	1.47E+07	3.27E+07	1.8846	3.68E+08	8.41208536
0.025	1.23E+06	8.22E+06	9.45E+06	3.86E+06	2.12E+07	2.51E+07	7.81E+06	1.73E+07	1.8401	3.60E+08	15.7931439
0.03	8.51E+05	4.76E+06	5.61E+06	2.68E+06	1.23E+07	1.50E+07	4.67E+06	1.03E+07	1.8046	3.53E+08	26.2935497

Se logra observar que para los diferentes diámetros el factor de seguridad mínimo de 1.5 si se cumple por lo que se escoge un eje de 0.02m de diámetro para así asegurar que este no va a flejar al ser sometido a los esfuerzos ya mencionados.

### 3.2.10. Análisis dinámico de la suspensión.

Una de las funciones principales del sistema de suspensión es absorber las irregularidades del camino mientras mantiene las ruedas en la pista, la mayoría de los vehículos están equipados con amortiguadores y resortes diseñados para cumplir con este objetivo. En esta sección, se

utiliza un modelo de suspensión con 2 grados de libertad aplicado a un cuarto del vehículo para analizar el comportamiento del sistema.



*Figura 54. Modelo de suspensión de dos grados de libertad*

Los datos utilizados para el sistema son los siguientes :

- $k_1$  es el valor que se le da a la constante de rigidez para el sistema de suspensión.
- $k_2$  es la constante de rigidez que existe por la llanta al estar inflada contra el suelo.
- $m_1$  es la masa no suspendida como la llanta, los frenos, todo el sistema de frenado.
- $m_2$  es la masa suspendida en el carro en específico: el chasis.
- $C_s$  el coeficiente de amortiguamiento que presenta el amortiguador.

Los valores para realizar el cálculo fueron tomados de los amortiguadores que se encuentran en la parte delantera por lo tanto se tiene los siguientes valores:

### **3.2.10.1. Coeficiente de rigidez $k_1$**

Para calcular el coeficiente de rigidez  $k_1$  de un resorte helicoidal de compresión, necesitamos usar la fórmula correspondiente que depende de las propiedades geométricas del resorte y del material del que está hecho.

La fórmula general para el coeficiente de rigidez  $k$  de un resorte helicoidal es:

$$k = \frac{Gd^4}{8D^3N}$$

donde:

- $G$  es el módulo de rigidez del material
- $d$  es el diámetro del alambre del resorte.
- $D$  es el diámetro medio de las espiras.
- $n$  es el número de espiras activas.

Para un acero utilizado en resortes de suspensión de automóviles (SAE 9254 o similar), el módulo de rigidez  $G$  suele ser aproximadamente 78000 MPa (Dutari & Ansio, 2013).

- Diámetro del alambre del resorte  $d$ : 7.5 mm.
- Diámetro medio de las espiras  $D$ : 52.6 mm.
- Número de espiras activas  $n$ : 8.

Se aplica los valores a la formula anterior:

$$k_1 = \frac{78.000N/mm^2(7.5mm)^4}{8(52.6mm)^38}$$

$$k_1 = 26,49 \text{ N/mm}$$

Por lo tanto, el coeficiente de rigidez del resorte es 26490 N/m.

### 3.2.10.2. *Coficiente de rigidez $k_2$*

El coeficiente de rigidez de una llanta neumática (también conocido como rigidez del neumático) es una medida de la resistencia de la llanta a la deformación bajo una carga.

Para neumáticos de carreras y autos de alto rendimiento, la rigidez vertical puede variar considerablemente dependiendo del tipo de neumático y las especificaciones del fabricante. Sin embargo, un valor promedio es de 150 N/mm (Dudziak et al., 2020)

### 3.2.10.3. *Masa suspendida m2*

Este hace referencia al chasis que tiene una masa de 280 kg en total sin embargo como el sistema simula la parte delante del vehículo y la distribución del peso es 40% adelante , se tiene que la parte delantera soporta una masa de 112 kg, lo que quiere decir que cada llanta tiene 56kg de masa suspendida.

### 3.2.10.4. *Masa no suspendida m1*

Aquí se encuentran las siguientes partes y sus pesos :

1. Ruedas y neumáticos: 8kg cada uno
2. Frenos: Aproximadamente 2.5 kg por rueda.
3. Parte de los brazos de suspensión y otros componentes de la suspensión:  
Aproximadamente 2.5 kg adicionales.

$$m1 \approx 8 \text{ kg} + 2.5 \text{ kg} + 2.5 \text{ kg} = 13 \text{ kg}$$

Por lo tanto, una estimación razonable para la masa no suspendida de un cuarto del vehículo en un Formula SAE sería aproximadamente 13 kg.

### 3.2.10.5. *Coefficiente de amortiguamiento Cs*

Para realizar este cálculo es importante conocer un poco acerca de la importancia de este coeficiente (C) y el radio de amortiguamiento ( $\zeta$ ) .

El coeficiente de amortiguamiento se puede determinar utilizando las propiedades físicas del sistema, específicamente la masa (m2) y la rigidez del resorte (k1):

$$c = 2\zeta\sqrt{mk}$$

Para sistemas mecánicos, este coeficiente representa la fuerza de amortiguamiento necesaria para controlar las oscilaciones y estabilizar el sistema. El radio de amortiguamiento ( $\zeta$ ) es una medida adimensional que indica el nivel de amortiguamiento relativo al amortiguamiento crítico

Subamortiguado ( $\zeta < 1$ ): En este sistema, el amortiguamiento es insuficiente para prevenir las oscilaciones, resultando en un sistema que oscila antes de estabilizarse.

Críticamente Amortiguado ( $\zeta = 1$ ): Aquí, el sistema retorna a su posición de equilibrio en el menor tiempo posible sin oscilaciones. Este estado es ideal para sistemas donde la estabilidad y la rapidez de respuesta son importantes.

Sobreamortiguado ( $\zeta > 1$ ): El sistema tiene un nivel de amortiguamiento que es mayor al necesario para eliminar las oscilaciones, resultando en un retorno más lento a la posición de equilibrio.

Para el sistema de suspensión se tiene un sistema críticamente amortiguado ya que, al aplicarle una fuerza, regresa a su posición normal inmediatamente sin oscilar. Por lo tanto,  $\zeta = 1$ .

Conociendo la masa en la parte delantera y el coeficiente de rigidez del resorte.

$$C_s = 2(1)\sqrt{56 \text{ kg} * 26490 \text{ N/m}}$$

$$C_s = 2435.93$$

Una vez obtenido todos los valores necesarios se plantea el sistema ya conocido, utilizando las ecuaciones de dinámica y sistemas de control se obtiene la siguiente ecuación:

$$\frac{x_2(s)}{x_0(s)} = \frac{k_n(C_s s + k_s)}{(m_1 s^2 + C_s s + k_s + k_n)(m_2 s^2 + C_s s + K_s) - (C_s s + k_s)^2}$$

Para utilizar esta ecuación se busca representarla en simulink por lo tanto se resuelve para obtener los valores agrupados en los exponentes de "s".

$$\frac{x_2(s)}{x_0(s)} = \frac{k_n C_s s + k_n k_s}{(m_1 m_2 s^4 + m_1 C_s s^3 + m_1 k_s s^2 + C_s m_2 s^3 + C_s^2 s^2 + C_s k_s s + m_2 k_s s^2 + C_s k_s s + k_s^2 + m_2 k_n s^2 + C_s k_n s + k_n k_s - C_s^2 s^2 - 2C_s k_s s - k_s^2)}$$

Se agrupan los valores:

$$\frac{x_2(s)}{x_0(s)} = \frac{k_n (C_s s + k_s)}{m_1 m_2 s^4 + (m_1 C_s + m_2 C_s) s^3 + (m_1 k_s + m_2 k_s + m_2 k_n) s^2 + (k_n C_s) s + k_n C_s}$$

Esta ecuación si puede ser ingresada como función de transferencia en Simulink, con esto se pueden realizar varias pruebas detalladas a continuación.

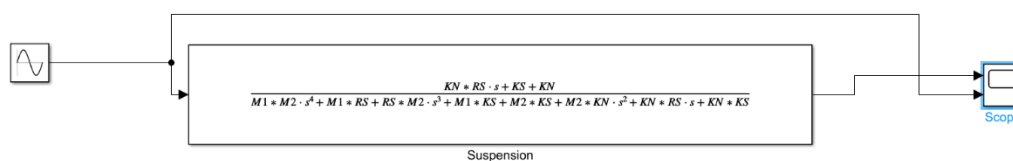
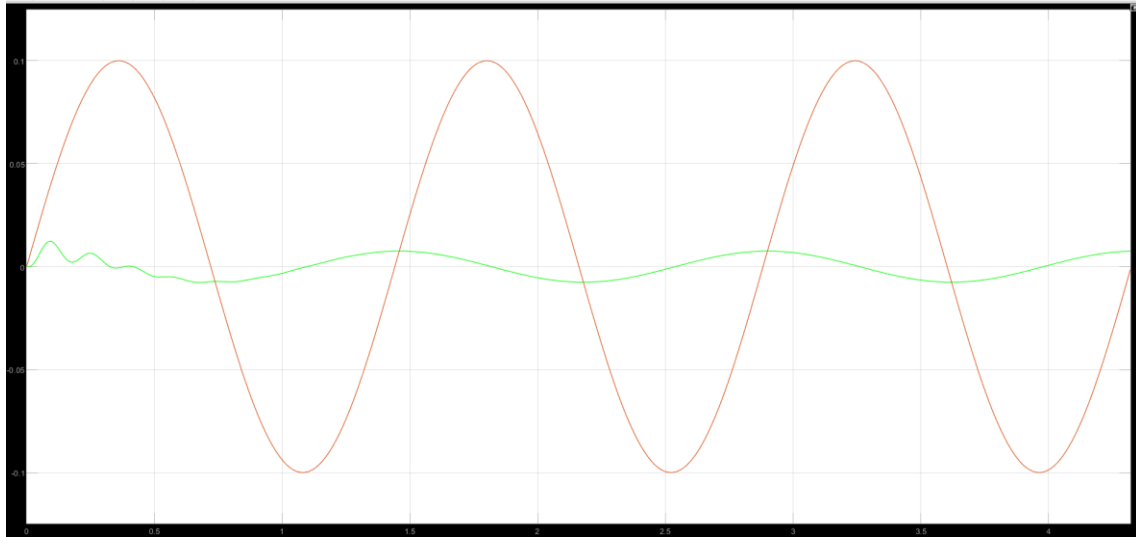


Figura 55. Función de Transferencia Simulink

### 3.2.11. Simulink prueba en baches.

Para este caso se introduce con la función Sine Wave una senoidal que representen un camino con ciertos baches por donde el sistema tiene que pasar y se espera observa la respuesta que tiene el sistema ante este camino senoidal presentado. Las condiciones son las siguientes : La senoidal se encuentra a cada 2 metros y la amplitud de la senoidal es de 0.1m. El sistema se encuentra a una velocidad de 10km/h.

El resultado fue el siguiente :



*Figura 56. Respuesta de la suspensión ante baches generados en Simulink*

Siendo la línea roja la senoidal por la que pasa el vehículo mientras que la línea verde es la respuesta del sistema ante esta perturbación. Como se puede observar el sistema de suspensión responde de forma controlada, y sin oscilaciones tan pronunciadas.

### 3.2.12. Simulink frecuencia natural.

Para el cálculo de la frecuencia natural dado que el sistema presenta un sistema críticamente amortiguado y no permite conocer las oscilaciones de forma visual, incluso aplicando peso no se observa una oscilación, por lo tanto, en simulink se simula un escalón que afecta al sistema de forma directa, lo que se hace es una respuesta forzada para que el sistema de suspensión brinde los datos con los que se pueda calcular la frecuencia natural.

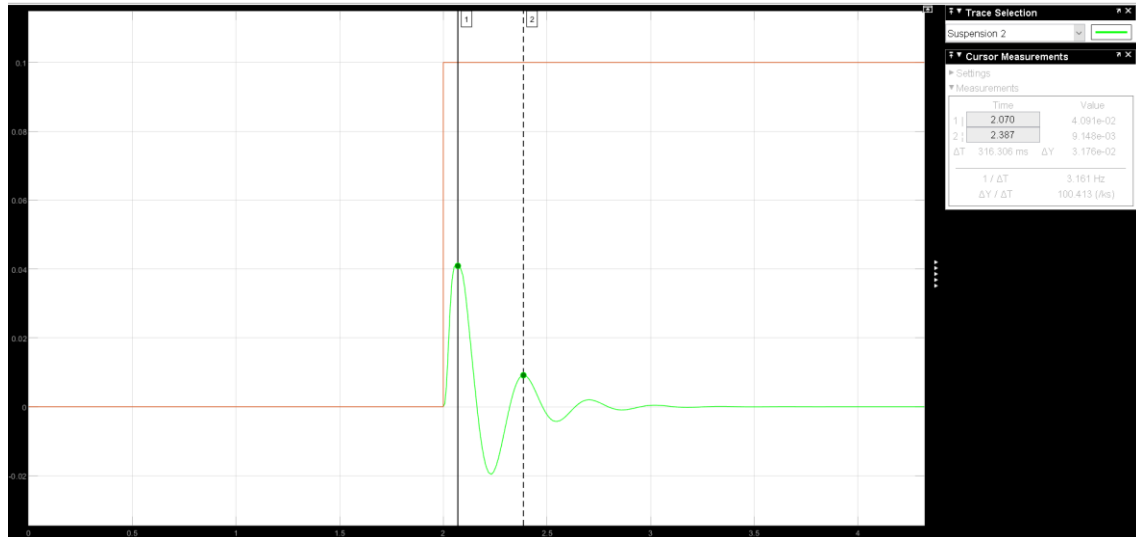


Figura 57. Escalón forzado al sistema de suspensión (Simulink)

Se mide el tiempo que transcurre entre pico para determinar la frecuencia que será la inversa del periodo.

$$f = \frac{1}{T}$$

$$f = \frac{1}{316.306 \times 10^{-3} \text{ s}}$$

$$f = 3.16 \text{ Hz}$$

$$\omega = 2\pi f$$

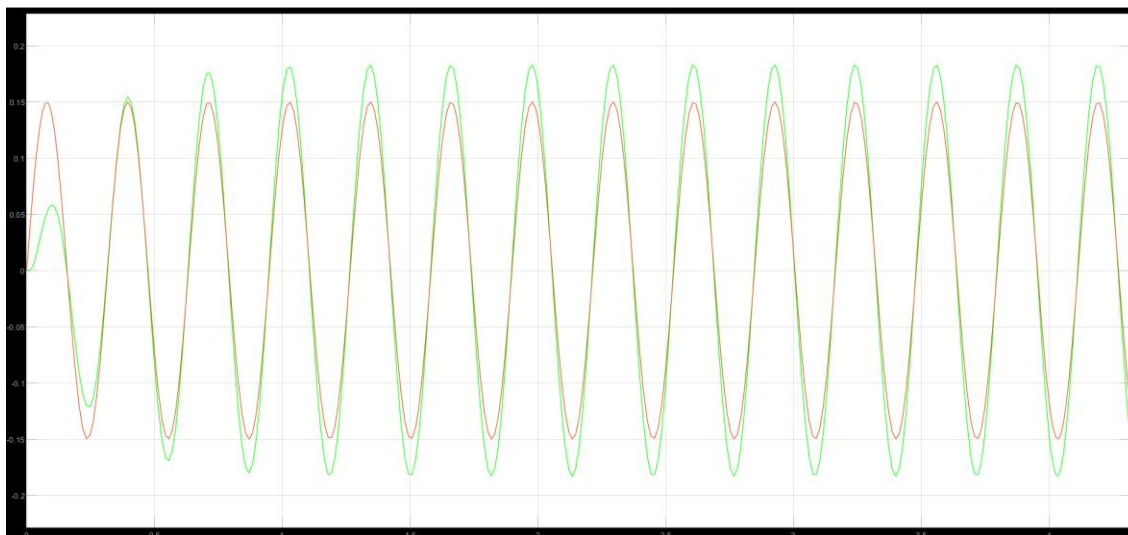
$$\omega = 2\pi * 3.16 \text{ Hz}$$

$$\omega = 19.86 \text{ rad/s}$$

### 3.2.12.1. Comprobación frecuencia natural.

De esta forma para relacionar la frecuencia natural con la senoidal que se presentó anteriormente y demostrar que la frecuencia obtenida es la frecuencia natural del sistema se la compara con la sine wave anterior y se observa el comportamiento.





*Figura 58. Frecuencia natural generando resonancia en el sistema de baches (Simulink)*

Como se puede observar se encuentra en resonancia lo que significa que tiene coherencia la frecuencia obtenida anteriormente.

### **3.3. Construcción**

La fase inicial del proceso de construcción consistió en un análisis exhaustivo de todas las piezas disponibles, a fin de identificar y corregir fallas previas a su ensamblaje. Este análisis reveló diversos errores en los sistemas implementados, siendo el más significativo la deficiente nivelación de las mesas sobre el chasis, producto de su diseño inclinado. Esta inclinación ocasionaba que las llantas se montaran de forma curva y no recta, lo que afectaba negativamente la estabilidad y el manejo del vehículo. En respuesta a esta problemática, se optó por implementar un ángulo de caída o "camber" cero para el sistema de suspensión. El ángulo de camber es un término utilizado en el ámbito automotriz para referirse al ángulo entre el eje vertical de la rueda y la superficie del terreno. Existen tres tipos de ángulos de camber: positivo, negativo y cero. Para nuestro caso, se seleccionó el ángulo de camber cero, ya que este permite una distribución uniforme del peso sobre las llantas, optimizando la adherencia y estabilidad

del vehículo, minimizando así el riesgo de accidentes y mejorando la experiencia de conducción.



*Figura 59. Tipos de Camber (Fuente: SADECO)*

A pesar de que las llantas curvas se podían montar en el vehículo, su aspecto evidenciaba una clara inestabilidad. Esta observación motivó la revisión del ángulo de camber, optando por implementarlo en su valor cero. Esta decisión se basó en las numerosas ventajas que ofrece el ángulo de camber cero, entre las que destacan:

**Mayor estabilidad en rectas y curvas:** El ángulo de camber cero permite una distribución uniforme del peso sobre las llantas, lo que se traduce en un mejor agarre y control del vehículo en todo tipo de condiciones de conducción. Esto es particularmente importante en un monoplaza, donde la estabilidad es crucial para lograr un rendimiento óptimo.

**Desgaste uniforme de los neumáticos:** Al distribuir el peso de manera uniforme, el ángulo de camber cero minimiza el desgaste desigual de los neumáticos, prolongando su vida útil y reduciendo los costos de mantenimiento.

**Menor resistencia al avance:** El ángulo de camber cero optimiza la aerodinámica del vehículo, reduciendo la resistencia al avance y mejorando la eficiencia general. Esto se traduce en un mejor rendimiento, especialmente a altas velocidades.

La elección del ángulo de camber cero para nuestro monoplaza se alinea con el objetivo de maximizar su estabilidad, rendimiento y eficiencia. Esta decisión, respaldada por las ventajas mencionadas anteriormente, permitirá al vehículo alcanzar su máximo potencial en la pista.



*Figura 60. Ángulo de camber del monoplaza*

Para solucionar la inestabilidad generada por las llantas curvas debido a la deficiente nivelación de las mesas, se implementó una estrategia de dos pasos:

**Alargamiento de la mesa inferior:** Se procedió a alargar la mesa inferior hasta alcanzar la misma altura que la mesa superior. Esta acción permitió corregir la inclinación inicial y nivelar ambas superficies de apoyo para las llantas.

**Implementación del ángulo de camber cero:** Una vez niveladas las mesas, se procedió a instalar las llantas con un ángulo de camber cero. Esta configuración, como se mencionó

anteriormente, optimiza la estabilidad, el desgaste uniforme de los neumáticos y la eficiencia general del vehículo.

### **3.3.1. Sistema de dirección.**

La instalación del sistema de dirección se llevó a cabo con un enfoque meticuloso, priorizando el cumplimiento del principio de Ackerman para garantizar una maniobrabilidad precisa y segura en giros. El principio de Ackerman establece que la rueda interior de un vehículo que gira debe recorrer un arco menor que la rueda exterior, optimizando el control y la estabilidad durante las maniobras.

Para asegurar la adherencia a este principio, se realizaron los siguientes pasos:

**Verificación del Ángulo de Ackerman:** Se midió cuidadosamente el ángulo de Ackerman del sistema de dirección, comparándolo con las especificaciones del vehículo. El ángulo de Ackerman adecuado garantiza que las ruedas delanteras giren en la dirección correcta y con la proporción angular adecuada, minimizando el desgaste de los neumáticos y maximizando la estabilidad del vehículo.

**Análisis del Centro Instantáneo de Rotación (CIR):** Se determinó el centro instantáneo de rotación (CIR) del vehículo, el cual representa el punto imaginario alrededor del cual giran las ruedas delanteras durante un giro. Esta información fue crucial para la verificación posterior de la longitud de las mangueras de dirección.

**Verificación de la Longitud de las Mangueras de Dirección:** Se trazaron líneas imaginarias entre los ejes de las ruedas delanteras y el CIR, formando un triángulo. Luego, se midieron las longitudes de las mangueras de dirección y se compararon con la distancia entre los vértices del triángulo. Las mangueras debían estar completamente dentro del triángulo para garantizar que no interfirieran con el giro adecuado de las ruedas.

**Ajuste de la Longitud de las Mangueras de Dirección (Si es necesario):** En caso de que las mangueras de dirección no cumplieran con el criterio de longitud dentro del triángulo, se procedió a ajustarlas a la longitud adecuada. Este ajuste meticuloso aseguró que las mangueras no limitaran el movimiento de las ruedas y permitieran un giro suave y preciso.

**Validación Final del Sistema de Dirección:** Una vez completadas las verificaciones y ajustes, se realizó una prueba final del sistema de dirección para garantizar su correcto funcionamiento. La prueba consistió en realizar giros a diferentes velocidades y ángulos de volante, evaluando la respuesta del vehículo, la estabilidad y la ausencia de ruidos o vibraciones inusuales.

