

**UNIVERSIDAD FERMÍN TORO  
VICE-RECTORADO ACADÉMICO  
FACULTAD DE INGENIERÍA  
ESCUELA DE INGENIERÍA EN MANTENIMIENTO MECÁNICO**

**DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN SISTEMA DE SUSPENSIÓN TIPO  
PUSH ROD PARA EL PROTOTIPO DE VEHÍCULO MONOPLAZA  
2014 DEL EQUIPO FÓRMULA SAE DE LA  
UNIVERSIDAD FERMÍN TORO**

**Autor:** Br. Martin J. Pacheco B.  
**Tutor:** Ing. Diego Betancur

**CABUDARE, MARZO DEL 2014**

**UNIVERSIDAD FERMÍN TORO  
VICE-RECTORADO ACADÉMICO  
FACULTAD DE INGENIERÍA  
ESCUELA DE INGENIERÍA EN MANTENIMIENTO MECÁNICO**

**DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN SISTEMA DE SUSPENSIÓN TIPO  
PUSH ROD PARA EL PROTOTIPO DE VEHÍCULO MONOPLAZA  
2014 DEL EQUIPO FÓRMULA SAE DE LA  
UNIVERSIDAD FERMÍN TORO**

Trabajo de grado presentado como requisito para optar al título de Ingeniero en  
Mantenimiento Mecánico

**Autor:** Br. Martin J. Pacheco B.  
**Tutor:** Ing. Diego Betancur

**CABUDARE, MARZO DEL 2014**

**DEDICATORIA**

A mis abuelos José, Gisela, Adolfo e Ida.

A mis tíos Franklin y Gustavo

por ser siempre una inspiración.

A mis padres por apoyarme incondicionalmente

y por alentarme a la excelencia.

## **.AGRADECIMIENTO**

A Dios por encima de todas las cosas por darme fuerzas para lograr todas mis metas propuestas.

A mi hermano José Luis por apoyarme, compartir conmigo y ser una de las pocas personas que comprende muchas de mis ideas.

A mis primas Ana, Mildred, María, y Daniela por estar siempre conmigo como hermanas y por ayudarme a encontrar mi vocación por los automóviles.

A mis primos Carlos Miguel, Rosa y Elena, Jesús, Katherine, Luis, Evert, Edward, José Ricardo, Andrés, Miranda y Miguel por ser mis segundos hermanos.

A todos mis tíos, primos y padrinos por quererme siempre y nunca dejarme solo, ustedes son la mejor familia. En especial a mis tíos Andrés, Idalia, Julio y Zoa por estar siempre pendiente de mi durante toda la carrera y apoyarme en todo momento.

A mi tío Cheli por ser un ejemplo a seguir y siempre apoyarme en todo, gracias también por todos los libros que me diste.

A la familia Portillo Carrasco por alentarme en cada oportunidad a lograr mis metas, y en especial a Fabiola Portillo por estar conmigo estos últimos años y amarme tal como soy.

Al Colegio Las Colinas y sus profesores por darme todas las herramientas para lograr las metas a lo largo de mi vida.

A mis amigos de Formula SAE-UFT por compartir mi locura por los automóviles y darme la oportunidad de trabajar junto a ellos, ustedes son mi segunda familia.

A Andrés Rodríguez por ser un buen amigo, brindarme su hospitalidad durante todas las horas de estudio en los primeros semestres de la carrera y por compartir siempre las ideas de cómo hacer de éste un mejor país para todos.

A Galaor Buoli por ser una gran persona y amigo, con el que me aseguré que no solo yo estoy loco, además de todo el apoyo brindado en la carrera y en el taller.

A mis amigos Emilio Lima, Carmayling Barrientos, Adrián Lara y Renato Bimonte por ser siempre las personas con las que pude contar durante la carrera, gracias por todo su apoyo.

A Eliana y Elianita por compartir conmigo mi pasión por los carros, ustedes son como una tía y una prima para mí.

A mis amigos Luis Arrieche, Marianela Hurtado, Doménico Di Benedetto, Paola Amaro, Francisco Dávila, Giuseppe Marsiglia, Keyli Padron, Pausides Querales, Rafael Herrera, Rafael Alcalde, Alejandro Vásquez, Yhomar Santana, Miguel Linares, Thomas Fritsche, Carlos Corral, Joao Fernandes, Leonardo Gomez, Henri Rodríguez, Guillermo Falasca, Edgardo Hoyle, Eliezer Castañeda, Francisco Castillo y Carlos Miliani por compartir conmigo durante la carrera.

A mis profesores Wilmer Pacheco, Oswaldo Peralta, Juan Sánchez, Dilcia López, Milagro Peña, Ángel Ortiz, Gerber, Arturo Lewis, Luis Rodríguez, Douglas Barraez, Aidza Chaviel, Jose Higuera, Daniel Duque, Diego Betancur por confiar siempre en mí

y alentarme a seguir adelante, gracias no solo por todo lo que me enseñaron durante estos 5 años sino también por enseñarme a ser mejor persona.

Al profesor Jesús Guerrero por ser el mejor Director de Escuela de toda la universidad y un buen amigo.

Sobretudo quiero agradecer al profesor Felipe Giménez por estar regañándome siempre y echándome la culpa de todo en el taller, estaré siempre agradecido por todo lo que me enseñaste.

Quiero dedicar un agradecimiento especial también a todos los patrocinantes que apoyan el proyecto de Formula SAE-UFT, A 3M por ser los primeros en confiar en nosotros y darnos la confianza para lograr éste proyecto, a Sharkguias.com por su colaboración en la construcción del chasis y los materiales donados, al equipo Formula SAE-UCV por ser tan locos por los autos como nosotros y por compartir su conocimiento con un equipo que apenas va comenzando, pero que entre todos buscamos el mismo fin que es construir carros en Venezuela, a la Universidad Fermín Toro por creer en nosotros desde un principio y apoyarnos incondicionalmente, y finalmente al taller D-Metal + por depositar su confianza en nosotros, por todas las grandes ideas que logramos trabajando en equipo y por toda la ayuda para el proceso de construcción de éste sueño.

A todos ustedes les estaré eternamente agradecido

**UNIVERSIDAD FERMÍN TORO  
VICERRECTORADO ACADÉMICO  
FACULTAD DE INGENIERÍA  
ESCUELA DE MANTENIMIENTO MECÁNICO**

**DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN SISTEMA DE SUSPENSIÓN TIPO  
PUSH ROD PARA EL PROTOTIPO DE VEHÍCULO MONOPLAZA  
2014 DEL EQUIPO FÓRMULA SAE DE LA  
UNIVERSIDAD FERMÍN TORO**

**Autor:** Br. Martin Pacehco B.

**Tutor:** Ing. Diego Betancur

**Año:** 2014

**RESUMEN**

Ésta investigación se hace con la finalidad de diseñar y construir un sistema de suspensión tipo push rod para el prototipo 2014 del vehículo Formula SAE de la Universidad Fermín Toro, el mismo se enmarca dentro de la modalidad de Producción de Ingenio debido a que resuelve de manera inmediata la carencia de uno de los elementos del prototipo, aportando así la solución al problema del Grupo de Investigación Formula SAE-UFT con la construcción del sistema de suspensión óptimo para la competencia. La investigación se enmarca dentro del Eje Rector: Proyectos y Máquinas; cuya línea de investigación es “Diseño rediseño y optimización de sistemas productivos, máquinas, equipos y dispositivos que fomentan nuevas tecnologías, siguiendo las políticas de investigación de la Universidad Fermín Toro”. Se utilizaron herramientas como la recolección de datos a través de la observación directa, entrevistas no estructuradas y revisión bibliográfica. La investigación contiene introducción, justificación, descripción del producto, procedimientos utilizados para la producción y por último la modelización. **Descriptor:** Diseño, Sistema de Suspensión, Formula SAE.

## ÍNDICE GENERAL

<b>DEDICATORIA.....</b>	iii
<b>AGRADECIMIENTO.....</b>	iv
<b>RESUMEN.....</b>	vii
<b>ÍNDICE GENERAL.....</b>	viii
<b>LISTA DE CUADROS Y FIGURAS.....</b>	x
<b>INTRODUCCIÓN.....</b>	1
<b>JUSTIFICACIÓN.....</b>	10
<b>DESCRIPCIÓN DEL PRODUCTO.....</b>	12
Antecedentes de la Investigación.....	12
Bases Teóricas.....	15
Definición de Términos Básicos.....	57
<b>CARACTERÍSTICAS DEL SISTEMA DE SUSPENSIÓN.....</b>	62
Restricciones de la Norma SAE para Fórmula.....	62
Tipo de Suspensión.....	65
Fines a los que se Destinan los Bienes y Servicios.....	65
<b>PROCEDIMIENTO UTILIZADO PARA LA PRODUCCIÓN.....</b>	68
Procedimiento de Diseño.....	68
Técnica utilizada para el Diseño de los Componentes.....	91
<b>MODELIZACIÓN DEL SISTEMA DE SUSPENSIÓN.....</b>	104
Modelización de la Barra Push Rod.....	104
Modelización de los Brazos Wishbone.....	105



Modelización del Rocker.....	108
<b>PROCESO DE FABRICACIÓN DEL SISTEMA DE SUSPENSIÓN.....</b>	<b>111</b>
Método de Corte y Preparación de los Brazos Wishbone.....	111
Proceso de Construcción del Rocker.....	115
Proceso de Fabricación de Barras Push Rod.....	116
Costos de Fabricación.....	117
<b>CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES.....</b>	<b>118</b>
Conclusiones.....	118
Recomendaciones.....	119
<b>CRONOGRAMA DE TRABAJO.....</b>	<b>121</b>
<b>REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....</b>	<b>122</b>
<b>ANEXOS.....</b>	<b>125</b>

## LISTA DE CUADROS Y FIGURAS

<b>CUADRO</b>	<b>P.</b>
1. Peso del Piloto	70
2. Componentes de FSAE-UFT	72
3. Peso y Designación de Elementos Suspendidos	74
4. Cálculo del Centroide en X	75
5. Cálculo del Centroide en Y	75
6. Características de los Monoshock Conseguídos	93
7. Relación de Rocker	99
8. Tubos de Acero en el Mercado de Barquisimeto	101
9. Costos de Fabricación	117
<b>FIGURAS</b>	<b>P.</b>
1. Suspensión de eje rígido y de rueda independiente	19
2. Esquema de suspensión independiente tipo McPherson	20
3. Suspensión independiente de doble brazo tipo Wishbone	22
4. Suspensión independiente tipo Push Rod y Pull Rod	24
5. Suspensión Push Rod horizontal en el monoplaza Williams GP2	25
6. Suspensión tipo Pull Rod en Formula SAE	26

	11
7. Suspensión tipo Push Rod en Formula SAE	26
8. Cálculos de centroides de acuerdo a la figura	28
9. Ubicación del Roll center entre las ruedas en vista frontal	30
10. Ángulo exagerado de Camber en un vehículo	31
11. Variación del camber en función del efecto Roll	32
12. Ángulo de Caster	33
13. Modelo gráfico de vehículo con diferencial bloqueado	35
14. Ángulo de Ackermann	36
15. Ángulo de agarre máximo	38
16. Fuerzas actuantes en las ruedas	41
17. Suspensión Push Rod con monoshock y Rocker	46
18. Partes de un resorte helicoidal	47
19. Diámetros del alambre estandarizados	48
20. Brazos wishbone en V	51
21. Barra para control de Toe en eje trasero con suspensión Pull Rod	53
22. Espacio para Monoshock y Rocker en la parte frontal del chasis	55
23. Efectos Roll, Yaw y Pitch	59
24. Plano del circuito Skid Pad	64
25. Geometría estimada del piloto	69
26. Geometría y Centroide del Chasis	70
27. Motor de FSAE-UFT suspendido	71
28. Amortiguadores, Batería y Transmisión de FSAE-UFT	72

	12
29. Masas Suspendidas	73
30. Centroides de Masas Suspendidas	74
31. Centro de Gravedad del Monoplaza	76
32. Roll Center Delantero	78
33. Roll Center Trasero	80
34. Ángulo máximo de rotación permitido	81
35. Roll Center delantero en rotación	82
36. Roll Center trasero en rotación	82
37. Dimensiones del sistema de suspensión (vista lateral)	84
38. Dimensiones del sistema de suspensión (vista frontal)	85
39. Dimensiones del sistema de suspensión (vista trasera)	85
40. Dimensiones del sistema de suspensión (vista superior)	86
41. Valor de Corrección K de la tabla AF15	94
42. Cargas resultantes	98
43. Espacio para Monoshock y Rocker	99
44. Dimensiones de Rocker	100
45. Tabla AT7 Propiedades típicas de los materiales	103
46. Máxima deformación de la barra Push Rod crítica	105
47. Tensión máxima en brazo wishbone delantero	106
48. Deformación máxima en brazo wishbone delantero	107
49. Deformación y Tensión en brazo wishbone trasero	108
50. Máximo esfuerzo en el rocker delantero	109

51. Máximo esfuerzo en el rocker trasero	110
52. Corte de tubos para brazos wishbone y Barra Push Rod	112
53. Preparación de Bujes	113
54. Bujes de Poliuretano con barra roscada de ½ “	113
55. Bujes fijados al Chasis de Buoli (2013)	114
56. Brazo Wishbone delantero izquierdo con portamasas	114
57. Corte con plasma de Rocker	115
58. Ensamblaje de Rocker	115
59. Barra Push Rod trasera derecha	116

## INTRODUCCIÓN

A lo largo de la historia de la humanidad, el hombre se ha visto envuelto en una serie de necesidades que ha logrado superar a través del pensamiento creativo, una de ellas es el transporte que, desde la antigüedad se había venido realizando gracias al aprovechamiento de animales que impulsaban carretas con ruedas; pero fue en la revolución industrial cuando el hombre se dio cuenta que podía incorporar uno de los dispositivos desarrollados como lo es el motor de combustión interna para sustituir al animal que era el medio de potencia para las carretas, creando así el primer automóvil. Más adelante un ingeniero estadounidense llamado Henri Ford, logró llevar a las masas por primera vez esta *carreta sin caballo* como el primer automóvil de producción en masa, dando a pie a que se desarrollaran estudios y diferentes modelos para mejorar cada uno de sus componentes y ser adaptado a las necesidades de las personas, cada uno de los componentes del vehículo fueron desarrollados gracias a los avances en el diseño de los elementos de mecánicos.

Dentro de los primeros desarrollos que se hicieron en el sector automotriz está el combustible, que paso de alimentar a los motores de combustión interna con keroseno a otro de los derivados del petróleo siendo este la gasolina, otro de los cambios que primero surgieron en el diseño automotriz fue la forma estética del vehículo, en una época donde resultaba difícil innovar ya que muchas empresas se unieron a la industria automotriz, lograban diferenciarse a través de la forma, sin considerar aspectos que hoy en día son importantes como la aerodinámica, el consumo de combustible, la seguridad

y comodidad de los pasajeros.

Todo esto ha permitido hoy en día que se desarrollaran diferentes áreas del sector automotriz como por ejemplo vehículos de uso diario o particular, vehículos de carga, transporte masivo, deportivos, entre otros, que son producto de años de estudios y experiencia que se observa en países como Estados Unidos, Alemania, Italia, Japón e Inglaterra que son los líderes mundiales en cuanto al sector automotriz. Esta área es una de las más costosas de desarrollar en primera instancia, pero es una de las que más beneficios trae a largo plazo, por eso se crea una expectativa en cuanto a la participación de Venezuela como uno de los países que pueda llegar a liderar el desarrollo automotriz en un futuro. Una de las formas en las que se incentiva a tener este tipo de participación es a través de las competencias de ingenio automotriz como por ejemplo Fórmula SAE, que a través del ingenio de los estudiantes se busca desarrollar un prototipo de vehículo de carreras para ser probado y evaluado en una competencia internacional.

Una prueba fiel de que a través de la participación en categorías de competencia se puede lograr el conocimiento para el diseño en general de todo tipo de vehículos fue dada por el mismo Ferdinand Porsche, quien afirmaba que: “lo que es bueno para el rendimiento en carretera, es bueno también para la competición y, tras un detenido examen, se puede llegar a la conclusión de que participar en las carreras automovilísticas podría ser muy positivo.” Esto intenta expresar que a través de la participación en competencias de vehículos se puede lograr el desarrollo del sector

automotriz común.

Es necesario dejar claro primero qué es el diseño automotriz, siendo este una aplicación de la ingeniería para desarrollar los diferentes elementos tanto mecánicos, como electrónicos, ergonómicos y visuales de un vehículo, ésto parafraseando al Consejo de Diseño en su artículo web “una introducción al diseño automotriz” (An introduction to automotive design) propiamente un vehículo es una máquina, y como se especificaba anteriormente, conlleva un diseño en ingeniería, en el que Mott (2006) menciona que “el diseño de elementos de máquinas es parte integral del más extenso y general campo del diseño mecánico. Los diseñadores e ingenieros de diseño crean aparatos o sistemas que satisfagan necesidades específicas” (p. 3).

Para incentivar el diseño automotriz la Sociedad de Ingenieros Automotrices (SAE por sus siglas en inglés) creó en 1978 la competencia *Fórmula SAE* que invita a estudiantes de las distintas áreas de la ingeniería no solo a diseñar sino a construir un vehículo de carreras para luego ser evaluado de acuerdo a su desempeño y características por un jurado especialista en el sector automotriz mundial. La competencia busca desarrollar el ingenio en diseño de los diferentes componentes de los vehículos para lograr un impulso en la industria automotriz del mundo con ideas innovadoras. *Fórmula SAE* posee varias sedes, entre ellas Brasil, Inglaterra (Silverstone), Italia, Japón, Chicago, y Michigan, siendo esta última la que cuenta con la participación de más de 160 universidades de todo el mundo por ser la primera sede que se creó.



El autor Tommaso Innocenti, egresado del Politécnico de Torino y participante también de Formula SAE en su instituto nos explica en su libro “Análisis Dinámico de un Vehículo de Fórmula SAE” (2013)

El concepto detrás de Formula SAE es que una compañía de manufactura ficticia contrata a un grupo de diseñadores para desarrollar un auto de carreras estilo Formula. El prototipo es evaluado como ítem de producción de acuerdo a su potencial. Cada grupo de estudiantes diseña, construye y prueba un prototipo basado en una serie de normas, cuyo propósito es asegurar la seguridad del piloto en la pista (los vehículos son manejados por los mismos estudiantes) promoviendo la resolución de problemas. (p. 8).

En el 2008 la Universidad Fermín Toro al recibir una charla por un estudiante de una de las universidades venezolanas participantes, decidió integrarse a esta competencia, pero fue a mediados del 2012 que se consignó un Grupo de Investigación de la universidad llamado Fórmula SAE-UFT integrado por estudiantes de las distintas carreras, éste Grupo de Investigación busca la preparación completa, organizada y experimental de profesionales competitivos, que en un futuro cuenten con la experticia para poder solucionar problemas tanto en el campo laboral como en la vida cotidiana; esto a través de la organización para desarrollar el diseño y posterior construcción de un vehículo Fórmula SAE para competir a nivel internacional.

Fórmula SAE-UFT tiene como misión innovar en el diseño y construcción de vehículos Fórmula SAE y participar cada año formando profesionales integrales altamente competitivos, y como visión posicionar al equipo, a la Universidad Fermín Toro y a Venezuela en los niveles más altos de cada competencia de Fórmula SAE, así como también desarrollar mediante el ingenio las herramientas necesarias tanto para el

estudio, diseño y construcción de cada vehículo contribuyendo con la formación profesional e integral de los estudiantes pertenecientes a éste equipo, fomentando la constancia y responsabilidad para que en un futuro posean todas las herramientas y puedan ser profesionales competitivos.

Dentro de los objetivos que se plantea el Grupo de Investigación Formula SAE-UFT está la utilización de los conocimientos adquiridos en la universidad para diseñar y construir un vehículo monoplace bajo los niveles establecidos por la categoría Fórmula SAE, con la finalidad de llevar el nombre de la Universidad Fermín Toro por primera vez a la competencia Fórmula SAE International realizada en Michigan (Estados Unidos), junto con los patrocinantes que serán representados y dejar el nombre de Venezuela y la institución entre los primeros lugares de la competencia, además de dar continuidad al proyecto de investigación para seguir desarrollando prototipos de esta categoría y poder aportar conocimientos de diseño automotriz, organización a nivel estratégico-gerencial tanto a los estudiantes de la universidad como al estado Lara y Venezuela.

Una vez que Fórmula SAE-UFT estableció el proceso de planificación estratégica, decidió conformar un grupo multidisciplinario con estudiantes de las distintas carreras de la Universidad Fermín Toro, desde Comunicación Social que tienen el objetivo de publicitar el proyecto a nivel regional, nacional e internacional a través de reportajes, manejo de las redes sociales, logística en eventos; también se cuenta con la participación de Ingeniería en Telecomunicaciones y Computación, que se encargan

del diseño de la electrónica del carro, del manejo del sistema de adquisición de datos, telemetría; finalmente también lo integran estudiantes de la carrera Ingeniería en Mantenimiento Mecánico que propiamente son los encargados diseñar y construir el vehículo como tal, investigando y recogiendo todos los criterios de diseño para optimizar el carro para las pruebas de la competencia.

Toda esta estructura organizativa, está liderada por la figura de un presidente y un vicepresidente que se encargan de llevar la planificación de todas las actividades y hacer cumplir los objetivos a los grupos de trabajo, en este caso un grupo de logística y mercadeo integrado por estudiantes tanto de mecánica como comunicación social, un grupo de representantes legales conformado por la figura de Decano de Ingeniería y Director de Escuela de Mantenimiento Mecánico de la Universidad Fermín Toro, y finalmente un Grupo de Diseño integrado por estudiantes de las distintas Ingenierías. Dentro del grupo de diseño se encuentran departamentos de investigación que a continuación se mencionan. Chasis, Transmisión, Motor, Electrónica, Frenos, Aerodinámica, Dirección y Suspensión, siendo el investigador de éste trabajo de grado miembro y líder de este último departamento, por lo tanto tiene la función de investigar todo lo referente a los sistemas de suspensión, ser responsable del diseño y de la construcción del mismo.

Actualmente, por ser relativamente nuevo el grupo, no se cuenta con la propuesta técnica de muchos de los componentes que deben ser diseñados del prototipo monoplaza Fórmula SAE y mucho menos se cuenta con los componentes construidos

del vehículo, sin embargo en años anteriores antes de formalizar el Grupo de Investigación ya se hablaba de la competencia y del monoplaza en la universidad, una prueba de esto es el trabajo de Castellano (2009) quien propuso un diseño de un sistema de frenos para el vehículo, al igual que una máquina dobladora de tubos que fue construida bajo la modalidad de Producción de Ingenio por Santelíz (2010), así como también una propuesta de una matriz de ensamblaje o mesa de trabajo de soldadura por Guedez (2013), juntos estos dos elementos se usan para construir uno de los componentes del bólido, el chasis. Aun así no se cuenta con la propuesta de diseño de componentes como la transmisión, que es la encargada de distribuir la potencia del motor a las ruedas del vehículo optimizando aspectos como el par torsor, el agarre del vehículo y la aceleración, tampoco se cuenta con el sistema de dirección ni el carenado.

Hoy en día las normas de diseño dadas por SAE cada año han variado significativamente desde el 2009 lo que significa que el sistema de frenos diseñado anteriormente no tiene vigencia para la competencia, pero aun así se pueden utilizar los mismos conceptos de diseño pero adaptados a la norma 2014 dada por SAE. De la misma manera serán utilizados como apoyo en las metodologías de diseño, los trabajos de grado de Arrieche (2012), cuyo título es “Diseño y Construcción de un Prototipo Impeleo-Motriz para Generación de Corriente Eléctrica para Servicios Públicos Accionado por el Tránsito Automotor en la ciudad de Barquisimeto”, también Popa (2005) que lleva por título “Diseño de Sistema de Suspensión y Dirección para un vehículo de carreras Fórmula SAE en el 2005”, finalmente Cruz y Mesías (2013), que lleva por título “Diseño, Construcción e Implementación de Sistemas de Suspensión,

## Dirección y Frenos del Vehículo de Competencia Formula SAE 2012”

Como se mencionó anteriormente, en la Universidad Fermín Toro se empezó a hablar de Fórmula SAE en el 2008, y se llegó a formar un grupo de estudiantes de los altos semestres de Ingeniería en Mantenimiento Mecánico y se comenzó a trabajar en uno de los espacios de la universidad correspondiente al Taller de Procesos II, asignado para el grupo de Fórmula SAE. Debido a que se requería una formalización del grupo para participar en la competencia, no se logró encontrar la forma jurídica adecuada que lo representara ya que era un caso muy particular y nuevo para la institución, lo que produjo una desmotivación en muchos de sus participantes, dejando a su vez solo unos pocos interesados a los que se les dificultó el trabajo organizativo así como también el trabajo de investigación en diferentes áreas, por eso es que hoy en día, a pesar de que Formula SAE-UFT se formalizó como un Grupo de Investigación de la institución, aun no se cuenta con trabajos de investigación que correspondan con el desarrollo de un vehículo Formula SAE.

Por lo dicho en el segmento anterior, es que se denota la importancia de este trabajo de investigación, en crear esa *base de datos* de diseño automotriz referente al sistema de suspensión con la que antes no se contaba, lo que permitirá contar con al menos una propuesta en un área del sector automotriz muy importante que antes no se había tomado en cuenta en el Grupo de Investigación Fórmula SAE-UFT. Todo esto a su vez producirá un desarrollo en el grupo que permitirá mantener una motivación en sus integrantes, y dará pie a que parte de ellos analicen en un futuro diferentes ideas

innovadoras de cómo diseñar una suspensión más eficiente ya que se contará con el estudio de una primera propuesta que será construida para ser evaluada en una primera competencia.

## JUSTIFICACIÓN

Esta investigación se realiza con el objetivo de comenzar a crear una base de datos para el Grupo de Investigación Fórmula SAE-UFT por medio de la creación de un diseño de un sistema de suspensión optimizado para un vehículo de carreras tipo monoplace, la cual será construida por los integrantes del grupo, con el objetivo de realizar un aporte al vehículo que será llevado a competir en Michigan en Mayo del 2014 además de esto, es una ventaja para el grupo contar con las propuestas técnicas actualizadas ya que resulta más fácil discutir los convenios a la hora de captar patrocinantes, bien sea con apoyo monetario, o en bienes y servicios, ya que se contaría también con el precio estimado de construcción y la lista exacta de materiales requeridos para fabricar la suspensión del prototipo. El eje en el cual se encuentra enmarcada esta investigación es el eje IV, siendo este Proyectos y Máquinas, correspondiente al polo III de investigación, nombrado como Identidad y Multiculturalismo en un mundo globalizado de la Universidad Fermín Toro, y cuya línea de investigación es *Diseño, rediseño y optimización de máquinas, equipos y dispositivos que promueven la creatividad tecnológica en nuestro país.*

Otro de los motivos por los cuales esta investigación es importante es que en un futuro, el Grupo de Investigación Fórmula SAE-UFT piensa también ser pionero a nivel nacional en el impulso del diseño automotriz, es decir, aprovechar todo el conocimiento y la base de datos, para comenzar a crear propuestas no sólo de vehículos de carreras Fórmula SAE, sino otro tipo de vehículos como particulares, compactos, camionetas, de transporte público, que puedan ser construidos económicamente, para

contribuir con el desarrollo automotriz del país y contrarrestar un poco una reciente crisis económica en el sector automovilístico ya que las grandes empresas que se encuentran en el país no cuentan con los recursos para traer las partes importadas y ensamblarlas; tal como lo pensaba Porsche y fue mencionado anteriormente, crear vehículos de carreras para luego crear automóviles de calle.

En sí, a través del desarrollo de éste trabajo de grado se busca crear un sistema de información en el Grupo de Investigación Fórmula SAE-UFT que permita recoger criterios de diseño para la elaboración de futuras suspensiones para vehículos de competencia, así como también solventar de manera inmediata la carencia de uno de los elementos más importantes de un vehículo de carreras, la suspensión, que es el componente que reparte las fuerzas dinámicas a lo largo del chasis para mantener y garantizar la estabilidad y el manejo del carro. También se puede decir que la metodología a usar para resolver este problema es de fácil entendimiento, lo cual en un futuro permitirá estudiar con mayor facilidad dicho sistema para ser optimizado más eficientemente para aumentar la competitividad en futuras competencias



## **DESCRIPCIÓN DEL PRODUCTO**

En esta sección se presentan las especificaciones que definen el producto siendo éste el sistema de suspensión tipo Push Rod, a lo largo de la sección serán definidas tanto las teorías recolectadas que pretenden facilitar el trabajo de diseño, así como trabajos anteriores realizados por autores que facilitan la selección de criterios a la hora de tomar decisiones de diseño y construcción de elementos como la suspensión de un vehículo de Fórmula SAE. También serán definidas las ventajas del producto, los fines a los que será destinado, su modo de uso y su vida útil.

### **Antecedentes de la Investigación**

Los antecedentes de la investigación presentan un breve resumen de los autores cuyos trabajos sustentan el marco teórico de éste proyecto, cada uno de ellos presentan metodologías, modelos de diseño y modelos matemáticos de gran importancia sin los cuales resulta casi imposible crear el sistema de suspensión que busca éste proyecto. A continuación se mencionan los autores y los datos más relevantes de sus investigaciones.

