

# **ESCUELA POLITÉCNICA DEL EJÉRCITO**



## **EXTENSIÓN LATACUNGA**

### **CARRERA DE INGENIERÍA AUTOMOTRIZ**

#### **DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DEL SISTEMA DE SUSPENSIÓN PARA UN VEHÍCULO TIPO FORMULA STUDENT**

#### **PROYECTO PREVIO A LA OBTENCIÓN DEL TÍTULO DE INGENIERO AUTOMOTRIZ**

**GARCÉS GARCÍA MANUEL ALEJANDRO**

Latacunga, Enero del 2012

ESCUELA POLITÉCNICA DEL EJÉRCITO  
CARRERA DE INGENIERÍA AUTOMOTRIZ

**DECLARACIÓN DE RESPONSABILIDAD**

Yo, Manuel Alejandro Garcés García

**DECLARO QUE:**

El proyecto de grado denominado “**DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DEL SISTEMA DE SUSPENSIÓN PARA UN VEHÍCULO TIPO FORMULA STUDENT**”, ha sido desarrollado con base a una investigación exhaustiva, respetando derechos intelectuales de terceros, conforme las citas que constan al pie de las paginas correspondientes, cuyas fuentes se incorporan en la bibliografía.

Consecuentemente este trabajo es de mi autoría.

En virtud de esta declaración, me responsabilizo del contenido, veracidad y alcance científico del proyecto de grado en mención.

Latacunga, Enero del 2012

**Garcés García Manuel Alejandro**

CI. 171663408-2

ESCUELA POLITÉCNICA DEL EJÉRCITO  
CARRERA DE INGENIERÍA AUTOMOTRIZ

**AUTORIZACIÓN**

Yo, Manuel Alejandro Garcés García

**DECLARO QUE:**

Autorizo a la Escuela Politécnica del Ejército la publicación, en la biblioteca Virtual de la Institución del trabajo **“DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DEL SISTEMA DE SUSPENSIÓN PARA UN VEHÍCULO TIPO FORMULA STUDENT”** cuyo contenido, ideas y criterios son de mi exclusiva responsabilidad y autoría.

Latacunga, Enero del 2012

**Garcés García Manuel Alejandro**

CI. 171663408-2

ESCUELA POLITÉCNICA DEL EJÉRCITO  
CARRERA DE INGENIERÍA AUTOMOTRIZ

**CERTIFICADO**

ING. JUAN CASTRO (DIRECTOR)

ING. OSCAR ARTEAGA (CODIRECTOR)

**CERTIFICAN:**

Que el trabajo “**DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DEL SISTEMA DE SUSPENSIÓN PARA UN VEHÍCULO TIPO FORMULA STUDENT** ” , realizado por el señor Garcés García Manuel Alejandro, ha sido guiado y revisado periódicamente y cumple normas estatutarias establecidas por la ESPE en el reglamento de estudiantes de la Escuela Politécnica del Ejército.

Debido a que constituye un trabajo de excelente contenido científico que coadyuvará a la aplicación de conocimientos y al desarrollo profesional, **SI** recomiendan su publicación.

El mencionado trabajo consta de **UN** Empastado y **UN** disco compacto el cual contiene los archivos en formato portátil. Autorizan al señor Garcés García Manuel Alejandro que lo entregue al ING. JUAN CASTRO, en su calidad de Director de la Carrera.

Latacunga, Enero del 2012

**Garcés García Manuel Alejandro**

CI. 171663408-2

ESCUELA POLITÉCNICA DEL EJÉRCITO  
CARRERA DE INGENIERÍA AUTOMOTRIZ

**CERTIFICACIÓN**

Se certifica que el presente trabajo fue desarrollado por Garcés García Manuel Alejandro bajo nuestra supervisión.

ING. JUAN CASTRO  
DIRECTOR DEL PROYECTO

ING. OSCAR ARTEAGA  
CODIRECTOR DE PROYECTO

## DEDICATORIA

A mis padres Rosa y Alfonso por los cuales he terminado con éxito mis estudios, a mi familia Cristina, Xavier, Carlos, Marco, Sebastián, Steven, Emilian y a mi novia Sofía, este trabajo lo dedico a todos ustedes que han estado conmigo durante todo este tiempo.

## AGRADECIMIENTO

A mis padres que me han sabido inculcar valores y formar mi carácter como una persona de bien y han estado siempre apoyándome, por ser ejemplo de honestidad, trabajo, dedicación y muchas otras virtudes, por la paciencia que me tienen, gracias por todo.

A mi madre querida que nunca me ha acompañado en todas las etapas de mi vida buenas y malas, siempre poniendo todo su amor y dedicación por verme feliz, gracias por ser como es y ser quien es.

A mi padre ejemplo de todo lo que quiero llegar a ser con el paso del tiempo gracias por brindarme tus consejos y mostrarme que con empeño, dedicación y trabajo se puede llegar a ser una buena persona.

A mi familia por estar siempre ahí y motivarme a mejorar.

A mi novia por acompañarme en mis proyectos.

## ÍNDICE

DECLARACIÓN DE RESPONSABILIDAD.....	ii
AUTORIZACIÓN.....	iii
CERTIFICADO.....	iv
CERTIFICACIÓN.....	v
DEDICATORIA.....	vi
AGRADECIMIENTO.....	vii
ÍNDICE.....	viii
ÍNDICE DE FIGURAS.....	xi
ÍNDICE DE TABLAS.....	xiii
RESUMEN.....	xiv

### **CAPÍTULO I**

<b>MARCO TEÓRICO.....</b>	<b>1</b>
1.1.- FORMULA STUDENT.....	1
1.2.- SISTEMA DE SUSPENSIÓN.....	2
1.2.1.- FINALIDAD DEL SISTEMA DE SUSPENSIÓN.....	2
1.2.2.- ELEMENTOS DEL SISTEMA DE SUSPENSIÓN.....	4
1.2.2.1.- Resortes.....	4
1.2.2.2.- Barras de Torsión.....	5
1.2.2.3.- Amortiguadores.....	5
1.2.2.4.- Rótulas.....	6
1.2.3.- TIPOS DE SUSPENSIONES.....	7
1.2.3.1.- Suspensión de Eje Rígido.....	7
1.2.3.2.- Suspensión Independiente.....	7
1.3.- CARACTERÍSTICAS DEL SISTEMA DE SUSPENSIÓN.....	8
1.3.1.- GEOMETRÍA DE LA SUSPENSIÓN.....	8
1.3.1.1.- Distancia entre ejes y ancho de vía.....	9
1.3.1.2.- Inclinación de la mangueta y radio de pivotamiento.....	9
1.3.1.3.- Ángulo de Avance o Caster.....	10
1.3.1.4.- Ángulo de Caída ó Camber.....	11



1.3.1.5.-	Convergencia y Divergencia.....	12
1.3.1.6.-	Centro instantáneo y centro de rotación.....	13
1.3.1.7.-	Localización de los terminales de la dirección.....	14
1.3.1.8.-	Ackermann.....	14
1.3.1.9.-	Efectos de resistencia.....	15
1.4.-	SISTEMA DE SUSPENSIÓN PUSH ROD & PULL ROD.....	16
1.4.1.-	PULL ROD.....	19
1.4.2.-	PUSH ROD.....	20
1.4.3.-	PUSH ROD VS. PULL ROD.....	21
1.4.3.1.-	VENTAJAS E INCONVENIENTES.....	21
1.4.3.2.-	ELECCIÓN DEL SISTEMA DE SUSPENSIÓN.....	22

## **CAPÍTULO II**

<b>DISEÑO DEL SISTEMA DE SUSPENSIÓN.....</b>	<b>24</b>
2.1.- INGENIERÍA ASISTIDA POR COMPUTADOR.....	24
2.1.1.- ANÁLISIS DE ELEMENTOS FINITOS.....	24
2.1.2.- MÉTODO DE ELEMENTOS FINITOS.....	25
2.2.- PARÁMETROS DE DISEÑO.....	26
2.2.1. REQUERIMIENTOS GENERALES DE DISEÑO.....	26
2.2.2.- TRANSFERENCIA DE MASA.....	27
2.2.2.1.- Transferencia de masa durante la aceleración.....	27
2.2.2.2.- Transferencia de masa durante una frenada brusca.....	29
2.2.2.3.- Transferencia de masa durante una curva.....	30
2.3.- DISEÑO CINEMÁTICO.....	32
2.3.1.- ELECCIÓN DE LAS VARIABLES DE LA SUSPENSIÓN.....	32
2.3.1.1.- Restricciones directas dadas por el reglamento.....	32
2.3.1.2.- Restricciones indirectas dadas por el reglamento.....	33
2.3.2.- VARIACIÓN DEL CAMBER.....	34
2.3.3.- VARIACIÓN DE LA CONVERGENCIA Y DIVERGENCIA.....	35
2.4.- DISEÑO DINÁMICO.....	36
2.4.1.- ANÁLISIS DE CARGAS SOBRE CADA RUEDA.....	36
2.4.2.- CONJUNTO RESORTE-AMORTIGUADOR.....	37

2.4.3.- DISEÑO DE LAS BIELETAS.....	38
2.4.4.- ANÁLISIS DE LOS ELEMENTOS DEL SISTEMA DE SUSPENSIÓN...	39
2.4.4.1.- Análisis de los brazos de suspensión.....	40
2.4.4.2.- Análisis de las bieletas.....	44
2.4.4.3.- Análisis de las barras de compresión y tracción.....	49
2.4.4.4.- Interpretación de los datos obtenidos.....	52
2.4.5.- BARRAS ESTABILIZADORAS.....	53
2.4.6.- BASES DE LA SUSPENSIÓN.....	54
2.4.5.- VERIFICACIÓN DE LA FRECUENCIA DEL SISTEMA.....	55

### **CAPÍTULO III**

<b>CONSTRUCCIÓN, MONTAJE Y COMPROBACIÓN DEL SISTEMA DE SUSPENSIÓN.....</b>	<b>58</b>
3.1.- CONSTRUCCIÓN DE LAS PARTES DEL SISTEMA DE SUSPENSIÓN.....	58
3.1.1.- CONSTRUCCIÓN DE LOS BRAZOS.....	58
3.1.2.- CONSTRUCCIÓN DE LAS BARRAS ACTUADORAS.....	60
3.1.3.- CONSTRUCCIÓN DE LAS BIELETAS.....	61
3.1.4.- CONSTRUCCIÓN DE LAS BARRAS ESTABILIZADORAS.....	62
3.1.5.- CONSTRUCCIÓN DE LAS BASES.....	63
3.2.- MONTAJE DEL SISTEMA DE SUSPENSIÓN.....	63
3.3.- PRUEBAS DE FUNCIONAMIENTO.....	64
3.3.1. PRUEBA 1.....	64
3.3.2. PRUEBA 2.....	65
3.3.3. PRUEBA 3.....	66
3.3.4. PRUEBA 4.....	67

### **CAPÍTULO IV**

<b>CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES.....</b>	<b>70</b>
4.1.- CONCLUSIONES.....	70
4.2.- RECOMENDACIONES.....	71
BIBLIOGRAFÍA.....	72

## ÍNDICE DE FIGURAS

### **CAPÍTULO I**

Figura 1.1. Suspensión de un turismo; 1. neumáticos, 2. resortes, 3. resortes de los asientos.....	2
Figura 1.2. Diferentes oscilaciones en un vehículo turismo.....	3
Figura 1.3. Resorte helicoidal (izquierda), resorte de hojas (derecha).....	5
Figura 1.4. Principio de funcionamiento de una barra de torsión.....	5
Figura 1.5. Amortiguador de aceite y gas con reservorio aislado.....	6
Figura 1.6. Diferentes tipos de rótulas.....	6
Figura 1.7. Suspensión de eje rígido.....	7
Figura 1.8. Suspensión Independiente.....	8
Figura 1.9. Distancia entre ejes (izquierda), ancho de vía (derecha).....	9
Figura 1.10. Geometría de la mangueta vista frontal.....	10
Figura 1.11. Geometría de la mangueta vista lateral.....	11
Figura 1.12. Camber positivo es la inclinación de la rueda hacia afuera respecto a la vertical.....	12
Figura 1.13. Toe In B, Toe Out A.....	13
Figura 1.14. Vista del centro instantáneo y centro de rotación.....	14
Figura 1.15. Diferentes geometrías Ackermann.....	15
Figura 1.16. Vista lateral de una suspensión de triángulos superpuestos.....	16
Figura 1.17. Lotus Climax 1960 nótese el conjunto resorte-amortiguador.....	17
Figura 1.18. Suspensión Pull Rod (izquierda), Suspensión Push Rod (derecha).....	18
Figura 1.19. Lotus 72 (izquierda), Brabham BT 44 (derecha).....	19
Figura 1.20. Brabham BT46 el primer vehículo con suspensión push rod.....	20
Figura 1.21. Vista isométrica del chasis del vehículo Formula Student.....	22

### **CAPÍTULO II**

Figura 2.1. Modelo CAD de una pieza y el mismo modelo subdividido en piezas pequeñas (elementos).....	25
--	----

Figura 2.2. Primer boceto de la suspensión del vehículo.....	34
Figura 2.3. Ganancia de camber del eje delantero (izquierda), eje trasero (derecha).....	35
Figura 2.4. Variación de la Convergencia-Divergencia en el eje delantero.....	36
Figura 2.5. Variación de la Convergencia-Divergencia en el eje trasero.....	36
Figura 2.6. Vista interna del amortiguador Manitou Swinger.....	38
Figura 2.7. Bieleta delantera.....	38
Figura 2.8. Bieleta trasera.....	39
Figura 2.9.- Resultados de tensión de Von Mises, SolidWorks Simulation.....	41
Figura 2.10.- Resultados de desplazamiento, SolidWorks Simulation.....	41
Figura 2.11.- Resultados de factor de seguridad, SolidWorks Simulation.....	42
Figura 2.12.- Resultados de tensión de Von Mises, SolidWorks Simulation.....	43
Figura 2.13.- Resultados de desplazamiento, SolidWorks Simulation.....	43
Figura 2.14.- Resultados de factor de seguridad, SolidWorks Simulation.....	44
Figura 2.15. - Resultados de tensión de Von Mises, SolidWorks Simulation.....	45
Figura 2.16.- Resultados de desplazamiento, SolidWorks Simulation.....	46
Figura 2.17.- Resultados de factor de seguridad, SolidWorks Simulation.....	46
Figura 2.18. - Resultados de tensión de Von Mises, SolidWorks Simulation.....	47
Figura 2.19.- Resultados de desplazamiento, SolidWorks Simulation.....	48
Figura 2.20.- Resultados de factor de seguridad, SolidWorks Simulation.....	48
Figura 2.21. - Resultados de tensión de Von Mises, SolidWorks Simulation.....	49
Figura 2.22.- Resultados de desplazamiento, SolidWorks Simulation.....	50
Figura 2.23.- Resultados de factor de seguridad, SolidWorks Simulation.....	50
Figura 2.24.- Resultados de factor de carga, SolidWorks Simulation.....	51
Figura 2.25. - Resultados de tensión de Von Mises, SolidWorks Simulation.....	52
Figura 2.26.- Resultados de desplazamiento, SolidWorks Simulation.....	52
Figura 2.27.- Resultados de factor de seguridad, SolidWorks Simulation.....	53
Figura 2.28.- Barra estabilizadora.....	54
Figura 2.29.- Base de los brazos de la suspensión.....	54
Figura 2.30.- Vista de la suspensión delantera.....	56
Figura 2.31.- Vista de la suspensión trasera.....	57
Figura 2.32.- Vista renderizada del sistema de suspensión y el chasis.....	57

## CAPÍTULO III

Figura 3.1. Gráfico de la matriz y tubería recortada.....	59
Figura 3.2. Brazos de suspensión.....	59
Figura 3.3. Brazos de suspensión terminados.....	60
Figura 3.4. Gráfico de la tubería cortada.....	60
Figura 3.5. Piezas metálicas para los extremos de las barras.....	61
Figura 3.6. Platinas para las paredes de las bieletas.....	61
Figura 3.7. Platinas para las paredes de las bieletas.....	62
Figura 3.8. Barra estabilizadora terminada.....	62
Figura 3.9. Bases para los elementos de la suspensión.....	63
Figura 3.10. Suspensión Delantera.....	64
Figura 3.11. Suspensión Delantera (izquierda), Suspensión Trasera (derecha).....	64
Figura 3.12. Chispas producidas por el roce del vehículo con el piso.....	65
Figura 3.13. Manguetas de aluminio (izquierda), manguetas de acero (derecha).....	66
Figura 3.14. Vistas de la suspensión delantera.....	66
Figura 3.15. Vehículo listo para la competencia.....	67
Figura 3.16. Pits Hockenheim Ring (izquierda), Equipo FESPE 2011 (derecha).....	69
Figura 3.17. Vehículo Formula Student (izquierda), Pits (derecha).....	69

## ÍNDICE DE TABLAS

### CAPÍTULO II

Tabla II.1. Transferencia de masa en cada rueda.....	37
--	----

## **RESUMEN**

En el presente trabajo se trata sobre el diseño del sistema de suspensión para un vehículo tipo Formula Student. Este trabajo cuenta con cuatro capítulos los cuales se encuentran organizados de manera que se inicie con un estudio de los tipos y características de las suspensiones hasta llegar a concluir con las pruebas realizadas al sistema de suspensión diseñado.

En el capítulo I es el marco teórico en el cual se da una breve introducción a la Formula Student, las partes y tipos de suspensiones así como también conceptos básicos de la geometría que rige los sistemas de suspensión en los vehículos, también se analiza la historia, las características ventajas y desventajas de los sistemas de suspensión de competencia push rod y pull rod.

El capítulo II es el diseño computacional de las partes de la suspensión, siendo este el más importante del trabajo, se toma los parámetros de diseño, se realiza los cálculos de las diferentes situaciones de funcionamiento y se modela un bosquejo del sistema de suspensión para luego aplicar las cargas calculadas mediante el programa SolidWorks 2009.

El capítulo III se refiere a la construcción de las partes de la suspensión lo cual se realiza utilizando los planos y dimensiones obtenidos en el capítulo anterior, así como también se realiza un análisis de las diferentes pruebas para verificar el sistema de suspensión diseñado.

En el último capítulo se redactan las conclusiones y recomendaciones generadas una vez culminadas todas las etapas de diseño del sistema de suspensión del vehículo tipo Formula Student.

## **SUMMARY**

The present work deals about the design of the suspension system for a vehicle type Formula Student. This work has four chapters, in which the types and the characteristics of the suspension system are explained.

Chapter I is the theoretical framework which gives a brief introduction to the Formula Student, parts and types of suspensions as well as basic concepts of geometry which govern the suspension systems in vehicles, it is also revised the history , the characteristics, advantages and disadvantages of competition suspension systems push rod and pull rod.

Chapter II is the computing design of the suspension parts, this is the most important part of the work because it is taken the parameters of design, it is performed the calculations of the different operating conditions, it is modeled a sketch of the suspension system to be applied by means of the program Solid Works 2009.

Chapter III deals with the construction of suspension parts which is done using planes and dimensions designed in the previous chapter, as well as an analysis of the different tests to verify the suspension system.

In the final chapter the conclusions and recommendations are edited once all the stages for the Formula Student vehicles suspension system design has been finished.

# CAPÍTULO I

## MARCO TEÓRICO

### 1.1.- FORMULA STUDENT

La Formula Student, también conocida como Formula SAE, es una competición entre estudiantes de universidades de todo el mundo que promueve la excelencia en ingeniería a través de una competición entre universidades que diseñan, construyen, desarrollan y compiten como un pequeño equipo con un monoplace. Actualmente se celebran competiciones en numerosos países como Alemania, Japón, Brasil, Australia, etc. Todas ellas utilizan la misma normativa base original de la Formula SAE y llegan a albergar hasta 120 equipos y más de 2.000 estudiantes. Los resultados de las competiciones son recogidos y puntúan en el ranking mundial.

El objeto de la competición es simular una situación real en la cual una empresa de competición contrata a estos ingenieros para desarrollar un prototipo. Los compradores hipotéticos serían corredores amateur. El coche debe por ello satisfacer unas prestaciones elevadas en aceleración, frenada, y estabilidad, pero también debe ser fácil de mantener, barato, y fiable. Otros factores como la estética y el confort se valoran igualmente. El precio máximo para el vehículo es de 21000 euros y la victoria es para el equipo que mejor logre superar todos estos requisitos.<sup>1</sup>

Los vehículos son calificados para determinar qué tan bueno es su desempeño. En cada evento el vehículo debe cumplir con un mínimo aceptable de desempeño. Los puntajes se dividen de la siguiente manera:

---

<sup>1</sup> [http://es.wikipedia.org/wiki/Formula\\_Student](http://es.wikipedia.org/wiki/Formula_Student)



- Presentación 75 puntos
  - Diseño de ingeniería 150 puntos
  - Análisis de costos 100 puntos
  - Prueba de aceleración 75 puntos
  - Prueba de viraje 50 puntos
  - Prueba de agilidad 150 puntos
  - Prueba de resistencia 350 puntos
  - Prueba de economía de combustible 50 puntos
- Total: 1000 puntos.<sup>2</sup>

## 1.2.- SISTEMA DE SUSPENSIÓN

### 1.2.1.- FINALIDAD DEL SISTEMA DE SUSPENSIÓN

Llamamos suspensión al conjunto de elementos elásticos que se interponen entre los órganos suspendidos: chasis, motor, carrocería, pasajeros, carga, etc. y los órganos que no están suspendidos: las ruedas, los frenos y los ejes rígidos. Figura 1.1.

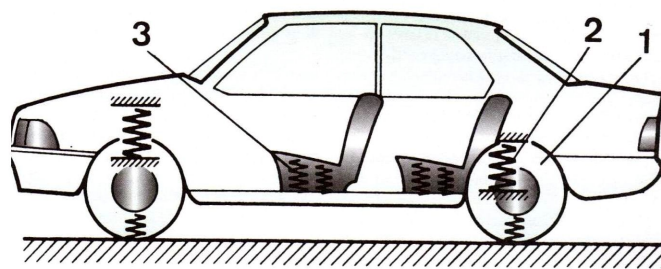


Figura 1.1. Suspensión de un turismo; 1. neumáticos, 2. resortes, 3. resortes de los asientos.

