

**ESTUDIO Y DISEÑO DE LA TRANSMISIÓN Y SISTEMA
DE SUSPENSIÓN DE UN MONOPLAZA PARA LA
FÓRMULA SENA**

**JEFFERTH ALBEYRO VALENCIA JAIMES
ABELARDO DUARTE RODRÍGUEZ**

**UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER
FACULTAD DE INGENIERÍAS FÍSICO - MECÁNICAS
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA
BUCARAMANGA**

2011

**ESTUDIO Y DISEÑO DE LA TRANSMISIÓN Y SISTEMA
DE SUSPENSIÓN DE UN MONOPLAZA PARA LA
FÓRMULA SENA**

**JEFFERTH ALBEYRO VALENCIA JAIMES
ABELARDO DUARTE RODRÍGUEZ**

**Trabajo de Grado para optar al título de
Ingeniero Mecánico**

**Director
RICARDO ALFONSO JAIMES ROLÓN
Msc. en Ingeniería Mecánico**

**UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER
FACULTAD DE INGENIERÍAS FÍSICO - MECÁNICAS
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA
BUCARAMANGA**

2011

DEDICATORIA

Todo el esfuerzo y el tiempo que dejé de compartir con mi familia, amigos y compañeros está ahora resumido en una vida llena de Felicidad escrita en forma de tesis.

Cada una de las letras están inspiradas en mis padres y en las personas que durante este transcurso ocuparon un pedazo de mí.

Con gran cariño para mi hermano Ferney A. Valencia Jaimes, del cual me siento muy orgulloso por quién es y será; y en memoria de mi nonito; gran hombre.

A mis tíos, quienes siempre estuvieron atentos a mi crecimiento como persona y profesional, y a mis y primos como ejemplo de perseverancia.

A mi Dios y mis creencias Salesianas.

Jefferth Albeyro Valencia Jaimes.

Dedico este trabajo a las personas que creen que el conocimiento no debe ser causa de desigualdad y ponen la ciencia por delante de la fe irracional.

Abelardo Duarte Rodríguez.

AGRADECIMIENTOS

Agradecimientos especiales a mis padres Alirio Valencia y Ana Leonor Jaimes Carvajal, a las familias Guerrero Jaimes, Guerrero Guevara, Jaimes Leal, Mahecha Jaimes, Valencia, Valencia Lizcano y a Pacho Jaimes.

A mi tío, Pbro. Teófilo Jaimes Carvajal.

A los Ingenieros Roman Hernandez Marquez Y Elkin Gabriel Valvuela Novoa, mis padrinos en la carrera.

A mis tutores y orientadores profesionales para la tesis; Profesores Ricardo Jaimes, Isnardo Gonzales, Omar A. Gelves Arocha, Jorge Luis Chacón y Pedro Diaz.

A las empresas patrocinadoras NikoRacing, a Edgardo (Gato) de Servicio Técnico Suzuki Bucaramanga por su asesoría técnica profesional, al Ingeniero Luis Ordoñez de DANA Trans ejes, al Batallón de Ingenieros Francisco José de Caldas sección transportes, quienes hicieron parte intelectual del FORSSA (Formula Sena Santander).

Agradecimientos también a Tatiana Carolina Avilés Vargas quien me acompañó y fue soporte en momentos difíciles durante el proceso.

A Stefanny Solano y Jhon Alex Hernandez mis amigos y excelentes profesionales.

A Yesith Acero Mancilla, Eduardo Santos y Manuel Alberto Castro; mis amigos.

A mis compañeros de carrera y amigos, Ingenieros mecánicos Gabriel Felipe Burgos y Jeiner Doria Trespacios y a todos con los que compartí los años de mi carrera.

A los profesores del SENA Orlando Torres y a mis amigos de Mecanizado.

A la escuela de Ingeniería mecánica de la Universidad Industrial de Santander y decanatura de Físico- mecánicas; a su excelente personal: secretarias, auxiliares y servicios generales quienes siempre estuvieron dispuestos a colaborar con el desarrollo del proyecto.

A todos MUCHAS GRACIAS.

Jefferth Albeyro Valencia Jaimes.

A Ricardo Alfonso Jaimes Rolón, director del proyecto, por su respaldo, confianza y colaboración oportuna.

A todas las personas e instituciones que de una u otra forma hicieron este proyecto posible, en especial a los instructores, aprendices SENA, a la empresa privada que patrocino este proyecto, a la Universidad Pontificia Bolivariana, a la Universidad Industrial de Santander y a los compañeros Cesar Suarez y Sergio Andrés Balaguera.

Abelardo Duarte Rodríguez.

CONTENIDO

| | pág. |
|--|------|
| INTRODUCCIÓN | 21 |
| 1. OLIMPIADAS FORMULA SENA; METODOLOGÍA PLM | 22 |
| 2. ASPECTOS DEL DISEÑO DEL SISTEMA DE SUSPENSIÓN | 27 |
| 2.1 BATALLA | 27 |
| 2.2 ANCHO DE VÍA | 28 |
| 2.3 KINGPING Y RADIO DE SCRUB | 30 |
| 2.4 ÁNGULO CASTER | 32 |
| 2.5 CENTRO INSTANTÁNEO DE ROTACIÓN (IC) Y ROLL CENTER | 33 |
| 2.6 LOCALIZACIÓN DE LA TIE ROD | 36 |
| 2.7 ÁNGULO CAMBER | 36 |
| 2.8 GEOMETRÍA ACKERMANN | 37 |
| 2.9 ÁNGULO TOE | 39 |
| 3. FORMULACIÓN DEL MODELO DINAMICO DE LA SUSPENSIÓN | 40 |
| 3.1 INFORMACIÓN DE VEHÍCULO | 40 |
| 3.2 RESORTES Y AMORTIGUADORES | 40 |
| 3.3 MODELO DE UN CUARTO DE VEHÍCULO | 41 |
| 4. GEOMETRÍA DEL SISTEMA DE SUSPENSIÓN | 57 |
| 4.1 GRADOS DE LIBERTAD DE LA RUEDA | 57 |
| 4.2.1 Geometría vista frontal | 59 |
| 4.2.2 Control arms | 61 |
| 4.2.3 Localización del tie rod | 64 |
| 4.2.4 Mecanismo de control de energía | 64 |
| 5. SISTEMA DE TRANSMISIÓN Y POTENCIA | 69 |
| 5.1 INTRODUCCIÓN | 69 |
| 5.2 ESPECIFICACIONES Y CONSIDERACIONES EN ANÁLISIS DEL SISTEMA DE TRANSMISIÓN DEL FORSSA | 71 |
| 5.2.1 Sistema de ejes y nomenclatura | 71 |

| | |
|--|-----|
| 5.2 UBICACIÓN DEL CENTRO DE GRAVEDAD (C.G) | 77 |
| 6. DESCRIPCIÓN DEL SISTEMA DE TRANSMISIÓN | 81 |
| 6.1 MOTOR | 82 |
| 6.2 TANQUE COMBUSTIBLE | 85 |
| 6.3 INTERCAMBIADORES DE CALOR | 87 |
| 6.4 HEADER Y TUBO DE ESCAPE | 91 |
| 6.5 TRANSMISIÓN | 94 |
| 6.5.1 Piñón de arrastre y Sprocket | 94 |
| 6.5.2 Cadena | 95 |
| 6.5.3 Diferencial | 97 |
| 6.5.4 Acoples | 107 |
| 6.5.5 Inter ejes | 111 |
| 7. VARIABLES: ANALISIS, SELECCIÓN, DISEÑO SISTEMA TRANSMISIÓN POTENCIA. | 115 |
| 7.1 ANÁLISIS DINÁMICO EN LA ARRANCADA DEL CARRO | 119 |
| 7.2 ANÁLISIS DINÁMICO EN EL PUNTO DONDE ALCANZA LOS 80 [KM/H] Y MÁXIMA VELOCIDAD FINAL (6TA). | 124 |
| 8. DISCUSIÓN DE LOS RESULTADOS | 145 |
| CONCLUSIONES | 151 |
| RECOMENDACIONES | 153 |
| BIBLIOGRAFÍA | 155 |
| ANEXOS | 158 |

LISTA DE FIGURAS

| | pág. |
|---|-------------|
| Figura 1. Organización por Sistemas FORSSA. | 23 |
| Figura 2. Vista lateral de los parámetros para el cálculo de la transferencia de carga longitudinal | 28 |
| Figura 3. DCL del eje trasero en una curva a la derecha. | 29 |
| Figura 4. Vista Geometría de Kingpin, vista frontal y lateral | 31 |
| Figura 5. Geometría de Caster, vista lateral. | 32 |
| Figura 6. Geometría del radio de giro vista frontal. | 34 |
| Figura 7. Construcción del roll center. | 35 |
| Figura 8. Efecto Jacking. | 36 |
| Figura 9. Ángulo Camber. | 37 |
| Figura 10. Geometría para la dirección. | 38 |
| Figura 11. Geometría Ackermann. | 38 |
| Figura 12. Toe "in" - Toe "out". | 39 |
| Figura 13. Esquema de un cuarto de vehículo. | 42 |
| Figura 14. Diagramas de bode masa suspendida variando la masa no suspendida. | 45 |
| Figura 15. Diagramas de bode masa no suspendida variando la masa no suspendida. | 45 |
| Figura 16. Diagramas de bode masa suspendida al variar la constante de amortiguación viscosa. | 46 |
| Figura 17. Diagramas de bode masa no suspendida al variar la constante de amortiguación viscosa. | 47 |
| Figura 18. Diagramas de bode masa suspendida variando la rigidez del resorte. | 48 |

| | |
|--|----|
| Figura 19. Diagramas de bode masa no suspendida variando la rigidez del resorte. | 48 |
| Figura 20. Esquema dinámico de medio vehículo. | 50 |
| Figura 21. Bond graph para el modelo de la suspensión de medio vehículo. | 51 |
| Figura 22. Implementación del modelo en SIMULINK. | 52 |
| Figura 23. Comportamiento del FORSSA frente a un reductor de velocidad. | 55 |
| Figura 24. Comportamiento del FORSSA frente a un andén de longitud considerable. | 56 |
| Figura 25. Grados de libertad de la rueda. | 58 |
| Figura 26. Barras con juntas rotuladas y porta masa. | 58 |
| Figura 27. Ubicación de las juntas rotulas y vista frontal de la suspensión. | 60 |
| Figura 28. Vista Frontal CAD suspensión delantera. | 61 |
| Figura 29. Foto tijera frontal inferior ajuste. | 62 |
| Figura 30. DCL tijera frontal inferior. | 63 |
| Figura 31. Ubicación del tierod. | 64 |
| Figura 32. Sistema de suspensión FORSSA. | 65 |
| Figura 33. DCL Rocker delantero. | 66 |
| Figura 34. Resultado CAE Rocker delantero. | 67 |
| Figura 35. CAD suspensión trasera. | 68 |
| Figura 36. Foto suspensión trasera. | 68 |
| Figura 37. Sistema de Ejes del Vehículo | 72 |
| Figura 38. Comportamiento de causa efecto | 75 |
| Figura 39. Ubicación horizontal del Centro de Gravedad | 78 |
| Figura 40. Geometría y Cotas plano lateral en concepción del FORSSA | 80 |
| Figura 41. Ensamble sistema de transmisión del FORSSA | 82 |
| Figura 42. Despiece motor Gsrx 1000 K9 FORSSA | 84 |
| Figura 43. Orificio de venteo del tanque | 87 |
| Figura 44. Radiador para refrigerar el agua | 88 |

| | |
|---|-----|
| Figura 45. Radiador para refrigerar agua del motor. Vista superior | 89 |
| Figura 46. Radiador para refrigerar aceite | 89 |
| Figura 47. Deflector lateral del FORSSA. Área ingreso aire | 90 |
| Figura 48. Radiadores en el FORSSA | 90 |
| Figura 49. Configuraciones típicas para analizar y construir el sistema de escape en un motor de cuatro cilindros | 92 |
| Figura 50. Salida del Headers | 93 |
| Figura 51. Vista lateral del sistema de escape | 93 |
| Figura 52. Piñón de arrastre y Sprocket | 95 |
| Figura 53. Cadena del FORSSA | 96 |
| Figura 54. Comparación de fricción para diferentes tipos de cadenas | 96 |
| Figura 55. Comparación al desgaste de diferentes tipos de cadenas | 96 |
| Figura 56. Vehículo en curva | 97 |
| Figura 57. Giro con diferentes velocidades tangenciales | 98 |
| Figura 58. Carreta. Vehículos sin diferencial | 98 |
| Figura 59. Esquema de un diferencial libre | 100 |
| Figura 60. Desviación en comportamiento del diferencial | 101 |
| Figura 61. Momento Estabilizador | 102 |
| Figura 62. Diferencial TORSEN | 103 |
| Figura 64. Conjunto Diferencial | 104 |
| Figura 65. Despiece Cerrado del Diferencial | 105 |
| Figura 66. Despiece explosionado del Diferencial | 105 |
| Figura 67. Cargas en el diferencial | 107 |
| Figura 68. Ensamble sistema de transmisión | 108 |
| Figura 69. Porta Sprocket | 108 |
| Figura 70. Acople diferencial-homocinético | 109 |
| Figura 71. Base Diferencial y Tensor de cadena | 110 |

| | |
|---|-----|
| Figura 72. Conjunto Base de desplazamiento relativo con tensor de cadena | 110 |
| Figura 73. Geometría primaria para diseño de inter ejes | 112 |
| Figura 74. Conjunto Completo Inter ejes | 113 |
| Figura 75. Inter ejes FORSSA | 114 |
| Figura 76. Fuerzas en el análisis del FORSSA | 120 |
| Figura 77. Fuerza en la llanta. | 121 |
| Figura. 78 Cargas sobre el Sprocket | 122 |
| Figura 79. Nomenclatura para cadena DID | 126 |
| Figura 80. Especificaciones geométricas cadena FORSSA (DID 530) | 126 |
| Figura 81. Base Diferencial Izquierda | 129 |
| Figura. 82 Estado de Cargas en base del diferencial | 130 |
| Figura. 83 Estado de cargas para Porta Sprocket | 131 |
| Figura. 84 Estado de Cargas para acople a Homocinético | 131 |
| Figura 85. Modelo enmallado base diferencial | 132 |
| Figura 86. Base Diferencial2-Estudio 1-Tensiones-Tensiones1 | 133 |
| Figura 87. Base Diferencial2-Estudio 1-Desplazamientos-Desplazamientos1 | 134 |
| Figura 88. Base Diferencial2-Estudio 1-Deformaciones unitarias-Deformaciones unitarias1 | 134 |
| Figura 89. Guía corredera diferencial para tensión de la cadena | 135 |
| Figura 90. Porta Sprocket | 136 |
| Figura 91. Condiciones de Sujeción y Cargas Externas | 137 |
| Figura 92. Portasprocket-Estudio 1-Tensiones-Tensiones1 | 138 |
| Figura 93. Porta sprocket-Estudio 1-Desplazamientos-Desplazamientos1 | 139 |
| Figura 94. Porta sprocket-Estudio 1-Deformaciones unitarias-Deformaciones unitarias1 | 139 |
| Figura 95. Modelo Simplificado acople diferencial-homocinético | 140 |

| | |
|---|-----|
| Figura 96. Acople ANSYS-Estudio 1-Aplicación de carga | 141 |
| Figura 97. Acople ANSYS-Estudio 1-Calidad de malla-Calidad de malla2 | 141 |
| Figura 98. Acople ANSYS-Estudio 1-Tensiones-Tensiones1 | 142 |
| Figura 99. Acople ANSYS-Estudio 1-Desplazamientos-Desplazamientos1 | 142 |
| Figura 100. Acople ANSYS-Estudio 1-Deformaciones unitarias- Deformaciones unitarias1 | 143 |
| Figura 101. Autódromo de Tocancipá, Circuito 1. | 149 |

LISTA DE TABLAS

| | pág. |
|---|------|
| Tabla 1. Usuarios y Roles. | 24 |
| Tabla 2. Información sobre el vehículo. | 40 |
| Tabla 3. Información sobre los resortes. | 41 |
| Tabla 4. Nomenclatura variable modelo de medio vehículo. | 50 |
| Tabla 5. Derivadas de las Variables Dinámicas | 73 |
| Tabla 6. Respuestas en el comportamiento del vehículo | 74 |
| Tabla 7 Especificaciones para rodamiento FAG 6013 2Z | 111 |
| Tabla 8. Información del Motor | 115 |
| Tabla 9 . Relación final de transmisión según selección de piñones | 117 |
| Tabla 10. Peso elementos FORSSA | 117 |
| Tabla 11. Variables FORSSA | 120 |
| Tabla 12. Coeficiente de fricción según el tipo de neumático | 121 |
| Tabla 13. Factor de Servicio para cargas en transmisión por cadena | 124 |
| Tabla 14 Carga máxima cadena DID 530 (50VM) | 127 |
| Tabla 15. Información condiciones para el análisis de la base del diferencial | 132 |
| Tabla 16. Información de malla de la base diferencial | 133 |
| Tabla 17. Datos del modelo | 137 |
| Tabla 18. Información de malla porta Sprocket | 138 |
| Tabla 19. Escuderías de la Fórmula SENA | 145 |
| Tabla 20. Resultados tenida en curva | 146 |
| Tabla 21. Resultados prueba de duración | 147 |
| Tabla 22. Resultados prueba de aceleración | 148 |

LISTA DE ANEXOS

| | pág. |
|---|-------------|
| ANEXO A. CÓDIGO MODELO DE LA SUSPENSIÓN EN MATLAB. | 159 |
| ANEXO B. EJEMPLO DE CALCULOS DE CARGAS SUSPENSIÓN. | 162 |
| ANEXO C. FOTOS DEL VEHICULO TERMINADO. | 164 |
| ANEXO D. UBICACIÓN VERTICAL DEL CENTRO DE GRAVEDAD EN EL VEHÍCULO. | 166 |
| ANEXO E. NORMATIVA OLIMPIADAS FORMULA SENA. | 167 |
| ANEXO F PLANOS. | 197 |

RESUMEN

TÍTULO: ESTUDIO Y DISEÑO DE LA TRANSMISIÓN Y SISTEMA DE SUSPENSIÓN DE UN MONOPLAZA PARA LA FÓRMULA SENA.

AUTORES:

Jeffeth Albyero Valencia Jaimes.

Abelardo Duarte Rodríguez. **

PALABRAS CLAVES:

Transmisión, suspensión, monoplaça, vehículo de carreras, diseño.

DESCRIPCIÓN:

En septiembre del 2009, los autores a través de una convocatoria realizada por la Universidad Industrial de Santander para participar en las olimpiadas fórmula SENA, se unen a un grupo interdisciplinario para ayudar en el proceso de diseño y construcción de un vehículo estilo fórmula trabajando bajo la filosofía PLM.

El proyecto de la construcción y diseño del vehículo Formula SENA Santander (FORSSA) involucro el uso de software como SMARTEAM, Solidworks, CATIA, 3DVIA, Ansys entre otros.

El objetivo de este proyecto de grado es diseñar el sistema de transmisión y suspensión para el monoplaça de la regional Santander, los vehículos de las diferentes regionales deben cumplir con la normativa establecida por las directivas de las olimpiadas fórmula SENA. El diseño debe permitir al vehículo presentar las diferentes pruebas del evento las cuales incluyen entre otras: Carrera de duración con pilotos expertos y novatos, vuelta más rápida, tenida en curva.

Este trabajo incluye la documentación de los aspectos a tener en cuenta para el diseño de los sistemas de suspensión y transmisión, la simulación dinámica de la suspensión de un cuarto y medio vehículo, diseño de la geometría de la suspensión, introducción a la dinámica vehicular y el proceso de diseño del sistema de transmisión y potencia.

Este libro está escrito de tal manera que sirva de guía para futuros trabajos de rediseño o diseño de los sistemas de suspensión y transmisión en vehículos similares.

* Trabajo de Grado.

**Facultad de Ingenierías Físico-Mecánicas, Escuela de Ingeniería Mecánica, Msc. Ricardo Alonso Jaimes Rolón.

SUMMARY

TITLE: STUDY AND DESIGN OF THE TRANSMISSION AND SUSPENSION SYSTEMS FOR A FORMULA SENA OPEN-WHEEL.*

AUTHORS:

Jeffeth Albyero Valencia Jaimes.
Abelardo Duarte Rodríguez.**

KEY WORDS:

Transmission, suspension, openwheel, race car, design.

DESCRIPTION:

In September 2009, the authors through a call made by the Industrial University of Santander to participate in the formula SENA Olympics, they join an interdisciplinary group to help in the design and construction of a formula style car working under the PLM philosophy.

The project of the construction and design of the vehicle Formula SENA Santander (FORSSA) involved the use of software like: SMARTEAM, SolidWorks, CATIA, 3DVIA, Ansys and others.

The aim of this thesis project is to design transmission and suspension systems for the open wheel for regional Santander, the vehicles of different regionals must comply with regulations established by the directives of the formula SENA Olympics. The design should allow to the vehicle present the different tests of the event which include among other: race for expert and novice drivers, fastest lap, and hold on curve.

This work includes the documentation of the aspects to be considered for the design of the suspension and transmission systems, dynamic simulation of the suspension of a quarter car and a half car, designing the suspension geometry, introduction to vehicle dynamic and the process of the transmission and power system design.

This book is written so as a guidebook for future redesign or design of the suspension and transmission systems in similar vehicles.

*DegreeWork.

** Facultad de Ingenierías Físico-Mecánicas, Escuela de Ingeniería Mecánica, Msc. Ricardo Alonso Jaimes Rolón.

INTRODUCCIÓN

El presente trabajo muestra el análisis, proceso y metodología llevada a cabo para el diseño y construcción del sistema suspensión y potencia para un vehículo monoplace tipo fórmula.

El monoplace a continuación desarrollado se denominó FORSSA como siglas de la frase Formula Sena Santander; escudería campeona a nivel nacional en el autódromo de Tocancipá de la ciudad de Bogotá. Premiado por mejor desempeño en pista, diseño, manejo de herramientas PLM (que se expondrá en el capítulo siguiente), trabajo en equipo y proyecto de ingeniería [11]. Todo esto enmarcado dentro de las Olimpiadas Formula Sena realizadas en el mes de septiembre del año 2010 , y en la cual participaron 12 carros de diferentes escuderías nacionales pertenecientes a los departamentos de Antioquia, Boyacá, Atlántico, Caldas, Distrito Capital, Huila, Nariño, Risaralda, Santander, Tolima y Valle (con dos autos).

1. OLIMPIADAS FORMULA SENA; METODOLOGÍA PLM

La Olimpiada Fórmula SENA es un proyecto destinado a fortalecer la creatividad y liderazgo de estudiantes y profesores de estudios afines a los autos de competencia, desarrollando un proyecto de alta ingeniería. En las olimpiadas participan equipos interdisciplinarios de aprendices e instructores SENA junto a estudiantes universitarios que trabajan en el diseño, validación y construcción de un vehículo de carrera monoplace, evaluado en aspectos como: seguridad, presentación general, diseño de ingeniería, análisis organizacional, seguimiento, aceleración desaceleración, tenuta en curva, prueba contra-reloj, economía de combustible, duración, entre otros por parte del comité profesional.

El diseño y construcción del vehículo es un proceso que involucra muchas competencias de la ingeniería mecánica y afines. Es mediante este proyecto donde se ponen a prueba los conocimientos adquiridos a lo largo de la carrera, afianzándolos y abriendo nuevas propuestas que motivarán al futuro ingeniero mecánico en la construcción de vehículos monoplace en la región.

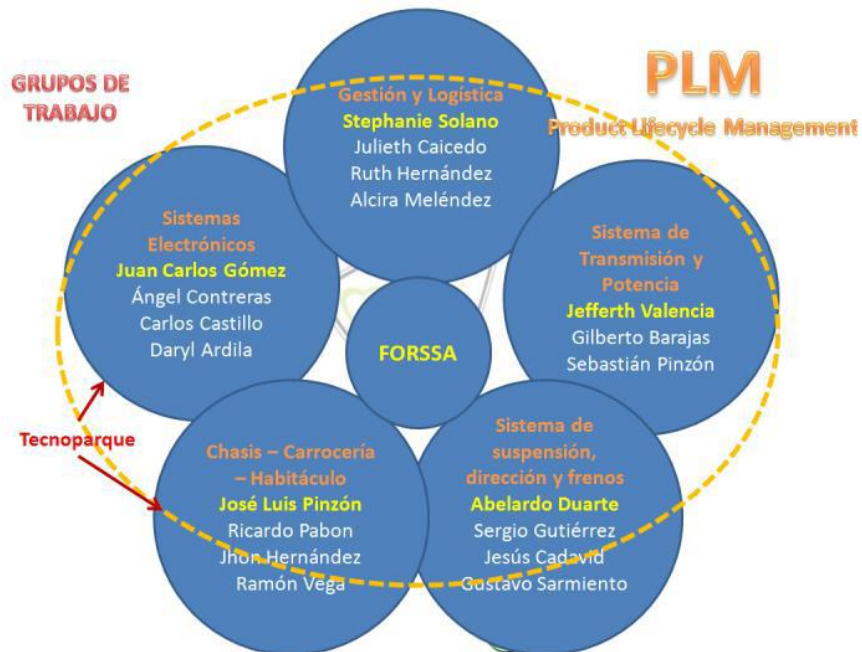
Este proyecto trata del diseño y análisis de algunos sistemas que lo componen; y definen el mejor desempeño de un auto monoplace en competencia real. Es mediante la FÓRMULA SENA como la Universidad industrial de Santander, y concretamente la Escuela de Ingeniería mecánica se vinculan y muestran que continúan presentes en el desarrollo de proyectos de

alta ingeniería en el campo automotriz a través de un trabajo que involucra al SENA, otras Universidades del país y la industria.

El equipo del Fórmula SENA Santander (FORSSA), constituido por instructores y aprendices SENA en conjunto con estudiantes de ingeniería basó la organización del proyecto en la filosofía de gestión y diseño llamada PLM y se apoyó en el software SMARTEAM.

Siguiendo la filosofía PLM los integrantes del proyecto se dividieron en subgrupos para desarrollar sub proyectos, por esta razón los autores del presente libro trabajaron como líderes de los sistemas de transmisión y potencia y sistema de suspensión, dirección y frenos, pero gracias a las políticas de la organización los integrantes de un subgrupo pueden cambiar a otro para brindar apoyo. En la figura se presenta la organización utilizada.

Figura 1. Organización por Sistemas FORSSA.



PLM por sus siglas en inglés (Product life cycle management) o en español administración del ciclo de vida del producto se encarga del desarrollo de un producto en este caso un vehículo monoplaza desde su concepción, pasando por su producción e incluso hasta el reciclaje del producto. Para facilitar esta tarea SMARTTEAM cuenta con un completo conjunto de herramientas de gestión, documentación, administración, logística e integra software CAD, CAE y CAM. SMARTTEAM crea usuarios, los cuáles cuenta con diferentes clases de permisos según su tarea en el proyecto, los usuarios y sus respectivas tareas en el diseño del FORSSA (Fórmula SENA Santander) se aprecian en la tabla 1.

Tabla 1. Usuarios y Roles.

| Usuarios | Roles |
|--------------------------------|--|
| Súper Administrador | Este rol está destinado para los dos Directores de proyecto con derechos de modificación, visualización y ensamble. |
| Administrador de Diseño | Tiene derechos para modificar los ensamblajes y los diseños parciales de los demás integrantes de cada sistema. |
| Administrador Mecánico | Al igual que el administrador de diseño puede hacer modificaciones a los ensamblajes pero de los sistemas de transmisión y potencia. |
| Ingenieros | Hacen parte de este grupo los estudiantes de Ingeniería de la Universidades asociadas al proyecto y ellos son los líderes de cada sistema. |
| Diseñadores | Son los integrantes de cada sistema donde pueden hacer sus propios diseños y esperar a validación. |
| Navegadores | Son los usuarios invitados con derecho solo a ver los avances y estado del proyecto. |

El éxito del proyecto se encuentra en la información conocida por cada integrante del equipo, por esta razón todos los integrantes deben saber en qué etapa se encuentra el trabajo de sus compañeros y como las olimpiadas Fórmula SENA establecen una fecha de entrega del producto terminado el trabajo propio puede atrasar el de otro sub-equipo o viceversa. Las ventajas de implementar SMARTTEAM se listan a continuación y permitieron el cumplimiento del producto para la fecha establecida por la organización del evento:

- Dispone de un ambiente gráfico agradable, las interfaces gráficas están en español, para mayor facilidad de uso.
- SMARTTEAM maneja un alto nivel de seguridad, eficiencia, rapidez a pesar de la cantidad de datos y archivos que se manejan.
- La integración de SMARTTEAM con los demás elementos de Diseño CAD, CAE, CAM y ofimática, permiten una amplia navegación y adaptabilidad al proceso.
- Mantenimiento automático e inmediato de los datos.
- Los usuarios pueden gestionar, crear, editar los productos desde la web.

El objetivo de este trabajo es documentar e ilustrar el proceso por el cual se diseñó la geometría de la suspensión y el sistema de transmisión para el vehículo fórmula SENA regional Santander, el diseño se adapta a las normativas de las olimpiadas. Esta normativa (ver anexo E) contempla:

1. El vehículo debe tener las llantas descubiertas y transportar un solo piloto diseñado con cuatro llantas, dos delanteras y dos traseras. La mínima batalla debe ser 2000 mm.

2. La distancia entre el suelo y el piso del coche mínima es de 50 mm y ninguna otra parte además de las llantas debe tocar el suelo durante el funcionamiento.
3. Las ruedas tienen un diámetro de 14 pulgadas y tienen un sistema de suspensión que permite un movimiento relativo entre las ruedas y el chasis de mínimo 1 pulgada.
4. El motor que propulsa al carro debe ser 4 cilindros en línea, 4 tiempos, con un máximo desplazamiento de 1000 c.c. por ciclo y alrededor de 180 HP.
5. Los ejes transmisión deben ser sustentados con cálculo, descalificación inmediata del equipo que no cumpla esta norma.
6. El diferencial hace parte del kit entregado por los organizadores del evento.

2. ASPECTOS DEL DISEÑO DEL SISTEMA DE SUSPENSION

El propósito de la suspensión es mejorar la adherencia de los neumáticos y dar un comportamiento predecible para el conductor del vehículo. La suspensión ayudará a mantener los neumáticos en contacto permanente con la pista bajo distintas situaciones.

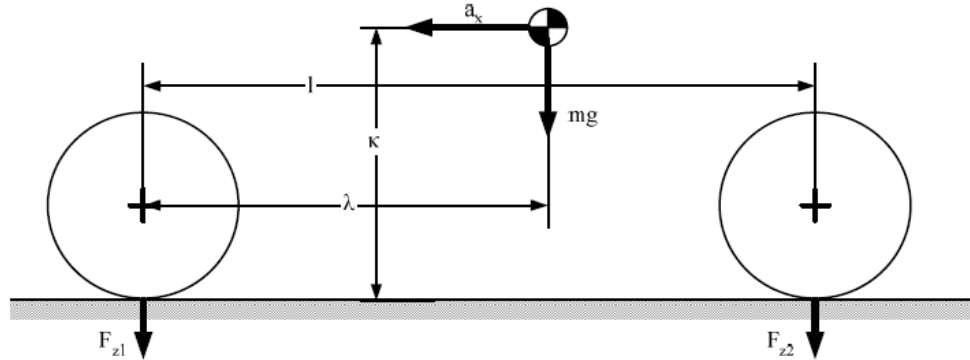
En el diseño del sistema de suspensión hay una serie de factores que influyen en el comportamiento propio del sistema y muchos de estos factores también interactúan de una manera con el coche en general. Por lo tanto existe un arduo trabajo en un diseño riguroso, el compromiso del equipo Santandereano es hacer que el FORSSA funcione adecuadamente en la conducción.

2.1 BATALLA

La Batalla representada como l (ver figura 2), es la distancia entre el eje de la rueda delantera y el eje de la rueda trasera. La batalla tiene una gran influencia en la distribución de la carga longitudinal. Una batalla mayor permite una menor transferencia de carga entre los ejes trasero y delantero durante el frenado y arranque comparado con una batalla de menor longitud de acuerdo a la figura 1 y las ecuaciones 1 y 2. A mayor distancia entre ejes es posible equipar el vehículo con resortes de más baja rigidez y se incrementará el nivel de confort para el conductor. Por otra parte una distancia entre ejes más corta tienen la ventaja de un menor radio de giro facilitando la entrada a curvas cerradas. [2] (ver sección 2.8), Un coche con distancia entre ejes muy

corta pueden comportarse de manera inestable en las salidas de las curvas y en las rectas.

Figura 2. Vista lateral de los parámetros para el cálculo de la transferencia de carga longitudinal



Fuente: THEANDER, Adam. Design of a Suspension for a Formula Student Race Car. Stockholm, Sweden, 2004.

Ecuaciones que rigen la transferencia de carga longitudinal:

$$F_{z1} = 1 - \lambda \cdot mg + k \cdot a_x \cdot m \quad (1)$$

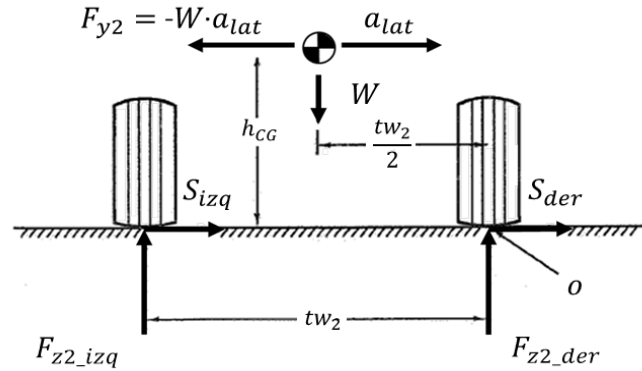
$$F_{z2} = \lambda \cdot mg + k \cdot a_x \cdot m \quad (2)$$

2.2 ANCHO DE VIA

El ancho de vía es de gran importancia en el diseño del vehículo, influyendo en el comportamiento en curvas y en la ubicación del roll center. El ancho de vía determina la transferencia de carga lateral, Cuando un vehículo toma una curva experimenta una fuerza de reacción inercial llamada fuerza centrípeta la cual se opone a la aceleración producto de las fuerzas en los neumáticos. Si consideramos solo el eje trasero del vehículo, una curva a la derecha es ilustrada en la figura 3. Producto de las fuerzas en los neumáticos S_{der} y S_{izq}

Se suman y son las responsables de la aceleración lateral a_{lat} , es común expresar esta aceleración unidades de gravedad, "g", [2].

Figura 3. DCL del eje trasero en una curva a la derecha.



Fuente: MILLIKEN, William F. & MILLIKEN, Douglas L. Race Car Vehicle Dynamics, SAE Inc, USA, 1995. Modificada por los autores.

Haciendo sumatoria de momentos en "o", se obtiene La ecuación 3:

$$F_{z2_izq} = \frac{W}{2} + \frac{W \cdot a_{lat} \cdot h_{CG}}{tw_2} \quad (3)$$

Dado la carga cuando el vehículo no está tomando una curva es simetría en cada llanta es $\frac{W}{2}$, La carga transferida en curva está definida por la ecuación 4:

$$\Delta F_{z2} = F_{z2_izq} - \frac{W}{2} = \frac{W \cdot a_{lat} \cdot h_{CG}}{tw_2} \quad (4)$$

Dividiendo la expresión anterior en el peso, se obtiene una fracción (ver ecuación 5) que describe la transferencia de carga longitudinal (TCL):

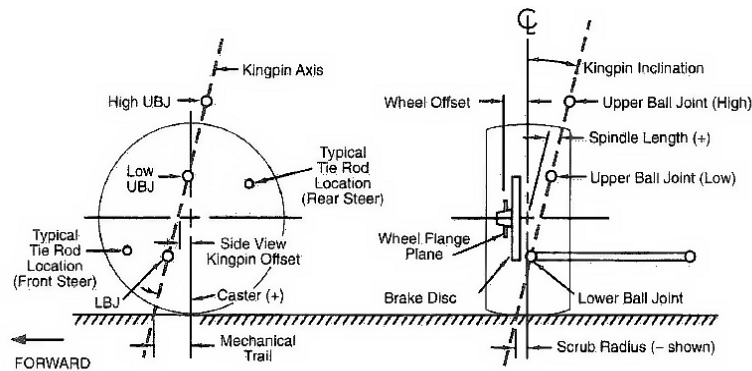
$$TCL_{z2} = \frac{a_{lat} \cdot h_{CG}}{tw_2} \quad (5)$$

Cuanto mayor sea el ancho de vía, más pequeña es la transferencia de carga lateral en las curvas y viceversa de acuerdo con la ecuación 5 que muestra la transferencia de carga de un eje trasero [2]. Un ancho de vía más grande tiene como inconveniente que se hace necesario un mayor movimiento lateral para evitar los obstáculos al no poder dar curvas de una manera más cerrada, en otras palabras para tomar una curva entre dos vehículos con diferente ancho de vía tendrá la ventaja el de menor valor de este parámetro pero experimentara menor cambio en la cargas de sus llantas el que tenga mayor ancho de vía. Es importante conocer que la transferencia de carga lateral también depende de si el vehículo tiene barra estabilizadora.

2.3 KINGPING Y RADIO DE SCRUB

El eje *Kingpin* está determinado por las juntas rotuladas superiores, UBJ por sus siglas en inglés (*Upper Ball Joints*), y las juntas rotuladas inferior, LBJ (*Lower Ball Joints*), en el extremo exterior de la tijera o *A-arm* este último nombre para las tijeras es utilizado en la bibliografía y en el presente trabajo, se recomienda al lector que lo tenga presente. No es necesario que este eje este centrado con eje de la superficie de contacto de los neumáticos. En la vista frontal esta inclinación es llamada ángulo de *kingpin* y la distancia entre el centro de la rueda y el corte del eje *kingpin* con el suelo es llamado radio de *Scrub*. La distancia desde el eje *kingpin* hasta el plano central de la rueda medida horizontalmente a la altura media de la rueda se denomina longitud de *Spindle*, la figura 4 muestra la geometría descrita.

Figura 4. Vista Geometría de Kingpin, vista frontal y lateral



Fuente: MILLIKEN, William F. & MILLIKEN, Douglas L. Race Car Vehicle Dynamics, SAE Inc, USA, 1995.

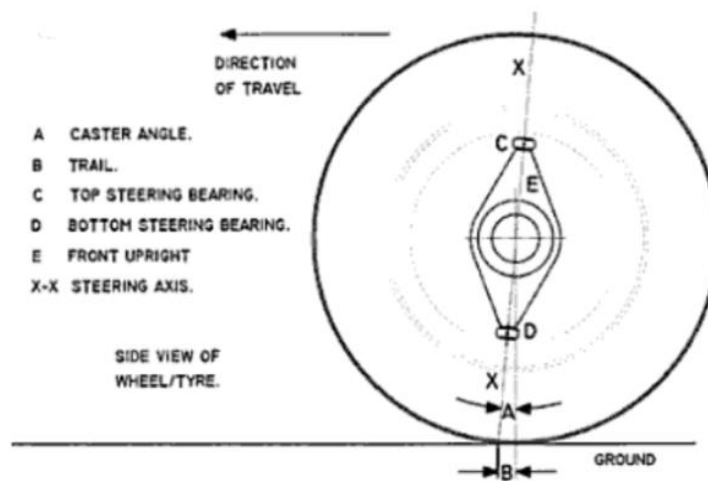
Hay muchos de los efectos debidos a los valores de estos parámetros, estos efectos son [2], [3]:

- Si la longitud de *Splindle* es positiva el vehículo se eleva cuando la rueda está dando vuelta esto se traduce a la necesidad de un mayor momento aplicado al volante, a mayor ángulo de *kingpin* el coche incrementara la independencia de las llantas frontales para girar. Si no hay presencia de *caster* el efecto a cada lado es el mismo. Con *caster* al aumentar la velocidad el carro presenta efecto de auto-alineación la dirección.
- El KPI (por sus siglas en inglés *King-Ping inclination*) influye en el efecto del *caster*, cuando la rueda está girando se inclinará en la parte superior, hacia el *caster* positivo si el KPI es positivo, estos ángulos son pequeños pero deben existir sobre todo si la pista tiene curvas cerradas.
- Si las fuerzas de frenado o conducción son diferentes en el lado izquierdo y derecho se crea un *steering* torque proporcional al radio *scrubs*.

2.4 ÁNGULO CASTER

El ángulo *caster* es la inclinación del eje *steering* con la horizontal (ver figura 5). El *caster* positivo el eje *steering* intercepta el piso por delante eje central. El *trail* es la distancia mediada en el piso entre los ejes *steering* y central, esta distancia produce un torque que obliga a la llanta a alinearse mientras avanza el vehículo. El ángulo de *caster* varían entre el rango de 2 a 7 grados [4].

Figura 5. Geometría de Caster, vista lateral.



Fuente: PASHLEY, Tony, How to build Motorcycle Engined Racing Cars, Speed Pro Series. USA, 2008.

Un *caster* positivo causa un torque de corrección que provee el efecto de autoalineación pero incrementa el esfuerzo para dar dirección, *Caster* también cambia el ángulo *camber* en curva especialmente cuando existe un gran KPI, esta combinación puede cambiar el *camber* real y el área de contacto del neumático. El trabajo de Pashley sugiere un *caster* estático de 6° para vehículo como el FORSSA [5].

2.5 CENTRO INSTANTÁNEO DE ROTACIÓN (IC) Y ROLL CENTER

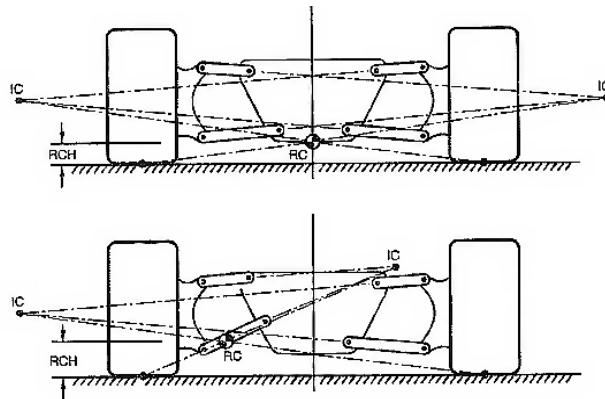
El centro instantáneo de rotación (más conocido como IC por sus siglas en inglés *instantaneous center*) es un punto en el espacio 2D sobre el cual los cuerpos giran, en el sistema de suspensión es el punto en una vista frontal sobre el cual cada llanta rota, este centro es también llamado centro de oscilación (*swing center*).

El centro instantáneo de rotación está localizado en la intersección de la tijera superior e inferior como se muestra en la figura 4. El IC no es único, varía cuando la llanta sube o baja, es a través del IC que las fuerzas de la llanta son transmitidas a la masa suspendida. Los modelos cinemáticos asumen un comportamiento simétrico entre la mitad izquierda y derecha de la suspensión.

La longitud del brazo de giro desde la vista lateral (más conocido como la longitud del fsva por sus siglas en inglés *front view swing arm*) es la distancia longitudinal medida desde IC hasta el centro del neumático, la velocidad con la que cambia el *camber* es solo función de la longitud fvsa, el cambio del *camber* por mm de oscilación en la rueda está determinado por la ecuación 6 y la figura 6. El cambio de *camber* no es constante porque el IC también se mueve cuando la rueda oscila.

$$\text{Grados/mm} = \arctang \frac{1}{\text{Longitud fvsa}} \quad (6)$$

Figura 7. Construcción del roll center.

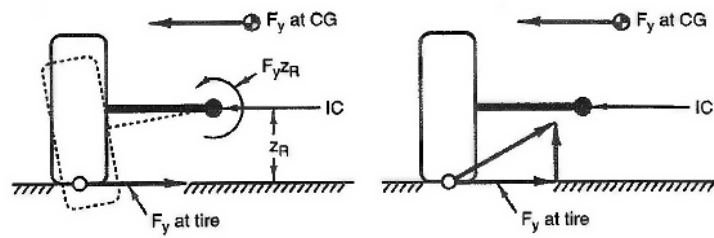


Fuente: MILLIKEN, William F. & MILLIKEN, Douglas L. Race Car Vehicle Dynamics, SAE Inc, USA, 1995.

El *roll center* es el punto donde se trasladan las fuerzas de la masa no suspendidas para actuar sobre la masa suspendidas como se muestra en la figura 8. La posición vertical del *roll center* o RCH por sus siglas en inglés *Roll center Height*, determina la magnitud del momento producido por trasladar las fuerzas desde el neumático y el sentido del movimiento. Cuando el *roll center* se encuentra sobre el piso el momento resultante eleva la masa suspendida y pega los neumáticos (masa no suspendida) al piso.

Pero el efecto contrario ocurre si es RCH está debajo del suelo, la masa suspendida baja mientras las ruedas inclinan desmejorando el control en curva y obligando al piloto a tomar una curva más despacio, este fenómeno se puede observar en vehículos antiguos con suspensión de eje oscilante como los monoplaza de la Fórmula Vee.

Figura 8. Efecto Jacking.



Fuente: MILLIKEN, William F. & MILLIKEN, Douglas L. Race Car Vehicle Dynamics, SAE Inc, USA, 1995.

2.6 LOCALIZACIÓN DE LA TIE ROD

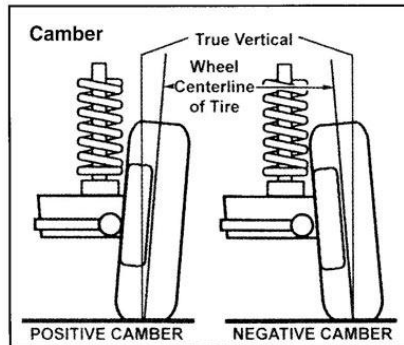
Note que en la figura 4 se muestra la ubicación típica para el *tierod*, complicaciones con fuerzas laterales son evitadas si el *tierod* se localiza en estas áreas [3], la correcta localización del *tierod* puede también reducir el *bumpsteer*. *Bumpsteer* es el cambio de ángulo toe cuando la rueda oscila. Un vehículo con un gran *bumpsteer* tiende a ser difícil de maniobrar y cuando la rueda toma un obstáculo tiende a cambiar el sentido de la dirección [1]. Este efecto puede ser reducido cuando el *tierod* comparte el IC con los *A-arms* (tijeras) como se muestra en la figura 6, una manera de garantizar esta condición es ubicar la junta rotulada del *tierod* en el mismo plano de la junta rotulada del *A-arm* [5].

2.7 ÁNGULO CAMBER

El ángulo *camber* es la inclinación de la rueda el plano vertical medido desde el piso como se muestra en la figura 9. Un *camber* negativo inclina la parte superior de la rueda hacia el centro del vehículo, y un *camber* positivo inclina la parte superior de la rueda hacia fuera del vehículo. Es necesario tener un

pequeño *camber* negativo (cerca de 1.5° [4]) para garantizar *camberthrust*. El cambio del *camber* debe ser minimizado para reducir la pérdida del *camberthrust* y el cambio de carga en el neumático durante la curva.

Figura 9. Ángulo Camber.



Fuente: Rockcrawler, Suspension & Handling Glossary, SAE Inc, USA, 2004.[Recuperated of internet 20 may 2010]available online URL:<http://www.rockcrawler.com./techreports/glossary/index.asp>

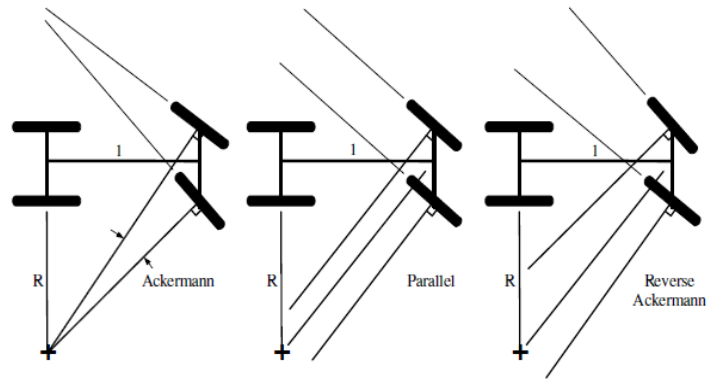
La *camberthrust* es la fuerza lateral creada por la llanta a medida que rueda sobre la superficie de la carretera, debida a la inclinación vertical. Cuando la rueda tiene *camber* negativo, el flanco interno del neumático comprime más que el externo. Esto conduce a una distribución de la carga de forma desigual entre la superficie de contacto del neumático por lo que se genera una fuerza lateral, aumentando un poco la capacidad de tomar curvas. Mientras un *camber* positivo disminuye un poco la capacidad de tomar curvas.

2.8 GEOMETRÍA ACKERMANN

El diseño de la dirección determina si una llanta gira más que otra o giran de forma paralela. Para bajas aceleraciones laterales es común usar la geometría de ackermann, está se puede observar en la parte izquierda de la figura 10. La geometría ackermann consigue que las llantas giren sin ángulo *slip*, porque

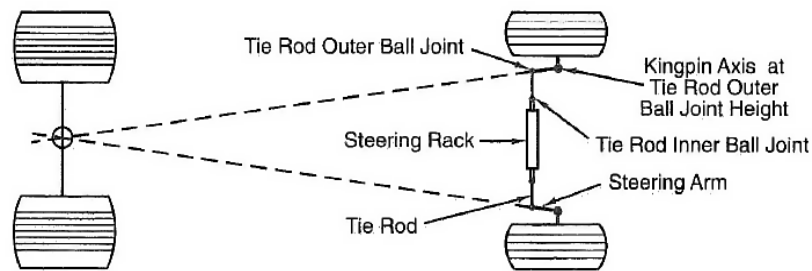
las ruedas están compartiendo un mismo centro de giro, la geometría necesaria para obtener esta condición es mostrada en la figura 11.