Arrieche (2012) propuso un **“Diseño de un Prototipo Impeleo-Motriz para Generación de Corriente Eléctrica para Servicios Públicos Accionado por el Tránsito Automotor en la Ciudad de Barquisimeto”**, con el objetivo de aprovechar un nuevo tipo de energía alterna para combatir la creciente crisis eléctrica que está atravesando Venezuela. Dentro de su investigación, la cual fue presentada para optar

al título de Ingeniero en Mantenimiento Mecánico en la Universidad Fermín Toro, se estudió un sistema dinámico que permitiera recoger energía mecánica para activar un generador eléctrico que almacenara la electricidad en una batería a partir del tránsito automotor, y aunque no es un sistema de suspensión, brinda una metodología de diseño y criterios de selección de materiales que sirven para la propuesta de diseño para la suspensión de un vehículo monoplace en la categoría Fórmula SAE.

Otro trabajo de investigación que es de gran utilidad ya que recoge los criterios de diseño de suspensión para un Fórmula SAE es el de Cruz y Mesías (2013), que lleva por título **“Diseño, Construcción e Implementación de Sistemas de Suspensión, Dirección y Frenos del Vehículo de Competencia Fórmula SAE 2012”**, que fue realizada para proveer al equipo de Fórmula SAE de la Escuela Politécnica del Ejército en Latacunga (Ecuador) con los sistemas que no poseían, y además de eso optimizados para brindar el mejor rendimiento en la competencia, éste trabajo fue presentado para obtener el título académico de Ingenieros Automotrices. En este trabajo de investigación se realizó un proceso de diseño a partir de unas necesidades básicas, cubriendo los aspectos dinámicos del prototipo SAE como lo son los frenos, la dirección y la suspensión, en sí, este trabajo muestra una metodología que se puede adaptar para el diseño del sistema de suspensión además de los criterios de optimización de dicho sistema.

A su vez también se encuentra el trabajo de grado de Buitrago (2011) que para optar al grado académico de Ingeniero Mecánico, el cual llevó por título **“Diseño de**

**un Sistema de Suspensión para un Vehículo Monoplaza tipo Fórmula SENA**” en la Universidad Nacional de Colombia, con el objetivo de generar alternativas de tipo de suspensión para un Fórmula SENA que es similar a un Fórmula SAE por el hecho de ser monoplaza, en este proyecto de investigación se buscó dar solución a la falta de un sistema de suspensión de un vehículo de carreras, el cual debía cumplir con una serie de requisitos similares a los de un Fórmula SAE, así como también se trabajó la generación de planos de taller para su posterior construcción, es en este punto donde recae la importancia de este trabajo, para tener una referencia de la metodología de elaboración de planos para una posterior construcción, ya que en parte es lo que se busca en éste trabajo de investigación, para que Fórmula SAE-UFT pueda construirla para la competencia en Michigan en el 2014.

De igual manera se encuentra el proyecto de Popa (2005) de la Universidad del Sur de Queensland en Australia que propone un “**Diseño y Construcción de un Sistema de Suspensión y Dirección para un Vehículo de Carreras tipo Fórmula SAE**” en el cual se propuso ambos sistemas (suspensión y dirección) mejorados y adaptados basados en estudios y criterios de un Fórmula SAE de la misma universidad en un año anterior, dicho trabajo se presentó para optar al grado académico en la Licenciatura en Ingeniería con especialidad en Mecánica, el trabajo de investigación sirve como una base o referencia para tomar los criterios de diseño de una suspensión de un Fórmula SAE y para tener idea de cómo diseñar una configuración óptima para la competencia.

Por último se encuentra la investigación de Villar (2006) con la que opto al título de Ingeniero Industrial en la Universidad Pontificia Comillas en Madrid, dicho trabajo llevo por título “**Diseño Conceptual y Dinámica Vehicular de un Fórmula SAE**” en dicho trabajo se expresa con suficiente detalle una de las secciones de la metodología de diseño de los sistemas de suspensión, en él se explica detalladamente cómo realizar el análisis dinámico para todo el vehículo, el cual será utilizado junto con la referencia de Tommaso Innocenti para crear un *camino a seguir* para realizar un óptimo análisis dinámico para el vehículo Fórmula SAE de la Universidad Fermín Toro.

### **Bases Teóricas**

En éste segmento se presentan los aspectos teóricos en los que se basa ésta investigación, se presentan una breve historia del desarrollo del elemento de estudio, así como los distintos elementos que componen un sistema de suspensión, de los cuales su diseño depende principalmente de los criterios de funcionamiento extraídos de un previo análisis dinámico.

Dentro de la historia del diseño automotriz, siempre se ha buscado la simplicidad, al principio, retomando las *carretas sin caballo*, eran muchas las carencias que tenían como para decir que era un vehículo, sin embargo, cuando Henri Ford comenzó el proceso de producción de sus vehículos, sí tomo en cuenta uno de los factores que podían afectar la durabilidad del carro, así como también mejorar el confort del mismo (sabiendo que confort, según la Real Academia Española se refiere a la comodidad y el bienestar, en este caso del chofer y los pasajeros) a través de un sistema de elementos

mecánicos que soportaban el peso del carro y en sí, absorbía todas las irregularidades del terreno, dichos elementos consistían en una serie de “láminas de acero en forma de ballestas” Cruz y Mesías (2013), a esto más adelante se le llamo sistema de suspensión de ballestas y dio pie a que se estudiara dicho sistema y se crearan diferentes formas de cubrir esta misma necesidad.

En sí, el sistema de suspensión no sólo es el que absorbe las vibraciones transmitidas a la cabina por la carretera disminuyendo la pérdida de confort, sino también es el conjunto de elementos que mantienen en contacto las ruedas con la carretera garantizando el control y la estabilidad del vehículo basado en las definiciones dadas por Cruz y Mesías (2013). Más específicamente estos mismos autores señalan una serie de objetivos que debe cumplir un sistema de suspensión, que a continuación se mencionan:

Proporcionar un comportamiento vertical tal que los desniveles del terreno, aislando a la carrocería de las irregularidades de la carretera, mantener la posición de los neumáticos y la geometría de la dirección en perfecto estado de funcionamiento respecto a la superficie de la carretera, reaccionar a las fuerzas de control que se transmiten desde las ruedas fuerzas longitudinales (aceleración y frenado), fuerzas laterales (en el giro), y pares de la dirección y frenado, resistir el balanceo de la carrocería, y mantener las ruedas en contacto con la calzada con variaciones mínimas de carga.(p. 1).

Antes de diseñar cualquiera de los elementos mecánicos que componen los sistemas de suspensión resulta obvio la necesidad de realizar primero un análisis dinámico, el cual es un estudio de movimiento, considerando las causas que lo producen y sus efectos en este caso fuerzas, un concepto adecuado de la vigésima

segunda edición del diccionario de la Real Academia Española, es por esto precisamente que la finalidad de realizar dicho análisis es extraer las fuerzas que actuaran en los distintos elementos mecánicos que componen al sistema de suspensión, los cuales más adelante serán explicados dependiendo del tipo de suspensión.

### *Análisis Dinámico en un Sistema de Suspensión*

Actualmente las suspensiones han evolucionado de ser unas simples láminas de acero a ser elementos compuestos que cumplen cada uno una tarea muy específica llegando a formar diferentes configuraciones diseñadas para situaciones distintas dependiendo de la función principal del vehículo, por ejemplo un rústico, un auto particular común, una camioneta o un deportivo, cada uno posee un criterio diferente en cuanto a la función principal, es por eso que se han desarrollado diferentes sistemas de suspensiones para optimizar las variables de funcionamiento o necesidades de cada tipo de vehículo. Dado que este trabajo de investigación se centra en el diseño de los componentes de la suspensión de un vehículo Fórmula SAE, propiamente un auto de carreras, es necesario saber que el cálculo mecánico de los distintos elementos como el rocker, la barra Push Rod, los brazos wishbone y los resortes, dependen de una serie de fuerzas actuantes que, parafraseando a Innocenti (2013), se pueden extraer del cálculo de aceleraciones y fuerzas laterales y las cargas en las ruedas.

Dichas ecuaciones propuestas por Innocenti para las cargas en las ruedas y las fuerzas laterales a las que será sometido el vehículo en el análisis dinámico, dependen primero de una serie de datos que solamente son obtenidos una vez que se cuente con

la geometría y dimensiones del sistema de suspensión ya que de aquí, basado en las restricciones propuestas para la categoría Fórmula SAE, se obtienen la distancia entre ejes o *track*, el ángulo de *camber* y *caster*, y esto a su vez depende de un estudio de movimiento para localizar los centros de rotación (*roll center*) así como la posición del centro de gravedad de las *masas suspendidas*.

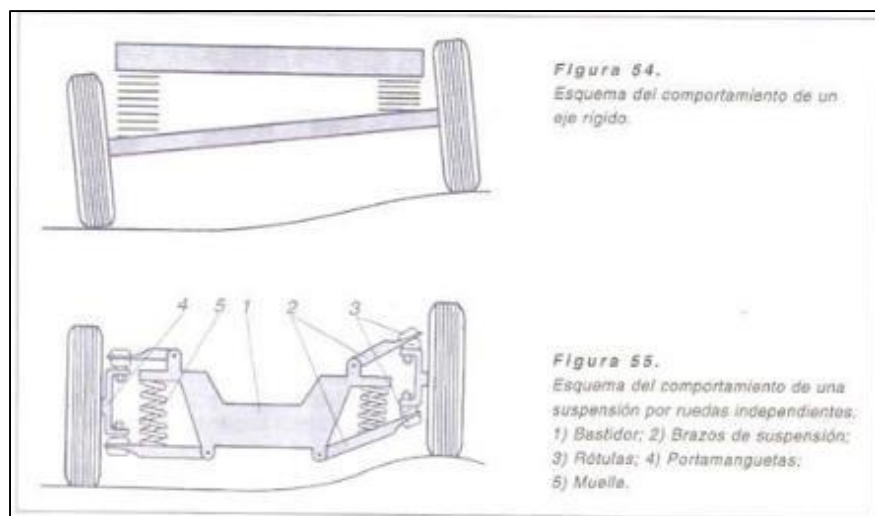
### *Configuración Geométrica de la Suspensión para un Análisis Dinámico*

Actualmente gracias al desarrollo de la industria automotriz mundial existen diferentes modelos y configuraciones de sistemas de suspensión debido a que, como se mencionaba anteriormente, existen diferentes tipos de vehículos cada uno con necesidades y requerimientos diferentes, es por eso que es importante tener claros los funcionamientos de tipos de suspensiones y para qué sirve cada una, a continuación se mencionan algunos de los tipos de suspensión más utilizados detallando todas sus ventajas y desventajas.

Dentro de los tipos de suspensión se pueden clasificar dos grandes tipos, la de *eje rígido* y la de *sistema de ruedas independientes*, según el Manual CEAC del Automóvil (2004) un sistema de eje rígido “está compuesto por un eje de una sola pieza, en cuyos extremos se acoplan las ruedas. Los muelles de suspensión se colocan entre el eje y el bastidor. Dado que el eje conecta ambas ruedas, todo el movimiento que afecte a una de ellas se transmite a la otra.” (p. 668) Esto significa que cuando por ejemplo una rueda se eleva, hay una inclinación del eje y también de las ruedas, produciendo un *bamboleo* en la carrocería y una tendencia al resbalamiento lateral de las ruedas, al

tiempo que hace insegura la dirección, como también lo mencionan en ese mismo libro.

Otro tipo de suspensión es la de ruedas independientes, en la que cada rueda va montada con su propio sistema elástico y de articulación al bastidor, también el Manual CEAC del Automóvil menciona que en este tipo de suspensión “los movimientos de una rueda no se transmiten a la otra. Cada conjunto de rueda y resorte absorbe y compensa las oscilaciones de forma independiente, y como disminuye la masa no suspendida, la carrocería no se ve afectada por las vibraciones.” (p. 669). Son muchas las variantes dentro de este tipo de suspensión, que han partido de estudios en diferentes años, en los que se han desarrollado como resultado diferentes configuraciones de una misma suspensión independiente pero cada una con ciertas ventajas y desventajas particulares, en la imagen mostrada a continuación, se muestran las diferencias más notables entre el sistema de suspensión de eje rígido y de ruedas independientes.

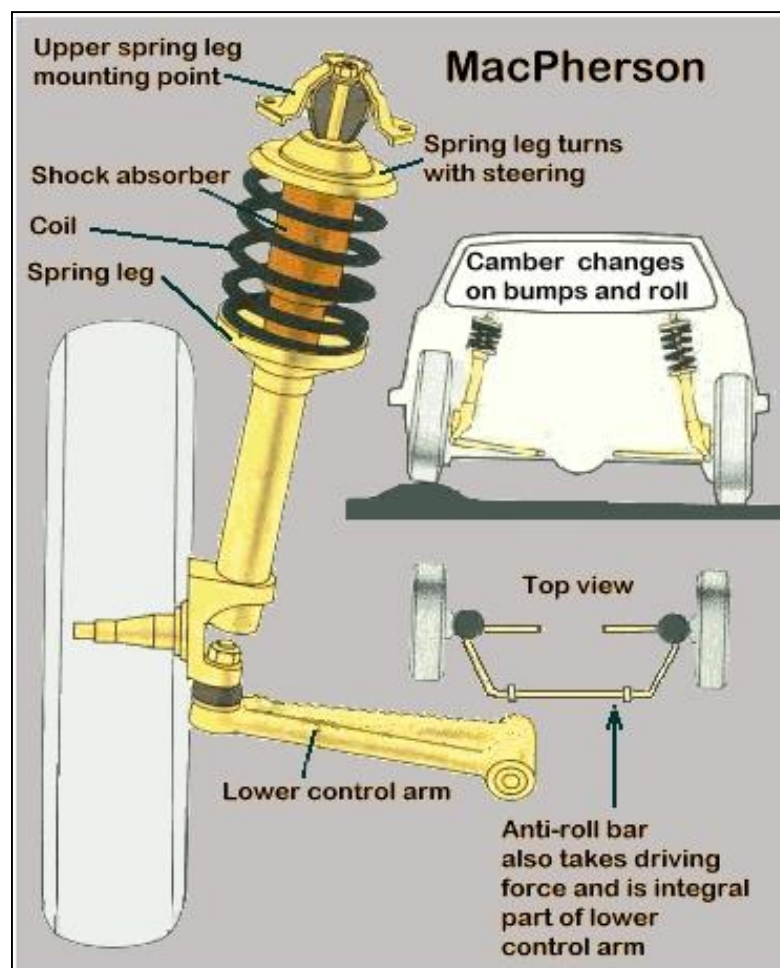


**Fuente:** Manual CEAC del Automóvil (2004)

**Figura 1**  
**Suspensión de eje rígido y de rueda independiente**



Dentro de los sistemas de suspensiones independientes, la configuración tipo *McPherson* como su nombre lo indica fue diseñada por el ingeniero norteamericano Earl S. McPherson en 1951 para su propio uso en el modelo Ford Consul. Dicha suspensión se compone de un amortiguador (conjunto *shock absorber* o atenuador y espiral), y una sola meseta o brazo de control inferior. Para observar estos detalles con mayor facilidad son detallados en la figura 2 a continuación.



Fuente: Driftjapan.com (2007)

Figura 2

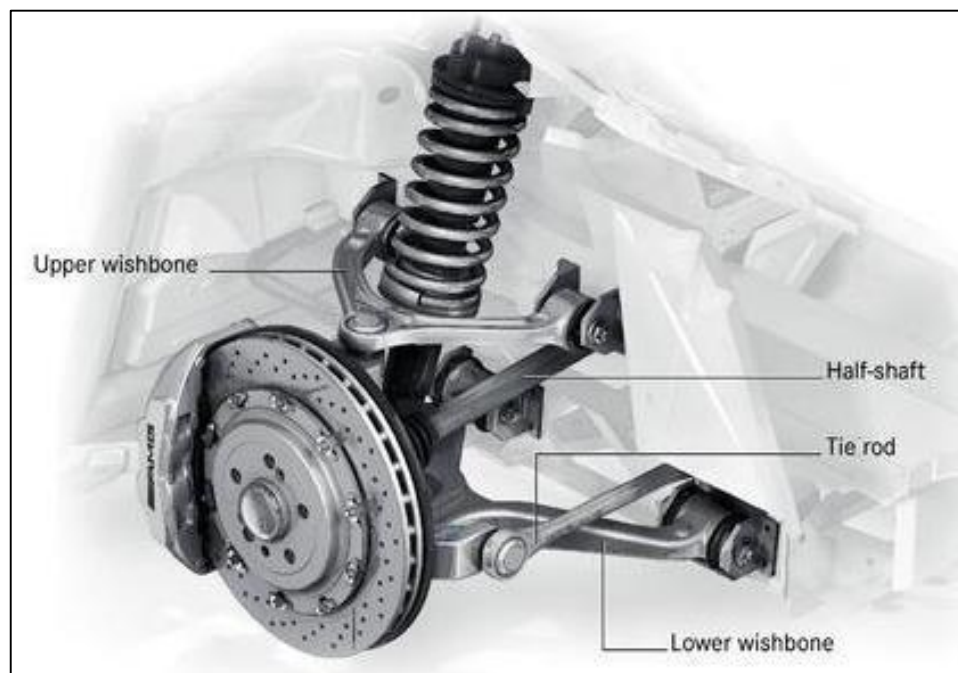
Esquema de suspensión independiente tipo McPherson

La suspensión tipo McPherson como se puede apreciar en la Figura 2, requiere un espacio vertical considerable, es una suspensión que se usa comúnmente en la mayoría de los carros debido a que permite posicionar el motor abiertamente facilitando su mantenimiento haciendo de esta configuración un diseño simple y efectivo, sin embargo posee varias desventajas como las que señala el portal web [www.car-engineer.com](http://www.car-engineer.com) en el 2013 en su artículo “Mpherson and Pseudo Mcpherson Suspension” o “Suspension Mcpherson y Pseudo-McPherson” traducido al español como lo son la incapacidad de realizar movimientos verticales sin variar el caster (que más adelante será explicado), además de la incapacidad de jugar con el camber permitiendo que el vehículo pueda sufrir los efectos del sobre-viraje o sub-viraje a la hora de realizar una maniobra.

También es importante resaltar que debido a que absorbe directamente las vibraciones de la carretera, tiende a dañar rápidamente sus soportes o bases con las que se sujeta al chasis. Esto demuestra que para el caso de un vehículo Fórmula SAE, el cual tiene muy poco espacio vertical por ser un monoplaza, éste tipo de suspensión resulta inútil ya que también se requiere la capacidad de manipular el camber y caster para adaptar el comportamiento del vehículo a las condiciones de la pista de carreras, esto también es llamado *tuning* que sirve para afinar los últimos detalles del vehículo para optimizarlo antes de realizar una función específica, en el caso de un Fórmula SAE competir en una carrera.

Otro tipo de suspensión es la llamada *Wishbone* que en configuración es similar

a la McPherson, pero cuenta con un brazo de control inferior y un brazo de control superior, lo que permite un movimiento vertical sin variar el camber y caster debido a que el amortiguador se encuentra sujetado desde el brazo de control inferior, como se muestra en la Figura 3, extraída de la revista digital “Car And Driver”, al estar posicionado con un cierto grado de inclinación, se absorbe parte de las cargas laterales cuando el vehículo gira en una curva.



**Fuente:** CarAndDriver.com (2011)

**Figura 3**  
**Suspensión independiente de doble brazo tipo Wishbone**

De la suspensión anterior se puede observar que ambos brazos pueden pivotar desde sus bases manteniendo la posición de la rueda, comprimiendo el amortiguador con el chasis, se puede observar que una pequeña parte del esfuerzo es transferido a los brazos Wishbone. Generalmente los vehículos que usan este tipo de suspensión

también la combinan con una *barra de torsión* que conecta la base del amortiguador del lado izquierdo con el del lado derecho, para así transferir la masa de uno a otro y funcionar como uno solo cuando el vehículo realiza alguna maniobra. Algunas de las desventajas señaladas por ehow.com en su artículo “How does a Double Wishbone Suspension Works” o “Como funciona una suspensión doble Wishbone” son que al poseer una gran cantidad de partes móviles, incluso más que la McPherson, hay mayor probabilidad de que se dañen, además que requiere muchos más ajustes por ser un diseño más elaborado e incluso puede llegar a ser más pesada que una suspensión tipo McPherson.

Se puede observar que las suspensiones señaladas anteriormente (Wishbone y McPherson) ocupan mucho espacio vertical, una es más liviana y más simple que la otra, pero poseen características diferentes en cuanto al comportamiento del carro y manipulación o capacidad de realizar ajustes. Cabe destacar que en un vehículo de carreras suele ser más conveniente una suspensión en la que se puedan ajustar todos los diversos elementos para generar y controlar diferentes efectos que se producen, también llamado control y estabilidad del vehículo. Por último existe un tipo de suspensión desarrollada para la Fórmula 1 y demás vehículos monoplazas llamado Push Rod o Pull Rod que consta de unos brazos wishbone o *tijeras* en forma de “V”, pero en lugar de que el amortiguador esté sujeto en el brazo inferior como la de tipo Wishbone, éste está sujeto al lugar más conveniente del chasis conectado a través de una barra *Push* o *Pull* (según la configuración) y un pivote o *rocker* que transfiere las

masas de manera más eficiente.

En la figura mostrada a continuación (Figura 4), extraída del trabajo de investigación de Buitrago (2011) se observa el esquema de este tipo de suspensión, cabe destacar que el nombre Push Rod se refiere a un brazo que se comprime para soportar el peso del vehículo, o Pull Rod en la que éste brazo se tensa.

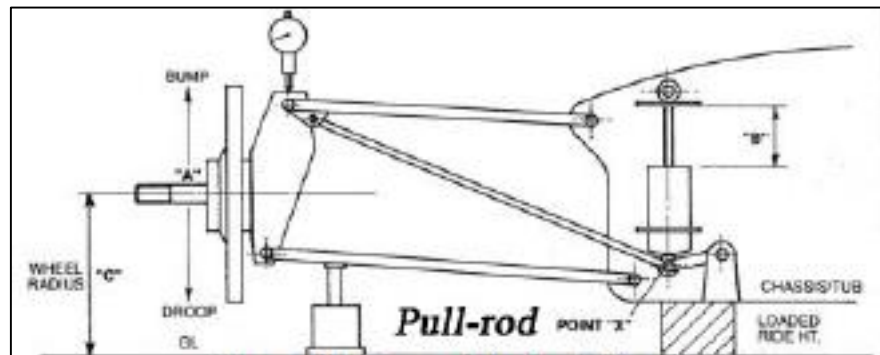


Figura 18. Suspensión tipo Pull-rod.

(Tomada de [www.formulaf1.es/tag/suspension-tirantes](http://www.formulaf1.es/tag/suspension-tirantes), marzo 2011)

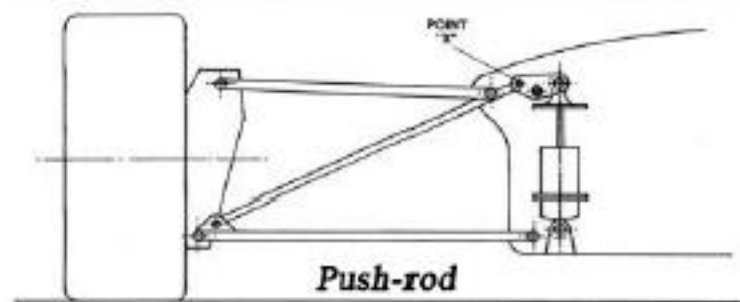


Figura 19. Suspensión tipo Push-rod

(Tomada de [www.formulaf1.es/tag/suspension-tirantes](http://www.formulaf1.es/tag/suspension-tirantes), marzo 2011)

Fuente: Buitrago (2011)

#### Figura 4

#### Suspensión independiente tipo Push Rod y Pull Rod

Se puede observar con facilidad que la diferencia principal es la posición del brazo y del amortiguador, en ambos sistemas el peso del monoplaza es transferido

directamente a través del brazo luego guiado a través del rocker para comprimir el amortiguador que se ubica en la forma más conveniente, también es importante señalar que la imagen anterior muestra sólo un esquema en el que los amortiguadores se posicionan de manera vertical, pero para el caso de un vehículo monoplaza, en la parte frontal por ser más estrecho se pueden posicionar de manera horizontal ahorrando más espacio como se muestra en la Figura 5 a continuación.



**Fuente:** Motorsport.com (2010)

**Figura 5**

**Suspensión Push Rod horizontal en el monoplaza Williams GP2**

Muchos equipos de Fórmula SAE actualmente usan solo dos tipos de suspensión, la de tipo Push Rod y la de tipo Pull Rod, haciendo notar que las diferencias entre ambas es que la Pull Rod, permite posicionar los amortiguadores en la parte baja del vehículo, logrando un centro de gravedad más bajo dándole mayor estabilidad, además de que por estar una barra en tensión, puede llegar a construirse de materiales más ligeros, mientras que la Push Rod, permite lograr un mayor espacio para las piernas del piloto, así como permite tener un mayor control del equilibrio del vehículo, además

de que por estar en la parte superior, su manipulación es más fácil. Por ejemplo, en el siguiente extracto de un video se puede notar donde va posicionada la de tipo Pull Rod, y seguido a él otra imagen tomada del equipo de Fórmula SAE del Politécnico de Torino que usa suspensión tipo Push Rod.



**Fuente:** FormulaSAEforums.com (2013)

**Figura 6**  
**Suspensión tipo Pull Rod en Formula SAE**



**Fuente:** ScudraCorse-Polito.com (2012)

**Figura 7**  
**Suspensión tipo Push Rod en Formula SAE**

### *Centro de Gravedad en la geometría de la suspensión para el análisis dinámico*

El centro de gravedad o centroide, descrito en un artículo online que lleva por nombre “la posición del centro de gravedad: aproximación intuitiva” dado por la página web Tecmovia.com dice que “El centro de gravedad de un cuerpo es el punto respecto al cual las fuerzas que la gravedad ejerce sobre los diferentes puntos materiales que constituyen el cuerpo producen un momento resultante nulo”. Un análisis menos abstracto de este fenómeno puede verse como el punto donde la gravedad ejerce su fuerza sobre un cuerpo, generalmente en mecánica estática este punto corresponde al centro de masa (geométrico) siempre y cuando el objeto tenga una densidad constante, pero en el caso de un automóvil se encuentra entre el eje trasero y delantero del vehículo, puede verse mejor en un ejemplo de un karting, en el que el peso del piloto, el del chasis y el del motor (obviando los demás) están en el centro del vehículo a poca altura del piso, mientras que en una camioneta se encuentra a mayor altura y por consiguiente menos estable. Este punto intangible tiende a cambiar de posición cuando el carro está en una curva, restándole estabilidad.

Para calcular el centro de gravedad solo se tomarán en cuenta las masas suspendidas, cuyos pesos afectaran propiamente las fuerzas en el sistema de suspensión, es decir el piloto, el motor y el chasis que son los elementos que presentan mayor peso, pero también es recomendable considerar los demás elementos como la batería, bombas de freno y transmisión. Los autores Beer y Johnston (2004) en su libro “Mecánica Vectorial para Ingenieros” presentan una metodología para calcular el



centroide de algunos cuerpos con figuras geométricas definidas como triángulos, círculos, cuadrados pero con densidad constante. Esto muestra una posibilidad de calcular en un plano bidimensional el centro de gravedad si se logra aproximar el cuerpo del piloto a figuras geométricas cuyo centroide sea conocido al igual que el motor para luego sumarse y obtener una posición. Es necesario aclarar que debido a que el chasis y el piloto son simétricos de lado a lado se puede trabajar en un plano bidimensional. A continuación se muestran en la Figura 8 las tablas para calcular el centro de gravedad de cuerpos con geometría definida.

Centroides de áreas y líneas comunes				
Forma		x	y	Área
Área triangular			$\frac{h}{3}$	$\frac{bh}{2}$
Un cuarto de área circular		$\frac{4r}{3\pi}$	$\frac{4r}{3\pi}$	$\frac{\pi r^2}{4}$
Área semicircular		0	$\frac{4r}{3\pi}$	$\frac{\pi r^2}{2}$
Área semi-parabólica		$\frac{3b}{8}$	$\frac{2b}{3}$	$\frac{2bh}{3}$
Área parabólica		0	$\frac{3h}{5}$	$\frac{4bh}{3}$
Enjuta parabólica		$\frac{3b}{4}$	$\frac{3h}{10}$	$\frac{bh}{3}$
Sector circular		$\frac{2r \text{ sen } \alpha}{3\alpha}$	0	$\alpha r^2$
Un cuarto de arco circular		$\frac{2r}{\pi}$	$\frac{2r}{\pi}$	$\frac{\pi r}{2}$
Arco semicircular		0	$\frac{2r}{\pi}$	$\pi r$
Arco de α circular		$\frac{r \text{ sen } \alpha}{\alpha}$	0	$2\alpha r$

Fuente: Beer y Johnston (2004)

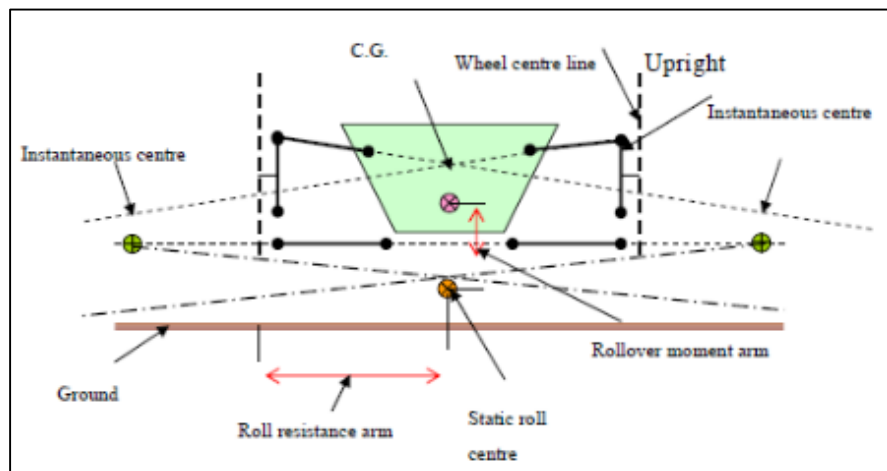
**Figura 8**  
Cálculos de centroides de acuerdo a la figura

*.Roll Center en la Geometría de la Suspensión para el Análisis Dinámico*

Los centros de rotación o balanceo son puntos imaginarios en el espacio sobre los cuales un objeto rota, en el caso de un vehículo, se refiere a puntos circundantes al mismo que definirán los ejes sobre los cuales el vehículo va a rotar cuando sea sometido a cargas laterales o axiales, es importante resaltar que existen tres tipos de movimientos pero para el caso de un vehículo solo se toman en cuenta dos, los cuales son explicados detalladamente más adelante. El Roll Center es un punto imaginario que se ubica generalmente debajo del carro en una vista transversal, dicho punto se obtiene geométricamente trazando una recta sobre los brazos wishbone superiores al igual que los inferiores hasta que se intersecten a cada lado del carro, obteniendo así los centros de rotación de las ruedas, luego para obtener el roll center se debe trazar una recta desde cada rueda hasta los centros instantáneos de rotación de cada una de éstas, y el punto donde se intersectan ambas líneas representa el Roll Center también llamado centro de balanceo, que no es más que el punto desde el cual las masas suspendidas van a rotar al sufrir los efectos de las cargas laterales.

