

DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE LA SUSPENSIÓN DE UN MONOPLAZA PARA LA FORMULA SENA ECO

Fabio Alessandro Rodríguez Barajas



Universidad Industrial de Santander
Facultad de ingenierías físico mecánicas
Escuela de ingeniería mecánica
Bucaramanga
2015

**DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE LA SUSPENSIÓN DE UN MONOPLAZA PARA
LA FORMULA SENA ECO**

Fabio Alessandro Rodríguez Barajas

Trabajo de Grado para optar al título de ingeniero mecánico

Director
PEDRO JOSÉ DÍAZ GUERRERO
Msc. En ingeniería mecánica

**Universidad Industrial de Santander
Facultad de ingenierías físico mecánicas
Escuela de ingeniería mecánica
Bucaramanga
2015**

DEDICATORIAS

Al Supremo Ingeniero (Dios) quien con su omnipotencia y omnisciencia creo las bases del universo para que hombres como Newton y Einstein engendraran las leyes que hoy me hacen miembro de su delegación de entes de ciencia al servicio de la humanidad.

A mi amada madre María quien me guarda y me acompaña con su legión de ángeles, secando mis lágrimas cuando desfallezco y enviando a su hijo nuestro señor Jesucristo para incitarme y ayudarme a seguir por el sendero de mi camino.

A mi santa madre terrenal quien desde su vientre no ha dejado de educarme, quien con sus lágrimas ah lavado mis injurias, quien con sus manos ha frotado mis pecados, quien con su corazón ha hecho a este hombre digno de vivir.

A mi hermano menor quien con su despreocupación por el odio y la tristeza me ha enseñado que de nada vale llorar cuando falta toda una vida por vivir.

A esa persona que durante el tiempo que naufrague en la oscuridad reparo mi vela para atrapar al viento, ilumino el firmamento cuando mi sextante estaba roto, despejo el cielo para poder ver el horizonte, a esa persona que logro que mi carabela tomara curso a un nuevo mundo de felicidad, mi novia.

A mi viejo quien siempre estuvo en contra de la educación violenta, el cual en una ocasión que ameritaba debido a los bajos índices de estudio de sus dos hijos, los llevo a un puente en donde a su alrededor había una construcción y dijo: Miren; los hombres de casco naranja deben trabajar desde el alba hasta el ocaso solo acompañados de sus herramientas y un clima inclemente, los hombres de casco verde llegan pasado el alba para inspeccionar y cuidar de que se lleve a cabo la obra, pues deben asegurarse de que todo marche bien marchándose antes del ocaso, el hombre de casco blanco solo viene tres veces a la semana en sesiones de dos horas, se levanta al alba para ejercitarse y el ocaso es cómplice de un romance familiar. No soy quien para decidir su destino pero independiente de los cascos que escojan solo quiero que sean los mejores. Gracias padre porque por tu dedicación a nosotros y vida al servicio de la sociedad tengo el orgullo de portar el casco blanco siendo siempre tu vivo ejemplo.

Fabio Alessandro Rodríguez Barajas

AGRADECIMIENTOS

A la Universidad Industrial de Santander la cual por medio de la Escuela de Ingeniería Mecánica y sus docentes altamente calificados, hicieron de mí un hombre íntegro y útil a la sociedad.

Al Servicio Nacional de Aprendizaje quien por medio de su escudería Forssa Oriente y su ambiente educativo CIMI lograron aportar conocimientos en la rama de metalúrgica y construcción de componentes automotores.

A Pedro José Díaz Guerrero Ingeniero Mecánico, por su paciencia y colaboración en la dirección del presente proyecto, ganándose mi admiración así como el título de mentor.

A Wilson Felipe Jaimes Alfonso Ingeniero Mecánico, por su constante entrega de conocimiento especializado y personal para el desarrollo óptimo del presente proyecto.

A Orlando Torres Clavijo Director Técnico del proyecto Forssa eco, quien con su confianza y apoyo permitió el desarrollo progresivo de mis diseños.

A Jorge Ariza Luque quien en disposición de instructor SENA confió en mí como diseñador mecánico para el equipo Forssa eco.

A mis compañeros de proyecto Eder Rodríguez, Jarbín Gómez y Juan Wuandurraga, con quienes compartí victorias y derrotas dentro y fuera del salón de clase, culminando así mi periodo universitario con algo más importante que el título, amigos.

A los aprendices e instructores SENA, quienes con su entrega y sacrificio sacaron la escudería Forssa Oriente adelante.

Y a todas las personas que directa e indirectamente hicieron parte del presente proyecto para lo cual el autor queda eternamente agradecido.

A todos mis más sinceros agradecimientos.

CONTENIDO

INTRODUCCIÓN	21
1. DESCRIPCIÓN DEL PROYECTO	22
1.1. REGLAMENTO FÓRMULA SENA eco (SUSPENSIÓN).....	22
1.2. ESPECIFICACIONES TÉCNICAS AUTÓDROMO.....	22
1.3. MARCO TEÓRICO	23
1.3.1. Suspensión de un vehículo tipo fórmula.....	23
1.3.2. Características de la suspensión seleccionada.....	24
1.3.3. Dimensionamiento del monoplaza	26
1.3.4. Transferencia de masa.....	29
1.3.5. Sistema de dirección.....	31
1.3.6. Componentes básicos de la suspensión	34
2. METODOLOGÍA DE DISEÑO.....	38
2.1. MODELO CONCEPTUAL DE LA PISTA.....	38
2.2. CONDICIONES CRÍTICAS DE OPERACIÓN.....	40
2.2.1. Aceleración lineal	40
2.2.2. Frenado.....	40
2.2.3. Curva.....	41
2.3. FACTOR DE SEGURIDAD.....	41
2.4. MODELO GEOMÉTRICO OPERACIONAL.....	42
2.4.1. Asignación del peso.....	42
2.4.2. Dimensionamiento.....	44
2.5. MODELO DE CÁLCULO.....	48
2.5.1. Descripción del modelo de cálculo	50
3. DISEÑO DE DETALLE	57
3.1. DISEÑO DE COMPONENTES DE SOSTENIMIENTO	62
3.1.1. El caso de la barra Push	63
3.1.2. Diseño CAD.....	64
3.1.3. Diseño CAE.....	68

3.2.	NÚCLEO DE AMORTIGUACIÓN (HALF MOON).....	74
3.2.1.	Estado del arte.....	74
3.2.2.	Visión del equipo	75
3.2.3.	Objeto de mejoras	77
3.2.4.	Diseño funcional	78
3.2.5.	Diseño CAD.....	80
3.2.6.	Diseño CAE.....	83
3.3.	DISEÑO DE COMPONENTES DE ACOPLA	94
3.3.1.	Acoples para el portamasas	94
3.3.2.	Anclajes	99
3.4.	SELECCIÓN DE COMPONENTES	102
3.4.1.	Resorte de pequeñas vibraciones	103
3.4.2.	Tornillos	105
3.4.3.	Rotula o Uniballs	107
3.4.5.	Dirección.....	108
4.1.	CONSTRUCCIÓN.....	109
4.1.1.	Elementos de sostenimiento	109
4.1.2.	Núcleo de amortiguación	110
4.1.3.	Componentes de acople	112
4.2.	ENSAMBLE	113
4.2.2.	Ensamble del núcleo de amortiguación.....	114
4.2.3.	Suspensión ensamblada.....	116
4.2.4.	Carrocería.....	117
4.3.	TELEMETRÍA	119
4.3.1.	Componentes de la telemetría	119
4.3.2.	Lectura de datos.....	121
5.	CONCLUSIONES.....	126
5.1.	CONVIVENCIA.....	126
5.2.	DISEÑO	128
5.3.	CONSTRUCCIÓN Y ENSAMBLE	129

5.4. MARCHA Y PUESTA A PUNTO.....	130
BIBLIOGRAFÍA.....	131
ANEXOS.....	133

TABLA DE FIGURAS

Figura 1 Circuito No 1 Autódromo Tocancipá	22
Figura 2 Ficha técnica Autódromo Tocancipá	23
Figura 3 Suspensión Independiente	24
Figura 4 Suspensión de triángulos superpuestos	25
Figura 5 Barras Push Forssa eco 2013	26
Figura 6 Forssa eco 2013	26
Figura 7 Roll Center vs Centro de gravedad	27
Figura 8 Camioneta monster	27
Figura 9 Forssa 2010	28
Figura 10 Geometría del Roll Center	28
Figura 11 Centro de gravedad en curva	29
Figura 12 Transferencia de masa en curva con y sin barra de estabilización	30
Figura 13 Transferencia de masa lateral	30
Figura 14 Transferencia de masa longitudinal	31
Figura 15 Dirección Ackerman	32
Figura 16 Angulo Camber	32
Figura 17 Angulo Caster	33
Figura 18 Ángulo Toe	33
Figura 19 Anclajes Forssa eco I	34
Figura 20 Resorte 600 lb/in	35
Figura 21 Amortiguador	35
Figura 22 Uniballs	36
Figura 23 Barras estabilizadoras	37
Figura 24 Rockets y balancines	37
Figura 25 Numeración de cambio de velocidad	39
Figura 26 Dimensionamiento longitudinal	43
Figura 27 Rollcenter	44
Figura 28 Dcl general longitudinal	45
Figura 29 DCL general frontal	45
Figura 30 Dcl de la rueda	46
Figura 31 Transferencia de masa longitudinal	47
Figura 32 Transferencia de masa lateral	48
Figura 33 Modelo matemático Simulink	49
Figura 34 Signal Builder	50
Figura 35 Perfil de velocidades, a) lineal, b) curva	50
Figura 36 Aceleración en recta	51

Figura 37 G en recta	51
Figura 38 Aceleración en curva	52
Figura 39 G en curva	52
Figura 40 Subsistema de transferencia de masa.....	53
Figura 41 a) acelerado W_r , b) Frenado W_f , c) Curva W_r , Curva W_f	53
Figura 42 Comportamiento dinámico longitudinal	54
Figura 43 Rear longitudinal.....	55
Figura 44 Front longitudinal	55
Figura 45 Comportamiento dinámico curvilíneo.....	56
Figura 46 Rear Curvilíneo.....	56
Figura 47 Front Curvilíneo	57
Figura 48 Diagrama de bloques concurrente	58
Figura 49 Toolbox.....	60
Figura 50 Herramienta de trabajo	61
Figura 51 Número de simulaciones	61
Figura 52 Ambiente de dibujo Worbench.....	62
Figura 53 Ambiente de trabajo.....	62
Figura 54 b vs Push.....	63
Figura 55 $\rho = \alpha$ vs Push	64
Figura 56 Unión entre Barra push y Tijeras inferiores.....	65
Figura 57 Ángulo horizontal	65
Figura 58 Ángulo longitudinal	66
Figura 59 Buje roscado y Uniballs	66
Figura 60 Tijeras delanteras, y superior trasera.....	67
Figura 61 Tijeras traseras inferiores	67
Figura 62 Mallado y condiciones de contorno.....	68
Figura 63 Esfuerzo combinado y por flexión	68
Figura 64 Deformación	69
Figura 65 Mallado y condiciones de contorno.....	70
Figura 66 Esfuerzo combinado y por flexión	70
Figura 67 Deformación	70
Figura 68 Mallado	71
Figura 69 Condiciones de contorno y deformación.....	72
Figura 70 Esfuerzo combinado y por flexión	72
Figura 71 Condiciones de contorno y deformación.....	73
Figura 72 Esfuerzo combinado y por flexión	73
Figura 73 Suspensión trasera de un Formula 1	74
Figura 74 Núcleo de amortiguación delantero Forssa-e 2013	76
Figura 75 Núcleo de amortiguación delantero Forssa-e 2013 Final.....	76

Figura 76 Núcleo de amortiguación delantero Forssa-e 2014	77
Figura 77 Transmisión de fuerzas en Y	79
Figura 78 Transmisión de fuerzas en X	79
Figura 79 DCL de brazos	80
Figura 80 Núcleo de amortiguación trasero	80
Figura 81 Bases de soporte	81
Figura 82 Balancín principal.....	81
Figura 83 Anclaje de barra push	82
Figura 84 Bases de los amortiguadores	82
Figura 85 Condiciones de contorno y mallado	84
Figura 86 Esfuerzo y factor de seguridad	84
Figura 87 Deformación	84
Figura 88 Condiciones de contorno y mallado	85
Figura 89 Convergencia del error energético.....	86
Figura 90 Condiciones de contorno y esfuerzo máximo	87
Figura 91 Deformación máxima y factor de seguridad.....	87
Figura 92 Convergencia error energético	87
Figura 93 Condiciones de contorno y mallado	88
Figura 94 Convergencia.....	88
Figura 95 Condiciones de contorno y deformación máxima	89
Figura 96 Esfuerzo máximo y factor de seguridad mínimo	89
Figura 97 Convergencia del error	90
Figura 98 Condiciones de contorno y mallado	91
Figura 99 Error estructural	91
Figura 100 Esfuerzo máximo y factor de seguridad mínimo	92
Figura 101 Deformación	92
Figura 102 Condiciones de contorno y mallado	93
Figura 103 Deformación y esfuerzo máximo	93
Figura 104 Convergencia.....	94
Figura 105 Soporte superior del portamasas	95
Figura 106 Condiciones de contorno y mallado	95
Figura 107 Esfuerzo máximo y factor de seguridad mínimo	96
Figura 108 Deformación	96
Figura 109 Convergencia.....	96
Figura 110 Tabla de información	97
Figura 111 Soporte portamasas inferior.....	97
Figura 112 Condiciones de contorno y mallado	97
Figura 113 Esfuerzo y factor de seguridad	98
Figura 114 Deformación	98

Figura 115 Convergencia.....	98
Figura 116 Anclajes delanteros.....	99
Figura 117 Condiciones de contorno y mallado	100
Figura 118 Esfuerzo y factor de seguridad	100
Figura 119 Deformación	100
Figura 120 Anclaje trasero.....	101
Figura 121 Condiciones de contorno y mallado	101
Figura 122 Esfuerzo y factor de seguridad	102
Figura 123 Deformación	102
Figura 124 Factor de seguridad y Diámetro del alambre en función de C	105
Figura 125 Diámetro vs Sy.....	106
Figura 126 Tabla de tornillería DIN	106
Figura 127 Tabla de tornillería brístol	107
Figura 128 Tabla técnica Uniballs.....	107
Figura 129 Amortiguador	108
Figura 130 Dirección Forssa eco	108
Figura 131 CNC y ambiente Forssa-e	109
Figura 132 CNC.....	109
Figura 133 Barras push	110
Figura 134 Tijeras	110
Figura 135 Balancín half moon	111
Figura 136 Anclajes de las barras push y bases de soporte.....	111
Figura 137 Mecanizado CNC.....	111
Figura 138 Anclajes delanteros y traseros.....	112
Figura 139 Base de soporte dirección-portamasas.....	112
Figura 140 Mecanizado CNC.....	112
Figura 141 Bujes de soporte y ensamble recomendado.....	113
Figura 142 Ensamble de las tijeras y los anclajes	113
Figura 143 CAD del soporte inferior, Soporte superior	114
Figura 144 Ensamble del núcleo.....	115
Figura 145 Ensamble núcleo delantero	115
Figura 146 Ensamble núcleo trasero	115
Figura 147 Suspensión y dirección ensamblada.....	116
Figura 148 Suspensión delantera	116
Figura 149 Ensamble suspensión trasera.....	117
Figura 150 Suspensión trasera ensamblada	117
Figura 151 Suspensión trasera ensamblada	117
Figura 152 Carrocería sin pintar	118
Figura 153 Trompa y carrocería frontal.....	118

Figura 154 Carrocería trasera.....	118
Figura 155 Sensores de deformación AIM.....	119
Figura 156 Prueba de funcionamiento del encoder	120
Figura 157 Sensor G.....	120
Figura 158 Giroscopio.....	120
Figura 159 Pantalla de cristal líquido	121
Figura 160 Posición vs Velocidad	121
Figura 161 Diagrama de contorno de velocidad	122
Figura 162 G longitudinal vs posición	122
Figura 163 Diagrama de contorno de G longitudinal.....	123
Figura 164 G lateral vs posición.....	123
Figura 165 Diagrama de contorno de G lateral.....	124
Figura 166 Desplazamiento del amortiguador delantero vs posición.....	124
Figura 167 Diagrama de contorno de desplazamiento delantero	125
Figura 168 Desplazamiento del amortiguador trasero vs posición.....	125
Figura 169 Diagrama de contorno de desplazamiento trasero	126
Figura 170 Dirección del proyecto	135
Figura 171 Logo escudería Forssa oriente	135
Figura 172 Forssa eco 2013	136
Figura 173 Forssa eco 2014	136
Figura 174Equipo Forssa Oriente	137
Figura 175 Diseñadores Mecánicos UIS.....	137
Figura 176 Renderizado general.....	139

LISTA DE TABLAS

Tabla 1 Suposición de Velocidades en el circuito	39
Tabla 2 Tabla de necesidad según exigencia	41
Tabla 3 Tabla de caracterización según necesidad	42
Tabla 4 Pesos generales de los componentes entregados por el evento	43
Tabla 5 Datos globales de entrada	48
Tabla 6 Tabla de resultados de la barra push	69
Tabla 7 Tabla de resultados tijeras delanteras y sup trasera	71
Tabla 8 Tabla de resultados tijeras inferiores traseras cargas ruedas	72
Tabla 9 Tabla de resultados tijeras inferiores traseras cargas push	73
Tabla 10 Propiedades del Duraluminio	83
Tabla 11 Tabla de resultados	85
Tabla 12 Tabla de información de amortiguación	86
Tabla 13 Tabla de información posición límite	88
Tabla 14 Tabla de información de amortiguación	89
Tabla 15 Tabla de información posición límite	90
Tabla 16 Tabla de información	92
Tabla 17 Tabla de información	94
Tabla 18 Tabla de información	99
Tabla 19 Tabla de información	101
Tabla 20 Tabla de información	102

LISTA DE ANEXOS

Anexo A PROYECTO FORSSA ECO 2014.....	134
Anexo B RENDERIZADO GENERAL.....	138
Anexo C DOCUMENTOS.....	140

RESUMEN

TITULO: DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE LA SUSPENSIÓN DE UN MONOPLAZA PARA LA FÓRMULA SENA eco 2013-2014*.

AUTOR:

Fabio Alessandro Rodríguez Barajas**

PALABRAS CLAVE:

Suspensión, Amortiguadores, Anclajes, Balancín, Monoplaza, Tijeras

DESCRIPCIÓN:

En Febrero del 2014 el Servicio Nacional de Aprendizaje SENA, hace un llamado a las universidades para que contribuyan con sus conocimientos a la creación de un monoplaza tipo formula que pueda participar en el evento Formula SENA eco, con el fin de fomentar la investigación y la innovación en la construcción de vehículos eléctricos de competencia.

Atendiendo al llamado la Universidad Industrial de Santander UIS, envía a cuatro estudiantes de la escuela de Ingeniería Mecánica a trabajar en conjunto con la parte técnica automotriz, brindando todos sus conocimientos en diseño mecánico respectivos.

Posteriormente se crean tres grupos al interior de la escudería Forssa oriente, Suspensión y dirección, Trasmisión de potencia y Chasis, cada uno con su respectivo líder universitario encargado del diseño por medio de software de alta ingeniería (MatLab, SolidWorks, Ansys...) y supervisión de la construcción de su subsistema.

Luego de la construcción del monoplaza y la favorabilidad de los diseño creados, se pone en marcha la puesta a punto de todos los componentes del vehículo, dando marcha así al primer prototipo de competición eléctrico creado en Santander avalado por la Federación Colombiana de Automovilismo.

Si bien la escudería Forssa-e no ha logrado coronarse campeona de la formula SENA eco, su cuarto lugar ha sido entregado por dos principios, en primera estancia esta la ley de Murphy pues se ha tenido mala suerte en fallos eléctricos y construcción de componentes luego de primeros puestos en pole position, sin

* Trabajo de Grado.

** Facultad de Ingeniería Físico-Mecánicas, Escuela de Ingeniería mecánica, Ingeniero Pedro José Díaz Guerrero.

embargo la alta ingeniería de los estudiantes la UIS ha barrido con el 60% de los puntos disputados y la admiración de los calificadores del evento lo cual no permitió que la escudería descendiera a los últimos lugares luego de perder el total del 40% por la no terminación de las carreras, superando por mucho a las restantes escuderías.

Un contraste digno de resaltar es el emprendimiento del SENA al crear una competencia de vehículos eléctricos desde diciembre del 2013 en Tocancipá cuando fue la primera competencia, anteponiéndose a la tan aclamada Formula e estrenada el 13 de septiembre de 2014 en Pekín.

ABSTRACT

TITLE: FORMULA SENA eco CAR SUSPENSION DESIGN AND CONSTRUCTION 2013-2014*.

AUTHOR:

Fabio Alessandro Rodríguez Barajas**

KEYWORDS:

Suspension, Muffler, Joining, Rocker, Race Car, Arms

DESCRIPTION:

In February 2014, the Servicio nacional de aprendizaje SENA, calls on universities to contribute their knowledge in the creation of race car that can participate in the Formula SENA eco event, to promote research and innovation in the electric vehicle competition's construction.

In response to the call, Universidad Industrial de Santander UIS, sends four students from the school of Mechanical Engineering to work with automotive technical side, providing knowledgeable in respective to mechanical design.

Subsequently three groups within the team Forssa oriente, Suspension and Steering, Power Transmission and Chassis, each one with its own university coach, who designed using highly engineered software (MatLab, SolidWorks, Ansys ...), and the corresponding subsystem's overseeing construction.

After the car's construction and the created design's favorability, the vehicles' components tuning starts, giving up the first electric competition prototype created in Santander, endorsed by the federación Colombiana de automovilismo.

While Forssa-e team has failed to be crowned champion of the formula SENA eco, his fourth was delivered by two principles, first stay Murphy's Law as it has been unlucky in electrical faults and then building components first put in pole position, however high engineering of the UIS' students has swept 60% of the disputed points and admiration of qualifiers event which didn't allow the team to fall to the last places after losing total of 40% by non-completion of the races, far exceeding the other teams.

* Degree Work.

** Faculty of physical-mechanical engineering, Mechanical Engineering School, engineer Pedro José Diaz Guerrero.

A highlight is worth contrasting entrepreneurship SENA to create competition for electric vehicles since December 2013 Tocancipá when was the first competition class against the much acclaimed Formula e and released on September 13, 2014 in Beijing.

INTRODUCCIÓN

Uno de los principales componentes que hacen ver a un país como precursor de tecnología es medir su producción frente a otras naciones ya establecidas en el mercado, en el caso de Colombia, el Servicio Nacional de Aprendizaje SENA, en conjunto con las universidades y el sector privado, ha logrado un gran mérito en el área automotriz, como es el caso de la Formula SENA, en la cual participan 10 escuderías por medio de la construcción de monoplazas de carreras tipo formula, representadas por diferentes regiones del país, las cuales deben competir con los más altos estándares de diseño, teniendo como objetivo la formación de sus estudiantes. En el caso de Santander la escudería Forssa Oriente representado por el SENA- CIMI (Centro Industrial de Mantenimiento Integral), se ha caracterizado por la innovación en componentes mecánicos, poniendo siempre un grado más de competencia al evento, lo cual ha hecho necesario la entrada de la academia al proyecto, es por esto que la Universidad Industrial de Santander por medio de su Escuela de Ingeniería Mecánica, ha atendido el llamado y hecho partícipes a estudiantes que permitan poner a disposición los conocimientos adquiridos en el alma mater y a su vez lograr una retroalimentación del sector técnico automotor. Uno de los componentes vitales del proyecto es la suspensión, la cual será objeto de estudio, diseño y construcción en el presente libro, teniendo como objetivo describir el paso a paso del cómo se superó el reto de mantener en todo momento la relación esfuerzo/peso, atendiendo la necesidad de estabilidad del monoplaza.

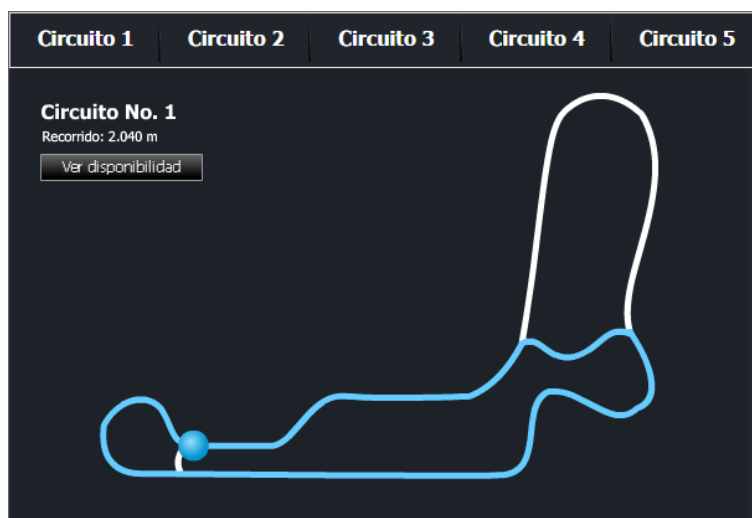
1. DESCRIPCIÓN DEL PROYECTO

1.1. REGLAMENTO FÓRMULA SENA eco (SUSPENSIÓN)

- El vehículo deberá presentar una suspensión que permita un movimiento relativo entre las ruedas y el chasis de mínimo una pulgada (25.4 mm).
- La suspensión debe ser de doble tijera (brazo superior y brazo inferior).
- La geometría de la suspensión y el método de accionamiento y posición de los amortiguadores es libre.
- Todos los anclajes de las tijeras de suspensión deberán realizarse mediante esferas (rótulas).
- La altura mínima entre el suelo del vehículo y la pista es de 5 cm.

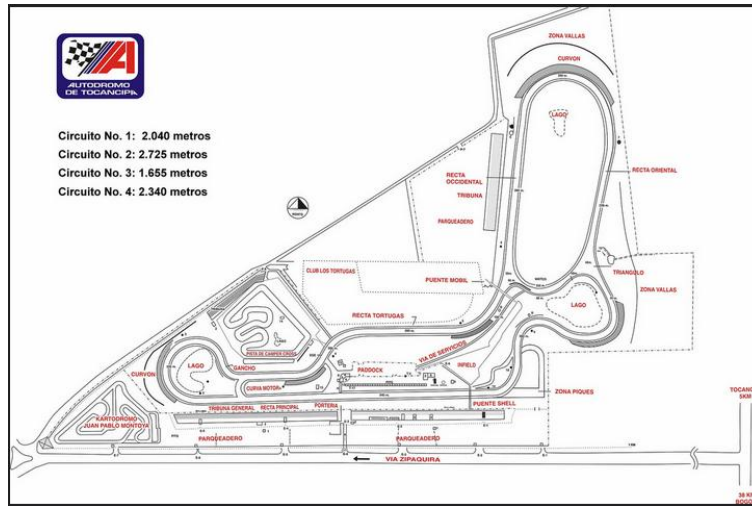
1.2. ESPECIFICACIONES TÉCNICAS AUTÓDROMO

Figura 1 Circuito No 1 Autódromo Tocancipá



Fuente: Autódromo Tocancipá, Circuito No 1, Autodromos-sa. Tocancipá 2012. Disponible: http://www.autodromos-sa.com/servlet/home_6.html?Map=Autodromos

Figura 2 Ficha técnica Autódromo Tocancipá



Fuente: Autódromo Tocancipá, Plano caravana 2, Volkswagen Club de Colombia, Tocancipá 2011.
Disponible: <https://www.flickr.com/photos/rkfotos/5952155702/in/photostream/>

- a) Vientos: 2 a 15 NNE-E.
- b) Recta Principal: 540 metros.
- c) Semi-recta Tortugas: 200 metros.
- d) Curvón Principal: 180 metros

1.3. MARCO TEÓRICO

1.3.1. Suspensión de un vehículo tipo fórmula

Al hablar de la suspensión de un monoplaza tipo formula, es necesario tener en cuenta que estos vehículos se diseñan para las condiciones de la pista y su optima maniobrabilidad, NO para el confort del piloto, por lo cual es muy común ver a estos deportistas con musculatura a nivel del cuello bien fornida y desarrollada, por ende el fin de la suspensión de este es la de brindar un alto rendimiento en el comportamiento del vehículo, además al ser el centro de gravedad tan bajo, las oscilaciones poseen una amplitud pequeña, a frecuencias muy bajas, es decir los desplazamientos de la suspensión en general no superan los 10mm a altas gravedades (4G-7G), por lo cual se considera en este tipo de

vehículos suspensión independiente semirrígida, que permitan un óptimo desempeño en condiciones en las cuales cualquier otra suspensión fallaría.

1.3.2. Características de la suspensión seleccionada

La selección del tipo de suspensión está restringida a las normas dictadas por el evento y los componentes suministrados por el mismo. La geometría y su posición en el carro son de diseño libre, sin embargo respetando cualquier norma que lo restrinja.

1.3.2.1. Suspensión independiente

Actualmente este tipo de suspensión es las más usadas debido a su fácil construcción, su versatilidad, su independencia para cada una de las llantas, lo que permite que la respuesta solo afecte al sistema individual de suspensión y no a alguna de las otras ruedas, además suelen ser más ajustables para el confort del piloto y la maniobrabilidad del vehículo, sin contar con que poseen un menor peso no suspendido, sin embargo suelen soportar un menor peso, por lo que son ampliamente usadas para los vehículos de competencia, más que para los vehículos de carga.

Figura 3 Suspensión Independiente



Fuente: Diseñadores Forssa-eco

1.3.2.2. Suspensión de triángulos superpuestos (Tijeras)

Este sistema al igual que el McPherson es uno de los más utilizados por su facilidad de montaje y fácil mantenimiento, consta de dos tijeras superpuestas, unidas a la mangueta de la llanta y el chasis con rotulas o uniballs, los cuales permiten la puesta a punto de esta suspensión en cualquier grado de libertad de trabajo, suele salir el sistema de amortiguación y resorte del pivote de la mangueta hacia el chasis, por lo que también es necesario una alta resistencia al esfuerzo donde se encuentre anclado.

Figura 4 Suspensión de triángulos superpuestos



Fuente: Diseñadores Forssa-eco

1.3.2.3. Barras Push

La acción entre la masa suspendida (Motor, chasis, piloto, cableado, etc) y la masa no suspendida (Llantas, rines, frenos, porta masas, tijeras) es la barra de entrada a los amortiguadores, la cual puede ser push (empujar) o pull (halar), que en el presente caso se respetó la decisión del comité técnico de seguir trabajando con la barra a compresión, dejando la segunda opción como estudio para futuros proyectos.

Figura 5 Barras Push Forssa eco 2013



1.3.3. Dimensionamiento del monoplaza

Atendiendo al reglamento del evento (Fórmula SENA 2013-2014), se tomaron como medidas de referencia un ancho máximo de 2 metros y un largo mínimo de 2 metros para el comienzo del diseño. La altura del vehículo esta especificada en el reglamento con un mínimo de 5 cm debido a las presiones que se pueden generar en la parte inferior del monoplaza las cuales pueden causar un levantamiento del mismo, para evitar esto se usa un alerón delantero y de cola, sin embargo en las pruebas hechas al Forssa eco 2013 se encontró que debido a la baja velocidad del monoplaza (100-110 Km/h) ambos alerones son una carga además de cumplir muy poco con su papel.

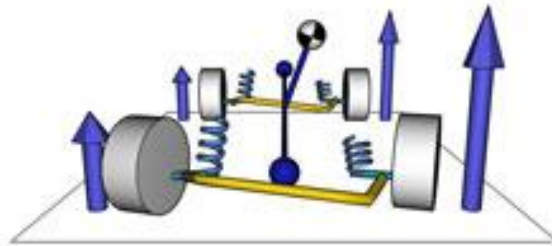
Figura 6 Forssa eco 2013



1.3.3.1. Roll Center o Centro de balanceo

El roll center se puede especificar como un eje imaginario cuyos puntos de unión son los centros específicos de balanceo de las geometrías de la suspensión delantera y trasera, el cual conecta dinámicamente la masa suspendida y la no suspendida. La acción que cumple dicho eje es la de dar referencia a la posición en donde el centro de gravedad hace momento con el eje.

Figura 7 Roll Center vs Centro de gravedad



Fuente: JOSE ANGEL INFANTE, Comportamiento dinámico del automóvil, Jose Angel Infante WEB. 2012. Disponible: <http://www.euskalnet.net/jinfante/dinamic.html>

Gran parte de los problemas de manejo de un vehículo se deben a este principio, uno de los ejemplos más notables con las camionetas monster, en las cuales el centro de masa está a una distancia muy elevada con respecto al eje de balanceo, lo cual las hace difíciles de maniobrar, además de ser inestables, esto quiere decir que no pueden tomar una curva a altas velocidades pues con seguridad producirán volcamiento, esto debido a la transferencia de masa, la cual depende de la aceleración normal del vehículo al cambiar de trayectoria.

Figura 8 Camioneta monster



Fuente: JOSE ANGEL INFANTE, Comportamiento dinámico del automóvil, Jose Angel Infante WEB. 2012. Disponible: <http://www.euskalnet.net/jinfante/dinamic.html>

Opuestamente están los vehículos de carreras, en los cuales el centro de gravedad debe estar lo más cerca posible al eje de balanceo, esto con el fin de brindar una maniobrabilidad optima a la hora de tomar una curva.

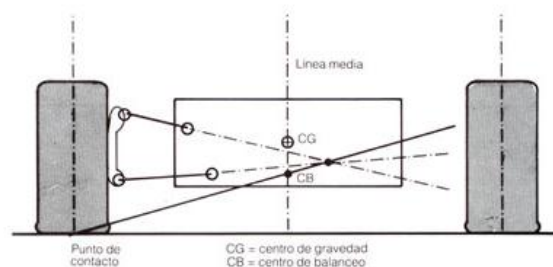
Figura 9 Forssa 2010



Fuente: Forssa Oriente ECO, Forssa Oriente, Fórmula SENA. 2013. Disponible: <https://forssaoriente.wordpress.com/fss1-antecedentes/>

Para poder encontrar los puntos que conectan el eje de balanceo es necesario trabajar independientemente cada suspensión ya habiendo predeterminado unas condiciones dimensionales, tanto en la trasera como la delantera, para cualquiera de los dos casos se debe trazar líneas imaginarias a lo largo de los brazos de la suspensión hasta que se intercepten y se encuentre el IC(Centro instantáneo), posteriormente se debe trazar otra línea desde el plano medio vertical de las llantas hasta el punto que se encontró anteriormente, cuando esta línea atraviese el plano medio del vehículo, ahí se encontrará localizado el roll center, cabe resaltar que esto son condiciones teóricas, por lo tanto luego de construir el prototipo, hay que encontrar realmente tanto el centro de gravedad, como el centro de balanceo.

Figura 10 Geometría del Roll Center

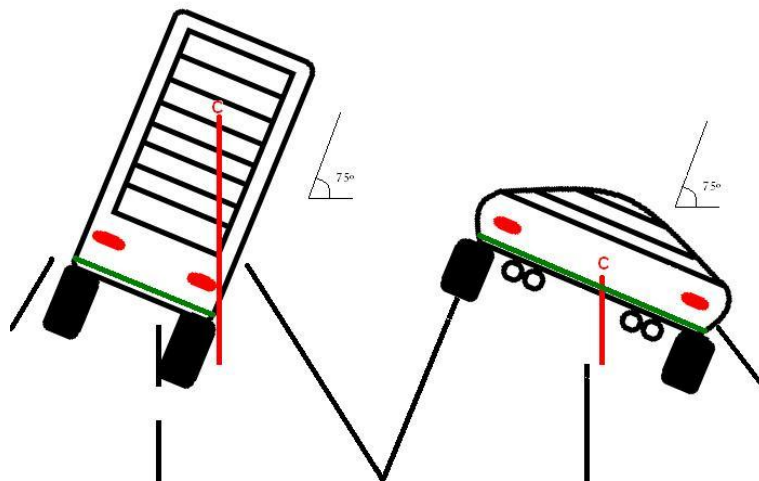


Fuente: JOSE ANGEL INFANTE, Comportamiento dinámico del automóvil, Jose Angel Infante WEB. 2012. Disponible: <http://www.euskalnet.net/jinfante/dinamic.html>

1.3.3.2. Centro de gravedad

El centro de gravedad es el punto específico resultante de la suma de todas las fuerzas gravitatorias producidas por la masa de un cuerpo en general, además de producir momentos los cuales se anulan entre sí para llevar el cuerpo al estado de reposo y cumplir con la primera ley de Newton. En el caso de los vehículos de carreras se busca que el centro de gravedad sea lo más bajo posible, esto es debido a que entre más bajo se encuentre, más estable será el monoplaza.