Figura 10. Geometría para la dirección.



Fuente: THEANDER, Adam. Design of a Suspension for a Formula Student Race Car. Stockholm, Sweden, 2004

Figura 11. Geometría Ackermann.



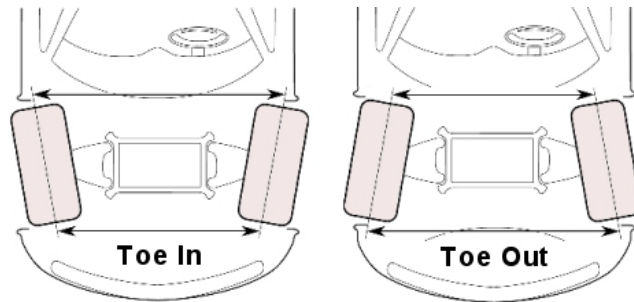
Fuente: MILLIKEN, William F. & MILLIKEN, Douglas L. Race Car Vehicle Dynamics, SAE Inc, USA, 1995.

Para altas velocidades es necesario considerar el efecto del ángulo de deslizamiento que permite que la carga en el flanco interno del neumático sea mucho menor que la carga en el flanco externo. Para vehículos de carrera es común usar dirección paralela o incluso Ackermann inverso ver la parte central y derecha de la figura 10 respectivamente.

2.9 ÁNGULO TOE

Toe es el ángulo de la inclinación de la rueda respecto al eje longitudinal del vehículo visto desde un plano superior ver figura 12, el *toe* es positivo o “*in*” cuando la parte delantera de la rueda está cerca de la línea central del vehículo y la parte trasera de la llanta se está lejos del centro del coche. *Toe in* produce una fuerza constante dirigida hacia la línea central del vehículo mientras esté avanza. Esta fuerza mejora la estabilidad en rectas.

Figura 12. Toe “in” - Toe “out”.



Fuente: JSautos Sources, Jeep Cherokee Infamous Death Wobble Bump Steer FREE FIX, [recuperated of internet 10 june 2010] available online URL: <http://jsautosource.com/automotive/jeep-cherokee-infamous-death-wobble-bump-steer/>

Un *toe* estático podría establecerse de tal manera que las ruedas no cambien a *toe “out”* durante el máximo desplazamiento al pasar sobre un obstáculo o tomar un hueco [4]. Si la ruedas delanteras presentas *Toe out* el vehículo presentará subviraje y sobreviraje si está presente en las llantas traseras. Estos efectos pueden evitarse mediante un apropiado diseño de suspensión y cinemática de la dirección.

3. FORMULACIÓN DEL MODELO DINAMICO DE LA SUSPENSIÓN

3.1 INFORMACIÓN DE VEHÍCULO

La masa total estimada del vehículo con un piloto de 75 kg es de 506 kg, para el desarrollo de un modelo matemático sobre la suspensión es necesario estimar algunos parámetros, como la distribución de masa, centro de gravedad, masa no suspendida por llanta entre otros, estos valores son calculados con ayuda de CATIA y sus resultados se presenta en la tabla 2.

Tabla 2. Información sobre el vehículo.

| Información | símbolo | valor |
|--|----------|------------------------|
| Batalla | L | 2900 mm |
| Distancia desde el CG al eje frontal | A | 1580 mm |
| Distancia desde el CG al eje trasero | B | 1320 mm |
| Masa suspendida | M_s | 420 Kg |
| Masa no suspendida trasera por llanta | m_{ur} | 23 Kg |
| Masa no suspendida delantera por llanta | m_{uf} | 20 Kg |
| Momento de Inercia en el plano lateral | J | 2704 Kg m ² |

3.2 RESORTES Y AMORTIGUADORES

El conjunto resorte tipo espiral y amortiguador de gas es el más usados en vehículos de carreras con suspensión independiente, El conjunto resorte-amortiguador es entregado por la organización de proyecto Fórmula SENA, y para ajustar su comportamiento es necesario diseñar la relación adecuada del *Bellcrank* (ver sección 4.2.4) que permita un movimiento que utilice el desplazamiento útil del resorte (ver tabla 3).

Los resortes entregados por la organización tienen un constante de rigidez de:

$K_{w1}=600 \text{ lb/in}$ Cantidad 2 $K_{w2}=500 \text{ lb/in}$ Cantidad 2

Los resortes presentan las características geométricas del tipo 120/085 R12 el último en la tabla 3.

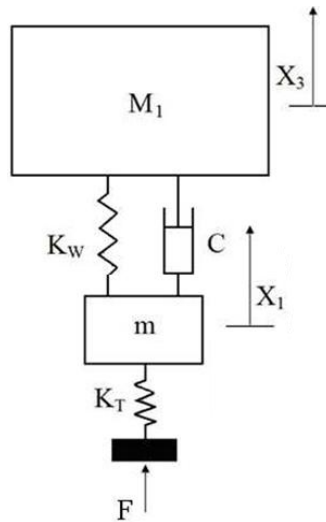
Tabla 3. Información sobre los resortes.

| VEHICLE MODEL | OPEN LENGTH | CLOSED LENGTH | STROKE |
|---|-------------|---------------|--------|
| All open and closed dimensions are metal to metal and units are fitted with a 1" bumpstop. This therefore increases the closed length and reduces the stroke length by 1". All units are fully dyno tested before despatch. | | | |
| 1 3/4" DIAMETER BODIES WITH 12mm RODS AND BONDED BUSHES | | | |
| 090/070B12 | 9" | 7" | 2" |
| 100/075B12 | 10" | 7 1/2" | 2 1/2" |
| 110/080B12 | 11" | 8" | 3" |
| 120/085B12 | 12" | 8 1/2" | 3 1/2" |
| 130/090B12 | 13" | 9" | 4" |
| 140/095B12 | 14" | 9 1/2" | 4 1/2" |
| 150/100B12 | 15" | 10" | 5" |
| 160/105B12 | 16" | 10 1/2" | 5 1/2" |
| 170/100B12 | 17" | 11" | 6" |
| 180/115B12 | 18" | 11 1/2" | 6 1/2" |
| 190/120B12 | 19" | 12" | 7" |
| 200/125B12 | 20" | 12 1/2" | 7 1/2" |
| 1 3/4" DIAMETER BODIES WITH 12mm RODS AND SPHERICAL BEARINGS | | | |
| 090/070R12 | 9" | 7" | 2" |
| 100/075R12 | 10" | 7 1/2" | 2 1/2" |
| 110/080R12 | 11" | 8" | 3" |
| 120/085R12 | 12" | 8 1/2" | 3 1/2" |

3.3 MODELO DE UN CUARTO DE VEHÍCULO

El modelo de cuarto de vehículo es utilizado para simular una esquina del coche, este sistema tiene dos grados de libertad: El movimiento vertical de la masa no suspendida y el movimiento vertical de la masa no suspendida ver figura 13.

Figura 13. Esquema de un cuarto de vehículo.



Fuente: CORKE, Peter. Analysis of the 2009 REV Race Car Suspension. School of Mechanical Engineering, University of Western Australia. 2007.

Donde:

M_1 = masa suspendida de un cuarto de vehículo.

m = masa no suspendida.

K_w = constante de rigidez del resorte.

K_t = constante de rigidez de la llanta.

C = constante de amortiguamiento viscoso del shock.

X_1 = desplazamiento vertical de la masa no suspendida.

X_3 = desplazamiento vertical de la masa suspendida.

La entrada de este sistema es el desplazamiento encontrado en la carretera y la fuerza de entrada se puede describir a través de la ecuación 7:

$$F = -K_t \cdot X_b \quad (7)$$

Donde:

F= fuerza de entrada del sistema.

Xb= desplazamiento vertical del suelo.

El modelo de cuarto de vehículo asume que:

- El centro de gravedad CG de la masa suspendida está directamente sobre el CG de la masa no suspendida.
- El comportamiento del cuarto de vehículo analizado es independiente del resto del coche.
- No hay coeficiente de amortiguación viscoso en la llanta.
- El fluido del amortiguador presenta un comportamiento lineal.

El modelo de un cuarto de vehículo representado en la figura 13 se presenta en el espacio de estados de orden 4 (ver ecuación 8 y 9):

$$\dot{x}(t) = A1 \cdot x1(t) + B1 \cdot u1(t) \quad (8)$$

$$y(t) = C1 \cdot x1(t) + D1 \cdot u1(t) \quad (9)$$

Donde:

La matriz A1 representa los estados físicos.

$$\mathbf{matrizA1} = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & 0 \\ -\frac{K_t + K_w}{m} & -\frac{C}{m} & \frac{K_w}{m} & \frac{C}{m} \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ \frac{K_w}{M_1} & \frac{C}{M_1} & -\frac{K_w}{M_1} & -\frac{C}{M_1} \end{bmatrix}$$

La matriz B1 es la matriz de las entradas o excitaciones del sistema.

$$\mathbf{matrizB1} = \begin{bmatrix} 0 \\ \frac{K_t}{m} \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix}$$

La matriz C1 es la matriz de salida o respuesta de interés.

$$\mathbf{matrizC1} = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 1 \\ 0 & 1 & 0 & 0 \end{bmatrix}$$

La matriz D1 es la matriz de transmisión directa por simplicidad se toma como cero.

$$\mathbf{matrizD1} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \end{bmatrix}$$

Y el vector de variables de estado es estado está constituido en orden por la posición de masa suspendida X1, la velocidad de la masa suspendida X1, la posición de la masa no suspendida X3 y la velocidad de la masa no suspendida X3:

$$X(t) = \begin{bmatrix} X1 \\ \dot{X1} \\ X3 \\ \dot{X3} \end{bmatrix}$$

A partir del modelo y utilizando MATLAB (ver anexo A), observamos el comportamiento del sistema al variar parámetros como la masa no suspendida (figura 14 y 15), la constante de amortiguación viscosa (Figura 16 y 17) y la rigidez del resorte (Figura 18 y 19).

Figura 14. Diagramas de bode masa suspendida variando la masa no suspendida.

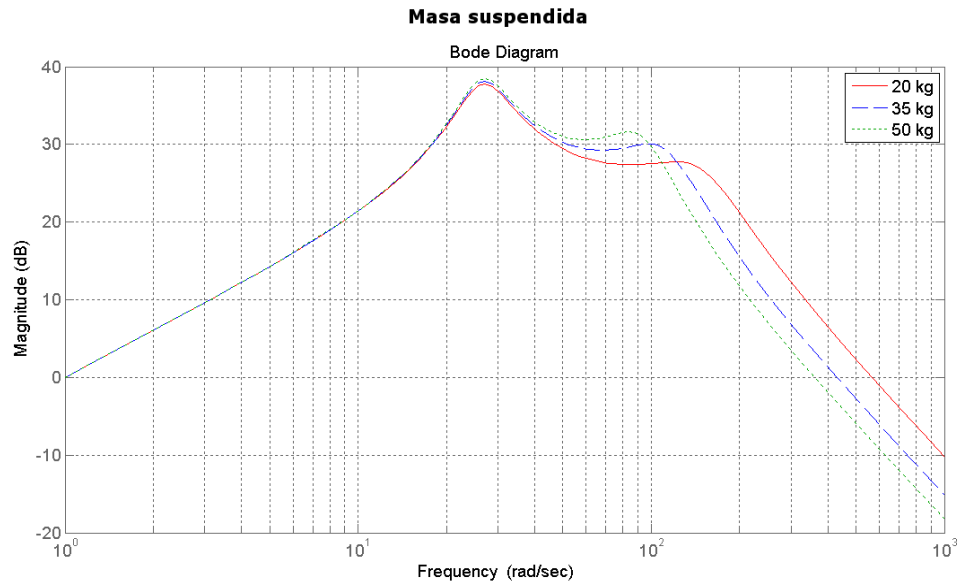
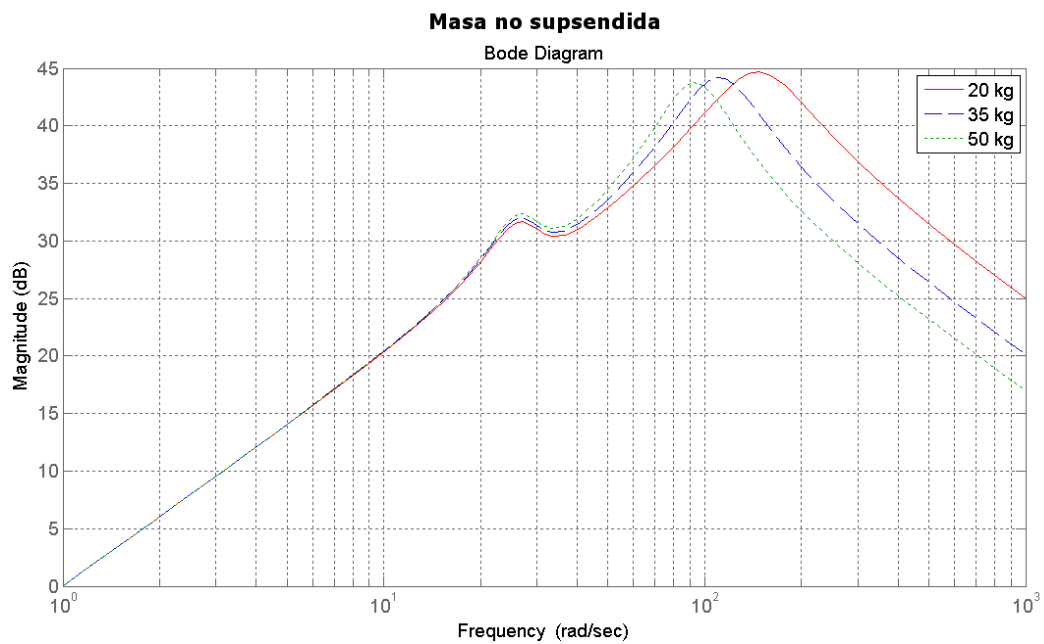


Figura 15. Diagramas de bode masa no suspendida variando la masa no suspendida.



Se puede observar que al aumentar la masa no suspendida se aumenta la aceleración de la masa suspendida en la segunda frecuencia natural del

sistema de manera considerable, con una diferencia de 30 kg se obtiene un cambio mayor a 5dB, debemos recordar al lector que es en la masa suspendida donde se encuentra el piloto y por el diseño debe reducir en lo posible el peso de la masa no suspendida en este diseño las tijeras, porta masas, rin, llanta, etc.

Figura 16. Diagramas de bode masa suspendida al variar la constante de amortiguación viscosa.

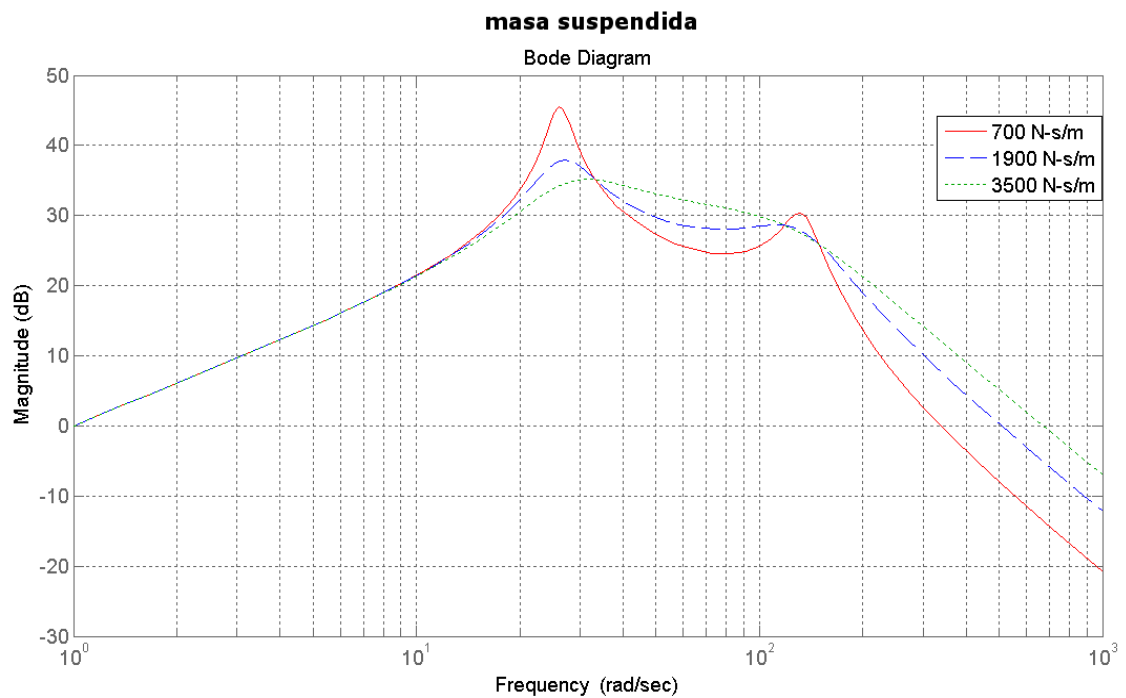
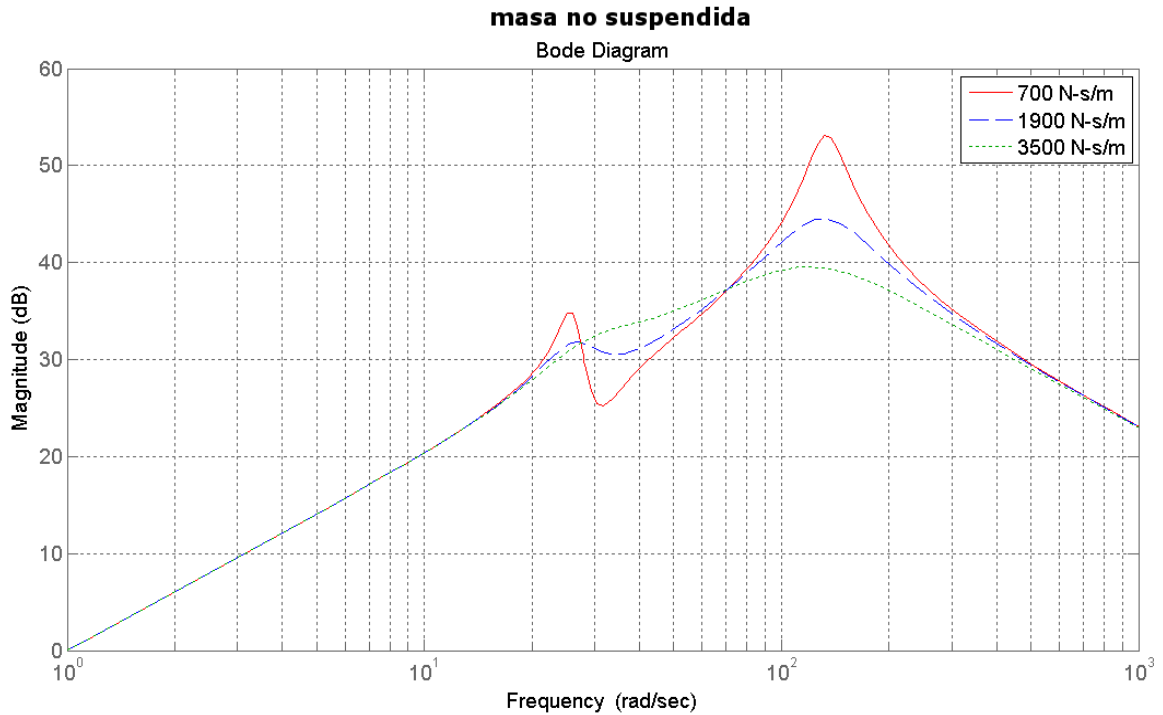


Figura 17. Diagramas de bode masa no suspendida al variar la constante de amortiguación viscosa.



En este caso la decisión de que debe hacer el diseñador no es tan sencilla como la tomada con relacionada al cambio de la masa no suspendida, de las gráficas anteriores se puede concluir que al aumentar la constante de amortiguación viscosa C , tiene como ventaja:

- Reduce o elimina el pico de la primera frecuencia natural tanto en la masa suspendida y no suspendida, mejorando el confort para la primera frecuencia natural [12].

Y como desventaja:

- Aumenta la magnitud de la aceleración de la masa suspendida y no suspendida en frecuencias altas, empeorando el confort en frecuencias

para frecuencias por encima de la primera frecuencia natural y por debajo de la segunda frecuencia natural [12].

Figura 18. Diagramas de bode masa suspendida variando la rigidez del resorte.

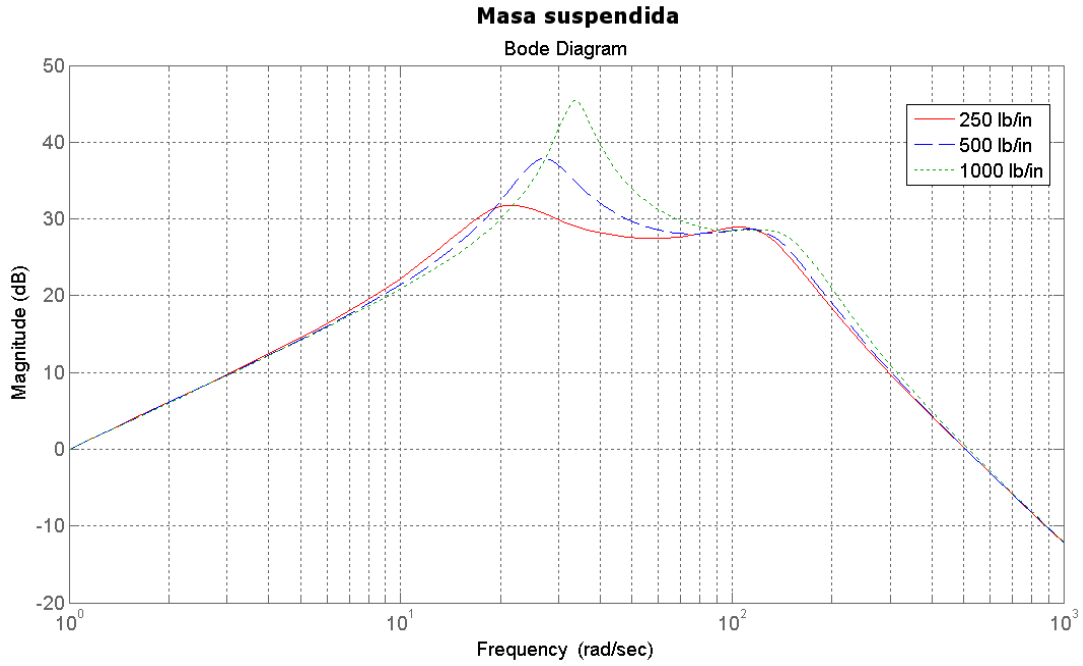
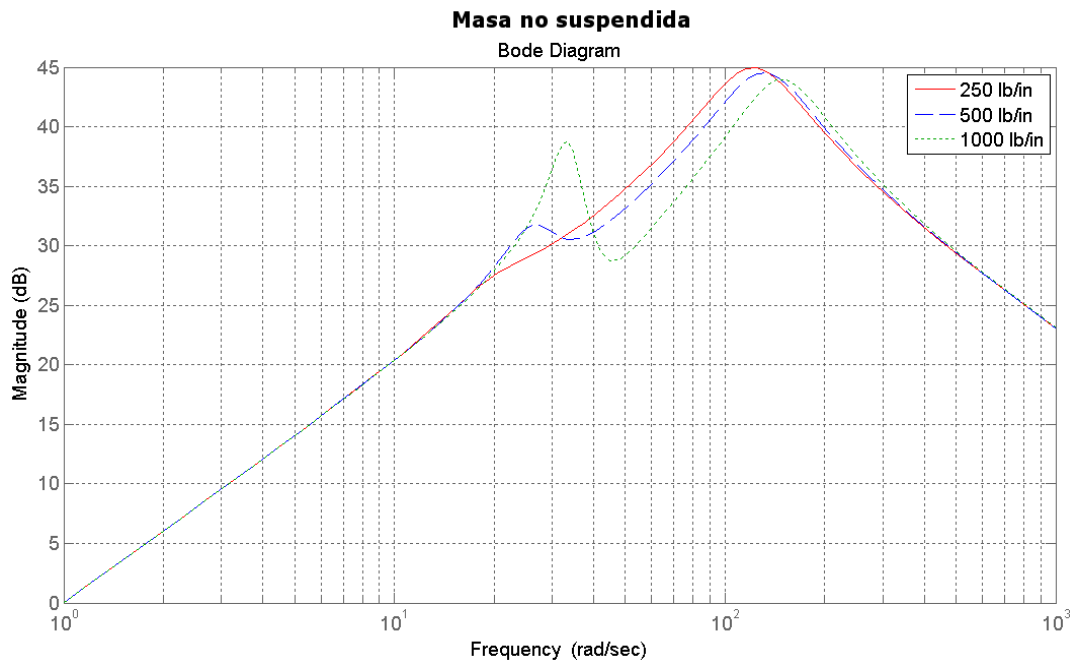


Figura 19. Diagramas de bode masa no suspendida variando la rigidez del resorte.



De manera similar al caso del cambio de la amortiguación viscosa C , la disminución de la rigidez del resorte K_w , como se ve en las gráficas tiene como ventaja:

- Mejorar la respuesta de la masa suspendida a altas frecuencias, mejorando el confort al disminuir la magnitud de la aceleración.

Y como desventaja:

- Incremento del desplazamiento de la masa no suspendida, mayor cambio en la masa no suspendida para las frecuencias entre la primera y segunda frecuencias naturales.

El diseñador debe variar los parámetros de forma iterativa hasta conseguir una solución que cumpla sus necesidades para esto es útil tener un programa (ver anexo A).

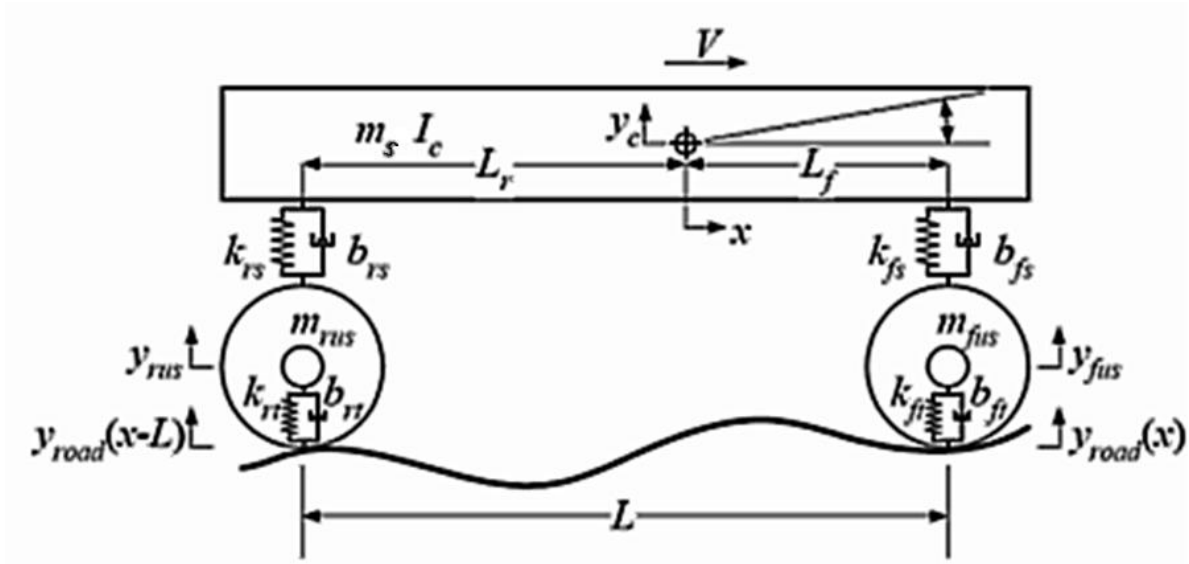
3.4 MODELO DE MEDIO VEHÍCULO LONGITUDINAL

El modelo de media suspensión es un problema de control que involucra un sistema de múltiples entradas y múltiples respuesta MIMO. Este sistema dinámico puede ser abordado a través de la metodología de Bond Graph. Un método gráfico cuya base es la transferencia de energías y fue propuesta por el profesor Henry M. Paynter en 1959, debido a que este método facilita el estudio del sistema de suspensión de medio vehículo.

El modelo simplificado de $\frac{1}{2}$ de la suspensión de vehículos se muestra en la figura 20, se fundamenta en el análisis de las fuerzas verticales que actúan

sobre el móvil. Dichas fuerzas corresponden a las fuerzas ejercidas por las ruedas sobre el eje de las mismas y las fuerzas actuantes desde el eje, de carga m_s e inercia de rotación I_c , hacia la carga suspendida.

Figura 20. Esquema dinámico de medio vehículo.



Fuente: KYPUROS Javier. Vehicle systems modeling and control Vehicle suspension modeling Department mechanical engineering. 2006.

La nomenclatura usada para definir las variables se explica en la tabla 4:

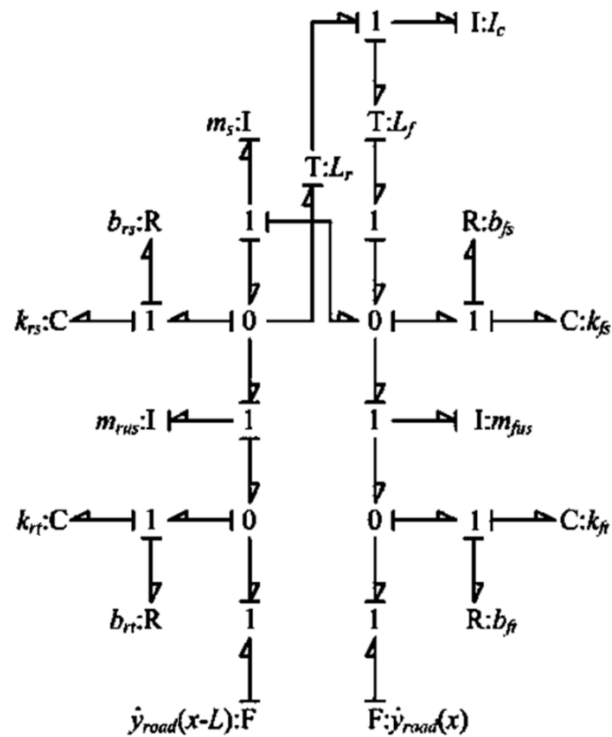
Tabla 4. Nomenclatura variable modelo de medio vehículo.

| Nomenclatura | Significado |
|--------------|------------------------------------|
| K | Constante de rigidez |
| B | Constante de amortiguación viscosa |
| M | Masa de un cuerpo |
| Y | Desplazamiento |
| I | Momento de Inercia |
| L | Distancia |
| V | Velocidad del vehículo |

| | |
|--------------------------|---------------------------|
| El subíndice r | De la parte trasera |
| El subíndice f | De la parte frontal |
| El subíndice road | De la pista |
| El subíndice us | De la masa no suspendida |
| El subíndice s | De la masa suspendida |
| Función de x | De la dirección de avance |

Se determina su diagrama Bond Graph (Figura 21), y luego se procede a su implementación en SIMULINK (Figura 22), de tal forma de realizar las simulaciones de comportamiento. Como el objetivo es obtener las ecuaciones matemáticas derivadas del modelo, se procede a aplicar la mecánica definida por la técnica Bond Graph para tal efecto.

Figura 21. Bond graph para el modelo de la suspensión de medio vehículo.



Donde:

$$\mathbf{matrizA} = \begin{bmatrix} 0 & \frac{1}{m_{fsu}} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ -k_{ft} & -\frac{b_{ft} + b_{fs}}{m_{fsu}} & k_{fs} & \frac{b_{fs} L_f}{I_c} & \frac{b_{fs}}{m_s} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & -\frac{1}{m_{fsu}} & 0 & \frac{L_f}{I_c} & \frac{1}{m_s} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & \frac{b_{fs} L_f}{m_{fsu}} & -k_{fs} L_f & -\frac{b_{rs} L_r^2 + b_{fs} L_f^2}{I_c} & \frac{b_{rs} L_r - b_{fs} L_f}{m_s} & k_{rs} L_r & -\frac{b_{rs} L_r}{m_{rsu}} & 0 \\ 0 & \frac{b_{fs}}{m_{fsu}} & -k_{fs} & \frac{b_{rs} L_r - b_{fs} L_f}{I_c} & -\frac{b_{rs} + b_{fs}}{m_s} & -k_{rs} & \frac{b_{rs}}{m_{rsu}} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -\frac{L_r}{I_c} & \frac{1}{m_s} & 0 & -\frac{1}{m_{rsu}} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -\frac{b_{rs} L_r}{I_c} & \frac{b_{rs}}{m_s} & k_{rs} & -\frac{b_{rt} + b_{rs}}{m_{rsu}} & -k_{rt} \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{1}{m_{rsu}} & 0 \end{bmatrix}$$

$$\mathbf{matrizB} = \begin{bmatrix} -1 & 0 \\ b_{ft} & 0 \\ 0 & 0 \\ 0 & 0 \\ 0 & 0 \\ 0 & 0 \\ 0 & b_{ft} \\ 0 & -1 \end{bmatrix}$$

$$\mathbf{matrizC} \equiv \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \frac{1}{I_c} & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{1}{M_c} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}$$

$$\mathbf{matrizD} \equiv \begin{bmatrix} 0 & 0 \\ 0 & 0 \\ 0 & 0 \\ 0 & 0 \\ 0 & 0 \\ 0 & 0 \end{bmatrix}$$

A partir de esto podemos simular utilizando MATLAB (ver anexo A) y SIMULINK, de tal forma podemos tener la noción del comportamiento del vehículo bajo dos condiciones: (a) un obstáculo, que primero afecta la rueda delantera un instante y después la trasera por un corto periodo de tiempo [un reductor de velocidad] (Figura 23) y (b) un obstáculo, en que afecta a las ruedas delantera de forma constante y luego a la trasera de igual forma [un andén de longitud considerable] (Figura 24)

Figura 23. Comportamiento del FORSSA frente a un reductor de velocidad.

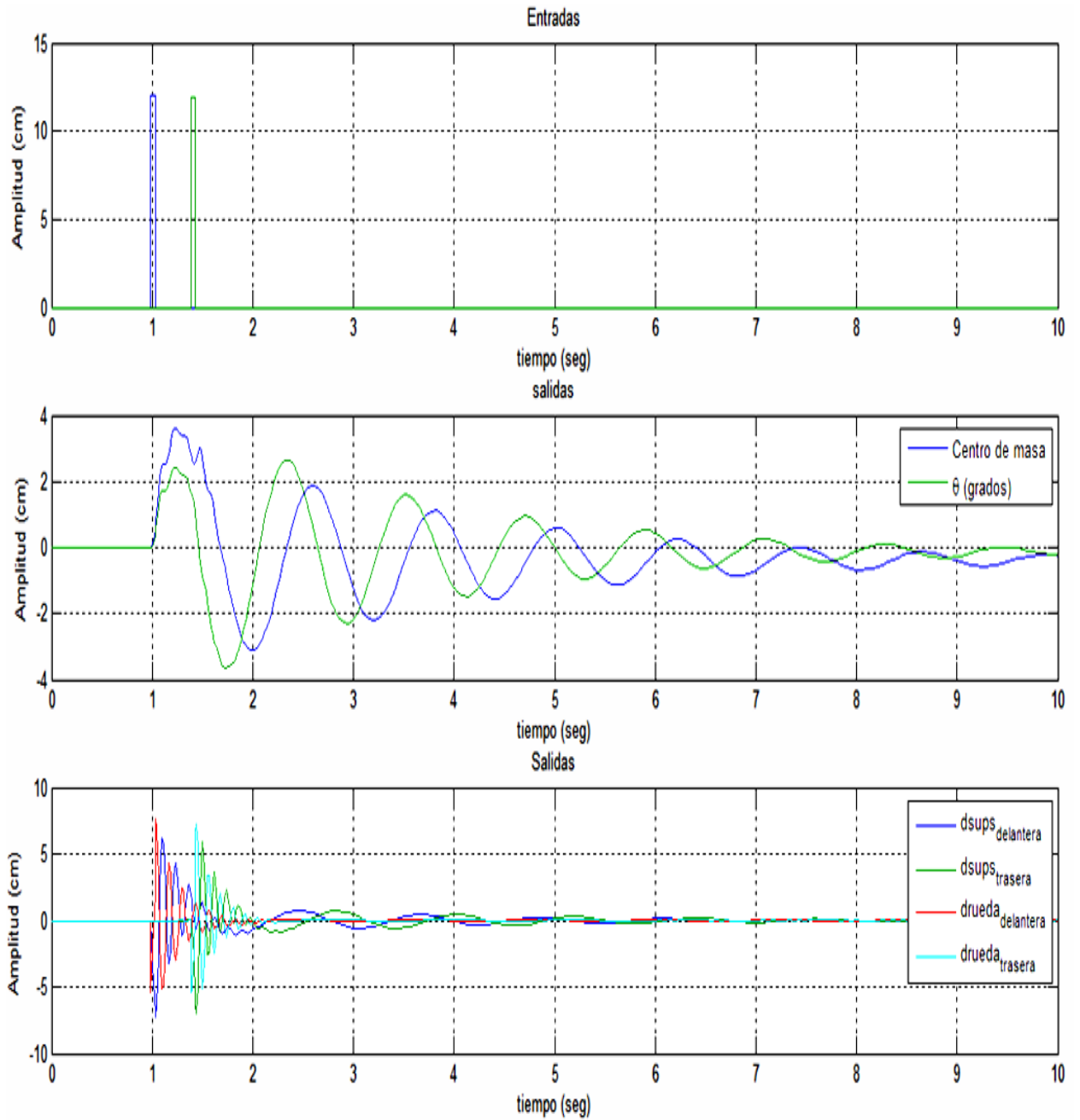
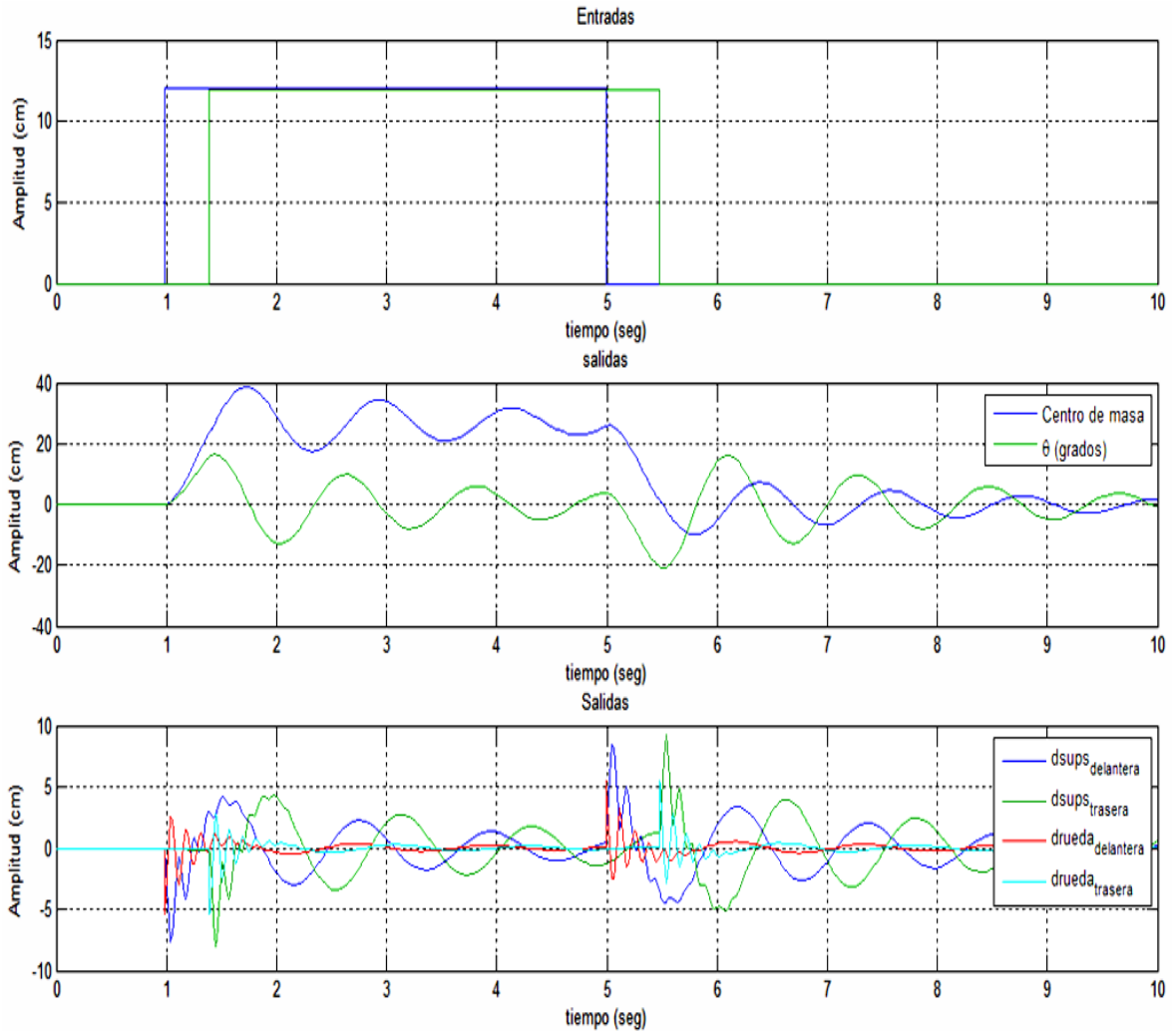


Figura 24. Comportamiento del FORSSA frente a un andén de longitud considerable.



En la gráfica 24 se aprecia que cuando la segunda rueda toma el obstáculo el centro de masa vuelve a subir pero la inclinación del vehículo aumenta, El modelo de medio vehículo permite analizar la rotación del auto en el plano, predecir si tras tomar un obstáculo el monoplaza se inclina hasta tocar el piso lo que no es deseable, gracias al modelo se determina relaciones de 1.5 y 1.7 para los rockers (ver sección 4.2.4) delantero y trasero respectivamente.

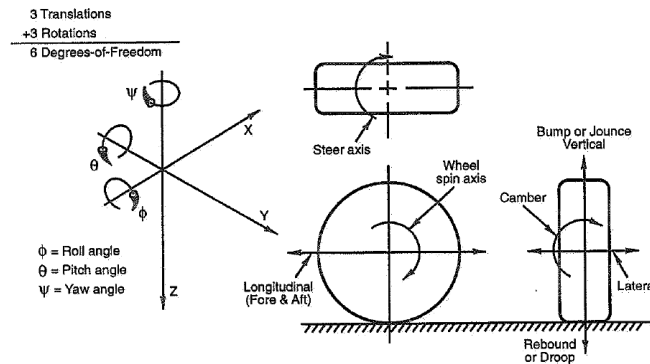
4. GEOMETRÍA DEL SISTEMA DE SUSPENSIÓN

El diseño de Vehículos de Carrera o para producción en serie requiere de conocimiento en múltiples disciplinas, entre ellas el estudio cinemático de la suspensión y los esfuerzos sobre los componentes sometidos a carga, estas dos son las disciplinas que se pretenden cubrir en este trabajo.

4.1 GRADOS DE LIBERTAD DE LA RUEDA

Las suspensiones de tipo independiente intentan proporcionar una restricción de cinco grados de libertad (5 D.O.R) y controlar el otro grado de libertad a través de un mecanismo que mantenga la rueda siempre en contacto con la pista, en el siguiente esquema se observan los grados de libertad de una rueda (6 D.O.R) (ver figura 25). La suspensión independiente intenta proporcionar dicha restricción pero en el mundo real nada es "perfecto", el estudio de la suspensión se basa en determinar ¿cómo restringir el movimiento del porta-masas?

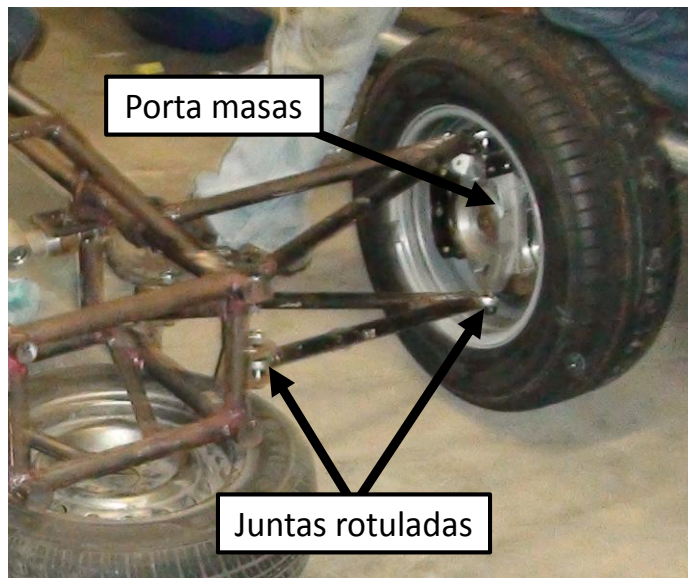
Figura 25. Grados de libertad de la rueda.



Fuente: MILLIKEN, William F. & MILLIKEN, Douglas L. Race Car Vehicle Dynamics, SAE Inc, USA, 1995.

Si los elementos para la geometría de la suspensión se ven limitados a barras uni-axiales con juntas rotuladas en cada uno de sus extremos entonces es necesario el uso de cinco de ellas para cumplir con el objetivo de restringir 5 grados de libertad por rueda [3] (ver figura 26).

Figura 26. Barras con juntas rotuladas y porta masa.



4.2 GEOMETRÍA DELANTERA

En términos prácticos, el diseño de la suspensión comienza con la ubicación de las ruedas en el piso y el chasis suspendido a la altura requerida. El propósito al diseñar la suspensión es mantener la rueda con el ángulo óptimo con respecto a la pista, todo el tiempo en todas las condiciones y por tanto maximizando la adherencia del neumático. Para ello se ubica el porta-masas en la posición donde se obtienen los ángulos recomendados por estudios y la práctica del campo del automovilismo [5]. La esperanza de este diseño es que la combinación de estos “santos secretos” de los grandes diseñadores de vehículos permita al vehículo FORSSA obtener unos resultados aceptables.

4.2.1 Geometría vista frontal. La ubicación de la junta rotulada inferior esta determina por el espacio restante después de ubicar la llanta, el rin, el porta-masas y el sistema de frenos. Las propiedades del *roll camber* estas determinados por la longitud del fsva según la ecuación 12.

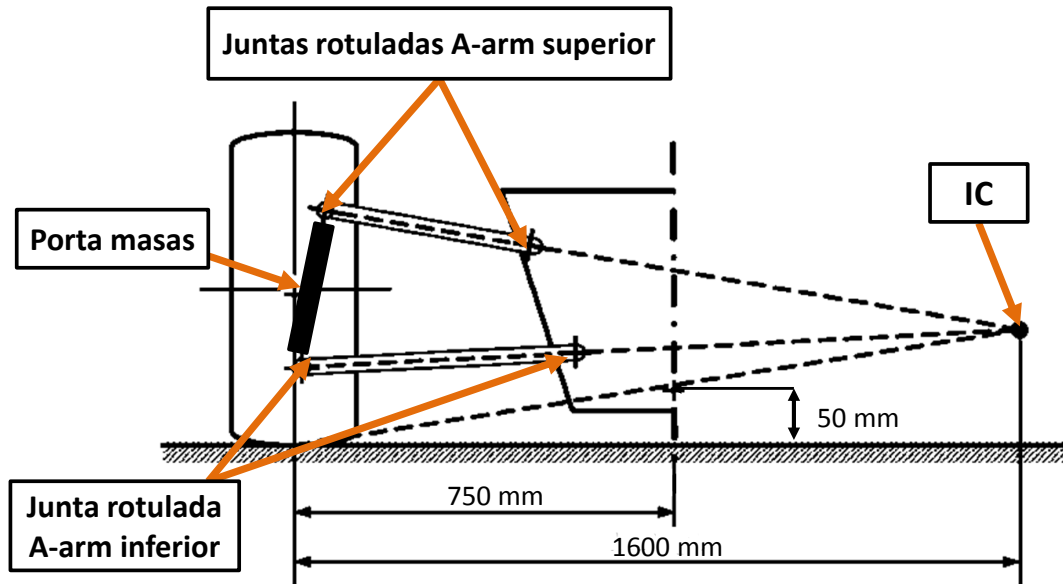
$$fsva = \frac{t_w}{2} \frac{1 - \text{roll camber}}{1 - \frac{t_w}{2} \text{wheel camber angle} - \text{chassis roll angle}} \quad (12)$$

Una línea es proyectada desde el centro del neumático el eje central del vehículo a la altura del roll center deseado y se continúa la línea hasta alcanzar la longitud de fsva requerido, de esta forma se obtiene el IC desde donde se traza una nueva línea hasta la junta rotulada inferior del porta-masas y la ubicación y geometría lateral de la tijera inferior queda completamente definida.