Una vez obtenidos el Roll Center delantero y trasero se puede trazar longitudinalmente un eje que será el eje de rotación lateral del carro. En la Figura 9 se observa un esquema de la ubicación del roll center, el cual según Popa (2005) expresa que “cuando los brazos wishbone no son paralelos, sino que llevan una inclinación, el roll center estará ubicado por debajo del carro y esto quiere decir que requerirá una mayor fuerza para girar, es decir que tendrá menos jacking” (p. 29), refiriéndose a

*jacking* como fuerzas laterales transferidas a lo largo de los brazos wishbone. Ésto quiere decir que una ubicación del roll center entre el centroide y la línea del piso, generara fuerzas jacking en los brazos wishbone, mientras que al ubicar el roll center por debajo de la línea de la carretera el carro tendrá mayor libertad para girar sobre el eje roll y se reducirán las fuerzas jacking.



Fuente: Popa (2005)

**Figura 9**  
**Ubicación del Roll center entre las ruedas en vista frontal**

### *Camber en el la Geometría de la Suspensión para el Análisis Dinámico*

El camber según el “Manual del Ingeniero Mecánico” (1995), es “la inclinación del plano de las ruedas con respecto de la vertical, es positivo si la rueda se ladea hacia afuera y normalmente varía entre 1 y 0.05 grados” (p. 11-14). El camber es usado para dar estabilidad en las curvas, ya que con cierta inclinación, en una curva, debido a la transferencia de masas y el efecto Roll, el neumático del vehículo queda recto dando una mayor área de fricción y por lo tanto más agarre, pero este mismo efecto ocasiona

que el neumático sufra de desgaste desigual cuando el vehículo se mueve en línea recta ya que el área de contacto es solo la parte interna del caucho y por lo tanto esta parte se desgastará más rápido. En la siguiente imagen (Figura 10) se observa un vehículo con un ángulo de camber exagerado en sus neumáticos delanteros y traseros.

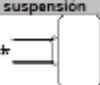
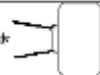

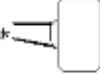
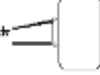
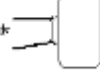



**Fuente:** Stanceworks.com (2013)

**Figura 10**  
**Angulo exagerado de Camber en un vehículo.**

El ángulo de camber o caída puede ser estático y dinámico, esto quiere decir que existe un camber cuando el vehículo simplemente avanza frontalmente sin sufrir efectos de las cargas laterales, esto permite entender que para mantener un máximo agarre en los neumáticos el ángulo debería ser casi nulo, pero cuando el vehículo entra en una curva y comienza a sufrir los efectos de la carga lateral, propiamente del *Efecto Roll*, la suspensión actúa y modifica el camber en función de la disposición del roll center, es decir, gana o pierde camber mientras más se incline el vehículo, para eso Cantos (2006) creo una tabla basada en los movimientos cinemáticos de las diferentes configuraciones de suspensión en la que muestra como varía el camber y el roll center

en función del movimiento de los neumáticos por el efecto roll, cabe destacar que al indicar un roll center positivo se refiere a que se ubica por encima del suelo, y negativo por debajo del suelo. El camber estático, será el ángulo en el que el camber dinámico sea nulo, para asegurar el máximo agarre del neumático en la curva.

Configuración de la suspensión	Desplazamiento de la rueda	Carga	Roll Center
	↑	Ninguno	Negativo
	↓		Positivo
	↑	↑	Siempre negativo
	↓	↓	
	↑	↑	Siempre positivo
	↓	↓	
	↑	↓	Siempre positivo
	↓	↓	
	↑	↓	Mayormente positivo
	↓	↑	
	↑	↑	Mayormente negativo
	↓	↓	
	↑	↑	Mayormente negativo
	↓	↓	

Fuente: Cantos (2006)

**Figura 11**

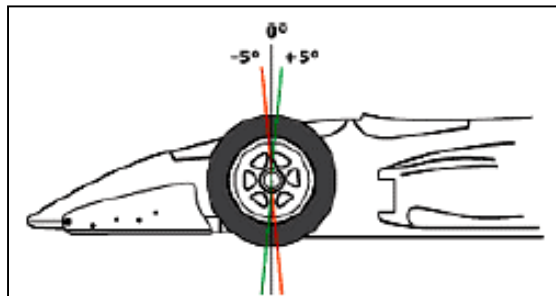
### Variación del camber en función del efecto Roll

#### *Caster en el la Geometría de la Suspensión para el Análisis Dinámico*

Por otra parte, el caster es la inclinación del eje geométrico hacia la dirección delantera o trasera, visto en elevación lateral, “es el ángulo entre el eje geométrico de la dirección y la vertical. Se considera positivo si el extremo superior geométrico de la dirección está inclinado hacia atrás” (p. 11-14) del “Manual del Ingeniero Mecánico”. Cruz y Mesías (2013) definen unas ciertas consideraciones con respecto

al caster que a continuación se mencionan, junto con una imagen que explica este efecto.

Cuanto más larga es la pisada del caster, mayor si el esfuerzo que se necesita para girar la dirección. El ángulo caster tiene un efecto positivo en el camber al momento de girar, con caster positivo la rueda de afuera gana camber negativo y la rueda interior camber positivo, causando que ambas ruedas se recuesten dentro de la curva. El tamaño de la pisada mecánica debido al caster no debe ser muy grande comparada con la pisada neumática de la rueda. La pisada neumática se aproxima a cero cuando las ruedas tienden al límite de adherencia. Esta es la señal para el conductor de que el neumático está cerca de patinar. Esta señal de patinaje se pierde si la pisada mecánica es más larga comparada con la pisada neumática. (p. 74).



**Fuente:** Cruz y Mesías (2013)

**Figura 12**  
**Ángulo de Caster**

El caster es seleccionado de manera arbitraria realizando un estudio cinemático o simulación de movimiento, de tal forma que al girar a ciertos grados las ruedas, el camber que ganarán dichas ruedas sea el camber necesario para que sea igual al camber dinámico, cabe destacar que esto sólo se aplica en las ruedas delanteras ya que son las que giran, por eso se debe tomar en cuenta los radios de las curvas en este caso del Skid Pad mencionado posteriormente para saber cuánto es lo máximo que giraran las ruedas para mantener el camber dinámico. El cálculo del caster resulta importante ya que

también será de utilidad como referencia para el departamento de Dirección del equipo Fórmula SAE de la Universidad Fermín Toro.

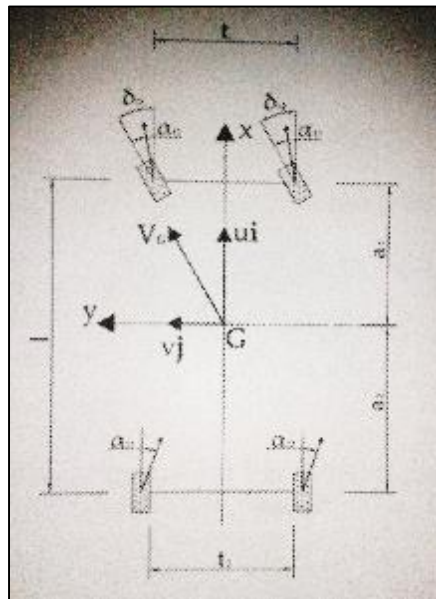
### *Modelo Matemático para el Análisis Dinámico del Sistema de Suspensión*

Se puede decir que todo el modelo matemático para el análisis dinámico de los sistemas de suspensión parten de una ecuación muy simple y elegante postulada por Newton en 1687 mejor conocida como su segunda Ley, la cual dice que la Fuerza es directamente proporcional a la masa y la aceleración; en una suspensión la fuerza que actúa en los amortiguadores es transferida desde la carretera a través de los neumáticos y los brazos Push Rod, pero la masa se corresponde a la masa de todos los elementos que estarán suspendidos mejor visto como la “masa suspendida que será definida más adelante, y finalmente la aceleración, que es producto del comportamiento esperado del vehículo en el análisis dinámico.

Innocenti (2013) se basa en un modelo matemático propuesto por Millken & Millken (1995) en su libro “Race Car Vehicle Dynamics” o Dinámica de un Vehículo de Carreras traducido al español, llamado el *modelo tipo bicicleta* en el cual se deben tomar ciertas acotaciones. Parafraseando a Innocenti, algunas de estas consideraciones para el modelo matemático son que se debe suponer que la carretera es recta y plana, el efecto Roll es despreciable, también que el vehículo completo se considera como un cuerpo rígido sin elementos elásticos como la suspensión, propiamente éstas dos últimas acotaciones se deben a que las suspensiones de carros de carreras son bastante rígidas, y finalmente se consideran en las curvas ángulos pequeños de giro. Dicho

modelo matemático es una adaptación de la segunda ley de Newton para analizar el comportamiento dinámico de una bicicleta, pero fue asimilado también para un carro al añadir dos ruedas más, este último llamado *modelo de vehículo con diferencial bloqueado* y se maneja en tres dimensiones.

Como se ilustra en la Figura 13, el modelo matemático de vehículo con diferencial bloqueado, utiliza unos ángulos de slip de los neumáticos, en combinación con un ángulo de giro de las ruedas y un ángulo de ackermann, así como también las velocidades lineales y laterales del vehículo. Estas velocidades son objeto de estudio, serán las variables de entrada en el modelo matemático, para obtener de salida las aceleraciones del vehículo, los ángulos de ackermann y de slip son constantes dentro de la ecuación, al igual que el camber y las velocidades.



Fuente: Innocenti (2013)

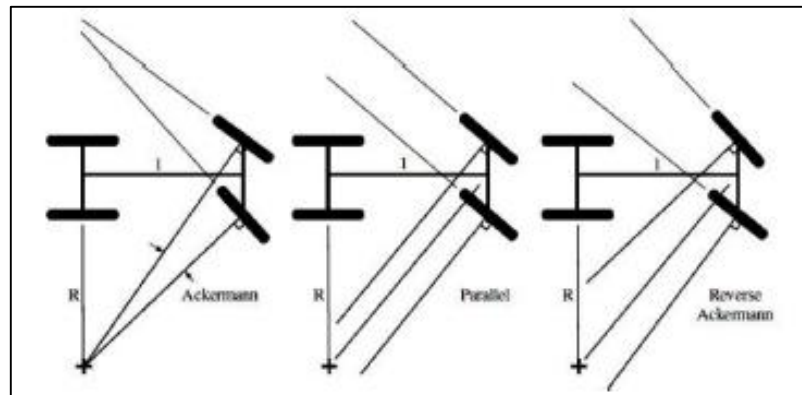
**Figura 13**

**Modelo grafico de vehículo con diferencial bloqueado**



*Ángulo Ackermann en el Modelo Matemático del Análisis Dinámico de Suspensiones*

En la siguiente imagen (Figura 14) se muestra una representación gráfica del ángulo de Ackermann, se observa que cuando el vehículo gira, las ruedas no giran exactamente en el mismo ángulo, sino que una gira un poco más que la otra, parafraseando a Cruz y Mesías (2013), explican que los vehículos particulares de pasajeros poseen un ángulo de Ackermann bajo, casi nulo, mientras que los vehículos de carreras utilizan Ackerman negativo necesariamente, esto debido a que los vehículos de pasajeros son sometidos a pocas cargas laterales, mientras que los vehículos de carreras deben usar un ángulo negativo debido a que las cargas laterales oscilan entre 1 y 1,7 G's de aceleración.



**Fuente:** Cruz y Mesías (2013)

**Figura 14**  
**Ángulo de Ackermann**

Para el caso del Fórmula SAE, este ángulo posee mayor importancia en el sistema de dirección, más que en el de suspensión, por lo tanto se maneja un ángulo

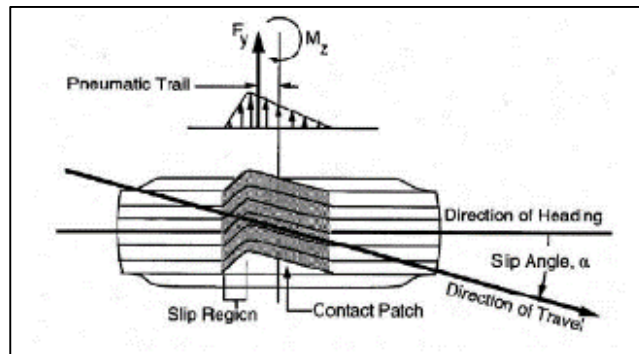
aproximado ya que esta variable depende de otro tipo de análisis, el cual el Grupo de Investigación Formula SAE de la Universidad Fermín Toro se está encargando de manejar a través del departamento de dirección, por lo tanto este ángulo para este trabajo de investigación será asumido bajo planteamientos razonables.

### *Ángulo de Slip en el Modelo Matemático del análisis dinámico de suspensiones*

A simple vista cuando un vehículo sigue una curva pareciera que las ruedas que dan la dirección siguieran exactamente el mismo camino que marcan, pero en realidad, al ser de caucho, poseen cierto grado de flexibilidad, ocasionando que el neumático deslice en parte y no siga exactamente la dirección hacia donde gira, sino que las fuerzas laterales lo empujan hacia el exterior de la curva. Este ángulo representa como tal el ángulo formado entre la dirección a la que giran las ruedas en ese instante dado y la trayectoria que sigue el neumático en realidad.

Esa diferencia, también llamado ángulo de deriva, es producto del agarre en las llantas cuando están en su límite, al estar sometidas a las cargas laterales producto de la transferencia de masas en las curvas, en combinación con el camber y caster. Cruz y Mesías (2013) describen que “gracias a este proceso, las fuerzas laterales aumentan a medida que los elementos pasan de la parte anterior a la posterior de la rueda; en el momento en el que la fuerza lateral generada sobrepasa la fuerza de rozamiento máxima, ocurre el deslizamiento” (p. 61). Esto indica que parte del agarre total que tendrá el vehículo será dependiente no solo del coeficiente de fricción de los neumáticos, sino también de un diseño óptimo de la suspensión que pueda utilizar el

agarre al máximo sin sobrepasarse ya que sino el vehículo pierde contacto en las curvas y puede llegar a sufrir de sobreviraje y subviraje.



**Fuente:** Cruz y Mesías (2013)

**Figura 15**  
**Ángulo de agarre máximo**

*Cálculo de Aceleraciones a través del Modelo Matemático de Análisis Dinámico para Suspensión*

Cuando el vehículo está en una curva, producto de la inercia, las fuerzas centrífugas y centrípetas, su centro de gravedad tiende a variar de posición, llegando incluso a sobrepasar las dimensiones del vehículo, esto ocasiona que en las cuatro llantas existan fuerzas diferentes ya que unas tenderán a sufrir más que otras por estar en el lado exterior de la curva, es decir, porque gran parte de la masa del vehículo en ese momento es absorbida por los amortiguadores del vehículo del lado exterior. Esto también produce efectos como el sobre-viraje y sub-viraje, que tienden a hacer que la parte trasera del automóvil se deslice hacia el exterior de la curva, o que la parte delantera sea la que se tienda a salir respectivamente. Esto determinará cual será el esfuerzo máximo que sufrirá el sistema de suspensión.

Para el cálculo de las aceleraciones, basado en el modelo gráfico del vehículo con diferencial bloqueado, Innocenti (2013) propone una serie de ecuaciones para calcular las aceleraciones laterales, las cuales serán usadas como datos de entrada para las ecuaciones del cálculo de cargas en los neumáticos. En esta sección se destaca la importancia de haber calculado con anterioridad las dimensiones del vehículo, la posición del centro de gravedad, basado en las restricciones de FSAE más recientes, también la posición de los centros de rotación, el camber estático y dinámico, el caster y los ángulos de ackerman y slip, ya que sin estos datos no se pueden trabajar las ecuaciones mostradas a continuación.

$$(\delta - \alpha_1) = \frac{v+r.a_1}{u} \quad \text{Ec. 1}$$

$$(-\alpha_2) = \frac{v-r.a_2}{u} \quad \text{Ec. 2}$$

La ecuación 1 se refiere a las ruedas delanteras y la ecuación 2 a las ruedas traseras, en las que:

$\delta$  es el ángulo de giro de los neumáticos en una curva determinada

$\alpha_1$  y  $\alpha_2$  se refieren al ángulo de slip de los neumáticos delanteros y traseros

$a_1$  y  $a_2$  es la distancia desde el centro de gravedad hasta el eje de las ruedas

$r$  es la velocidad angular del vehículo o a la que se desea ir en la curva

$v$  representa la velocidad lateral del vehículo

$u$  es la velocidad lineal longitudinal del vehículo

Luego, obteniendo las velocidades  $u$  y  $v$ , se calculan las aceleraciones longitudinales y laterales a través de la ecuación 3 y 4 respectivamente extraídas del estudio de Innocenti (2013) también.

$$a_x = \dot{u} - v \cdot r \quad \text{Ec. 3}$$

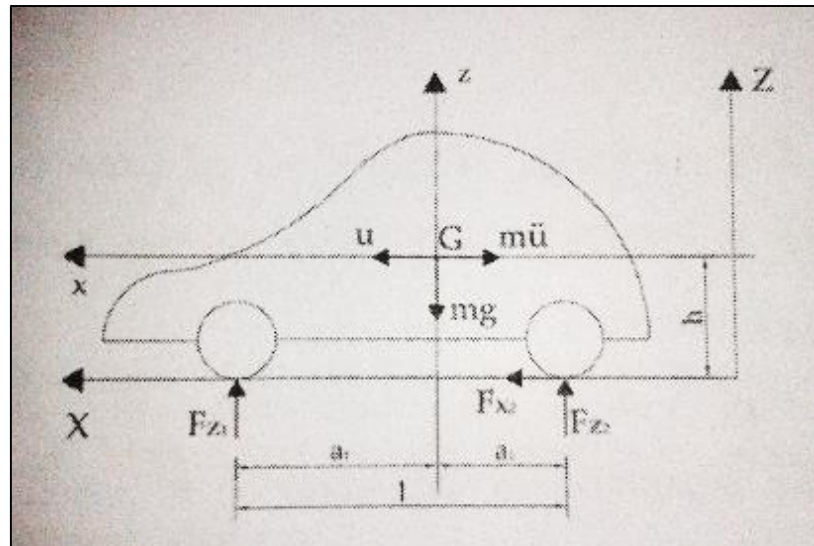
$$a_y = u \cdot r = \frac{u^2}{R} \quad \text{Ec. 4}$$

En la que  $\dot{u}$  representa una velocidad en un estado invariable y  $R$  es una constante que representa el radio de la curva sobre la que está girando el vehículo, en este caso se diseñara en función del Skid Pad.

*Cálculo de Cargas Verticales en los Neumáticos a Través del Modelo Matemático de Análisis Dinámico para Suspensión*

Innocenti (2013) explica que “la variación de las cargas en cada rueda depende de la transferencia de masas longitudinales y laterales. En este caso obviando los efectos Roll y Pitch, de tal manera que la transferencia de cargas sea instantánea” (p. 34). Innocenti también plantea una serie de ecuaciones basadas en la figura 16 en la que se observa donde actúan las fuerzas en una vista lateral del vehículo. En donde explica que el valor  $l$  representa la distancia entre ejes o wheelbase,  $g$  es el valor de la gravedad,  $h$  es la altura desde el piso hasta el centro de gravedad y  $F_{z_1}^0$  y  $F_{z_2}^0$  son las fuerzas del peso del carro actuando en las ruedas delanteras y traseras respectivamente, mientras que  $m$  representa la masa suspendida del monoplaza la cual será estimada, ya que no

se cuenta con el peso real del vehículo ya que esto implicaría haberlo construido antes y para el caso del Grupo de Investigación Formula SAE de la Universidad Fermín Toro no cuenta con un vehículo construido previamente.



Fuente: Innocenti (2013)

**Figura 16**  
**Fuerzas actuantes en las ruedas**

$$F_{z_1}^0 = \frac{m \cdot g \cdot a_2}{l} - \frac{m \cdot h}{l} \dot{u} \quad \text{Ec. 5}$$

$$F_{z_2}^0 = \frac{m \cdot g \cdot a_1}{l} + \frac{m \cdot h}{l} \dot{u} \quad \text{Ec. 6}$$

Luego de calcular las fuerzas estáticas en los neumáticos se calculan las fuerzas dinámicas en los neumáticos las cuales son producto de la *transferencia de masas* debido a las aceleraciones laterales, produciendo una fuerza centrífuga y una centrípeta, Innocenti (2013), dentro de la misma serie de ecuaciones postula una para cada rueda del vehículo, donde los subíndices 11 y 12 se refieren a las ruedas delanteras izquierda

y derecha respectivamente, de la misma manera que los subíndices 21 y 22 se refieren a las ruedas traseras izquierda y derecha respectivamente.

$$F_{z_{11}} = F_{z_{11}}^0 - m \cdot B_1 \cdot a_y - \frac{m \cdot h}{2l} \dot{u} \quad \text{Ec. 7}$$

$$F_{z_{12}} = F_{z_{12}}^0 + m \cdot B_1 \cdot a_y - \frac{m \cdot h}{2l} \dot{u} \quad \text{Ec. 8}$$

$$F_{z_{21}} = F_{z_{21}}^0 - m \cdot B_2 \cdot a_y + \frac{m \cdot h}{2l} \dot{u} \quad \text{Ec. 9}$$

$$F_{z_{22}} = F_{z_{22}}^0 + m \cdot B_2 \cdot a_y + \frac{m \cdot h}{2l} \dot{u} \quad \text{Ec. 10}$$

Las fuerzas  $F_{z_{11}}$ ,  $F_{z_{12}}$ ,  $F_{z_{21}}$  y  $F_{z_{22}}$  representan las fuerzas que actúan de manera dinámica en los neumáticos al estar sometido a cargas laterales, estas fuerzas son transferidas a través de un *porta masas* hacia las barras Push Rod y de allí hacia los rockers y amortiguadores, dichas fuerzas serán utilizadas para calcular los distintos elementos mecánicos que componen el sistema de suspensión, finalmente los factores  $B_1$  y  $B_2$  se calculan de la siguiente manera:

$$B_1 = \frac{1}{t_1} \left( \frac{h \cdot a_2}{l} \right) \quad \text{Ec. 11}$$

$$B_2 = \frac{1}{t_2} \left( \frac{h \cdot a_1}{l} \right) \quad \text{Ec. 12}$$

### ***Diseño del Sistema de Suspensión Tipo Push Rod***

Por lo descrito anteriormente, la suspensión más utilizada en un Fórmula SAE es la de tipo Push Rod, que cuenta con elementos como resortes helicoidales, barras wishbone (tijeras en V), barras Push Rod, rockers (pivotes) y una barra estabilizadora, dicha suspensión tiene como ventajas poder posicionar convenientemente los amortiguadores así como un mejor centro de gravedad, y mejor manipulación de elementos para el *tuning*, dichos elementos serán objeto de cálculo una vez obtenidas del análisis dinámico las fuerzas necesarias y el concepto de la geometría de la suspensión, a continuación se procede a destacar cada una de las distintas teorías de diseño de elementos de máquinas para cada uno de los componentes de la suspensión, desde los resortes, los brazos, las tijeras en V, la barra estabilizadora, los rockers o pivotes, las bases y soportes de cada elemento y las barras Push Rod y por último se mencionan las restricciones de la norma SAE que afectan el diseño del sistema de suspensión. Para ello se utilizarán las teorías de diseño propuestas por los autores Mott (2004), Faires (2006)

#### ***Cálculo de Barra Push Rod en un Sistema de Suspensión***

Las barras Push Rod son las que le dan el nombre al sistema de suspensión, traducido al español *Push* significa empujar, la barra se utiliza para empujar el rocker y los amortiguadores, dicha barra simplemente es una barra sometida a compresión, y por lo tanto se utiliza el cálculo de esfuerzos de compresión, pero se debe considerar



también que por estar sometida a cargas variables que dependen de las cargas laterales del vehículo, estas deben tomar en cuenta el aspecto de fallas por fatiga, y al igual que los rockers deben diseñarse para que no fallen durante la competencia, es decir una vida útil prácticamente infinita basado en un criterio de confiabilidad que brinde un factor de seguridad lo suficientemente alto para garantizar su buen funcionamiento.

#### *Cálculo de Esfuerzos en la barra Push Rod del Sistema de Suspensión*

Ya que el esfuerzo es la propiedad mecánica de los materiales que relaciona su dimensión con las fuerzas que actúan sobre él, cada material posee resistencia a distintos tipos de esfuerzo, bien sea de tracción, en el que se tiende a tensionar, o esfuerzo de torsión, en el que se tiende a retorcer el material, o también el esfuerzo cortante en el que la pieza intenta cizallarse, y por último se encuentra el esfuerzo de compresión a la que será sometida esta barra Push Rod, Faires (2006) muestra la ecuación para calcular los esfuerzos de compresión, que es igual a la de esfuerzos de tracción y se escribe como:

$$S_t = S_c = \frac{F}{A} \quad \text{Ec. 13}$$

En la que  $F$  representa la fuerza que actúa en la barra, mientras que  $A$  es el área transversal de dicha barra.

#### *Cálculo de Diámetro de la Barra Push Rod del Sistema de Suspensión*

Al observar los distintos vehículos de Fórmula SAE se puede observar que dicha

barra es de perfil tubular, es decir, posee un diámetro externo y un diámetro interno, dándole mayor resistencia y menor peso que el caso de una barra maciza. Es por eso que a través de la ecuación 14, propuesta por Beer y Johnston (2005) se calculará a partir del área  $A$  un diámetro exterior  $D$  y un diámetro interior  $d$  basado en la ecuación del área de un círculo.

$$A = \frac{\pi}{4}(D^2 - d^2) \quad \text{Ec. 14}$$

#### *Selección de Material de la Barra Push Rod del Sistema de Suspensión*

Sabiendo que la barra Push Rod es una barra que, como su nombre y tipo de suspensión lo indica, sufrirá esfuerzos de compresión, por lo tanto se debe jugar con la relación de sus dimensiones en función de los materiales que existan en el mercado venezolano, ya que se busca construir las reduciendo la mayor cantidad de costos, sin embargo se busca que sea lo más liviana posible también. Muchos equipos de otros países como Austria, Alemania, Italia o Tailandia optan por construir la barra Push Rod de fibra de carbono, un material de última generación que es capaz de otorgarle a la barra Push Rod una gran resistencia y a la vez una gran reducción de peso al igual que los vehículos de Fórmula 1. Para realizar la selección adecuada del material es obvio que se requiere calcular primero el esfuerzo y luego o variar los diámetros o cambiar el material seleccionado tanteando hasta conseguir la relación ideal pero para eso se debe investigar primero que tipo de material y de que dimensiones existen en el mercado venezolano.

### *Cálculo de Resortes Helicoidales en un Sistema de Suspensión Push Rod*

Faires (2006) define que los resortes o muelles “como un elemento mecánico que puede ejercer una fuerza (compresión o tensión) o un par torsional (radial) y al mismo tiempo almacenar energía, la cual devuelven una vez que se retira la fuerza aplicada” (p. 235), los resortes de tipo helicoidal consisten en un enrollamiento de alambre en forma de espiras con un diámetro de espira, un diámetro del alambre, un paso y una longitud del resorte, dicho elemento en un automóvil debe soportar no solo el peso del vehículo, sino además las fuerzas producto de las aceleraciones laterales cuando el carro está en una curva. Cabe destacar que el conjunto amortiguador o Monoshock, está compuesto por un resorte helicoidal que actúa en conjunto con un atenuador, que absorbe las vibraciones producto de las pequeñas variaciones del terreno. Una vez calculado el resorte helicoidal, en el mercado son vendidos en conjunto, por eso no se diseñará el atenuador. A continuación se observa este dispositivo en funcionamiento en la configuración Push Rod.