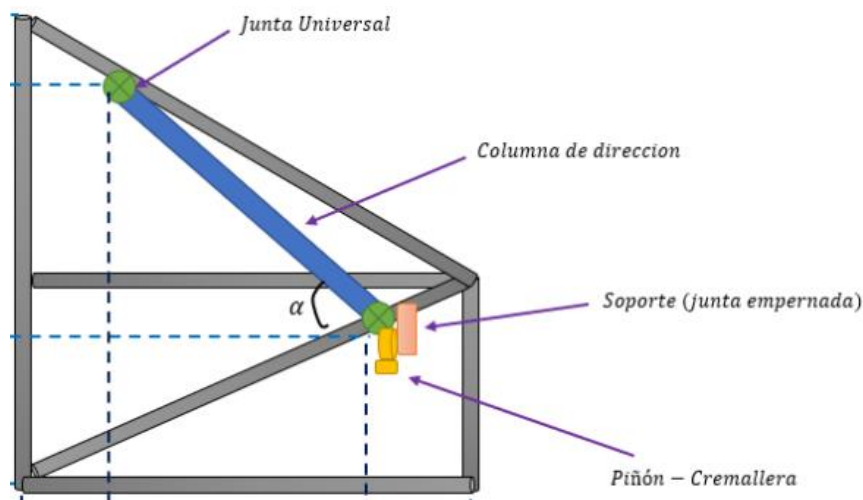


*Figura 61. Principio de Ackerman*

En nuestra evaluación del sistema de dirección, se observó que la manguera de dirección no se encontraba completamente dentro del triángulo de referencia establecido por el principio de Ackerman. Sin embargo, un análisis detallado reveló que esta ligera desviación no afectaba

significativamente el cumplimiento de las normativas de la SAE (Sociedad de Ingenieros Automotrices) relacionadas con los ángulos de giro de las ruedas. La normativa SAE especifica que la llanta interior de una curva debe girar un 30%, mientras que la llanta exterior debe girar menos de 20 grados. En nuestro caso, las pruebas demostraron que las ruedas cumplían con estos requisitos, incluso con la ligera desviación de la manguera.

Tras la verificación del cumplimiento normativo, se procedió a instalar la cremallera de dirección al mismo nivel que la manguera de dirección correspondiente a la llanta. Esta alineación horizontal facilitó la posterior integración de los demás componentes del sistema de dirección, incluyendo la columna de dirección, la junta universal y el volante.



*Figura 62. Elementos del sistema de dirección*

La integración del volante y la junta universal se llevó a cabo con un enfoque meticuloso, priorizando la ergonomía para el conductor y la precisión en la transmisión del movimiento del volante a las ruedas. Para lograr esto, se siguieron los siguientes pasos:

**Alineación de Ángulos:** Se ajustó cuidadosamente la posición del volante y la junta universal hasta lograr una alineación precisa entre los ángulos de la junta de la cremallera y la junta universal. Esta alineación precisa garantizó una transferencia eficiente del movimiento

del volante a las ruedas, minimizando la pérdida de energía y asegurando una respuesta precisa de la dirección.

**Posición Óptima del Volante:** Se determinó la posición ideal del volante considerando la comodidad y ergonomía para el conductor. Esta posición se estableció tomando en cuenta la altura, el alcance y el ángulo de inclinación del volante, asegurando una conducción cómoda y segura durante largos períodos de tiempo.

**Fabricación de Soportes:** Se utilizaron dos tubos de 26 mm de diámetro para fabricar soportes que fijaran el volante y la junta universal al chasis. Las puntas de los tubos se cortaron con forma de boca de pez y se soldaron, una punta al chasis y la otra a la junta universal. Esta técnica de soldadura aseguró una fijación robusta y duradera, capaz de soportar las fuerzas y vibraciones generadas durante la conducción.

**Verificación Final:** Una vez soldados los soportes, se realizó una verificación final de la alineación de los ángulos, la posición del volante y la fijación de los componentes. Se evaluó el funcionamiento del sistema de dirección, asegurando una respuesta suave, precisa y libre de ruidos o vibraciones.



*Figura 63. Sistema de dirección en su posicionamiento final*

Para completar la integración del sistema de dirección, se llevó a cabo la fabricación y el acoplamiento de la columna de dirección. Este proceso se realizó con precisión y atención a los detalles, asegurando la compatibilidad con los demás componentes y el cumplimiento de las normas establecidas por la SAE (Sociedad de Ingenieros Automotrices).

A continuación, se detallan los pasos específicos para la fabricación y el acoplamiento de la columna de dirección:

**Medición y Diseño:** Se tomaron medidas precisas de la longitud, la inclinación y el diámetro de la columna de dirección requerida para una integración adecuada en el sistema. Con base en estas medidas, se elaboró un diseño detallado de la columna de dirección, considerando aspectos como la resistencia, la ergonomía y la estética.

**Selección de Materiales:** Se seleccionaron materiales de alta calidad y resistencia para la fabricación de la columna de dirección, asegurando una durabilidad y confiabilidad óptimas.



La elección del material adecuado fue crucial para soportar las fuerzas y vibraciones generadas durante la conducción.

**Fabricación:** Se utilizó un proceso de fabricación preciso para elaborar la columna de dirección, siguiendo las especificaciones del diseño y manteniendo las tolerancias dimensionales requeridas. La técnica de fabricación utilizada garantizó la precisión y la calidad del componente final.

**Acoplamiento:** Se procedió al acoplamiento de la columna de dirección con los demás componentes del sistema, incluyendo la cremallera de dirección, la junta universal y el volante. El acoplamiento se realizó con precisión, utilizando herramientas y técnicas adecuadas para asegurar una fijación robusta y duradera.

**Verificación Final:** Una vez acoplada la columna de dirección, se realizó una verificación final del sistema de dirección, evaluando su funcionamiento, la alineación de los componentes y la ausencia de ruidos o vibraciones. Se garantizó que el sistema cumpliera con las normas de seguridad y rendimiento establecidas por la SAE.

### 3.3.2. Acoplamiento sistema de frenos.

El sistema de frenos original presentaba dos aspectos que comprometían su rendimiento y seguridad: un pedal de dimensiones incorrectas y un agarre deficiente, y una manguera de líquido de frenos de cobre sin recubrimiento. Para abordar estas deficiencias, se implementaron las siguientes mejoras:

**Sustitución del Pedal de Frenos:** Se adquirió un pedal de freno de automóvil de carreras, cuyas dimensiones y diseño ergonómico se ajustaban mejor a las necesidades del sistema. Se tomaron cuidadosamente las medidas del nuevo pedal y se procedió a su acoplamiento con el pedal existente mediante cortes precisos y fijación con tornillos. Esta modificación garantizó

una posición cómoda para el conductor y una transmisión eficiente de la fuerza aplicada al pedal.

**Recubrimiento de la Manguera de Líquido de Frenos:** La manguera de cobre original, al carecer de recubrimiento, presentaba un riesgo de desgaste y corrosión que podía afectar la integridad del sistema de frenos. Para solucionarlo, se aplicó un recubrimiento protector adecuado para este tipo de material, asegurando su resistencia a la intemperie y prolongando su vida útil. Esta mejora contribuyó a mantener la integridad del sistema de frenos y prevenir posibles fugas o fallos.



*Figura 64. Estado del sistema de frenos antes de la mejora*

Para optimizar el rendimiento y la seguridad del sistema de frenos, se realizó el reemplazo de las mangueras originales de cobre por mangueras de elastómero fluorado (FKM). Este tipo de material ofrece mayor resistencia al calor, desgaste químico y abrasión, asegurando una mayor durabilidad y confiabilidad del sistema de frenado.

El proceso de reemplazo de las mangueras implicó los siguientes pasos:

**Desmontaje del Sistema de Frenos:** Se procedió al desmontaje cuidadoso de todo el sistema de frenos, incluyendo las mangueras de cobre, los componentes hidráulicos y las conexiones. Este paso requirió un enfoque meticuloso para evitar daños a los componentes del sistema.

**Instalación de las Mangueras de FKM:** Se colocaron las mangueras de elastómero fluorado (FKM) en el sistema de frenos, siguiendo cuidadosamente las rutas y conexiones originales. Se utilizó un lubricante adecuado para facilitar la instalación y evitar daños a las mangueras.

**Sujeción de las Mangueras:** Para asegurar una fijación segura de las mangueras de FKM a la carrocería y otros componentes del sistema, se utilizaron abrazaderas de metal de alta calidad. Estas abrazaderas proporcionaron una sujeción firme y resistente a las vibraciones, garantizando la integridad del sistema de frenado.

**Reensamblaje del Sistema de Frenos:** Una vez instaladas y aseguradas las mangueras de FKM, se procedió al reensamblaje del sistema de frenos, verificando cuidadosamente todas las conexiones y componentes. Se prestó especial atención a la correcta purga del sistema para eliminar cualquier aire atrapado y asegurar un funcionamiento óptimo.

**Acoplamiento al Chasis:** Finalmente, se realizó el acoplamiento del sistema de frenos al chasis, utilizando abrazaderas de metal para asegurar una fijación robusta y resistente a las vibraciones. Este paso garantizó la estabilidad del sistema de frenado durante la conducción.

### 3.3.3. Sistema de suspensión frontal.

La etapa inicial del ensamblado del sistema de suspensión frontal se centró en el establecimiento de una base precisa y robusta. Para ello, se llevaron a cabo los siguientes pasos:

**Nivelación de las Llantas:** Se procedió a nivelar cuidadosamente las llantas en la posición deseada, asegurando que estuvieran alineadas y a la altura correcta. Este paso crucial sentó las

bases para un correcto funcionamiento de la suspensión, garantizando una conducción estable y uniforme.

**Instalación de Juntas de Base Inferior:** Se colocaron las juntas de base inferior en las mesas inferiores, utilizando técnicas de soldadura de alta precisión para asegurar una unión fuerte y duradera. La elección de un método de soldadura adecuado fue fundamental para garantizar la integridad estructural de la base de la suspensión.

**Acoplamiento del Amortiguador:** Una vez soldadas las juntas de base inferior a las mesas inferiores, se procedió al acoplamiento del amortiguador a la junta inferior. Este proceso requirió una alineación precisa y una fijación segura mediante tornillos o pernos de alta resistencia. La correcta instalación del amortiguador fue esencial para el control y la absorción de impactos de la suspensión.



*Figura 65. Juntas base inferior a mesas inferiores*

Tras la instalación de las juntas de base inferior y el acoplamiento del amortiguador, se procedió a un ajuste preciso de la posición de las juntas y amortiguadores en relación con los ejes del chasis. Este paso crucial se llevó a cabo mediante una nivelación meticulosa de las juntas de los ejes, garantizando una alineación perfecta y horizontal de los mismos. La junta del chasis se colocó estratégicamente, considerando el espacio necesario para evitar cualquier

roce entre el sistema de suspensión y las mesas del chasis. Una vez verificada la posición precisa de todas las piezas, se procedió a soldar la junta del chasis, uniendo firmemente estos elementos con el eje seleccionado. La elección de un método de soldadura adecuado y la utilización de materiales de alta calidad garantizaron una unión robusta y duradera. La ejecución meticulosa de este proceso aseguró una alineación precisa, un espacio adecuado y una fijación segura de las juntas y amortiguadores, sentando las bases para un sistema de suspensión confiable y duradero.



*Figura 66. Amortiguador instalado*

#### **3.3.4. Sistema de suspensión posterior.**

El sistema de suspensión de paralelogramo deformable, conocido por su eficiencia y capacidad para absorber impactos, fue la elección para este proyecto. Para lograr un acoplamiento correcto de todos los elementos, se procedió a la fabricación previa de cada uno de ellos: rocker, juntas del chasis, juntas inferiores, junta de resorte-chasis y push-rod.

**Nivelación Precisa de las Llantas:** Siguiendo el procedimiento utilizado en la suspensión frontal, se nivelaron meticulosamente las llantas para garantizar una correcta alineación y estabilidad del sistema.

**Soldadura de Juntas Inferiores:** Se soldaron las juntas inferiores al chasis, utilizando un método de soldadura adecuado y materiales de alta calidad para asegurar una unión robusta y duradera.

**Acoplamiento y Soldadura de Juntas del Chasis:** Se acoplaron las juntas del chasis al chasis y se soldaron rápidamente, garantizando la correcta alineación y estabilidad del sistema.

**Unión del Rocker con Juntas del Chasis:** Se unió el rocker con las juntas del chasis, estableciendo la base fundamental de la suspensión.

**Acoplamiento del Push-Rod con Rocker:** Se acopló el push-rod con el rocker, creando el mecanismo que transmite la fuerza del amortiguador al chasis.

**Instalación del Tubo de Soporte del Amortiguador:** Se utilizó un tubo de diámetro 26 mm, el cual fue centrado y nivelado con precisión en relación con los demás elementos del sistema de suspensión. Esta pieza crucial garantiza la correcta posición y funcionamiento del amortiguador, asegurando una amortiguación efectiva y un manejo suave del vehículo.



*Figura 67. Soporte para los amortiguadores traseros*

El ensamblaje del soporte para el amortiguador, la junta de resorte y el acoplamiento final de los elementos en el rocker es un proceso crucial en la construcción del sistema de suspensión de paralelogramo deformable. Este proceso requiere una meticulosa precisión para garantizar la alineación correcta, la fijación segura y el funcionamiento óptimo del sistema de suspensión.

**Centrado y Soldadura del Soporte para el Amortiguador:** Tras la colocación del soporte para el amortiguador, se procedió a centrarlo con precisión en relación al tubo. Este paso fundamental asegura el correcto posicionamiento y alineación del soporte, garantizando que la junta de resorte y los elementos posteriores se acoplen correctamente. Una vez centrado el soporte, se soldó la junta de resorte al mismo utilizando un método de soldadura adecuado y materiales de alta calidad. La meticulosidad en este paso es crucial para crear una unión robusta y duradera que pueda soportar las cargas y vibraciones durante el funcionamiento del vehículo.

**Acoplamiento Final de los Elementos en el Rocker:** Con la junta de resorte soldada al soporte, se realizó el acoplamiento final de los tres elementos en el rocker: el soporte de chasis, el push rod y el amortiguador. Este proceso meticuloso requirió la alineación precisa de cada

pieza y una fijación segura para garantizar un funcionamiento óptimo del sistema de suspensión. El soporte de chasis se acopló al rocker y se fijó firmemente, estableciendo la base fundamental para el movimiento del sistema. El push-rod se acopló al rocker y al soporte de chasis, creando el mecanismo que transmite la fuerza del amortiguador al chasis. La precisión en este paso es crucial para asegurar un movimiento suave y eficiente del sistema.

**Posicionamiento Estratégico del Amortiguador:** Se estableció que el amortiguador no esté recto completamente, sino con una ligera inclinación. Esta configuración estratégica tiene como objetivo evitar cualquier roce con la carrocería del vehículo, lo que podría generar ruidos molestos y desgaste prematuro de los componentes. Además, esta inclinación puede mejorar la eficiencia del amortiguador al optimizar su recorrido y capacidad de absorción de impactos.



*Figura 68. Amortiguador trasero*

### **3.4. Análisis de riesgo**



El análisis de riesgo en proyectos es esencial porque permite identificar posibles amenazas y oportunidades que podrían afectar su éxito. Al evaluar y gestionar estos riesgos de manera anticipada, los equipos de proyecto pueden tomar medidas preventivas para minimizar impactos negativos, priorizar recursos de manera efectiva y tomar decisiones informadas, lo que aumenta las probabilidades de lograr los objetivos del proyecto dentro del tiempo y presupuesto establecidos. Los riesgos que se tomaron en cuenta fueron los siguientes.

**Riesgo 001:** Se analizó que el principal riesgo que podría ocurrir al momento de realizar este proyecto es que exista un retraso en la importación de los elementos del sistema de suspensión. Para contrarrestar este posible riesgo, se ha tomado la decisión de adquirir los elementos en Quito e ir personalmente a obtenerlos, de modo que no se dependa de envíos.

**Riesgo 002:** Otro riesgo que puede ocurrir es que, debido a la falta de experiencia, se realice una soldadura deficiente al unir las piezas, lo que podría resultar en la formación de porosidades en la soldadura. Estas fallas pueden ocasionar una reducción de la resistencia mecánica y aumentar el riesgo de una posible falla cuando el monoplaza esté en funcionamiento. Para mitigar este riesgo, se ha tomado la decisión de contratar a un soldador certificado para garantizar una soldadura de calidad

**Riesgo 003:** Al trabajar con metales, existe el riesgo de que estos se oxiden y pierdan sus propiedades. Cuando un metal se oxida, se produce una reducción en su resistencia mecánica, lo que puede hacerlo más propenso a la deformación o incluso a la fractura bajo cargas inferiores a las esperadas. Para abordar este problema, se ha decidido aplicar pintura antioxidante en todos los elementos metálicos. Además, se llevará a cabo un plan de mantenimiento para que los futuros miembros de la fórmula SAE de la universidad apliquen una nueva capa de pintura antioxidante periódicamente.

**Riesgo 004:** Uno de los riesgos más comunes al realizar un proyecto con estas características es que, al adquirir un elemento, como en nuestro caso podría ser el amortiguador,

estos tengan algunos defectos que comprometan el rendimiento del mismo. Para solucionar este problema, se decidió evitar la adquisición de componentes de origen incierto y llevar a cabo una evaluación de vendedores de confianza. Existe la posibilidad de que, al optar por un distribuidor de mayor confianza, se genere un incremento en el gasto al obtener el elemento.

**Riesgo 005:** Durante la construcción del monoplaza, uno de los desafíos es asegurar que los diversos elementos, ya sea del sistema de suspensión o dirección, se ensamblen correctamente para evitar desalineaciones que puedan afectar el rendimiento del Formula SAE posteriormente. Para abordar este problema, se ha tomado la decisión de realizar dos acciones. Primero, antes de la construcción, se llevará a cabo un modelado CAD para tener una idea clara de las zonas de ensamblaje en el chasis. Luego, durante la construcción, se colocarán señales en el chasis según el diseño CAD para identificar las zonas de ensamblaje. Estas soluciones permiten evitar irregularidades en el monoplaza.

**Riesgo 006:** Para el proyecto, se estableció un presupuesto inicial; sin embargo, existe el riesgo de que dicho presupuesto sea superado debido a gastos no contemplados, como envíos o impuestos como el IVA. Para mitigar este riesgo, se ha tomado la decisión de contar con un fondo de reserva que cubra este tipo de situaciones imprevistas. Otra solución consiste en realizar múltiples búsquedas para la compra de los elementos necesarios, con el objetivo de adquirir el componente más económico sin comprometer la calidad.

**Riesgo 007:** Dado que se trabajará con varios elementos, existe la posibilidad de un riesgo ambiental que pueda resultar en contaminación ambiental. Para contrarrestar esta posibilidad, se ha tomado la decisión de implementar un plan de gestión de residuos. Gracias a esta solución, se podrá reducir la producción de residuos y prevenir posibles fugas de gases que puedan causar contaminación.

**Riesgo 008:** Para fabricar el pedal del sistema de frenos, se ha decidido utilizar la fresadora HAAS del taller mecánico. Sin embargo, existen varios riesgos asociados. El primero es la

posible falta de disponibilidad de la máquina HAAS debido a que podría estar siendo utilizada por estudiantes para sus proyectos de la feria de ciencias. Para mitigar este riesgo, se ha tomado la decisión de fabricar este pedal a principios del mes de abril, de manera que podamos evitar cualquier problema y no haya retrasos en la construcción.

A continuación, se muestra la Tabla de análisis de riesgos que fue llevado a cabo previo al comienzo del proceso de fabricación.

*Tabla 18. Análisis de riesgo*

<b>Código</b>	<b>Descripción</b>	<b>Prioridad = Impacto x Probabilidad</b>	<b>Responsable</b>	<b>Decisión tomada</b>	<b>Estatus</b>
001	Retraso en importación de componentes	5x5=25	Pablo R	Adquirir los componentes en distribuidores locales	Vigente
002	Imperfecciones en la soldadura	5x3=15	Francisco T	Contratar a un soldador certificado	Vigente
003	Oxidación en el metal, lo que produce pérdida de propiedades.	5x3=15	Nicolas P	Cubrir el metal con pintura antioxidante.	Vigente
004	Obtención de artículos con imperfecciones	4x3=12	Nicolas P	Evitar la adquisición de componentes de origen incierto	Vigente
005	Mal alineamiento al acoplar los sistemas al chasis.	4x3=12	Todos	Realizar un CAD previo y colocar señales para identificar las zonas de ensamblaje.	Vigente
006	Superación del presupuesto previsto	3x4=12	Raúl P	Contar con un fondo de reserva	Vigente
007	Un inapropiado manejo de residuos causando contaminación ambiental	5x2=10	Todos	Realizar un plan de procesos de residuos	Vigente
008	Falta de disponibilidad de máquinas para su uso.	2x1	Francisco T	Uso de estas máquinas antes de fechas muy solicitadas	Vigente

### **3.5. Protocolo de Pruebas**

Las pruebas que se realizaran tienen el objetivo de demostrar que los sistemas integrados al chasis de la Formula SAE: suspensión, dirección, y frenos, satisfacen la normativa que provee el reglamento de la competencia. Asimismo, se busca Este protocolo se compone del listado de sistemas que se verificara, el procedimiento para la verificación de los sistemas, los resultados y la aprobación de los sistemas.

### **3.5.1. Materiales.**

- Pesas: se utilizarán pesas de distintas masas para así realizar varias pruebas estáticas con los sistemas del chasis.
- Circuito de pruebas: se utilizará el parqueadero de la universidad para de esta manera tener un espacio para probar sistemas como el de frenos, suspensión y dirección.
- Cronometro: esta herramienta nos ayudara a medir el tiempo de frenado.
- Flexómetro: esta herramienta nos ayudara a medir la distancia de frenado.

### **3.5.2. Especificación de pruebas.**

- Verificar la capacidad de la suspensión para absorber y disipar adecuadamente las cargas durante la conducción.
- Evaluar la estabilidad y el control del vehículo bajo diferentes condiciones de operación.
- Asegurar que el diseño cumple con los estándares y regulaciones de la competición Formula SAE.

### **3.5.3. Procedimiento de las pruebas.**

#### ***3.5.3.1. Pruebas para el sistema de frenos:***

**Prueba de frenado dinámico:** Se realizan mientras el vehículo está en movimiento para evaluar el rendimiento de los frenos en situaciones de conducción real. Esto puede incluir pruebas de frenado a diferentes velocidades y con diferentes pesos.

**Pruebas de modulación de frenado:** Estas pruebas evalúan la capacidad del conductor para modular la fuerza de frenado de manera suave y precisa, lo que es crucial para un rendimiento óptimo en la pista.

#### **3.5.3.2. Pruebas para el sistema de dirección**

**Prueba de respuesta y precisión:** Estas pruebas evalúan la capacidad del sistema de dirección para responder de manera rápida y precisa a las entradas del conductor. Asimismo, se busca evaluar la estabilidad del vehículo al momento de girar.

**Prueba de ángulos de giro:** Esta prueba se realiza con el objetivo de medir los ángulos de giro del sistema de dirección y que entre dentro de la norma.

**Prueba de juego libre del volante de dirección:** Se realiza esta prueba con intención de verificar que el juego libre de nuestro sistema está en el rango aceptado por la norma.

#### **3.5.3.3. Pruebas para el sistema de suspensión**

**Prueba de rigidez:** Medir la rigidez de los componentes y la estructura de la suspensión bajo cargas aplicadas.

**Prueba de carga:** Aplicar cargas estáticas en los puntos críticos para verificar la resistencia de materiales y uniones.

**Pruebas de impacto:** Simular vibraciones para ver la respuesta del sistema de suspensión, pasar a través de obstáculos o baches para observar cómo reacciona el sistema de suspensión.

