



ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DE CHIMBORAZO

FACULTAD DE MECÁNICA ESCUELA DE INGENIERÍA AUTOMOTRIZ

**“DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN SISTEMA DE
DIRECCIÓN PARA UN VEHÍCULO TIPO FÓRMULA
PARA LA ESCUELA DE INGENIERÍA AUTOMOTRIZ.”**

CARLOS DARIO ALBÁN GUERRERO

TRABAJO DE TITULACIÓN

Previa a la obtención del Título de:

INGENIERO AUTOMOTRIZ

RIOBAMBA – ECUADOR

2016

ESPOCH

Facultad de Mecánica

APROBACIÓN DEL TRABAJO DE TITULACIÓN

2016-08-16

Yo recomiendo que la Tesis preparada por:

ALBÁN GUERRERO CARLOS DARÍO

Titulada:

**“DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN SISTEMA DE DIRECCIÓN PARA UN
VEHÍCULO TIPO FÓRMULA PARA LA ESCUELA DE INGENIERÍA
AUTOMOTRIZ.”**

Sea aceptado como parcial complementación de los requerimientos para el Título de:

INGENIERO AUTOMOTRIZ

Ing. Carlos Santillán Mariño
DECANO DE LA FAC. DE MECÁNICA

Nosotros coincidimos con esta recomendación:

Ing. Celin Padilla
DIRECTOR

Ing. Javier Orna
ASESOR

EXAMINACIÓN DEL TRABAJO DE TITULACIÓN

NOMBRE DEL ESTUDIANTE: ALBÁN GUERRERO CARLOS DARÍO

TRABAJO DE TITULACIÓN: “DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN SISTEMA DE DIRECCIÓN PARA UN VEHÍCULO TIPO FÓRMULA PARA LA ESCUELA DE INGENIERÍA AUTOMOTRIZ.”

Fecha de Examinación: 2016-08-16

RESULTADO DE LA EXAMINACIÓN:

COMITÉ DE EXAMINACIÓN	APRUEBA	NO APRUEBA	FIRMA
Ing. Edwin Pozo PRESIDENTE TRIB. DEFENSA			
Ing. Celin Padilla DIRECTOR DE TESIS			
Ing. Javier Orna ASESOR DE TESIS			

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

RECOMENDACIONES: _____

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

Ing. Edwin Pozo
PRESIDENTE DEL TRIBUNAL

DERECHOS DE AUTORÍA

El trabajo de grado que presente, es original y basado en el proceso de investigación y/o adaptación tecnológica establecida en la Facultad de Mecánica de la Escuela Superior Politécnica de Chimborazo. En tal virtud, los fundamentos teóricos - científicos y los resultados son de exclusiva responsabilidad del autor. El patrimonio intelectual le pertenece a la Escuela Superior Politécnica de Chimborazo.

Carlos Darío Albán Guerrero

DEDICATORIA

Este presente trabajo primeramente le dedico a Dios por haberme dado vida y fortaleza para derribar los obstáculos presentados en mi vida, y por haberme dado unos padres tan ejemplares Edictor y María que fueron un pilar fundamental para salir adelante y así culminar una de mis metas, a mi familia en especial a mis hermanos Alejandra, Marco, Eduardo, Teresa, Daniela que con su entusiasmo me dieron ánimos para culminar esta etapa de mi vida, a mis sobrinos Daniel e Isaac que con sus ocurrencias me alegraban la vida en esos momentos difíciles, a mi abuelita Tere que con su ternura siempre me apoyaba moralmente, gracias también a mis tíos(as), primos(as) que creyeron en mí para salir adelante, a todos muchas gracias desde el fondo de mi corazón.

Carlos Darío Albán Guerrero

AGRADECIMIENTO

En primer lugar quiero agradecer a Dios por iluminarme y bendecirme, a mis padres ya que sin ellos no hubiera tenido el empujón necesario para lograr mis metas.

También agradezco a la Escuela Superior Politécnica de Chimborazo, en especial a la Escuela de Ingeniería Automotriz, que por medio de sus docentes me brindaron la oportunidad de crecer como persona y así obtener una profesión y con esto ser una persona útil para la sociedad.

Y en especial para todos mis amigos, compañeros y personas que me apoyaron de una u otra manera para culminar con éxito una etapa de mi vida.

Carlos Darío Albán Guerrero

CONTENIDO

	Pág.
1. INTRODUCCIÓN.....	1
1.1 Antecedentes.....	1
1.2 Justificación	2
1.3 Objetivos.....	3
1.3.1 <i>Objetivo general.</i>	3
1.3.2 <i>Objetivos específicos:</i>	3
2. FUNDAMENTO TEÓRICO.....	4
2.1 Definición de dirección	4
2.2 Tipos de sistemas de dirección	5
2.2.1 <i>Dirección de piñón y cremallera</i>	5
2.2.2 <i>Fundamentos geométricos del sistema de dirección Condición de Ackerman</i> ..	6
2.3 Fuerzas en los neumáticos	8
2.3.1 <i>Fuerzas laterales.</i>	8
2.3.2 <i>Angulo de deriva</i>	9
2.3.3 <i>Rigidez de deriva.</i>	12
2.4 Modelo simplificado para la evaluación del comportamiento direccional.....	12
2.5 Relación de transición entre volante y rueda.....	16
2.6 Fundamentos de la alineación.....	17
2.6.1 <i>Inclinación de la mangueta y radio de pivotamiento.</i>	17
2.6.2 <i>Angulo de avance.</i>	18
2.6.3 <i>Angulo de caída</i>	19
2.6.4 <i>Convergencia y divergencia</i>	20
2.7 Soldadura GMAW.	21
2.7.1 <i>Las ventajas de la soldadura GMAW:</i>	22
2.7.2 <i>Equipo</i>	22
3. FASE DE DISEÑO.....	23
3.1 Introducción del reglamento.....	23
3.2 Características del vehículo.....	24
3.3 Parámetros de diseño del sistema de dirección estipulados en el reglamento internacional de la Formula SAE.....	25
3.4 Pruebas de competición.....	26

3.4.1	<i>Pruebas de seguridad..</i>	26
3.4.2	<i>Pruebas estáticas.</i>	27
3.4.3	<i>Pruebas dinámicas.</i>	27
3.5	Importancia de la distancia entre ejes.	28
3.5.1	<i>Batalla pequeña.</i>	28
3.5.2	<i>Batalla más grande.</i>	28
3.6	Cálculos de dirección.	29
3.6.1	<i>Cálculo de las masas delanteras y posteriores.</i>	29
3.6.2	<i>Ángulos de dirección.</i>	30
3.6.3	<i>Fuerza centrífuga. En la sección 2.3.1</i>	31
3.6.4	<i>Calculo del desplazamiento de la cremallera.</i>	31
3.6.5	<i>Angulo de giro en el volante.</i>	32
3.6.6	<i>Relación de transmisión entre volante y rueda.</i>	32
3.6.7	<i>Calculo de la fuerza lateral para girar las ruedas. r.</i>	33
3.6.8	<i>Calculo de la barra de dirección.</i>	36
3.7	Análisis de los efectos del ángulo toe.	38
3.7.1	<i>Convergencia y divergencia.</i>	38
3.8	Análisis de los efectos del ángulo de deriva.	39
3.9	Determinación de componentes del sistema de dirección.	40
3.9.1	<i>Volante.</i>	41
3.9.2	<i>Mecanismo de liberación.</i>	43
3.9.3	<i>Columna de dirección.</i>	43
3.9.4	<i>Juntas universales.</i>	44
3.9.5	<i>Mecanismo de dirección.</i>	44
3.9.6	<i>Rotula.</i>	45
3.9.7	<i>Bieletas de dirección.</i>	46
3.9.8	<i>Neumático.</i>	46
3.10	Dibujo del Diseño del sistema asistido por software solidwork.	47
3.10.1	<i>Dibujo de los elementos del sistema.</i>	47
3.10.2	<i>Ensamble de los elementos dibujados.</i>	48
3.10.3	<i>Análisis de la mangueta con el brazo de dirección.</i>	51
3.10.4	<i>Mallado de la mangueta.</i>	51
3.10.5	<i>Resultados de simulación de la mangueta.</i>	53
3.10.6	<i>Análisis del acople de la dirección.</i>	55
4.	CONSTRUCCIÓN DEL SISTEMA.	58

4.1	Construcción de la mangueta.....	58
4.1.1	<i>Corte de las platinas.</i>	58
4.2	Construcción del soporte del volante.	61
4.3	Colocación del mecanismo de liberación y el volante.	61
4.4	Bases del mecanismo piñón cremallera.....	62
4.5	Construcción de la columna de dirección y su ensamble.	63
4.6	Topes de la dirección.....	64
4.7	Construcción y ensamble de las bieletas.	65
4.8	Resultado del ensamble final	66
5.	COSTOS.....	67
5.1	Costos directos.....	67
5.2	Costos indirectos.....	69
5.3	Costos totales.	69
6.	CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES	
6.1	Conclusiones.....	70
6.2	Recomendaciones.....	70

BIBLIOGRAFIA

ANEXOS

PLANOS

LISTA DE TABLAS

	Pág.
1. Características generales.	24
2. Datos del chasis	29
3. Lista de materiales y costos.....	67
4. Lista de equipos a utiliza y costos	68
5. Costos de mano de obra.	68
6. Costos de transporte.....	68
7. Costos totales.	69

LISTA DE FIGURAS

	Pág.
1 Dirección formula SAE.....	4
2 Mecanismo de dirección.....	6
3 Trapecio de dirección.....	7
4 Centro de giro con ángulos de desplazamiento	8
5 Fuerza centrífuga	9
6 Alejamiento de la trayectoria teórica	10
7 Angulo de deriva.....	10
8 Relación entre fuerza transversal y Angulo de deriva	12
9 Modelo simplificado para análisis del comportamiento direccional	13
10 Relación de esfuerzos volante rueda.....	16
11 Relación de transmisión.	17
12 Ángulo de salida y sus efectos sobre la orientación de las ruedas.....	18
13 Caster positivo y caster negativo.	18
14 Angulo de caída	19
15 Camber positivo y negativo.....	20
16 Convergencia y divergencia.	21
17 GMAW.....	21
18 Equipo de soldadura GMAW.	22
19 Posición superior del volante.....	26
20 Ángulos de dirección.	30
21 Diagrama de fuerzas	33
22 Momentos en el neumático.....	34
23 Angulo toe	38
24 Angulo de deriva vs fuerza transversal	40
25 Volante	42
26 Mecanismo de liberación.	43
27 Columna de dirección.	43
28 Junta universal.	44
29 Mecanismo de dirección.....	45
30 Rotula	46
31 Bieletas	46
32 Chasis y sistema de suspensión	47
33 Mecanismo de direccion.....	47
34 Bieleta de dirección con rotulas.....	48
35 Barra de dirección, juntas universales.....	48
36 Posición del volante.	48
37 Ensamble del mecanismo de dirección	49
38 Ensamble de las bieletas de dirección.....	49

39	Ensamble de la barra de dirección.	50
40	Sistema de dirección	50
41	Sistema de dirección ensamblado	50
42	Aplicación de la fuerza de dirección.....	51
43	Mallado de la mangueta	52
44	Calidad del elemento en la malla.....	52
45	Deformación total	53
46	Deformación unitaria.	53
47	Esfuerzo equivalente de Von Mises.....	54
48	Factor de seguridad.	54
49	Acople de la dirección.....	55
50	Ubicación de la fuerza acople.....	55
51	Esfuerzo equivalente de Von Mises acople.....	56
52	Deformación unitaria total acople.....	56
53	Coefficiente de seguridad acople.	57
54	Herramientas y quipo a utilizar	58
55	Corte de las platinas	58
56	Piezas cortadas.....	59
57	Equipo a utilizar GMAW.	59
58	Matriz mangueta.	59
59	Suelda GMAW	60
60	Brazos de dirección en la mangueta.....	60
61	Mangueta final.	60
62	Soporte del volante	61
63	Colocación del eje del mecanismo de liberación.....	61
64	Unión junta universal y mecanismo de liberación.....	62
65	Colocación en el soporte del volante	62
66	Bases del mecanismo piñón cremallera	62
67	Ensamble de las bases.	63
68	Columna de dirección.	63
69	Ensamble columna de dirección.	64
70	Topes de dirección.	64
71	Topes de dirección.	64
72	Ensamble de la bieleta.....	65
73	Ensamble final	66

SIMBOLOGÍA

Fc	Fuerza centrífuga
m	Masa
V	Velocidad
R	Radio de curva
β	Angulo de deriva
Vy	Velocidad longitudinal sobre el eje X
Vx	Velocidad lateral sobre el eje y
P	Relación de transmisión entre volante y rueda
F	Fuerza en el volante
R	Radio del volante
F2	Fuerza en el piñón cremallera
R2	Radio del piñón
Fr	Resistencia a la rodadura
δ_o	Diámetro externo
δ_i	Diámetro interno

LISTA DE ABREVIACIONES

SAE	Sociedad de ingenieros automotrices
GMAW	Soldadura a gas y arco metálico
SKID PAD	Pista circular con un radio definido
ASTM	American Society of the International Association for Testing and Materials

LISTA DE ANEXOS

A NORMA SAE

RESUMEN

En el presente trabajo se realizó el diseño y construcción de un sistema de dirección para un vehículo tipo fórmula para la escuela de ingeniería automotriz. Para lo cual se recopiló información y normativas actualizadas sobre la norma SAE, mediante esta información se obtuvo los elementos más relevantes que van a ser analizados analíticamente mediante paquetes computarizados (ANSYS) o criterios de diseño expuestos en artículos de la norma SAE. Una vez obtenido los criterios de diseño, cumplan un coeficiente de seguridad apto para el momento dinámico que se va a generar en el volante la cual generará un ángulo de dirección en los neumáticos, después de haber analizado y estudiado el funcionamiento del sistema de dirección, son considerados en el diseño del sistema de dirección mediante un programa informático denominado SolidWorks, el cual una vez diseñado el sistema emitirá los planos correspondientes para los elementos que van a ser construidos, seleccionados y posteriormente armados para formar un solo sistema, su respectiva construcción debe tener en cuenta la norma SAE para la ubicación de dichos elementos con sus cotas correspondientes. Los resultados obtenidos con los análisis anteriormente mencionados y estudiados fueron los más apropiados puesto que dieron como resultado un sistema de dirección seguro, confiable y que cumple con la norma SAE, para en un futuro participar la ESPOCH en dicha competencia. El estudio y análisis que se realizó a los elementos, al sistema en sí deben ser los métodos más correctos y confiables, puesto que este sistema es uno de los más importantes por su función que es dirigir al vehículo una avería en el sistema produciría accidentes fatales.

<TIPO FORMULA>, <INGENIERIA AUTOMOTRIZ>, <SAE (SOCIEDAD DE INGENIEROS AUTOMOTRICES)>, <ANSYS (SOFTWARE)>, <SISTEMA DE DIRECCION>, <MOMENTO DINAMICO>, <DISEÑO DEL SISTEMA>, <SOLIDWORK (SOFTWARE)> <PAQUETES COMPUTARIZADOS>

SUMMARY

In this work was carried out the design and construction of a system for a vehicle type formula for the school of automotive engineering. For which the information was collected and updated regulations on the standard society of automotive engineers (SAE), using this information is obtained the most relevant elements that are going to be analyzed analytically using computerized packages (ANSYS) or, design criteria set out in articles of the (SAE) standard. Once you have obtained the design criteria, to comply with a safety coefficient capable for the dynamic moment to be generated in the flywheel which generates steering angle in the tires, after being examined and reviewed the operation of the steering system, are considered in the design of the steering system using a computer program called solid work, which once design the system will emit the corresponding planes for the items that are to be built, selected and subsequently armed to form a single system. Its respective construction should note the SAE standard for the location of those elements with their corresponding dimensions. The results obtained with the above analysis and studied were the most appropriate as they gave as a result steering system secure, reliable and that complies with the SAE standard. So; in a future, the polytechnic School of Chimborazo participate in that competition. The study and analysis was conducted in the elements, the system must be the correct methods and reliable since this system is one of the most important because of its function, which is to lead the vehicle because a fault in the system would produce fatal accidents.

<TYPE FORMULA>, <AUTOMOTIVE ENGINEERING>, <DIRECTION SYSTEM>, <SOCIETY OF AUTOMOTIVE ENGINEERS>, <DINAMIC MOMENTS> <SOLID WORK> <ANSYS><SYSTEM DESIGN>, <COMPUTAIZED PACKAG

CAPÍTULO I

1. INTRODUCCIÓN

1.1 Antecedentes

La Formula Student también conocida como Fórmula SAE, es una competición entre estudiantes de universidades de todo el mundo que promueve la excelencia en ingeniería mediante una competición donde los integrantes del equipo diseñan, construyen, desarrollan y compiten con un monoplace tipo Fórmula.

El propósito de estas competencias es poner los conocimientos adquiridos en el aula de clase a la práctica, desafiando a los estudiantes a diseñar, construir y probar un vehículo real en un ambiente competitivo. Algunos de los ejemplos de estas competencias son SAE MINI-BAJA y FÓRMULA SAE.

En esta competición participan las mejores universidades de países como EEUU, Italia, Alemania, Brasil, Japón, entre otros; siendo la Escuela Politécnica del Ejército y la Universidad Politécnica Salesiana representantes de Ecuador en la Formula SAE.

El tema de este proyecto responde al compromiso de la Escuela Superior Politécnica de Chimborazo conjuntamente con la Escuela de Ingeniería Automotriz que en el futuro sean partícipes en la Fórmula Student, empleando recursos y medios disponibles en nuestro país, así también como recursos del extranjero ayudando de esta manera a futuras generaciones a tener una detallada información y un mejor conocimiento en el diseño del monoplace. Un enemigo potencial del bastidor es el tiempo de vida útil que disminuye las propiedades mecánicas del material por lo que tienden a romperse por la fatiga debida al transcurso del trabajo y a la superación del límite de fluencia del material.

La importancia del sistema de dirección, se debe a que posee una gran responsabilidad sobre el pilotaje del monoplace. Una avería de este mecanismo durante la marcha del vehículo puede ocasionar las más fatales circunstancias por representar para el conductor la pérdida del más importante órgano de control que posee en su automóvil.

1.2 Justificación

El presente trabajo de titulación estudia el diseño, análisis y construcción del sistema de dirección para un prototipo de monoplace tipo fórmula. La importancia del sistema de dirección, se debe a que posee una gran responsabilidad sobre el pilotaje del monoplace. Una avería de este mecanismo durante la marcha del vehículo puede ser la diferencia entre el éxito del proyecto o la pérdida de puntos vitales en dicha competición.

