UNIVERSIDAD POLITÉCNICA SALESIANA

SEDE CUENCA

CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA AUTOMOTRIZ

Trabajo de titulación previo a la obtención del Título de Ingeniero Mecánico Automotriz.

PROYECTO TÉCNICO:

"DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DEL SISTEMA DE DIRECCIÓN DE UN VEHÍCULO DE COMPETENCIA FORMULA SAE ELÉCTRICO"

AUTOR:

LLIVISACA AUCAPIÑA CARLOS ALFREDO

TUTOR:

ING.PAÚL WILFRIDO MÉNDEZ TORRES.

Cuenca Ecuador

2018

CESIÓN DE DERECHOS DE AUTOR

Yo, Carlos Alfredo Llivisaca Aucapiña, con documento de identidad N° 010656708-4, manifiesto mi voluntad y cedo a la Universidad Politécnica Salesiana la titularidad sobre los derechos patrimoniales, en virtud que soy autor del trabajo de titulación "DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DEL SISTEMA DE DIRECCIÓN DE UN VEHICULO DE COMPETENCIA FORMULA SAE ELÉCTRICO", mismo que ha sido desarrollado para optar por el título de Ingeniero Mecánico Automotriz, en la Universidad Politécnica Salesiana, quedando la universidad facultada para ejercer plenamente los derechos cedidos anteriormente.

En aplicación a lo determinado en la ley de propiedad intelectual, en mi condición de autor, me reservo los derechos morales de la obra antes citada. En concordancia, suscribo este documento en el momento que hago entrega del trabajo final en formato impreso y digital a la biblioteca de la universidad politécnica salesiana.

Cuenca, marzo de 2018

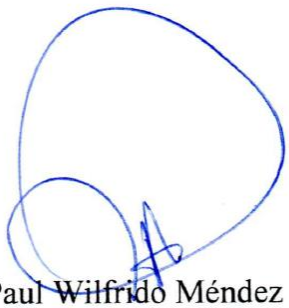
Carlos Alfredo Llivisaca Aucapiña

C.I:010656708-4

CERTIFICACIÓN

Yo declaro que bajo mi tutoría fue desarrollado el trabajo de titulación: "DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DEL SISTEMA DE DIRECCIÓN DE UN VEHICULO DE COMPETENCIA FORMULA SAE ELÉCTRICO", realizado por el estudiante, Llivisaca Aucapiña Carlos Alfredo, obteniendo el Proyecto Técnico que cumple con todos los requisitos estipulados por la Universidad Politécnica Salesiana.

Cuenca, marzo de 2018



Ing. Paul Wilfrido Méndez Torres

C.I:010245578-9

DECLARATORIA DE RESPONSABILIDAD

Yo, Carlos Alfredo Llivisaca Aucapiña, con número de cedula 010656708-4 autor del trabajo de titulación "DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DEL SISTEMA DE DIRECCIÓN DE UN VEHICULO DE COMPETENCIA FORMULA SAE ELÉCTRICO", certifico que el total contenido del proyecto técnico es de mi exclusiva responsabilidad y autoría.

Cuenca, marzo de 2018

Carlos Alfredo Llivisaca Aucapiña

C.I:010656708-4

DEDICATORIA

Este trabajo va dedicado a Dios, a mis padres Manuel y Olga quienes han sido el pilar fundamental de mi vida, al brindarme su apoyo incondicional para alcanzar mis metas.

Igualmente, a mis hermanas Alexandra y Gabriela, que con sus palabras de aliento y consejos me han ayudado a mantenerme firme en alcanzar mis objetivos

AGRADECIMIENTO

Agradezco a Dios por haberme regalado la oportunidad de desarrollarme como profesional, por brindarme salud y vida sin los cuales no hubiera logrado mi anhelado sueño.

Además, quiero agradecer a las autoridades de la Universidad Politécnica Salesiana por el apoyo brindado al Proyecto Formula SAE, al ingeniero Jonatan Pozo y al Ing. Roberto Sacoto que como directores del equipo "UPS RACING TEAM", nos brindaros todos sus conocimientos y experiencia para el desarrollo del proyecto, a su vez un agradecimiento a cada uno de los compañeros integrantes del equipo con los cuales compartimos grandes experiencias y conocimientos en la realización del proyecto.

Finalmente, un agradecimiento al Ing. Paul Méndez quien con sus conocimientos fue una parte fundamental en la dirección de la realización del proyecto técnico.

RESUMEN

En el presente proyecto técnico, se describe el proceso de diseño y construcción del sistema de dirección de un vehículo F-SAE eléctrico de la Universidad Politécnica Salesiana, con la finalidad de participar en la Competencia Formula Student del año 2017, para el desarrollo del proyecto se inicia con la revisión del estado del arte y el fundamento teórico del diseño de sistemas de dirección de vehículos F-SAE, mediante la implementación de un análisis documental de distintas fuentes bibliográficas.

Posteriormente se detalla el estudio del comportamiento direccional del vehículo, mediante la manipulación de datos experimentales de pruebas de neumáticos implementados en vehículos F-SAE, en lo referente al diseño del sistema, mediante la aplicación de un proceso de diseño se establecen las opciones para la selección de los elementos y configuraciones geométricas del sistema, de esta manera mediante el uso del software CAD SolidWorks, se evalúa la funcionalidad de los distintos elementos que componen el sistema, mediante el análisis de elemento finitos.

Por otra parte, en el proceso de construcción del sistema, se inicia con los procesos de manufactura implementados en cada una de las partes que componen el sistema, para ello se detallan las características dimensionales que contiene el elemento y su posterior ensamblaje dentro del sistema con el chasis del vehículo.

Finalmente, se presentan los resultados alcanzados mediante un análisis general de los datos presentados y la descripción de las características del sistema, además se describen las conclusiones desarrolladas por el proyecto y las recomendaciones para los proyectos futuros relacionadas con la mejora del desempeño del sistema y en general del vehículo F-SAE.

ABSTRACT

In the present technical project, the process of design and construction of the steering system of an electric F-SAE vehicle of the Salesian Polytechnic University is described, with the purpose of participating in the 2017 Formula Student Competition. First, for the development of the project It begins with the review of the state of the art and the theoretical foundation of F-SAE steering systems design, through the implementation of a documentary analysis of different bibliographic sources.

Subsequently, the study of the directional behavior of the vehicle is detailed, through the manipulation of experimental data tests of tires implemented in F-SAE vehicles, regarding the design of the system, by means of the application of a design process the options for the selection of the components and geometric configurations of the system, in this way through the use of CAD software SolidWorks, the functionality of the different elements that make up the system is evaluated, through finite element analysis.

On the other hand, in the process of construction of the system, it starts with the manufacturing processes implemented in each of the parts that make up the system, for this the dimensional characteristics contained in the element and its subsequent assembly within the system and the vehicle's chassis are detailed.

Finally, the results obtained are presented through a general analysis of the submitted data and the description of the characteristics of the system, as well as the conclusions developed by the project and the recommendations for future projects related to the improvement of system performance and in of the F-SAE vehicle.