**Fuente:** ScudraCorse-Polito.com (2012)

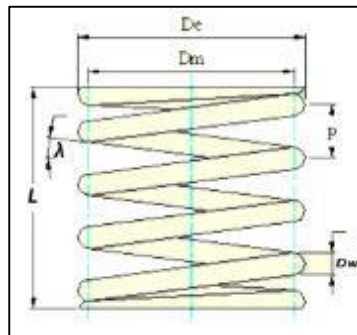
**Figura 17**

**Suspensión Push Rod con monoshock y Rocker**

Basado en las teorías de cálculo de resortes helicoidales propuestas por Faires (2006), las características de dichos resortes, serán los indicadores de esta dimensión en esta investigación, dichas características son el diámetro del alambre, el diámetro medio del resorte, la longitud, el paso y finalmente el material. Faires (2006) menciona que “el cálculo de resortes implica ordinariamente una solución de tanteo, en algunos casos limitando las dimensiones por el espacio disponible” (p. 244), esto quiere decir que una de las constantes a tomar en cuenta para el resorte es el espacio, que en este caso los resortes son vendidos en el mercado en función de su diámetro externo, el cual según Faires (2006) es el que se mide desde los extremos de afuera del resorte.

*Cálculo de las características del resorte en un sistema de suspensión Push Rod*

Las partes de un resorte helicoidal descritas por Faires (2006) pueden observarse en la siguiente ilustración, en la que el parámetro  $D_m$  se refiere al diámetro medio de la espira,  $D_w$  es el diámetro del alambre, el paso o distancia entre espiras está representado por  $P$ , el ángulo de dicho paso es  $\lambda$  y la longitud  $L$ .



**Fuente:** Pacheco (2013)

**Figura 18**

**Partes de un resorte helicoidal**

Para comenzar el cálculo de la geometría del resorte, es necesario calcular primero una relación  $C$  que es la relación del diámetro medio del resorte con el diámetro del alambre, cabe destacar que el diámetro del alambre es estandarizado en función de unas galgas las cuales Faires (2006) detalla a continuación.

$$C = \frac{D_m}{D_w} \quad \text{Ec. 15}$$

TABLA AT 15 DIMENSIONES NOMINALES DE VARIAS GALGAS						
La galga Washburn y Moen (W&M), llamada también galga para alambre de acero, se utiliza para alambre de acero. La galga American Wire o Brown y Sharpe (B&S) se utiliza para alambres de monel, bronce, cobre, aluminio y latón. Los tamaños normalizados de alambre (o hilo) distintos a los consignados en la tabla incluyen múltiplos de 1/32 hasta 9/16 pulgada. Se tiende a especificar la dimensión decimal del alambre. También hay una galga para alambre de cuerda de piano. Además se fabrican alambres de dimensiones mucho menores que los reseñados en la tabla.						
NÚM. DE GALGA	DIÁMETRO DEL ALAMBRE				ESPESOR DE LA CHAPA U.S. Standard	
	W & M Materiales ferrosos pulg mm		B & S Materiales no ferrosos pulg mm		pulg	mm
7-0	0,4900	12,45			0,500	12,700
6-0	0,4615	11,72			0,469	11,906
5-0	0,4305	10,93			0,438	11,112
4-0	0,3938	10,00	0,460	11,684	0,406	10,318
3-0	0,3625	9,208	0,401	10,404	0,375	9,525
2-0	0,3310	8,407	0,365	9,265	0,344	8,731
0	0,3065	7,784	0,325	8,252	0,313	7,937
1	0,2830	7,188	0,289	7,348	0,281	7,143
2	0,2625	6,667	0,258	6,548	0,266	6,746
3	0,2437	6,190	0,229	5,827	0,250	6,350
4	0,2253	5,723	0,204	5,189	0,234	5,953
5	0,2070	5,258	0,182	4,621	0,219	5,556
6	0,1920	4,877	0,162	4,115	0,203	5,159
7	0,1770	4,496	0,144	3,665	0,188	4,762
8	0,1620	4,115	0,128	3,264	0,172	4,365
9	0,1483	3,767	0,114	2,906	0,156	3,968
10	0,1350	3,429	0,102	2,588	0,141	3,571
11	0,1205	3,061	0,091	2,305	0,125	3,175
12	0,1055	2,680	0,081	2,053	0,109	2,778
13	0,0915	2,324	0,072	1,828	0,094	2,380
14	0,0800	2,032	0,065	1,651	0,078	1,984
15	0,0720	1,829	0,057	1,450	0,070	1,785
16	0,0625	1,588	0,051	1,291	0,063	1,587
17	0,0540	1,372	0,045	1,150	0,056	1,428
18	0,0475	1,207	0,040	1,024	0,050	1,270

Fuente: Faires (2006)

**Figura 19**  
**Diámetros del alambre estandarizados**

Luego de calcular esta relación  $C$  se debe encontrar la constante del resorte  $k$  la cual según Faires (2006) “se determina de acuerdo con la ley de Hooke, fuerza por unidad de deformación elástica” (p. 239), esta constante es de gran importancia ya que la mayoría de los resortes son comercializados en función de esta constante, generalmente expresada en lb/pulg o kg/cm. El cálculo del número de espiras necesarias viene representado por  $N_c$  y es necesario resaltar que en un resorte se consideran espiras activas y pasivas, estas últimas corresponde a las espiras ubicadas en los extremos del resorte, las que no se deforman como tal, mientras que las espiras activas son a partir de las cuales la longitud se empieza a reducir.

$$N_c = \frac{D_w \cdot G \cdot \delta}{8 \cdot F \cdot C^3} \quad \text{Ec. 16}$$

Donde  $F$  es la fuerza que se le aplica al resorte,  $G$  es una constante en unidades de  $kg/cm^2$  que depende del material seleccionado y  $\delta$  es la deformación máxima aceptada para el resorte.

#### *Cálculo de Esfuerzos de los Resortes en un Sistema de Suspensión Push Rod*

Una vez definida las características del resorte, tal como las dimensiones geométricas, el número de espiras, el paso y los diámetros, se procede a calcular los esfuerzos admisible y calculado mostrados en las ecuaciones a continuación respectivamente, ambas extraídas del autor Faires (2006) Dichos esfuerzos dependen de constantes dadas del material, de sus dimensiones y de la fuerza aplicada.

$$S_S = \frac{Q}{D_w^x} \quad \text{Ec. 17}$$

$$S_C = K \frac{D_m.F.8}{\pi.D_w^3} \quad \text{Ec. 18}$$

#### *Selección de los Resortes en un Sistema de Suspensión Push Rod*

Una vez calculados los resortes, se debe decidir si resulta más económico comprarlos en función del mercado o fabricarlos, por eso se debe estudiar el tipo de material seleccionado para la fabricación, las dimensiones, y la constante  $k$  para comparar con catálogos de marcas como Ohlin's o Kaz Racing para decidir si resulta más rentable la fabricación o la compra de los 4 resortes. Para eso es necesario investigar un catálogo comercial internacional, uno nacional los cuales serán recopilados para realizar el respectivo análisis y la toma de decisión.

#### *Cálculo de los Brazos Wishbone en un Sistema de Suspensión Push Rod*

Los brazos wishbone corresponden a los llamados brazos en forma de “V”, son las barras que conectan los rines de los neumáticos con el chasis y a su vez conectan la barra Push Rod con el Rocker como se muestra en la Figura 20 a continuación. La teoría utilizada para diseñar dicho elemento es la de cálculo de vigas, ya que se trabaja con diferentes tipos de esfuerzos como tracción, compresión, cortante y de torsión. Parte de la geometría de la barra está regulada por la norma de restricciones Fórmula SAE 2014 ya que “la distancia menor entre ejes no debe ser 75% menor que la distancia entre ejes mayor” (p. 25), como se mencionará más adelante entre las restricciones de

Formula SAE.



**Fuente:** Formula SAE UCV (2013)

**Figura 20**  
**Brazos wishbone en V**

*Cálculo de Esfuerzos en los Brazos Wishbone en un Sistema de Suspensión*

*Push Rod*

Entre los esfuerzos que se estudian están las llamadas fuerzas *Jacking*, mencionadas por Popa (2005) en la que establece que “Los brazos cuando están en disposición que no es paralela, darán como resultado un Roll Center más bajo, lo que producirá un mayor brazo de torque, por lo tanto más roll de la masa suspendida y menos jacking forces”, esto último se refiere a que cuando los brazos wishbone están en una disposición como la mostrada en la figura a continuación (Figura 21) en la que no son paralelos en una vista frontal, permite posicionar el centro de rotación más bajo, y esto a su vez hará que la masa suspendida pueda girar con mayor facilidad sobre el Roll Center y a su vez reduce las fuerzas jacking en los brazos wishbone, sabiendo que



se refiere a las fuerzas jacking como las transmitidas en los brazos wishbone, bien sea de tracción o de compresión. Para eso se vuelve a utilizar la ecuación 13 para calcular los esfuerzos de compresión y tracción, pero tomando en cuenta que si el Roll Center es diseñado bajo, solo actuarán sobre las barras wishbone las masas no suspendidas, es decir, los cauchos, rines, porta masas y discos de frenos.

*Diseño de la Geometría de los Brazos Wishbone en un Sistema de Suspensión Push Rod*

Una vez calculado el esfuerzo, a partir de la variable que representa el área en la ecuación 13, se puede calcular la sección tubular al igual que la barra Push Rod con la ecuación 14, de la cual se puede calcular un diámetro exterior y un diámetro interior que deben ser medidas comerciales. Una vez calculada la sección transversal se debe calcular la longitud exacta ya que en los extremos estos se fijan a través de muñones (jerga venezolana) o rodamientos esféricos, los cuales facilitarán el movimiento de los brazos wishbone cuando el vehículo tienda a sufrir el efecto roll ya que podrán girar libremente reduciendo aún más las posibles fuerzas jacking. Estos rodamientos irán conectados en un extremo al chasis con la barra wishbone y en el otro extremo con el porta masas.

Cabe destacar que en las ruedas delanteras se necesitan cuatro (4) barras para el lado izquierdo y cuatro (4) más para el derecho, en cambio en las ruedas traseras se deben usar 5 en las ruedas izquierdas y 5 en la derecha. Esto es debido a que en el eje trasero las ruedas no pueden *converger* (toe) hacia adentro ni hacia afuera producto de

las cargas laterales, por eso se debe usar una barra que controle y resista este esfuerzo en las ruedas traseras, tal como se aprecia en la Figura 21 a continuación.



**Fuente:** Formula SAE UCV (2013)

**Figura 21**

**Barra para control de Toe en eje trasero con suspensión Pull Rod**

*Selección del Material de los Brazos Wishbone en un Sistema de Suspensión*

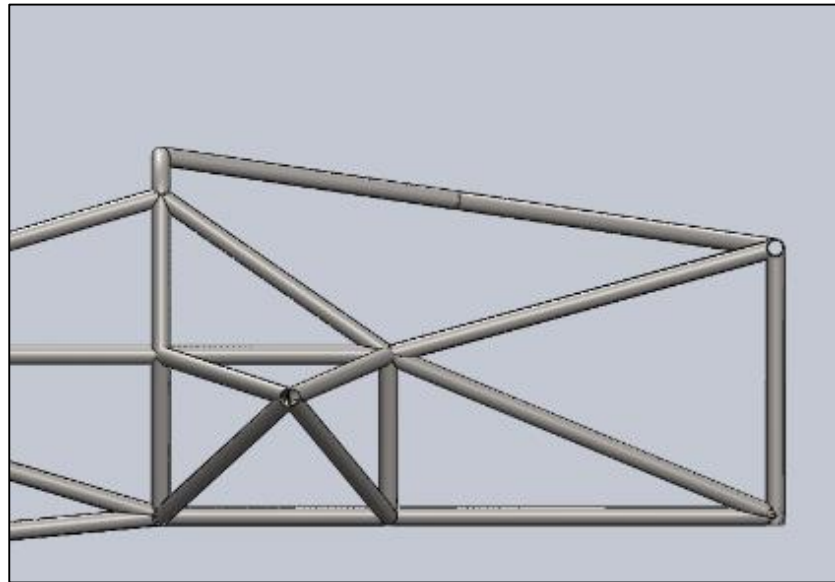
*Push Rod*

El material a utilizar para estas barras debe ser el más económico posible para reducir los costos retomando nuevamente lo mencionado por Popa con respecto a evaluar los costos de producción, aunque muchos equipos usan estas barras de fibra de carbono para reducir peso, en el caso de Venezuela, el diseño debe adaptarse a los materiales comercializados normalmente, para eso es necesario investigar los catálogos de los proveedores venezolanos para estudiar un material que sea capaz de resistir el esfuerzo y además ser económico.

### *Cálculo de los Rockers en un Sistema de Suspensión Push Rod*

Los Rockers o llamados Bellcracnks cumplen la función de cambiar la dirección de la fuerza transferida desde la barra Push Rod hacia el monoshock, en un sistema clásico Push Rod se puede estudiar bidimensionalmente y posicionar el amortiguador en un plano paralelo a la barra Push Rod, bien sea sujeto desde arriba (sin necesidad de una barra de torsión, al posicionar verticalmente los amortiguadores como se muestra en la Figura 4, se estaría dejando poco espacio para las piernas del piloto, además que fue seleccionado el sistema Push Rod frente al Pull Rod por la facilidad a la hora de aplicar acciones de mantenimiento o tuning en el sistema de suspensión, por eso la configuración ideal para el Rocker es la mostrada en la Figura 17, en la que los monoshock están posicionados casi paralelos a la vista longitudinal del monoplaça.

Popa (2005) expresa que “una vez que el monoshock está posicionado en el chasis y los otros componentes de la suspensión, se puede obtener la medida exacta del punto de pivote del Rocker para establecer también las medidas de dicho componente” (p. 59), esto justifica por qué el rocker es uno de los componentes que se diseña de último ya que se requiere conocer el espacio donde va a funcionar. Para eso el trabajo de investigación de Buoli (2013), miembro del Grupo de Investigación Fórmula SAE-UFT quien diseñó uno de los componentes principales del prototipo Fórmula SAE de la Universidad Fermín Toro, siendo este el chasis, presenta el espacio para posicionar el amortiguador y sujetar los brazos wishbone, mostrados en la siguiente imagen (Figura 22).



**Fuente:** Buoli (2013)

**Figura 22**

**Espacio para Monoshock y Rocker en la parte frontal del Chasis de FSAE-UFT**

*Cálculo de Esfuerzo en los Rockers en un Sistema de Suspensión Push Rod*

En los Bellcranck se maneja un esfuerzo de compresión y de tracción, producto de que es un elemento aunque rotativo, es el que se encarga de recibir la fuerza desde la barra Push Rod y transmitirla hacia el monoshock, bien sea comprimiéndolo o tensionándolo, es por eso que el tipo de esfuerzo que actúa en este elemento es de compresión o tracción, esto refiriéndose a la ecuación 13, pero adaptada a un elemento tridimensional con una forma distinta a la de un círculo, se debe tomar el área transversal del Rocker, y la fuerza transmitida desde la barra Push Rod.

*Cálculo de la geometría en los Rockers en un sistema de suspensión Push Rod*

Los Rockers van sujetos al chasis por medio de un rodamiento que permite el pivote del mismo y la transferencia del esfuerzo desde la barra Push Rod hacia el

amortiguador. Para el caso del Rocker, debe realizarse el estudio cinemático para asegurarse que el vehículo no se incline excesivamente ya que dependiendo de sus dimensiones, este regula cuanto se comprime el resorte en función de cuanto movimiento realiza la barra Push Rod. Dicho estudio cinemático se realiza gráficamente dibujando la posición de la barra Push Rod, el monoshock en su posición y a través de una circunferencia se dibuja el movimiento que realiza el Bellcrank para saber dependiendo de cuanto se mueve la barra, cuanto se comprimirá el amortiguador

#### *Selección del Material de los Rockers en un Sistema de Suspensión Push Rod*

Alguna de las consideraciones a tomar en cuenta para el diseño de este elemento son las mencionadas por Cruz y Mesías (2013) en la que expresan que para el diseño en general de cualquiera de los elementos de la suspensión es que deben ser livianos para reducir las masas suspendidas, con respecto a esto dicen que “es interesante disminuir el peso, aunque en cuanto a frenos se refiere el impacto es mucho menor que en el caso de las masas no suspendidas. No obstante, conviene tenerlo en cuenta para así disminuir el peso total del vehículo.”(p. 126). Además de esto también se debe tomar en cuenta el costo y el procedimiento de fabricación ya que en uno de los eventos de la competencia Fórmula SAE evalúan el costo de producción de 1000 unidades del vehículo monoplaza.

### **Definición de Términos Básicos**

**Autocross:** Evento realizado en la competencia Fórmula SAE, el piloto debe manejar el carro en un circuito preestablecido formado por conos sin tumbar alguno ya que le son restados puntos, el objetivo de esta prueba es ver la rapidez del vehículo en atravesar un circuito completo compuesto por curvas y rectas de diferentes tamaños.

**Esfuerzo:** Es la resistencia que ofrecen los cuerpos frente a una fuerza aplicada.

**Fórmula SAE:** Es un vehículo monoplace tipo fórmula diseñado y construido por estudiantes en distintas universidades del mundo para luego competir en una de las sedes dadas por SAE internacional. El vehículo es evaluado en aspectos como diseño, relación costo/beneficio, eficiencia, rendimiento, durabilidad, creatividad, todo esto a través de una serie de pruebas.

**Jacking:** Se refiere a un tipo de fuerza que actúa verticalmente sobre las uniones de los brazos de la suspensión al chasis, generalmente mientras más alto sea el Roll Center más alto será el jacking.

**Masa suspendida:** Se considera masa suspendida a todas las masas cuyo peso es soportado por el sistema de suspensión, incluyendo el piloto, el motor, la batería, bomba de aceite, dirección, extintores y demás. Las masas no suspendidas son las que no influyen en la suspensión, como los rines, los cauchos y los discos de freno.

**Módulo de Elasticidad:** Tipo de constante que relaciona la tensión que sufre un

material en función de la deformación, es una constante que depende netamente del material, se expresa en Pascales o PSI.

**Monoplaza:** Se refiere a un tipo de vehículo capaz de llevar a no más de una persona, es decir únicamente el piloto, generalmente este tipo de vehículos siguen el diseño de un estilo fórmula.

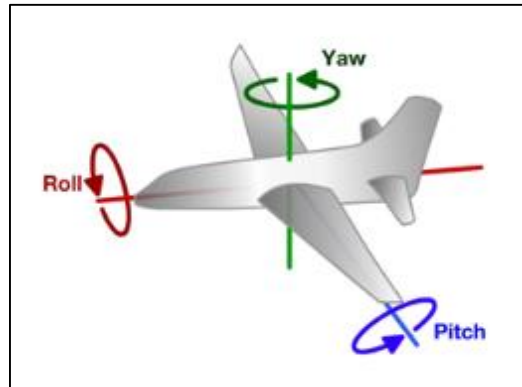
**Monoshock:** También llamado amortiguador, es un conjunto de resorte helicoidal con atenuador, cuya función combinada es resistir el peso del carro así como también absorber las vibraciones producto de las imperfecciones del terreno.

**Pitch:** Es un tipo de movimiento producto de la transferencia de masas, en el caso de un vehículo, un movimiento producto de la aceleración o la frenada en el que el carro tiende a inclinarse bien sea hacia adelante en una frenada o hacia atrás por la aceleración (ver Figura 23).

**Porta masas:** Se refiere al elemento mecánico de un vehículo que conecta los brazos de la suspensión con el rodamiento en el que se fijan los neumáticos, esta pieza se puede observar detrás del disco de freno en la Figura 21 y es la encargada de transferir toda la carga y los esfuerzos producto de la transferencia dinámica de masas desde las ruedas hacia la suspensión.

**Punto de fluencia:** Esta constante representa el esfuerzo máximo que soporta un material antes de sobrepasar su límite elástico, que no es más que el punto en el que el material puede deformarse y volver a su estado original.

**Roll:** En el caso de un vehículo, es un efecto de movimiento en el carro producto de la transferencia de masas en el que el carro tiende a inclinarse hacia un lado tratando de despegar sus dos ruedas del lado contrario (ver Figura 23).



**Fuente:** TheBoredEngineers.com (2013)

**Figura 23**  
**Efectos Roll, Yaw y Pitch**

**Skid Pad:** Es uno de los eventos realizados en la competencia Fórmula SAE en la que el monoplaza debe seguir una pista en forma de círculos con un diámetro preestablecido (mostrado en la Figura 24), primero girando en sentido horario hacia la derecha dos (2) veces, y luego dos (2) veces más en sentido ante horario hacia la izquierda, con el objetivo de probar el agarre máximo velocidad del vehículo así como la resistencia del sistema de suspensión.

**Sobre-viraje:** Fenómeno que ocurre en un vehículo cuando está girando en el que las ruedas traseras no siguen el mismo recorrido que el de las ruedas delanteras sino que se deslizan hacia el exterior de la curva.

**Sub-viraje:** Fenómeno que ocurre en un vehículo cuando el giro real del mismo



es menor que el teóricamente debería inducir la posición de las ruedas delanteras, de este modo la parte delantera del vehículo tiende a salirse hacia el exterior de la curva.

**Toe:** También es llamado ángulo de convergencia, se refiere a la rotación del caucho sobre su propio eje como si este realizara un giro en una curva, este puede ser positivo o negativo dependiendo de si los cauchos se abren hacia adelante o hacia atrás, en el eje delantero esto se observa gracias al ángulo de ackermann, pero en el eje trasero, que no debe girar debe controlarse este efecto para mantener siempre las ruedas paralelas.

**Track width:** En una vista frontal de un vehículo, se refiere a la distancia medida desde el centro de la rueda izquierda hacia el centro de la rueda derecha. De alguna forma puede verse como el ancho del eje.

**Tuning:** son las modificaciones y ajustes que se le realizan a un vehículo sin cambiar el diseño, solo manipulando las variables ajustables, en el caso de un sistema de suspensión, el ajuste de la presión del gas en amortiguadores de gas nitrógeno, o la variación del camber a través del movimiento de las barras wishbone, o el ajuste del toe o ackermann del vehículo a través de la barra wishbone adicional o la barra de dirección respectivamente. Generalmente son modificaciones para adaptar las prestaciones del vehículo a las condiciones de una carrera por ejemplo.

**Wheelbase:** En una vista lateral del vehículo, es propiamente la distancia que existe desde el centro de la rueda delantera hasta la trasera, llamado también distancia

entre ejes.

**Yaw:** Es otro tipo de movimiento en el caso de un vehículo sucede cuando hay sobre-viraje o sub-viraje, viendo el carro desde arriba, el efecto yaw hace que el carro gire sobre sí mismo en sentido de las agujas del reloj o en sentido ante horario (ver Figura 23).

## **CARACTERÍSTICAS DEL SISTEMA DE SUSPENSIÓN**

En la sección que a continuación se desarrolla, se busca detallar cada una de las características que poseerá el sistema de suspensión a diseñar y construir, se presentan también una serie de restricciones que limitan la construcción de la suspensión para poder participar en la competencia Fórmula SAE, en esta misma sección se explica la destinación del producto, su vida útil y su modo de empleo.

### **.Restricciones de la Norma SAE para Fórmula**

Para el caso de éste trabajo de investigación, en el que se busca diseñar uno de los componentes de un vehículo de carreras, y no cualquiera sino uno bajo la categoría Fórmula SAE, éste debe cumplir con una serie de restricciones postuladas cada año por la misma Sociedad de Ingenieros Automotrices que a continuación se explican

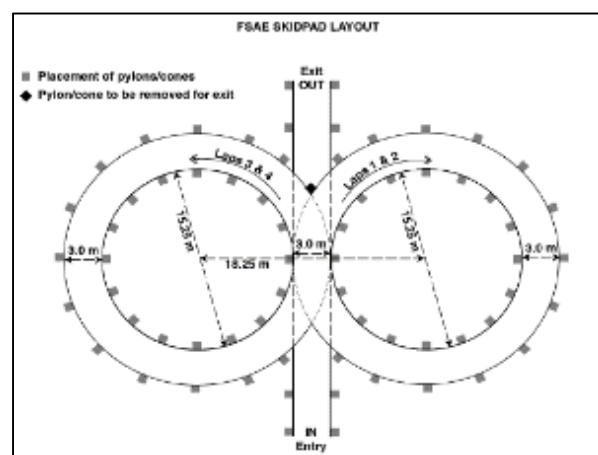
SAE International cada año emite una serie de reglas para poder diseñar y competir en las distintas categorías de diseño automotriz, en el caso de este trabajo de investigación, se basa en el reglamento de Normas de Fórmula SAE 2014, el cual regula muchos aspectos del vehículo, principalmente por medidas de seguridad ya que se pone en juego una vida humana al volante del monoplaza, estas normas no solo son de seguridad sino que brindan un estándar o modelo de referencia del cual partir para realizar el diseño del vehículo. Dicha norma se extiende ampliamente en la sección del chasis, bien sea de tubos de acero o de materiales compuestos como la fibra de carbono, pero también menciona ciertos aspectos de importancia para el diseño de la suspensión

por ejemplo “la distancia entre ejes menor no debe ser menor que el 75% de la distancia entre ejes mayor”, esto refiriéndose a la distancia entre las ruedas izquierdas con las derechas. A continuación se puntualizan las restricciones que afectan directa e indirectamente al sistema de suspensión del vehículo Fórmula SAE:

1. La distancia mínima entre ejes debe ser de al menos 1525mm, siendo esta distancia medida desde el centro de contacto de la rueda delantera hasta el centro de contacto de la rueda trasera.
2. La distancia desde el suelo hasta el chasis debe ser lo suficientemente alta para no hacer contacto en ningún momento con la pista, teniendo en cuenta que las ruedas deben tener un diámetro superior a 203.21mm (8 pulg) sin tener en cuenta el neumático.
3. El vehículo debe estar equipado con un sistema de suspensión totalmente operativo con amortiguadores delanteros y traseros, con recorrido de la rueda utilizable de al menos 50.8 mm (2 pulg), 25.4mm (1 pulg) de recorrido y otros 25.4mm (1 pulg) de rebote con el conductor sentado.
4. Los jueces se reservan el derecho de descalificar vehículos que no presenten un intento serio de un sistema de suspensión para las pruebas dinámicas.
5. Todos los puntos de montaje de la suspensión deben ser visibles para la inspección técnica, ya sea por apreciación directa o al retirar cubiertas.
6. La distancia al suelo debe ser suficiente para prevenir que cualquier parte del vehículo, aparte de los neumáticos, tenga contacto con la pista.

7. La acción intencional o excesiva de contacto de cualquier parte del vehículo con los neumáticos, producirá la pérdida de una carrera o un evento dinámico completo.
8. Se somete al prototipo a una inclinación lateral de  $60^\circ$ , con el piloto más alto dentro del vehículo, el comportamiento de la suspensión debe ser tal que no se pierda contacto de ninguna rueda respecto de la superficie del plano inclinado, con ello se deduce el buen comportamiento del vehículo en curvas.

Por último otra restricción que afecta indirectamente la geometría del sistema de suspensión es el ancho de la pista, que en este caso la norma de restricciones de Fórmula SAE 2014 las muestra a través del plano del *skid pad*, uno de los eventos dinámicos de la competencia, el cual consiste en dos círculos con un diámetro definido (tal cual se muestra en la Figura 24) en el cual el monoplaza debe dar dos vueltas en el primero y dos vueltas en el tercero, esto con el objetivo de medir el agarre máximo del prototipo.



Fuente: Fórmula SAE Rules (2013)

**Figura 24**  
**Plano del circuito Skid Pad**

Esta serie de restricciones tienen como propósito dar unos parámetros y prohibiciones de elementos que puedan perjudicar la pista de carreras, así como también poner a prueba el ingenio de los estudiantes a la hora de diseñar en función de una serie de requisitos, incluso tomando en cuenta la seguridad ya que como se aprecia en el punto 8, se somete al monoplaza a una inclinación para observar si éste tiene tendencia al volcamiento producto de un mal diseño del sistema de suspensión.

### **Tipo de Suspensión**

Como se expuso previamente, dentro de los tipos de suspensión se encuentran la McPherson, Wishbone Push Rod y Pull Rod, pero es importante resaltar que la más conveniente para este caso es una de tipo Push Rod ya que, además de brindar un comportamiento óptimo para un vehículo de carreras, ofrece la posibilidad de ser completamente ajustable en todos sus parámetros lo cual es una ventaja para el grupo de investigación Fórmula SAE-UFT ya que permitirá estudiar el comportamiento del vehículo en pista con diferentes variaciones de la misma suspensión para crear datos y un registro, es por ello que este trabajo de grado se centra en el desarrollo de un sistema de suspensión que permita ajustar los valores del camber, caster, toe, recorrido, dureza del resorte y presión dentro del amortiguador.

### **Características de los Materiales Para la Construcción de la Suspensión**

El estudio del sistema de suspensión será basado en materiales de fácil acceso tomando en cuenta que en la competencia Fórmula SAE se busca la mejor relación

costo-beneficio y además de eso en el mercado Venezolano no existe mucha variedad de la que escoger, actualmente el grupo de Investigación Fórmula SAE-UFT cuenta con un stock de materiales como tubos *estructurales* de acero AISI 1020, y AISI 1010. También es claro resaltar que el conjunto *monoshock* debe poseer una serie de características que lo hagan capaz de resistir los esfuerzos así como también ser ajustable que es lo que se busca para beneficio del grupo, ya que creando una suspensión completamente ajustable se podrá lograr un mejor registro de datos para diseño de futuras suspensiones.