El futuro Ingeniero Automotriz debe conocer los parámetros principales de diseño y construcción que se toman en cuenta para los diferentes tipos de carreras y circuitos. Es por eso que la realización de este trabajo de titulación corresponde al diseño y construcción del sistema de dirección de un vehículo Tipo Fórmula, la cual se conforma de un conjunto de conocimientos, habilidades, capacidades, destrezas y aptitudes, vinculadas a nuestra preparación profesional.

En vista del desarrollo tecnológico, la constante necesidad de aumentar nuestros conocimientos y el incremento que existe en nuestro país en lo referente a la Industria Automotriz, en la fabricación de autopartes se hizo propia la idea de referenciar el proyecto con planos en un software como es el solidwork ya que dicha licencia posee la facultad de mecánica que contribuyan al mejoramiento del nuevo prototipo en futuras competencias.

Por lo tanto es muy importante aplicar los conocimientos adquiridos a lo largo de la carrera, que nos ayudarán a ser competitivos, aportando de esta manera a la ESPOCH y a la sociedad con información, tecnología y así promoviendo un mercado tanto en publicidad, turismo, espacios de distracción al alcance de todos, los materiales requeridos en este proyecto los encontramos en el mercado, fomentando así el desarrollo de la provincia y del país en automovilismo.

1.3 Objetivos

1.3.1 *Objetivo general.* Diseñar y construir un sistema de dirección para un vehículo tipo fórmula para la escuela de ingeniería automotriz.

1.3.2 *Objetivos específicos:*

- Recopilar información y normativas actualizadas mediante la revisión bibliográfica sitios web, publicaciones del sistema de dirección e implementación en un vehículo tipo fórmula.
- Conocer el funcionamiento del sistema de dirección mediante la información y normativas obtenidas para un análisis de su funcionamiento.
- Realizar el diseño del sistema de dirección mediante la aplicación de paquetes computarizados como el solidwork.
- Realizar la justificación de los elementos adaptados, construidos mediante la norma SAE, paquetes computarizados o criterios de diseño expuestos en artículos publicados en la formula SAE.
- Construir y ensamblar los componentes del sistema de dirección considerando el objetivo anterior para un sistema de dirección seguro y confiable

CAPÍTULO II

2. FUNDAMENTO TEÓRICO

2.1 Definición de dirección

El sistema de dirección es el conjunto de todos los órganos que permiten orientar las ruedas directrices, en función de las maniobras realizadas sobre un mando de accionamiento.

La dirección debe reunir ciertas cualidades:

- Suavidad en el manejo de la dirección. Esto quiere decir tener una dirección con la cual podamos mover con la punta de los dedos si hay una correcta alineación de las ruedas y mecanismos de enlace.
- Irreversibilidad. Toda la dirección debe filtrar el traqueteo de la carretera en su justa medida, para evitar comunicar las vibraciones al conductor y así tener un mejor control del sistema.
- Estabilidad. Es la capacidad de un automóvil para seguir con facilidad una trayectoria recta sin rectificaciones apreciables que exijan esfuerzo al conductor.

Figura 1. Dirección formula SAE



Fuente: <http://www.fuelwasters.com/2011/04/formula-sae-la-direccion-ackermann.html>

2.2 Tipos de sistemas de dirección

La dirección es un mecanismo que nos permite direccionar las ruedas del vehículo de acuerdo a la trayectoria que el conductor desee seguir.

Todos los sistemas de dirección automotriz tienen una caja de dirección o también denominado cajetín de dirección según el diseño de este sistema tenemos los más comunes como son tipo “piñón y cremallera” y “tipo integral” (también llamado tornillo sin fin).

Los dos tipos de sistema son eficientes de acuerdo con su aplicación, el sistema piñón y cremallera es recomendado para vehículos livianos por sus características de precisión poco peso y diseño de fácil ubicación en compartimentos del motor con poco espacio y el tipo integral es recomendado para vehículos pesados ya que su construcción es más robusta. En estos dos casos los sistemas utilizan unos brazos de dirección que se conectan mediante rótulas a las manguetas de dirección que permiten girar la rueda independientemente de la suspensión estos brazos son de longitud ajustable para regular su convergencia o divergencia.

El sistema de dirección utilizado en los vehículos que participan en la formula SAE es el tipo “piñón y cremallera” por las características que este posee por lo que se profundizara más el estudio de este sistema.

2.2.1 *Dirección de piñón y cremallera.* Este mecanismo es un convertidor de movimiento convierte un movimiento circular de un piñón en uno lineal continuo por parte de la cremallera, la cual es una barra rígida dentada que se desplaza lateralmente y está unida por rotulas a las bieletas de dirección que a su vez se articulan en las manguetas. Este mecanismo se caracteriza por su efecto des multiplicador. (Gonzalez T, 2011).

Este tipo de dirección es el que más se utiliza en los vehículos actuales especialmente en suspensiones delanteras independientes es por ello que la mayoría de los equipos

participantes de la competencia de la formula SAE adoptado desde hace tiempo atrás utilizar este sistema

Principales ventajas en comparación con otros sistemas

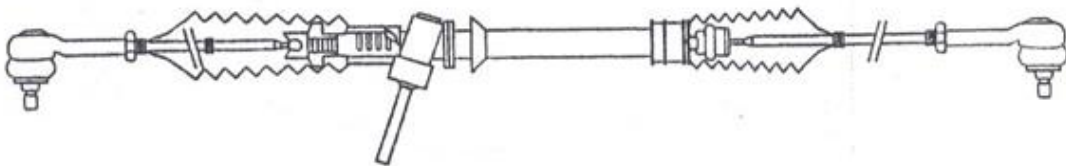
- Fácil diseño y construcción.
- Baja economía
- Buena precisión y eficiencia
- Baja elasticidad de la dirección

Desventajas

- Alta sensibilidad a impactos
- El ángulo de giro depende del movimiento de la cremallera

Existen algunas opciones en función de que las bieletas vayan ancladas en los extremos al centro de la cremallera, teniendo presente que el piñón puede estar situado en posición centrada o no respecto al vehículo. (Luque P, 2008)

Figura 2. Mecanismo de dirección

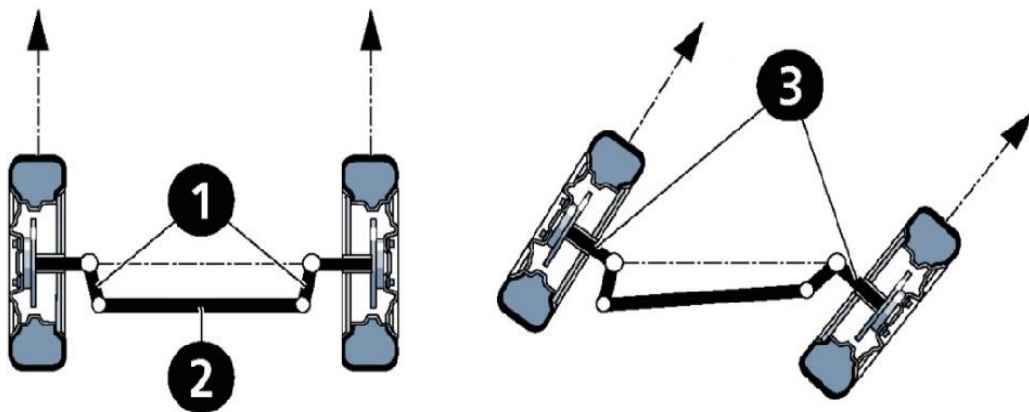


Fuente: LUQUE P, ALVAREZ D, VERA C. (2008) ingeniería del automóvil sistemas y comportamiento dinámico. Madrid, España: Thomson Editoriales. Pág. 254

2.2.2 *Fundamentos geométricos del sistema de dirección Condición de Ackerman.*
Para que un vehículo recorra una curva es necesario que se cumpla una condición geométrica, conocida como principio de Ackerman la cual nos dice que cuando un vehículo gira los ejes de todas las ruedas deben tomar un centro de curvatura común de

lo contrario los neumáticos perderán adherencia. Para conseguir que cada una de las ruedas directrices tome su posición adecuada y sus ejes de giro corten en O, es necesario disponer de un trapecio articulado denominado trapecio de dirección o de Ackerman, este está conformado del eje delantero, el brazo de dirección junto con la barra estabilizadora forman el trapecio de dirección la cual nos describe los diferentes ángulos de dirección que se forman en las curvas.

Figura 3. Trapecio de dirección

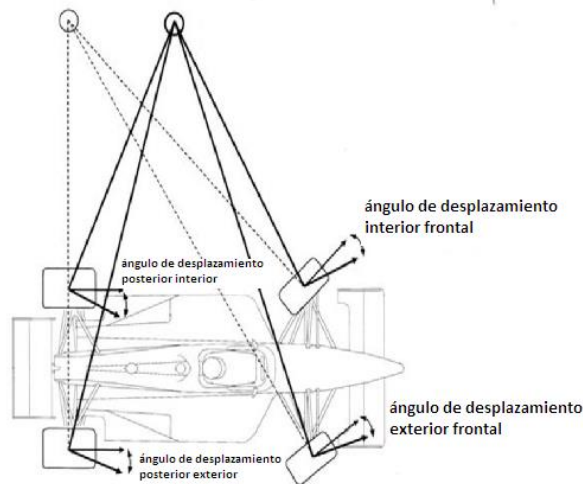


Fuente: <http://www.grupocircuit.com/nociones-sobre-alineacion-de-la-direccion-de-un-vehiculo-parte-4/>

Básicamente en los autos normales cuando gira el vehículo el radio que forma la rueda delantera externa con respecto al punto común en el que gira es mayor que el radio que se forma con la rueda delantera interna, para compensar esto el ángulo de la rueda delantera interior debe ser más agudo que el de la rueda delantera exterior así se cumplirá el principio de Ackerman verdadero, pero al hablar de vehículos de competencia hablamos de altas velocidades al realizar una curva incorporamos un ángulo de deriva de la rueda respecto a la trayectoria del vehículo que desplaza hacia adelante el punto de cruce de las prolongaciones de los ejes por lo que no se mantendrían las condiciones en una geometría de Ackerman en estático. (D.Guillespie, 1992)

En la figura 3 nos demuestra los ángulos que se forman al girar el vehículo teniendo como referencia un centro de giro estos ángulos son los que describen la dirección que va a tener el vehículo.

Figura 4. Centro de giro con ángulos de desplazamiento



Fuente: <http://www.zonagravedad.com/modules.php?name=News&file=print&sid=753>

En este tipo de vehículo las altas aceleraciones laterales producen una considerable transferencia de pesos de las ruedas interiores hacia las ruedas exteriores. La curva de sensibilidad a la carga de los neumáticos indica que el ángulo de deriva con el que se logra la máxima adherencia disminuye al disminuir la carga soportada por la rueda por ello la rueda delantera interior necesita un ángulo de deriva (ángulo de giro) menor que el que impone la geometría de Ackerman para ofrecer su máxima adherencia lateral. Todo ángulo de deriva mayor que lo normal solo produce una pérdida de adherencia lateral, un calentamiento y desgaste extra del neumático y una pérdida de velocidad por rozamiento innecesaria.

2.3 Fuerzas en los neumáticos

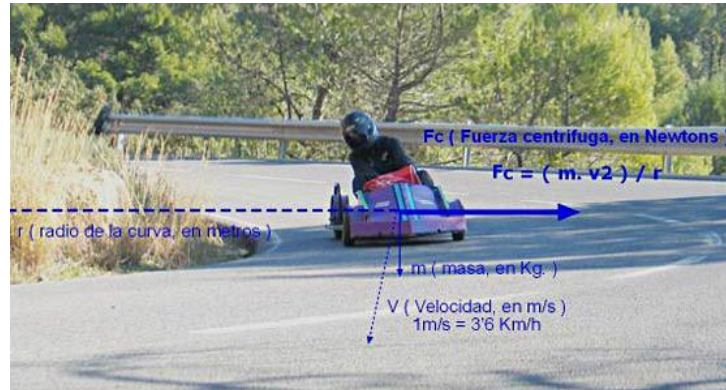
2.3.1 Fuerzas laterales. Cuando un vehículo de masa m realiza una curva de radio r con una velocidad v , su tendencia es a continuar con su trayectoria recta anterior. Podemos representar la fuerza centrífuga como la fuerza que nos impulsa hacia el exterior con la misma intensidad.

$$F_c = m \frac{v^2}{r} \quad (1)$$

La fuerza centrífuga será mayor cuando el vehículo sea más pesado, cuanto menor sea el radio de la curva y especialmente cuanto mayor sea la velocidad con que se realice una curva, estas fuerzas también se generan por un deslizamiento o una inclinación lateral de la rueda.

En las siguientes secciones se considera los neumáticos verticales o sea sin inclinación lateral (caída).

Figura 5. Fuerza centrífuga



Fuente:

<http://www.zonagravedad.com/modules.php?name=News&file=article&sid=742>

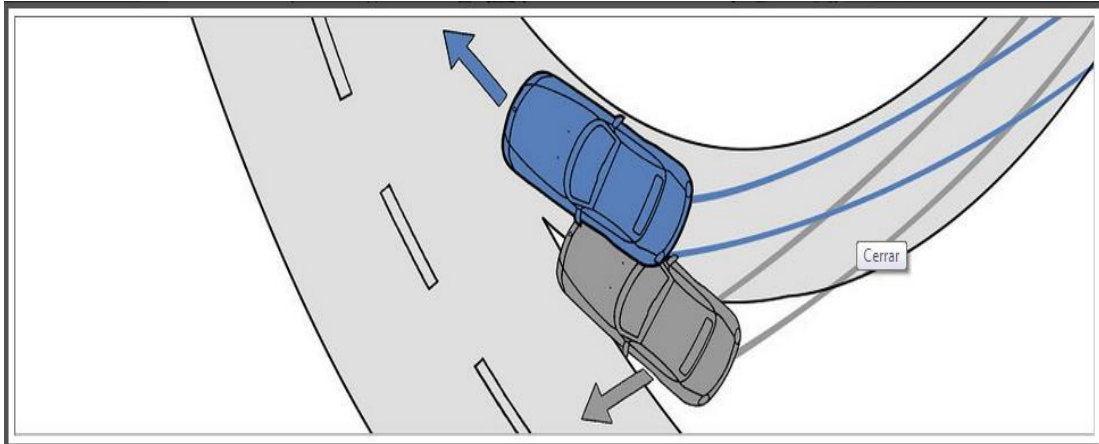
Para hacerle girar necesitamos generar una fuerza lateral hacia el interior de la curva de la misma magnitud, lo lograremos mediante la ayuda de los neumáticos.

Cuando giramos las ruedas con el volante estas tienden a seguir con su dirección inicial los neumáticos de la parte delantera lo consiguen ya que soportan más peso y generan más rozamiento, por consiguiente los neumáticos de la parte posterior soportaran menos peso. No son capaces de adoptar esta nueva dirección y sufren un pequeño y continuo deslizamiento sobre el asfalto que forzara al neumático a retorcerse ligeramente. Esta torsión en el neumático es la que genera una fuerza en sentido perpendicular a la dirección que es la que denominaremos fuerza lateral y que nos permite cambiar la dirección del vehículo.

2.3.2 *Angulo de deriva.* Cuando el vehículo recorre una curva, este está expuesto a una fuerza centrífuga la cual es contrarrestada por la adherencia transversal de los neumáticos, la fuerza centrífuga determina en la zona de contacto una deformación por efecto de la cual el centro de la superficie de la huella es desplazado del plano medio de la rueda y se mueve en una trayectoria distinta de la seguida. El fenómeno del alejamiento de la trayectoria teórica se denomina deriva, la deriva se mide como la diferencia entre el

ángulo en que la rueda está girada y la tangente a la trayectoria efectiva y toma el nombre de ángulo de deriva. (DANIEL ALVAREZ MANTARAS, 2008)

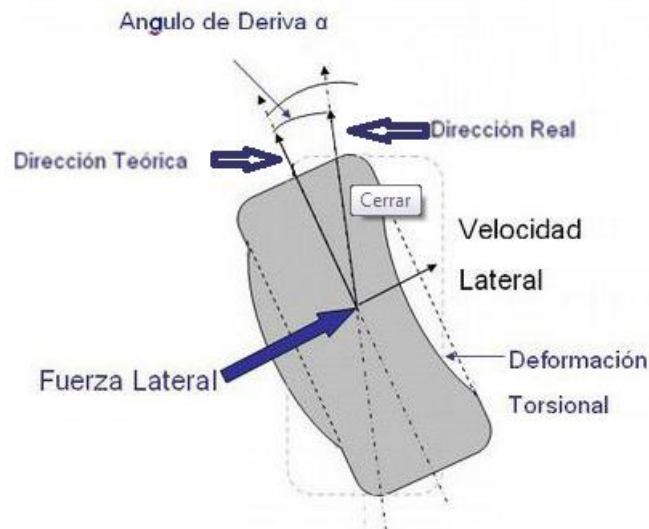
Figura 6. Alejamiento de la trayectoria teórica



Fuente: http://www.racesimonline.com/articulos/la_deriva.php

El ángulo de deriva, está relacionado a una de las características más importantes del neumático. Que es resistencia a la deriva, o sea la aptitud para soportar eficazmente los esfuerzos transversales, la capacidad de deriva conjuntamente con otros componentes mecánicos del vehículo influyen en la dinámica del vehículo.

Figura 7. Angulo de deriva



Fuente: http://www.racesimonline.com/articulos/la_deriva.php

Por tanto el ángulo de deriva lo denotaremos con la letra griega β se dirá que es positivo en sentido de las agujas del reloj y negativo en sentido anti horario y se puede obtener

mediante una relación a las componentes de la velocidad según la siguiente fórmula.
(Guillermo, 2013)

$$\beta = \tan^{-1} \frac{V_y}{V_x} \quad (2)$$

Donde:

β = ángulo de deriva.

V_y = velocidad longitudinal sobre el eje X.