INDICE DE CONTENIDO

CESIÓN DE DERECHOS DE AUTOR I

CERTIFICACIÓN II

DECLARATORIA DE RESPONSABILIDAD III

DEDICATORIA IV

AGRADECIMIENTO V

RESUMEN VI

ABSTRACT VII

LISTA DE FIGURAS XV

CAPÍTULO I 1

1. FUNDAMENTO TEÓRICO DE LOS SISTEMAS DE DIRECCIÓN EN VEHÍCULOS DE COMPETENCIA FORMULA SAE ELÉCTRICOS 1

1.1. INTRODUCCIÓN 1

1.2. ANTECEDENTES DE LA COMPETENCIA 1

1.3. ESTADO DEL ARTE 2

1.4. SISTEMA DE DIRECCIÓN 4

1.5. EL SISTEMA DE DIRECCIÓN DE UN VEHÍCULO F-SAE 4

1.6. ELEMENTOS QUE COMPONEN EL SISTEMA DE DIRECCIÓN DE UN VEHÍCULO F-SAE 5

1.6.1. Volante de la dirección (Steering Wheel). 5

1.6.2. Mecanismo de desconexión rápida (Quick release). 6

1.6.3. Columna de la Dirección (Steering Column). 6

1.6.4. Junta universal (Universal Joint). 7

1.6.5. Cremallera de la dirección (Steering Rack) 7

1.6.6. Brazos de la dirección. 8

1.6.7. Terminales de la dirección (Rod end). 8

1.6.8. Reglamento FSAE para el sistema de Dirección. 9

1.6.9. Requisitos del Sistema de Dirección. 9

1.6.10. Sistema de dirección de piñón-cremallera. *10*

1.6.11. Configuración del Sistema de dirección en relación con el Sistema de Suspensión. *11*

1.7. GEOMETRÍA DE LA DIRECCIÓN 12

1.7.1. Ángulo de Convergencia (Toe). *12*

1.7.2. Ángulo de caída (Camber). *13*

1.7.3. Ángulo de Avance (Caster). *14*

1.8. GEOMETRÍA DE ACKERMAN 15

1.9. NEUMÁTICOS 20

1.9.1. Fuerza Lateral. *20*

1.9.2. Slip Angle (ángulo de deriva). *21*

1.9.3. Par de alineación (Self Aligning Torque). *21*

1.9.4. Desplazamiento del neumático (Pneumatic Trail). *22*

1.9.5. Huella mecánica del neumático (Mechanical Trail). *23*

1.10. BUMP STEER 23

1.11. MODELO PARA LA EVALUACIÓN DEL COMPORTAMIENTO DIRECCIONAL 24

1.11.1. Circulación en curva a baja velocidad. *25*

1.11.2. Circulación en curva a alta velocidad. *26*

1.11.3. Ecuaciones de giro. *27*

1.11.4. Coeficiente de viraje *29*

1.11.5. Respuesta direccional de Vehículos Neutros (K=0). *30*

1.11.6. Respuesta direccional de Vehículos Subviradores (K>0). *31*

1.11.7. Respuesta direccional de Vehículos Sobreviradores (K<0). *31*

1.12. RESUMEN DE CAPITULO 33

CAPÍTULO II 34

2.ESTUDIO DEL COMPORTAMIENTO DIRECCIONAL DEL VEHÍCULO F-SAE ELÉCTRICO. 34

2.1. INTRODUCCIÓN 34

2.2. SELECCIÓN DE LOS PARÁMETROS GENERALES. 34

2.2.1. Aceleración lateral. *36*

2.3. ESPECIFICACIÓN DE LAS CARACTERÍSTICAS DE LOS NEUMÁTICOS F-SAE. 37

2.4. DETERMINACIÓN DE LAS GRÁFICAS DE LOS NEUMÁTICOS. 38

2.4.1. Formula SAE Tire Test Consortium. *38*

2.4.2. Proceso implementado por FSAE TTC para la experimentación con neumáticos. *39*

2.4.3. Selección de los datos experimentales de los neumáticos. *39*

2.4.4. Interpretación del código Matlab *41*

2.5. DESCRIPCIÓN DE LAS GRÁFICAS DE LOS NEUMÁTICOS 42

2.6. EVALUACIÓN DEL COMPORTAMIENTO DIRECCIONAL DEL VEHÍCULO 44

2.6.1. Cálculo de masas delanteras y posteriores. *44*

2.6.2. Cálculo de las fuerzas laterales en las ruedas delanteras y posteriores. *45*

2.6.3. Selección de los valores de ángulos de deriva mediante la gráfica. *46*

2.6.4. Valores Seleccionados para Eje delantero. *47*

2.6.5. Valores seleccionados para el Eje posterior. *47*

2.6.6. Cálculo del ángulo de deriva delantero y posterior *48*

2.6.7. Cálculo del coeficiente de rigidez a la deriva. *48*

2.7. ANÁLISIS DEL COMPORTAMIENTO DIRECCIONAL DEL VEHÍCULO 49

2.8. RESUMEN DE CAPÍTULO 51

CAPÍTULO III 52

3.DISEÑO DEL SISTEMA DE DIRECCIÓN 52

3.1. INTRODUCCIÓN 52

3.2. EL PROCESO DE DISEÑO 52

3.3. APLICACIÓN DE LA METODOLOGÍA DE DISEÑO 53

3.3.1. Identificación de la necesidad. *53*

3.3.2. Investigación preliminar. *53*

3.3.3. Planteamiento de objetivos. *54*

3.3.4. Especificaciones de desempeño. *54*

3.3.5. Desarrollo del diseño y evaluación. 55

3.3.6. Resumen de los valores que componen la geometría del sistema de dirección. 61

3.3.7. Determinación de las fuerzas que actuan en el sistema de dirección. 62

3.3.8. Resumen de las fuerzas que intervienen en los componentes del sistema de dirección. 67

3.3.9. Ideación e invención 67

3.4. MODELADO CAD DEL SISTEMA DE DIRECCIÓN....77

3.4.1. Modelos CAD de los elementos adquiridos 77

3.4.2. Diseño de los brazos del sistema de dirección 78

3.4.3. Diseño del brazo pivote de la dirección....80

3.4.4. Diseño de la columna de la dirección....82

3.5. RESUMEN DEL CAPÍTULO 88

CAPÍTULO IV....90

4.CONSTRUCCIÓN DE LOS ELEMENTOS QUE COMPONEN EL SISTEMA DE DIRECCIÓN. 90

4.1. INTRODUCCIÓN 90

4.2. CONSTRUCCIÓN DE LOS DIFERENTES COMPONENTES DEL SISTEMA DE DIRECCIÓN 90

4.2.1. Construcción de los bujes de la dirección y las expansiones de la cremallera 90

4.2.2. Construcción de los ejes de la columna de la dirección....91

4.2.3. Construcción de los pivotes de la dirección....93

4.3. CONSTRUCCIÓN DEL VARILLAJE DE LA DIRECCIÓN 94

4.3.1. Manipulación de fibra de carbono 94

4.3.2. Proceso de construcción del varillaje de dirección 94

4.4. ADECUACIÓN DE LA CREMALLERA DE LA DIRECCIÓN AL CHASIS....98

4.5. ENSAMBLAJE DEL SISTEMA DE DIRECCIÓN EN EL CHASIS CON TODOS SUS ELEMENTOS 100

4.6. COSTOS DE LA MANUFACTURA DE LOS ELEMENTOS....101

4.6.1. Costos de elementos normalizados....102

4.6.2. Costo de materiales 103

4.6.3. Costo de mecanizados....103

4.6.4. Resumen de Costos Totales *104*

4.7. RESUMEN DEL CAPITULO 104

CAPÍTULO V 105

5.COMPROBACIÓN DEL FUNCIONAMIENTO DEL SISTEMA 105

5.1. INTRODUCCIÓN 105

5.2. PRUEBAS DE RESISTENCIA DE LOS BRAZOS DE FIBRA DE CARBONO 105

5.2.1. Resultado del ensayo en probetas *105*

5.2.2. Prueba del Varillaje de la dirección implementado. *107*

5.3. COMPROBACIÓN DE LOS ÁNGULOS DE DIRECCIÓN MEDIANTE UNA SIMULACIÓN DINÁMICA CON SOLIDWORKS 108

5.4. PRUEBAS DINÁMICAS 109

5.5. INSPECCIÓN TÉCNICA EN LA COMPETENCIA FORMULA STUDENT UK 109

5.6. ANÁLISIS DE RESULTADOS 110

5.6.1. Comportamiento direccional *110*

5.6.2. Geometría de Ackerman implementada *110*

5.6.3. Cargas aplicadas en el Sistema *112*

5.6.4. Materiales empleados en el sistema *112*

5.6.5. Características finales del sistema de Dirección. *113*

5.7. RESUMEN DE CAPITULO 113

CONCLUSIONES 115

RECOMENDACIONES 116

REFERENCIAS 117

ANEXOS 120

LISTA DE TABLAS

TABLA 1:DIMENSIONES Y PESOS DEL VEHÍCULO. 35

TABLA 2:VALORES DE FUERZA LATERAL Y ÁNGULO DE DERIVA DE LA GRÁFICA. 47

TABLA 3: VALORES DE FUERZA LATERAL Y ÁNGULO DE DERIVA PARA EL EJE POSTERIOR. 48

TABLA 4:GEOMETRÍAS DEL SISTEMA DE DIRECCIÓN EMPLEADAS EN VEHÍCULOS F-SAE. 55

TABLA 5: VALORES PARA EL CÁLCULO DE LOS ÁNGULOS DE ACKERMAN. 57

TABLA 6: VALORES DE LA GEOMETRÍA DEL SISTEMA DE DIRECCIÓN. 61

TABLA 7: RESUMEN DE FUERZAS EJERCIDAS EN LOS EJES. 62

TABLA 8:FUERZAS ACTUANTES EN EL SISTEMA CALCULADAS DE FORMA ESTACIONARIA. 67

TABLA 9:CONCEPTOS DE SOLUCIÓN PARA EL PIVOTE DE LA DIRECCIÓN. 68

TABLA 10:MATRIZ DE DECISIÓN PARA EL PIVOTE DE LA DIRECCIÓN. 69

TABLA 11:CARACTERISTICAS GENERALES DE LOS CONCEPTOS DE SOLUCIÓN PARA EL MATERIAL DE LOS PIVOTES DE LA DIRECCIÓN. 70

TABLA 12:MATRIZ DE DECISIÓN PARA LA SELECCIÓN DE MATERIAL DEL PIVOTE DE LA DIRECCIÓN. 70

TABLA 13:CONCEPTOS DE SOLUCIÓN PARA EL MATERIAL DEL VARILLAJE DE LA DIRECCIÓN. 71

TABLA 14:MATRIZ DE SELECCIÓN DEL MATERIAL DEL VARILLAJE DE LA DIRECCIÓN. 71

TABLA 15:CONCEPTOS DE SOLUCIÓN DEL MATERIAL DE LOS BUJES DE LA DIRECCIÓN. 72

TABLA 16:MATRIZ DE SELECCIÓN DEL MATERIAL DE LOS BUJES DE LA DIRECCIÓN. 72

TABLA 17:MATRIZ DE SELECCIÓN DE LA CREMALLERA DE LA DIRECCIÓN. 74

TABLA 18:CONCEPTOS DE SOLUCIÓN PARA LA JUNTA DE LA COLUMNA DE LA DIRECCIÓN. 75

TABLA 19:MATRIZ DE SELECCIÓN PARA LA SELECCIÓN DE LA JUNTA UNIVERSAL. 75

TABLA 20: CONCEPTOS DE SOLUCIÓN PARA EL MECANISMO DE LIBERACIÓN RÁPIDA 76

TABLA 21: MATRIZ DE SELECCIÓN DEL QUICK RELEASE. 76

TABLA 22: PROPIEDADES MECÁNICAS DE LOS TUBOS DE FIBRA DE CARBONO. 78

TABLA 23:COSTSO DE LOS ELEMENTOS NORMALIZADOS DEL SISTEMA DE DIRECCIÓN. 102

TABLA 24:COSTOS DE LOS MATERIALES EMPLEADOS. 103

TABLA 25:COSTOS DE LOS MECANIZADOS REALIZADOS PARA LOS COMPONENTES DEL SISTEMA. 103

TABLA 26:RESUMEN DEL COSTO GENERAL DE LA CONSTRUCCIÓN DEL SISTEMA. 104

TABLA 27:DETALLE DE LAS FUERZAS APLICADAS EN EL DISEÑO DEL SISTEMA. 112

TABLA 28: CARACTERÍSTICAS GENERALES DEL SISTEMA DE DIRECCIÓN. 113

LISTA DE FIGURAS

Figura 1:Suspensión posterior y monocasco fabricados con fibra de carbono de un vehículo F-SAE 3

Figura 2:Brazos del sistema de suspensión de fibra de carbono. 3

Figura 3 Sistema de Dirección de un vehículo F-SAE. 5

Figura 4: Volante base plana marca MOMO. 5

Figura 5: Sistema de Desconexión rápida con eje estriado. 6

Figura 6:Columna de la Dirección conectada con la cremallera de la dirección. 7

Figura 7: Junta universal (U-Joint). 7

Figura 8 Cremallera de la dirección de fibra de carbono. 8

Figura 9: Brazos de la dirección de fibra de carbono con injertos de aluminio. 8

Figura 10: Aurora Rod end 9

Figura 11:Sistema de Dirección Piñón y cremallera. 10

Figura 12: Sistemas de suspensión double wishbone(A-arm), McPherson y multi-link 11

Figura 13: Double A-arm usado en vehículos F-SAE 12

Figura 14:Ángulo de Convergencia Neutro. 12

Figura 15:Convergencia Positiva de las ruedas delanteras. 13

Figura 16:Divergencia de las ruedas delanteras. 13

Figura 17:Ángulo de Caída positivo, Ángulo de Caída Negativo. 14

Figura 18:Caster neutral, Caster positivo y Caster negativo 15

Figura 19:Geometría Ackerman 16

Figura 20:Geometría del trapecio con los brazos de dirección hacia adentro 17

Figura 21:Determinacion del ángulo del brazo de dirección mediante proyección de ejes. 17

Figura 22: Trapecio articulado con el ángulo del brazo de la dirección. 18

Figura 23:ángulo verdadero de ackerman-orientación de la rueda interior a la curva. 19

Figura 24:Ackerman incrementado- comportamiento de la rueda interior (Toe in) 19

Figura 25: Ackerman reducido- Comportamiento de la rueda interior (Toe out). 20

Figura 26: Fuerza lateral Fy presente en el giro del neumático. 21

Figura 27:Demostración gráfica del Slip Angle......21

Figura 28: Vista superior e inferior del Desplazamiento del neumático con las fuerzas actuantes......22

Figura 29:Mechanical Trail determinada por el King pin axis.....23

Figura 30: Arreglo teórico de los brazos de suspensión y dirección para evitar el bump steer. 23

Figura 31:radios de los brazos de las articulaciones que producen bump steer. 24

Figura 32: Modelo de dos grados de libertad para giro de estado estacionario......25

Figura 33:Idealización del ángulo promedio ackerman con relación a la distancia entre los ejes del vehículo.....26

Figura 34:Propiedades de las fuerzas de giro del neumático. 27

Figura 35:Modelo de bicicleta para el giro del vehículo. 27

Figura 36 Gráfica del comportamiento direccional en función del coeficiente de viraje. 30

Figura 37:Explicación gráfica del comportamiento direccional del vehículo. 32

Figura 38:Acotación de las Dimensiones del vehículo F-SAE Eléctrico.....35

Figura 39: Layout del skid-pad.....36

Figura 40: Neumáticos Hoosier tipo slicks.....38

Figura 41:Sistema de ejes coordenados SAE aplicado a los neumáticos. 42

Figura 42 Gráficas de los datos de la ronda 1 del neumático 20 x 6.0-10.....43

Figura 43: Gráfica de la carga vertical, ángulo de deriva, momento autolineante, fuerza lateral y ángulo Camber. 43

Figura 44:Diagrama de cuerpo libre del vehículo.....44

Fígura 45:Selección de los valore de fuerza lateral y ángulo de deslizamiento para el eje delantero. 47

Figura 46:Selección de los valores de fuerza y ángulo de deslizamiento para el eje posterior. 47

Figura 47:Proceso de Diseño aplicado.....53

Figura 48:Cotas que intervienen en la geometría de Ackerman 57

Figura 49:Croquizado de la geometría de la dirección con la aproximación de trapecio de Jeantud.....59