La finalidad de la suspensión es la de permitir el control de la trayectoria del vehículo gracias a la calidad del contacto rueda-suelo, asegurando la estabilidad en cualquier

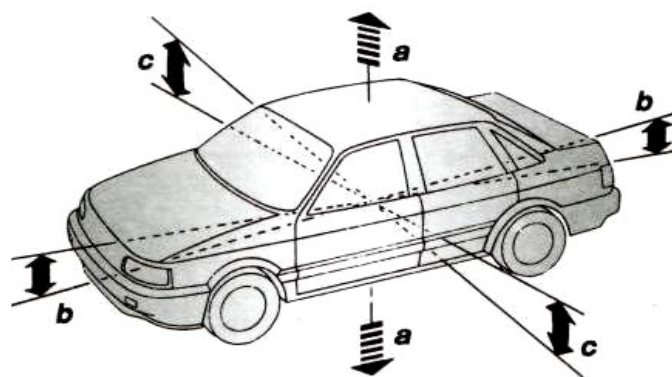
<sup>2</sup> 2011 Formula SAE Rules, SAE Inc.

circunstancia. También ha de garantizar el confort de los ocupantes y de los objetos transportados adaptándose a cualquier superficie. Además también es necesario que cumpla con otras funciones complementarias:

- transmitir las fuerzas de aceleración y de frenada entre los ejes y el chasis.
- resistir el par motor y de frenada
- resistir los efectos de las curvas
- conservar el ángulo de dirección en todo el recorrido
- conservar el paralelismo entre los ejes y la perpendicular del chasis
- soportar la carga del vehículo

Cuando un vehículo pasa sobre un resalte o sobre un hoyo, se produce un golpe sobre la rueda, que se transmite por medio de los ejes al chasis y que se traduce en oscilaciones. Una mala conducción o un reparto desequilibrado de las cargas pueden también originar oscilaciones. Estos movimientos se generan en el centro de gravedad del vehículo y se propagan en distintos sentidos. Los tres tipos de oscilaciones existentes los podemos ver en la Figura 1.2., y son:

- empuje: se produce al pasar por terreno ondulado (a)
- cabeceo: se produce por frenadas bruscas (b)
- bamboleo: se genera al tomar curvas a alta velocidad (c)<sup>3</sup>



**Figura 1.2. Diferentes oscilaciones en un vehículo turismo.**

<sup>3</sup> Manual del automóvil, Suspensión, dirección, frenos, neumáticos y airbag

## **1.2.2.- ELEMENTOS DEL SISTEMA DE SUSPENSIÓN**

Los elementos del sistema de suspensión son aquellos que están interpuestos entre las masas suspendidas y las masas no suspendidas. Por su construcción deben ser elásticos y deformables para poder absorber las irregularidades de la superficie donde el vehículo se mueva, y la amplitud de estas deformaciones tiene que estar limitado en un intervalo definido.

Las masas suspendidas son una parte de la masa total del vehículo la cuál es soportada por la suspensión, incluyendo en algunos casos aproximadamente la mitad del peso de la suspensión misma. Las masas suspendidas típicamente incluyen el chasis, la carrocería, los componentes de los sistemas del vehículo, etc. Por su parte las masas no suspendidas son las masas de la suspensión, ruedas y en algunos casos los ejes, y los demás componentes conectados directamente a estos, pero que no están soportados por la suspensión. Las masas no suspendidas incluyen la masa de los componentes como ejes de rueda, rodamientos de rueda, neumáticos y una parte del peso de los cardanes, resortes, amortiguadores, y los brazos de la suspensión. También si los frenos están montados en las ruedas, su masa es considerada parte de las masas no suspendidas.

### **1.2.2.1.- Resortes**

Los resortes pueden ser de diferentes tipos siendo los más comunes los resortes helicoidales y los resortes de hojas. Los resortes helicoidales están formados por arrollamientos helicoidales de acero elástico fabricado con un grosor de varilla adecuado a la rigidez que se quiera conseguir, así como con el número de espiras, la distancia entre espiras, el tipo de material y el diámetro del arrollamiento. Por su parte los resortes de hoja están constituidos por hojas elásticas apiladas una sobre otra las cuales se unen mediante un perno transversal y abrazaderas que sirven como guías para que formen un paquete, para obtener diferentes rigideces se puede apilar más de dos hojas en cada paquete.

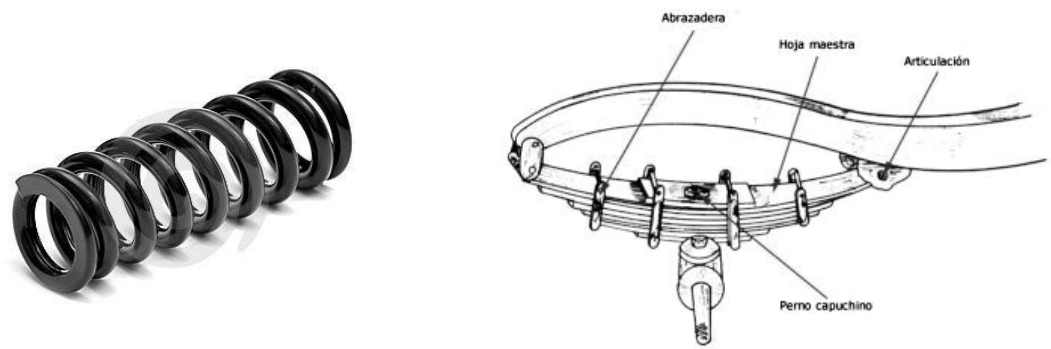


Figura 1.3. Resorte helicoidal (izquierda), resorte de hojas (derecha).

### 1.2.2.2.- Barras de Torsión

Las barras de torsión basan su funcionamiento en la capacidad de algunos materiales para retornar a su estado natural después de haber sufrido un cambio en su forma al aplicarse una fuerza o momento sobre ellos siempre y cuando no se supere el límite de fluencia de los mismos. La gran mayoría son barras de acero elástico sujetadas por sus extremos directamente o por enlaces a algún miembro móvil del sistema de suspensión.

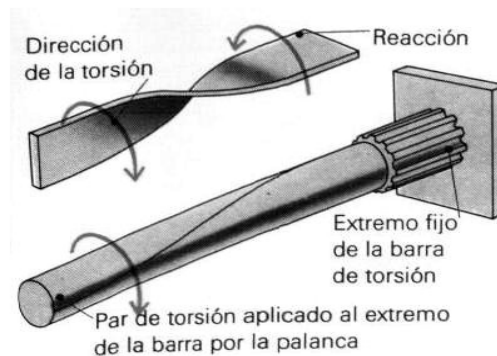


Figura 1.4. Principio de funcionamiento de una barra de torsión

### 1.2.2.3.- Amortiguadores

El amortiguador es un dispositivo que absorbe energía, utilizado normalmente para disminuir las oscilaciones no deseadas de un movimiento periódico o para absorber energía proveniente de golpes o impactos. Los amortiguadores son un componente común de la suspensión de los automóviles y otros vehículos, para ayudar a que las ruedas se mantengan pegadas al suelo. Los elementos elásticos metálicos utilizados en la suspensión

tienen la tendencia de rebotar. Se han dado casos en pisos bacheados, y debido a que los movimientos de cada bache se sumaban en los que coches han llegado a despegarse del piso. Para evitar este efecto, los amortiguadores frenan las oscilaciones siguientes al movimiento inicial del bache.<sup>4</sup>



**Figura 1.5. Amortiguador de aceite y gas con reservorio aislado.**

#### **1.2.2.4.- Rótulas**

Las rótulas son articulaciones las cuales se usan en las uniones móviles de los sistemas de suspensión para proveer a estos de un juego controlado entre los componentes que se encuentran interactuando cuando la suspensión está en movimiento. Existe variedad de este tipo de articulaciones tales como las que se puede apreciar en la Figura 1.2.2.4.



**Figura 1.6. Diferentes tipos de rótulas**

<sup>4</sup> <http://es.wikipedia.org/wiki/Amortiguador>

### 1.2.3.- TIPOS DE SUSPENSIONES

Los sistemas básicos utilizados en suspensiones son dos, sistemas de suspensión de eje rígido y sistemas de suspensión independiente.

#### 1.2.3.1.- Suspensión de Eje Rígido

Los sistemas de eje rígido se componen de un eje de una sola pieza rígida en cuyos extremos van instaladas las ruedas. Como consecuencia de ello, todo el movimiento que afecta a una rueda se transmite a la otra. Como se ve en la figura 1.2.3.1. al elevarse una rueda, se transmite su movimiento hacia la rueda del otro extremo. Como el eje va fijado directamente al chasis, la inclinación producida se transmite a todo el vehículo. Este tipo de suspensiones tiene la ventaja de ser muy resistente y económico de fabricar, pero brinda poco confort y seguridad de manejo.

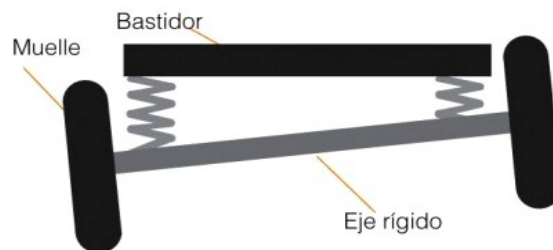
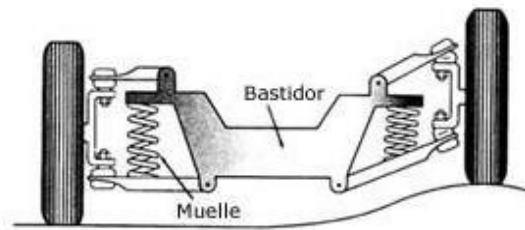


Figura 1.7. Suspensión de eje rígido

#### 1.2.3.2.- Suspensión Independiente

Los sistemas de suspensión independiente por otro lado tienen un montaje individual que no relaciona el un extremo del sistema con el otro. A diferencia del sistema de eje rígido el movimiento de una rueda no se transmite a la del otro extremo teniendo de esta forma una repercusión mucho menor en la inclinación del chasis y la carrocería.



**Figura 1.8. Suspensión Independiente**

Existen varios montajes posibles para este tipo de sistemas siendo los más conocidos los siguientes:

- Sistema Mac Pherson
- Sistema de triángulos superpuestos
- Sistema multienlace
- Sistema de brazos oscilantes

El sistema de suspensión utilizado en este trabajo será una suspensión de triángulos superpuestos del tipo push rod y pull rod, los mismos que serán detallados en el capítulo siguiente.

### **1.3.- CARACTERÍSTICAS DEL SISTEMA DE SUSPENSIÓN**

#### **1.3.1.- GEOMETRÍA DE LA SUSPENSIÓN**

El propósito del sistema de suspensión es mantener siempre en contacto los neumáticos con el suelo y dar un comportamiento predecible al conductor para que pueda mantener el control del vehículo. Cuando se diseña una suspensión existen muchos parámetros que influyen en el comportamiento del sistema y algunos de esos factores interactúan entre sí de una u otra manera. Por ello se debe poner mucha atención para colocar un buen compromiso entre estos factores en todas las condiciones de funcionamiento.

### 1.3.1.1.- Distancia entre ejes (batalla) y ancho de vía

La distancia entre ejes es la distancia entre el centro del eje delantero y el eje posterior. La distancia entre ejes tiene una gran influencia en la distribución de masas. Una distancia entre ejes grande genera una transferencia de masas pequeña entre los ejes delantero y posterior en relación a una distancia entre ejes corta durante la aceleración y el frenado.

Una distancia entre ejes grande también hace posible colocar resortes suaves y esto incrementa el nivel de confort del conductor. De la otra mano una distancia entre ejes corta tiene las ventajas de un radio de curvatura más corto para el mismo ángulo de giro del volante. Un vehículo con una distancia entre ejes muy corta se comporta de manera nerviosa en la salida de las curvas y en línea recta.

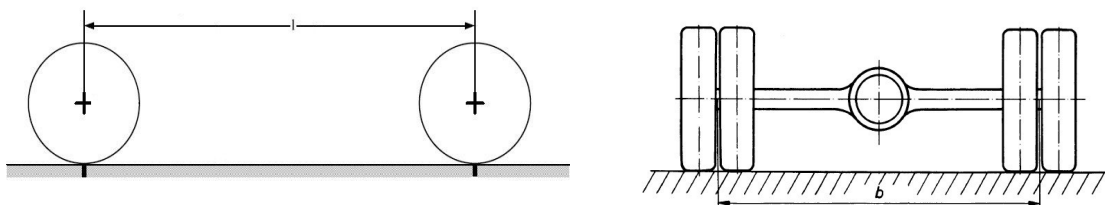


Figura 1.9. Distancia entre ejes (izquierda), ancho de vía (derecha)

El ancho de vía tiene mucha importancia cuando se diseña un vehículo. Este tiene influencia en el comportamiento en las curvas del vehículo y la tendencia a virar. Un ancho de vía largo reduce la transferencia de masas en las curvas mientras que un ancho de vía corto las aumenta. Un ancho de vía largo tiene la desventaja de un mayor movimiento lateral necesario para esquivar obstáculos.

### 1.3.1.2.- Inclinación de la mangueta y radio de pivotamiento

El eje de la mangueta está determinado por la rótula superior, A, y la rótula inferior, B, en las puntas de los brazos de enlace. Este eje no está necesariamente centrado con el centro del área de contacto del neumático. En la vista frontal el ángulo formado con la horizontal es llamado ángulo de inclinación de la mangueta (I) y la distancia entre el eje con el centro de contacto del neumático es llamado radio de pivotamiento (R). La distancia horizontal entre el eje de inclinación de la mangueta al centro del plano central de la rueda es llamado longitud del husillo. La figura 1.10. muestra la geometría de la mangueta.



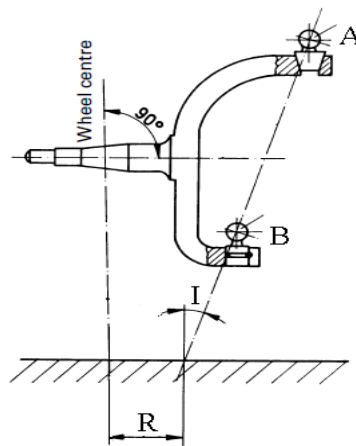


Figura 1.10. Geometría de la mangueta vista frontal

Existen numerosos efectos entre los valores de estos factores, los efectos considerados han sido tomados de la referencia 5.<sup>5</sup>

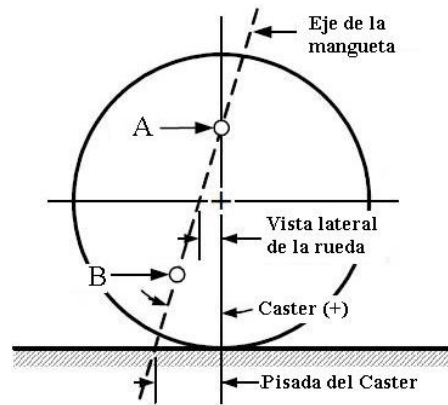
- Si la longitud del husillo es positiva el vehículo se levantará cuando las ruedas sean giradas y esto resulta en un incremento del esfuerzo para girar el volante.
- Cuanto mayor sea el ángulo de inclinación de la mangueta mayor será el levantamiento del vehículo cuando las ruedas directrices son giradas. Si no se tiene presencia de una inclinación de caster este efecto es simétrico de lado a lado.
- El levantamiento del vehículo tiene un efecto de auto-alineación de la dirección a bajas velocidades.
- La inclinación de la mangueta afecta al camber. Cuando una rueda es girada esta se recuesta a lo alto, dando un camber positivo si el ángulo de inclinación de la mangueta es positivo. El valor de esta inclinación es pequeño pero no por ello se debe despreciar.

### 1.3.1.3.- Ángulo de Avance o Caster

En la vista lateral la inclinación de la mangueta es llamada Caster. La distancia del eje de la mangueta al centro de la pisada del neumático con el piso es llamada compensación del

<sup>5</sup> Milliken, William F. & Milliken, Douglas L. (2003), *Race Car Vehicle Dynamics*, SAE Inc, USA

caster o pisada del caster Figura 1.11. El ángulo de avance y la pisada del caster es de mucha importancia cuando se diseña la geometría de la suspensión. Los efectos considerados han sido tomados de la referencia 5.



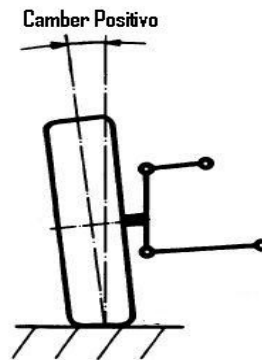
**Figura 1.11. Geometría de la mangueta vista lateral**

- Cuanto más larga es la pisada del caster mayor es el esfuerzo que se necesita para girar la dirección.
- El ángulo caster tiene un efecto positivo en el camber al momento de girar. Con un 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.

#### **1.3.1.4.- Ángulo de Caída ó Camber**

El ángulo de caída es el ángulo entre el plano inclinado en la rueda y el plano vertical. Se define un camber positivo cuando la parte superior de la rueda está inclinada hacia afuera respecto al chasis. El ángulo camber altera la calidad de adherencia, en particular un camber negativo, aumenta la adherencia en las curvas. Esto se debe a que este ángulo

coloca la rueda en un ángulo más óptimo con la superficie de rodaje, transmitiendo las fuerzas por el plano vertical de la rueda. Si la rueda tiene un camber cero, la parte interior de la pisada del neumático puede empezar a levantarse del piso, esto reduciría el área de contacto con el piso. Aplicando camber negativo, este efecto se reduce, maximizando así el área de contacto con el piso.



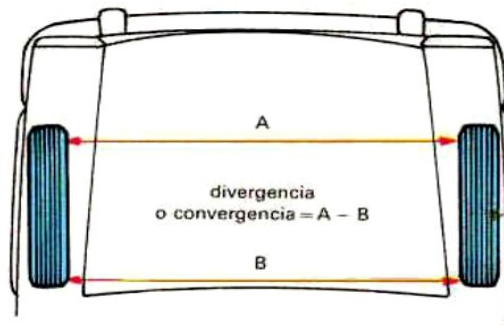
**Figura 1.12. Camber positivo es la inclinación de la rueda hacia afuera respecto a la vertical**

### **1.3.1.5.- Convergencia y Divergencia**

En ingeniería automotriz, el toe, es el ángulo simétrico, de cada rueda con el eje longitudinal del vehículo. Esto se puede contrastar con la dirección, que es el ángulo anti simétrico, es decir, ambas ruedas apuntan hacia la izquierda o la derecha, en paralelo (aproximadamente). Toe in o convergencia, hace referencia a que la parte delantera de la rueda apunta en dirección del eje longitudinal del vehículo. Toe out o divergencia, hace referencia a que la parte delantera de la rueda apunta en dirección opuesta a la línea central del vehículo. El toe puede ser medido en unidades lineales, en la parte delantera de la llanta, o como una desviación angular.

Es deseable tener un toe estático mínimo para reducir la resistencia al rodaje, el calentamiento de los neumáticos y el desgaste excesivo de los mismos. El toe es siempre ajustable en los automóviles de producción, sin embargo el ángulo de avance y el ángulo de caída a menudo no son ajustables.<sup>6</sup>

<sup>6</sup> [http://en.wikipedia.org/wiki/Toe\\_%28automotive%29](http://en.wikipedia.org/wiki/Toe_%28automotive%29)



**Figura 1.13. Toe In B, Toe Out A**

### **1.3.1.6.- Centro instantáneo y centro de rotación**

El centro instantáneo es el centro momentáneo donde los enlaces de la suspensión giran. Cuando la suspensión se mueve el centro instantáneo se mueve debido a los cambios en la geometría de la suspensión. Si el centro instantáneo es visto en la vista frontal una línea puede ser dibujada desde el hacia el centro de contacto de la rueda. Si se hace esto en ambos lados del vehículo el punto de intersección entre las líneas es el centro de rotación de las masas suspendidas del vehículo.

La posición del centro de rotación está determinada por la localización de los centros instantáneos. Un centro instantáneo alto produce un centro de rotación alto y viceversa. El centro de rotación establece el punto de acoplamiento de las fuerzas entre las masas suspendidas y las masas no suspendidas del vehículo.

Cuando el vehículo gira la fuerza centrífuga que actúa en el centro de gravedad puede ser trasladada al centro de rotación y debajo en las ruedas donde las fuerzas de reacción se crean. Al tener un centro de rotación alto se reduce el momento alrededor del centro de rotación. Este momento está restringido por los resortes.

Si el centro de rotación está localizado sobre el nivel del piso la fuerza lateral generada por las ruedas genera un momento alrededor del centro instantáneo, que empuja la rueda hacia abajo y levanta las masas suspendidas. Este efecto es llamado efecto de levantamiento. Si el centro de rotación está bajo el nivel del suelo la fuerza empuja las masas suspendidas hacia abajo.

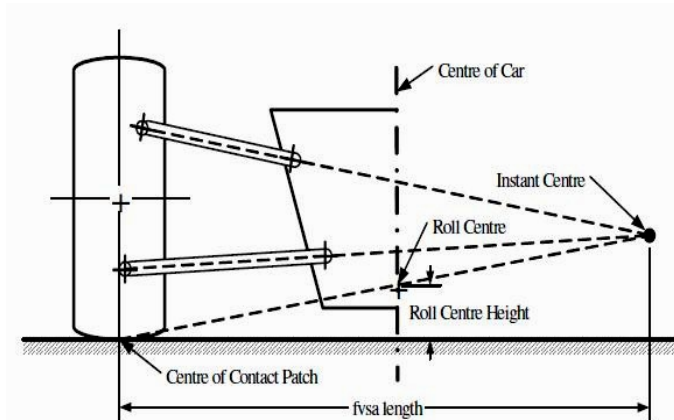


Figura 1.14. Vista del centro instantáneo y centro de rotación

### 1.3.1.7.- Localización de los terminales de la dirección

La localización de los terminales de la dirección es de vital importancia. La localización debe ser tal que el efecto de reacción direccional sea reducido al mínimo. La reacción direccional es el cambio en el ángulo de convergencia debido al recorrido de la suspensión. Un vehículo con una excesiva reacción direccional tendrá una tendencia a cambiar la dirección de su movimiento cuando las ruedas delanteras vayan sobre algún obstáculo. Los efectos de esto pueden ser peligrosos cuando se va en un trazado escabroso. La manera más simple de minimizar este efecto es localizando los terminales en el mismo plano que las mesas superior o inferior.