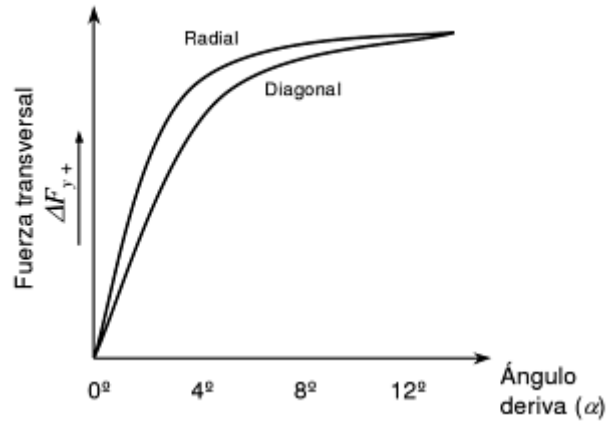
V_x = velocidad lateral, sobre la componente Y.

Parámetros que influyen más en la deriva de un neumático:

- Presión de inflado. La deriva aumenta con la disminución de la presión del neumático puesto que menor sea la presión mayor sea la deriva esto implica a que cuanto menor rigidez tenga el neumático más tenderá a deformarse en sentido transversal.
- El tipo de neumático. La deriva en ruedas con cubiertas convencionales es mayor que en la de las radiales.
- La anchura de la rueda. Con una llanta ancha aumenta la amplitud del apoyo de la cubierta y a su vez su rigidez transversal, disminuyendo considerablemente su deriva.
- La velocidad. Puede considerarse la principal causa del fenómeno de la deriva en las curvas, a causa de la fuerza centrífuga, cuya intensidad para el vehículo crece en proporción directa al cuadrado de la velocidad y en razón inversa del radio de la curva.
- Aerodinámica. Cuando un vehículo está estratégicamente diseñado para incrementar la presión neumática contra el asfalto, equipado con material aerodinámico menor será la deriva producida por la falta de adherencia.

2.3.3 Rigidez de deriva. La rigidez a la deriva es un parámetro muy importante en el comportamiento del vehículo a nivel de estabilidad y conducción en curva, gráficamente es la pendiente inicial de la curva fuerza transversal- ángulo de deriva y se representa $K\alpha$.

Figura 8. Relación entre fuerza transversal y Ángulo de deriva



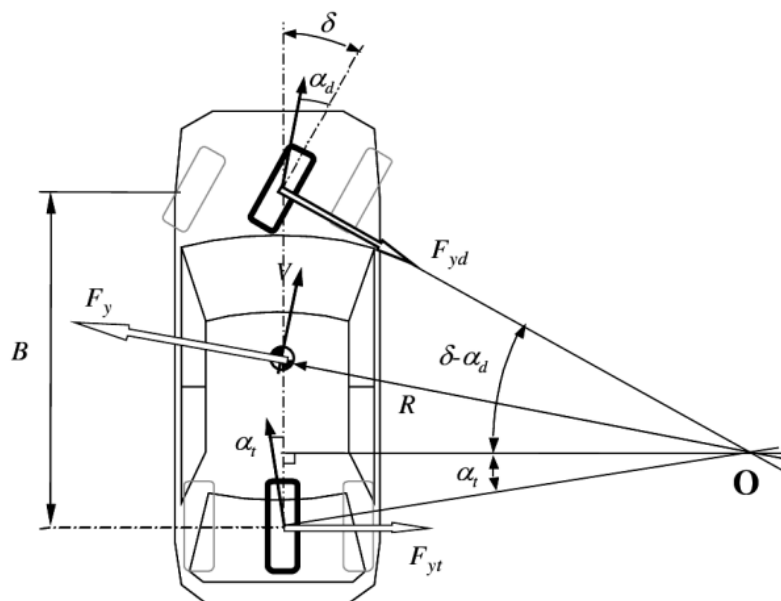
Fuente: LUQUE P, ALVAREZ D, VERA C. (2008) ingeniería del automóvil sistemas y comportamiento dinámico. Madrid, España: Thomson Editoriales

La capacidad que tiene un neumático de soportar los esfuerzos transversales depende de algunos factores los más significativos son: el tamaño del neumático y el tipo del mismo (radial-diagonal) ancho de la rueda, número de capas, ángulo de lonas y el diseño de la banda de rodadura. En concreto la rigidez de deriva de un neumático depende de la presión de inflado y de la carga. Esto quiere decir que una vez seleccionado el neumático las propiedades del mismo pueden variar según la presión de inflado que le demos y la carga que le apliquemos.

2.4 Modelo simplificado para la evaluación del comportamiento direccional.

“El estudio del comportamiento direccional de un vehículo es un problema de un grado de complejidad elevado, ya que intervienen numerosos factores tanto del vehículo como del entorno las variables principales de control del comportamiento direccional del vehículo son: los ángulos girados por las ruedas directrices cuando el conductor hace girar el volante un ángulo δv , y los ángulos de deriva de los neumáticos. Los ángulos de deriva adquieren valores distintos de cero siempre que sobre el vehículo actúe una fuerza lateral que es compensada mediante fuerzas de adherencia entre neumático y calzada.” (Luque P, 2008)

Figura 9. Modelo simplificado para análisis del comportamiento direccional



Fuente: LUQUE P, ALVAREZ D, VERA C. (2008) ingeniería del automóvil sistemas y comportamiento dinámico. Madrid, España: Thomson Editoriales

El comportamiento direccional del vehículo se verá afectado por diversos factores: las fuerzas laterales, las deformaciones causadas por las fuerzas laterales, longitudinales, el balanceo de la masa suspendida, las acciones del conductor y las cargas verticales dinámicas, en este aspecto vale recordar que el comportamiento a deriva del neumático α_j es afectado por el par de balanceo el ángulo de caída y su distribución en los diferentes ejes, esfuerzos longitudinales, etc.

Los parámetros de control anteriormente mencionados se ven influidos por varios factores: la masa suspendida y su distribución por ejes, la masa semi suspendida y su distribución, la posición del centro de gravedad, centro de balanceo, batalla, coeficientes de guiado por balanceo, rigidez de la dirección frente a esfuerzos laterales, longitudinales y de auto alineación, ángulos de caída y su variación con el balanceo, rigidez a caída y rigidez a deriva, propiedades del par de auto alineación y características aerodinámicas.

El número elevado de factores conduce a modelos de gran complejidad cuando se desea predecir el comportamiento direccional del vehículo, y aun así, nunca se tiene la seguridad de que los resultados sean aceptables. Para abordar un análisis básico para el comportamiento direccional se propone un modelo simplificado bidimensional y

aplicable a un régimen permanente de circulación en curva incluyendo como únicas y posibles acciones que realice el conductor sean: el control del ángulo de giro del volante y la velocidad. (Luque P, 2008)

Con el objetivo de plantear una formulación sencilla se procederá a limitar las condiciones de circulación del vehículo a situaciones con aceleraciones laterales bajas

($\alpha_y < 0,3g$) y con curvas amplias, donde se pueda suponer que el radio (R) de la trayectoria circular es de una magnitud superior a la distancia entre ejes ($R \ll B$) con estas restricciones podremos decir.

- Suponer comportamiento lineal de los neumáticos en deriva, es decir $\alpha = F_y/K\alpha$ siendo $K\alpha$ la rigidez de deriva de un neumático, esto indicara que no existe derrape del vehículo y se considerara que los neumáticos de un mismo eje presentan la misma rigidez a deriva.
- Asumir que los ángulos de dirección en las ruedas directrices no tienen mucha diferencia ($\delta_e \approx \delta_i \approx \delta$)
- No considerar efectos dinámicos estos pueden ser: transferencias de carga, deformaciones de la suspensión, variaciones de los ángulos de dirección.

Con las condiciones expresadas, el comportamiento dinámico del vehículo puede ser simplificado asumiendo que no existen variaciones importantes entre los ángulos de deriva de los neumáticos de un mismo eje, esto expresaría.

$$\text{Eje delantero } \alpha_{\text{anterior_interior}} = \alpha_{\text{anterior_exterior}} = \alpha_d$$

$$\text{Eje posterior } \alpha_{\text{posterior_interior}} = \alpha_{\text{posterior_exterior}} = \alpha_p$$

Esto implica que las fuerzas que soportan ambos neumáticos de un mismo eje son iguales.

$$\text{Eje delantero } F_{y_anterior_interior} = F_{y_anterior_exterior} = F_{yd}/2$$

$$\text{Eje posterior } F_{y_posterior_interior} = F_{y_posterior_exterior} = F_{yp}/2$$

Con las condiciones y expresiones anteriormente descritas, el vehículo describe una trayectoria circular con centro en O, con una velocidad angular constante en donde el centro de gravedad está sometido a una fuerza F_y . (Luque P, 2008)

$$F_y = m \cdot a_y = \frac{P}{g} \cdot \frac{v^2}{R} \quad (3)$$

Para mantener un régimen estacionario, ante la acción F_y deberán existir reacciones (F_{yd} y F_{yp}) cuya resultante sea igual a la acción, en modulo aunque con sentido opuesto. En general cada rueda tendrá componentes longitudinales y transversales, siendo las transversales las que ocasionaran ángulos de deriva en el eje delantero como en posterior (α_d , α_p), de la representación gráfica se puede deducir.

$$\delta - \alpha_d - \alpha_p = \frac{B}{R} \quad (4)$$

De donde

$$\delta = \frac{B}{R} + \alpha_d - \alpha_p$$

En las condiciones de modelo, donde se describen curvas de radios grandes se tendrán ángulos de dirección pequeños, entonces se puede considerar que las fuerzas laterales que soportan cada uno de los ejes serán en función de los pesos que gravitan sobre ellos y la aceleración lateral a la que están expuestos. (Luque P, 2008)

$$F_{yd} = m_d \cdot \frac{v^2}{R} = \frac{P_d}{g} \cdot \frac{v^2}{R} \quad (5)$$

$$F_{yp} = m_p \cdot \frac{v^2}{R} = \frac{P_p}{g} \cdot \frac{v^2}{R} \quad (6)$$

Teniendo presente que $\alpha = F_y/K\alpha$ siendo $K\alpha$ la rigidez de deriva de un neumático, con las expresiones siguientes se pueden evaluar los ángulos de deriva en cada uno de los ejes. (Luque P, 2008)

$$\alpha_d = \frac{F_{yd}}{K\alpha_d} = \frac{v^2}{gR} \cdot \frac{P_d}{k\alpha_d} \quad (7)$$

$$\alpha_p = \frac{F_{yp}}{K\alpha_p} = \frac{v^2}{gR} \cdot \frac{P_p}{K\alpha_p} \quad (8)$$

El ángulo de guiado de las ruedas directrices se calcula mediante la fórmula. (Luque P, 2008)

$$\delta = \frac{B}{R} + \left(\frac{P_d}{K\alpha} - \frac{P_p}{K\alpha p} \right) \cdot \frac{v^2}{gR} \quad (9)$$

Si se define:

$$K_v = \left(\frac{P_d}{K\alpha d} - \frac{P_p}{K\alpha p} \right) \quad (10)$$

Donde K_v representa un valor característico denominado coeficiente de viraje y se llega a:

$$\delta = \frac{B}{R} + K_v \cdot \frac{v^2}{gR} \quad (11)$$

2.5 Relación de transición entre volante y rueda.

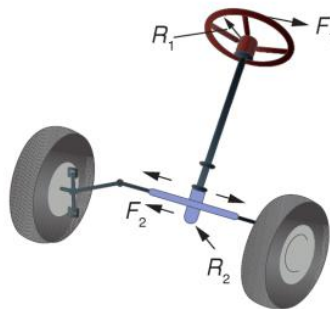
La relación de esfuerzos a transmitir es el par de giro que es el producto de una fuerza por una distancia

$$P = F \cdot R \quad (12)$$

En este caso la distancia vendría siendo el radio entonces la desmultiplicación está en función de los diámetros del volante y el piñón de dirección.

“Las fuerzas aplicadas y obtenidas son inversamente proporcionales a los radios de giro, ya que el momento de esfuerzo del volante es igual al momento resistente de la caja de dirección.” (Gonzalez T, 2011)

Figura 10. Relación de esfuerzos volante rueda.

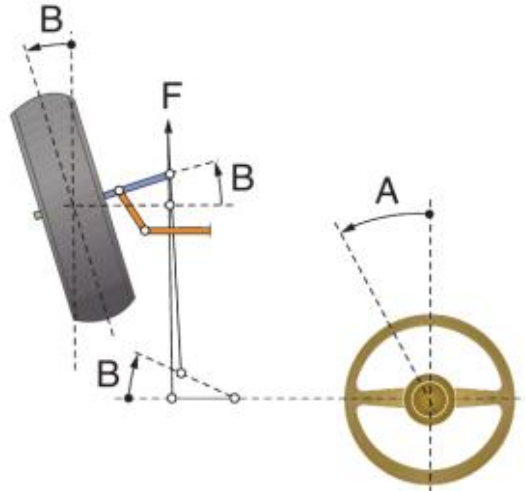


Fuente: (Gonzalez T, 2011 pág. 340).

$$F1.R1 = F2.R2 \quad (13)$$

$$\frac{F1}{F2} = \frac{R2}{R1} \quad (14)$$

Figura 11. Relación de transmisión.



Fuente: (Gonzalez T, 2011 pág. 340).

2.6 Fundamentos de la alineación.

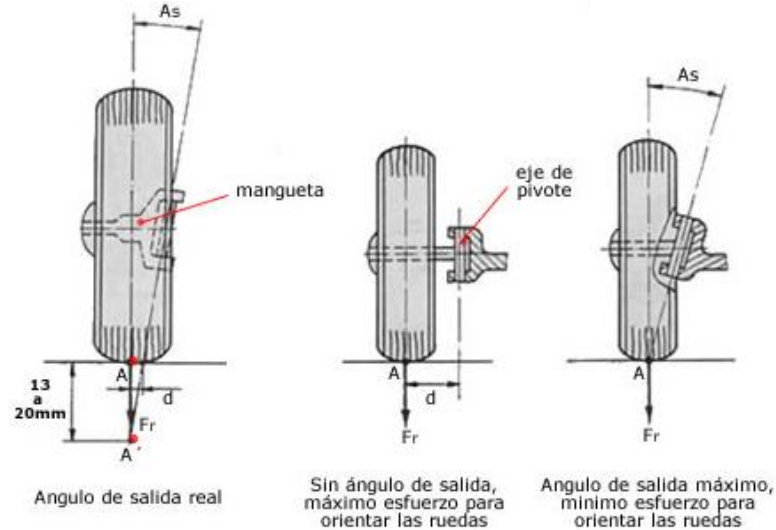
Hay que tener conocimiento de cuáles son los principales parámetros que definen la geometría del tren delantero encargado de la dirección, ya que en la mayor parte influyen en el comportamiento de la dirección del vehículo y en la estabilidad.

2.6.1 *Inclinación de la mangueta y radio de pivotamiento.* También conocido como ángulo de salida del pivote, “es el formado por el pivote sobre el que gira la rueda y el eje de simetría de la rueda perpendicular al suelo. La principal función de este ángulo es reducir el esfuerzo necesario en el volante para poder orientar las ruedas” (Martin, 1997)

Este ángulo suele estar comprendido entre 5 y 10° y la disposición del pivote sobre el que se mueve la mangueta reduce el esfuerzo que se realiza con el volante para orientar a las ruedas, este esfuerzo será nulo cuando pase cuando el eje del pivote pase por el punto A por lo que quedaría solo vencer el esfuerzo de resistencia de rodadura (F_r) que es el ancho del neumático, en la practica el valor de “d” no puede ser nulo por que la dirección se haría inestable. De la inclinación del eje del pivote se forman unas fuerzas de retroceso las cuales después de realizar una curva hacen volver a las ruedas a la posición de línea recta en sentido de la marcha. La presión del neumático tiene mucho que ver en este

ángulo ya que con menor presión, el punto A se desplaza más hacia abajo aumentando la distancia “d” y por consiguiente el esfuerzo para girar las ruedas. (Fangio, 2011)

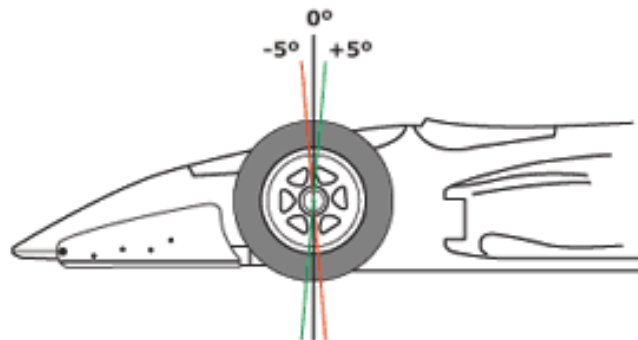
Figura 12. Ángulo de salida y sus efectos sobre la orientación de las ruedas



Fuente: (Fangio, 2011).

2.6.2 *Angulo de avance.* También conocido como caster es el ángulo que se forma entre el pivote de la mangueta y el eje vertical de la rueda en el sentido de avance de esta, se expresa en grados y se mide mediante la comparación de una línea que va a través de los puntos de giro superior o inferior del sistema de dirección a una línea trazada perpendicular al suelo. Se dice que es caster positivo si la línea se inclina hacia la parte posterior del vehículo en la parte superior y es negativo si la línea se inclina hacia la parte frontal. (tire rack.com)

Figura 13. Caster positivo y caster negativo.



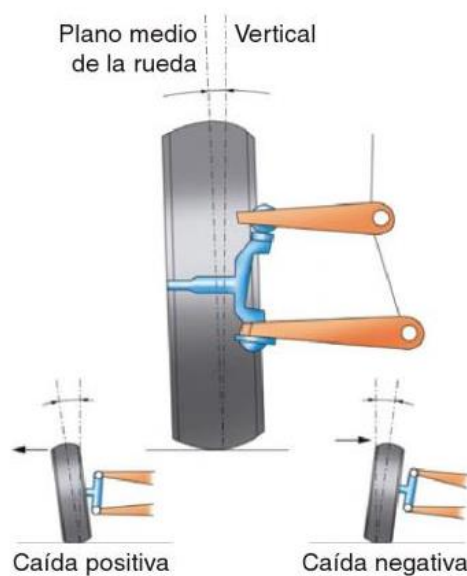
Fuente: <http://www.tirerack.com/tires/tiretech/techpage.jsp?techid=4&ln=sp>

Al aumentar los grados del caster positivo por consiguiente aumenta el esfuerzo de dirección pero mejora la estabilidad al conducir a velocidades elevadas y la efectividad al realizar una curva, también aumenta la inclinación del neumático en las curvas ya que el ángulo de dirección aumenta.

Una de las desventajas más pronunciadas del ángulo caster son: cuando el vehículo no tiene dirección asistida se tendrá que hacer mayor esfuerzo al girar el volante o cambiar de dirección.