La ubicación de la junta rotulada superior del porta-masas está determinada por el ángulo de King-ping y el radio de *scrubs* requerido. Una línea desde el

IC hasta la junta superior da como resultado la localización y geometría lateral de la tijera superior. La figura 27 muestra el resultado del proceso descripto.

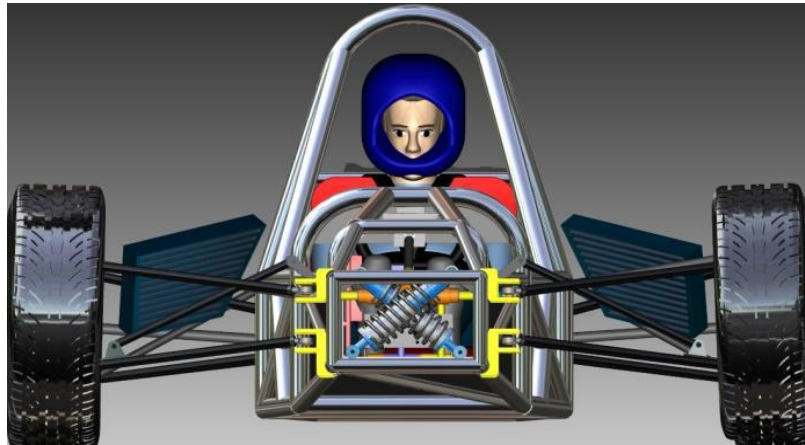
Figura 27. Ubicación de las juntas rotulas y vista frontal de la suspensión.



Fuente: Design of a Suspension for a Formula Student Race Car. Stockholm, Sweden, 2004. Modificado por los autores.

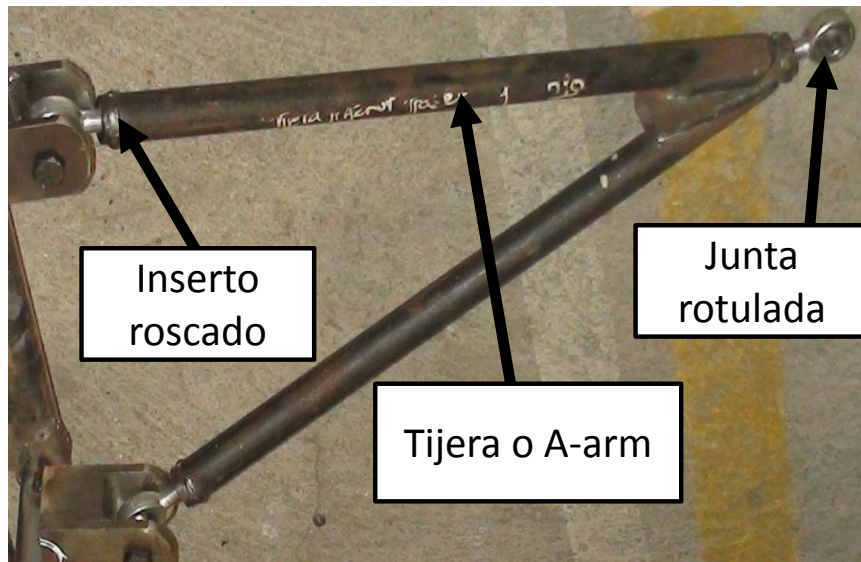
El diseño de FORSSA garantiza una longitud SLA de 1600 mm, un roll center a una altura sobre el piso de 50 mm, geometría obtenida gracias a las facilidades de los programas CAD como Solidworks y CATIA (ver figura 28).

Figura 28. Vista Frontal CAD suspensión delantera.



4.2.2 Control arms. El propósito de los control *A-arms* es unir la llanta al chasis de manera segura. Las tijeras juegan un papel importante a la hora de determinar factores como el *camber* estático y el roll center. Otro objetivo en el diseño de las tijeras es reducir la masa suspendida (ver sección 3.3). Las tijeras están compuestas por juntas rotuladas fabricadas de acero 4130 en sus extremos y de insertos roscados los cuales son usados para dar el ajuste necesario a la suspensión como se muestra en la figura 29.

Figura 29. Foto tijera frontal inferior ajuste.



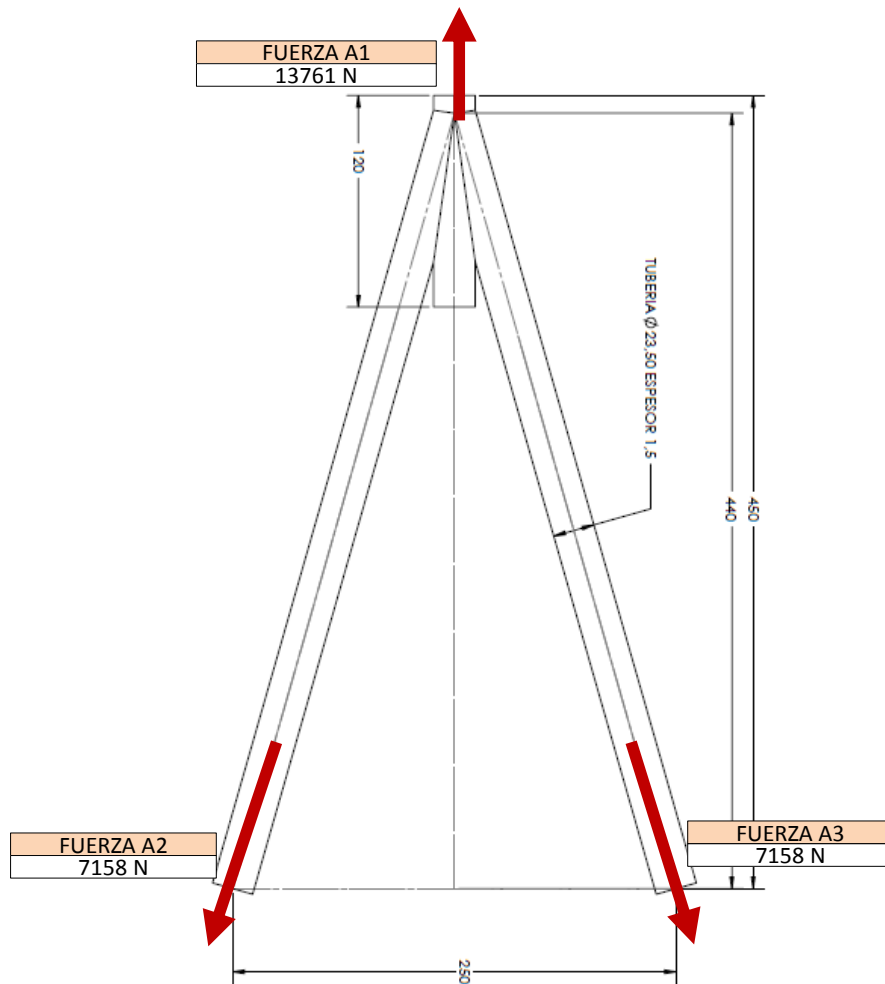
El apropiado tamaño de tubo de acero 4130 determinado fue 23.5 mm de diámetro con un espesor de 1.5 mm a través del estudio de elementos finitos y las fuerzas calculadas en el anexo B, este tubo es equivalente a 7/8" de diámetro y espesor de pared 18 swg tubo disponible en el mercado nacional, usando este tamaño de tubo y bajo una carga en curva de 2 g (¡el sueño de un piloto!), el mínimo factor de seguridad en las tijeras frontales es de 3.27. Este cálculo es desarrollado para que el lector cuente con un ejemplo de cálculo.

Del anexo B obtenemos que la tijera que soporta más carga en una curva a la derecha es la tijera superior ($F_{ua}=13791$ N), esta carga debe ser a lo largo de la tijera por el tipo de apoyo de los extremos de la tijera (juntas rotuladas), esto permite un análisis 2D de la tijera superior (ver figura 30).

La resistencia a la fluencia a tensión del acero 4130 es de 435 MPa [14], y de una lista de tubos del mercado se obtienen las posibles áreas, se debe recordar que el diseño está enfocado a la seguridad del piloto y a disminuir el peso de

la masa no suspendida, el esfuerzo máximo utilizando una tubería de diámetro exterior 23,5 mm y un espesor de 1,5 mm es 139 MPa (ver ecuación 13). Para determinar el factor de seguridad se utiliza la ecuación 14.

Figura 30. DCL tijera frontal inferior.



$$\text{esfuerzo máximo} = \frac{13761 \cdot 4}{\pi \cdot (0,0235^2 - 0,0205^2)} = 133 \text{ MPa} \quad (13)$$

$$\text{factor de seguridad} = \frac{S_y \text{ del acero 4130}}{\text{esfuerzo máximo}} = \frac{435}{133} = 3.27 \quad (14)$$

4.2.3 Localización del tie rod. Para minimizar el efecto de *bumpsteer* la ubicación del *tierod* es crítica, teóricamente la solución para obtener cero *bumpsteer*, es ubicar La *tierod* en el mismo plano de oscilación de la tijera vecina. En el diseño del FORSSA el *tierod* frontal se ubicó en el mismo plano de oscilación de la tijera superior como se aprecia en la figura 31.

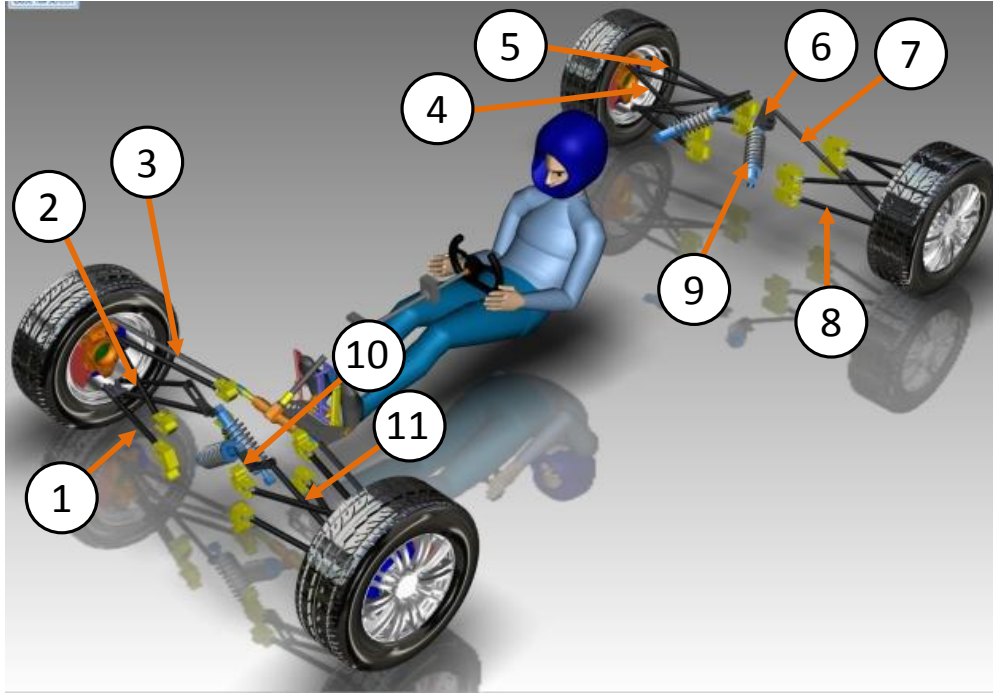
Figura 31. Ubicación del tierod.



4.2.4 Mecanismo de control de energía. La suspensión de doble tijera o cuadrilátero es un diseño que consta de dos brazos llamados tijeras uno superior y otro inferior, un *rocker*, un conjunto resorte amortiguador y una barra para accionar el mecanismo. Cada tijera tiene dos puntos de fijación al chasis y otro con el porta masa articulados mediante rotulas esféricas. Este sistema de suspensión permiten configurar cuidadosamente parámetros como el ángulo de *camber*, ángulo de *caster*, el patrón del toe, altura del *roll center*, radio de *Scrub*, entre otros, este sistema es el más utilizado en

vehículos de carreras. La configuración de accionamiento utilizada es la de *push roll*, para apreciar la geometría descrita ver figura 32.

Figura 32. Sistema de suspensión FORSSA.



- 1) Tijera inferior frontal, 2) Tijera superior frontal, 3) Tie rod frontal, 4) Tijera superior trasera, 5) Tie rod trasero, 6) Rocker trasero, 7) Push bar trasero, 8) Tijera inferior trasera, 9) Conjunto resorte-amortiguador, 10) Rocker frontal, 11) Push bar frontal.

El sistema de accionamiento del mecanismo de suspensión del FORSSA es *push roll*, es cual es típico en vehículos de carreras tipo fórmula. El diseño del *push bar* tiene en cuenta el efecto columna debido a la naturaleza de las cargas en el *push bar*. Cuando el vehículo toma un bache la barra está sometida a cargas de compresión.

El análisis de esfuerzo en el *push roll* usando una fuerza a compresión resultado de tomar una curva con una aceleración de 2g obtiene como

resultado una fuerza máxima de 6.8 KN y un factor de seguridad 2.39 (ver anexo B).

Rockers, comúnmente llamados *bellcranks*, usados en el Fórmula SENA Santander permiten colocar el conjunto resorte-amortiguador dentro del vehículo esto reduce la masa no suspendida del vehículo significativamente. Los *rockers* fueron diseñados para permitir usar el desplazamiento total de los shocks y cambiar las características del sistema dinámico.

La condición crítica para los *rocker* se presenta cuando el resorte se comprime completamente y las cargas sobre el elemento se aprecian en la figura 33, los *rockers* están contruidos de aluminio estructural 7075-T6 que permite un menor peso y una mayor resistencia, los *bellcranks* giran sobre bujes fabricados en bronce para facilitar la rotación. Un intensivo análisis por elementos finitos determino la forma y geometría de los *rockers*, Un factor de seguridad de 2.59 como se aprecia en la figura 34.

Figura 33. DCL Rocker delantero.

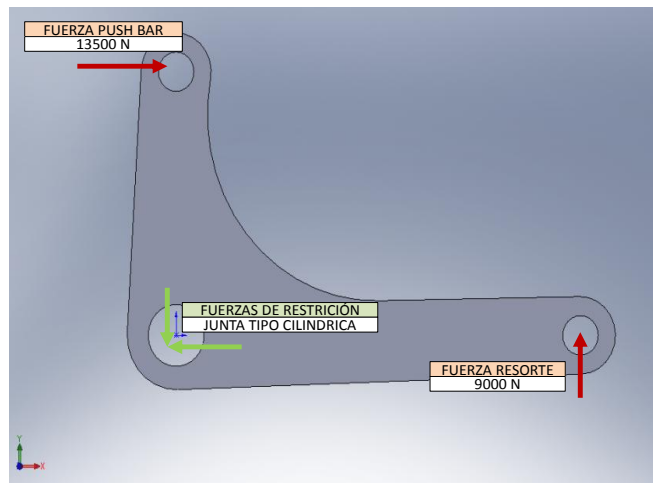
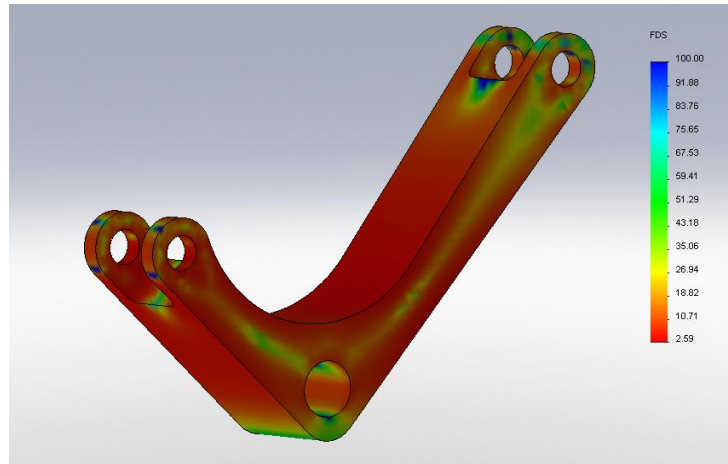


Figura 34. Resultado CAE Rocker delantero.



4.3 GEOMETRÍA TRASERA

El diseño de la suspensión trasera es similar al diseño de la suspensión frontal, Es posible usar el mismo desarrollo usado para la suspensión delantera para obtener una altura del roll center trasero de 80 mm mayor que la delantera por la naturaleza de la distribución de peso longitudinal y una longitud de SLA de 2100 mm que garantiza un cambio de *camber* menor de un grado por cada pulgada de desplazamiento en la rueda geometría obtenida con la ayuda del modelo CAD ver figura 35, La tierod trasero está ubicada en el mismo plano de oscilación de la tijera superior para reducir el efecto *bumpsteer*. La geometría a utilizar obtiene una tijera en forma de zeta la cual facilita además el paso de la *push bar* trasero como se observa en la figura 36.

Figura 35. CAD suspensión trasera.

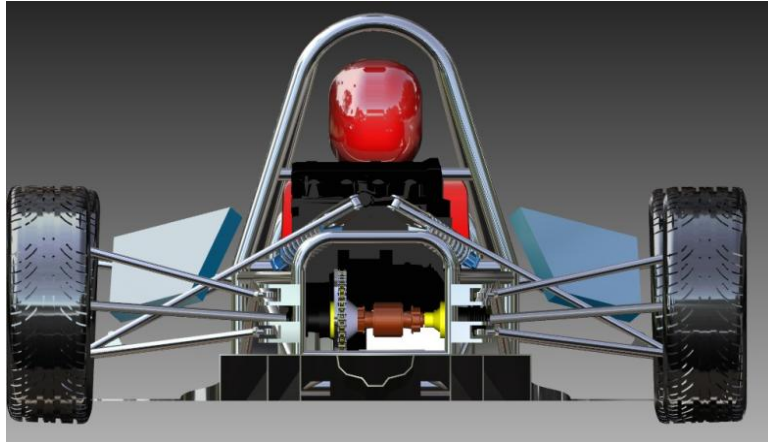
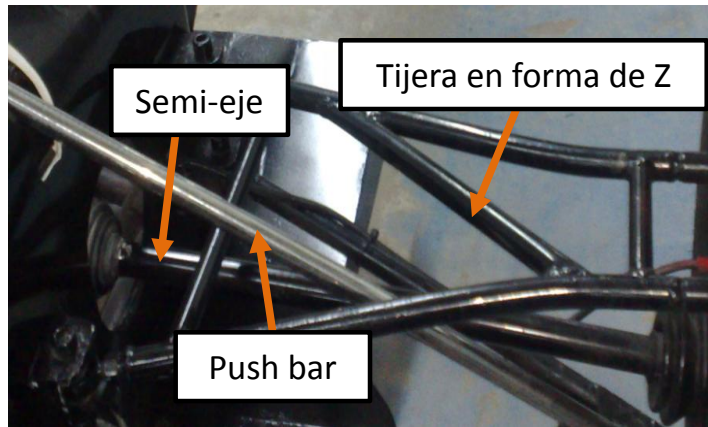


Figura 36. Foto suspensión trasera.



5. SISTEMA DE TRANSMISION Y POTENCIA

5.1 INTRODUCCIÓN

El movimiento; La eficiencia y la efectividad del comportamiento del vehículo en pista dependen del perfecto acople de todos los subsistemas que en él están involucrados. Una buena arrancada, alta velocidad en rectas, buen comportamiento al momento de salir de curvas o sobrepasar, evitar deslizamientos o que el vehículo patine, economía en combustible, y un alto desempeño a lo largo de toda la carrera, hacen parte del resultado final del análisis, diseño y ensamble del Sistema de transmisión y potencia al auto.

La transmisión de potencia es el corazón del monoplaza. Es aquí donde se reparte a través de sistemas la energía producto de la combustión del motor hacia las llantas, venciendo todas las fuerzas externas y supliendo las pérdidas causadas por fricciones e inercias.

Cuando se habla del Sistema de transmisión y potencia y los elementos que lo conforman, obligatoriamente se describen: El motor, el embrague, la caja de cambios, la transmisión, los ejes, las llantas (Diámetro rin, compuestos de la goma y especificaciones de la llanta) y los respectivos acoples entre ellos. Cabe resaltar que cuando se trata “el motor”, hay que detallar en los elementos que son parte fundamental y base para su funcionamiento como lo son el tanque de combustible, los intercambiadores de calor (radiadores) de líquido refrigerante y aceite, la E.C.U (Engine Control Unit), la batería, las mangueras, el header¹ y el tubo de escape de los gases. Ya identificados los

principales elementos que conforman el sistema de transmisión de potencia, se procede a evaluar y diseñar según convenga.

Un diseño se genera por una necesidad; Una necesidad que en este caso es motivado por las Olimpiadas SENA y que conlleva a una contextualización en el ámbito de este macro proyecto que maneja su propia reglamentación y condiciona algunos aspectos del diseño.

Para generar la mejor conceptualización del diseño del sistema de transmisión de potencia se delimita el problema y se describen así las condiciones a tener en cuenta para el diseño del sistema en el FORSSA.

- Está sujeto al reglamento técnico de las olimpiadas
- Diseño orientado hacia el mantenimiento
- Búsqueda de un C.G bajo
- Distribución mínima de espacios y proporcional de cargas (pesos)
- Materiales actuales en el mercado local o nacional con cortos tiempos de entrega, calidad, ligeros y de con la capacidad de ser mecanizados, soldados o trabajados con las máquinas y equipos del CIMI (Centro Integral de Mantenimiento Industrial) de Girón.

5.2 ESPECIFICACIONES Y CONSIDERACIONES EN ANÁLISIS DEL SISTEMA DE TRANSMISIÓN DEL FORSSA

5.2.1 Sistema de ejes y nomenclatura. A manera de introducción a lo que va a ser la descripción del sistema de transmisión del FORSSA, se establecen una serie de variables básicas empleadas en el transcurso del libro y que son la base fundamental de la respuesta dinámica.

Se sabe que cualquier elemento está sometido a diversas fuerzas, tantas como se puedan suponer. Así mismo cada una influye de manera diferente en cantidad y dirección. Dicho esto, no es posible definir un comportamiento de manera exacta, pero el modelo utilizado bastará para describir el fenómeno.

El comportamiento de un vehículo comercial; y más un vehículo de competencia como el FORSSA no está exento de la afirmación anterior, con lo que se delimitarán estas variables dinámicas y se operará conforme a la teoría aplicada tipo de vehículos durante décadas; Basados en las normas establecidas por la SAE (Society of Automotive Engineers).

La SAE facilita la comunicación y estandarización de la literatura técnica en el área automotriz.

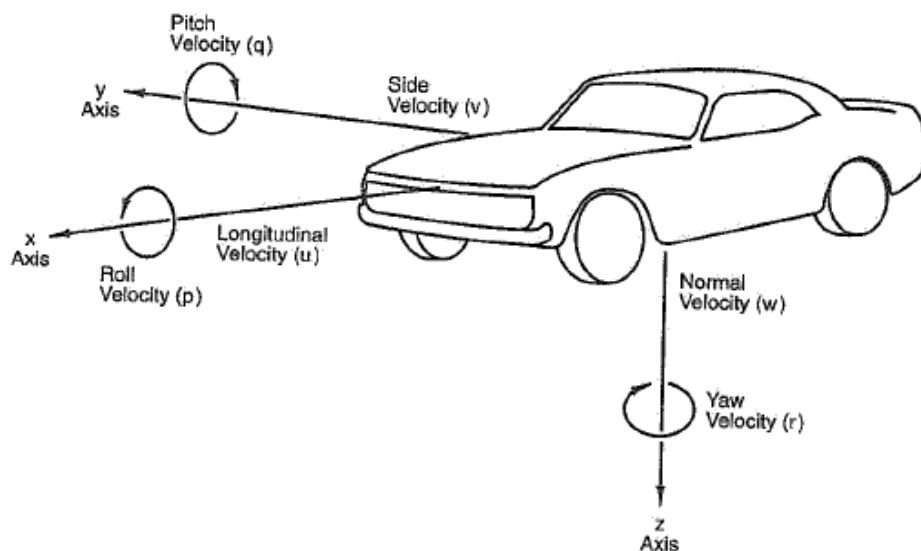
Una de las formas de trabajar en el espacio es el sistema de coordenadas X, Y, Z o sistema Cartesiano; Donde X y Y son horizontales y Z Vertical, y cada una está separada 90° la una de la otra. El segundo sistema facilita el análisis y es más utilizado, es un sistema originalmente manejado en la aviación, que permite el estudio de aeronaves, con respecto a ejes que no son fijos como los Cartesianos, sino con respecto a líneas establecidas dentro del vehículo (en

este caso) y que varían con respecto a variables propias, además que toma su inercia relativa constante. En otras palabras, es un sistema propio del auto que se traslada con él, y con respecto al que se miden los comportamientos de las demás fuerzas que lo afectan, [2].

El sistema de ejes del vehículo toma como referencia el eje de rotación de la masa suspendida (roll axis) y lo establece como el eje X, del sistema; Los demás ejes (Y y Z) son ortogonales a éste [2].

Basados en este sistema de coordenadas establecido por la SAE (sistema de ejes del vehículo) y que de ahora en adelante se tomarán como referencia, se definirán las variables dinámicas que describirán el comportamiento del vehículo en cualquier trazado. (Ver fig. 37)

Figura 37. Sistema de Ejes del Vehículo



Fuente: MILLIKEN, William F. & MILLIKEN, Douglas L. Race Car Vehicle. Dynamics, SAE Inc, USA, 1995.

Las variables dinámicas se listan a continuación:

- u = Velocidad de avance
- v = Velocidad Lateral
- r = Velocidad de Yawing
- p = Velocidad de Rolling

Y de la misma manera por las variaciones de cada se obtiene la tabla 4:

Tabla 5. Derivadas de las Variables Dinámicas

| Derivadas de las Variables Dinámicas | Descripción |
|--------------------------------------|--|
| Aceleración Longitudinal | Es la componente del vector aceleración de un punto en el vehículo en la dirección x. |
| Aceleración Lateral pura | Es la componente del vector aceleración de un punto en el vehículo en la dirección y. |
| Aceleración Normal | Es la componente del vector aceleración de un punto en el vehículo en la dirección z. |
| Aceleración Lateral | Es la componente del vector aceleración de un punto en el vehículo perpendicular al eje x del vehículo y paralelo a la vía (piso, suelo). (En la práctica, esta puede ser considerada igual a la aceleración centrípeta) |

Tabla 5. Derivadas de las Variables Dinámicas (Continuación)

| Derivadas de las Variables Dinámicas | Descripción |
|---|--|
| Aceleración centrípeta | Es la componente del vector aceleración de un punto en el vehículo perpendicular a la tangente. |
| Ángulo de cabeceo (Ψ) | Es el ángulo trazado sobre plano X, Y entre eje x del vehículo y el eje X cartesiano. |
| Ángulo de deslizamiento (β) | Es el ángulo trazado sobre plano X, Y entre eje x del vehículo y el vector velocidad del vehículo. |
| Angulo de curso (ν) | Es el ángulo trazado entre el vector de velocidad del vehículo en el plano X, Y y el eje X cartesiano. Es la suma del ángulo de deslizamiento y el ángulo de cabeceo. ($\nu = \beta + \Psi$) |
| Ángulo de rotación del vehículo | Es el ángulo entre el eje y del vehículo y el plano del suelo. |
| Ángulo Pitch del vehículo | Es el ángulo entre el eje x del vehículo y el plano del suelo. |

Y como respuesta al comportamiento del vehículo están los efectos de la tabla 5:

Tabla 6. Respuestas en el comportamiento del vehículo

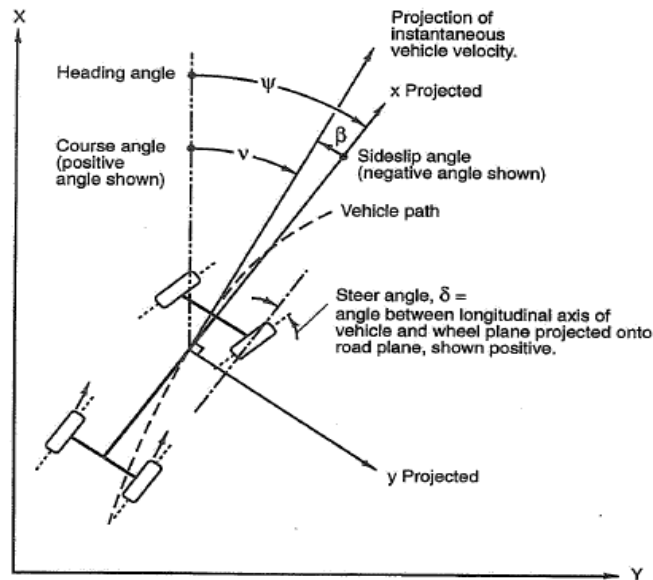
| | |
|---|---|
| Fuerza Longitudinal (F_x) | Es la componente del vector fuerza en la dirección x. |
| Fuerza lateral pura (F_y) | Es la componente del vector fuerza en la dirección y. |
| Fuerza Normal | Es la componente del vector fuerza en la dirección z |
| Momento Rolling (M_x) | Es la componente del vector momento que tiende a rotar el vehículo alrededor del eje x. |

Tabla 6. Respuestas en el comportamiento del vehículo (Continuación)

| | |
|---|---|
| Fuerza Longitudinal (F_x) | Es la componente del vector fuerza en la dirección x. |
| Momento Pitching (M_y) | Es la componente del vector momento que tiende a rotar el vehículo alrededor del eje y. |
| Momento Yawing (M_z) | Es la componente del vector momento que tiende a rotar el vehículo alrededor del eje z. |

La figura 38 muestra el comportamiento de las variables y su efecto en el comportamiento del carro. Lo que facilitaría y haría más cómoda la conducción para el piloto en caso de una correcta configuración o su efecto contrario al ignorarlos.

Figura 38. Comportamiento de causa efecto



Fuente: MILLIKEN, William F. & MILLIKEN, Douglas L. Race Car Vehicle. Dynamics, SAE Inc, USA, 1995.

6. PARÁMETROS EN EL DISEÑO DEL SISTEMA DE TRANSMISIÓN DEL FORSSA

6.1 TRANSFERENCIA DE CARGAS

Como se expuso en el capítulo anterior, utilizar algunas consideraciones facilita el proceso de aproximación al comportamiento real del vehículo. Como primera consideración de este capítulo, se analiza el comportamiento en estado estable del vehículo este modelo implica considerar: una pista uniforme (coeficiente de rozamiento constante) y horizontal, velocidad constante en curvas, aceleración longitudinal constante, [2].

Como segunda consideración, el comportamiento propio y de los elementos que están involucrados se asume de manera lineal (variación de resorte, transferencia de cargas, tasas de giro, etc.) y que la configuración geométrica del carro (vía, batalla, altura del centro de gravedad, etc.) es constante, [2] y todas estas consideraciones basadas en el supuesto de que el chasis es rígido o lo suficientemente rígido.

La transferencia de cargas es uno, sino es el más importante parámetro a tener en cuenta en el diseño de todo el vehículo, de esta se determina la rigidez de la suspensión y en especial la precarga del resorte.

Aunque se tienen establecidos unos criterios de diseño para estos vehículos que dicen que la distribución de carga óptima debe ser alrededor de 60% de la carga total soportada por las llantas traseras y un centro de gravedad lo más cercano al piso. Esto para evitar una sobre carga en altas deceleraciones entrando a curvas agudas, sub virajes o sobre virajes y pérdida de potencia

por deslizamiento al no tener agarre suficiente al arrancar o salir de una curva fuerte, entre otras consecuencias.

En sí, son varios los factores que dependen de una correcta distribución de carga y que a su vez, la más ventajosa ubicación del centro de gravedad del vehículo. En el proceso de diseño se ubicaron las diferentes partes monoplazas en lo posible cerca del piso del vehículo con el fin de obtener la altura mínima posible para el centro de gravedad y con ello mejorar el comportamiento posterior del auto (ver sección 2.1).

Cabe notar que mediante la metodología PLM, estos criterios están presentes en la concepción del diseño y se evalúa cualquier cambio posible en el transcurso del desarrollo del proyecto mediante las herramientas de SMARTEAM, con lo que un cambio de material o de geometría de alguna pieza en el transcurso del proyecto no trae mayores consecuencias por tiempo de evaluación; a la vez que disminuyen los problemas relacionados con rediseño.

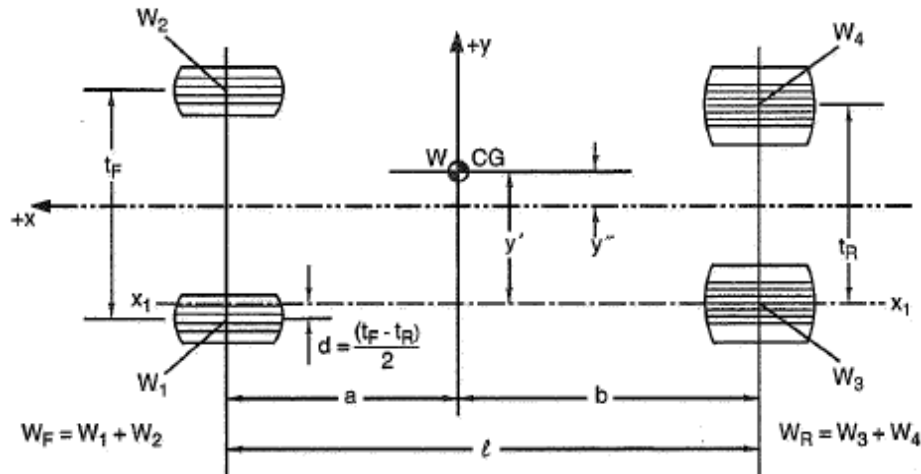
Al final de la construcción del proyecto se puede conocer la ubicación del centro de gravedad y la distribución de cargas mediante la metodología a continuación expuesta.

5.2 UBICACIÓN DEL CENTRO DE GRAVEDAD (C.G)

Una manera de aproximar la posición del centro del gravedad se basa en identificar donde va a estar ubicado el motor, al ser éste elemento de un peso considerable en el conjunto. Según la figura 39, el carro posee tracción

delantera debido a la ubicación más cercana de este punto a los ejes delanteros. (F=Front=adelante y R=rear=atrás).

Figura 39. Ubicación horizontal del Centro de Gravedad



Fuente: MILLIKEN, William F. & MILLIKEN, Douglas L. Race Car Vehicle. Dynamics, SAE Inc, USA, 1995.

Además no necesariamente el C.G coincide con la línea longitudinal del vehículo (línea que une los centros de los semi ejes del carro y es perpendicular a estos en la figura 39 llamada x), pero el diseño busca que el C.G. se encuentre sobre este eje de simetría para no sobrecargar y afectar la maniobrabilidad y desempeño del auto en curva, al alcanzar la velocidad de punta o volverlo muy sensible a un cambio de dirección. Un C.G. fuera de la línea central o longitudinal del vehículo es bastante conveniente en los circuitos ovalados (Óvalos); donde el carro siempre gira en una misma dirección, [2].

La primera parte para determinar el C.G del FORSSA, es conocer la geometría y cargas en cada una de las llantas. Para esto se eleva el carro con

ayuda de rampas sobre 4 bases previamente niveladas independientes que muestran las cargas en cada llanta y peso total del vehículo (esto puede hacerse con o sin piloto), a continuación se miden las distancias entre ejes y entre centros de parche de las llantas adelante y atrás. Recuerde que el ancho de vía no es el mismo adelante y atrás, revisar sección 2.2.

Teniendo estos datos procedemos a calcular según la ecuación (15):

$$Wt = W1 + W2 + W3 + W4 \text{ PesoTotal} \quad (15)$$

Haciendo momento en el eje trasero ver ecuación (16, 17):

$$b * Wt - Wf * L = 0 \quad (16)$$

$$L = a + b \quad (17)$$

Remplazando 9 en 10 de esa forma (18):

$$b = \frac{Wf * L}{Wt} \quad (18)$$

Donde Wf y a se obtienen 19 y 20:

$$Wf = W1 + W2 \quad (19)$$

$$a = l - b \quad (20)$$

Teniendo así la ubicación longitudinal del C.G (respecto al eje y), ahora se determina su localización con respecto al eje x. Haciendo momentos sobre el eje x1-x1 (como se ve en la fig. 39). Ver ecuación 21

$$y' = W2 \frac{tf - d}{W} - W1 * \frac{d}{W} + W4 * \frac{tR}{W} \quad (21)$$

En caso se obtienen (22)

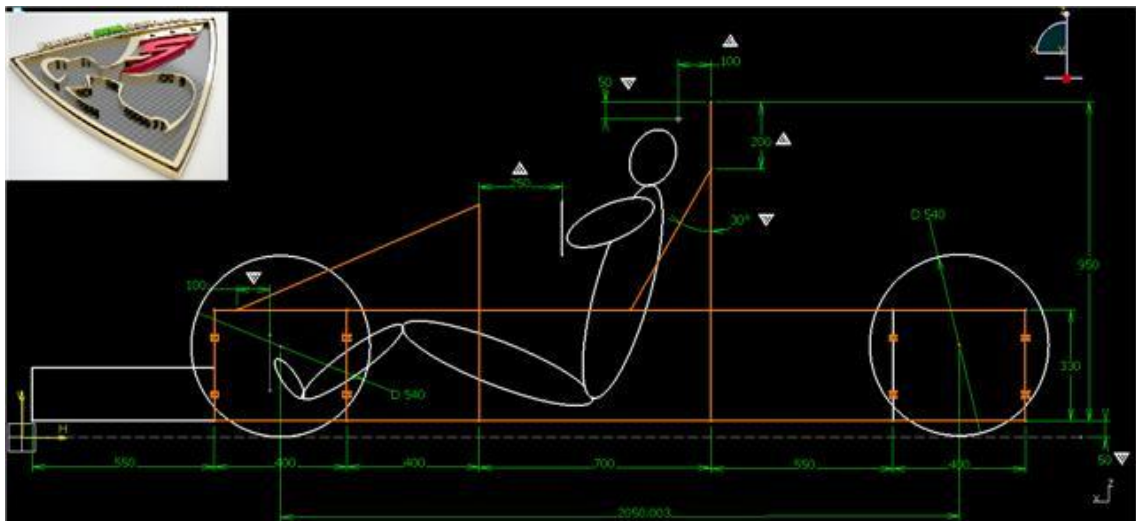
$$y'' = W2 \frac{tf - d}{W} - W1 * \frac{d}{W} + W4 * \frac{tR}{W} - \frac{tR}{2} \quad (22)$$

De esta manera se obtiene la ubicación del centro de gravedad en el plano paralelo a una altura del suelo.

Queda ahora identificar la altura del C.G. Para calcular la altura del Centro de Gravedad, se eleva el carro de la forma que se muestra en el anexo F.

La figura 40 muestra el primer modelo y dimensionamiento del FORSSA para el pre cálculo del centro de gravedad.

Figura 40. Geometría y Cotas plano lateral en concepción del FORSSA



Fuente: FORSSA

6. DESCRIPCIÓN DEL SISTEMA DE TRANSMISIÓN

El mecanismo de transmisión y potencia es el encargado de comunicar y transmitir potencia entre dos o más elementos mecánicos. Dicha transmisión se puede realizar por medio de una serie de elementos, que según las condiciones del problema serán las más óptimas por eficiencia, ruido, facilidad de lubricación, flexibilidad, distribución de espacios entre muchas otras.

Dentro de los múltiples tipos de transmisión de potencia existentes y posibles para las cargas generadas; condiciones impuestas por las olimpiadas, se analiza, diseña y construye el modelo con un sistema de transmisión por cadena. Siendo fácilmente deducible al tener un motor de motocicleta como fuente motriz y realizando el posterior análisis de las condiciones de trabajo.

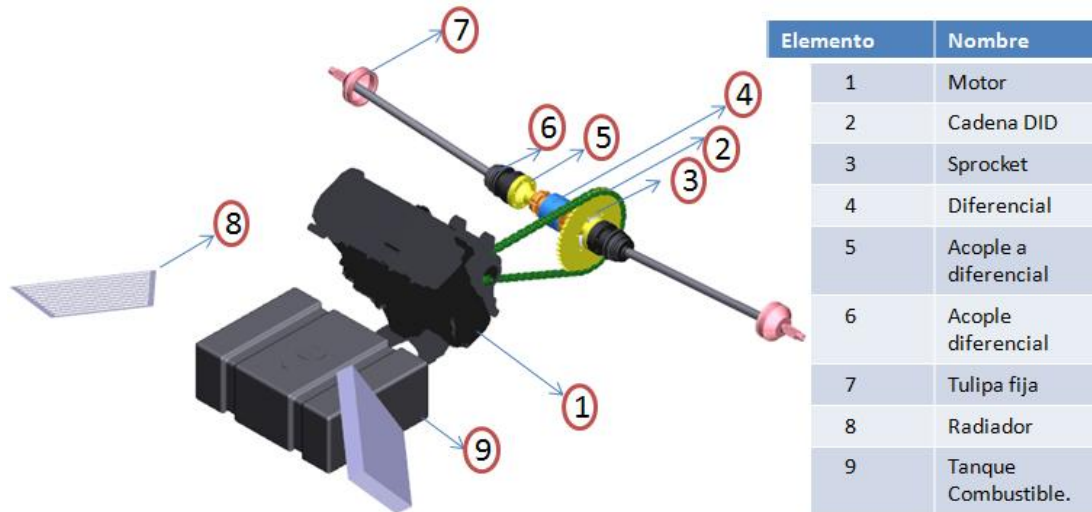
Dentro de las principales características de este tipo de transmisión, está la capacidad de transmitir las altas cargas generadas por el motor sin presentar deslizamiento entre las partes. En cuanto al ruido generado por este sistema, no es inconveniente debido a los decibeles generados por el motor y el sistema en general.

Además, su tensión y mantenimiento es más sencillo por la capacidad de cambiar, añadir o retirar eslabones y ajustarla a las condiciones del problema.

Sin embargo, esta transmisión como cualquier otra está conformada por una cantidad de elementos que lo ayudan a constituir. Estos elementos; como lo muestra la figura 41, serán descritos a continuación, comenzando claramente

por la fuente motriz (y accesorios para funcionamiento) y de ahí en adelante según el recorrido de la transmisión.

Figura 41. Ensamble sistema de transmisión del FORSSA



Fuente FORSSA. Modificado por los autores

6.1 MOTOR

Para la competencia nacional, existen una serie de condiciones que impone la dirección general de las Olimpiadas para todos los equipos y en las cuales se rige la competencia.

El motor asignado para el FORSSA, al igual que los demás motores de las diferentes escuderías es un motor de motocicleta, el motor de una motocicleta GSXR 1000 de Suzuki.

En competencias internacionales de automovilismo estudiantil como la Formula SAE o Formula Student, es común implementar este tipo de motores.

Los motores de motocicletas presentan una serie de características propias de cada casa matriz que con el avance de las tecnologías han demostrado ser la mejor opción en cuanto a seguridad y eficiencia. Dentro de las tantas ventajas que dan este tipo de motores están [4]:

- Por su diseño compacto presenta un peso comparativamente más bajo.
- Baja relación Peso/Potencia
- Transmisión integral con caja de cambios secuencial de 5 y 6 Velocidades
- Motores disponibles en una variedad de potencia
- Transmisión por cadena
- Sofisticados sistemas de control

Entrando un poco más en detalle acerca de las ventajas que genera un motor de este tipo, se puede apreciar que el motor cuenta con un sistema integral de embrague por discos y caja de cambio secuencial dentro de la armadura del motor (ver figura 42), lo que lo hace más compacto y óptimo para ubicación en espacios más reducidos y beneficia una ubicación más baja para el centro de gravedad en el auto. Además cuenta con más de 15 sensores y controladores que registran y coordinan la totalidad del funcionamiento y el comportamiento del motor en cada instante.

Figura 42.Despiece motor Gsxr 1000 K9 FORSSA



Fuente: FORSSA

Dentro de los sensores más significativos, sin contar los básicos de los motores (sensor de revoluciones, nivel de combustible, temperatura del motor) se tiene un dispositivo que no permite arrancar el motor si el sensor de la palanca de apoyo estacionario se encuentra activada (en el caso en que la palanca o pata de la moto esté abajo, este no encenderá), también un dispositivo que desconecta automáticamente el flujo de combustible del tanque al motor en caso que un sensor detecte la posición del motor en un ángulo diferente al pre establecido con respecto al chasis (Caída o volcamiento de la moto) y un sensor que regula la mezcla óptima en el motor (Presión y Temperatura del ambiente). Todos estos sensores y demás controladores del motor son controlados por la unidad central del motor, más conocida como la E.C.U (Engine Control Unit), [4].

Por lo anterior expuesto, se puede afirmar que una de las partes más importantes e indispensables en el motor es la E.C.U.

6.2 TANQUE COMBUSTIBLE

El diseño o selección de un tanque de combustible para este tipo de automóviles tiene un proceso que usa como principal criterio la seguridad para salvaguardar la integridad de las personas que pueden estar en contacto con éste elemento.

Por lo general se encuentran disponibles en el mercado tanques de combustible en diferentes materiales. Estos pueden ser metálicos en aluminio o acero inoxidable o en diferentes polímeros, de diferentes capacidades y con infinidad de formas y que al final son detalles menores cuando de seguridad se habla.

Uno de los puntos que se ha de tener en cuenta cuando se hace la concepción del auto es la ubicación del tanque y los elementos que van a quedar junto a él, de manera que en algún momento puedan afectarlo. No sobra de nuevo resaltar que el tanque por sí solo no representa carga alguna, pero según la capacidad del motor y de la estrategia trazada por la escudería, el peso total del tanque con combustible puede llegar a convertirse en una variable significativa en el comportamiento del vehículo en pista ya que altera la transferencia de cargas continuamente por su cambio de masa.

Los tanques de combustible para competencia deben llevar un doble fondo. El núcleo de este tanque debe ser de un material, por lo general espuma retardante de llama, aislada del segundo compartimento. Además este cuerpo interno evita fugas de combustible en caso en que el tanque se rompa.

El tanque es entregado por los organizadores del evento, el compartimento interno (núcleo del tanque) no debe ser alterado. Por esta razón el tanque es un elemento estándar para todas las escuderías, el trabajo a realizar con el tanque es generar una estructura o espacio en el chasis para que sirva soporte y a la vez reduzca las vibraciones transmitidas al tanque; esta estructura es un elemento vulnerable a la fatiga,[4].

En caso de realizar el diseño del tanque el material más usado para la construcción de tanques son las láminas de aluminio de 1,2 mm de espesor y de un grado fácilmente moldeable (1050). Otro factor importante en el diseño del tanque es que debe tener la salida de combustible por la parte más baja y además con una forma tal que el motor no se quede sin combustible a causa de las fuerzas generadas por las altas velocidades en curvas. En el caso de los circuitos tipo óvalo, resulta práctico que el puerto de succión de la bomba en el sistema de inyección quede hacia el lado opuesto en que se van a dar los giros, [4].

El tanque debe llevar un orificio de venteo o respiradero para que el combustible saliente se pueda reemplazar por aire, además el tubo y manguera utilizada para esto, debe llevar una válvula anti retorno ubicada como se muestra en la figura 43, para evitar que el combustible se pierda por aquí en caso en que el carro llegue a voltearse.

Figura 43. Orificio de venteo del tanque



Puente: PASHLEY, Tony. How to build Motorcycle Engine Racing Cars, Speed Pro Series. USA, 2008. ISBN 10: 1845841239.

Para verificar el estado del tanque se le realizan pruebas de fugas con agua a presión.

6.3 INTERCAMBIADORES DE CALOR

Continuando con la descripción de algunos elementos principales en el comportamiento del auto, y pertenecientes al sistema de transmisión de potencia, están los intercambiadores de calor.

Los intercambiadores de calor son esos aparatos que permiten el intercambio de calor entre dos fluidos y evitan al mismo tiempo que se mezclen entre sí. En un intercambiador la transferencia de calor suele comprender convección en cada fluido y conducción a través de la pared que los separa. En el análisis de los intercambiadores de calor resulta conveniente trabajar con coeficiente de transferencia de calor total U , que toma en cuenta la contribución de todos estos efectos sobre dicha transferencia, [9].

Los motores de motocicletas de alto cilindraje traen sus propios intercambiadores de calor llamados también radiadores; uno para refrigerar el agua que sale del motor (figura 44 y 45) y otro más pequeño para el aceite (figura 46), diseñados para sustituir el calor generado por la combustión.

En el caso del intercambiador para agua, se diseña para eliminar la tercera parte del calor de la combustión, ya que las otras dos terceras partes se disipan por convección, conducción, radiación y por el sistema de escape en los gases.

El intercambiador para el aceite se instala debido al diseño completo y en bloque, del motor con el embrague y la caja, para sumar refrigeración al sistema.