### 1.3.1.8.- Ackermann

En curvas a bajas velocidades, donde las fuerzas externas debido a las aceleraciones son despreciables, el ángulo de viraje necesario para hacer una curva con radio  $R$  es llamado ángulo de dirección Ackermann. Si ambas ruedas delanteras son tangentes a círculos concéntricos con el mismo centro de curvatura, el cual se encuentra en línea recta con el eje trasero, se dice que el vehículo tiene la dirección Ackermann.

Esto resulta en que la rueda externa tenga un ángulo de viraje más pequeño que la rueda interna. Si ambas ruedas tienen el mismo ángulo de viraje se dice que el vehículo tiene dirección paralela y si la rueda externa tiene un ángulo de viraje más amplio que la rueda interna es llamado Ackermann negativo.

Los vehículos de pasajeros tienen una geometría de dirección entre dirección Ackermann y dirección paralela mientras que es común que los vehículos de carrera usen Ackermann negativo. Al usar dirección Ackermann en los vehículos de pasajeros, u otros vehículos expuestos a aceleraciones laterales bajas, es seguro que todas las ruedas giren libremente porque las ruedas son direccionadas para tomar un centro de curvatura común.

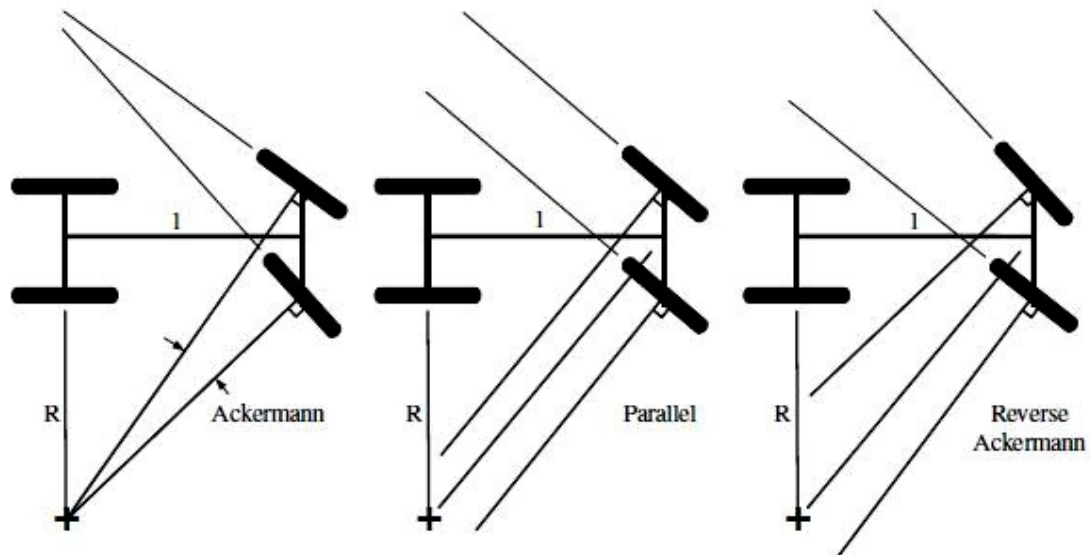


Figura 1.15. Diferentes geometrías Ackermann

Los vehículos de carreras operan con aceleraciones laterales altas y por eso todas las ruedas deben operar con mayor precisión y las cargas en la rueda interior son mucho menores que en la rueda exterior debido a la transferencia de masas laterales. Las ruedas bajo cargas pequeñas necesitan un ángulo de viraje más pequeño para lograr la curva.

Usando una geometría de dirección de baja velocidad en un vehículo de carreras se causaría que la rueda interna patine lo que causa que el neumático se caliente y desgaste prematuramente. Por esto lo vehículos de carreras usan dirección paralela o Ackermann negativo.

### 1.3.1.9.- Efectos de resistencia

Si se realiza un análisis de la suspensión en vista lateral, se está realizando un análisis de la posición de los elementos en ese plano. En el caso de una suspensión de triángulos superpuestos según la orientación que posean estos se puede determinar el comportamiento



los primeros tiempos, el conjunto resorte-amortiguador estaba dispuesto en el exterior del vehículo, como se indica en la Figura 1.17. ante una irregularidad del terreno, el neumático es el primer elemento de la suspensión que siente la irregularidad, transfiriéndose dicha carga al conjunto neumático/rueda, y de ahí al soporte de la misma, para repartirse a los brazos de suspensión, y finalmente pasar al conjunto resorte-amortiguador.



**Figura 1.17. Lotus Climax 1960 nótese el conjunto resorte-amortiguador**

La disposición del resorte-amortiguador, colocado en diagonal entre los dos brazos (véase la Figura 1.17.), resulta ideal ya que las grandes cargas generadas en el brazo inferior durante las frenadas y en las curvas de alta velocidad se liberan a través del resorte y amortiguador hasta el chasis.

Este sistema empleado a finales de los años 50, se convirtió en el más usado de las suspensiones en Fórmula 1, fue cambiando con los años fruto de diferentes evoluciones e innovaciones, siendo las contribuciones más importantes obra de ingenieros de la talla de Colin Chapman, el fundador del mítico equipo Lotus, y Gordon Murray, otro ingeniero mítico que trabajó para Lotus, Brabham y McLaren. Casi todas las evoluciones producidas fueron consecuencia del considerable aumento de las cargas puestas sobre los brazos y de las crecientes velocidades alcanzadas por los vehículos.<sup>7</sup>

Las ruedas de los Fórmula 1 siempre se han montado descubiertas, por lo que los

<sup>7</sup> [http://www.grandprixactual.com/index.php?option=com\\_content&view=article&id=34:profundizando-en-las-suspensiones-push-rods-y-pull-rods&catid=25:tecnologia&Itemid=33](http://www.grandprixactual.com/index.php?option=com_content&view=article&id=34:profundizando-en-las-suspensiones-push-rods-y-pull-rods&catid=25:tecnologia&Itemid=33)

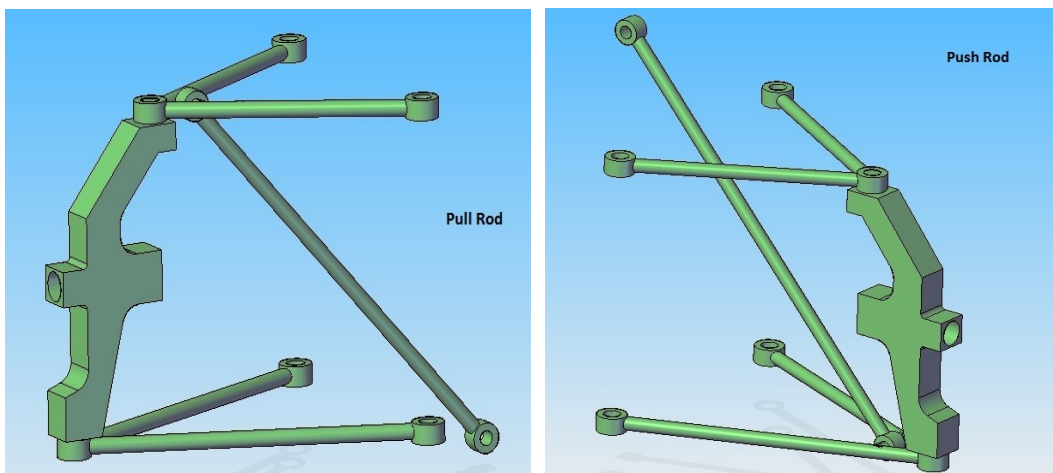


elementos de sujeción de las ruedas siempre han ido al aire. Por ello, además de buscarse una suspensión de comportamiento óptimo, se han perseguido otros objetivos secundarios como baja resistencia aerodinámica, ligereza y bajo centro de gravedad. Estos objetivos obligaron a los diseñadores a introducir todos los elementos posibles de la suspensión en el interior de la carrocería y dejar al aire lo mínimo.

Inicialmente se buscó ocultar el conjunto resorte-amortiguador y se continuó por reducir la sección de los brazos de la suspensión a la mínima expresión. Esta estilización de los brazos obligo a que estos solo estuviesen sometidos a esfuerzos axiales. Y así nacieron las arquitecturas pull rod & push rod, tan extendidas hoy en la alta competición.

Estas configuraciones se basan en el diseño estructural, donde se utilizan miembros estructurales esbeltos que transmiten las cargas a los puntos duros o de unión lo cual las hace muy estables y versátiles.

Ambas suspensiones son muy similares: la rueda se conecta al conjunto resorte-amortiguador y demás componentes de la suspensión mediante una única barra; pero mientras en un caso la barra está sometida a tracción (pull; tirar), en el otro caso está sometida a esfuerzos de compresión (push; empujar).<sup>8</sup>



**Figura 1.18. Suspensión Pull Rod (izquierda), Suspensión Push Rod (derecha)**

<sup>8</sup> [http://unal.academia.edu/EdgarYobanyBuitragoBetancourt/Books/669549/DISENO\\_DEL\\_SISTEMA\\_DE\\_SUSPENSION\\_DE\\_UN\\_VEHICULO\\_MONOPLAZA\\_TIPO\\_FORMULA\\_SENA](http://unal.academia.edu/EdgarYobanyBuitragoBetancourt/Books/669549/DISENO_DEL_SISTEMA_DE_SUSPENSION_DE_UN_VEHICULO_MONOPLAZA_TIPO_FORMULA_SENA)

### 1.4.1.- PULL ROD

En el año 1970, se introdujo por primera vez las denominadas barras de tracción o pull rods en el Lotus 72. Años más tarde después de diversos cambios en la estructura de este sistema se acoplaba un pull rod siguiendo el esquema que, a partir de entonces, sería el estándar usado en la Formula 1 y también en vehículos monoplazas de competición, el pull rod, que une directamente el extremo externo del brazo superior con la parte baja del chasis, operando sobre una bieleta que pivota sobre un eje estático y unido directamente al conjunto resorte-amortiguador. Este sistema de suspensión fue probado sobre el Brabham BT44 del año 1974.

Al trabajar a tracción la barra que transmite la fuerza desde el brazo de suspensión hacia el conjunto resorte-amortiguador puede ser de sección muy delgada y a la vez macizo ya que no existe riesgo de pandeo y a su vez es conocido que el límite de fluencia de muchas aleaciones y materiales compuestos es alto lo que las hace que estas barras sean sumamente resistentes en relación a su peso y sección.

Por el tipo de disposición de los elementos de este tipo de suspensión la masa que estos representan se encuentra en la parte baja del vehículo lo que ayuda a bajar el centro de masas del mismo cosa que es muy buscada por los diseñadores, pero en contraposición al estar en la parte baja son de difícil acceso al momento de realizar reparaciones.



Figura 1.19. Lotus 72 (izquierda), Brabham BT 44 (derecha).

### 1.4.2.- PUSH ROD

En 1977, se diseñaba una de las suspensiones más exitosas de la Fórmula 1 sobre el Brabham BT46, una barra de compresión o push rod, que unía el punto de anclaje más externo del brazo inferior con un conjunto resorte-amortiguador mediante una bieleta.

Aunque este conjunto se encontraba ahora mucho más elevado que en el caso de la suspensión basada en el pull rod, presentaba una importante ventaja, fácil acceso y la descarga de tensión del brazo inferior, algo esencial debido a las importantes cargas generadas por el efecto suelo y por la transferencia de masas en curvas de alta velocidad.<sup>9</sup>

En esta arquitectura la barra que transmite la fuerza desde el brazo de suspensión hacia el conjunto resorte-amortiguador en este caso trabaja a compresión por lo que se encuentra en riesgo de pandearse por lo cual debe ser de sección más gruesa que en las suspensiones pull rod, pero, gracias a la difusión cada vez más grande de materiales compuestos como la fibra de carbono se puede tener una muy buena relación entre resistencia, peso y sección.

En contra parte por la disposición de los elementos de este tipo de suspensión la masa que estos representan se encuentra en la parte alta del vehículo lo que sube el centro de masas, aun así, el fácil acceso que se tiene a los elementos y la aerodinámica en la actualidad han hecho que este tipo de suspensiones sea hoy en día la más usada en la Fórmula 1 y en sus categorías inferiores.



**Figura 1.20. Brabham BT46 el primer vehículo con suspensión push rod.**

<sup>9</sup> [http://www.grandprixactual.com/index.php?option=com\\_content&view=article&id=34:profundizando-en-las-suspensiones-push-rods-y-pull-rods&catid=25:tecnologia&Itemid=33](http://www.grandprixactual.com/index.php?option=com_content&view=article&id=34:profundizando-en-las-suspensiones-push-rods-y-pull-rods&catid=25:tecnologia&Itemid=33)

### **1.4.3.- PUSH ROD VS. PULL ROD**

Entonces, se puede notar fácilmente que la más relevante diferencia entre estos dos tipos de suspensión es la manera en que se transmite la fuerza que se genera en las ruedas hacia el conjunto resorte-amortiguador ya que básicamente tenemos el mismo conjunto de brazos que definen la geometría de la suspensión, lo que cambia es la forma en que se conectan la masa suspendida con la masa no suspendida del vehículo.

Para ello existen dos opciones, en la primera de ellas se conecta los brazos de la suspensión al conjunto resorte-amortiguador con un elemento que trabaja a tracción, y la segunda opción en la que los conecta mediante un elemento que trabaja a compresión.

#### **1.4.3.1.- Ventajas e Inconvenientes**

Como cualquier otro sistema mecánico las suspensiones del tipo pull rod y push rod también poseen algunas ventajas e inconvenientes que se mencionan a continuación:

- Estos sistemas, en competición, son muy utilizados por varias razones: por una parte permiten una reducción de las masas no suspendidas, por otra parte, reducen el arrastre aerodinámico, permiten un control de la proporcionalidad entre el desplazamiento de la rueda y la compresión del resorte-amortiguador en función de la geometría de la bieleta.

- La arquitectura pull rod presenta sobre la push rod un centro de gravedad más bajo debido a que los elementos de la suspensión como resortes, amortiguadores, se encuentran más cerca del suelo y la posibilidad de construir un brazo de conexión rueda suspensión más esbelto puesto que no existe riesgo de pandeo y, por lo tanto, el elemento es más aerodinámico.

- La desventaja más evidente es la mayor dificultad de acceso a los elementos de la suspensión puesto que se encuentran en la parte más baja posible del vehículo.

- Una barra trabajando a tracción puede ser más delgada que otra trabajando a compresión,

por lo cual se puede disminuir el peso de la masa no suspendida, cosa muy importante.

#### 1.4.3.2.- Elección del Sistema de Suspensión

Una vez analizadas las características constructivas, funcionamiento, ventajas y desventajas de estos dos tipos de suspensiones y considerando la forma y espacio en el chasis del vehículo donde irán montadas se ha optado por colocar una suspensión push rod para el eje delantero y una suspensión pull rod para el eje trasero.

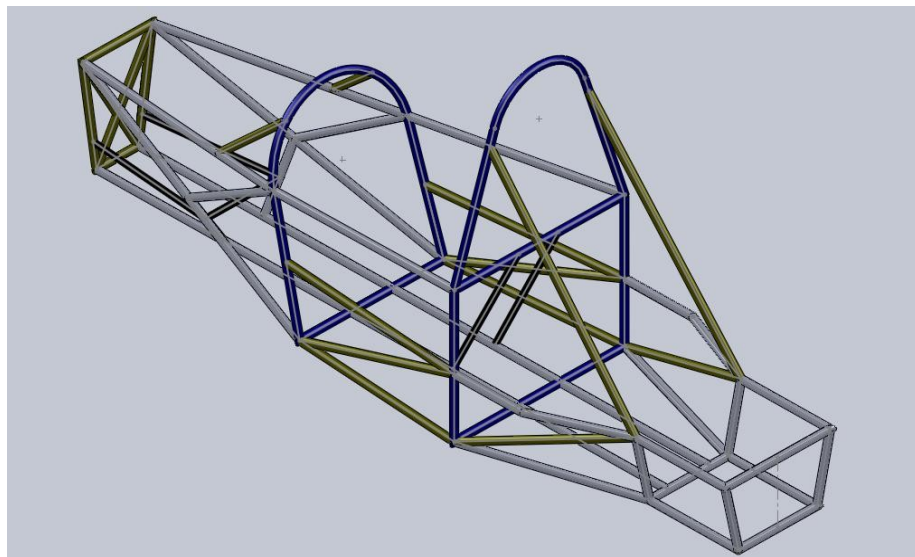


Figura 1.21. Vista isométrica del chasis del vehículo Formula Student

Una gran ventaja de estos sistemas de suspensión es como ya se mencionó, el uso de brazos guías de secciones reducidas ya que la fuerza que se genera en cada rueda se transmite casi totalmente al conjunto resorte-amortiguador y una parte de la fuerza pasa directamente a las uniones móviles de los brazos y se reparte al chasis por los puntos de anclaje de los brazos de suspensión, dado que estas fuerzas son bajas se pueden obviar y se centra el análisis en la unión del brazo donde se desvía la fuerza generada.

En estos tipos de suspensión uno de los brazos que dirigen la mangueta sobre la cual se apoya la rueda y el vehículo en sí se encuentra casi totalmente descargado, es decir, su función principal es la de guiar el movimiento de la mangueta y no de soportar cargas, en el caso de las suspensiones push rod el brazo más cargado es en el que se apoya la barra

que transmite la fuerza hacia el conjunto resorte-amortiguador sea este el brazo superior o inferior dependiendo de la arquitectura dada por el diseñador. De la misma manera en las suspensiones pull rod el brazo más cargado viene a ser el que se acopla al conjunto resorte-amortiguador en la mayoría de los casos por el tipo de construcción el brazo superior.

Por lo anteriormente expuesto el análisis computacional que se realizará en este trabajo será en el caso de la suspensión delantera sobre los brazos inferiores y en la suspensión trasera sobre los brazos superiores. También sobre las manguetas, barras de tracción, barras de compresión y las bieletas.

## **CAPÍTULO II**

### **DISEÑO DEL SISTEMA DE SUSPENSIÓN**

#### **2.1.- INGENIERÍA ASISTIDA POR COMPUTADOR**

La Ingeniería asistida por computador (CAE, del inglés: Computer Aid Engineering) es la aplicación de programas computacionales de ingeniería para evaluar componentes o ensambles. Contiene simulación, validación y optimización de productos y herramientas de manufactura. La aplicación principal de CAE, usada en ingeniería civil, mecánica, aeroespacial, y electrónica, se trata de FEA al lado del Diseño Asistido por Computador (CAD).

Para resolver un problema de análisis estructural es necesario hacer tanto un estudio matemático, para determinar las cargas y esfuerzos que afectan al mecanismo, como un estudio computacional, para determinar las dimensiones y el material a utilizar en la construcción del mismo. Este trabajo se centrará exclusivamente en el análisis computacional, con el cual se analizará si el mecanismo diseñado puede resistir los esfuerzos a los que está sometido, además de determinar la deformación física que pudiera ocurrir a causa esos esfuerzos.

Para esto se realizará el estudio mediante el software SolidWorks, para la modelización del mecanismo, y SolidWorks Simulation, para el análisis estructural del mismo. Este software utiliza la técnica llamada análisis de elementos finitos para realizar los cálculos.

##### **2.1.1.- ANÁLISIS DE ELEMENTOS FINITOS**

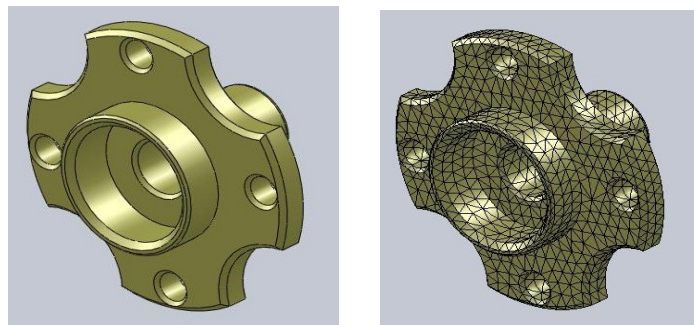
El análisis de elementos finitos (FEA por sus siglas en inglés: Finite Element Analysis) es

una técnica de simulación por computador usada en ingeniería. Usa una técnica numérica llamada Método de elementos finitos (FEM).

En este análisis, el objeto o sistema se representa por un modelo geoméricamente similar que consta de múltiples regiones simplificadas y conectadas. Ecuaciones de equilibrio, junto con consideraciones físicas aplicables así como relaciones constitutivas, se aplican a cada elemento, y se construye un sistema de varias ecuaciones. El sistema de ecuaciones se resuelve para los valores desconocidos usando técnicas de álgebra lineal o esquemas no lineales, dependiendo del problema. Siendo un método aproximado, la precisión de los métodos FEA puede ser mejorada refinando la discretización en el modelo, usando más elementos y nodos.<sup>10</sup>

### 2.1.2.- MÉTODO DE ELEMENTOS FINITOS

El FEM es una técnica numérica para analizar diseños de ingeniería. El FEM está aceptado como el método de análisis estándar debido a su generalidad y compatibilidad para ser implementado en computadoras. El FEM divide el modelo en numerosas piezas pequeñas de formas simples llamadas "elementos", que reemplazan eficazmente un problema complejo por muchos problemas simples que deben ser resueltos de manera simultánea.



**Figura 2.1. Modelo CAD de una pieza y el mismo modelo subdividido en piezas pequeñas (elementos)**

Los elementos comparten puntos comunes denominados nodos. El proceso de división del modelo en pequeñas piezas se denomina mallado. El comportamiento de cada elemento es bien conocido bajo todas las situaciones de soporte y carga posibles.<sup>11</sup>

<sup>10</sup> [http://es.wikipedia.org/wiki/An%C3%A1lisis\\_de\\_elementos\\_finitos](http://es.wikipedia.org/wiki/An%C3%A1lisis_de_elementos_finitos)

<sup>11</sup> Temas de Ayuda SolidWorks, Funcionalidades básicas de SolidWorks, 1995 – 2010 Dassault Systems



## **2.2.- PARÁMETROS DE DISEÑO**

Todo vehículo determinado para un tipo de competición tiene sus propias características, es conveniente por ello tomar estas características como parámetros principales del sistema, por lo que se tomará en cuenta las restricciones dadas por el reglamento SAE para la elección de estos.

### **2.2.1. REQUERIMIENTOS GENERALES DE DISEÑO**

- Carrocería: el vehículo debe ser de ruedas descubiertas y habitáculo abierto.
  