2.6.3 *Angulo de caída.* También conocido como camber y mide la inclinación sobre el eje vertical de la rueda hacia el interior si es negativo o el exterior si es positivo. Este ángulo está comprendido entre el eje de la mangueta y un plano horizontal paralelo al suelo, la finalidad de este ángulo es reducir el esfuerzo lateral los cojinetes de las ruedas y desplazar el peso del vehículo hacia la parte inferior del vehículo. (Viñas)

Figura 14. Angulo de caída



Fuente: (Viñas, pág. 69)

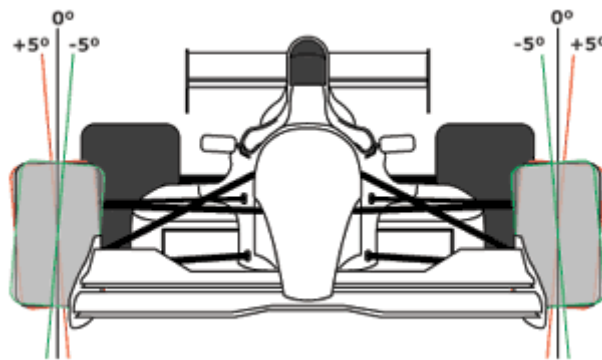
Caída nula: proporciona una mayor duración de los neumáticos por el contacto uniforme con el terreno.

- Caída negativa: la dirección corre el riesgo de hacerse inestable.

- Caída positiva: en la práctica es la posición más adecuada para un vehículo de turismo y se intenta conseguir que el grado de caída mínimo este alrededor de 1°

En vehículos de competencia a pesar que se utilizan buenas suspensiones utilizan un ángulo camber negativo considerable en las ruedas delanteras puesto que el desgaste del neumático pasa a segundo plano mientras que el agarre en las curvas adquiere mayor importancia. Pero un excesivo ángulo camber negativo reducirá la tracción en línea recta requerida para una aceleración rápida y detener el auto súbitamente.

Figura 15. Camber positivo y negativo

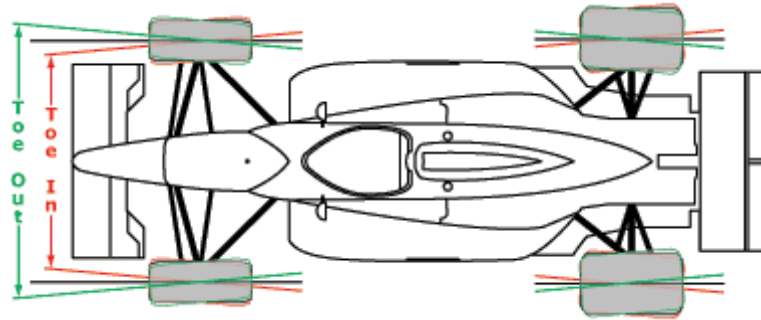


Fuente: <http://www.tirerack.com/tires/tiretech/techpage.jsp?techid=4&ln=sp>

2.6.4 *Convergencia y divergencia.* “La convergencia mide la inclinación de las ruedas de dirección determinando el paralelismo existente entre la prolongación de los ejes longitudinales de las ruedas (visto el vehículo desde arriba y en marcha normal)” (Viñas)

Este ángulo puede ser expresado en grados o en fracciones de pulgada, su función es corregir la tendencia de las ruedas a abrirse cuando el vehículo está en movimiento, ya mejorar la dirección y maniobrabilidad del vehículo. Cuando las ruedas apuntan hacia a dentro tenemos una convergencia (toe in) y de lo contrario tenemos una divergencia (toe out).

Figura 16. Convergencia y divergencia.

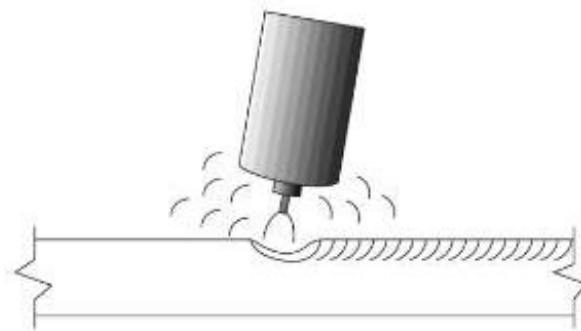


Fuente: <http://www.tirerack.com/tires/tiretech/techpage.jsp?techid=4&ln=sp>

2.7 Soldadura GMAW.

"La soldadura GMAW utiliza un hilo (alambre) para soldar que se alimenta automáticamente, a una velocidad constante, como un electrodo. Se genera un arco entre el metal base y el hilo y el calentamiento resultante funde este proporcionando la unión de las placas base." (L, 2008)

Figura 17. GMAW



Fuente: (L, 2008 pág. 01)

Este método se conoce como proceso de soldadura por arco semiautomático porque el hilo se alimenta automáticamente con una velocidad constante durante el proceso un gas protege la soldadura de la atmósfera y evita la oxidación del metal base este gas depende del material base que se va a soldar.

Las ventajas de la soldadura GMAW con respecto a la convencional por arco con electrodo son varias. Los fabricantes de automóviles, las compañías de seguros, recomiendan que se use este proceso en casi todas las reparaciones de soldaduras.

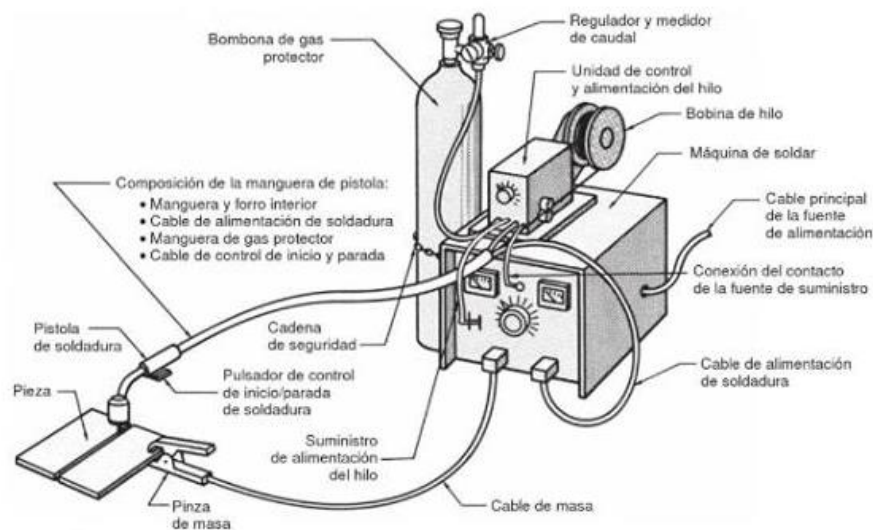
2.7.1 Las ventajas de la soldadura GMAW:

- Puede producir soldaduras de mejor calidad, más rápida y con más consistencia que las convencionales de electrodo recubierto.
- Las altas velocidades de soldadura y las bajas corrientes evitan que las áreas adyacentes se dañen debido al calor con pérdida de resistencia.
- Con GMAW se puede soldar metales de diferentes espesores utilizando el mismo diámetro de hilo.
- Es la soldadura más limpia de la industria, no produce escoria, solo un polvillo de óxido que es muy fácil de retirar después del trabajo.

Se popularizó cuando los fabricantes de automóviles empezaron a utilizar acero de alta resistencia y de baja aleación. Estos materiales son lo suficientemente fuertes como para utilizarlos en espesores mucho más finos para los que se habían utilizado anteriormente. La única forma correcta de soldar acero de alta resistencia y acero de baja aleación y otros aceros de pequeño espesor es con soldadura GMAW. (L, 2008)

2.7.2 Equipo. El equipo básico se compone de una pistola, una unidad de alimentación de hilo, un suministrador de hilo, una fuente de alimentación, un suministrador de gas protector con regulador/medidor de caudal, un circuito de control y las mangueras.

Figura 18. Equipo de soldadura GMAW.



Fuente: (L, 2008 pág. 03)

CAPÍTULO III

3. Fase de diseño.

3.1 Introducción del reglamento.

La normativa de competición es establecida por la organización de la fórmula Student también conocida como fórmula SAE, la cual trata de un extenso documento en el cual deben basar los diseños y la gestión de la construcción del vehículo que vaya a participar en la competencia.

Las normas de la fórmula SAE se han trasladado a reglas de un ciclo de dos años de tal manera que solo en los años impares se realizaran cambios. La publicación de la norma de la fórmula SAE de 2015 será vigente para las competencias de los años 2015-2016, no pueden enfatizar demasiado fuerte a fondo y de manera repetida de manera que para el 2015 hay aproximadamente 100 cambios de regulación que se han implementado la mayoría de estos cambios son para hacer las regulaciones más claras y así facilitar a los equipos en la producción de un vehículo de fórmula SAE. (SAE INTERNATIONAL., 2014)

La siguiente es una lista de los cambios más importantes de regulación 2015 Fórmula SAE® Rules que pueden cambiar el desafío de ingeniería para los equipos.

- T3.6 - Se permite la tubería más delgada en la estructura del chasis, si las soldaduras son validadas por pruebas
- T9 - Reglamentos que rigen en dispositivos aerodinámicos pueden ser posicionados han sido re-escrito
- AF4.8 - Reglas Frame alternativos para Acumulador Contenedores
- IC1.6 - La posición del compresor para sistemas de admisión se ha modificado de manera que ahora debe ser después de que el restrictor
- IC1.12-1.16 - Control electrónico del acelerador está permitido
- IC3.1.4 - Poroso o cubierta fibrosa de escape está prohibida
- IC4.6 - Se especifica un límite de tensión para sistemas de bajo voltaje con IC Motores

- EV - LiFePO4 será tratada igual que otras células Li Ion
- EV1.1.1 - El límite de baja tensión a tierra se ha elevado a 60 V DC
- EV2.2 - El límite de potencia de la batería para vehículos eléctricos se ha reducido a 80kW
- EV3.4 - recipientes acumuladores tienen ahora regulaciones estándares que rigen la construcción del recipiente. Alternativamente, es posible seguir la nueva normativa AF para acumulador contenedores
- EV8.2 - acumuladores deben ser retirados del vehículo para cargar

3.2 Características del vehículo.

Los vehículos de competición de fórmula SAE por lo general son monoplasas que poseen un largo de aproximadamente 3 metros, usan motores de 600cc de 4 tiempos y 4 cilindros que llegan a una potencia de 60cv y su regulación es mediante 6 marchas de cambio secuencial para y velocidades punta de hasta 70km/h. observando todos estos datos podemos darnos cuenta que la conducción de un vehículo con dichas características no es ningún juego ya que estamos hablando de vehículos nerviosos por su gran velocidad y poco peso. (Ocaña, 2012)

Todo esto nos hace comprender la necesidad de disponer de potentes frenos y una buena suspensión de competición así como una dirección muy estable y segura. En la siguiente tabla podemos observar los datos necesarios para el desarrollo del proyecto basándose en datos típicos de esta competición.

Tabla 1. Características generales.

Dimensiones	Eje delantero	Eje posterior
Longitud, anchura y altura total	2818mm,1310mm,1025mm	
Batalla	1700mm	
arámetros de suspensión	Eje delantero	Eje posterior
Llantas	13"	13"
Altura del centro de gravedad	250mm sobre el suelo	
Ajustes a la talla del conductor	Largo máximo de pedal 250 mm	

Fuente: (Ocaña, 2012, pág. 07)

3.3 Parámetros de diseño del sistema de dirección estipulados en el reglamento internacional de la Formula SAE.

El sistema de dirección junto con el de los frenos, son los sistemas de seguridad de mayor importancia en el vehículo. Ya que una avería en estos sistemas durante la marcha del vehículo puede ocasionar las más fatales circunstancias porque representan el ente de control del piloto sobre el monoplace.

Los artículos que son mencionados a continuación son de la norma SAE 2015-2016

T6.5 dirección.

T6.5.1 el volante debe estar conectado mecánicamente a las ruedas delanteras es decir no puede estar accionada por cables ni eléctricamente.

T6.5.2 el sistema de dirección debe tener topes de dirección positivos que impidan que los vínculos de dirección se bloqueen y debe evitar que los neumáticos entren en contacto con los miembros de la suspensión, carrocería, o de trama durante las pruebas de pista.

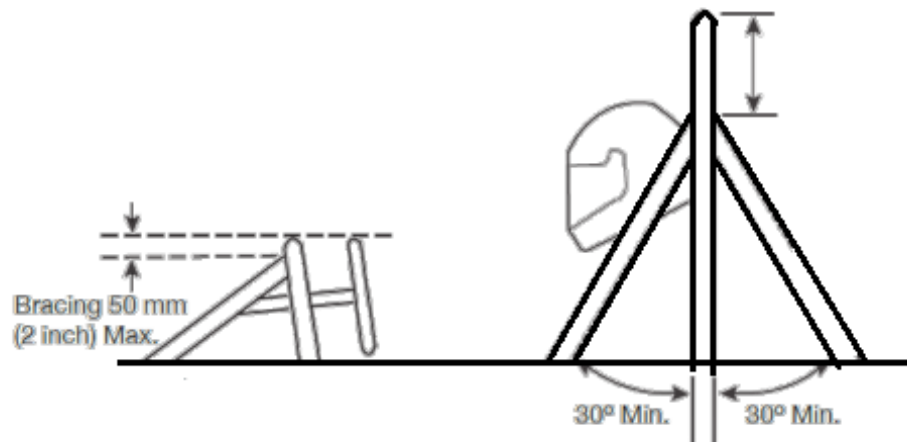
T6.5.3 juego libre sistema de dirección permitida se limita a siete grados (7 °) totales medidos en el volante.

T6.5.4 El volante debe estar unido a la columna con una desconexión rápida. El conductor debe operar la desconexión rápida, mientras se encuentra en la posición normal de conducción con los guantes puestos.

T6.5.5 El volante debe tener un perímetro continuo que está cerca ovalada o circular, es decir, el exterior del perfil perimetral puede tener algunos tramos rectos, pero no hay secciones cóncavas. Pueden ser en forma de "H", "Figura 8"

T6.5.6 En cualquier posición angular, la parte superior del volante debe ser superior a la mayor parte de la superficie superior del aro frontal.

Figura 19. Posición superior del volante



Fuente: (SAE INTERNATIONAL., 2015)

T6.5.7 La cremallera de dirección se debe adjuntar mecánicamente al marco.

T6.5.8 las articulaciones entre todos los componentes que sujetan el volante a la cremallera de dirección deben ser mecánica y ser visible en Inspección Tech. No se permiten las uniones adhesivas sin una copia de seguridad mecánica (SAE INTERNATIONAL., 2015)

3.4 Pruebas de competición.

La FÓRMULA SAE su competición está constituida por 4 pruebas dinámicas y tres estáticas calificadas, además de 4 de seguridad que son puntuables pero a la vez son un requisito fundamental para poder rendir las pruebas dinámicas.

3.4.1 Pruebas de seguridad. Es la primera prueba que se realiza en la competición, consiste en una prueba exhaustiva del monoplaza por parte de los jueces, el vehículo debe estar en perfecto estado y cumplir absolutamente con todas las normas de seguridad impuestos por la FORMULA SAE es importante la aprobación de esta prueba para poder continuar las demás pruebas de seguridad.

- Prueba de ruido: el monoplaza no debe sobrepasar los 110Db a 10000rpm colocando un sonómetro a 1m de distancia y en ángulo de 45 grados

- Prueba de inclinación: el monoplaza se coloca en una plataforma y se somete a una inclinación de 45grados. Debe permanecer encendido el vehículo sin derramar ningún fluido ni levantar ninguna rueda. Luego se inclina a 60grados para simular las aceleraciones pico sufridas en una curva
- Prueba de frenado: el monoplaza debe ser capaz de bloquear las 4 ruedas sin salirse del tramo recto después de acelerar una recta de 25m

3.4.2 *Pruebas estáticas.*

- Presentación y ventas: esta prueba consiste en exponer a los jueces un plan de mercado, ventas y negocios para poder producir el prototipo en forma masiva.
- Prueba de costos: esta prueba exige la entrega anticipada de un informe que reporta la descripción y el valor de cada pieza empleada en el vehículo en pase a los valores estándar dados por la competición. Este informe se defiende ante los jueces y se presenta a discusión.
- Prueba de diseño: es la prueba más prestigiosa de todas puesto que en esta fase se evalúa el diseño completo desde el punto de vista ingenieril aquí se defienden las decisiones tomadas a lo largo de las distintas fases de diseño construcción del vehículo así como su acabado.

3.4.3 *Pruebas dinámicas.*

- Pruebas de aceleración: se mide el tiempo de aceleración en una recta de 75m
- Prueba Skid-Pad: se evalúa la capacidad del vehículo para soportar aceleraciones laterales en un circuito en forma de “8” aquí se pone a prueba el desempeño del sistema de dirección
- Prueba de auto Cross: consiste en un circuito corto de aproximadamente 1km de longitud, en esta vez hay un solo vehículo en pista se evalúa el desempeño general del vehículo y los resultados definen la posición de salida para la próxima prueba de evaluación. La prueba de resistencia se evalúan la maniobrabilidad y la manejabilidad del monoplaza en una pista estrecha, esta pista es la combinación de aceleración, frenada y giro en una sola prueba.

- Prueba de resistencia: es la de más peso en toda la competición por que representa casi el 40% de puntos se realiza sobre un circuito de 1km de longitud en el cual se realizan 22 vueltas, realizando un cambio de piloto en la vuelta 11. Esta prueba es difícil de superar por que el vehículo no puede desprender ninguna pieza ni derramar ningún fluido lo que provocaría la desclasificación inmediata del monoplaza en dicha evaluación.

3.5 Importancia de la distancia entre ejes.

En el caso específico de la Fórmula S.A.E. debido a las características de los circuitos es normal reducir la distancia entre ejes al máximo como sea posible con el fin de que el vehículo sea más fácil de controlar. En el caso de la parte delantera y posterior se debe realizar un seguimiento de las medidas que va a estar condicionada por los siguientes parámetros:

3.5.1 Batalla pequeña.

- Disminución de la aceleración lateral en este conjunto de rueda.
- Aumento de la temperatura en el neumático exterior de la curva.
- Superior situación del centro de rotación con la que realmente afecta al sistema de suspensión.

3.5.2 Batalla más grande.

- Dificultad para conducir por la flecha y zonas del circuito
- Aumento de la aceleración en este conjunto de ruedas
- Disminución de la temperatura en el neumático exterior de la curva (mejor distribución exterior-interior)
- Baja el centro de balanceo.