### **Fines que se Destinan los Bienes y Servicios**

En esta fase se explican a qué consumidores va dirigido el sistema de suspensión, que ventajas brinda tanto a la universidad como a la sociedad, también justificando la vida útil del producto. Este trabajo de investigación y construcción cubre la necesidad de carencia de uno de los componentes del monoplaza desarrollado por el Grupo de Investigación Fórmula SAE-UFT, trayendo un beneficio como tal a la universidad Fermín Toro ya que será una de las pocas universidades pioneras en el estudio y desarrollo del sector automotriz nacional.

### ***Consumidores***

Por ser un producto diseñado para cubrir la necesidad de un Grupo de Investigación, éste sistema de suspensión estará destinado para Fórmula SAE-UFT y cumplirá con los requerimientos mencionados anteriormente por las Normas de Restricciones SAE 2014. La Universidad Fermín Toro también se verá beneficiada al

contar con un trabajo de investigación que desarrolla un área poco tocada en el país como lo es la industria automotriz, promoviendo que en un futuro se realicen más investigaciones que permitan crear la tecnología para innovar con vehículos no sólo de competencia SAE sino de uso particular o transportes públicos beneficiando así a largo plazo a la sociedad.

### *Vida Útil*

El sistema de suspensión debe ser capaz de resistir todo el tiempo de funcionamiento que tendrá en la competencia (alrededor de 3 días) además de las pruebas que realizará Fórmula SAE-UFT, sin embargo en uno de los segmentos de la Norma de Restricciones SAE en la que se fundamenta este proyecto, se menciona que los equipos que planean competir por segundo año consecutivo con el mismo vehículo deberán realizar una serie de cambios tanto en el chasis como en el sistema de suspensión.

Lo anterior implica que algunas de las partes del sistema de suspensión no serán utilizadas más de una vez como por ejemplo los brazos wishbone ya que estos dependen de las medidas del chasis, o también los rockers que dependen de la posición de los brazos wishbone y la sujeción al chasis. Otros elementos del sistema de suspensión como el monoshock son reutilizables, al igual que los puntos de anclaje de los brazos wishbone al chasis (bien sea bujes o rod ends), por lo tanto se seleccionarán de calidad y que cumplan con las necesidades de diseño y operación para que sean perdurables de manera que Fórmula SAE-UFT sólo tenga que hacer una única inversión.



## **PROCEDIMIENTO UTILIZADO PARA LA PRODUCCIÓN**

A lo largo de esta fase se desarrollan una serie de pasos a seguir para poder cumplir con el diseño del sistema de suspensión además de su construcción, mostrando además las técnicas utilizadas para el desarrollo del producto, los componentes, sus costos de fabricación o de compra, también se desarrollan técnicas de análisis por computadora utilizando software como AutoCAD y Solidworks, permitiendo el ahorro de tiempo a la hora de crear un modelo que permita estudiar de manera gráfica o mecánica el comportamiento del sistema de suspensión.

### **Procedimiento de diseño**

Como se muestra anteriormente en las bases teóricas, antes de siquiera pensar en construir el sistema de suspensión, es necesario conocer las fuerzas que actuarán en los distintos elementos que serán objeto de estudio, y estos a su vez dependen de datos como las dimensiones seleccionadas para la suspensión a su vez dependientes del estudio dinámico que permita posicionar de manera ideal los centros de rotación Roll y Pitch para que el monoplaza no sufra de esfuerzos innecesarios y posea un comportamiento óptimo para la competencia. A continuación se procede con el diseño del sistema de suspensión del vehículo Fórmula SAE de la Universidad Fermín Toro.

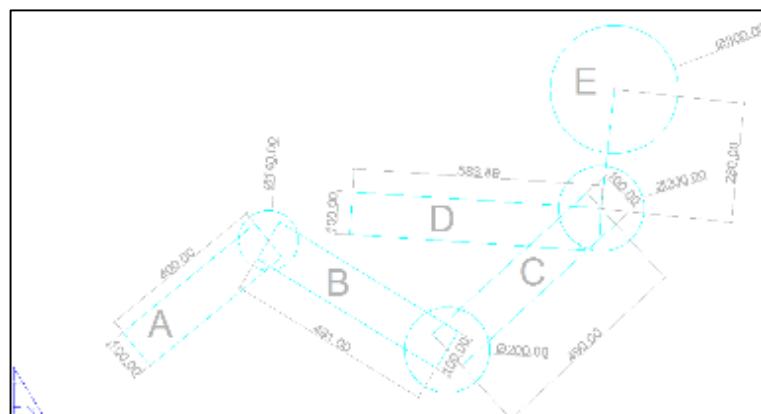
#### ***Definición de la Posición del Centro de Gravedad de la Masa Suspendida.***

El primer paso basado en las ecuaciones propuestas por Innocenti (2013) es realizar un análisis dinámico definiendo las dimensiones del sistema de suspensión, la

distancia entre ejes, para poder determinar las distancias de las masas hacia el centro de gravedad que repartirá las fuerzas a lo largo de las ruedas. Todo esto siempre y cuando se mantenga una posición ideal de los centros de rotación. Para conocer el centro de gravedad de las masas suspendidas se realizará una comparación geométrica de los elementos con figuras conocidas permitiendo una estimación apropiada para facilitar el cálculo de la posición del centro de gravedad del vehículo.

#### *Cálculo del Peso y Forma Geométrica del Piloto.*

La Norma de restricciones de Fórmula SAE, presenta un bosquejo geométrico del piloto en la posición adecuada para manejar el monoplaza, dicha imagen fue reinterpretada y presentada con figuras geométricas equivalentes, a continuación se presenta ésta imagen donde se observa la posición del piloto dentro del vehículo, las medidas son expresadas en milímetros, cuyos centroides se sobreentiende que están ubicados en el centro geométrico de cada figura.



**Fuente:** Pacheco (2014)

**Figura 25**  
**Geometría estimada del piloto**

Cada una de las partes que conforman la figura del piloto posee un peso particular estimado para una persona que según la Norma de Restricciones SAE 2014 se recomienda utilizar un peso de 75 Kg como peso del piloto. En la siguiente tabla se muestran los pesos de cada una de esas partes medidos en Kg.

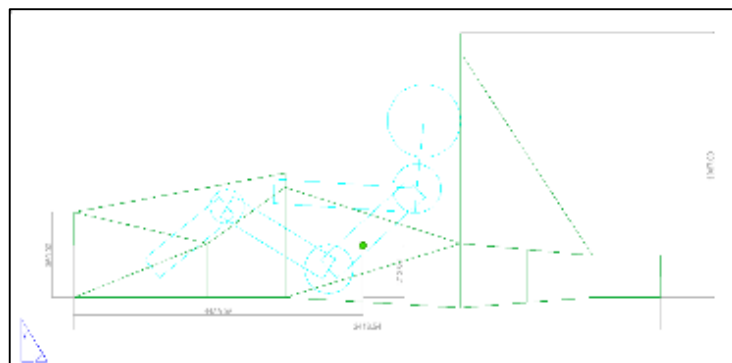
Cuadro 1  
Peso del Piloto

A (Pierna)	7 Kg
B (Muslo)	14 Kg
C (Torso)	41 Kg
D (Brazos)	6 Kg
E (Cabeza)	7 Kg

Fuente: Pacheco (2014)

#### *Cálculo del Peso y Forma Geométrica del Chasis*

El chasis resulta un poco más complicado de equivaler a una figura geométrica, es por eso que de los datos de Buoli (2013) se extrae el bosquejo del chasis, cuyo centroide ya fue calculado previamente como se muestra en la siguiente imagen representado por un círculo verde, además de eso su peso es de 37 Kg.



Fuente: Pacheco (2014)

**Figura 26**  
**Geometría y Centroides del Chasis**

### *Cálculo del Peso y Forma Geométrica del Motor*

El Grupo de Investigación posee un motor Kawasaki ZX6 cuya cilindrada es de 600cc donado por la Universidad Fermín Toro. Para el caso del motor resulta un poco más engorroso ubicar su centroide de manera exacta ya que es una forma completamente irregular como se aprecia en la Figura 27, sin embargo el Grupo de Investigación ya había logrado ubicarlo colgando el motor en diferentes posiciones y marcando con líneas verticales, una vez que se estabilizara en la forma en que éste estuviese colgando, luego en la intersección de estas líneas internamente en el motor es donde se logró estimar que estuviera ubicado el centroide del mismo. Luego, se tomó nota del peso del motor y éste se expresa en el cuadro 2, y su figura geométrica equivalente con centroide de color azul oscuro se observa también en la Figura 29.



**Fuente:** Pacheco (2014)

**Figura 27**  
**Motor de FSAE-UFT suspendido**

### *Cálculo del Peso y Forma Geométrica de la Transmisión y la Batería*

Estos elementos actualmente son propiedad del Grupo de Investigación Fórmula SAE-UFT, y ambos fueron medidos y dibujados de manera geométrica como un cuadrado para la batería y un círculo para la transmisión cuyo centroide es fácil de ubicar sabiendo que se localiza en el centro geométrico de cada figura, esto se logra apreciar en la Figura 29 como círculos de color rojo y marrón. Una vez dibujado su equivalente geométrico se toma nota de su peso el cual se expresa en la siguiente tabla. Dichos elementos pueden ser apreciados en la Figura 28.

Cuadro 2  
Componentes de FSAE-UFT

Batería	9 Kg
Transmisión	3 Kg
Motor	64 Kg
Bomba de Frenos y pedalera (Estimado)	2 Kg

Fuente: Pacheco (2014)

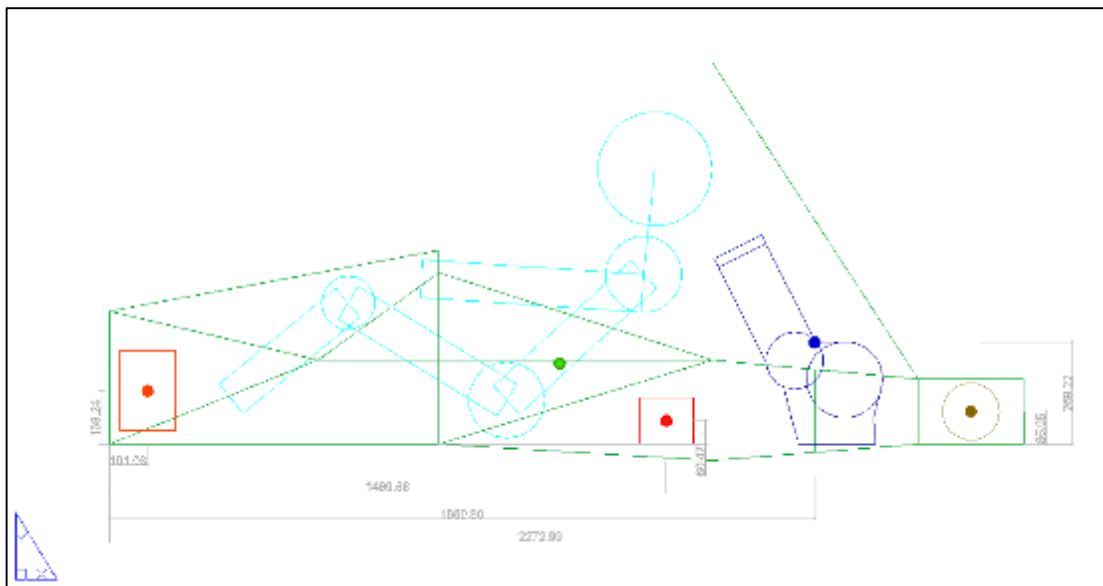


Fuente: Pacheco (2014)

**Figura 28**  
**Amortiguadores, Batería y Transmisión de FSAE-UFT**

### *Cálculo del Peso y Forma Geométrica de la Pedalera y Bomba de Frenos*

Para este último cuerpo de masa suspendida fue necesario realizar una entrevista no estructurada al director del equipo de Frenos del Grupo de Investigación Fórmula SAE-UFT (Emilio Lima), en el cual se determinó que “el peso estimado de la bomba de frenos y la pedalera juntos puede ser de hasta 2 Kg, ya que se planea construir de aluminio para reducir su peso lo más posible”. Basado en ésta suposición ya que no se cuenta con dichas partes se procede a realizar su bosquejo para presentarlo junto a las demás masas suspendidas como se muestra en la Figura 29, cabe destacar que de la misma entrevista al director del equipo de Frenos, se obtuvieron unas medidas estimadas que son expresadas en la siguiente imagen. En el cuadro 3 se expresan todos los pesos de cada uno de los elementos de la masa suspendida.



**Fuente:** Pacheco (2014)

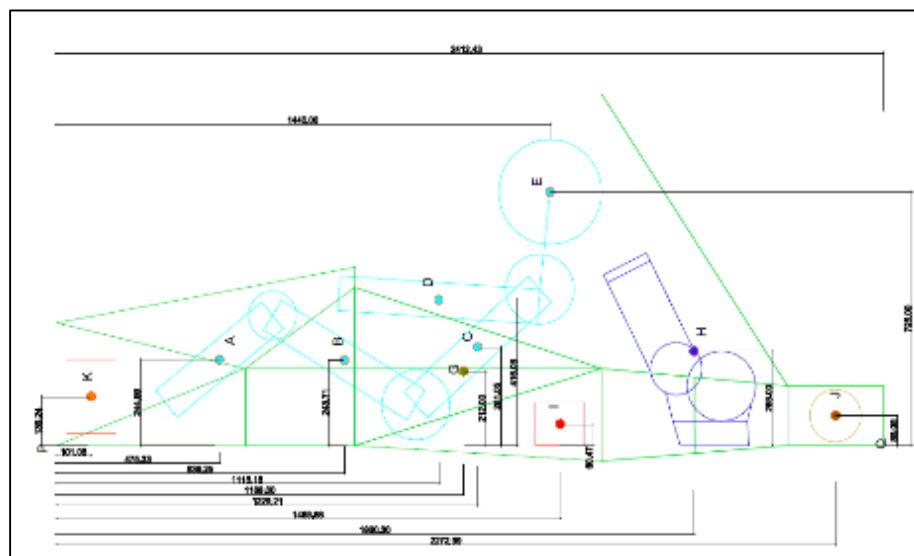
**Figura 29**  
**Masas Suspendidas**

Cuadro 3  
Pesos y Designación de Elementos Suspendidos

Elemento	Nombre de Trabajo	Masa (Kg)
Piernas del Piloto	A	7
Muslos del Piloto	B	14
Torso del Piloto	C	41
Brazos del Piloto	D	6
Cabeza del Piloto	E	7
Chasis	G	37
Motor	H	64
Batería	I	9
Transmisión	J	3
Bomba de Frenos y Pedalera	K	2
Masa Suspendida Total		190 Kg

Fuente: Pacheco (2014)

Con el valor de la masa suspendida se procede a realizar un sistema de torque en el que se colocan puntos de apoyo en cada extremo del chasis para poder calcular la ubicación exacta del centro de gravedad del vehículo como la combinación de distancias y fuerzas de cada uno de los elementos suspendidos, esto se observa en la Figura 30 propiamente.



Fuente: Pacheco (2014)

**Figura 30**  
**Centroides de Masas Suspendidas**

Ya que el centro de gravedad es el punto donde todas las fuerzas actúan en un cuerpo, podemos clasificar cada uno de los centroides como un punto donde se aplica una fuerza equivalente al peso que ejerce la masa del elemento suspendido, por lo tanto se procede a calcular el centro de gravedad del vehículo de la siguiente manera.

Cuadro 4  
Calculo del Centroide en X

Elemento	Masa (Kg)	Distancia respecto de P (m)	Kg*m
A	7	0.47533	3.32731
B	14	0.83925	11.7495
C	41	1.22921	50.39761
D	6	1.1518	6.9108
E	7	1.44	10.08
G	37	1.188	43.956
H	64	1.86	119.04
I	9	1.46968	13.22712
J	3	2.27299	6.81897
K	2	0.10108	0.20216
Total			265.70 Kgm

Fuente: Pacheco (2014)

La ubicación del centroide en el eje X medida a partir de P se obtiene:

$$X_c = \frac{\sum(mi * xi)}{\sum mi} = \frac{265.7Kg m}{190 Kg} = 1.4m$$

Ahora para el eje Y se tiene que:

Cuadro 5  
Calculo del Centroide en Y

Elemento	Masa (Kg)	Distancia respecto de P (m)	Kg*m
A	7	0.24499	1.71493
B	14	0.24371	3.41194
C	41	0.28105	11.52
D	6	0.41603	2.49618
E	7	0.725	5.075
G	37	0.212	7.844



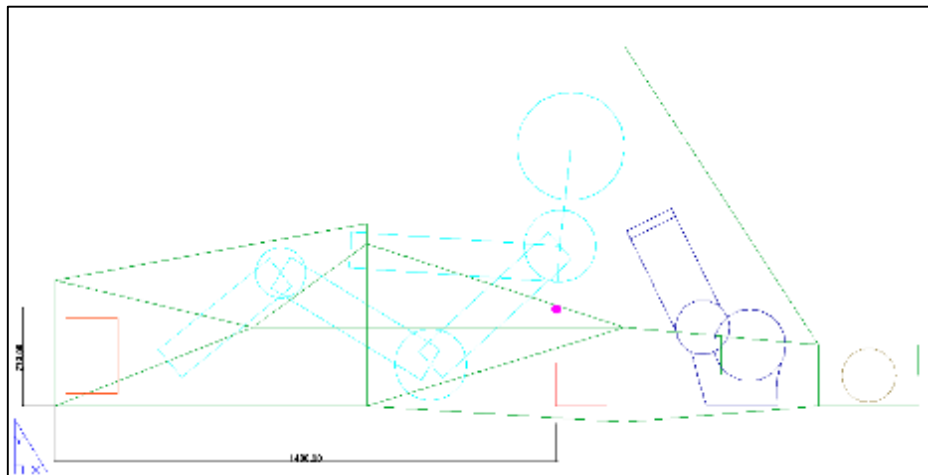
H	64	0.289	18.496
I	9	0.0647	0.5823
J	3	0.0805	0.2415
K	2	0.13924	0.27848
Total			51.66 Kgm

Fuente: Pacheco (2014)

La ubicación del centroide en el eje Y medida a partir de la altura de P se obtiene:

$$Y_c = \frac{\Sigma(mi * yi)}{\Sigma mi} = \frac{51.66 \text{ Kg m}}{190 \text{ Kg}} = 0.27m$$

La posición del centro de gravedad del vehículo se ubica a 1.4 metros medidos desde el frente del vehículo a una altura de 0.27 metros, gráficamente se observa en la siguiente imagen como un punto púrpura. Basado en una entrevista no estructurada con un miembro del equipo Fórmula SAE UCV, Javier Hernandez indica que “generalmente para que un Formula SAE posea buena estabilidad y supere la prueba de la inclinación, el centro de gravedad debe estar por debajo de los 0.4m de alto”.



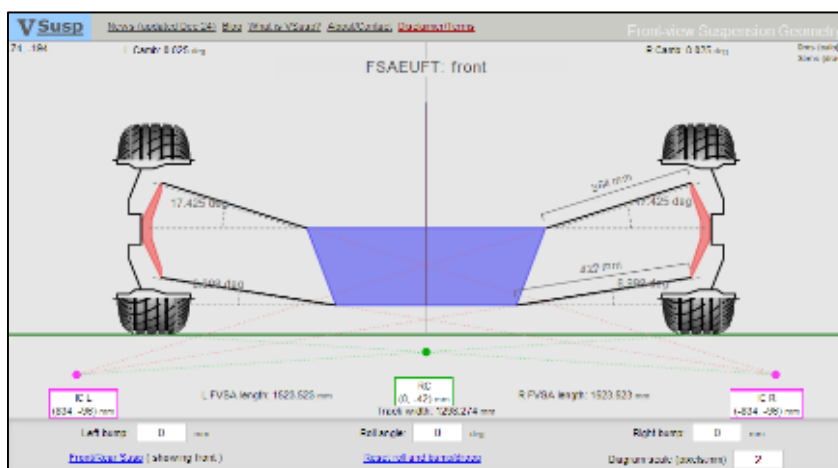
Fuente: Pacheco (2014)

**Figura 31**  
**Centro de Gravedad del Monoplaza**

### ***Definición de la Posición del Roll Center***

Una vez conocida la ubicación del centro de gravedad y la disposición de los elementos dentro del chasis, se procede a calcular también la posición del Roll center, que como se logró definir anteriormente representa un punto en el espacio alrededor del vehículo sobre el cual éste tendera a rotar cuando se incline al tomar una curva. Este punto es de vital importancia para el diseño de la suspensión ya que de la ubicación de él dependerá que las fuerzas transmitidas a los amortiguadores sean efectivas o excesivas, esto en función de que se encuentre por debajo o por encima de la línea de la carretera en una vista frontal, a continuación se procede a graficarlo intersectando las líneas de los brazos wishbone con la del centro de contacto de las ruedas.

Para esto es necesario mencionar que el Grupo de Investigación Fórmula SAE-UFT ha optado por usar rines de 13 pulgadas ( 330.2mm) por ser la medida comercial más pequeña y económica, y también porque cuenta con un juego de neumáticos Pirelli tipo Slip P-ZERO 175/50 R13 cuya altura al estar inflados es de 84.9mm y posee un ancho de 175mm, también se cuenta con un diseño previo de un *Porta masas* cuya altura es de 228.6mm (9 pulg) y profundidad de 47mm, éste porta masas es uno de los elementos del monoplaza que se encuentra todavía en su fase de desarrollo y por lo tanto se pueden dar recomendaciones de ajustes que permitan adaptarlo mejor a las necesidades del sistema de suspensión, Aparte de estos datos se toman las dimensiones del chasis anteriormente dibujado, producto de la investigación de Buoli (2013). En las Figuras 32 y 33 se observa el Roll center resultante delantero y trasero respectivamente.



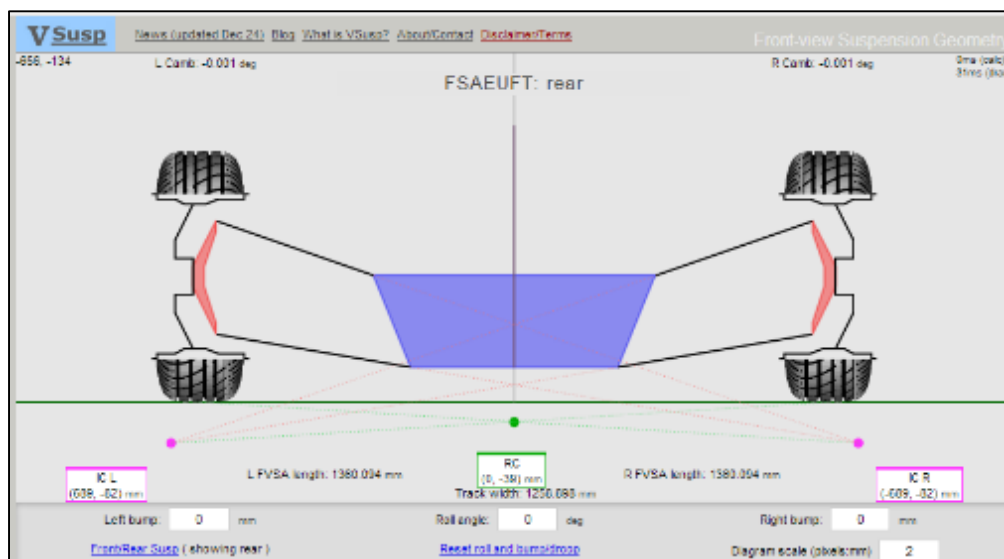
Fuente: Pacheco (2014)

**Figura 32**  
**Roll Center Delantero**

Es de importancia resaltar que durante el proceso de ubicación del Roll Center se presentan como variables las dimensiones de los neumáticos y los rines, así como también la distancia de los brazos wishbone respecto del chasis, incluso los puntos de anclaje del mismo chasis se presentan en el Software como variable, lo que da a entender una posibilidad en la que primero que el chasis se diseña el sistema de suspensión y luego el chasis se adapta a éste. Mediante el tanteo de las dimensiones de los brazos de control y la altura del vehículo, teniendo como parámetros fijos las dimensiones del corte transversal del chasis, los porta masas y las ruedas, se puede determinar que el valor óptimo para esta configuración que se adapte al chasis ya construido, es una en la que los brazos wishbone delanteros midan 364mm para el superior y 422mm para el inferior. Lo anterior permitirá ubicar el Roll Center delantero a una distancia de 42 mm por debajo de la línea del suelo garantizando que el ángulo

de camber se mantenga lo más cerca posible de cero. Lo que proporciona también un *Track Width* delantero de 1298mm.

Con respecto al sistema de suspensión trasero sus brazos wishbone deben medir 332.8mm el superior y 395mm el inferior para que se pueda lograr un Roll Center trasero de 39mm por debajo de la línea del suelo, manteniendo el ángulo de camber casi neutro también. De esta manera el *Track Width* trasero es de 1258mm y al compararse con el delantero se obtiene que su relación es casi del 96%, lo cual indica que cumple con el requerimiento que exigía que no fuera menor del 75%. De esta manera al lograr posicionar ambos Roll Center por debajo de la línea del suelo se logran evitar esfuerzos innecesarios en los brazos wishbone, tal como lo indica Popa (2005) se logra evitar el efecto *jacking*.



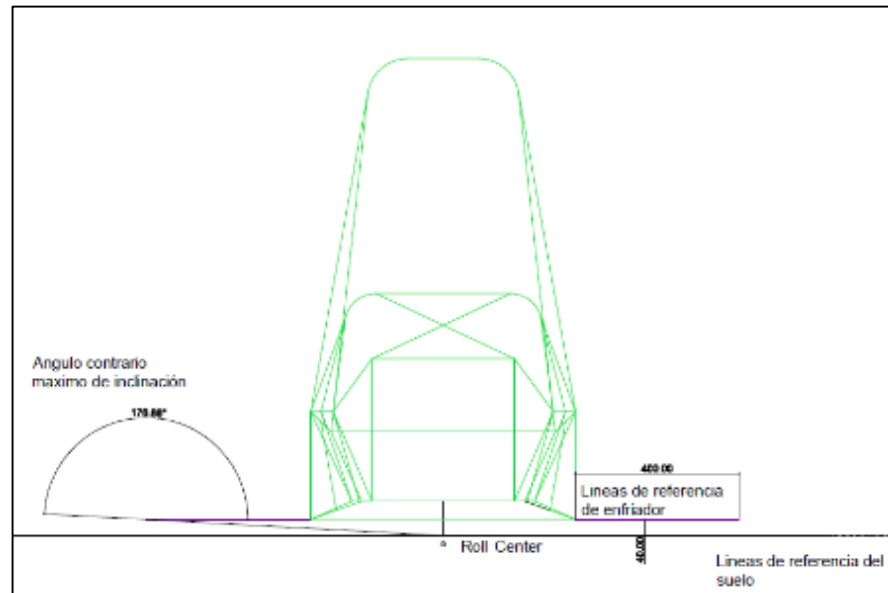
Fuente: Pacheco (2014)

**Figura 33**  
**Roll Center Trasero**

### *Cálculo del Ángulo de Camber y Caster*

Una vez determinada la posición de ambos Roll center y garantizando que el camber tanto delantero como trasero se mantienen nulos, se puede realizar un breve estudio dinámico inclinando el vehículo hacia un costado simulando que éste toma una curva, pero para saber qué tanto se debe inclinar hay que tomar en cuenta la restricción que indica que el recorrido mínimo debe ser de al menos 25.4 mm, entonces teniendo el ancho estimado del vehículo contando el espacio que utiliza la posible carrocería se dejará un margen de 400mm, suficiente para colocar el panel enfriador del motor o el extintor por ejemplo, ahora se busca de manera gráfica cual es la posible inclinación en grados para que la línea de referencia de la carrocería esté lo suficientemente cerca de tocar el piso pero aun así sin tocarlo ya que si eso llegara a pasar en la vida real, el equipo sería penalizado o incluso descalificado en la competencia.

Uniendo el Roll Center delantero con el Roll Center trasero en una línea se crea un eje de rotación sobre el cual el vehículo tenderá a balancearse cuando éste tome las curvas de la pista, y conociendo el ancho estimado del vehículo se puede determinar gráficamente que el ángulo máximo de inclinación permisible es de  $3.14^\circ$  ( $180^\circ - 176.86^\circ = 3.14^\circ$ ) lo que equivale a un balanceo máximo de 40 mm (utilizando la trigonometría) antes de que éste toque el piso, lo cual es solo un poco más del mínimo permisible de 25.4mm (1 pulg), lo que indica que es posible utilizar ésta configuración de brazos wishbone para el sistema de suspensión, esta diagramación puede observarse en la Figura 34 a continuación.