Figura 50: Croquis de la Geometría de la dirección 61

FIGURA 51 TRAPECIO DE JEANTUD PARA LA MATERIALIZACIÓN DE LA GEOMETRÍA DE ACKERMAN. 61

FIGURA 52: CROQUIS DE LAS FUERZAS QUE ACTUAN EN EL VEHÍCULO.....62

FIGURA 53:DIAGRAMA DE CUERPO LIBRE DEL NEUMÁTICO. 63

FIGURA 54:REPRESENTACION DE LA DESMULTIPLICACIÓN EN FUNCIÓN DE LOS RADIOS DEL VOLANTE Y PIÑÓN DE LA CREMALLERA. 65

FIGURA 55: PRIMERA ITERACIÓN DE TODOS LOS COMPONENTES DEL SISTEMA. 67

FIGURA 56:MODELOS CAD DE ELEMENTOS QUE COMPONEN EL SISTEMA DE DIRECCIÓN. 77

FIGURA 57:MODELADO CAD DEL VOLANTE DE LA DIRECCIÓN Y EL SISTEMA DE DESCONEXIÓN RÁPIDA. 78

FIGURA 58:MODELOS CAD DE LOS BUJES DE LOS ROD END Y EXTENSIÓN DE LA CREMALLERA 79

FIGURA 59: ESFUERZO DE VON MISES PARA EL ESPACIADOR DE LA CREMALLERA. 80

FIGURA 60:ESFUERZO DE VON MISES PARA EL BUJE DEL VARILLAJE DE LA DIRECCIÓN. 80

FIGURA 61:MODELO CAD DEL VARILLAJE DE LA DIRECCIÓN. 80

FIGURA 62:BRAZO PIVOTE DE LA DIRECCIÓN. 81

FIGURA 63: BRAZO DE LA DIRECCIÓN SUJETADO EN LA MANGUETA. 81

FIGURA 64:ANÁLISIS DE TENSIÓN DE VON MISES EN EL PIVOTE DE LA DIRECCIÓN. 81

FIGURA 65:ANÁLISIS DE LA DEFORMACIÓN EN EL PIVOTE DE LA DIRECCIÓN. 81

FIGURA 66:EJE INFERIOR DE CONEXIÓN CON LA CREMALLERA. 82

FIGURA 67: ANÁLISIS DEL DESPLAZAMIENTO PRESENTE EN EL EJE INFERIOR. 82

FIGURA 68:BUJE CONECTOR EJE INFERIOR JUNTA UNIVERSAL. 83

FIGURA 69: DESPLAZAMIENTO PRESENTE EN EL BUJE DE CONEXIÓN.....83

FIGURA 70:EJE INFERIOR DE LA COLUMNA DE LA DIRECCIÓN. 83

FIGURA 71:UBICACIÓN EN LA COLUMNA DE LA DIRECCIÓN.....83

FIGURA 72:ANÁLISIS DE ESFUERZO DE VON MISES DEL EJE INTERMEDIO DE LA COLUMNA DE LA DIRECCIÓN. 84

FIGURA 73:DESPLAZAMIENTO DEL EJE MEDIO DE LA DIRECCIÓN. 84

FIGURA 74:ENSAMBLE DEL EJE INTERMEDIO DE LA DIRECCIÓN CON LAS JUNTAS DE LA DIRECCIÓN. 84

FIGURA 75: ANÁLISIS DE LA TENSIÓN DE VON MISES EN EL EJE SUPERIOR. 85

FIGURA 76:DESPLAZAMIENTO PRESENTES EN EL EJE SUPERIOR. 85

FIGURA 77: ENSAMBLE DEL EJE SUPERIOR 85

FIGURA 78: ANÁLISIS DE VON MISES Y DEFORMACIÓN EN EL SOPORTE DE LA DIRECCIÓN. 86

FIGURA 79: PERNO M5 DE LA HORQUILLA DE LA CREMALLERA. 87

FIGURA 80:PERNO M10 DEL PIVOTE DE LA DIRECCIÓN. 87

FIGURA 81:ENSAMBLE DEL SISTEMA DE DIRECCIÓN CON TODOS SUS ELEMENTOS. 88

FIGURA 82: ENSAMBLE DEL SISTEMA DE DIRECCIÓN EN EL CHASIS DEL VEHÍCULO. 88

FIGURA 83:PLANOS DE LOS BUJES DE LA DIRECCIÓN. 91

FIGURA 84:BUJES CONSTRUIDOS. 91

FIGURA 85:MECANIZADO DE LOS ELEMENTOS DE LA COLUMNA DE LA DIRECCIÓN. 91

FIGURA 86:DIMENSIONES DEL EJE INFERIOR. 92

FIGURA 87:DIMENSIONES DEL BUJE CONECTOR EJE INFERIOR-JUNTA UNIVERSAL. 92

FIGURA 88:DIMENSIONES DEL EJE CONECTOR DE LAS JUNTAS UNIVERSALES. 92

FIGURA 89:DIMENSIONES DEL EJE SUPERIOR. 92

FIGURA 90:PLANOS DEL BRAZO PIVOTE DE LA DIRECCIÓN. 93

FIGURA 91:PARTES DEL BRAZO DEL PIVOTE CORTADOS PARA LA SOLDADURA. 93

FIGURA 92: SOLDADURA DEL PIVOTE. 93

FIGURA 93: IMPLEMENTACIÓN DEL BRAZO PIVOTE EN LA MANGUETA. 93

FIGURA 94:DIMENSIÓN DEL VARILLAJE DE LA DIRECCIÓN. 94

FIGURA 95.PROCESO DE ELIMINACIÓN DE LA SUSTANCIA DESMOLDANTE AL INTERIOR DEL TUBO. 95

FIGURA 96:BRUÑIDO REALIZADO EN LOS BUJES. 96

FIGURA 97: PROCESO DE LIMPIEZA DEL TUBO DE FIBRA DE CARBONO. 96

FIGURA 98:LIMPIEZA DE LOS BUJES PARA ELIMINAR GRASA E IMPUREZAS. 96

FIGURA 99:TRATAMIENTO SUPERFICIAL DE LOS BUJES. 97

FIGURA 100:APLICACIÓN DE LA RESINA HYSOL EN EL TUBO. 98

FIGURA 101:RESINA APLICADA. 98

FIGURA 102: VARILLAJE DE LA DIRECCIÓN UNA VEZ APLICADA LA RESINA. 98

FIGURA 103:ADECUACION DE LA CREMALLERA CON EL VARILLAJE SOBRE EL PISO DEL CHASIS. 99

FIGURA 104: VISTA FRONTAL DEL ENSAMBLAJE DEL SISTEMA EN EL CHASIS. 99

FIGURA 105:VISTA SUPERIOR DEL MONTAJE DE LA CREMALLERA Y EL VARILLAJE EN EL CHASIS 99

FIGURA 106:ENSAMBLAJE DEL SISTEMA EN CHASIS. 100

FIGURA 107:SISTEMA DE DIRECCIÓN ACOPLADO CON LOS DEMÁS SUBSISTEMAS 101

FIGURA 108:ADECUACION DE LOS ELEMENTOS DE SEGURIDAD REGLAMENTARIOS DEL SISTEMA. 101

FIGURA 109: PROBETA Y LAS DIMENSIONES APLICADAS AL ELEMENTO. 106

FIGURA 110:PRUEBA DE LA PROBETA UNIDA ÚNICAMENTE CON LA RESINA. 106

FIGURA 111:PROBETA UNIDA USANDO EL PERNO PASANTE EN EL BUJE.....106

FIGURA 112:COMPROBACIÓN EMPÍRICA DEL PEGADO DEL VARILLAJE A IMPLEMENTAR. 107

FIGURA 113: SIMULACIÓN DEL VARILLAJE DE LA DIRECCIÓN EN SOLIDWORKS GIRO HACIA LA DERECHA. 108

FIGURA 114: SIMULACIÓN DEL VARILLAJE DE LA DIRECCIÓN EN SOLIDWORKS GIRO HACIA LA IZQUIERDA.....108

FIGURA 115:PRUEBAS DINÁMICAS DEL VEHÍCULO.....109

FIGURA 116:INSPECCIÓN TÉCNICA DE LOS SISTEMAS MECÁNICOS DEL VEHÍCULO Y SELLO DE APROBACIÓN. 110

FIGURA 117:ENSAMBLE DEL SISTEMA DE DIRECCIÓN Y SUSPENSIÓN CON LA MANGUETA. 111

FIGURA 118:EXPLICACIÓN GRAFICA DEL ARTICULO T.3.12.4.....120

FIGURA 119:PLANTILLA DE LA SECCIÓN TRANSVERSAL VERTICAL. 120

Capítulo I

1. Fundamento teórico de los sistemas de dirección en vehículos de competencia Formula SAE eléctricos.

1.1.Introducción

Dentro de los sistemas principales que componen un vehículo Formula SAE, se encuentra el sistema de dirección, el cual cumple la función de guiar las ruedas directrices por la trayectoria deseada, de esta manera es necesario determinar varios parámetros que se relacionan con la materialización del proyecto.

En primer lugar, se hace referencia a las generalidades de la competencia Formula Student; en relación con las características del sistema las mismas se fundamentan basadas en el reglamento técnico de la competencia (SAE International, 2017).

En el desarrollo del presente capítulo se manifiesta la fundamentación teórica para el diseño del sistema de dirección de un monoplaza eléctrico Formula SAE. Posteriormente, se establecen los parámetros geométricos y de funcionamiento con los demás sistemas complementarios del vehículo.

1.2.Antecedentes de la Competencia

En el año de 1981, SAE (Sociedad de Ingenieros Automotrices), inicia con la idea de desarrollar la primera competición de Formula SAE, celebrada en Estados Unidos. Desde el año de 1998, inicia en Reino Unido una competencia conocida en ese entonces como Formula Student, desde esa fecha hasta la actualidad la competencia se viene celebrando en el circuito de Silverstone Inglaterra.

La Formula Student es una competencia entre estudiantes de universidades de todo el mundo en donde los equipos tienen la misión de diseñar, construir y competir con un monoplaza estilo formula; la finalidad de la competencia es que los estudiantes simulen una

empresa encargada de desarrollar el prototipo del vehículo para su venta a corredores aficionados.

El diseño del vehículo tiene que poseer un rendimiento adecuado en cuanto a aceleración, estabilidad y frenada, a su vez el precio del vehículo tiene que adecuarse a costos aptos para la venta del mismo, No obstante, el diseño del prototipo debe cumplir con las normas establecidas por el reglamento técnico del evento, que para su verificación es sometido durante la competencia a pruebas estáticas y dinámicas que evaluaran el cumplimiento de las normas y determinaran la fiabilidad del monoplaza.

La participación del Equipo F-SAE, de la Universidad Politécnica Salesiana sede cuenca, en la competencia Formula Student del año 2014, con un vehículo monoplaza a combustión, dio paso a que la siguiente generación del equipo continúe su participación en la competencia en el año 2017, esta vez con un vehículo monoplaza eléctrico, siendo el propósito general en el diseño de los distintos sistemas el uso de materiales compuestos, como es el caso de la fibra de carbono para reducir el peso total de todos los sistemas y así incrementar el rendimiento del vehículo.

1.3.Estado del Arte

Durante los últimos años el uso de fibra de carbono en vehículos F-SAE, sobre todo eléctricos ha sido de gran uso debido a su alta resistencia y bajo peso que posee, una de las aplicaciones más notoria se da en la manufactura de monocascos, carrocerías, alerones, pero sobre todo se destaca una evolución en el uso de fibra de carbono en piezas que comprenden el sistema de suspensión y dirección del vehículo.

En primer lugar, los componentes básicos de un sistema de dirección están construidos con materiales comunes como el acero y aleaciones de aluminio que muchas veces resultan ser de un peso exagerado para el uso en coches de competición eléctricos; en cuanto a la

geometría usada por muchas escuderías se limitan al uso de una completamente básica y funcional, sin profundizar en aspectos que se pueden analizar como el comportamiento direccional del vehículo en función del tipo de neumático y rin seleccionado.

Figura 1:Suspensión posterior y monocasco fabricados con fibra de carbono de un vehículo F-SAE

Fuente: (emblazeindia.com, 2016)

En términos generales el diseño de sistemas de dirección de monoplazas F-SAE ha evolucionado en cuanto el uso de materiales ligeros y de altas prestaciones para la construcción de los componentes, con el objetivo de reducir el peso de los elementos que componen los distintos sistemas del vehículo.

Figura 2:Brazos del sistema de suspensión de fibra de carbono.

Fuente: (TITAN, 2017)

Actualmente existe muchas piezas prefabricadas para que se adecuen a las necesidades del diseño requerido en un vehículo F-SAE, por lo tanto, la necesidad de fabricar piezas complejas existentes en fibra de carbono se limita a la selección de componentes que se

adecuen al performance requerido del sistema siendo el caso de cremalleras de la dirección que se componen de fibra de carbono y ejes a aplicar en el sistema de dirección.

1.4.Sistema de Dirección

El sistema de dirección de un vehículo es un conjunto de mecanismos encargados de actuar como una interfaz entre el piloto y el vehículo, cuya misión es permitir guiar al vehículo por la trayectoria deseada, durante la conducción el conductor gira el volante y a su vez el movimiento se trasmite mediante la columna de dirección hacia la cremallera la cual convierte el giro en un movimiento lineal que gira las ruedas delanteras.

Los sistemas de dirección más comunes en vehículos de alta velocidad consisten en un sistema mecánico compuesto de un volante de dirección, desconexión rápida, columna de la dirección, cremallera de la dirección y los brazos de la dirección.

El sistema de dirección debe garantizar la seguridad del conductor en todo momento ya que durante su funcionamiento debe soportar todas las fuerzas y esfuerzos que se presentan en la carretera, convirtiéndolo en uno de los sistemas más importantes de un vehículo.

1.5.El sistema de dirección de un vehículo F-SAE

Es importante destacar que el diseño general de un vehículo eléctrico F-SAE tiene como principal objetivo la reducción de peso de los sistemas que componen el vehículo para mejorar el desempeño del mismo en pista, en los vehículos cada elemento se clasifica en dos grupos, por una parte se encuentra la masa no suspendida que son los elementos que no soporta el sistema de suspensión, un ejemplo de esto es el conjunto neumático-rin con sus componentes internos; dentro de las masas suspendidas se incluye a todos los elementos del sistema de dirección y demás elementos que se integran en el chasis del vehículo.

Figura 3 Sistema de Dirección de un vehículo F-SAE.

Fuente: (Sims, 2017)

1.6.Elementos que componen el sistema de dirección de un vehículo F-SAE

De acuerdo con la clasificación anteriormente descrita, el sistema de dirección se encuentra dentro de las masas suspendidas siendo de gran importancia la selección de componentes ligeros y de un adecuado performance, para ello cada elemento del sistema de dirección se describe en los siguientes enunciados con las características que poseen los elementos de varios equipos formula SAE.

1.6.1. Volante de la dirección (Steering Wheel).

El volante es el elemento por el cual se trasmite una fuerza tangencial que posteriormente generara el par de giro sobre la columna de la dirección y determinaran el giro de la dirección del vehículo, su diseño está determinado por factores ergonómicos que determinaran el funcionamiento adecuado del sistema en cuanto a precisión; dentro de los diseños en vehículos FSAE sus diámetros varían entre 175mm hasta 300mm, la dimensión depende de la fuerza necesaria a generar y a su vez del espacio disponible dentro de la cabina del piloto .

Figura 4: Volante base plana marca MOMO.

Fuente: (Autoracing, Pegasus Autoracing supplies, 2017; aspirations, 2017)

1.6.2. Mecanismo de desconexión rápida (Quick release).

Conocido como mecanismo de desconexión rápida es un elemento especificado por el reglamento de la formula SAE, cuya función es desconectar el volante de la columna de la dirección en cualquier momento que fuera necesario la desconexión inmediata del volante procurando la salida del conductor sin restringir el espacio frontal de la cabina.

Figura 5: Sistema de Desconexión rápida con eje estriado.

Fuente: (Snippe, 2017)

1.6.3. Columna de la Dirección (Steering Column).

La columna de la dirección está constituida por un eje ya sea rígido o hueco cuya finalidad es la de trasmitir el par de giro hacia la cremallera de la dirección, en muchos diseños de dirección FSAE, suele estar constituido por dos ejes unidos por una junta universal la cual permite posicionar el volante en una posición angular adecuada a la ergonomía del piloto.

Ya que su función es la de trasmitir el par de giro desde el volante hacia la cremallera los esfuerzos a los que está sometido son de torsión que mediante un análisis se determina el material a emplear en su fabricación.

Figura 6:Columna de la Dirección conectada con la cremallera de la dirección.

Fuente: (Carnegie Racing Mellon, s.f.)

1.6.4. Junta universal (Universal Joint).

La junta universal es un elemento mecánico que permite trasmitir un par de giro entre dos ejes no alineados es decir que estén posicionados en diferentes ángulos, los ángulos de funcionamiento de la junta universal varían de acuerdo con su diseño, pero los usados en columnas de dirección operan en ángulos mayores a 35° grados ya que si operan a ángulos menores se puede generar una obstrucción y generan la aplicación de más fuerza para girar el eje**.**

Figura 7: Junta universal (U-Joint).

Fuente: (River, 2017)

1.6.5. Cremallera de la dirección (Steering Rack).

Comúnmente conocido como un sistema de piñón y cremallera, su finalidad es de convertir el movimiento circular introducido por la columna de la dirección hacia el piñón, en un movimiento lineal continuo por medio de una barra dentada denominada cremallera, el par introducido por la columna de la dirección es reducido de acuerdo la relación de trasmisión que posea el sistema y a su vez permite que el esfuerzo a aplicar por el conductor sea pequeño de manera que evite la fatiga del conductor y mejore la maniobrabilidad del sistema de

dirección ya que al ser menor la desmultiplicación hace que la respuesta de la dirección sea inmediata.

Los sistemas de piñón cremallera mecánicos son de gran aplicación en vehículos F-SAE debido a que se adecuan a las características establecidas por el reglamento de la competencia y a su vez su constitución permite el uso de materiales compuestos que son de gran ayuda para reducir el peso de los sistemas complementarios del vehículo.