**Prueba de comodidad:** La prueba es necesaria ya que el rendimiento y la seguridad del conductor dependen en gran medida de cómo se integra con el vehículo. Una ergonomía adecuada no solo mejora la comodidad, sino que reduce la fatiga del conductor y mejora su capacidad para controlar el vehículo de manera efectiva y segura durante todo el circuito.

**Prueba de articulación:** De acuerdo a la norma, es necesario que cada rueda pueda articular 50mm ya sea hacia arriba o hacia abajo con el conductor sentado.

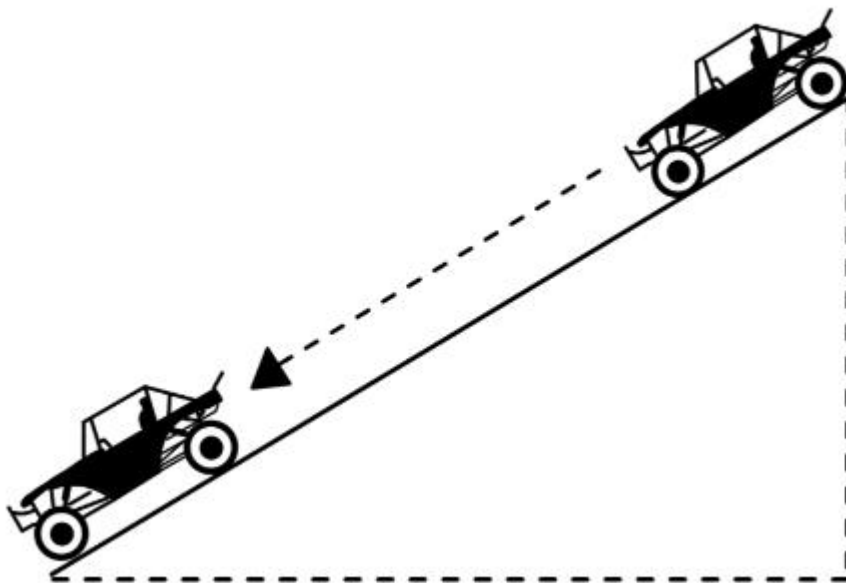
**Prueba de altura:** Es necesario verificar que el monoplaza no baje de 7.5cm desde su punto más bajo al piso de acuerdo a la norma de la FSAE, para evitar rozamiento de los componentes.

### 3.6. Verificación de Pruebas:

#### 3.6.1. Sistema de frenos:

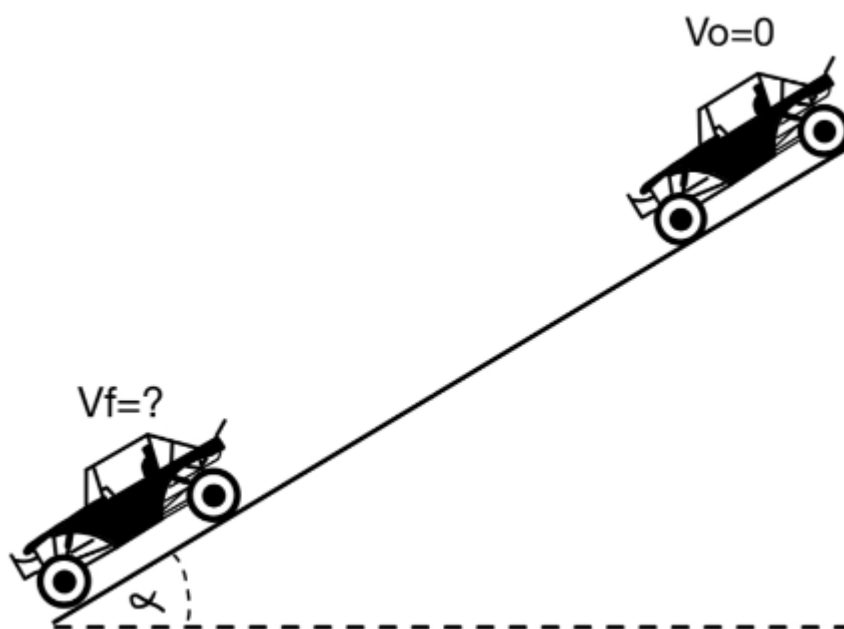
##### 3.6.1.1. *Prueba de frenado dinámico.*

Para la prueba de frenado dinámico, se busca evaluar la eficiencia de los frenos con el monoplaza en movimiento. Se utiliza la estimación proporcionada por los vehículos comerciales para poder verificar que el sistema de frenos está correctamente habilitado en el sistema. La estimación de las fábricas se presenta con distintas velocidades y sus respectivas distancias de frenado, ya sean en condiciones normales o en situaciones de riesgo. Según esta estimación, se sabe que cuando el vehículo está a unos 20 km/h, la distancia de frenado normal es de 4 metros y la distancia de frenado en caso de riesgo es de 2 metros (AutopartsPro). Con estos datos en mente, se llevó a cabo una prueba en la que se colocó el vehículo en una pendiente descendente. A continuación, se describe el escenario de la prueba;



*Figura 69. Esquema del monoplaza en pendiente*

Los datos conocidos para este experimento son los siguientes: la velocidad inicial del vehículo es de 0 km/h, el coeficiente de rozamiento del plano donde se realiza la prueba es de 0.2, la masa del automóvil es de 150 kg (chasis, conductor, extras) y la longitud de la rampa es de 13.5 metros. Asimismo, se buscó normas de construcción de rampas de parqueadero las cuales no indican que el ángulo de rampa no debe exceder los  $6^\circ$ . El motivo por el cual la rampa debe tener 6 grados de inclinación es para que los vehículos no tengan que ejercer una mayor fuerza al momento de salir del estacionamiento (Díaz Álvaro. 2017). El objetivo es determinar la velocidad final del vehículo al finalizar la rampa.



*Figura 70. Cálculo para obtener la velocidad final*

Teniendo en cuenta la información proporcionada anteriormente, se procede a dibujar el diagrama de cuerpo libre del automóvil en este punto específico de la prueba

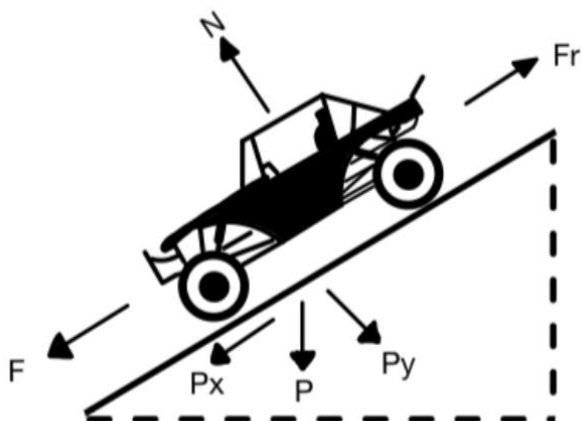


Figura 71. Fuerzas presentes en el monoplaza

Con una comprensión clara de las fuerzas y las normales que se ejercen, se puede proceder con los cálculos. En primer lugar, se determina la fuerza que impulsa al automóvil hacia abajo y actúa a lo largo de la pendiente.

$$F_y = (m * g) * \sin(\theta)$$

$$F_y = \left(150[\text{Kg}] * 9.8 \left[\frac{\text{m}}{\text{s}^2}\right]\right) * \sin(6)$$

$$F_y = 154.35 [\text{N}]$$

La fuerza de fricción, que se opone al movimiento, puede calcularse conociendo el coeficiente de rozamiento y la fuerza lateral. La fuerza lateral se obtiene de la siguiente manera:

$$F_x = (m * g) * \cos(\theta)$$

$$F_x = \left(150[\text{Kg}] * 9.8 \left[\frac{\text{m}}{\text{s}^2}\right]\right) * \cos(6)$$

$$F_x = 1470.3 [\text{N}]$$

Considerando el valor de la fuerza normal, se puede determinar la fuerza de rozamiento que experimentará el monoplaza. Esto se logra mediante los siguientes cálculos:



$$F_{Friccion} = \mu * Fx$$

$$F_{Friccion} = 0.2 * 1470.3[N]$$

$$F_{Friccion} = 294.06 [N]$$

Es necesario conocer la aceleración que experimentará el monoplaza durante nuestra prueba, para lo cual se requieren las fuerzas calculadas previamente y la masa del monoplaza. Con estos datos, se puede utilizar la siguiente fórmula:

$$a = \frac{F_{Friccion} - Fy}{m}$$

$$a = \frac{(294.06 - 154.34)[N]}{150 [Kg]}$$

$$a = 0.931 \left[ \frac{m}{s^2} \right]$$

Ya con la aceleración calculada se recurre a las fórmulas de MRUV que es la siguiente y con eso ya se puede calcular la velocidad final que va a tener el vehículo al final de los 13.5 metros medidos.

Una vez calculada la aceleración, se utiliza a las ecuaciones del Movimiento Rectilíneo Uniformemente Variado (MRUV). Con ello, se puede determinar la velocidad final que alcanzará el vehículo al recorrer los 13.5 metros medidos.

$$Vf^2 = Vo^2 + (2 * a * d)$$

$$Vf^2 = 0 + \left( 2 * 0.931 \left[ \frac{m}{s^2} \right] * 13.5[m] \right)$$

$$Vf^2 = 25.14 \left[ \frac{m^2}{s^2} \right]$$

$$Vf = 5.01 \left[ \frac{m}{s} \right]$$

$$Vf = 18 \left[ \frac{Km}{h} \right]$$

Con la velocidad calculada del vehículo, se puede establecer una comparación con el dato mencionado anteriormente, que indica que el automóvil debe detenerse en 4 metros cuando viaja a 20 km/h.

20 [Km/h]      4 [m]

18 [Km/h]      X

Con esta comparación se puede establecer que el vehículo en nuestro escenario analizado, con los factores bien establecidos y sin ningún factor externo que afecte el escenario, debería frenar a una distancia aproximada de 3.6 metros.

Teniendo en cuenta estos detalles, se llevó a cabo la prueba de distancia del vehículo, repitiéndola tres veces para obtener resultados consistentes. Es importante señalar que el momento en que se inició el frenado fue justo después de que el vehículo abandonara la rampa. Los resultados de las pruebas fueron los siguientes:



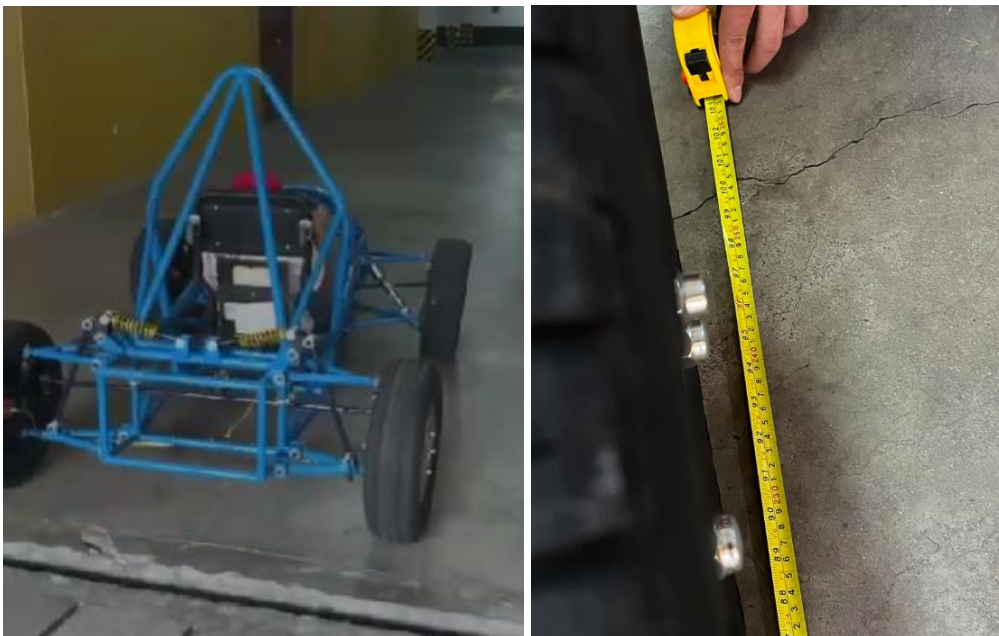
*Figura 72. Pruebas realizadas al monoplaza*

**Primer intento:**



*Figura 73. Primer intento prueba de frenado*

**Segundo intento:**



*Figura 74. Segundo intento prueba de frenado*

**Tercer intento:**



*Figura 75. Tercer intento prueba de frenado*

A continuación se presenta una tabla que muestra las distancias obtenidas en cada una de las pruebas. Esto facilitará un análisis más detallado y una discusión más precisa sobre los resultados al finalizar.

*Tabla 19. Resultados de la prueba de frenado*

<b>Intento</b>	<b>Distancia [m]</b>
1ro	2.40
2do	2.50
3ro	3.9

Los resultados están dentro de lo esperado, aunque el tercer intento muestra una distancia ligeramente superior. Esto podría ser debido a que no estamos en un entorno completamente controlado, donde pequeños factores podrían influir en los resultados. Sin embargo, la diferencia de 0.30 metros respecto a la distancia de 3.6 metros no es significativa. En

conclusión, se puede afirmar que los frenos funcionan correctamente y serían apropiados para su uso en una competencia de Fórmula SAE.

### 3.6.1.2. *Pruebas de modulación de frenado:*

Para esta prueba se simuló diferentes situaciones de frenado, la primera fue ir frenando suavemente con una presión constante en la rampa para verificar que el monoplaza baja a una velocidad constante. Así mismo, se frenó varias veces en la rampa con diferentes presiones para así ver el comportamiento del sistema de frenos con diferentes velocidades.



*Figura 76. Prueba de modulación de frenado*

### 3.6.2. Sistema de dirección:

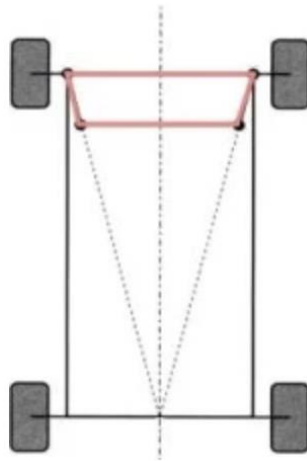
### 3.6.2.1. Prueba de ángulos de giro.

Para obtener los ángulos de giro, se trazó líneas referenciales con las ruedas en posición recta. Seguidamente, se trazaron líneas en referencia al giro de las ruedas cuando se gira el volante un máximo a un lado.



*Figura 77. Prueba de ángulo de giro de llantas delanteras*

Realizando esta prueba para las dos llantas posteriores se obtuvo un ángulo de giro de  $20^\circ$  para la rueda interior, y un ángulo de  $28^\circ$  para la rueda exterior. Esto quiere decir que el Principio de Ackerman no se cumple, ya que este especifica que la rueda interna debe girar más que la exterior para tener mejor ángulo de giro y evitar desgaste excesivo de la rueda exterior. Esto se debe a la posición de las rotulas de dirección, las cuales se encuentran alineadas con el pivote donde se sostiene la rueda, cuando estas deben cumplir un cierto ángulo para que la dirección pueda cumplir este principio.



*Figura 78. Principio de Ackermann (Automóvil, 2019)*



*Figura 79. Prueba en el monoplaza el principio de Ackerman*

Como se puede observar la rótula de dirección no se encuentra en la línea trazada y esta alienada con el pivote de la rueda, haciendo que el Principio de Ackermann no se cumpla, y la ruedas no giren de acuerdo a esto.

### **3.6.2.2. Prueba de juego libre del volante de dirección**

De manera similar a la prueba de ángulo de giro de la dirección, se trazó una línea con el volante en posición recta. Luego se trazó una línea cuando el volante se encontraba en su máximo giro antes de que las ruedas giren en respuesta al volante.



*Figura 80. Ángulo de giro libre del volante*

Se comprobó que el ángulo de giro libre del volante es de  $6^\circ$ , por lo que entra en el rango estipulado por la norma.

#### **3.6.2.3. Prueba de respuesta y precisión**

En la siguiente prueba, se busca evaluar la maniobrabilidad del vehículo. Para ello, se diseñó un trazado de pruebas que incluye curvas cerradas, con el fin de verificar que el vehículo gire de manera adecuada. Esto es crucial para garantizar que no haya problemas durante la competición. Con esta prueba se verificó que el monoplaza es capaz de mantener un giro adecuado y mantener la trayectoria deseada por el conductor.





*Figura 81. Prueba de manejo*

Durante la prueba de manejo, se pudo realizar con precisión las diferentes curvas que planteamos en el circuito.

### **3.6.3. Sistema de suspensión:**

#### *3.6.3.1. Pruebas de impacto.*

Tras realizar las pruebas de impacto a través de diversos obstáculos se constató que el sistema de suspensión, tanto en la parte delantera (McPherson) como en la trasera (paralelogramo deformable), demostró un comportamiento adecuado y conforme a lo esperado.

Las observaciones indican que ambos sistemas de suspensión están críticamente amortiguados. Esto se concluye debido a la ausencia de oscilaciones notorias después del impacto, lo cual sugiere que el sistema retorna rápidamente a su posición de equilibrio sin presentar rebotes excesivos.



*Figura 82. Prueba de impacto a través de un obstáculo*

#### **3.6.3.2. Prueba de comodidad.**

**Configuración del Asiento:** Se ajustó el asiento del conductor a varias posiciones para determinar la configuración óptima que permita un acceso fácil y rápido al pedal, y al volante.

**Evaluación de movilidad:** Se realizaron maniobras simuladas, incluyendo giros, frenadas bruscas, para evaluar la libertad de movimiento y la comodidad del conductor.

**Observaciones del Conductor:** Se solicitó al conductor que proporcionara retroalimentación sobre su nivel de comodidad, la accesibilidad al pedal y volante.

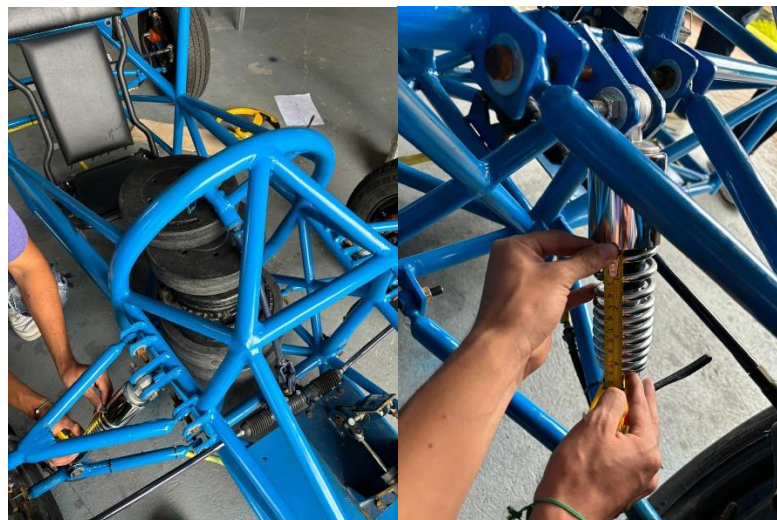
El conductor reportó sentirse cómodo en el espacio designado, con una adecuada libertad de movimiento para realizar maniobras sin restricciones significativas. El volante, y el pedal, fueron accesibles y fáciles de manipular, contribuyendo a una conducción segura.

Sin embargo, se identificó que la zona donde se encuentra el sistema de dirección puede resultar incómoda para el conductor debido a elementos que pueden molestar durante la conducción. Se recomienda recubrir esta área con materiales acolchados o protectores para mejorar el confort.

### 3.6.3.3. *Prueba Rigidez.*

#### **Resorte delantero**

En la siguiente sección se describe la metodología y los resultados obtenidos en las pruebas experimentales realizadas para evaluar el comportamiento de la suspensión delantera del monoplace Formula SAE diseñado y construido en esta investigación. Las pruebas se enfocaron en analizar la relación entre la carga aplicada y la compresión de los resortes de suspensión, utilizando pesas de gimnasio para simular el peso del motor, carrocería, transmisión y otros componentes del vehículo. A continuación, se puede visualizar prácticamente lo que se hizo en la prueba:



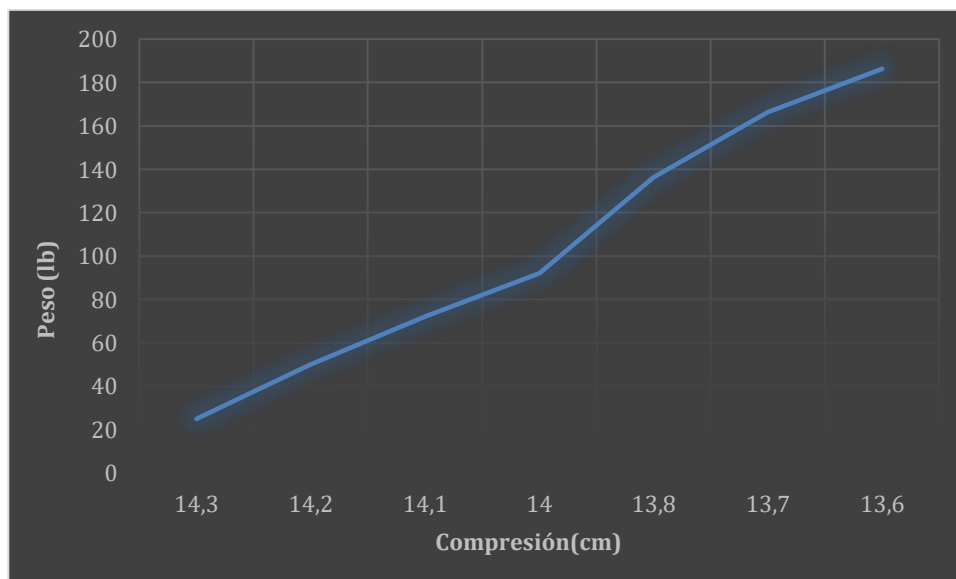
*Figura 83. Prueba de Rigidez amortiguadores delanteros*

Como se explicó previamente se fue poniendo peso de forma progresiva para poder ver el comportamiento de los resortes expuestos a peso y quedaron de la siguiente manera:

Tabla 20. Datos prueba de rigidez amortiguadores delanteros

Peso(lb)	Resorte (cm)
25	11.1
50	10.6
72.1	10.5
92.1	10.4
136.3	9.9
166.3	9.4
186.3	9

Con la ayuda de nuestros valores y la tabla se puede realizar una gráfica la cual se muestre de manera más clara como actúa el resorte con los distintos pesos:



*Figura 84. Comparación de la compresión del resorte vs el peso aplicado*

La tabla presentada muestra la relación entre la carga aplicada (peso) y la compresión del resorte en la suspensión de un vehículo. Como se observa, a medida que se incrementa el peso sobre el resorte, este se comprime en mayor medida. Esta relación directa entre carga y compresión se evidencia en el aumento progresivo de la compresión del resorte a medida que se adicionan cargas más pesadas.

Es importante destacar que la relación entre carga y compresión del resorte presenta un comportamiento lineal, lo que significa que existe una proporcionalidad directa entre ambas variables. Esto se refleja en la constante pendiente de la curva que relaciona ambas magnitudes.