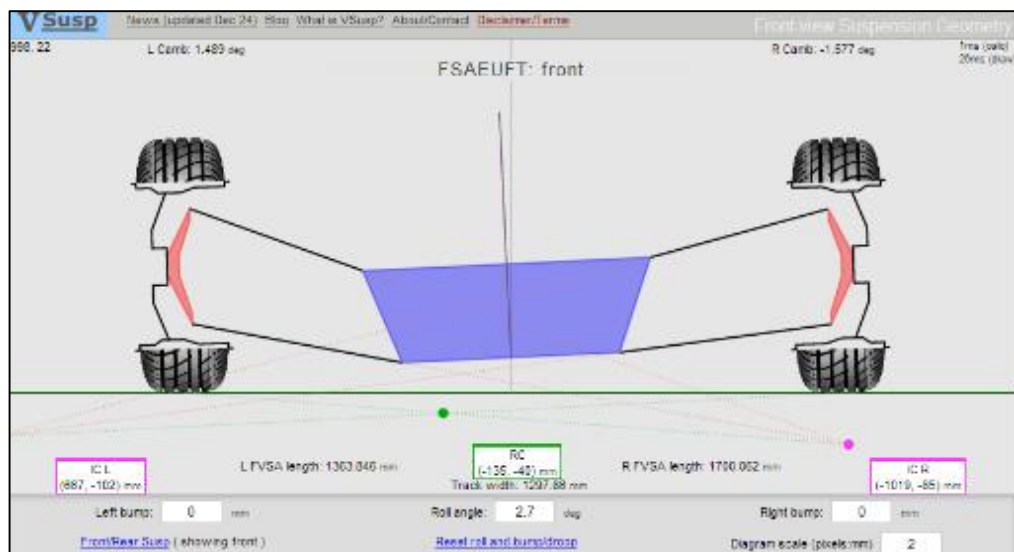


Fuente: Pacheco (2014)

**Figura 34**  
**Ángulo máximo de rotación permitido**

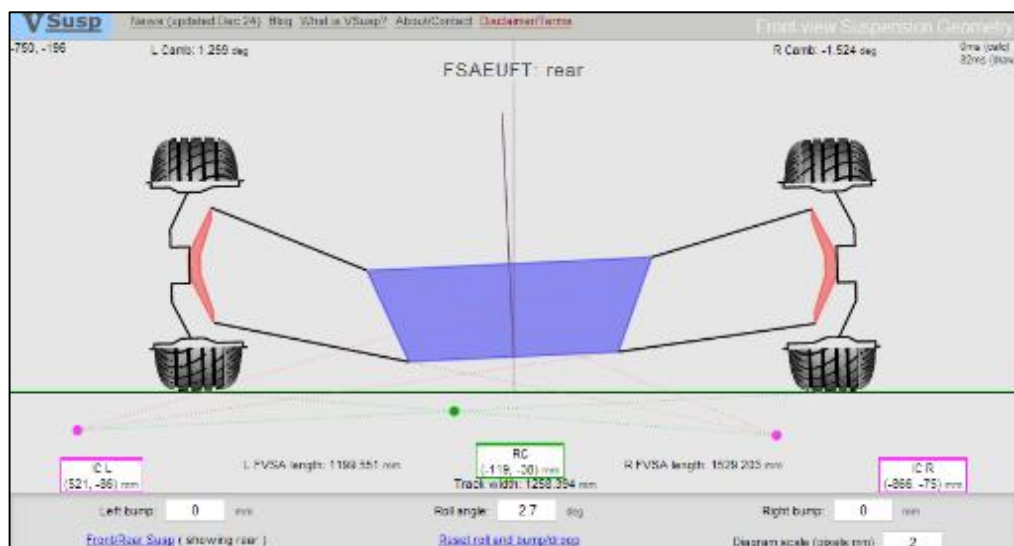
Sin embargo se utilizará un poco menos que el máximo de grados posibles dando a entender a que cuando el vehículo se inclina  $3.14^\circ$ , éste estará a ras del suelo, pero para evitar que por alguna circunstancia toque el piso, se dará un margen de 5.5mm equivalentes mediante una regla de tres a  $2.7^\circ$  de inclinación, es decir que el monoplaza tendrá un recorrido libre de 34.5mm, lo cual está por encima del valor mínimo indicado por la norma y no traerá problemas. Teniendo el ángulo de inclinación de estudio se puede saber mediante el modelo gráfico qué tanto camber gana el vehículo al inclinarse  $2.7^\circ$  para simular que toma una curva con el máximo de inclinación admisible, se debe redibujar el monoplaza de las Figuras 36 y 37 inclinado a  $2.7^\circ$  pero sin perder las dimensiones de los brazos wishbone ya conceptualizados y tampoco alterar el porta masas, de manera que la única opción posible sea inclinar las ruedas a

continuación se muestra el resultado del camber ganado tanto para la suspensión delantera como trasera.



Fuente: Pacheco (2014)

**Figura 35**  
**Roll Center delantero en rotación**



Fuente: Pacheco (2014)

**Figura 36**  
**Roll Center trasero en rotación**

Una vez inclinada la suspensión delantera, en la Figura 35 se observa que la rueda que simula estar del lado externo de la curva (izquierdo) gana un camber dinámico positivo de  $1.48^\circ$ , mientras que la del lado interno pierde  $1.57^\circ$ , sin embargo en este caso se da más importancia a la rueda del lado externo de la curva ya que debido a la transferencia de masas será la que tendrá mayor carga. No se le puede simplemente colocar un camber negativo de  $1.48^\circ$  para que la rueda se mantenga recta al momento de una curva, ya que sino en un tramo recto donde el monoplaza no se incline tendrá demasiado camber estático ocasionando que el desgaste en los neumáticos sea irregular, es por eso que para el eje delantero se utiliza el caster para compensar esa pérdida. Para eso se selecciona un caster de  $1.5^\circ$  y un camber estático de  $0^\circ$ . Se coloca este último de  $0^\circ$  para que el vehículo al no estar cruzando permanezca con las ruedas siempre en completo contacto con el suelo y no sufra de desgaste irregular.

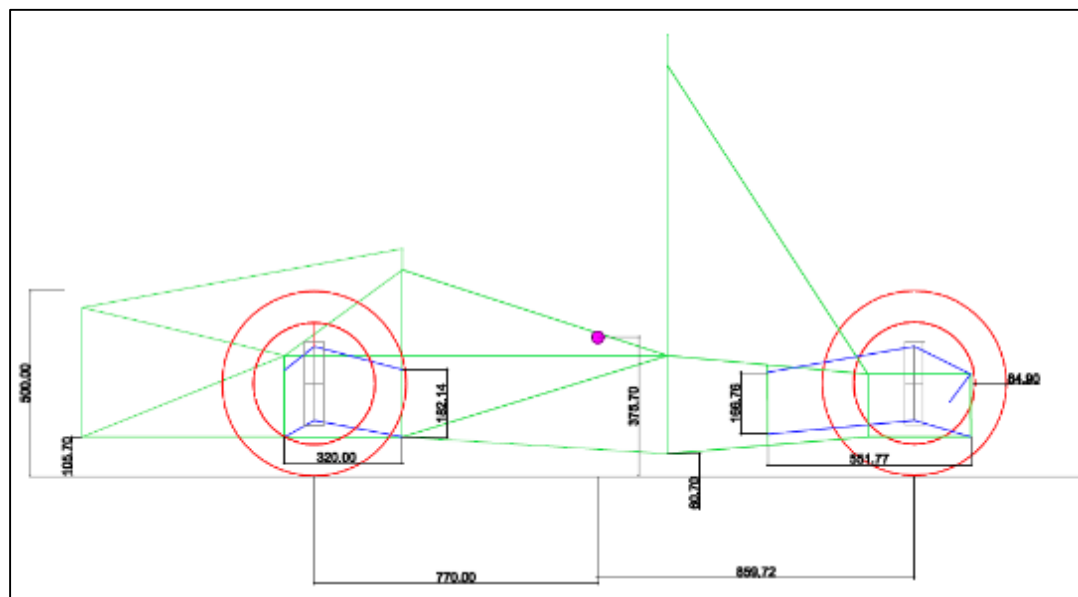
Luego para el eje trasero se observa que al tomar la misma inclinación, la rueda del lado exterior de la curva (izquierda) gana  $1.25^\circ$  y la del lado interno gana  $-1.52^\circ$ ; seleccionar un camber estático contrario que contrarreste éste es un poco menos fácil que con el del eje delantero ya que para éste eje no hay caster, sin embargo en la misma entrevista realizada al miembro del equipo FSAE-UCV, Javier Hernández dice que “el camber estático trasero recomendable esta entre  $-0.5^\circ$  y  $-0.8^\circ$ , ya que por fuera de esos valores el desgaste tiende a ser muy rápido por la cantidad de curvas que poseen los circuitos de Formula SAE.” Es por eso que se selecciona un camber estático de  $-0.65^\circ$  como punto intermedio para el cálculo, más sin embargo para la construcción éste valor será ajustable por medio de los *Rod End* en los brazos wishbone para que se puedan



estudiar las diferentes posibilidades y optimizar el camber dependiendo de las necesidades del equipo FSAE-UFT

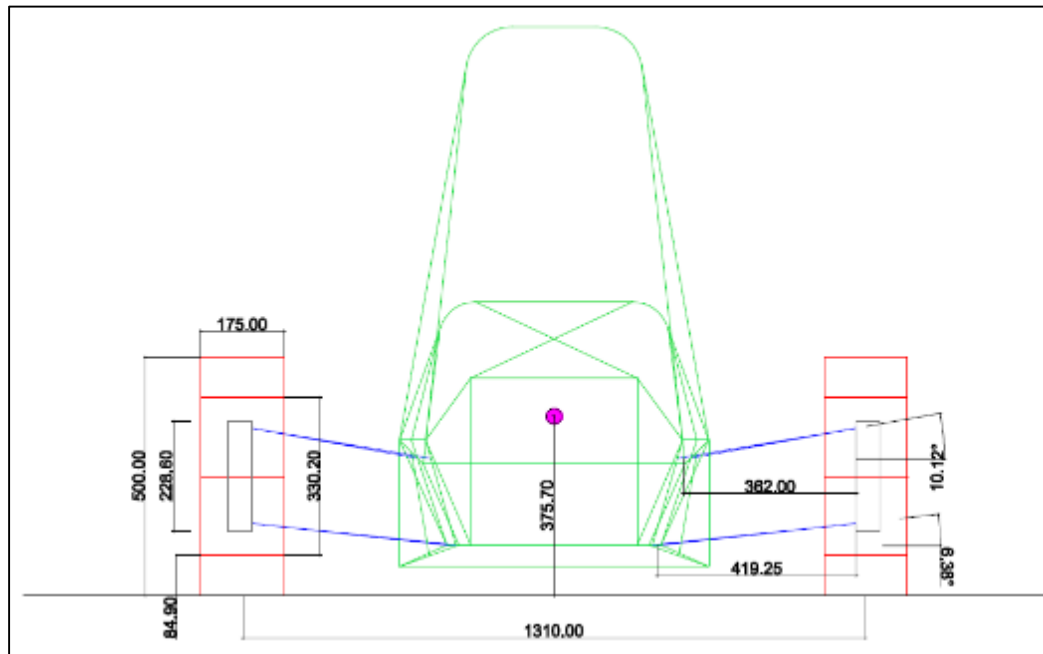
### *Calculo de Aceleraciones en el Sistema de Suspensión.*

Ahora bien ya teniendo la geometría del sistema de suspensión se procede a realizar la diagramación con respecto al chasis propuesto por Buoli (2013) y así poder tomar nota de los valores necesarios para realizar todo el cálculo de las aceleraciones actuantes en el monoplaza. A continuación se presentan en las imágenes 37, 38, 39 y 40 todas las vistas del monoplaza con la geometría seleccionada para el sistema de suspensión.



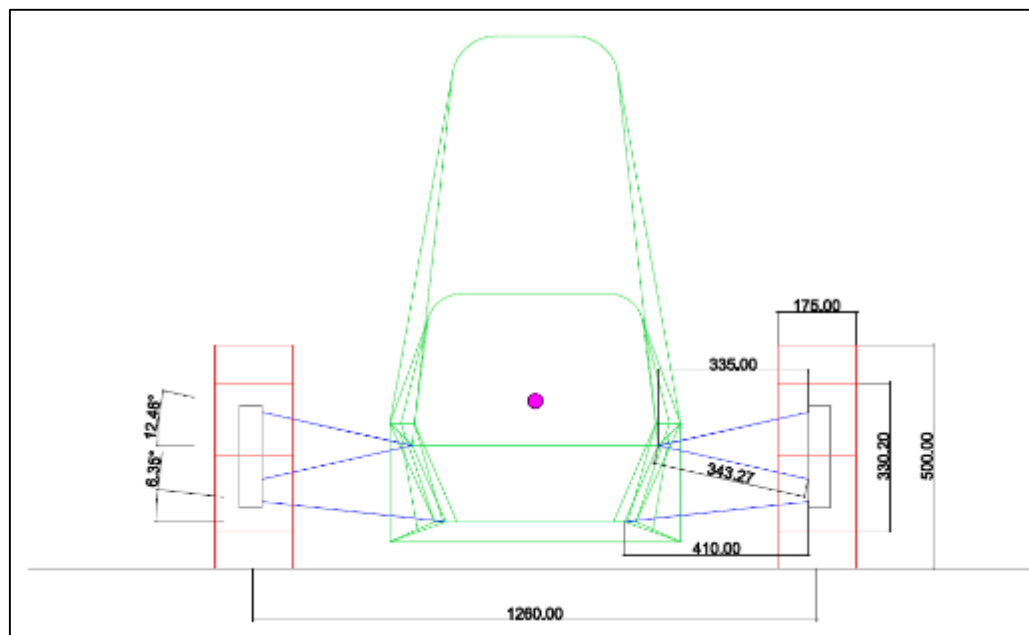
**Fuente:** Pacheco (2014)

**Figura 37**  
**Dimensiones del sistema de suspensión (vista lateral)**



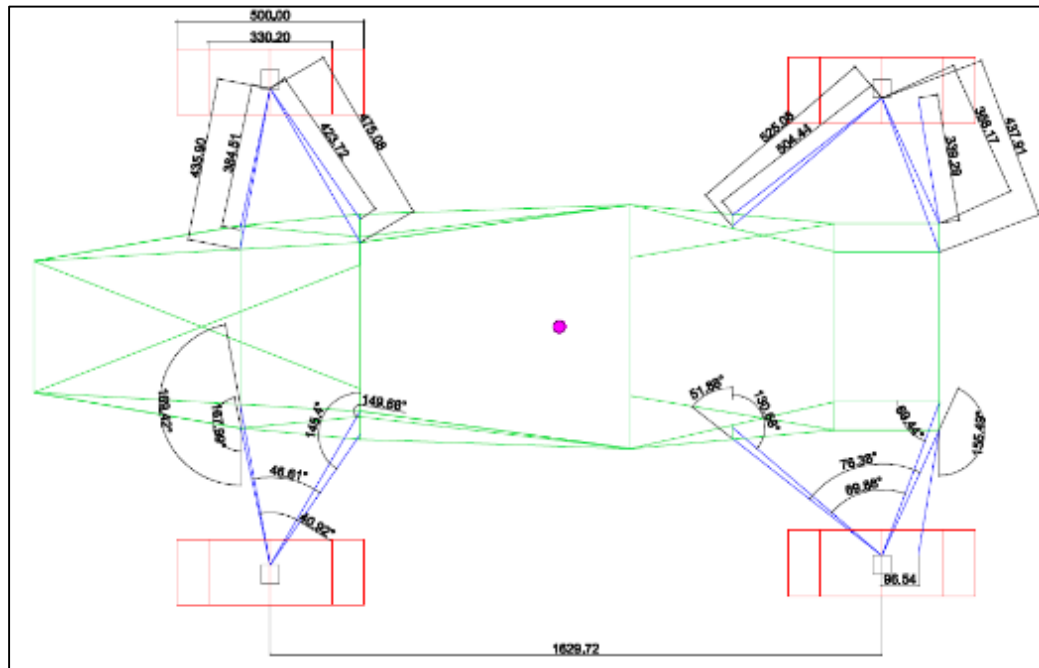
Fuente: Pacheco (2014)

**Figura 38**  
Dimensiones del sistema de suspensión delantero (vista frontal)



Fuente: Pacheco (2014)

**Figura 39**  
Dimensiones del sistema de suspensión trasero (vista trasera)



Fuente: Pacheco (2014)

**Figura 40**  
**Dimensiones del sistema de suspensión (vista superior)**

Se observa como el centro de gravedad está posicionado con respecto a los ejes delantero y trasero, se puede decir que éste tiene tendencia a estar más adelante que atrás, por eso se decide posicionar el eje delantero un poco más adelante variando la distancia de los brazos wishbone pero aun así sin alterar el Roll Center antes ya calculado. De estos gráficos se puede ver que la distancia entre ejes es de 1629.72mm lo cual es superior a los 1525mm mínimos señalados en la norma de restricciones, por lo que no presentará problema en este sentido. También se observa una línea solitaria en el eje trasero, ésta es equivalente a la barra de control de Toe de las ruedas traseras. Ahora bien conocida toda la geometría del sistema de suspensión se procede a realizar los cálculos para obtener la aceleración actuante en el sistema.

Partiendo de la ecuación 1 y trabajando en unidades del SI se tiene que:

$$(\delta - \alpha_1) = \frac{v+r.a_1}{u} \quad \text{Ec. 1}$$

$$(0.193 \text{ rad} - 0) = \frac{v+1.64\text{rad/s}*0.77\text{m}}{u}$$

$$(-\alpha_2) = \frac{v-r.a_2}{u} \quad \text{Ec. 2}$$

$$0 = \frac{v-1.64\text{rad/s}*0.85\text{m}}{u}$$

Otorgando a  $\delta$  el valor del ángulo de giro de los neumáticos en la prueba del Skid Pad es de 11.1 grados (0.193 rad) con un Ackermann de 1.51 grados (0,026 rad) dado por el departamento de dirección del equipo FSAE-UFT. Cabe destacar que el ángulo de slip se extrae de estudios destructivos de los neumáticos en un banco de prueba, con la que FSAE-UFT todavía no cuenta así que resulta imposible otorgar un valor preciso, sin embargo el equipo FSAE-UCV recomienda utilizar un valor de 0 para los neumáticos delanteros y traseros ya que el estudio se basa en un cuerpo rígido, obviando tanto el efecto roll como la elasticidad de los neumáticos. La velocidad lineal del vehículo seleccionada a la hora de realizar el giro del skid pad es de 12.5m/s equivalente a 45km/h, lo cual es un valor razonable ya que en los resultados de la competencia los vehículos han demostrado ir de entre 40 y 50 km/h en ésta prueba. Estos 12.5m/s en un circuito cuyo radio es de 7.62m, la velocidad angular equivalente

es de 1.64 rad/s. Al resolver el sistema de ecuaciones anterior planteado entre las ecuaciones 1 y 2 se obtiene que:

$$v = 1.39 \text{ m/s} ; \quad u = 12.42 \text{ m/s}$$

Continuando con la serie de ecuaciones de Innocenti (2013), para calcular las aceleraciones se tiene:

$$a_x = \dot{u} - v \cdot r \tag{Ec. 3}$$

$$a_x = (12.42 \text{ m/s})/s - (1.39 \text{ m/s} * 1.64 \text{ rad/s})$$

$$a_x = 10.14 \text{ m/s}^2$$

Luego

$$a_y = \frac{u^2}{R} \tag{Ec. 4}$$

$$a_y = \frac{(12.42 \text{ m/s})^2}{9.125 \text{ m}}$$

$$a_y = 16.9 \text{ m/s}^2$$

Una vez obtenidas las aceleraciones se pueden calcular las cargas estáticas que actúan sobre el sistema de suspensión y finalmente las cargas dinámicas, producto de la transferencia de masas, para ello se utilizan las ecuaciones 5 y 6 de Innocenti (2013).

$$F_{Z_1}^0 = \frac{m \cdot g \cdot a_2}{l} - \frac{m \cdot h}{l} \dot{u} \quad \text{Ec. 5}$$

$$F_{Z_1}^0 = \frac{190Kg \cdot 9.81 \frac{m}{s^2} \cdot 0.85m}{1.62m} - \frac{190Kg \cdot 0.37m}{1.62m} (12.42 \dot{m}/s)/s$$

$$F_{Z_1}^0 = 439Kg \frac{m}{s^2} = 439N.$$

$$F_{Z_2}^0 = \frac{m \cdot g \cdot a_1}{l} + \frac{m \cdot h}{l} \dot{u} \quad \text{Ec. 6}$$

$$F_{Z_2}^0 = \frac{190Kg \cdot 9.81 \frac{m}{s^2} \cdot 0.77m}{1.62m} + \frac{190Kg \cdot 0.37m}{1.62m} (12.42m/s)/s$$

$$F_{Z_2}^0 = 343.96N$$

Una vez encontradas las fuerzas estáticas se obtienen a partir de ellas las Fuerzas dinámicas que actúan en cada uno de los neumáticos de la siguiente manera, calculando primero los factores B1 y B2.

$$B_1 = \frac{1}{t_1} \left( \frac{h \cdot a_2}{l} \right) \quad \text{Ec. 11}$$

$$B_1 = \frac{1}{1.31m} \left( \frac{0.37m \cdot 0.85m}{1.62m} \right)$$

$$B_1 = 0.148$$

$$B_2 = \frac{1}{t_2} \left( \frac{h \cdot a_1}{l} \right) \quad \text{Ec. 12}$$

$$B_2 = \frac{1}{1.26m} \left( \frac{0.37m \cdot 0.77m}{1.62m} \right)$$

$$B_2 = 0.139$$

Ahora las fuerzas resultantes en las ruedas delanteras son:

$$F_{z_{11}} = F_{z_{11}}^0 - m \cdot B_1 \cdot a_y - \frac{m \cdot h}{2l} \dot{u} \quad \text{Ec. 7}$$

$$F_{z_{11}} = 439N - 190Kg * 0.148 * 16.9m/s^2 - \frac{190Kg * 0.37m}{2(1.62m)} (12.42m/s)/s$$

$$F_{z_{11}} = -305.71N$$

$$F_{z_{12}} = F_{z_{12}}^0 + m \cdot B_1 \cdot a_y - \frac{m \cdot h}{2l} \dot{u} \quad \text{Ec. 8}$$

$$F_{z_{12}} = 439N + 190Kg * 0.148 * 16.9m/s^2 - \frac{190Kg * 0.37m}{2(1.62m)} (12.42m/s)/s$$

$$F_{z_{12}} = 644.74N$$

Las fuerzas resultantes en las ruedas traseras son:

$$F_{z_{21}} = F_{z_{21}}^0 - m \cdot B_2 \cdot a_y + \frac{m \cdot h}{2l} \dot{u} \quad \text{Ec. 9}$$

$$F_{z_{21}} = 343.96N - 190Kg * 0.139 * 16.9m/s^2 + \frac{190Kg * 0.37m}{2(1.62m)} (12.42m/s)/s$$

$$F_{z_{21}} = -371.85N$$

$$F_{z_{22}} = F_{z_{22}}^0 + m \cdot B_2 \cdot a_y + \frac{m \cdot h}{2l} \dot{u} \quad \text{Ec. 10}$$

$$F_{z_{22}} = 343.96\text{N} + 190\text{Kg} * 0.139 * 16.9\text{m/s}^2 + \frac{190\text{Kg} * 0.37\text{m}}{2(1.62\text{m})} (12.42\text{m/s})/s$$

$$F_{z_{21}} = 520.8\text{N}$$

### **Técnica Utilizada para el Diseño de los Componentes.**

En éste segmento se aplicará la segunda etapa de la fase de diseño, ya que en la anterior solo se buscaba explicar tanto el funcionamiento del sistema de suspensión, conseguir sus dimensiones y en función de ésta encontrar las fuerzas que actuarán en todos los componentes del sistema, en ésta etapa se detallará el procedimiento de selección de materiales que serán usados para el desarrollo del producto cubriendo los aspectos técnicos de los elementos del sistema de suspensión tipo Push Rod.

Continuando con la metodología anterior, se puede notar que la fuerza máxima se conseguirá cuando el monoplaza gire en las curvas del Skid Pad a una velocidad de 45Km/h, produciendo una fuerza de 644.7N, esta fuerza subirá a través de los neumáticos hacia los rines y de allí al porta masas, luego se dirigirá hacia la barra Push Rod seguidamente hacia el Rocker culminando en el monoshock. Es por eso que se asume que todo el sistema es un cuerpo rígido excepto el resorte del monoshock que es quien recibirá toda la carga, debido a eso se utilizará como base de cálculo la fuerza máxima de 644.7N (65.71Kg).



### *Cálculo de Resortes Helicoidales en un Sistema de Suspensión*

Como se mencionó anteriormente el sistema se considerará rígido solo hasta los resortes, lo que quiere decir que los demás componentes deben ser capaces de resistir los 644N que antes se calcularon y transferirlos hasta los amortiguadores, por lo que se calcularán en función de esa carga. Se debe verificar primero el espacio disponible para los amortiguadores y esto puede verse en la Figura 22, ya que éstos serán posicionados de la misma manera que muestra la Figura 17, tomando las medidas usadas por Buoli (2013) se denota que el espacio máximo disponible es de 300mm, esto indica que la primera característica del monoshock es que no sea de más de 300mm de largo.

Al realizar una búsqueda de distintos proveedores, es fácil notar como surgen dos marcas en particular, Kaz Racing y Öhlins. Ambos amortiguadores se observan en las Figuras 17 y 20 respectivamente. Éste tipo de monoshock brinda la particularidad de ser 100% ajustable, se puede ajustar tanto la presión del gas del atenuador internamente para adaptar la velocidad de respuesta de acuerdo a las necesidades del terreno, se puede agregar pre-carga a los resortes para que al comprimirlos se necesite mayor esfuerzo y ambos son marcas especializadas en piezas de suspensión de Formula SAE, pero también construyen amortiguadores para bicicletas, motos, vehículos y camionetas todo terreno, y una de sus características es que miden menos de 300mm, sin embargo en Venezuela no existen distribuidores de esa marca lo que dificulta un poco su adquisición por su relativamente alto costo de 700 USD.

Éstos componentes son vendidos en función de la carga a la que están destinados

a soportar y su recorrido máximo, aunque en el mercado venezolano existen otras marcas genéricas menos reconocidas pero que igual hacen amortiguadores para motos, pero estos no poseen ningún tipo de características más que su medida y para qué moto están diseñados lo que dificulta un poco el trabajo de selección. Actualmente existen motos que en lugar de utilizar dos amortiguadores utilizan sólo uno, lo que da a pensar que este debe ser lo suficientemente fuerte para resistir el peso de 2 personas de 75 Kg (estándar de diseño en muchos países), por lo que se buscará una moto que utilice un único monoshock y que mida menos de 300mm de largo, lo cual deja 5 opciones cuyas características se presentan en la siguiente tabla.

Cuadro 6  
Características de Monoshock Conseguídos

Marca	Longitud	Recorrido utilizable ( $\delta$ )	Moto a la que pertenecen	Precio c/u	Constante $k$ (lb/pulg)
Movistar	240mm	50mm	Bera R1	675 Bs	165
Genérico	270mm	60mm	Honda CBR	950 Bs	150
Genérico	280mm	50mm	Empire Tx	2800 Bs	130
Kawasaki	280mm	65mm	Kawasaki KLR	4700 Bs	190
Genérico	250mm	50mm	Benelli RK6	1200 Bs	190

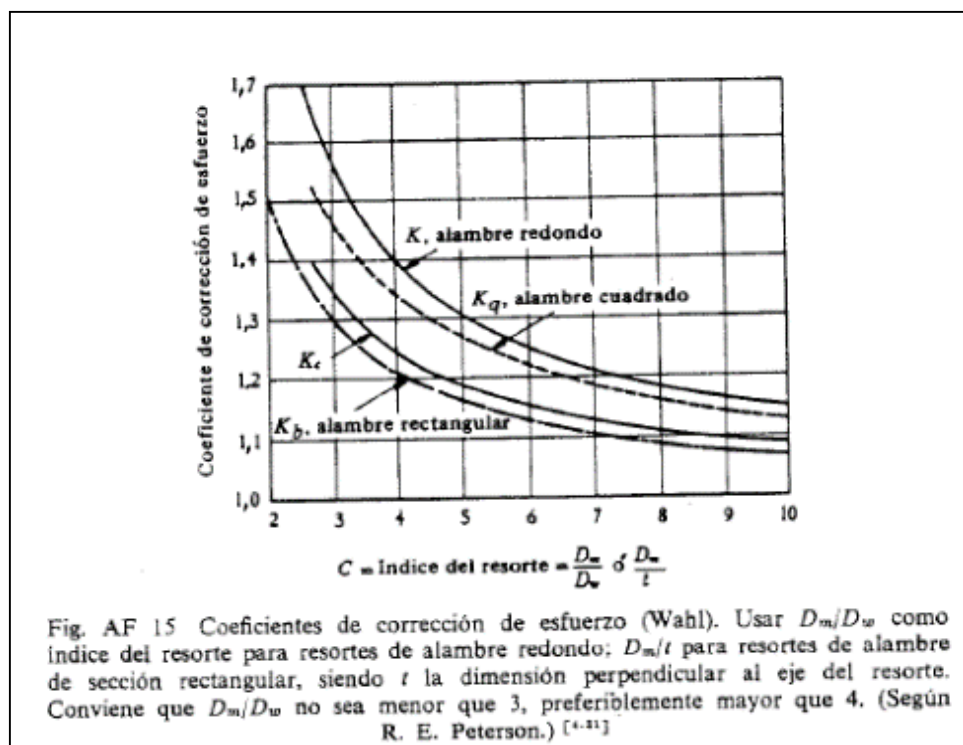
Fuente: Pacheco (2014)

Al realizar ésta búsqueda surge un dato que es común para todos los amortiguadores encontrados, el llamado diámetro del alambre y diámetro de la espiral, los cuales son 8mm y 55mm respectivamente. Conociendo estos datos se puede realizar el cálculo de resortes helicoidales para comprobar cuál de todos sirve y ofrece la mejor relación costo-beneficio. A continuación, de las ecuaciones propuestas por Faires (2006) se presentan los cálculos respectivos.

$$C = \frac{D_m}{D_w} \quad \text{Ec. 15}$$

$$C = \frac{47\text{mm}}{7.784\text{mm}} = 6.038$$

Luego se procede a calcular el valor del factor de corrección K por medio de la tabla AF15 de Faires (2006) mostrada a continuación, intersectando C, con la curva K de alambre redondo (como están fabricados los resortes para amortiguadores), esto indica que el valor de K será de 1.25 aproximadamente.