Figura 8 Cremallera de la dirección de fibra de carbono.

Fuente: (seven, 2017)

1.6.6. Brazos de la dirección.

Los brazos de la dirección son las barras que conecta la salida de la cremallera con el brazo conectado en la mangueta de las ruedas para producir el giro de los neumáticos en la dirección indicada.

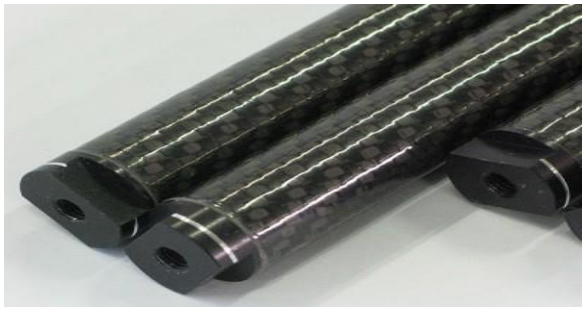


Figura 9: Brazos de la dirección de fibra de carbono con injertos de aluminio.

Fuente: (Seven, 2017)

1.6.7. Terminales de la dirección (Rod end).

Los Rod end son los extremos del varillaje de la dirección es decir los terminales, en la mayoría de estos elementos están constituidos de una carcasa que contiene un cojinete

esférico liso, los Rod end están disponibles en el tipo de rosca izquierda y rosca de derecha lo que hace posible que sea fácil la regulación de los ángulos de la dirección siendo esta la característica fundamental que hace que sean de gran aplicación en sistema s de suspensión y dirección de vehículos F-SAE.

Figura 10: Aurora Rod end

Fuente: (Autoracing, Pegasus Autoracing supplies, 2017)

1.6.8. Reglamento FSAE para el sistema de Dirección.

El diseño en general del vehículo está regulado por el reglamento técnico de la competencia, para ello todas las normas relacionadas con el diseño del sistema de dirección se encuentran detalladas en la sección anexos, en donde se describen cada una de las normas que determinan tanto la funcionalidad y configuración del sistema.

1.6.9. Requisitos del Sistema de Dirección.

Las cualidades que debe cumplir el mecanismo de la dirección están relacionadas con la seguridad del mismo en carretera, para ello (José Font Mezquita, 2004) detalla ciertas cualidades que el sistema debe poseer:

- ***Reversibilidad controlada.*** - este aspecto se refiere a que las perturbaciones de la carretera no deben afectar en el funcionamiento del sistema y a su vez permita un adecuado control de la dirección.
- ***Suavidad.*** - relacionada con la capacidad de maniobrabilidad del sistema, este concepto indica que el sistema debe ser accionado sin realizar esfuerzos excesivos, para ello se debe seleccionar una relación de desmultiplicación adecuada.

- ***Precisión.*** - el término de precisión hace referencia a la suavidad y dureza de la dirección ya que al ser la dirección excesivamente suave se pierde la precisión de la dirección y a su vez al ser dura la conducción seria imprecisa y causando una fatiga excesiva.
- ***Estabilidad.*** **-** con la finalidad de garantizar la seguridad del sistema, esta característica depende del cumplimiento de las características anteriores y a su vez está relacionada con la calidad de los materiales empleados y a la fiabilidad en general del mecanismo.

1.6.10. Sistema de dirección de piñón-cremallera.

Los sistemas de dirección empleados en vehículos de alta velocidad en su mayoría son del tipo piñón-cremallera, (figura 11), de la misma manera este mecanismo también es usado en gran medida en vehículos de pasajeros; respecto a su ubicación puede ser adelante y en la parte posterior del eje delantero. El funcionamiento parte desde la rotación del volante ejercida por parte del conductor que a su vez es transformada en la caja de la dirección en un movimiento lineal que mediante los brazos de la dirección trasmiten la fuerza necesaria para que la rueda gire.

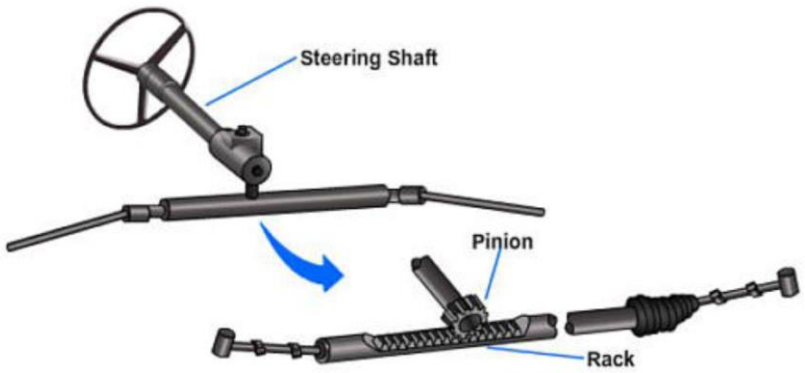


Figura 11:Sistema de Dirección Piñón y cremallera.

Fuente: (Mechtech, 2017)

La desmultiplicación total de este tipo de dirección mecánica está relacionada con el radio de desmultiplicación del piñón y cremallera, además depende de la cinemática de los brazos de la dirección.

1.6.11. Configuración del Sistema de dirección en relación con el Sistema de Suspensión.

En los sistemas de dirección ubicados en el eje frontal, las configuraciones del sistema de suspensión en relación con el sistema de dirección pueden ser diseñados como las configuraciones presentadas en la figura 12.

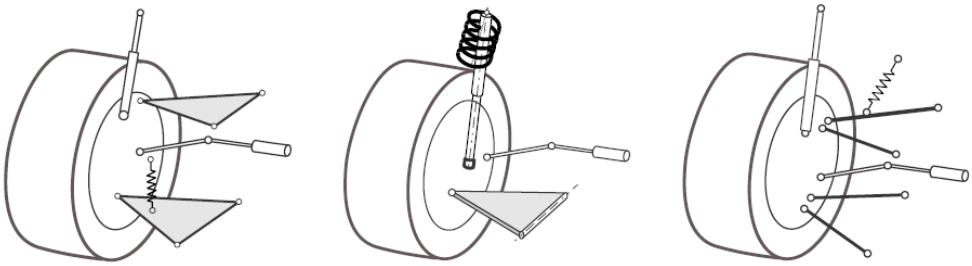


Figura 12: Sistemas de suspensión double wishbone(A-arm), McPherson y multi-link

Fuente: (Rill, 2012)

De las configuraciones presentadas en la figura anterior las más usadas en el sistema de suspensión F-SAE son las denominadas double A-arm ya que permiten la regulación de las cotas asociadas a la geometría de la suspensión.

El cuerpo del neumático gira alrededor del eje del ángulo de King-pin, este eje en los sistemas double A-arm están determinado por los anclajes A y B que presenta la figura 13, siendo el tipo de suspensión diseñado un factor determinante para ubicar la cremallera del sistema dirección acorde a la configuración seleccionada en la suspensión del vehículo.

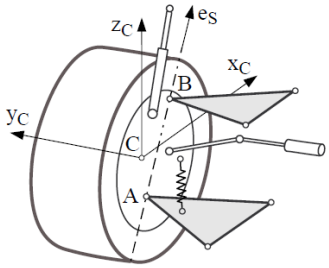


Figura 13: Double A-arm usado en vehículos F-SAE

Fuente: (Rill, 2012)

1.7.Geometría de la Dirección

La geometría de la dirección hace referencia a las cotas de reglaje que son las encargadas de configurar la alineación de las ruedas y por lo tanto determinaran el comportamiento dinámico del vehículo en pista, dentro de los principales que influyen en el sistema de dirección se encuentran mencionados a continuación:

1.7.1. Ángulo de Convergencia (Toe).

El ángulo de convergencia es el ángulo formado por línea central de la rueda y el eje longitudinal del vehículo cuando se proyecta la vista del vehículo desde la parte superior como se muestra en la figura 14.

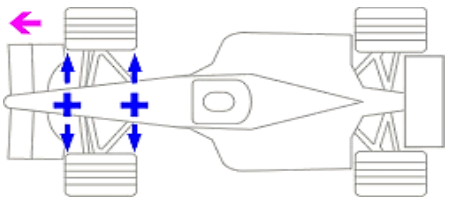


Figura 14:Ángulo de Convergencia Neutro.

Fuente: (RcTek, 2017)

Ángulo de convergencia Positivo (Toe-In).

El ángulo se forma cuando al prolongar los ejes centrales de la rueda estos tienden a cerrarse en la parte delantera del vehículo en un punto imaginario situado delante de ellas; dicho de otra manera, manteniendo la vista superior, la distancia de la parte delantera del neumático es menor que la parte posterior.

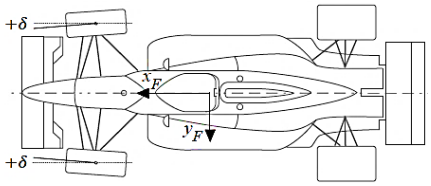


Figura 15:Convergencia Positiva de las ruedas delanteras.

Fuente: (Rill, 2012)

La influencia de la convergencia se denota en la estabilidad del vehículo en línea recta, al incrementar la convergencia se gana estabilidad, pero a su vez existe más resistencia a la rodadura dando como consecuencia la reducción de la velocidad de punta del vehículo.

Ángulo de Convergencia Negativo(Toe-Out).

El ángulo de convergencia negativo es lo contrario a converger siendo el término adecuado a emplear de Divergencia, en donde la rueda tiende a abrirse, por lo que visto desde la parte superior las ruedas están más separadas en la parte delantera que por la trasera.

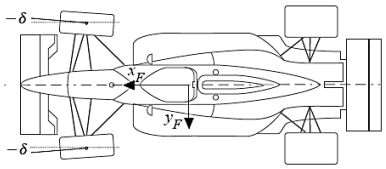


Figura 16:Divergencia de las ruedas delanteras.

Fuente: (Rill, 2012)

La influencia de la divergencia en las ruedas hace que sea posible tomar curvas cerradas al tener un comportamiento subvirador dentro de la curva por otra parte el vehículo pierde su estabilidad en línea recta siendo el vehículo más nervioso ya que tiene menos estabilidad.

1.7.2. Ángulo de caída (Camber).

Según (William F. Miliken, 1995) define el ángulo de caída como el ángulo que se forma entre el plano inclinado de la rueda y la vertical. La inclinación es positiva si la ruda se

inclina hacia afuera con la parte superior en relación con el vehículo, o negativo si se inclina hacia adentro.

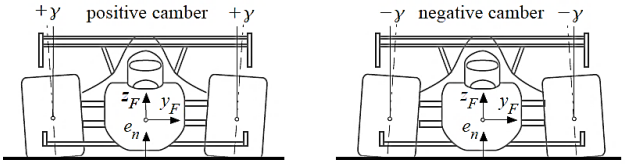


Figura 17:Ángulo de Caída positivo, Ángulo de Caída Negativo.

Fuente: (Rill, 2012)

La influencia de la variación del Camber puede afectar de la siguiente manera; cuando las ruedas poseen una caída negativa el centro de gravedad del vehículo baja, además mejora la respuesta de la dirección, y el vehículo posee una reducida posibilidad de vuelco debido a la ubicación de su centro de gravedad, por otra parte, dotar de una caída positiva puede describir características contrarias a las que presenta el vehículo con caída negativa.

1.7.3. Ángulo de Avance (Caster).

Se denomina ángulo de avance al ángulo formado por la prolongación de la línea del eje de pivota miento con la vertical que atraviesa por el centro de la rueda y en el sentido de avance de esta.

El ángulo de avance es positivo si el eje pivote de la dirección se cruza con el suelo por delante de la rueda. Por otra parte, el ángulo de avance ayuda en la dirección y es responsable del efecto de auto alineación de las ruedas dándole estabilidad en línea recta y una facilidad de conducción.

Los valores del ángulo de avance están en un rango de 6 a 12º para vehículos de tracción posterior y para vehículos con tracción delantera su rango esta entre 0 y 4º.

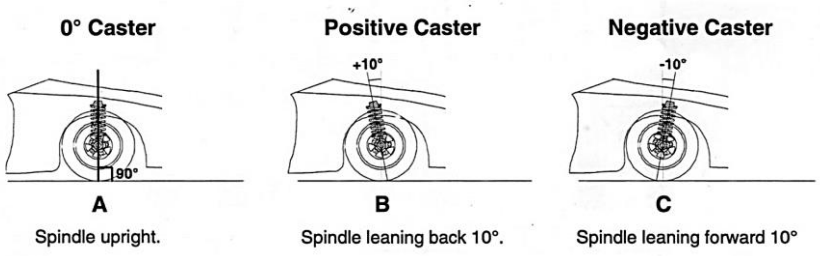


Figura 18:Caster neutral, Caster positivo y Caster negativo

Fuente: (Torque&Throttle, 2017)

Si el ángulo de avance es grande, el par que generara también lo será, produciendo que las ruedas se orienten bruscamente. Si el ángulo de avance es pequeño, el par de auto alineación también lo será, dando como resultado un sistema de dirección inestable.

De manera general cuando el valor del ángulo de avance es mayor, el vehículo posee una dirección autoalimente efectiva y es más estable en línea recta y a su vez el vehículo pierde efectividad al tomar la curva; mientras que al tener un avance menor el vehículo puede tomar las curvas efectivamente y a su vez su salida de la curva tiende a mejorar, pero su auto alineación es pobre y con una estabilidad desequilibrada en línea recta (Fajardo, 2016).

1.8. Geometría de Ackerman

La geometría de ackerman define la geometría que emplean los vehículos para generar un ángulo de giro correcto de la dirección, debido a que cada rueda debe girar con un centro de giro común cuando el vehículo toma la curva. La característica del principio de Ackerman radica en el comportamiento dinámico del vehículo al tomar la curva, la rueda interna marca un ángulo de dirección mayor que la rueda exterior como se muestra en la figura 19. Si las ruedas delanteras giraran en los mismos ángulos al tomar la curva en la rueda interior se produce como resultado un deslizamiento hacia los lados produciendo calor y desgaste no deseado, a su vez disminuye la efectividad de la dirección, entonces la geometría de ackerman tiene como finalidad contrarrestar estos defectos y brindar una dirección con un performance adecuado.