- Distancia entre ejes: el vehículo debe tener una distancia entre ejes de al menos 1525 mm, en este caso se he escogido una distancia entre ejes de 1660 mm, por cuanto se necesita un vehículo lo mas corto posible para la prueba de agilidad.
  
- Ancho de Vía: el ancho de vía más corto debe ser de al menos 75% el ancho de vía más largo del mismo, se ha escogido en el eje delantero 1250 mm, y en el eje trasero 1230 mm, debido a que el ancho máximo de la pista será de 2 m.
  
- Peso: no existe límite de peso, por ello, se estima que el peso total del vehículo será de 370 Kg (300 Kg el vehículo y 70 Kg el piloto).
  
- Dimensiones: Las dimensiones finales del vehículo, incluida la carrocería, serán las siguientes:
  - a) Longitud: 3000mm.
  - b) Ancho: 1400mm.
  - c) Altura: 1200mm
  
- Distancia al piso: La distancia al piso será de 50 mm, por cuanto esta es la distancia al piso mínima del reglamento F SAE 2010.

### **2.2.2.- TRANSFERENCIA DE MASA**

Tanto al aumentar y reducir la velocidad como al cambiar la dirección de un vehículo sucede un fenómeno que varía el comportamiento del mismo respecto al percibido en trayectoria recta. El fenómeno de transferencia de masas es experimentado fácilmente por cualquier conductor y mucho más por un piloto de competencia.

Este fenómeno se produce por que las fuerzas que aceleran el vehículo ocurren en el punto de contacto de los neumáticos con el suelo. Ya que estas fuerzas no se encuentran directamente sobre el centro de masa del vehículo, se generan uno o más momentos en el mismo ya que tenemos las fuerzas de tracción al nivel del pavimento y otras de igual magnitud pero opuestas localizadas en el centro de masa. Son estos momentos los que causan una variación en la distribución de cargas entre las ruedas, a este fenómeno se lo llama transferencia de masa.

Para calcular el valor de esta transferencia de masa es necesario conocer la distancia del piso al centro de masa del chasis, este se ha determinado en un valor de 298 mm dato proporcionado por la persona responsable del chasis del vehículo.

#### **2.2.2.1.- Transferencia de masa durante la aceleración**

Durante la competencia una de las pruebas que se realiza al vehículo es la prueba de aceleración, en ella se mide el tiempo en que los vehículos recorren una distancia determinada. Para los cálculos necesarios en este trabajo se ha tomado el promedio de los tiempos de los vehículos que compitieron en 2010<sup>12</sup>.

Obteniendo el valor de aceleración con fórmulas de movimiento uniformemente acelerado se obtiene los siguientes datos:

---

<sup>12</sup> Resultados prueba de aceleración Formula Student Germany 2010

Distancia recorrida ( $d_r$ )	75 metros
Tiempo promedio (t)	4,19 segundos

La aceleración máxima es:

Velocidad alcanzada (v):

$$v = d_r / t \quad \text{Ec. 1}$$

$$v = 75 \text{ m} / 4,19 \text{ s}$$

$$v = 17,87 \text{ m/s}$$

Aceleración (a):

$$a = v^2 / 2d_r \quad \text{Ec. 2}$$

$$a = (17,87 \text{ m/s})^2 / 2 * 75 \text{ m}$$

$$a = 2,84 \text{ m/s}^2$$

La transferencia de masa durante la aceleración entonces será:

$$w_a = (a * m * h) / l^{13} \quad \text{Ec. 3}$$

Donde:

$w_a$  = transferencia de masa (N)

a = aceleración ( $\text{m/s}^2$ )

m = masa total (kg)

h = altura del centro de masa (m)

l = distancia entre ejes (m)

$$w_a = 2,84 \text{ m/s}^2 * 370 \text{ kg} * 0,298 \text{ m} / 1,66 \text{ m} = 188,63 \text{ (N)}$$

La masa aproximada del vehículo será de unos 370 kg, y una distribución de pesos de 45% al frente y 55 % detrás. Por lo tanto en el momento de la aceleración la carga sobre el eje trasero será de:

<sup>13</sup> Race Car Dynamics, Miliken 2003

$$w_t = 370 * 0,55 + 188,63 / 9,81$$

$$w_t = 222,72 \text{ kg}$$

### 2.2.2.2.- Transferencia de masa durante una frenada brusca

Durante la competencia una de las pruebas que se realiza al vehículo es la prueba de frenada, en ella se verifica que el vehículo se detenga bloqueando las 4 ruedas sin perder trayectoria. Para los cálculos necesarios en este trabajo se calculará la desaceleración aproximada del vehículo.

Obteniendo el valor de desaceleración con fórmulas de movimiento uniformemente acelerado se obtiene los siguientes datos:

Distancia de frenado

$$d_f = v^2 / 254e \quad \text{Ec. 4}$$

Donde:

$d_f$  = distancia de frenado (m)

$v$  = velocidad al momento del frenado (km/h)

$e$  = coeficiente de fricción neumático-suelo

$$d_f = 100^2 / 254 * 0,85$$

$$d_f = 46,317 \text{ m}$$

La desaceleración máxima es:

$$a_f = v^2 / 2d_f \quad \text{Ec. 5}$$

$$a_f = (27,77 \text{ m/s})^2 / 2 * 46,317 \text{ m}$$

$$a_f = 8,329 \text{ m/s}^2$$

---

<sup>14</sup> Prácticas de buena ingeniería, Giorgio Piolo

La transferencia de masa durante el frenado entonces será:

$$w_f = (a * m * h) / l \quad \text{Ec. 6}$$

Donde:

$w_f$  = transferencia de masa (N)

$a$  = aceleración ( $m/s^2$ )

$m$  = masa total (kg)

$h$  = altura del centro de masa (m)

$l$  = long. entre ejes (m)

$$w_f = 8,329 \text{ m/s}^2 * 370 \text{ kg} * 0,298 \text{ m} / 1,66 \text{ m} = 553,22 \text{ (N)}$$

La masa aproximada del vehículo será de unos 370 kg, y una distribución de pesos de 45% al frente y 55 % detrás. Por lo tanto en el momento de la frenada la carga sobre el eje delantero será de:

$$w_t = 370 * 0,45 + 553,22 / 9,81$$

$$w_t = 222,89 \text{ kg}$$

### 2.2.2.3.- Transferencia de masa durante una curva

De acuerdo al reglamento en el artículo **B6.7.2** La estabilidad del vehículo será evaluada en una mesa inclinada usando una prueba de pase/falle. El vehículo no debe virarse cuando se encuentre inclinado de cualquier lado en un ángulo de sesenta grado ( $60^\circ$ ) respecto a la horizontal, correspondiente a 1,7 G's. El test se hará con el conductor más alto en la posición normal de manejo.<sup>16</sup>

<sup>15</sup> Race Car Dynamics, Miliken 2003

<sup>16</sup> 2011 Formula SAE Rules

Dado que el reglamento impone un valor mínimo de aceleración lateral, este se utilizará para los correspondientes cálculos.

La aceleración lateral mínima es:

$$a_l = 1,7 \text{ G's}$$

$$a_l = 1,7 * 9,81 \text{ m/s}^2$$

$$a_l = 16,677 \text{ m/s}^2$$

La transferencia de masa durante una curva entonces será:

$$w = (a*m*h)/b \text{ }^{17} \quad \text{Ec. 7}$$

Donde:

w = transferencia de masa (N)

a = aceleración (m/s<sup>2</sup>)

m = masa (kg)

h = altura del centro de masa (m)

b = ancho de vía (m)

Para el eje delantero

$$w_{ld} = 16,677 \text{ m/s}^2 * 370 \text{ kg} * 0,45 * 0,298 \text{ m} / 1,25 \text{ m} = 661,97 \text{ (N)}$$

Para el eje trasero

$$w_{lt} = 16,677 \text{ m/s}^2 * 370 \text{ kg} * 0,55 * 0,298 \text{ m} / 1,23 \text{ m} = 822,23 \text{ (N)}$$

La masa aproximada del vehículo será de unos 370 kg, y una distribución de pesos de 45% al frente y 55 % detrás. Por lo tanto en el momento de la frenada la carga sobre el eje delantero y el eje trasero será:

<sup>17</sup> Race Car Dynamics, Miliken 2003

Para el eje delantero

$$w_d = 370 \cdot 0,45 + 661,97/9,81$$

$$w_d = 233,97 \text{ kg}$$

Para el eje trasero

$$w_t = 370 \cdot 0,55 + 822,23/9,81$$

$$w_t = 187,31 \text{ kg}$$

## **2.3.- DISEÑO CINEMÁTICO**

### **2.3.1.- ELECCIÓN DE LAS VARIABLES DE LA SUSPENSIÓN**

Para el diseño de la suspensión del vehículo se tiene en primer lugar las restricciones dadas por la organización y consignadas en el reglamento SAE. Existen restricciones que nombran específicamente las reglas para el diseño de la suspensión del vehículo y otras que aunque no son directas se deben tener en cuenta en el diseño.

#### **2.3.1.1.- Restricciones directas dadas por el reglamento.**

#### **Artículo 6: Normas generales del chasis**

##### **B6.1 Suspensión**

**B6.1.1** El vehículo debe estar equipado con un sistema de suspensión completamente operacional con un conjunto resorte-amortiguador, en el eje delantero y trasero, con un recorrido total de al menos 50.8 mm (2 pulgadas), 25.4 mm (1 pulgada) de compresión y 25.4 mm (1 pulgada) de rebote, con el conductor sentado. Los jueces se reservan el derecho para descalificar a los vehículos que no presenten un sistema de la suspensión

operacional o que demuestren adherencia inadecuada para un circuito trabado.

**B6.1.2** Todos los puntos de montaje de la suspensión deben ser visibles en la Inspección Técnica, a través de vista directa o quitando cualquier tapa.

### **B6.2 Distancia al piso**

No hay un requerimiento mínimo de distancia al piso. Sin embargo, los equipos deben recordar que según la *Regla D1.1.2* cualquier condición del vehículo que pueda, entre otras cosas, "...comprometer la superficie de contacto" es una razón válida para la exclusión de un evento. Cualquier contacto que creara una condición peligrosa o que pueda afectar la superficie de contacto o el sistema de medición de tiempo es causa para declarar al vehículo descalificado.

### **2.3.1.2.- Restricciones indirectas dadas por el reglamento.**

## **Artículo 2: Normas generales del diseño**

### **B2.1 Configuración del Vehículo**

El vehículo debe ser de ruedas abiertas y habitáculo abierto (un cuerpo estilo formula) con cuatro (4) ruedas las cuales no estarán en línea recta.

### **B2.3 Distancia entre ejes**

El vehículo debe tener una distancia entre ejes de al menos 1525 mm (60 pulgadas). La distancia entre ejes será medida desde el centro de contacto con el piso de los neumáticos delanteros y traseros con las ruedas apuntando directamente hacia adelante.

### **B2.4 Ancho de Vía del Vehículo**

El ancho de vía más corto del vehículo (delantero o trasero) debe ser de al menos 75% el ancho de vía más largo del mismo.

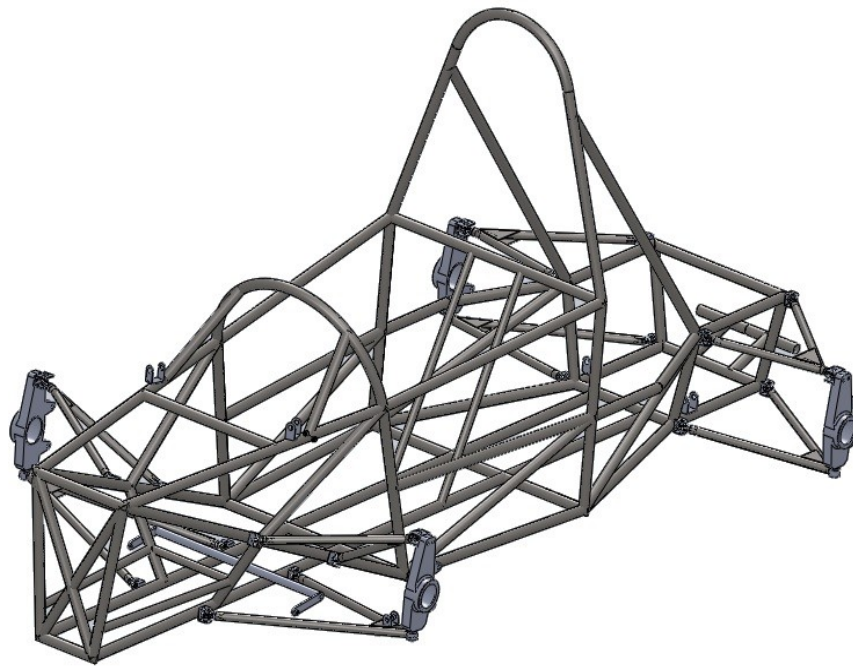
### **B6.3 Ruedas**

**B6.3.1** Las ruedas del vehículo deben ser de 203.2 mm (8.0 pulgadas) o más en diámetro.



Basado en la reglamentación, investigación bibliográfica y conversaciones con personas con conocimientos del tema los ángulos y cotas del vehículo fueron elegidas y se presentan a continuación:

- Distancia entre ejes: 1660 mm.
- Ancho de vía: eje delantero 1250 mm, eje trasero 1230 mm.
- Inclinación de la mangueta: eje delantero  $6^\circ$ , eje trasero  $6^\circ$ .
- Radio de pivotamiento: eje delantero 20 mm, eje trasero 20 mm.
- Ángulo de avance: eje delantero  $3^\circ$ , eje trasero  $3^\circ$ .
- Ángulo de caída: eje delantero regulable, eje trasero regulable.
- Convergencia y Divergencia: eje delantero regulable, eje trasero regulable.

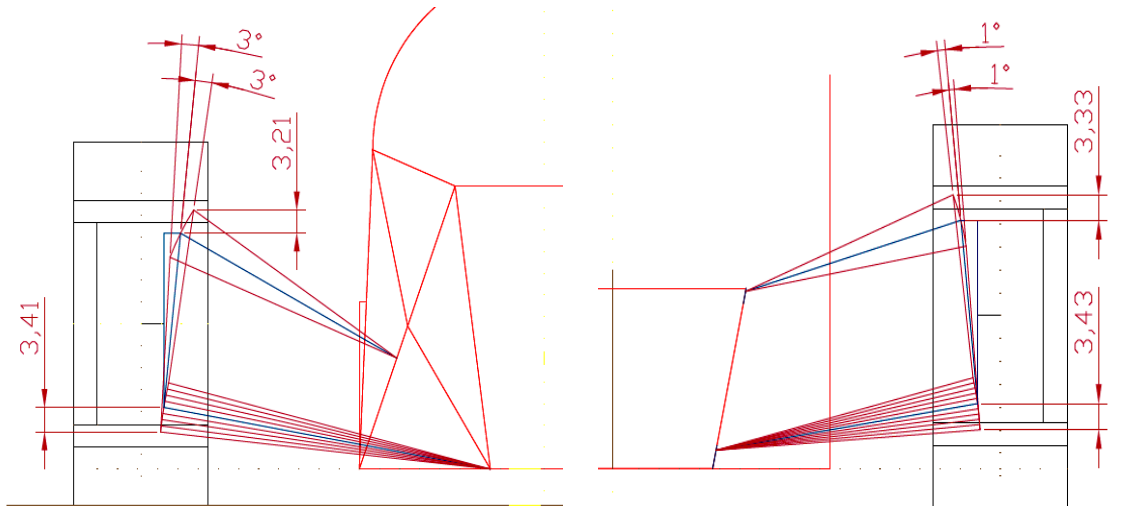


**Figura 2.2. Primer boceto de la suspensión del vehículo**

### **2.3.2.- VARIACIÓN DEL CAMBER**

Al tomar una curva por la misma cinemática de la suspensión se produce un efecto llamado

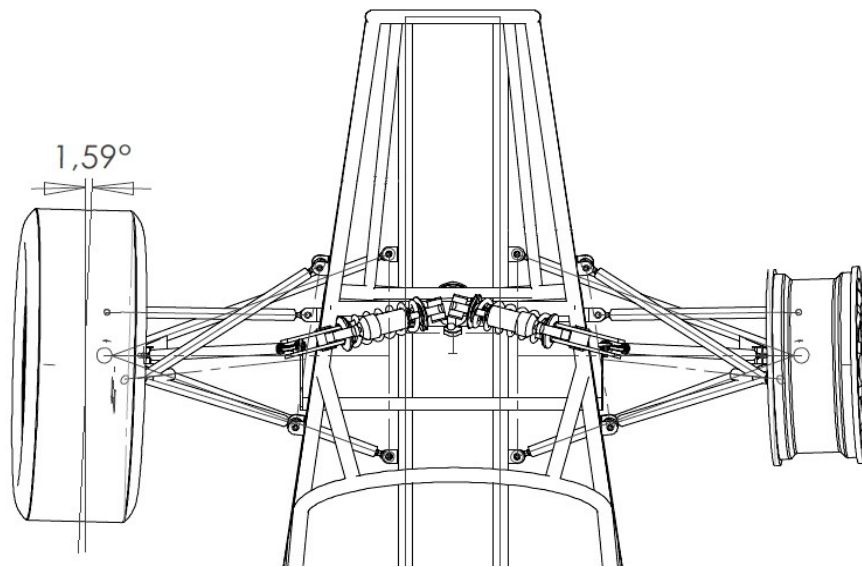
ganancia de camber, este efecto puede ser positivo y negativo a la vez por ello se debe tratar de darle un valor adecuado para que trabaje a favor de la adherencia de los neumáticos y por ende al comportamiento del vehículo. La ganancia del camber provee una compensación a la pérdida de camber debida a la inclinación del chasis durante las curvas. De allí que luego de diferentes ensayos se tiene una variación del camber de 0.0906 grados/mm en el eje delantero y de 0.0295 grados/mm en el eje trasero.



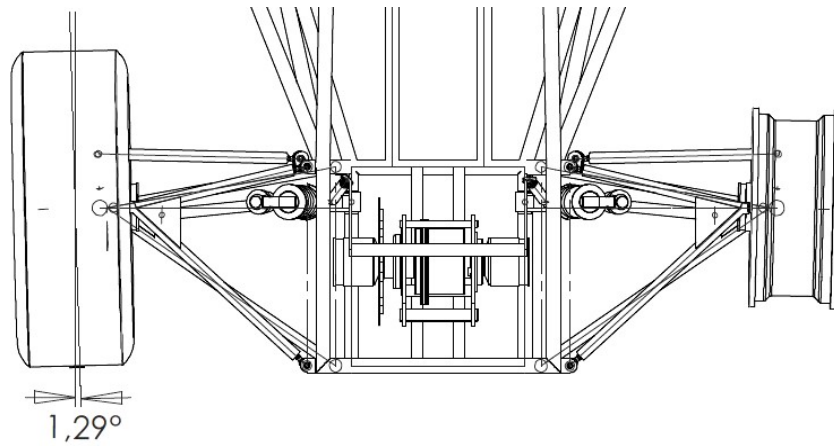
**Figura 2.3. Ganancia de camber del eje delantero (izquierda), eje trasero (derecha).**

### **2.3.3.- VARIACIÓN DE LA CONVERGENCIA Y DIVERGENCIA**

Durante el movimiento de vaivén que tiene el sistema de suspensión durante su funcionamiento se produce un efecto que se llama reacción direccional que no es sino la variación de la convergencia o divergencia de las ruedas debido a que la cinemática de la suspensión y la de la dirección del vehículo son diferentes, por esto se pueden producir cambios de dirección indeseados al pasar por obstáculos en el camino cosa que a velocidades elevadas resulta altamente peligroso. Por ello se ha tratado de reducir este efecto al máximo posible tanto en el eje delantero como en el eje trasero obteniéndose así un cambio de no más de 1.59° en el eje delantero y 1.29° en el eje trasero.



**Figura 2.4. Variación de la Convergencia-Divergencia en el eje delantero.**



**Figura 2.5. Variación de la Convergencia-Divergencia en el eje trasero.**

## **2.4.- DISEÑO DINÁMICO**

### **2.4.1.- ANÁLISIS DE CARGAS SOBRE CADA RUEDA**

Es importante saber a qué cargas se encuentran sometida cada rueda en los distintos momentos de funcionamiento del vehículo por ello que a continuación se detalla las cargas en las diferentes circunstancias anteriormente descritas las cuales fueron tomadas de los cálculos de transferencia de masa del subcapítulo 2.2.2.

**Tabla II.1. Transferencia de masa en cada rueda**

	<b>Sin movimiento</b>	<b>Aceleración</b>	<b>Frenada</b>	<b>Curva</b>
<b>Rueda Delantera</b>	83,25 kg	76,72 kg	108,80 kg	144,39 kg
<b>Rueda Trasera</b>	101,75 kg	108,28 kg	76,20 kg	177,69 kg

#### **2.4.2.- CONJUNTO RESORTE-AMORTIGUADOR**

El vehículo, por reglamento debe tener al menos 50,8 mm de recorrido total, repartidos entre compresión y rebote 25,4 mm cada uno y al ser por diseño de prestaciones elevadas debe tener una suspensión lo suficientemente dura para mantener siempre las ruedas sobre el piso y a la vez suave para poder dar elasticidad al momento de maniobrar y tomar curvas, por ello se ha escogido utilizar un conjunto resorte-amortiguador para bicicletas de montaña de alta gama<sup>18</sup>.