Fuente: Faires (2006)

**Figura 41**  
**Valor de Corrección K de la tabla AF15**

Con estos valores se procede a calcular el esfuerzo inducido con la ecuación 18.

Para luego calcular el esfuerzo máximo que admite el resorte con la ecuación 17.

$$S_c = K \frac{D_m.F.8}{\pi.D_w^3} \quad \text{Ec. 18}$$

$$S_c = 1.25 \frac{4.7cm*65.718Kg*8}{\pi*0.7784cm^3}$$

$$S_c = 2061.83 \frac{Kg}{cm^2}$$

$$S_s = \frac{Q}{D_w^x} \quad \text{Ec. 17}$$

$$S_s = 0.263 \frac{15690}{0.7784cm^{0.107}}$$

$$S_s = 4238.57 \frac{Kg}{cm^2}$$

De los valores  $Q$ ,  $x$  y el factor 0.263 son extraídos de la tabla AT17 del mismo autor Faired (2006) en el que expresa que “para el esfuerzo de cálculo o admisible se utiliza  $0.263*Su$  mostrado en la tabla AT17” (p. 760) refiriéndose a  $Su$  como la variable que indica la tracción mínima del resorte mostrada en la misma tabla. Los valores  $Q$  y  $x$  son tomados del material de Cr Si, una aleación de acero con cromo y silicio llamada cromo-silicón que según el mismo autor es una de las más utilizadas para hacer resortes helicoidales con una vida útil prácticamente infinita. Todos estos cálculos muestran que el valor del esfuerzo máximo admisible es casi el doble que el inducido, dando a entender que es necesario el doble de la carga para poder llegar al punto límite de cualquiera de los resortes ya que tienen los mismos diámetros de resorte y alambre.

Ahora se procede a identificar a través de las características del resorte que se va a utilizar por medio de la ecuación 16.

$$N_c = \frac{D_w \cdot G \cdot \delta}{8 \cdot F \cdot C^3} \quad \text{Ec. 16}$$

$$N_c = \frac{0.7784 \text{cm} \cdot (0.316 \cdot 10^6 \frac{\text{Kg}}{\text{cm}^2}) \cdot 5 \text{cm}}{8 \cdot 65.71 \text{Kg} \cdot 5.875^3} = 10.9$$

Cabe destacar que durante los cálculos, el diámetro del alambre ( $D_w$ ) cuya medida fue de 8mm se reduce a 7.784mm ya que a través de la tabla AT15 mostrada en la Figura 19 se observa que los diámetros de alambre están estandarizados por medio de unas galgas que restringen el diámetro de fabricación, por lo que se asume que la diferencia con los 8mm medidos se debe a la capa de pintura que estos poseen. Como se indicó anteriormente el valor G, al igual que el de Q y x fueron extraídos de la tabla AT17 de Faires (2006), el valor de  $\delta$  fue tomado como 50mm ya que es el más común entre todos los mostrados en el cuadro 6. Estos datos arrojaron como resultado un número mínimo de 10.9 espiras (o vueltas del espiral del resorte), y de todos los monoshock el primero de la marca Movistar cumple con todas las características y por ofrecer el mejor precio es el elegido. Éste se puede observar en la Figura 28.

### ***Cálculo del Rocker en un Sistema de Suspensión Push Rod***

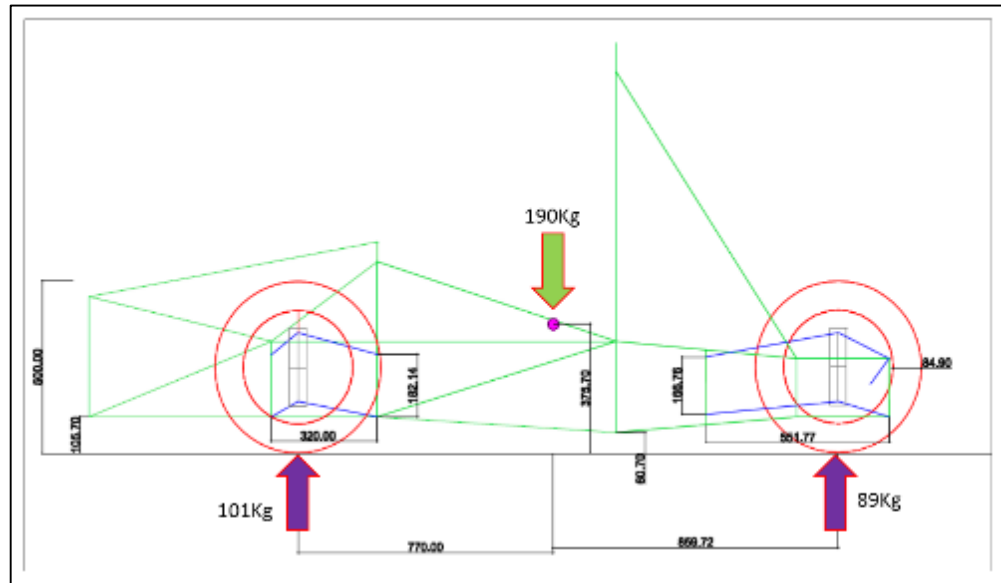
Como se dijo anteriormente, el rocker es el elemento destinado a redirigir el esfuerzo traído desde la barra Push Rod y transferirlo directamente al amortiguador, sin sufrir ningún tipo de deformación. Éste es un elemento que está sometido a torsión debido a su configuración ya que utiliza la sección transversal de un metal y es posible calcularlo

a través de un sistema de equilibrio torsional, pero para conocer sus dimensiones se debe manejar una relación en la que se tenga en común el recorrido máximo permitido por el monoshock, en conjunto con el recorrido máximo posible de la barra Push Rod dependiendo de la inclinación máxima posible del monoplaza.

Esta correlación entre los movimientos admisibles se logra a través de una relación de diámetros, de manera parecida como se haría con un engranaje, sabiendo que si el monoplaza se inclina  $2.7^\circ$  el movimiento medido desde la rueda será de 34.5mm como se dijo anteriormente y conociendo que el monoshock tiene un recorrido máximo de 50mm, es correcto afirmar que cuando el vehículo se incline  $2.7^\circ$ , el resorte deberá haber llegado a su recorrido máximo de 50mm. Adicional a esto, conociendo la constante  $k$  del resorte seleccionado es posible determinar que se necesitarán 75kg para que recorra 25.4mm.

Para conocer las cargas estáticas que tendrán los neumáticos del vehículo en un estado *steady* (neutro) se aplica un diagrama de cuerpo libre, utilizando como fuerza el peso de la masa suspendida ( $190\text{Kg} = 1863\text{N}$ ) y como apoyo de las reacciones la distancia hasta las ruedas delanteras y traseras, aplicando las ecuaciones de equilibrio se obtiene que las reacciones en las ruedas delantera y trasera son de 990N (101 Kg) y 872 N (89Kg) respectivamente, sin embargo al ser simétrico de lado a lado el vehículo, es posible decir que para cada rueda delantera corresponde la mitad de cada peso e igual para las ruedas traseras, siendo esto 50.5Kg para cada rueda delantera y 44.5Kg para cada rueda trasera. En la imagen a continuación se muestra en verde la carga de la

masa suspendida y en morado las reacciones resultantes en cada eje del vehículo.



Fuente: Pacheco (2014)

**Figura 42**  
**Cargas Resultantes**

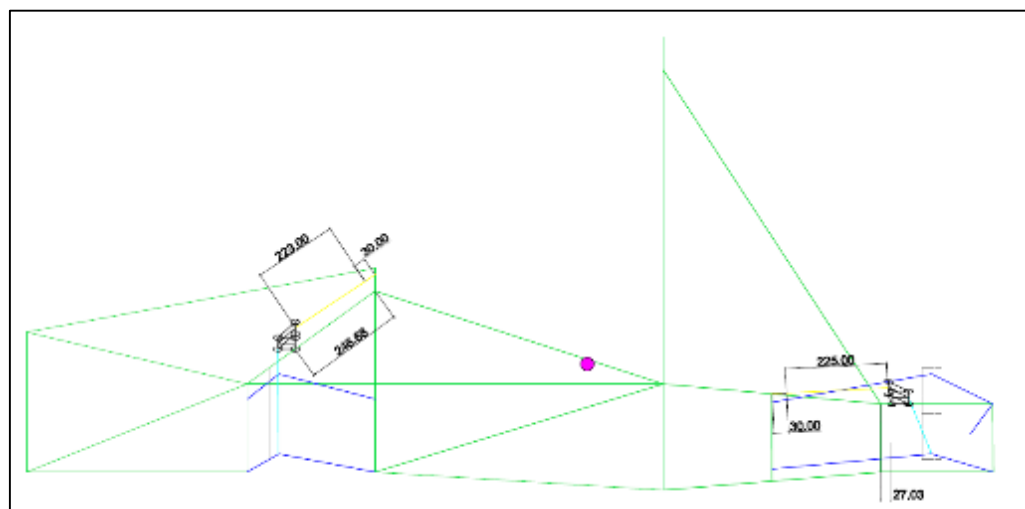
En función de lo anterior es correcto afirmar que el vehículo por su propio peso estará ejerciendo una carga de 50.5 Kg en los resortes delanteros y 44.5Kg en los resortes traseros en un estado *steady* en el que éste no se mueve, por lo que mediante la ayuda de una regla de tres entre la constante  $k$  del resorte es posible determinar que el recorrido del monoshock cuando se encuentre en el estado *steady* es de 16.9mm para los resortes delanteros y 15mm para los traseros. Ésta información se ve reflejada en la tabla a continuación, en la que se muestra también la relación del rocker producto de dividir el recorrido máximo del resorte entre el recorrido máximo de la barra Push Rod.

Cuadro 7  
Relación de Rocker

Estado	Inclinación	Recorrido del resorte delantero (Kg aplicados)	Recorrido del resorte trasero (Kg aplicados)	Recorrido de barra Push Rod	Relacion de rocker
Cero	-	0mm (0 Kg)	0 (0 Kg)	-34.5mm	1.4492
Steady	0°	16.9mm (50.5)	15mm (44.5)	0	
Máximo	2.7°	50mm (150)	50mm (150)	34.5mm	

Fuente: Pacheco (2014)

Tomando la distancia del monoshock cuando está en el estado Steady se resta la distancia del recorrido utilizado de la longitud total del amortiguador y colocándolo en la posición en la que se ubicará dentro del chasis propuesto por Buoli (2013) se tiene que para el delantero su distancia será de 223mm lo que deja al rocker en una posición ubicada a 246.6mm del nodo que se observa en la Figura 43, y el amortiguador trasero, al restarle los 15mm que estará comprimido en el estado steady tendrá una medida de 225mm como se observa en la misma figura, sin embargo, a éstos se les deja un espacio de 30mm para la base con la que se sujetarán al chasis.

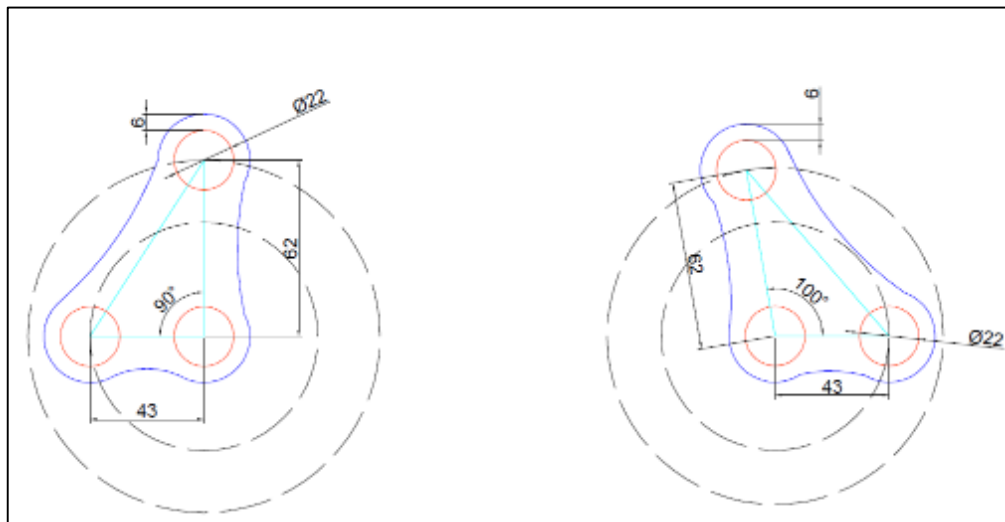


Fuente: Pacheco (2014)

**Figura 43**  
**Espacio para Monoshock y Rocker**



Una vez conocido el espacio, la relación y la ubicación para éste elemento del sistema de suspensión se procede a calcular sus dimensiones en función de una relación de diámetros lo más pequeños posible de manera que entre los círculos exista una relación de 1.44 para que se pueda transferir la carga hacia los amortiguadores en la proporción ideal. Aparte de esto, para su altura se utiliza el ancho de la base del monoshock elegido, la cual es de 32mm, a continuación en la siguiente gráfica se aprecia ésta relación de diámetros en la que son escogidos en función de la posición del amortiguador ya que en la posición en la que se encontrará, al realizar el movimiento no debe estorbar el movimiento contra el chasis, por eso se selecciona una distancia de 62mm, que deja suficiente espacio para cuando el monoshock se comprima y aun así no es tan grande como para ocupar mucho espacio, ahora dividiendo esta medida entre la relación 1.44 se obtiene el valor de 43mm.



**Fuente:** Pacheco (2014)

**Figura 44**  
**Dimensiones de Rocker**

Se deja un espacio (como se observa en las líneas de color naranja de la Figura44) lo suficientemente pequeño para colocar un rodamiento que sirva de pivote. Como se puede notar, ambos rocker, tanto el delantero como el trasero mantienen la misma relación, sin embargo poseen diferente inclinación debido a la posición en la que quedarán conectadas las barras Push Rod, ya que se busca que éstas hagan contacto de manera perpendicular con el rocker, una ubicación tentativa para las barras Push Rod se observa en la Figura 43, estas se encuentran marcadas de color azul claro, y más adelante se detallará su cálculo a través de una simulación.

### *Cálculo de barra Push Sistema de Suspensión*

Comenzando con la barra Push Rod, se sabe que ésta no puede ser fabricada de fibra de carbono por la falta del compuesto en Venezuela, al igual que el resto de los componentes, por eso se realizó un recorrido por gran parte de los distribuidores para observar cuales son las medidas más comerciales y económicas a la hora de comprar tubos de acero, muchos de estos se sabe que están fabricados de acero de bajo carbono, generalmente desde el SAE 1010 hasta el SAE 1020, en la siguiente tabla se muestran las características de los tubos.

#### Cuadro 8

##### Tubos de Acero en el Mercado de Barquisimeto.

Medida comercial	Diámetro mayor	Diámetro menor	Grado SAE	Costo (6 metros)
1/2 de Pulgada	15,875mm	12.7mm	1010	150 Bs
5/8 de Pulgada	21.6mm	15.875mm	1015	180 Bs
3/4 Pulgada	23.85mm	19.05mm	1015	200 Bs
1 Pulgada	30mm	25.3mm	1020	220 Bs

Fuente: Pacheco (2014)

Conociendo la ubicación exacta del rocker en el chasis y toda su geometría, se puede calcular la barra que le da nombre al sistema de suspensión, la barra Push Rod, esta se encarga de tomar el esfuerzo desde las ruedas y transferirlo hasta el rocker sin sufrir ningún tipo de deformación. Ya que es una barra que propiamente está sometida a compresión se calcula a través de la ecuación 13, calculando primero el área utilizando la ecuación 14. Para un tubo de *media pulgada* se tiene que:

$$A = \frac{\pi}{4}(D^2 - d^2) \quad \text{Ec. 14}$$

$$A = \frac{\pi}{4}(1.5875\text{cm}^2 - 1.27\text{cm}^2) = 0.7125\text{cm}^2$$

Luego el esfuerzo es

$$S_t = S_c = \frac{F}{A} \quad \text{Ec. 13}$$

$$S_c = \frac{65.7 \text{ Kg}}{0.7125\text{cm}^2} = 92.20 \frac{\text{Kg}}{\text{cm}^2}$$

Una vez conocido el esfuerzo inducido en la barra se compara con los esfuerzos admisibles de los materiales, tal como se observa en la siguiente imagen (Figura 45), el punto de fluencia en tracción del Acero 1010, el cual tiene el mismo valor para compresión, es de  $3867 \text{ Kg/cm}^2$  (dato extraído del autor Faires (2006) en su tabla AT7 mostrada en la figura 45.) éste esfuerzo que soporta el material es más de 30 veces el esfuerzo inducido a la barra Push Rod lo que indica que ésta resiste perfectamente el esfuerzo, y por ser la más económica es la elegida para la construcción en el sistema

de suspensión, más adelante se muestra una simulación correspondiente.

MATERIAL N.º AISI	ESTADO (c)	MÁXIMA RESISTENCIA		RESISTENCIA DE FLUENCIA EN TRACCIÓN		ALARGA- MIENTO % EN 5,08 cm (2 pulg)	REDUC- CIÓN ÁREA %
		$s_u$ kg/cm <sup>2</sup> ksi	$s_t(d)$ kg/cm <sup>2</sup> ksi	$s_y$ kg/cm <sup>2</sup> ksi			
Hierro dulce Acero forjado	Laminado simple	3 374(a)48(a)	2 531 36	1 757(a)25(a)		35	
C1010(k)	Estirado en frío	4 710 67	3 515 50	3 867 55		25	57
C1015(k)	Estirado en frío	5 413 77	4 077 58	4 429 63		25	63
C1020	Laminado simple	4 569 65	3 445 49	3 374 48		36	59
C1020	Normalizado	4 499 64	3 797* 54*	3 515 50		39	69
C1020	Recocido	4 007 57	3 023 43	2 952 42		36,5	66
C1020(k)	Estirado en frío	5 483 78	4 077 58	4 640 66		20	59
C1022	Laminado simple	5 062 72	3 797 54	3 656 52		35	67
C1030	Laminado simple	5 624 80	4 218 60	3 586 51		32	56
C1035	Laminado simple	5 976 85	4 499 64	3 867 55		29	58
C1045	Laminado simple	6 749 96	5 062 72	4 148 59		22	45
C1095	Normalizado	9 913 141	7 381 105	5 624 80		8	16
B1113(k)	Acabado en frío	5 835 83	4 359 62	5 062 72		14	40
B1113	Laminado simple	4 921 70		3 163 45		25	40
C1118	Laminado simple	5 273 75	3 937 56	3 234 46		32	70
C1118(k)	Estirado en frío	5 624 80	4 218 60	5 273 75		16	57
C1144	OQT 1000 (538° C)	8 296 118	6 187 88	5 835 83		19	46
1340	OQT 1200 (649° C)	7 945 113	5 905 84	6 468 92		21	61
13B45	OQT 800 (427° C)	13 147 187	9 843 140	12 303 175		16	56
2317(e)	OQT 1000 (538° C)	7 451 106	5 554 79	4 991 71		27	72
2340(e)	OQT 1000 (538° C)	9 632 137	7 241 103	8 437 120		22	60
3150	OQT 1000 (538° C)	10 616 151	7 945 113	9 140 130		16	54
3250(e)	QT 1000 (538° C)	11 670 166	8 577 122	10 264 146		16	52
4063	OQT 1000 (538° C)	12 655 180	9 491 135	11 249 160		14	43
4130	WQT 1100 (593° C)	8 929 127	6 679 95	8 015 114		18	62
4130(e)	Estirado en frío	8 577 122	6 398 91	7 381 105		16	45
4340(e)	Estirado en frío	8 577 122	6 398 91	7 381 105		15	45
4640(e)	OQT 1000 (538° C)	10 686 152	7 311 104	9 140 130		19	56
5140(e)	OQT 1000 (538° C)	10 546 150	7 945 113	8 999 128		19	55
5140(e)	Estirado en frío	7 381 105	5 554 79	6 187 88		18	52
8630	Estirado en frío 10 %	8 085 115	6 046 86	7 030 100		22	53
8640	OQT 1000 (538° C)	11 249 160	8 437 120	10 546 150		16	55
8760	OQT 800 (427° C)	15 468 220	11 600 165	14 068 200		12	43
9255	OQT 1000 (538° C)	12 655 180	9 491 135	11 249 160		15	32
9440	OQT 1000 (538° C)	10 686 152	7 311 104	9 491 135		18	61
9850	OQT 1100 (593° C)	12 655 180	9 491 135	11 108 158		15	48

Fuente: Faies (2006)

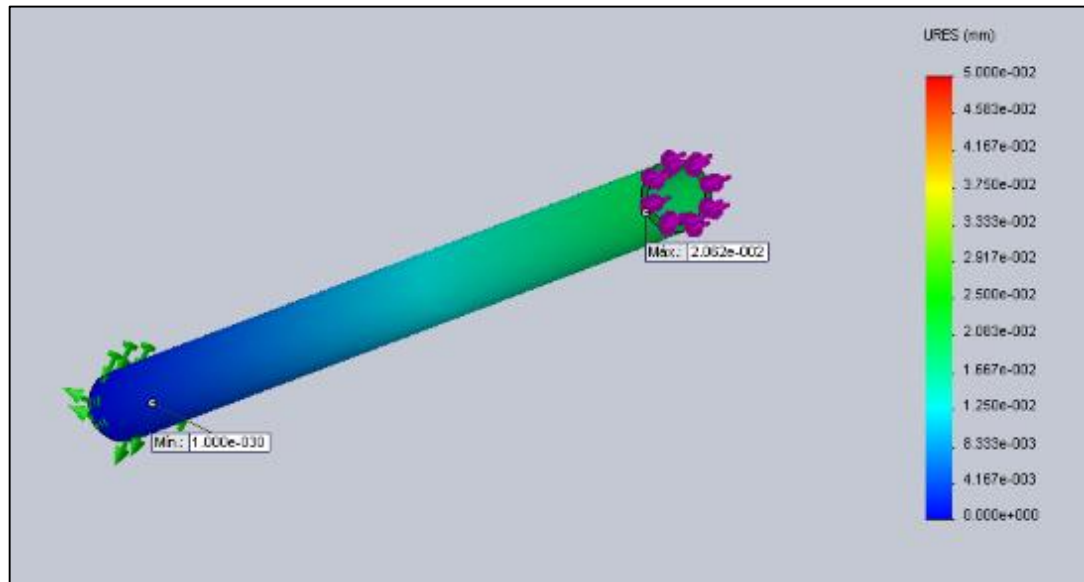
**Figura 45**  
**Tabla AT7 Propiedades típicas de los materiales**

## **MODELIZACIÓN DEL SISTEMA DE SUSPENSIÓN**

En ésta sección se esquematizan todos los componentes del vehículo y son sometidos a ensayos para determinar sus esfuerzos para hacer comparaciones entre las ecuaciones aplicadas anteriormente y un modelo más real para determinar su factibilidad, también serán descritos los procedimientos utilizados para realizar la simulación en el software Solidworks, el cual es una herramienta que permite tanto diagramar elementos mecánicos como realizar estudios estáticos y dinámicos que permitan recoger criterios para poder llevar a cabo construcciones de dichos elementos mecánicos, brindando al diseñador la capacidad de plasmar y comprobar por computadora todas sus creaciones. Se realizaron simulaciones para los Rocker, la barra de torsión, las barras wishbone y la barra Push Rod.

### **Modelización de la Barra Push Rod del Sistema de Suspensión**

Tomando las medidas de la barra Push más larga del sistema de suspensión (459mm para el par delantero) se somete a la misma carga calculada anteriormente de 644.7N y se procede a estudiar su deformación máxima, y el máximo esfuerzo generado en función del esfuerzo soportado por el material designado anteriormente. En la siguiente imagen (Figura 46) se detalla el estudio de compresión de la barra Push en el que las flechas de color verde representan los apoyos y las flechas de color morado la dirección de la carga, en la escala de colores se aprecia la deformación máxima que sufre el material y dentro de la imagen se indica el valor de dicha deformación en milímetros, y por ser un valor muy bajo es prácticamente despreciable.



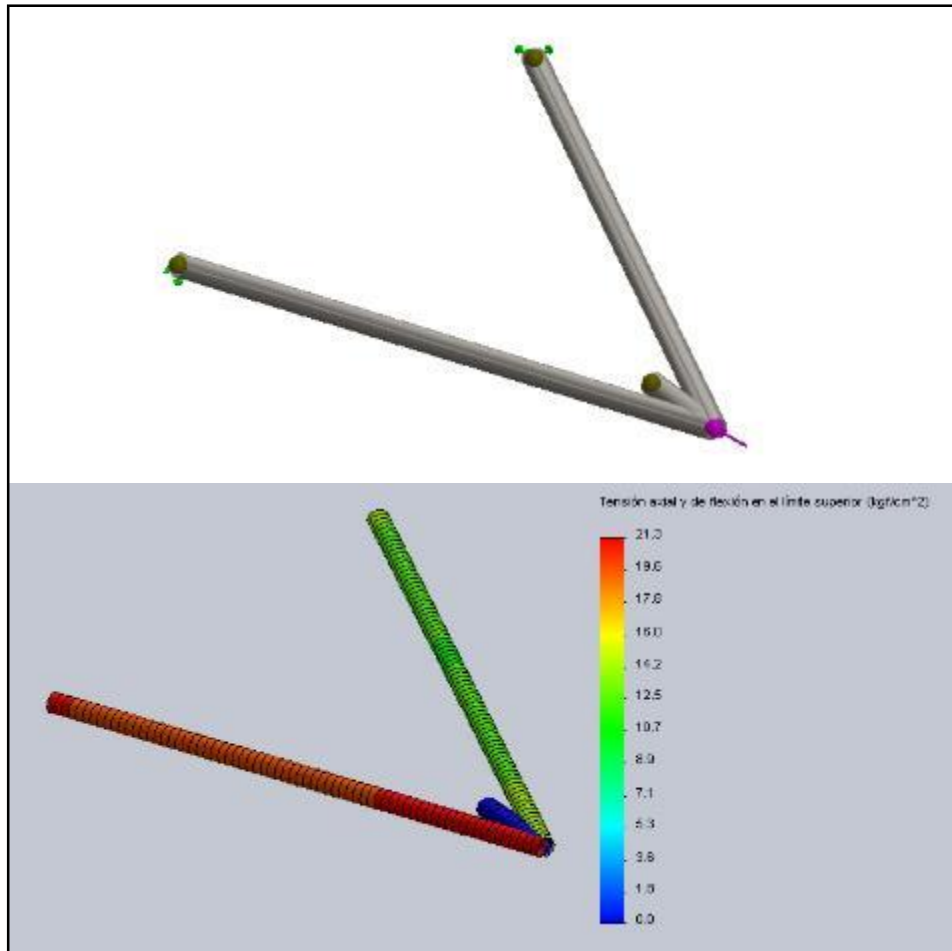
Fuente: Pacheco (2014)

**Figura 46**  
Máxima deformación de la barra Push Rod crítica

### Modelización de los Brazos Wishbone

Considerando las medidas de los brazos mostrada anteriormente en la Figura 40, se puede observar similitud entre los brazos superiores e inferiores en la parte delantera, al igual que los brazos superiores e inferiores de la parte trasera, debido a esta similitud se puede aproximar la simulación para éstos dos conjuntos de barras por separado. Estos brazos wishbone serán fabricados con los mismos tubos de las barras Push Rod, lo que permitirá ahorrar costos y trabajar con un mismo material. A continuación se presenta en la imagen a continuación el resultado de la simulación para el equivalente a uno de los brazos delanteros, en la que se muestran los apoyos de color verde y la carga de color purpura, dicha carga es el resultado del peso del caucho, el rin, porta masas, y disco de freno que juntos componen la *masa no suspendida* cuyo peso en

conjunto es de 13.5 Kg (132.43 N), dicha carga tratará de comprimir los brazos, y no se aplica ningún otro esfuerzo ya que el efecto jacking fue eliminado anteriormente cuando se designaban las dimensiones del sistema de suspensión.