La elección de la batalla tiene mucha influencia en los neumáticos debido a que una batalla corta produce mucho calor en el neumático exterior. En contra que en una batalla larga no se produce en los neumáticos una temperatura adecuada, ya que con una baja temperatura los neumáticos no funcionan bien.

3.6 Cálculos de dirección.

Para la realización de los cálculos del sistema de dirección se han tomado datos de la tesis de “DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DEL CHASIS DE UN VEHÍCULO DE COMPETENCIA FÓRMULA “SAE” PARA LA ESCUELA DE INGENIERÍA AUTOMOTRIZ” puesto que en la tesis mencionada va ser incorporado el sistema de dirección, los datos y valores tomados de esa tesis están expresados en la siguiente tabla.

Tabla 2. Datos del chasis

Descripción	Simbología	Valor
Batalla	B	1700 mm
Distancia del centro de gravedad al eje delantero	l1	713.26 mm
Distancia del centro de gravedad al eje posterior	l2	986.74 mm
Radio de giro	R	5000 mm
Velocidad máxima	V	15,83 m/s

Fuente: (N, 2015)

Se empieza determinando las masas del prototipo, en el artículo T3.22.2 2015 Formula SAE® Rules nos da un valor máximo que debe tener la masa del prototipo que es de 300 kg excluido el piloto puesto que en el artículo T3.25.3 dice que el piloto debe tener una masa máxima de 77 kg.

$$\text{Masa total (Mt)} = \text{masa del prototipo} + \text{masa del piloto} \quad (15)$$

$$Mt = 300\text{kg} + 77\text{kg}$$

$$Mt = 377\text{kg}$$

3.6.1 Cálculo de las masas delanteras y posteriores.

En el libro, ingeniería del automóvil: sistemas y comportamiento dinámico. Se utiliza las siguientes ecuaciones para determinar las masas delanteras y masas posteriores.

Masa y peso delantero:

$$Md = \frac{Mt \cdot l1}{B} \quad (16)$$

$$Md = \frac{(377 \text{ kg})(713.26 \text{ mm})}{1700 \text{ mm}}$$

$$Md = 158,17 \text{ kg}$$

$$Wd = Md \cdot g \tag{17}$$

$$Wd = (158,17 \text{ kg})(9,81 \text{ m/s}^2)$$

$$Wd = 1551.65\text{N}$$

Masa y peso posterior.

$$Mp = \frac{Mt \cdot l_2}{B} \tag{18}$$

$$Mp = \frac{(377 \text{ kg})(986,74 \text{ mm})}{1700 \text{ mm}}$$

$$Mp = 218,82\text{kg}$$

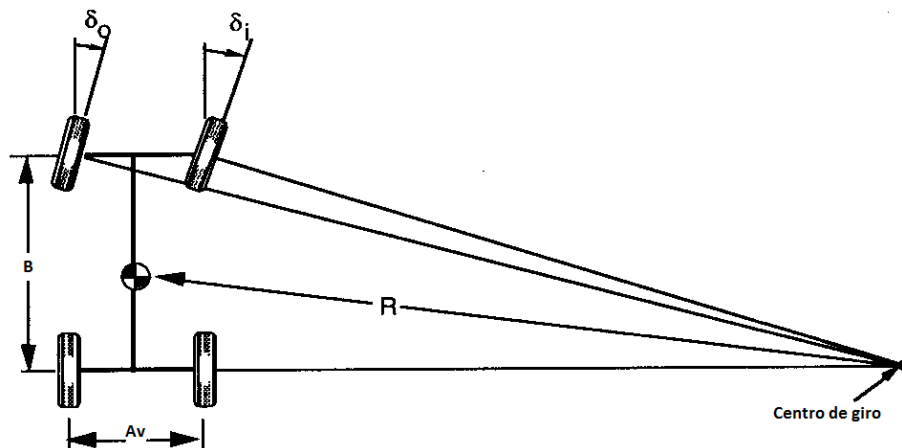
$$Wp = Mp \cdot g \tag{19}$$

$$Wp = (218, 82 \text{ kg})(9,81 \text{ m/s}^2)$$

$$Wp = 2146,62\text{N}$$

3.6.2 *Ángulos de dirección.*

Figura 20. Ángulos de dirección.



Fuente: (D.Guillespie, 1992)

Diámetro externo δ_o .

$$\delta_o = \tan^{-1} \frac{B}{(R+Av/2)} \quad (20)$$

Diámetro interno δ_i

$$\delta_i = \tan^{-1} \frac{B}{(R-Av/2)} \quad (21)$$

En donde:

B = Batalla

R = radio de giro

Av = ancho de vía delantero

$$\delta_o = \tan^{-1} \frac{1,7 \text{ m}}{(5 \text{ m} + 1,125/2)}$$

$$\delta_o = 17^\circ$$

$$\delta_i = \tan^{-1} \frac{1,7 \text{ m}}{(5 \text{ m} - 1,125/2)}$$

$$\delta_o = 21^\circ$$

3.6.3 Fuerza centrífuga. En la sección 2.3.1

$$F_c = m \frac{v^2}{r}$$

$$F_c = 370 \text{ kg} \frac{(16.66 \text{ m/s})^2}{5 \text{ m}}$$

$$F_c = 20539 \text{ N}$$

3.6.4 *Calculo del desplazamiento de la cremallera.* Para cálculos donde se necesitan datos sobre el piñón y cremallera se especificaran los necesarios ya que los demás detalles estarán en la descripción específica de cada uno de los elementos de la dirección.

Mediante un análisis geométrico en las manguetas delanteras, vamos a calcular cuánto tiene que desplazarse la cremallera para que forme el ángulo de dirección anteriormente determinado.

$$\tan\delta_0 = \frac{X}{d_1} \quad (22)$$

Donde:

X = distancia que se desplaza la cremallera

d1 = distancia del acoplamiento de la bieleta con el pivote al centro de giro

$$\tan 19^\circ = \frac{X}{0,08\text{m}}$$

$$X = \tan 19^\circ (0,08\text{m})$$

$$X = 0,027 \text{ m}$$

3.6.5 *Angulo de giro en el volante.* Es el ángulo máximo que se va a formar en el volante para generar los ángulos de dirección máxima en los neumáticos.

La relación entre el giro del piñón y el desplazamiento producido en los brazos de la cremallera es, por cada revolución completa en el piñón se desplaza 2,54in o 0,064m. Se realiza una regla de tres simple.

$$\begin{array}{ccc} 360^\circ & \times & 0,064\text{m} \\ \gamma & & 0,027\text{m} \end{array}$$

$$\gamma = \frac{360^\circ(0,027)}{(0,064)} \quad (23)$$

$$\gamma = 151,875^\circ$$

3.6.6 *Relación de transmisión entre volante y rueda.* Es la relación que existe entre el ángulo descrito por el volante y el valor medio de sus ángulos de giro obtenido en los neumáticos. (Gonzalez T, 2011)

$$i\delta = \frac{\Delta\delta_v}{\Delta\delta_n} \quad (24)$$

Donde:

$i\delta$ = relación de transmisión entre volante y neumático

$\Delta\delta_v$ = ángulo descrito por el volante

$\Delta\delta_n$ = ángulo obtenido en los neumáticos 17,5

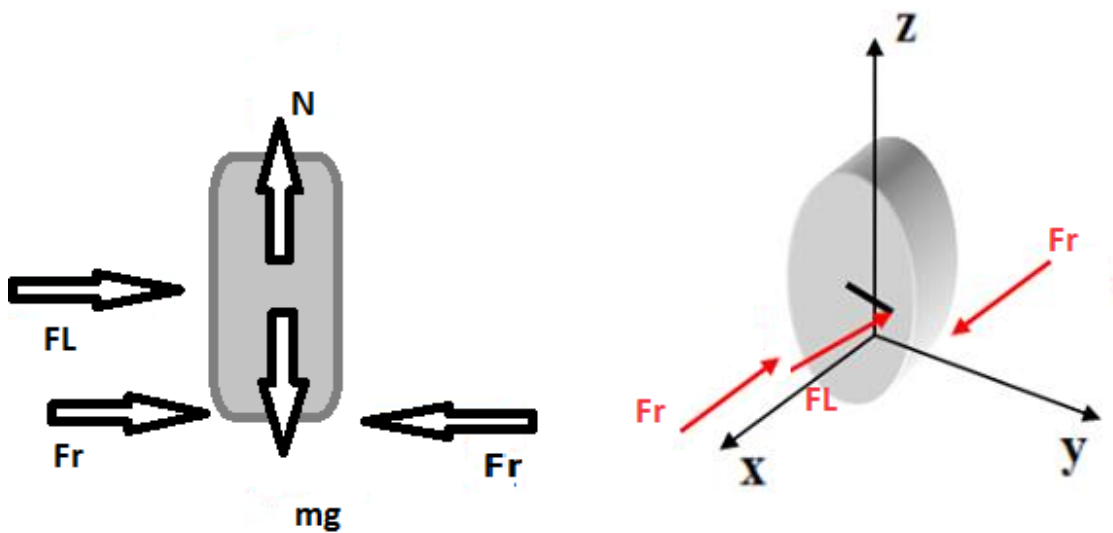
$$i\delta = \frac{152,875^\circ}{17,5^\circ}$$

$$I\delta = 8,7$$

La relación de transmisión es de 8,7:1 y el grado de desmultiplicación en la el sistema piñón cremallera es de 8,7

3.6.7 *Calculo de la fuerza lateral para girar las ruedas.* Se va a calcular la fuerza que debe realizar el conductor en volante para poder girar los neumáticos, por lo cual vamos a estudiar el valor más alto de la fuerza para girar los neumáticos esta fuerza aparece cuando el vehículo está en reposo y se inicia el movimiento de la rueda ya que en esta posición el área de contacto de la rueda con el piso es mayor por consiguiente su fuerza de rozamiento es mayor.

Figura 21. Diagrama de fuerzas



Fuente: autor

Donde:

FL = fuerza lateral

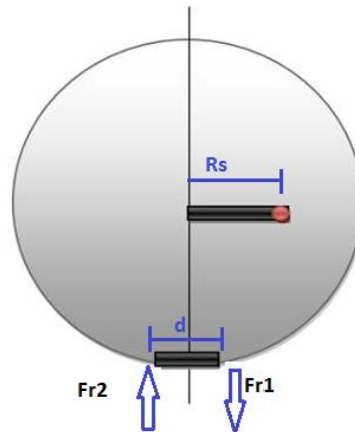
Fr = fuerza de fricción

N = normal

Mg = peso que soporta un neumático

La rueda cuando está en el suelo no hace contacto con un solo punto si no en una superficie por lo que da lugar a que se formen dos fuerzas de fricción como se muestra en la imagen.

Figura 22. Momentos en el neumático.



Fuente: Autor

Donde:

R_s = es la distancia entre el eje de giro y el acople entre el pivote y la bieleta el punto rojo es donde se va aplicar la fuerza lateral

d = es la superficie de contacto entre la rueda y el suelo la distancia entre las fuerzas de rozamiento.

El valor de d se obtuvo haciendo prueba experimental en un neumático HOSSIER con codificación R13 20,5 ×7 con una presión de inflado de 30 psi aplicando una masa 78,14kg que va a soportar un neumático delantero calculado anteriormente en la sección 3.5.1 en la ecuación 16 este neumático es el que va ser utilizado en este prototipo.

Donde:

$d = 7\text{cm}$

Sumatorias de fuerzas en Y:

$$\Sigma F_y = 0$$

$$N - W = 0 \quad (25)$$

$$N = mg$$

$$N = (79 \text{ kg}) (9,81 \text{ m/s}^2)$$

$$N = 775 \text{ N}$$

Sumatoria de momentos en Y:

$$\Sigma M_y = 0$$

$$FL \times R_s - dFr = 0 \quad (26)$$

El coeficiente de rozamiento vamos a escoger el vamos más alto para así poder establecer un coeficiente de seguridad, el valor es 1.

$$Fr = \mu * N \quad (27)$$

$$Fr = 1(775 \text{ N})$$

$$Fr = 775 \text{ N}$$

Reemplazando Fr en la ecuación 26

$$FL = \frac{(0,07 \text{ m})(775 \text{ N})}{0,08}$$

$$FL = 678,13 \text{ N}$$

Para la relación de esfuerzos a transmitir se utilizó la expresión del libro circuitos de fluidos. Suspensión y dirección en la unidad 9, pg. 340

$$F1 * R1 = F2 * R2 \quad (28)$$

$$\frac{F1}{F2} = \frac{R2}{R1}$$

Donde:

F1 = fuerza que se aplica en el volante

F2 = fuerza que ejerce el sistema piñón cremallera a la rueda = FL

R1 = radio del volante = 0,125m

R2 = radio del piñón = 0,05m

$$F1 = \frac{(678,13N)(0,025m)}{0,125m}$$

$$F1 = 135,63N$$

La fuerza que vamos aplicar en el volante es de 135,63N la cual se divide en dos por la distribución de la fuerza en el volante de las dos manos del conductor cada mano del piloto aplicara una fuerza de 67N.

3.6.8 *Calculo de la barra de dirección.*

En esta sección se va a calcular un coeficiente de seguridad de la columna de dirección.

Esta columna sufre un esfuerzo de torsión la cual la cual se empieza calculando con una sumatoria de momentos en xy.

$$M_{xy} = T \tag{29}$$

$$M_{xy} = F \cdot d$$

Donde:

F = fuerza que se aplica en el volante

d = distancia de donde se aplica la fuerza al centro de giro

$$T = 135,63N (0,125m)$$

$$T = 16,95Nm$$

Esfuerzo de torsión:

$$\tau_{xy} = \frac{16 \cdot T \cdot D}{\pi(D^4 - d^4)} \quad (30)$$

Donde:

T = momento torsor

D = diámetro exterior de la columna de dirección (0,022m)

d = diámetro interior de la columna de dirección (0,016m)

τ_{xy} = esfuerzo máximo de torsión en xy

$$\tau_{xy} = \frac{16(16,95Nm)(0,019m)}{\pi((0,019)^4 - (0,015)^4)}$$

$$\tau_{xy} = 20,36\text{Mpa}$$

Aplicando los criterios de diseño que se encuentran en "diseño en ingeniería mecánica de Shigley"

Teoría del ECM:

$$\tau_{max} = \frac{S_y}{2n} \quad (31)$$

Donde:

τ_{max} = esfuerzo máximo de torsión

S_y = límite de fluencia del acero ASTM A36 = 250MPa

N = coeficiente de seguridad

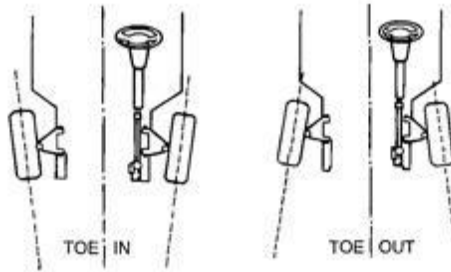
$$n = \frac{S_y}{2\tau_{max}}$$

$$n = \frac{250\text{MPa}}{2(20,36\text{MPa})}$$

n = 6,13

3.7 Análisis de los efectos del ángulo toe.

Figura 23. Angulo toe



(Nuviala, 2011 pág. 29)

3.7.1 *Convergencia y divergencia.* Cada fuerza longitudinal tiende a modificar la dirección de las ruedas. Este efecto se corrige con la convergencia, cuando las ruedas delanteras sólo funcionan como ruedas directrices (como en nuestro caso el prototipo fórmula S.A.E.), la fuerza longitudinal producido por la resistencia para dar la vuelta, es en dirección hacia atrás y tiende a abrir las ruedas.

La convergencia depende directamente del ángulo de caída por lo que la convergencia total es la suma algebraica de la convergencia necesaria para tener en cuenta el efecto de las fuerzas longitudinales y el ángulo de inclinación. Entonces, si la curvatura es positiva, la convergencia debe ser también positivo, Por último, si las ruedas funcionan como ruedas motrices y la curvatura es positiva, la convergencia puede ser positivo o negativo. (Nuviala, 2011)

Por lo tanto podemos concluir: es conveniente que la convergencia sea el más bajo valor posible pero un bajo valor de convergencia no es malo porque produce más estabilidad al prototipo que hecho una conducción más relajada ya que las variedades en la carretera como un bache tienden a ser anuladas debido a la convergencia.

En cuanto a la divergencia, al igual que con la convergencia de los neumáticos están desgastados debido a que las ruedas no están en una línea recta. Sin embargo cuando hay divergencia en las ruedas, la dirección del prototipo se convierte más fácil en el giro del

vehículo. Lo mismo que la convergencia si el coche tiene un bajo valor de divergencia no será muy difícil para conducir el coche ya que con un corto giro de la rueda del automóvil se estabilizara inmediato.

Entonces, ¿qué es mejor para una fórmula S.A.E?

En un prototipo fórmula S.A.E. que es un coche de competición, el piloto puede sacrificar la estabilidad del vehículo con el fin de girar más fácil en una curva. Por esta razón, en las carreras que puede verse un valor bajo de divergencia, pero siempre se aplica en el conjunto de la rueda delantera, porque si se aplica en el conjunto de la rueda posterior del coche va a ser muy difícil de conducir.

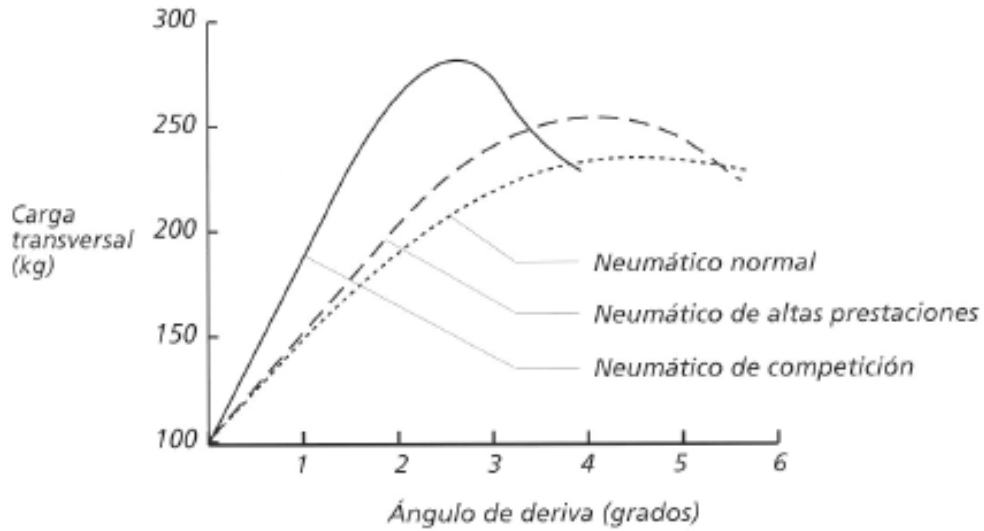
Por otra parte, la elección de convergencia o divergencia que depende del circuito, porque en las curvas la convergencia no facilita el turno como la divergencia pero en una línea recta de la divergencia no es apropiada como la convergencia.