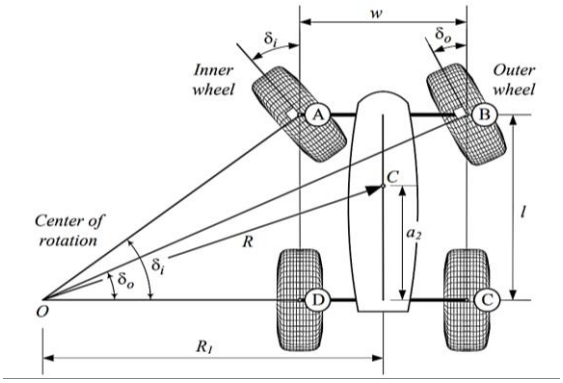


Figura 19:Geometría Ackerman

Fuente: (Jazar, 2009)

Para su aplicación en vehículos de competencia muchas de estas geometrías están compuestas por barras de acople conectadas con los brazos de la dirección que forman un paralelogramo aproximado el cual tiene la funcionalidad de brindar los ángulos deseados en las ruedas que estén conforme a la geometría de ackerman.

La condición de ackerman esta expresada por la siguiente fórmula:

$$\cot \delta_o + \cot \delta_i = \frac{w}{l}$$

Ecuación 1

En donde:

$\delta_o = Angulo\ de\ la\ rueda\ exterior$

$\delta_i = Ángulo\ de\ la\ rueda\ interior$

$w = Ancho\ de\ vía$

$l = distancia\ entre\ ejes.$

La fórmula para cada ángulo se expresa de la siguiente manera:

$$\delta_i = \arctan\left(\frac{l}{R_1 - \frac{w}{2}}\right)$$

Ecuación 2

$$\delta_o = \arctan\left(\frac{l}{R_1 + \frac{w}{2}}\right)$$

Ecuación 3

La materialización de la geometría de ackerman se consigue mediante la aproximación de un trapezoide tal como se muestra en la figura 12, para ello el brazo de la dirección posee un ángulo hacia adentro que crea un movimiento angular desigual al momento que el vehículo gira por la curva.

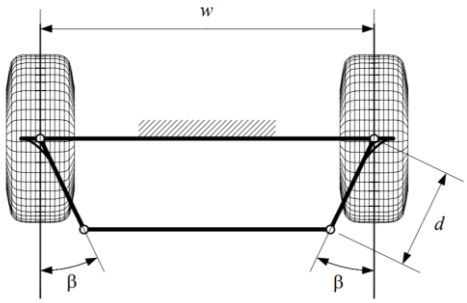


Figura 20:Geometría del trapecio con los brazos de dirección hacia adentro

Fuente: (Jazar, 2009)

De esta manera para determinar el ángulo del brazo de dirección se usan distintas suposiciones que permitirán alcanzar un valor adecuado de los ángulos de las ruedas, dentro de las teorías más comunes suponen, la proyección de los ejes de los brazos que se corten en el punto medio del eje posterior como se muestra en la figura 21.

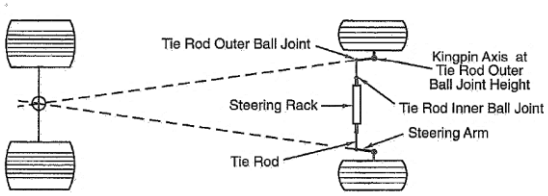


Figura 21:Determinacion del ángulo del brazo de dirección mediante proyección de ejes.

Fuente: (William F.Milliken, 1995)

Por otra parte, se puede establecer la longitud del brazo y establecer una relación geométrica con los ángulos de las ruedas delanteras según (Jazar, 2009), la fórmula que

relaciona los ángulos que cumplen la condición de ackerman y se adecuan al ángulo que el brazo de dirección posee está determinado por la siguiente ecuación.

$$(w - 2d\sin\beta)^2 = (w - d\sin(\beta + \delta_i) - d\sin(\beta + \delta_o))^2 + (d\cos(\beta - \delta_o) - d\cos(\beta + \delta_i))^2$$

Ecuación 4

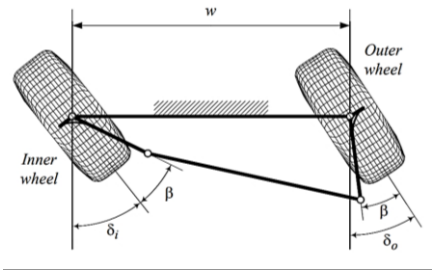


Figura 22: Trapecio articulado con el ángulo del brazo de la dirección.

Fuente: (Jazar, 2009)

En donde:

$\delta_o = Angulo\ de\ la\ rueda\ exterior$

$\delta_i = Ángulo\ de\ la\ rueda\ interior$

$d = Longitud\ del\ brazo\ de\ la\ dirección.$

$\delta_i = Ancho\ de\ via\ delantero.$

1.8.1. Influencia del ángulo del brazo de la Dirección.

Como se explicó en los párrafos anteriores para la obtención de los ángulos que cumplan la condición de ackerman es necesario establecer el ángulo del brazo de dirección con su respectiva longitud, pero la selección del ángulo influye en valor de ackerman a conseguir; debido a esto se detallan a continuación su influencia en el valor de Ackerman.

Ángulos verdaderos de la geometría de Ackerman.

Al proyectar las líneas de los brazos de dirección que se corten en el punto medio del eje posterior suponen un ackerman completamente funcional y verdadero teóricamente en donde no se produce un cambio en el ángulo de convergencia de la rueda que va al interior de la curva cuando el vehículo gira.

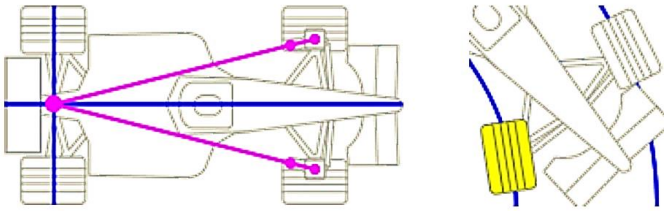


Figura 23:ángulo verdadero de ackerman-orientación de la rueda interior a la curva.

Fuente: (RcTek, 2017)

Aumento del ángulo de la geometría de Ackerman.

Mediante la variación de la proyección de los brazos de dirección pero esta vez situando el punto de corte por delante del eje posterior tenemos la posibilidad de aumentar la desigualdad presente en los ángulos de las ruedas al tomar la curva , además al realizar esta suposición la rueda interna poseerá la tendencia a seguir la trayectoria de un giro de radio más pequeño en comparación con la rueda exterior es decir genera una variación en la divergencia de la rueda interior, como se muestra en la figura 24 en su parte derecha.

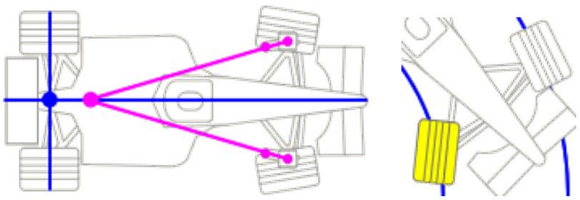


Figura 24:Ackerman incrementado- comportamiento de la rueda interior (Toe in)

Fuente: (RcTek, 2017)

Reducción del ángulo de la geometría de ackerman.

Se produce cuando las proyecciones de los brazos de a dirección se cortan por detrás del eje posterior, el resultado de esta configuración es la reducción de la desigualdad de ángulos en las ruedas, de manera que el ángulo de la rueda interior tendrá un comportamiento divergente y su orientación tendera a guiar al vehículo por fuera de la curva.

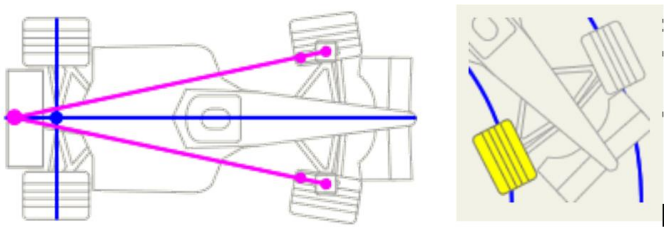


Figura 25: Ackerman reducido- Comportamiento de la rueda interior (Toe out).

Fuente: (RcTek, 2017)

1.9. Neumáticos

Los neumáticos son los que influyen en el comportamiento del vehículo debido a que son elementos que se mantienen en contacto con la calzada de la pista, durante el funcionamiento del vehículo los neumáticos son los elementos que proporcionan el control y la estabilidad del vehículo al resistir las irregularidades de la calzada.

Las fuerzas y torques que se generan en el neumático influyen en el funcionamiento del sistema de dirección estas fuerzas funcionan de manera que generan el auto alineamiento de las ruedas y desarrollan el agarre es decir la adherencia con la pista.

1.9.1. Fuerza Lateral.

Acorde a (William F. Miliken, 1995) explica según SAEJ670, que define la terminología de la dinámica de los vehículos, la fuerza lateral se origina en el centro de contacto entre el neumático y la calzada, se encuentra en el plano horizontal de la calzada y es perpendicular a la dirección en que la rueda se dirige**.**

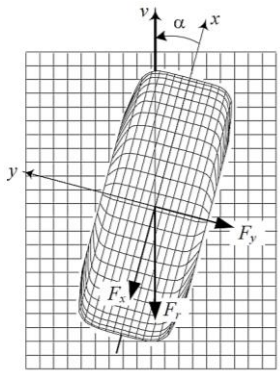


Figura 26: Fuerza lateral Fy presente en el giro del neumático.

Fuente: (Rill, 2012)

1.9.2. Slip Angle (ángulo de deriva).

El ángulo de deslizamiento se denomina al ángulo que se forma entre la dirección a la cual apunta el neumático y la dirección hacia donde se desliza realmente cuando existe una fuerza lateral.

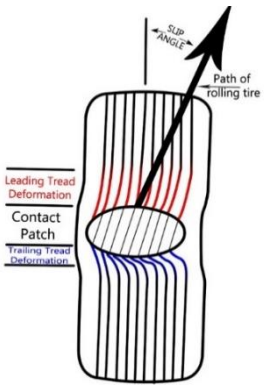


Figura 27:Demostración gráfica del Slip Angle.

Fuente: (Amoz, 2017)

1.9.3. Par de alineación (Self Aligning Torque).

Conocido también como momento de auto alineación es la resultante de la fuerza lateral y el brazo del momento que en este caso está representado por el desplazamiento del neumático (Pneumatic Trail), el par de alineación pretende girar la rueda sobre el eje z alinearla con la dirección de la velocidad del neumático. Según (Jazar, 2009) la fórmula que representa el par de auto alineación.

$$M_z = F_y * a_{x\alpha}$$

Ecuación 5

Donde M_z representa al par autolineante, F_y la fuerza lateral y $a_{x\alpha}$ es el desplazamiento del neumático.[1]

1.9.4. Desplazamiento del neumático (Pneumatic Trail).

Al desplazamiento del neumático se lo puede describir como la relación entre torque de auto alineación y la fuerza lateral para pequeños ángulos de deslizamiento; en estado estacionario puede determinar la fuerza a aplicar en el volante de la dirección ya que, si existe más desplazamiento, la fuerza a aplicar deberá ser mayor para vencer esta fuerza presente.

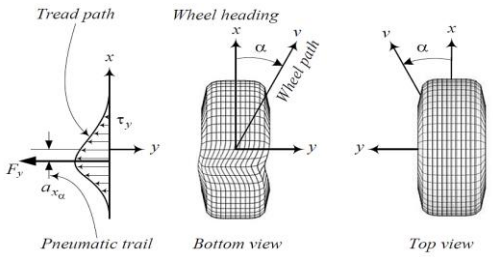


Figura 28: Vista superior e inferior del Desplazamiento del neumático con las fuerzas actuantes.

Fuente: (Jazar, 2009)

Tomando como referencia la ecuación del par autoalimente a formula del desplazamiento del neumático quedara expresado de la siguiente manera.

$$a_{x\alpha} = \frac{M_z}{F_y}$$

Ecuación 6

[1] Concepto tomado de (Jazar, 2009)

1.9.5. Huella mecánica del neumático (Mechanical Trail).

Generalmente la huella mecánica está relacionada con el valor del ángulo de caster y eje del King pin los cuales determinan una impresión de la huella del neumático sobre la calzada tal como se le presenta en la siguiente figura 29.

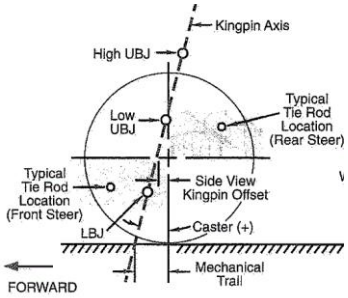


Figura 29:Mechanical Trail determinada por el King pin axis

Fuente: (William F.Milliken, 1995)

1.10. Bump steer

El bump steer hace referencia a la variación del giro inducido por la suspensión producido cuando la suspensión se comprime o se extiende , es decir que cuando la suspensión actúa se genera una trayectoria no deseada por el conductor, sin embargo este fenómeno indeseado se puede controlar mediante los mecanismos de la suspensión y la dirección al situarlos de manera que sus puntos de conexión coincidan con el eje del King pin y otra línea en el chasis que mantenga eje centrado en sus puntos de sujeción.

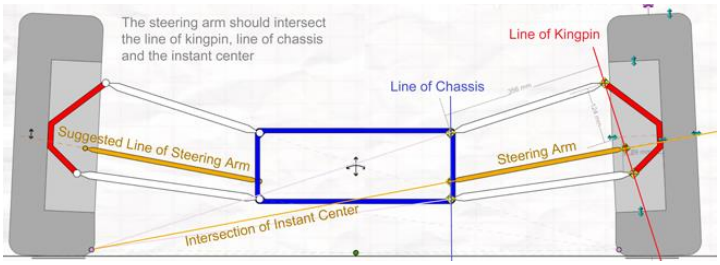


Figura 30: Arreglo teórico de los brazos de suspensión y dirección para evitar el bump steer.