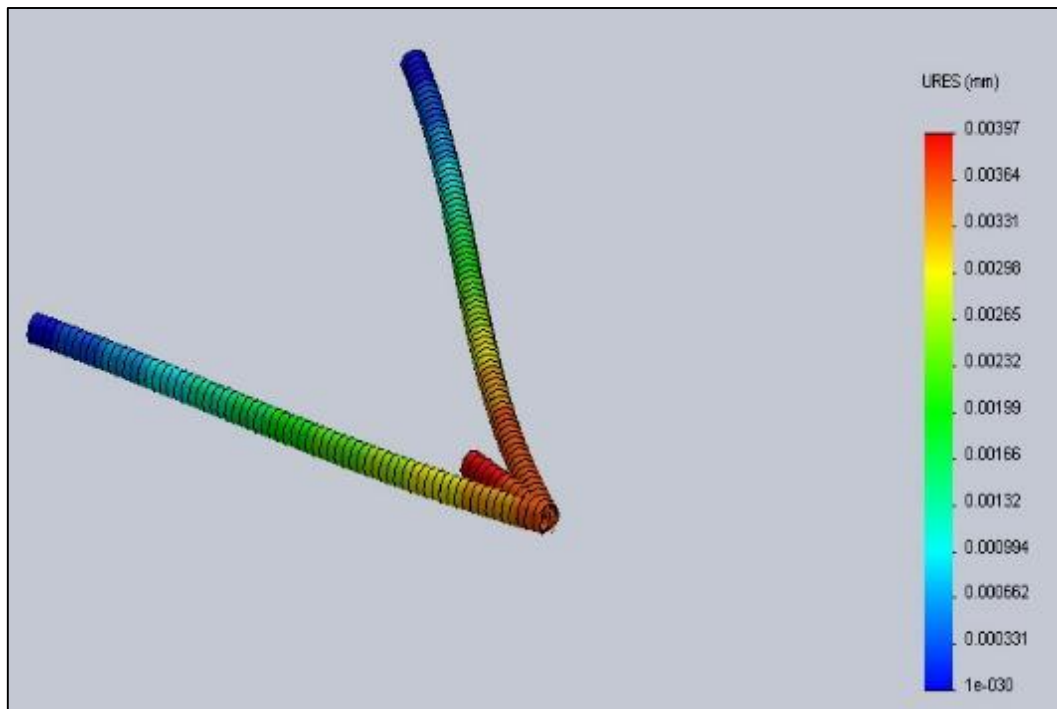


Fuente: Pacheco (2014)

**Figura 47**  
**Tensión máxima en brazo wishbone delantero**

Como puede observarse, la tensión máxima generada es de apenas 21.3 Kg/cm<sup>2</sup> llegando a ser mucho menor incluso que la de la barra Push Rod, y ya que éstos estarán fabricados del mismo material cuyo esfuerzo máximo de fluencia es de 3867 Kg/cm<sup>2</sup>

se puede decir que soportan perfectamente la carga sufriendo a penas una deformación máxima de 0.00397mm como se muestra en la Figura 48 lo cual es despreciable.



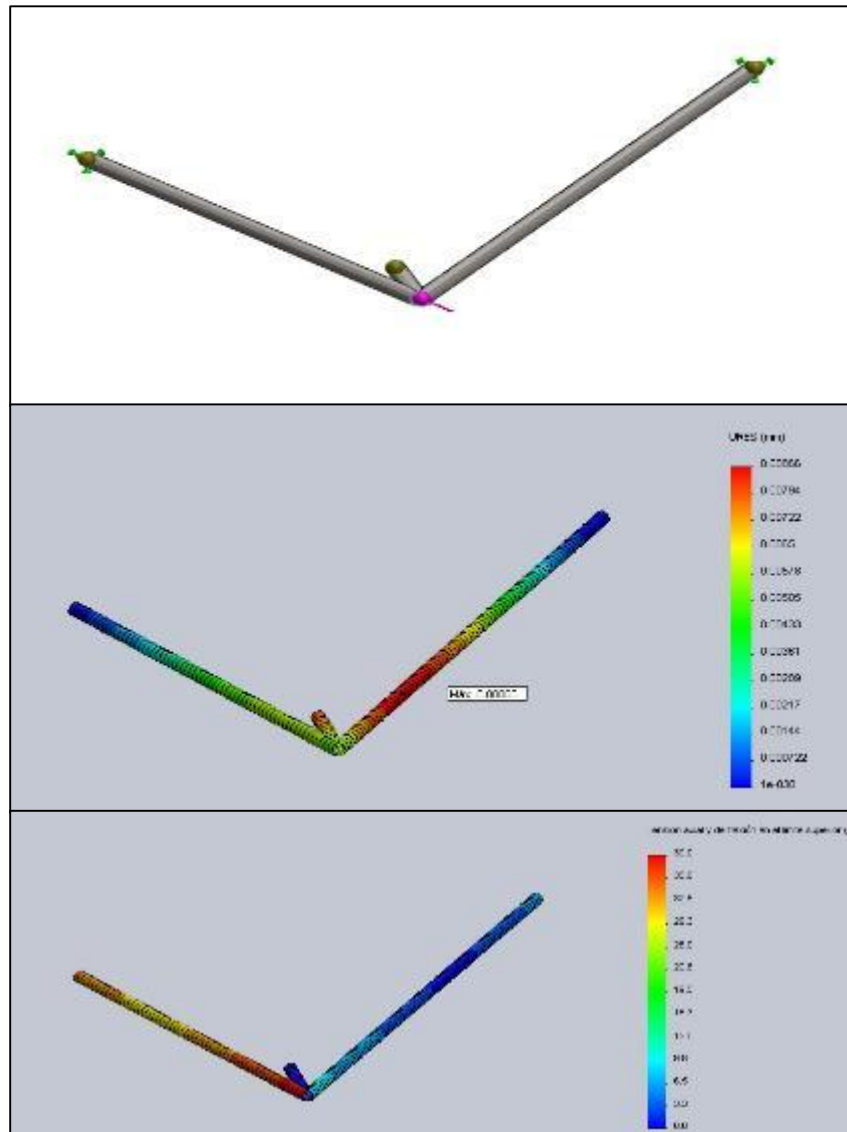
**Fuente:** Pacheco (2014)

**Figura 48**  
**Deformación máxima en brazo wishbone delantero**

Luego aplicando la misma carga al brazo wishbone trasero cuyas medidas fueron mostradas anteriormente se tiene que el esfuerzo máximo producido es de  $39 \text{ Kg/cm}^2$  lo que todavía sigue siendo muy por debajo del límite de fluencia del acero 1010 como se observa en la imagen a continuación. En la misma imagen se muestran las deformaciones máximas sufridas al aplicar los 13.5 Kg y también una vista del elemento original. Gracias a éstos resultados es posible afirmar que tanto las barras Push Rod y todos los brazos wishbone pueden ser fabricados del mismo tipo de tubo



de ½ Pulgada de diámetro interno de acero 1010



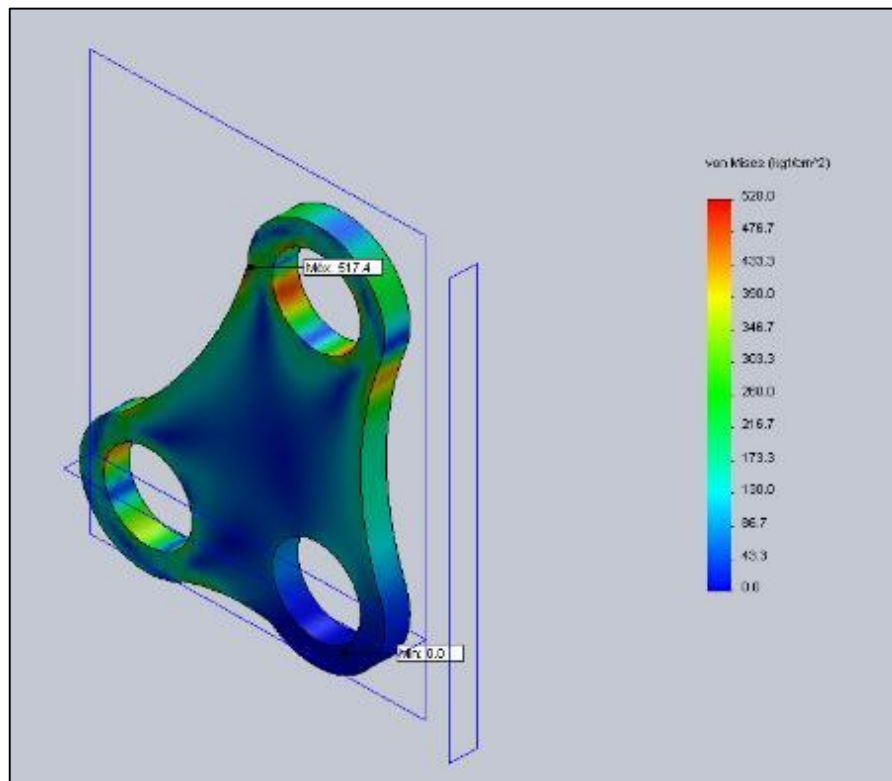
Fuente: Pacheco (2014)

**Figura 49**  
**Deformación y Tensión máxima en brazo wishbone trasero**

### Modelización del Rocker

Como fue definido anteriormente, el rocker debe ser capaz de resistir la torsión

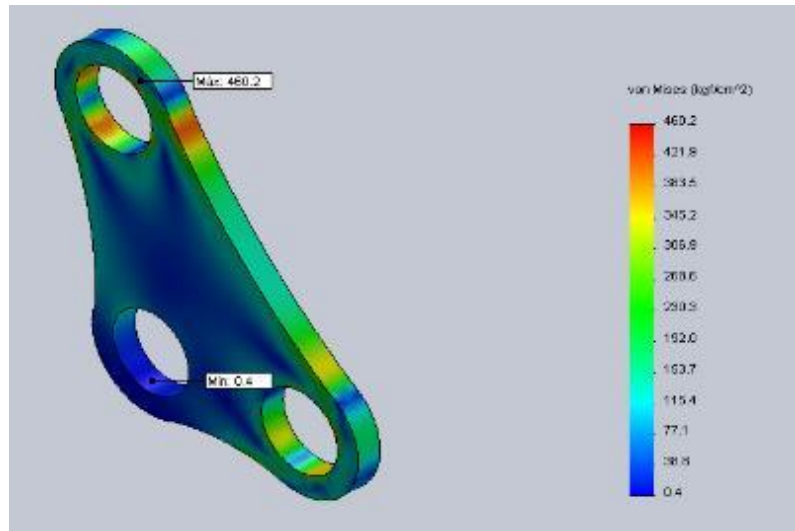
generada debido a la carga que éste intenta transmitir desde la barra Push Rod hasta el monoshock, anteriormente fue calculada la relación de movimiento, pero sabiendo que éstos deben ser capaces de transmitir los 644.7 N calculados anteriormente sin deformarse, para esto se recurre a Solidworks y se diagraman las dimensiones mostradas en la Figura 44 para estudiar su comportamiento con respecto a la carga. En la siguiente imagen se observa el proceso de simulación del rocker delantero, junto con los esfuerzos máximos generados ( $517.4 \text{ Kg/cm}^2$ ), la ubicación de las cargas y los soportes, tomando como material acero SAE 1020 cuyo límite elástico es de  $4640 \text{ Kg/cm}^2$ . Así mismo se obtiene una deformación máxima de  $0.0207 \text{ mm}$ .



**Fuente:** Pacheco (2014)

**Figura 50**  
**Máximo esfuerzo en el rocker delantero**

Seguido a esto, se aplica el mismo proceso al diseño del rocker trasero para estudiar encontrar el esfuerzo máximo utilizando la misma carga, el mismo material y el mismo espesor de  $\frac{1}{4}$  de Pulgada (6.35mm).



Fuente: Pacheco (2014)

**Figura 51**  
**Máximo esfuerzo en el rocker trasero**

Como se aprecia en éstas dos últimas imágenes donde se muestra el esfuerzo sufrido por ambos rockers al ser aplicada la carga de 644.7N, dichos esfuerzos tienen valores de  $517.4 \text{ Kg/cm}^2$  y  $460.2 \text{ Kg/cm}^2$  para el delantero y el trasero respectivamente, dicho esfuerzo no supera los  $4640 \text{ Kg/cm}^2$  del material especificado, lo que indica que éstos elementos no fallarán al transmitir la carga hacia los amortiguadores. El espesor de 6.35mm fue escogido por ser una medida comercial para planchas de acero de éste tipo además de que el equipo Fórmula SAE-UFT posee una la cual estaba destinada para la fabricación de éste elemento lo que reduce significativamente el costo de fabricación.

## **PROCESO DE FABRICACIÓN DEL SISTEMA DE SUSPENSIÓN**

A la hora de comenzar la fabricación del sistema de suspensión anteriormente diseñado es importante tomar en cuenta la precisión para cumplir con los diseños ya que una pequeña variación puede afectar factores como la ubicación del Roll center que afectarán el comportamiento e incluso los esfuerzos de los demás elementos. Otro de los factores a considerar es la seguridad ya que éstos sistemas deben ser construidos por estudiantes para participar en la competencia, se deben utilizar los implementos de seguridad adecuados a cada actividad para garantizar la integridad del fabricante. El ultimo, pero no menos importante de los factores a tomar en cuenta es la calidad del producto, ya que de esto dependerá su durabilidad, porque si se utilizan malos procesos de fabricación se puede llegar a disminuir la vida útil de los elementos. Sin embargo en éste trabajo se aplicarán los métodos más sencillos de manera que en un futuro puedan aplicarse mejoras.

### **Método de Corte y Preparación de los Brazos Wishbone**

Para el corte de los tubos de ½ Pulgada seleccionados anteriormente se utiliza una tronzadora de disco de 14 Pulgadas, éste es un proceso que requiere de cuidado y atención además del uso de los implementos de seguridad como lentes y careta, además de guantes debido al desprendimiento de chispas calientes. Se utilizan moldes con los ángulos de los brazos para lograr su corte y posición. Se distribuyen los tubos de acuerdo a las medidas de la forma que menos se desperdicie material lo que traerá un ahorro de costos y por eso con 12m es suficiente para cubrir todas las medidas de los

brazos wishbone y las barras push rod que son las que utilizan el mismo material de la misma medida.



**Fuente:** Pacheco (2014)

**Figura 52**

**Corte de tubos para brazos wishbone y barra Push Rod**

Una vez cortados los tubos con las medidas se procede a unirlos por medio de la soldadura utilizando escuadras con los ángulos mostrados anteriormente dependiendo del brazo wishbone. La soldadura seleccionada es la de arco eléctrico que es la más común y económica de realizar y es con al que cuenta el equipo FSAE-UFT en su taller, por lo que brinda todas las ventajas para ser la más conveniente.

***Fabricación de Bujes para Brazos Wishbone***

Los bujes cumplen en parte la misma función de las rotulas solo que tienen menos libertad de movimiento y son seleccionadas para el prototipo por ser económicas de fabricar ya que el costo de cada *Rod End* (Rotula hueca) es muy elevado y son necesarios 36 de éstos elementos, por eso se opta por cilindrar una barra mecánica y luego comprimir una goma de poliuretano que es la encargada de resistir el peso de las

masas no suspendidas, en la figuras a continuación se observa su proceso de construcción y su posterior ensamblaje con una barra roscada que permite realizar ajustes cuando el prototipo esté construido.



**Fuente:** Pacheco (2014)

**Figura 53**  
**Preparación de bujes**



**Fuente:** Pacheco (2014)

**Figura 54**  
**Bujes de Poliuretano con barra roscada de ½" pulgada**

### ***Fabricación de Soportes de Amortiguadores y Brazos Wishbone***

Con cada buje ahora es necesario fijar los soportes de los que se sujetarán los brazos wishbone al chasis, al final de cada uno de los brazos wishbone se aplica soldadura para unir la tuerca donde entrará la barra roscada de cada buje, éste proceso se observa en la siguiente imagen, donde se aprecia un buje en su posición en el chasis para uno de los brazos wishbone, y en la imagen 56 se observan los brazos ya fijados al chasis.



**Fuente:** Pacheco (2014)

**Figura 55**

**Bujes fijados al Chasis de Buoli (2013)**



**Fuente:** Pacheco (2014)

**Figura 56**

**Brazo Wishbone delantero izquierdo con portamasas**

### Proceso de Construcción de Rocker

Los rocker son cortados de una lámina de acero 1020 de  $\frac{1}{4}$ " de pulgada de espesor, y gracias a la ayuda de *Dmetal+* patrocinante de Formula SAE-UFT que cuenta con una cortadora de plasma de control numérico, es posible cortar los rocker con una precisión milimétrica partiendo de un dibujo en formato CAD como se observa en la figura a continuación. Finalmente son ensamblados con una barra cilindrada en la que entran dos rodamientos que permiten el pivoteo.



Fuente: Pacheco (2014)

**Figura 57**

**Corte con plasma de Rocker**



Fuente: Pacheco (2014)

**Figura 58**

**Ensamblaje de Rocker**



### Proceso de Fabricación de Barras Push Rod

Por último, Las cuatro barras push del sistema de suspensión son cortadas a la medida y unidas a dos tuercas en la que entran dos bujes (uno en cada extremo) que permiten realizar ajustes para variar la distancia de las barras y consecuentemente la altura del vehículo con respecto al piso.



**Fuente:** Pacheco (2014)

**Figura 59**  
**Barra Push Rod trasera derecha**

### Costos de Fabricación

En el siguiente cuadro se muestran los costos de fabricación del sistema de suspensión.

Cuadro 9  
Costos de Fabricación

<b>Materiales</b>	<b>Cantidad</b>	<b>Precio C/U en Bs</b>	<b>Total</b>
Tubos de acero SAE 1010	12m	150 Bs cada 6mts	300Bs
Poliuretano	1 m	1000 Bs	1000Bs
Monoshock	4	675 Bs	2700Bs
Rótulas	8	350 Bs	2800Bs
Plancha de acero ¼” 1020	1	250 Bs	250 Bs
Barra Roscada de ½ “	2 m	180Bs	180Bs
Tornillos de 3/8” x 2”	30	14 Bs	420 Bs
Tuercas de seguridad 3/8”	30	5 Bs	150 Bs
Tuercas de ½”	30	5 Bs	150 Bs
Tuercas de seguridad 9/16”	8	9 Bs	72 Bs
Tuercas de 9/16”	8	6 Bs	48 Bs
Tornillos 9mm	4	12 Bs	48 Bs
Tuerca de seguridad 9mm	4	6 Bs	24 Bs
Mano de Obra	7 Días	200 el Día	1400 Bs
Rodamiento 69002	8	100 Bs	800 Bs
Pletina 1” x ¼”	1	150 Bs	150 Bs
<b>Total</b>		10.492 Bs	

Fuente: Pacheco (2014)

## **CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES**

Partiendo de todos los resultados obtenidos durante el proceso de investigación, diseño y construcción del sistema de suspensión se presentan a continuación las conclusiones y recomendaciones en las que se exponen los datos más relevantes de todo el proceso.

### **Conclusiones**

1. A la hora de diseñar un sistema de suspensión lo primero a tener en cuenta es que las fuerzas que actuarán en el dependen directamente de las velocidades a las que se espera que llegue el vehículo, y dependen también de las dimensiones de éste, en las cuales se deben mantener los centros de rotación en la posición idónea para cada tipo de automóvil.

2. Antes de pensar en diseñar cualquiera de los componentes de un Fórmula SAE es necesario leer a fondo la Norma de Restricciones que se emite cada año de forma que los criterios de diseño y especificaciones estén de acuerdo con éstas ya que si no habrá una penalización a la hora de competir.

3. Se selecciona un sistema de suspensión tipo Push Rod entre todos los tipos ya que las ventajas presentadas se acoplan a las necesidades que actualmente presenta el Grupo de Investigación Formula SAE-UFT, sin embargo éste estudio debe servir en un futuro para desarrollar suspensiones de tipo Wishbone, Pull Rod y McPherson.

4. A través de los estudios de esfuerzos utilizando las distintas teorías con apoyo

en simulaciones en Solidworks se puede observar que todos los elementos son capaces de resistir los esfuerzos con los materiales seleccionados, los cuales pertenecen a la gama de los más comunes y económicos en el mercado venezolano, no llegando a sobrepasar los costos de 10.492 Bs, lo que convierte a éste sistema de suspensión en un elemento factible de fabricar.

5. Como última conclusión se destaca que a través de la realización de éste proyecto se demuestra que en la Universidad Fermín Toro existe el ingenio necesario para desarrollar estudios de nuevos tipos de tecnología, la cual es uno de los objetivos planteados dentro del Grupo de Investigación Fórmula SAE-UFT además que contribuye con el desarrollo del prototipo que se piensa hacer competir en el 2014

### **Recomendaciones**

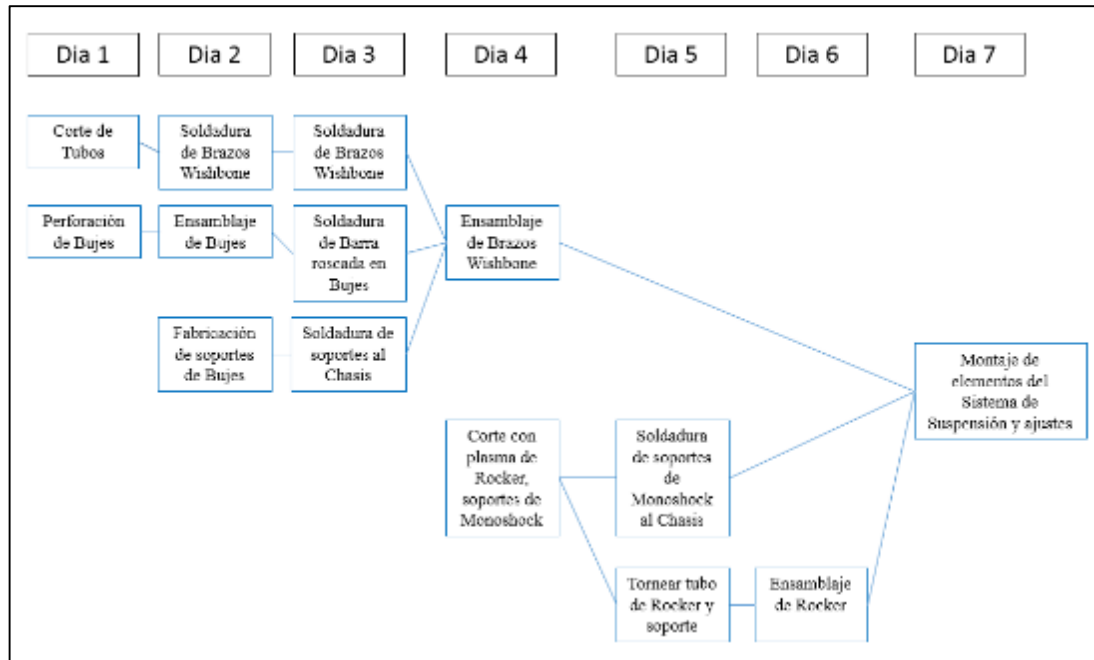
1. Los software de estudio de elementos finitos como Solidworks son de gran utilidad pero sin embargo resultan importantes hacer estudios manualmente con ecuaciones lo que permita establecer una comparación entre éstos dos para obtener mayor exactitud en los resultados, además de que éste tipo de software requieren datos de entrada como las fuerzas que actúan las cuales son obtenidas mediante análisis estáticos o dinámicos para el caso de un sistema de suspensión, dicho estudio dinámico fue propuesto por Innocenti (2013) y aplicado en ésta investigación para el diseño de uno de los componentes de un vehículo de competición SAE.

2. A partir de ésta investigación se recomiendan seguir desarrollando estudios sobre los demás tipos de suspensión o incluso optimizaciones de ésta misma y no solo para ser aplicadas en vehículos tipo SAE sino también para automóviles más generales lo que permitirá ampliar la base de datos de diseño automotriz existente en las universidades del país para que en un futuro se creen vehículos comercializables en Venezuela.

3. Se recomienda siempre hacer un estudio del mercado de los productos disponibles para poder seleccionar los materiales en función de los que existan en el mercado ya que el costo es uno de los factores más importantes a tomar en cuenta, y más aún en una competencia de Fórmula SAE en la que se busca construir el mejor vehículo con la menor cantidad de recursos posibles.

4. Es recomendable trabajar de la manera más precisa posible ya que un pequeño margen de error a la hora de construcción puede alterar todo el diseño del sistema de suspensión llegando a resultar en un trabajo todavía más difícil de realizar, ya que se crean desajustes que no permitirán el correcto funcionamiento de la suspensión. Además es recomendable contar primero con las piezas como las rotulas de las que se puede obtener sus dimensiones exactas para ser tomadas en cuenta a la hora de dibujar las dimensiones de los brazos wishbone ya que esto afecta en los ángulos.

## CRONOGRAMA DE TRABAJO



## REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- An Introduction to Automotive Design.** (2010) [Página Web en línea] Disponible: <http://www.designcouncil.org.uk/about-design/Types-of-design/Transport-Design/Automotive-design/> [Consulta: 2013, Abril 24].
- Arrieche, L. (2012). **Diseño y Construcción de un Prototipo Impeleo-Motriz Para Generación de Corriente Eléctrica para Servicios Públicos Accionado por el Tránsito Automotor en la Ciudad de Barquisimeto.** Trabajo de Grado presentado para optar al título de Ingeniero en Mantenimiento Mecánico. Facultad de ingeniería. Universidad Fermín Toro. Cabudare (Venezuela).
- Avallone, E y Baumeister, T. (1995). **Manual MARKS del Ingeniero Mecánico.** Novena Edición. Editorial McGrawHill Interamericana.
- Baca, G. (2006). **Evaluación de Proyectos.** Quinta Edición. Editorial McGrawHill Interamericana.
- Barray, H. (1998). **Introducción a la Metodología de la Investigación.** Editorial Gumed, S.A. México DF
- Beer, F y Johnston, R. (2004). **Mecánica de Materiales.** Tercera Edición. Editorial McGraw Hill Interamericana.
- Beer, F y Johnston, R. (2004). **Mecánica Vectorial Para Ingenieros.** Séptima Edición. Editorial McGraw Hill Interamericana.
- Buitrago, E. (2013). **Diseño de un Sistema de Suspensión para un Vehículo Monoplaza tipo Formula SENA.** Trabajo de Grado presentado para optar al título de Ingeniero Mecánico. Facultad de Minas. Universidad Nacional de Colombia. Sede Medellín (Colombia)
- Buoli, G. (2013). **Diseño y Construcción de un Prototipo de Chasis Tipo Formula SAE para la Universidad Fermín Toro.** Trabajo de Grado presentado para optar al título de Ingeniero en Mantenimiento Mecánico. Facultad de ingeniería. Universidad Fermín Toro. Cabudare (Venezuela).
- Cantos, J. (2006). **Diseño, Análisis, Ensayo y Construcción del Sistema de Dirección para un Prototipo Formula SAE.** Trabajo de Grado presentado para optar al título de Ingeniero Industrial. Escuela Técnica Superior de Ingeniería. Universidad Pontificia Comillas, Madrid (España)
- Castellano, J. (2009). **Diseño de un Sistema de Frenos para un Monoplaza tipo Formula SAE.** Trabajo de Grado presentado para optar al título de Ingeniero en Mantenimiento Mecánico. Facultad de ingeniería. Universidad Fermín Toro.

Cabudare (Venezuela).

Cruz, G y Mesías, D. (2013). **Diseño, Construcción e Implementación de Sistemas de Suspensión, Dirección y Frenos del Vehículo de Competencia Formula SAE 2012**. Trabajo de Grado presentado para optar al título de Ingeniero Automotriz. Escuela Politécnica del Ejército. Latacunga (Ecuador).

**Diccionario de la Real Academia Española [RAE] Vigésima segunda Edición** [Página Web en Línea] Disponible: <http://www.rae.es/rae.html> [Consulta: 2013, Mayo 13].

Faires, V. (2006). **Diseño de Elementos de Maquinas**. Cuarta Edición. Editorial MS.

**Formula SAE Rules**. (2013). [Página Web en línea] Disponible: <http://students.sae.org/competitions/formulaseries/rules/2013fsaerules.pdf> [Consulta: 2013, Abril 14].

Guedez, L. (2013). **Diseño de una Mesa para Soldadura Ajustable Mediante un Estudio de Ergonomía**. Trabajo de Grado presentado para optar al título de Ingeniero en Mantenimiento Mecánico. Facultad de ingeniería. Universidad Fermín Toro. Cabudare (Venezuela).

**How does a Double Wishbone Suspension Works**. (2013). [Página Web en línea] Disponible: [http://www.ehow.com/info\\_12177065\\_double-wishbone-suspension-work.html](http://www.ehow.com/info_12177065_double-wishbone-suspension-work.html) [Consulta: 2013, Mayo 21].

Innocenti, T. (2013). **Dynamic Analysis of a Formula SAE Car**. Primera Edición. Ediciones Lambert Academic Publishing.

Laban, B. (2006) **PORSCHE Historia y Leyenda de un Clásico**. Ediciones Susaeta

**La Posición del Centro de Gravedad: una Aproximación Intuitiva**. (2012) [Página Web en línea] Disponible: <http://www.tecmovía.com/2012/06/30/la-posicion-del-centro-de-gravedad-una-aproximacion-tecnica/> [Consulta: 2013, Abril 13].

**McPherson and Pseudo-McPherson Suspension**. (2013) [Página Web en línea] Disponible: <http://www.car-engineer.com/mac-pherson-and-pseudo-mc-pherson-suspension/> [Consulta: 2013, Agosto 18].

**Manual CEAC del Automóvil**. Ediciones CEAC. (2004).

**Manual para Presentación de Trabajos de Grado**. Universidad Fermín Toro, Cabudare, Edo. Lara (2001).

Millken, W y Millken D. (1995). **Race Car Vehicle Dynamics**. Primera Edición. Editorial SAE Society of Automotive Engineers.



- Mott, R. (2006). **Diseño de Elementos de Maquinas**, 4ta edición. Editorial Pearson Educacion. Mexico.
- Popa, C. (2005). **Steering System and Suspension Design for 2005 Formula SAE Race Car**. Trabajo de Grado presentado para optar al título de Licenciada en Ingeniería Especialidad Mecánica. Facultad de Ingeniería. Universidad del Sur de Queensland (Australia).
- Santelíz, J. (2010). **Diseño y Fabricación de una Maquina Dobladora de Tubo para el Proyecto Formula SAE en la Universidad Fermín Toro**. Trabajo de Grado presentado para optar al título de Ingeniero en Mantenimiento Mecánico. Facultad de ingeniería. Universidad Fermín Toro. Cabudare (Venezuela).
- Villar, C. (2006). **Diseño Conceptual y Dinámica Vehicular de un Formula SAE**. Trabajo de Grado presentado para optar al título de Ingeniero Industrial. Escuela Técnica Superior de Ingeniería. Universidad Pontificia Comillas, Madrid (España).