Figura 44. Radiador para refrigerar el agua



Fuente: Simpson cycles, 10-08 SUZUKI GSXR 1000 RADIATOR. [Recuperated of internet 10 August 2010] available online URL:

http://www.simpsoncycles.com/index.php?main_page=index&cPath=26_51_297 Figura 45. Radiador para refrigerar agua del motor. Vista superior

Figura 45. Radiador para refrigerar agua del motor. Vista superior



Fuente: Simpson cycles, 10-08 SUZUKI GSXR 1000 RADIATOR. [Recuperated of internet 10 August 2010] available online URL:
http://www.simpsoncycles.com/index.php?main_page=index&cPath=26_51_297

Figura 46. Radiador para refrigerar aceite



Fuente: Mercado Racing, Radiador de aceite suzuki gsxr 1000. [Recuperated of internet 17 September 2010] available online URL:
<http://www.mercadoracing.org/6/365884/radiador-de-aceite-suzuki-gsxr-1000.html>

Estos intercambiadores de moto están diseñados asumiendo coeficiente de convección altos, debido a la posición de los radiadores en las motos que los coloca en contacto con corrientes de aire a altas velocidades.

Para la adaptación de un sistema de refrigeración que supla las nuevas necesidades del motor acoplado al vehículo, se deben re calcular los

intercambiadores teniendo en cuenta las nuevas condiciones (ver figura 47), el régimen de flujo y las propiedades del aire.

Figura 47. Deflector lateral del FORSSA. Área ingreso aire



Así, luego se obtiene como resultado unos intercambiadores más grandes que los originales de la moto, pero por disposiciones de espacio y equilibrio de cargas se instalan gemelos (ver figura 48).

Figura 48. Radiadores en el FORSSA



6.4 HEADER Y TUBO DE ESCAPE

El sistema de escape para los gases producto de la combustión del motor, se convierte en un proceso de análisis y diseño en el cual se pone en juego el rendimiento final del motor en cuanto a eficiencia. La eficiencia del motor tiene en cuenta muchos factores pero en general terminan relacionando las energías de salida útil con respecto a la entrada, lo que hace que en el diseño se busque el mejor aprovechamiento de la energía de la mezcla (combustible - aire).

Lo óptimo sería buscar que las pérdidas por fricciones, rozamiento y contrapresiones fueran nulas aguas abajo tan pronto los gases producto de la combustión salen del motor; Esto se conseguiría eliminando el tubo de escape o instalando tan solo una tobera que generara un tiro cuya ganancia sea superior, esto tiene otras implicaciones que hacen que el sistema de escape sea menos simple de lo que parece. Pues además de transportar los gases, se busca reducir el ruido de la explosión secuencial del motor, reducir las altas temperaturas al transportar los gases y controlar las emisiones de gases contaminantes.

Por lo general se observa el tubo de escape de los vehículos por debajo de estos. En el caso de los autos de competencia y alto rendimiento, este tubo; si lo lleva, se instala a un costado. El motivo es que, como ya se ha expresado a través del informe, el motor debe ir lo más bajo posible en el auto, así que no se deja espacio para pasar el tubo de escape, [4].

El diseño de los headers (o tubos inmediatos a la salida del motor) se hace básicamente adaptándose a la geometría de los espacios disponibles y con

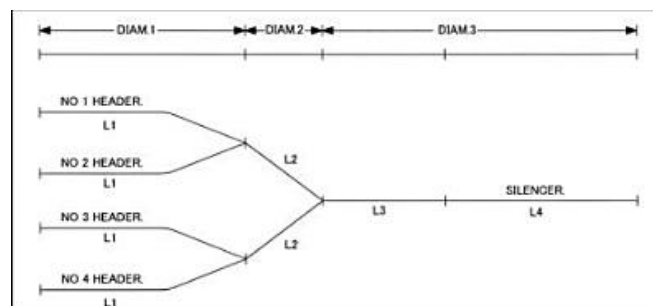
algunas consideraciones y recomendaciones de ingenieros y mecánicos dedicados al diseño, construcción y manejo de este tipo de autos monoplaza.

Como consideraciones:

- Se tiende a dejar un solo tubo de escape (ver figura 49) y este se aconseja instalar por el lado opuesto al lado de la transmisión (cadena).
- Las longitudes de cada una de las salidas (headers, L1 en la figura 49) deben ser idénticas, medidas en el eje central de la tubería para evitar sobrepresiones por choque de gases de escape en el punto de acople.

Este último debido a que los gases salen según la secuencia del motor y a velocidad constante. Si un header es más largo que otro, los gases de un cilindro salen antes pero por tener una longitud más larga a recorrer, cuando salgan los gases del siguiente cilindro (con header más corto), el tiempo de diferencia entre salida de ellos se pierde y terminan llegando al mismo tiempo a la unión generando una contrapresión al motor con consecuencias negativas para el desempeño.

Figura 49. Configuraciones típicas para analizar y construir el sistema de escape en un motor de cuatro cilindros



Fuente: PASHLEY, Tony. How to build Motorcycle Engined Racing Cars, Speed Pro Series. USA, 2008. ISBN 10: 1845841239.

Siguiendo las anteriores recomendaciones se analiza el sistema de escape del FORSSA. El sistema de escape para el FORSSA fue analizado con la herramienta computacional de Solidworks Flow Simulation, detectando las posibles curvas que generarían estancamientos y como resultado final se obtuvo el sistema de escape que se aprecia en las figuras 50 y 51.

Figura 50. Salida del Headers



Figura 51. Vista lateral del sistema de escape



6.5 TRANSMISIÓN

Continuando con el recorrido de la transmisión, se encuentra el sistema seleccionado (Transmisión por Cadena) compuesto por la cadena, el piñón de arrastre y el Sprocket o piñón conducido.

6.5.1 Piñón de arrastre y Sprocket. Los Sprocket utilizados son especiales para competencia, fabricados en una aleación de Acero 1045 con temple superficial diseñados para soportar grandes cargas a altas revoluciones.

Las relaciones de transmisión se seleccionaron en base a los datos de peso y distribución de carga y tomando como referencia los tiempos de carros con características muy similares de peso/potencia (ver figura 52).

Las relaciones utilizadas para la competencia con datos aproximados finales de peso total (entre 550 y 600 Kg) y para una distribución adecuada de cargas (60% atrás y 40% adelante) fueron de 14/48; 14/51; 13/48 y 13/51. Donde el numerador representa el número de dientes del piñón de arrastre y el denominador el número de dientes del Sprocket. Esto buscando en el momento de las pruebas dinámicas del vehículo encontrar el mejor comportamiento.

El paso o módulo en los dientes del Sprocket se dejó igual al que trae el piñón de arrastre de la moto original (paso: 1,58 cm y 16 dientes) de manera que se conservara otra relación en transmisión.

Figura 52. Piñón de arrastre y Sprocket



6.5.2 Cadena. La cadena para el sistema de transmisión del FORSSA, es una cadena de alto desempeño y de trayectoria (ver figura 53) en aplicaciones para motocicletas de alto cilindraje y autos con igual sistema de transmisión de potencia.

Es una cadena 530 DID X Ring, seleccionada según parámetros de carga a tensión en el momento más crítico (Arrancada; Max. Torque) para las revoluciones del motor en su cambio más alto y afectado por factores de impacto en motores de combustión interna.

Una cadena 530 X Ring es una cadena diseñada exclusivamente para competencia. Este tipo de cadena reduce a la mitad la pérdida por rozamiento comparado con las demás cadenas DID, ya que las placas laterales se deslizan en vez de ser aplastadas (aumentando la fricción) como sucede con las demás cadenas, (Ver figura 54).

Figura 53. Cadena del FORSSA



Figura 54. Comparación de fricción para diferentes tipos de cadenas



Fuente: Birdman motorcycle accessories, X-Ring Chain. [Recuperated of internet 15 August 2010] available online URL: <http://www.birdman.net.au/did.html>

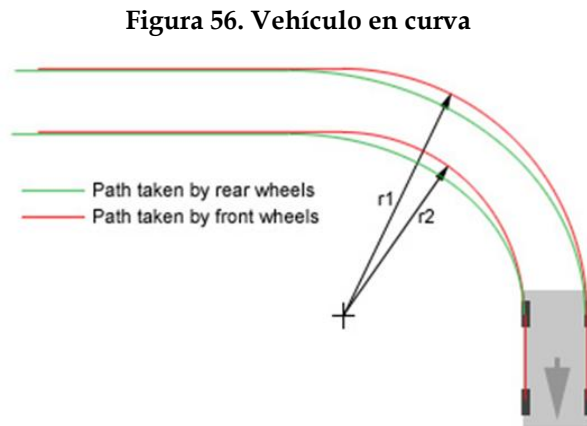
Además su sistema de sellado no permite que ingrese suciedad que pueda contaminar e interferir con los grados de libertad de la cadena. También posee mayor resistencia al desgaste que cualquier otra cadena (ver figura 55).

Figura 55. Comparación al desgaste de diferentes tipos de cadenas



Fuente: Birdman motorcycle accessories, X-Ring Chain. [Recuperated of internet 15 August 2010] available online URL: <http://www.birdman.net.au/did.html>

6.5.3 Diferencial. Sin ahondar mucho en la teoría de diferenciales, un diferencial se podría definir como el elemento que permite distribuir velocidad y por consecuencia torque ($\text{Potencia} = \text{Torque} \times \text{Velocidad angular}$) entre los inter ejes de un vehículo en los momentos en que es necesario; que es el caso en que el carro gira o toma una curva (ver figura 56)

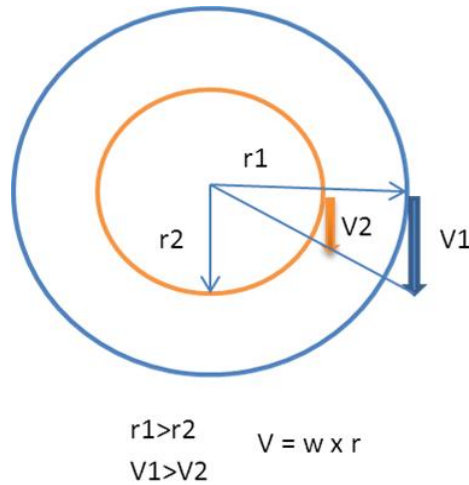


Fuente: 8000 vueltas, Diferenciales de deslizamiento limitado, una visión general. [Recuperado de internet el 12 de junio del 2010] disponible en línea URL:<http://8000vueltas.com/2008/04/16/diferenciales-de-deslizamiento-limitado-una-vision-general-1-de-2>

En el caso de las llantas delanteras no existe problema, pues ellas por la configuración geométrica de la dirección permiten barrer las curvas sin que se produzca un deslizamiento significativo (En condiciones diferentes al subviraje del vehículo).

A manera de entender el porqué del nacimiento del diferencial, piense por ejemplo en la marcha típica de colegio, recordará el lector que al tomar una curva la persona que iba adentro (con respecto al sentido de giro) tenía que girar más lentamente que la del extremo (ver figura 57).

Figura 57. Giro con diferentes velocidades tangenciales



De la misma manera sucede con la parte trasera del vehículo, el cual en sus inicios era totalmente rígido ya que unía sus llantas por medio de un solo eje (ver figura 58), y su llanta exterior siempre que tomaba una curva se deslizaba y según el terreno, en ocasiones solían partirse.

Figura 58. Carreta. Vehículos sin diferencial



Fuente: Pacopi's weblog, Archivos de la categoría „Carruajes“ . [Recuperated of internet 20 August 2010] available online URL:

<http://pacopi.wordpress.com/category/carruajes/>

Algunas de las razones por las que se acopla un diferencial es que se absorbe menos potencia del motor para girar, se consigue un menor radio de giro del vehículo para un determinado ángulo de giro de las ruedas y permite realizar maniobras a baja velocidad con precisión. [10]

Una aproximación rápida del deslizamiento que se produce en los neumáticos como consecuencia de un eje solidario viene dado por la ecuación 15:

$$V_{diff} = (r_1 - r_2) \omega \quad (23)$$

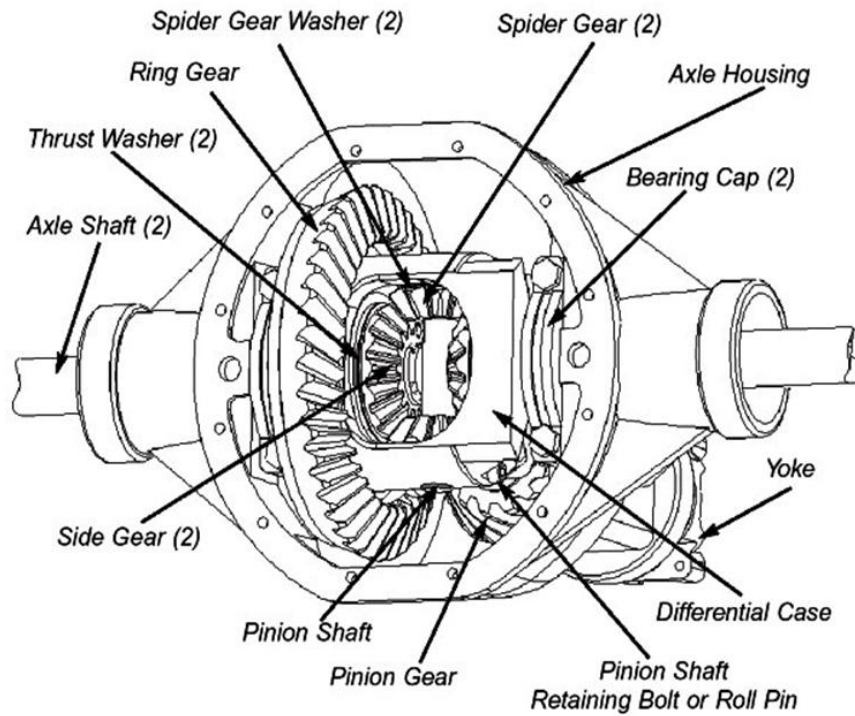
En Donde V_{diff} es la diferencia de velocidades entre la rueda exterior y la interior [10].

r_1 es el radio exterior de la curva

r_2 es el radio interior de la curva

Con pleno conocimiento en el nivel de deslizamiento que se puede alcanzar según el trazado, han venido evolucionando los diseños en los diferenciales. Para competencia los diferenciales abiertos o libres (ver figura 59) permiten en principio lo que se buscaba en los diferenciales, una compensación en las velocidades de las llantas, pero con la desventaja que el reparto de torque es igual a lado y lado de la rueda con lo que quedamos limitados a la mínima adherencia de las llantas. Si una llanta pierde adherencia los pares se igualan a esta mínima adherencia, lo que nos limita la velocidad en curva.

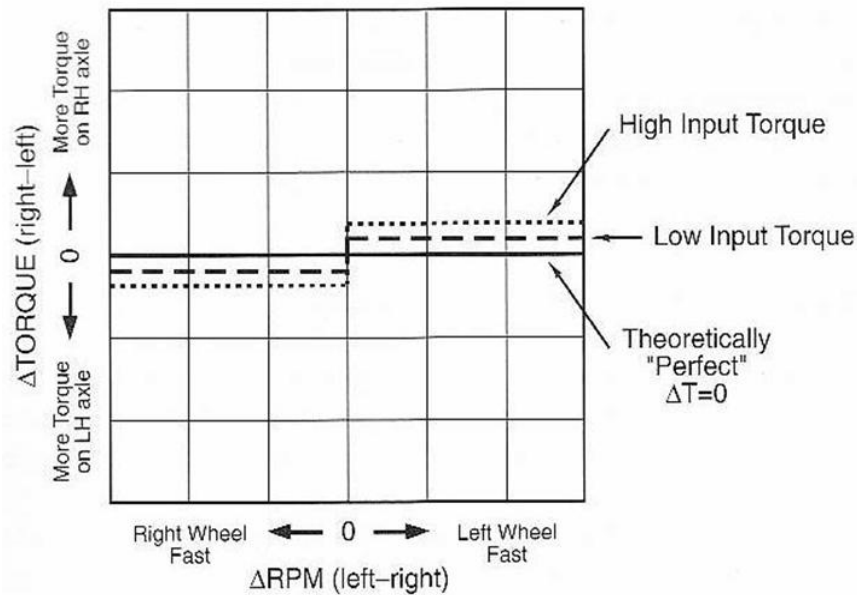
Figura 59. Esquema de un diferencial libre



Fuente: 8000 vueltas, Diferenciales de deslizamiento limitado, una visión general. [Recuperado de internet el 12 de junio del 2010] disponible en línea URL:<http://8000vueltas.com/2008/04/16/diferenciales-de-deslizamiento-limitado-una-vision-general-1-de-2>

En un diferencial libre real, existe fricción en los cojinetes y trenes de engranajes además de la resistencia que presentan los fluidos y que es proporcional a la velocidad, estos elementos alteran el comportamiento ideal del diferencial, creando un pequeño delta de desplazamiento en su entrega proporcional de par a las llantas (ver figura 60), entregándose a la llanta que gira más lento.

Figura 60. Desviación en comportamiento del diferencial

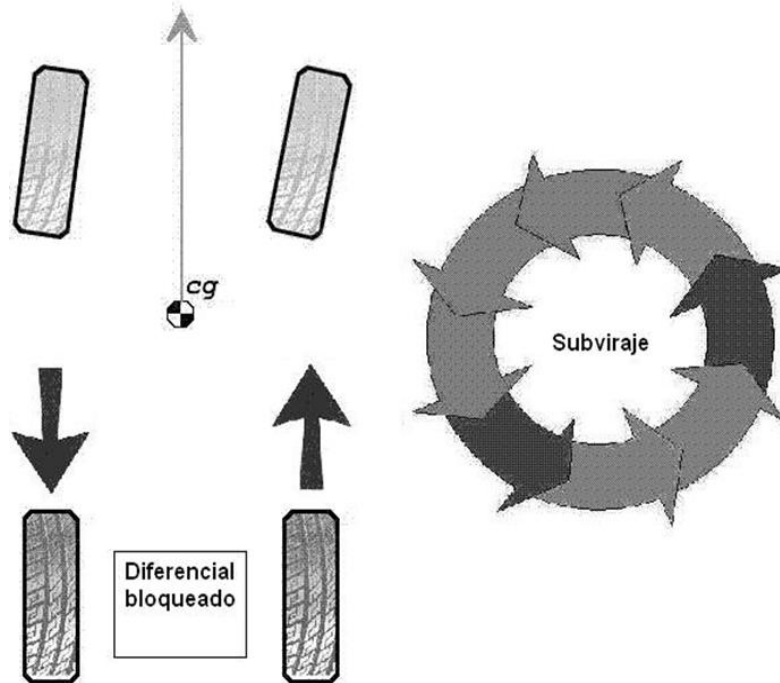


Fuente: 8000 vueltas, Diferenciales de deslizamiento limitado, una visión general. [Recuperado de internet el 12 de junio del 2010] disponible en línea URL:<http://8000vueltas.com/2008/04/16/diferenciales-de-deslizamiento-limitado-una-vision-general-1-de-2>

El caso que se planteó para evitar estar sujetos a la adherencia de la pista fue mediante el uso de los diferenciales bloqueados 100%, donde la fuerza total tractora capaz de transmitir al suelo es aproximadamente igual a la suma de las adherencias disponibles en cada rueda.

Los ejes bloqueados aportan un momento estabilizador (ver figura 61) produciendo un fuerte subviraje. Cualquier intento de hacer girar al vehículo trae como consecuencia que una de las ruedas trate de frenarse (la exterior) y la otra de acelerarse (la interior), el resultado es que el momento producido se opone al giro del vehículo, este efecto disminuye a medida que aumentamos el radio de la curva, [10].

Figura 61. Momento Estabilizador



Fuente: 8000 vueltas, Diferenciales de deslizamiento limitado, una visión general. [Recuperado de internet el 12 de junio del 2010] disponible en línea URL:<http://8000vueltas.com/2008/04/16/diferenciales-de-deslizamiento-limitado-una-vision-general-1-de-2>

El diferencial utilizado por el vehículo FORSSA (ver figura 62), es un diferencial tipo TORSEN que son las siglas de Torque Sensing, y es uno de las clases de diferenciales que se encuentran entre los libres y los 100% bloqueados.

El TORSEN usa una combinación de trenes de engranajes (ver figura 63) en donde se pueden encontrar tanto dientes rectos como con un gran ángulo de inclinación que sustituyen a los satélites de un diferencial libre convencional.

Figura 62. Diferencial TORSEN

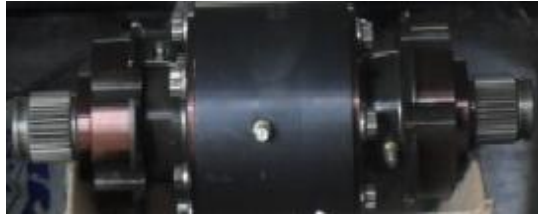


Figura 63. Internos de un diferencial tipo TORSEN



Fuente: PASHLEY, Tony. HowtobuildMotorcycleEnginedRacing Cars, Speed Pro Series. USA, 2008. ISBN 10: 1845841239.

Cuando el par que entra en el diferencial es pequeño, los engranajes se encuentran poco cargados y si una rueda queda en el aire, el diferencial se comportara como un diferencial libre convencional. A medida que se incrementa el par, los trenes de engranajes se cargan más y bajo unas determinadas circunstancias en las que se combinan par y velocidad los ejes se bloquean de forma solidaria. Los principales elementos que producen la fricción necesaria para mantener solidarios los dos ejes son el propio tren de engranajes.

Las características del Torsen son similares a las de otros diferenciales de deslizamiento limitado, pero tienen la ventaja de que el reparto de par entre los semiejes puede determinarse en un rango bastante amplio en función de los ángulos de hélice de los engranajes, los tipos de engranaje y los tratamientos superficiales. El problema es que precisamente debido a esto, la

relación de pares entre ruedas (Torque Bias Ratio, TBR) solo puede ser modificada por el fabricante. Los valores se encuentran habitualmente entre 2,5:1 y 6 ó 7:1. [10]

Con la intención de comprender un poco más acerca del diseño del diferencial TORSEN, se debe tener presente que existen principalmente 4 tipos de diferencial TORSEN: T1 (Tipo A), T2 (Tipo B), T2R (Race Master) y T3 (Tipo C). Cada uno con una configuración diferente de sus planetarios y sistema de transmisión y relación, pero con el mismo principio de funcionamiento.

Para comprender este principio se va a analizar el primer modelo TORSEN. El modelo T1 (Ver figuras 64, 65 y 66)

Figura 64. Conjunto Diferencial



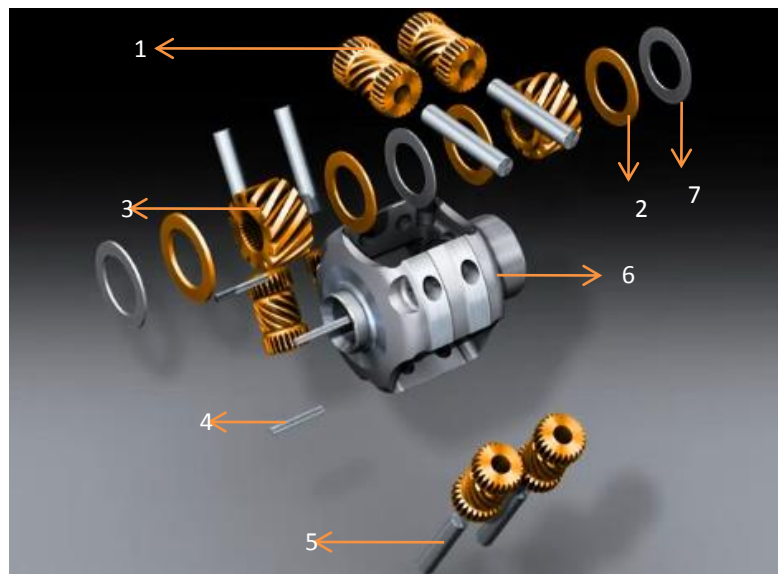
Fuente: Audi AG, Torsen Differential - Audi Emotion Club AUDIclopedia.
[Video online][Recuperated of internet 24 September 2010] available online
URL: <http://www.youtube.com/watch?v=fvocsePIg4M>

Figura 65. Despiece Cerrado del Diferencial



Fuente: Audi AG, Torsen Differential - Audi Emotion Club AUDIclopedia. [Video online][Recuperated of internet 24 September 2010] available online URL: <http://www.youtube.com/watch?v=fvocsePIg4M>

Figura 66. Despiece explosionado del Diferencial



1) Piñones diferenciales x 6, 2) Anillos de Fricción, 3) Planetario, 4) Pasador para ajuste, 5) Eje de los piñones diferenciales, 7) Anillos separadores

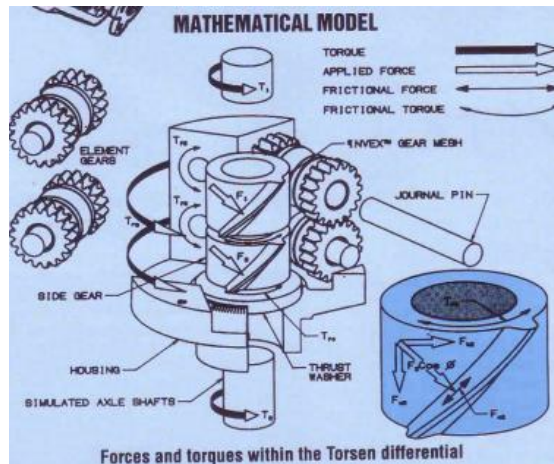
Fuente: Audi AG, Torsen Differential - Audi Emotion Club AUDIclopedia. [Video online] [Recuperated of internet 24 September 2010] available online URL: <http://www.youtube.com/watch?v=fvocsePIg4M>
Modificada por los autores.

El principio de funcionamiento de los TORSEN (Torque Sensing) se basa principalmente en el ángulo de inclinación de los planetarios. Los cuales me van a determinar la relación o proporción de la transferencia de Torque (y Velocidad Angular) entre los ejes de salida.

La carga al diferencial ingresa por los ejes, donde constantemente se hace una retroalimentación de las condiciones a las que están sometidas las llantas, y por medio de la carcasa (que gira en conjunto) donde recibe la potencia del motor. La potencia hace mover el conjunto completo (Ver fig.64) y de no encontrar alguna diferencia de cargas entre llantas (diferentes coeficientes de fricción y fuerzas Normales) va a rotar todo el conjunto uniformemente. Cuando una llanta quede más cargada que su opuesta (Al tomar una curva o resalto) o cuando haya diferencia de coeficiente de fricción (Arena en un costado de la pista, humedad o el mismo desgaste de alguna llanta más que la otra), el diferencial lo detecta por medio del inter eje o semi eje, causando una reacción dentro del diferencial de manera que las fuerzas que mantenían el completo acople se altere.

En este momento las fuerzas de fricción por Torsión y por contacto entre los planetarios y los piñones diferenciales se des balancean en función del ángulo de inclinación de la hélice de los mismos (Ver figura 67), repartiendo el torque a la llanta que más lo solicite logrando velocidades de rotación diferentes entre los semi ejes.

Figura 67. Cargas en el diferencial



Fuente: ZEXEL TORSEN Inc, T-1 Torque Sensing DIFFERENTIAL.
[Published Online] [Recuperated of internet 18 August 2010] available online
URL: <http://www.torsen.com/files/Torsen%20T-1%20Technical%20Sheet.pdf>

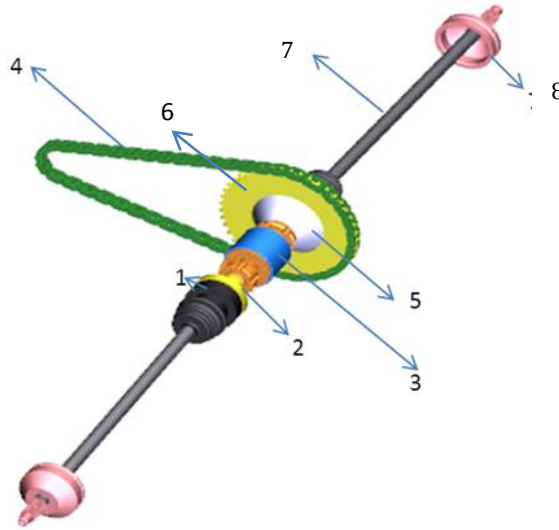
6.5.4 Acoples. Como se puede apreciar en la figura 68, los acoples son los que permiten transmitir el movimiento del motor hacia las llantas, soportando las cargas impuestas por la competencia, donde el motor se exige al máximo y no debe existir la posibilidad de la falla.

A manera de entender un poco la relación y función de cada uno de ellos se hace un recuento del proceso de transmisión.

La potencia (Torque y velocidad angular) entregada por el motor se transmite a través de la cadena; La cadena transmite al Sprocket que está sujeto por el porta Sprocket (Ver figura 69) por medio de tornillos de fácil acceso para mantenimiento. Por su parte el porta Sprocket es el encargado de transmitir el torque al Diferencial por el lado especificado por el fabricante (El torque tiene que ingresar por uno de los dos ejes del diferencial. Este está indicado) y

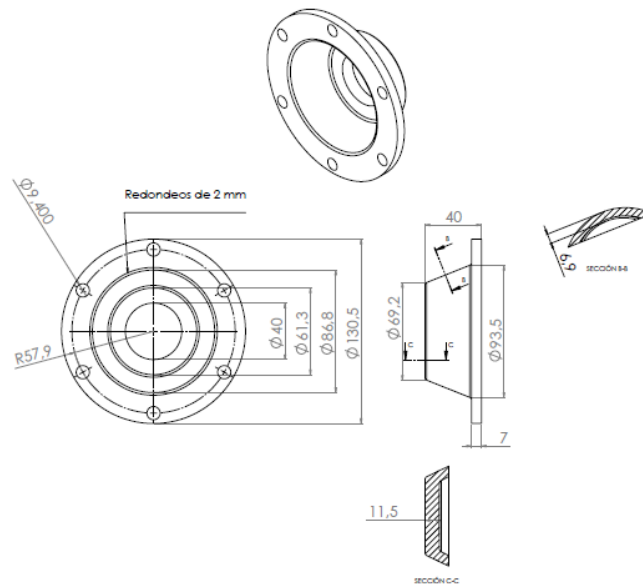
así poder tener la distribución de velocidad y torque para el que fue construido.

Figura 68. Ensamble sistema de transmisión



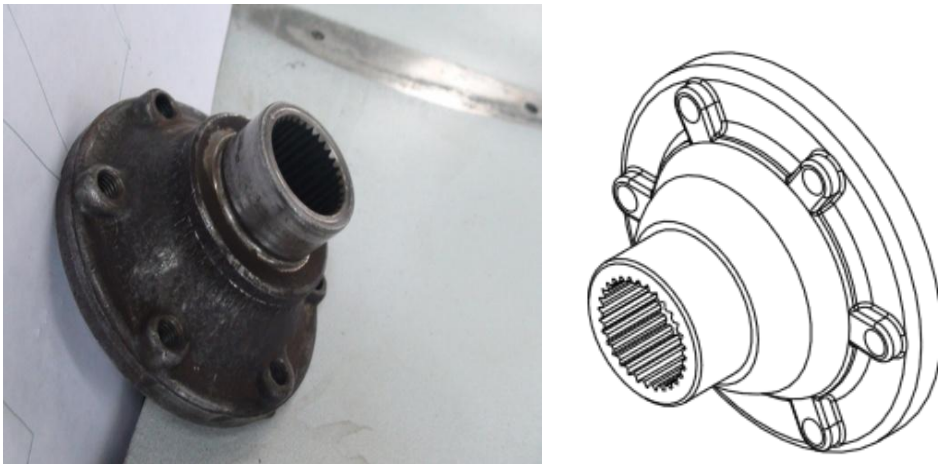
- 1) Acople Homocinético, 2) Acople Diferencial-Homocinético, 3) Diferencial,
 4) Cadena, 5) Porta Sprocket, 6) Sprocket, 7) Inter ejes, 8) Tulipa
 Fuente: FORSSA. Modificado por los Autores

Figura 69. Porta Sprocket



El acople de los inter ejes al sistema se hace por un lado mediante acoples homocinéticos fijos por el lado de la llanta, y de desplazamiento relativo al diferencial, por medio de otro acople estriado (figura 70). Los elementos descritos conforman el sistema de transmisión, solo hace falta la unión a la llanta y fijarlo al chasis.

Figura 70. Acople diferencial-homocinético



La unión del sistema al chasis se hace desde el diferencial. El diferencial se soporta mediante una base de desplazamiento relativo (Ver figura 71), que a la vez de sostener el sistema desde el diferencial, permite tensar la cadena hasta la posición deseada (Ver figura 72). Cabe recordar que si la cadena queda muy tensionada esta no tiene espacio para liberar sobre cargas y falla. Por otra parte si la cadena queda muy suelta se genera un desplazamiento relativo entra los rolos o rodillos de la cadena y el Sprocket, causando ruido, desgaste prematuro de ambas piezas, pérdida de potencia por deslizamiento y sobre calentamiento.

La base (apoyo) del diferencial actúa como una chumacera, soportando los rodamientos para el diferencial, con tolerancias propias del sistema. Así, se ensamblan todas las piezas antes nombradas que forman el sistema de transmisión del FORSSA

Figura 71. Base Diferencial y Tensor de cadena

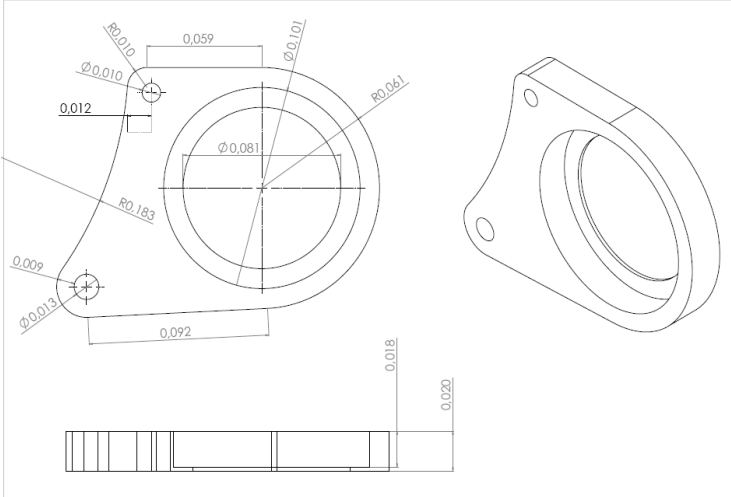
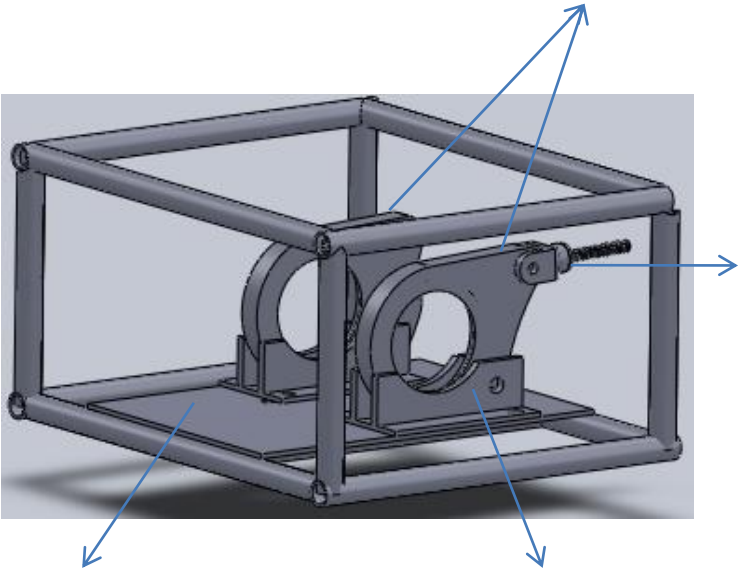


Figura 72. Conjunto Base de desplazamiento relativo con tensor de cadena



Los rodamientos seleccionados y acoplados a la base del diferencial son rodamientos FAG de referencia 6013 2Z seleccionados para las cargas del motor a las revoluciones de trabajo.

En la tabla 7 se observan las características del rodamiento.

Tabla 7 Especificaciones para rodamiento FAG 6013 2Z

| Basic Load Rating | | Fatigue Limit Load | Limiting Speed | Reference Speed |
|-------------------|---------|--------------------|----------------|-----------------|
| Dynamic | Static | | | |
| 30,5 [KN] | 25 [KN] | 1270 [N] | 6300 [Min -1] | 7500 [Min -1] |

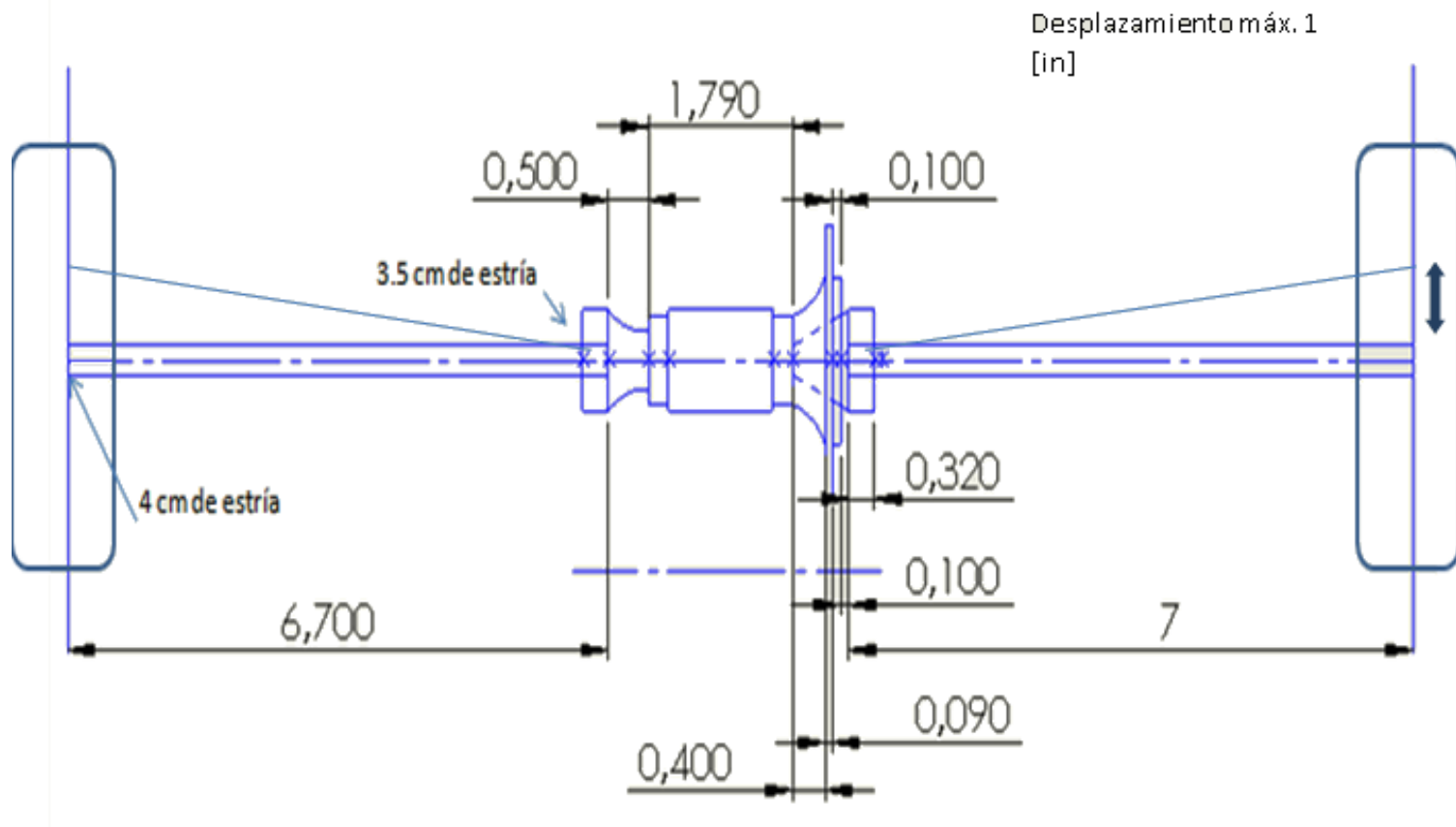
Fuente: Catálogo de Rodamientos FAG

6.5.5 Inter ejes. Un inter eje es el elemento que permite transmitir el movimiento entre el eje a la salida de la caja de cambios y las llantas en el caso de transmisión delantera, y entre el diferencial y las llantas en el caso de la transmisión del FORSSA.

Como se ve en la figura 73, los inter ejes por geometría asociada a la posición del motor (En vehículos con tracción trasera) y a los acoples de los demás elementos, (Sprocket, porta sprocket, acoples y diferencial) no son de la misma longitud. Un inter eje es más largo que el otro.

La facultad que tienen los inter ejes para poder transmitir el movimiento, aún en desalineamiento angular, la proporcionan sus acoples; conocidos por su nombre en inglés CV joints (Velocity Constant) o juntas homocinéticas. Estas juntas permiten transmitir la potencia en elementos con un ángulo variable, manteniendo una velocidad constante sin un incremento apreciable en fricciones o juegos entre las piezas.

Figura 73. Geometría primaria para diseño de inter ejes

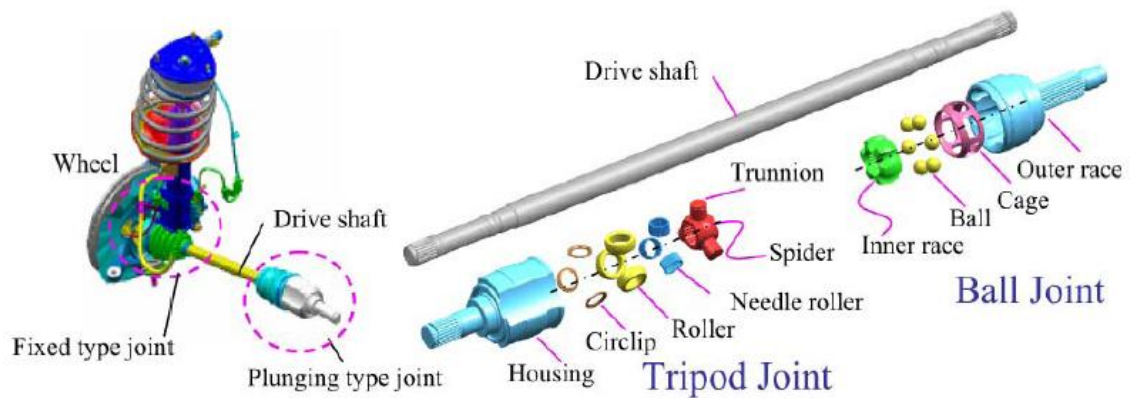


Por lo tanto, si se habla de inter ejes es necesario e indispensable hablar de las juntas homocinéticas formando un conjunto completo como se vé en la figura 74.

El conjunto se compone por tres elementos: La junta fija, el inter eje, y la junta móvil. La junta fija es la que se ubica en el lado de la llanta y se acopla al portamasas. Esta junta es básicamente una chumacera con rodamientos de bola que permite des-alineamientos angulares más no axiales en el momento de giros de la llanta.

La junta móvil permite el desplazamiento axial del eje, con el fin de absorber las vibraciones producto del motor y la transmisión, al tiempo que “varía la longitud del eje” por irregularidades en pista al actuar la suspensión.

Figura 74. Conjunto Completo Inter ejes



Fuente: YOUNG-HUN Lim et al, Multibody System Dynamics. [Published Online] [Recuperated of internet 21 July 2010] available online URL: <http://www.springerlink.com/content/n604557732607x36/>

En cuanto a los inter ejes, se deben diseñar y construir teniendo en cuenta las especificaciones de sus puntas (juntas) y condiciones de operación. Los inter ejes del FORSSA fueron construidos por DANA Trans ejes (Ver figura 75). basados en los datos suministrados de Potencia y Torque a las revoluciones del motor para

7. VARIABLES: ANALISIS, SELECCIÓN, DISEÑO SISTEMA TRANSMISIÓN POTENCIA.

El proceso de Diseño del sistema de Transmisión del FORSSA comienza basado en las condiciones impuestas por las Olimpiadas. Se establece una geometría mínima exigida por el concurso; distancia mínima entre ejes, altura mínima del suelo al piso del carro, deformaciones permisibles en el sistema de suspensión, entre otras.

A su vez se hace un estado del Arte y se analizan aspectos positivos de algunos carros similares, de competencias como la Fórmula SAE y Student, y se toman algunas tecnologías. Además se evalúan las condiciones de las olimpiadas como: tipo de pista, altitud, humedad relativa del lugar de la carrera.

Teniendo como base el motor dado por la dirección general de las olimpiadas fórmula SENA y el cual es igual para las otras escuderías, se recogen la mayoría de datos disponibles de éste, (Ver tabla 8).

Tabla 8. Información del Motor

| | |
|----------------------------|---|
| Engine : | In-line 4 cylinder 4 stroke DOHC (Liquid cooled) |
| Bore : | 73.4 mm |
| Stroke : | 59.0 mm |
| Displacement : | 999 cc |
| Compression ratio : | 12.5 : 1 |
| Air Cleaner : | Standard paper filter |
| Starter : | Electric |

Tabla 8. Información del Motor (Continuación)

| | |
|-----------------------------------|----------------------------------|
| Lubrication : | Wet sump |
| Fuelling : | EFI |
| Overall length : | 2045 mm |
| Overall Width : | 720 mm |
| Height : | 1130 mm |
| Wheel base : | 1415 mm |
| Ground clearance : | 130mm |
| Seat height : | 810 mm |
| Dry weight : | 215 kg |
| GMV : | |
| Gearbox : | Wet multi-plate clutch |
| | Primary reduction ratio 1.553 |
| | Gear ratios, Low 2.562 |
| | 2nd 2.052 |
| | 3rd 1.714 |
| | 4th 1.500 |
| | 5th 1.360 |
| | Top 1.269 |
| | Final drive ratio 2.529 |
| Drive chain DID530 - 112 links | |
| Power : | (Claimed) 136.1Kw @ 11500 |
| Torque : | (Claimed) 120Nm @ 10000 |
| Fuel consumption : | Dependent of ECU mode |

De la tabla se extraen los datos de Torque y potencia máximas a las velocidades de operación para cada caso y se toman las relaciones de la caja de cambios para determinar las velocidades finales ideales en cada cambio, y el torque

correspondiente en el eje de salida del motor (tabla 9). La relación final (final drive) se deja variable a manera de establecer la mejor relación de transmisión según los datos de carga y distribución de la misma en el carro, para un comportamiento en aceleración y velocidad de punta óptimos.

Tabla 9 . Relación final de transmisión según selección de piñones

| TRANSMISSION (RATIOS) | | | | | | | | | |
|-----------------------|-------|----------|--|------------|-----|-------|--------|------------|---------|
| GEAR TEETH | 76/47 | 1,617021 | | GEAR TEETH | 1st | 41/16 | 2,5625 | OVERAL TR. | 14,7986 |
| (EMBRAGUE) | | | | | 2nd | 39/19 | 2,0526 | | 11,8541 |
| | | | | | 3rd | 36/21 | 1,7143 | | 9,90013 |
| FINAL DRIVE | 50/14 | 3,571429 | | | 4th | 36/24 | 1,5 | | 8,66261 |
| (SPROCKETS) | | | | | 5th | 34/25 | 1,36 | | 7,8541 |
| | | | | | 6th | 33/26 | 1,2692 | | 7,3299 |

Para poder empezar a iterar en el proceso de diseño y selección del par de Sprocket y piñón de arrastre, se elabora otra lista con los pesos aproximados de los elementos totales del vehículo, separando para efectos de diseño de suspensión la masa suspendida de la no suspendida (tabla 10). Este resultado total se afecta por factor de 1,15 (criterio de los autores) para efectos de elementos no incluidos en la tabla.

Tabla 10. Peso elementos FORSSA

| PESOS DE LOS COMPONENTES | | | |
|--------------------------|----------|-----------|------------|
| ELEMENTO | CANTIDAD | PESO [Kg] | TOTAL [Kg] |
| MOTOR | 1 | 68 | 68 |
| CADENA Y SPROCKETS | 1 | 5 | 5 |
| RADIADOR | 2 | 3 | 6 |

Tabla 10. Peso elementos FORSSA (continuación)

| PESOS DE LOS COMPONENTES | | | |
|---------------------------------|-----------------|------------------|-------------------|
| ELEMENTO | CANTIDAD | PESO [Kg] | TOTAL [Kg] |
| BASE MOTOR | 1 | 3 | 3 |
| DIFERENCIAL | 1 | 9 | 9 |
| EJES TRASEROS | 2 | 2 | 4 |
| TANQUE COMBUSTIBLE LLENO | 1 | 30 | 30 |
| SILLA PILOTO | 1 | 5 | 5 |
| PILOTO Y VESTIDO COMPETECIA | 1 | 74 | 74 |
| JAULA SEGURIDAD | 1 | 4 | 4 |
| EJE DIRECCION y VOLANTE | 1 | 1 | 1 |
| SISTEMA DE ADMISIÓN | 1 | 3 | 3 |
| BATERIA | 1 | 18 | 18 |
| TANQUES LIQ. FRENO | 2 | 0,3 | 0,6 |
| CRASHBOX | 1 | 5 | 5 |
| TUBERIA CHASIS | 1 | 76 | 76 |
| CARROCERIA | 1 | 60 | 60 |
| MANGUERAS | 1 | 1 | 1 |
| JUNTAS Y ACOPLES | 4 | 1 | 4 |
| EXTINTOR | 1 | 3 | 3 |
| SILENCIADOR Y ESCAPE | 1 | 8 | 8 |
| CAJA DIRECCION | 1 | 1 | 1 |
| EJES | 2 | 6 | 12 |
| PEDALERA | 1 | 2 | 2 |
| BRAZOS SUSPENSION | 4 | 2 | 8 |
| PORTA MANGUETA COMPLETO | 4 | 10 | 40 |
| RUEDAS | 4 | 12 | 48 |
| AMORTIGUADOR | 4 | 1 | 4 |
| | | TOTAL | 502,6 |
| | | PESO | 577,3 Kg |

Asumido el peso total del FORSSA, la potencia y Torque del motor a las revoluciones señaladas se analiza el comportamiento dinámico del carro en ciertos estados detectados como críticos:

- Arranque del carro (1er cambio)
- Punto donde alcanza los 80 [Km/h]
- Velocidad Final máxima (6ta relación)

7.1 ANÁLISIS DINÁMICO EN LA ARRANCADA DEL CARRO

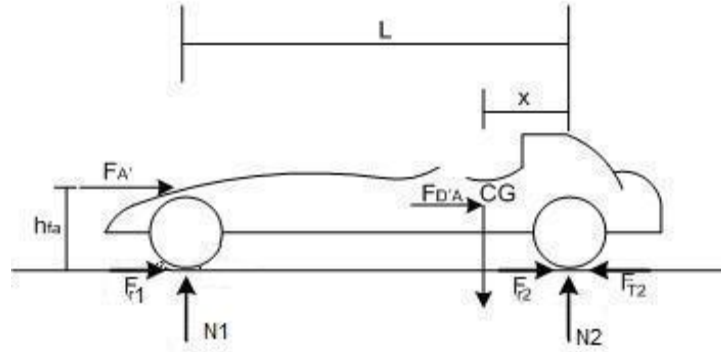
El arranque del carro es el punto más importante para la selección de la transmisión, pues se busca en principio identificar la relación mínima para vencer la inercia del carro.