El ángulo de convergencia o divergencia suele estar entre 1° y -1°

3.8 Análisis de los efectos del ángulo de deriva.

Cuando un vehículo está en una curva, el vehículo no sigue exactamente por la trayectoria que guían las ruedas directrices ya que debido al efecto de las fuerzas transversales que aparecerá en los neumáticos del vehículo se desplaza guiado de una trayectoria que forman un ángulo con el borde. Este ángulo se denomina como ángulo de deriva. Así que la deriva de los neumáticos es el cambio de la trayectoria producida por la deformación del neumático. No se puede confundir a la deriva con el agarre del neumático o con un patinazo del vehículo. La pérdida de agarre puede producir el deslizamiento, pero no ha de influir la deriva. La deriva depende de la velocidad, el peso del vehículo, la presión y la anchura del neumático.

Figura 24. Angulo de deriva vs fuerza transversal



Fuente: Autor.

Esta fuerza transversal es la fuerza centrífuga calculada en la sección 3.6.3 que nos da un valor de 2539N que en la medida que nos indica la figura es de 259kg.

Según artículos publicados en la página de la fórmula S.A.E. el ángulo de deriva debe estar comprendido entre 0 y 1° para un mejor agarre y una mejor estabilidad en el caso de este prototipo nos da aproximadamente un ángulo de 2° por el motivo que se utilizó el peso máximo del vehículo y el piloto que nos permite la norma que es de 377kg

3.9 Determinación de componentes del sistema de dirección.

Muchos equipos en la competencia fórmula SAE tienden a desarrollar una dirección paralela por la facilidad y las prestaciones aceptables en competencia, pero equipos con gran experiencia manejan diferente criterio de Ackerman, dependiendo la prueba que van a realizar ellos deciden si van a utilizar Pro-Ackerman o Anti-Ackerman.

En este proyecto se ha elegido usar una dirección paralela con un ligero Anti-Ackerman por la facilidad de instalación y la buena respuesta en competencia con regulación para variar dependiendo la prueba que vayan a realizar.

Con respecto a cada uno de los elementos que intervienen en el sistema de dirección del monoplaza debemos tener una visión de la importancia de cada uno de estos elementos para diseñarlo o seleccionarlo el más adecuado para adaptarlo de la forma más apropiada posible a nuestras exigencias cumpliendo con la normativa de la fórmula SAE.

Los cálculos anteriormente realizados nos ayudan a seleccionar el elemento correcto o construir dicho elemento con un factor de seguridad aceptable para el sistema.

El sistema dirección está compuesto por los siguientes elementos que se ira estudiando a continuación:

- Volante
- Mecanismo de liberación
- Columna de dirección
- Unión universal
- Caja de dirección
- Rotulas
- Bieletas de dirección

3.9.1 *Volante.* Es el órgano más importante en el sistema de dirección, ya que es el encargado de transmitir una fuerza tangencial ejercida por el conductor a la columna de dirección, con la mayor precisión posible. La cual se transmite por el sistema hacia los neumáticos desplazándolos produciendo un ángulo el cual es la dirección deseada por el conductor o piloto.

El volante está constituido por una armadura de varilla de acero en forma circular unida a un grupo central por el cual se acopla a la barra de dirección. Esta armadura debe estar cubierta de una material de aspecto muy vistoso y una apreciable comodidad en el momento de manejar.

Las características que se han tomado en cuenta para la selección del volante son:

- El diseño del volante puede ser analizado teniendo en cuenta los principios ergonómicos del volante en tres áreas, diámetro, diámetro de agarre, funda y relleno.
- En el diseño del volante el diámetro de agarre es importante, debido a que un buen agarre puede permitir aplicar correctamente una fuerza sin provocar deslizamiento de las manos del conductor, a menudo este diámetro es de forma ovalada para mejorar la conducción en una manera más efectiva y cómoda.

- La funda y el relleno del volante es importante para el confort del agarre del piloto con sus guantes y así se garantiza una buena sujeción. Esto implica que el piloto emplee menor energía en el agarre del volante y así reduce la fatiga de los músculos de los brazos
- El relleno del volante contribuye en reducir la fatiga, generando mayor rozamiento entre los guantes y el volante, debido a que los guantes del piloto se hunden un poco en el relleno aumentando el área de contacto y así evitando que se deslicen las manos del volante.
- El diámetro del volante determina la facilidad con la que se puede gobernar el vehículo mientras mayor es el diámetro del volante mayor es la fuerza que se aplica según la relación de transmisión.
- Uno de los factores muy importantes para la selección del volante es la forma del volante puesto que, el volante para que tenga una posición óptima en la cabina del piloto su parte baja debe ser plana, logrando así una mayor distancia entre las piernas del piloto y el volante teniendo más libertad para la conducción.

Con estos aspectos y con el artículo escrito por Steven Fox principal juez de diseño para FSAE-Michigan, Formula Student y Alemania Formula Student Austria, es un consultor externo para el Comité de Reglas FSAE y conferencias para el Programa de disertaciones Industrial de SAE: en julio de 2010 recomienda un volante de diámetro de 255mm con el fin de evaluar mejor el par motor máximo ejercido en la barra de dirección. (fox, 2010)

Figura 25. Volante



Fuente: Autor

3.9.2 *Mecanismo de liberación.* Las normas de la formula SAE 2015-2016 en el artículo 6 NORMAS GENERALES DEL CHASIS, dirección T6.5 en el literal T6.5.4. Especifica que un mecanismo de liberación del volante debe usarse en el monoplaza.

Este mecanismo es el encargado de transmitir el par aplicado en el volante hacia la columna de dirección con la menor pérdida de par posible y que sea el más fácil y rápido de liberar el volante

Figura 26. Mecanismo de liberación.



Fuente: Autor.

3.9.3 *Columna de dirección.* Es la barra que une el volante con la caja de dirección y la encargada de transmitir el par torsor desde el volante hacia el sistema piñón cremallera. Como se ven en los cálculos esta barra está sometida solo a esfuerzos de torsión que se generan al girar el volante.

Se utilizó un acero comercial que existe en nuestro mercado que es el acero ASTM A36 el cual nos dio un coeficiente de seguridad de 6,94 ya que es una elemento muy importante en el sistema de dirección se ha diseñado con un coeficiente de seguridad alto.

Figura 27. Columna de dirección.



Fuente: Autor.

3.9.4 *Juntas universales.* Este tipo de uniones son muy utilizadas en la industria automotriz para unir columnas de dirección ya que esta unión permite mantener la transferencia del par.

La mayoría de las juntas universales requiere una barra de 3/4" la cual debe tener el mismo estriado de la junta para que acople correctamente la codificación de la junta universal seleccionada es 3/4 Bore x 9/16-36. Ya que toda junta es diseñada y construida soportar y para transferir los torques que se producen en el volante y en el mercado que nos rodea encontramos la anteriormente descrita y en este diseño se va a utilizar dos juntas.

Figura 28. Junta universal.



Fuente: Autor.

3.9.5 *Mecanismo de dirección.* Es el mecanismo encargado de transmitir la fuerza que llega desde el volante hacia los neumáticos delanteros para desplazarlos lateralmente formando los ángulos de dirección según el Angulo de giro que forme el piloto en el volante.

Los aspectos que denotaron en la selección de este mecanismo de dirección:

- La norma en su artículo T6.5.1 nos indica que la dirección debe ser conectada mecánicamente no por cables ni eléctricamente, entonces se ha seleccionado un mecanismo piñón cremallera.
- La relación de transmisión entre el volante y el neumático es muy importante ya que ya que de esto va a depender el ángulo máximo que se va a formar en el volante para generar los ángulos de dirección máxima.

En los vehículos de competencia el ángulo máximo que se debe formar en el volante es de 180° por el diseño del volante, por el espacio en la bañera y porque es incómodo el cambio de posición de manos.

- El mecanismo de dirección usado por la mayoría de participantes en esta competencia ya que ellos tienen una mayor experiencia y conocen la eficiencia y calidad que este mecanismo les brinda.
- Por recomendación del fabricante, la empresa se dedica a fabricar y distribuir elementos de vehículos de competencia en una de esas para la formula SAE y el mecanismo que distribuyen ellos es exclusivo para prototipos de formula SAE.

El mecanismo de dirección seleccionado tiene las siguientes características.

Tiene una relación de transmisión de 8,7 que forma un ángulo de $151,8^\circ$ en el volante el cual nos permite una mejor maniobrabilidad en el volante, la carcasa es de aleación de Aluminio la barra de la cremallera es de acero que nos da un peso ligero, el mecanismo tiene un peso de 5Kg.

Figura 29. Mecanismo de dirección.



Fuente: Autor.

3.9.6 Rotula. Permite las oscilaciones que se van a producir debido tanto al movimiento de la suspensión como el de la dirección (el movimiento del mecanismo de dirección con el de las manguetas no están en el mismo plano).

Las rotulas que se han seleccionado son las más utilizadas para los movimientos que deben soportar longitudinales y transversales y para transferir una fuerza de 670N y las más indicadas fueron las de la marca SKF que nos ofrece alta resistencia, durabilidad y seguridad está constituido de una bola de cromo, una carcasa y un cojinete que poseen

una capa resistente a la corrosión estos rodamientos son muy resistentes a los golpes que sufren en la competencia.

Se adquirió dos rotulas machos con rosca derecha y dos rotulas hembras con rosca izquierda para la regulación.

Figura 30. Rotula



Fuente: Autor.

3.9.7 *Bieletas de dirección.* Son las encargadas de transferir la fuerza de la cremallera hacia la mangueta para generar el movimiento del neumático y así poder formar el ángulo que nos describe el volante con la relación de transmisión entre el volante y neumático. se construye en acero ASTM A36 con un roscado interno en los extremos para la sujeción de las rotulas

Figura 31. Bieletas



Fuente: Autor.

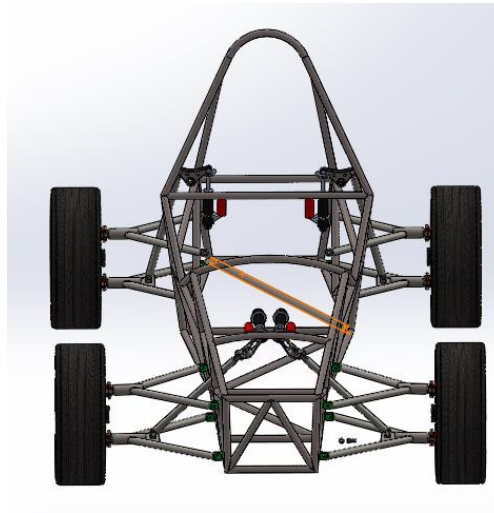
3.9.8 *Neumático.* El neumático que se va a utilizar en este prototipo tiene la siguiente especificación. *Hoosier 20.5 x 7.0 - 13 es el cual presta con todas las características para*

este tipo de competencias y el fabricante lo construye específicamente para la formula S.A.E. como lo indica en la página oficial de HOOSIER.

3.10 Dibujo del Diseño del sistema asistido por software solidwork.

Para el dibujo del diseño del sistema de solidwork se empezó dibujando cada uno de los elementos que componen el sistema para ensamblar en el dibujo del chasis y sistema de suspensión ya ensamblados para acoplarnos a las medidas a las que está ensamblado el sistema de suspensión. Para colocarlos en una posición optima y que no intervenga en otros sistemas y cumpla su función a cabalidad.

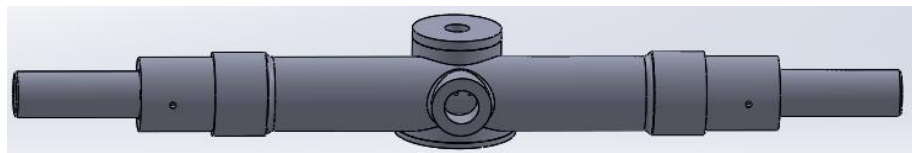
Figura 32. Chasis y sistema de suspensión



Fuente: Autor.

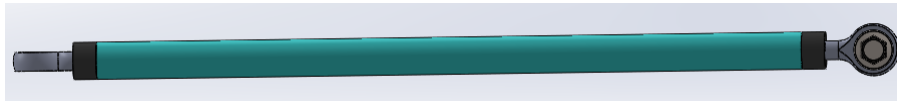
3.10.1 *Dibujo de los elementos del sistema.* Como se mencionó anteriormente se dibujó los elementos seleccionados y diseñados uno por uno.

Figura 33. Mecanismo de direccion



Fuente: Autor.

Figura 34. Bieleta de dirección con rotulas



Fuente: Autor.

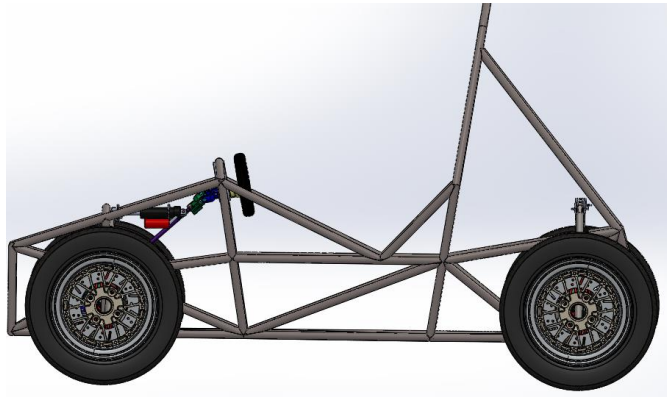
Figura 35. Barra de dirección, juntas universales



Fuente: autor.

3.10.2 *Ensamble de los elementos dibujados.* Después de tener todos los elementos dibujados correctamente se procedió a ensamblar cada pieza dibujada teniendo en cuenta la posición del volante que nos da la norma S.A.E.

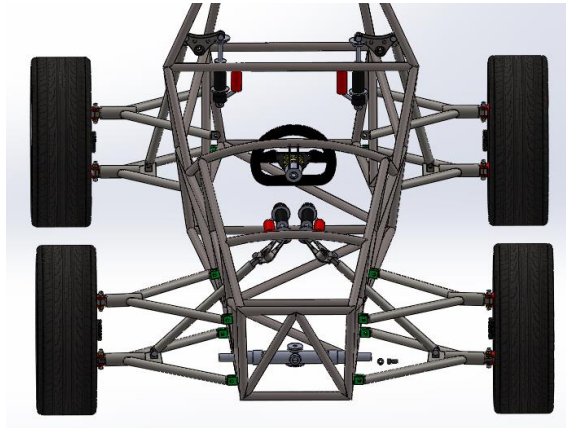
Figura 36. Posición del volante.



Fuente: autor.

La cremallera se ensambló de una manera que la barra de dirección quede centrado

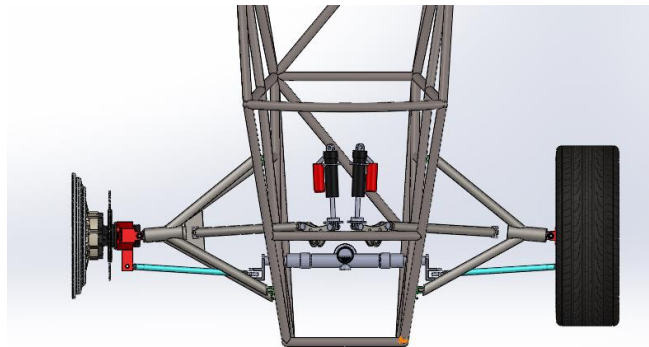
Figura 37. Ensamble del mecanismo de dirección



Fuente: Autor.

La cremallera se ensambla a 22cm de la parte frontal del vehículo ya que la ubicación de la pedalera es de 20 cm de la parte frontal y para que no intervenga en el funcionamiento de la pedalera hemos ubicado a 22cm de la parte frontal y nos damos cuenta que las bieletas quedan casi perpendiculares a la mangueta y esto nos favorece para una transmisión de fuerza lateral a la mangueta óptima.

Figura 38. Ensamble de las bieletas de dirección.

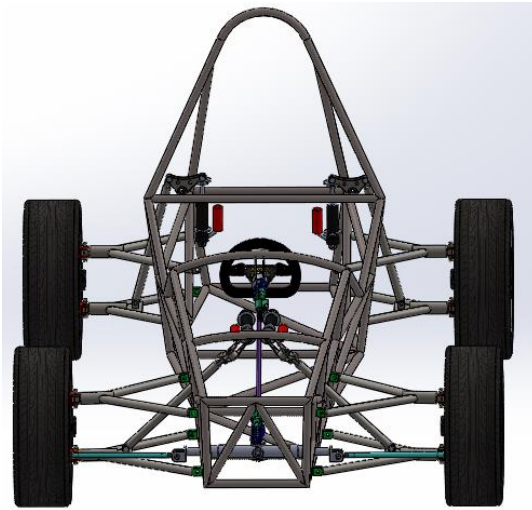


Fuente: autor

Las bieletas quedaron perpendiculares a la mangueta como se muestra en la figura 31.

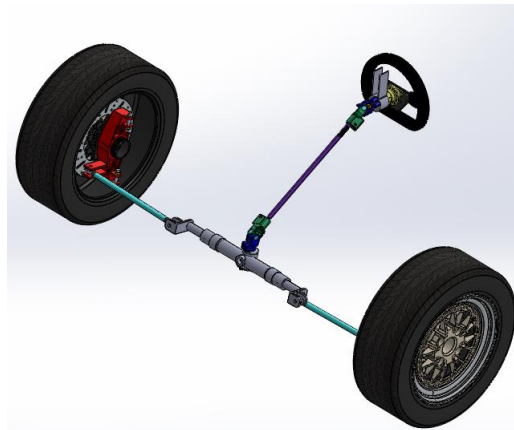
En la figura 32 se muestra el ensamble de la barra de dirección acoplado con las juntas universales que une el mecanismo de dirección con el mecanismo del volante.

Figura 39. Ensamble de la barra de dirección.