Figura 11 Centro de gravedad en curva



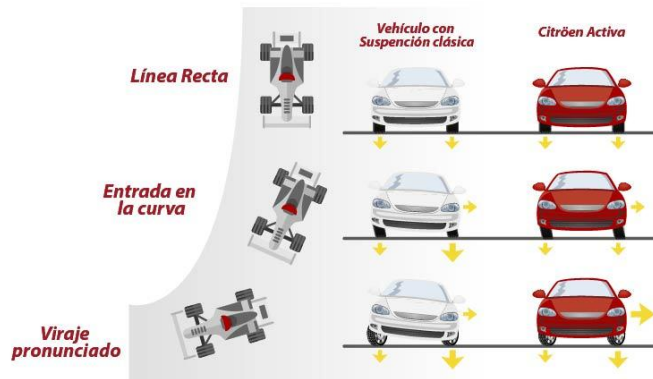
Fuente: EFRÉN LÓPEZ FERREIRO, ¿Qué provoca y cómo se evitan las vueltas de campana en un coche?, Cuentavueltas.net. 30 de julio de 2012. Disponible:

<https://cuentavueltas.wordpress.com/2012/07/30/que-provoca-y-como-se-evitan-las-vueltas-de-campana-en-un-coche/>

1.3.4. Transferencia de masa

Cuando el vehículo vence la inercia y tiene un movimiento inminente, se presenta un cambio en el balance del mismo, este comportamiento se da en diferentes condiciones de manejo por lo cual la simetría de las fuerzas se distorsiona. En un ejemplo clásico, imagine que usted se encuentra en un automóvil, cuando este toma una curva usted debe hacer fuerza hacia el lado de radio menor de la curva esto con el fin de mantener su balance, pues bien en ese momento las llantas que se encuentran a mayor radio experimentan una mayor carga, esto se debe a la transferencia de masa.

Figura 12 Transferencia de masa en curva con y sin barra de estabilización

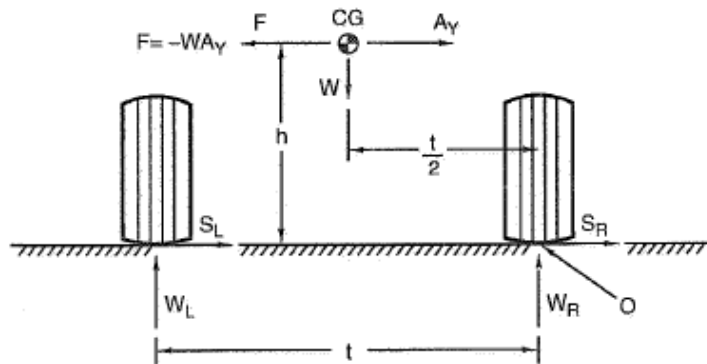


Fuente: Diseñadores Forssa-eco

1.3.4.1. Carga total transferida lateralmente

En esta condición es necesario saber cuál va a ser la máxima velocidad y aceleración en curva que se espera experimente el monoplaza, para aplicarlos a los cálculos y poder encontrar la cantidad de peso que se transfiere a la llanta de radio exterior.

Figura 13 Transferencia de masa lateral



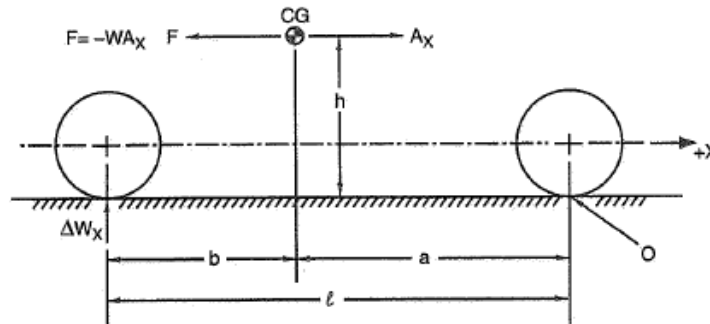
Fuente: MILLIKEN, WILLIAM & MILLIKEN DOUGLAS, Race Car Vehicle Dynamics, SAE Inc. EEUU. 1995.

Siendo A_x el valor absoluto de la aceleración longitudinal, h la altura del centro de gravedad, L la longitud entre ejes, y ΔW_x el diferencial de masa transferido.

1.3.4.2. Carga total longitudinal transferida

Es muy importante tener en cuenta el arranque o el frenado del vehículo ya que en esta condición es quizás la más importante, pues en un frenado en seco un monoplaza de la fórmula uno puede experimentar hasta 6G.

Figura 14 Transferencia de masa longitudinal



Fuente: MILLIKEN, WILLIAM & MILLIKEN DOUGLAS, Race Car Vehicle Dynamics, SAE Inc. EEUU. 1995.

Siendo A_y el valor absoluto de la aceleración lateral, h la altura del centro de gravedad, t la longitud entre ejes verticales de las llantas, y WL junto a WR las cargas sobre cada rueda.

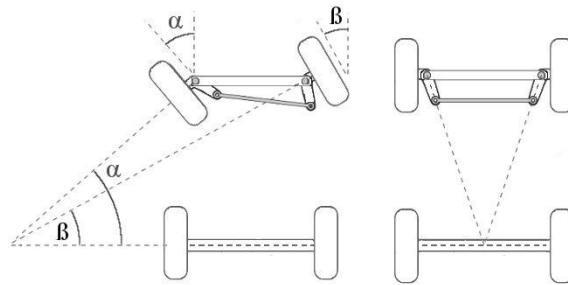
1.3.5. Sistema de dirección

El sistema de dirección se conservó respecto a las decisiones tomadas por la dirección técnica, sin embargo se agregó información necesaria acerca del tipo de dirección y su puesta a punto.

1.3.5.1. Dirección Ackerman

Una de las complicaciones de la maniobrabilidad es debida a el mayor radio que experimenta una rueda con respecto a la otra, lo cual causa que la llanta de mayor radio realice un mayor recorrido y la de menor radio uno menor, por lo cual es necesario una geometría que permita que ambas llantas tomen diferentes ángulos para evitar derrape de una respecto a la otra.

Figura 15 Dirección Ackerman



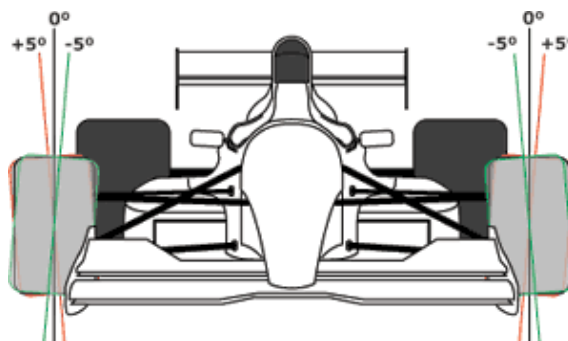
Fuente: JOSEP CAMÓS. CIRCULA SEGURO Tu publicación sobre seguridad vial, ¿Por qué es tan peligroso aparcar mal?, 27 de febrero de 2011. Disponible: <http://www.circulaseguro.com/por-que-es-tan-peligroso-aparcar-mal/>

Una de las claves geométricas de la dirección Ackerman es la unión paralela de las llantas respecto al eje trasero de las llantas, lo cual produce los ángulos de divergencia o convergencia mostrados en la figura 15.

1.3.5.2. Angulo Camber

El ángulo camber está formado por la inclinación lateral de las llantas respecto al eje vertical, si este se inclina hacia afuera es positivo y si se inclina hacia adentro es negativo. No se encuentra con frecuencia una norma que rijan la elección del ángulo camber, debido a que hay muchos factores de los cuales depende, sin embargo es de vital importancia que se tenga en cuenta a la hora de mantener el agarre de las llantas sobre el pavimento, así como el desgaste de las mismas.

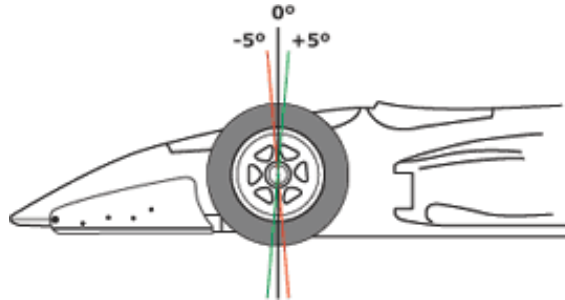
Figura 16 Angulo Camber



Fuente: TIRE RACK, Información técnica, TIRE RACK.com, 2013. Disponible: <http://www.tirerack.com/tires/tiretech/techpage.jsp?techid=4&ln=sp>

El ángulo caster, se ubica con la inclinación respecto al eje vertical del eje de la llanta, un ángulo con inclinación hacia la parte trasera de la llanta es positivo y hacia la parte delantera es negativo. “Ajustar el ángulo caster permite a los fabricantes de vehículos balancear el esfuerzo de la dirección, la estabilidad a velocidad elevada y la efectividad al tomar curvas”¹.

Figura 17 Angulo Caster

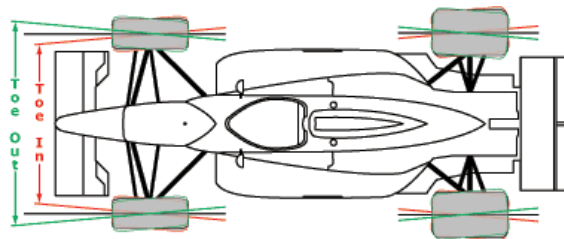


Fuente: Fuente: TIRE RACK, Información técnica, TIRE RACK.com, 2013. Disponible: <http://www.tirerack.com/tires/tiretech/techpage.jsp?techid=4&ln=sp>

1.3.5.3. Convergencia o Divergencia (Angulo Toe)

El ángulo Toe, se encuentra localizado en la inclinación con respecto al eje horizontal de la llanta viéndolo desde una perspectiva superior como se muestra en la figura 18, si este se encuentra inclinado hacia a fuera se considera como divergencia, o de lo contrario será convergencia, este ángulo de ajuste se usa para una mejor maniobrabilidad, una adecuada dirección y el desgaste de las llantas. Uno de los problemas al no ajustar con precisión el ángulo toe, se ve en el manejo del monoplaza cuando hay lluvia, debido a su poco agarre, este puede derrapar con facilidad.

Figura 18 Ángulo Toe



¹ TIRE RACK, Información técnica, TIRE RACK.com, 2013. Disponible: <http://www.tirerack.com/tires/tiretech/techpage.jsp?techid=4&ln=sp>

Fuente: Fuente: TIRE RACK, Información técnica, TIRE RACK.com, 2013. Disponible: <http://www.tirerack.com/tires/tiretech/techpage.jsp?techid=4&ln=sp>

1.3.6. Componentes básicos de la suspensión

Las tijeras o brazos, son los soportes de unión entre el chasis y la rueda, estos pueden fabricarse de diferentes materiales que van desde el convencional Astm A36 hasta materiales compuestos usados en los vehículos fórmula uno, es necesario que los brazos estén diseñados para soportar esfuerzos de compresión, y tensión, sin pasar por alto el pandeo, debido a que las cargas cíclicas no superan el 10^3 ciclos, no es necesario usar un análisis de fatiga, con un análisis estructural sería necesario, para lograr la mínima geometría posible que garantice el cumplimiento óptimo de su función.

1.3.6.1. Anclajes

Este elemento es de suma importancia, debido a que el será la interfaz de transmisión de carga entre el suelo, las llantas, los brazos y el chasis, es importante realizar un análisis estructural, y tomar la decisión sobre el material más adecuado, teniendo muy en cuenta la relación esfuerzo/peso, pues este sería uno de los componentes que deberían fallar al último en una competencia.

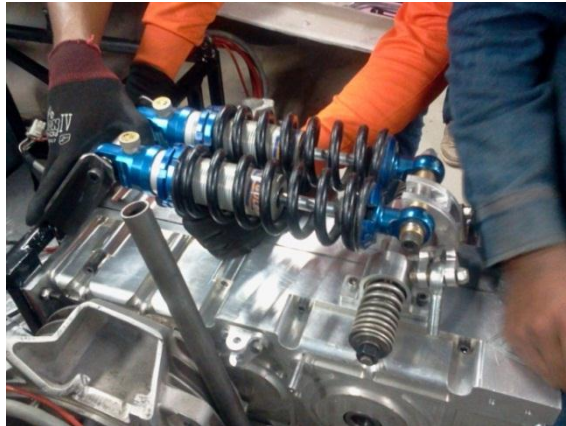
Figura 19 Anclajes Forssa eco I



1.3.6.2. Resortes

Es importante tener en cuenta bajo qué condiciones va a actuar la suspensión, esto para poder elegir un buen resorte, que se adecue a las propiedades requeridas por los cálculos, para esto se encuentra una gran variedad en el mercado que van desde 200 hasta 1000 libras por pulgada.

Figura 20 Resorte 600 lb/in



1.3.6.3. Amortiguadores

Un sistema de suspensión no está completo si no posee un par de amortiguadores, los cuales permiten absorber las oscilaciones producidas por la energía liberada por los resortes, de igual forma que la selección de los resortes, es necesario encontrar uno que se adecue a las condiciones de los cálculos predeterminados para un desempeño deseado, cabe resaltar que dentro de las gama dispuestas en el mercado podemos encontrar amortiguados por aire, aceite entre otros gases y fluidos.

Figura 21 Amortiguador



Fuente: Diseñadores Forssa-eco

1.3.6.4. Rotulas o Uniball

Estos elementos son vitales para la puesta a punto de las tijeras dentro del montaje de la suspensión, debido a que por sus características, permite que el sistema sea manipulable y maniobrable, en tantos grados de libertad como se desee, sin embargo hay que tener en cuenta las especificaciones de esfuerzo máximo del catálogo, para garantizar que se comporte como se espera.

Figura 22 Uniballs



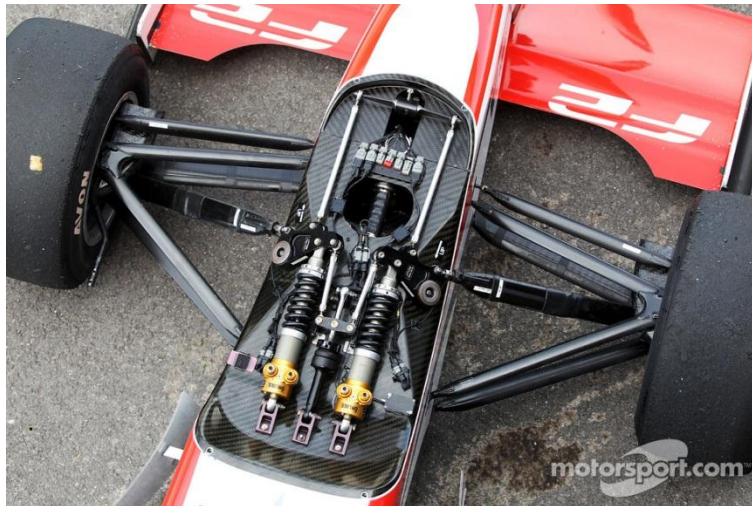
1.3.6.5. Barras Push o Pull

Las barras de interacción con el sistema de amortiguación remoto, son un componente sumamente necesario en la suspensión de un vehículo tipo formula, pues esta trasladan las fuerzas de las llantas hacia el núcleo donde se encuentra el amortiguador, dentro de este sistema caben dos clasificaciones, las barras push, que trabajan a compresión con se ve en la figura 1.16, y las pull que trabajan a tracción.

1.3.6.6. Barras de estabilización

Este tipo de barras se usa para trasladar las cargas producidas en las ruedas de una a la otra, con el fin de estabilizar el vehículo en una curva, es decir, si el monoplaza toma una curva con un radio de curvatura moderado, y una velocidad moderada, la llanta lateral sufrirá más carga que la interior, por lo que parte de esta fuerza lateral es trasladada a la interior para así mantener el agarre en esta llanta y evitar un posible derrape, o simplemente devolver a su estado original la suspensión como se ve en la parte delantera de la figura, por lo genera consta de una sencilla barra de acero que trabaja como un resorte de torsión.

Figura 23 Barras estabilizadoras

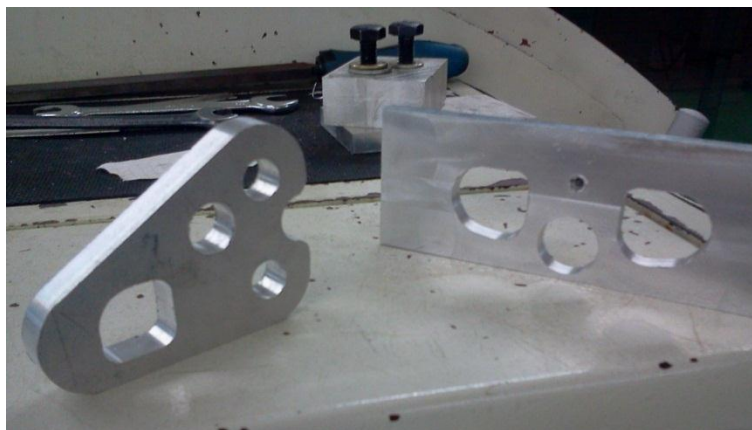


Fuente: ATOMIC, ¿advantage of re-locating rear shocks?, Performancetrucks.net. 2009.
Disponible: <http://www.performancetrucks.net/forums/gm-drivetrain-suspension-22/advantage-re-locating-rear-shocks-513215/>

1.3.6.7. Rockets y balancines

Una de las piezas de articulación dentro de la suspensión son los rockets y balancines, los cuales permiten el cambio de dirección angular de las fuerzas, y poder dirigirlos hacia el sistema de amortiguación, por lo general son hechos de materiales livianos, aunque deben tener su estudio estructural para garantizar que no habrá falla y que puedan cumplir con su labor satisfactoriamente.

Figura 24 Rockets y balancines



Luego de evaluar cada una de las posibilidades y tomar la decisión acerca de los componentes y las geometrías más adecuadas, se procede a elaborar un modelo matemático que permita establecer las condiciones iniciales de modelamiento bajo los parámetros definidos con anterioridad y surgidos sobre el proceso de diseño.

2. METODOLOGÍA DE DISEÑO

La metodología del proyecto de la Suspensión del Forssa eco fase II está sujeta a los lineamientos que dictan la norma del evento fórmula SENA, además de la aplicación de normas internacionales (SAE, AISI, DIN, ASTM, API, ASME) en cuanto a componentes y materiales, junto con la guía de los directores técnicos, y los expertos del evento, esto direcciona a un diseño metodológico propio debido a que no se encuentran estándares en el mercado acerca de cómo desarrollarlo, por lo que se ve en la obligación de crear el paso a paso del proceso de diseño, construcción y ensamble del subsistema de amortiguación.

Es necesario tener en cuenta que no es factible el hecho de hacer un análisis dinámico de la suspensión debido a que los componentes de esta son estandarizados para todos los equipos tal es el caso del amortiguador y los resortes, además según el señor Milliken², las vibraciones son muy pequeñas debido a que la suspensión cumple el papel de estabilidad más que comodidad.

Para la construcción de la suspensión de la fase II del monoplaza Forssa eco, se tomaron en cuenta las experiencias pasadas de la fase del vehículo de combustión (2010) y la fase I eléctrico (2013).

2.1. MODELO CONCEPTUAL DE LA PISTA

En términos de los expertos, quienes en representación del Centro de Investigación en mecatrónica automotriz (CIMA) grupo adjunto al Tecnológico de Monterrey (México), accedió a presentarse en la ciudad de Medellín como invitada por la formula SENA para dar una inducción del diseño y la construcción de vehículos eléctricos, la cual enfatizo que es prácticamente imposible desarrollar un modelo matemático que conduzca a un diseño acertado de un automóvil listo para producción.

Por lo cual recomendó que en primera estancia se deberá tomar nota de las aspiraciones del cliente, esto plasmado en datos de velocidad respecto al tiempo y distancias posibles, que en el caso particular del este proyecto gira en torno a la

² MILLIKEN, WILLIAM & MILLIKEN DOUGLAS, Race Car Vehicle Dynamics, SAE Inc. EEUU. 1995.

pista de tocancipá presentada en la figura 2, y el circuito de competición ilustrado en la figura 1.

Por parte de la formula SENA se dispuso de pilotos de competición profesionales entre los cuales se encuentra Juan Pablo Clopatofsky, de quien se tomaron los datos supuestos de velocidad para cada entrada y salida de curvas y/o rectas de la pista mostrados a continuación.

Figura 25 Numeración de cambio de velocidad



Tabla 1 Suposición de Velocidades en el circuito

Numero	Tiempo (sg)	Velocidad (Km/h)
1	0	0
2	8	110
3	10	30
4	13	30
5	15	60
6	16	30
7	18	30
8	19	70
9	23	70
10	26	70
11	30	70
12	32	90
13	35	90
14	37	70
15	39	70
16	40	80
17	43	80
18	45	40
19	50	40
20	52	80
21	57	135
22	58	0

Es necesario resaltar que para el modelo matemático se tendrá un perfil de movimiento uniformemente acelerado, debido a que es imposible asumir un modelo para una aceleración variable.

2.2. CONDICIONES CRÍTICAS DE OPERACIÓN

Debido a que el evento se realizara en una pista de carreras, se pueden descartar situaciones tales como: Baches, peraltes entre otras. Una de las características necesarias para el modelo matemático es el cálculo de las fuerzas G, ver ecuación 2, vitales al encontrar las cargas aplicadas sobre cada uno de los componentes de la suspensión.

$$F = m * a \quad (1)$$

$$G = \frac{a}{g} \quad (2)$$

Para el cálculo de las fuerza G, sabemos que se encuentra con la relación entre la aceleración y la gravedad, debido a esto se tienen las siguientes suposiciones, las cuales han demostrado ser las más traumáticas para los componentes de los vehículos de acuerdo a la pista, esto es debido a que la fuerza es directamente proporcional a la aceleración, como ya lo vimos en la ecuación (1). Estos datos están basados en el Forssa eco I.

2.2.1. Aceleración lineal

Se prevé según los datos entregados por Vectrix que la motocicleta que provee los motores alcancen una velocidad de 110K/h, sin embargo debido a la mejora que consiste en el montaje de una caja de velocidades, se espera que este alcancen los 135 K/h, en un tiempo estimado de 7 sg para la recta principal, lo cual podrá proporcionar una G no mayor a 1,5.

2.2.2. Frenado

Debido a la observación en las tomas de tiempos del Forssa eco 2013, se tomaron datos aproximados de 4 sg para un frenado en seco, por lo cual se considera la condición más crítica para las piezas, inclusive en la fórmula uno esta condición llega hasta las 7 gravedades, dejando un margen esperado no superior a los 3,5 G, teniendo en cuenta que es muy poco probable que el monoplaza Forssa llegue

a estos tiempos de competición extrema, sin embargo es necesario evaluar y diseñar bajo las condiciones más críticas debido a que se está en riesgo las vidas del piloto y adyacentes.

2.2.3. Curva

Es conveniente tener en cuenta la pericia del piloto, pues si bien el vehículo está diseñado para ciertas características, es en últimas el piloto el que lo va a poner a prueba, en el caso de las competiciones, se puede encontrar dos tipos de ellos, el primero es el conservativo, el cual exigirá el monoplaza en una recta tomando las curvas con velocidades relativamente bajas, por otro lado se encuentra el temerario, el cual no dudará en evaluar el comportamiento al máximo especialmente al tomar la mayor velocidad que pueda en una trayectoria curvilínea, todo esto afirmado por la siguiente ecuación.:

$$ar = \frac{v^2}{r} \quad (3)$$

2.3. FACTOR DE SEGURIDAD

El factor de seguridad fue encontrado con base en ponderación, en la cual se expresa bajo qué criterios se debería de diseñar, teniendo en cuenta una serie de normas como las ASME A17.1, ASTM-E8 y API 579, sin embargo este método no está bajo norma solo es una recopilación de concepto de las anteriores, es así como se tuvo en cuenta la siguiente clasificación:

Intervalo entre -4 y 4 caracterizado de la siguiente forma:

Tabla 2 Tabla de necesidad según exigencia

Necesidad	Valor
Despreciable	-4
Despreciable	-3
Despreciable	-2
Despreciable	-1
Despreciable	0
Normal	1
Moderada	2
Fuerte	3
Exagerada	4

$$t = \sum Nec \quad (4)$$

$$N = \frac{1 + (10 + t^2)}{100} \quad (5)$$

Caracterización

Tabla 3 Tabla de caracterización según necesidad

Caracterización	Necesidad
Precisión de las cargas, deflexiones y velocidades	4
Precisión en las propiedades	-1
Precisión en los cálculos de esfuerzos y deformaciones	-1
Necesidad de preservar la relación peso/costo	-2
Seriedad de las consecuencias en las fallas	4
Calidad de construcción	-3
Condiciones de operación	3
Calidad de la inspección y el mantenimiento	-3

Lo cual nos permite obtener un factor de seguridad mínimo para el diseño de 2,21, sin embargo se atenderá a un factor de seguridad máximo de 3,5 tomando como referencia máxima la norma para recipientes a presión API 579.

2.4. MODELO GEOMÉTRICO OPERACIONAL

Debido a que es netamente imposible encontrar las cargas sobre cada rueda, se asumirá un peso general, teniendo en cuenta el peso de los componentes asignados, así como el ficticio de componentes por asignar, esto con el fin de empezar el modelo matemático trasladando las fuerzas desde las llantas hacia los componentes que dentro del monoplaza que las soportan.

2.4.1. Asignación del peso

Se debe realizar una lista específica de todos los componentes necesarios del monoplaza para poder tener un peso estimado W.

Según la distribución de los componentes del vehículo se puede pactar un dimensionamiento del centro de gravedad longitudinal que por lo general para un monoplaza tipo formula esta entre el 0,4-0,45 de la longitud total para la parte trasera y su complemento para la parte delantera, además de poder asumir que las longitudes del ancho del vehículo respecto al CG son simétricas y se rigen por las normas del evento, lo cual se deberá corregir a la hora de tomar las medidas reales en el prototipo construido.

Figura 26 Dimensionamiento longitudinal



Otro dimensionamiento necesario es la longitud entre los planos medios verticales de las ruedas tanto delanteras como traseras, esto debido a que hay vehículos de competencia en los cuales las llantas trasera son mucho más grandes que las delanteras, lo cual no es nuestro caso, por ende los ejes serán simétricos.

Tabla 4 Pesos generales de los componentes entregados por el evento

Elemento	Peso (Kg)	Cantidad
Motor-Planetario	20	2
Controlador	8,5	2
Packs de baterías	80	2
Dashboard	1,5	1
Arnes eléctrico	1,5	1
Sistema de aceleración	1	1
Cargador	8,5	2
ICM	1,5	2
Controladores de comunicaciones	0,8	1
Piloto	70	1
Llantas	12	4
Ejes	5	2
Carrocería	50	1
Dirección y volante	1	1
Cono antiimpacto	5	1
Silla piloto	1	1

Mangueras	1	1
Juntas y acoples	4	1
Extintor	3	1
Pedaler	2	1
Tijeras	2	4
Amortiguador	1	4
Portamasas con disco de freno	10	4
Chasis	50	1
Caja de velocidades	30	1
Total		570

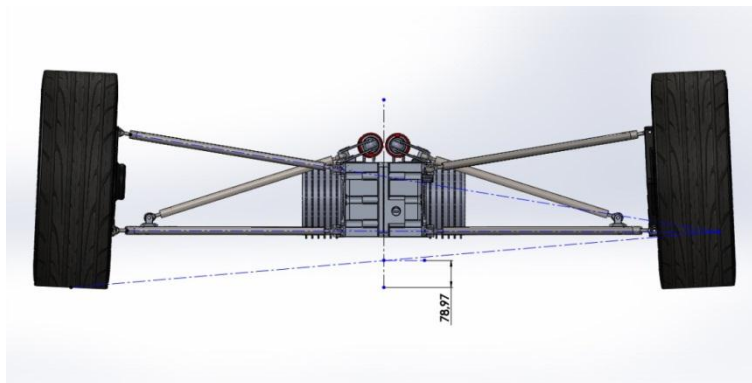
Fuente: Escudería Forssa eco

2.4.2. Dimensionamiento

Atendiendo los lineamientos del evento, se tomó como dimensionamiento principal un máximo de dos metros de distancia entre los planos medios de las llantas, así como un mínimo longitudinal de dos metros, sometido a cambios en el proceso de diseño por parte del equipo de chasis y caja de cambios.

Luego de tener un modelado CAD de un presistema de suspensión, puede encontrarse un centro de balanceo, y asumir que el centro de gravedad se encuentra un poco por encima (medidas en mm) del roll center como es visto en los vehículos de competencia.

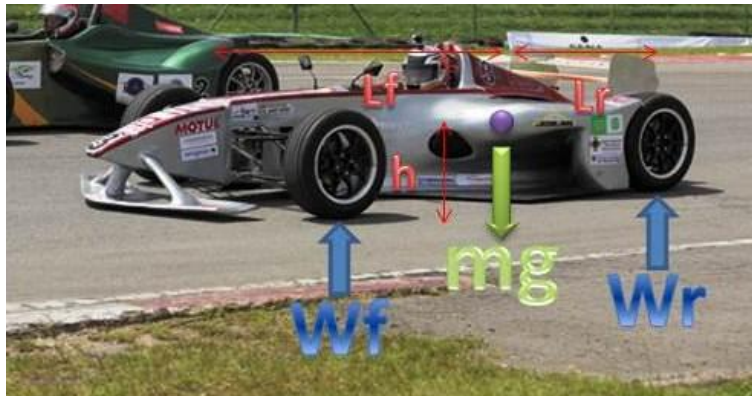
Figura 27 Rollcenter



2.4.2.1. DCL general longitudinal (estático)

Una vez especificada las dimensiones del centro de gravedad, se puede proceder a encontrar un sistema de ecuaciones longitudinalmente que me permita describir el comportamiento de las cargas estáticas tanto trasera como delantera.

Figura 28 Dcl general longitudinal



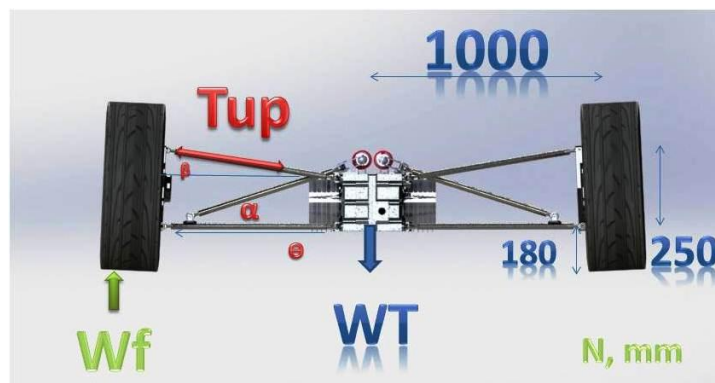
$$Mom(o) \quad - Lr * m * g + (Lr + Lf) * Wf = 0 \quad (6)$$

$$Sum(y) \quad Wr + Wf = mg \quad (7)$$

2.4.2.2. DCL general lateral (estático)

Teniendo ya los datos del portamasas y la llanta, se puede identificar una ecuación general que permite encontrar la fuerza a soportar por la barra de la tijera superior (Tup) tanto para la suspensión trasera como la delantera para un cuarto de vehículo asumiendo simetría, donde LII representa el ancho de las llantas, haciendo momentos en la parte inferior del portamasas.

Figura 29 DCL general frontal

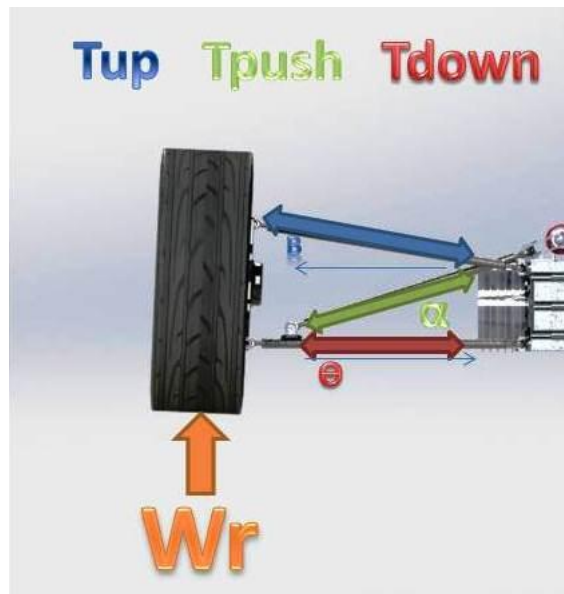


$$-\left(1000 - \frac{Lll}{2}\right) * \frac{Wt}{2} + 250 * Tup * \cos(\beta) = 0 \quad (8)$$

2.4.2.3. DCL de la rueda (estático)

Posteriormente se puede encontrar más parámetros que complementen el sistema de ecuaciones (Sumatoria de fuerzas en Y y X), en este caso se tomara las fuerzas que entran y salen de las llantas tanto traseras como delanteras para un cuarto de vehículo, asumiendo simetría.

Figura 30 Dcl de la rueda



$$Sum(y) \quad -Tup * \sin(\beta) - Tdown * \sin(\theta) - Tpush * \sin(\alpha) + \frac{Wr}{2} = 0 \quad (9)$$

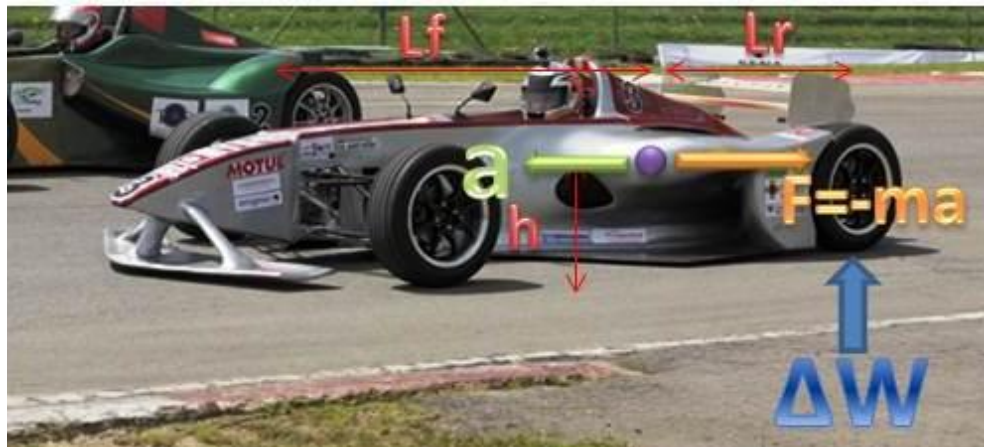
$$Sum(x) \quad Tdown * \cos(\theta) + Tup * \cos(\beta) - Tpush * \cos(\alpha) = 0 \quad (10)$$

2.4.2.4. DCL de transferencia de masa longitudinal

Cuando el monoplaza se desplaza, experimenta un incremento en la aceleración, la cual hace parte de la fuerza (Ecuación 1) inversa de reacción que actúa sobre un par de llantas, o de forma similar cuando este desacelera, por lo cual el centro

de gravedad intenta desplazarse hacia la zona de reacción, dando paso a un diferencial de carga que suma a las fuerzas estáticas en las llantas que van en el sentido opuesto a la aceleración, y resta en las llantas que van en el sentido de la misma.

Figura 31 Transferencia de masa longitudinal



$$\text{SumMom} \quad -L * \Delta W + h * m * a = 0 \quad (11)$$

$$\text{celeración} \quad Wra = Wr + \Delta W \quad (12)$$

$$\text{Frenado} \quad Wff = Wf + \Delta W \quad (13)$$

2.4.2.5. DCL de transferencia de masa lateral

Cuando el monoplaza entra en una curva, la fuerza de reacción producida por la fuerza centrípeta, la cual está ligada a la aceleración radial que se genera (Figura 13), permite un desplazamiento lateral del centro de gravedad, el cual produce un diferencial de carga que se traslada hacia las llantas que están en contacto con el diámetro exterior de la pista, sustrayendo esta misma cantidad de las llantas que están en contacto con el radio interno de la curva, por lo cual es necesario la utilización de barras estabilizadoras que permita equilibrar las cargas, el rozamiento en las llantas es el que me permite genera la fuerza de reacción, por lo que no es necesario tomarlo en las ecuaciones de transferencia de masa.