Basados en recomendaciones de Ingenieros y mecánicos especializados en el diseño y construcción de este tipo de vehículos se busca que la relación de cargas sea aproximadamente 40% de la carga soportada por las llantas delanteras y 60% atrás. Esto para conseguir un buen agarre en el momento de la largada y evitar comportamientos no deseados en el carro.

Si el carro queda muy cargado atrás, este podría levantarse de la punta al momento de ejercerse una fuerte tracción, y en caso contrario se quedaría patinando y bailando su parte posterior.

Con esas suposiciones se realiza el DCL del vehículo (figura 76), indicando las fuerzas más relevantes y en las condiciones de pista totalmente horizontal con pendiente cero.

Figura 76. Fuerzas en el análisis del FORSSA



Para esto también se elabora una tabla que facilite el proceso de cálculo iterativo, identificando con sub índices 1 adelante y 2 atrás (Tabla 11).

Tabla 11. Variables FORSSA

| DATOS ENTRADA | SÍMBOLO | CANTIDAD | UNIDAD |
|-----------------------------|----------|----------|----------------------|
| Batalla | L | 2,7 | [m] |
| Coefficiente de fricción | μ | 0,9 | |
| Coefficiente de rodadura | Cr | 0,015 | |
| Distribución Carga Adelante | 1-% | 0,4 | |
| Distribución Carga Atrás | 2-% | 0,6 | |
| Coefficiente Aerodinámico | Ca | | |
| Aceleración de la gravedad | g | 9,8 | [m/s ²] |
| Densidad Aire | δ | 1000 | [Kg/m ³] |
| Radio llanta | r | 0,3 | [m] |
| Área Superficial | As | | [m ²] |

En el caso del arranque del carro, la fuerza aerodinámica no se tiene en cuenta debido a que es función de la velocidad y en este instante este es cero

Con estos datos y las ecuaciones (24,25 y 26) determinamos :

$$F_x = m * a \quad 24 \quad F_y = 0 \quad (25) \quad M = 0 \quad (26)$$

En valor del coeficiente de fricción se obtiene de la tabla 12

Tabla 12. Coeficiente de fricción según el tipo de neumático

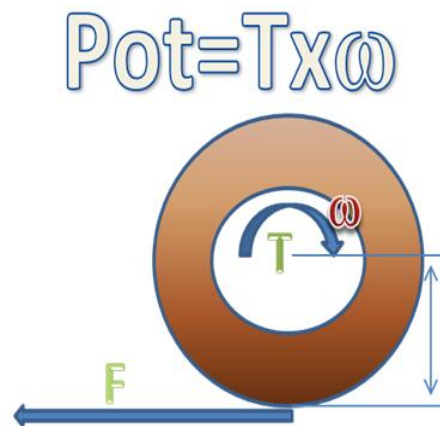
| Tire Type | Coefficient of Rolling Friction |
|---------------------------------|---------------------------------|
| Low rolling resistance car tire | 0.006 - 0.01 |
| Ordinary car tire | 0.015 |
| Truck tire | 0.006 - 0.01 |
| Train Wheel | 0.001 |

Fuente: Discovery Company, How Tires Work. [Recuperated of internet 23 July 2010] available online URL: <http://auto.howstuffworks.com/tire4.htm>

Teniendo en cuenta que la fuerza de tracción no debe ser muy superior a la suma de las fuerzas de fricción para evitar pérdida de potencia, ya que las llantas van a tender a patinar.

Para esto se analiza el comportamiento de la llanta (figura 77) y se acoplan las necesidades posibles del vehículo con la potencia del motor en la llanta para determinar la relación a seleccionar y comprar; Sprocket con piñón de arrastre.

Figura 77. Fuerza en la llanta.



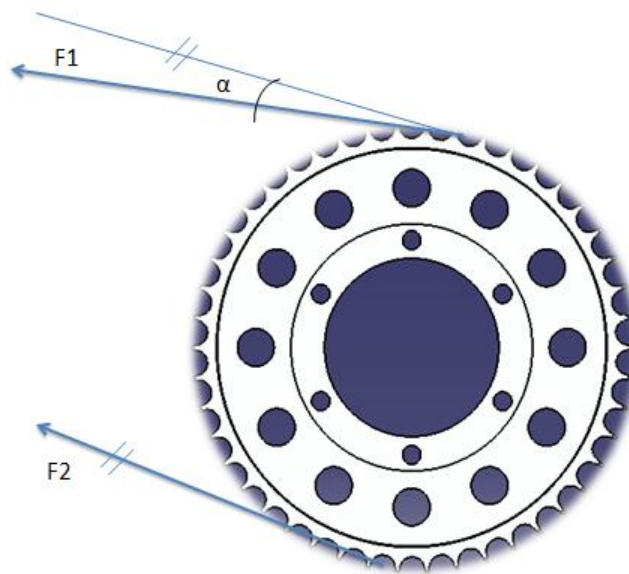
El producto de las eficiencias en la transmisión (Motor/Embrague/caja/Piñon cadena/Diferencial/Rodamientos) se toman en un 75% según criterio de diseño en este contexto.

Según los datos de la tabla 8. La potencia máxima del motor es de 182 Hp y el Torque máximo de 120 N.m, tomando una eficiencia mecánica del motor de 85% a la salida de la caja y una pérdida del 5% por la transmisión en la cadena DID.

Resultando una Potencia aproximada de 146 Hp @ 11500 Rpm y un Torque de 96 N.m @ 10000 Rpm.

Con un Sprocket de diámetro 24 [cm]. Determinado mediante la ecuación 20. Para 48 dientes con un paso de 1,58 [cm].

Figura. 78 Cargas sobre el Sprocket



$$T = F1 - F2 * \frac{D}{2} \quad (29)$$

Donde:

F1= Fuerza Impulsora

T= Torque

F2=Fuerza Impulsada

D= Diámetro

Para un Torque a la máxima relación de marcha en el motor, y con la relación final de la transmisión (50/14). El incremento de torque en primera marcha del carro es (De tabla 8) 14,79.

$$T = 1420 = F1 * \frac{D}{2} \quad (30)$$

F1= 11832 [N] y F2= 0 (En transmisión por cadena)

Utilizando el factor de servicio para cadena de rodillos (Tabla 13)

F1= 20.1 [KN]

Además se asume completa alineación de manera que estos sean los únicos esfuerzos por esta carga en la dirección de la cadena.

Tabla 13. Factor de Servicio para cargas en transmisión por cadena

| Tipo de Carga Impulsada | Máquina de Combustión Interna con transmisión Hidráulica | Motor eléctrico o Turbina | Máquina de combustión interna con transmisión mecánica |
|-------------------------|--|---------------------------|--|
| Uniforme | 1.0 | 1.0 | 1.2 |
| Impacto Moderado | 1.2 | 1.3 | 1.4 |
| Impacto Fuerte | 1.4 | 1.5 | 1.7 |

Fuente: Hamrock, Bernard J., Fundamentals of machine elements / Bernard J. Hamrock, Steven R. Schmid y Bo O. Jacobson., 2nd ed., Boston : McGraw-Hill Higher Education, c2005.

7.2 ANÁLISIS DINÁMICO EN EL PUNTO DONDE ALCANZA LOS 80 [KM/H] Y MÁXIMA VELOCIDAD FINAL (6TA).

Los 80 [Km/h] es el punto aproximado donde la fuerza de arrastre (aerodinámica) comienza a hacer efecto. (Ec 27), por lo que se analiza tomando en cuenta la velocidad a la que viene el carro instante antes y se afecta por la fuerza de arrastre de la misma manera que se planteó en el análisis de la arrancada del auto.

$$F_a = \frac{1}{2} * \delta * V^2 * S * C \quad (27)$$

Donde:

V= Velocidad de avance del carro

δ = Densidad del aire

S= Superficie frontal

C= Coeficiente aerodinámico

Para las demás relaciones se trabaja de la misma manera, con la diferencia de afectar las rpm del motor por la relación de transmisión a la que se desee evaluar y el nuevo valor de la fuerza de arrastre.

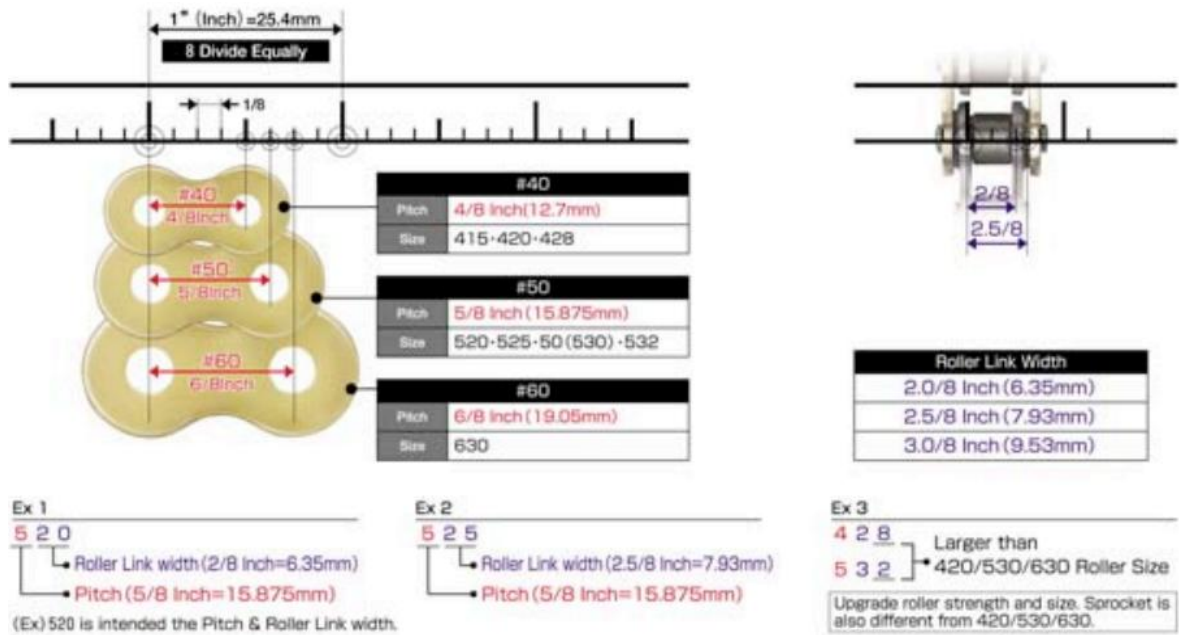
La velocidad máxima en recta que podemos controlar en el vehículo se proporciona en la sexta relación en la caja de velocidades. Pero esta se ve afectada por la fuerza aerodinámica.

Después del análisis aproximado de las condiciones en competencia del FORSSA, se procede a utilizar la información recopilada sobre sistemas similares en carros de características cercanas a las del FORSSA, para el diseño y/o selección de los elementos en el sistema.

Los Sprocket y los piñones de arrastre se piden a la ciudad de Bogotá según especificaciones de Potencia, Torque, Velocidad angular con el paso del piñón original a una empresa especializada en el diseño de este tipo de carros debido a la dificultad de conseguirlos por medio de Suzuki, ya que la motocicleta de donde proviene el motor (GSXR 1000 K9) no es comercial en Colombia, y para el diseño de la transmisión del FORSSA, los catálogos no tenían los diámetros requeridos.

El empalme de los dos (Sprocket y piñón de arrastre) se hizo mediante la cadena especificada en el capítulo 6. Una cadena DID 530 X Ring. Donde el número 5 indica el paso y 30 hace referencia al ancho del rodillo según el ancho del diente del Piñón, en octavos de pulgada. (ver figura 79).

Figura 79. Nomenclatura para cadena DID



Fuente: DID Racing Chain, Chain Manual. DID CO., LTD. [Published Online]
[Recuperated of internet 23 July 2010] available online URL:
http://202.45.102.66/files/catalog32/CAT_DID.pdf

En cuanto a las cargas a soportar por este tipo de cadena en base a la geometría de la cadena (Ver figura 80) y la tabla 14.

Figura 80. Especificaciones geométricas cadena FORSSA (DID 530)



Fuente: DID Racing Chain, Chain Manual. DID CO., LTD. [Published Online]
[Recuperated of internet 23 July 2010] available online URL:
http://202.45.102.66/files/catalog32/CAT_DID.pdf

Tabla 14 Carga máxima cadena DID 530 (50VM)

| Premium 'X'-Ring Gold Chain | | | | | | | | | | | | | |
|-----------------------------|--------|-----|-------|-------|------------|-----------------|-------|------------------|------|------------------|--------|-----------|---------------------------|
| DID Chain No. | Pitch | | Width | | Roller Dia | Plate Thickness | | Weight/100 Links | | Tensile Strength | | Seal Type | Wear Resistance Index Std |
| | mm | in. | mm | in. | | Inner | Outer | Kgs | Lbs | KN | Lbs | | |
| - | mm | in. | mm | in. | mm | Inner | Outer | Kgs | Lbs | KN | Lbs | - | Chain=100 |
| 520VM | 15.875 | 5/8 | 6.35 | 0.254 | 10.22 | 2.0 | 2.0 | 1.54 | 3.40 | 36.10 | 8,120 | X | 3,450 |
| 525VM | 15.875 | 5/8 | 7.93 | 0.312 | 10.20 | 2.2 | 2.2 | 1.75 | 3.85 | 35.60 | 8,000 | X | 3,220 |
| 50VM | 15.875 | 5/8 | 9.53 | 0.375 | 10.22 | 2.4 | 2.4 | 2.16 | 4.76 | 43.40 | 9,760 | X | 3,630 |
| 50ZVM | 15.875 | 5/8 | 9.53 | 0.375 | 10.30 | 2.4 | 2.6 | 2.29 | 5.04 | 46.30 | 10,400 | X | 3,700 |

Fuente: Thor Enterprises, DID Drive chain specifications, [Recuperated of internet 21 August 2010] available online URL: <http://www.te-motorcyclespares.co.uk/DIDSpec.asp>

Se determina que la máxima resistencia a la tracción (Tensile Strength) es 43,4 KN.

La cadena se pudo seleccionar por que se conocian los datos de transmisión y según catálogos del vendedor se sabía que para las condiciones dadas, el paso del diente en cualquiera de los casos era de 1,58 cm.

Con este dato y la ecuación (20) donde:

$$\frac{d}{z} = \frac{p}{\pi} = m \quad (28)$$

d = Diámetro del Piñón (Sprocket)

z = Número de dientes

P = Paso

m = módulo

Se tenía el espacio aproximado necesario para ubicar el sistema (Diámetro del Sprocket) . Además por criterio de diseño de los autores, según recomendaciones y visitas a empresas nacionales especializadas en el diseño y construcción de

estos autos, se deja una distancia de 40 cm entre ejes de transmisión (salida motor/Sprocket) para mantener una temperatura estable en la cadena y el sistema, y para que la distribución de cargas en el carro se aproxime al 40 y 60 % deseado según el largo (batalla) planteado y modelado del FORSSA.

Las geometrías eran de suma importancia, para entregar los datos al grupo encargado del diseño del chasis para su modelamiento y distribución de espacios para no colocar alguna barra que interfiriera con el sistema; y de igual manera con la suspensión trasera. Por otra parte se evaluó la compra de un dispositivo para la alineación de la cadena con respecto al Sprocket y el piñón de arrastre debido a las consecuencias que acarrearía un desalineamiento.

Un leve desalineamiento, a las Rpm de trabajo del motor generaría una gran pérdida de potencia por fricciones, desgaste acelerado de las piezas en contacto, golpeteo, rotura de la cadena, pandeo de los ejes y desbalanceo del sistema entre otras.

Otra consideración a tener en cuenta para el conjunto (Piñón de arrastre, Sprocket y cadena) tiene que ver con la tensión de la cadena; también expuesta en capítulos anteriores. Para mantener la tensión constante durante la carrera, se diseñó un sistema capaz de soportar las cargas y a la vez sostener y acoplar el diferencial al chasis.

Para el rodamiento (FAG 6013 2Z), se determina la vida de este por medio de la ecuación 29

$$L = (10^6 / 60N) (C/P)^{mk} \quad (29)$$

Donde L= Vida [Horas] N= Revoluciones de trabajo P= Carga equivalente

C= Capacidad básica de carga dinámica mk= Exponente carga-vida

En el caso de este rodamiento con solo carga axial $P = F = 20,1 \text{ KN}$, con un $mk = 3$ para rodamiento de bolas y con 1250 Rpm (Velocidad promedio en competencia)

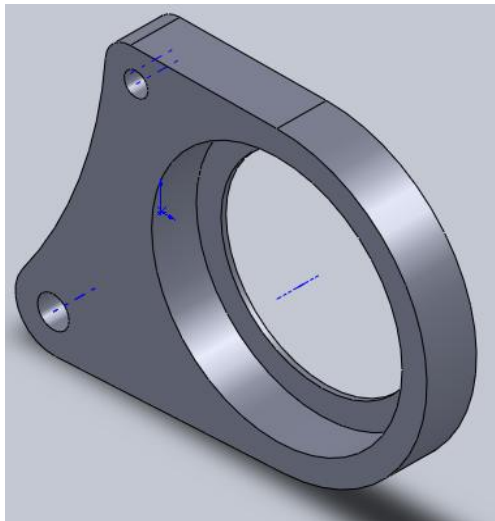
$$L = (10^6 / 60 * 1250) (30.5/20,1)^3$$

$$L = 465 \text{ horas para una probabilidad de } 90\%$$

La base del diferencial y tensor de la cadena se diseñaron como la mayoría de los otros elementos, basado en la disponibilidad en la ciudad, facilidad de mecanizado, peso del material y propiedades mecánicas. Para cumplir con las especificaciones se selecciona aluminio estructural 7075-T6.

Para la base se hace una pre-concepción de ideas, buscando modelos que permitan el fácil acceso y mantenimiento. Se modela en Solid works (ver figura 81) y se evalúa el diseño bajo las condiciones de trabajo.

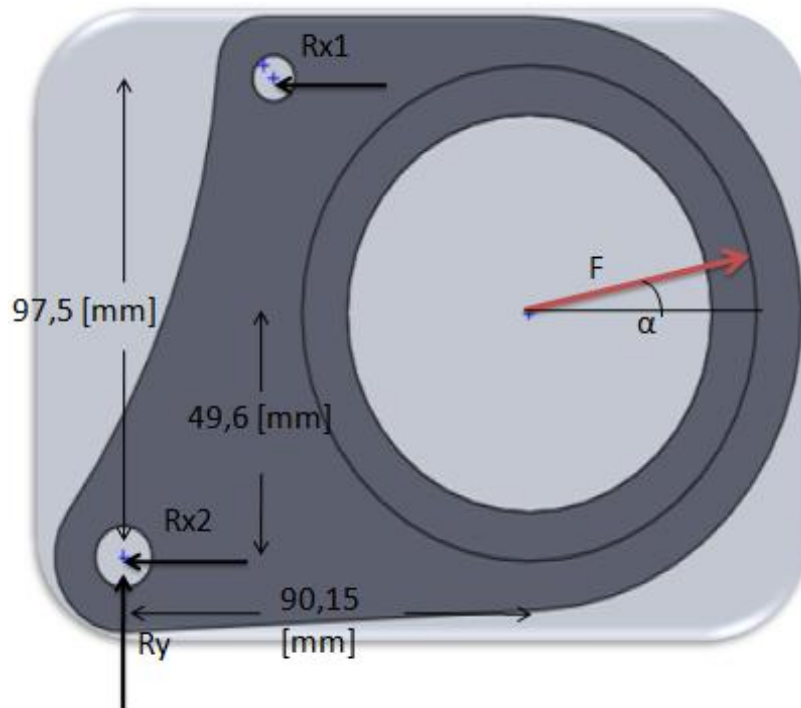
Figura 81. Base Diferencial Izquierda



7.3 ESTADO DE CARGAS Y ANÁLISIS DE ESFUERZOS Y DESPLAZAMIENTOS

Para proceder al análisis de esfuerzos establecemos las condiciones tenidas en cuenta en cada uno de los elementos (ver figura 82).

Figura. 82 Estado de Cargas en base del diferencial

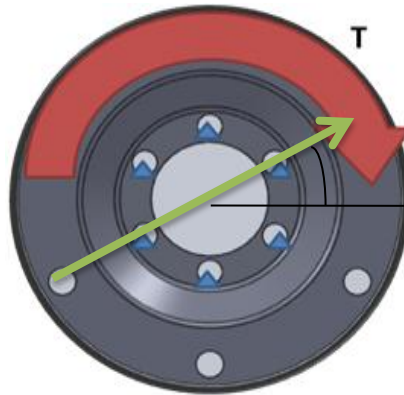


las ecuaciones (25), (26) y (32), se determinan las fuerzas en la base del diferencial, y haciendo un equilibrio de fuerzas establecemos el estado de cargas en el elemento.

$$F_x = 0 \quad (32)$$

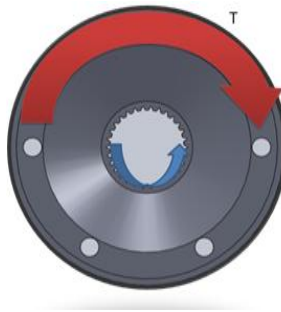
Cabe resaltar que el punto de aplicación del torque no se presenta en el plano mostrado de la figura 82 si no a un desface (offset) de este. Lo que implica unas reacciones (momentos) en un plano perpendicular. En el montaje del FORSSA se procuró una mínima distancia posible para reducir su efecto

Figura. 83 Estado de cargas para Porta Sprocket



El Torque aplicado para el respectivo análisis es el equivalente al torque máximo determinado anteriormente, y la fuerza hace referencia a la tensión de la cadena determinada y transmitida a ángulo α (según posición de los piñones) bajo condiciones de bloqueo total de la llanta (Apoyo fijo en el extremo).

Figura. 84 Estado de Cargas para acople a Homocinético



Al igual que al porta sprocket la carga principal a la que se somete este elemento es el torque máximo capaz de entregar la transmisión con las condiciones de apoyo fijo o empotrado (Caso crítico de Bloqueo del sistema posterior)

Las condiciones establecidas para evaluar deformaciones y desplazamientos en este modelo se anexan en la tabla 11. El tipo de malla y su enmallado, se pueden ver en la figura 85 y tablas 16 y 17.

Tabla 15. Información condiciones para el análisis de la base del diferencial

| | |
|---|----------------------------------|
| Nombre de estudio | Estudio 1 |
| Tipo de análisis | Estático |
| Tipo de malla: | Malla sólida |
| Tipo de solver | Solver tipo FFEPlus |
| Nombre de material: | AISI 1045 Acero estirado en frío |
| Tipo de modelo del material: | Isotrópico elástico lineal |
| Criterio de error predeterminado: | Tensión máxima de von Mises |
| Fijo-4 <Base Diferencial2> | Activar 1 Cara(s) fijo. |
| Bisagra fija-4 <Base Diferencial2> | activar 1 Cara(s)Bisagra |

Figura 85. Modelo enmallado base diferencial

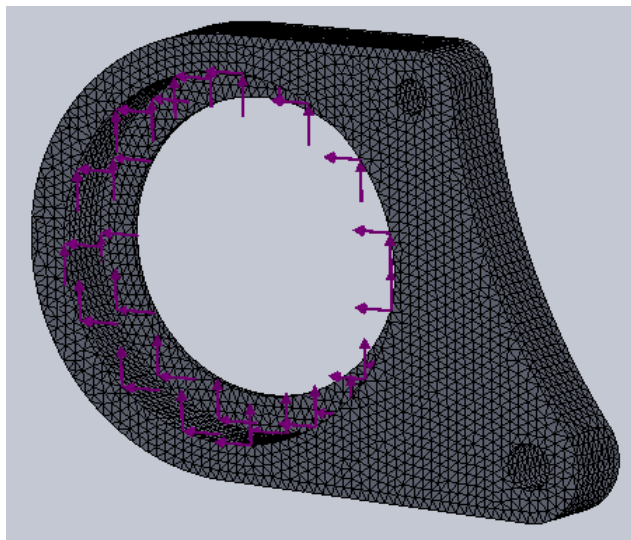


Tabla 16. Información de malla de la base diferencial

| | |
|---|---------------------|
| Tipo de malla: | Malla sólida |
| Mallador utilizado: | Malla estándar |
| Transición automática: | Desactivar |
| Superficie suave: | Activar |
| Verificación jacobiana: | 4 Points |
| Tamaño de elementos: | 2.7385 mm |
| Tolerancia: | 0.13693 mm |
| Calidad: | Alta |
| Número de elementos: | 54602 |
| Número de nodos: | 83510 |
| Tiempo para completar la malla (hh:mm:ss): | 00:00:13 |

La conexión fija se toma en la parte inferior de la base, y se deja tipo visagra en la parte superior por el tensor, que viene acoplado a este punto.

Los resultados arrojados por el estudio se muestran en las imágenes siguientes (ver figuras 86,87 y 88). Las conclusiones y análisis del modelo se retoman en el capítulo 8 .

Figura 86. Base Diferencial2-Estudio 1-Tensiones-Tensiones1

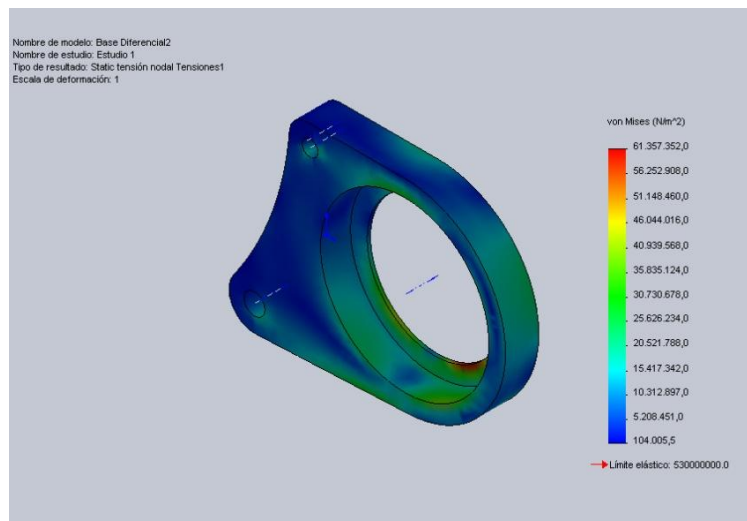


Figura 87. Base Diferencial2-Estudio 1-Desplazamientos-Desplazamientos1

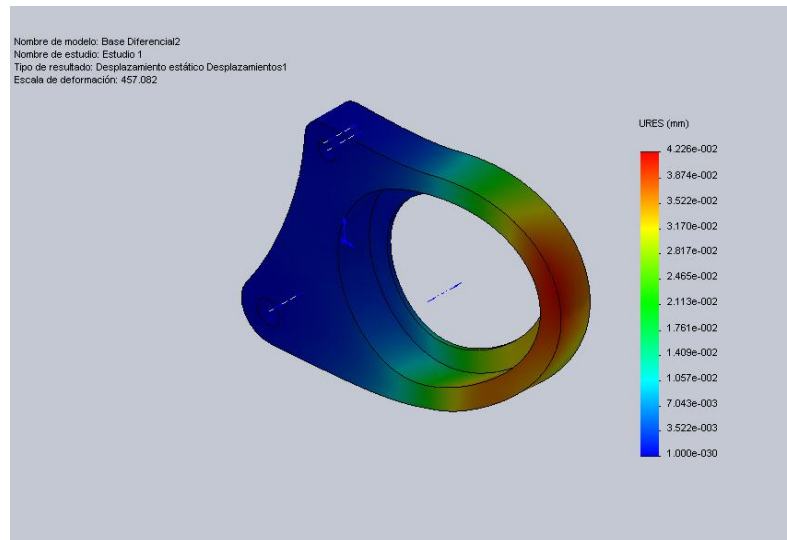
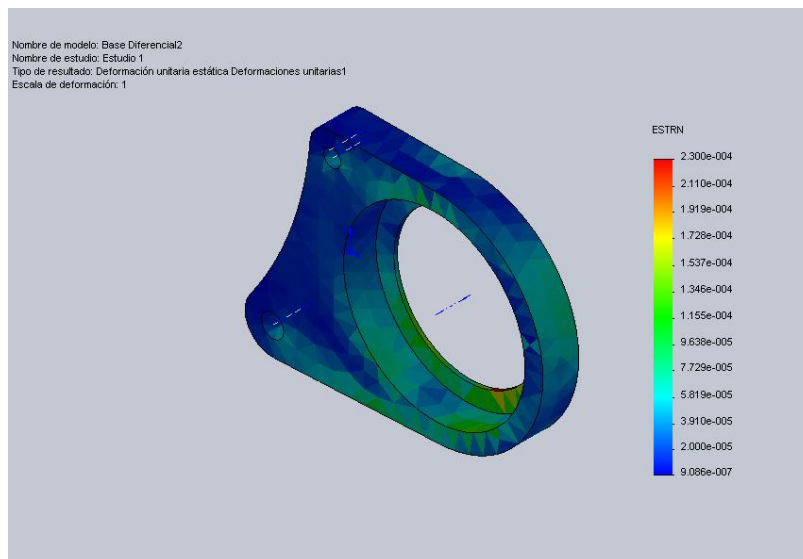


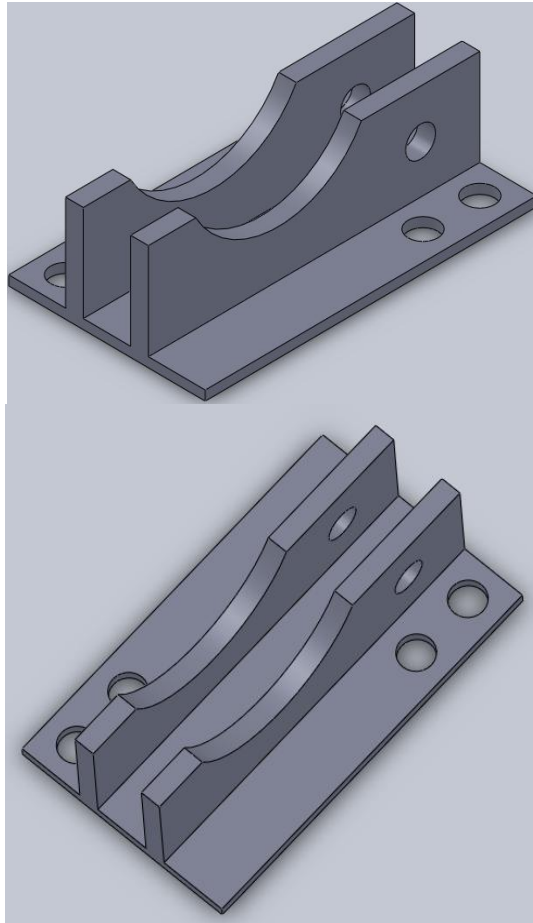
Figura 88. Base Diferencial2-Estudio 1-Deformaciones unitarias-Deformaciones unitarias1



Hecho el análisis y estando de acuerdo con los resultados arrojados por el CAE se procede a realizar el plano para su mecanizado en el CIMI (Centro Industrial de Mantenimiento Industrial). El diámetro interior de la base fue de acuerdo al diámetro externo del rodillo (10 cm).

Las guías para el desplazamiento de las bases en la tensión de la cadena se ven en la figura 89. Estas se fijan a una placa base en el chasis por medio de tornillos SAE grado 8 de ½ in.

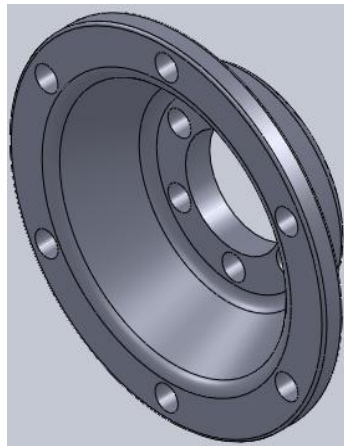
Figura 89. Guía corredera diferencial para tensión de la cadena



El modelo completo se muestra en la figura 72. La base del diferencial se acopla a la guía mediante tornillos SAE grado 8 , y todo el conjunto se desplaza sobre la placa base que posee unas ranuras. El conjunto se desplaza roscando los tensores sobre un apoyo posterior (no visible en la imagen) hasta el punto óptimo de tensión; y en este punto la corredera diferencial se ajusta mediante otro par de tornillos pasadores a la placa base.

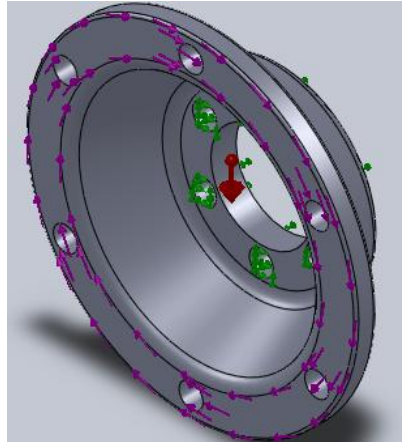
Como fue expuesto, queda así ensamblado el diferencial al chasis y listo el modo de tensar la cadena. Ahora el siguiente paso es la unión del Sprocket con el diferencial. Para soportar y transmitir las cargas, y mantener la alineación del Sprocket, se diseña y construye el porta Sprocket (figura 90) para coplar el Sprocket y al diferencial.

Figura 90. Porta Sprocket



Para su análisis de cargas se deja fija su acople al diferencial (en el caso más crítico; Bloqueo. Ver fig 83) y se aplica el Torque máx del motor de manera distribuida en los 6 orificios (ver figura 91).

Figura 91. Condiciones de Sujeción y Cargas Externas



El análisis se realizó en base a los datos de la tabla 18.

Tabla 17. Datos del modelo

| | | | | |
|--|-------------------------|-------------------------------------|-------------|----------------------------|
| Tipo de malla: | | Malla sólida | | |
| Tipo de solver | | Solver tipo FFEPlus | | |
| N° | Nombre de sólido | Material | Masa | Volumen |
| 1 | Sólido 1(MatrizC2) | AISI 1045 Acero estirado en frío | 0.952482 kg | 0.000121335 m ³ |
| Nombre de material: | | AISI 1045 Acero estirado en frío | | |
| Descripción: | | | | |
| Origen del material: | | | | |
| Tipo de modelo del material: | | Isotrópico elástico lineal | | |
| Criterio de error predeterminado: | | Tensión máxima de von Mises | | |

Y los datos arrojados para una malla (tabla 19) son como lo muestran las figuras 92, 93 y 94.

Tabla 18. Información de malla porta Sprocket

| | |
|---|---------------------|
| Tipo de malla: | Malla sólida |
| Mallador utilizado: | Malla estándar |
| Transición automática: | Desactivar |
| Superficie suave: | Activar |
| Verificación jacobiana: | 4 Points |
| Tamaño de elementos: | 2.4761 mm |
| Tolerancia: | 0.1238 mm |
| Calidad: | Alta |
| Número de elementos: | 53564 |
| Número de nodos: | 84822 |
| Tiempo para completar la malla (hh:mm:ss): | 00:00:18 |
| Nombre de computadora: | JEFFERTH-PC |

Figura 92. Portasprocket-Estudio 1-Tensiones-Tensiones1

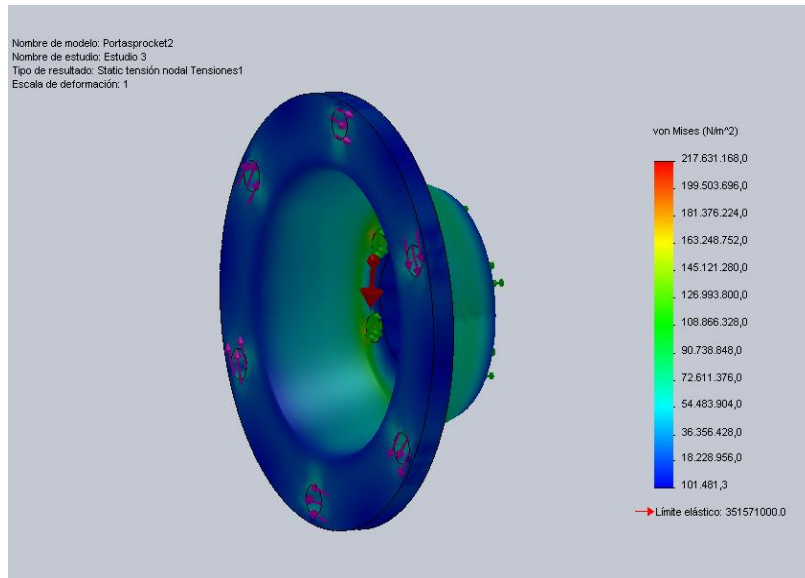


Figura 93. Porta sprocket-Estudio 1-Desplazamientos-Desplazamientos1

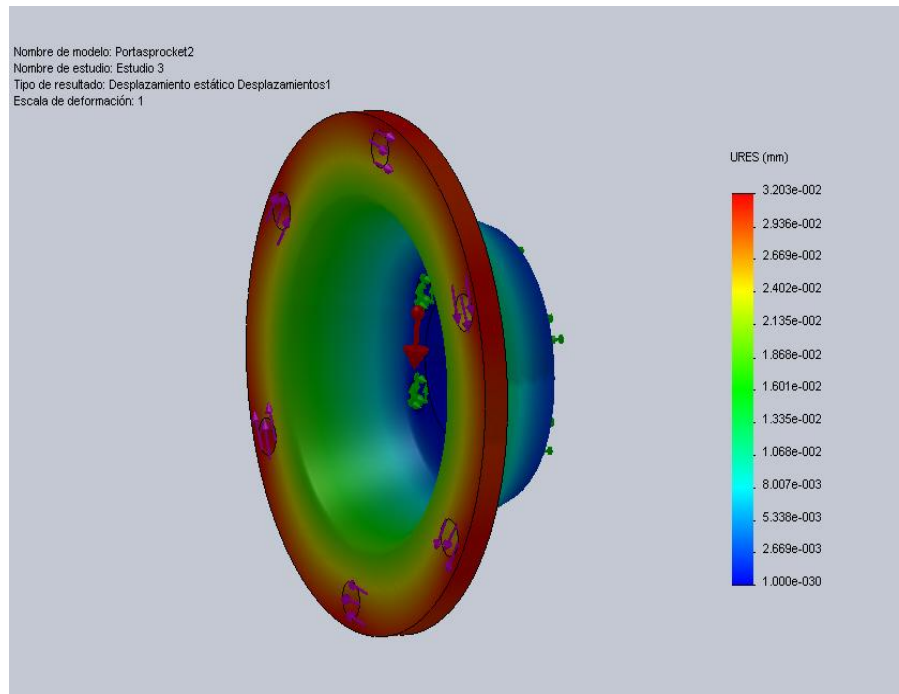
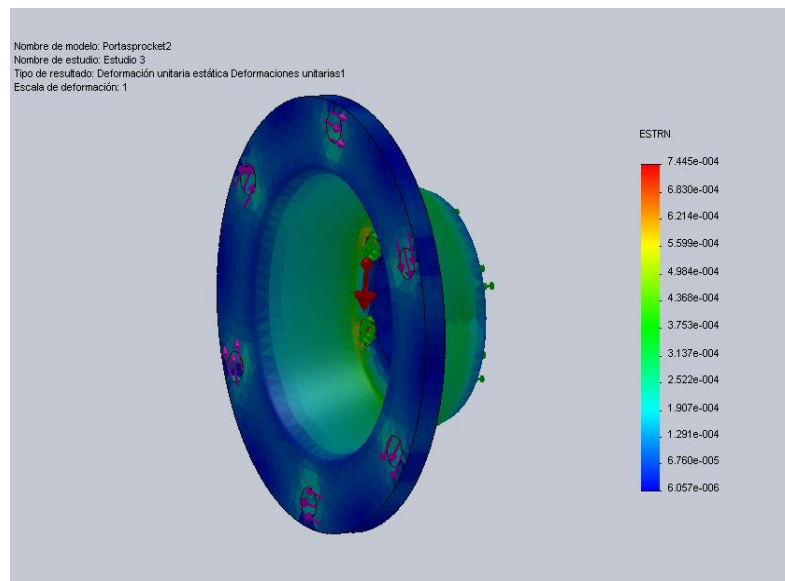


Figura 94. Porta sprocket-Estudio 1-Deformaciones unitarias-Deformaciones unitarias1



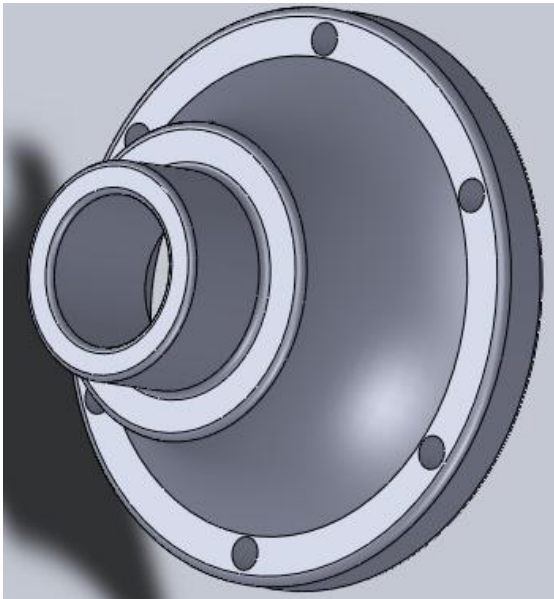
los resultados arrojados certifican el modelo; y es enviado a mecanización. Ahora se tiene la potencia transmitida en el diferencial; queda ahora llevarla hasta los inter ejes.

El acople del diferencial al acople homocinético, (que és el acople a los inter ejes) se modela y diseña en base a planos guía de este elemento (ver anexo F, PLANOS). Se hace un modelo más simplificado del acople para su evaluación y análisis (ver figura 95).

El acople analizado es el acople de un automovil sedán volkswagen golf II.

Al realizar el análisis con las condiciones de carga de torque ya deducidos (ver fig 84) y sujeciones, muestra los siguientes resultados.

Figura 95. Modelo Simplificado acople diferencial-homocinético



La aplicación de carga, enmallado y resultados se ven en las figuras 79, 80, 81, 82 y 83.

Figura 96. Acople ANSYS-Estudio 1-Aplicación de carga

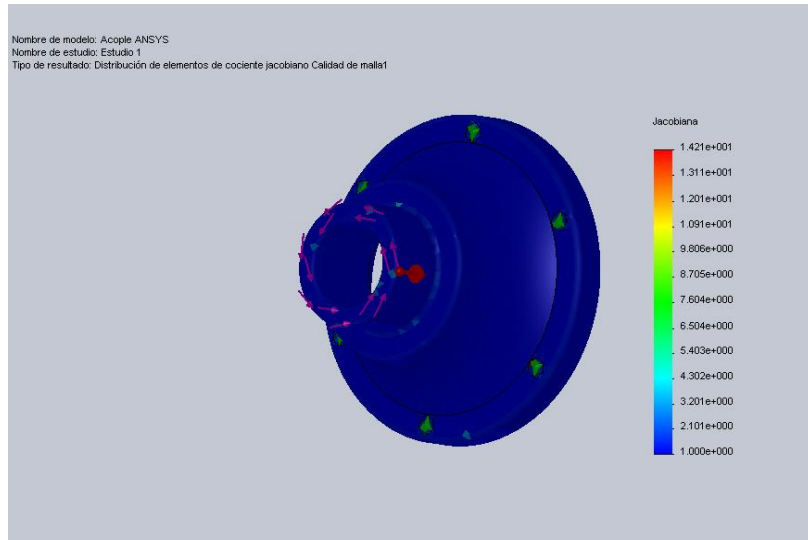


Figura 97. Acople ANSYS-Estudio 1-Calidad de malla-Calidad de malla2

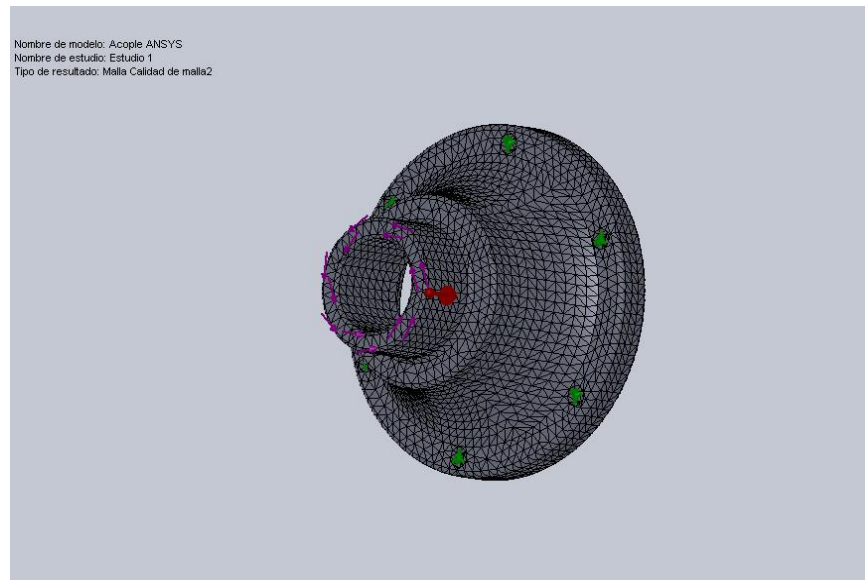


Figura 98. Acople ANSYS-Estudio 1-Tensiones-Tensiones1

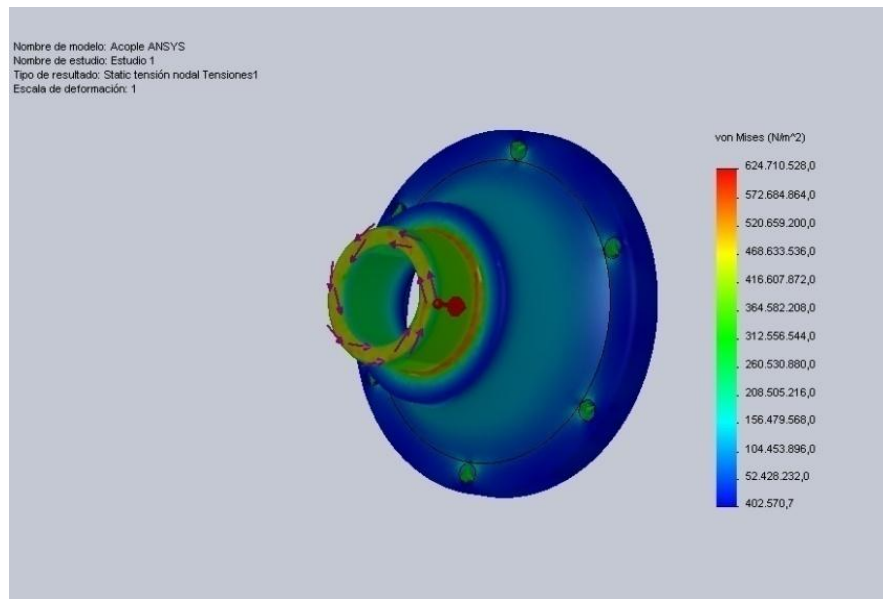


Figura 99. Acople ANSYS-Estudio 1-Desplazamientos-Desplazamientos1

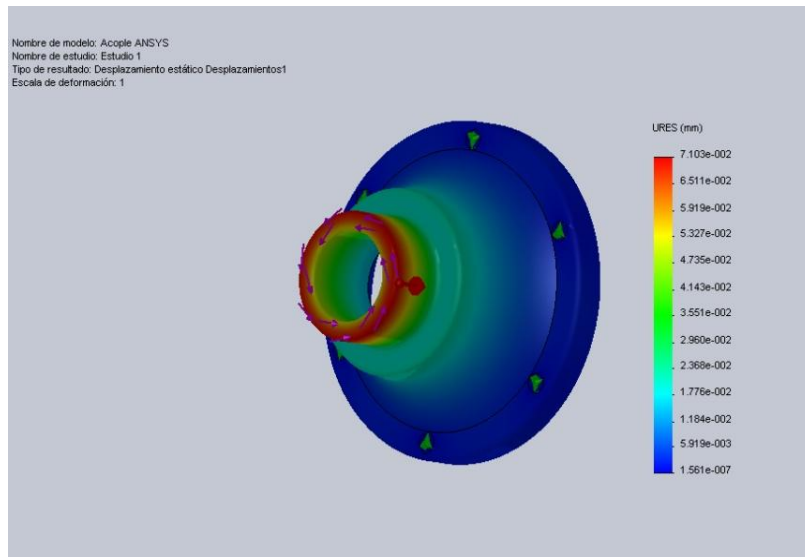
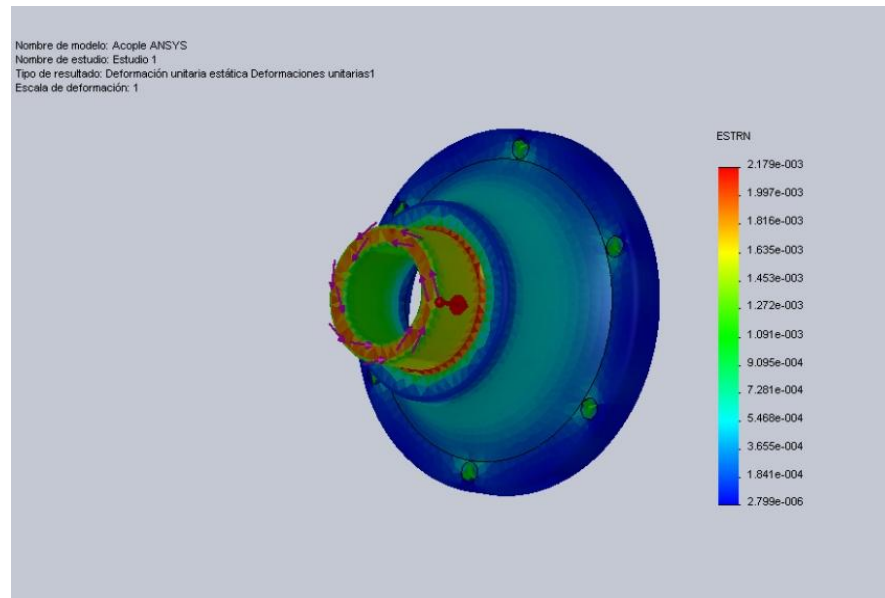


Figura 100. Acople ANSYS-Estudio 1-Deformaciones unitarias-Deformaciones unitarias1



En el análisis de Tensiones se puede observar un esfuerzo máximo de 625 [Mpa] que soportaría el acople.