Los resultados obtenidos en esta prueba de carga proporcionan información valiosa sobre el comportamiento de la suspensión del vehículo. La compresión del resorte en función del peso aplicado permite evaluar la rigidez de la suspensión y determinar si esta se ajusta a los requerimientos de diseño.

La información obtenida en estas pruebas será utilizada para el análisis del rendimiento de la suspensión y la toma de decisiones en el diseño final del sistema de suspensión del vehículo.

Es importante considerar que la presente prueba de carga se ha realizado de forma estática, sin tener en cuenta los efectos dinámicos que podrían afectar el comportamiento de la suspensión en condiciones reales de operación. Para un análisis más completo, se recomienda realizar pruebas dinámicas que consideren factores como la velocidad y la aceleración del vehículo.

La prueba de carga realizada ha permitido observar el comportamiento lineal de la suspensión en función del peso aplicado. Los resultados obtenidos servirán como base para el análisis y diseño final del sistema de suspensión del vehículo.

**Resorte trasero**

En este caso se realizó las mismas pruebas que el resorte delantero modificando la zona en donde se estaría ejerciendo el peso que es la zona trasera, a continuación, se evidencia la forma en que realizó esta prueba y sus mediciones:

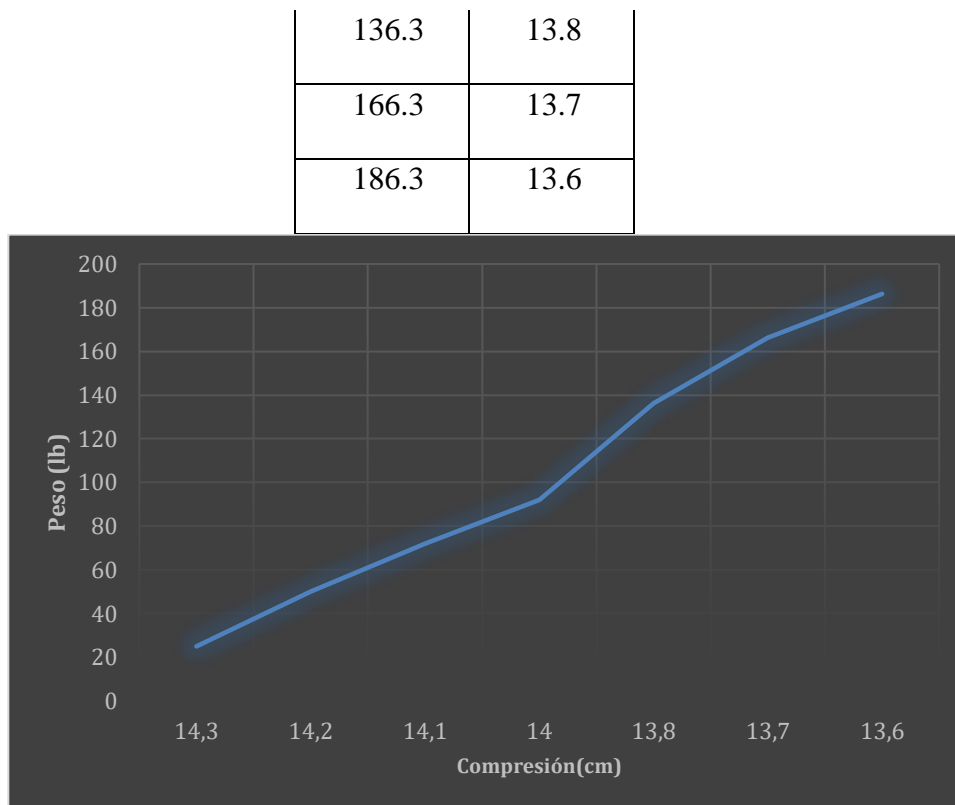


*Figura 85. Prueba de rigidez amortiguadores traseros*

La tabla proporcionada muestra la relación entre la carga aplicada (peso) y la compresión del resorte en la suspensión trasera de un vehículo. Cada fila de la tabla representa una prueba individual, donde se aplicó una carga específica al resorte y se midió la cantidad de compresión que experimentó el monoplaza de Formula SAE.

*Tabla 21. Datos prueba de rigidez amortiguadores traseros*

	Resorte
Peso(lb)	(cm)
25	14.3
50	14.2
72.1	14.1
92.1	14



*Figura 86. Comparación de la compresión del resorte vs el peso amortiguadores traseros*

El gráfico presentado ilustra la relación entre la carga aplicada a un resorte (en libras) y la compresión del resorte (en centímetros). Cada punto en el gráfico representa una medición, donde se aplicó un peso específico al resorte y se registró la cantidad de compresión.

Una de las características más notables del gráfico es su tendencia lineal. Esto significa que existe una relación proporcional directa entre la carga aplicada y la compresión del resorte. En otras palabras, a medida que se incrementa la carga en una cantidad constante, la compresión del resorte también aumenta en una cantidad constante. Esta tendencia lineal se refleja en la línea recta que atraviesa los puntos de datos en el gráfico.

La pendiente de la línea recta proporciona información valiosa sobre la rigidez del resorte. La rigidez se define como la resistencia del resorte a la compresión. Un resorte más rígido se comprimirá menos bajo una carga determinada, mientras que un resorte más blando se

comprimirá más. En este caso, la pendiente positiva de la línea recta indica que el resorte tiene una rigidez constante.

#### **3.6.3.1. Prueba de carga.**

El objetivo de esta prueba fue verificar la resistencia de los materiales y las uniones, asegurando que el vehículo pueda soportar las condiciones extremas durante las competencias. Para esto se colocó varios pesos al chasis haciendo que las uniones tengan un mayor esfuerzo. Las cargas fueron incrementadas gradualmente, Se observó cualquier signo de fallo o deformación permanente en los materiales y uniones.

El chasis del vehículo mostró una excelente resistencia, soportando las cargas aplicadas sin presentar deformaciones permanentes ni signos de fallo estructural. También las uniones de la suspensión delantera y trasera también demostraron ser robustas, manejando las cargas estáticas sin comprometer la integridad estructural. No se observaron fisuras ni desprendimientos en las uniones.



*Figura 87. Prueba de carga*

#### **3.6.3.2. Prueba de articulación.**



Para garantizar que el vehículo cumple con la normativa estipulada por la FSAE para la articulación de cada rueda, simulamos una caída y un bache de 50mm. Lo realizamos teniendo las tres ruedas restantes fijadas en el piso cuando simulamos los baches o elevadas cuando simulamos el hueco.



*Figura 88. Prueba de articulación*

Como se puede observar, cada rueda es capaz de articular 50mm sin mover el chasis completo, lo que significa que la suspensión se comprime para permitir el movimiento adecuado de las ruedas y de esta manera mantener el chasis estable.



*Figura 89. Prueba de articulación en las 4 ruedas*

Por el otro lado, para la prueba de articulación simulando un bache, se realizó lo mismo pero esta vez se elevaron las ruedas restantes, para de esta manera simular la caída de la rueda. Como

se puede observar, la rueda articula adecuadamente ya que la suspensión permite que caiga sin desestabilizar el chasis.

### 3.6.3.3. Prueba de altura.

Para esta prueba, se utiliza pesas las cuales simulan el peso del motor, y además se puso a una persona dentro del monoplace para tener el peso del conductor. Estos son los más significativos ya que los pesos restantes como electrónica y carrocería no deberían ser muy elevados. Ya con estos pesos en el chasis se mide la distancia del piso al punto más bajo del mismo para asegurarse que sea mayor a 7.5cm. Se obtuvo una distancia aproximada de 13.5cm, lo cual es adecuada y permite que este baje más con los pesos restantes.



Figura 90. Prueba de altura

## 3.7. Resultados de las pruebas de verificación

### 3.7.1. Sistema de dirección.

Tabla 22. Resultados sistema de dirección

Actividad	Resultado	Estado
Prueba de respuesta y precisión	Se trazó un recorrido desafiante con curvas cerradas para evaluar la capacidad del vehículo. El vehículo superó el recorrido sin dificultad en múltiples repeticiones de la	Aprobado SI (X)      NO()

	prueba, demostrando su capacidad para cumplir con el objetivo establecido.	
<b>Prueba de ángulos de giro</b>	Se trazo líneas para medir los ángulos de giro, estos no cumplieron con el Principio de Ackermann debido a la geometría de las rotulas de dirección.	Aprobado SI ()      NO(X)
<b>Prueba de juego libre del volante de dirección</b>	Se trazó líneas en referencia al giro del volante para demostrar que este esta dentro del ángulo aceptado por la FSAE.	Aprobado SI (X)      NO()

### 3.7.2. Sistema de frenos.

*Tabla 23. Resultado sistema de frenos*

Actividad	Resultado	Estado
<b>Prueba de freno dinámico</b>	La distancia de frenado se ajusta a lo esperado, sin sobrepasar la distancia establecida de 3.6 metros. Se realizaron múltiples repeticiones de la prueba para verificar su eficacia y asegurar su consistencia	Aprobado SI (X)      NO()
<b>Prueba de modulación de frenado</b>	Las pruebas se repitieron varias veces para evaluar el comportamiento de los frenos con una velocidad constante, simulando un descenso. Se confirmó que los frenos responden según lo esperado, sin observar ningún comportamiento inusual que requiera atención.	Aprobado SI (X)      NO()

### 3.7.3. Sistema de suspensión.

*Tabla 24. Resultados sistema de suspensión*

Actividad	Resultado	Estado
<b>Prueba de rigidez</b>	Se realizó las pruebas de rigidez donde los resortes actuaron de buena forma demostrando así la buena implementación del sistema de suspensión y su eficiencia al estar sometido a pesos simulados a los que a futuro deberían estar como es el peso del motor, carrocería y transmisión.	Aprobado SI (X)      NO()
<b>Prueba de carga</b>	Se realizó una prueba de carga para verificar la resistencia de materiales y uniones en los	Aprobado SI (X)      NO()

	puntos críticos del chasis y la suspensión. Aplicando cargas estáticas se comprobó que las estructuras soportan las cargas sin presentar deformaciones permanentes ni signos de fallo estructural.	
<b>Prueba de impacto</b>	Se realizó una prueba de impacto para evaluar la capacidad del sistema de suspensión del vehículo al pasar sobre diferentes obstáculos. Se comprobó que la suspensión funciona adecuadamente, absorbiendo impactos y manteniendo la estabilidad del vehículo.	Aprobado SI (X)      NO()
<b>Prueba de comodidad</b>	Se realizó una prueba de comodidad para evaluar la ergonomía y confort del espacio del conductor. Durante la prueba, el conductor simuló maniobras, giros y frenadas. Se verificó que el volante y el pedal son accesibles y fáciles de manipular, contribuyendo a una conducción segura.	Aprobado SI (X)      NO()
<b>Prueba de articulación</b>	Se realizó una prueba de articulación para comprobar que cada rueda puede moverse 50mm arriba o 50mm abajo con el conductor. Mediante obstáculos que elevaron el chasis se demostró que la suspensión permite este libre movimiento sin desestabilizar el chasis.	Aprobado SI (X)      NO()
<b>Prueba de altura</b>	Colocando diferentes pesos para simular una situación real se midió cuanta distancia existe entre el chasis y el suelo, para comprobar que cumple la norma de estar al menos 75mm sobre el suelo.	Aprobado SI (X)      NO()

### 3.8. Seguridad a través del diseño

Para evaluar el comportamiento de las piezas diseñadas, se llevaron a cabo simulaciones de elementos finitos utilizando el software ANSYS. Se seleccionó ANSYS debido a su facilidad de uso y eficacia en este tipo de análisis. El objetivo principal de estas simulaciones fue determinar el comportamiento de las piezas en condiciones críticas, por lo que se aplicaron las fuerzas más elevadas. Se realizaron simulaciones de esfuerzo de Von Mises y deformación total del elemento para obtener una comprensión completa del rendimiento de las piezas.

#### 3.8.1. Simulaciones.

### 3.8.1.1. *Tubo Push-Rod.*

La primera pieza para la cual se llevó a cabo una simulación de elementos finitos es el tubo push rod. Este elemento, como es conocido, es crucial ya que transmite la fuerza a otros componentes como el soporte superior, el balancín y el amortiguador. Por esta razón, es de vital importancia comprender su comportamiento bajo carga. Las fuerzas se aplicaron en ambos extremos del tubo, ya que este es responsable tanto de transportar como de recibir las fuerzas ejercidas.

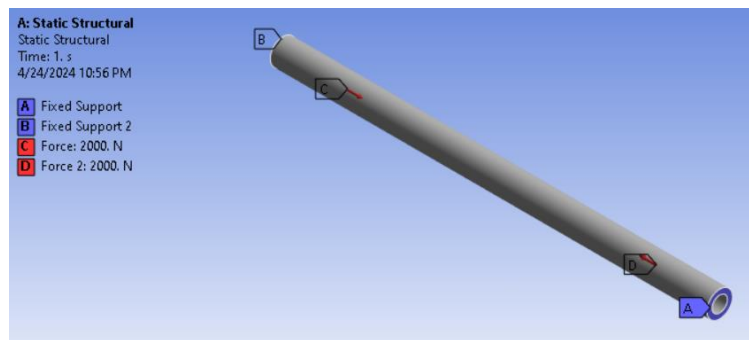


Figura 91. Simulación Tubo Push-Rod (Ansys)

En la gráfica de esfuerzo de Von Mises, se observa que no hay concentraciones significativas de esfuerzos que puedan causar una falla a largo plazo en el sistema. El área más crítica se encuentra en el interior, donde se une la rótula, pero las fuerzas en esta zona no son lo suficientemente relevantes como para ser consideradas

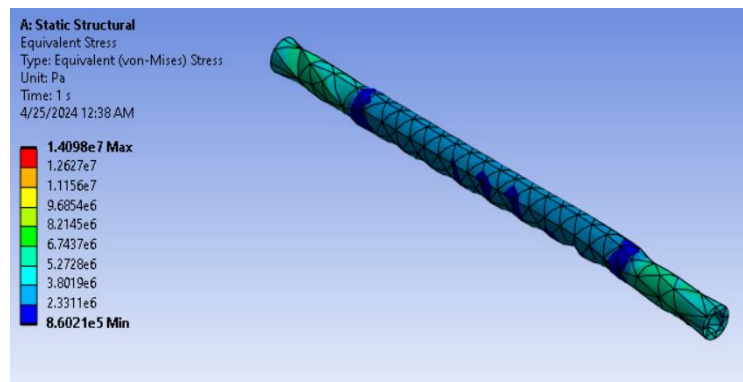


Figura 92. Simulación Tubo Push-Rod Von Mises (Ansys)

En la simulación de deformación, se observa una ligera flexión del tubo justo en la zona donde se unirán las rótulas. Aunque esta deformación existe, no es lo suficientemente significativa como para ser considerada grave. Además, es importante tener en cuenta que en la simulación se omite la presencia de la rótula, la cual jugará un papel crucial en la distribución y soporte de las fuerzas en esa área específica. Por lo tanto, la inclusión de la rótula en el análisis completo podría alterar los resultados y proporcionar una perspectiva más precisa del comportamiento del sistema y aumentando la eficacia de la pieza.

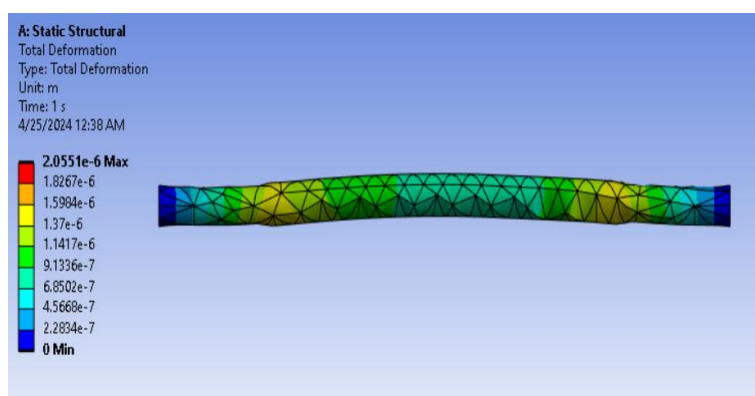
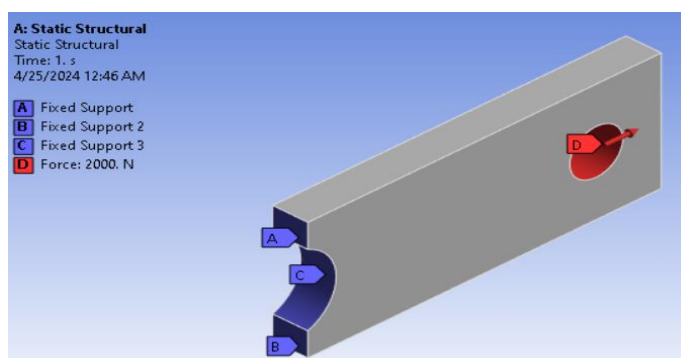


Figura 93. Simulación Tubo Push-Rod Deformación (Ansys)

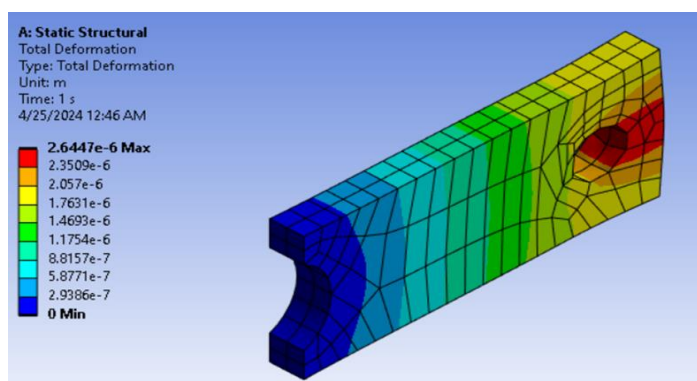
### 3.8.1.2. Soporte superior.

Para el soporte superior, que estará conectado al amortiguador o al balancín, se tiene previsto soldar uno de sus extremos al chasis utilizando un cordón mínimo de soldadura de 50 mm. La fuerza extrema se aplicará en uno de los extremos del agujero del soporte. Esta fuerza representa un escenario extremo de carga para el análisis



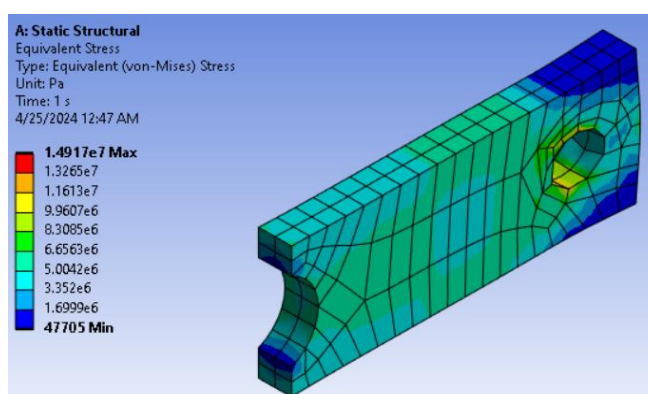
*Figura 94. Simulación Soporte superior (Ansys)*

En la simulación de Von Mises, se observa que la mayor concentración de esfuerzos se encuentra en el área del agujero, dado que es la región que recibirá el impacto y estará sometida constantemente a fuerzas. Sin embargo, es importante destacar que no se detecta ninguna posibilidad de fractura en esta zona, lo que indica que el diseño es robusto y capaz de soportar las cargas esperadas sin riesgo de fallo



*Figura 95. Simulación Soporte Superior Von Mises*

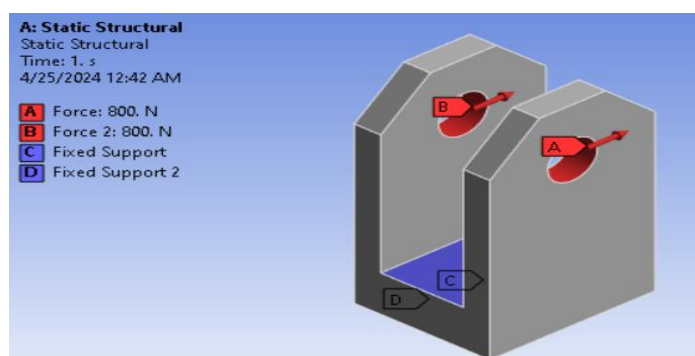
En la simulación de deformación, se confirma que el área del agujero es donde se espera una mayor deformación, tal como se observó en la simulación de Von Mises. Sin embargo, los resultados indican que la deformación total en esta zona es mínima, lo que lleva a la conclusión de que esta pieza no experimentará deformaciones significativas incluso en condiciones extremas



*Figura 96. Simulación soporte superior Deformación (Ansys)*

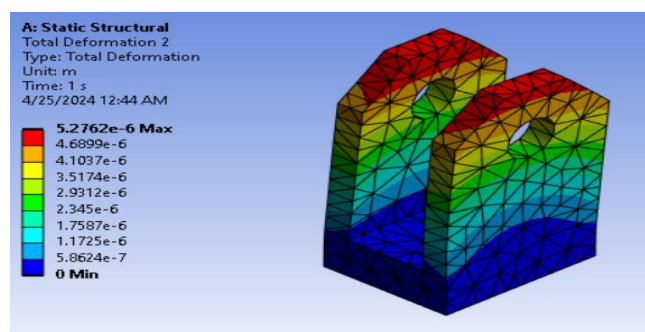
### 3.8.1.3. Soporte del resorte.

Esta pieza será la encargada de soportar todas las fuerzas generadas por el amortiguador cuando este reaccione a los movimientos de otras piezas, como el rocker y el tubo push-rod. La fuerza a la que estará sometida será la fuerza de reacción cuando el amortiguador se comprima 50 mm, con un valor de 800 N. Es importante tener en cuenta que una parte de esta pieza será soldada al chasis, y los agujeros serán los puntos que recibirán toda esta fuerza mencionada anteriormente.



*Figura 97. Simulación soporte del resorte (Ansys)*

En la simulación de esfuerzos de Von Mises en el soporte de los resortes, se observa que la parte superior presenta una mayor concentración de esfuerzos. Sin embargo, esta zona no compromete significativamente el trabajo y la funcionalidad de la pieza.