Fuente: (aspirations, 2017)

Al no poseer una geometría aproximada a la figura anterior tanto para los brazos de suspensión y dirección se puede generan unos brazos de pivota miento distintos haciendo que

cada punto tenga un radio de giro distinto lo que producirá un desvío al momento que actúa la suspensión como se muestra en la figura siguiente.

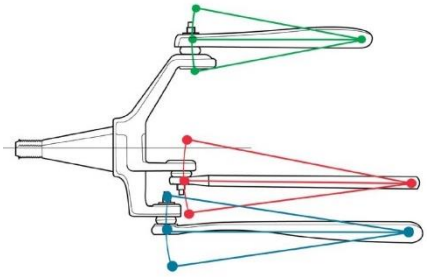


Figura 31:radios de los brazos de las articulaciones que producen bump steer.

Fuente: (Amoz, 2017)

La figura anterior muestra una geometría de los brazos de suspensión y dirección de modo que sus ejes forman su propio radio de giro lo cual produce el efecto del bump steer no deseado.

1.11. Modelo para la evaluación del comportamiento direccional

El comportamiento al tomar la curva de un vehículo es un rendimiento importante relacionado con el maniobrabilidad del vehículo, para la interpretación del comportamiento direccional se inicia con el estudio de giros en régimen estacionario, para ello el movimiento del vehículo se realiza a velocidad constante en un curva de radio constante, en donde el vehículo describe la trayectoria respecto a un eje fijo de rotación con una velocidad angular constante , en donde su centro de gravedad está sometido a una fuerza centrífuga, la cual se compensa con la fuerza de adherencia lateral presente en los neumáticos.

De este modo existen diferentes factores que influyen durante el giro de un vehículo por una curva; la posición del centro de gravedad, la geometría de la suspensión y la velocidad influyen el comportamiento direccional del vehículo a altas velocidades, debido a estos factores los comportamientos presentados por el vehículo pueden ser definidos como:

neutral, sobreviraje, subviraje dependiendo siempre de la variación que pueden presentar los factores señalados.

Para el estudio del comportamiento direccional del vehículo se asume un modelo lineal de dos grados de libertad conocido como modelo de “bicicleta”, el enfoque del estudio parte del análisis del giro a baja velocidad lo cual permitirá establecer las diferencias con un giro a alta velocidad, debido a que las propiedades de los neumáticos aparecen en giros a alta velocidad.

Con el modelo del vehículo presentado en la figura 32, se puede determinar los efectos de la rigidez a la deriva tanto de la rueda delantera y posterior, efectos de la localización del centro de gravedad a lo largo de la distancia entre ejes y finalmente el efecto del ángulo de la dirección sobre los movimientos de guiñada y desplazamiento lateral del vehículo, que determina la trayectoria y el comportamiento del vehículo.

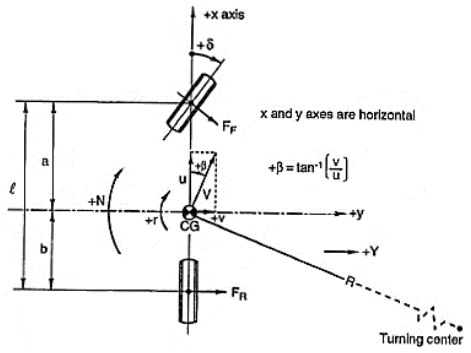


Figura 32: Modelo de dos grados de libertad para giro de estado estacionario.

Fuente: (William F.Milliken, 1995)

1.11.1. Circulación en curva a baja velocidad.

Al considerar baja velocidad se establece un estado estable en el cual las aceleraciones laterales de las ruedas delanteras y traseras son imperceptibles, los ángulos de deslizamiento son nulos en las ruedas delanteras y posteriores, por lo tanto, el giro es netamente una propuesta geométrica en donde la rueda delantera y la posterior se mueven en círculos concéntricos, el radio de giro es la distancia desde el centro de giro hacia el centro de

gravedad del vehículo. La relación de l/R en giro normal es cercano al ángulo de dirección requerido δ, lo que denota que al incrementar la distancia entre ejes el ángulo δ incrementa también, como se observa en la figura 33.

El ángulo promedio de las ruedas delanteras bajo la suposición de ángulos despreciables es definido como ángulo de ackerman, por lo tanto, el ángulo de dirección de ackerman es el ángulo requerido por un vehículo de distancia de ejes "l" para circular en una pista de radio constante "R", a baja velocidad donde las fuerzas externas y aceleraciones son despreciables. (William F. Miliken, 1995)

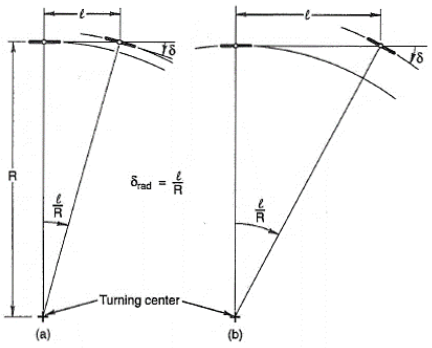


Figura 33:Idealización del ángulo promedio ackerman con relación a la distancia entre los ejes del vehículo

Fuente: (William F.Miliken, 1995)

1.11.2. Circulación en curva a alta velocidad.

En la circulación a altas velocidades los neumáticos delanteros y posteriores desarrollan fuerzas laterales y ángulos de deslizamiento que influyen en gran medida en las ecuaciones cinemáticas.

Las fuerzas de giro en los neumáticos son la fuerza lateral y el ángulo de deriva como se muestran en la siguiente gráfica.

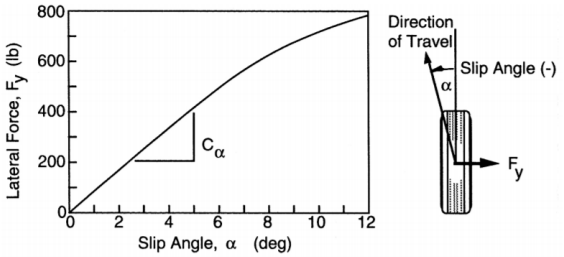


Figura 34:Propiedades de las fuerzas de giro del neumático.

Fuente: (D.Gillespie, 1992)

La figura anterior muestra la relación entre la fuerza lateral y el ángulo de deriva, estos valores determinan el coeficiente de rigidez a la deriva (C_α) del neumático que por lo general es la pendiente de la curva, con ángulos pequeños de deriva menores a 5° la relación puede comportarse lineal y puede ser representada de la siguiente manera.

$$F_y = C_\alpha \alpha$$

Ecuación 7

1.11.3. Ecuaciones de giro.

Las ecuaciones de giro en estado estable se derivan de la aplicación de la segunda ley de newton mediante la cual la ecuación describe la geometría durante el giro, pero modificada por los ángulos de deriva y condiciones presentes en el neumático, por conveniencia de estudio las dos ruedas delanteras del vehículo pueden ser representadas por una sola rueda , y el ángulo de dirección (δ) con un fuerza de giro equivalente para ambas ruedas, la misma suposición puede ser empleada para las ruedas posteriores.

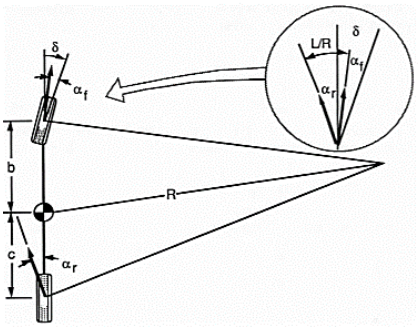


Figura 35:Modelo de bicicleta para el giro del vehículo.

Fuente: (D.Gillespie, 1992)

Así la fórmula queda expresada de la siguiente manera:

$$\sum F_y = F_{yd} + F_{yp} = \frac{M \cdot V^2}{R}$$

Ecuación 8

Donde:

$F_{yd} = fuerza\ lateral\ en\ el\ eje\ frontal$

$F_{yp} = fuerza\ lateral\ en\ el\ eje\ posterior$

$M = Masa\ del\ vehiculo$

$V = Velocidad\ del\ vehiculo$

$R = radio\ de\ giro$

En cuanto al vehículo en equilibrio con los momentos generados respecto al centro de gravedad, la suma de los momentos de las fuerzas laterales delanteras y posteriores son cero por lo tanto se tiene:

$$F_{yd} \cdot b - F_{yp} \cdot c = 0$$

Ecuación 9

Al despejar las fuerzas laterales delanteras y posteriores obtenemos la fórmula de los ángulos de deriva determinado de la siguiente manera:

Para el ángulo de deriva de la rueda delantera

$$\alpha_d = \frac{W_d \cdot V^2}{C_{\alpha d} \cdot g \cdot R}$$

Ecuación 10

Y para el ángulo de deriva de la rueda posterior

$$\alpha_p = \frac{W_p \cdot V^2}{C_{\alpha p} \cdot g \cdot R}$$

Ecuación 11

Ahora la fórmula que determina el ángulo de giro a alta velocidad queda determinada de la siguiente manera

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

Ecuación 12

Reemplazando los valores de los ángulos de deriva obtenemos

$$\delta = \frac{L}{R} + (\frac{W_d}{C_{\alpha d}} - \frac{W_p}{C_{\alpha p}}) \frac{V^2}{g \cdot R}$$

Ecuación 13

En donde:

$\delta = Angulo\ de\ direccion\ en\ las\ ruedas\ delanteras$

$L = Distancia\ entre\ ejes$

$R = Radio\ de\ giro$

$V = Velocidad\ de\ avance$

$g = constante\ de\ aceleracion\ gravitacional = 9.81 \frac{m}{s^2}$

$W_d = carga\ en\ la\ rueda\ delantera$

$W_p = carga\ en\ el\ eje\ posterior$

$C_{\alpha d} = rigidez\ de\ deriva\ de\ las\ ruedas\ delanteras$

$C_{\alpha p} = rigidez\ \ de\ deriva\ de\ las\ ruedas\ posteriores$

1.11.4. Coeficiente de viraje

El coeficiente de viraje consiste en dos términos en el cual cada uno de ellos son la relación entre la caga en el eje ya sea frontal o posterior con el coeficiente de rigidez a la deriva del neumático, representado por el símbolo “k”.

La fórmula del ángulo δ puede ser escrita de la siguiente manera:

$$\delta = \frac{L}{R} + k(\alpha_y)$$

En donde:

$$k = \frac{W_d}{C_{\alpha d}} - \frac{W_p}{C_{\alpha p}}$$

Ecuación 14

En función del valor que adquiere de acuerdo con la ubicación del centro de gravedad del vehículo, se puede determinar la respuesta dinámica del vehículo de la siguiente manera:

- *Vehículos Neutros:* $K = 0$
- *Vehículos Subviradores:* $K > 0$
- *Vehículos sobreviradores:* $K < 0$

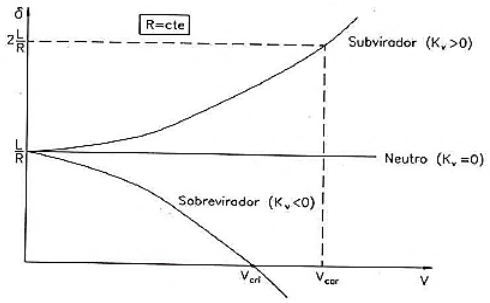


Figura 36 Gráfica del comportamiento direccional en función del coeficiente de viraje.

Fuente: (Aparicio Izquierdo, Vera Alvarez, & Díaz López)

1.11.5. Respuesta direccional de Vehículos Neutros (K=0).

La característica de los vehículos neutros es que su centro de gravedad está posicionado en el centro de la distancia entre ejes, es decir, físicamente la dirección neutral tiene un equilibrio presente en el vehículo de tal manera que la fuerza de aceleración lateral en el CG provoca un aumento idéntico en el ángulo de deslizamiento de las ruedas posteriores y delanteras.

El ángulo de dirección de un vehículo neutro está representado por:

$$\delta = \frac{L}{R}$$

Ecuación 15

En donde su valor es independiente de la velocidad.

1.11.6. Respuesta direccional de Vehículos Subviradores (K>0).

Cuando el CG del vehículo se posiciona por delante del centro de la distancia entre ejes, la carga estática en el eje frontal se incrementará, por lo tanto, la en el CG hace que las ruedas delanteras se deslicen hacia los lados en mayor medida que en las ruedas traseras.

De este modo el comportamiento del ángulo de dirección del vehículo tendera a incrementarse, en otras palabras, el vehículo se deslizará hacia afuera de la curva haciendo que el conductor deba girar el volante más de los necesario para mantenerse dentro de la curva.

En el caso de un vehículo subvirador el ángulo de dirección queda representado de la siguiente manera:

$$\delta = \frac{L}{R} + K \cdot \frac{V^2}{g \cdot R}$$

Ecuación 16.

1.11.7. Respuesta direccional de Vehículos Sobreviradores (K<0).

En los vehículos sobreviradores la característica se debe a que su centro de gravedad está ubicado por detrás de la mitad de la distancia entre los ejes, dando como resultado el incremento de la carga en el eje posterior en donde la aceleración lateral del tren posterior será mayor que en el tren delantero, el ángulo de deslizamiento presente en las ruedas posteriores predomina en cuanto a valor y el carro tiene la tendencia de girar hacia dentro de la curva, es decir que el ángulo a girar de la dirección del vehículo decrece cuando se

aumenta a velocidad debido a que la deriva presente en el tren posterior lo dirigirá hacia afuera y el tren delantero gire hacia adentro de la curva, lo que hace que se reduzca el radio de giro.