Figura 32 Transferencia de masa lateral



$$\Delta W = WL - \frac{W}{2} = \frac{m * a * g}{2} \quad (14)$$

$$W_{in} = WL - \Delta W \quad (15)$$

$$W_{out} = WR + \Delta W \quad (16)$$

2.5. MODELO DE CÁLCULO

El siguiente paso es indispensable, pues sin él no se podrá entrar en el diseño de detalle, por lo que se hizo necesario el desarrollo de un modelo matemático que pudiese predecir el comportamiento del monoplaza para ciertas características determinadas con anterioridad.

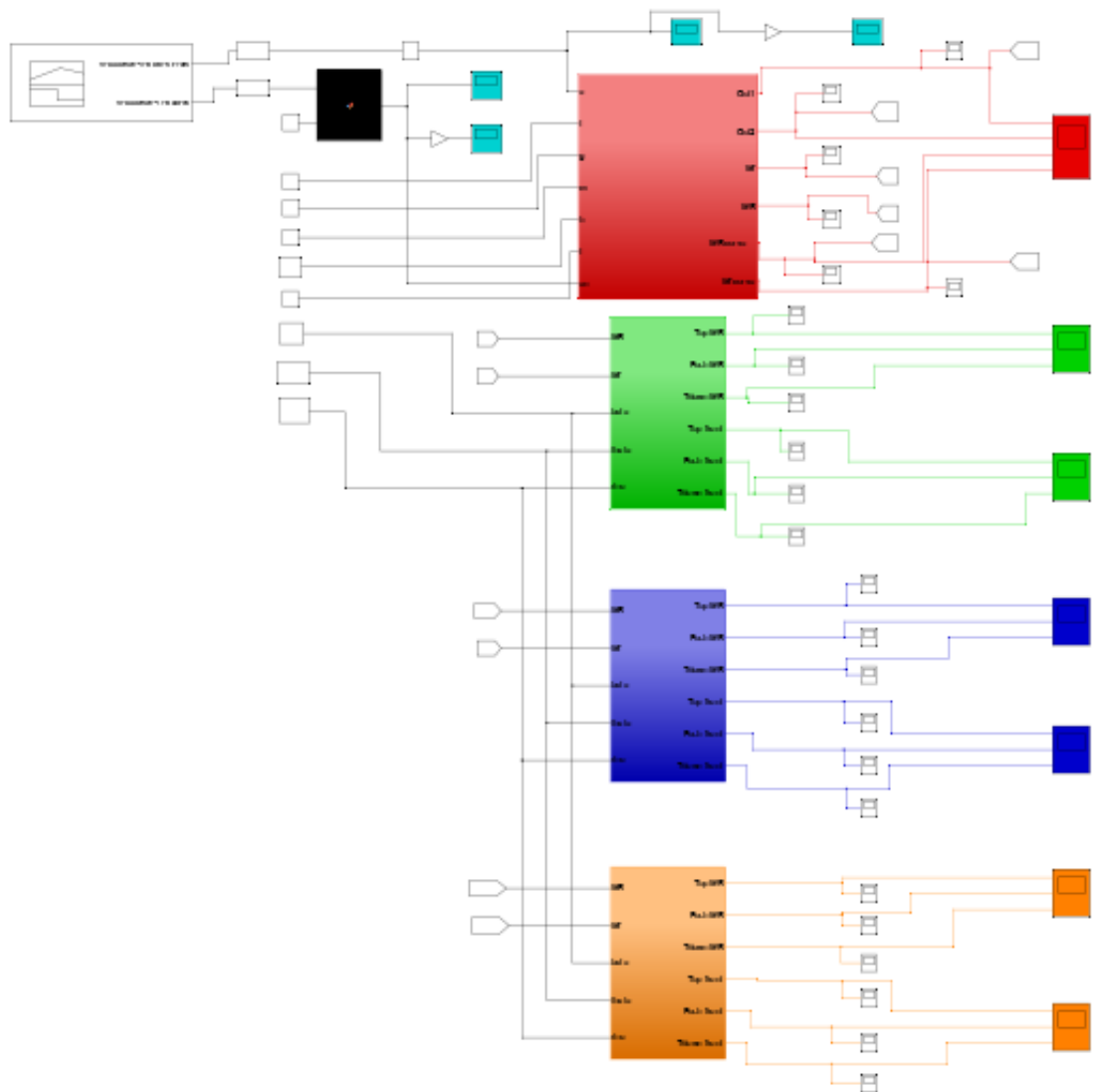
En el presente literal, se encontrara y explicara un modelado hecho con la herramienta Simulink de MatLab, presentando un información previa de la variación de las fuerzas sobre las ruedas, así como sus respuestas sobre los componentes de transmisión de carga hacia el sistema de amortiguación.

Tabla 5 Datos globales de entrada

Variable	Dato
Velocidad	Perfil

Radio de curva mayor [r]	38.2 [m]
Longitud del monoplaza [L]	2.5 [m]
Gravedad [g]	9.81 [m/s ²]
Masa total	600 [Kg]
Altura centro de gravedad [h]	0.5 [m]
Longitud entre ejes [t]	2 [m]
Ángulo Tup [Beta]	0.0871 [rad]
Ángulo Tdown [Theta]	0.0174 [rad]
Ángulo Push [rho]	0.3839 [rad]

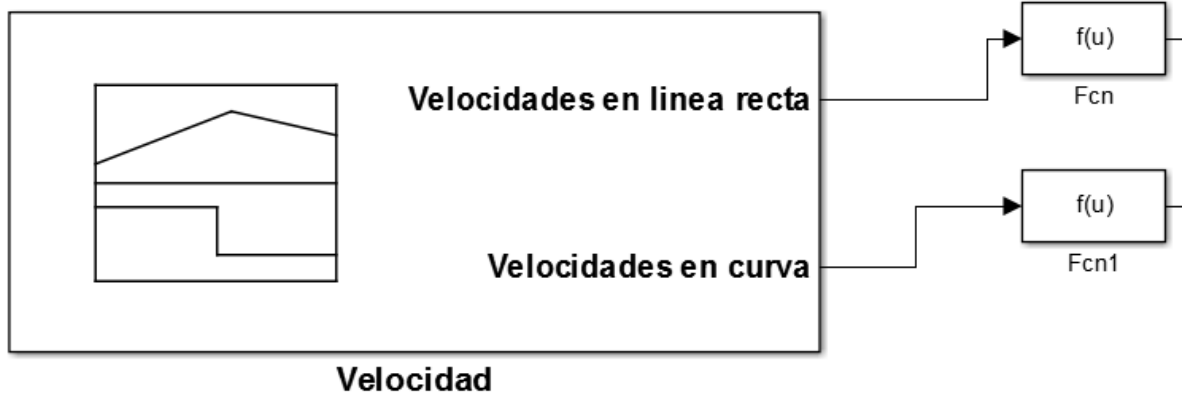
Figura 33 Modelo matemático Simulink



2.5.1. Descripción del modelo de cálculo

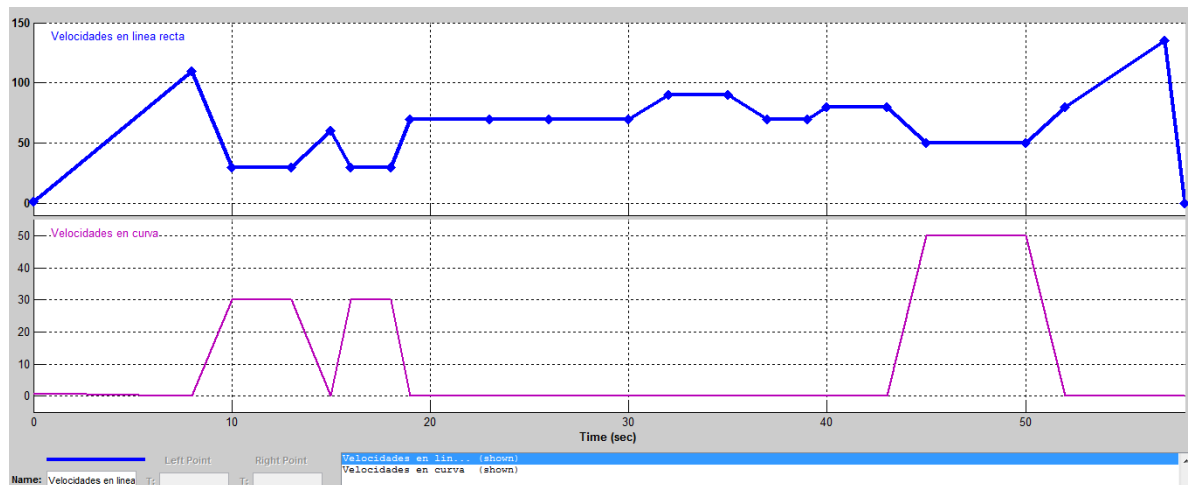
2.5.1.1. Perfil de velocidades y aceleraciones

Figura 34 Signal Builder



Con la ayuda de la herramienta Signal Builder de la librería de Simulink, se realizó un perfil de velocidades de acuerdo a los datos del cuadro 1, debido a que los datos tabulados se encuentran en Km/h, a la salida de cada señal se debió utilizar una función (Ver figura 34) que cambiara los valores a m/s, facilitando los cálculos de fuerzas en Newtons (N).

Figura 35 Perfil de velocidades, a) lineal, b) curva

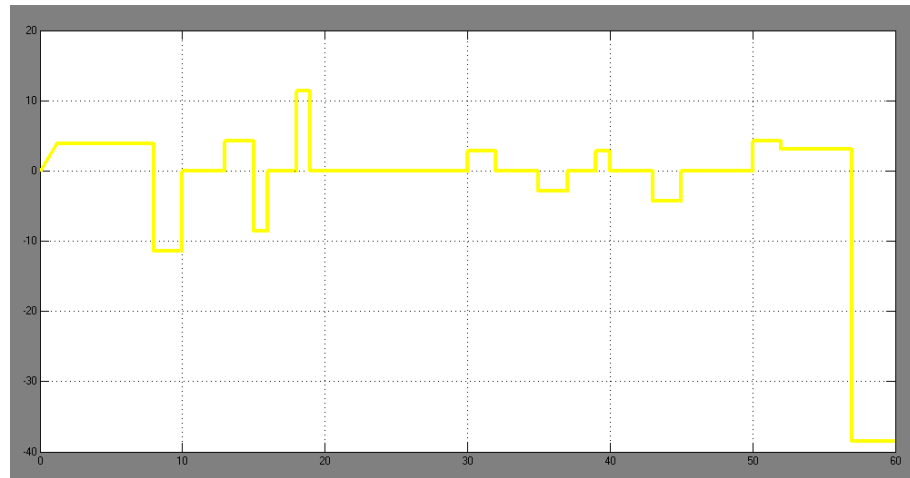


Si bien el primer perfil muestra los datos de la tabla 1, fue necesario crear un segundo perfil que graficara solo el comportamiento de la velocidad en las curvas, esto con el fin de poder identificar las gravedades por separado y poder analizar la aceleración tangencial respecto a la rata de cambio vs el tiempo a recorrer, y la

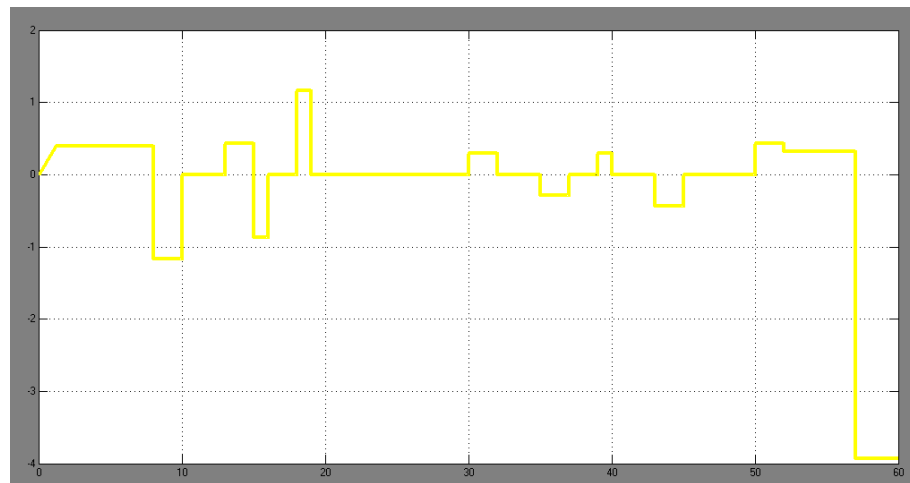
aceleración radial con su respectiva formula (3), obteniendo así los siguientes comportamientos para un movimiento uniformemente acelerado:

- Aceleración máxima en recta ($11,4 \text{ m/s}^2$ acelerando y $38,5 \text{ m/s}^2$ frenado inmediato).

Figura 36 Aceleración en recta

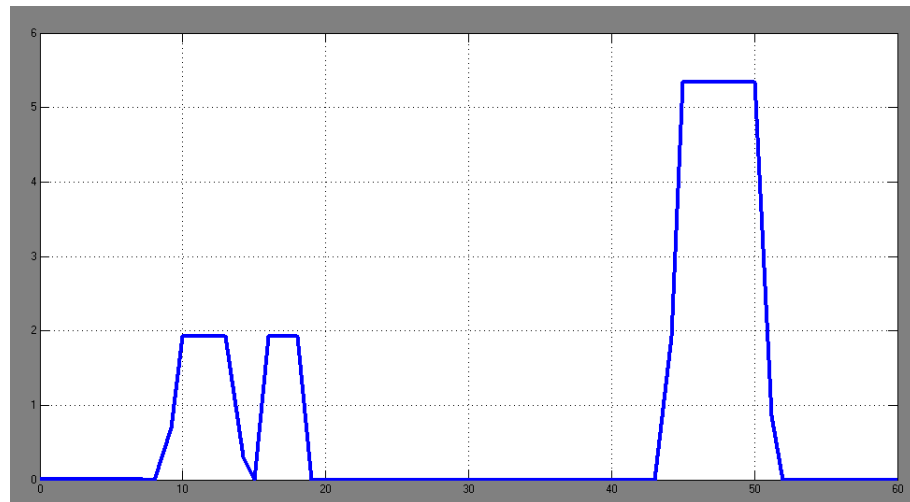


- G máxima en recta (1,16 G acelerando y 3,9 G frenado inmediato).Figura 37 G en recta



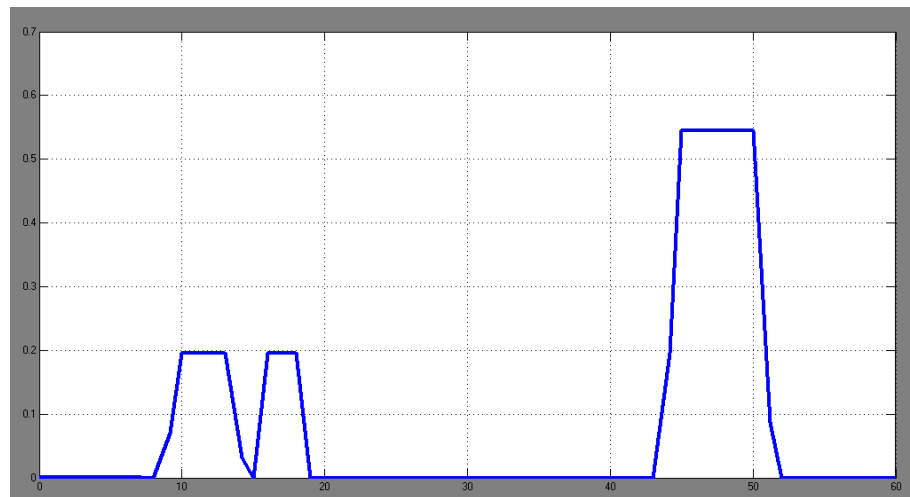
- Aceleración máxima en curva ($5,20 \text{ m/s}^2$).

Figura 38 Aceleración en curva



- G máxima en curva (0,6 G).

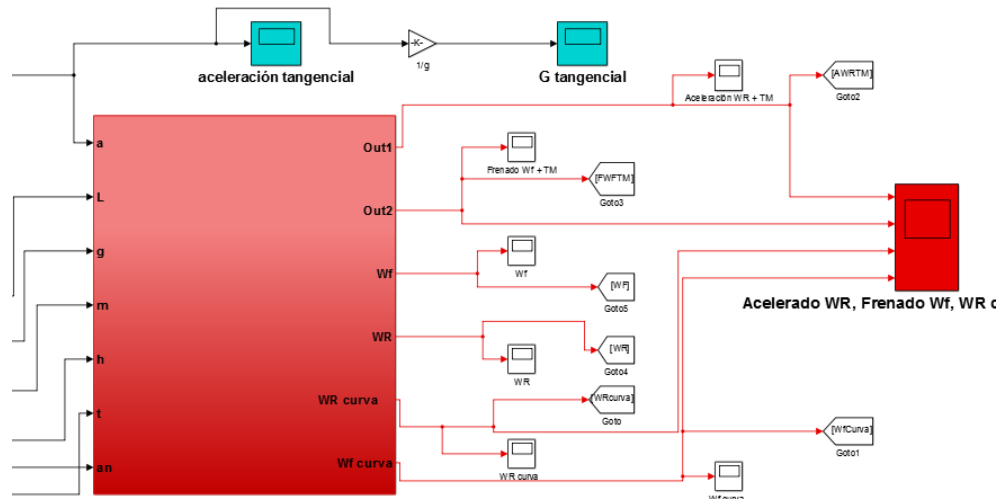
Figura 39 G en curva



2.5.1.2. Sistema de carga longitudinal, curvilínea y transferencia de masa

En el presente subsistema se encuentra toda la información respecto a las ecuaciones de transferencia de masa y cargas sobre una rueda del vehículo.

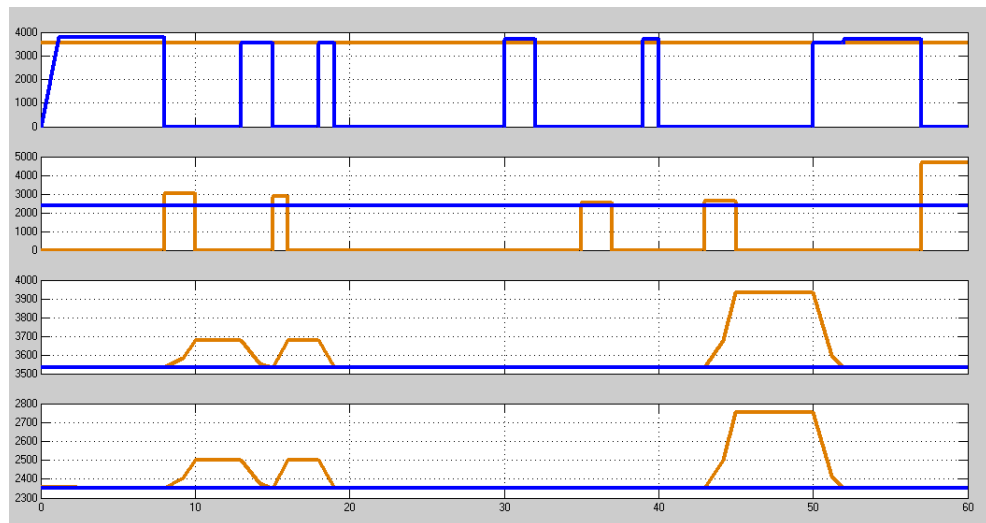
Figura 40 Subsistema de transferencia de masa



El cual presenta el siguiente comportamiento:

- a) W_{rear} máximo: 3720 N respecto a 3525 N en reposo.
- b) W_{front} máximo: 4670 N respecto a 2350 N en reposo.
- c) W_{rear} máximo: 3933 N respecto a 3533 N en reposo.
- d) W_{front} máximo: 2755 N respecto a 2354 N en reposo.

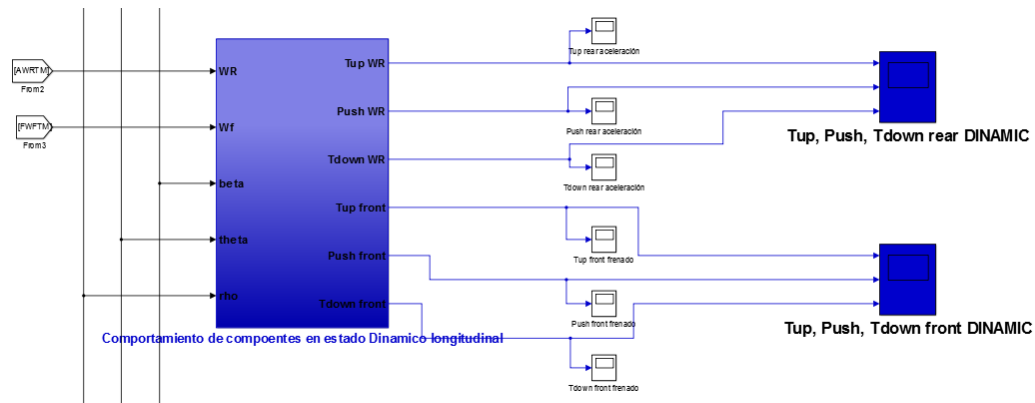
Figura 41 a) acelerado W_r , b) Frenado W_f , c) Curva W_r , Curva W_f



2.5.1.3. Comportamiento de componentes en estado dinámico longitudinal

El subsistema de comportamiento longitudinal contiene las ecuaciones descritas en el literal 2.4.2, respecto al comportamiento de cargas descrito en el literal 2.5.1.1.

Figura 42 Comportamiento dinámico longitudinal

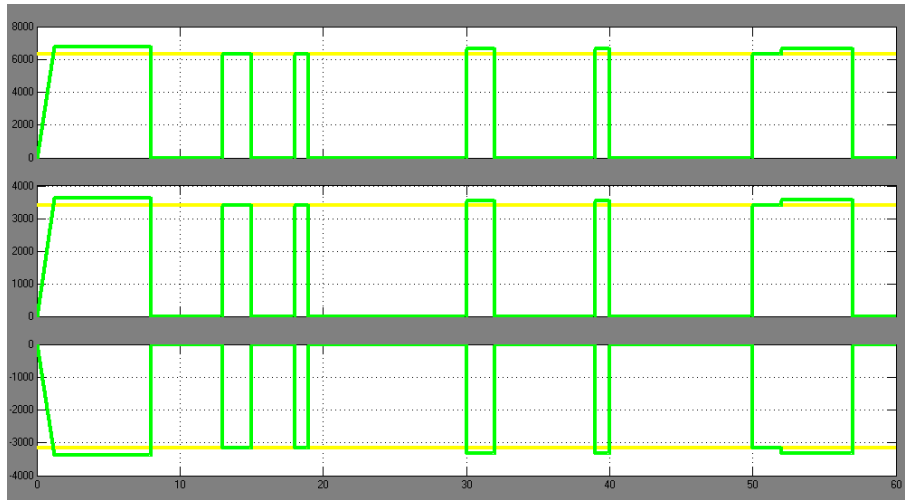


El cual presenta el siguiente comportamiento:

- a) Rear
 - Tup: 6750 N respecto a 6328 N en reposo
 - Push: 3614 N respecto a 3390 N en reposo
 - Tdown: 3370 N respecto a 3160 N en reposo

Cabe resaltar que en el presente resultado la estática permite definir que la barra Tdown trabaja a compresión y no a tensión como se especificó inicialmente.

Figura 43 Rear longitudinal

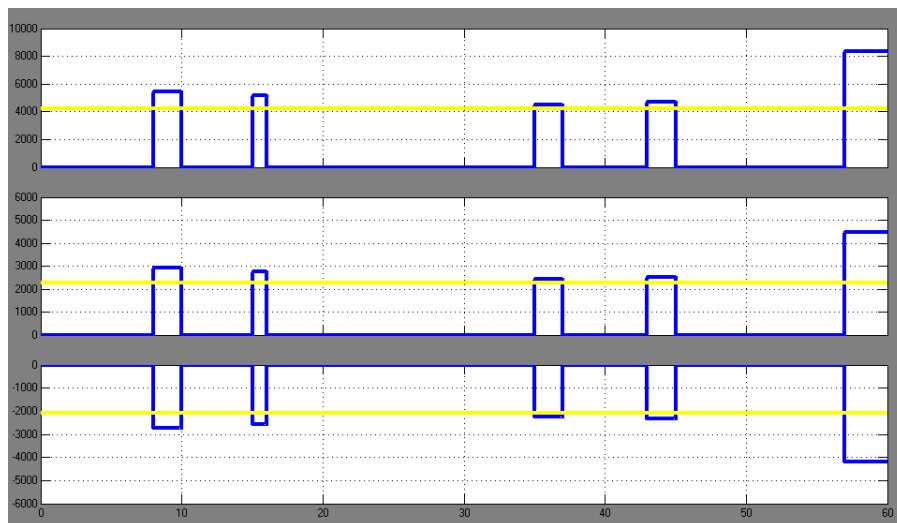


b) Front

- Tup: 8365 N respecto a 4220 N en reposo
- Push: 4481 N respecto a 2260 N en reposo
- Tdown: 4179 N respecto a 2000 N en reposo

Se observa como aumenta la carga casi en un 200% en la suspensión delantera cuando el frenado es demasiado abrupto, que en nuestro caso es de 1 sg.

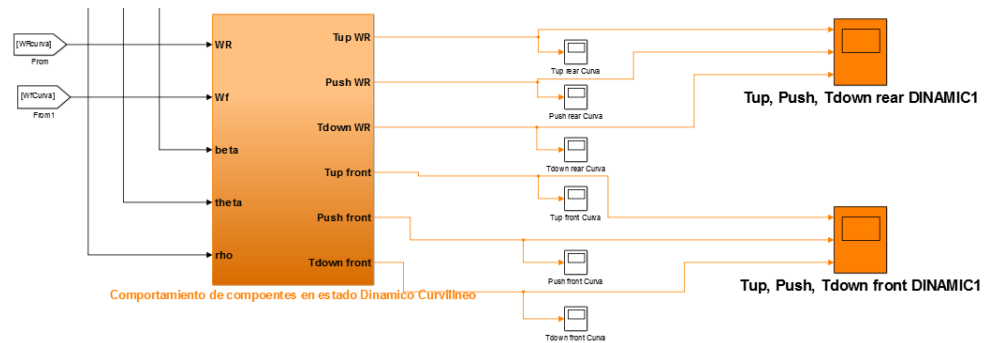
Figura 44 Front longitudinal



2.5.1.4. Comportamiento de componentes en estado dinámico curvilíneo

El subsistema de comportamiento curvilíneo contiene las ecuaciones descritas en el literal 2.4.2, respecto al comportamiento de cargas descrito en el literal 2.5.1.

Figura 45 Comportamiento dinámico curvilíneo

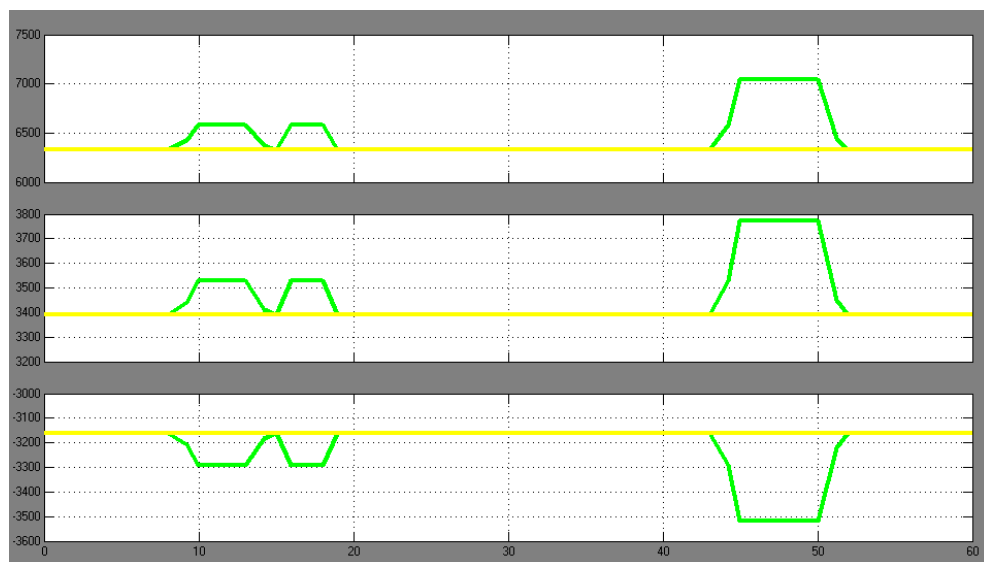


El cual presenta el siguiente comportamiento:

a) Rear

- Tup: 7045 N respecto a 6328 N en reposo
- Push: 3774 N respecto a 3390 N en reposo
- Tdown: 3520 N respecto a 3160 N en reposo

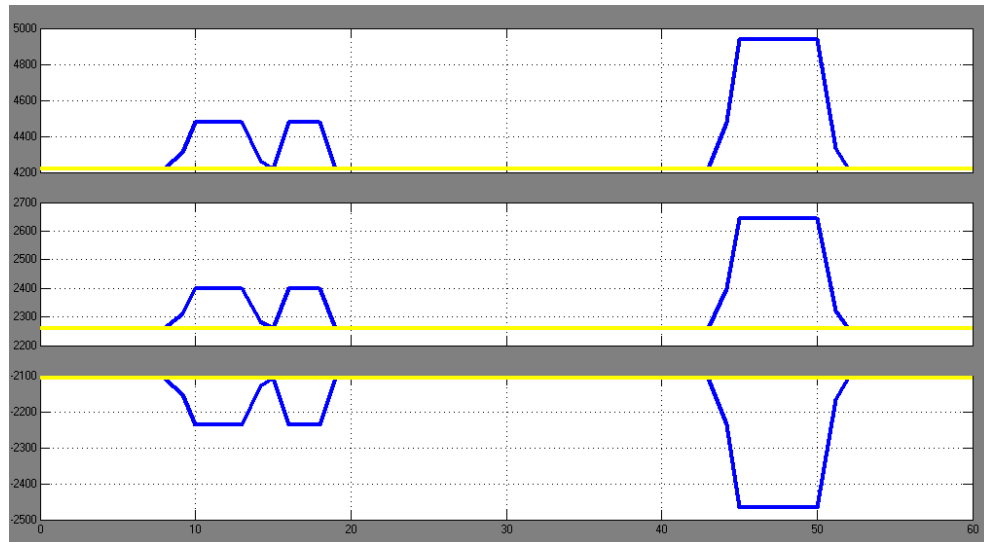
Figura 46 Rear Curvilíneo



b) Front

- Tup: 4936 N respecto a 4220 N en reposo
- Push: 2644 N respecto a 2260 N en reposo
- Tdown: 2466 N respecto a 2000 N en reposo

Figura 47 Front Curvilíneo



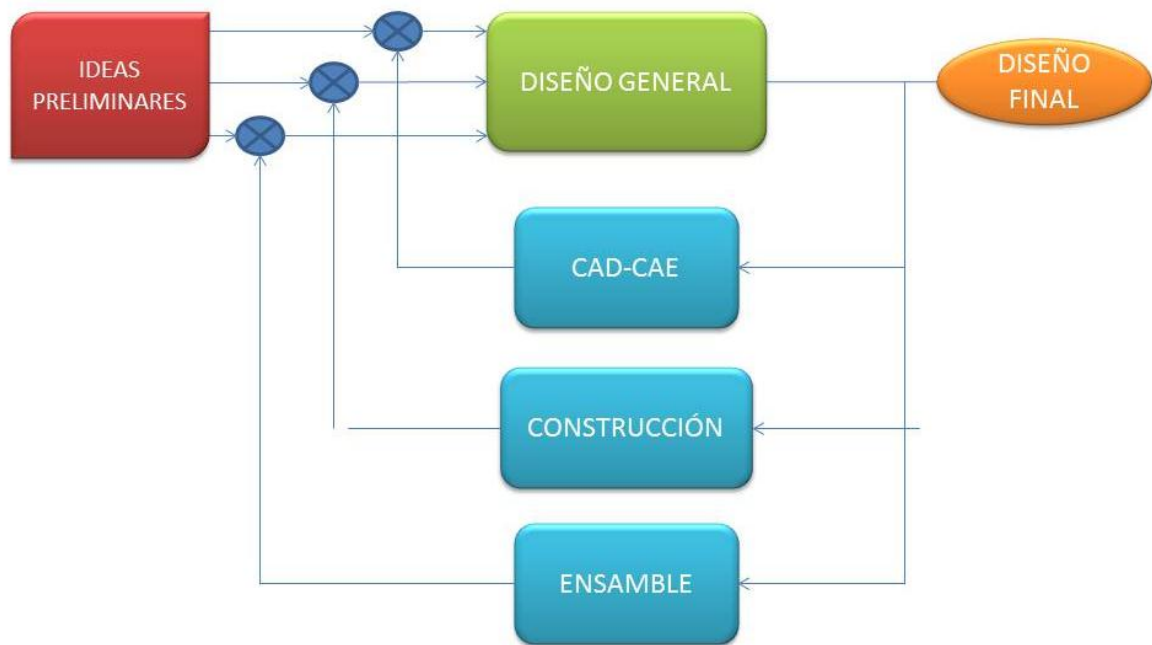
Se puede afirmar que las fuerzas en curvas no son tan apreciables como en el frenado, sin embargo todo depende del estado del piloto, debido a que si la velocidad al entrar en curva aumenta esto genera una parábola que aumentaría considerablemente a tal punto que pudiese igualar o incluso sobrepasar las Gs en frenado.

3. DISEÑO DE DETALLE

Antes de entrar en el diseño de detalle, es necesario hacer presente que los días en que el diseñador entregaba los planos listos para producción obviando los problemas que se pudiesen encontrar en construcción y ensamble han quedado en el pasado, debido a la pérdida de tiempo y lo que ello conlleva, gastos excesivos de recursos, por lo cual el hombre se vio en la obligación de encontrar una filosofía que permita la sinergia entre todos los departamentos de la fábrica,

creando la necesidad de trabajo en paralelo, antes de entregar los diseños terminados para fabricación, a lo cual se le llamo Ingeniería Concurrente. Esta filosofía que es vital en las manufactura actual, también fue pilar en la construcción del presente proyecto de grado, junto con las herramientas que permita hacer eficiente, y eficaz cada proceso póstumo del mismo.

Figura 48 Diagrama de bloques concurrente



Otro de los componentes fundamentales en el presente proyecto de grado para la escudería Forssa-e, es el uso del método de elementos finitos (MEF) usando como software principal la herramienta Worbench del paquete Ansys, el cual da un soporte muy poderoso al modelamiento en CAD, teniendo el CAE como base a la hora de simular el comportamiento de cada elementos lo más cercano a la realidad, para esto hay que entender que el MEF no es una herramienta de cálculo ordinaria, es vital que el ingeniero tenga los conocimientos claros del método al sincronizarlos con su criterio, pues el hecho de solo ingresar datos y fiarse de los resultados, sin la más mínima certeza del refinamiento adecuado del modelo, puede conllevar no solo a problemas de funcionamiento sino a poner en riesgo la integridad del piloto y todo el equipo en general.