*Figura 98. Simulación soporte del resorte Von Mises (Ansys)*



En la simulación de deformación de la pieza, se observa que las bases que van a soportar las otras piezas experimentan una mayor deformación. Para abordar este problema, se ha agregado un punto de sujeción adicional en esa área con el fin de prevenir posibles fallos en esa sección de la pieza

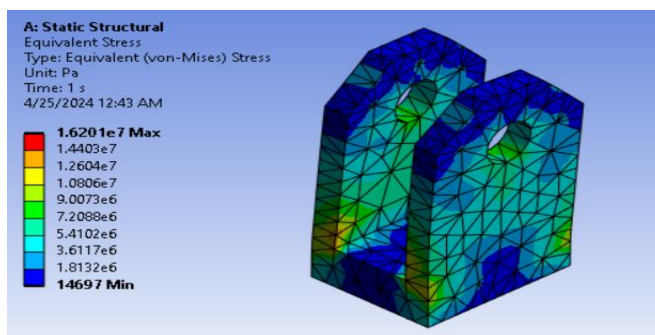


Figura 99. Simulación soporte del resorte deformación (Ansys)

#### 3.8.1.4. Soporte inferior.

La base inferior es la primera pieza en la secuencia, ya que está soldada a la mesa del chasis y será la encargada de recibir el impacto inicial. Esta pieza transmitirá la fuerza ejercida, que en este caso alcanzará los 2 kN, siendo esta la máxima fuerza en el momento más crítico. La fuerza se aplicó perpendicularmente a la base para garantizar una transmisión efectiva de la fuerza. Además, se añadió un soporte en la base, ya que es donde se soldará a la mesa, como se mencionó anteriormente.

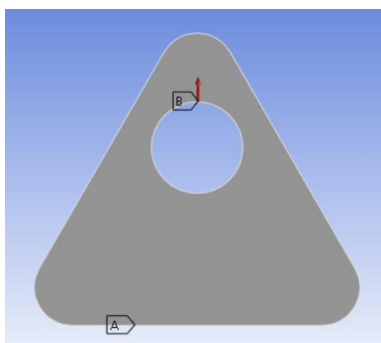
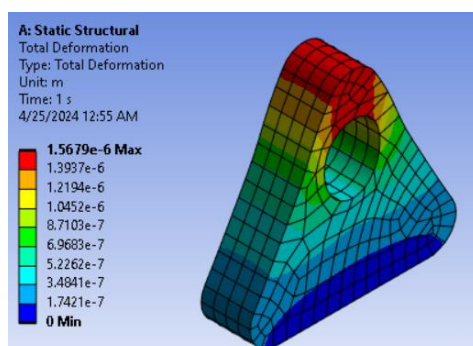


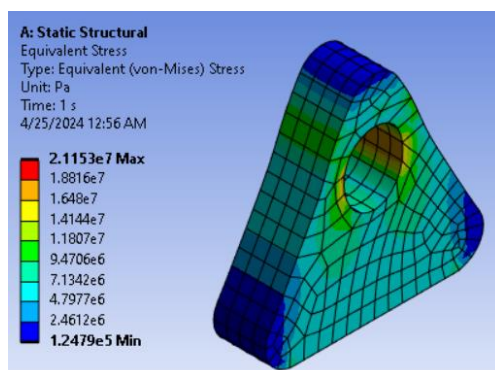
Figura 100. Simulación Soporte Inferior (Ansys)

En la primera simulación, que corresponde al análisis de esfuerzos de Von Mises, se observa una concentración significativa de esfuerzos en la parte superior de la pieza. Sin embargo, la magnitud de la fuerza aplicada no es lo suficientemente alta como para plantear riesgos de fallo en el futuro



*Figura 101. Simulación Soporte Inferior Von Mises (Ansys)*

En la simulación de deformación de la base inferior, se observa que la mayor deformación se produce en el hueco donde se ubicará un perno de unión. Sin embargo, esta deformación no alcanza un nivel crítico que deba ser considerado como un problema a tener en cuenta.

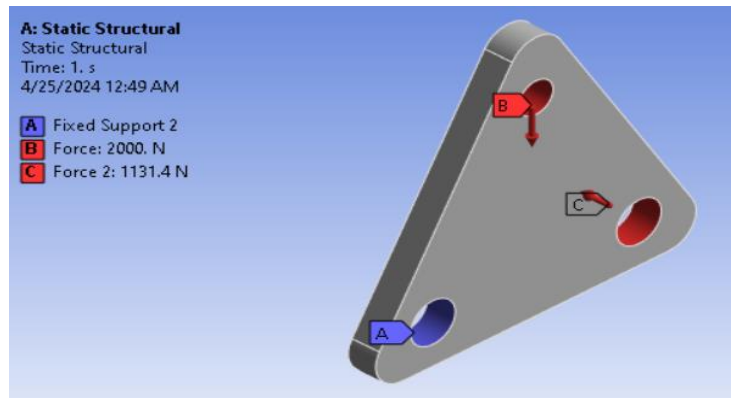


*Figura 102. Simulación Soporte Inferior Deformación (Ansys)*

### 3.8.1.5. **Rocker.**

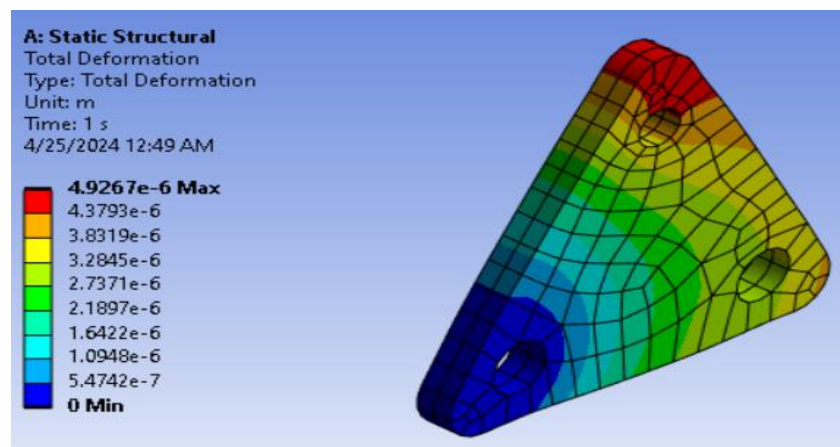
El rocker es la pieza clave que conecta todo el sistema de suspensión tipo paralelogramo deformable. Al diseñar esta pieza, se consideró que una de sus extremidades estaría empotrada, ya que se sujetará al soporte superior. Las fuerzas utilizadas para la simulación incluyen la

fuerza ejercida por el amortiguador, que como se mencionó anteriormente será de 0.8 kN, así como la fuerza extrema en el otro agujero, que alcanzará los 2 kN. Estas condiciones nos permiten observar cómo reaccionará la pieza en la simulación.



*Figura 103. Simulación rocker (Ansys)*

En la simulación de esfuerzos de Von Mises, se observa que la mayor concentración de esfuerzos se encuentra en la parte superior, donde se aplicó la fuerza mayor. En el otro lado, donde también actúa la fuerza del amortiguador, los esfuerzos son considerablemente menores. Se puede concluir que no se prevé ningún problema ni fallo en la pieza, ya que los niveles de esfuerzo están dentro de los límites aceptables.



*Figura 104. Simulación rocker Von Mises (Ansys)*

En la simulación de deformación, se observa que la mayor deformación ocurre en el agujero donde se une el soporte superior. Sin embargo, se puede apreciar que no hay ningún riesgo de deformación excesiva de la pieza ni de una posible rotura posterior.

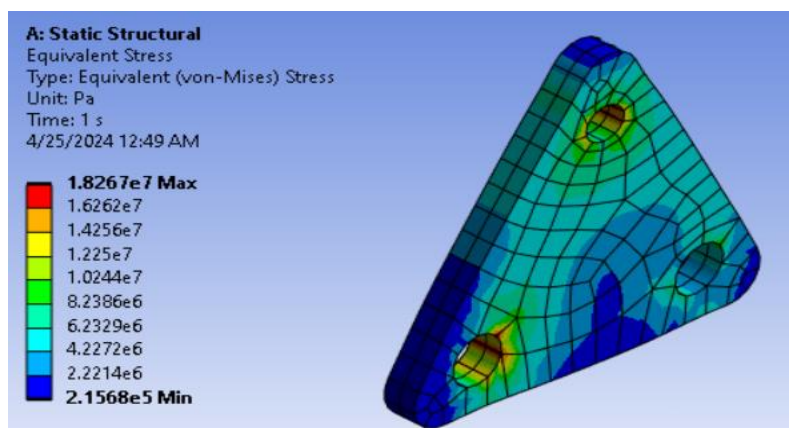


Figura 105. Simulación rocker deformación (Ansys)

### 3.9. Resultados y discusiones

El análisis estático realizado previamente se enfocó en examinar las distancias al centro de gravedad y cómo la distribución del peso afecta este punto crucial. Una vez determinado el centro de gravedad, que se ubicó a 163.6 mm del punto medio entre las ruedas delanteras y traseras, se procedió al análisis de fuerzas del perfil del vehículo de Fórmula SAE. Esto permitió obtener las fuerzas normales en las diferentes ruedas, tanto traseras como delanteras, debido a la distribución de peso del 60/40.

Las fuerzas normales obtenidas para el eje frontal fueron de 112 kg, mientras que para el eje posterior fueron de 168 kg. El objetivo primordial fue identificar la fuerza más crítica para determinar el valor que el sistema de suspensión debe ser capaz de soportar. Por ello, se realizó el cálculo de la transferencia de fuerza en curva, ya que la fuerza se incrementa en ciertos puntos durante este movimiento. En este caso, el valor de la normal en la rueda más crítica se estimó en 684.17 N.

Sin embargo, aún no se ha determinado el valor más crítico, ya que existe un escenario adicional que requiere análisis: el frenado. Durante esta fase, la carga se transfiere hacia la llanta más crítica. Por lo tanto, al sumar estas fuerzas normales, se obtiene el valor más crítico. La suma de las fuerzas normales resulta en una fuerza total en una sola llanta del monoplaza de 1.49 kN. Este valor es fundamental para dimensionar adecuadamente el sistema de suspensión y garantizar su capacidad de resistencia bajo diversas condiciones de manejo.

Un cálculo adicional de gran importancia fue el análisis del desplazamiento que ocurre cuando el vehículo de Fórmula SAE se enfrenta a irregularidades en la pista, lo que activaría el sistema de suspensión. En este contexto, se examinó un desplazamiento de 5 cm en el origen del sistema. Este dato resulta crucial para determinar el desplazamiento que experimenta el resorte del amortiguador y calcular su coeficiente de rigidez  $k$ , lo que proporcionará una estimación del tamaño del amortiguador requerido.

Los resultados obtenidos revelaron que, para el desplazamiento del tubo push-rod con un ángulo inicial de  $67.95^\circ$ , este cambió a  $64.86^\circ$  al elevarlo 5 cm. Además, se observó un desplazamiento en el resorte de 2.26 cm. A continuación, se aplicó la ley de Hooke para determinar  $k$ . Conociendo la fuerza y el desplazamiento, se calculó  $k$ , resultando en 36202 N/m. Este valor permite buscar amortiguadores disponibles en el mercado con la misma rigidez. El análisis detallado del desplazamiento proporciona información crucial para diseñar y seleccionar adecuadamente los componentes del sistema de suspensión. Esto garantiza una respuesta óptima del vehículo ante las condiciones cambiantes de la pista y mejora su rendimiento en comodidad y manejo.

En cuanto al eje del sistema push-rod, se analizó el caso estático como dinámico. Sin embargo, el caso con el que se dimensiona el push-rod es el caso dinámico. Esto se debe a que este caso nos proporciona fuerzas de cuando el carro experimente cabeceo causado por frenado y balanceo causado por curvar. Ya que la intención es que el monoplaza llegue a competir en

la Formula SAE, el caso de interés es este. Como se apreció en la tabla 17, se puede escoger diámetros a partir de 10mm para tener un factor de seguridad aceptable, por lo que la decisión ya queda en el espacio disponible del chasis. Por ese motivo, se decidió tomar un valor de 20mm para el diámetro del push-rod, el cual es un tamaño aceptable que entra en el chasis y además no falla.

Este sistema de suspensión va a estar acoplado con un sistema de suspensión con amortiguador y resorte helicoidal. Se dimensionó el resorte de acuerdo al mismo caso dinámico, para utilizar las fuerzas más críticas que el resorte va a soportar. Ya con la fuerza y el desplazamiento mínimo que debe tener cada rueda, se obtuvo un coeficiente de rigidez aceptable para nuestro resorte el cual es de 78.5 N/mm. Con esto, ya se puede buscar en el mercado un resorte que se adapte a nuestras necesidades.

La manera de sujeción de los elementos será mediante soldadura, por lo que fue de suma importancia calcular el tamaño de la garganta. Este tuvo un valor mínimo de 2mm por lo que se escogió un valor de 10mm para de esta manera asegurarnos que ningún componente llegue a desacoplarse.

Finalmente, se tiene el cálculo del espesor de las placas y del eje, los cuales van a soportar el sistema de suspensión como tal. Se tiene un diámetro de 10mm para el eje y para el espesor de las placas se tiene un valor de 6.49mm. Estos son valores que aseguran que estas partes de suma importancia no fallen en el caso más crítico, y de esa manera manteniendo el sistema de suspensión sujeto al chasis brindando más seguridad al conductor.

## Conclusiones

El análisis estático y dinámico realizado proporcionó una comprensión detallada de las fuerzas y distribuciones de peso en el vehículo de Fórmula SAE, permitiendo dimensionar

adecuadamente el sistema de suspensión para garantizar su resistencia y rendimiento óptimo en condiciones de competición.

Se determinó el centro de gravedad del vehículo y se analizaron las fuerzas normales en las diferentes ruedas, tanto durante la curva como durante el frenado. Esto condujo a identificar la fuerza más crítica que el sistema de suspensión debe soportar, de gran importancia para su diseño.

El análisis del desplazamiento ante irregularidades de la pista y su influencia en el sistema de suspensión del vehículo de Fórmula SAE es fundamental. El estudio de un desplazamiento de 5 cm en el origen del sistema proporciona datos esenciales para calcular la rigidez del amortiguador ( $k$ ) y seleccionar componentes adecuados. Los resultados obtenidos, incluyendo cambios en el ángulo del tubo push-rod y el desplazamiento del resorte, ofrecen una comprensión detallada de la respuesta del sistema de suspensión. Esto permite mejorar la estabilidad, el control y el confort del conductor, garantizando un rendimiento óptimo del vehículo en competiciones.

El análisis del sistema push-rod se centró en el caso dinámico, ya que proporciona las fuerzas durante situaciones como el cabeceo y el balanceo, relevantes para la competición en la Fórmula SAE. Se seleccionó un diámetro de 20 mm para el push-rod, compatible con el espacio disponible en el chasis y capaz de soportar las cargas esperadas.

Se dimensionó el resorte del sistema de suspensión según las fuerzas críticas que experimentará durante la competición, obteniendo un coeficiente de rigidez adecuado de 183 N/mm. Esto permitió buscar un resorte en el mercado que se ajuste a las necesidades del vehículo.

Para el análisis dinámico se puede concluir que el sistema de suspensión se espera que funcione en las diferentes condiciones para competir, es capaz de soportar los esfuerzos necesarios, el cálculo de la frecuencia natural muestra una frecuencia alta de 3.16 Hz, lo que

significa que el sistema de suspensión es eficiente en la absorción de vibraciones y oscilaciones provocadas por irregularidades del terreno, esto además significa que el vehículo rinde en pista sin embargo para la vida cotidiana se puede decir que es muy rígido. Las ruedas mantendrán un contacto óptimo con la superficie de la pista, mejorando la estabilidad y el control del vehículo.

La sujeción de los componentes mediante soldadura se calculó cuidadosamente para garantizar la integridad estructural, con un tamaño de garganta de soldadura de 10 mm para evitar desacoplamientos.

Finalmente, se calcularon los espesores del eje y las placas que sostienen el sistema de suspensión, asegurando que sean lo suficientemente robustos para soportar las cargas más críticas y proporcionar seguridad al conductor durante la competición.

En resumen, el análisis realizado proporcionó las bases necesarias para diseñar un sistema de suspensión robusto y seguro, crucial para el rendimiento del vehículo en la competición de Fórmula SAE.

### **3.10. Trabajos Futuros**

Con la implementación exitosa de los sistemas de dirección, frenos y suspensión, el siguiente paso lógico en el desarrollo del vehículo Formula SAE es la integración de otros sistemas cruciales para su funcionamiento completo y competitivo. Los trabajos futuros pueden enfocarse en las siguientes áreas:

#### **3.10.1. Instalación del Motor y el Tren de Potencia:**

**Selección y Montaje del Motor:** Elegir un motor adecuado que cumpla con las especificaciones de la competencia Formula SAE. El motor debe ser eficiente, potente y compatible con el diseño general del vehículo.



**Integración del Tren de Potencia:** Instalar el sistema de transmisión y asegurarse de que el motor esté correctamente acoplado al tren de potencia. Esto incluye el ajuste de todos los componentes relacionados, como el embrague, la caja de cambios y los ejes de transmisión.

**Gestión del Calor:** Desarrollar e implementar un sistema de enfriamiento efectivo para mantener la temperatura del motor y prevenir el sobrecalentamiento durante las competencias.

### **3.10.2. Desarrollo de la Carrocería y Aerodinámica:**

**Diseño y Fabricación de la Carrocería:** Crear una carrocería que no solo proteja al conductor y los componentes internos del vehículo, sino que también mejore la eficiencia aerodinámica. El diseño debe considerar factores como el peso, la resistencia al aire y la facilidad de acceso para el mantenimiento.

**Pruebas Aerodinámicas:** Realizar simulaciones CFD y pruebas en túnel de viento para optimizar el diseño de la carrocería y asegurarse de que proporciona una carga aerodinámica adecuada sin incrementar significativamente la resistencia.

### **3.10.3. Mejora en sistemas implementados (dirección y frenos):**

**Cumplimiento de Principio de Ackermann:** Algo que se debe mejorar para que la maniobrabilidad del vehículo mejore considerablemente es el sistema de dirección. Como se observó en la prueba de ángulos de giro, la rueda interior gira menos que la exterior lo que significa que el principio no se cumple. Para que este se pueda cumplir, sugerimos que cambie la cremallera existente por una cremallera asimétrica, la cual permita que el giro de la rueda interior sea mayor al de la exterior. De esta manera se mejora el ángulo de giro del vehículo y se evita un desgaste excesivo en la rueda exterior. Otra opción podría ser fabricar una extensión para las rótulas de dirección, pero viendo que esta es hecha de acero fundido, sería necesario soldar la extensión lo cual no es muy favorable.

**Purgar frenos:** Es importante que si el vehículo se va a utilizar se revise que el sistema de mangueras de este sea purgado. Esto se debe a que, si se abre los tanques de líquido de frenos, es muy posible que entre aire y este no funcione de manera adecuada. Asimismo, es importante revisar que los elementos de sujeción del pedal se revisen que estén bien ajustados.

#### 4. REFERENCIAS

Arroyo Sampedro, E. S., Goyes Zambrano, E. S., Castañeda Simba, W. S., & Cabezas Almeida, G. A. (2022). *Diseño y construcción del sistema de dirección de un vehículo tipo Fórmula SAE*. Tesis (Ingeniero Mecánico), Universidad San Francisco de Quito, Colegio de Ciencias e Ingeniería; Quito, Ecuador, 2022.

Alcala Juan & Villareal Carlos (2017). Análisis dinámico de la suspensión pullrod y puhs rod para el vehículo eléctrico tipo monoplaza

Alfaraz, J. G. (2017, February 2). La suspensión de nuestros coches (II): Sistemas más utilizados. *Motor.es*. <https://www.motor.es/noticias/la-suspension-ii-sistemas-de-suspension-mas-utilizados-201733599.html>

Autocosmos. (2009, May 21). *¿Qué es la suspensión McPherson?* Autocosmos. <https://noticias.autocosmos.com.mx/2009/5/21/que-es-la-suspension-mcpherson>

Aquilla José, Torres Christian (2016). Diseño y construcción de un sistema de suspensión para un vehículo monoplaza eléctrico formula SAE. Universidad Politécnica Salesiana. Recuperado de <https://dspace.ups.edu.ec/bitstream/123456789/12131/1/UPS-CT006052.pdf>

Automotriz, I. Y. M. (2019, October 21). *Qué es y como funciona el principio de Ackerman?* INGENIERÍA Y MECÁNICA AUTOMOTRIZ. <https://www.ingenieriaymecanicaautomotriz.com/que-es-y-como-funciona-el-principio-de-ackerman/>

AZoM. (2019, December 18). AISI 4140 Alloy Steel (UNS G41400). <https://www.azom.com/article.aspx?ArticleID=6769>

Budynas, Richard (2014). *Shigley's Mechanical Engineering Design (in Si units)*.  
MCGRAW HILL

Buen Terry. (2020). *Materiales de sistema de frenos*”. Universidad Saleciana de  
Cuenca.

Bustamante Álvaro, Ludeña Cristian. (2021). *Análisis de cargas que soportan los  
elementos de suspensión de un vehículo biplaza*. Universidad del Azuay facultad de ciencia y  
tecnología escuela de ingeniería mecánica automotriz.

Brook Suspension. (n.d.). *Aprilia AF1 125 Futura YSS ME302 Shock Absorber (88-  
92)*. [https://www.brooksuspension.co.uk/motorcycle-shock-absorbers/aprilia-af1-125-futura-  
yss-me302-shock-absorber-88-92](https://www.brooksuspension.co.uk/motorcycle-shock-absorbers/aprilia-af1-125-futura-yss-me302-shock-absorber-88-92)

Diaz Alvaro (2018). *Mediciones de angulos verticales y de pendientes*.  
[https://www.fao.org/fishery/static/FAO\\_Training/FAO\\_Training/General/x6707s/x6707s04.ht  
m .](https://www.fao.org/fishery/static/FAO_Training/FAO_Training/General/x6707s/x6707s04.htm)

De la Cruz Alex, Inga Ricardo , Castro Juan, Ernesto Santillan. (2020). *Diseño y  
construcción de los sistemas de dirección, suspensión, frenos y plegado, en un vehículo  
eléctrico biplaza plegable*. Universidad De las fuerzas Armadas ESPE.

Dudziak, M., Lewandowski, A., & Waluś, K. J. (2020). *Static tests the stiffness of car  
tires*. IOP Conference Series. Materials Science and Engineering, 776(1), 012071–012071.  
<https://doi.org/10.1088/1757-899x/776/1/012071>

Dutari, L., & Ansio, C. (2013). *Development of spring steels for suspension elements,  
used in cars and rail vehicles*. *Research Gate. Steel conference-IAS*.  
[https://www.researchgate.net/publication/312086901\\_DEVELOPMENT\\_OF\\_SPRING\\_STE  
ELS\\_FOR\\_SUSPENSION\\_ELEMENTS\\_USED\\_IN\\_CARS\\_AND\\_RAIL\\_VEHICLES](https://www.researchgate.net/publication/312086901_DEVELOPMENT_OF_SPRING_STEELS_FOR_SUSPENSION_ELEMENTS_USED_IN_CARS_AND_RAIL_VEHICLES)

*Espirales Progresivos*. (2024). Bevaqua. <https://bevaqua.com.ar/espiales-progresivos/>

García, J. (2023). Diseño y construcción de sistema de frenos FSAE. [Tesis de pregrado] Universidad San Francisco de Quito.

<https://repositorio.usfq.edu.ec/bitstream/23000/12700/1/203429.pdf>

Gillespie, T. D. (2021). *Fundamentals of vehicle dynamics*. SAE International.