El ángulo de dirección en el caso de un vehículo sobrevirador, queda determinado de la siguiente manera:

$$\delta = \frac{L}{R} - |K| \cdot \frac{V^2}{g \cdot R}$$

Ecuación 17

En donde el ángulo de dirección a girar decrece al aumenta la velocidad.

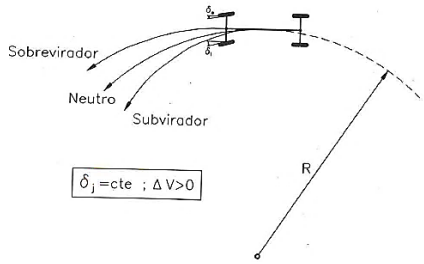


Figura 37:Explicación gráfica del comportamiento direccional del vehículo.
Fuente: (Aparicio Izquierdo, Vera Alvarez, & Díaz López)

Como se observa en figura 36 en los vehículos sobreviradores el ángulo de dirección puede hacerse negativo a partir de un valor de velocidad V, el cual se denomina Velocidad critica que está representado de la siguiente manera:

$$V_{Critica} = \sqrt{\frac{g \cdot L}{|K|}}$$

Ecuación 18

Esta velocidad determina el valor de velocidad en el cual el piloto debe girar el volante en sentido contrario en donde el vehículo presenta una inestabilidad que debe ser evitada.

Para el caso de un vehículo subvirador, el volante debe ser girado en el sentido de giro del vehículo en todos los intervalos de velocidades, para ello existe un valor que permite

comparar el grado de subviraje denominado Velocidad Característica en donde este valor determinara un giro de volante doble del valor de un viraje neutro, quedando representado de la siguiente manera:

$$V_{Caracteristica} = \sqrt{\frac{g \cdot L}{K}}$$

Ecuación 19

1.12. Resumen de capitulo

En el presente capítulo se describe los conceptos fundamentales de la competencia FSAE, para ello se detalla el principal objetivo del evento y el reglamento técnico que determina el diseño del vehículo y del subsistema de dirección, lo que permite un análisis de los parámetros que posee el sistema de dirección de un vehículo formula SAE.

Dentro de lo detallado sobre el estado del arte de los sistemas de dirección, se detalla el uso de materiales compuestos y ligeros que permiten mejorar el performance del sistema y adecuarlo a vehículos FSAE eléctricos, además se describe las variaciones que los sistemas de dirección pueden emplear para su funcionamiento en cuanto a la geometría deseada tanto del varillaje y los ángulos deseados para las ruedas.

Finalmente, el capítulo se centra en la descripción de los componentes del sistema, sus cotas de reglaje y cada uno de los parámetros cinemáticos que intervienen en la determinación de su geometría y que de manera sistemática influirán en el diseño, de esta manera los conceptos presentados permitirán realizar el diseño y análisis del sistema de dirección en los capítulos complementarios.

Capítulo II

2. Estudio del comportamiento direccional del vehículo F-SAE eléctrico.

2.1. Introducción

En el presente capítulo se desarrollará el análisis del comportamiento direccional del vehículo F-SAE eléctrico en estado estacionario, para determinar un criterio de diseño que influirá en la geometría del varillaje del sistema de dirección, así mismo nos permitirá determinar ciertos valores tanto de la convergencia de los neumáticos y las acciones a implementar durante la conducción al determinar el comportamiento direccional en determinada circunstancia.

En relación con la determinación de los parámetros que influencian el comportamiento direccional del vehículo, mediante la implementación de datos seleccionados en el diseño del sistema de suspensión, selección del tren de potencia y datos experimentales de comportamiento de neumáticos empleados en competencias de formula SAE, acorde al rin seleccionado; se seleccionan los parámetros necesarios para realizar el análisis planteado.

Finalmente se describe brevemente el resultado del comportamiento direccional del vehículo, para posteriormente implementar los criterios desarrollados en el diseño del varillaje de la dirección y a su vez brindar ciertas recomendaciones a tomar en cuenta por los pilotos en determinada velocidad.

2.2.Selección de los parámetros generales.

Para la selección de los parámetros que permitirán el análisis del comportamiento direccional del vehículo; se inicia con la descripción de las dimensiones del vehículo, en relación a las cuantificación numérica de las distintas variables, estas son tomadas de los valores proporcionados por el equipo encargado de diseñar el sistema de suspensión, para los

valores correspondientes de la pista se toma como referencia una de las pruebas de funcionamiento establecidos por el reglamento de la competencia denominada “skid-pad”, así mismo para datos de velocidad y aceleración lateral se toma en cuenta valores tanto de la bibliografía y a su vez valores de los estudios realizados por parte del equipo encargado de la selección de tren de potencia del vehículo, cada uno de ellos detallados a continuación:

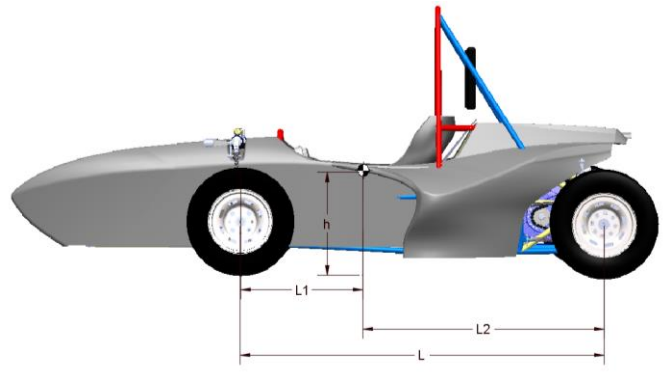


Figura 38:Acotación de las Dimensiones del vehículo F-SAE Eléctrico.

Fuente: El Autor

Tabla 1:Dimensiones y pesos del vehículo.

Dimensiones F-SAE Eléctrico			
Parámetro	**Símbolo**	**Valor**	**Unidades**
Distancia entre Ejes	L	1600	mm
Distancia del eje delantero al CG	L1	900	mm
Distancia del eje Posterior al CG	L2	700	mm
Altura del Centro de Gravedad	h	300	mm
Ancho de vía delantero	Avd.	1200	mm
Ancho de vía Posterior	Avp	1180	mm
Peso del vehículo	W	225	kg
Peso del Conductor	Wc	70	kg
Peso del vehículo incluido piloto	Wt	295	kg

Por otra parte, se presenta los valores obtenidos por parte del equipo encargado del diseño y selección del tren de Potencia:

Para la determinación de la velocidad en curva se toma como referencia la pista del skid-pad que establece la competencia tal como se muestra en la siguiente figura.

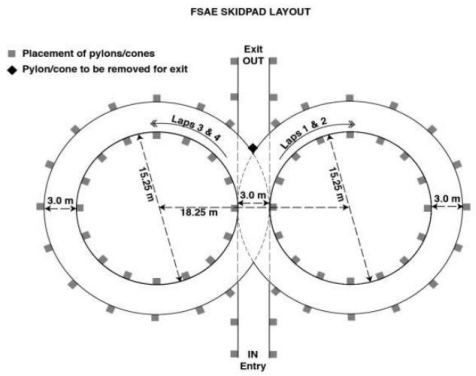


Figura 39: Layout del skid-pad

Fuente: (SAE International, 2017)

Como se observa en la figura anterior las dimensiones del "skid-pad" nos permiten establecer el radio de giro, en cuanto al radio de giro a ser usado se establece en el valor de 9 m basado en los valores mostrados de la pista del skid-pad siendo este un valor aproximado para los cálculos a realizar.

2.2.1. Aceleración lateral.

Mediante la aplicación del software Optimum Lap, el equipo encargado del diseño y selección del tren de potencia del vehículo ha determinado que la velocidad en curva del vehículo se establece en $11.616\ m/s$, valor el cual permite calcular el valor de la aceleración lateral mostrado de la siguiente manera.

$$a_y = \frac{V^2}{r}$$

$$a_y = \frac{(11.616 \mathrm{m/s})^2}{9.125}$$

$$a_y = 14.787 \mathrm{m/s^2}$$

$$a_y = 1.507\ \mathrm{G}$$

Por lo tanto, el valor de aceleración lateral queda determinado de la siguiente manera, siendo el valor de $14.787 m/s^2$ equivalente a $1.507\ G$, este valor presentado se encuentra dentro del rango determinado por la bibliografía ya que muchos equipos para el diseño establecen valores teóricos de 2G para cálculos realizados en diferentes sistemas del vehículo.

2.3.Especificación de las características de los neumáticos F-SAE.

Como se explicó a manera breve acerca de la funcionalidad de los neumáticos en el capítulo anterior, ahora es necesario especificar las características que deben poseer estos elementos según la normativa establecida por la competencia, según el artículo T6.4 referente a los neumáticos F-SAE a implementar especifica lo siguiente:

- Neumáticos secos conocidos como slicks son neumáticos que no tienen ninguna talladura en la superficie de contacto y su uso es para pistas secas.
- Neumáticos de lluvia son de uso especial en pistas mojadas y su característica radica en que poseen una talladura que proporciona un agarre adecuado a este tipo de pistas.

Para la selección de los neumáticos para el monoplaza F-SAE eléctrico, se ha planteado una investigación por parte del equipo encargado en la selección de los mismos, la cual se fundamenta en la investigación de varios criterios de equipos experimentados en la competencia que comparan distintos tipos de neumáticos para obtener el que se adecue a las necesidades del vehículo diseñado.

Considerando el estudio planteado anteriormente para la selección de los neumáticos se seleccionó los neumáticos de la marca “HOOSIER” con las dimensiones:

- Slicks:18.0” x 7.5” rin 10
- Wets:19.5” x 6.5” rin 10

Figura 40: Neumáticos Hoosier tipo slicks.

Fuente: (Hoosier Tires, s.f.)

2.4.Determinación de las gráficas de los neumáticos.

El análisis del comportamiento del neumático se obtiene mediante experimentación en laboratorios adecuados para ese propósito, para ello existen laboratorios que realizan este tipo de experimentación y a su vez distribuyen los datos a equipos de formula SAE que desean implementar el diseño de sus neumáticos acorde a sus necesidades, para que un equipo pueda hacer uso de estos datos, el consorcio de pruebas de neumáticos TTC por sus siglas en ingles proporciona estos datos mediante el pago de una membresía mediante la cual el equipo tiene acceso a estos datos experimentales, cabe recalcar que el análisis y desarrollo de modelos matemáticos de neumáticos mediante la implementación de los datos experimentales no está contemplado en el desarrollo de esta tesis, por lo tanto los datos que se presentan en los siguientes apartados son valores obtenidos del TTC de mediante la implementación de recursos básicos que ofrece el sitio web para la lectura de los valores experimentales de las pruebas de neumáticos.

2.4.1. Formula SAE Tire Test Consortium.

El FSAE Tire Test Consortium (FSAE TTC) es una organización administrada por voluntarios de escuelas miembros que aportan con sus recursos financieros para obtener datos experimentales de fuerza y momento de neumáticos de alta calidad, destinados a las competiciones de Formula SAE y Formula Student. El rol de FSAE TTC es recaudar fondos

al registrar a las escuelas miembros, organizar y llevar a cabo pruebas de fuerza y momento y poner la información a disposición de las personas en las escuelas que son miembros de la organización. (Milliken Research Associates, 2017)

2.4.2. Proceso implementado por FSAE TTC para la experimentación con neumáticos.

El proceso implementado, inicia con la selección de los datos en una serie de barridos , en los cuales se controla los valores de inclinación de ángulo, Presión de inflado, velocidad de la calzada y la carga normal implementada, cada una de las pruebas son realizadas en la máquina de prueba de Calspan Tire Research Facility de correa plana que usa una calzada tipo papel de lija 120 a una velocidad de 25 mph, (Milliken Research Associates, 2017).Finalmente para cada prueba como se ha mencionado en anteriores apartados, existe una explicación de los parámetros de prueba realizados y a su vez existe una documentación de la compañía Calspan que provee las máquinas para las pruebas de neumáticos , el documento en donde se detalla las normas establecidas en las pruebas se encuentra en el apartado de anexos.

2.4.3. Selección de los datos experimentales de los neumáticos.

El desarrollo de las gráficas para los neumáticos se inicia con la selección de los datos experimentales de la página del TTC, para la selección adecuada, la página oficial del consorcio de pruebas posee un índice general ubicado en su página principal, donde se resume las pruebas que se han realizado en los neumáticos de acuerdo con su marca y medida del rin, para ello después de verificar cada uno de las rondas en las cuales se han determinado la experimentación de los neumáticos necesitados, se procede a ingresar en el foro privado del TTC en donde se encuentra cada uno de los siguientes menús:

- General TTC discussion
- Tire models
- Tire specific Discussion
- Tire Testing
- TTC sponsors

Cada una de las entradas cuenta con su especificación de a que se relaciona cada entrada del menú, para la selección de los datos experimentales es necesario ingresar a el menú de Tire Testing en donde se selecciona la ronda de experimentos en donde previamente se han ubicado los datos experimentales a manipular.

Cada ronda de prueba posee un índice general en formato pdf que explica los valores experimentales de carga, presión, inclinación y a su vez determina un resumen general del proceso realizado; En cuanto a los índices planteados por TTC de las rondas experimentales mencionadas anteriormente se indican las especificaciones de las mismas en el apartado de anexos.

Respecto a lo relacionado con el código de Matlab otorgado por el TTC, se encuentra dentro de la entrada de Tire Modeling Technology bajo el nombre de “Matlab Tire Processing Code (Report form)”, el código mencionado permite la lectura y graficación de los datos de las rondas 1 hasta la ronda 3, debido a que las rondas posteriores poseen matrices de datos experimentales extensas que para la lectura y graficación con el código mencionado no es posible; para el modelado del neumático se necesita de otro tipo de programación ya sea con Matlab u otros softwares que permiten el arreglo de los datos experimentales a modelos de neumáticos funcionales, finalmente el código también se lo puede encontrar en la sección de anexos con cada uno de las especificaciones que el desarrollador del código ha implementado para la compresión del mismo.