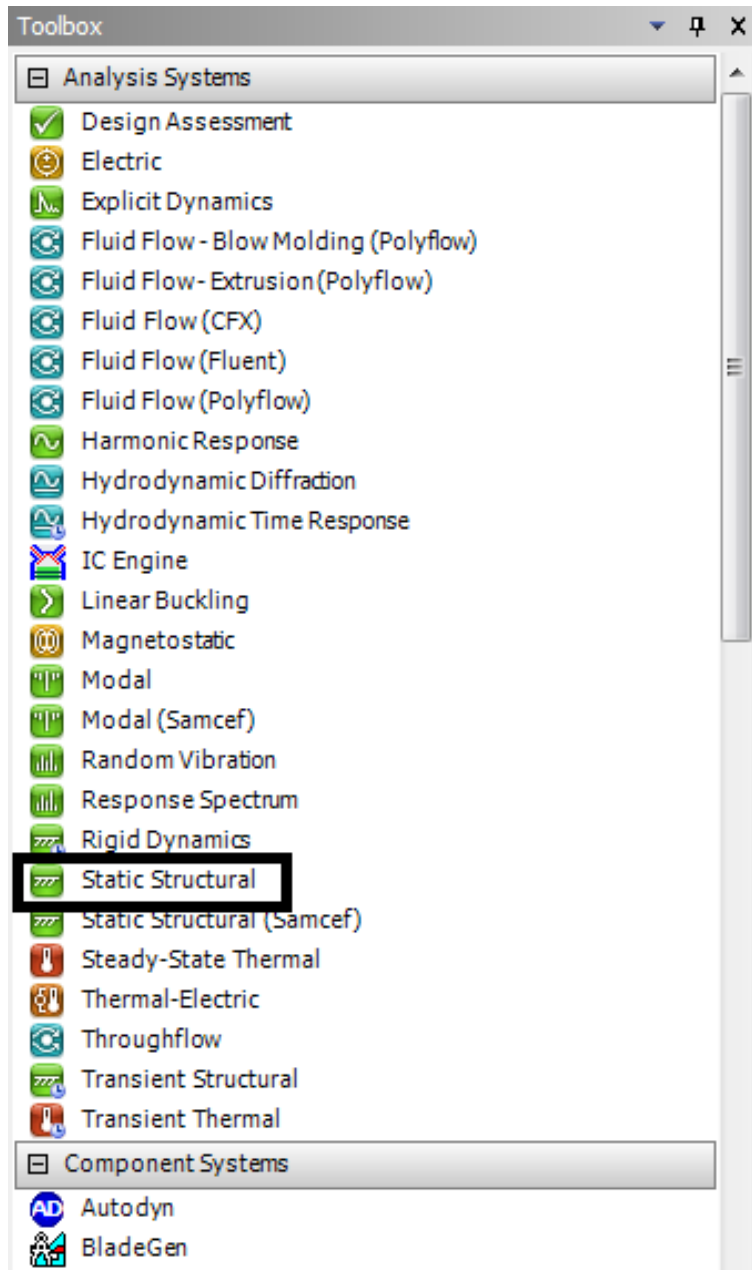
Elementos Básicos Al Trabajar Con MEF:

- a) En la mayoría de casos las geometrías de simulación distan de los modelos, esto es debido a que el MEF no puede mallar elementos con cortes muy complicados, a menos que se tenga una computadora de altísimo rendimiento, por lo cual se opta por geometrías lo más parecidas posible al modelo inicial pero que su nivel de complejidad permita un análisis correcto.
- b) A menos de que se tenga una herramienta de cómputo muy poderosa, es aconsejable no usar ensamblados o si se usan que sean para análisis no complejos, esto con el fin de agilizar el proceso de diseño y evitar errores en las simulaciones.
- c) Las condiciones de contornos deben ser específicas y concretas para evitar problemas de sólido rígido o flotante, lo cual hace que el software no permita el avance en la simulación, además el criterio del ingeniero es vital, pues no es lo mismo un soporte simplemente apoyado, un soporte fijo (Soldado) o un soporte en chumacera o cilindro así como la carga puesta sobre un punto, o distribuida, por lo que el diseñador debe tener mucho cuidado a la hora de acercar estas componentes a su modelo real.
- d) Es vital que se analice el porcentaje de error, bien sea energético o estructural, para encontrar la convergencia de los mismos en el modelo, esto con el fin de minimizarlo y validar el modelo, cabe aclarar que este procedimiento se utiliza para geometrías en 3D, pues en superficies y líneas el error es mínimo, sin embargo da pie a modelados simples restringiendo las posibilidades de funcionalidad.

Características de la herramienta Ansys Workbench

- a) La herramienta Workbench cuenta con un Toolbox en el cual se encuentra el Static Structural, paquete con el cual se trabajara bajo el criterio de falla de Von Mises y sus respectivas unidades en sistema internacional.

Figura 49 Toolbox



- b) El entorno de librerías es en el cual se muestra el tipo de herramienta que se va a utilizar junto con la cantidad de simulaciones hechas, y sus respectivos conjuntos de introducción o extracción de datos.

Figura 50 Herramienta de trabajo

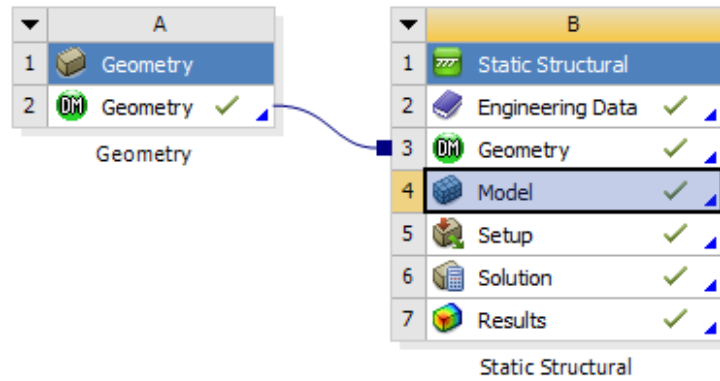
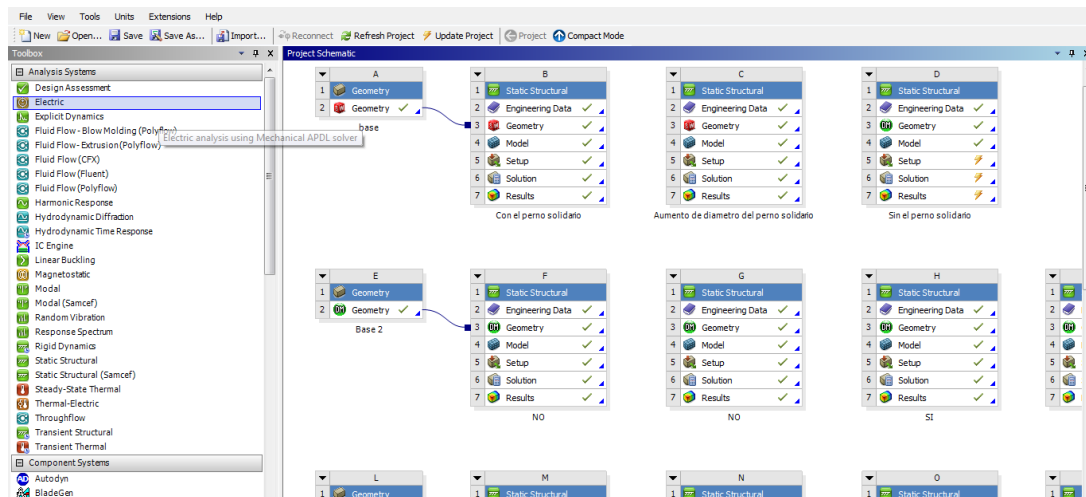
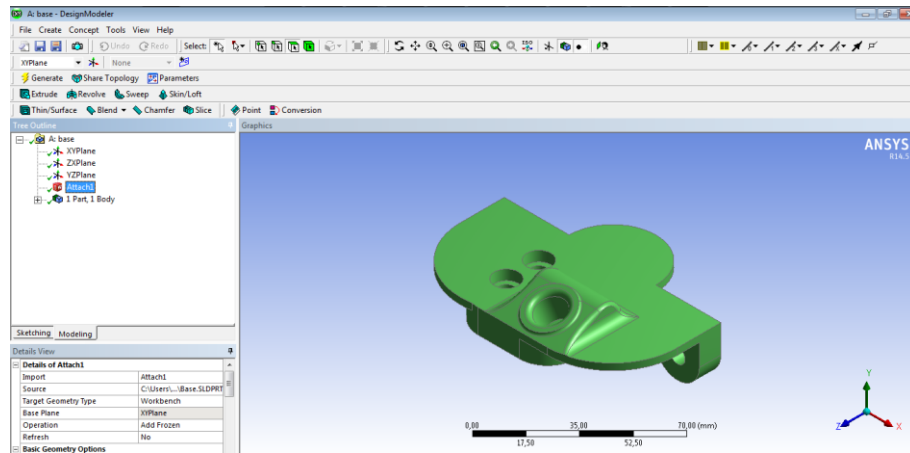


Figura 51 Número de simulaciones



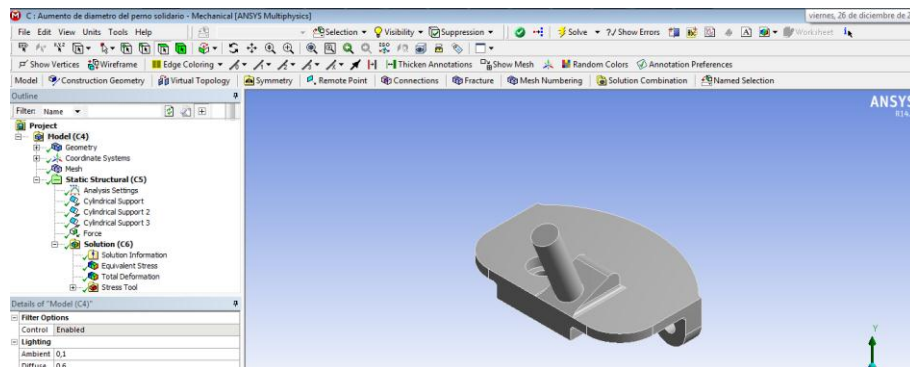
c) El DisignModeler es un entorno de dibujo similar al de SolidWorks.

Figura 52 Ambiente de dibujo Worbench



d) El Modeler es el entorno de trabajo propiamente de MEF.

Figura 53 Ambiente de trabajo



3.1. DISEÑO DE COMPONENTES DE SOSTENIMIENTO

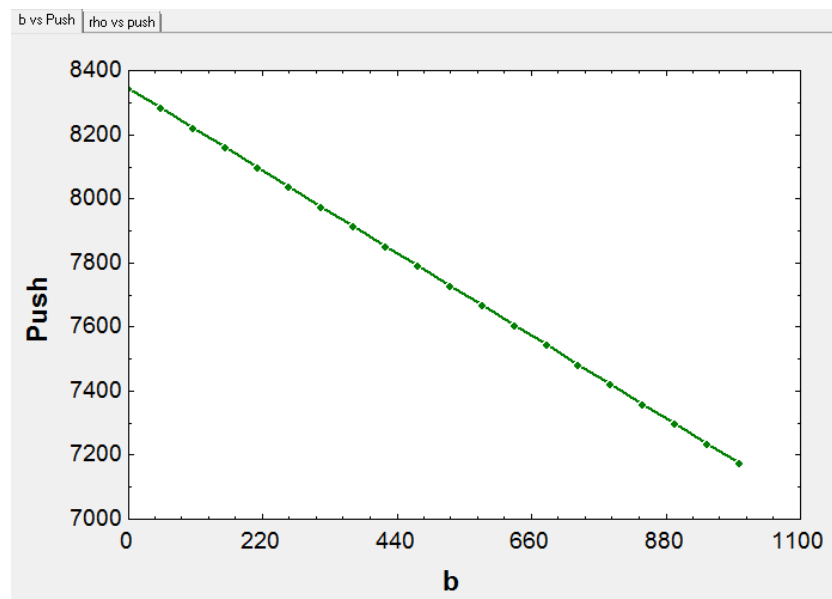
Dentro de los componentes de sostenimiento encontramos las tijeras tanto superiores como inferiores, del tren delantero y trasero; una vez entregadas la posición de la caja y el chasis, y a su vez delimitadas las dimensiones externas por parte de la normativa del evento, es necesario reconfigurar las fuerzas entregadas por el modelo matemático, debió a que el sostenimiento del monoplaza está sujeto a cambios angulares en cada una de las barras, por ende se hace necesario una iteración respecto a los ángulos para verificar y actualizar los grados óptimo que permita el menor sufrimiento de los componentes por parte de las cargas trasladadas, para hacer esta acción se utilizó la hoja de cálculo Engineering Equation Solver (EES).

Debido a que las tijeras deben ser lo más largas posible para asegurar el buen comportamiento del monoplaza, y que la barra push no deberá permitir un cambio abrupto en los ángulos de las mismas (0° y 5°) ya que podría afectar considerablemente la altura del mismo, lo ideal es que la superior trabaje a tensión con un ángulo no mayor a 5° y que la inferior trabajase a compresión pura (0°) para evitar dar paso a fatiga por flexión, por tal motivo todo el estudio se enfoca en la posición de la push, pues es esta la que mantendrá en equilibrio todo el sistema, de fallar el vehículo quedara totalmente a ras de piso.

3.1.1. El caso de la barra Push

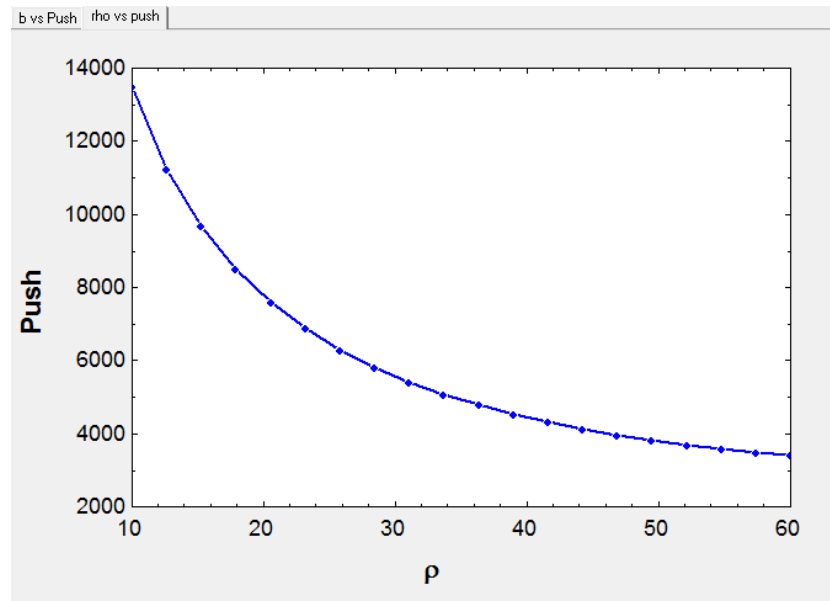
Como ya se ha dicho con anterioridad, la barra push es la encargada del equilibrio del monoplaza, además de trasladar las fuerzas de las llantas al sistema de amortiguación, a continuación se muestra las gráficas en función de la variación de la longitud horizontal de las tijeras (b), y el ángulo de inclinación de la barra push.

Figura 54 b vs Push



En la anterior grafica se observa como a medida que se aumenta la distancia la fuerza disminuye, por lo cual se trabajó con la distancia máxima y la fuerza mínima.

Figura 55 rho = alpha vs Push



En la anterior grafica se observa como al aumentar el ángulo la fuerza tiende a disminuir sin embargo, no es posible tomar el mínimo debido a la construcción no idónea de la barra, por lo cual se opta por tomar un ángulo de 22° aproximadamente, el cual se usó en el modelo matemático del capítulo 2.

3.1.2. Diseño CAD

En todas las etapas de diseño, es necesario trasladar las ideas en borrador a modelos en 3D que puedan proporcionar una visión más clara del sistema real, lo cual para el presente proyecto no es indiferente.

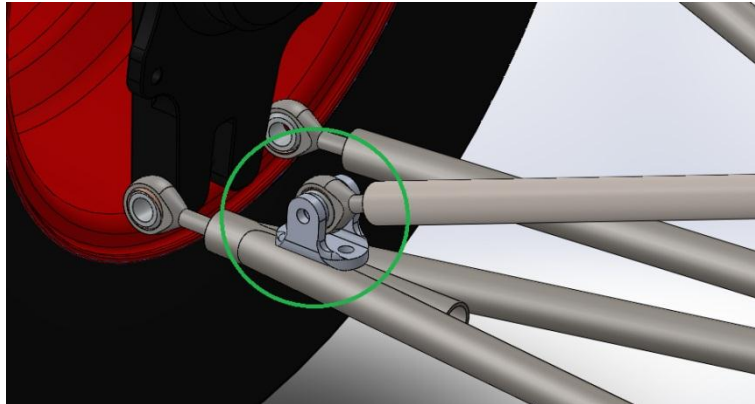
Tomando como referencia las ideas preliminares de cada equipo, se procede a modelar en SolidWorks toda la suspensión, creando así un modelo preliminar, sometido a cambios en el proceso por parte de cada uno de los paralelos mostrados en la figura 48, a continuación se presentaran las imágenes del proyecto final con sus respectivas pros y contras.

3.1.2.1. Barra Push

Si bien es el elemento más sencillo al modelar, debe tener restricciones sumamente necesarias para el posicionamiento de la misma, principalmente las siguientes:

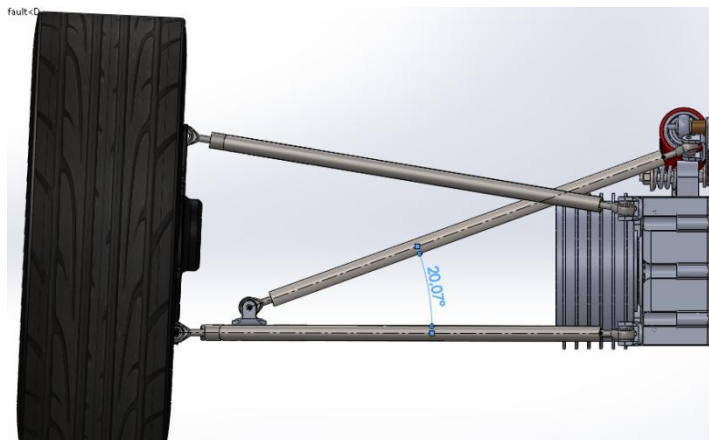
- Posición de unión: Es necesario que el punto de unión entre las barras push y las tijeras inferiores este lo más cercano al portamasas, esto con el fin de evitar cargas excesivas sobre las tijeras que pueda causar deflexión en las mismas.

Figura 56 Unión entre Barra push y Tijeras inferiores



- Ángulo de ataque horizontal: Es necesario respetar la posición horizontal entre 20° y 30° , esto con el fin de no aumentar las cargas sobre la unión que conllevarían un ángulo menor a este rango.

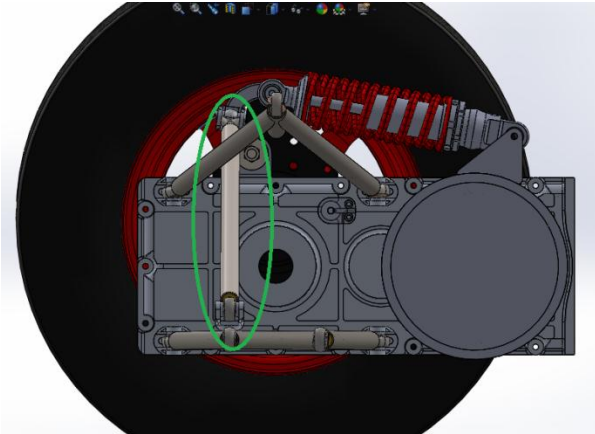
Figura 57 Ángulo horizontal



- Ángulo de ataque longitudinal: Tan importante como el ángulo de ataque horizontal es el longitudinal, solo que a diferencia del anterior este debe ser lo más cercano posible a 0° , esto con el fin de evitar brazos respecto a las

componentes en Y que den paso a momentos críticos y permita el fallo por torsión de las tijeras.

Figura 58 Ángulo longitudinal



3.1.2.2. Tijeras

El diseño se enfatizó en la tijera trasera inferior, debido a que las otras tres (tijeras delanteras y trasera superior) son barras soldadas en un ángulo aproximado a 23° , el cual fue deducido por construcción, respecto a los puntos de anclaje de la caja, y la parte delantera del chasis y la longitud restante para no sobrepasar los límites de 2 metros de ancho, además se está acompañada de un cilindro roscados M8 en donde descansan los Uniballs o rotulas.

Figura 59 Buje roscado y Uniballs

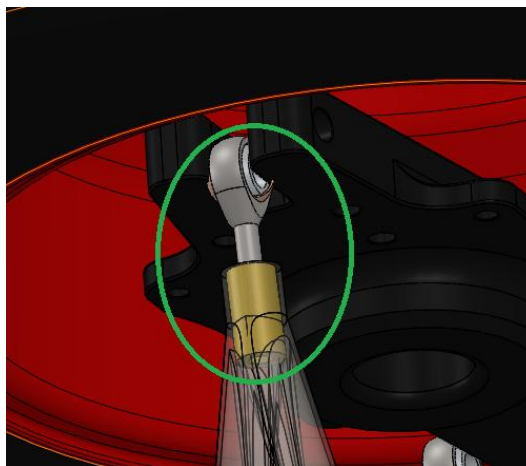
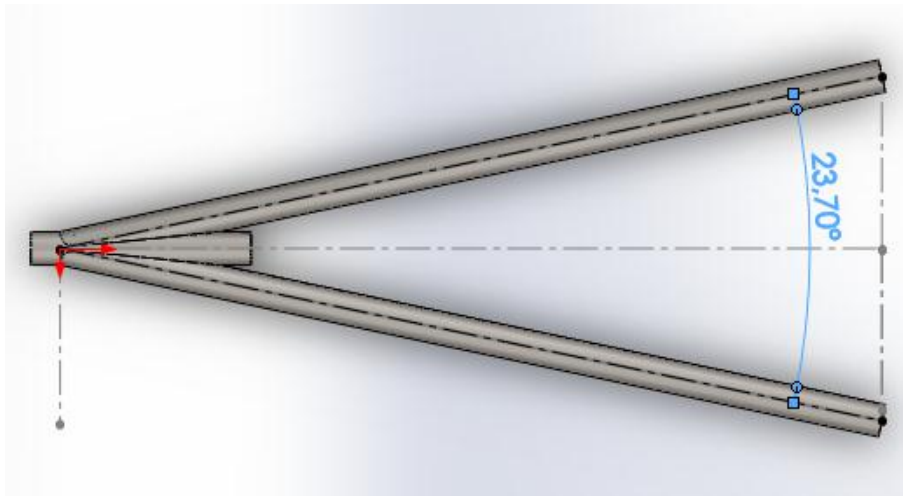
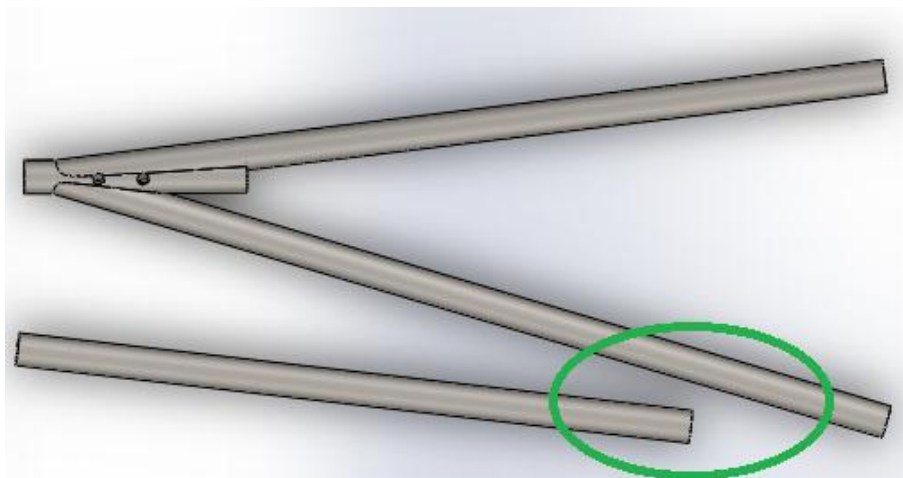


Figura 60 Tijeras delanteras, y superior trasera



- Tijera trasera inferior: El diseño de esta tijera se encuentra sujeto a 0° de libertad, pues si bien las anteriores solo tienen un punto de anclaje permitiendo movimiento en el plano horizontal para el funcionamiento de la dirección en las tijeras delanteras, en las traseras deben permanecer siempre fijas, por lo que se adiciono una barra lateral que a su vez permite el acomodo de los ángulos toe, camber y caster, además esta tijera debe soportar la carga entre la llanta y la barra push. Al igual que en la barra push, es necesario que la nueva barra de apoyo este acoplada lo más cercano posible al anclaje de la caja (Ver figura 3.9), esto con el mismo fin de evitar deflexiones en la tijera principal.

Figura 61 Tijeras traseras inferiores



3.1.3. Diseño CAE

Las pruebas para las barras Push y las tijeras se realizaron con acero AISI 4340, esto debido a la sugerencia y materiales entregados por el evento para estos elementos y asumiendo todas las condiciones que se especificaron en los literales 3.1.1 y 3.1.2.1.

3.1.3.1. Barra push

- Se importa la geometría de los modelos retroalimentados de las barras push
- Se toma la carga más crítica encontrada en el modelo matemático 4481 N
- Para una mayor aproximación del modelo se trabajara con una geometría lineal con un apoyo simple de un lado y la carga aplicada en el otro extremo.

Figura 62 Mallado y condiciones de contorno

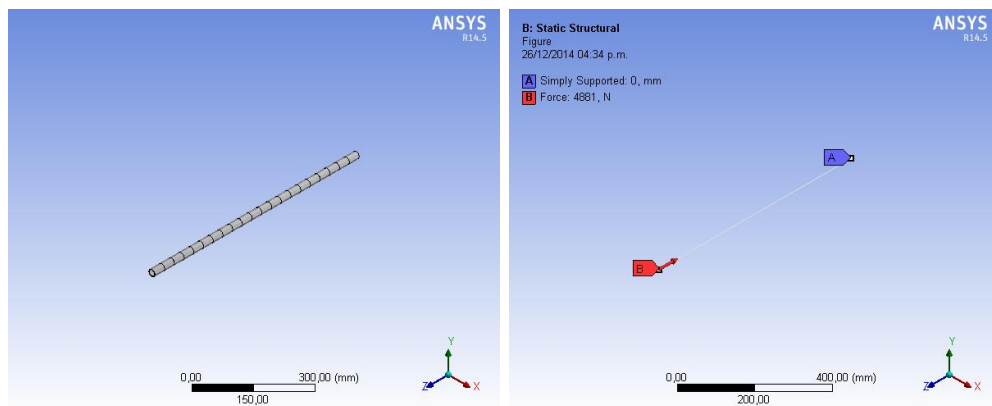


Figura 63 Esfuerzo combinado y por flexión

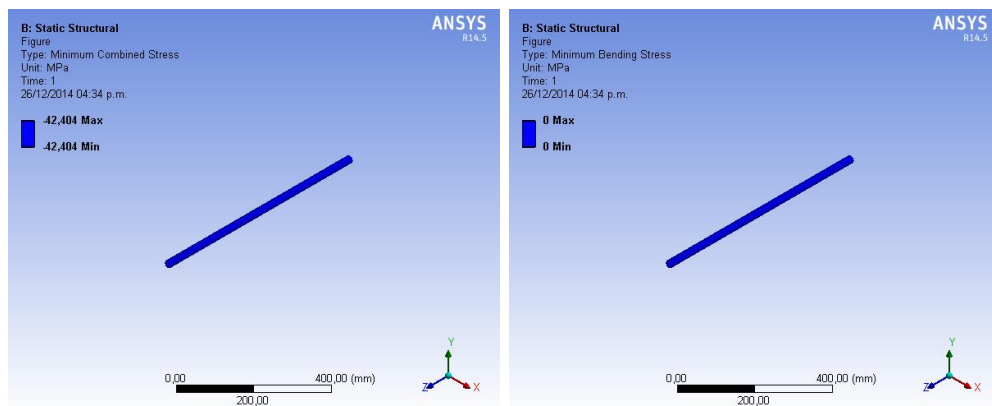
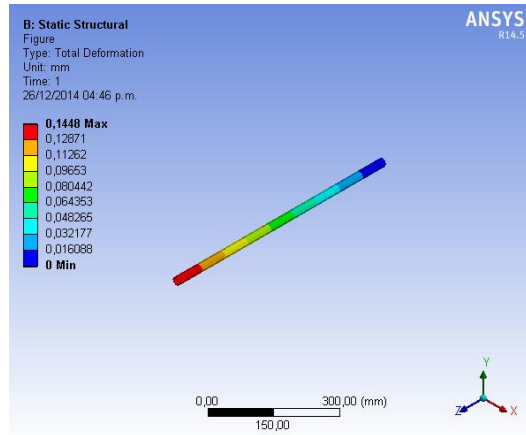


Figura 64 Deformación



En la última y penúltima figura se muestra cómo se comporta las barras frente a carga combinada y esfuerzo por pandeo el cual es nulo, arrojando los siguientes datos:

Tabla 6 Tabla de resultados de la barra push

INFORMACIÓN	RESULTADO
Volumen	80633 mm ³
Masa	0,63297 Kg
Deformación	0,1448 mm
Esfuerzo Combinado	42.404 Mpa
Esfuerzo por pandeo	0
Factor de Seguridad	16,74

3.1.3.2. Tijeras delanteras y superior trasera

- Se importa la geometría de los modelos retroalimentados de las Tijeras
- Se toma la carga más crítica encontrada en el modelo matemático 8365 N
- Para una mayor aproximación del modelo se trabajara con una geometría lineal con apoyos simples de un lado y la carga aplicada en el otro extremo.

Figura 65 Mallado y condiciones de contorno

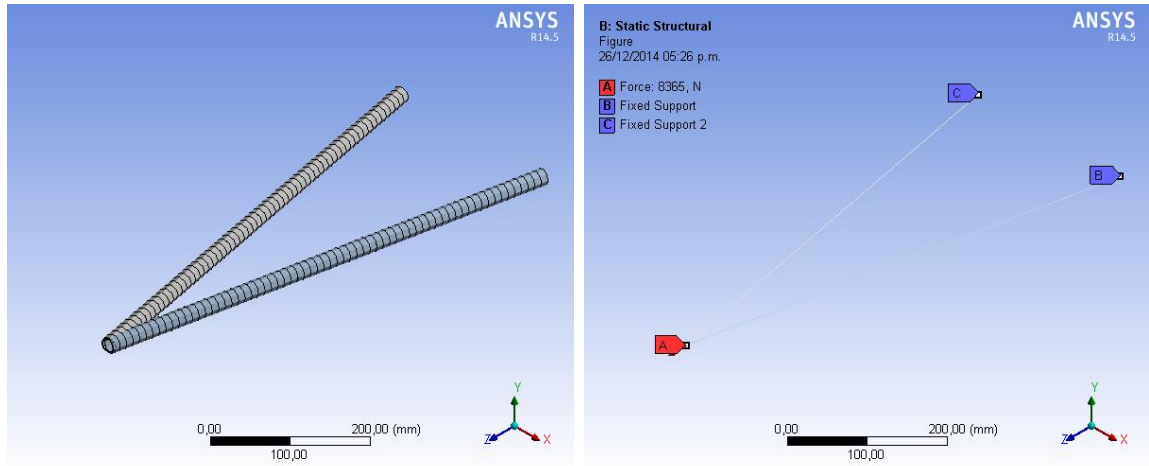


Figura 66 Esfuerzo combinado y por flexión

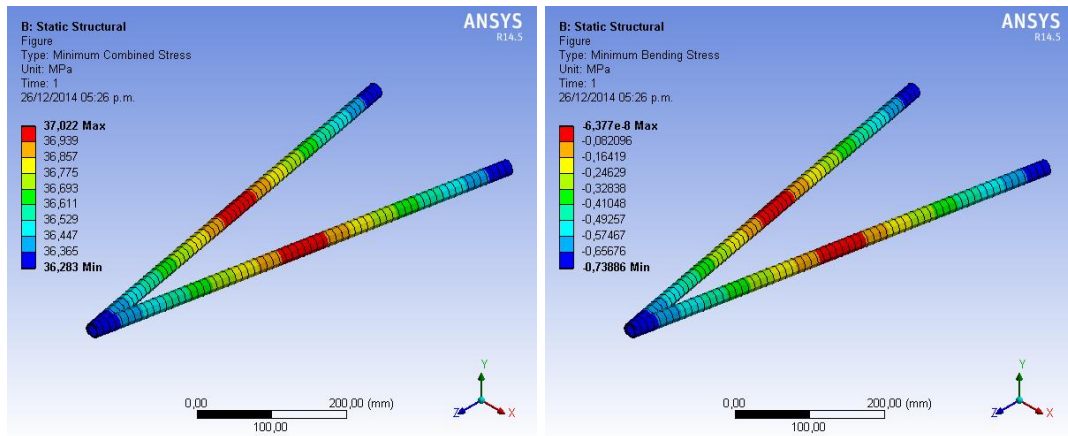
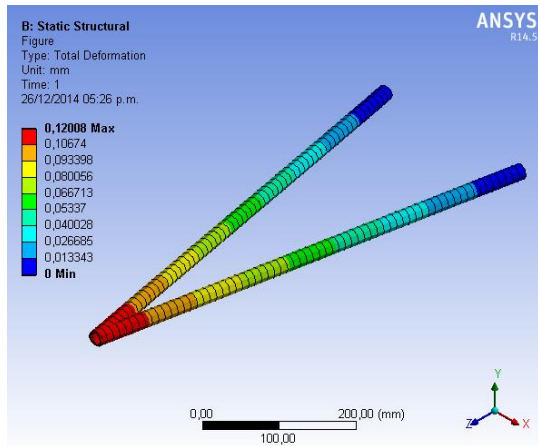


Figura 67 Deformación



Si bien al estar la carga a tensión no debería haber flexión, sin embargo esto puede ser a hecho de que las barras no están totalmente paralelas a la línea de acción de la carga.

Tabla 7 Tabla de resultados tijeras delanteras y sup trasera

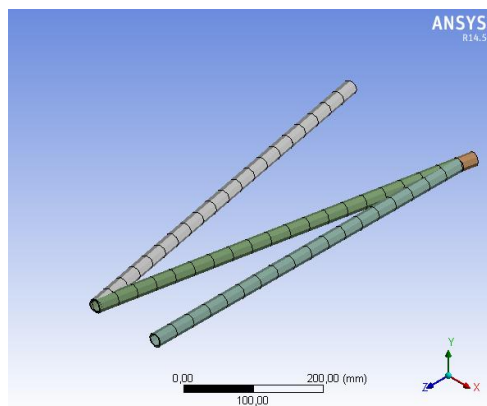
INFORMACIÓN	RESULTADOS
Volumen	150340 mm ³
Masa	1,1802 Kg
Deformación	0,12008 mm
Esfuerzo combinado	37,022 Mpa
Esfuerzo a flexión	0,73886 Mpa
Factor de seguridad	19,21

3.1.3.3. Tijeras traseras inferiores

Para las tijeras inferiores se deben realizar dos tipos de análisis, el primero deberá someterse a las fuerzas generadas por las llantas, y el segundo a las fuerzas de reacción aplicadas por la barra push, esto con el fin de evaluar las posibles fallas tanto por flexión como por carga axial.

- Se importa la geometría de los modelos retroalimentados de las Tijeras.
- Se toma la carga más crítica encontrada en el modelo matemático 4199 para la tijera y 4491 para la barra push N.
- Para una mayor aproximación del modelo se trabajara con una geometría lineal con apoyos simples de un lado y la carga aplicada en el otro extremo.