Marca: Manitou

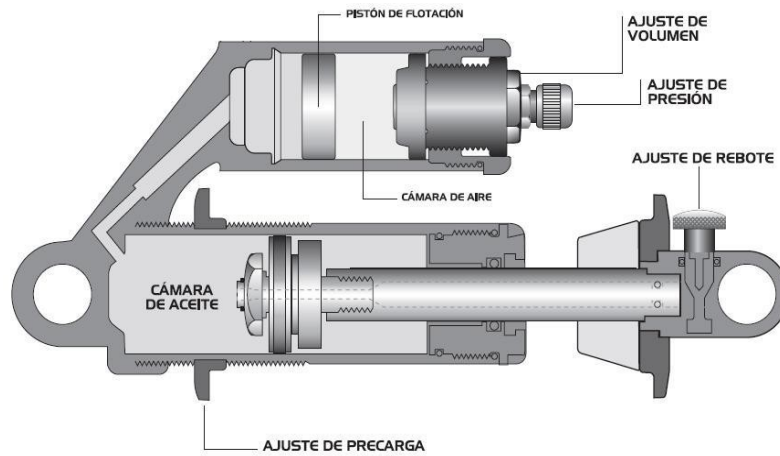
Modelo: Swinger SPV

Distancia ojo-ojo: 200 mm

Recorrido: 55 mm

Resorte: 550 lbf-pulg

<sup>18</sup> Manitou Swinger SPV 2004, User's Manual

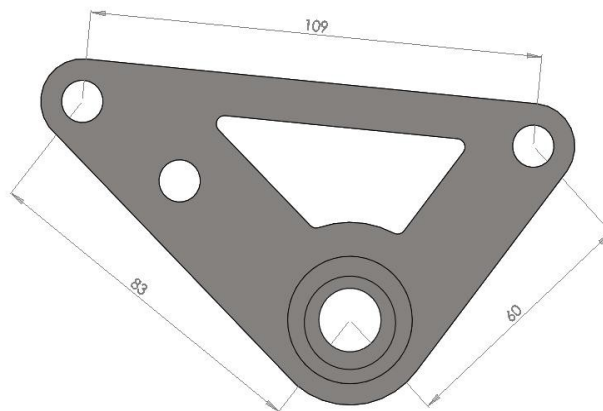


**Figura 2.6. Vista interna del amortiguador Manitou Swinger**

### 2.4.3.- DISEÑO DE LAS BIELETAS

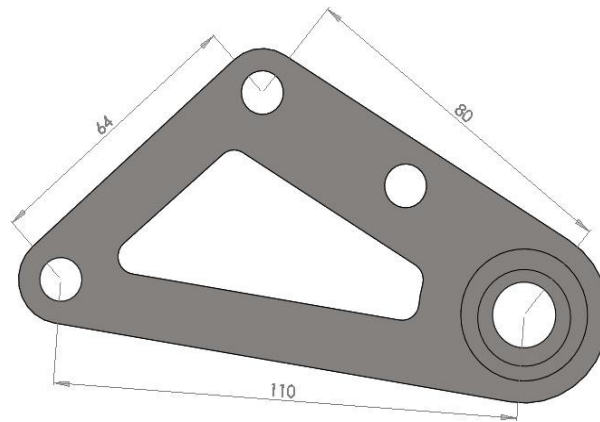
Ya que los amortiguadores escogidos tienen por estándar un resorte de 550 lbf-pulg para conseguir el recorrido deseado se debe construir las bieletas que transfieren el movimiento de la rueda hacia el conjunto resorte-amortiguador de tal manera que se obtenga el recorrido estipulado en el reglamento. Por esto se usará bieletas asimétricas para los ejes delantero y trasero.

Para la suspensión delantera al ser del tipo push rod la geometría de la bieleta y sus cotas externas serán:



**Figura 2.7. Bieleta delantera**

Y, para la suspensión trasera al ser del tipo pull rod la geometría de la bieleta y sus cotas externas serán:



**Figura 2.8. Bieleta trasera**

#### **2.4.4.- ANÁLISIS DE LOS ELEMENTOS DEL SISTEMA DE SUSPENSIÓN**

En primer lugar se definieron las cargas a las que va a estar sometida la suspensión:

Peso aproximado del vehículo: 370kg (con piloto). Distribución del peso: 55% atrás y 45% adelante aproximadamente.

Se analizaron 3 casos críticos en el movimiento del vehículo:

- Aceleración
- Frenada brusca
- Curva

Una vez conocidas las cargas que soporta cada rueda en los ejes delantero y trasero durante el funcionamiento del vehículo y con el modelo virtual del sistema de la suspensión se

procederá a verificar que las partes expuestas a esfuerzos que podrían dañarlas tengan una resistencia adecuada.

Como se puede ver en la Tabla II.1. Transferencia de masa en cada rueda, al comparar los valores de las cargas que se tiene en cada rueda notamos que la mayor carga que se genera se da en curva, por lo tanto se utilizará este valor para los estudios de resistencia de los brazos de la suspensión, bieletas y barras de compresión y tracción. A continuación se muestran los análisis.

De los valores obtenidos en los análisis se admitirá un factor de seguridad de no menos de 1,4 que es el valor recomendado para partes de vehículos de competencia como en este caso.<sup>19</sup>

#### **2.4.4.1.- Análisis de los brazos de suspensión**

Para analizar este elemento se debe tomar en cuenta que la fuerza que se transmite desde la rueda hacia el conjunto resorte-amortiguador lo hace por el brazo que los conecta siendo el caso para el eje delantero por el brazo inferior y para el eje trasero el brazo superior.

Para ello se utilizará el software SolidWorks Simulation, y en este se realizará un estudio estático colocando las uniones móviles (rótulas) como el punto fijo y como puntos de aplicación de fuerzas se utilizará el punto de conexión a la mangueta y la base del soporte de las uniones móviles hacia las barras de compresión y tracción.

##### *2.4.4.1.1.- Brazo de suspensión delantera*

Datos utilizados para la simulación:

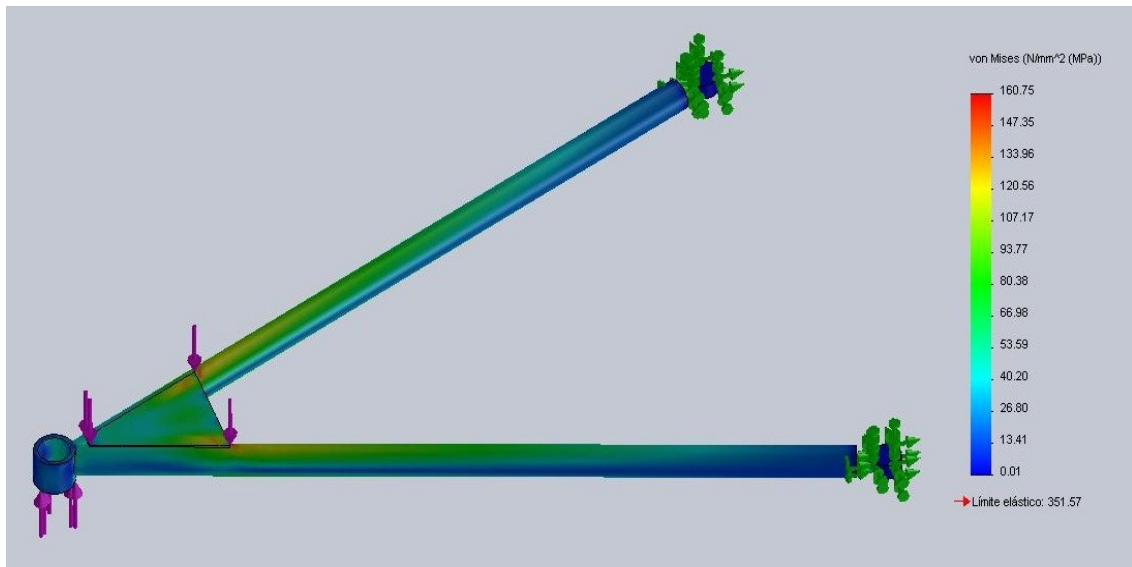
Material: Acero AISI 1020

Fuerza en la rueda: 1500 N

Fuerza en el soporte: 1725 N

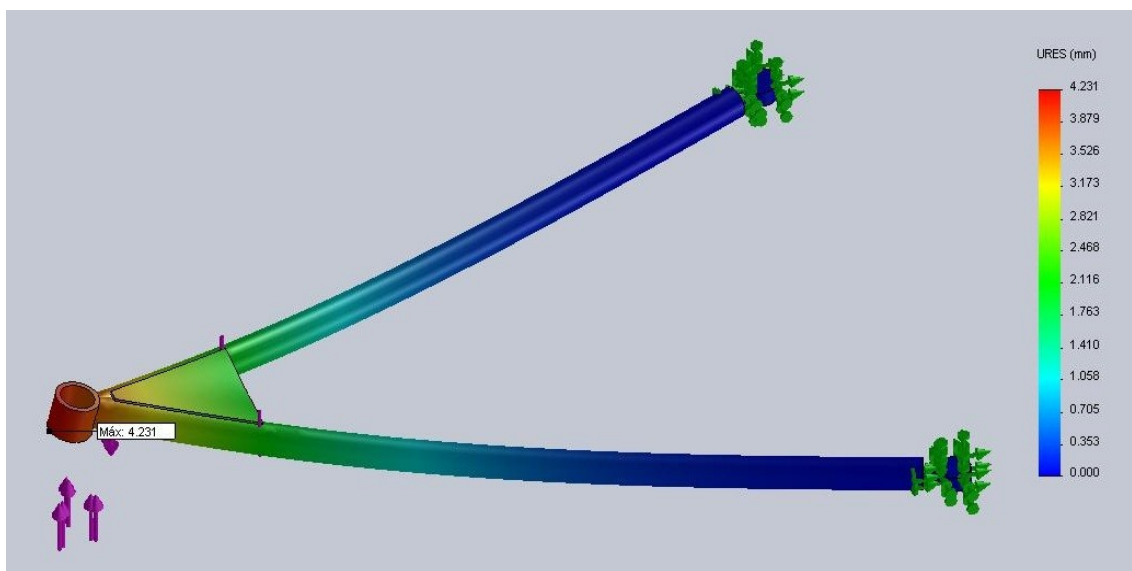
---

<sup>19</sup> Prácticas de buena ingeniería, Giorgio Piolo



**Figura 2.9.- Resultados de tensión de Von Mises, SolidWorks Simulation**

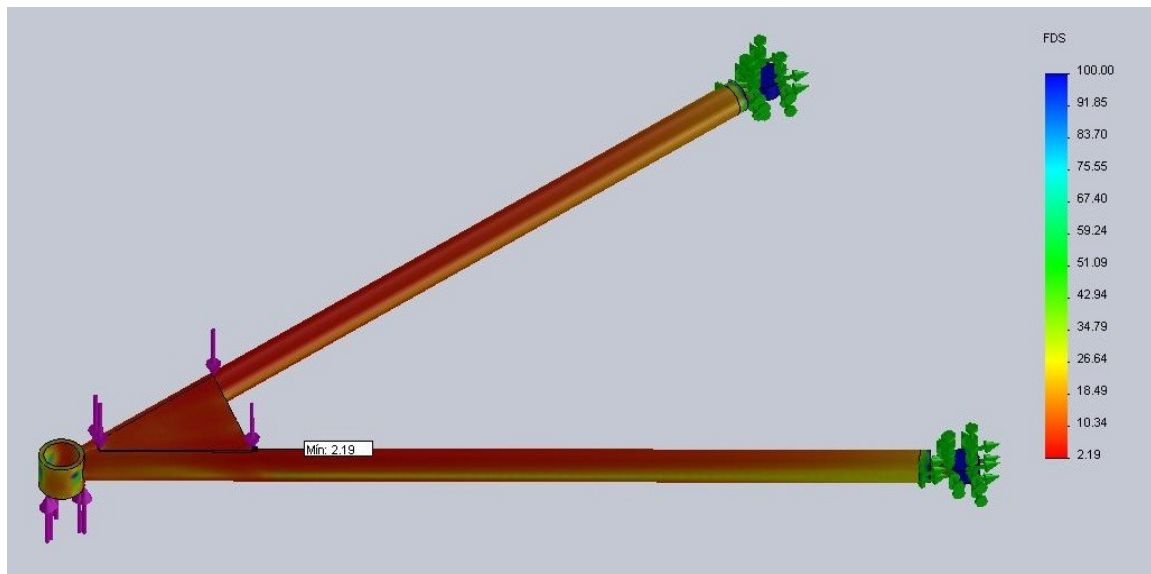
Este gráfico muestra la distribución de esfuerzos Von Mises, bajo la aplicación de las fuerzas, como se nota en la leyenda el esfuerzo tiene un valor de 160,75 MPa lo cual no supera el límite elástico del acero. (Límite elástico = 351,57 MPa; SolidWorks 2009).



**Figura 2.10.- Resultados de desplazamiento, SolidWorks Simulation**



El desplazamiento se observa, que es mayor en los puntos donde se aplica la fuerza, y en los puntos donde existe restricción obviamente el desplazamiento es nulo, se puede concluir que el brazo no llega a deformarse plásticamente porque la deformación que alcanza como máximo no supera el límite elástico del material.



**Figura 2.11.- Resultados de factor de seguridad, SolidWorks Simulation**

Como se puede observar el esfuerzo sobre el brazo de suspensión es tolerable (factor de seguridad mayor a 2,2 en gran parte de la estructura según la escala de colores de la derecha), el esfuerzo crítico se presenta aproximadamente en la unión de la base con la tubería, con un factor de seguridad mínimo de 2,19 de acuerdo a la leyenda generada por SolidWorks Simulation.

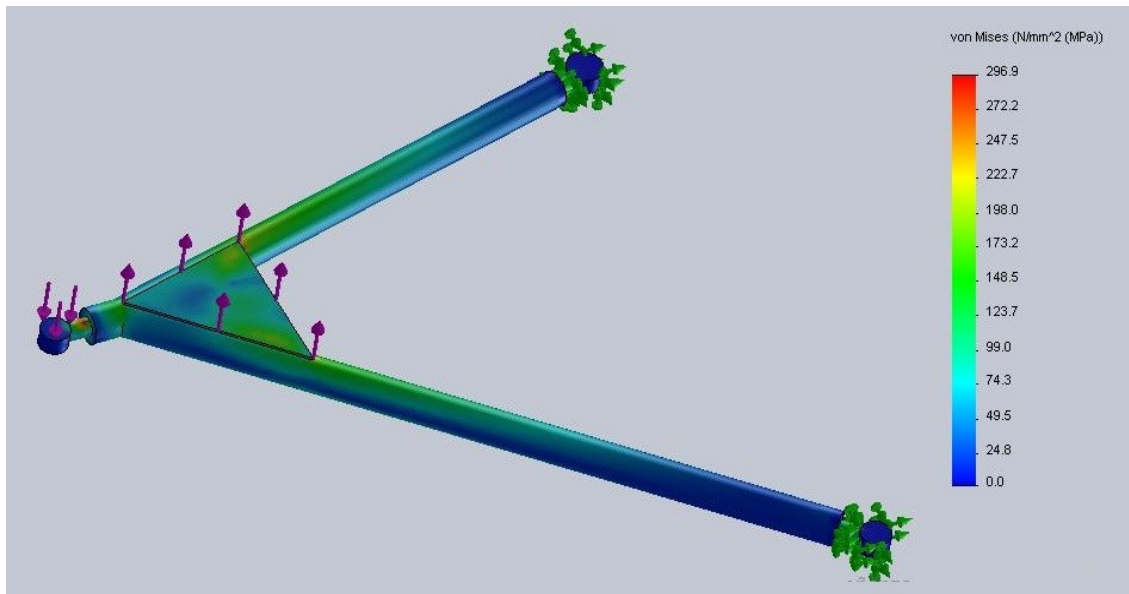
#### *2.4.4.1.2.- Brazo de suspensión trasera*

Datos utilizados para la simulación:

Material: Acero AISI 1020 ( $S_y = 379$  Mpa, Diseño de máquinas Robert Mott)

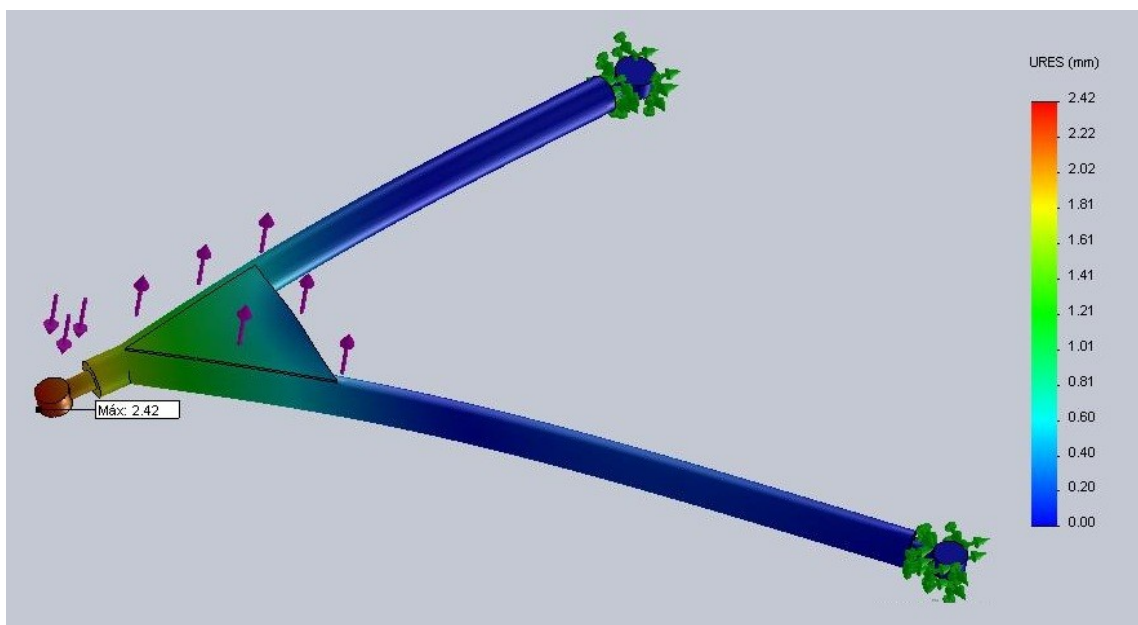
Fuerza en la rueda: 1750 N

Fuerza en el soporte: 2400 N



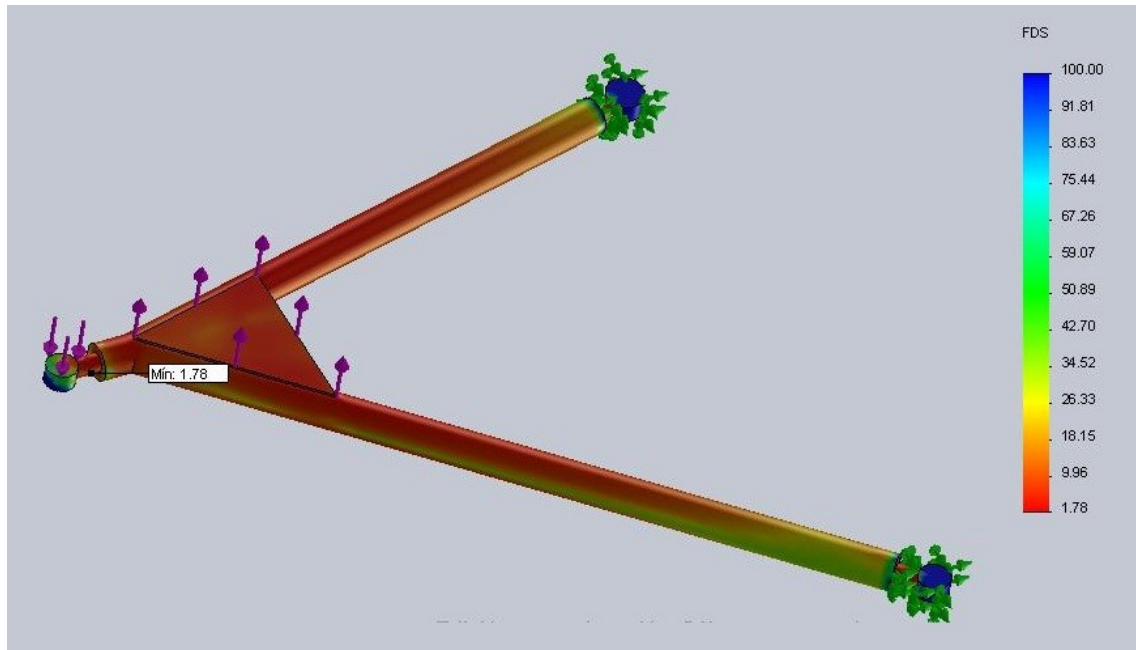
**Figura 2.12.- Resultados de tensión de Von Mises, SolidWorks Simulation**

Este gráfico muestra la distribución de esfuerzos Von Mises, bajo la aplicación de las fuerzas, como se nota en la leyenda el esfuerzo tiene un valor de 296,9 MPa lo cual no supera el límite elástico del acero. (Límite elástico = 351,57 MPa; SolidWorks 2009).



**Figura 2.13.- Resultados de desplazamiento, SolidWorks Simulation**

El desplazamiento se observa, que es mayor en los puntos donde se aplica la fuerza, y en los puntos donde existe restricción obviamente el desplazamiento es nulo, se puede concluir que el brazo no llega a deformarse plásticamente porque la deformación que alcanza como máximo no supera el límite elástico del material.



**Figura 2.14.- Resultados de factor de seguridad, SolidWorks Simulation**

Una vez más, se puede observar que el esfuerzo sobre el brazo de suspensión es tolerable (factor de seguridad mayor a 1,8 en gran parte de la estructura según la escala de colores de la derecha), el esfuerzo crítico se presenta en la rótula, con un factor de seguridad mínimo de 1,78 de acuerdo a la leyenda generada por SolidWorks Simulation.

#### **2.4.4.2.- Análisis de las bieletas**

Para el análisis de este elemento se debe tomar en cuenta que el mismo gira sobre un punto fijo al cuál se une mediante rodamientos radiales. Las condiciones para el análisis de SolidWorks Simulation en este caso se realizará un estudio estático colocando la unión móvil (rodamientos) como el punto fijo y como puntos de aplicación de fuerzas las conexiones del conjunto muelle-amortiguador y las rótulas de las barras de compresión y tracción.