Hachig Mateo, Jauregui José, Reyes Sebastián, Garces Pablo. (2023). Diseño y optimización del chasis para una formula SAE. Universidad San Francisco de Quito.

Jácome Calderón, J. V. (2022). Diseño y construcción de un sistema de suspensión para un vehículo monoplace formula SAE [Tesis de pregrado, Universidad Técnica del Norte]. Recuperado de <http://repositorio.utn.edu.ec/handle/123456789/11962>

Joseph, S. (2013). Design and development of steering and suspension system of a concept car (Dissertation). Recuperado de <https://urn.kb.se/resolve?urn=eleurn:nbn:se:kth:diva-141186>

Mexpolimeros. (n.d.). *Mangueras*. Polímeros Termoplásticos, Elastómeros Y Aditivos. <https://www.mexpolimeros.com/app/mangueras-.html>

Motors, M. (2023, mayo 17). ¿Qué son los resortes helicoidales y para que se utilizan? *Mitsubishi Motors Blog | Venta de Camionetas SUV & MPV*. <https://www.mitsubishi-motors.com.pe/blog/que-son-resortes-helicoidales/>

*Multi-link suspension*. (n.d.). NADA Scientific. [https://nadascientific.com/automotive\\_education/multi-link-suspension.html](https://nadascientific.com/automotive_education/multi-link-suspension.html)

Puig, I. (2019, April 6). *Técnica: sistemas de suspensión*. Espíritu RACER. <https://espirituracer.com/reportajes/sistemas-de-suspension/>

*¿Qué son los amortiguadores con carga de aire?* (2016, septiembre 29).

<https://www.blogmecanicos.com/2016/09/que-son-los-amortiguadores-con-carga-de.html>

RCCLIN IMPORT. (2023, December 22). *Manguera AN Malla Acero de Teflón - Rcclin*. Rcclin. <https://rcclin.cl/producto/manguera-an-malla-acero-de-teflon/>

Reyes Diego & Mejia Esteban. (2018). “Diseño y selección del sistema de suspensión de un prototipo de auto eléctrico biplaza. Universidad Tecnica de Ambato.

Riera,P (2010). Trucaje y adaptación de un sistema de suspensión y dirección para un vehículo tipo buggy de la formula automovilística universitaria Fau. Escuela superior técnica de Chimborazo, Riobamba.

Ster, P. (2015, December 14). *Differences between pullrod and pushrod suspensions - Pro's and Con's*. Motor Vehicle Maintenance & Repair Stack Exchange. <https://mechanics.stackexchange.com/questions/23080/differences-between-pullrod-and-pushrod-suspensions-pros-and-cons>

*Tubing de Polietileno – Poliflo | Plásticos CJ*. (n.d.). <https://plasticoscj.com/tubing-de-polietileno-poliflo/>

## 5. ANEXOS

### 5.1. ÍNDICE DE ANEXOS

ANEXO A: DESGLOSE DE COSTOS.....	175
ANEXO B: MANUAL DE OPERACIÓN Y MANTENIMIENTO.....	176
ANEXO C: MANUAL SISTEMA DE SUSPENSION.....	179
ANEXO D: MANUAL SISTEMA DE FRENOS.....	187
ANEXO E: MANUAL SISTEMA DE DIRECCION.....	191

### ANEXO A: DESGLOSE DE COSTOS

Para este proyecto, se tuvo un presupuesto de 400\$ el cual lo designamos para diferentes elementos que se tuvo que comprar para la construcción de los sistemas de Formula SAE. A continuación, se puede ver a que se designó este presupuesto, tanto componentes como cantidad. Adicionalmente, se detallan más cosas en las que gastamos dinero, como la mano de obra.

Lista de Materiales	Cantidad	Costo Unitario (\$)	Total
Amortiguadores	4	28,5	116
Tubo 10X10, 2M	1	8	16
Pernos	40	0,5	20
Pintura Anticorrosiva	6	7	42
Lijas	8	0,65	5,2
Acero AISI 4140, 20X1000mm	1	7	7
Tuercas M12-1.25	16	1,25	20
Recubrimiento frenos 2M	1	5,65	5,65
Rótulas 12 mm	4	45	180
Líquido de Frenos	1	5,32	5,32
Rodenas Galvanizadas	80	0,05	4
Cortes laser y material	1	79	79
Mano de Obra	1	260	260
	<b>TOTAL</b>		<b>760,17</b>



**ANEXO B: MANUAL DE OPERACIÓN Y MANTENIMIENTO**

# Manual de Operación

Sistema de Suspensión, Frenos, y  
Dirección

# Índice

- 01  
INTRODUCCIÓN
- 02  
SUSPENSIÓN
- 03  
DIRECCIÓN
- 04  
FRENOS

# Introducción

El objetivo de este proyecto es desarrollar un sistema de frenado más eficiente, una dirección mejorada y una suspensión optimizada que se adapten perfectamente al chasis preexistente. Para lograr este objetivo, se llevarán a cabo una serie de pasos meticulosos que abarcan desde la investigación y el diseño hasta la implementación y la evaluación de cada componente. El proyecto surge de la necesidad de optimizar el rendimiento y la seguridad del vehículo mediante la integración de componentes de última generación y la aplicación de técnicas avanzadas de ingeniería.

El manual de operación y mantenimiento de un proyecto, donde no solo se trata de un solo sistema, es fundamental para cualquier persona que vaya a estar involucrada en el proyecto de la Fórmula SAE. Esto es necesario para poder reparar cada uno de los sistemas mencionados anteriormente. Con este manual, el objetivo es enfatizar las piezas que requieren mayor cuidado para mantenerlas en buen estado a lo largo del tiempo, así como comprender su funcionamiento. Con estos conocimientos, se pueden tomar medidas preventivas para cada uno de los componentes de los sistemas, asegurando así que el vehículo esté siempre en buenas condiciones para un funcionamiento continuo.

En las competencias de la Fórmula SAE, se prioriza el bienestar de los conductores. Por este motivo, todos los elementos que se encuentran en el monoplaza deben cumplir con estándares muy altos de durabilidad y seguridad. La mayoría de los elementos de los sistemas analizados en este proyecto están expuestos constantemente a cargas y vibraciones que, a largo plazo, pueden causar degradación y, eventualmente, rupturas. Conscientes de esto, es fundamental contar con un buen manual de mantenimiento para poder prolongar la vida útil de cada uno de los elementos del monoplaza.

## Objetivo General:

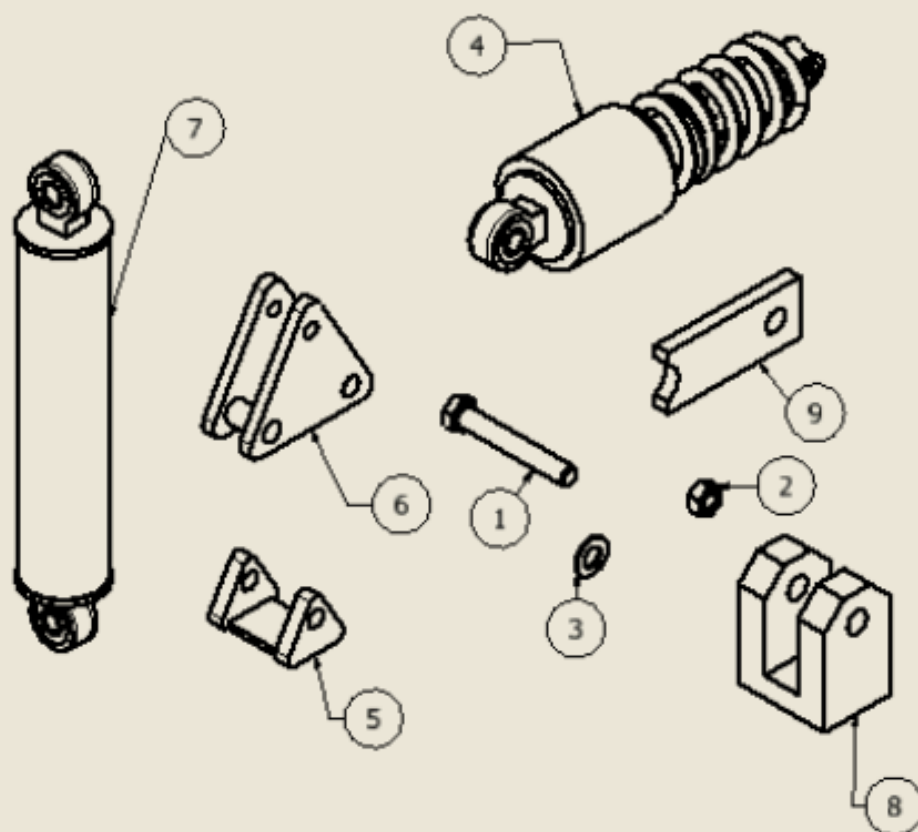
Esta sección del manual de mantenimiento y operaciones tiene como objetivo proporcionar a los técnicos una lista de posibles problemas que pueden existir en los sistemas desarrollados en este proyecto. Esto les permitirá realizar una buena inspección de calidad y funcionamiento de los sistemas. Además, se incluirán soluciones para mantener la calidad y asegurar que el funcionamiento sea adecuado, garantizando así la máxima seguridad para el conductor del Fórmula SAE.

## ANEXO C: MANUAL SISTEMA DE SUSPENSION



# 02

## Suspensión



## PARTS LIST

ITEM	QTY	PART NUMBER	DESCRIPTION
1	4	KS B 1002 - A M 12 x 80	Perno de 12mm
2	8	CSN 02 1402 - M12	Tuerca de 12mm
3	16	AS 1237 - 12 mm	Arandela de 12mm
4	1	Amortiguador	
5	1	Soporte inferior	
6	1	Rocker	
7	1	Push Rod	
8	1	Junta Resortes	
9	1	Soporte superior	

# Instalación Suspensión Delantera

## Herramientas:

- Juego de llaves de tuerca.
- Llave inglesa regulable
- Gata hidraulica

## Instalación

- Colocar cada una de las llantas de el vehículo
- Con el crique hidráulico nivelar las mesas y verificar que estén completamente rectas
- Colocar el amortiguador entre las juntas, se debe colocar arandelas entre el amortiguador y los soportes para evitar golpes entre estos.
- Atravesar el perno entre el amortiguador, arandelas y soporte
- Ajustar bien el perno con una turca y una contra tuerca.
- Sacar la gata hidráulica



# Instalación Suspensión Trasera

## Herramientas:

- Juego de llaves de tuerca.
- Llave inglesa regulable
- Crique/Gata hidráulica

## Instalación

- Colocar cada una de las llantas de el vehículo
- Con el crique hidráulico nivelar las mesas y verificar que estén completamente rectas
- Colocar el rocker entre las juntas con una arandela intermedia entre estos dos componentes.
- En la junta unida a los soportes, colocar el separador para aumentar la estabilidad de la suspensión.
- Atravesar el perno entre el rocker, arandelas, separador y soporte
- Colocar el tubo push rod entre los soportes inferiores y el balancín. Como en todos los elementos, siempre se deben colocar arandelas entre elementos
- Atravesar el perno entre el tubo push rod, arandelas, rocker y soporte.
- Colocar el amortiguador entre las juntas y rocker, se debe colocar arandelas entre el amortiguador y los soportes para evitar golpes entre estos.
- Atravesar el perno entre el amortiguador, arandelas, rocker y soporte
- Ajustar bien el perno con una tuerca y una contra tuerca.
- Sacar la gata hidráulica



# Manual de operación del sistema de suspensión

Antes de subirnos al monoplaza nos tenemos que dar cuenta de los siguientes parámetros se cumplan:

- Asegurarse de que todas las tuercas y contratuercas que se encuentran entre los elementos del sistema de suspensión estén bien colocadas y aseguradas para evitar que se aflojen debido a las vibraciones.
- Revisar que las juntas entre las mesas y las llantas estén bien ajustadas para evitar que la llanta se salga del chasis.
- Verificar la correcta articulación de cada uno de los elementos, como el rocker y el amortiguador.
- Realizar una comprobación de rebote del amortiguador, para esto se debe empujar repetidamente el vehículo y ver como se absorbe los impactos y volver a su posición original de manera suave y controlada.





# Manual de mantenimiento sistema de suspensión

## PROPÓSITO

El propósito de este manual es garantizar que el sistema de suspensión de nuestro vehículo funcione de manera óptima y segura a lo largo de su vida útil. Contiene procedimientos sobre el mantenimiento, inspección, y ajuste específicos para nuestro sistema de suspensión, diseñados para maximizar tanto el rendimiento en pista como la seguridad del conductor.

## IMPORTANCIA

El mantenimiento regular y sistemático es crucial para el rendimiento competitivo y la fiabilidad del vehículo. Un sistema de suspensión bien mantenido no solo mejora la maniobrabilidad y la estabilidad del vehículo, sino que también juega un papel vital en la seguridad del piloto. Fallas en la suspensión pueden llevar a un comportamiento impredecible del vehículo, lo cual es inaceptable en un entorno de competición donde la seguridad es primordial.



# Descripción del Sistema de Suspensión

- El sistema de suspensión de nuestro vehículo consta de varios componentes clave, cada uno con una función específica. A continuación, se describen los principales componentes:.

- **Amortiguadores:** Ayudan a mantener los neumáticos en contacto constante con la pista y reducen la oscilación y rebote del vehículo.



- **Muelles:** Elementos elásticos que absorben las fuerzas de impacto. Para el vehículo formula SAE, se utilizó del tipo helicoidales



- **Push rod:** Permiten transmitir la fuerza de los brazos de control al amortiguador.



- **Conexiones y Juntas:** Componentes como rótulas, y conectores que unen los diversos elementos del sistema de suspensión y permiten su movimiento relativo.



- **Soportes y Anclajes:** Puntos donde el sistema de suspensión se fija al chasis del vehículo. Estos deben ser especialmente robustos y precisos para mantener la alineación y el ajuste correcto de toda la suspensión.



- **Brazos de Control:** conectan los componentes de la suspensión al chasis del vehículo.



# Mantenimiento Preventivo

- El objetivo del mantenimiento preventivo es evitar fallos en el sistema de suspensión mediante inspecciones regulares, reemplazo oportuno de componentes desgastados y ajustes necesarios para mantener el sistema en condiciones óptimas de funcionamiento

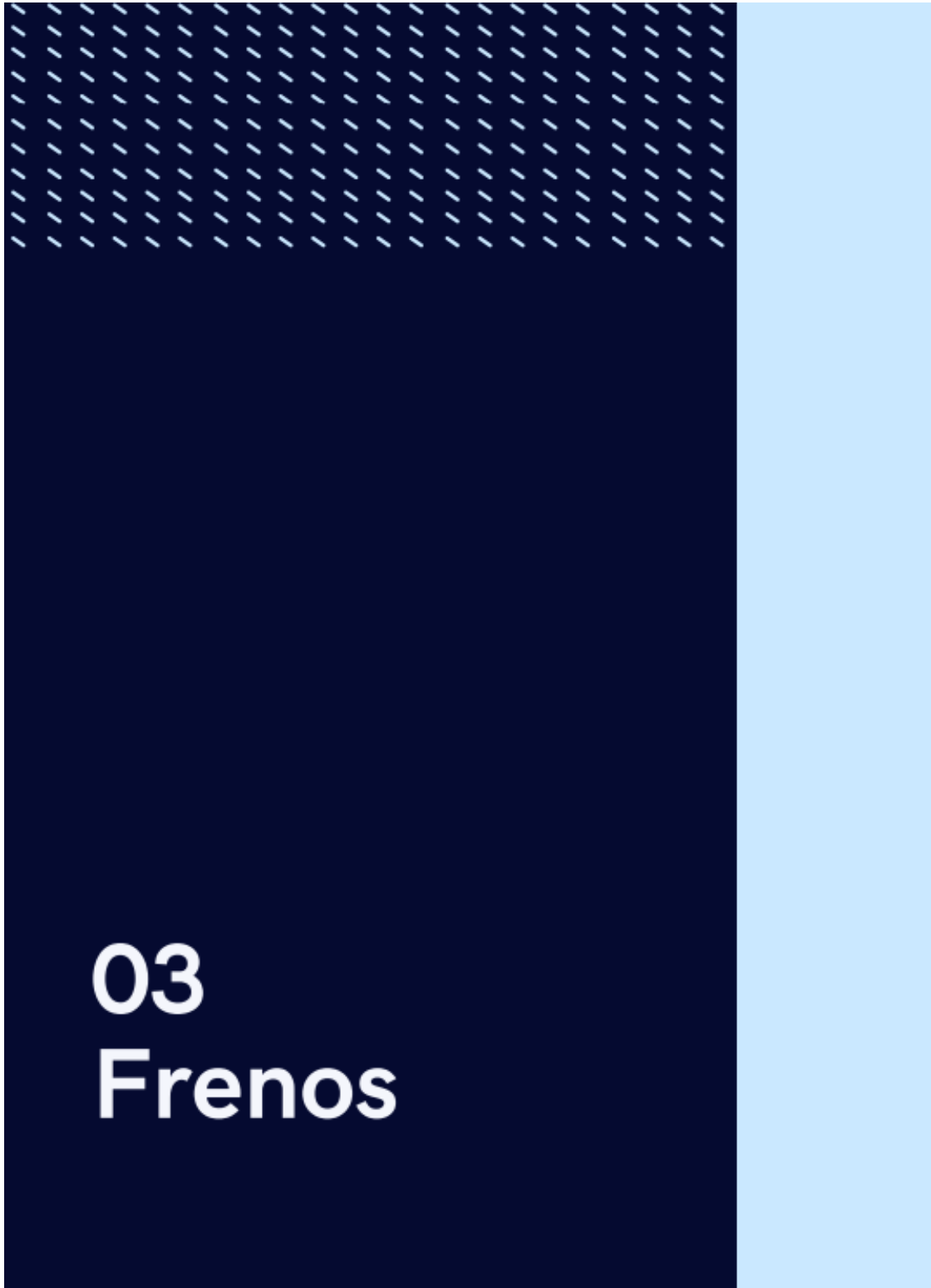
## Inspecciones

- Verificación visual rápida de fugas de amortiguadores, daños evidentes en muelles, brazos y conexiones.
- Comprobación de la firmeza de todos los pernos y tuercas.
- Inspección detallada de todos los componentes de la suspensión para detectar signos de desgaste, corrosión o daño.
- Prueba de la funcionalidad de los amortiguadores y comprobación de la rigidez de los muelles.

## Mantenimiento

- Lubricación de todas las articulaciones y bujes.
- Reemplazo de componentes que muestran signos de desgaste significativo.
- Revisión completa y reemplazo de amortiguadores y muelles si es necesario.
- Verificación y sustitución de todos los bujes y juntas.
- Con una vida útil de 65 mil kilómetros para un amortiguador con las características seleccionadas, es razonable recomendar cambiarlos al inicio de cada temporada

**ANEXO D: MANUAL SISTEMA DE FRENOS**



**03**  
**Frenos**

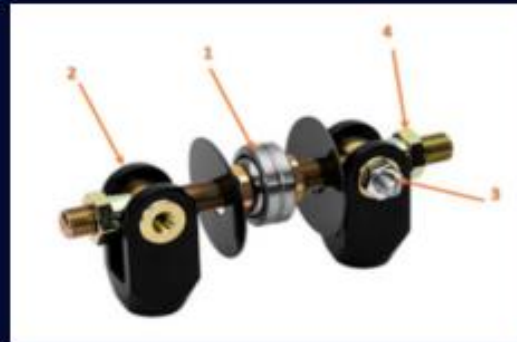
# Instalación Sistema de frenos

## Herramientas:

- Juego de llaves de tuerca.
- Llave inglesa regulable
- Juego de destornilladores

## Instalación

- Conectar la tubería de frenos a cada disco de la rueda.
- Conectar la tubería de frenos a la bomba respectiva mediante una junta.
- Utilizar una llave para ajustar las tuercas y prevenir fugas de líquido de frenos.
- Unir las bombas a la barra de balance en la Sección 2.
- Instalar el pedal con la junta correspondiente en la Sección 1.
- Colocar los tornillos en cada sección para asegurar el sistema de frenos.
- Finalmente, ajustar las tuercas



García José (2023). Diseño y construcción de sistema de frenos FSAE. USFQ.



# Manual de operación del sistema de frenos

Antes de subirnos al monoplaza nos tenemos que dar cuenta de los siguientes parámetros se cumplan para que el funcionamiento de el sistema de frenos sea el correcto:

- Se debe realizar una prueba de frenado en cada una de las llantas. Para ello, se elevará el monoplaza y se hará girar cada llanta para verificar que se detenga correctamente.
- Verificar que no haya ninguna fuga de líquido de frenos.
- Comprobar el nivel de líquido de frenos. Si se abren las bombas, se debe purgar el sistema de frenos.
- Revisar que ningún elemento esté suelto o presente riesgo de rotura.



# Mantenimiento Preventivo

## Inspecciones

- Inspección visual:
  - Verificar el estado de las pastillas de frenos buscando desgaste excesivo o daños.
  - Examinar discos de freno en busca de grietas o deformaciones.
  - Observar el nivel del líquido de frenos.
  - Examinar las líneas del líquido de frenos en buscas de fugas, corrosión o daños.
- Inspección grosor y componentes móviles:
  - Medir el grosor de las pastillas y discos de freno.
  - Revisar el correcto funcionamiento de los pistones de las pinzas de freno.

## Mantenimiento

- Reemplazo de las pastillas de frenos y líquido de frenos: En caso de que las pastillas se encuentren desgastadas se reemplazan. Para el líquido de frenos es necesario cambiarlo después de 2 años o 50,000 km, lo que suceda primero (Cambio líquido de frenos, 2021).
- Rectificación de discos: En caso de encontrar irregularidades, rectificar los discos en un torno para un mejor agarre del sistema de frenado.
- Lubricación de componentes móviles: Aplicar lubricante en los puntos de contacto de las pastillas con las pinzas para asegurar un movimiento suave.
- Purgado de sistema de frenos: En caso de abrir los contenedores del líquido de frenos, o no sentir un buen frenado, purgar el aire para optimizar el rendimiento de los frenos. Se purgan las dos líneas de freno ya que son independientes.

ANEXO E: MANUAL SISTEMA DE DIRECCION



**04**  
**Dirección**



# Instalación Sistema de dirección

## Herramientas:

- Juego de llaves de tuerca.
- Llave inglesa regulable

## Instalación

- Colocar las llantas y la cremallera en línea recta.
- Conectar los tubos de unión a las llantas con las cremalleras. Para esto, no es necesario ninguna herramienta para ajustar; simplemente, gira los tubos en sentido horario para ajustarlos.
- Unir la columna de dirección con la cremallera y la unión universal utilizando una llave inglesa regulable.
- Colocar el volante en la unión universal.
- Girar el volante en una dirección para realizar el ajuste final



# Manual de operación sistema de dirección

Antes de subirnos al monoplaza nos tenemos que dar cuenta de los siguientes parámetros se cumplan para que el funcionamiento de el sistema de dirección sea el correcto:

- Es necesario verificar que cada uno de los elementos desmontables esté bien ajustado y sin ningún riesgo de desprendimiento.
- Asegurarse de que el volante esté correctamente colocado en la junta universal.
- Girar el volante y verificar si el movimiento de las llantas delanteras es el adecuado.
- Inspeccionar que ningún elemento del sistema de dirección presente corrosión, ya que esto podría causar un accidente.