Figura 68 Mallado



- Bajo carga de las ruedas

Figura 69 Condiciones de contorno y deformación

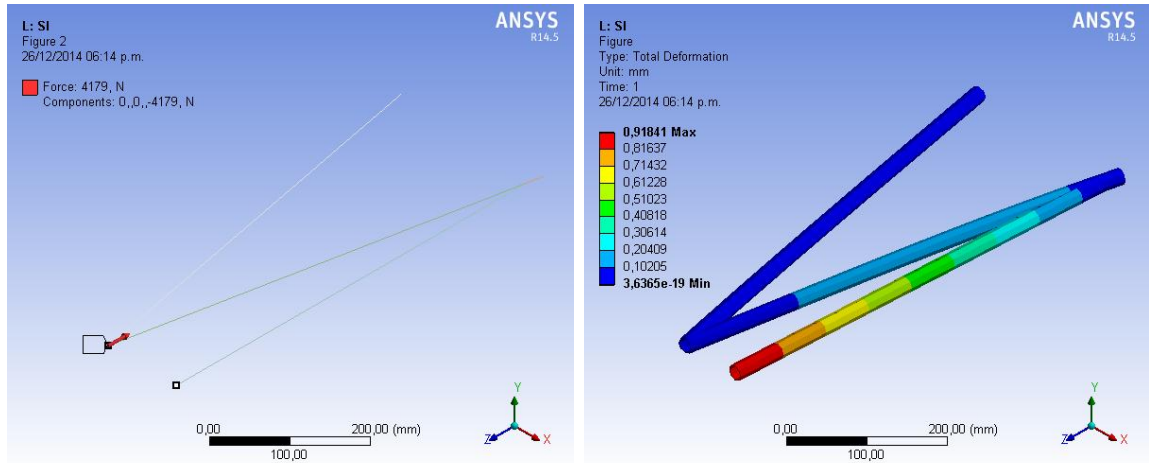


Figura 70 Esfuerzo combinado y por flexión

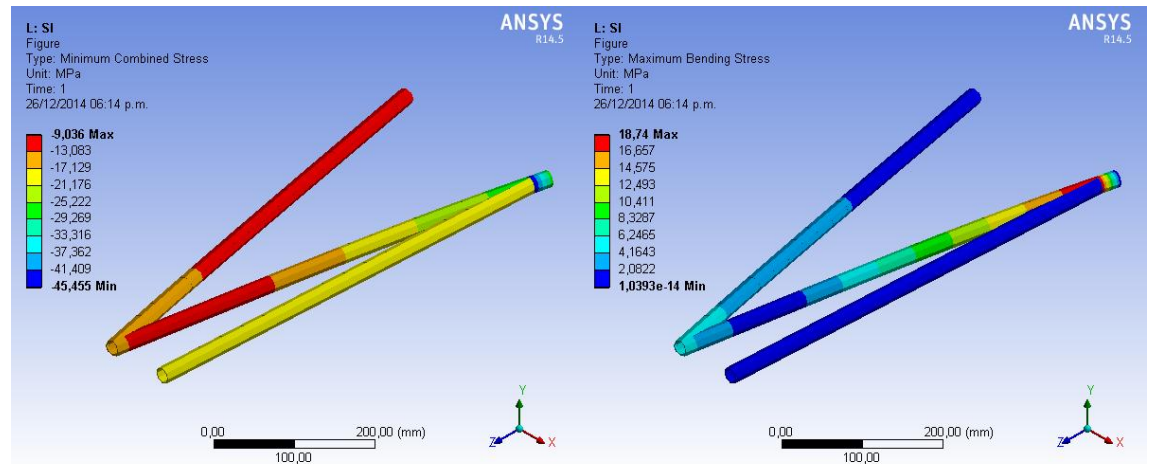


Tabla 8 Tabla de resultados tijeras inferiores traseras cargas ruedas

INFORMACIÓN	RESULTADOS
Volumen	221060 mm ³
Masa	1,7353 Kg
Deformación	0,91841 mm
Esfuerzo combinado	45,45 Mpa
Esfuerzo por flexión	18,74 Mpa
Factor de seguridad	15,6

- Bajo carga de la barra push

Figura 71 Condiciones de contorno y deformación

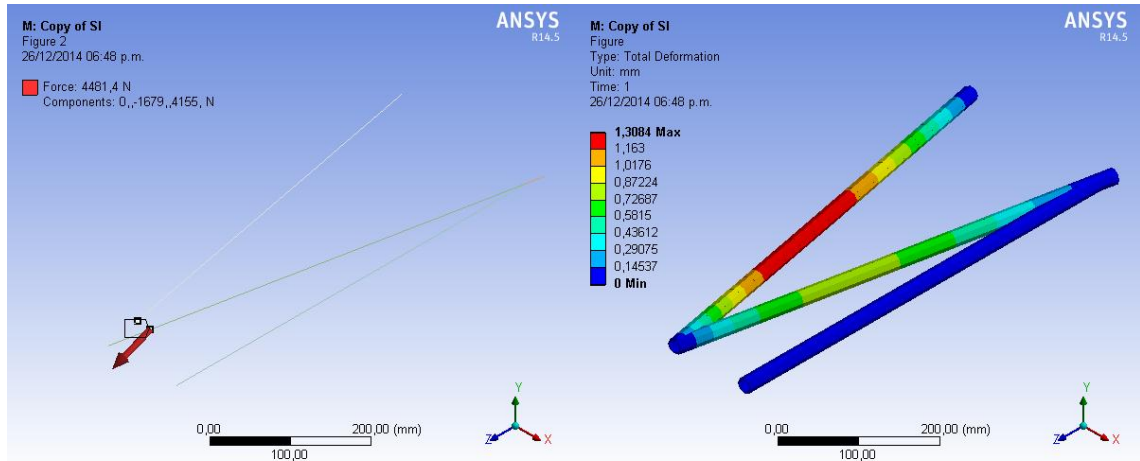


Figura 72 Esfuerzo combinado y por flexión

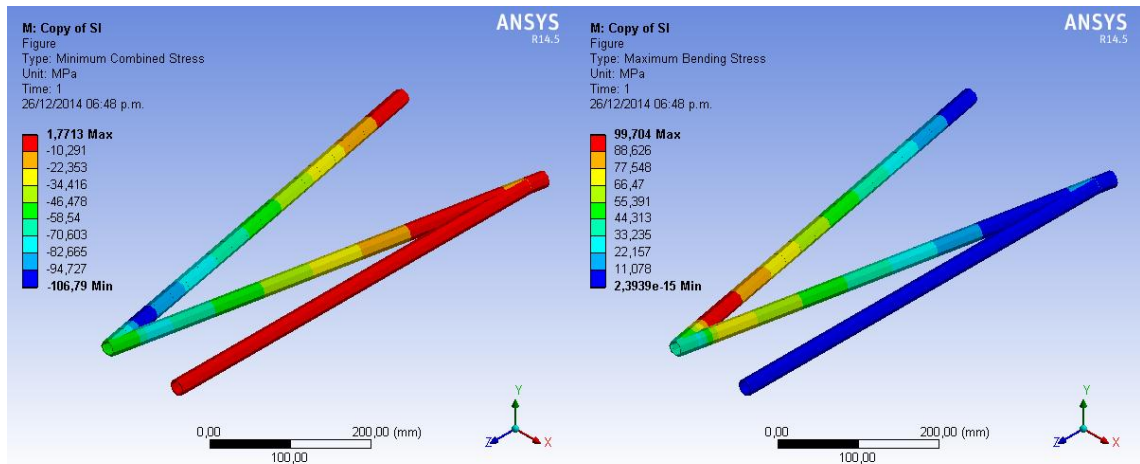


Tabla 9 Tabla de resultados tijeras inferiores traseras cargas push

INFORMACIÓN	RESULTADOS
Deformación	1,3 mm
Esfuerzo combinado	106,79 Mpa
Esfuerzo por flexión	99,704 Mpa
Factor de seguridad	6,7

Es sumamente necesario que esta tijera se trabaje con cuidado, tanto desde el punto de la soldadura como al ensamblarla, debido a que la unión con la barra

push es crítica; si bien el factor de seguridad es bueno, la deformación es considerable, por lo cual si el vehículo supera estas cargas se verá la tijera seriamente afectada.

3.2. NÚCLEO DE AMORTIGUACIÓN (HALF MOON)

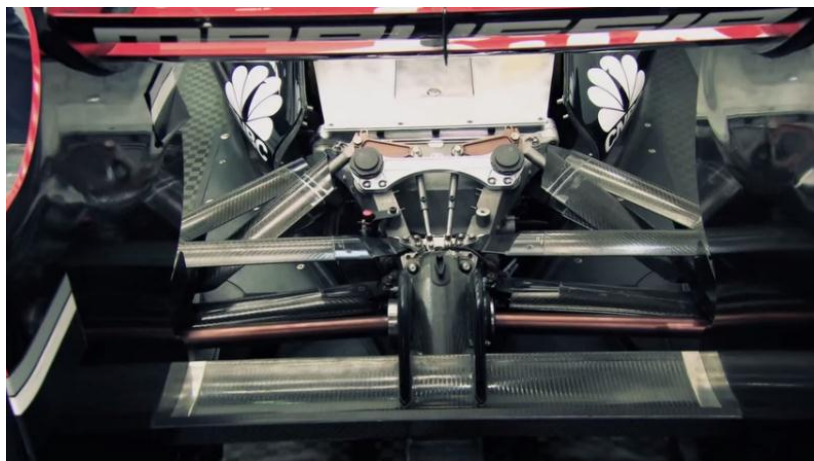
3.2.1. Estado del arte

Durante la línea de tiempo que ha hecho participe la competencia de vehículos de alta competición, han sido casi secretos de estado los diseños de los sistemas, subsistemas y componentes de los monoplazas.

El sistema de suspensión, vital para el funcionamiento del vehículo de competencia, ha llevado grandes cambios ingenieriles a través de la historia, dando paso a solidas innovaciones, que posteriormente se implementaron en vehículos de gran turismo.

Si bien este sistema se encuentra entre los principales en el proceso de mejora continua, muchas de sus funciones ya se encuentran sustentadas de fondo como lo podemos ver en el literal 1.4.1, sin embargo el sistema como tal no es viable si un subsistema de amortiguamiento, el cual consta de componentes oscilatorios interconectados a los resortes y amortiguadores, este mismo a su vez es en si el propósito de estudio de la presente tesis de grado.

Figura 73 Suspensión trasera de un Formula 1



Fuente: JOSE ANGEL INFANTE, Comportamiento dinámico del automóvil, Jose Angel Infante WEB. 2012. Disponible: <http://www.euskalnet.net/jinfante/dinamic.html>

Al investigar acerca de estos subsistemas, se encontró un gran hermetismo entre más alta sea la categoría de competencia, por lo cual se produce la necesidad de ampliar la búsqueda hacia otros tipos de vehículos deportivos, sin embargo en la recopilación de información teniendo como objetivo encontrar subsistemas de amortiguación tipo monoshock, solo se produjeron resultados en la parte frontal de la suspensión, lo cual incito al diseño de la parte trasera de la misma, dando como resultado el núcleo de amortiguación tipo half moon.

Dentro de los resultado encontrados, puede observarse como el sistema general de suspensión trasera sigue siendo dual, trasmitidas las cargas por medio de rockets hacia los amortiguadores, en un sin número de configuraciones con un mismo fin convergente como se puede apreciar en la figura 73.

3.2.2. Visión del equipo

El núcleo de amortiguación Half moon, se presenta como una idea innovadora en cuanto a los sistemas tipo mono shock, si bien en proyectos pasados (2013) se utilizaron diversos prototipos diseñados por el autor, solo en el 2014, se llegó a la implementación total de la suspensión, debido a que anteriormente, se utilizaron sistemas convencionales de doble amortiguación es decir rockets y balancines, o solo la aplicación parcial del sistema mono shock.

Debido a la implementación del sistema general (suspensión delantera y trasera) se vio la necesidad de remodelar tanto estructural como estéticamente, esto con el fin de dar un valor agregado y entregar la mayor cantidad de puntos por innovación en el evento.

Siendo la idea novedosa en cuanto a la innovación de este tipo de sistemas, no fue fácil la aprobación general del subsistema, debido a la inseguridad que implantaba el comité del evento, respecto a sus límites de investigación, por lo cual el equipo Forssa en cabeza del Director técnico opto por tomar la decisión de dar vía libre al diseño y construcción de los componentes, contando con un tiempo muy pobre además de oscilatorio impuesto por la dirección del evento, sin embargo la superación de las expectativas se hizo notar al entrar en competencia, atrayendo la admiración de los demás competidores, profesionales del circuito y por supuesto los pilotos de carrera, entre ellos Juan Pablo Clopatofsky quien literalmente dijo:” A este carro lo que le falta es motor pues su comportamiento es excelente”.

Figura 74 Núcleo de amortiguación delantero Forssa-e 2013

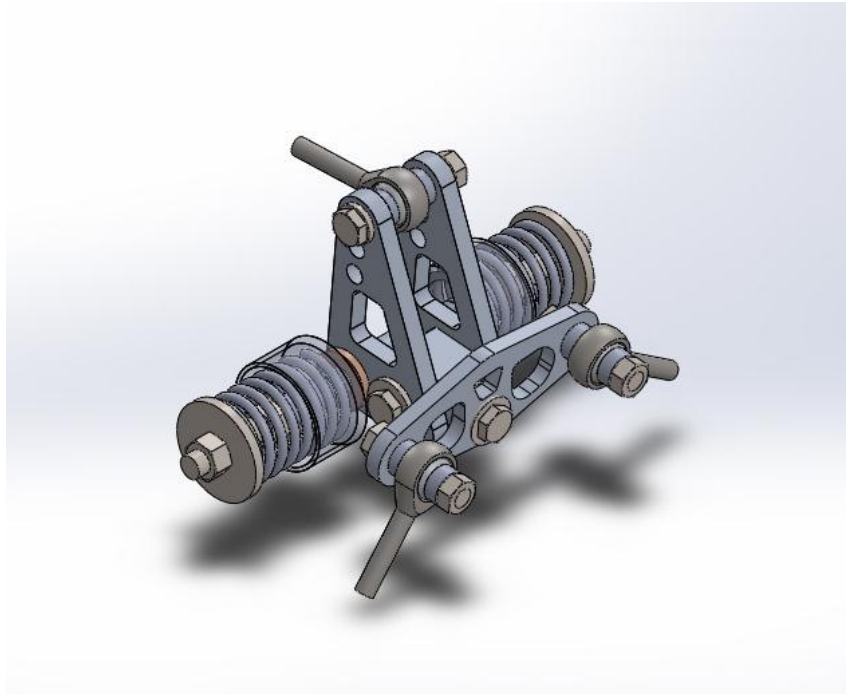
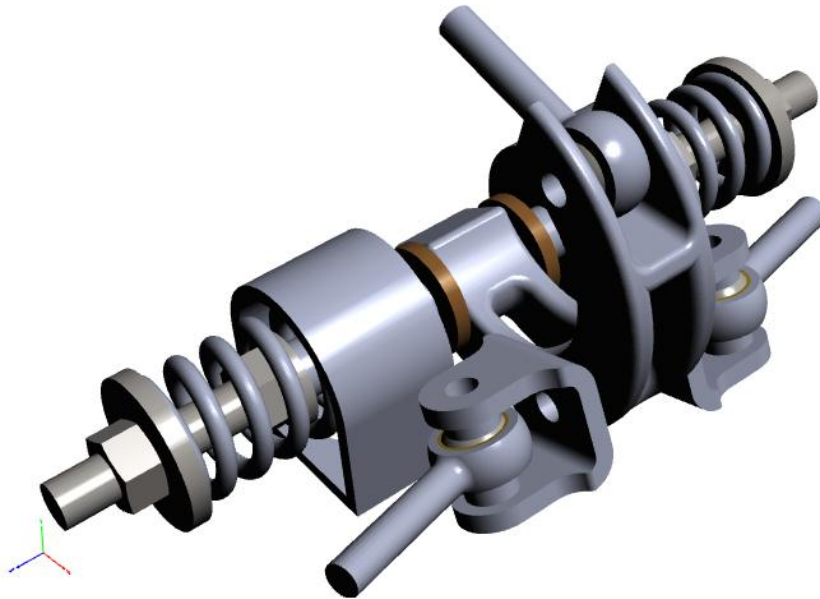


Figura 75 Núcleo de amortiguación delantero Forssa-e 2013 Final



Figura 76 Núcleo de amortiguación delantero Forssa-e 2014



3.2.3. Objeto de mejoras

3.2.3.1. Disminución de piezas

Uno de los fines de este objeto, es eliminar al máximo la cantidad de piezas debido al peso que puede disminuirse; un recuento general de las partes de una suspensión convencional de doble amortiguación se estima en 22 componentes aproximadamente contando con el sistema de estabilización; el fin del mono shock es bajar ese número a la mitad sin sacrificar ninguna funcionalidad del sistema de suspensión general.

3.2.3.2. Funcionalidad

Se llamó al sistema Núcleo, debido a que en él deben estar fusionados todas las funciones necesarias para el comportamiento adecuado de la suspensión, si se observa la figura 23 en un sistema de doble amortiguador, es necesario anexar un subsistema auxiliar que me permita controlar la estabilización de las llantas, el cual aumenta el número de partes, y por ende necesita más espacio.

El Núcleo de amortiguación, busca cumplir ambos papeles en un mismo lugar de trabajo, esto con el fin de aumentar la eficacia del sistema, sin perder su esencia general.

3.2.3.3. Mantenibilidad

Al lograr disminuir el número de piezas considerablemente, se enfatiza en un nivel de mantenibilidad mayor, esto con el fin de ensamblar y desensamblar el sistema en un tiempo mucho menor, dando paso a la resolución de problemas sobre la marcha de forma eficiente en caso de que los hubiese.

3.2.3.4. Innovación

Una de las banderas que prospera la escudería Forssa oriente es su importancia por la innovación, por tal motivo se aplicó la misma al sistema de amortiguación.

Debido a esto se apostó por el sistema tipo monoshock, pues si bien en vehículos tipo fórmula ya se encuentran estos sistemas en la suspensión delantera, en la trasera aún son muy conservadores, por lo cual la escudería apostó a este sistema sin la favorabilidad de los expertos del evento.

3.2.4. Diseño funcional

El sistema debe permitirse dos grados de libertad, en el primero se asegura de que las componentes en Y de las fuerzas entregadas por las barras push sean proporcionalmente trasladadas hacia el resorte-amortiguador, en el segundo grado debe permitir que las componentes en X se puedan trasladar y anular entres si, por lo tanto tendrá una luz de movimiento para evitar momentos flectores, esto con el fin de estabilizar el vehículo en cualquier posición (Ver figura 77 y 78).

Para asegurar que la fuerza no exceda la longitud mínima de trabajo del resorte, es vital que se disminuya proporcionalmente la fuerza, esto debe lograrse con una relación de brazo-ángulo, habiendo estudiado el sistema de brazo angular (Ver figura 3.32), se llega a la conclusión de que para cualquier variación gradual la carga transmitida solo dependerá de la longitud de los brazo, sin embargo, no es viable aumentar o disminuir los grados abruptamente, pues puede causar que el sistema falle por acoplamiento, o simplemente no cumpla su función.

Por tal motivo se trabaja con un ángulo de 90° para evitar que el balancín sufra ecualización por acción de la componente de reacción del resorte, y sea más complejo de acomodar en su posición de trabajo.

Figura 77 Transmisión de fuerzas en Y

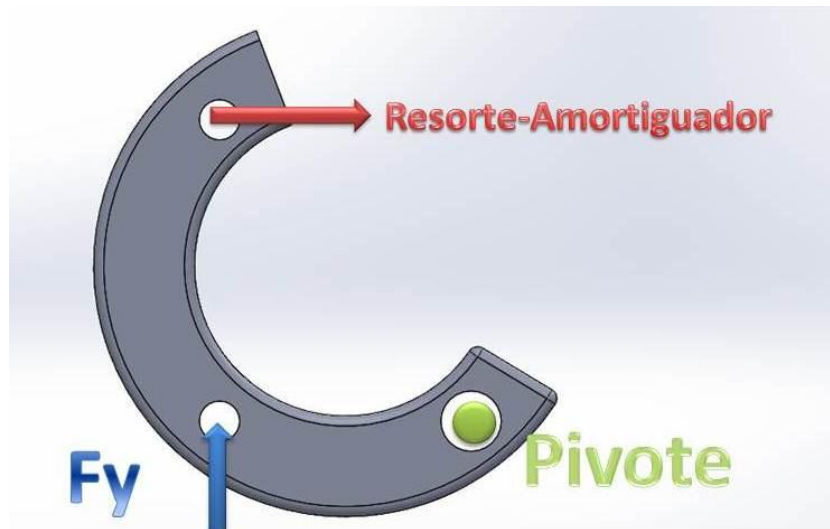
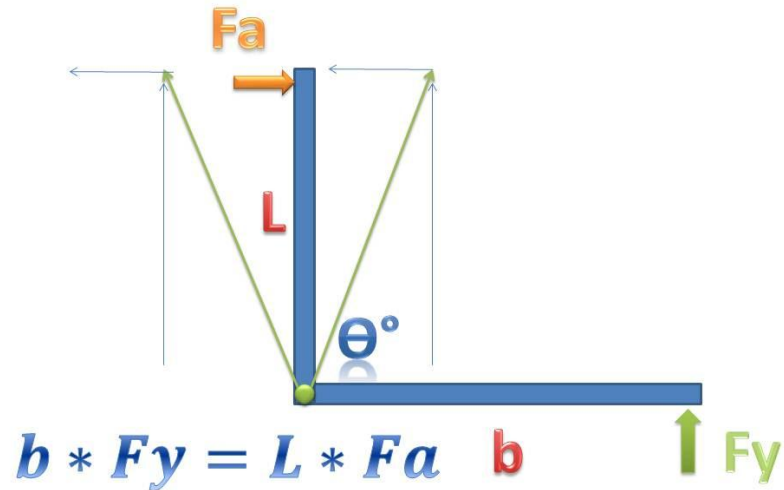


Figura 78 Transmisión de fuerzas en X



Figura 79 DCL de brazos

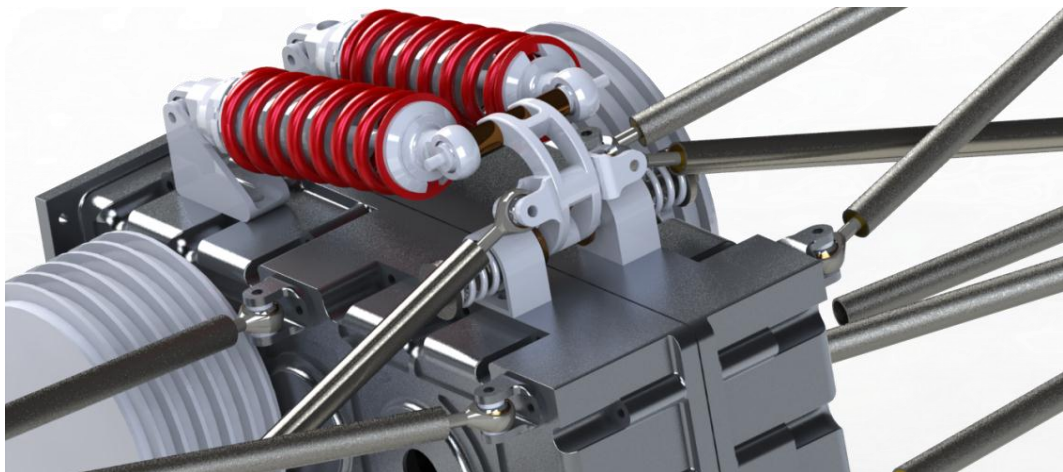


3.2.5. Diseño CAD

El núcleo de amortiguación es exactamente el mismo para la suspensión trasera y la delantera, con la única diferencia en el balancín principal pues este es más delgado adelante y más robusto atrás, estandarizando así muchas de las piezas, ahorrando tiempo en manufactura.

El sistema general (Ver figura 80) se compone de:

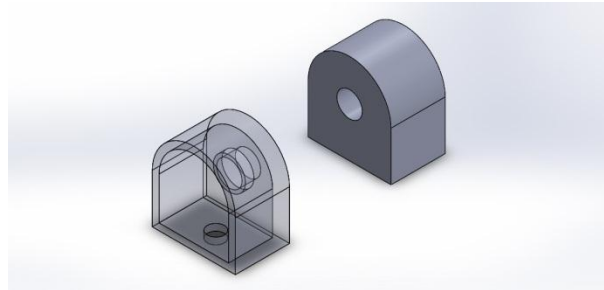
Figura 80 Núcleo de amortiguación trasero



3.2.5.1. Bases de soporte

Su función principal es la de soportar y anclar todo el núcleo a la caja (parte trasera) o al chasis (parte delantera), este posee una profundidad interior en la que se alberga los resortes de pequeñas vibraciones.

Figura 81 Bases de soporte



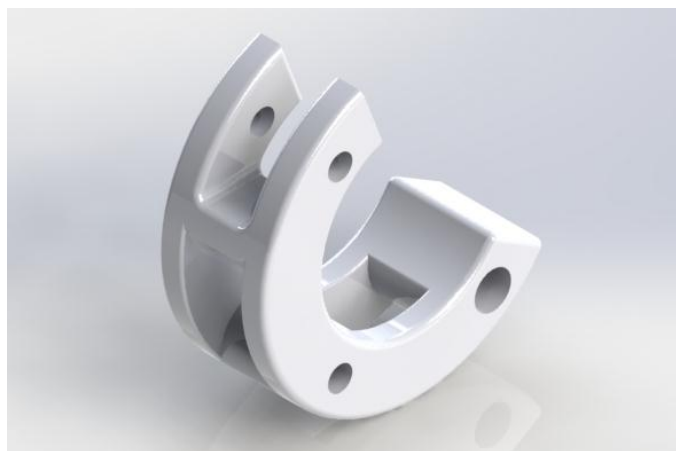
3.2.5.2. Resorte de pequeñas vibraciones

La función de los resortes es la de absorber las pequeñas vibraciones que se encuentren en la pista debido a imperfecciones de la misma, además ayuda a centrar el sistema en estados de reposo libre de cargas.

3.2.5.3. Balancín principal

El balancín principal se desarrolló en forma de media luna con el fin de hacer partícipe a las líneas imaginarias de los brazos sin necesidad de que estas posean material en su trayectoria, cada cambio en el mismo fue retroalimentado.

Figura 82 Balancín principal



3.2.5.4. Anclajes de las barras push

Estas piezas tienen la función de anclar las rotulas de las barras push al balancín principal, transmitiendo las fuerzas generadas por el equilibrio entre las llantas y el sistema de suspensión.

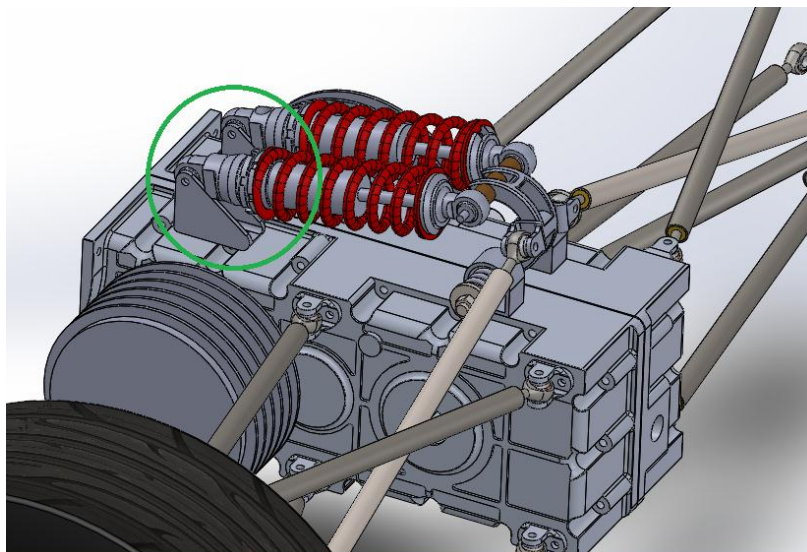
Figura 83 Anclaje de barra push



3.2.5.5. Soporte de los amortiguadores

La función de esta pieza es la de mantener fijos los amortiguadores en la parte trasera, además de trasladar las fuerzas de reacción hacia la carcasa de la caja de velocidades.

Figura 84 Bases de los amortiguadores



3.2.5.6. Bujes y arandelas de deslizamiento o sujeción

El núcleo depende de una variedad de piezas sencillas, las cuales cumplen funciones específicas, como el caso de los bujes de deslizamiento, o las arandelas de deslizamiento, así como las arandelas que mantienen el resorte en su posición, o los bujes de separación.

3.2.5.7. Espárragos de sujeción

Es necesaria la construcción de dos espárragos de sujeción que soporten el sistema, además deben permitir el movimiento tangencial entre las partes a unir.

3.2.6. Diseño CAE

Debido a que las fuerzas ejercidas sobre la suspensión se transmiten por la barra push, el análisis deberá iniciar por los anclajes.

Una de las características del Workbench es que, independiente del material este entrega el esfuerzo, por lo que las pruebas preliminares se harán con el acero estructural que trae por defecto, sin embargo debido a la posibilidad de nuevos materiales se sugirió el duraluminio, ya que posee un mayor límite a la tracción además de su bajo peso.

El duraluminio fue proporcionado por la directiva técnica de la escudería, la cual tiene como proveedor a la Compañía Cia. General de Aceros S.A. sede Bucaramanga.

Tabla 10 Propiedades del Duraluminio

INFORMACIÓN	DATO/PROPIEDAD
Duraluminio	Alumold 500 T6-51
Aleación	7075-zinc
Límite de fluencia	510 Mpa
Resistencia a la tracción	560 Mpa
Densidad	2,83 Kg/dm ³
Módulo de elasticidad	72000 Mpa

Fuente: Ficha Técnica Duraluminio, Cia. General de Aceros S.A.

3.2.6.1. Anclajes de las barras push

La geometría a importar fue trabajada como superficie, debido a la complejidad del modelo para un espesor de 5 mm.

Figura 85 Condiciones de contorno y malla

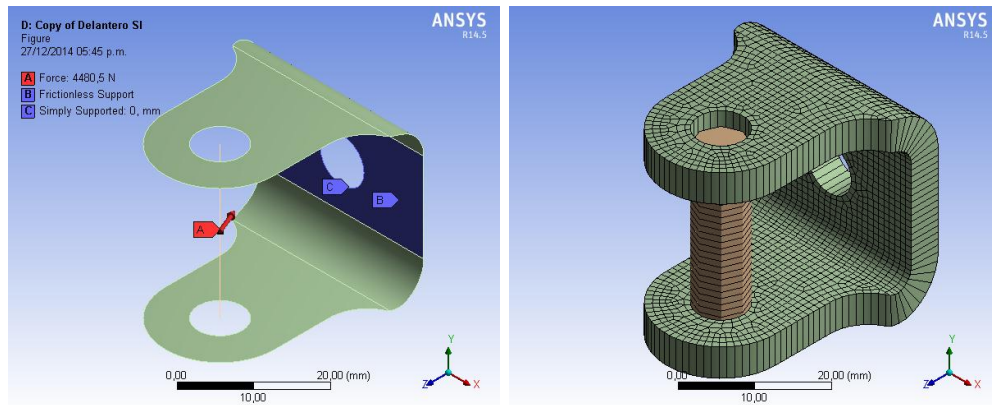


Figura 86 Esfuerzo y factor de seguridad

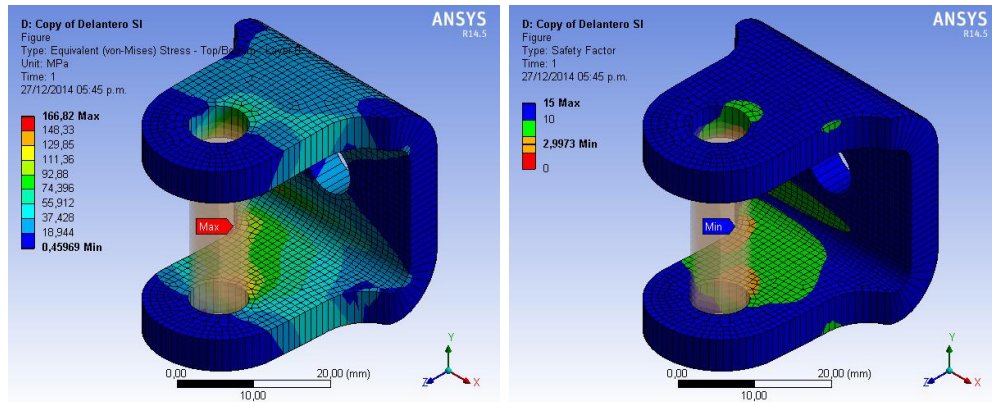


Figura 87 Deformación

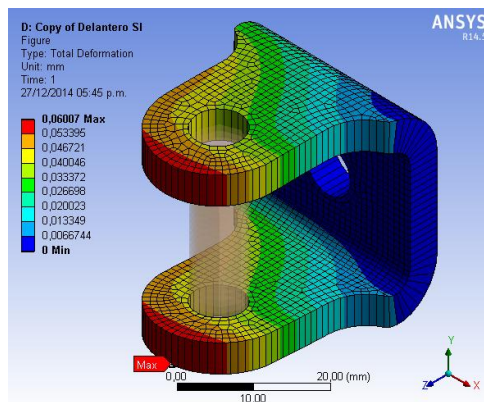


Tabla 11 Tabla de resultados

INFORMACIÓN	RESULTADOS
Volumen	10868 mm ³
Masa	37,747 gm
Deformación	0,06 mm
Esfuerzo	166,82 Mpa
Factor de seguridad	2,99

3.2.6.2. Balancín delantero

Cada uno de las simulaciones se dividen en dos partes, la primera esta especificada para encontrar las fuerzas que se van a ejercer sobre el resorte, junto con la deformación del mismo, en la segunda se tendrá como limitante la carga máxima con el recorrido total, además de que es un elemento en 3D se deberá evaluar la correspondiente convergencia del error.

- Cargas sobre el resorte

Para el presente caso se elabora un modelo en el cual incluya el resorte junto con el amortiguador y sus constantes respectivas (Ver elementos estandarizados), además de aplicar las fuerzas máximas en caso de un frenado abrupto.

Figura 88 Condiciones de contorno y mallado

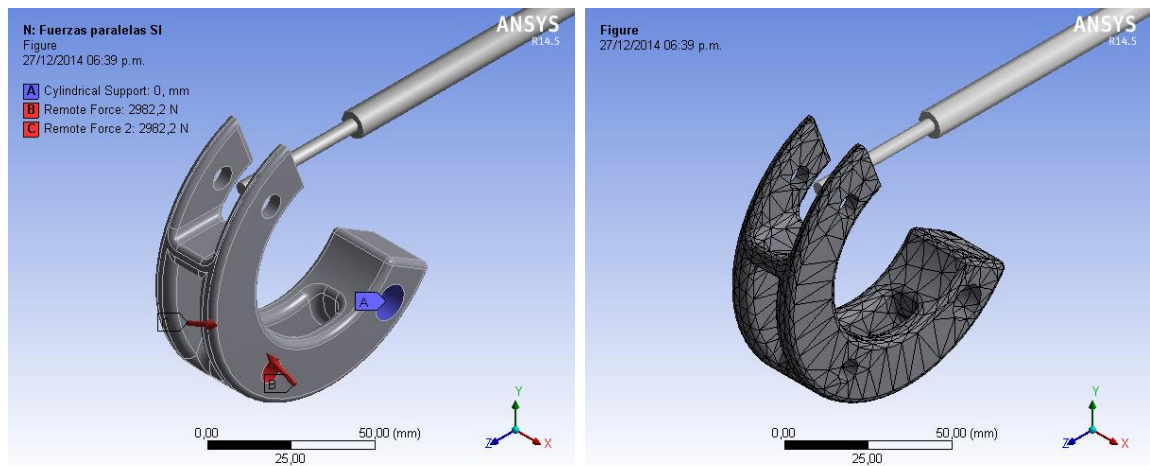


Figura 89 Convergencia del error energético

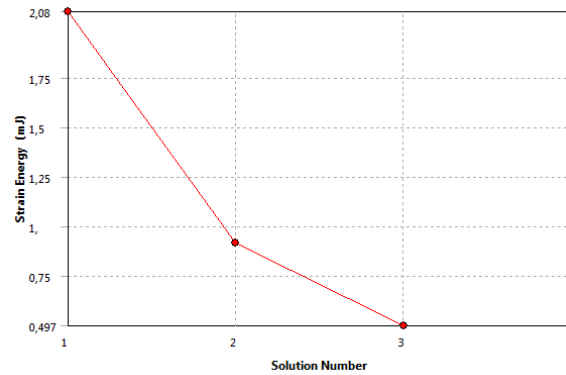


Tabla 12 Tabla de información de amortiguación

INFORMACIÓN	DATO
Convergencia	Alta
Constante de rigidez	400 lb/in
Constante de amortiguamiento	450 lb*s/in
Deformación del resorte	27 mm
Carga entregada absorbida por el resorte	1920 N

Es necesario evaluar la suspensión en pista de acuerdo a la información entregada por el piloto, en el caso en que sea necesario precargar el resorte o ajustar el gas del amortiguador.

- Recorrido máximo

En este caso se asume que ya se ha llegado al límite de la longitud de trabajo del resorte, por lo que el sistema permanece cuasi estático a máxima carga.