Para el análisis de los inter ejes; como se expuso en la sección 6.5.5 en donde se había dicho que para este tipo de diseño no se podía tratar de manera separada, sino que su estudio estaba amarrado a las juntas homocinéticas formando un conjunto completo; y considerando el tipo de juntas dadas por la dirección general de las olimpiadas, el análisis se realizó de la siguiente manera.

Los acoples homocinéticos del lado de la llanta (Acople fijo) era de un Renault 21 de cilindrada 2000 [cm³] y 120 [Hp], y el acople móvil era de un automóvil sedán Volkswagen golf II de 1800 [cm³] y 90 [Hp]. Estos elementos, ambos con diámetros iguales pero con estriados diferentes, condicionaban las puntas de los inter ejes.

Con esta información, las revoluciones a las que iba a estar sometida, la carga máxima tenida en cuenta para el FORSSA y la geometría pre concebida se envían a DANA trans ejes para su fabricación.

Sin embargo se resalta que en el caso en que DANA Trans ejes no hubiese ayudado en el proceso de fabricación de los inter ejes, estos habrían tenido que someterse a un proceso de diseño riguroso debido a la multi axialidad de cargas que soportan estos elementos, y que a pesar de que los acoples homocinéticos reducen las fuerzas que me generarían flexión en el eje, este posee un diseño condicionado a dichos acoples (su estriado y chaveteros) en el cual se tendría que hacer una fuerte aproximación por medio de métodos de diseño para carga cíclica con exactitud en la determinación de su velocidad crítica (frecuencia natural), iterando hasta encontrar un valor de diámetro superior a los establecidos para los acoples.

Al tener un valor aproximado con estos métodos se tendría que entrar con este valor hallado como base para el análisis de diseño para ejes por fatiga multiaxial según su tratamiento térmico (Temple por inducción y revenido, por lo general) según sea el caso y corroborar el cumplimiento de las anteriores condiciones pre establecidas.

Así mismo el sometimiento a evaluación por medio de elementos finitos para sistemas no continuos (contando con una estación de trabajo), la fabricación de modelos y las pruebas de estos modelos.

Las pruebas a cargas cíclicas se realizarían en la única maquina disponible para este uso y la cual se encuentra en la Planta de DANA trans ejes, la cual exige la ruptura de mínimo 3 pares de probetas.

8. DISCUSIÓN DE LOS RESULTADOS

Para poner a prueba el resultado del trabajo de los diferentes equipos nacionales, el 25 de septiembre del 2010 se llevó a cabo la competencia de las olimpiadas Fórmula SENA. Con la asistencia de más de 7000 personas al autódromo de Tocancipá se presentaron los bólidos de las 12 escuderías nacionales, construidos y diseñados por aprendices e instructores del SENA, así como por estudiantes y profesores de varias universidades del país. Las escuderías y su posición en la competencia se listan a continuación (ver tabla 16) [11]:

Tabla 19. Escuderías de la Fórmula SENA

| Nombre de la Escudería | Regional | Posición | Puntos |
|-------------------------------|------------------|-----------------|---------------|
| FORSSA | Santander | 1 | 818 |
| ESDA | Atlántico | 2 | 792 |
| SENA SPEED | Risaralda | 3 | 718 |
| CIMM Racing Team | Boyacá | 4 | 560 |
| Racing Caldas | Caldas | 5 | 545 |
| RAPTOR | Valle | 6 | 537 |
| SAGITTA | Antioquia | 7 | 517 |
| FORSENAR | Nariño | 8 | 513 |
| Mechanical Genius | Tolima | 9 | 513 |
| Capital Racing Team | Distrito Capital | 10 | 498 |
| UANSEN | Huila | 11 | 380 |
| HALCON | Valle | 12 | 313 |

Los equipos presentaron diferentes pruebas tanto dinámica como estáticas, verificando que cumplieran con el reglamento técnico y deportivo de las olimpiadas (ver anexo E) y fueron evaluados por un grupo de expertos conformado por: Germán Mejía (periodista colombiano que hace presencia en los Grandes Premios del Campeonato Mundial de Fórmula Uno); Jorge Cortés (veterano automovilista, vinculado al mundo de las carreras desde hace más de 30 años); Calixto Nicholls (ganador de los dos rally que se han disputado en Colombia); y Mauricio González (figura del kartismo y el automovilismo) [13].

Ahora se presenta los resultados por prueba y se comentará sobre el resultado del vehículo de la regional Santander y como el trabajo de los autores se ve reflejado, iniciaremos con la prueba de tenida en curva ver tabla 17 [11]:

Tabla 20. Resultados tenida en curva

| Escudería | Puntaje |
|------------------|----------------|
| Santander | 100 |
| Distrito Capital | 98,7 |
| Risaralda | 97,6 |
| Nariño | 97,3 |
| Valle (Raptor) | 96,2 |
| Antioquia | 96,1 |
| Caldas | 94,7 |
| Huila | 94 |
| Tolima | 92,2 |
| Boyacá | 91,3 |
| Atlántico | 78,3 |
| Valle (Halcón) | 0 |

El monoplaza diseñado tuvo la mejor puntuación en la prueba de tenida en curva, resultado del trabajo efectuado con el diseño de la suspensión y transmisión, el

vehículo presento una buena adherencia y control al entrar a la curva y una pronta y estable al salir respuesta de ella.

Otra prueba que se desea resaltar es la carrera de duración, donde los vehículos debían permanecer en la pista durante más de 20 minutos en condiciones de carrera, esta fue la prueba reina por evaluar el desempeño general del conjunto, varios equipos quedaron sin auto durante esta prueba (ver tabla 18) [11].

Tabla 21. Resultados prueba de duración

| Escudería | Pilotos expertos | Pilotos novatos |
|------------------|-------------------------|------------------------|
| Santander | 125 | 75 |
| Atlántico | 75 | 125 |
| Risaralda | 90 | 90 |
| Boyacá | 10 | 0 |
| Distrito Capital | 0 | 0 |
| Tolima | 0 | 0 |
| Valle (Raptor) | 0 | 0 |
| Nariño | 0 | 0 |
| Caldas | 0 | 0 |
| Valle (Halcón) | 0 | 0 |
| Antioquia | 0 | 0 |
| Huila | 0 | 0 |

Los puntajes basados en el reglamento oficial son 125, 90, 75 y 10, del primer al cuarto puesto respectivamente. Cabe resaltar que en la carrera de pilotos novatos solo terminaron la prueba 3 escuderías entre ellas la regional Santander demostrando la confiabilidad y calidad del monoplaza diseñado, en la carrera de pilotos profesionales el FORSSA obtuvo una ventaja de más de una vuelta sobre el segundo competidor (Regional Risaralda).

Pero como no todo puede ser bueno y maravillas, es misión de los autores dar a conocer al lector una de las debilidades del monoplaza, esta se puede observar al ver los resultados de la prueba de aceleración (ver tabla 19) [11].

Tabla 22. Resultados prueba de aceleración

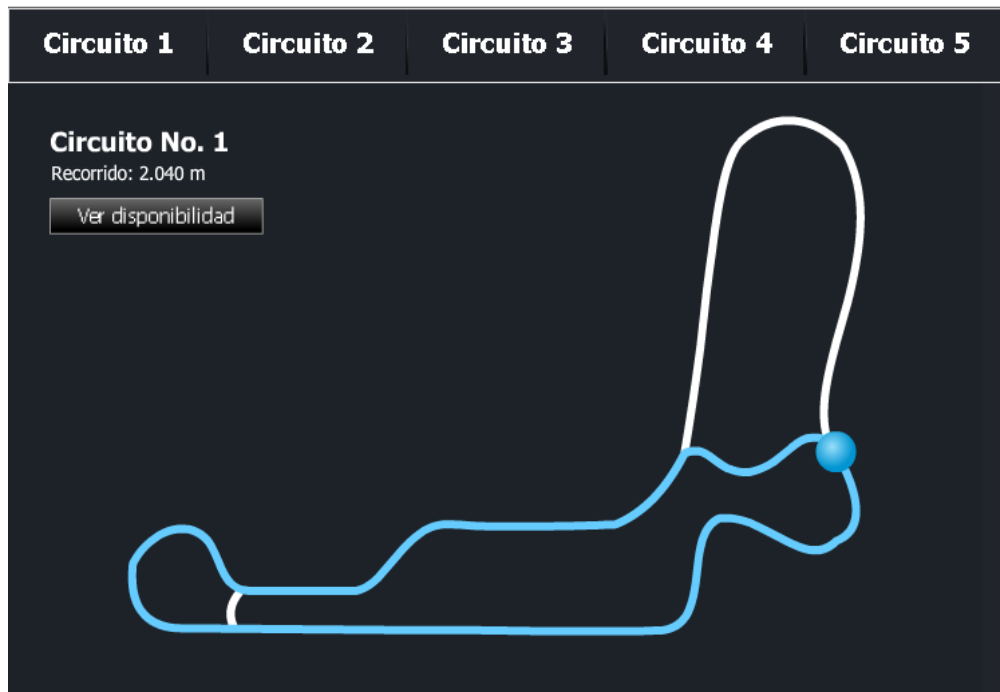
| Escudería | Puntaje |
|------------------|----------------|
| Antioquia | 75 |
| Atlántico | 73 |
| Distrito Capital | 71 |
| Risaralda | 68,3 |
| Santander | 67,7 |
| Caldas | 67,2 |
| Valle (Raptor) | 63,4 |
| Tolima | 64,6 |
| Boyacá | 63 |
| Huila | 0 |
| Nariño | 0 |
| Valle (Halcón) | 0 |

En la prueba de velocidad, el peso total del FORSSA (siendo el carro más pesado de la competencia) estuvo en contra del mejor desempeño ocupando el quinto lugar. A pesar de no alcanzar la más alta velocidad entre los diferentes monoplazas por el peso del carro, este en general tuvo un comportamiento aceptable.

La relación que se utilizó en las pruebas fue de 51/14 entre el Sprocket y el piñón de arrastre.

El FORSSA hizo una vuelta en promedio en 1 minuto 7 segundos en el trazado que se observa en la figura 83.

Figura 101. Autódromo de Tocancipá, Circuito 1.



Fuente: Autódromos S.A. Circuitos autódromo (de Tocancipá), [recuperado de internet el 12 de julio del 2010] disponible en línea URL: http://www.autodromos-sa.com/home_6.html?Map=Autodromos

Para dar una idea global de los resultados del evento, se citan algunos comentarios respecto a las olimpiadas Fórmula SENA de diferentes personalidades:

“Estos proyectos son tan espectaculares que vamos a trabajar con el SENA para apoyar a la Federación y a los organismos vinculados al automovilismo para que comencemos a desarrollar esta industria, pues es mucha la tecnología que estoy viendo”. Dijo Jairo Clopatofsky ,Director Nacional de Coldeportes.

“Esto que ha pasado ha sido maravilloso: la apuesta por la tecnología y el talento

Colombiano. Alguna vez soné con que pudiera darse en el país y la realidad superó ese sueño”, expresó Ricardo Soler, experimentado periodista automovilístico.

“El éxito fue total, por la tecnología mostrada, por la logística, porque el SENA demostró que es capaz de grandes cosas y que los aprendices que participaron en este proyecto acreditaron que son creativos, que son innovadores y que poseen un conocimiento y un excelente manejo de las tecnologías”, afirmó Orbidio Velandia Niño, Director General (e) del SENA

CONCLUSIONES

- ✓ El equipo de FORSSA, en el cual la Universidad Industrial de Santander se hizo partícipe por medio de los autores de esta tesis, en la competencia final en el autódromo de Tocancipá de la ciudad de Bogotá/ Colombia, quedó campeón por su desempeño y trabajo desarrollado durante el tiempo de las Olimpiadas Formula SENA. Acumulando la mayor cantidad de puntos en disputa con respecto a las demás regionales y demostrando la calidad de la educación y formación de los estudiantes de la Universidad. Caso específico de los estudiantes de Ingeniería mecánica.

- ✓ Se diseñó un sistema de suspensión que permite:
 - La distancia entre el suelo y el piso del coche mínima es de 50 mm y ninguna otra parte además de las llantas tocar el suelo durante el funcionamiento.
 - Las ruedas tienen un diámetro de 14 pulgadas y tienen un sistema de suspensión que permite un movimiento relativo entre las ruedas y el chasis de 2pulgada.

- ✓ Se dejó continuación en este proceso para retener el título obtenido y se generó gran expectativa y un reto para las próximas olimpiadas.

- ✓ Los autores dejan documentación bibliográfica encaminada al diseño y rediseño de los sistemas mecánicos del sistema de transmisión de potencia.

- ✓ Se documentó el diseño del sistema de suspensión en vehículos de carrera.

- ✓ Se deja las piezas y ensamblajes CAD para un vehículo tipo formula que puede ser usada para futuros proyectos como material de apoyo y estudio.

- ✓ Se trabajó en un equipo interdisciplinario de más de 20 personas utilizando la metodología PLM y obteniendo buenos resultados tanto a nivel profesional como personal.

RECOMENDACIONES

Futuros trabajos de investigación pueden ser derivados del Fórmula SENA Santander 2010, uno de estos es la caracterización al medir las cargas en los diferentes elementos a través de celdas de carga y el medir comportamiento del vehículo construido con diferentes tipos de sensores que permitirán la retro alimentación de los datos de pista a un ordenador, de esta forma se podrá comparar el modelo computacional con los registros de un monoplaza real.

Otro importante parámetro, que no fue discutido en este trabajo, son los neumáticos, estas son de gran influencia en el comportamiento dinámico del vehículo. Una investigación sobre como las características de las llantas tales como diámetro rueda, ancho de la misma, tipo de neumático disponibles y como afectan el desempeño del monoplaza permitirá un mejor diseño de la suspensión.

Los beneficios de una barra estabilizadora pueden ser investigados con el objetivo de mejorar la maniobrabilidad y la capacidad de dar curvas del monoplaza, incluida la posibilidad de una barra estabilizadora ajustable por el piloto para las diferentes tipos de curvas.

Este trabajo estudio el sistema dinámico de medio vehículo, puede un trabajo futuro investigar y modelar los siete grados de libertad que presenta el modelo simplificado de todo el vehículo.

Si el SENA decide desarrollar un nuevo monoplaza, un nuevo proceso de diseño podría utilizar un software de moldeamiento dinámico como ayuda en el diseño de los sistemas de transmisión, frenado, dirección y suspensión.

Otro trabajo a desarrollar sería la comparación de la teoría y la práctica en los elementos sometidos a cargas cíclicas, se podría realizar pruebas de fatiga y comparar con los modelos computacionales.

Un análisis de vibraciones, determinando las frecuencias naturales del chasis y su comportamiento en conjunto con el motor puede ser base de una futura investigación.

BIBLIOGRAFÍA

1. **THEANDER, Adam.** Design of a Suspension for a Formula Student Race Car. Stockholm, Sweden, 2004.74 p.
2. **MILLIKEN, William F. & MILLIKEN, Douglas L.** Race Car Vehicle Dynamics, SAE Inc, USA, 1995.605-831 p.
3. **SMITH, Carrol.** Racing Chassis and Suspension Desing, SAE Inc, USA, 2004.
4. **PASHLEY, Tony.** How to build Motorcycle Engined Racing Cars, Speed Pro Series.USA, 2008. ISBN 10: 1845841239.
5. **SAE Vehicle Dynamics Committee.** Vehicle Dynamics Terminology, SAE J670e. Warrendale SAE Inc, USA, 1978.
6. **KYPUROS Javier.**Vehicle systems modeling and control Vehicle suspension modeling.Departmentmechanical engineering, University of Texas Pan American. August 07, 2006.
7. **WOODS, David E. and JAWAD, Badih A.** Numerical Desing of Racecar Suspension Parameters, Washington, D.C. SAE Inc, 1999.
8. **CORKE, Peter.**Analysis of the 2009 REV Race Car Suspension. School of Mechanical Engineering, University of Western Australia.October 23, 2007.

9. CENGEL, Yunus. Transferencia de calor y masa. Termodinámica, Tercera Edición, Mc Graw Hill, 2007.

10. 8000 vueltas, Diferenciales de deslizamiento limitado, una visión general. [Recuperado de internet el 12 de junio del 2010] disponible en línea URL: <http://8000vueltas.com/2008/04/16/diferenciales-de-deslizamiento-limitado-una-vision-general-1-de-2>

11. Servicio Nacional de Aprendizaje. Formula SENA, Finalizó Fórmula SENA en Tocancipá: un proyecto de formación que fue realidad en carrera de alta competición, [recuperado de internet el 6 de diciembre del 2010] disponible en línea URL: <http://www.sena.edu.co/downloads/formula-seña/finalizoformulasena.html>

12. RAJESH, Rajamani. Vehicle Dynamics and Control, Springer science. Texas, 2006, ISBN 0-387-26396-9.

13. Servicio Nacional de Aprendizaje.Finalizó Fórmula SENA: un proyecto de formación que fue realidad en carrera de alta competición, Boletín de Prensa, Dirección General SENA.

14. AerospaceSpecification Metal Inc.,AISI 4130 Steel, normalized at 870°C (1600°F) [recuperado de internet el 15 de mayo del 2010] disponible en línea URL: <http://asm.matweb.com/search/SpecificMaterial.asp?bassnum=m4130r>

15. Autódromos S.A. Circuitos autódromo (de Tocancipá), [recuperado de internet el 12 de julio del 2010] disponible en línea

URL: http://www.autodromos-sa.com/home_6.html?Map=Autodromos

ANEXOS

ANEXO A. CÓDIGO MODELO DE LA SUSPENSIÓN EN MATLAB.

```

%modelo suspensión pasiva para
un cuarto de vehículo Trasero
clearall;
closeall;
clc;
mu=25;%masa no suspendida en kg
mu2=25;
mu3=25;
ms=110;%masa suspendida rear
110 front 90 en kg
kt=350000;%rigidez llanta en
N/m
ks=96500/2;%constante resorte
en N-s/m
ks2=96500;
ks3=96500*2;
bs1=1900;%constante del
amortiguador
bs2=1900;
bs3=1900;
%VARIABLES
a=(-kt/mu)-(ks/(mu));
a2=(-kt/mu2)-(ks2/(mu2));
a3=(-kt/mu3)-(ks3/(mu3));
b1=-bs1/(mu);
b2=-bs2/(mu2);
b3=-bs3/(mu3);
c=ks/mu;
c2=ks2/mu2;
c3=ks3/mu3;
d1=bs1/mu;
d2=bs2/mu2;
d3=bs3/mu3;
%Matrices Espacio de estados
A1=[0 1 0 0;a b1 c d1;0 0 0
1;ks/(ms),bs1/(ms),-ks/ms,-
bs1/ms];
A2=[0 1 0 0;a2 b2 c2 d2;0 0 0
1;ks2/(ms),bs2/(ms),-ks2/ms,-
bs2/ms];
A3=[0 1 0 0;a3 b3 c3 d3;0 0 0
1;ks3/(ms),bs3/(ms),-ks3/ms,-
bs3/ms];
B=[0;kt/mu;0;0];
B2=[0;kt/mu2;0;0];
B3=[0;kt/mu3;0;0];
C=[0,1,0,0];
D=[0];
Sys1=ss(A1,B,C,D);
Sys2=ss(A2,B2,C,D);
Sys3=ss(A3,B3,C,D);
bode(Sys1,'r',Sys2,'b--
',Sys3,'g:',{1,1000})
% fin del programa de 1/4

```

```

% Mediasuspension.m
% Este programa simula la
respuesta de un carro en 2D
% sistemas dinamicos
clear
helpMediasuspension

% Parametros del vehículo -----
L = 2.9;
% batalla (m)
Mf = 190;
% masa por la suspensión
frontal (kg)
Mr = 230;
% masa por la suspensión
trasera (kg)
Ms = Mf+Mr;
% masa suspendida(kg)
Ic = 2704;
% momento de inercia del
vehículo en yy
% parametros suspensión frontal
Lf = (1-Mf/Ms)*L;
% brazo frontal
Kfs = 20e3;
% rigidez de la suspensión
frontal (N/m)
Bfs = 0.75e3;
% amortiguación frontal(N-s/m)
Mfus = 40;
% masa no suspendida frontal
(kg)
Kft = 200e3;
% rigidez de la llanta frontal
(N/m)
Bft = 0;
% amortiguador de la llanta (N-
s/m)
% parametros suspensión trasera
Lr = (1-Mr/Ms)*L;
% brazo trasero
% rigidez de la suspensión
trasero (N/M)
Krs = 30e3;
% rigidez de la suspensión
trasera (N/m)
Brs = 0.75e3;
% amortiguación trasera (N-s/m)
Mrus = 46;
% masa no suspendida trasera
(kg)
Krt = Kft;
% rigidez de la llanta trasera
(N/m)

```

```

Brt = Bft;
% amortiguador de la llanta (N-
s/m)
% -----
% modelo State-space -----
-----
A = [0 1/Mfus 0 0 0 0 0 0;...
      -Kft-
      (Bft+Bfs)/MfusKfsBfs*Lf/IcBfs/M
s 0 0 0;...
      0 -1/Mfus 0 Lf/Ic 1/Ms
0 0 0;...
      0 Bfs*Lf/Mfus -Kfs*Lf -
      (Brs*Lr^2+Bfs*Lf^2)/Ic (Brs*Lr-
Bfs*Lf)/MsKrs*Lr -Brs*Lr/Mrus
0;...
      0 Bfs/Mfus -Kfs
      (Brs*Lr-Bfs*Lf)/Ic-(Brs+Bfs)/Ms
-KrsBrs/Mrus 0;...
      0 0 0 -Lr/Ic 1/Ms 0 -
1/Mrus 0;...
      0 0 0 -
      Brs*Lr/IcBrs/MsKrs-
      (Brs+Brt)/Mrus -Krt;...
      0 0 0 0 0 0 1/Mrus 0];
B = [-1 0; Bft 0; 0 0; 0 0; 0
0; 0 0; 0 Brt; 0 -1];
C = [1 0 0 0 0 0 0 0;...
      0 0 1 0 0 0 0 0;...
      0 0 0 1/Ic 0 0 0 0;...
      0 0 0 0 1/Ms 0 0 0;...
      0 0 0 0 0 1 0 0;...
      0 0 0 0 0 0 0 1];
D = zeros(6,2);
% unir modelo de Simulink con
el archivo .m y graficar la
respuesta.
sim('twowheels');
subplot(3,1,1);
plot(tout,ft1,tout,ft2);grid
title('entradas')
subplot(3,1,2);
plot(tout,yc,tout,theta*180/2*pi);grid
title('salidas')
legend('yc','theta')
subplot(3,1,3);
plot(tout,dfs,tout,drs,tout,dft
,tout,drt);grid
title('salidas')
legend('dfs','drs','dft','drt')

```

ANEXO B. EJEMPLO DE CALCULOS DE CARGAS SUSPENSIÓN.

PESO TOTAL

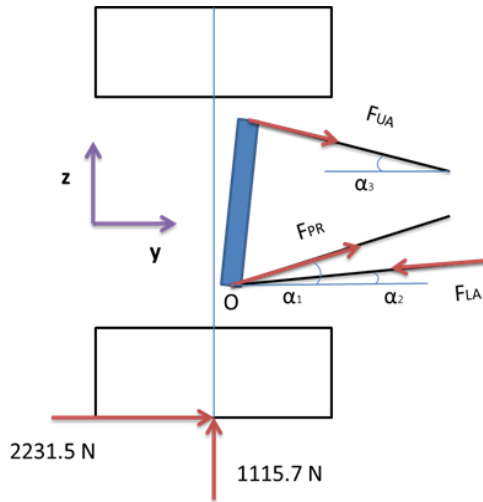
Peso del Vehículo = 4223.8 N

Peso del Piloto = 735 N

Peso total = 735 + 4223.8

= 4958.8 N

FUERZAS CONTROL ARMS FRONTALES



$$+\uparrow F_z = 0$$

$$1115.7 + F_{PR} \cdot \sin 31,2 - F_{LA} \cdot \sin 3,6 - F_{UA} \cdot \sin 12,7 = 0$$

$$+\rightarrow F_y = 0$$

$$2231.5 + F_{PR} \cdot \cos 31,2 - F_{LA} \cdot \cos 3,6 + F_{UA} \cdot \cos 12,7 = 0$$

$$+\curvearrowright M_O = 0$$

$$2231.5 \cdot 165 - 1115.7 \cdot 12 +$$

$$F_{UA} \cdot \cos 12,7 \cdot 269 +$$

$$F_{UA} \cdot \sin 12,7 \cdot 19 = 0$$

$$F_{LA} = 9860 \text{ N}$$

$$F_{PR} = -6799 \text{ N}$$

$$F_{UA} = -13761 \text{ N}$$

PANDEO PUSH BAR DELANTERO

$$P_{CR} = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot I}{L^2}$$

$$E = 206,84 \text{ GPa}$$

$$I = 1723,2 \times 10^{-12} \text{ m}^4$$

$$P_{max} = 6799 \text{ N}$$

$$P_{CR} = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot I}{(0,465)^2}$$

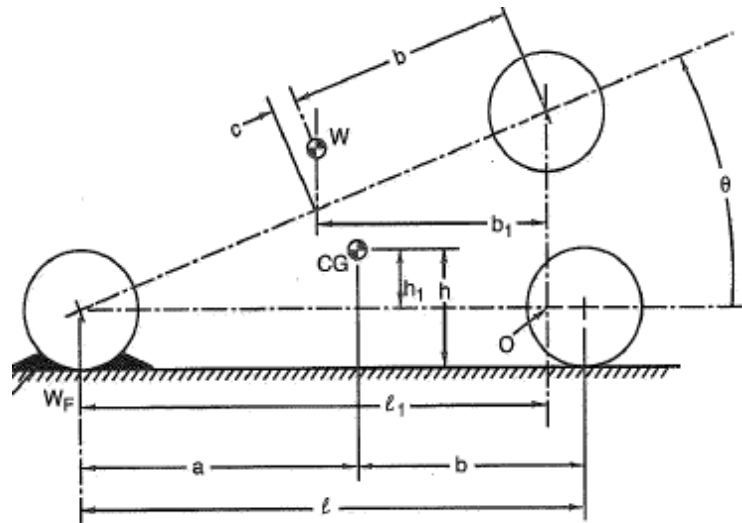
$$P_{CR} = 16269 \text{ N}$$

$$SF = \frac{16269}{6799} = 2,39$$

ANEXO C. FOTOS DEL VEHICULO TERMINADO.



ANEXO D. UBICACIÓN VERTICAL DEL CENTRO DE GRAVEDAD EN EL VEHÍCULO.



Donde:

- W = Peso Total del vehículo.
- Wf= Peso de la parte delantera (Con las llantas traseras levantadas)
- B = Distancia del eje trasero al C.G
- L = Batalla (distancia entre ejes)
- Rlf= Radio de carga de las llantas delanteras
- Rlr= Radio de carga de las llantas traseras
- Tgθ, Cosθ= Tangente y coseno del ángulo de elevación del carro

Según trigonometría $L_1 = L \cos \theta$

Haciendo momentos sobre el punto O se tiene: $Wf * L_1 = W * b_1$

Donde: $\frac{b_1}{b+c} = \cos \theta$

Despejando c, y sabiendo que $\frac{c}{h_1} = \text{tang} \theta$ entonces $h_1 = \frac{wf * l - wb}{w * \text{tang} \theta}$

Note que h1 es la altura medida sobre la línea que conecta el centro de las llantas a una altura Rl y Rf medido desde el piso.

$$h = Rl + h_1$$

ANEXO E. NORMATIVA OLIMPIADAS FORMULA SENA.

REGLAMENTO TÉCNICO Y DEPORTIVO

FÓRMULA SENA (2009-2010)



CONTENIDO

| | |
|--|----|
| INTRODUCCION | 3 |
| COMISION REGLAMENTARIA:..... | 3 |
| MODIFICACIONES..... | 3 |
| 1. GENERALIDADE..... | 4 |
| 2. MOTOR | 4 |
| 3. EMBRAGUE..... | 6 |
| 4. EJES DE TRANSMISION..... | 6 |
| 5. LLANTAS Y RINES | 6 |
| 6. FRENOS | 6 |
| 7. SUSPENSION..... | 7 |
| 8. DIRECCION | 7 |
| 9. CHASIS..... | 7 |
| 10. CARROCERÍA | 11 |
| 11. ALERÓN Y ELEMENTOS AERODINAMICOS | 11 |
| 12. HABITACULO..... | 12 |
| 13. SEGURIDAD | 13 |
| 14. DEFINICIÓN DE PRUEBAS..... | 13 |
| 14.1. PRUEBAS ESTÁTICAS | 13 |
| 14.2. PRUEBAS DINÁMICAS | 15 |

INTRODUCCION

La Formula SENA es una competencia académica, donde los estudiantes fabricarán vehículos de competición, que serán evaluados de acuerdo con las pruebas descritas en el presente reglamento.

Cada equipo debe asumir el rol de una empresa que se dedica a fabricar vehículos de competición. Esta empresa deberá tener un organigrama y flujos de trabajo claros, teniendo en cuenta que el componente organizacional del equipo también será evaluado.

COMISION REGLAMENTARIA:

La comisión reglamentaria está compuesta por:

- 3 funcionarios delegados por la Dirección de formación profesional.
- Mauricio Toro
- David Sierra

Esta comisión redactó el siguiente documento y estará encargada de animar un foro permanente de preguntas y respuestas sobre el mismo a través de Black Board (SENA). Las respuestas a estas preguntas y las clarificaciones a las normas realizadas a través de esta plataforma se convertirán en normas en caso tal de que no existan. El reglamento esta para que se cumpla. Si en este reglamento no se especifica que algo esta permitido es porque esta prohibido.

En la etapa de formación inicial de los equipos habrá un tiempo determinado para repasar las reglas y normas del concurso con el fin de aclarar todos los puntos.

La comisión podrá realizar todas las modificaciones al reglamento que estime pertinente teniendo como base un sustento técnico justificado.

1. GENERALIDADES

1.1. El vehículo debe tener cuatro ruedas, dos adelante y dos atrás.

1.1.1. La línea que une los dos parches de contacto de las ruedas delanteras debe tener un Angulo de 90 grados con el plano de simetría del vehículo.

1.1.2. La línea que une los dos parches de contacto de las ruedas traseras debe tener un Angulo de 90 grados con el plano de simetría del vehículo.

1.2. La distancia entre ejes mínima es de 2 metros.

1.3. El ancho máximo del vehículo es de 2 metros.

1.4. Se deben instalar dos espejos retrovisores, uno en cada lado del vehículo, con una superficie mínima de 100cm² cada uno.

1.5. Es obligatoria la instalación de una platina de mínimo 5mm de espesor con una perforación de 5cm de diámetro, dicha platina debe ser pintada en color rojo y sobresalir claramente en la parte trasera del vehículo para su arrastre en caso de avería.

1.6. La batería se deberá encontrar por fuera del habitáculo del piloto y deberá ser fijada mediante correas o material resistente a la corrosión. Esta debe además estar dentro de una caja de seguridad fabricada con un material aislante.

1.7. Se recomienda el uso de tornillería DIN grado 8 o su equivalente SAE grado 5.

1.8. La parte de la carrocería que cubre el motor, deberá estar fijada mediante pines de acceso rápido, y debe ser posible removerla en 10 segundos.

1.9. Una luz de freno ubicada en la parte trasera del vehículo deberá ser instalada, se recomienda el uso de LEDs.

1.10. No se permiten objetos en el habitáculo que puedan tener movilidad y afectar la integridad del piloto.

2. MOTOR

2.1. El motor a utilizar será entregado por la organización del evento, será un motor de motocicleta que está por definir. Las características son las siguientes:

2.1.1. 4 tiempos, 4 cilindros y refrigeración líquida

2.1.2. 1000 c.c. con alrededor de 180 HP

2.1.3. Sistema de arranque eléctrico

2.1.4. Caja de cambios incluida

2.1.5. Sistema de encendido eléctrico

2.1.6. Peso 68 Kg sin escape

2.2. Se permite el diseño de múltiples de escape (headers), la justificación de este debe estar en las memorias a presentar durante los eventos estáticos.

2.3. Se permite el cambio del filtro de aire, por un elemento comercial de una marca reconocida, y su desplazamiento a una posición más conveniente.

2.4. Cualquier modificación al cuerpo del acelerador o al múltiple de admisión del motor esta prohibida.

2.5. El filtro de aceite debe ser el original del motor y mantener su posición.

2.6. Los equipos son libres de instalar un intercambiador de calor para refrigerar el aceite.

2.7. El radiador y su ventilador son libres en marca, tamaño y ubicación.

2.8. La bomba de agua debe ser la original accionada mecánicamente.

2.9. El uso de un alternador es opcional, en caso de utilizarse este debe ser el original. Se aconseja a los equipos analizar la carga de la batería durante la competencia de duración.

2.10. El motor de arranque debe ser el original y debe encontrarse en la posición original.

- 2.11. No se permiten modificaciones físicas a calculador de la inyección (ECU) ni a los sensores y actuadores del sistema de inyección.
- 2.12. No se permite modificar la bomba de aceite
- 2.13. No se permite modificar el cárter del motor.
- 2.14. No se permite modificación alguna al grupo mecánico del motor (volante, pistones, bielas, cigüeñal, etc.) esto se verificará estudiando la velocidad del motor a ralenti (tolerancia 50 RPM)
- 2.15. El uso de un termostato es libre.
- 2.16. El uso de silenciadores y catalizadores es libre pero el sonido del vehículo no puede superar 120 decibeles a 5000RPM.

2.17. El vehículo debe cumplir con la normativa vigente en emisión de gases.

2.18. Se prohíbe el uso de cualquier sistema de sobrealimentación (Turbo, soplador, etc.)

2.19. El accionamiento del acelerador debe realizarse mediante una guaya conectada directamente al pedal de acelerador.

2.20. Todos los sensores del sistema de inyección deben estar instalados y operando. Se pondrá especial atención a la correcta instalación del sensor de oxígeno.

2.21. El uso de aditivos a la combustión está prohibido (óxido nítrico, propano, aditivos combustibles, etc.)

2.22. El motor debe ser instalado en el chasis, detrás del piloto.

3. EMBRAGUE

3.1. No se permiten cambios a la marca ni modificaciones al embrague.

3.2. No se permiten alteraciones a los mandos del embrague.

4. EJES DE TRANSMISION

4.1. El diseño de los ejes de transmisión depende de cada equipo, este deberá entregar memorias de diseño. La dirección técnica se permite la libertad de descalificar cualquier vehículo cuyo diseño de ejes no la satisfaga.

4.2. Esta prohibido el uso de soldadura en los ejes.

5. LLANTAS Y RINES

5.1. Las llantas serán las oficiales entregadas por la organización, estas serán llantas de calle, con labrado de alto desempeño.

5.2. Los rines serán entregados por la organización y tendrán un diámetro de 14”.

6. FRENOS

6.1. Las mordazas (caliper) de frenos serán entregadas por la organización.

6.2. Los discos de freno serán entregados por la organización.

6.2.1. Se permite la perforación y el alivianado de estos, siempre y cuando se sustente mediante cálculos.

6.2.2. Se permite el mecanizado de ranuras de hasta 1mm de profundidad en las caras de los discos para aumentar su “mordida” y limpiar las plaquetas.

6.3. El sistema de frenos deberá consistir de dos circuitos separados, accionados por dos bombas de freno entregadas por la organización. Uno de estos circuitos debe controlar los frenos delanteros y otro los traseros.

6.4. Un pedal de freno con regulación de distribución de frenado será entregado por la organización del evento.

6.5. Una longitud de línea de freno y un número de racores será entregado a cada equipo por la organización.

7. SUSPENSIÓN

7.1. El vehículo deberá presentar una suspensión que permita un movimiento relativo entre las ruedas y el chasis de mínimo una pulgada (25.4 mm)

7.2. La parte exterior de la suspensión (porta manguetas, manguetas, manzana, rodamientos, etc.) Será suministrada por la organización.

7.3. La suspensión debe ser de doble tijera (superior e inferior).

7.4. La geometría de la suspensión y el método de accionamiento y posición de los amortiguadores es libre.

7.5. El anclaje de las tijeras de suspensión al chasis deberá realizarse mediante esferas (rotulas).

7.6. Los resortes y amortiguadores serán entregados por la organización.

7.7. La altura mínima del suelo del vehículo es de 5 cm.

8. DIRECCIÓN

8.1. La cremallera (caja) de dirección será suministrada por la organización.

9. CHASIS

9.1. El chasis es de libre configuración y diseño pero debe presentar una jaula de seguridad que debe exhibir los siguientes elementos. El uso del material se restringe a un acero entre el siguiente rango: AISI SAE 1008-1020.

9.2.

b a
c d
e g f

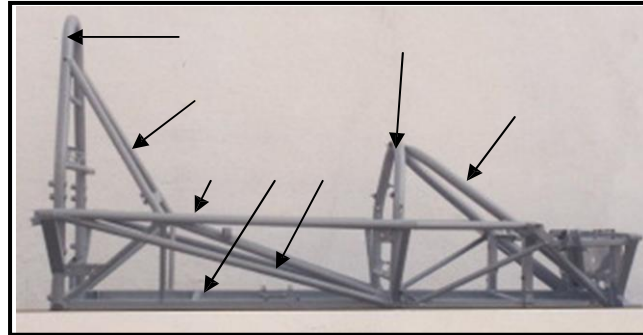


Figura 1. Elementos de jaula antivuelco

| Letra | Nombre de elemento |
|-------|----------------------------|
| A | Aro delantero |
| B | Aro trasero |
| C | Riostre aro trasero |
| D | Riostre aro delantero |
| E | Miembro lateral superior |
| F | Miembro lateral intermedio |
| G | Miembro lateral inferior |

9.3. La jaula antivuelco tiene como objetivo proteger al piloto en caso de volcadura, impacto con una barrera de seguridad u otro vehículo. Debe ser diseñada para resistir fuerzas verticales originadas por el peso del carro sobre la jaula y fuerzas longitudinales y laterales originadas por el deslizamiento de la jaula sobre el suelo en caso de volcadura.

9.4. El riostre del aro trasero y los demás elementos de la jaula antivuelco que puedan entrar en contacto con el casco del piloto en caso de accidente deberán estar cubiertos con espuma (como se usa en las bicicletas de los niños).

9.5. Ninguna parte de la jaula antivuelco deberá generar un agarre aerodinámico.



9.6. El diseño de la jaula antivuelco deberá impedir el ingreso del motor al compartimiento del piloto.

9.7. Todos los elementos de la jaula antivuelco se deberán fabricar en tubería de acero, de acuerdo con las siguientes especificaciones. Los equipos estarán obligados a presentar un certificado del material que demuestra que esta norma se cumplió:

Tipo de tubería

Diámetro 1 ½ “ espesor 1.8mm (calibre 14)

9.8. El aro trasero se deberá fabricar utilizando las siguientes reglas:



9.8.1. El aro trasero se deberá fabricar a partir de un tramo continuo de tubería. (sin soldadura) que parte del piso del vehículo y termina en el piso.

9.8.2. El radio mínimo de dobléz es de 3 veces el diámetro de la tubería.

9.8.3. La parte mas alta del aro trasero deberá estar al menos 2.5" (5cm) mas alta que el casco del piloto en posición sentada, con el arnés de seguridad asegurado.

9.8.4. Una línea recta imaginaria entre la parte alta del aro trasero y la parte alta del aro delantero, deberá pasar por encima del casco del piloto.

9.8.5. El aro posterior deberá encontrarse como máximo a 10cm de la parte más trasera del piloto en vista lateral.

9.8.6. El perfil exterior del aro trasero, en vista frontal, deberá en todo momento estar a una distancia de al menos 5cm del contorno del piloto en posición sentada con el arnés de seguridad amarrado.

9.8.7. Una tubería que permita el anclaje del arnés de seguridad deberá ubicarse de manera horizontal en el aro trasero de la manera indicada:

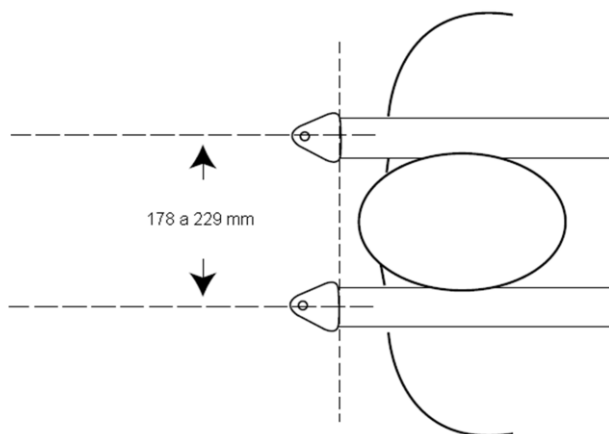


Figura 2. Instalación correcta de arnés de seguridad en vista superior

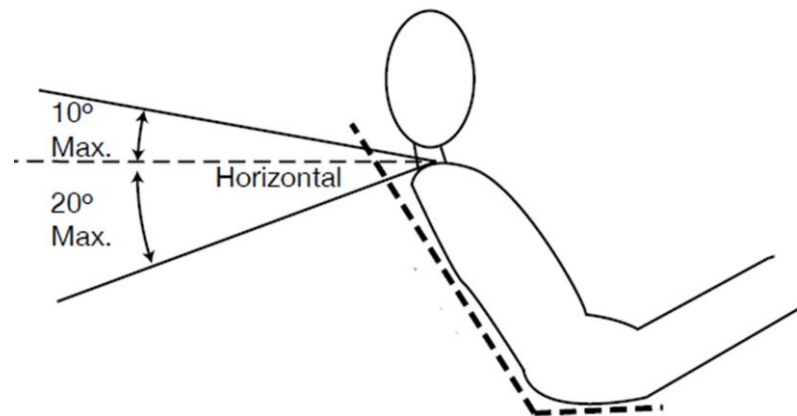


Figura 3. Instalación del arnés de seguridad en vista lateral.

9.9. El aro trasero deberá presentar dos ríostres que salen hacia delante desde una distancia no superior a 20cm de la parte mas alta y que debe estar a un ángulo de mínimo 30 grados con respecto al aro. Si estos ríostres no van hasta el aro delantero una estructura triangular deberá utilizarse para darle rigidez al anclaje como se muestra en la figura 1.

9.10. El aro delantero se deberá fabricar utilizando las siguientes reglas:


9.10.1. El aro delantero se deberá fabricar a partir de un tramo continuo de tubería. (sin soldadura) que parte del piso del vehículo y termina en el piso.

9.10.2. El radio mínimo de doblez es de 3 veces el diámetro de la tubería.

9.10.3. El aro delantero no debe ser más bajo que la parte más alta del volante.

9.10.4. Este debe empezar en el suelo del vehículo y terminar en el mismo al otro lado.

9.10.5. El aro delantero no podrá estar a más de 250mm delante del volante.

 9.11. El aro delantero deberá presentar dos ríostres que salen hacia delante desde su parte mas alta y que terminan al menos 10 cm. por delante de la suela de los pies del piloto. Estos dos ríostres se pueden entrecruzar formando un ríostre en cruz.

9.12. Los miembros laterales superiores se deben encontrar a una altura no superior a 40 cm. y no inferior a 30cm. del suelo y unir los aros delantero y trasero.

9.13. Los miembros laterales inferiores deberán estar ubicados a la altura del suelo del vehículo y unir los aros delantero y trasero.



9.14. Los miembros laterales intermedios deben triangular el paralelogramo formado entre los miembros laterales inferiores y superiores como se muestra en la figura 1.

9.15. La suela del zapato del piloto, cuando tiene el pie sobre el pedal de freno no puede estar mas adelante que el centro de las ruedas delanteras.

10. CARROCERÍA

10.1. La carrocería debe ser de tipo formula (con las ruedas descubiertas).

10.2. La carrocería deberá cubrir el vehículo en su totalidad desde la parte delantera hasta la parte trasera, exceptuando las entradas de aire y pequeñas aberturas que permitan la salida de los brazos de suspensión.

10.3. A excepción de los alerones y la intersección con el suelo, todas las aristas de la carrocería deberán presentar un redondeo de al menos 1 cm. de radio, y la parte frontal de la nariz y los pontones laterales deberán presentar redondeos de al menos 3 cm. de radio.

10.4. El material de la carrocería es libre. Se recomienda el uso de materiales compuestos.

11. ALERÓN Y ELEMENTOS AERODINAMICOS

11.1. El uso de alerones delanteros y traseros es libre, se deben cumplir las siguientes medidas:



11.1.1. Distancia entre la parte exterior de la llanta delantera hacia la parte frontal máxima: 700mm

11.1.2. Distancia entre la parte exterior de la llanta trasera hacia la parte trasera máxima: 700mm

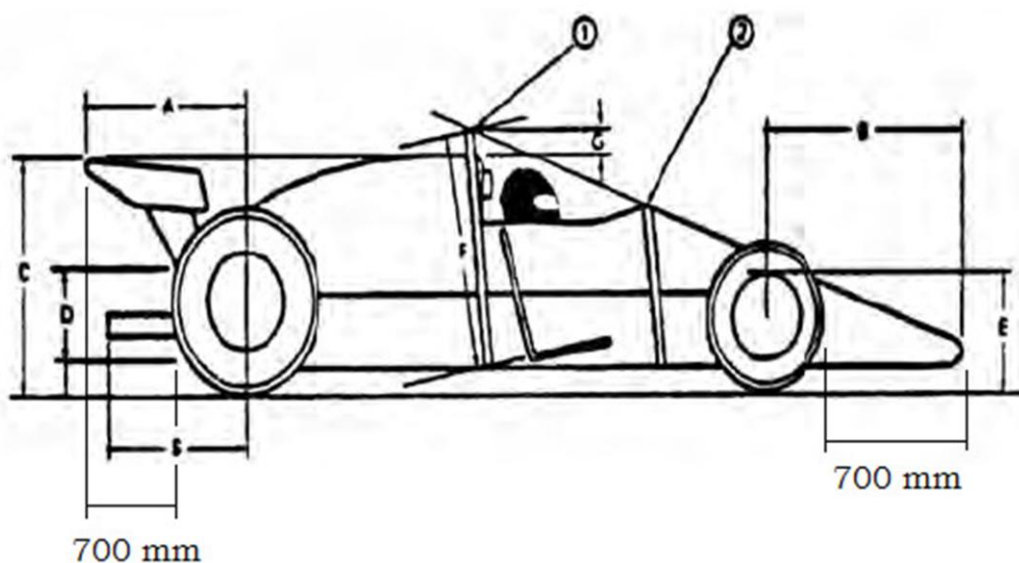


Figura 4 Esquema de distancia de alerones

11.1.3. El alerón trasero debe de estar por debajo de la parte más alta de la jaula antivuelco

11.1.4. Todos los componentes aerodinámicos deben estar montados rígidamente al chasis

11.1.5. El suelo entre la parte trasera de la llanta frontal y la parte delantera de la llanta de atrás debe ser completamente plano (para evitar el efecto suelo)

11.1.6. Los perfiles de ala utilizados para los alerones deben estar dentro de los perfiles NACA de 4 dígitos.

12. HABITACULO

12.1. La integridad del habitáculo del piloto desde los pies hasta la parte de atrás de su espalda debe ir protegida por una célula de supervivencia. Esta célula debe estar aislada de los conductos y componentes mecánicos.