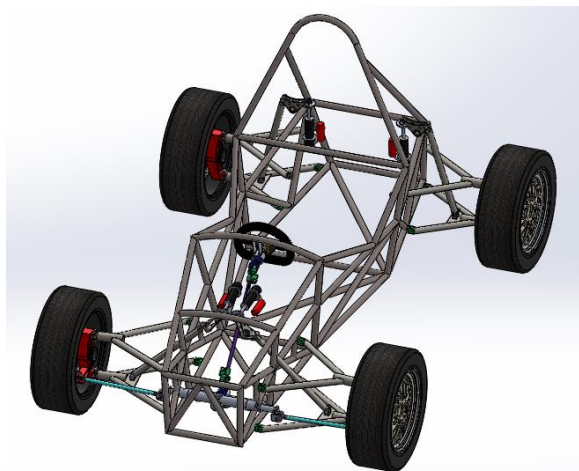
Fuente: Autor.

Figura 40. Sistema de dirección



Fuente: autor.

Figura 41. Sistema de dirección ensamblado

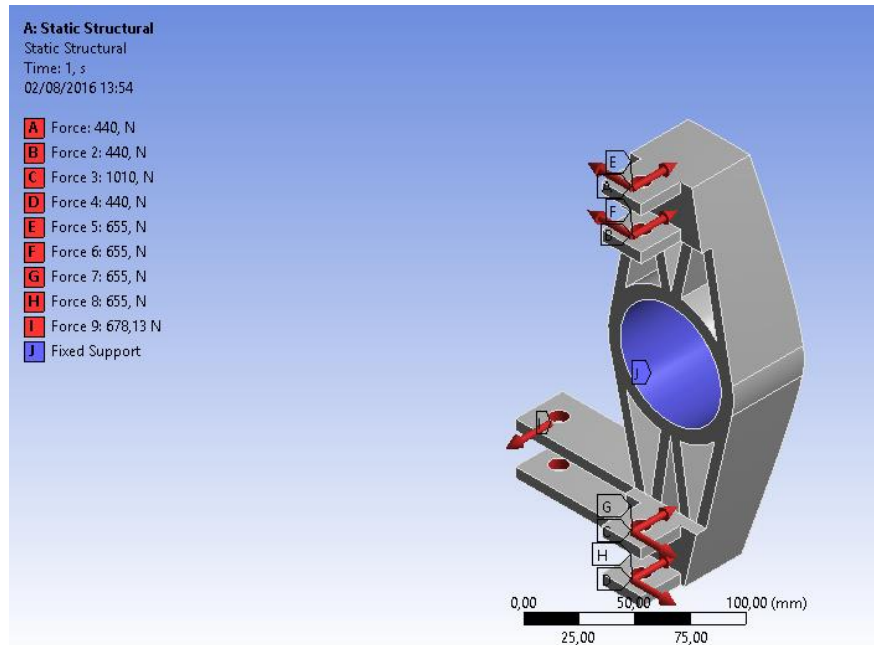


Fuente: autor.

3.10.3 *Análisis de la mangueta con el brazo de dirección.*

La mayor sollicitación que va a sufrir el sistema de dirección es cuando el vehículo este en reposo y se mueve el volante por ello se tomó como carga máxima la generada en ese instante la cual es de 678,13N es la fuerza con la que la cremallera desplaza a la mangueta.

Figura 42. Aplicación de la fuerza de dirección.



Fuente: Autor.

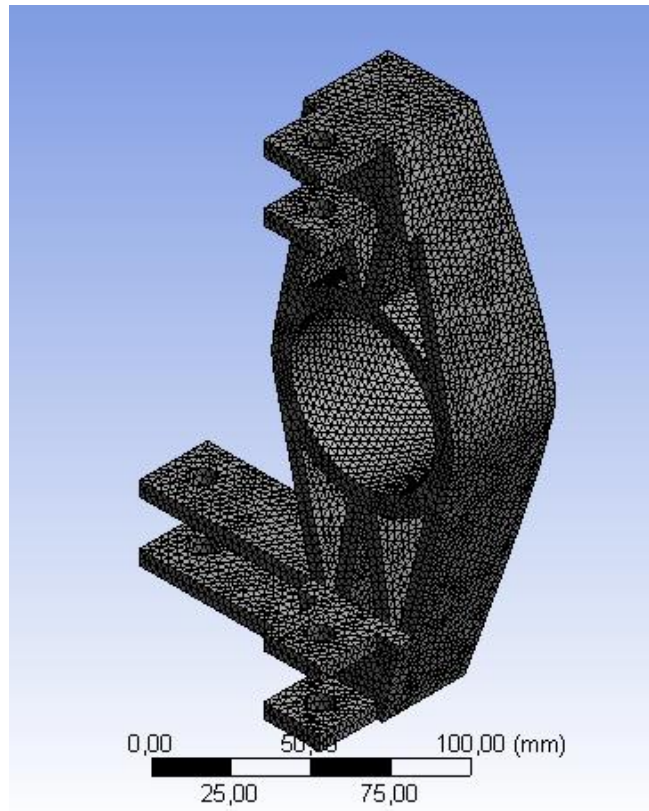
En la figura 23 se representa lo puntos de sujeción y aplicación de las fuerzas en las manguetas. Los valores de carga que actúan sobre la mangueta fueron determinados en la tesis "DISEÑO Y CONSTRUCCION DE UN SISTEMA DE SUSPENCION PARA UN VEHICULO TIPO FORMULA PARA LA ESCUELA DE INGENIERIA AUTOMOTRIZ" para lo cual se aplica un fuerza de dirección para verificar su análisis estático

Las manguetas que se van analizar es con acero ASTM A 36 material que posee una resistencia a la fluencia de 250MPa.

3.10.4 *Mallado de la mangueta.*

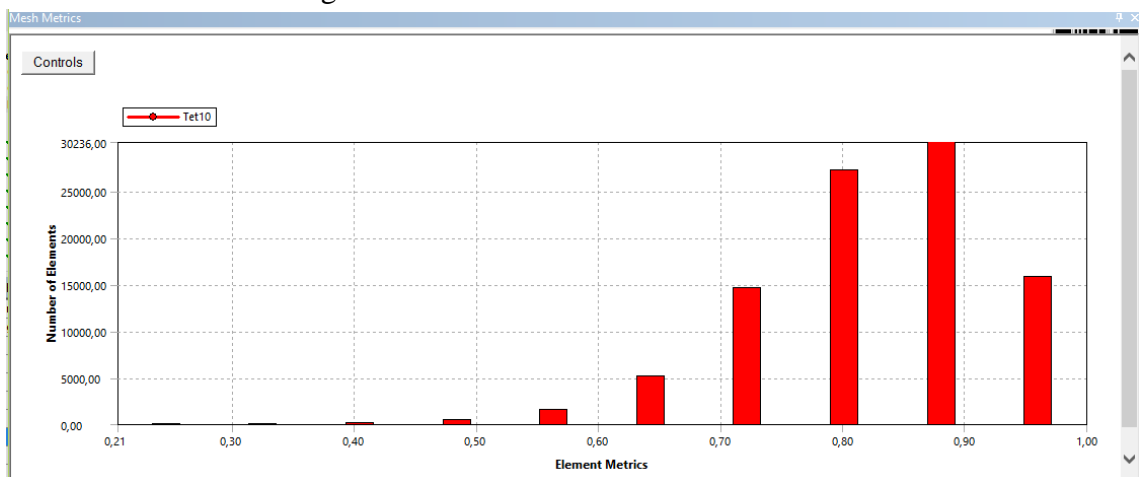
La malla establecida por la mangueta consta de 947983 elementos y una calidad del elemento en promedio de 0,827 parámetros que establecen que el análisis tenga una aproximación lo más cercana a la realidad reduciendo los errores en las simulaciones.

Figura 43. Mallado de la mangueta



Fuente: Autor.

Figura 44. Calidad del elemento en la malla

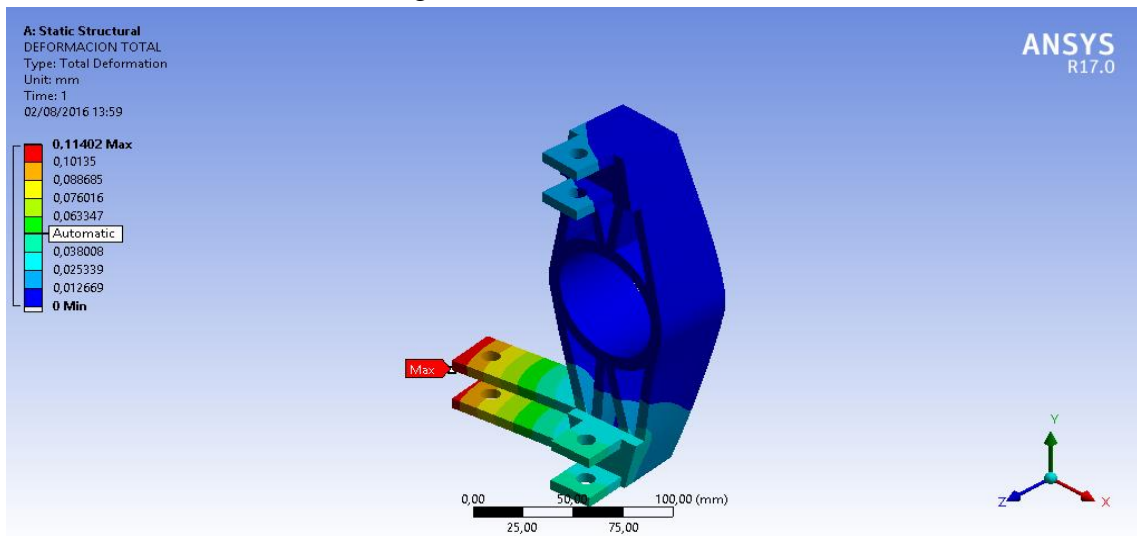


Fuente: Autor.

Los valores obtenidos de la métrica calidad de la malla establecen una adecuada relación entre la longitud del elemento y el volumen que nos da como resultado la proximidad a 1, mediante la cual se establece una distribución de esfuerzos lo más exacta al comportamiento real del componente.

3.10.5 Resultados de simulación de la mangueta.

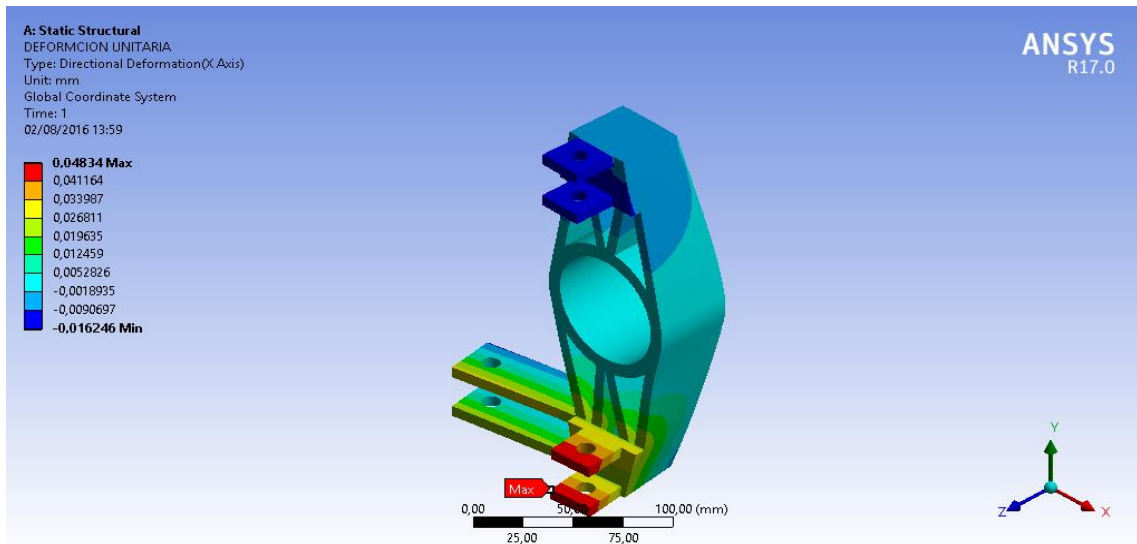
Figura 45. Deformación total



Fuente: Autor.

Se representa la deformación total máxima de la mangueta con un valor máximo de 0,114 localizada en el anclaje del brazo de la dirección de la mangueta.

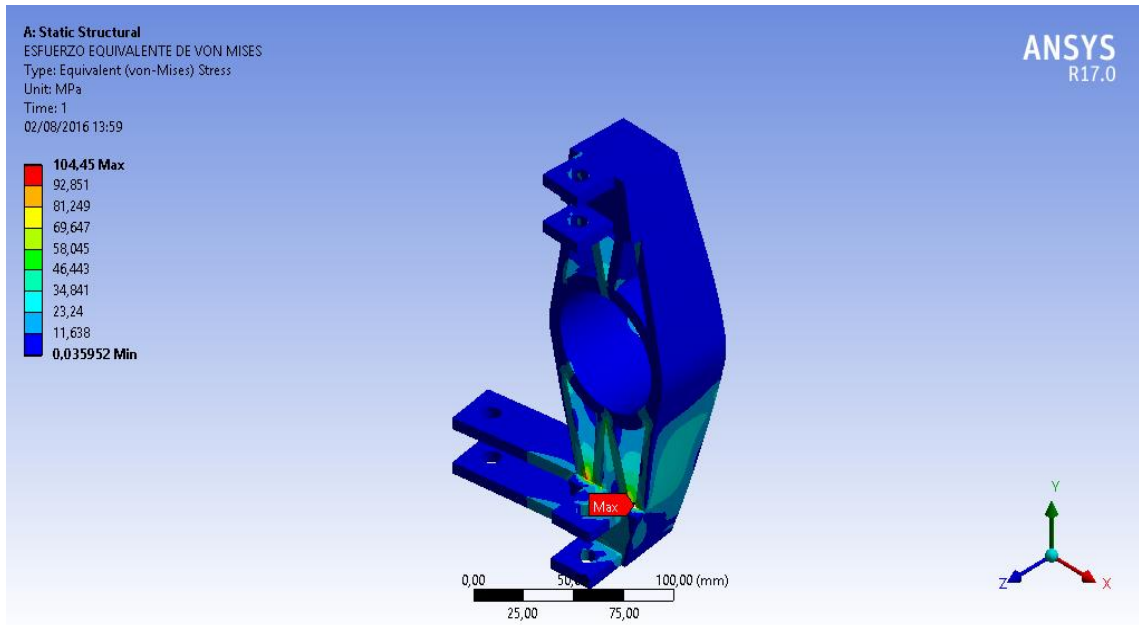
Figura 46. Deformación unitaria.



Fuente: Autor.

Se representa la deformación unitaria con un valor máximo de 0,048 que se encuentra en los anclajes de la mesa inferior de la suspensión.

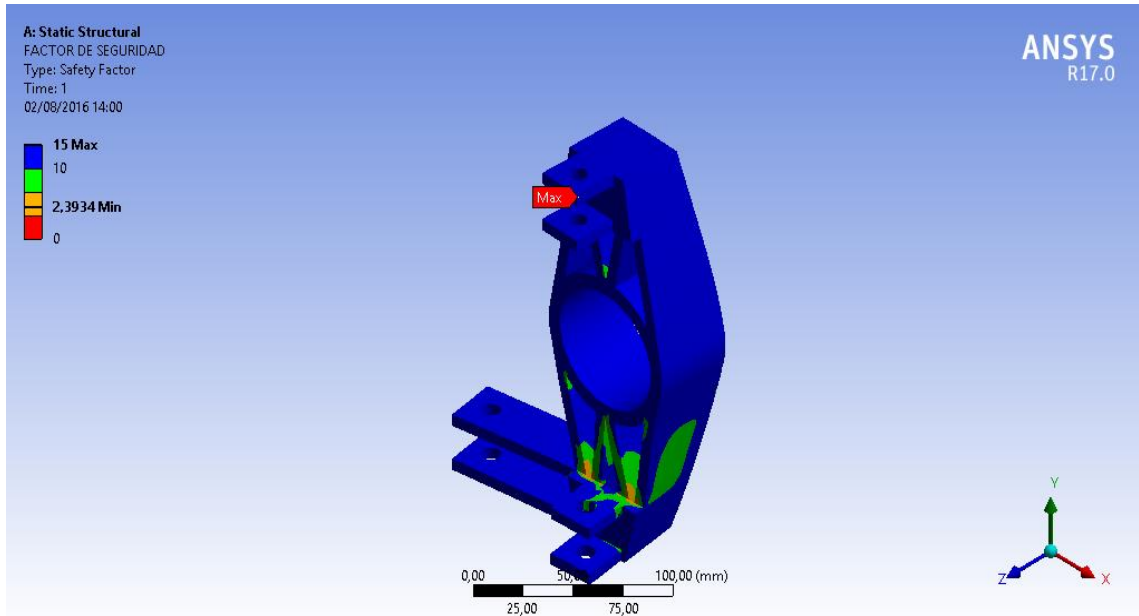
Figura 47. Esfuerzo equivalente de Von Mises



Fuente: Autor.

Se representa el esfuerzo de Von Mises con un valor máximo de 104,45Mpa valor que se encuentra por debajo del límite de fluencia del material empleado.

Figura 48. Factor de seguridad.



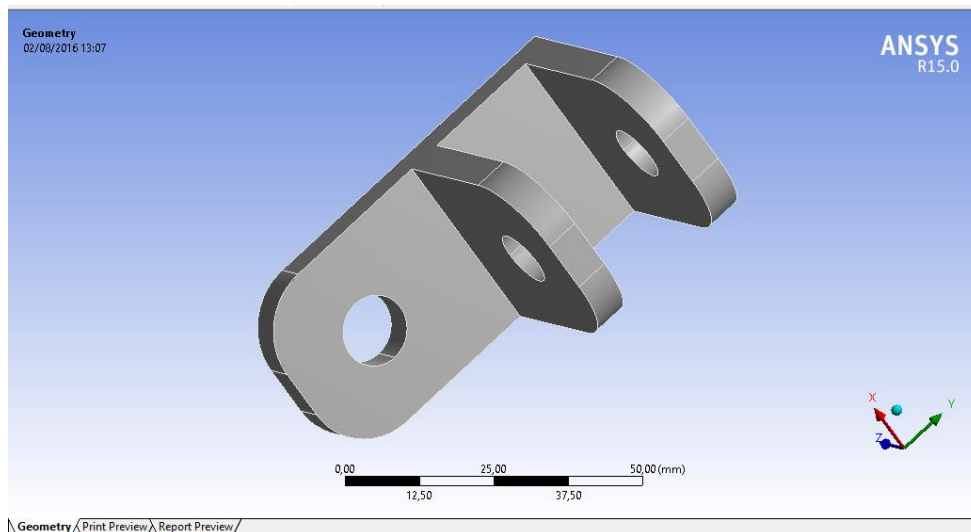
Fuente: Autor

Representa el factor de seguridad de la mangueta con un valor de 2,39, indicativo que permite avalar el funcionamiento de este elemento que fue simulado en un escenario con condiciones extremas.