Figura 90 Condiciones de contorno y esfuerzo máximo

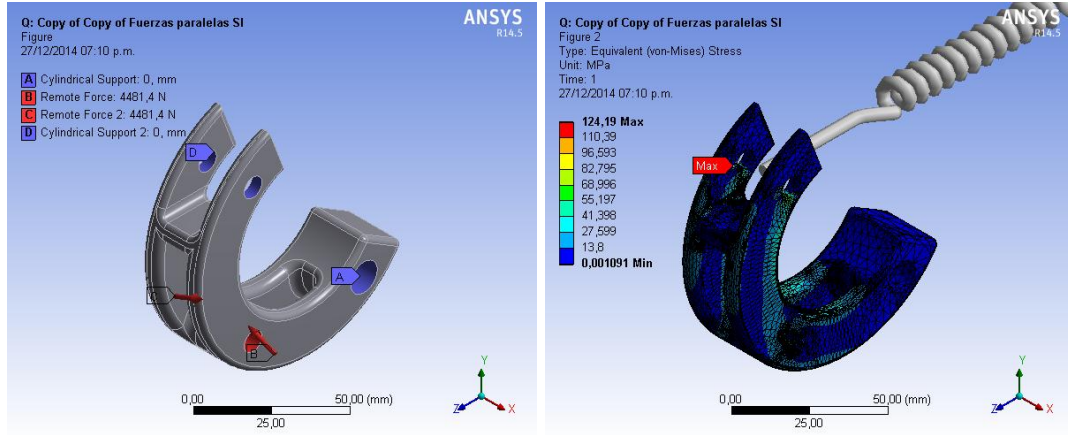


Figura 91 Deformación máxima y factor de seguridad

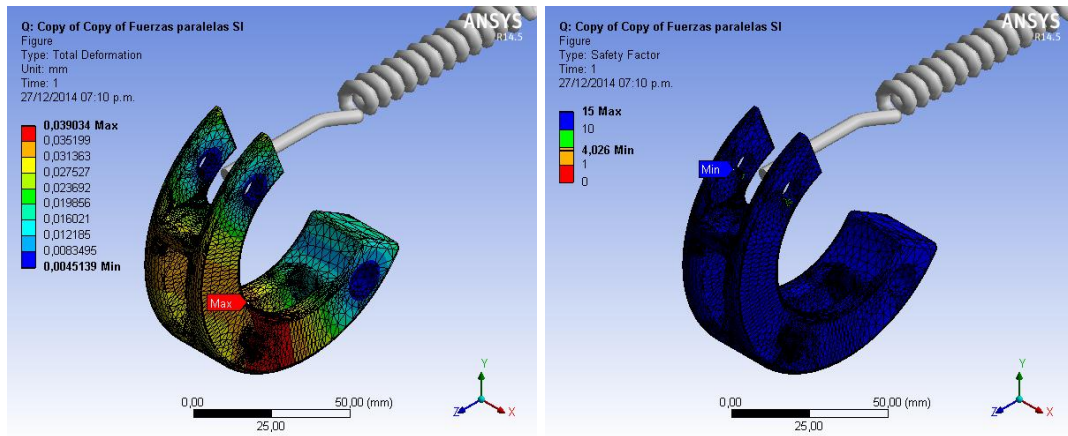


Figura 92 Convergencia error energético

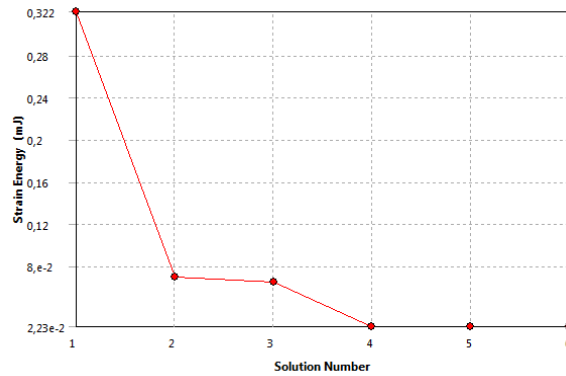


Tabla 13 Tabla de información posición límite

INFORMACIÓN	DATOS
Convergencias	Alta
Volumen	45281 mm ³
Masa	128,15 gm
Deformación	0,039 mm
Esfuerzo	124,19 Mpa
Factor de seguridad	4,02

3.2.6.3. Balancín trasero

El modelo de simulación es similar al anterior solo que ahora se toma para las cargas máximas de la suspensión trasera y constantes de resorte y amortiguación respectivas (Ver literal 3.4).

- Cargas sobre el resorte

Figura 93 Condiciones de contorno y mallado

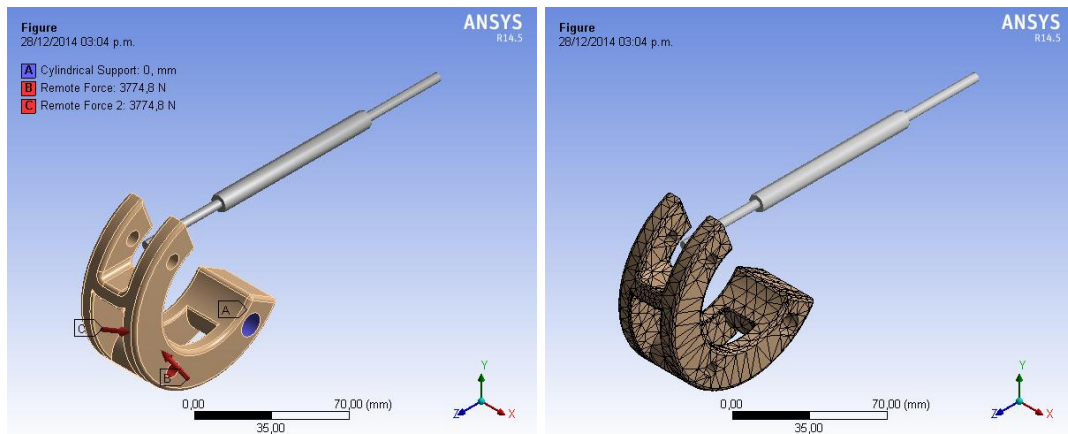


Figura 94 Convergencia

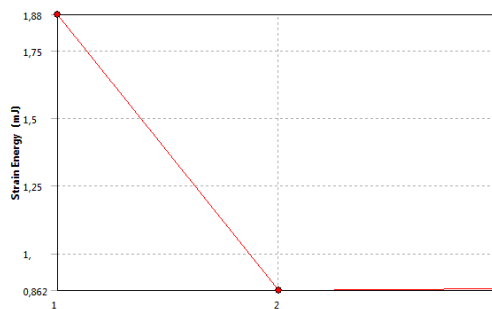


Tabla 14 Tabla de información de amortiguación

INFORMACIÓN	DATO
Convergencia	Media
Constante de rigidez	700 lb/in
Constante de amortiguamiento	750 lb*s/in
Deformación del resorte	9,22 mm
Carga entregada absorbida por el resorte	2365 N

- Recorrido máximo

Figura 95 Condiciones de contorno y deformación máxima

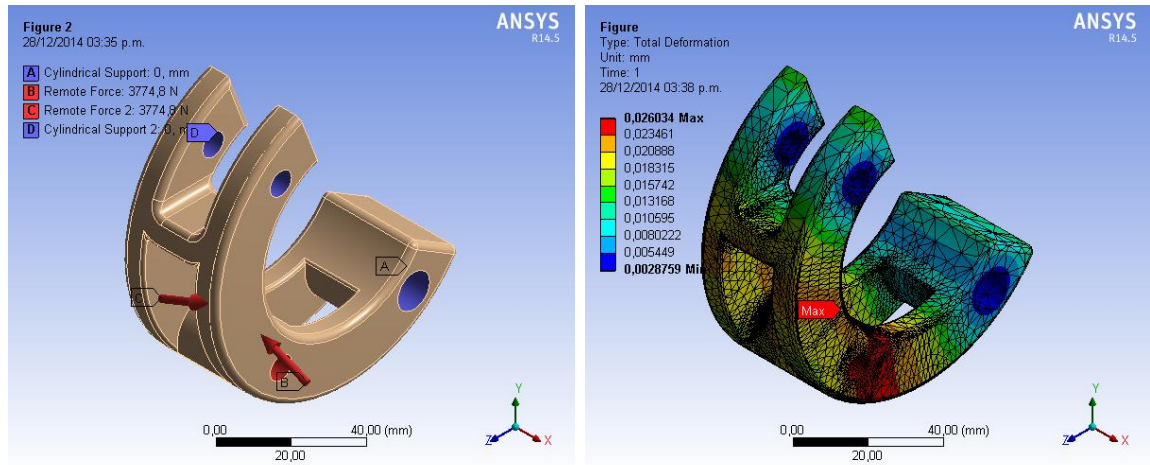


Figura 96 Esfuerzo máximo y factor de seguridad mínimo

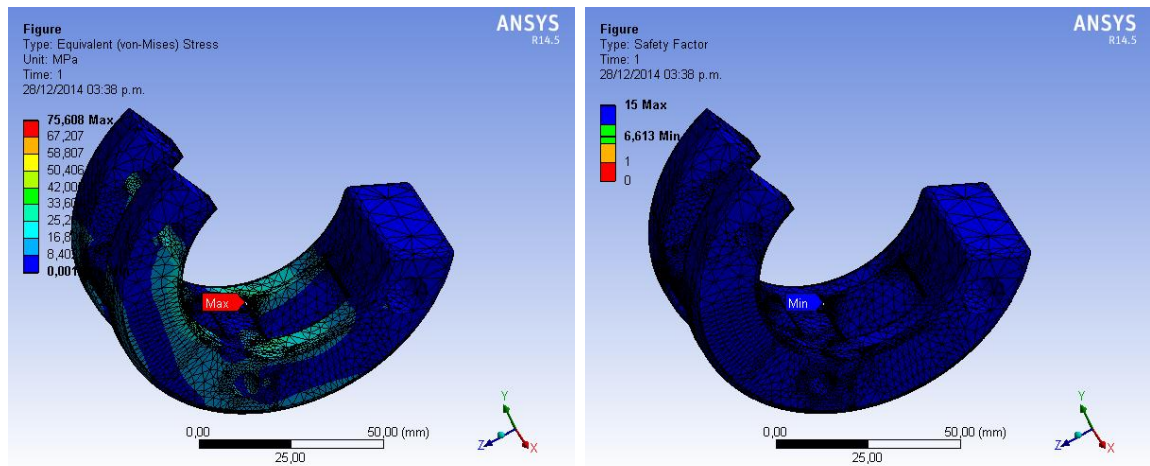


Figura 97 Convergencia del error

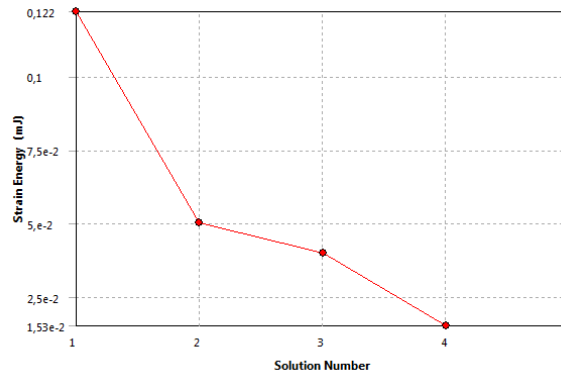


Tabla 15 Tabla de información posición límite

INFORMACIÓN	DATOS
Convergencias	Alta
Volumen	64395 mm ³
Masa	182,24 gm
Deformación	0,026 mm
Esfuerzo	75,6 Mpa
Factor de seguridad	6,6

Si bien los factores de seguridad están muy por encima de los rangos dispuestos, es necesario que estas piezas no fallen, bajo ninguna condición, pues no son componentes que puedan ser remplazados con facilidad, por lo cual deben soportar cualquier tipo de maltrato y cumplir su papel bajo cualquier carga extrema, es decir si por algún motivo el monoplaza sobrepasa los límites para los cuales fue diseñado, esta es la única pieza que no debe fallar.

3.2.6.4. Soporte de los amortiguadores

Otra forma de evaluar errores es manualmente, esta forma no es recomendable para figuras demasiado complejas o de las cuales no se tiene certeza de visión del componente, como las piezas anteriores, por lo cual se recomienda usar una convergencia energética o estructural, por otra parte si se la pieza no es muy complicada, puede usarse el error estructural de forma manual, evitando cambios abruptos entre el diagrama térmico de cada elemento, y revisando que la malla sea uniforme como en el presente caso.

Figura 98 Condiciones de contorno y mallado

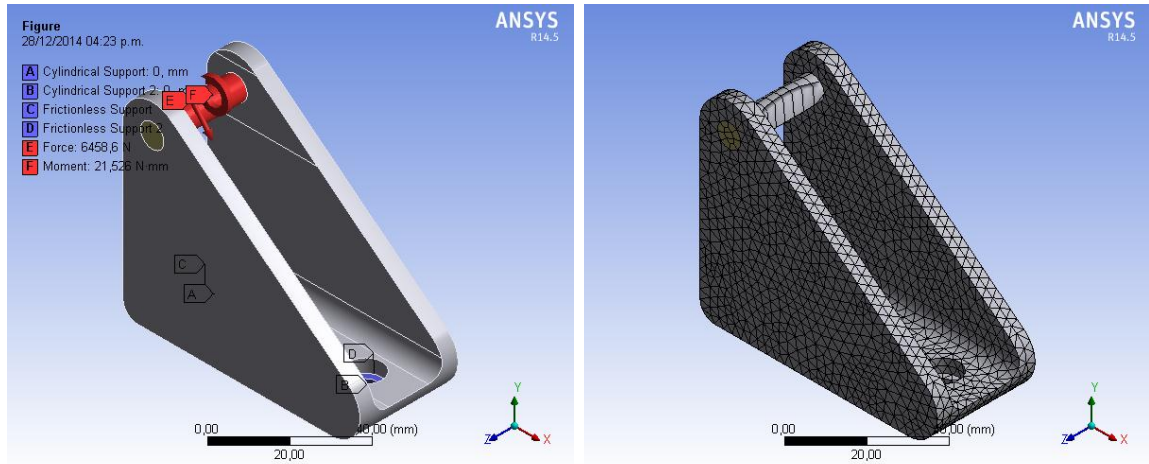
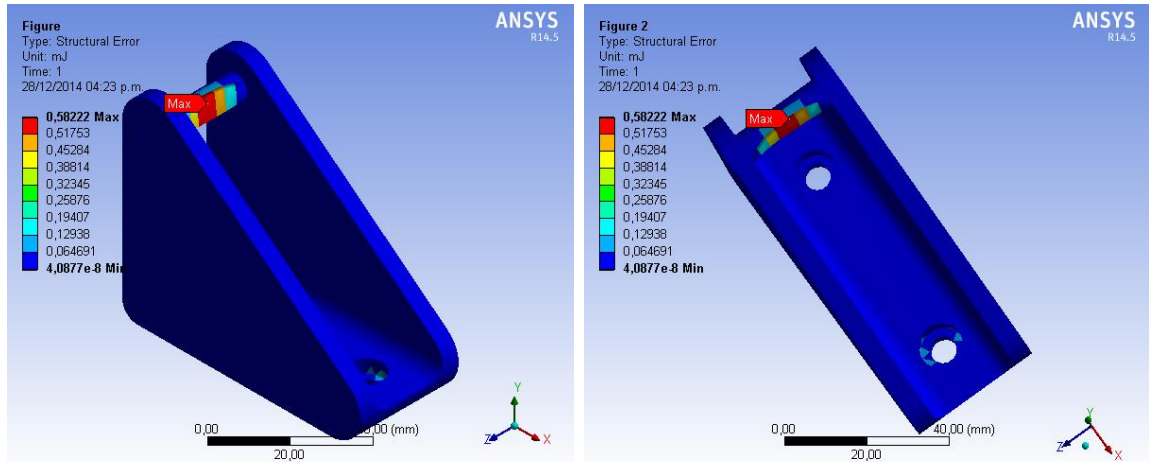


Figura 99 Error estructural



En la primera figura se ve como hay cambios abruptos en los elementos del perno, sin embargo este no hace parte del estudio de la simulación, es decir está excluido, por lo cual se presenta la segunda figura donde se ve claramente que los elementos son más refinados y por ende el error es mucho más pequeño.

Figura 100 Esfuerzo máximo y factor de seguridad mínimo

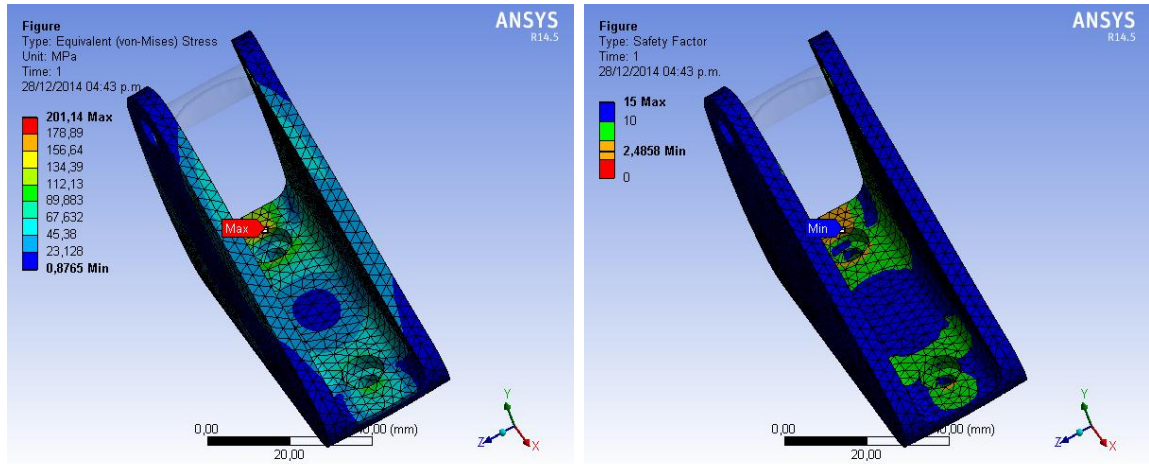


Figura 101 Deformación

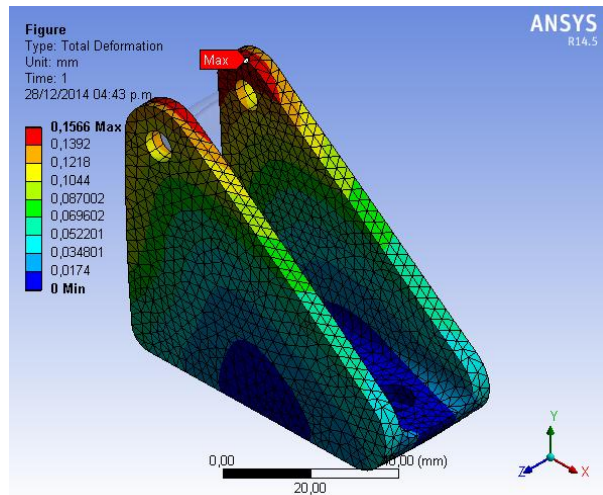


Tabla 16 Tabla de información

INFORMACIÓN	DATOS
Convergencias	Manual
Volumen	51591 mm ³
Masa	146 gm
Deformación	0,156 mm
Esfuerzo	201,14 Mpa
Factor de seguridad	2,48

3.2.6.5. Bases de soporte

La siguiente pieza es quizás la menos propensa a la falla, pues las fuerzas de reacción encontradas en la simulación de los balancines principales muestran que toda la carga se va hacia los resortes como debería ser, dejando una pequeña fuerza solo de soporte a las bases no mayores a los 500 N.

Figura 102 Condiciones de contorno y mallado

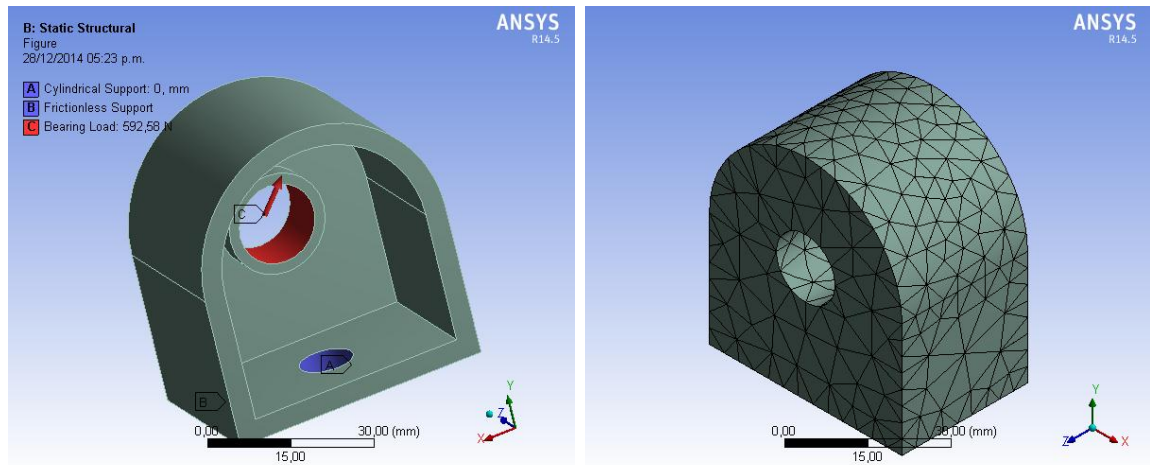


Figura 103 Deformación y esfuerzo máximo

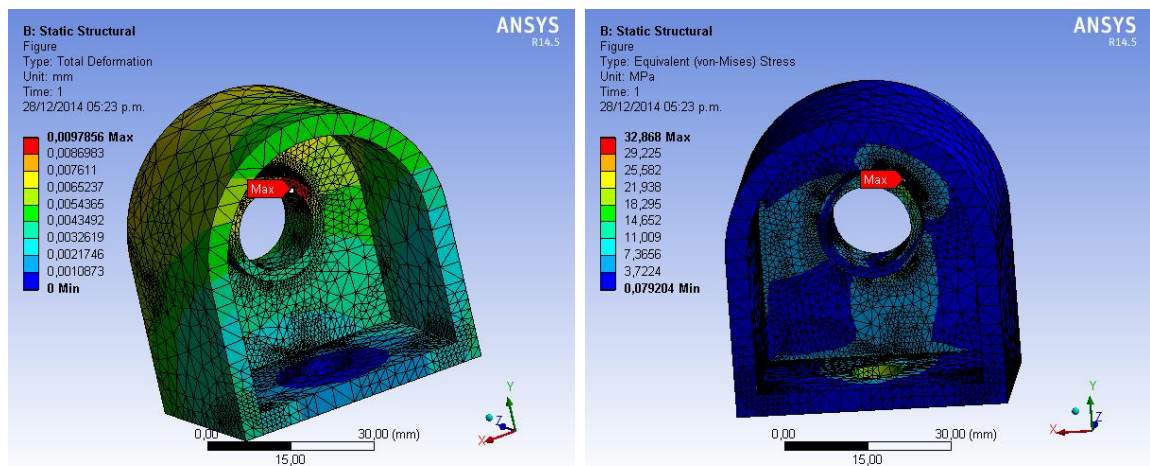


Figura 104 Convergencia

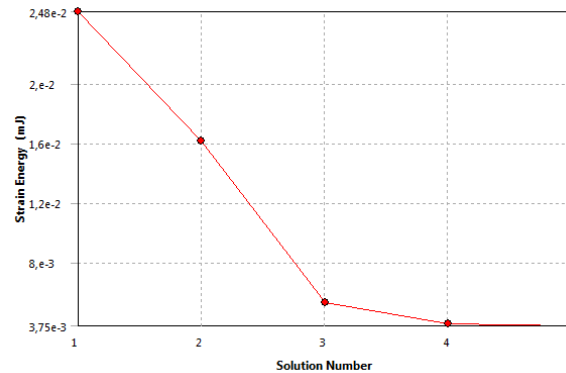


Tabla 17 Tabla de información

INFORMACIÓN	DATOS
Convergencias	Alta
Volumen	30990 mm ³
Masa	87,7 gm
Deformación	0,009 mm
Esfuerzo	32,86 Mpa
Factor de seguridad	17

Las piezas de soporte tienen un valor muy alto de seguridad y podrían minimizarse más, sin embargo debido a la poca cantidad de peso que se perdería, no valdría la pena emplear una mayor cantidad de tiempo y trabajo si la relación Beneficio/costo va a tender a 0.

3.3. DISEÑO DE COMPONENTES DE ACOPLE

Además de los componentes de la suspensión principal, es necesario elaborar componentes que hagan la función de juntas y/o acoples para una tarea en especial, por tal motivo se debe diseñar distintos modelos, junto con sus respectivos análisis y modelamientos, que sean evaluados bajo las cargas conseguidas en el literal 2.5 y las resultantes encontradas de las simulaciones del literal 3.2.

3.3.1. Acoples para el portamasas

Uno de los problemas principales es la simplicidad del portamasas, al cual fue necesario elaborar dos componentes principales en la parte superior y en la parte inferior.

3.3.1.1. Acople portamasas superior

La función de esta pieza es la de dar soporte a la tijera delantera superior, del mismo modo deberá permitir un brazo para dar momento a la dirección.

Figura 105 Soporte superior del portamasas



Debido a que el mallado de la simulación no es lo suficiente uniforme para poder trabajar con seguridad, se es necesario el uso de convergencia, que en el presente caso se hará por medio del error estructural a diferencia de los anteriores que se verificaron con el energético, sin embargo el hecho de convergencia garantiza una posibilidad muy aproximada de validez del modelo.

Figura 106 Condiciones de contorno y mallado

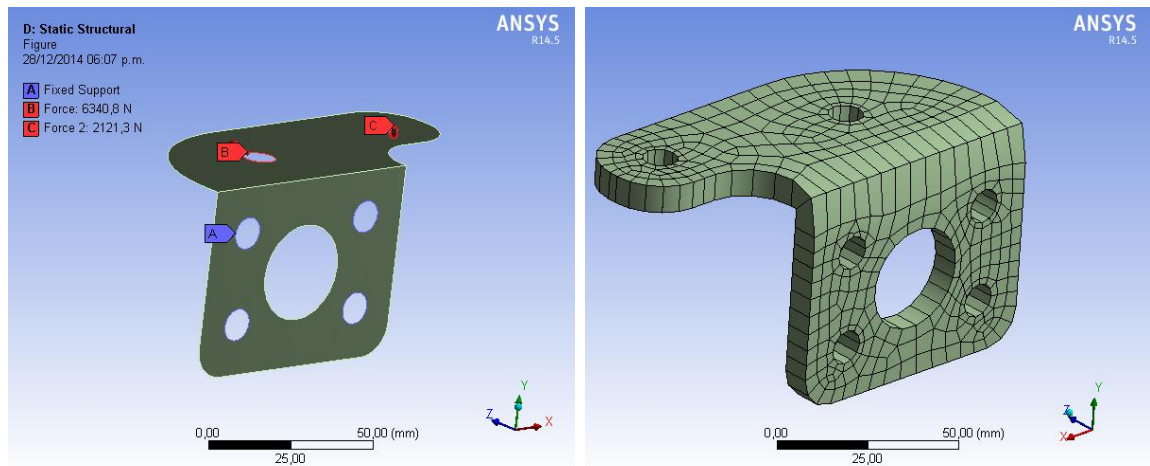


Figura 107 Esfuerzo máximo y factor de seguridad mínimo

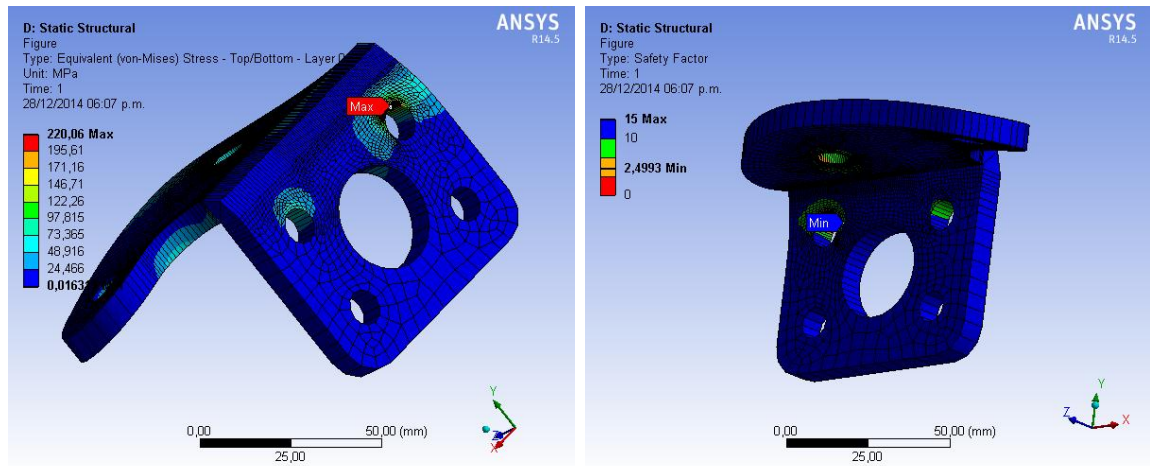


Figura 108 Deformación

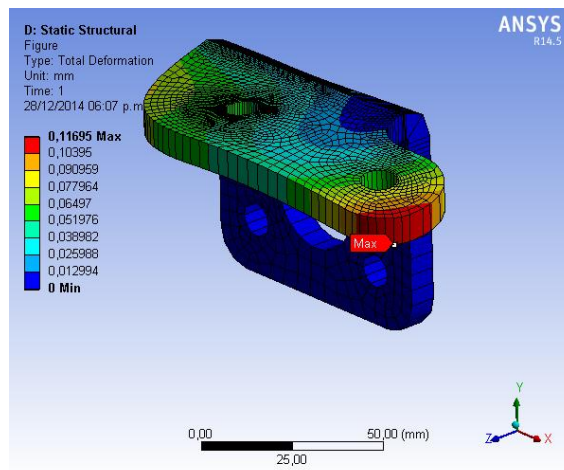


Figura 109 Convergencia

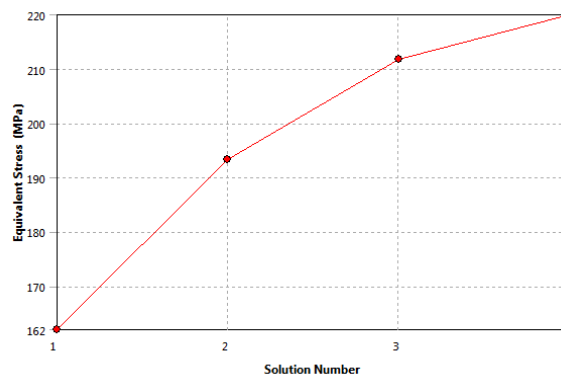


Figura 110 Tabla de información

INFORMACIÓN	DATOS
Convergencias	Alta
Volumen	65276 mm ³
Masa	184,73 gm
Deformación	0,119 mm
Esfuerzo	220,06 Mpa
Factor de seguridad	2,49

3.3.1.2. Acople portamasas inferior

La función de este componente solo es de soporte de la tijera inferior delantera al portamasas.

Figura 111 Soporte portamasas inferior



Figura 112 Condiciones de contorno y mallado

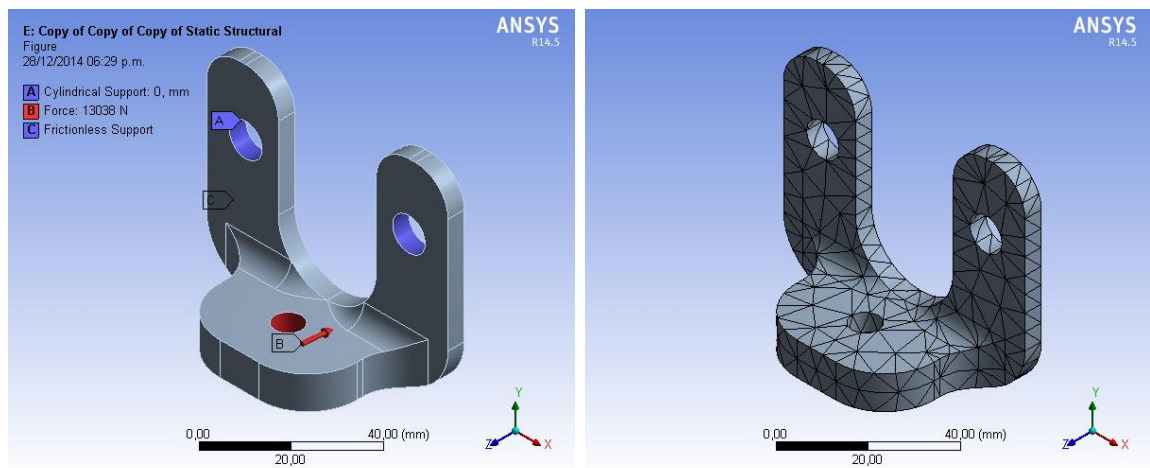


Figura 113 Esfuerzo y factor de seguridad

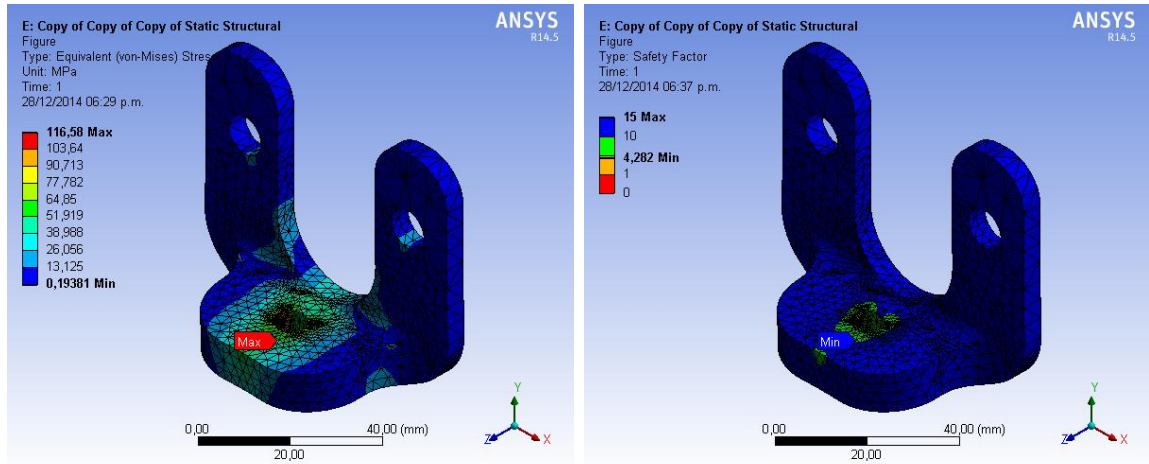


Figura 114 Deformación

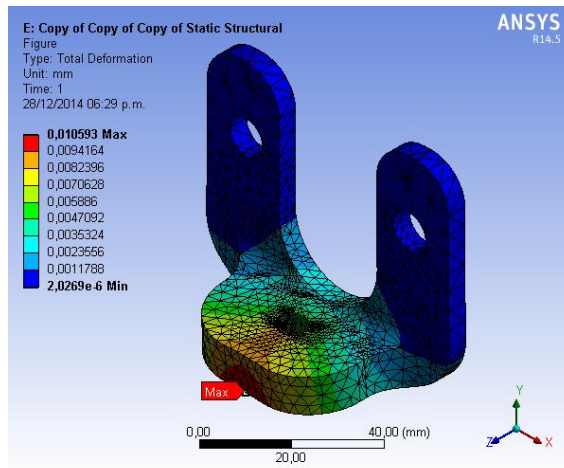


Figura 115 Convergencia

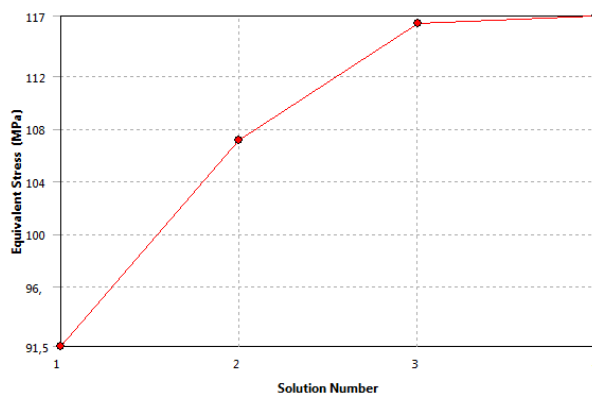


Tabla 18 Tabla de información

INFORMACIÓN	DATOS
Convergencias	Alta
Volumen	23990 mm ³
Masa	67,89 gm
Deformación	0,029 mm
Esfuerzo	116,77 Mpa
Factor de seguridad	4,28

3.3.2. Anclajes

Los anclajes pueden considerarse como los hombros del vehículo, pues estos hacen de unión entre las tijeras y el chasis para la parte delantera así como para la caja en la parte trasera, por tal motivo es necesario diseñarlos por separado.