#### 2.4.4.2.1.- Bieleta Delantera

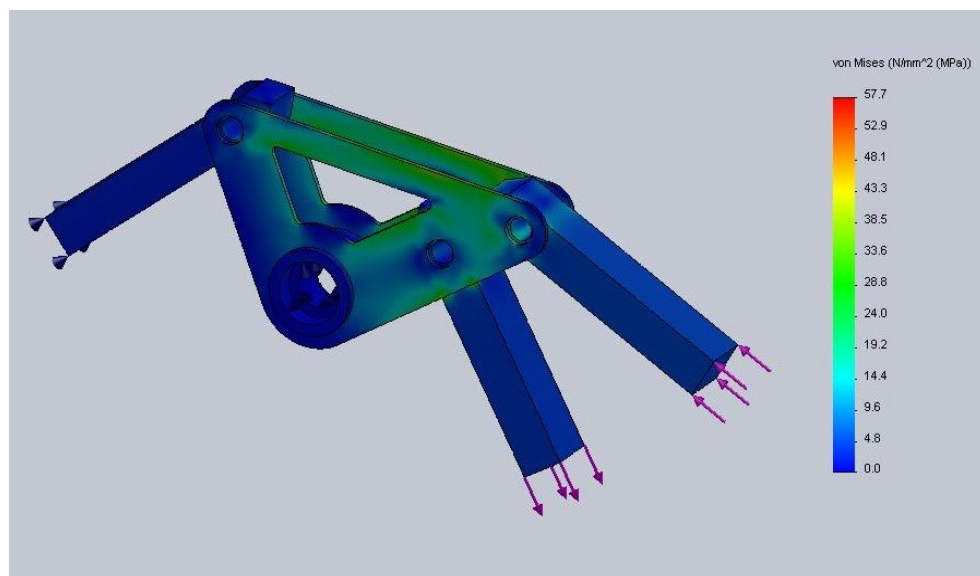
Datos utilizados para la simulación:

Material: Acero AISI 1020 ( $S_y = 379 \text{ Mpa}$ , Diseño de máquinas Robert Mott)

Soporte de resorte: 550 lb-pulg (constante del resorte)

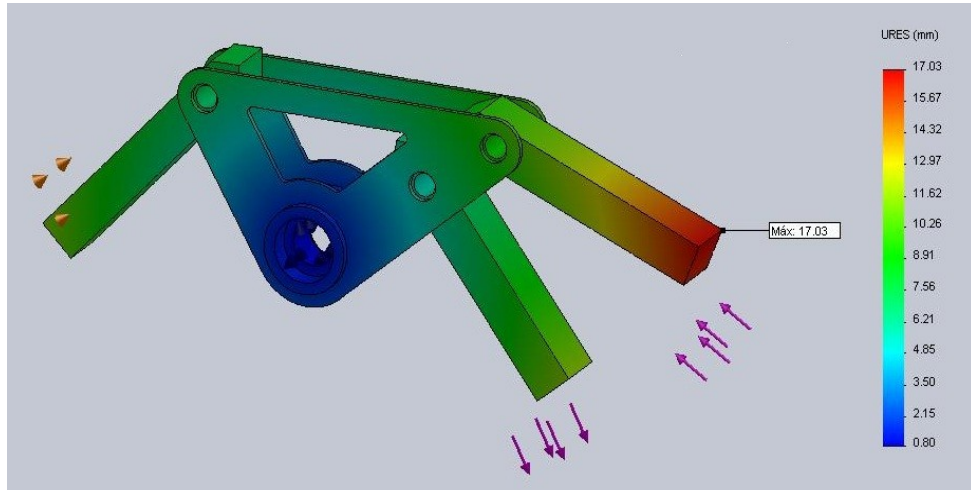
Fuerza de la barra impulsora: 1500 N (la misma que en la rueda)

Fuerza de la barra estabilizadora: 1200 N (estimada)



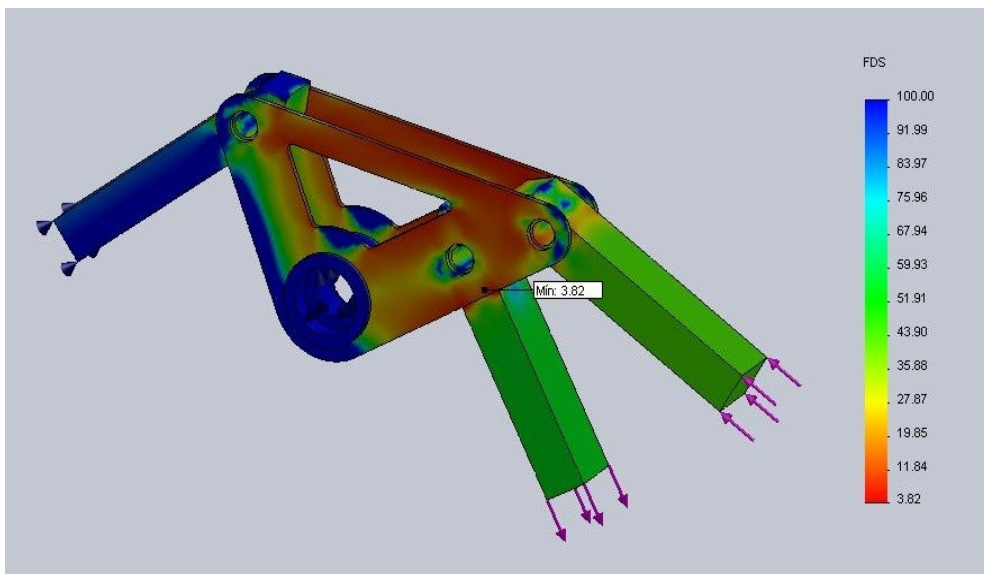
**Figura 2.15. - Resultados de tensión de Von Mises, SolidWorks Simulation**

Este gráfico muestra la distribución de esfuerzos Von Mises, bajo la aplicación de las fuerzas, como se nota en la leyenda el esfuerzo tiene un valor de 57,7 MPa lo cual no supera el límite elástico del acero. (Límite elástico = 351,57 MPa; SolidWorks 2009).



**Figura 2.16.- Resultados de desplazamiento, SolidWorks Simulation**

El desplazamiento se observa, que es mayor en los puntos donde se aplica la fuerza, y en los puntos donde existe restricción obviamente el desplazamiento es nulo, se puede concluir que el brazo no llega a deformarse plásticamente porque la deformación que alcanza como máximo no supera el límite elástico del material.



**Figura 2.17.- Resultados de factor de seguridad, SolidWorks Simulation**

Como se puede observar el esfuerzo sobre la bieleta de la suspensión delantera es tolerable (factor de seguridad mayor a 4 en gran parte de la estructura según la escala de colores de la derecha), el esfuerzo crítico se presenta aproximadamente en la conexión de la rótula con la bieleta, con un factor de seguridad mínimo de 3,82 de acuerdo a la leyenda.

#### 2.4.4.2.2.- Bieleta Trasera

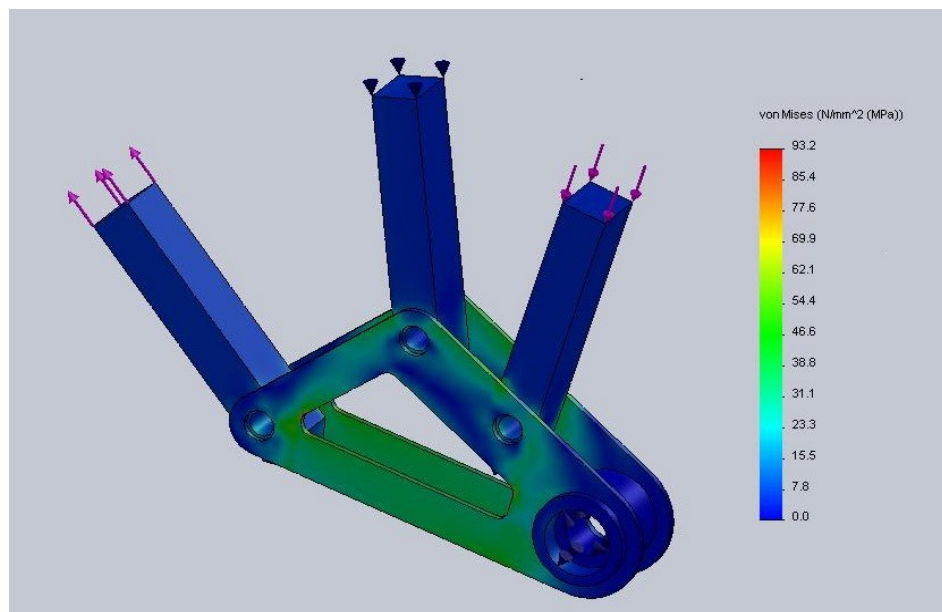
Datos utilizados para la simulación:

Material: Acero AISI 1020 ( $S_y = 379 \text{ Mpa}$ , Diseño de máquinas Robert Mott)

Soporte de resorte: 550 lb-pulg (constante del resorte)

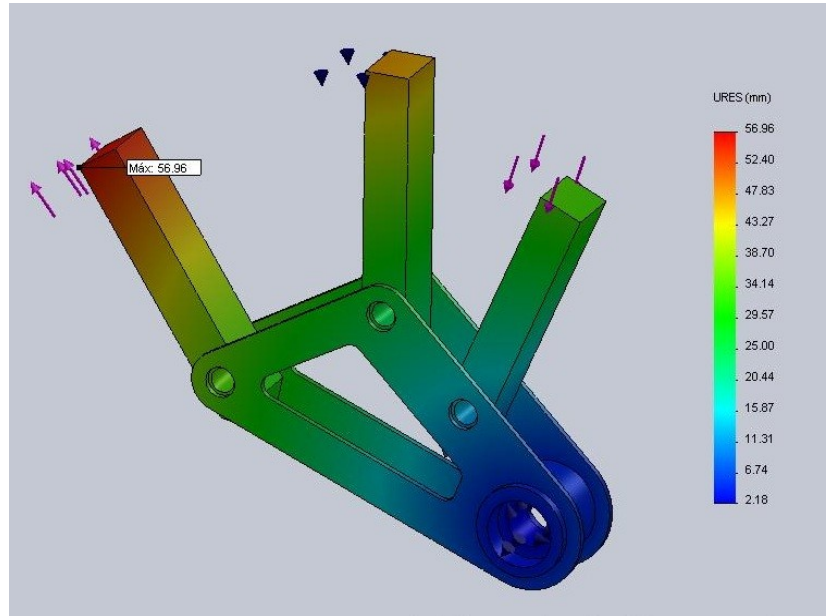
Fuerza de la barra impulsora: 1750 N (la misma que en la rueda)

Fuerza de la barra estabilizadora: 1400 N (estimada)



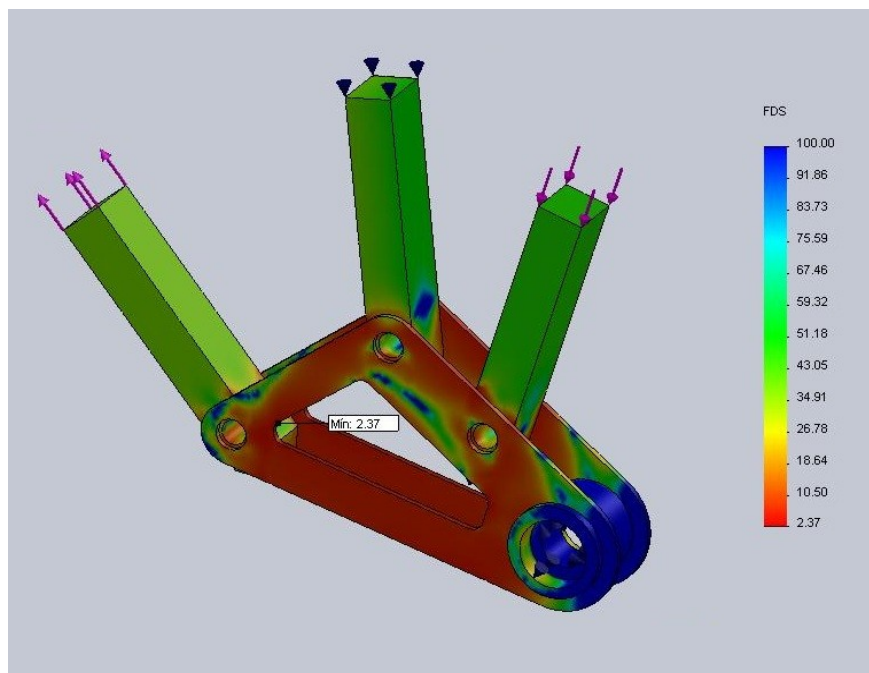
**Figura 2.18. - Resultados de tensión de Von Mises, SolidWorks Simulation**

Este gráfico muestra la distribución de esfuerzos Von Mises, bajo la aplicación de las fuerzas, como se nota en la leyenda el esfuerzo tiene un valor de 93,2 MPa lo cual no supera el límite elástico del acero. (Límite elástico = 351,57 MPa; SolidWorks 2009).



**Figura 2.19.- Resultados de desplazamiento, SolidWorks Simulation**

El desplazamiento se observa, que es mayor en los puntos donde se aplica la fuerza, y en los puntos donde existe restricción obviamente el desplazamiento es nulo, se puede concluir que el brazo no llega a deformarse plásticamente porque la deformación que alcanza como máximo no supera el límite elástico del material.



**Figura 2.20.- Resultados de factor de seguridad, SolidWorks Simulation**

Una vez más, se puede observar que el esfuerzo sobre la bieleta de la suspensión trasera es tolerable (factor de seguridad mayor a 2,5 en gran parte de la estructura según la escala de colores de la derecha), el esfuerzo crítico se presenta aproximadamente en la cercanía de la zona de alivianado, con un factor de seguridad mínimo de 2,37 de acuerdo a la leyenda generada por SolidWorks Simulation.

#### 2.4.4.3.- Análisis de las barras de compresión y tracción

Para el análisis de estos elementos se ha tomado en cuenta que las barras trabajan a tracción y compresión. Las condiciones para el análisis de SolidWorks Simulation en este caso se realizará un estudio estático colocando una unión fija en un extremo de la barra y como punto de aplicación de fuerza el otro extremo de la misma.

##### 2.4.4.3.1.- Barra de compresión

Datos utilizados para la simulación:

Material: Acero AISI 1020 ( $S_y = 379$  Mpa, Diseño de máquinas Robert Mott)

Fuerza en la barra: 1500 N (la misma que en la rueda)

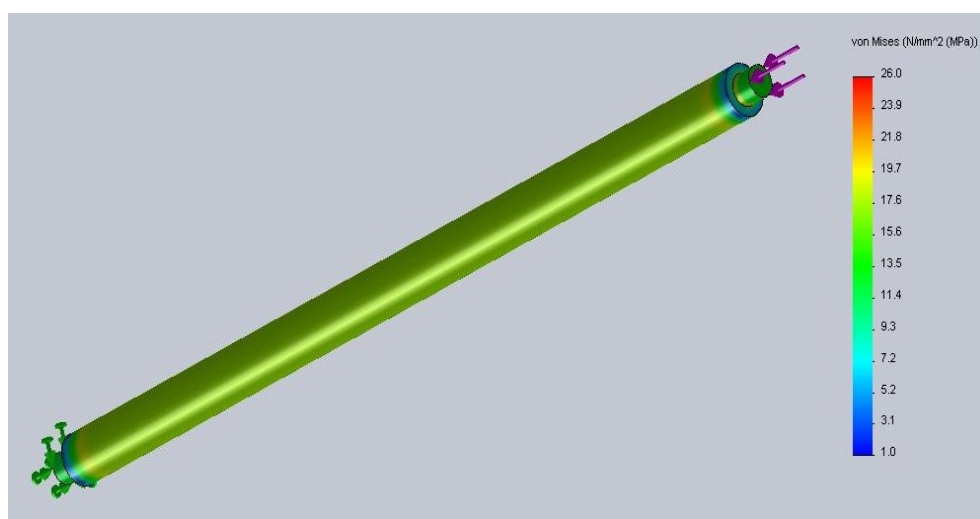
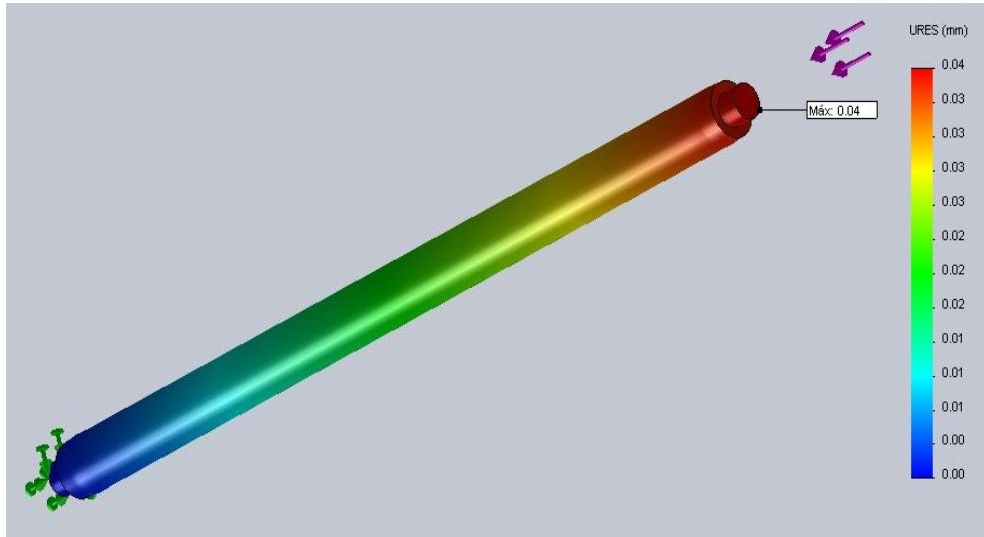


Figura 2.21. - Resultados de tensión de Von Mises, SolidWorks Simulation

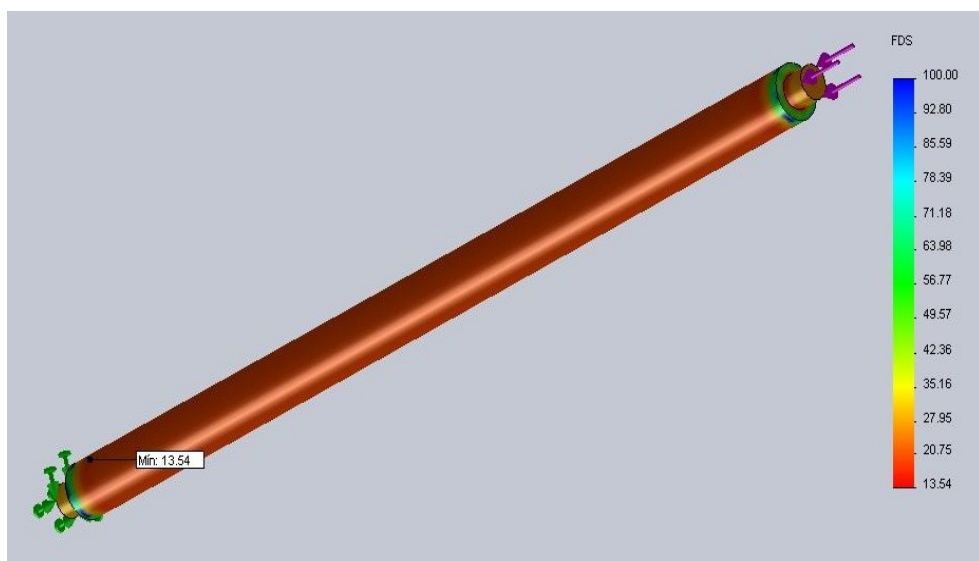


Este gráfico muestra la distribución de esfuerzos Von Mises, bajo la aplicación de las fuerzas, como se nota en la leyenda el esfuerzo tiene un valor de 26,0 MPa lo cual no supera el límite elástico del acero. (Límite elástico = 351,57 MPa; SolidWorks 2009).



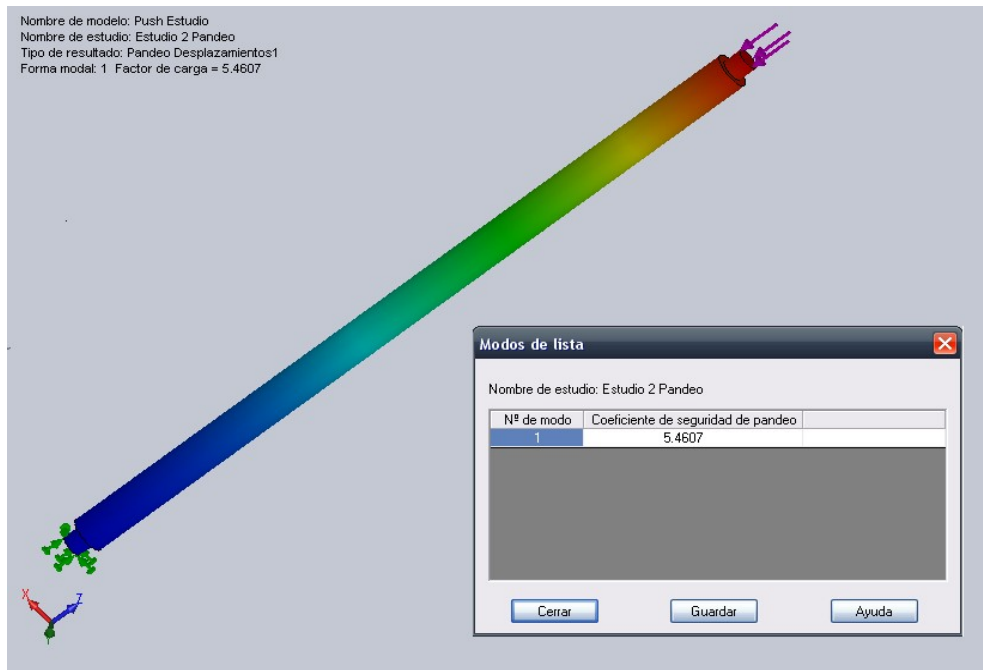
**Figura 2.22.- Resultados de desplazamiento, SolidWorks Simulation**

El desplazamiento se observa, que es mayor en los puntos donde se aplica la fuerza, y en los puntos donde existe restricción obviamente el desplazamiento es nulo, se puede concluir que el brazo no llega a deformarse plásticamente porque la deformación que alcanza como máximo no supera el límite elástico del material.



**Figura 2.23.- Resultados de factor de seguridad, SolidWorks Simulation**

Como se puede observar el esfuerzo sobre la barra de compresión de la suspensión delantera es tolerable, el factor de seguridad es de 13,54 de acuerdo al resultado generado por SolidWorks Simulation.