12.2. El tablero frontal debe presentar como instrumentación mínima un tacómetro, un indicador de temperatura de agua, un indicador de presión de aceite y un indicador de voltaje del sistema eléctrico. El resto de instrumentos es libre.

12.3. El arnés de seguridad debe ser una pieza homologada para la competición y será proveída por la organización.

12.4. El arnés de seguridad deberá ser instalado de acuerdo con las figuras 2 y 3.

13. SEGURIDAD

13.1. 2 interruptores maestro uno interno y otro externo deberán ser instalados. Estos interruptores deberán cortar el circuito entero del vehículo sin importar la velocidad del motor. Deberán estar claramente señalizados con las calcomanías entregadas por la organización.

13.2. Una celda de combustible de competición homologada será proveída por la organización. El almacenaje de combustible dentro del vehículo en cualquier otro tipo de tanque será prohibido.

13.3. El vehículo deberá contar con un sensor de impacto que corte el suministro eléctrico.

13.4. El vehículo debe presentar el extintor suministrado por la organización instalado rígidamente en la posición que el equipo desee.

13.4.1. Este debe presentar dos manillas de accionamiento, una dentro del habitáculo del vehículo y la otra al exterior del vehículo claramente señalizada.

13.5. Debe existir una estructura deformable de absorción de impactos frontal anclada de manera rígida al chasis que permita que en caso de impacto, el vehículo se desacelere desde una velocidad de 16m/s hasta cero sin presentar una desaceleración superior a 25g. Este elemento deberá estar por delante de la estructura rígida del chasis.

13.5.1. Este elemento se deberá sustentar con cálculos y se deberán presentar evidencias de ensayos prácticos donde se verifican estos cálculos. (Se recomienda realizar una compresión en una prensa de un prototipo, midiendo la fuerza de compresión).

13.5.2. Los elementos de este tipo con una longitud inferior a 52cm. no serán permitidos.

14. DEFINICIÓN DE PRUEBAS

Las pruebas serán divididas en dos tipos: estáticas y dinámicas y la calificación total se dará sobre 1000 puntos.

14.1. PRUEBAS ESTÁTICAS

14.1.1. Prueba de Seguridad (Puntaje: 25)

14.1.1.1. Se cronometrará el tiempo que un piloto estando abrochado con el arnés de seguridad y agarrado al timón se toma en abandonar el vehículo luego de una señal auditiva.

14.1.1.2. Cada equipo tendrá 5 intentos para realizar esta prueba. Se tomará el mejor resultado de los 5 intentos.

14.1.1.3. Vehículos con un tiempo superior a 5 segundos no podrán competir en las pruebas dinámicas.

14.1.2. Presentación general (Puntaje: 50)

14.1.2.1. Un grupo de 3 miembros del equipo realizará una presentación de máximo 40 minutos que deberá contener:

14.1.2.1.1. Descripción de la metodología de trabajo.

14.1.2.1.2. Justificación de elecciones tecnológicas.

14.1.2.1.3. Descripción de las pruebas realizadas antes del evento y los resultados obtenidos.

14.1.2.1.4. Análisis de las ventajas y desventajas del diseño seleccionado.

14.1.3. Diseño e Ingeniería (Puntaje: 150)

14.1.3.1. Entrega de todas las memorias de cálculo

14.1.3.2. Análisis del vehículo por un panel de 10 profesionales externos.

14.1.3.3. Sesión de preguntas y respuestas

14.1.4. Análisis Organizacional (Puntaje: 100)

14.1.4.1. Mediante una presentación oral de máximo 30 minutos, los directores de cada equipo demostrarán el funcionamiento empresarial del equipo sustentando el presupuesto y la gestión.

14.1.5. Seguimiento (Puntaje: 75)

14.1.5.1. La nota asignada a este punto será asignada por el equipo asesor y evaluará en 3 visitas a cada equipo los siguientes aspectos:

14.1.5.1.1. Cumplimiento del cronograma y justificación de retrasos.

14.1.5.1.2. Seguridad en el área de trabajo

14.1.5.1.3. Cumplimiento del reglamento

14.1.5.1.4. Competencia (capacidades) del equipo técnico

14.1.5.1.5. Metodología de trabajo

14.2. PRUEBAS DINÁMICAS

14.2.1. Aceleración / Desaceleración (Puntaje: 75)

14.2.1.1. Un Piloto profesional realizará una aceleración desde 0 a 100 Km./h. Cuando llegue a esta velocidad el piloto frenará a la máxima capacidad del vehículo y se medirá la distancia recorrida.

14.2.1.2. El Piloto profesional será el mismo para esta prueba y será seleccionado por la organización.

14.2.1.3. Para esta prueba cada equipo tendrá 3 intentos y será el mejor de los 3 resultados el que se tomará en cuenta.

14.2.2. Tenida en curva (Puntaje: 50)

14.2.2.1. En esta prueba el piloto será el miembro del equipo constructor designado anteriormente para ser piloto.

14.2.2.2. Se trazará un círculo de 50 metros de radio y el piloto deberá seguir este círculo a la velocidad máxima posible por el vehículo. Este realizará 5 vueltas de las cuales se tomarán todos los tiempos y el mejor tiempo será escogido.

14.2.3. Prueba contrarreloj (Puntaje: 100)

14.2.3.1. El Piloto profesional (designado por la organización) realizará 3 vueltas a un circuito mixto (existen rectas como curvas a derecha e izquierda). Se tomará en cuenta el tiempo obtenido en la segunda vuelta (la primera es la vuelta de salida de pits y la tercera es la vuelta de reingreso a los pits).

14.2.3.2. Esta prueba determina el orden de salida para la prueba de duración.

14.2.4. Economía de combustible (Puntaje: 75)

14.2.4.1. El vehículo será pesado antes de la prueba de duración.

14.2.4.2. El vehículo será pesado inmediatamente después de terminada la prueba de duración

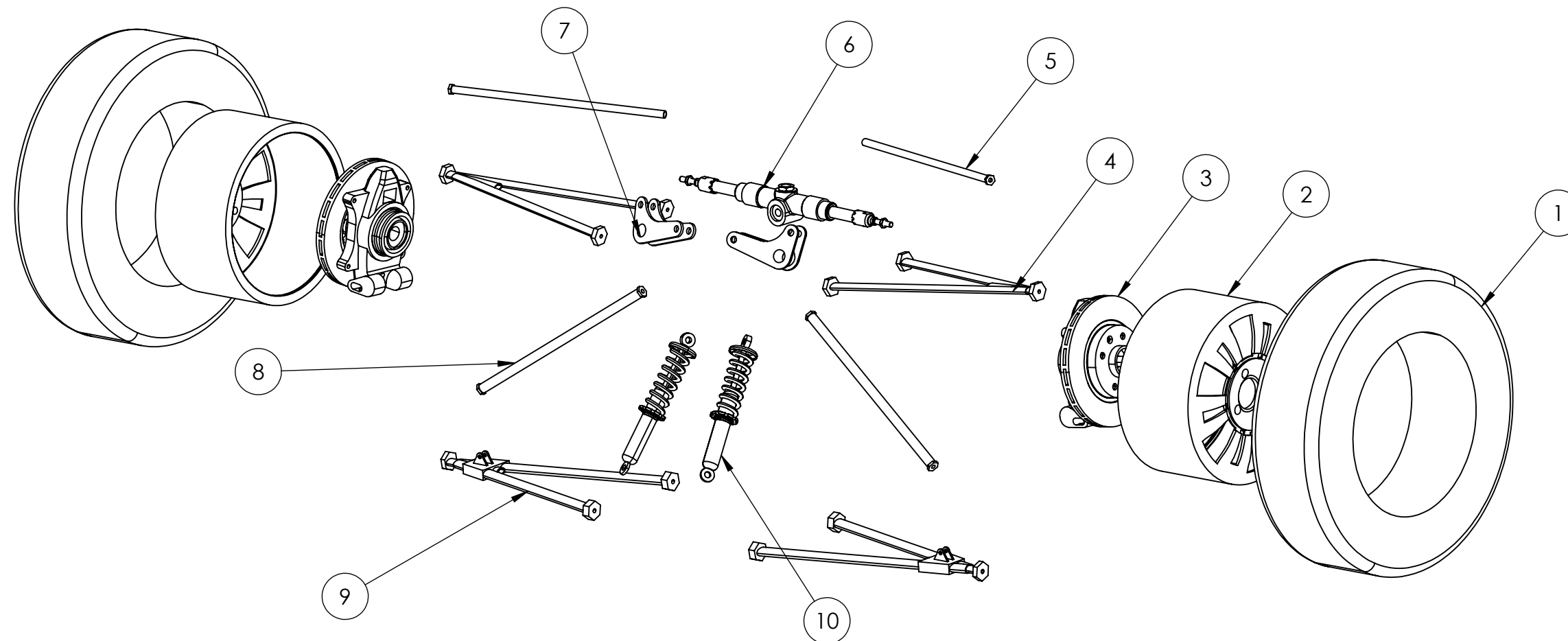
14.2.5. Prueba de duración (Puntaje: 300)

14.2.5.1. Se recorrerá una distancia de 50km con todos los vehículos en un circuito determinado. El piloto será el piloto designado por cada equipo y todos los vehículos correrán al mismo tiempo.

14.2.5.2. Los vehículos deberán realizar el recorrido satisfactoriamente y el puntaje se otorgará teniendo en cuenta el tiempo que cada vehículo haya utilizado para completar el recorrido, otorgando el mayor puntaje al menor tiempo y a los demás proporcionalmente.

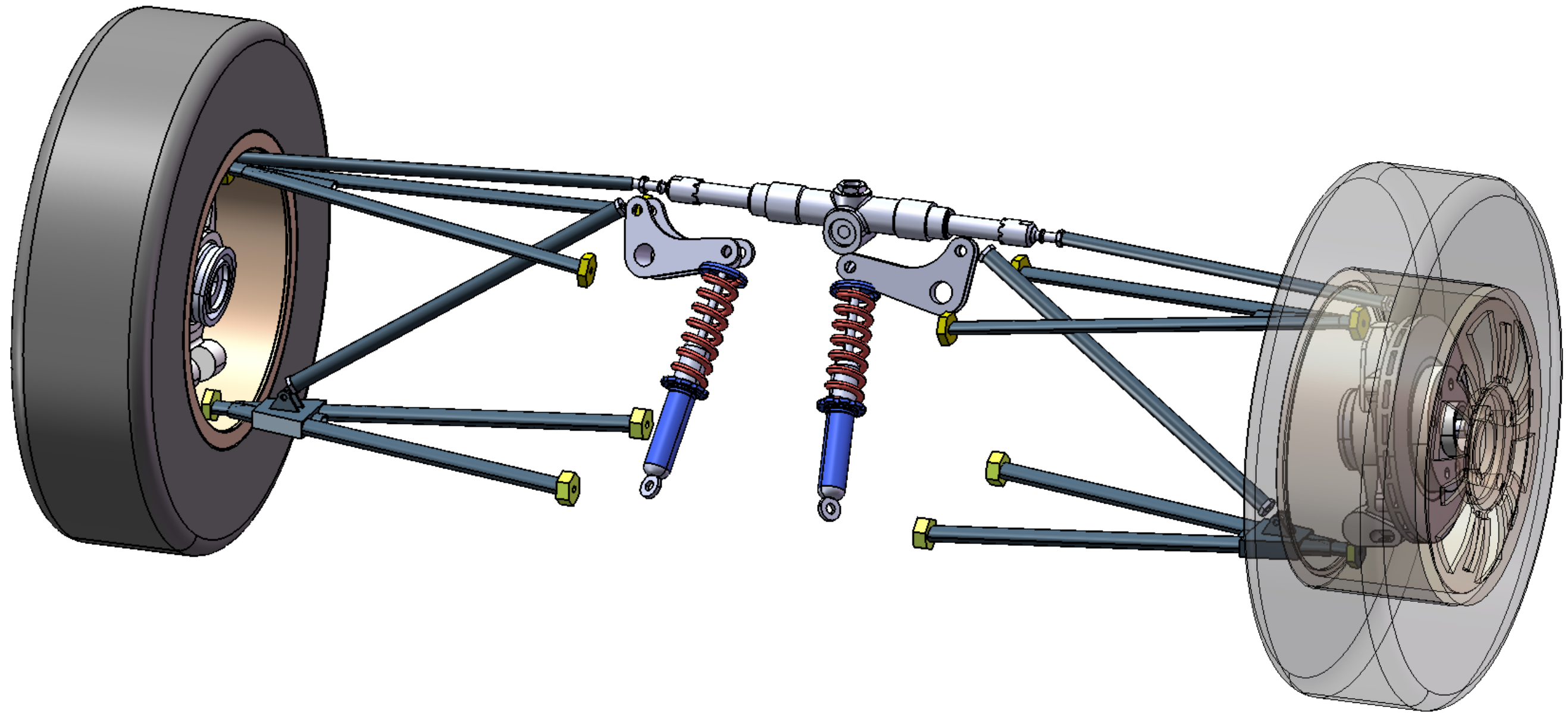
14.2.5.3. Cualquier comportamiento determinado inseguro por los comisionados de la carrera será causal de descalificación inmediata e inapelable del equipo.

ANEXO F PLANOS.



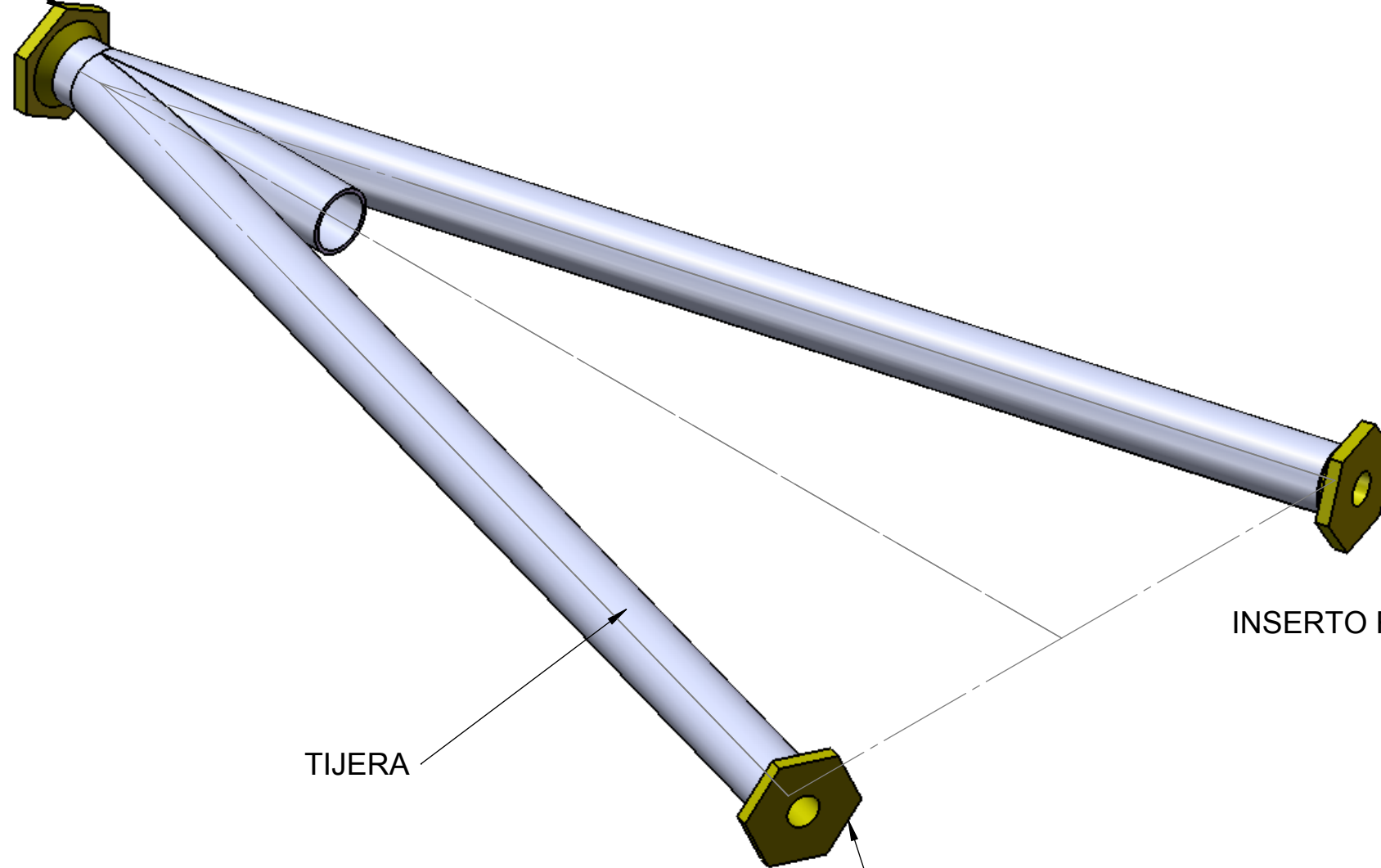
| | | | |
|-------------|----------------------------|--------------|----------------------|
| 10 | CONJ. RESORTE-AMORTIGUADOR | 2 | |
| 9 | TIJERA INFERIOR FRONTAL | 2 | ACERO 4130 |
| 8 | PUSH BAR FRONTAL | 2 | ACERO 4130 |
| 7 | ROCKER FRONTAL | 2 | AL. 7075-T6 |
| 6 | CAJA DIRECCIÓN | 1 | |
| 5 | TIE ROD FRONTAL | 2 | ACERO 4130 |
| 4 | TIJERA SUPERIOR FRONTAL | 2 | ACERO 4130 |
| 3 | PORTA MASAS | 2 | |
| 2 | RIN | 2 | R14 |
| 1 | NEUMATICO | 2 | TIPO 60X185 R14 |
| ITEM | DESCRIPCIÓN | CANT. | OBSERVACIONES |

| | | | |
|------------------------|------------|--|---|
| FECHA | 17/05/2010 | UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER | ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA |
| DIBUJÓ | A DUARTE | | |
| REVISÓ | R JAIMES | | |
| NORMA ISO | PROYECTO | ESTUDIO Y DISEÑO DE LA TRANSMISIÓN Y SISTEMA DE SUSPENSIÓN DE UN MONOPLAZA PARA LA FÓRMULA SENA | CONTIENE: EXPLOSIÓN SUSPENSIÓN FRONTAL |
| ESCALA: 1:10 | | | MATERIAL: |
| | | | PLANO: 0-01-00-00 |
| | | COTAS EN MM Y ANGULOS EN GRADOS | |



| | | | |
|-----------------------|---|--|---|
| FECHA | 17/05/2010 | UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER | ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA |
| DIBUJÓ | A DUARTE | | |
| REVISÓ | R JAIMES | | |
| NORMA ISO | PROYECTO ESTUDIO Y DISEÑO DE LA TRANSMISIÓN Y SISTEMA DE SUSPENSIÓN DE UN MONOPLAZA PARA LA FÓRMULA SENA | | CONTIENE: ENSAMBLE SUSPENSIÓN FRONTAL |
| ESCALA: 1:5 | COTAS EN MM Y ANGULOS EN GRADOS | | MATERIAL: PLANO: 0-01-00-01 |

INSERTO ROSCADO

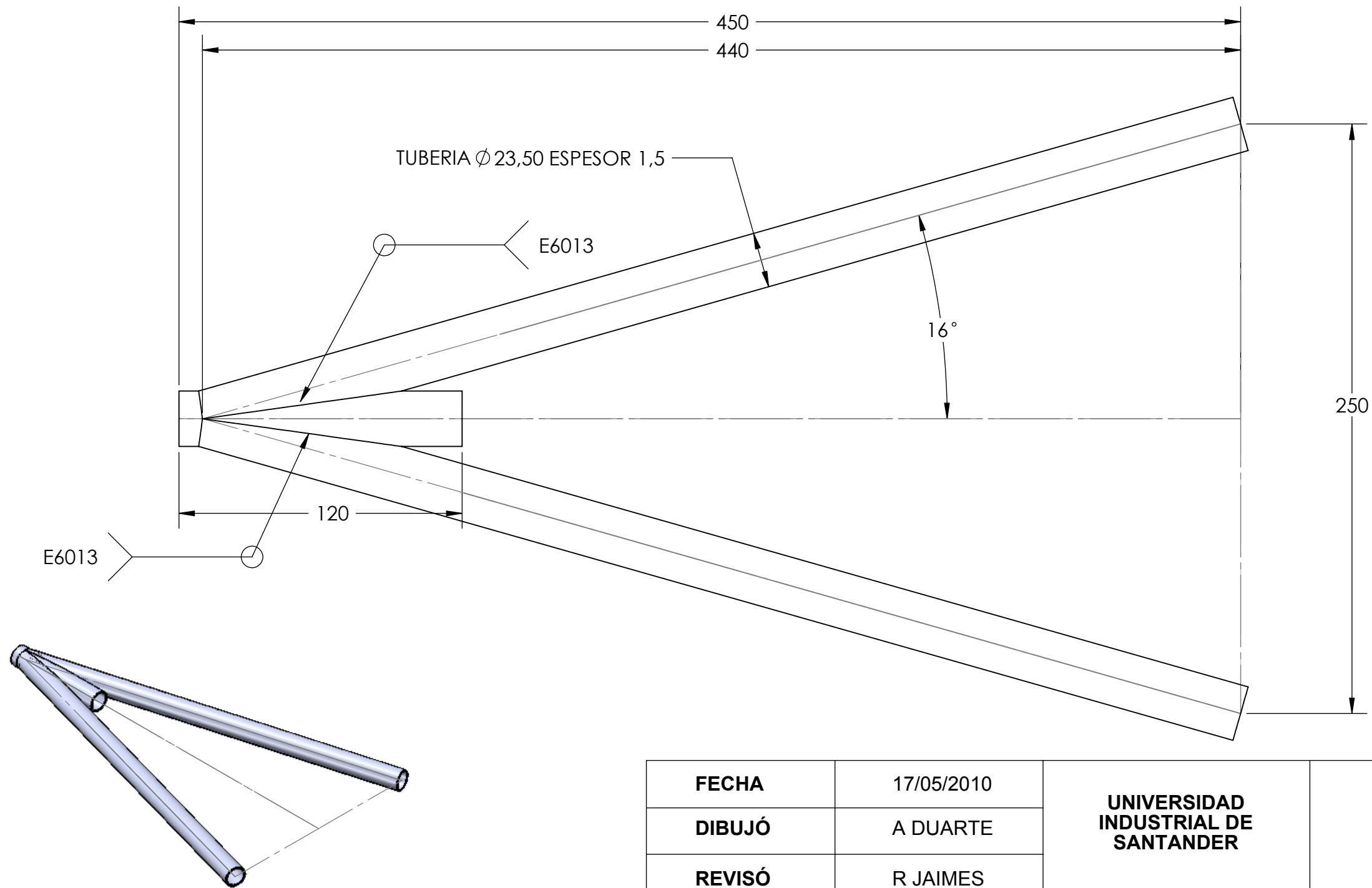


INSERTO ROSCADO

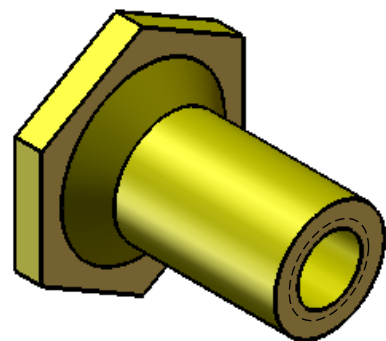
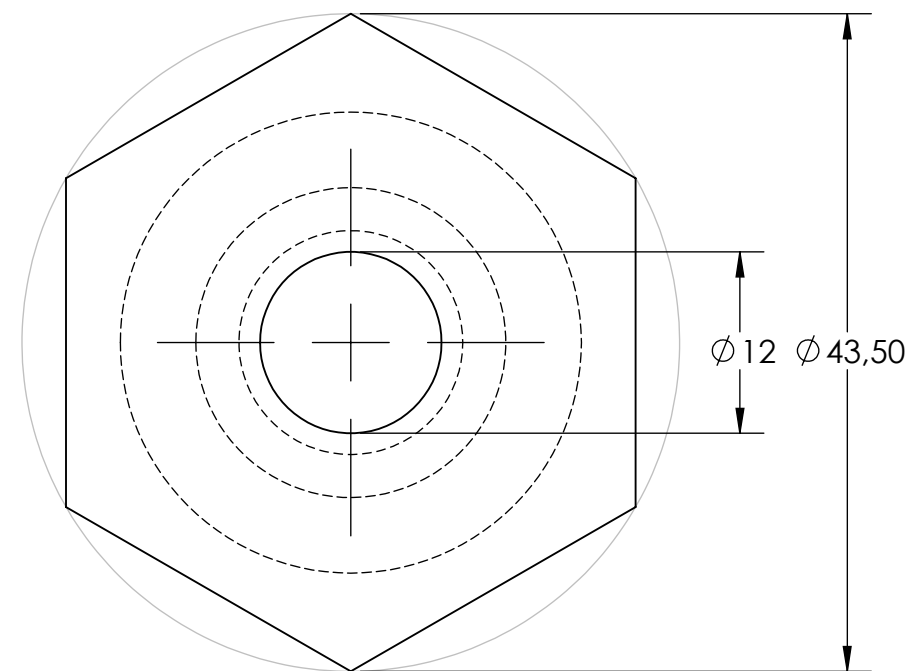
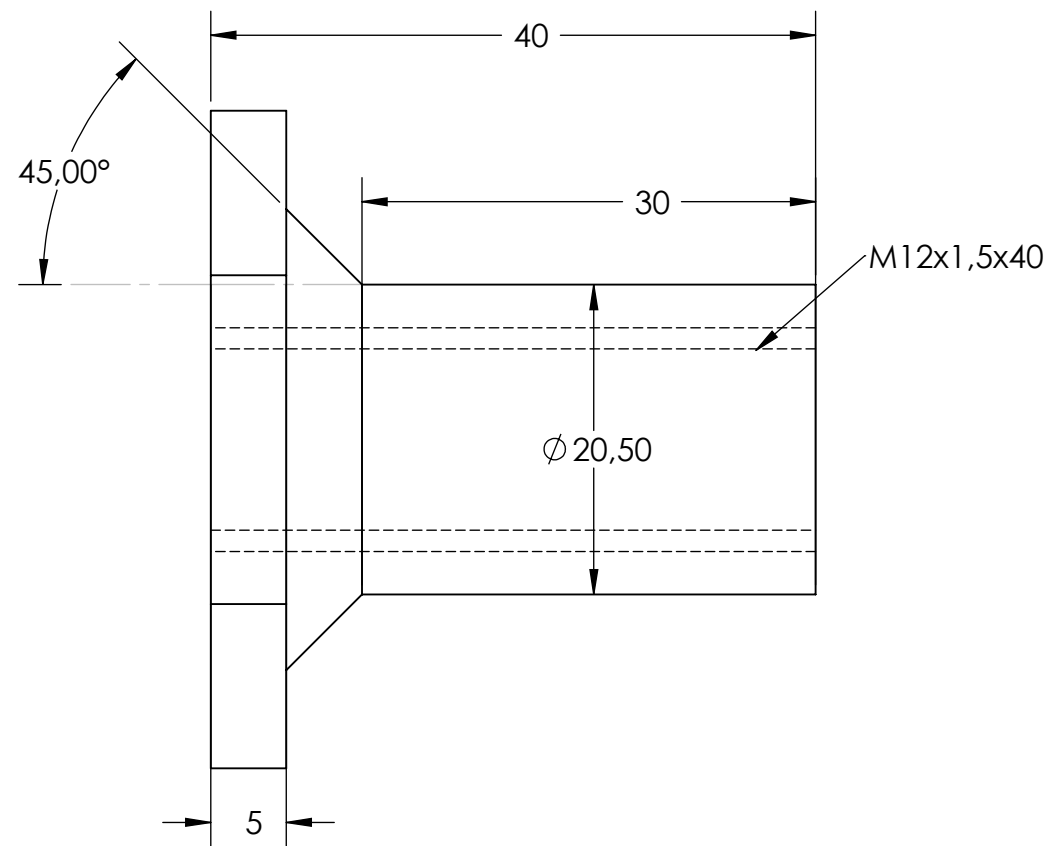
TIJERA

INSERTO ROSCADO

| | | | |
|-----------------------|---|---|---------------------------------------|
| FECHA | 17/05/2010 | UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER | ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA |
| DIBUJÓ | A DUARTE | | |
| REVISÓ | R JAIMES | | |
| NORMA ISO | PROYECTO ESTUDIO Y DISEÑO DE LA TRANSMISIÓN Y SISTEMA DE SUSPENSIÓN DE UN MONOPLAZA PARA LA FÓRMULA SENA COTAS EN MM Y ANGULOS EN GRADOS | CONTIENE: TIJERA FRONTAL SUPERIOR CONJUNTO | |
| ESCALA: 1:2 | | MATERIAL: | |
| | | PLANO: 0-01-01-00 | |

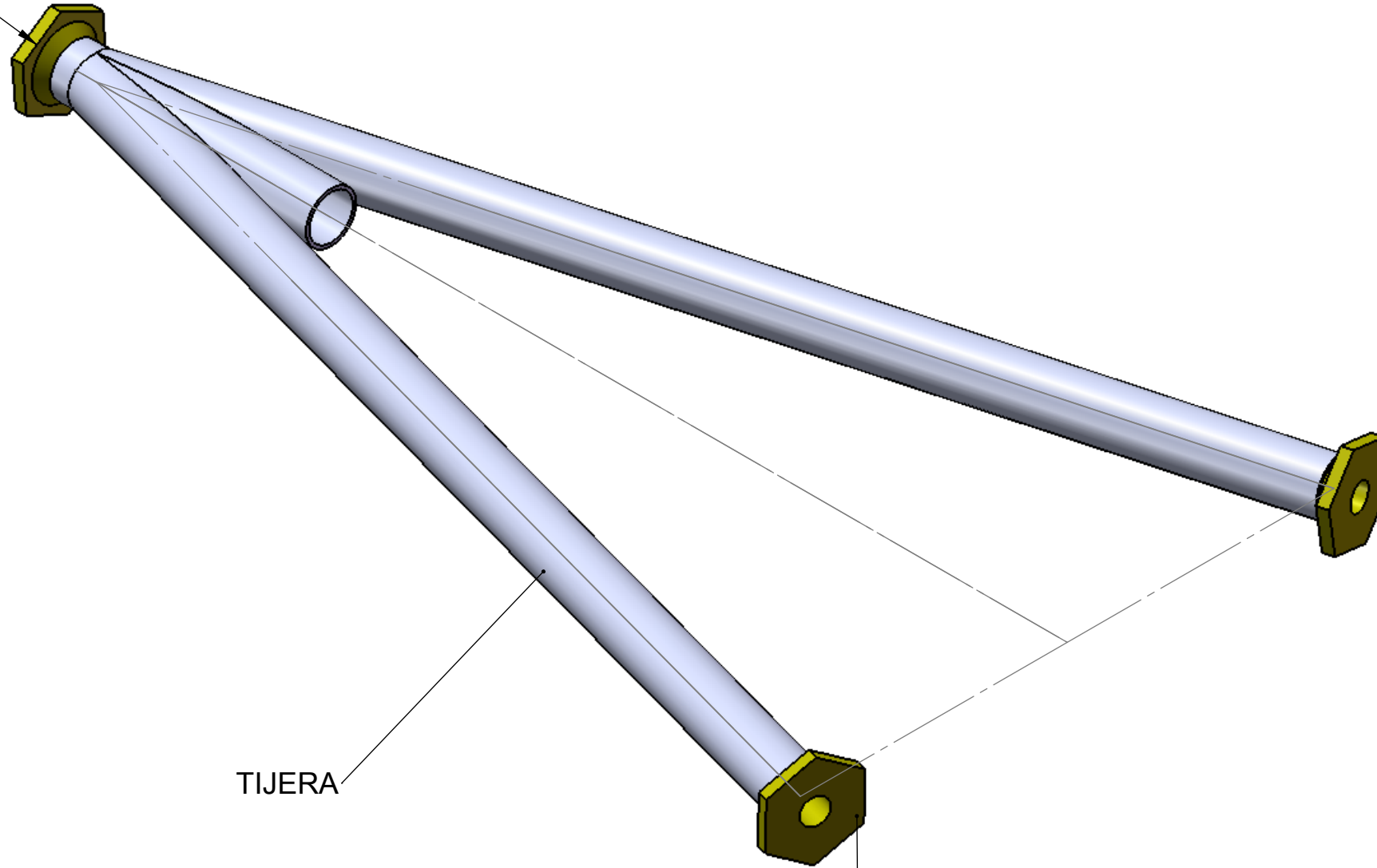


| | | | |
|-----------------------|--|--|---------------------------------------|
| FECHA | 17/05/2010 | UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER | ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA |
| DIBUJÓ | A DUARTE | | |
| REVISÓ | R JAIMES | | |
| NORMA ISO | PROYECTO ESTUDIO Y DISEÑO DE LA TRANSMISIÓN Y SISTEMA DE SUSPENSIÓN DE UN MONOPLAZA PARA LA FÓRMULA SENA | | CONTIENE: TIJERA FRONTAL SUPERIOR |
| ESCALA: 1:2 | COTAS EN MM Y ANGULOS EN GRADOS | | MATERIAL: ACERO 4130 |
| | | | PLANO: 0-01-01-01 |



| | | | |
|---|---|--|---------------------------------------|
| FECHA | 17/05/2010 | UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER | ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA |
| DIBUJÓ | A DUARTE | | |
| REVISÓ | R JAIMES | | |
|  | PROYECTO ESTUDIO Y DISEÑO DE LA TRANSMISIÓN Y SISTEMA DE SUSPENSIÓN DE UN MONOPLAZA PARA LA FÓRMULA SENA | | CONTIENE: INSERTO ROSCADO |
| ESCALA: 2:1 | COTAS EN MM Y ANGULOS EN GRADOS | | MATERIAL: ACERO 1045 |
| | | | PLANO: 0-01-01-02 |

INSERTO ROSCADO

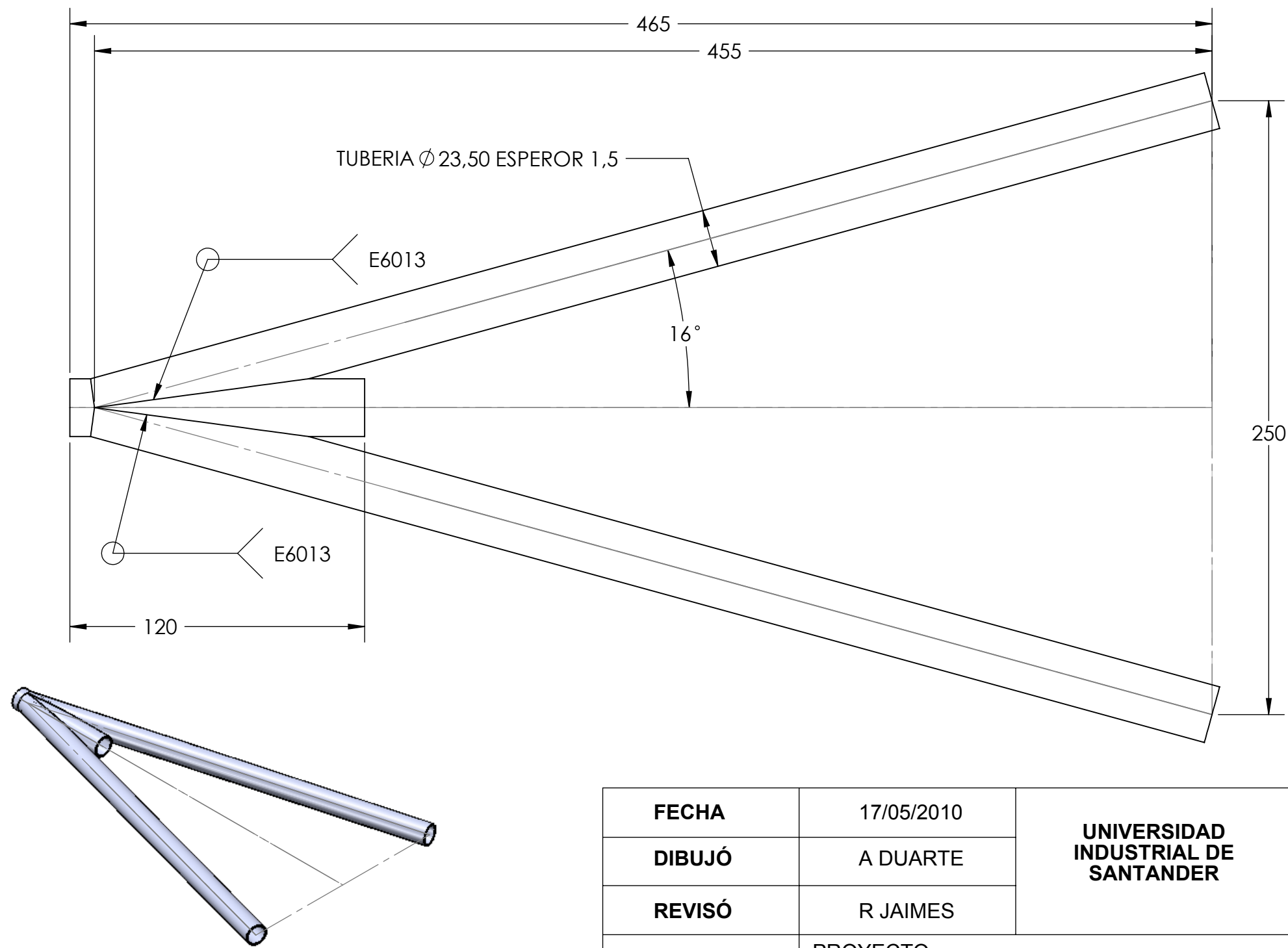


INSERTO ROSCADO

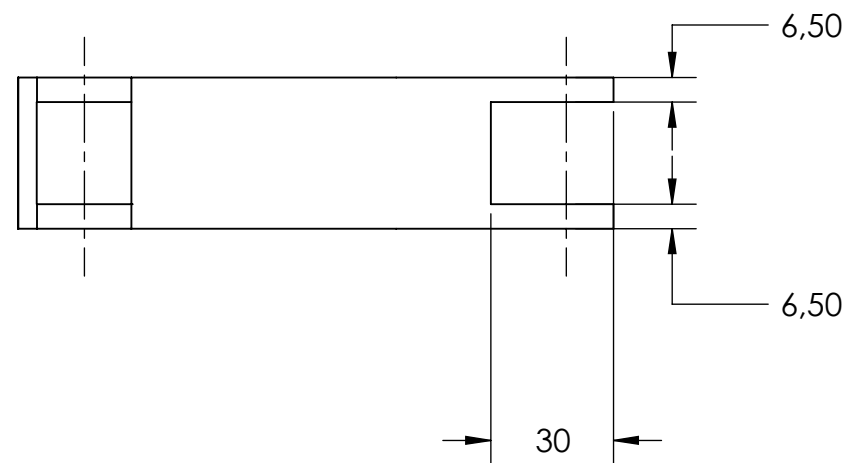
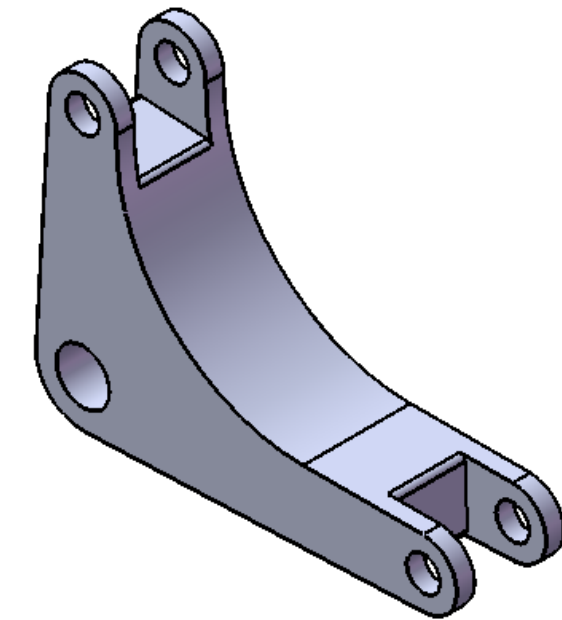
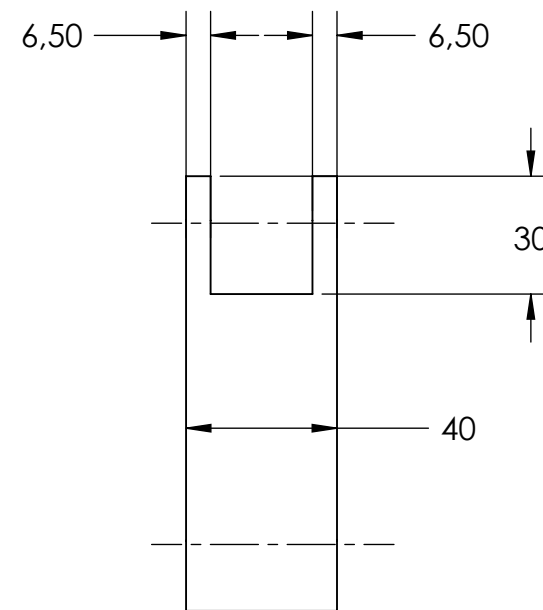
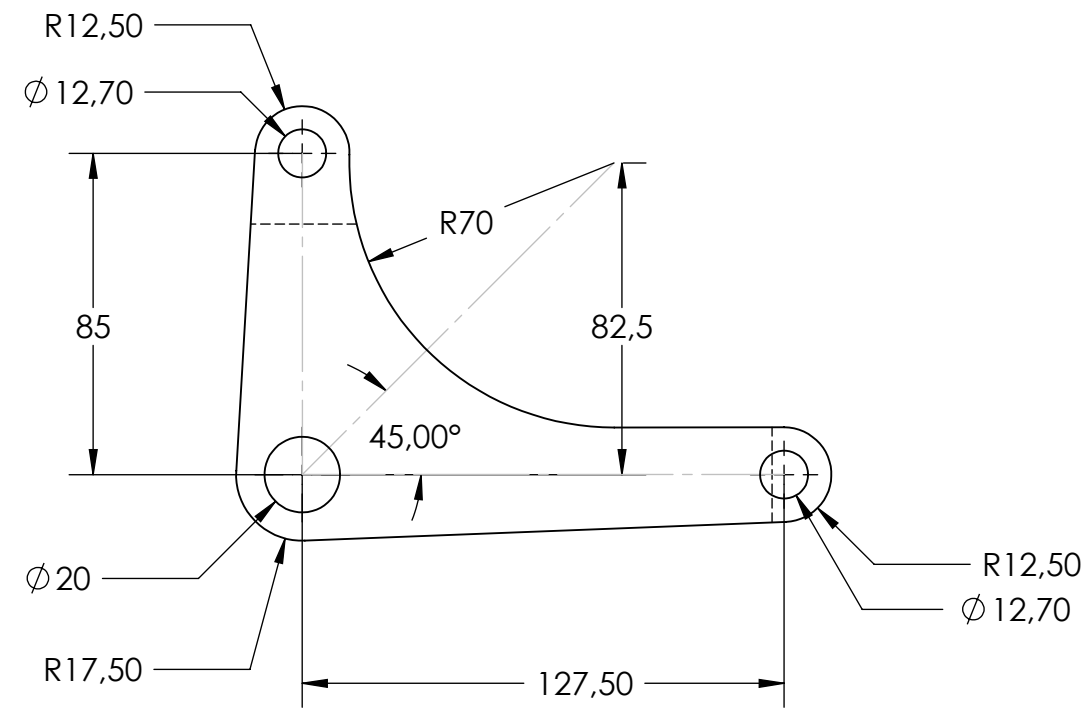
TIJERA

INSERTO ROSCADO

| | | | |
|-----------------------|---|---|---------------------------------------|
| FECHA | 17/05/2010 | UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER | ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA |
| DIBUJÓ | A DUARTE | | |
| REVISÓ | R JAIMES | | |
| NORMA ISO | PROYECTO ESTUDIO Y DISEÑO DE LA TRANSMISIÓN Y SISTEMA DE SUSPENSIÓN DE UN MONOPLAZA PARA LA FÓRMULA SENA COTAS EN MM Y ANGULOS EN GRADOS | CONTIENE: TIJERA FRONTAL INFERIOR CONJUNTO | |
| ESCALA: 1:2 | | MATERIAL: | |
| | | PLANO: 0-01-02-00 | |

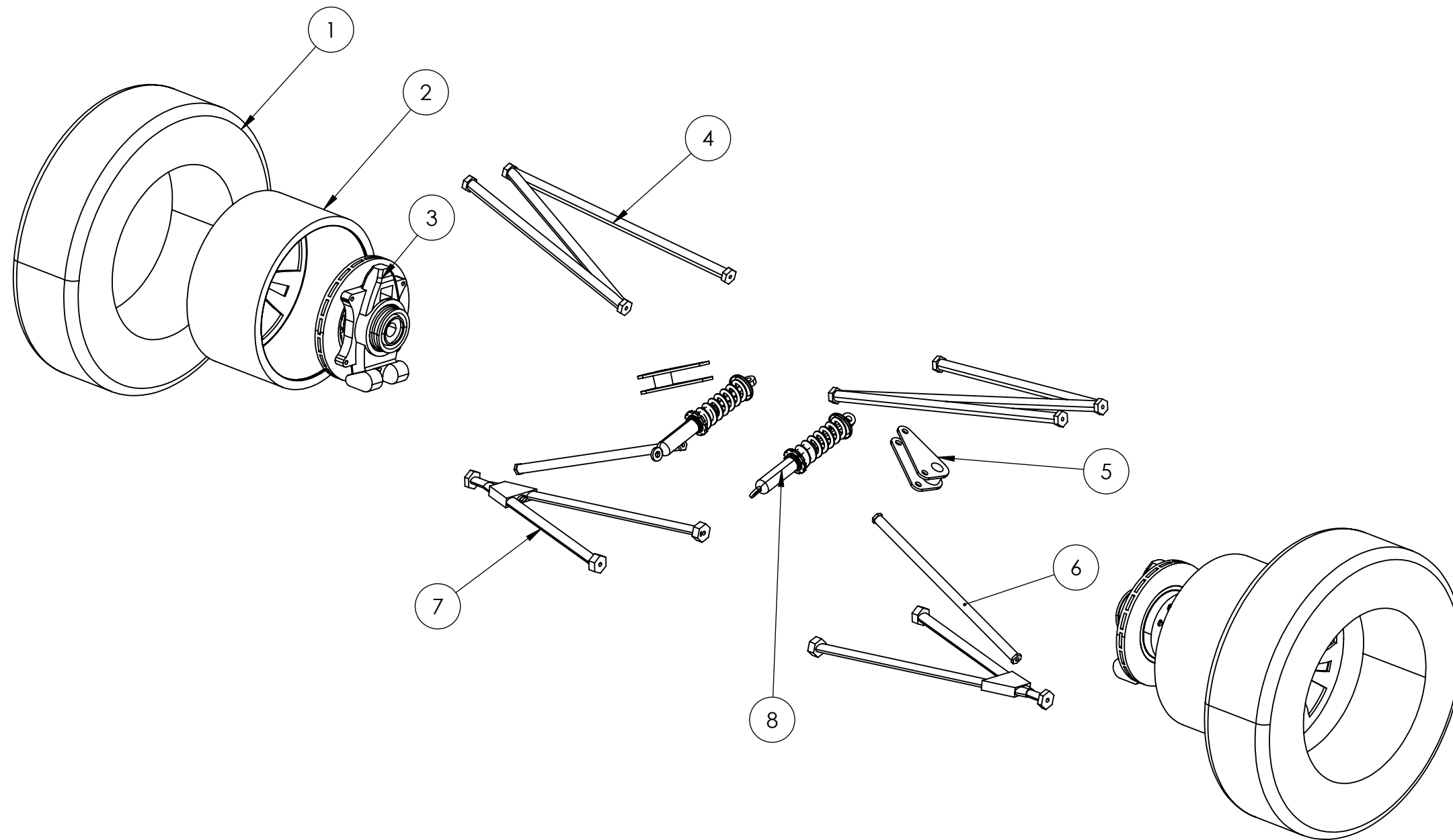


| | | | |
|-----------------------|--|--|---------------------------------------|
| FECHA | 17/05/2010 | UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER | ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA |
| DIBUJÓ | A DUARTE | | |
| REVISÓ | R JAIMES | | |
| NORMA ISO | PROYECTO ESTUDIO Y DISEÑO DE LA TRANSMISIÓN Y SISTEMA DE SUSPENSIÓN DE UN MONOPLAZA PARA LA FÓRMULA SENA | | CONTIENE: TIJERA FRONTAL INFERIOR |
| ESCALA: 1:2 | COTAS EN MM Y ANGULOS EN GRADOS | | MATERIAL: ACERO 4130 |
| | | | PLANO: 0-01-02-01 |