3.3.2.1. Anclajes delanteros

Debido a que estos van ensamblados al chasis, deben tener una forma similar a la de la tubería, por ende su acople se hace en función de las medidas y las posiciones sugeridas por el equipo de Chasis.

Figura 116 Anclajes delanteros

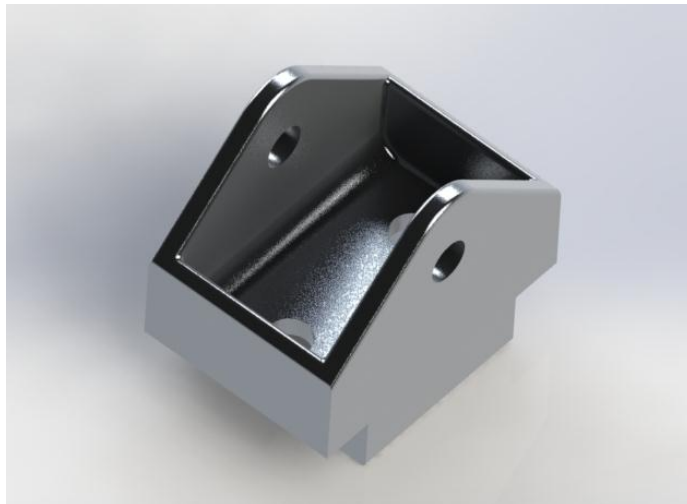


Figura 117 Condiciones de contorno y mallado

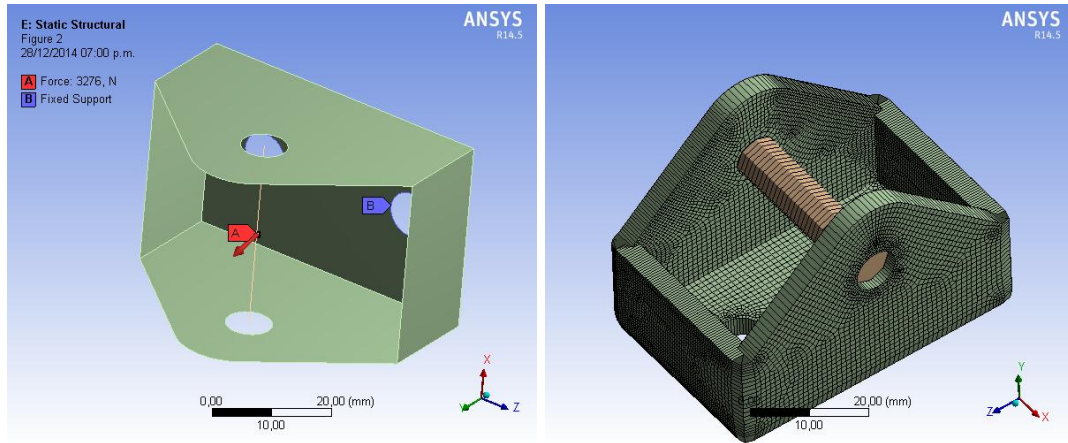


Figura 118 Esfuerzo y factor de seguridad

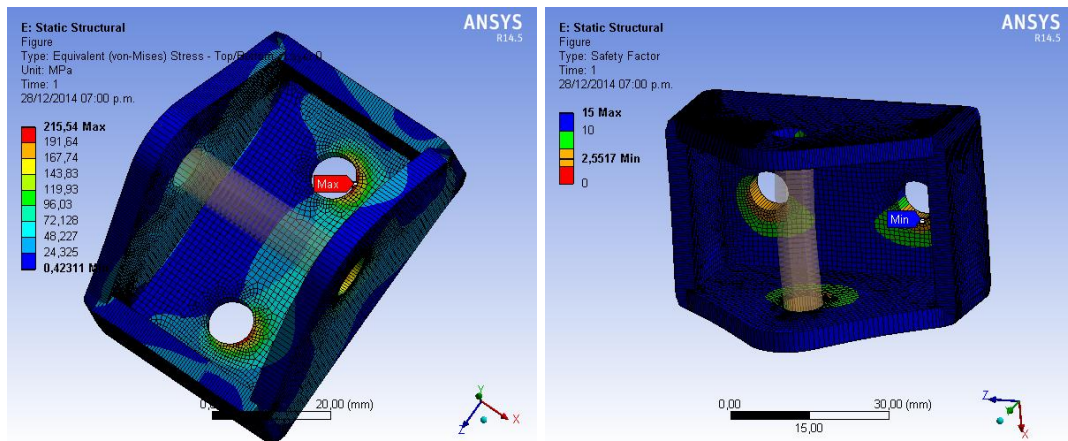


Figura 119 Deformación

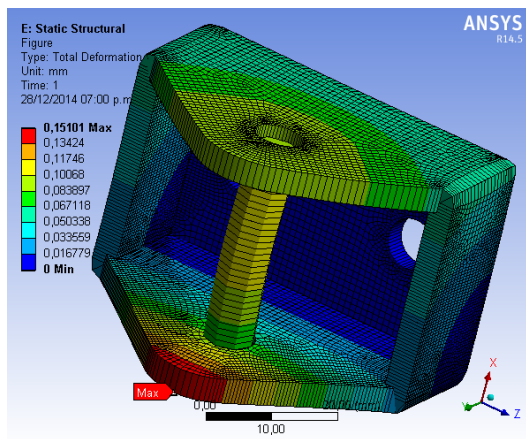


Tabla 19 Tabla de información

INFORMACIÓN	DATOS
Convergencias	No
Volumen	23694 mm ³
Masa	67,05 gm
Deformación	0,15 mm
Esfuerzo	215,54 Mpa
Factor de seguridad	2,55

3.3.2.2. Anclajes traseros

Debido a que las opciones de posición de los anclajes en la caja es reducida, se vio en la obligación de elaborar un tipo de anclaje más pequeño y compacto.

Figura 120 Anclaje trasero



Figura 121 Condiciones de contorno y mallado

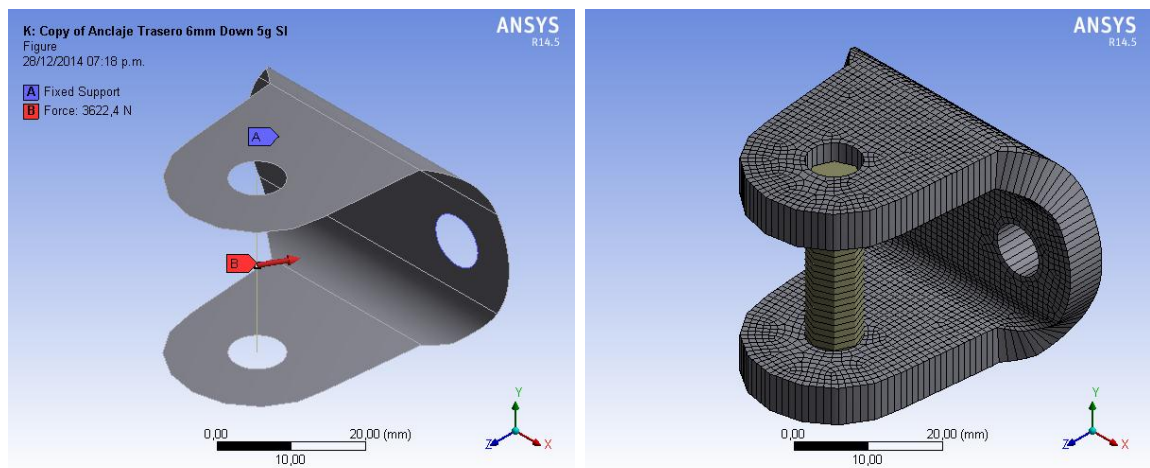


Figura 122 Esfuerzo y factor de seguridad

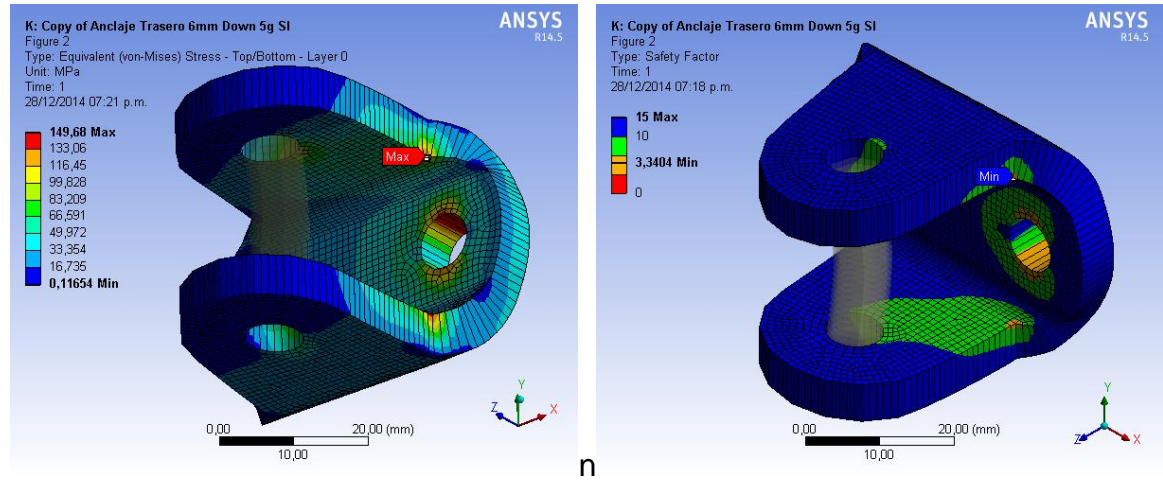


Figura 123 Deformación

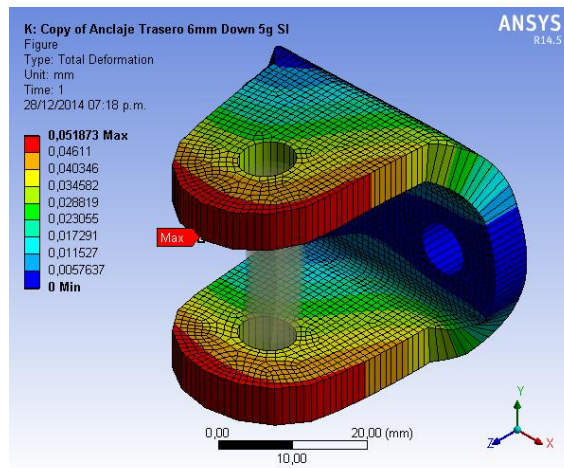


Tabla 20 Tabla de información

INFORMACIÓN	DATOS
Convergencias	No
Volumen	16412 mm ³
Masa	46,44 gm
Deformación	0,051 mm
Esfuerzo	149,68 Mpa
Factor de seguridad	3,34

3.4. SELECCIÓN DE COMPONENTES

En este literal se presentara la forma en que se seleccionaron los componentes que por su simplicidad y disponibilidad en el mercado son fáciles de reemplazar y conseguir.

3.4.1. Resorte de pequeñas vibraciones

Al poner en funcionamiento los modelos de núcleos anteriores, el piloto presento el problema de vibraciones pequeñas y molestas cuando tomaba una curva, por tal motivo se adiciono un grado de amortiguación más pequeño ubicado en los laterales del sistema, al correr nuevamente el vehículo se notó la diferencia y no hubo más problemas al respecto.

Para seleccionar el resorte se presentaron las siguientes condiciones de diseño:

- El resorte jamás va a llegar al límite de su deformación de trabajo debido a que el movimiento está restringido por la Luz del balancín principal que es aproximadamente 10 mm.
- Debido a que no alcanzara su deformación total, el resorte no estará jamás sometido a carga plena, ni tampoco a la carga total de entrada de las barras push, debido a que esta se trasmite a la siguiente llanta, por lo que la fuerza de acción deberá ser inferior al 20% de la carga total de la barra push.
- Los cálculos por fatiga se realizaran con un máximo de 10^3 ciclos de acuerdo a la condición de degradamiento de la pista.
- El material a elegir es el Alambre cuerda de piano, ya que este es el de más cobertura en el mercado regional.
- El diámetro del resorte esta entre 40-50 mm por diseño CAD.

Teniendo en cuenta:

- Primer ciclo de carga

$$C = \frac{Ds}{Dw} \quad (17)$$

$$\tau_{ini} = \frac{8 * P_{max} * D_s}{\pi * D_w^2} * K_s \quad (18)$$

$$K_s = 1 + \frac{1}{2 * C} \quad (19)$$

$$K_w = \frac{4 * C - 1}{4 * C - 4} + \frac{0,615}{C} \quad (20)$$

- Condición de carga dinámica

$$P_{alt} = \frac{P_{max} - P_{min}}{2} \quad (21)$$

$$P_{med} = \frac{P_{max} - P_{min}}{2} \quad (22)$$

$$\tau_{alt} = \frac{8 * P_{alt} * D_s}{\pi * D_w^3} * K_w \quad (23)$$

$$\tau_{med} = \frac{8 * P_{med} * D_s}{\pi * D_w^3} * K_w \quad (24)$$

- Selección del material

$$S_{ut} = 2153,5 * D_w^{-0,1625} \quad (25)$$

$$S_{ys} = 0,67 * S_{ut} \quad (26)$$

$$S_{ew} = 465,4 \text{ Mpa} \quad (27)$$

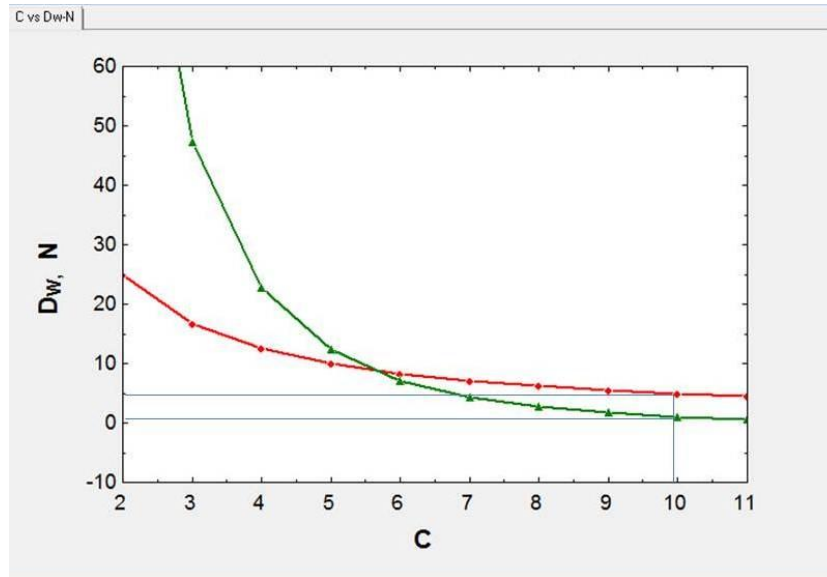
$$N = \frac{-(S_{es} * (\tau_{ini} - S_{us}))}{S_{es} * (\tau_{med} - \tau_{ini}) + S_{us} * \tau_{alt}} \quad (28)$$

$$\frac{S_{es}}{S_{us}} = \frac{0,707 * S_{ew}}{S_{us} - 0,707 * S_{ew}} \quad (29)$$

$$S_{us} = 0,9 * S_{ut} \quad (30)$$

- Resultados

Figura 124 Factor de seguridad y Diámetro del alambre en función de C



Como se puede observar en la figura 124 para un C de 10 el cual se encuentra en el rango admisible (4-12), se obtiene un factor de seguridad de 1,6 y un diámetro de alambre de 5mm para un resorte a compresión.

3.4.2. Tornillos

Para la tornillería se decide usar cabeza Bristol por mantenimiento y estética, grado 8.8 SI o G8 UN, sugerido por el reglamento Formula SENA³, que soporte condiciones 50% más altas que las fuerzas diseñadas para un factor de seguridad superior al rango admisible.

Teniendo en cuenta:

$$S_{ys} = 0,577 * S_y \quad (31)$$

$$\tau = \frac{P}{A} \quad (32)$$

$$N = \frac{S_{ys}}{\tau} \quad (33)$$

³ Normativa Formula SENA, Colombia 2012-2013 vigente.

- Resultados

Figura 125 Diámetro vs S_y

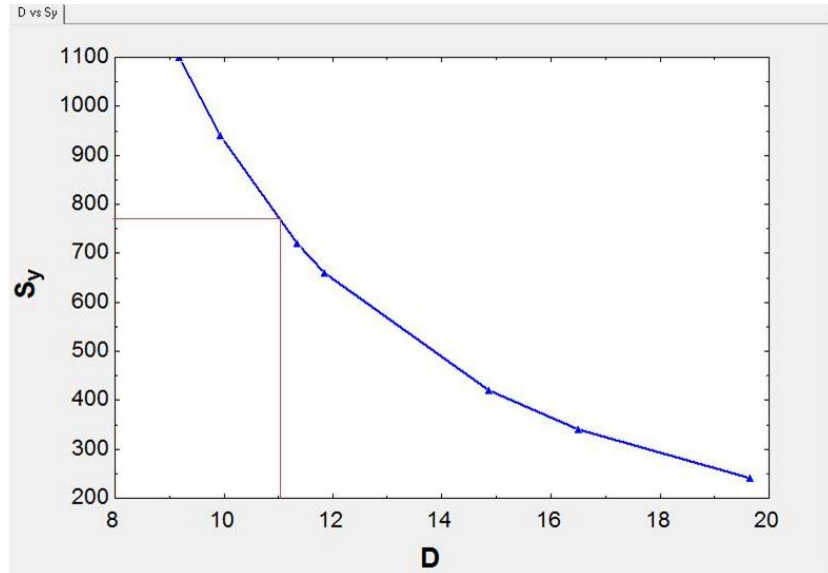
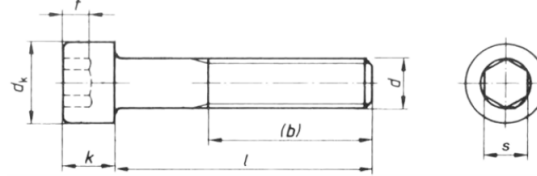


Figura 126 Tabla de tornillería DIN

Número de Clase	Rango del diámetro [mm]	Resistencia de prueba mínima [MPa]	Resistencia elástica mínima [MPa]	Resistencia a la tracción mínima [MPa]	Material	Marcado de la cabeza
4.6	M5-M36	225	240	400	Acero de mediano o bajo carbono	
4.8	M1.6-M16	310	340	420	Acero de mediano o bajo carbono	
5.8	M5-M24	380	420	520	Acero de mediano o bajo carbono	
8.8	M16-M36	600	660	830	Acero de mediano o bajo carbono, templado y revenido	
9.8	M1.6-M16	650	720	900	Acero de mediano o bajo carbono, templado y revenido	
10.9	M5-M36	830	940	1040	Acero martensítico de bajo carbono, templado y revenido	
12.9	M1.6-M36	970	1100	1220	Acero de aleación, templado y revenido	

Figura 127 Tabla de tornillería brístol



b (*1)	15	16	17	18	20	22	24	28	32	36	40	44	48	52	56	60	66	72
t min.	0,7	1	1,1	1,3	2	2,5	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13,5	15,5
s	1,5	1,5	2	2,5	3	4	5	6	8	10	12	14	14	17	17	19	19	22
k max.	1,6	2	2,5	3	4	5	6	8	10	12	14	16	18	20	22	24	27	30
dk	3	3,8	4,5	5,5	7	8,5	10	13	16	18	21	24	27	30	33	36	40	45

(*1) Longitud de la rosca (siempre que L>b)

d	M-1,6	M-2	M-2,5	M-3	M-4	M-5	M-6	M-8	M-10	M-12	M-14	M-16	M-18	M-20	M-22	M-24	M-27	M-30
5	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*
6	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*
8	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*
10	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*

Fuente: DISLAS Universal en tornillería y herramientas, Catalogo técnico de tornillería. Pontevedra España, 2012.

En la figura 126 se puede observar como para un esfuerzo de 830 Mpa (Ver figura 3.80) se encuentra un diámetro de 11 mm, sin embargo en la normativa entregada por un proveedor en la figura 127 se puede observar que no se encuentra este diámetro por lo cual se selecciona por encima es decir para 12mm para los tornillos de mayor carga, para los de menor carga pueden usarse el mismo grado 8.8 de diámetro 6-8mm. 8.8 M 6-12 1,75 MC g6 ###.

3.4.3. Rotula o Uniballs

Figura 128 Tabla técnica Uniballs

PMX-T / PMXL-T 3-PIECE PERFORMANCE RACING, STAINLESS STEEL RACE, WEAR RESISTANT, SELF LUBRICATING													
										MATERIALS			
										BALL	BODY	RACE	LINER
										440C STAINLESS STEEL OR 52100 STEEL	4340 STEEL	17-4PH CRES	P. T. F. E. FABRIC
										HEAT TREATED R/C 56 MIN.	HEAT TREATED	STAINLESS STEEL	
										HARD CHROME PLATED	ZINC PLATED	HEAT TREATED	
										MANUFACTURER'S OPTION	CHROMATE TREATED		
MALE ROD ENDS		B DIA.	D DIA.	W WIDTH	T WIDTH	BALL DIA.	A LGTH	N THD.	C LGTH	a° MIS ANGLE	ULT. STATIC RADIAL LOAD (lbs.)	APPROX. WEIGHT (lbs.)	
RIGHT HAND PART NO.	LEFT HAND PART NO.	+ .0015 - .0005	+ .010 - .010	+ .000 - .005	+ .005 - .005	REF.	+ .010 - .010	UNF 3A	+ .031 - .031	REF.			
PMX5T	PMXL5T	.3125	.900	.437	.327	.593	1.875	5/16-24	1.187	14	8,302	.08	
PMX6T	PMXL6T	.3750	1.025	.500	.416	.687	1.938	3/8-24	1.187	8	10,940	.13	
PMX7T	PMXL7T	.4375	1.150	.562	.452	.781	2.125	7/16-20	1.281	10	14,052	.18	

Fuente: FK BEARINGS, Catalogo UNIBALLS. Disponible:

<http://www.fkrodends.com/PMXTPMXLT27.html>

La selección de las rotulas se hace de acuerdo a la mayor carga soportada por las tijeras, por lo cual se utilizó rotulas de 0.3750 in de diámetro interior como se muestra en la figura 128, la cual tiene una resistencia al aplastamiento radial de 10.940 Lb o 4758.2 N.

3.4.4. Amortiguador

Figura 129 Amortiguador



El evento dentro del packs de componentes entrega 4 amortiguadores marca SPA Dynamometers, los cuales en sus respectivos catálogos y manuales especifican una carga máxima de 647 Lbs, a frecuencia de 2.57Hz con velocidades de 9.73 in/s, y un desplazamiento máximo de 1,5 ln.

3.4.5. Dirección

El sistema de dirección fue entregado por el evento, si bien no se tiene información técnica entregada, se sabe que es hidráulica especial para competencias de carreras, la cual fue ensamblada en la parte frontal del monoplaza de tal forma que no alterara el espacio para los pies del piloto.

Figura 130 Dirección Forssa eco



4. ANÁLISIS DE RESULTADOS

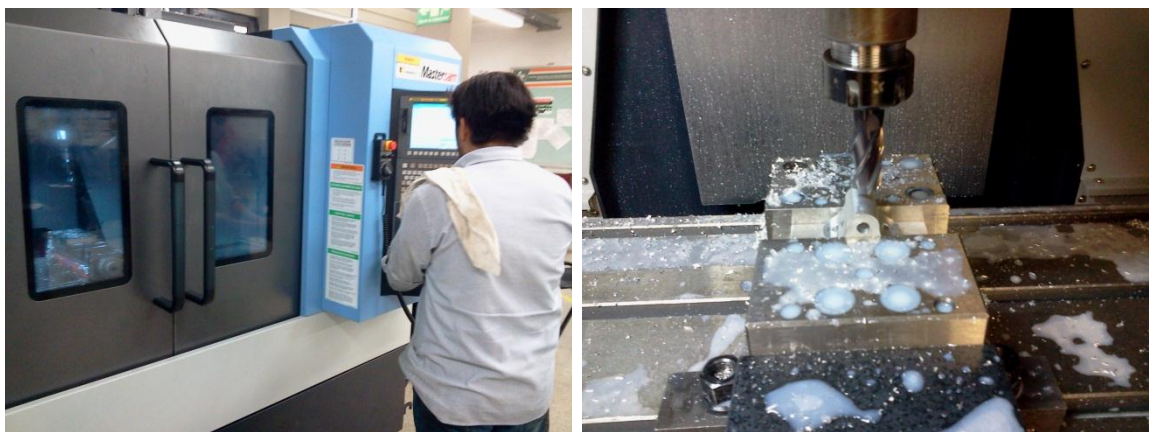
4.1. CONSTRUCCIÓN

En el presente literal se hace un repaso de la construcción de cada una de las piezas por medio de mecanizado en Control Numérico Computarizado CNC y soldadura en los laboratorios del SENA CIMI Girón, cada uno de los componentes fueron hecho por aprendices SENA, con apoyo de sus respectivos instructores, a los cuales cabe resaltar su compromiso y empeño por el proyecto además de la calidad en su técnica.

Figura 131 CNC y ambiente Forssa-e



Figura 132 CNC



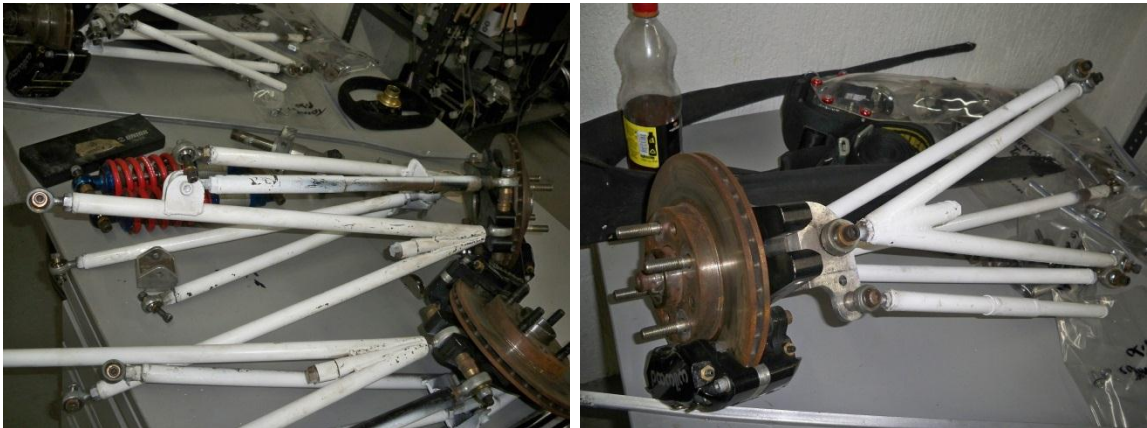
4.1.1. Elementos de sostenimiento

Los elementos de sostenimiento (barras push y tijeras) fueron hechos en acero AISI 4340, por medio de soldadura fuerte por arco para aceros de bajo carbono bajo normativa AWS E7018.

Figura 133 Barras push



Figura 134 Tijeras



4.1.2. Núcleo de amortiguación

Debido a la complejidad de las piezas y la función de las mismas se recomendó al personal que evitaran al máximo el maltrato sobre las mismas, de igual forma el autor del proyecto estuvo en todo momento para la supervisión en casos en los que hubiese sido pertinente, tales como problema con la herramienta (no hay), complicación en la construcción (geometría compleja) entre otros.

Figura 135 Balancín half moon



Figura 136 Anclajes de las barras push y bases de soporte



Figura 137 Mecanizado CNC



4.1.3. Componentes de acople

De la misma forma que el grupo de piezas anterior fue necesario la supervisión del auto para posibles cambios.

Figura 138 Anclajes delanteros y traseros

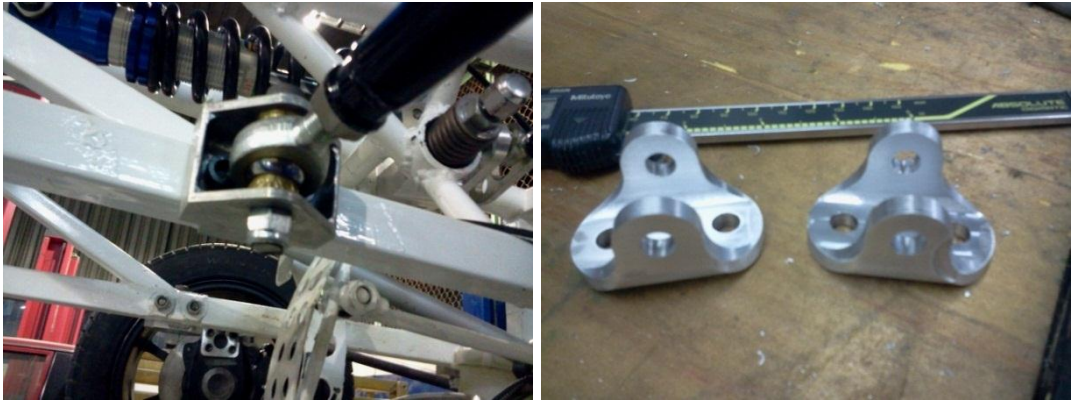


Figura 139 Base de soporte dirección-portamasas

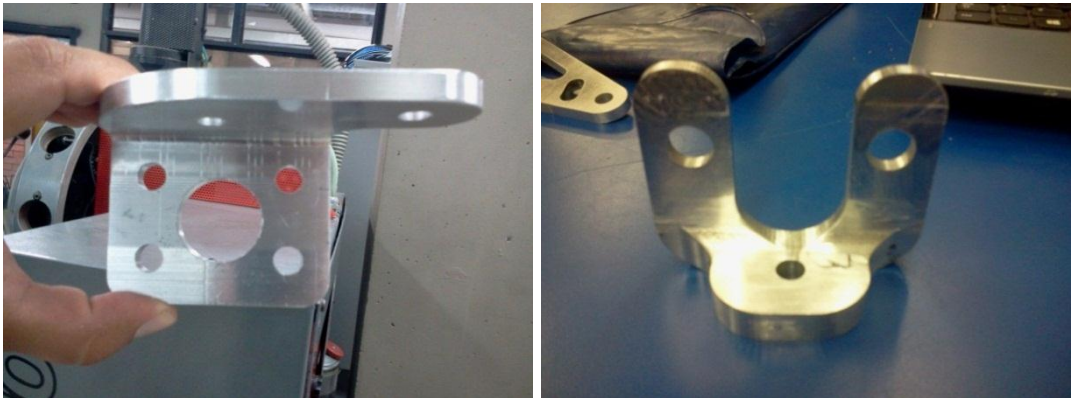
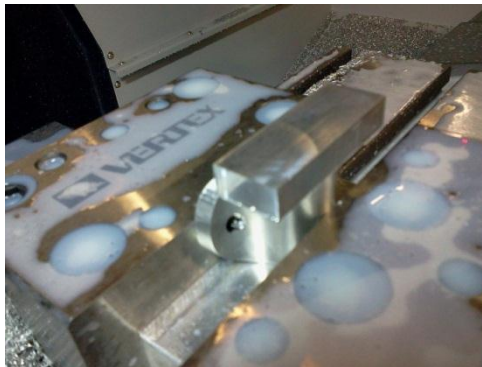


Figura 140 Mecanizado CNC



4.2. ENSAMBLE

4.2.1. Ensamble de las tijeras y elementos de soporte

Las tijeras deberán tener ensamblados en cada uno de sus extremos sus respectivos bujes roscados y uniballs, así mismo estas rotulas deberán ir unidas a los bujes de separación para evitar que el ángulo mínimo de los uniballs sea bloqueado respecto a los anclajes.

Para las tijeras delanteras y traseras se deberá ajustar los ángulos caster, toe y camber según como se pruebe el carro atendiendo las indicaciones del piloto.

Figura 141 Bujes de soporte y ensamble recomendado

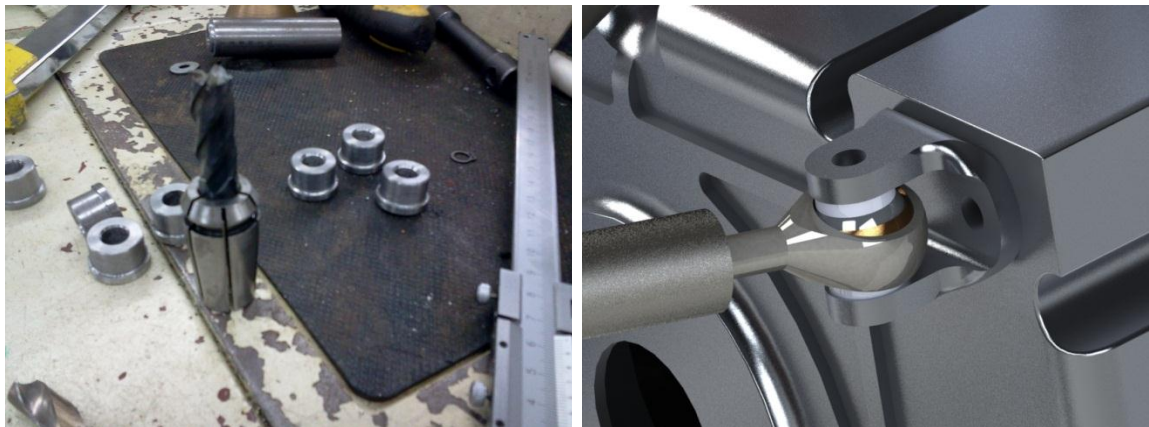


Figura 142 Ensamble de las tijeras y los anclajes



Además de asegurar las tijeras al chasis y la caja de cambios, junto con las barras push hacia los anclajes del núcleo, se deben soportar los extremos que van a las

llantas, para este caso se usara un buje simple de separación con su respectiva tornillería, ensamblados a las piezas que van unidas al portamasas en el tren delantero.

Figura 143 CAD del soporte inferior, Soporte superior



4.2.2. Ensamble del núcleo de amortiguación

Para el ensamble del núcleo de amortiguación tanto delantero como trasero se deben tener en cuenta los siguientes pasos:

- a) Cada núcleo se puede armar por separado pues el conjunto al ser concentrado no depende de piezas que se encuentren en otros subsistemas.
- b) Se deben acoplar las bases que soportan los amortiguadores a la caja.
- c) Posteriormente se puede ensamblar el núcleo en sus respectivos puestos antes de colocar los amortiguadores.
- d) Ajustar los amortiguadores.
- e) Ensamblar las barras push al núcleo.

Figura 144 Ensamble del núcleo



Figura 145 Ensamble núcleo delantero

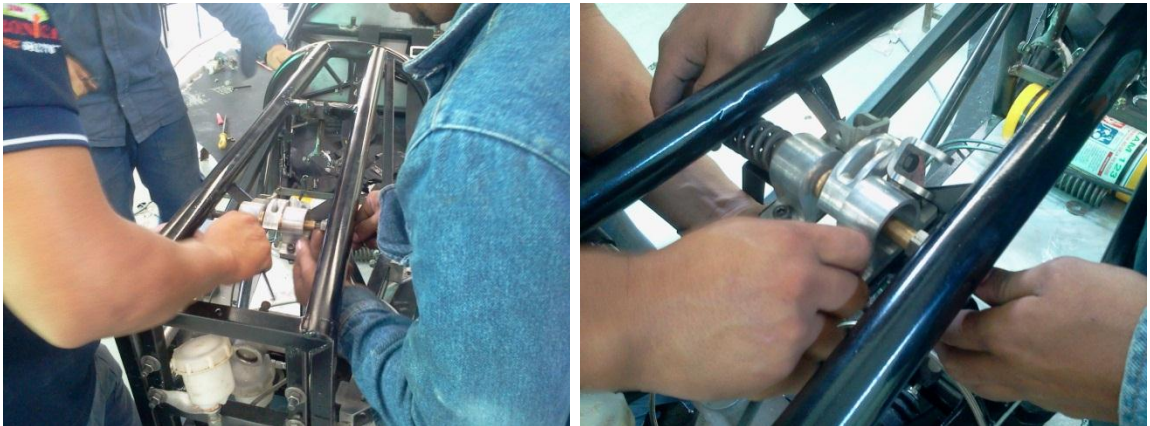


Figura 146 Ensamble núcleo trasero



4.2.3. Suspensión ensamblada

4.2.3.1. Suspensión delantera

Figura 147 Suspensión y dirección ensamblada



Figura 148 Suspensión delantera



4.2.3.2. Suspensión trasera

Figura 149 Ensamble suspensión trasera

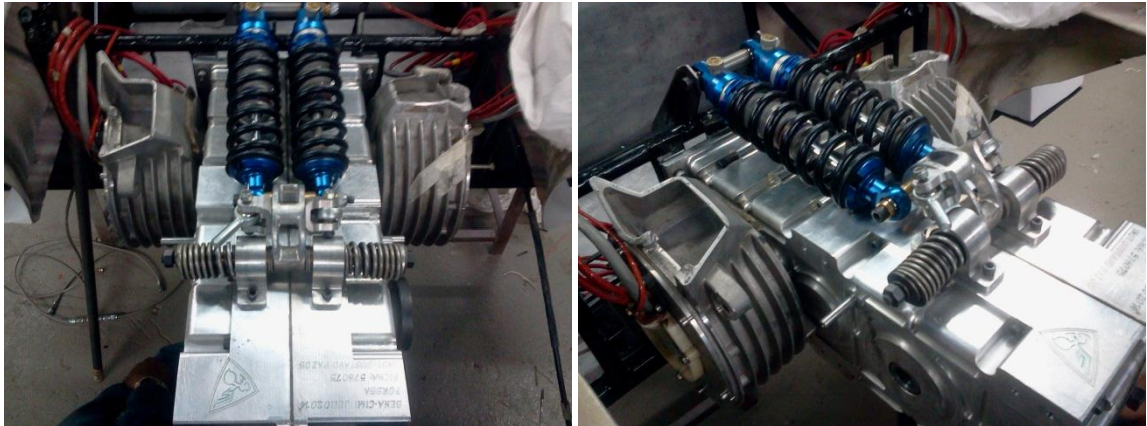


Figura 150 Suspensión trasera ensamblada



Figura 151 Suspensión trasera ensamblada



4.2.4. Carrocería

La carrocería fue construida en fibra de vidrio, seccionada en tres partes de acceso rápido.