**Figura 2.24.- Resultados de factor de carga, SolidWorks Simulation**

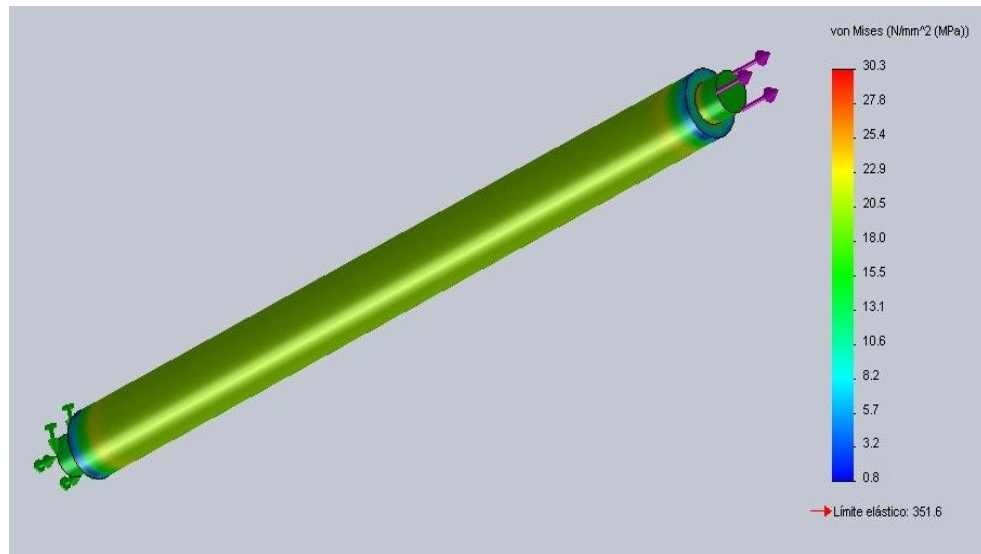
Como se puede observar el factor de pandeo de la barra es de 5,46 por lo cual se puede decir que la barra no va a tender al pandeo, por tanto no va a fallar.

#### 2.4.4.3.2.- Barra de tracción

Datos utilizados para la simulación:

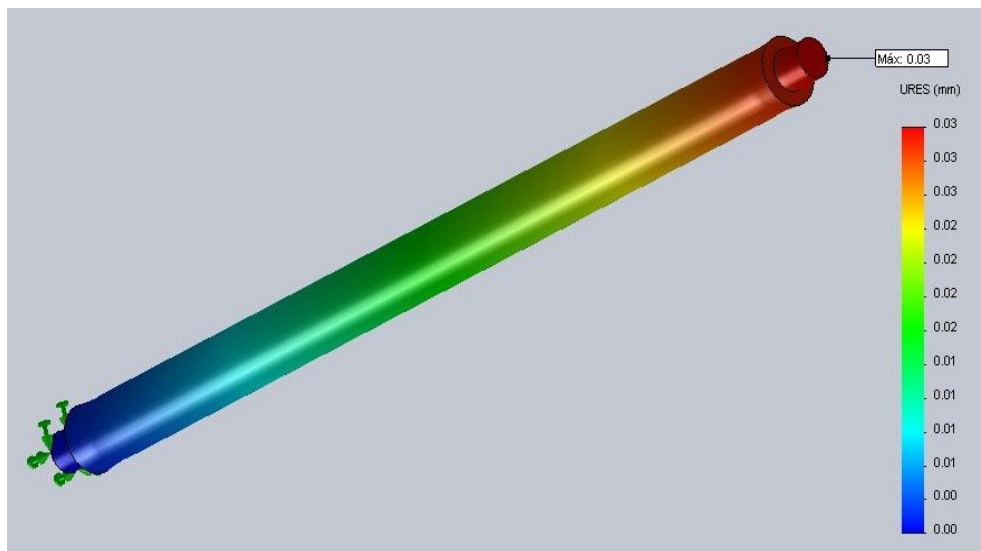
Material: Acero AISI 1020 ( $S_y = 379$  Mpa, Diseño de máquinas Robert Mott)

Fuerza en la barra: 1750 N (la misma que en la rueda)



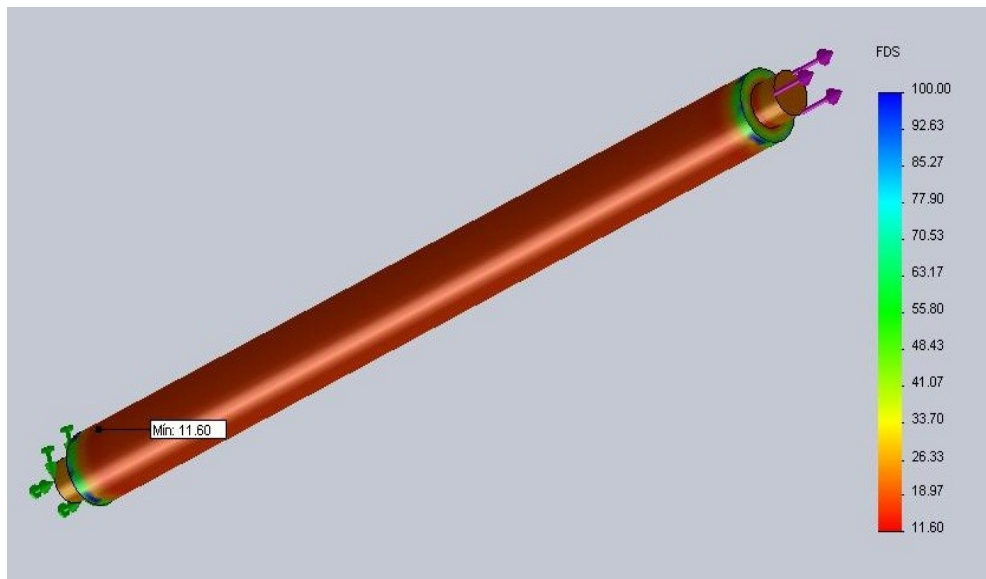
**Figura 2.25. - Resultados de tensión de Von Mises, SolidWorks Simulation**

Este gráfico muestra la distribución de esfuerzos Von Mises, bajo la aplicación de las fuerzas, como se nota en la leyenda el esfuerzo tiene un valor de 30,3 MPa lo cual no supera el límite elástico del acero. (Límite elástico = 351,57 MPa; SolidWorks 2009).



**Figura 2.26.- Resultados de desplazamiento, SolidWorks Simulation**

El desplazamiento se observa, que es mayor en los puntos donde se aplica la fuerza, y en los puntos donde existe restricción obviamente el desplazamiento es nulo, se puede concluir que el brazo no llega a deformarse plásticamente porque la deformación que alcanza como máximo no supera el límite elástico del material.



**Figura 2.27.- Resultados de factor de seguridad, SolidWorks Simulation**

Una vez más, se puede observar que el esfuerzo sobre la barra de tracción de la suspensión trasera es tolerable, el factor de seguridad es de 11,60 de acuerdo a la leyenda generada por SolidWorks Simulation.

#### **2.4.4.4.- Interpretación de los datos obtenidos**

De los valores obtenidos en los análisis se puede constatar que el factor de seguridad siempre supera el valor recomendado para partes de vehículos de competencia como en este caso.

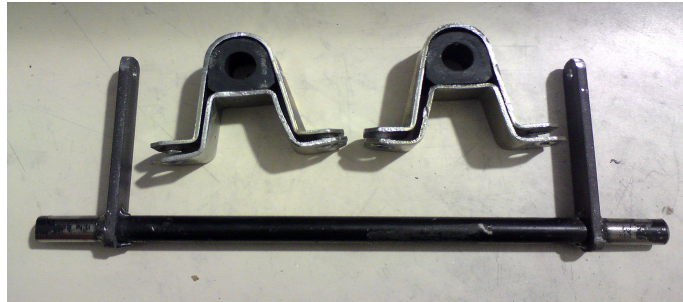
Por esto se espera que las partes anteriormente analizadas no fallen y se puede notar que el diseño es factible para la aplicación requerida.

#### **2.4.5.- BARRAS ESTABILIZADORAS**

Las barras estabilizadoras son de gran importancia en un sistema de suspensión debido a que proveen una mejor calidad de contacto rueda-suelo al transmitir parte de la carga sobre la rueda interna a la curva, hacia la rueda externa a la misma, sin embargo, por limitaciones

de construcción se optó por adaptar barras estabilizadoras de vehículos comerciales..

Las barras estabilizadoras utilizadas fueron para el eje delantero del Lada Niva Brio y para el eje trasero del Chevrolet Corsa Wind, a las cuales se les realizó modificaciones para adecuarlas al espacio y disposición en el vehículo.

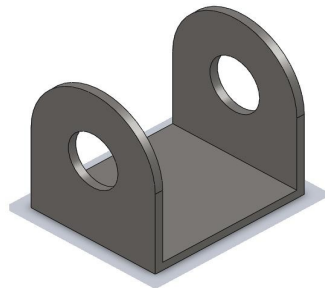


**Figura 2.28.- Barra estabilizadora**

#### **2.4.6.- BASES DE LA SUSPENSIÓN**

Como se mencionó en el capítulo anterior una de las características de los sistemas de suspensión tipo push rod y pull rod es que la carga generada en la rueda se transmite casi en su totalidad hacia el conjunto resorte-amortiguador por lo cual las bases de los brazos de suspensión están expuestas a cargas muy bajas.

Es por ello que en este caso se optó por utilizar bases fabricadas de perfil estructural cuadrado de 30mm x 1,5mm como se puede observar en la figura siguiente.



**Figura 2.29.- Base de los brazos de la suspensión**

## 2.4.7.- VERIFICACIÓN DE LA FRECUENCIA DEL SISTEMA

En la literatura<sup>20</sup> se recomienda para vehículos con diseños aerodinámicos y de alta competencia un rango de frecuencias naturales de 3,0 a 5,0 Hertz. Acogiendo esa recomendación se calcula la frecuencia natural para el sistema de suspensión diseñado.

La frecuencia es

$$f = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{K_r * 1/R}{m_t}} \quad \text{Ec. 8}^{21}$$

Donde:

f = frecuencia (Hz)

K<sub>r</sub> = Constante del resorte (lb/pie)

R = relación de la bieleta

m<sub>t</sub> = masa total sobre la rueda (lbf)

El valor de la constante R se obtiene por medio de la relación geométrica de la bieleta que depende del diseño de la misma. Además se conoce el valor de la constante del resorte que es de 550 lb/pulg<sup>22</sup> y la masa sobre cada rueda se calculó en el subcapítulo 2.2.

Entonces, la frecuencia de la suspensión delantera será

$$f = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{\frac{550 \text{ lb/pulg} * 12 \text{ pulg/pie}}{1,375}}{\frac{144,39 \text{ kg} * 2,205 \text{ lb/kg}}{32,2 \text{ lb/s}^2}}}$$

$$f = 3,506 \text{ Hz}$$

Como se aprecia este resultado se encuentra dentro del rango correcto de frecuencias recomendado ya que es menor que 5.

Y, la frecuencia de la suspensión trasera será

<sup>20</sup> Race Car Dynamics, Miliken 2003

<sup>21</sup> Race Car Dynamics, Miliken 2003

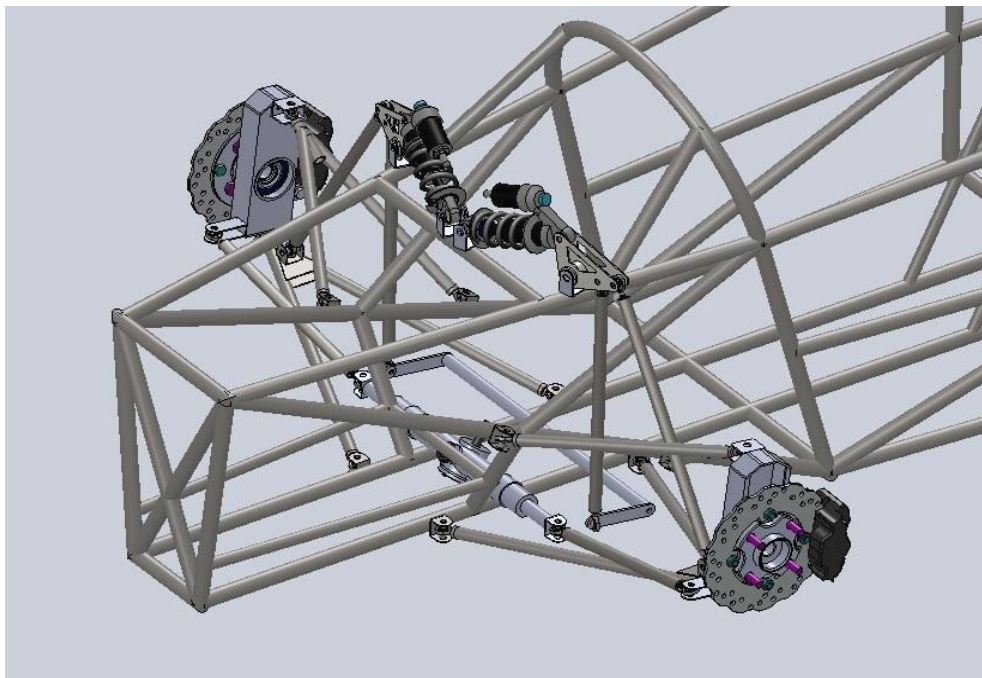
<sup>22</sup> Manitou Swinger SPV 2004, User's Manual

$$f = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{\frac{550 \text{ lb/pulg} * 12 \text{ pulg/pie}}{1,375}}{\frac{177,69 \text{ kg} * 2,205 \text{ lb/kg}}{32,2 \text{ lb/s}^2}}}$$

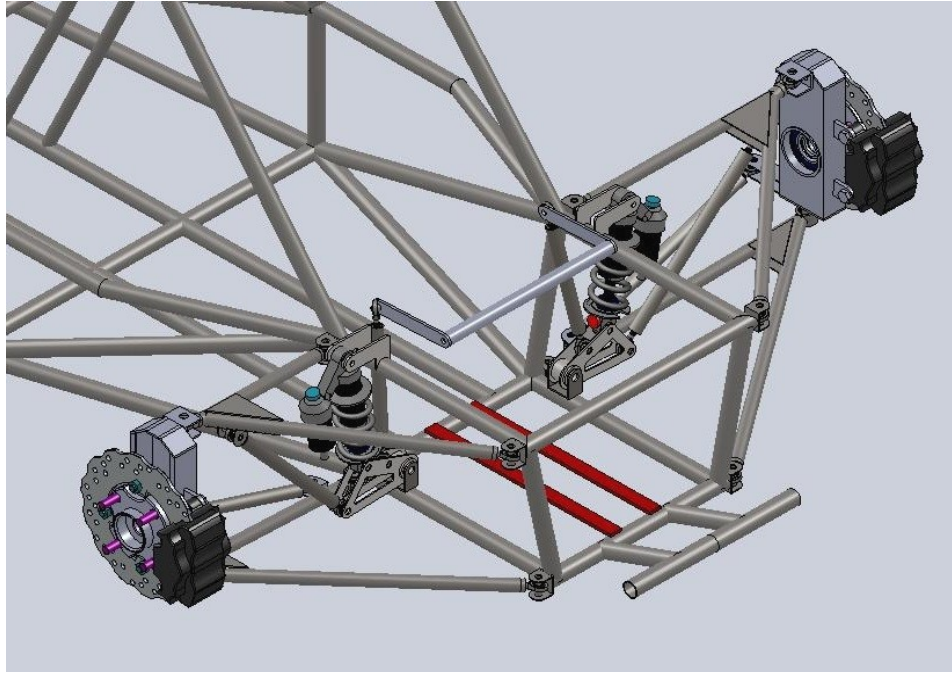
$$f = 3,161 \text{ Hz}$$

Con este resultado se verifica que la frecuencia de la suspensión trasera está dentro del rango correcto de las frecuencias recomendadas ya que es menor que 5.

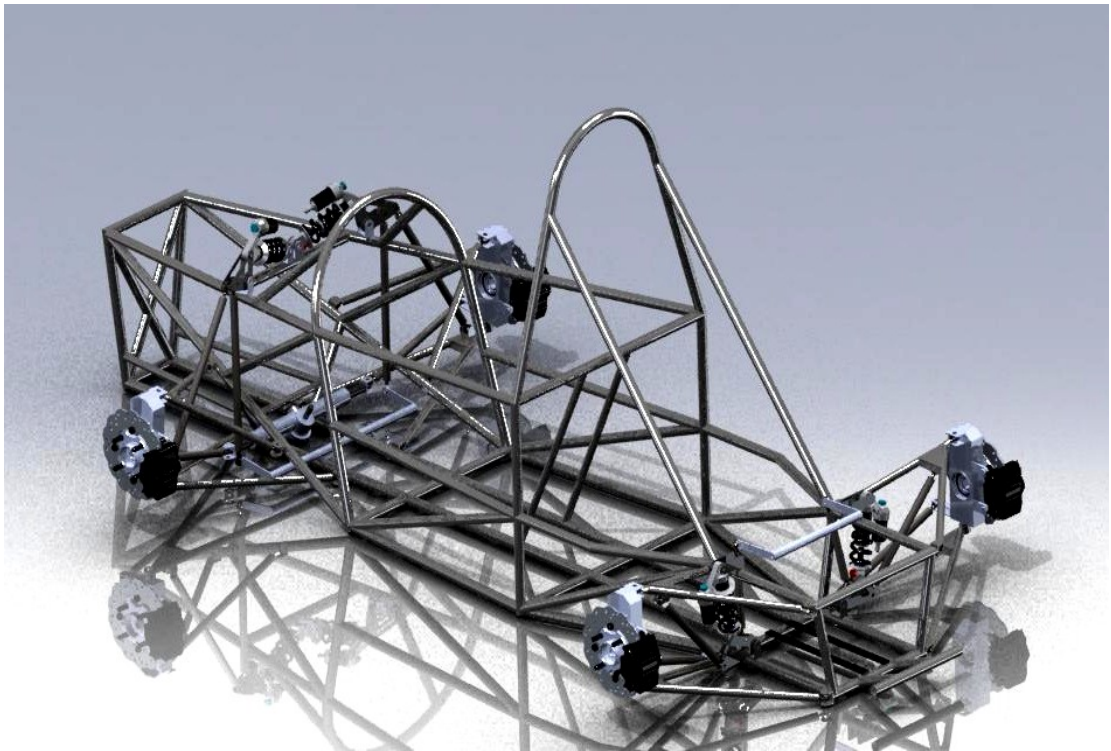
Con el análisis anterior se comprueba que los valores de frecuencia del sistema de suspensión están de acuerdo a lo recomendado y por tanto se verifica el correcto diseño de la suspensión.



**Figura 2.30.- Vista de la suspensión delantera**



**Figura 2.31.- Vista de la suspensión trasera**



**Figura 2.32.- Vista renderizada del sistema de suspensión y el chasis**



## **CAPÍTULO III**

### **CONSTRUCCIÓN, MONTAJE Y COMPROBACIÓN DEL SISTEMA DE SUSPENSIÓN**

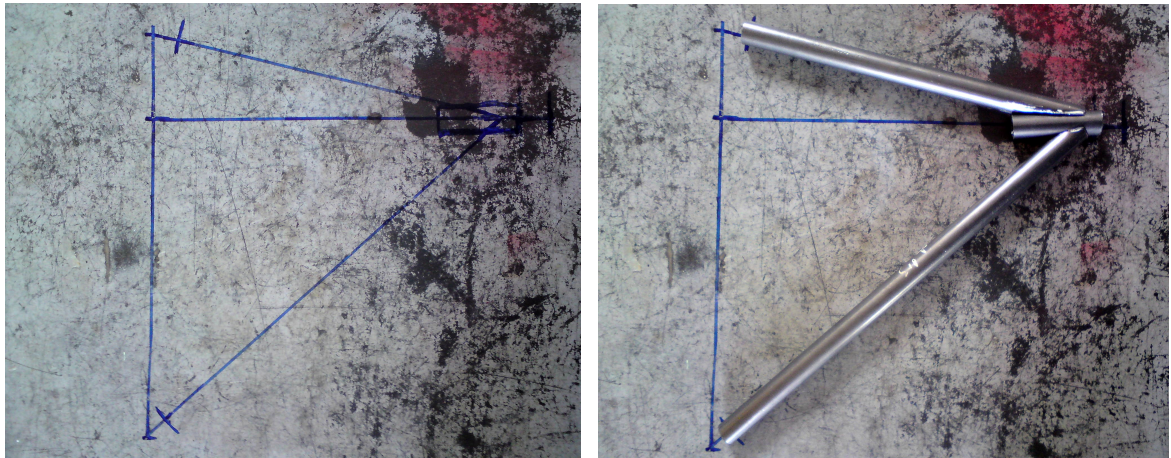
#### **3.1.- CONSTRUCCIÓN DE LAS PARTES DEL SISTEMA DE SUSPENSIÓN**

En el capítulo anterior se diseñó el sistema de suspensión, este diseño dio como resultado las dimensiones para la construcción de las partes del sistema. El objetivo ahora es construir los diseños realizados. Para esto se debe tener en cuenta que como se vio en los capítulos anteriores, la geometría propia del sistema de suspensión, es decir ángulos, distancias etc, ha sido obtenida luego de un largo proceso de análisis, por lo cual es imprescindible manejar precisión en la construcción que garantice un mínimo de diferencia entre lo diseñado y lo fabricado.

En el proceso de construcción de la suspensión, en primer lugar se procedió a fabricar los brazos superiores e inferiores, barras y bieletas a la par se maquinaron las piezas que requerían de este proceso, mientras por otro lado se conseguían los elementos de la suspensión que debían ser comprados.

##### **3.1.1.- CONSTRUCCIÓN DE LOS BRAZOS**

Para la construcción de los brazos superiores e inferiores, se dibujó primero matrices con el fin de garantizar las longitudes y los ángulos entre los miembros que los componen. Estas matrices consisten en gráficas sobre las cuales se colocó los tubos y se dio la forma a las juntas para dar con la geometría de los brazos como se muestra en la figura.



**Figura 3.1. Gráfico de la matriz y tubería recortada**

La tubería se sujeto mediante prensas y luego se aplicó soldadura, se espero a que se enfriara la junta y se limpio la escoria producida por el proceso de soldadura. También se cortó y se colocó las bases para los anclajes en la posición adecuada.



**Figura 3.2. Brazos de suspensión**

Se dibujó en total 4 matrices, dos para los brazos superiores e inferiores delanteros y dos para los superiores e inferiores traseros y se construyó un total de 8 brazos.



**Figura 3.3. Brazos de suspensión terminados**

### **3.1.2.- CONSTRUCCIÓN DE LAS BARRAS ACTUADORAS**

Las barras de compresión, tracción, acople con las barras estabilizadoras y terminales de dirección fueron construidas de la misma tubería que los brazos de suspensión, para ello se tomó las longitudes utilizadas en el modelo computarizado del sistema de suspensión.