# Descripción del sistema de dirección

**Columna de dirección:** Es la columna que conecta el volante al mecanismo de dirección. Transmite el movimiento del volante a las otras partes del sistema de dirección.



**Juntas Universales:** Son las articulaciones que permiten que la columna de dirección transmita el giro al sistema piñón-cremallera



**Sistema piñón-cremallera :** es donde se encuentra el mecanismo que convierte el movimiento lineal en movimiento angular para las ruedas delanteras.



**Brazos de Dirección:** Son las piezas que se conectan a las ruedas delanteras. Son responsables de transmitir el movimiento a las ruedas.



# Manual de mantenimiento sistema de dirección

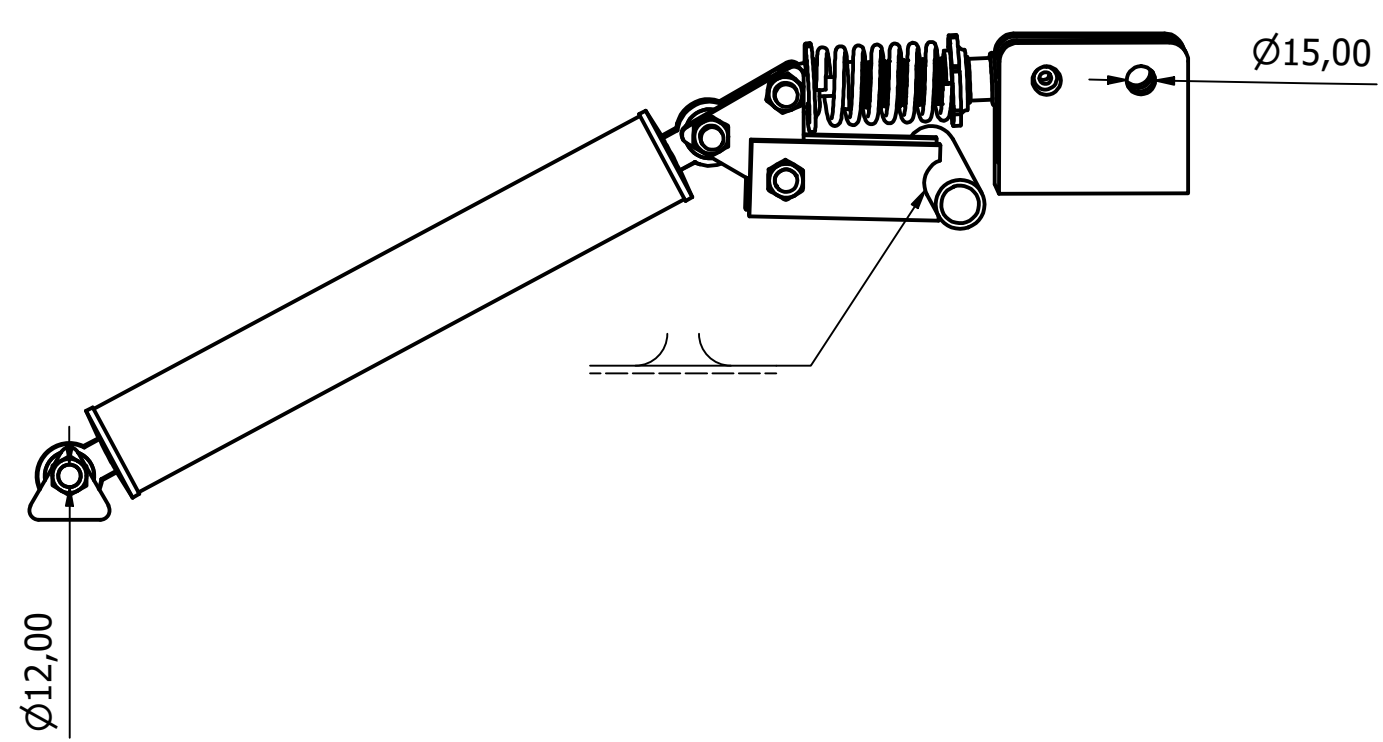
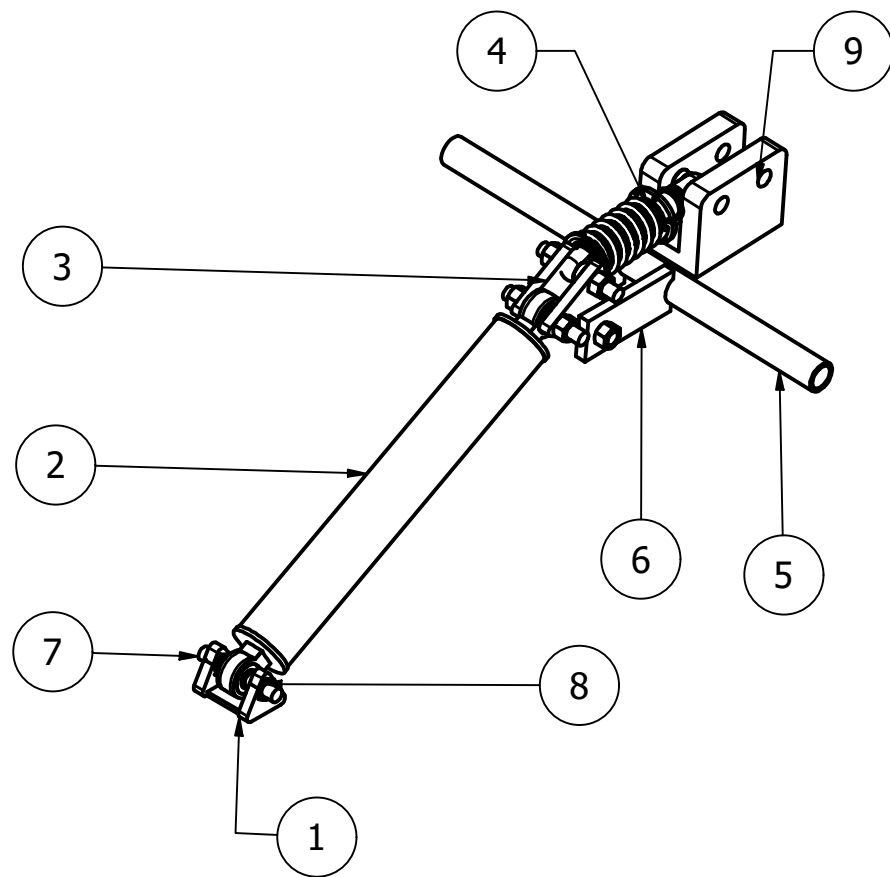
## Inspecciones

- Verificar visualmente la alineación de las ruedas.
- Inspeccionar las juntas de dirección y barras de dirección en busca de daños o desgaste.
- Comprobar el funcionamiento del volante y la respuesta del sistema de dirección.
- Inspeccionar visualmente la columna de dirección en busca de daños o desgaste.


## Mantenimiento

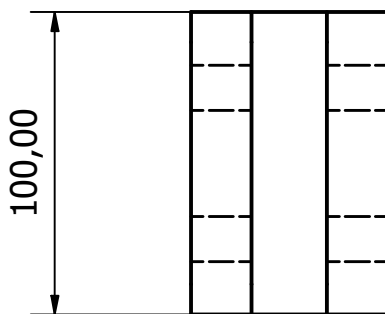
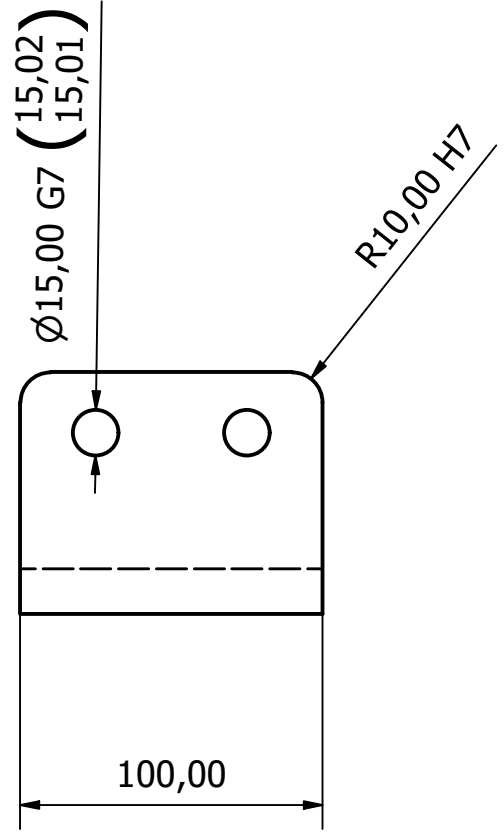
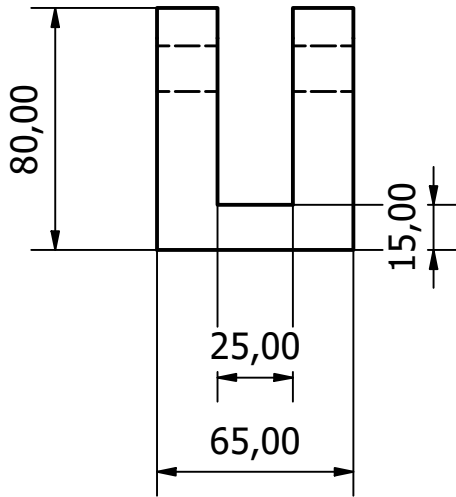
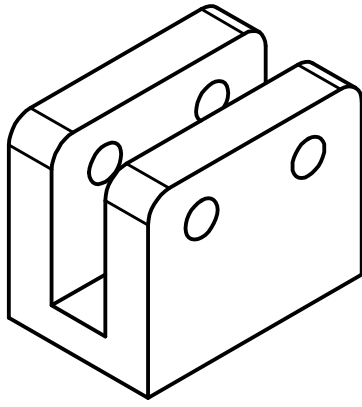
- Lubricar las juntas de dirección y barras de dirección según sea necesario.
- Inspeccionar el sistema piñón cremallera en caso de presentar daños
- Ajustar la alineación de las ruedas.
- Realizar una inspección exhaustiva de todos los componentes del sistema de dirección y reemplazar aquellos que presenten signos de desgaste excesivo o daño.




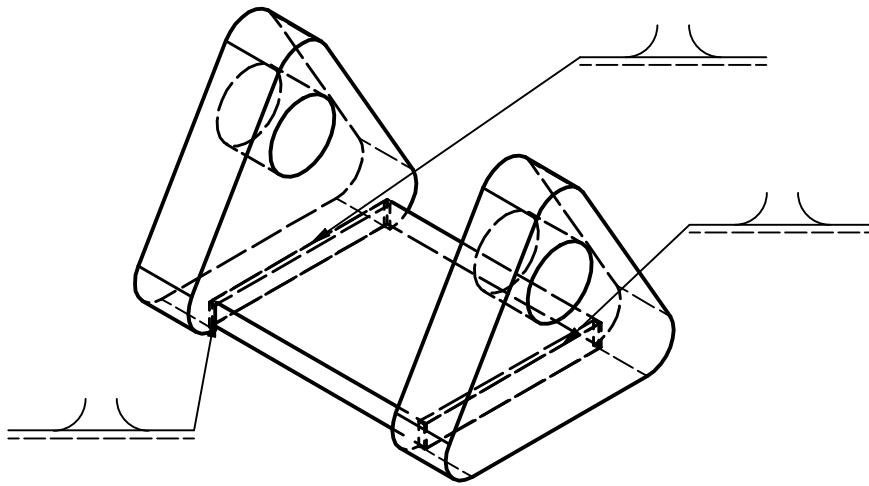
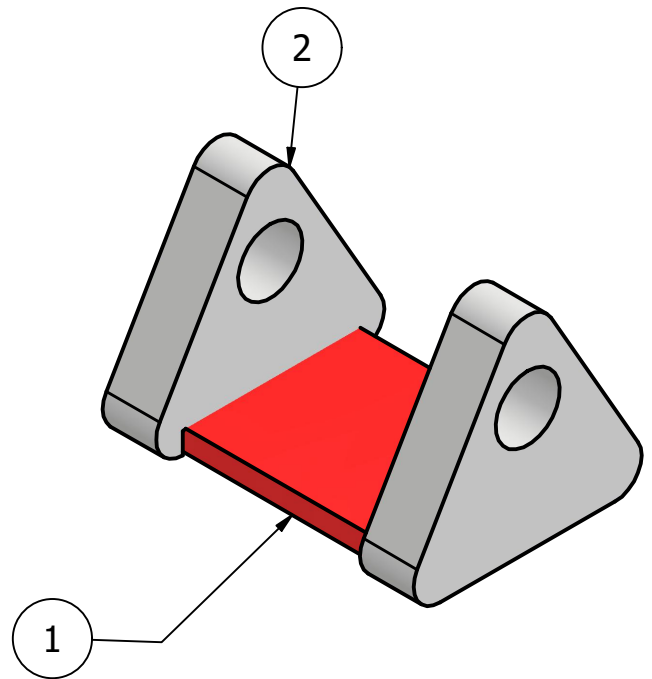


PARTS LIST			
ITEM	QTY	PART NUMBER	DESCRIPTION
1	1	Base_inferior	Union para la llanta y push rod
2	1	Push_rod_assembly	Tubo con una rótula soldada que conecta la llanta al chasis
3	1	Rocker	Unión del push rod con el chasis y el amortiguador
4	1	Shock_absorber	Conjunto de amortiguador y resorte que soporta cargas
5	1	Chassis_tube	
6	2	Axis_support	Elemento de unión entre el chasis y el Rocker
7	4	Axis	Eje de diámetro de 12 mm que une varios componentes.
8	8	ISO 4032 - M12	Hexagon nuts, style 1-Product grade A and B
9	1	Support_that_joins_springs	Unión en el centro del chasis para conectar el chasis con el resorte

Integrantes	Nicolas Pazmiño Francisco Tates Raul Perez Pablo Rivera		<b>Sistema de suspencion delantero</b>		
	FECHA:	NOMBRE:			
DIBUJADO	03-28-2024	Nicolas Pazmiño	MATERIAL: ACERO	ESCALA: <b>1:1.5</b>	
REVISADO	03-28-2024	Patricio Chiriboga			
APROVADO	03-28-2024	Patricio Chiriboga			
			Eje	12 [mm]	# HOJA: <b>#1</b>

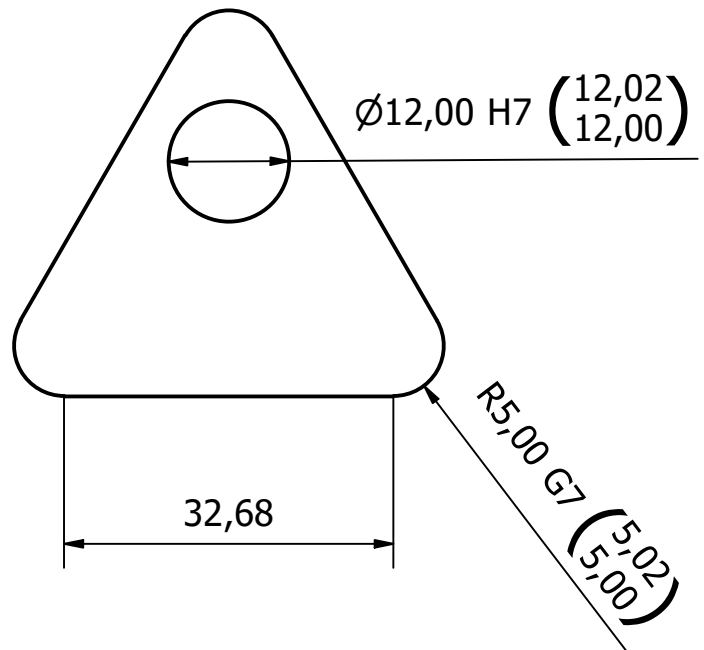
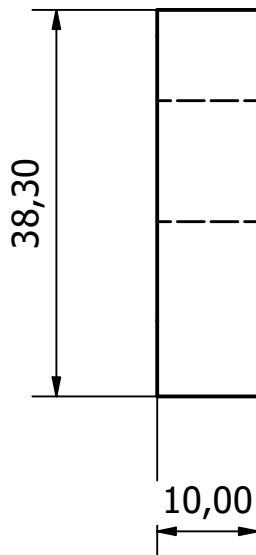
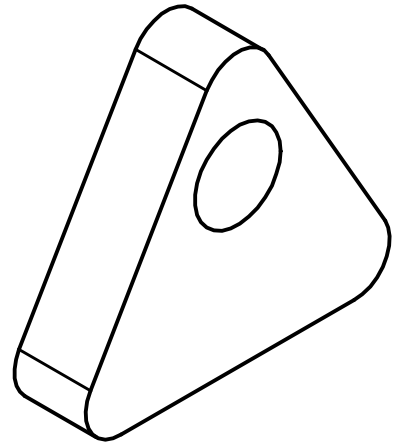



Integrantes	Nicolas Pazmiño Francisco Tates Raul Perez Pablo Rivera		<b>Junta para los dos resortes</b>	
<b>DIBUJADO</b>	FECHA: 03-28-2024	NOMBRE: Nicolas Pazmino	MATERIAL: ACERO	<b>ESCALA: 1:2</b>
<b>REVISADO</b>	03-28-2024	Patricio Chiriboga		
<b>APROVADO</b>	03-28-2024	Patricio Chiriboga		
			TOLERANCIA: 0.5	<b># HOJA: #1</b>



PARTS LIST			
ITEM	QTY	PART NUMBER	DESCRIPTION
1	1	Base_Inferior_Chasis	Placa de metal ubicada en el chasis donde se puede ensamblar el conjunto.
2	2	Placas union_base_inferior	Juntas que unirán la placa mediante soldadura

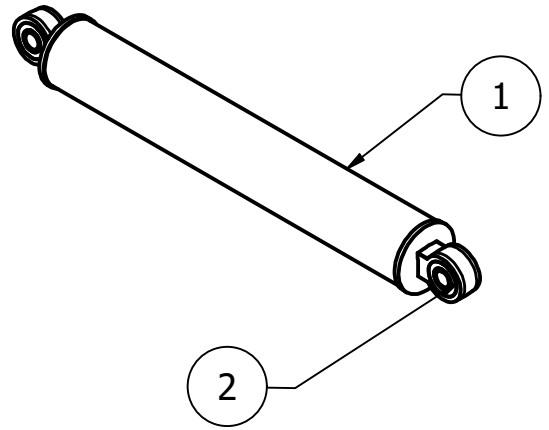
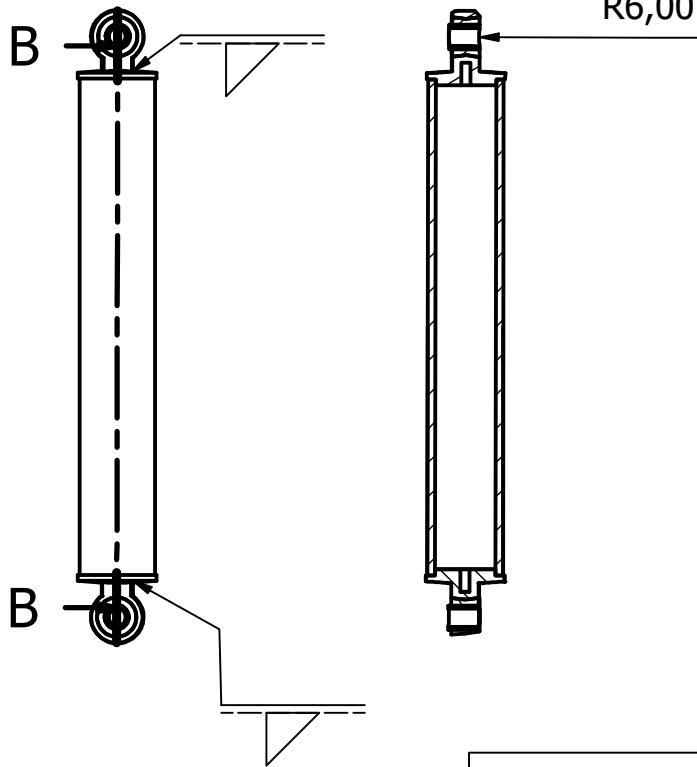
Integrantes	Nicolas Pazmiño Francisco Tates Raul Perez Pablo Rivera		<b>Junta base inferior</b>			
	<b>FECHA:</b>	<b>NOMBRE:</b>				
<b>DIBUJADO</b>	03-28-2024	Nicolas Pazmino	MATERIAL: ACERO		<b>ESCALA: 2:1.5</b>	
<b>REVISADO</b>	03-28-2024	Patricio Chiriboga				
<b>APROVADO</b>	03-28-2024	Patricio Chiriboga				
<b>U S F Q</b>			Soldadura	Electrodo	E60XX	<b># HOJA: #1</b>
				Cordon	10 [mm]	



Integrantes	Nicolas Pazmiño Francisco Tates Raul Perez Pablo Rivera		<b>Junta base inferior</b>	
	<b>FECHA:</b>	<b>NOMBRE:</b>	MATERIAL: ACERO	<b>ESCALA:</b> <b>2:1.5</b>
<b>DIBUJADO</b>	03-28-2024	Nicolas Pazmino		
<b>REVISADO</b>	03-28-2024	Patricio Chiriboga		
<b>APROVADO</b>	03-28-2024	Patricio Chiriboga	TOLERANCIA: 0.5	<b># HOJA:</b> <b>#1</b>
				