Figura 152 Carrocería sin pintar



Figura 153 Trompa y carrocería frontal



Figura 154 Carrocería trasera



4.3. TELEMETRÍA

4.3.1. Componentes de la telemetría

En pro del mejoramiento y la innovación, el equipo forssa eco tomo a decisión de comprar un sistema de recopilación de datos, para esta tarea se afirmó en una de las marcas de telemetría más importantes a nivel internacional, es así como la sensórica y toda su implementación llego desde Italia por parte de la empresa AIM.

Nuevamente las capacidades técnicas de los aprendices lograron aplicar todo el potencial del sistema AIM, por lo cual se llevaron a cabo mediciones (en tiempo real y almacenadas) en los siguientes sensores entre otros:

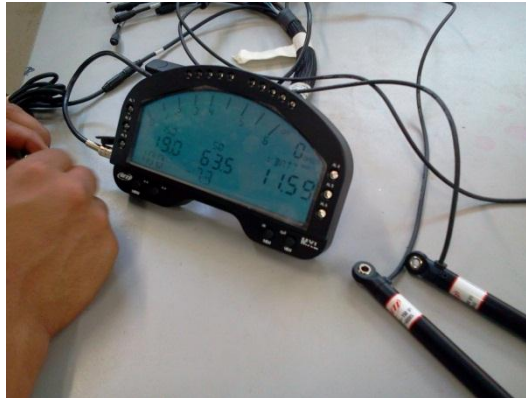
- Sensor de desplazamiento: Usado para medir pequeños deltas de posición en los amortiguadores.

Figura 155 Sensores de deformación AIM



- Encoder: Utilizado para medir las rpm del monoplaza.

Figura 156 Prueba de funcionamiento del encoder



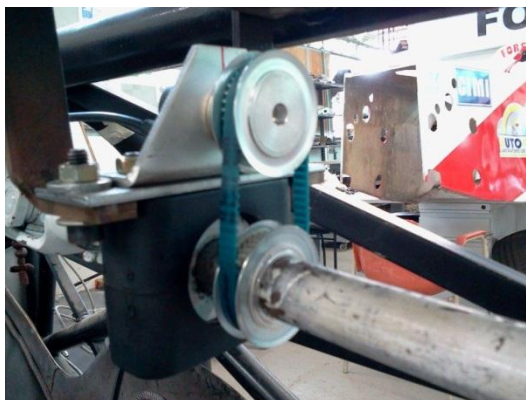
- Sensor de gravedades

Figura 157 Sensor G



- Giroscopio: Usado para medir el desplazamiento angular del volante

Figura 158 Giroscopio



- Lector de datos: Pantalla de cristal líquido con puertos tanto de transmisión como de almacenamiento.

Figura 159 Pantalla de cristal líquido



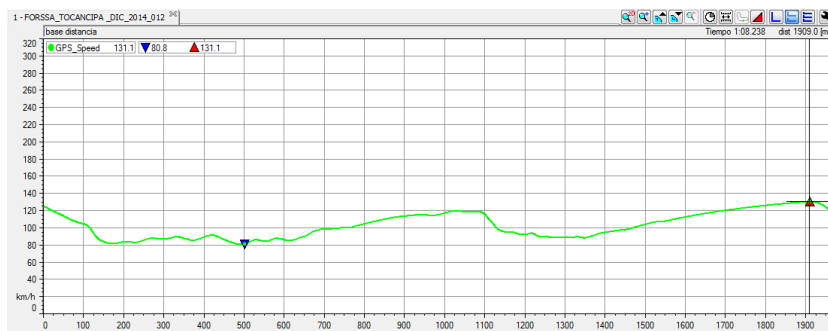
4.3.2. Lectura de datos

Para el manejo de datos la AIM entrega un software (de lectura y análisis) descargable de su página llamado Race Studio Analysis, el cual tiene como función entregar gráficamente el comportamiento de los sensores junto con una ilustración grafica de la pista en diagrama térmico, adema puede organizar paquetes de archivos individuales por cada prueba y/o carrera.

Para el presente caso solo se presentaran los paquetes de pole position (Primer lugar) para la vuelta más rápida (01.09.901 sg), en la cual se exigió el monoplaza al máximo por parte del piloto y los datos que aplican para la suspensión.

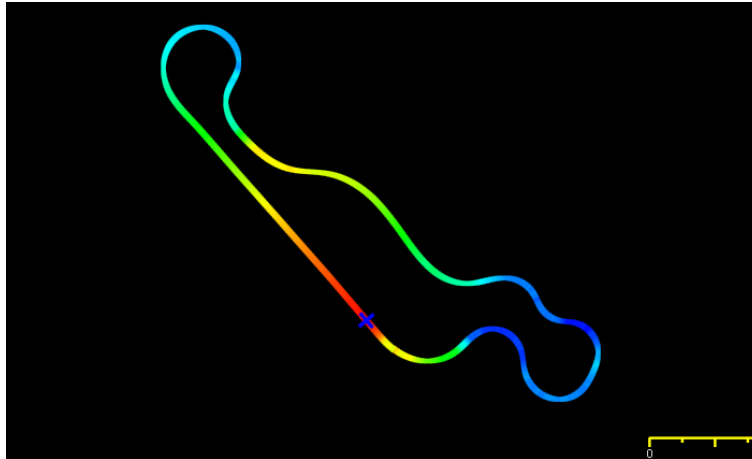
4.3.2.1. Velocidad del monoplaza

Figura 160 Posición vs Velocidad



La velocidad se encuentra dada en función de la distancia de la pista.

Figura 161 Diagrama de contorno de velocidad



El comportamiento de la velocidad es muy similar al supuesto en el literal 2.5.1, sin embargo se puede ver como en este caso el piloto exige el monoplaza al máximo (Ver X en la figura 161) es decir no es para nada conservador alcanzando a llegar a una velocidad máxima de 131 Km/h en la entrada de la primera curva y manteniendo la velocidad en las rectas sin necesidad de usar el freno.

4.3.2.2. Gravedades longitudinales

Las G encontradas a lo largo de rectas se encuentran en función de la distancia de la pista.

Figura 162 G longitudinal vs posición

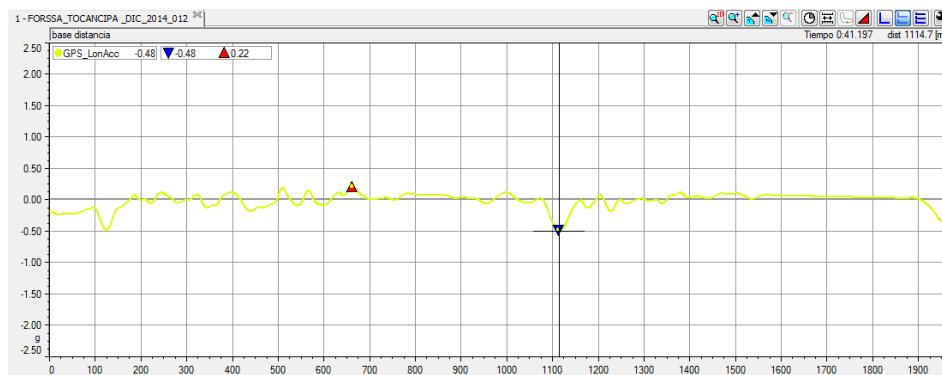
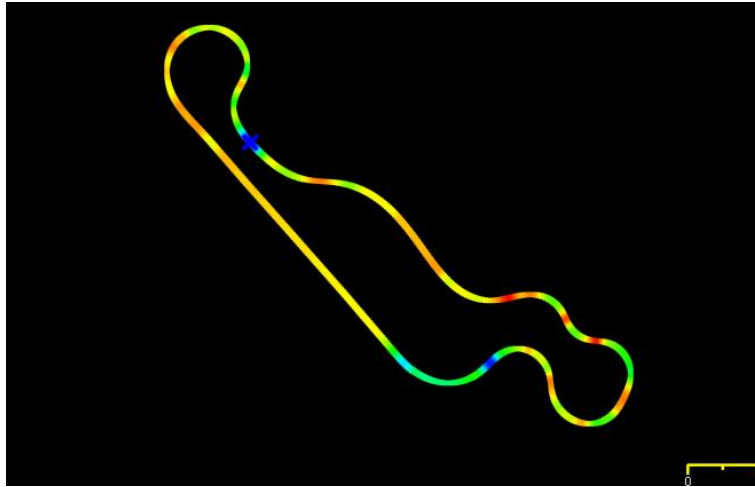


Figura 163 Diagrama de contorno de G longitudinal



Al observar el comportamiento en la figura 162 y compararlo con el diagrama de contorno de la figura 163, se puede concluir que el piloto solo desacelero cuando era necesario pero en muy pocas oportunidades piso el freno a fondo (Ver X en la figura 163), sintiendo un cambio en las Gs no mayor a 0,5, lo cual es muy aproximado al modelo matemático supuesto en el literal 2.5.1, con la diferencia del freno de emergencia máximo que no se experimentó en la pista debido al buen comportamiento del monoplaza y el bagaje del piloto.

4.3.2.3. Gravedades laterales

Las G encontradas a lo largo de las curvas se encuentran en función de la distancia de la pista.

Figura 164 G lateral vs posición

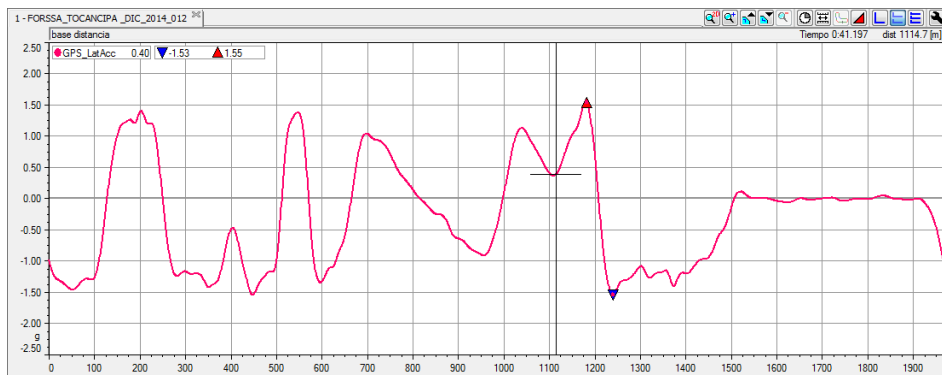
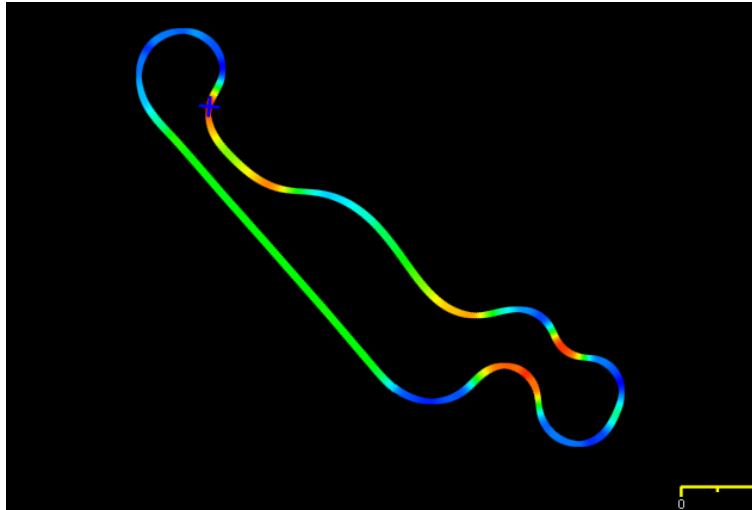


Figura 165 Diagrama de contorno de G lateral



Si bien el modelo matemático (Literal 2.5.1) dista por un buen rango de los datos, como ya se dijo con anterioridad esto se debe a la pericia del piloto, en este caso en particular, el piloto no disminuía la velocidad drásticamente al entrar en una curva, por el contrario solo dejaba de acelerar para perder muy poca velocidad, por tal motivo si se compara la gráfica de la figura 164 con el diagrama de contorno de la figura 165 se puede observar en color rojo las curvas y en la X el desarrollo máximo de 3,6 Gs, sin embargo no es preocupación para el desempeño el monoplaza debido que este se encuentra diseñado para operaciones más severas.

4.3.2.4. Deformación amortiguador delantero

La deformación del amortiguador está dada en mm y se encuentra en función de la distancia de la pista.

Figura 166 Desplazamiento del amortiguador delantero vs posición

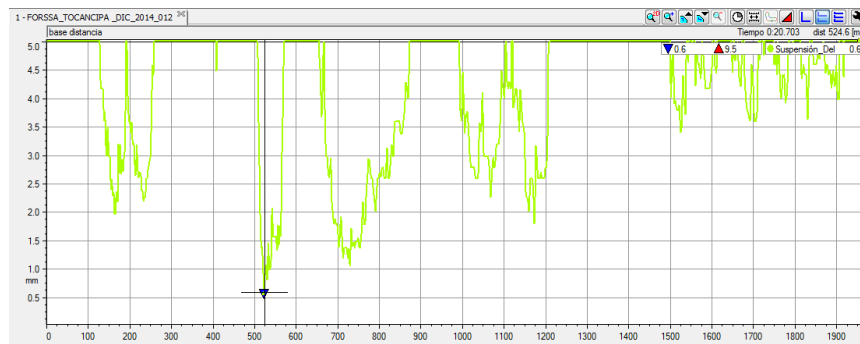
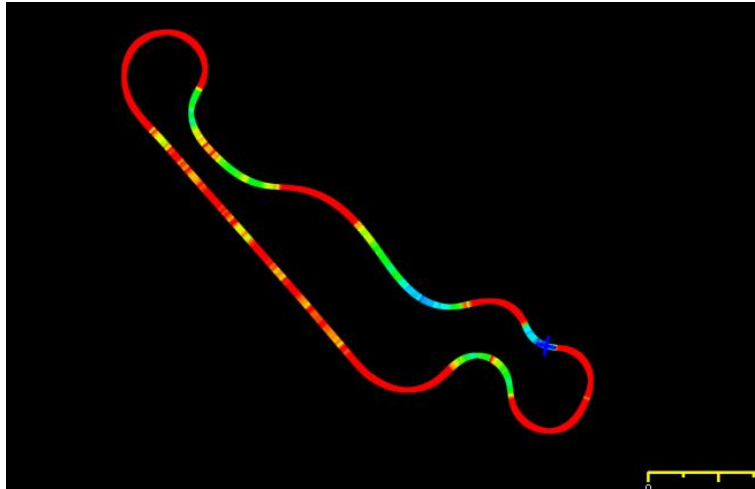


Figura 167 Diagrama de contorno de desplazamiento delantero



En las figuras 166 y 167 se describe el comportamiento del amortiguador, sin embargo no hay modelo matemático del mismo pues no se vio la necesidad de elaborar un análisis dinámico, de igual manera es un campo que no debía dejarse de lado sin revisión, por lo cual se puede comparar la deformación máxima que se obtuvo de 9.5 mm con la que se simuló en el literal 3.2.4, para el cual estaba previsto una deformación máxima para un frenado de emergencia de 27 mm.

4.3.2.5. Deformación amortiguador trasero

La deformación del amortiguador está dada en mm y se encuentra en función de la distancia de la pista.

Figura 168 Desplazamiento del amortiguador trasero vs posición

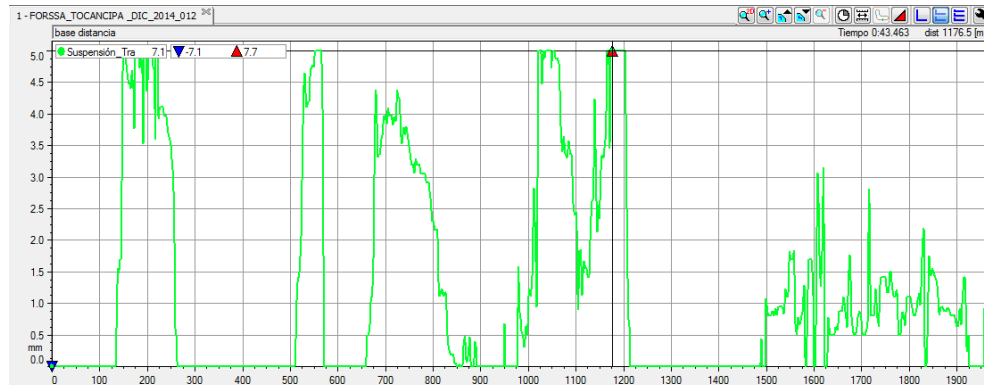
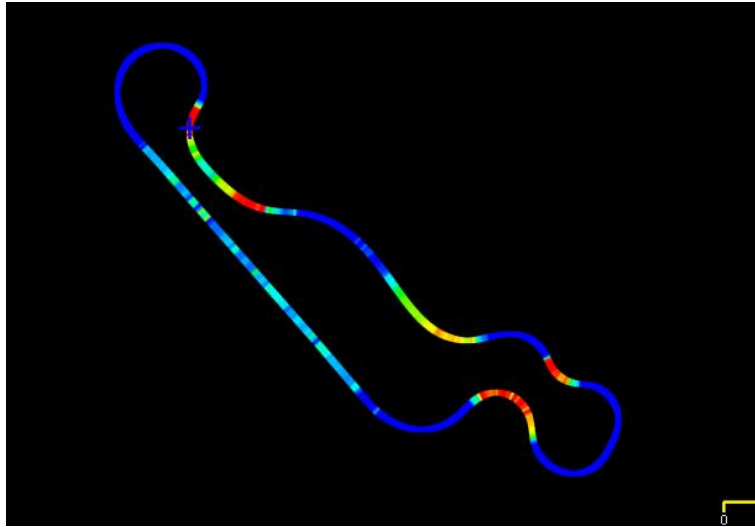


Figura 169 Diagrama de contorno de desplazamiento trasero



Para la suspensión trasera la deformación máxima predeterminada en el literal 3.2.4 fue de 9,22 mm, un rango que no rebaso la suspensión en ningún momento pues como se ve en la figura 168 el desplazamiento máximo fue de 7.7 mm.

5. CONCLUSIONES

5.1. CONVIVENCIA

- La conformación de un equipo para una competición de vehículos de carreras, debe estar regida por la ambición de aprender más que la excelencia de todos sus miembros, pues en muchas ocasiones las partes no se ponen de acuerdo al tener todas la razón, por el contrario si todo el equipo tiene deseos de aprender, afloraran una gran cantidad de ideas que desembocaran en las mejoras continuas que tendrá el proyecto finalmente.
- Nadie es más que nadie, si bien en el equipo se encuentran diversos roles que convergen para formar el todo de construcción, es vital que las personas se lleven tan bien como si fueran un grupo de amigos en el mismo salón de clase, de lo contrario las asperezas sobresaldrá, la mala información, un ambiente de repelencia y lo más perjudicial para el proyecto la abstinencia de transferencia de conocimiento.
- El respeto por el otro, Hay que tener en cuenta que la diversidad de pensamiento, credos y razas estarán presentes en todo momento, por lo

que en nada deberá afectar esto con el proyecto, no se deberá mezclar los desacuerdos sociales y personales con los técnicos debido a que esto confunde y crea mayor desconfianza, por el contrario es vital el respeto por la otra persona, bien sea de un estrato mayor o menor, pues cada cual tiene un ingrediente que aportar al pastel, sin el cual este no cumpliría su función.

- El líder, Es bien definida hoy en día la diferencia entre un líder y un jefe, actualmente está en la cesta de papeles el mandar, mandar y luego delegar culpas, el líder desde cualquier dependencia técnica es aquel que hombro a hombro trabaja con su equipo animándolo cuando lo necesita, felicitándolo cuando se requiere y corrigiéndolo con respeto cuando es necesario.
- En cuanto al proyecto Forssa-eco, es necesario que los instructores (No todos) eliminen sus diferencias y aumentando la tolerancia con su igual, pues quedo claro cómo se entorpeció el proyecto en la fabricación de piezas en general, retrasando varias semanas valiosas para pruebas antes de, por el contrario cabe resaltar el excelente trabajo que realizaron los aprendices, prueba de su dedicación y esfuerzo sin ninguna remuneración más que el aprendizaje, también cabe resaltar como el nuevo equipo de electrónica, electricidad y telemetría lograron trabajar tan sinérgicamente que no solo se conformaron con reparar los problemas trascurridos en el proyecto anterior (2013), sino que se aseguró de resolver problemas que pudiesen presentarse a futuro, nuevamente trabajando como compañeros en un salón de clase.
- Es necesario que el estudiante de la UIS que trabaje en los futuros proyectos entregue todos sus conocimientos al servicio del equipo, respetando a sus compañero estudiantes de técnicas y tecnologías, respetando a los dirigentes técnicos que en muchas ocasiones se opondrán a las nuevas ideas, las cuales deberán conservar con paciencia hasta que se dé la oportunidad de mostrarse, mientras tanto debe elaborar el trabajo para el que se comprometió.
- El nuevo estudiante UIS deberá mantener su sentido de pertenencia por su escuela y su alma mater, debe tener cuidado al trasladar emociones por el SENA, pues no será bien recompensado, ya que solo se está allí por prestación de servicios, los altos directivos de este ente atenderán que solo con la oportunidad de elaborar su proyecto de grado es más que suficiente

remuneración, no debe esperar felicitaciones, ni premios (Si se gana) o trato igual así se elabore un excelente trabajo, por el contrario debe estar preparado para afrontar sus consecuencias si comete un error, sin embargo al tratar a la gente como su igual podrá encontrar la satisfacción de encontrar quien les agradezca por su apoyo y conocimientos transmitidos bien sea desde el director técnico hasta el técnico en mantenimiento, sin ningún compromiso que quizás resalte su nombre en la institución a niveles morales muy superiores.

- Aprender el más mínimo conocimiento de cada una de las personas que posean experiencia tanto técnica como empírica es vital, siempre manteniendo buenas relaciones con ellos, pues pueden tenderle la mano en el momento menos esperado.

5.2. DISEÑO

- La principal ventaja del diseño Halfmoon, es la estandarización del mismo, es decir, la suspensión delantera y la trasera son prácticamente las mismas, con unas diferencias en detalles como las dimensiones del balancín siendo este mayor para la parte trasera y menor para la delantera sin cambiar su configuración, el respeto por los ángulos de ataque sigue siendo similar con variaciones mínimas en los mismos, además del diseño unificado de las tijeras delanteras y las traseras superiores.
- Al comenzar el diseño debe recopilarse todos los requerimientos para los cuales se trabajara, en el presente caso es necesario estudiar los proyectos pasados (Ventajas y problemas), para tomar las mejores decisiones y poder encontrar un punto de partida.
- Los cálculos de diseño deben empezarse desde las llantas hacia adentro, pues es en estas que se imparten las fuerzas en equilibrio hacia el sistema de suspensión.
- Es necesario elaborar un listado de componentes, para saber con qué se cuenta y cuáles son las características con las que se puede trabajar durante el proyecto.

- Para poder tener una idea de las cargas que se utilizaran en el modelo, es necesario entrevistar un piloto para que él pueda orientar empíricamente cual será el comportamiento que el esperaría del monoplaza en la pista.
- Es indispensable plantear un modelo de cálculo en tiempo real que me permita simular una aproximación del comportamiento del monoplaza.
- Un orden adecuado es el de bocetar las ideas que puedan surgir, luego modelarlas en un software CAD, para posteriormente evaluar su comportamiento en programas CAE y retroalimentar todos los resultados cuando sea necesario.
- Es indispensable saber bajo qué condiciones se va a trabajar es decir, si se depende de otros subsistemas, como en el presente proyecto que se dependa de las dimensiones de la caja de velocidades y el chasis.
- Debe elaborarse una base de seguridad, para poder trabajar tranquilo, es decir que los componente ni excedan los requerimientos (Factores de seguridad demasiado altos), ni que los extralimiten (Factores de seguridad demasiado bajos).
- Al trabajar con software de elementos finitos, es vital que el estudiante tenga las bases suficientes para la elaboración de modelos, pues hay que tener presente que estos programas son de alta ingeniería, si se introducen datos erróneos, se obtendrán datos erróneos, los cuales pueden causar problemas desde sobredimensionar las piezas, pasando por un mal funcionamiento del sistema hasta poner en peligro la integridad física tanto del piloto como de los integrantes del equipo.

5.3. CONSTRUCCIÓN Y ENSAMBLE

- Es necesario resaltar que por ningún motivo se deben cambiar las piezas o las dimensiones de los elementos (sin antes consultar al diseñador) sobre la marcha de la construcción-ensamble, ya que este tiene la prueba con sus cálculos de que el sistema debería funcionar, de ser necesario cambiarlas, se debe acudir a él para encontrar la mejor solución al problema en conjunto con el comité técnico, esto con el fin de evitar un mal funcionamiento de la suspensión al igual que malestares en el equipo.

- Es indispensable el acompañamiento del estudiantes en todos los procesos de construcción y/o ensamble, esto con el fin de que pueda estar al tanto de problemas que puedan presentarse y poder dar pronta solución.

5.4. MARCHA Y PUESTA A PUNTO

- Es vital que el monoplaza se prueba varias veces y con suficiente tiempo antes de la carrera, para poder ajustar la suspensión, junto con la dirección y así poder detectar posibles fallos a resolver.
- En el transcurso de las pruebas es necesario revisar siempre los ángulos caster, camber y toe, así como la precarga el resorte y la carga del amortiguador, esto con el fin de ajustar el monoplaza de acuerdo a la comodidad de control del piloto y garantizar un buen desempeño.
- En el funcionamiento de la suspensión trasera la cual cumplió con su papel, se pudo observar como hay momentos no deseados como los restringidos en el literal 3.2.2, lo cual pudo ser debido al poco control de los bujes de deslizamiento horizontal sobre el rozamiento, haciendo que el half moon se inclinara lateralmente, por tal motivo en un próximo prototipo será necesario reemplazar este sistema de bujes de bronce por un sistema de rodamiento de desplazamiento lineal para eliminar al máximo el problema de fricción.
- Con esta única conclusión poco desafortunada, no queda más que asentir frente al elogio de los pilotos, quienes en últimas fueron los grandes calificadores, apreciando el monoplaza Santandereano como el de mejor comportamiento, funcionalidad y belleza de todas las 10 escuderías, promocionando así a la escuela de Ingeniería Mecánica UIS, como una cuna de ingenieros capaces y convincentes.

BIBLIOGRAFÍA

BÁEZ, DAVID. Matlab con aplicaciones a la ingeniería, Física y Finanzas. Alfaomega, México DF, 2006.

DISLAS Universal en tornillería y herramientas, Catalogo técnico de tornillería. Pontevedra España, 2012.

Ficha Técnica Duraluminio, Cia. General de Aceros S.A.

MILLIKEN, WILLIAM & MILLIKEN DOUGLAS, Race Car Vehicle Dynamics, SAE Inc. EEUU. 1995.

Normativa Formula SENA, Colombia 2012-2013 vigente.

NORTON. R. Diseño de Maquinas: Un enfoque integrado, 4ta edición, Pearson. México. 2011.

RUBIO, G. MUÑOZ, VÍCTOR. Método del elemento finito: Fundamentos y aplicaciones con Ansys, Limusa. México. 2011.

STANIFORTH, A. Competition Car Suspension, Haynes Publishing, England. 2000.

FK BEARINGS, Catalogo UNIBALLS. Disponible:
<http://www.fkrodends.com/PMXTPMXLT27.html>

ATOMIC, ¿advantage of re-locating rear shocks?, Performancetrucks.net. 2009. Disponible: <http://www.performancetrucks.net/forums/gm-drivetrain-suspension-22/advantage-re-locating-rear-shocks-513215/>

Autódromo Tocancipá, Circuito No 1, Autodromos-sa. Tocancipá 2012. Disponible: http://www.autodromos-sa.com/servlet/home_6.html?Map=Autodromos

Autódromo Tocancipá, Plano caravana 2, Volkswagen Club de Colombia, Tocancipá 2011. Disponible: <https://www.flickr.com/photos/rkfotos/5952155702/in/photostream/>

EFRÉN LÓPEZ FERREIRO, ¿Qué provoca y cómo se evitan las vueltas de campana en un coche?, Cuentavueltas.net. 30 de julio de 2012. Disponible: <https://cuentavueltas.wordpress.com/2012/07/30/que-provoca-y-como-se-evitan-las-vueltas-de-campana-en-un-coche/>

Forssa Oriente ECO, Forssa Oriente, Fórmula SENA. 2013. Disponible: <https://forssaoriente.wordpress.com/fss1-antecedentes/>

JA ON F1 INNOVATION, How F1 car work Suspension, 17 de julio de 2012. Disponible: <https://www.youtube.com/watch?v=J9ViO05tCOA>

JOSEP CAMÓS. CIRCULA SEGURO Tu publicación sobre seguridad vial, ¿Por qué es tan peligroso aparcar mal?, 27 de febrero de 2011. Disponible: <http://www.circulaseguro.com/por-que-es-tan-peligroso-aparcar-mal/>

JOSE ANGEL INFANTE, Comportamiento dinámico del automóvil, Jose Angel Infante WEB. 2012. Disponible: <http://www.euskalnet.net/jinfante/dinamic.html>

TIRE RACK, Información técnica, TIRE RACK.com, 2013. Disponible: <http://www.tirerack.com/tires/tiretech/techpage.jsp?techid=4&ln=sp>

ANEXOS

Anexo A PROYECTO FORSSA ECO 2014

Figura 170 Dirección del proyecto



Figura 171 Logo escudería Forssa oriente



Figura 172 Forssa eco 2013



Figura 173 Forssa eco 2014



Figura 174 Equipo Forssa Oriente

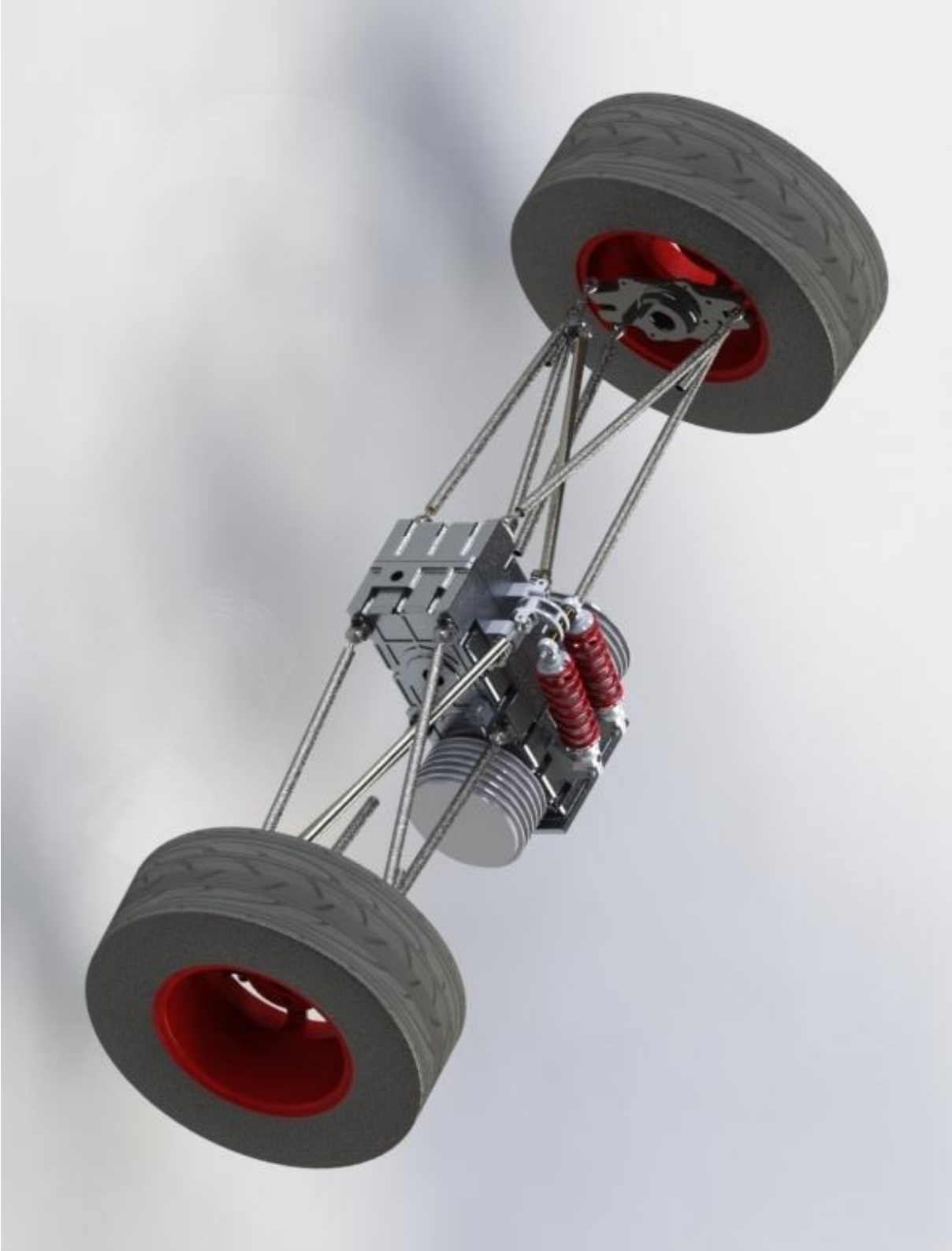


Figura 175 Diseñadores Mecánicos UIS



Anexo B RENDERIZADO GENERAL

Figura 176 Renderizado general



Anexo C DOCUMENTOS



LA SUSCRITA SUBDIRECTORA DEL CENTRO INDUSTRIAL DE MANTENIMIENTO INTEGRAL

HACE CONSTAR

Que el señor FABIO ALESSANDRO RODRIGUEZ BARAJAS identificado con cedula de ciudadanía No 1.098.649.381 de Bucaramanga, participo en el proyecto Formula SENA ECO en la fase I Diseño y Construcción, en la fase II Diseño y Optimización y en la fase III Optimización, como Diseñador Mecánica de la Escudería FORSSA Oriente, cumpliendo satisfactoriamente con los objetivos.

Se expide a solicitud del interesado, a los trece (13) días del mes de febrero de 2015.


CLAUDIA CELINA MARIA ARIZA



Vo.Bo. Luis Orlando Torres Clavijo, Instructor CIMI

Eliana B.

Ministerio de Trabajo
SERVICIO NACIONAL DE APRENDIZAJE
Dirección General /Regional Santander/Centro Industrial de Mantenimiento Integral

Km 7 Via Palenque - Rincon de Giron (Giron, Santander) – PBX (57 1)6468036

www.sena.edu.co - Línea gratuita nacional: 01 8000 9 10 270

GD-F-011 V01