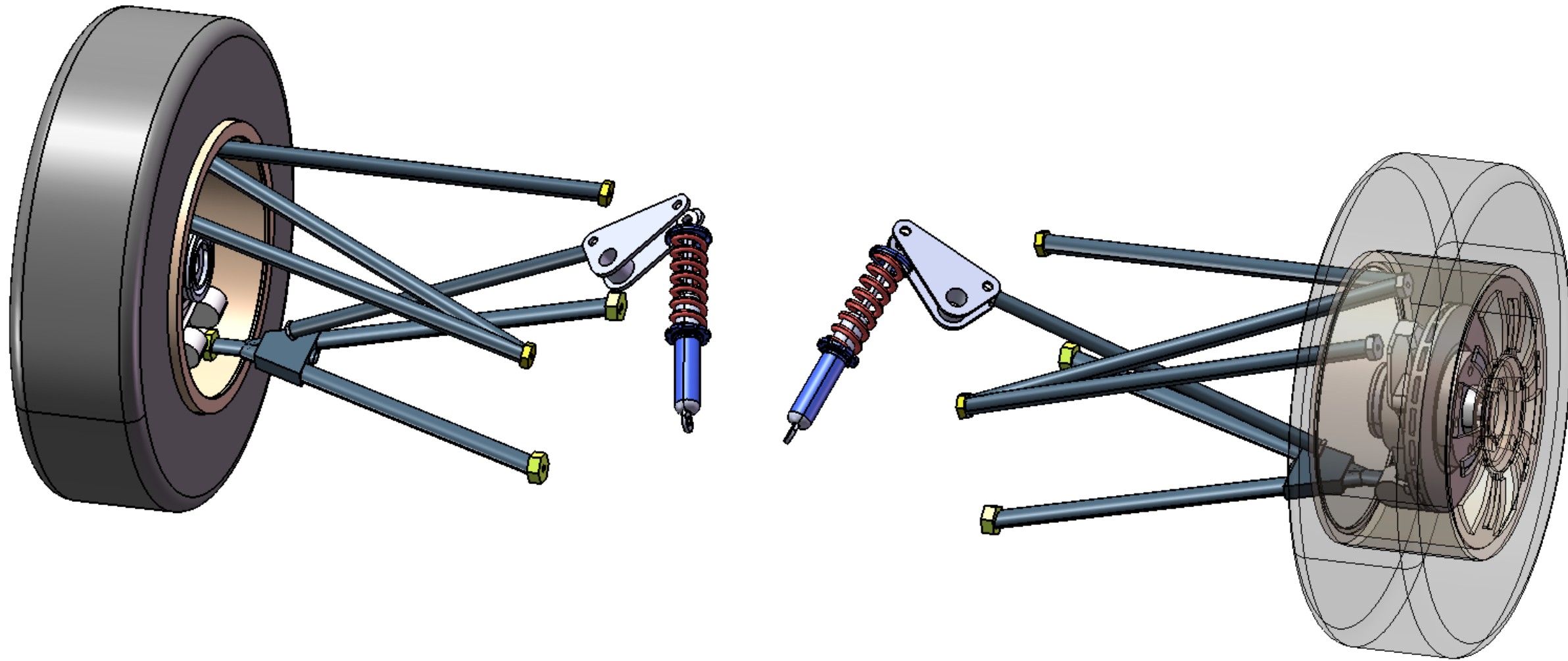
TODOS LOS REDONDEOS DE RADIO 2MM

| | | | |
|---|---|--|---------------------------------------|
| FECHA | 17/05/2010 | UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER | ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA |
| DIBUJÓ | A DUARTE | | |
| REVISÓ | R JAIMES | | |
|  | PROYECTO ESTUDIO Y DISEÑO DE LA TRANSMISIÓN Y SISTEMA DE SUSPENSIÓN DE UN MONOPLAZA PARA LA FÓRMULA SENA | | CONTIENE: ROCKER FRONTAL |
| ESCALA: 1:2 | COTAS EN MM Y ANGULOS EN GRADOS | | MATERIAL: AL. 7075 T6 |
| | | | PLANO: 0-01-03-00 |

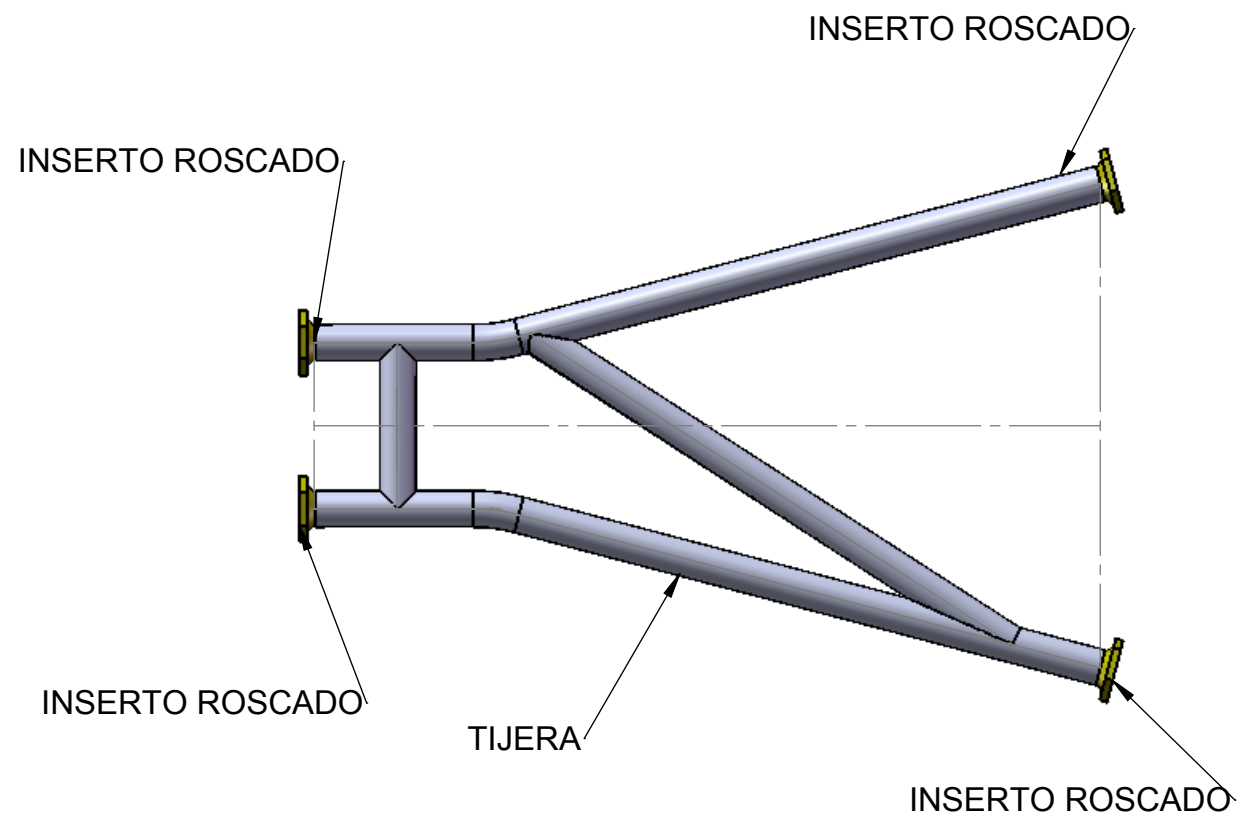


| ITEM | DESCRIPCIÓN | CANT. | OBSERVACIONES |
|------|----------------------------|-------|-----------------|
| 8 | CONJ. RESORTE-AMORTIGUADOR | 2 | |
| 7 | TIJERA INFERIOR TRASERA | 2 | ACERO 4130 |
| 6 | PUSH BAR TRASERA | 2 | ACERO 4130 |
| 5 | ROCKER TRASERO | 2 | AL. 7075-T6 |
| 4 | TIJERA SUPERIOR TRASERA | 2 | ACERO 4130 |
| 3 | PORTA MASAS | 2 | |
| 2 | RIN | 2 | R14 |
| 1 | NEUMATICO | 2 | TIPO 60X185 R14 |

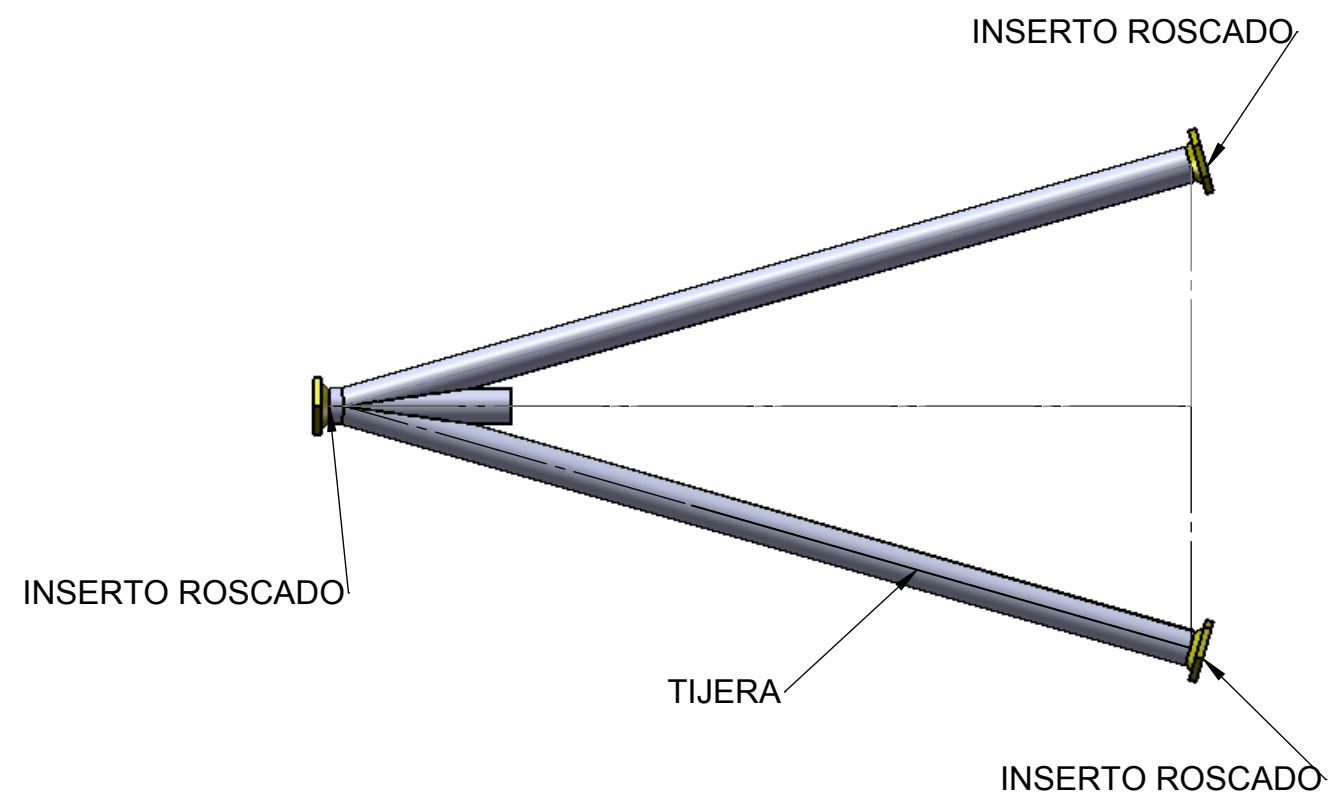
| | | | |
|------------------------|------------|--|---|
| FECHA | 17/08/2010 | UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER | ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA |
| DIBUJÓ | A DUARTE | | |
| REVISÓ | R JAIMES | | |
| NORMA ISO | PROYECTO | ESTUDIO Y DISEÑO DE LA TRANSMISIÓN Y SISTEMA DE SUSPENSIÓN DE UN MONOPLAZA PARA LA FÓRMULA SENA | CONTIENE: EXPLOSIÓN SUSPENSIÓN TRASERA |
| ESCALA: 1:10 | | | MATERIAL: |
| | | COTAS EN MM Y ANGULOS EN GRADOS | PLANO: 0-02-00-00 |



| | | | |
|-----------------------|---|--|---|
| FECHA | 17/05/2010 | UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER | ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA |
| DIBUJÓ | A DUARTE | | |
| REVISÓ | R JAIMES | | |
| NORMA ISO | PROYECTO ESTUDIO Y DISEÑO DE LA TRANSMISIÓN Y SISTEMA DE SUSPENSIÓN DE UN MONOPLAZA PARA LA FÓRMULA SENA | | CONTIENE: ENSAMBLE SUSPENSIÓN TRASERA |
| ESCALA: 1:5 | COTAS EN MM Y ANGULOS EN GRADOS | | MATERIAL: PLANO: 0-02-00-01 |

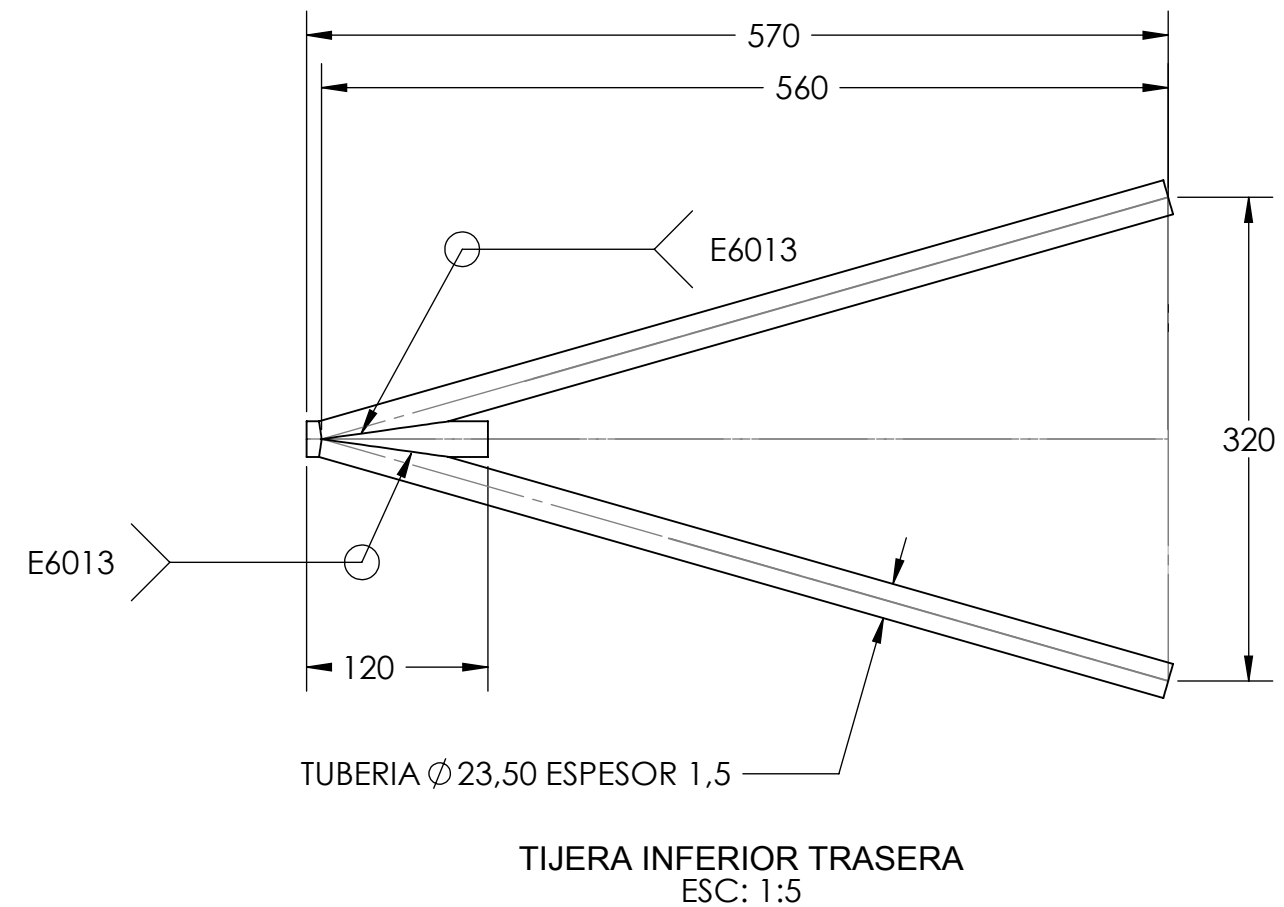
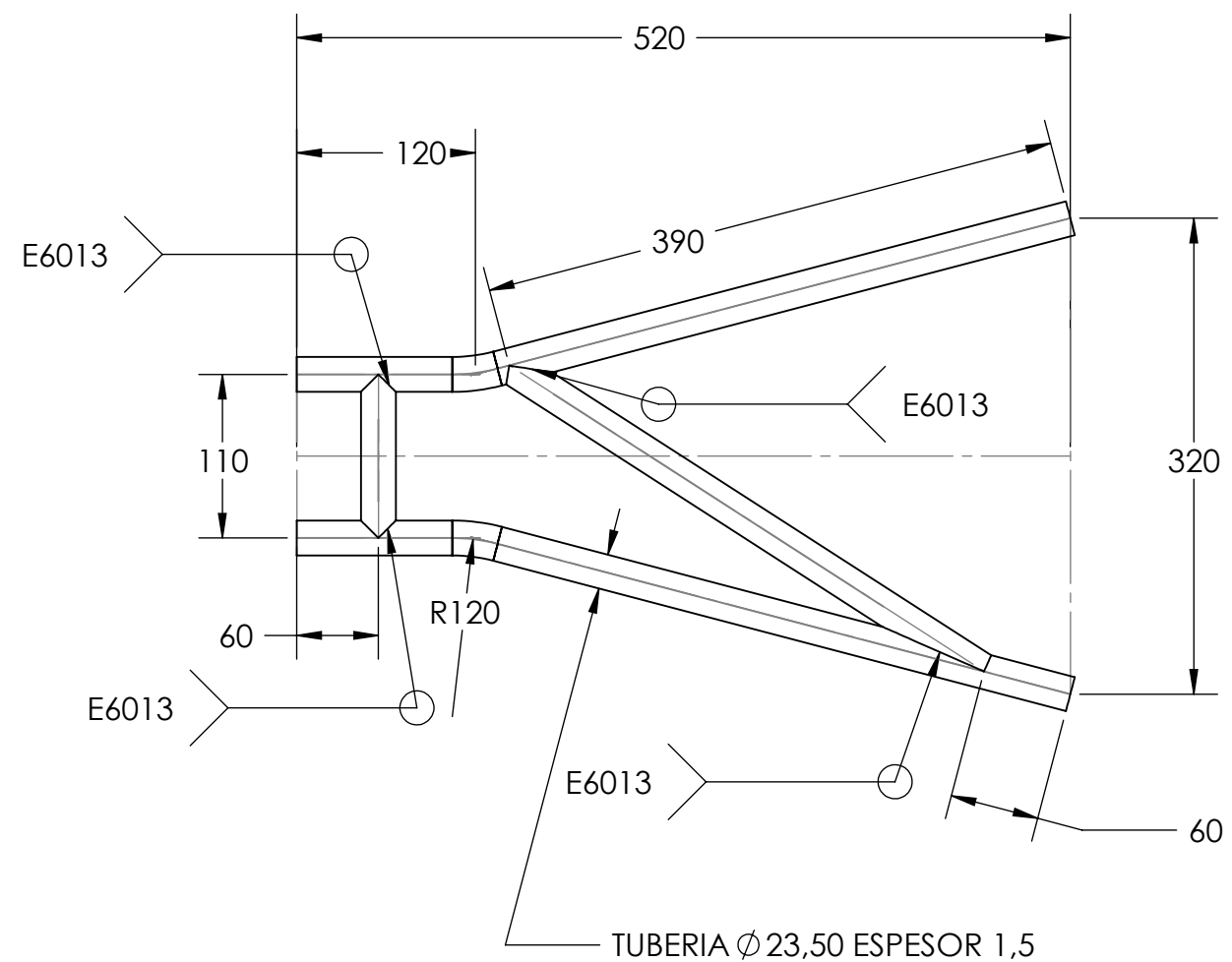


**TIJERA TRASERA SUPERIOR
CONJUNTO**
ESC: 1:5

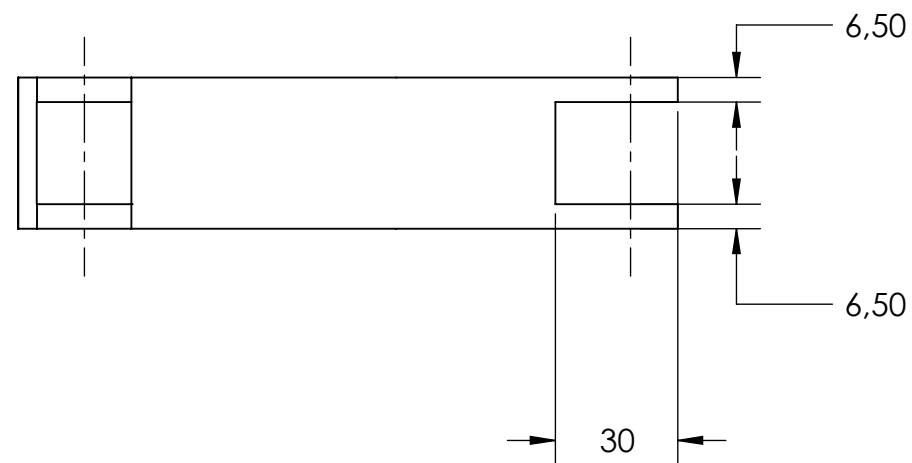
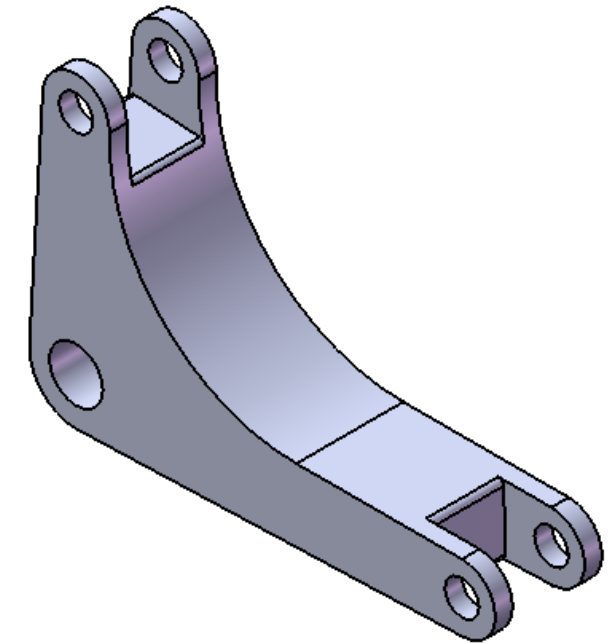
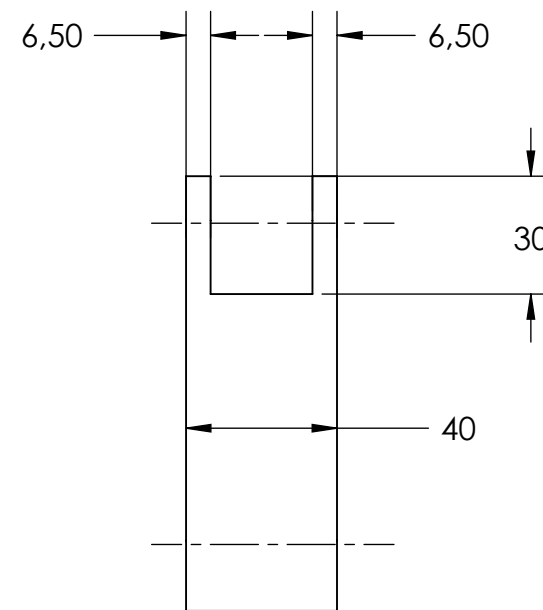
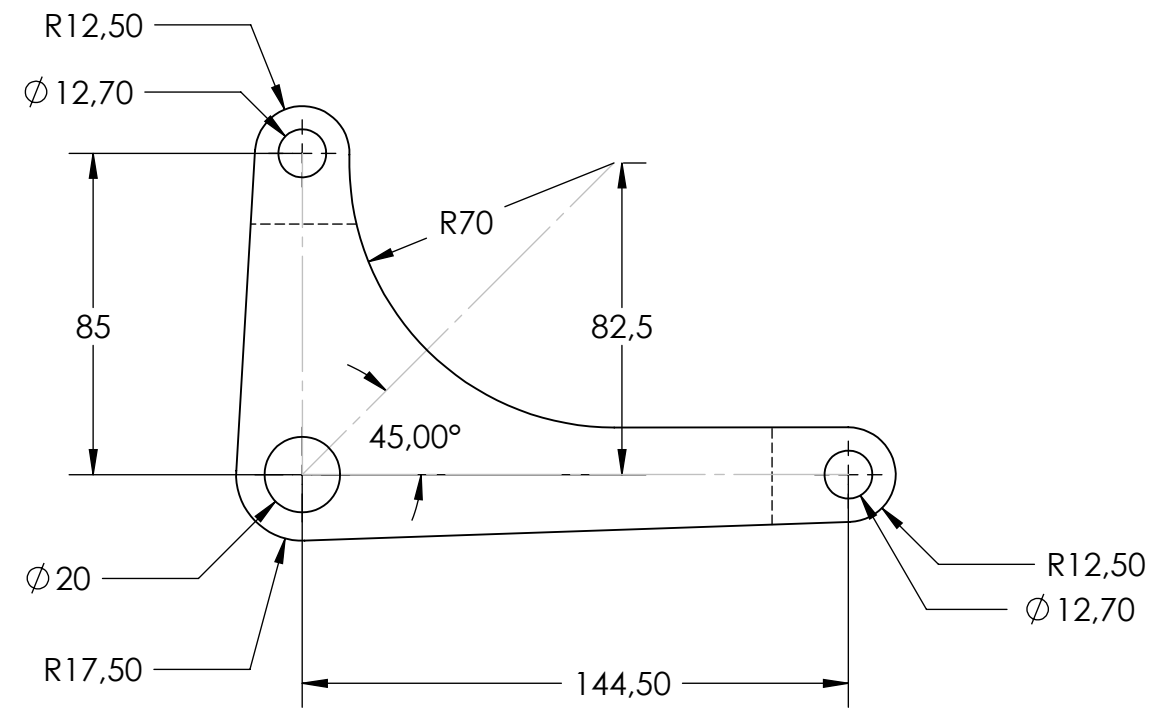


**TIJERA TRASERA INFERIOR
CONJUNTO**
ESC: 1:5

| | | | |
|-----------------------------|---|--|---|
| FECHA | 17/05/2010 | UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER | ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA |
| DIBUJÓ | A DUARTE | | |
| REVISÓ | R JAIMES | | |
| NORMA ISO | PROYECTO ESTUDIO Y DISEÑO DE LA TRANSMISIÓN Y SISTEMA DE SUSPENSIÓN DE UN MONOPLAZA PARA LA FÓRMULA SENA | | CONTIENE: INDICADO |
| ESCALA: INDICADA | COTAS EN MM Y ANGULOS EN GRADOS | | MATERIAL: |
| | | | PLANO: 0-02-01-00 |

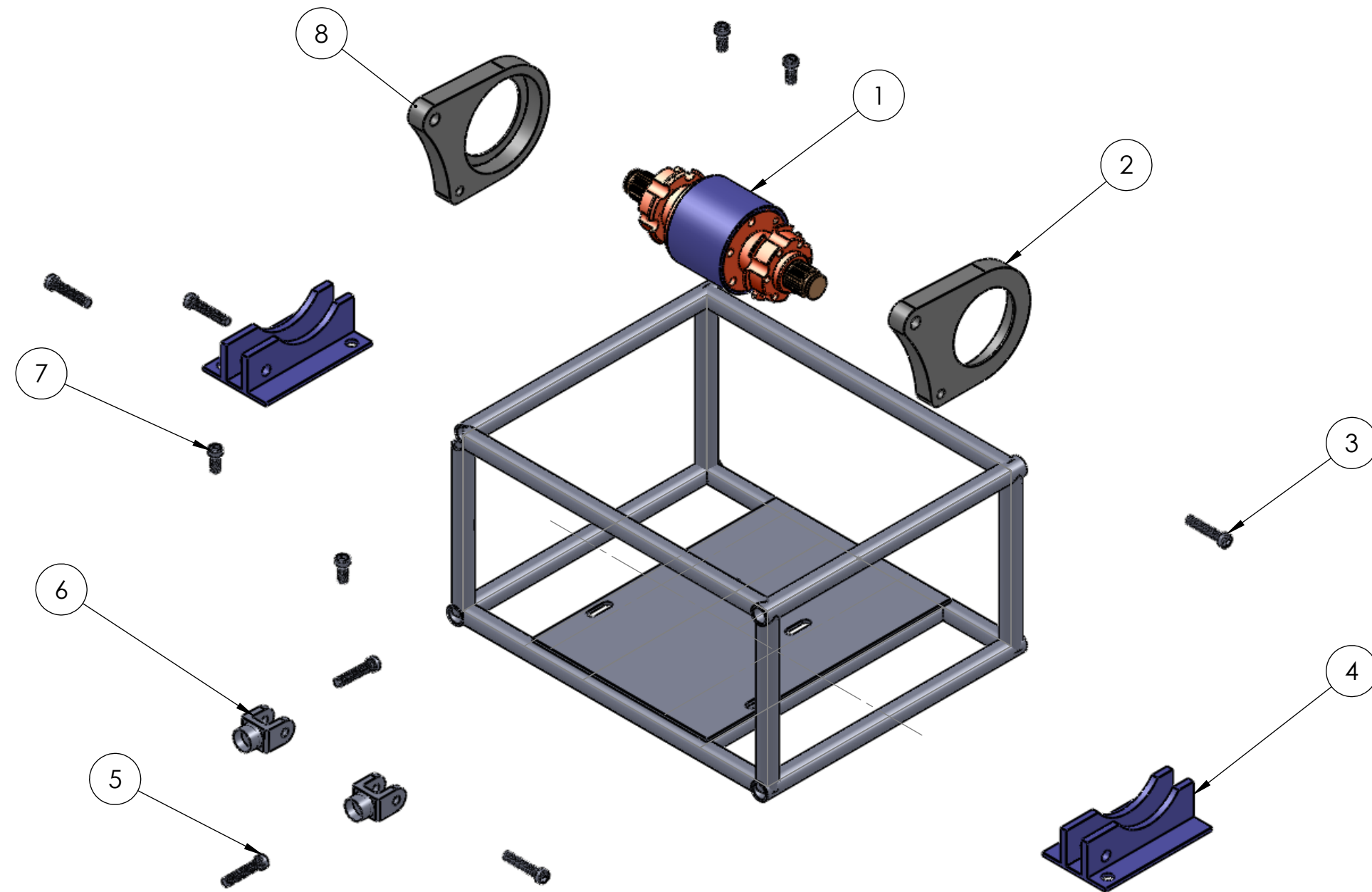


| | | | |
|-------------------------|------------|---|---------------------------------------|
| FECHA | 17/05/2010 | UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER | ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA |
| DIBUJÓ | A DUARTE | | |
| REVISÓ | R JAIMES | | |
| NORMA ISO | PROYECTO | ESTUDIO Y DISEÑO DE LA TRANSMISIÓN Y SISTEMA DE SUSPENSIÓN DE UN MONOPLAZA PARA LA FÓRMULA SENA COTAS EN MM Y ANGULOS EN GRADOS | CONTIENE: INDICADO |
| ESCALA: INDICADA | | | MATERIAL: ACERO 4130 |
| | | | PLANO: 0-02-01-00 |



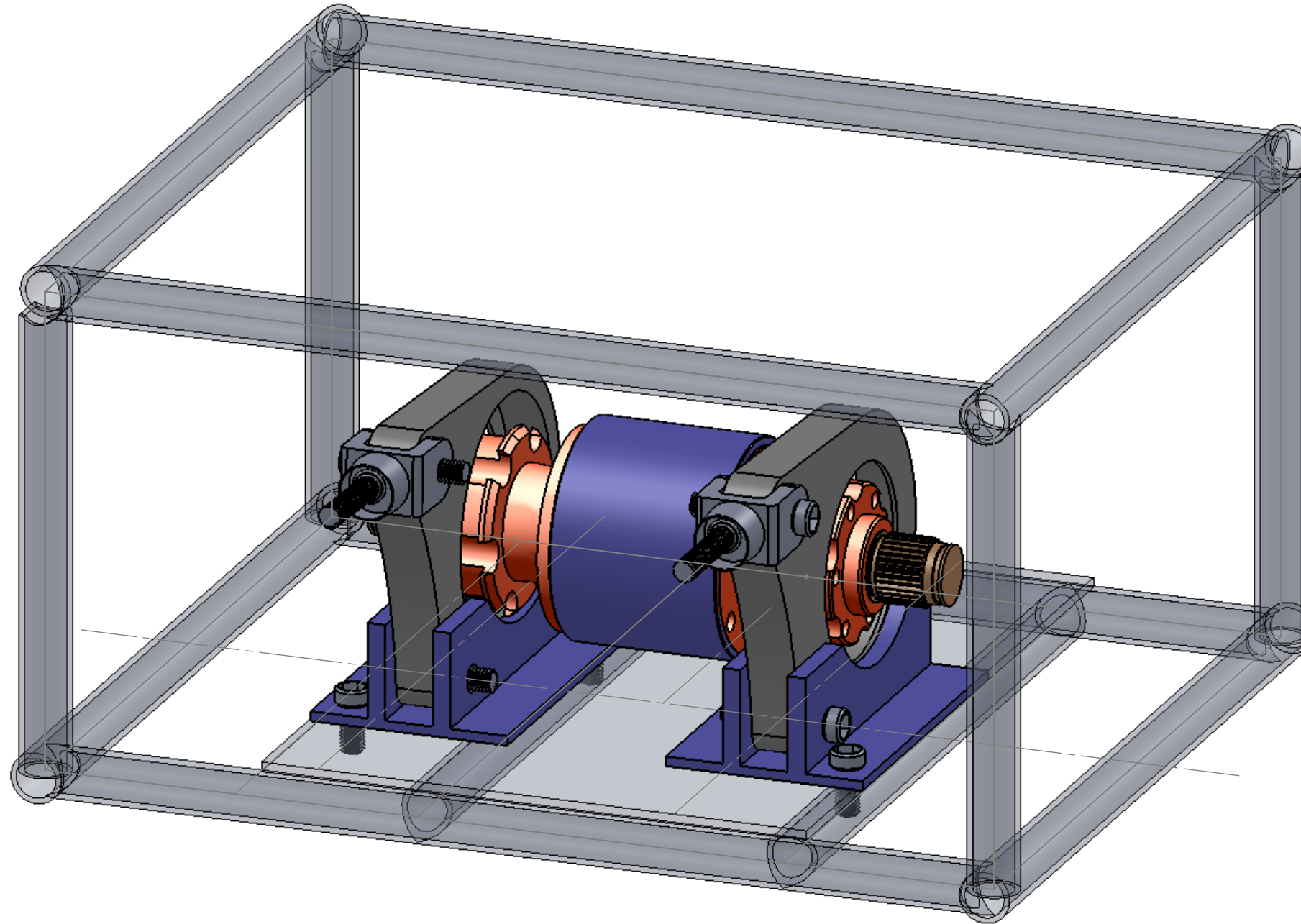
TODOS LOS REDONDEOS DE RADIO 2MM

| | | | |
|---|---|--|---------------------------------------|
| FECHA | 17/05/2010 | UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER | ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA |
| DIBUJÓ | A DUARTE | | |
| REVISÓ | R JAIMES | | |
|  | PROYECTO ESTUDIO Y DISEÑO DE LA TRANSMISIÓN Y SISTEMA DE SUSPENSIÓN DE UN MONOPLAZA PARA LA FÓRMULA SENA | | CONTIENE: ROCKER TRASERO |
| ESCALA: 1:2 | COTAS EN MM Y ANGULOS EN GRADOS | | MATERIAL: AL. 7075 T6 |
| | | | PLANO: 0-02-02-00 |

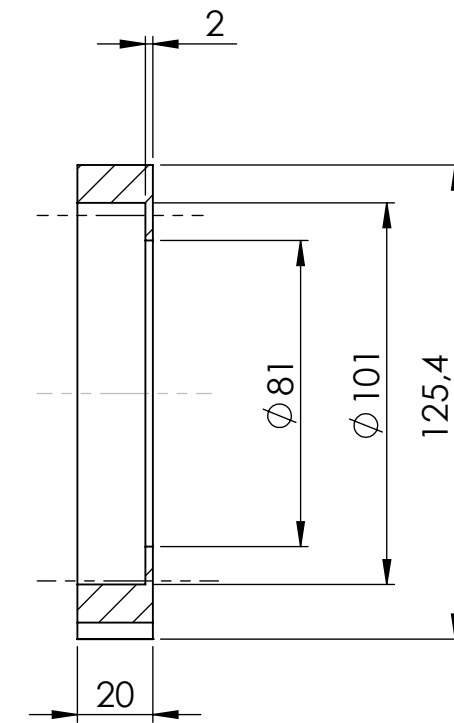
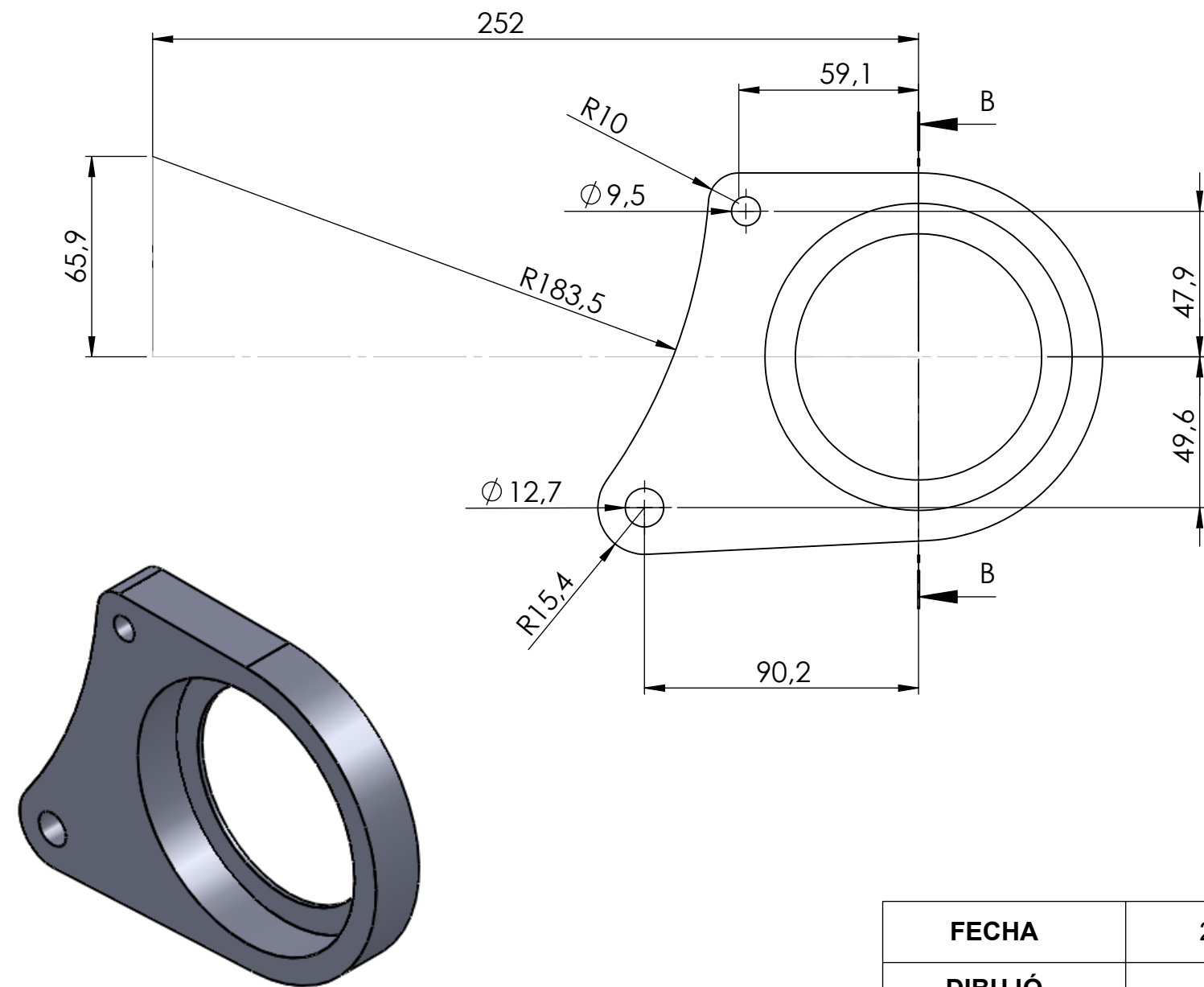


| | | | |
|-------------|----------------------------------|-------------|----------------------|
| 8 | BASE DEL DIFERENCIAL DERECHA | 1 | ALUMINIO 7075 T6 |
| 7 | TORNILLO SAE GRADO 8 DE 3/8 [in] | 4 | ACERO |
| 6 | ACOPLE DE TENSOR | 2 | ACERO 1045 |
| 5 | TORNILLO TENSOR | 2 | ACERO 1020 |
| 4 | GUIA DIFERENCIAL PARA TENSOR | 2 | LAMINA DE ACERO |
| 3 | TORNILLO SAE GRADO 8 DE 1/2 [in] | 4 | ACERO |
| 2 | BASE DEL DIFERENCIAL IZQUIERDA | 1 | ALUMINIO 7075 T6 |
| 1 | DIFERENCIAL | 1 | |
| ITEM | DESCRIPCION | CANT | OBSERVACIONES |

| | | | |
|-----------------------|--|---|---------------------------------------|
| FECHA | 20/04/2010 | UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER | ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA |
| DIBUJÓ | J VALENCIA | | |
| REVISÓ | R JAIMES | | |
| NORMA ISO | PROYECTO | CONTIENE: EXPLOSION ENSAMBLE DEL DIFERENCIAL | |
| ESCALA: 1:5 | ESTUDIO Y DISEÑO DE LA TRANSMISIÓN Y SISTEMA DE SUSPENSIÓN DE UN MONOPLAZA PARA LA FÓRMULA SENA | | |
| | COTAS EN MM Y ANGULOS EN GRADOS | | |
| | | MATERIAL: PLANO: 0-03-00-00 | |



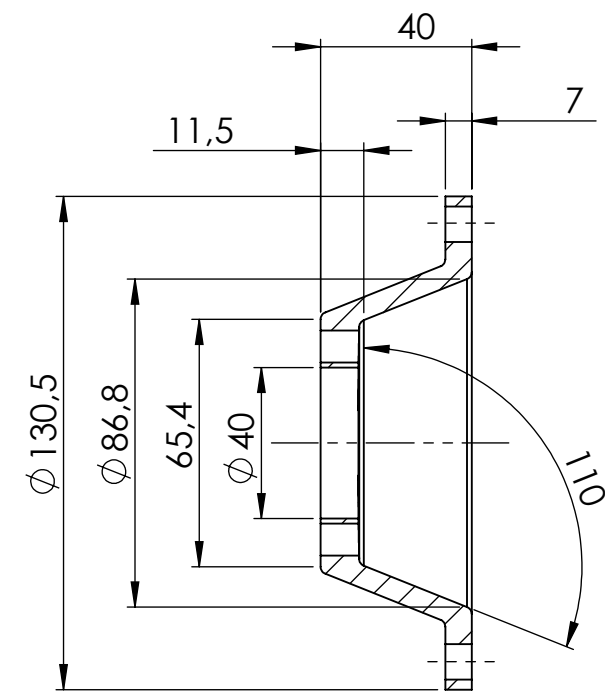
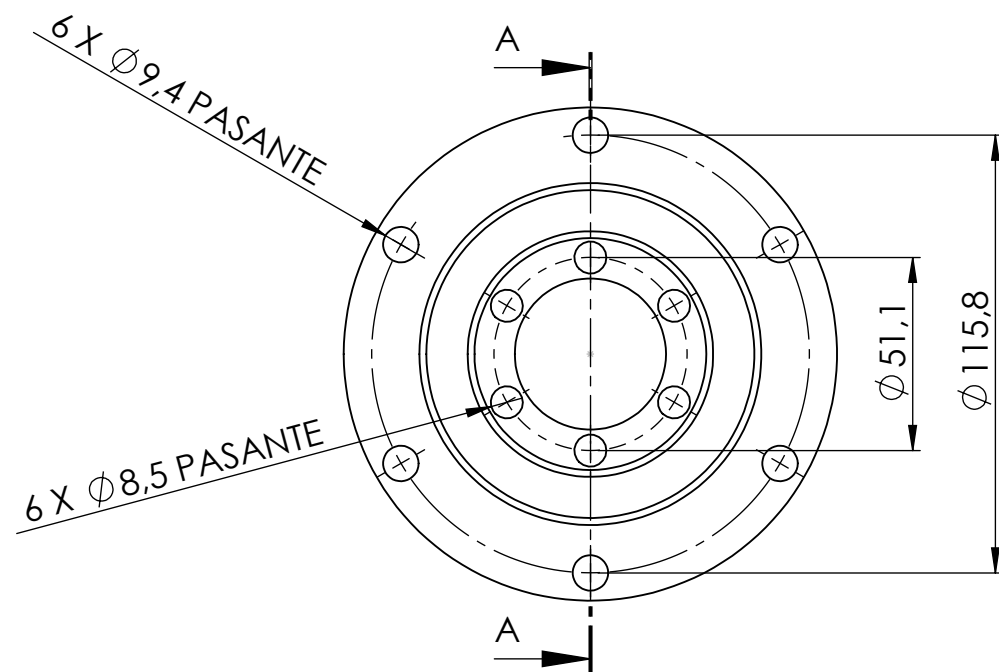
| | | | |
|-----------------------|--|--|---------------------------------------|
| FECHA | 20/04/2010 | UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER | ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA |
| DIBUJÓ | J VALENCIA | | |
| REVISÓ | R JAIMES | | |
| NORMA ISO | PROYECTO | | CONTIENE: |
| ESCALA: 1:2 | ESTUDIO Y DISEÑO DE LA TRANSMISIÓN Y SISTEMA DE SUSPENSIÓN DE UN MONOPLAZA PARA LA FÓRMULA SENA | | ENSAMBLE DEL DIFERENCIAL |
| | COTAS EN MM Y ANGULOS EN GRADOS | | MATERIAL: |
| | | | PLANO: 0-03-00-01 |



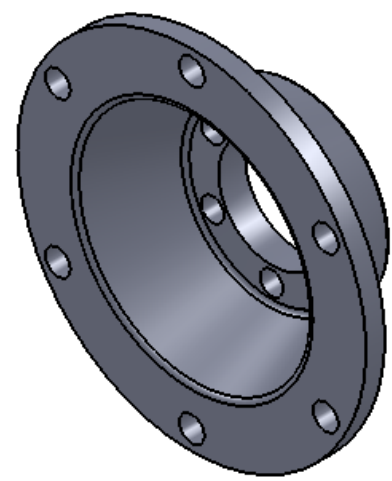
SECCIÓN B-B
ESCALA 1 : 2

NOTA 1: PIEZA PAR, CONTRUIR SIMETRICA UNA IZQUIERDA

| | | | |
|-----------------------|---|--|--|
| FECHA | 20/04/2010 | UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER | ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA |
| DIBUJÓ | J VALENCIA | | |
| REVISÓ | R JAIMES | | |
| | PROYECTO ESTUDIO Y DISEÑO DE LA TRANSMISIÓN Y SISTEMA DE SUSPENSIÓN DE UN MONOPLAZA PARA LA FÓRMULA SENA | | CONTIENE: BASE DIFERENCIAL DERECHA |
| ESCALA: 1:2 | COTAS EN MM Y ANGULOS EN GRADOS | | MATERIAL: ALUMINIO 7075-T6 |
| | | | PLANO: 0-03-01-00 |



SECCIÓN A-A
ESCALA 1 : 2



TODOS LOS REDONDEOS DE 2[mm]

| | | | |
|---|--|--|---------------------------------------|
| FECHA | 20/04/2010 | UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER | ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA |
| DIBUJÓ | J VALENCIA | | |
| REVISÓ | R JAIMES | | |
|  | PROYECTO | | CONTIENE: PORTA SPROCKET |
| ESCALA: INDICADA 1:2 | ESTUDIO Y DISEÑO DE LA TRANSMISIÓN Y SISTEMA DE SUSPENSIÓN DE UN MONOPLAZA PARA LA FÓRMULA SENA | | MATERIAL: ACERO 1045 |
| | COTAS EN MM Y ANGULOS EN GRADOS | | PLANO: 0-03-02-00 |