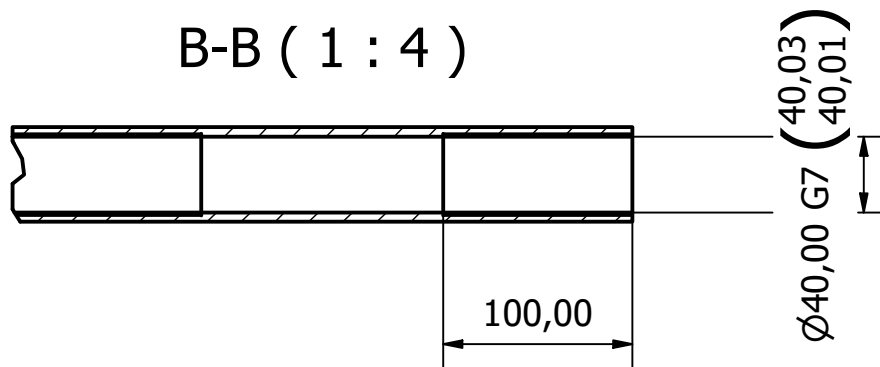
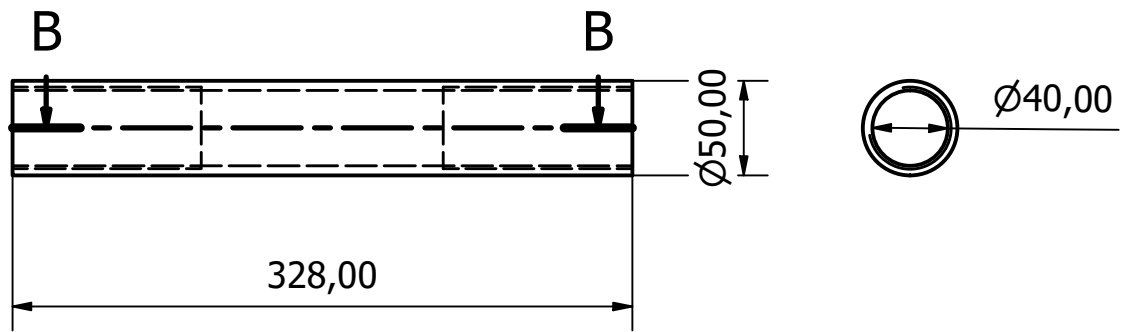
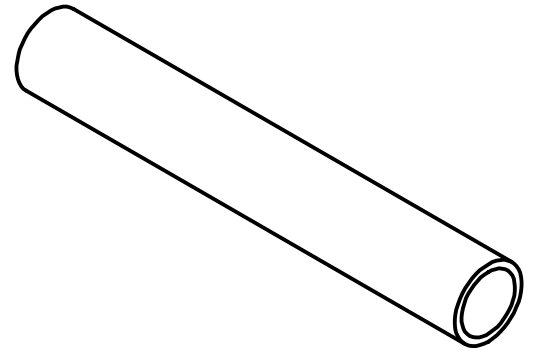



B-B ( 1 : 5 )

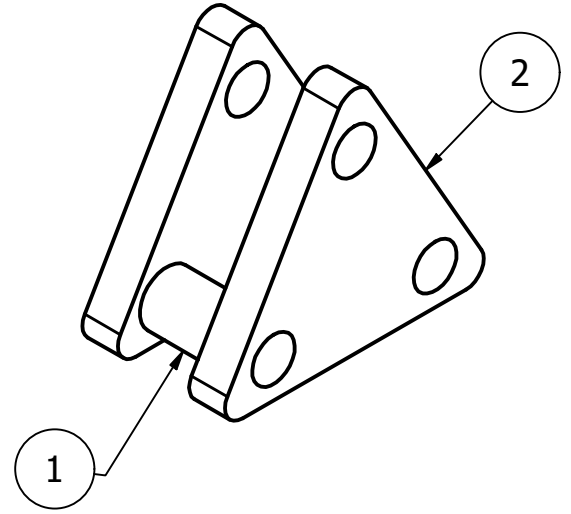
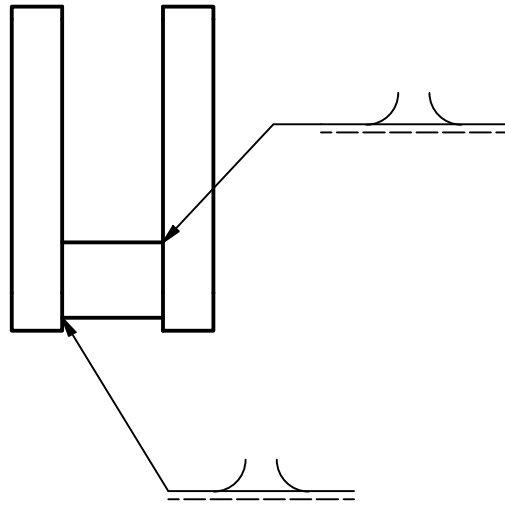


PARTS LIST			
ITEM	QTY	PART NUMBER	DESCRIPTION
1	1	Push_rod	Tubo para unir la llanta delantera con el chasis.
2	2	Rodamiento	Rodamientos móviles que ayudan a la unión con el chasis y las llantas. Esta estará roscada y soldada al tubo del push rod.


Integrantes	Nicolas Pazmiño Francisco Tates Raul Perez Pablo Rivera		<b>Push Rod ensamble completo</b>		
<b>DIBUJADO</b>	FECHA:	NOMBRE:	MATERIAL: ACERO	<b>ESCALA: 1:1.5</b>	
<b>REVISADO</b>	03-28-2024	Nicolas Pazmino			
<b>APROVADO</b>	03-28-2024	Patricio Chiriboga			
<b>U S F Q</b>		Soldadura	Electrodo	E60XX	<b># HOJA: #1</b>
			Cordon	10 [mm]	

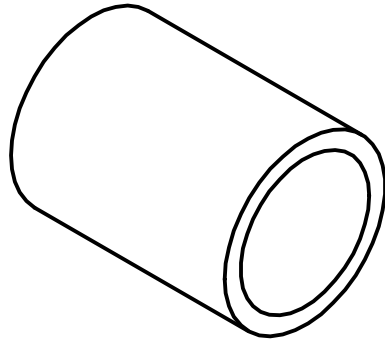


Integrantes	Nicolas Pazmiño Francisco Tates Raul Perez Pablo Rivera		<b>Push Rod</b>	
<b>DIBUJADO</b>	FECHA: 03-28-2024	NOMBRE: Nicolas Pazmino	MATERIAL: ACERO	<b>ESCALA: 1:4</b>
<b>REVISADO</b>	03-28-2024	Patricio Chiriboga		
<b>APROVADO</b>	03-28-2024	Patricio Chiriboga		
			TOLERANCIA: 0.25	<b># HOJA: #1</b>

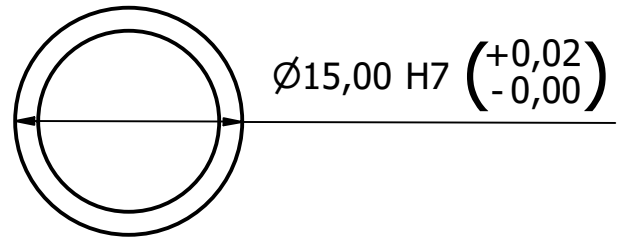
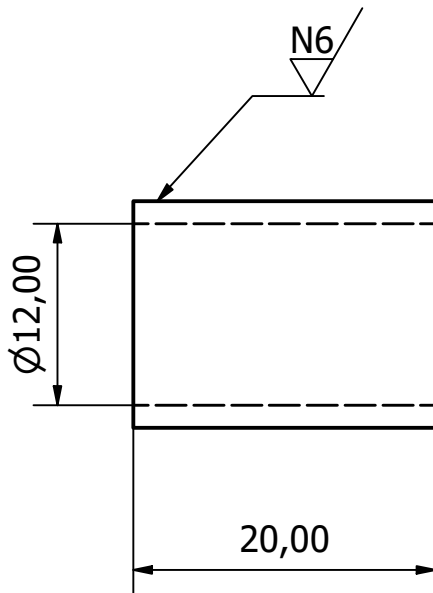



PARTS LIST			
ITEM	QTY	PART NUMBER	DESCRIPTION
1	1	Rocker_Front al Junta	Unión que estará soldada a dos placas del balancín.
2	2	Rocker_Front al	Placas triangulares que servirán como uniones en varios sectores.

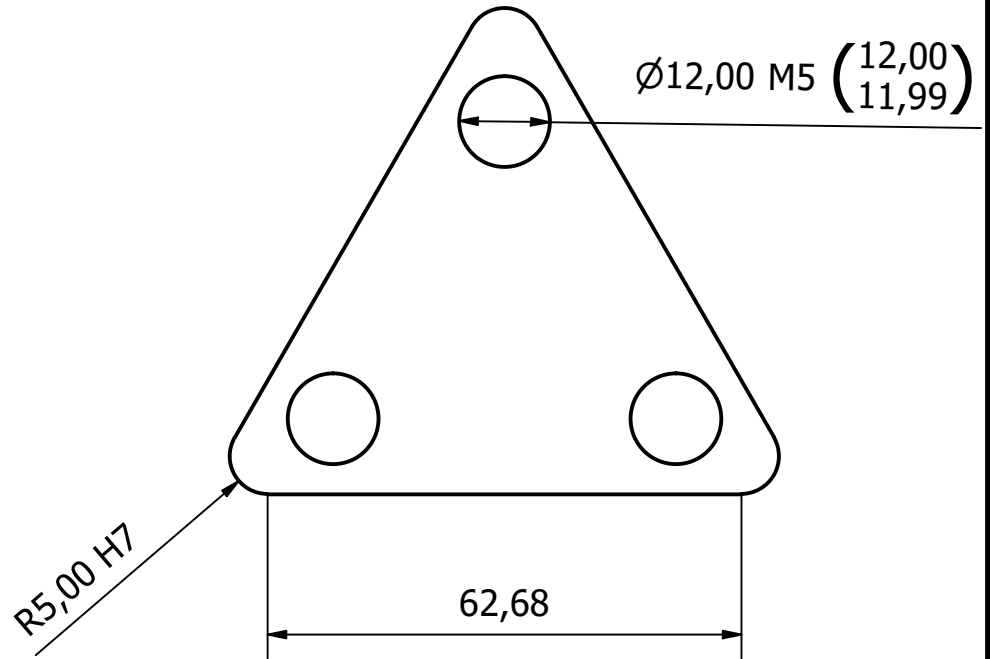
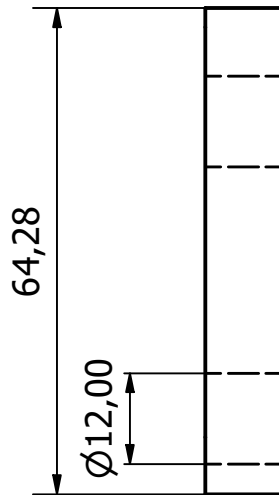
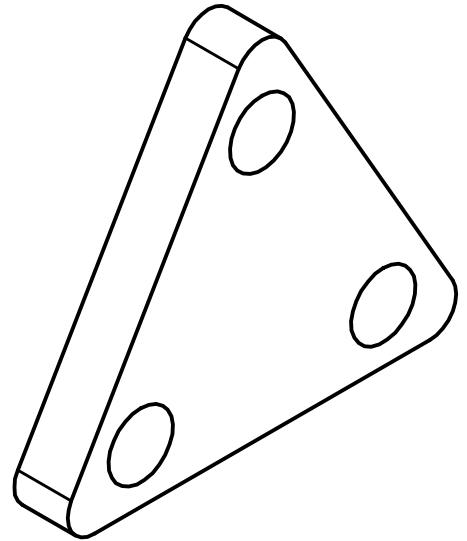
Integrantes	Nicolas Pazmiño Francisco Tates Raul Perez Pablo Rivera		<b>Rocker ensamble completo</b>		
	<b>FECHA:</b>	<b>NOMBRE:</b>	MATERIAL: ACERO		<b>ESCALA: 1:1.5</b>
<b>DIBUJADO</b>	03-28-2024	Nicolas Pazmino			
<b>REVISADO</b>	03-28-2024	Patricio Chiriboga			
<b>APROVADO</b>	03-28-2024	Patricio Chiriboga	Soldadura		<b># HOJA: #1</b>
					
			Cordon	10 [mm]	




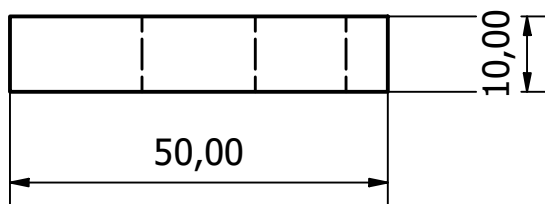
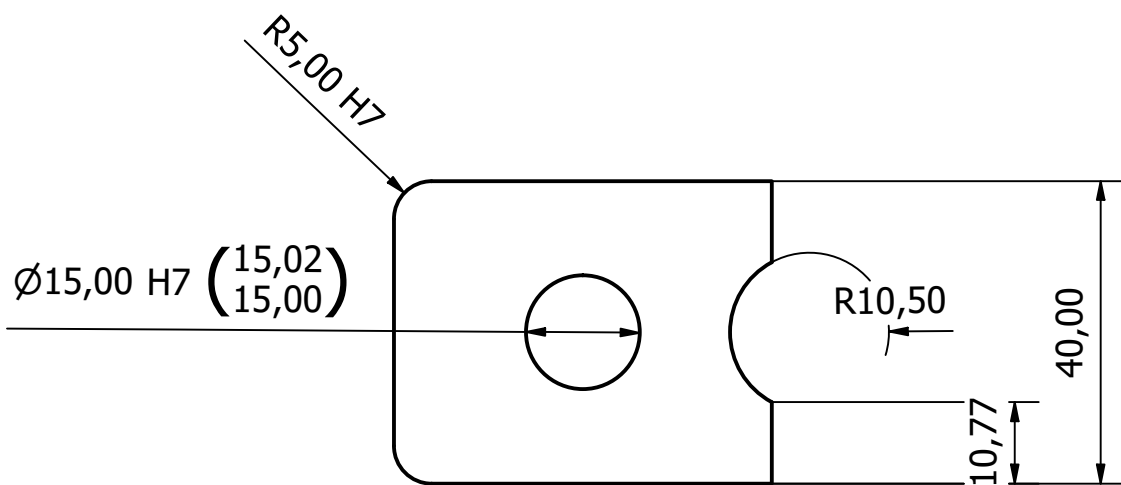
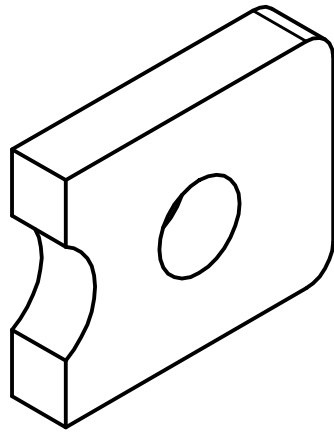
(  $\frac{N6}{\nabla}$  )



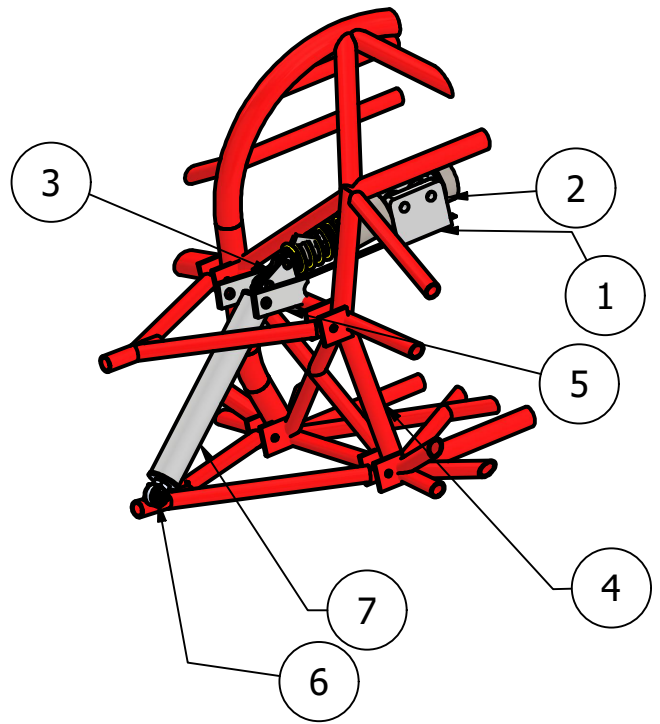
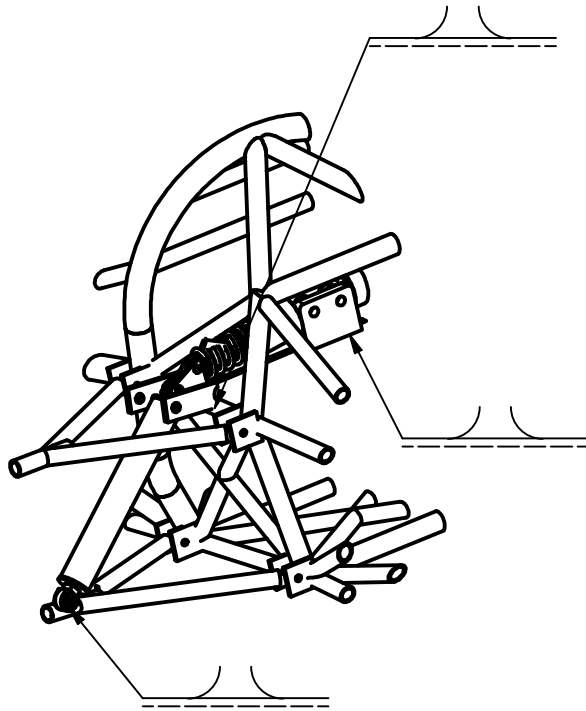
Integrantes	Nicolas Pazmiño Francisco Tates Raul Perez Pablo Rivera		<b>Junta del Rocker</b>	
<b>DIBUJADO</b>	FECHA: 03-28-2024	NOMBRE: Nicolas Pazmino	MATERIAL: ACERO	<b>ESCALA:</b> <b>1:1</b>
<b>REVISADO</b>	04-03-2024	Patricio Chiriboga		
<b>APROVADO</b>	04-03-2024	Patricio Chiriboga		
			TOLERANCIA: +0.25	<b># HOJA:</b> <b>#1</b>




Integrantes	Nicolas Pazmiño Francisco Tates Raul Perez Pablo Rivera		<b>Rocker</b>	
<b>DIBUJADO</b>	FECHA: 03-28-2024	NOMBRE: Nicolas Pazmino	MATERIAL: ACERO	
<b>REVISADO</b>	03-28-2024	Patricio Chiriboga		
<b>APROVADO</b>	03-28-2024	Patricio Chiriboga		
			TOLERANCIA: 0.25	<b># HOJA:</b> <b>#1</b>

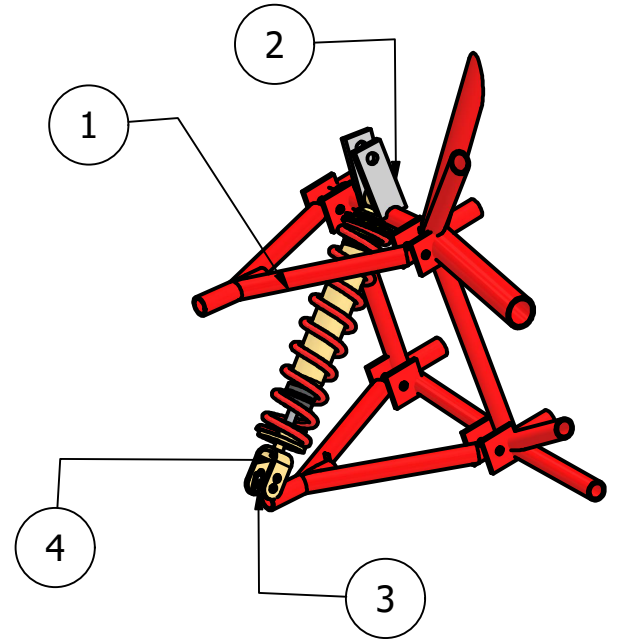
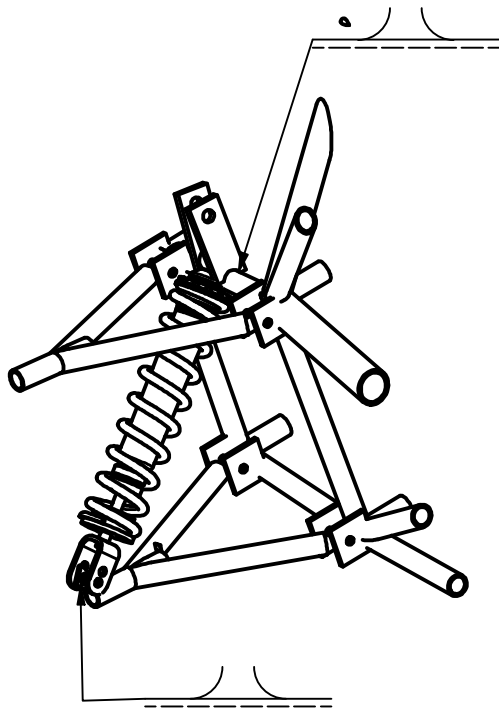


Integrantes	Nicolas Pazmiño Francisco Tates Raul Perez Pablo Rivera		<b>Soporte del eje</b>	
	<b>FECHA:</b>	<b>NOMBRE:</b>		
<b>DIBUJADO</b>	03-28-2024	Nicolas Pazmino	MATERIAL: ACERO	<b>ESCALA:</b> <b>1:1</b>
<b>REVISADO</b>	03-28-2024	Patricio Chiriboga		
<b>APROVADO</b>	03-28-2024	Patricio Chiriboga		
			TOLERANCIA: 0.25	<b># HOJA:</b> <b>#1</b>




PARTS LIST			
ITEM	QTY	PART NUMBER	DESCRIPTION
1	1	Junta_Para_Resortes	Unión soldada a la base y conectada a los amortiguadores mediante un eje.
2	1	Amortiguador	Conjunto de elementos que soportan un peso
3	1	Rocker	Une el chasis con el amortiguador y el push rod
4	1	Chasis	
5	2	Soporte_del_eje	Union de chasis con el rocker
6	1	Base_trasera	Elemento necesario para unir push rod con la llanta
7	1	Push_rod	Union entre la llanta y el chasis

Integrantes	Nicolas Pazmiño Francisco Tates Raul Perez Pablo Rivera		<b>Sistema de suspension delantero</b>		
	<b>FECHA:</b>	<b>NOMBRE:</b>			
<b>DIBUJADO</b>	03-28-2024	Nicolas Pazmino	MATERIAL: ACERO		<b>ESCALA:</b> <b>1:10</b>
<b>REVISADO</b>	03-28-2024	Patricio Chiriboga	Eje	12 [mm]	
<b>APROVADO</b>	03-28-2024	Patricio Chiriboga	Soldadura	Electrodo E60XX Cordon 10 [mm]	
					<b># HOJA:</b> <b>#1</b>



PARTS LIST			
ITEM	QTY	PART NUMBER	DESCRIPTION
1	1	Chasis	
2	5	Soporte_eje	Uniones alrededor de todo el chasis para unir elementos del sistema de suspensión
3	4	Base_trasera	Unión en la parte inferior para conectar la llanta con el amortiguador.
4	2	Ensamble_amortiguador	Amortiguador y resorte que van a soportar las cargas.

Integrantes	Nicolas Pazmiño Francisco Tates Raul Perez Pablo Rivera		<b>Rocker ensamble completo</b>		
	<b>FECHA:</b>	<b>NOMBRE:</b>			
<b>DIBUJADO</b>	03-28-2024	Nicolas Pazmiño	MATERIAL: ACERO		<b>ESCALA: 1:10</b>
<b>REVISADO</b>	03-28-2024	Patricio Chiriboga	Eje	12 [mm]	
<b>APROVADO</b>	03-28-2024	Patricio Chiriboga	Soldadura	Electrodo E60XX Cordon 10 [mm]	
					<b># HOJA: #1</b>