3.10.6 *Análisis del acople de la dirección.*

Este elemento está sometido a la misma carga que el brazo de la dirección de la mangueta que es 678,13N que es la fuerza lateral con la que la cremallera gira la rueda. El material con el que se realiza el análisis es ASTM A36.

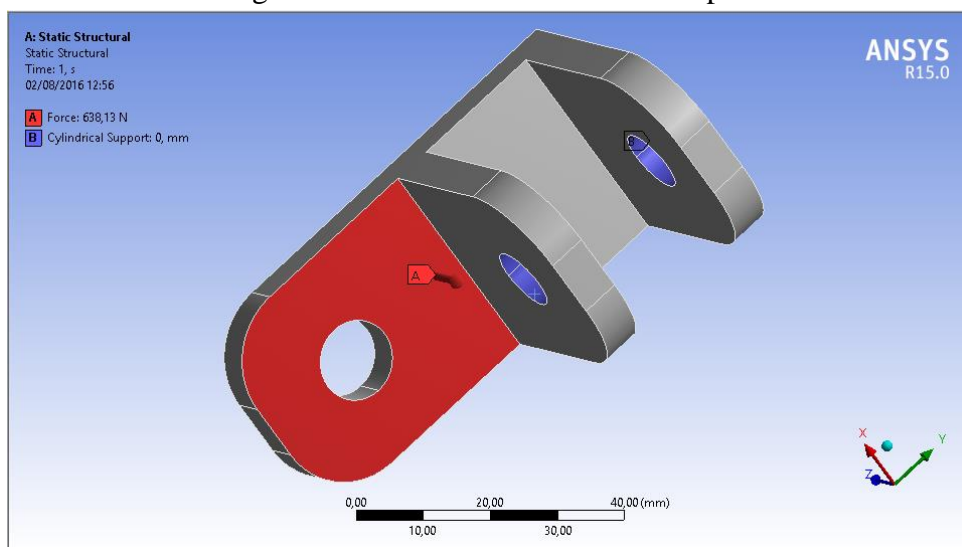
Figura 49. Acople de la dirección.



Fuente: Autor.

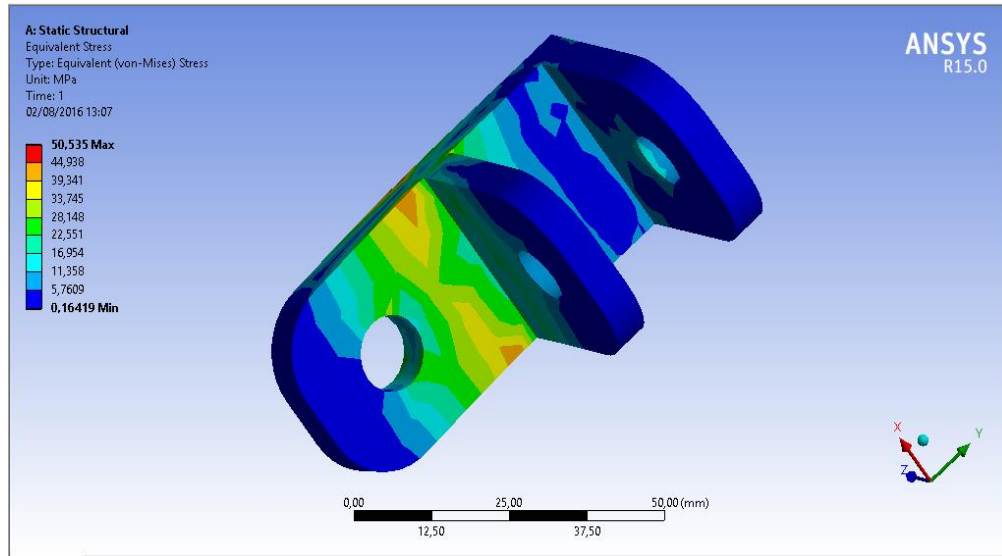
Este elemento se va a desplazar igual que el brazo de la cremallera se aplica la fuerza.

Figura 50. Ubicación de la fuerza acople.



Fuente: Autor.

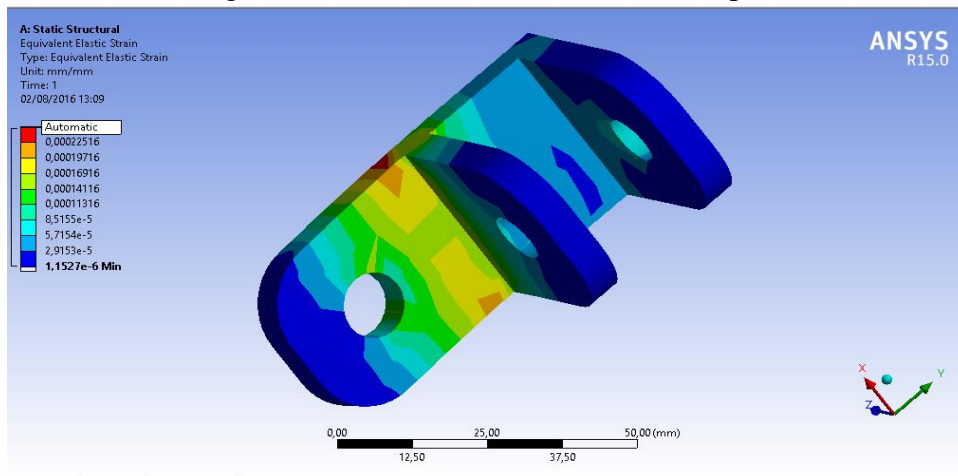
Figura 51. Esfuerzo equivalente de Von Mises acople.



Fuente: Autor.

Se representa el esfuerzo equivalente de Von Mises con un valor máximo 50,53Mpa valor que se encuentra por debajo del límite de fluencia del material escogido.

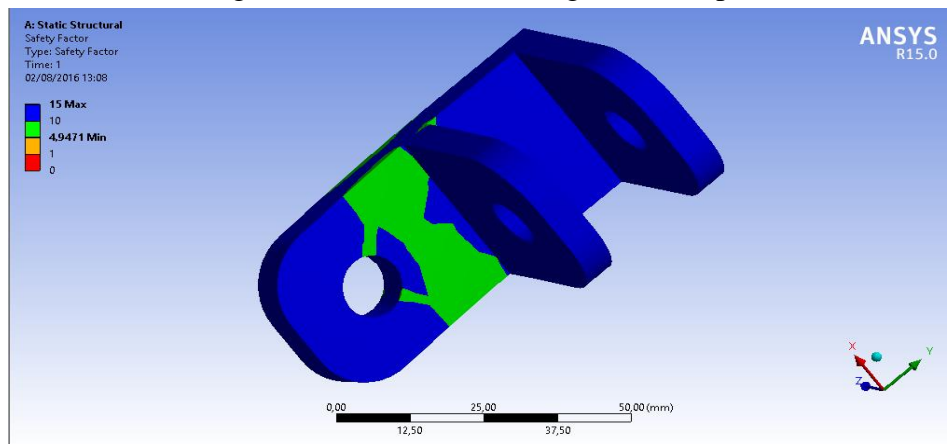
Figura 52. Deformación unitaria total acople.



Fuente: Autor.

Se representa la deformación unitaria con un valor máximo de 0,00025.

Figura 53. Coeficiente de seguridad acople.



Fuente: Autor.

El coeficiente de seguridad tiene un valor de 4,9 que nos permite avalar el funcionamiento de dicho elemento ya que es una pieza que transmite la fuerza de la cremallera a la mangueta el coeficiente de seguridad es el óptimo.

CAPÍTULO IV

4. Construcción del sistema.

4.1 Construcción de la mangueta.

La mangueta se construyó con una chapa metálica de acero ASTM A36 bajo los requerimientos del sistema de suspensión, dirección y frenos.

4.1.1 *Corte de las platinas.*

Para el corte de las platinas se hizo mediante el plano de las manguetas para la cual utilizamos platina de 4mm de espesor se utilizaron las siguientes herramientas.

Figura 54. Herramientas y quipo a utilizar



Fuente: Autor.

Después de tener listo el material las herramientas y el equipo a utilizar se procedió a cortar

Figura 55. Corte de las platinas



Fuente: Autor.

Figura 56. Piezas cortadas



Fuente: Autor.

Para la soldadura de estas piezas se va a utilizar la suelda GMAW.

Figura 57. Equipo a utilizar GMAW.



Fuente: Autor.

Se realizó una matriz con las medidas de las manguetas para una fácil soldadura.

Figura 58. Matriz mangueta.



Fuente: Autor.

Proceso de soldadura de la mangueta.

Figura 59. Suelda GMAW



Fuente: Autor.

Colocación de los brazos de dirección en la mangueta.

Figura 60. Brazos de dirección en la mangueta



Fuente: Autor.

Figura 61. Mangueta final.



Fuente: Autor.

4.2 Construcción del soporte del volante.

Para la construcción del volante se ha utilizado platinas de acero ASTM A36 y acero de transmisión, las cuales son soldadas al arco frontal del chasis.

Figura 62. Soporte del volante



Fuente: Autor.

Se debe tener en cuenta la figura 19. Posición del volante.

4.3 Colocación del mecanismo de liberación y el volante.

Se presio un eje que pase por el soporte anteriormente construido que va unido al mecanismo de liberación y en el otro extremo a una junta universal.

Figura 63. Colocación del eje del mecanismo de liberación.



Fuente: Autor

Figura 64. Unión junta universal y mecanismo de liberación



Fuente: Autor.

Después se procede a colocar el volante en el mecanismo de liberación y todo este conjunto al soporte del volante.

Figura 65. Colocación en el soporte del volante



Fuente: Autor.

4.4 Bases del mecanismo piñón cremallera.

Para la colocación del mecanismo piñón cremallera se toma en cuenta la posición del brazo de dirección de la mangueta y de la distancia entre ejes como su distancia al centro de gravedad. La posición más adecuada fue a 30cm de la parte frontal del chasis.

Figura 66. Bases del mecanismo piñón cremallera



Fuente: autor.

Figura 67. Ensamble de las bases.



Fuente: Autor.

Estas bases son sujetas a una platina de acero ASTM A36 de 6mm que es soldada en la parte de abajo del piso del prototipo.

4.5 Construcción de la columna de dirección y su ensamble.

La columna es construida en un tubo hueco de acero ASTM A36 de 19mm de diámetro mayor y 15mm de diámetro menor y para sus extremos fue construido en una máquina de torno sus respectivos estriados teniendo en cuenta el estriado de la junta universal para que encaje correctamente.

Figura 68. Columna de dirección.



Fuente: Autor.

Construida la columna de dirección se acopla la junta universal y se une del volante al mecanismo piñón cremallera.

Figura 69. Ensamble columna de dirección.



Fuente: Autor.

4.6 Topes de la dirección.

Son los encargados de detener el recorrido de la cremallera para formar los ángulos de dirección y que el neumático no tope con la carrocería fueron mecanizados en una máquina de torno en acero de transmisión.

Figura 70. Topes de dirección.



Fuente: Autor.

Figura 71. Topes de dirección.



Fuente: Autor.

4.7 Construcción y ensamble de las bieletas.

Se utilizó acero ASTM A36 y en sus extremos se manufacturo unos bocines de rosca izquierda y rosca con sus respectivas tuercas aseguramiento para su respectivo regulamiento.

Figura 72



Fuente: Autor.

Estas son sujetas al acople de dirección que unen las bieletas con la cremallera y el otro extremo de las bieletas son ancladas a la mangueta.

Figura 73. Ensamble de la bieleta.



Fuente: Autor.

4.8 Resultado del ensamble final

Figura 74. Ensamble final



Fuente: Autor.

CAPÍTULO V

5. COSTOS

Para la elaboración del sistema de dirección se tomaron en cuenta las etapas de diseño y posteriormente la construcción del mismo, la fase de construcción se consideró elemental para realizar el análisis de costos, sin dejar de lado la fase de diseño asistido por software.

5.1 Costos directos.

Los costos directos se asocian a los gastos del proyecto de forma muy clara los cuales constan de costos de materia prima, piezas y mecanismo adquirido, precio de tubos, el proceso de corte y soldadura, terminación y acabados así como la mano de obra. Son los puntos a tomar en cuenta.

Tabla 3. Lista de materiales y costos.

Cantidad	Descripción	Valor Unitario (USD)	Valor Total (USD)
1	Mecanismo de dirección	839	839
1	Mecanismo de liberación del volante	50	50
1	Volante	160	160
2	Juntas universales	30	60
4	Rotulas	31	124
1/2	Tubo ASTM A36 d= 3/4in x 2mm	18	9
1	Platina ASTM A 36 2in x 4mm	5	5
1	Platina ASTM A 36 2in x 6mm	5	5
8	Pernos	0,35	2,80
8	Tuercas de presión	0,25	2
2	Discos de corte y desbaste	1,75	3,50
TOTAL			1260,30

Fuente: Autor.

En la siguiente tabla se detallan los costos de equipos utilizados por hora.

Tabla 4. Lista de equipos a utiliza y costos

Descripción	Costo por hora (USD)	Hora-equipos	Valor (USD)
Herramienta menor	1,00	10	10,00
Amoladora	2,00	20	40,00
Soldadora eléctrica	5,00	3	15,00
Soldadora GMAW	40,00	2	80,00
TOTAL			145,00

Fuente: Autor.

Los costos de mano de obra se dan por soldadura y por mecanizado.

Tabla 5. Costos de mano de obra.

Descripción	Salario real Hora (USD)	Hora-hombre	Valor (USD)
Soldador	10,00	3	30,00
Mecanizado	20,00	4	80,00
Maestro	2,00	30	60,00
TOTAL			170,00

Fuente: autor.

En la siguiente tabla se detallan los costos de transporte

Tabla 6. Costos de transporte

Descripción	Valor (USD)	
Mecanismo de dirección, volante, mecanismo de liberación	350,00	
Rotulas	5,00	
Tubos, platinas	3,00	
Transporte del chasis	10,00	
Pernos y tuercas	2,00	
TOTAL		370,00

Fuente: autor.

5.2 Costos indirectos.

Los costos indirectos no intervienen directamente en la fabricación del chasis pero hay que tenerlos en cuenta en el desarrollo del mismo.

5.3 Costos totales.

Tabla 7. Costos totales.

Costos directos (USD)		
	Materiales	1260,30
	Equipos	145,00
	Mano de obra	170,00
	Transporte	370,00
Total costos directos (USD)		1945,30
Costos indirectos (USD)		
	10% de costos directos	194,53
	Documentación y descripción	300
Total costos (USD)		2439,00

Fuente: Autor.

CAPITULO VI

6. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

6.1 Conclusiones

El estudio que se realizó al sistema de dirección nos permitió conocer su funcionamiento y los elementos que lo componen, para entender cuáles son los elementos que van a ser construidos y seleccionados.

Mediante el diseño realizado en solidwork se pudo analizar cómo se va a visualizar el sistema una vez ensamblado y así obtener los planos para su construcción y ensamble.

El análisis de los elementos diseñados mediante paquetes computarizados, cálculos de diseño cumple con un coeficiente de seguridad aceptable ya que dichos elementos son de vital importancia para el sistema. Al igual que los elementos que fueron seleccionados bajo criterios de diseño y cumpliendo la normativa.

La construcción del sistema de dirección se realizó mediante el diseño realizado en solidwork y cumpliendo la normativa impuesta por la formula SAE para el sistema de dirección teniendo en cuenta que sea una dirección segura y confiable.

6.2 Recomendaciones

Para un futuro proceso similar al expuesto en el trabajo realizado se recomienda tener en cuenta un estudio profundo de las normas para los sistemas de suspensión, dirección y frenos ya que estos tres sistemas trabajan en conjunto y tienen mucha dependencia uno del otro.

El análisis por ingeniería asistida se recomienda ejecutarlo con un software especializado en ello, como es nuestro caso el ansys que ha demostrado su efectividad y precisión en los resultados arrojados.

Tomar muy en cuenta los criterios de diseño expuestos en artículos publicados en la página de la formula SAE ya que nos ayudan mucho en el diseño y selección de elementos.

Se considera necesario intentar reducir el valor de las masas de los elementos del prototipo, lo cual contribuirá a una mejora de su comportamiento dinámico.

BIBLIOGRAFÍA

Fox, steven. *Cockpit Control Forces* 2010, SAE, pág. 3.

D.Guillespie, Thomas. *fundamentals of vehicle dynamics*. s.l. : Society of Automotive Engineers, 1992.

daniel alvarez mantaras, pablo luque rodríguez, carlos vera. *Ingeniería del automóvil. Sistemas y comportamiento dinámico*. Madrid, España : Thomson, 2008.

Gonzalez T, Del Rio G, Tena J, torres B. *circuitos de fluidos suspensión y dirección*. s.l. : Editex, 2011.

L, Rowe R. Jeffus. *Manual de soldadura GMAW (MIG-MAG)*. Madrid : Paraninfo, 2008.

Luque P, Alvarez D, Vera C. *Ingeniería del automóvil: sistemas y comportamiento dinámico*. Madrid : Paraninfo, 2008.

Martin, Jesus Calvo. 1997. *mecánica del automóvil*. zaragoza : Reverte, 1997.

N, Jimenez A. Veintimilla. *diseño y construcción del chasis de un vehículo de competencia fórmula "sae" para la escuela de ingeniería automotriz*. Riobamba : s.n., 2015.

Nuviala, Daniel. *Descripción y diseño del sistema de dirección para un coche de fórmula student*. Zaragoza : s.n., 2011.

Ocaña, Elena Criado. *diseño y cálculo del sistema de frenado para un prototipo fórmula student*. Leganés : s.n., 2012.

SAE INTERNATIONAL. *2015 Formula SAE® Rules*. 2014.

—. **2015.** *2015 Formula SAE® Rules*. 2015.

Viñas, Gregorio Vizán. *Estructuras del vehículo* . s.l. : editex.