**Figura 3.4. Gráfico de la tubería cortada**

Para las uniones roscadas donde se acoplará las rótulas se maquinó piezas metálicas para los extremos de las barras, luego se procedió a realizar roscas internas. Una vez realizadas las roscas se procedió a soldar la tubería con las piezas metálicas.



**Figura 3.5. Piezas metálicas para los extremos de las barras**

Después se limpio la escoria producida por el proceso de soldadura y se pintó las barras, se fabricó un total de 12 barras.

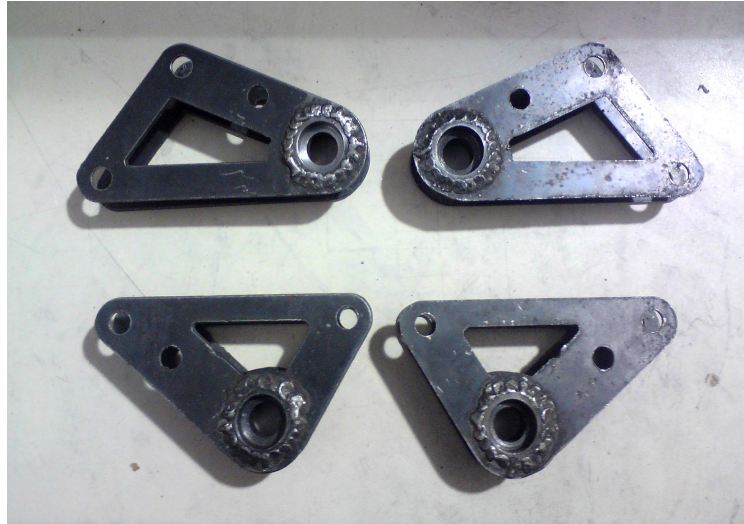
### **3.1.3.- CONSTRUCCIÓN DE LAS BIELETAS**

Para la construcción de las bieletas primeramente se utilizó platina de acero para las paredes externas en las cuales se dibujó la forma de las mismas y se cortó para dar la forma final. También se taladró y trabajó en el alivianamiento de estas.



**Figura 3.6. Platinas para las paredes de las bieletas**

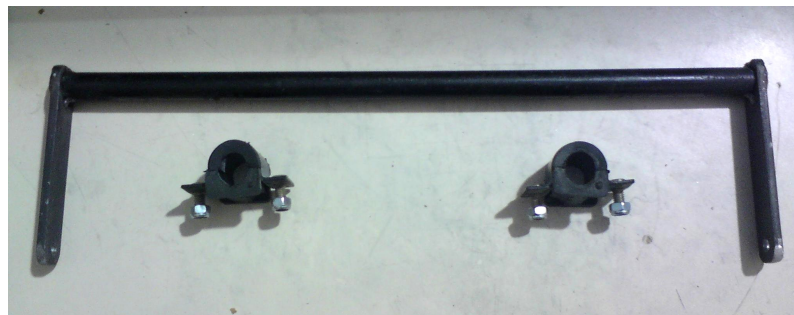
Para el alojamiento de los rodamientos donde girarán las bieletas se maquinó cilindros huecos los cuales luego se soldó a las platinas para así tener completas las bieletas.



**Figura 3.7. Bieletas terminadas**

### **3.1.4.- CONSTRUCCIÓN DE LAS BARRAS ESTABILIZADORAS**

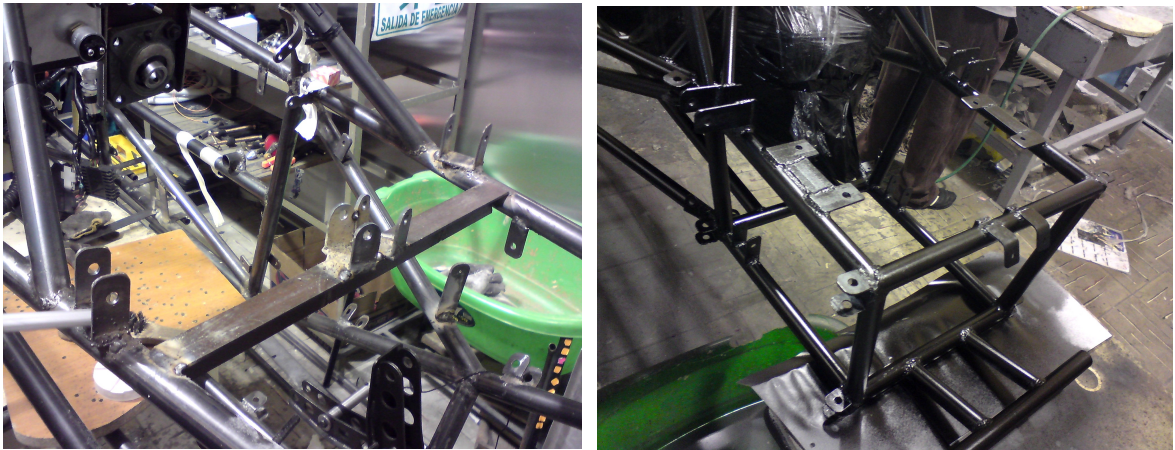
Las barras estabilizadoras se fabricaron utilizando barras de vehículos de calle, para lo cual se buscó que las barras adquiridas tengan una sección lineal y un diámetro adecuado para realizar la adaptación. A estas barras se las cortó para darles la longitud requerida y se les colocó brazos en los extremos para que actúen como palanca.



**Figura 3.8. Barra estabilizadora terminada**

### 3.1.5.- CONSTRUCCIÓN DE LAS BASES

Para unir las piezas de la suspensión con el chasis del vehículo se fabricó bases metálicas con perfil cuadrado. A este se lo trabajó realizando perforaciones y cortes para darles la forma que se requería para cada aplicación. Estas bases fueron unidas al chasis mediante un proceso de soldadura.

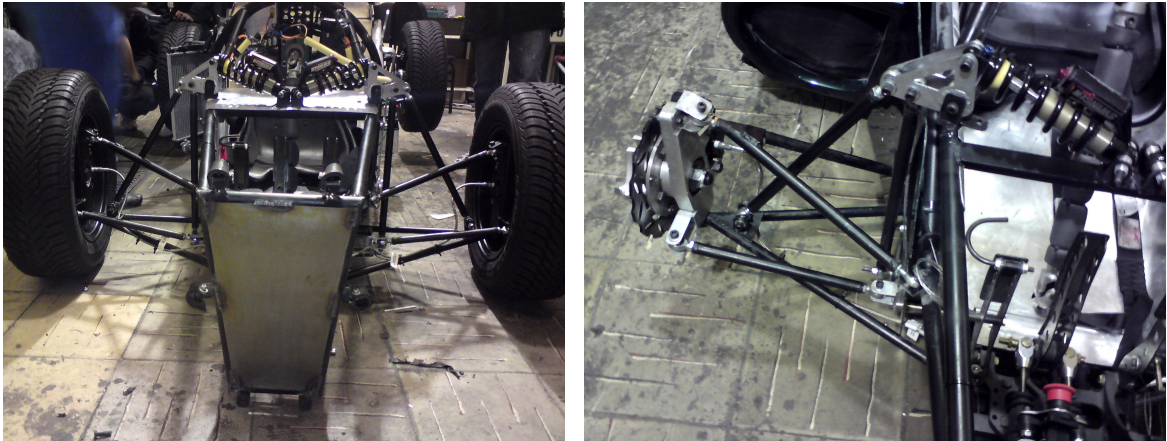


**Figura 3.9. Bases para los elementos de la suspensión**

### 3.2.- MONTAJE DEL SISTEMA DE SUSPENSIÓN

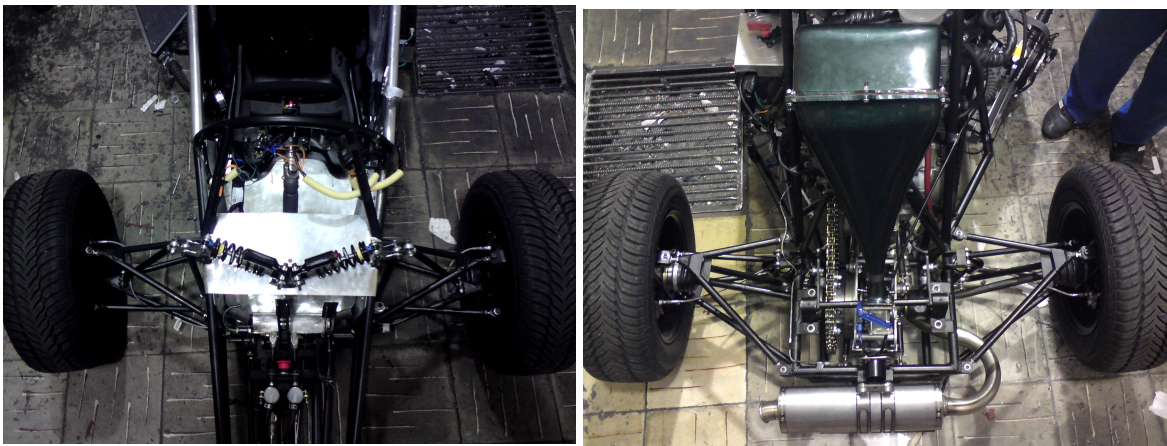
Como siempre en cualquier proyecto se busca que lo planeado sea igual a lo construido sin embargo esto es muy difícil de conseguir, lo que se trata entonces es de minimizar esa diferencia y hacer ajustes de tal forma que se tenga la funcionalidad requerida.

Particularmente, el proceso de diseño y de construcción permitió obtener buenos resultados, así el montaje no tuvo problemas y por ello también la puesta a punto por lo que los ajustes realizados no fueron significativos y la suspensión del vehículo finalmente cumplió con los objetivos y requerimientos técnicos señalados desde su diseño.



**Figura 3.10. Suspensión Delantera**

Para la puesta a punto del vehículo se realizaron ajustes en el taller y en pista. Los ajustes se realizaron principalmente a los ángulos de la suspensión para alinear el vehículo, a la extensión de las barras de compresión y tracción para ajustar la altura y a las barras de dirección para ajustar la convergencia del vehículo.



**Figura 3.11. Suspensión Delantera (izquierda), Suspensión Trasera (derecha)**

### **3.3.- PRUEBAS DE FUNCIONAMIENTO**

#### **3.3.1. PRUEBA 1**

La primera prueba fue satisfactoria, la suspensión trabajó de acuerdo a lo planeado, pero con el inconveniente de que el vehículo se encontró muy bajo en la parte trasera lo que ocasionó que sufriera pequeños daños, específicamente en dos bases de los brazos de suspensión. Para solucionar este problema se optó por cambiar las longitudes de las barras de la parte trasera para elevar unos centímetros el vehículo.

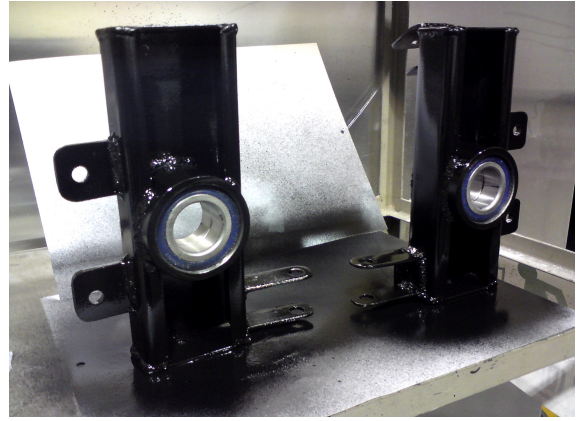
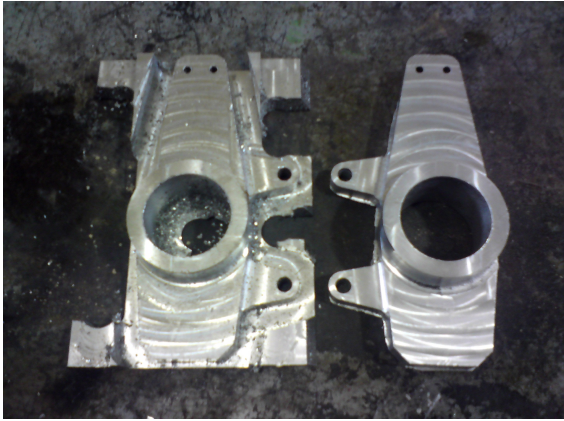


**Figura 3.12. Chispas producidas por el roce del vehículo con el piso**

### **3.3.2. PRUEBA 2**

Para esta prueba se notó que la altura del vehículo fue óptima por lo cual el problema anterior se diría que está totalmente resuelto. En esta ocasión al someter al vehículo a mayores esfuerzos y poniéndolo al límite se obtuvo como resultado que la mangueta izquierda delantera que fue fabricada de aluminio sufrió daños irreparables al arrancarse totalmente el roscado que la une al brazo inferior, por lo cual y para no arriesgar la integridad del auto se fabricó manguetas de acero para cambiarlas por las anteriores que fueron hechas en aluminio.





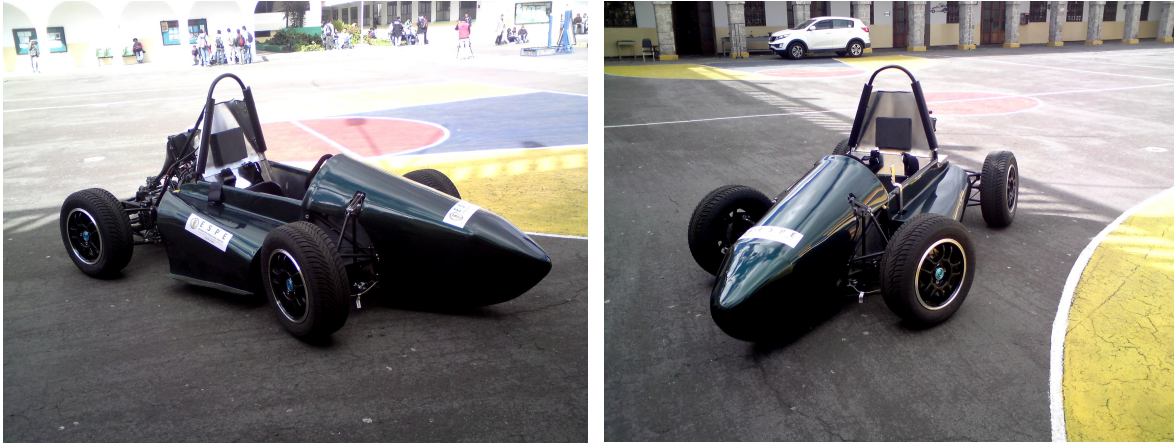
**Figura 3.13. Manguetas de aluminio (izquierda), manguetas de acero (derecha).**

### **3.3.3. PRUEBA 3**

Una vez mas se realizó pruebas de resistencia al vehículo, en esta ocasión se comprobó que las nuevas manguetas de acero cumplieron su función correctamente y no se tuvo ningún problema. Por lo cuál se puede decir que la suspensión del vehículo está completamente funcional y probada.



**Figura 3.14. Vistas de la suspensión delantera**



**Figura 3.15. Vehículo listo para la competencia**

#### **3.3.4. PRUEBA 4**

Como se mencionó anteriormente el diseño del sistema de suspensión y del vehículo mismo se lo hizo con el fin de competir en la competencia Formula Student Germany 2011, por lo cuál es allí donde verdaderamente se pondría a prueba el vehículo como conjunto y desde luego el sistema de suspensión diseñado como tema de este proyecto.

El desempeño del vehículo durante la competencia fue bueno, sin embargo, no estuvo libre de percances los cuales pudieron ser resueltos para permitimos puntuar en algunas de las pruebas de la competencia, aun así no pudimos concluir la última prueba por un problema en la transmisión del vehículo.

Los resultados de las pruebas en el circuito fueron los siguientes:<sup>23</sup>

- Diseño de ingeniería: 30/150 puntos, la falta de fluidez en el idioma oficial de la competencia fue un problema al momento de la defensa de los diseños ante los jueces por lo cual se obtuvo una puntuación baja.

<sup>23</sup> [http://www.formulastudent.de/uploads/media/2011\\_FSC\\_Compensation\\_Results\\_Overall\\_01.pdf](http://www.formulastudent.de/uploads/media/2011_FSC_Compensation_Results_Overall_01.pdf)

- Prueba de aceleración: 0/75 puntos, la prueba se podía realizar solo durante dos días de la competición con requisito previo de haber pasado el scrutineering dado que el vehículo no paso a tiempo el mismo no se pudo participar de esta prueba.
  
- Prueba de viraje: 0/50 puntos, la prueba se podía realizar solo un día de la competición con requisito previo de haber pasado el scrutineering dado que el vehículo no paso a tiempo el mismo no se pudo participar de esta prueba.
  
- Prueba de agilidad: 4,5/100 puntos, durante un ensayo anterior a la prueba la transmisión del vehículo sufre daños de consideración los cuales pudieron ser reparados a tiempo pero con una notable baja en el desempeño de la misma lo cual en el afán de terminar la carrera lleva a que se trate de cuidar al máximo el sistema de transmisión por tanto solo se completó 2 de las 4 tandas de esta prueba obteniendo tiempos elevados en relación al resto de vehículos.
  
- Prueba de resistencia: 0/350 puntos, la prueba constaba de 28 vueltas a un trazado trabado delimitado por conos en el cual el vehículo pudo girar por 15 vueltas siendo en la vuelta 16 cuando el sistema de transmisión colapsa por tanto no se pudo terminar esta prueba y consecuentemente no se obtuvo puntos en la misma.

Dado esto la participación en la competencia Formula Student Germany 2011 por parte del equipo FESPE con el vehículo fue un gran paso para nuevos proyectos y nuevas oportunidades para las generaciones que vienen.



**Figura 3.16. Pits de Ecuador Hockenheim Ring**



**Figura 3.17. Vehículo Formula Student (izquierda), Pits (derecha)**

# CAPÍTULO IV

## CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

### 4.1.- CONCLUSIONES

- Se puede concluir que se ha culminado el proyecto satisfactoriamente, se ha realizado el diseño del sistema de suspensión siguiendo todos los parámetros y recomendaciones para este tipo de configuración de sistema de suspensión
- Se ha logrado un comportamiento de la misma, según lo planificado. Las variaciones de los ángulos son los correctos, además que los rangos de calibración de los mismos, permiten la puesta a punto del sistema para el tipo de comportamiento que se requiera.
- Dado los problemas burocráticos existentes durante el desarrollo del proyecto no se pudo probar en mayor manera el sistema de suspensión y los demás sistemas del vehículo lo cual ocasionó la falla de uno de estos sistemas.
- Con el programa SolidWorks se pudo simular condiciones reales de funcionamiento y así mejora los puntos críticos de la suspensión.
- La falta de fluidez en el idioma oficial del concurso ocasionó la pérdida de puntos, llegando a obtener así 30 de los 150 establecidos para el diseño del vehículo. Sin embargo, es importante señalar que el diseño del vehículo se encontraba acorde a las especificaciones planteadas en la normativa Formula SAE.
- La prueba del viraje, no se pudo realizar ya que para la misma era requisito esencial haber culminado el scrutineering lo cual no fue posible a su debido tiempo, debido a ello se obtuvo una puntuación de 0 sobre 50.

- En la prueba de agilidad, la puntuación fue de 4.5 sobre 100, ya que solo se culminó 2 de las 4 tandas previstas, debido al bajo desempeño del piloto. Sin embargo cabe recalcar que también influyo que la transmisión estaba sentida por que momentos antes de esta se torcieron varios elementos de esta.

- Debido a una falla mecánica en el sistema de transmisión, no se pudo completar la prueba de resistencia, obteniendo una puntuación de 0 de los 350 puntos que acreditaba la misma.

## **4.2.- RECOMENDACIONES**

- Una adecuada logística y organización interna, beneficiará la calidad de trabajo y mejorara las relaciones entre los integrantes del grupo.

- Como recomendación principal, al momento del diseño de un sistema de suspensión, tomar en cuenta las condiciones donde tiene que desenvolverse el mismo.

- Es importante acotar que para realizar un diseño de un sistema de suspensión, nunca se va a encontrar leyes o normas definitivas, pues en estos sistemas, se depende de compromisos entre una y otra variable, y del criterio del diseñador.

- Antes de realizar la fase de diseño se debe tener conocimientos de todos los conceptos que conllevan a un análisis estructural, ya que de ello dependerá una excelente interpretación de los resultados obtenidos anteriormente.

- Para la fabricación de las piezas se debe tener un taller adecuado que cuente con la maquinaria y herramienta apropiada, con normas de seguridad y de limpieza.

- Se tiene que tomar en cuenta, las limitaciones de diseño que tiene nuestro país, ya que al requerir cierto tipo de piezas, no se las puede encontrar fácilmente, y se ve la necesidad de que sean importadas.

## **BIBLIOGRAFÍA**

- 2010 Formula SAE Rules, SAE Inc.
- 2011 Formula SAE Rules, SAE Inc.
- Manual del automóvil, Suspensión, dirección, frenos, neumáticos y airbag 2005
- Temas de Ayuda SolidWorks, Funcionalidades básicas de SolidWorks, 1995 – 2010
- Resultados prueba de aceleración Formula Student Germany 2010
- Manitou Swinger SPV 2004, User`s Manual
- Resultados finales Formula Student Germany 2011
- Milliken, William F. & Milliken, Douglas L. (2003), Race Car Vehicle Dynamics.
- Prácticas de buena ingeniería, Giorgio Piolo (2003)
  
- [http://es.wikipedia.org/wiki/An%C3%A1lisis\\_de\\_elementos\\_finitos](http://es.wikipedia.org/wiki/An%C3%A1lisis_de_elementos_finitos)
- [http://es.wikipedia.org/wiki/Formula\\_Student](http://es.wikipedia.org/wiki/Formula_Student)
- <http://es.wikipedia.org/wiki/Amortiguador>
- [http://en.wikipedia.org/wiki/Toe\\_%28automotive%29](http://en.wikipedia.org/wiki/Toe_%28automotive%29)
- [http://www.grandprixactual.com/index.php?option=com\\_content&view=article](http://www.grandprixactual.com/index.php?option=com_content&view=article)
- [http://www.formulastudent.de/uploads/2011\\_FSC\\_Compensation\\_Results\\_Overall\\_01.pdf](http://www.formulastudent.de/uploads/2011_FSC_Compensation_Results_Overall_01.pdf)