Acorde la nomenclatura de los neumáticos seleccionados, se necesitan datos de las pruebas realizadas en la ronda 1, donde se ha efectuado pruebas con neumáticos Hoosier Rin 10 in.

Para el desarrollo de la respuesta direccional del vehículo es necesario desarrollar las gráficas de la fuerza lateral y Angulo de deslizamiento que presenta el neumático ante determinadas cargas.

2.4.4. Interpretación del código Matlab

Para la lectura de los datos experimentales es necesario usar el código de Matlab planteado por el consorcio TTC, además es necesario revisar los conceptos relacionados con los coeficientes empleados en cuanto a la denominación de los ejes coordenados del vehículo, cabe recalcar que el código presentado por el consorcio TTC únicamente realiza la lectura y graficación adecuada mediante los toolbox de Matlab y no desarrolla un modelo matemático del neumático.

2.4.5. Sistema de ejes coordenados adoptado para el neumático.

Para el estudio de la dinámica del comportamiento del neumático, los ejes coordenados adaptados para la comprensión de los datos del TTC son los presentados por (William F.Miliken, 1995), en donde se establece un sistema de ejes coordenados que se muestran en la siguiente figura.

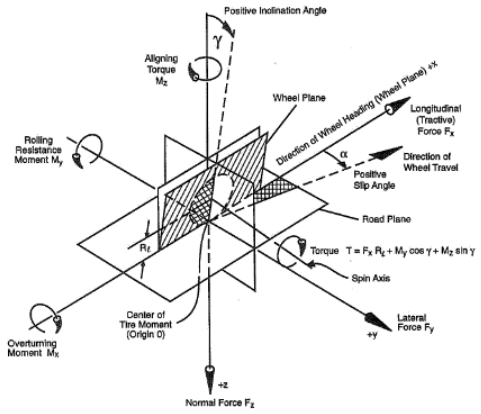


***Figure 2.33** SAE tire axis system (Ref. 1).*

Figura 41:Sistema de ejes coordenados SAE aplicado a los neumáticos.

Fuente: (William F.Miliken, 1995)

2.5.Descripción de las gráficas de los neumáticos

Para el desarrollo de la respuesta direccional del vehículo es necesario desarrollar las gráficas de la fuerza lateral y ángulo de deslizamiento que presenta el neumático para ello las pruebas son realizadas bajo parámetros controlados con altos estándares de calidad, cada uno de los parámetros con los cuales los neumáticos de FSAE TTC son experimentados, se encuentran detallados en el documento de resumen, el mismo detalla el proceso y las variables que determinan los valores de salida que caracterizan el comportamiento del neumático.

En las gráficas planteadas a continuación se muestran las gráficas de los datos experimentales del neumático con la denominación Hoosier 20 x 6-10 in, que se ha realizado bajo las especificaciones presentadas en el anexo, literal b , además las pruebas se realizan simulando una rotación libre en curva, tal como lo indica la tabla presentada en anexos de la ronda 1, la razón de la selección del neumático establecido en la ronda 13 se debe a su similitud en el rin que se ha seleccionado para el monoplaza eléctrico.

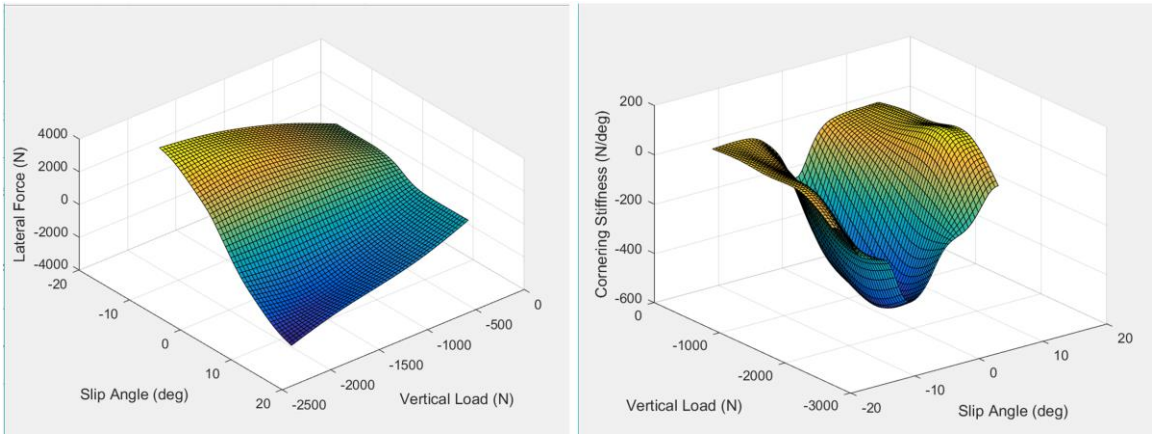


Figura 42 Gráficas de los datos de la ronda 1 del neumático 20 x 6.0-10

Fuente: (Milliken Research Associates, 2017)

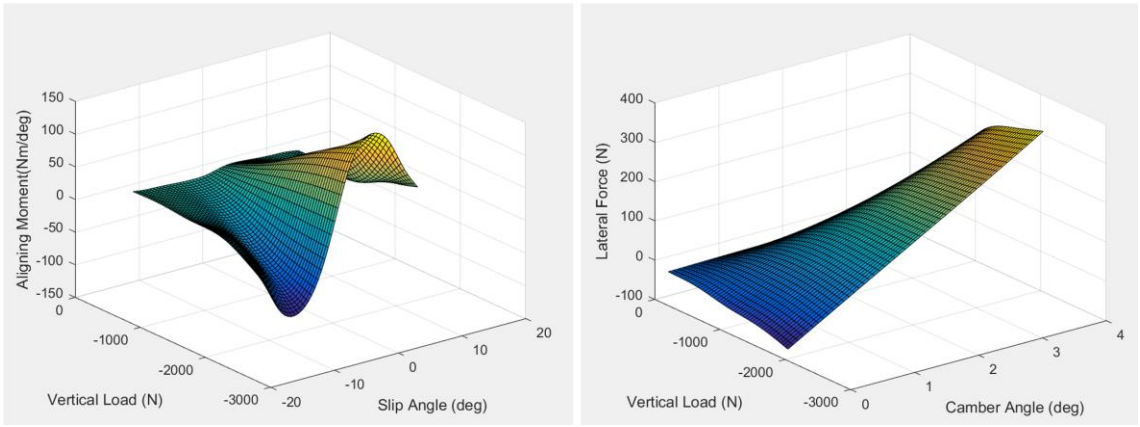


Figura 43: Gráfica de la carga vertical, ángulo de deriva, momento autolineante, fuerza lateral y ángulo Camber.

Fuente: (Milliken Research Associates, 2017)

Como se observa en las figuras 42 y figura 43, los parámetros principales que se muestran son el ángulo de deriva, la carga vertical , fuerza lateral y el coeficiente de rigidez del neumático, los cuales están representados en tres dimensiones debido a que los datos al ser experimentales pueden tener una dispersión entre cada dato presentado y para establecer unos datos razonables, el código desarrollado por el TTC realiza un arreglo de los datos para que sean de fácil compresión para los lectores y a su vez permitan discernir adecuadamente datos obtenidos de las pruebas, además el código de Matlab grafica las imágenes presentadas y a su vez presenta datos acerca de varios factores presentes en la experimentación de neumáticos, que se detallan en la sección de anexos.

Para el análisis del comportamiento direccional se toma en cuenta el uso de la gráfica de ángulo de deriva en función de la fuerza lateral y la carga vertical aplicada, la cual nos servirá para determinar el coeficiente de viraje que determinará el comportamiento direccional del vehículo.

2.6. Evaluación del comportamiento direccional del vehículo

Dentro de la evaluación del comportamiento direccional del vehículo, es necesario identificar las fuerzas la las que están sometidas cada eje, las fuerzas laterales originadas a determinada velocidad y un radio de giro, mediante estos datos calculados es posible determinar el ángulo de deriva al cual están sometidos los neumáticos delanteros y posteriores del vehículo, para ello se establece el siguiente desarrollo para la determinación de la respuesta direccional del vehículo F-SAE eléctrico.

En primer lugar, se determina los valores de las masas que se ejercen de manera estática en cada eje delantero y posterior respectivamente, mediante las ecuaciones planteadas en el capítulo anterior las fuerzas son determinadas de la siguiente manera:

2.6.1. Cálculo de masas delanteras y posteriores.

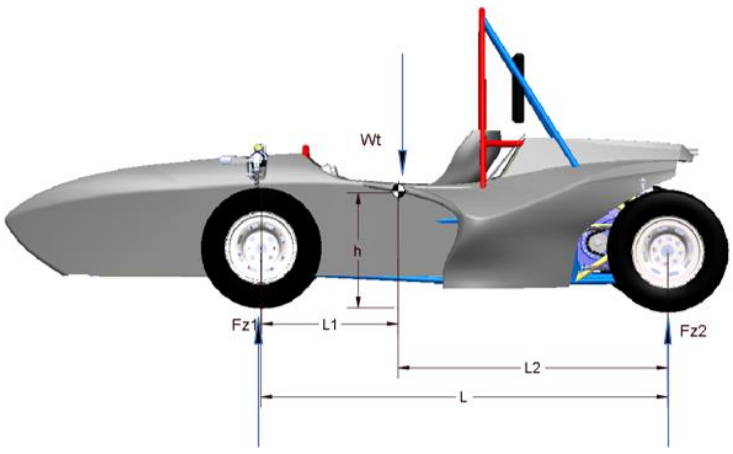


Figura 44:Diagrama de cuerpo libre del vehículo.

Fuente: El Autor

$$F_{Z1} = m \cdot g \cdot \frac{L_2}{L_1+L_2} \ ;$$

$$F_{Z1} = 295Kg \cdot 9.81 \frac{m}{s^2} \cdot \frac{0.7\,m}{1.6m}$$

$$\boldsymbol{F_{Z1} = 1266.10\,N = 129.06\,kg}$$

$$F_{Z2} = m \cdot g \cdot \frac{L_1}{L_1+L_2}$$

$$F_{Z2} = 295\ Kg \cdot 9.81\ \frac{m}{s^2} \cdot \frac{0.9\,m}{1.6m}$$

$$\boldsymbol{F_{Z2} = 1627.84\,N = 165.93\,kg}$$

2.6.2. Cálculo de las fuerzas laterales en las ruedas delanteras y posteriores.

Para ángulos pequeños de la dirección se suponen que la fuerza centrífuga actúa aproximadamente en dirección perpendicular al plano longitudinal del vehículo (Aparicio Izquierdo, Vera Alvarez, & Díaz López).

Por lo tanto, las fuerzas laterales quedan definidas de la siguiente manera:

$$F_{yd} = F_{Z1} \cdot \frac{V^2}{g * R}$$

$$F_{yd} = 1266.10\ \text{N} \cdot \frac{(11.61\,{}^{m}/_{s})^2}{9.81\ \frac{m}{s^2} * 9.125m}$$

$$\boldsymbol{F_{yd} = 1906.47\ \text{N}}$$

$$F_{yp} = F_{Z2} \cdot \frac{V^2}{g * R}$$

$$F_{yp} = 1627.84\ N \cdot \frac{(11.61\,{}^{m}/_{s})^2}{9.81\ \frac{m}{s^2} * 9.125m}$$

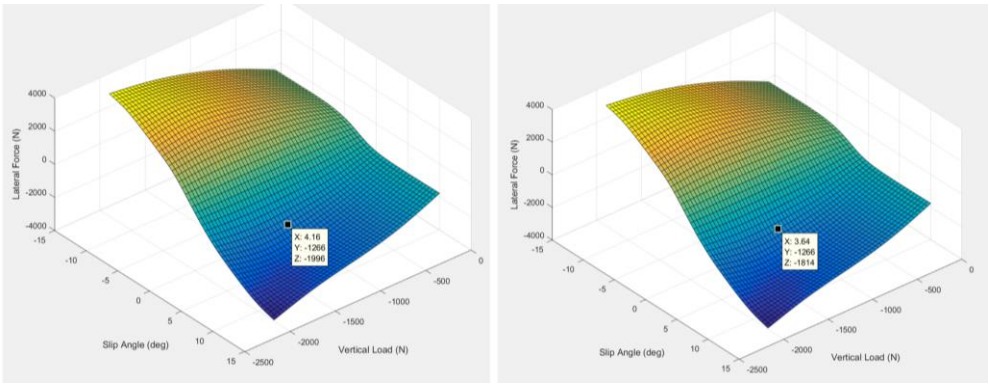
$$\boldsymbol{F_{yp} = 2451.17\ N}$$

A continuación para encontrar el ángulo de deriva aproximado se establecen como valores de referencia el valor de carga vertical como la fuerza ejercida en cada eje y los valores de la fuerza lateral calculados anteriormente, posterior a esto se usan las gráficas de ángulo de deriva versus la carga vertical y la fuerza lateral desarrollados con el código de lectura de datos del TTC, mediante los valores establecidos de fuerza lateral y carga vertical se buscan valores aproximados para luego mediante la implementación de la interpolación lineal permitan ubicar el valor del ángulo de deriva en función de la fuerza lateral calculada en las ruedas posteriores y delanteras.

2.6.3. Selección de los valores de ángulos de deriva mediante la gráfica.

Los valores se toman una vez realizado la graficación mediante el código de Matlab, para ello se usa el comando cursor de datos que posee la ventana del grafico del ángulo de deriva en función de la fuerza lateral y la carga vertical, el cual se lo ubica sobre la gráfica y se determina valores aproximados a los calculados anteriormente de carga vertical y fuerza lateral tanto para el eje delantero y posterior, los resultados obtenidos se muestran a continuación, como se ha mencionado anteriormente el uso de una interpolación lineal se aplica para determinar un valor promedio entre los datos seleccionados , para ellos los datos poseen un valor superior y un inferior para realizar el cálculo.

2.6.4. Valores Seleccionados para Eje delantero.



Fígura 45:Selección de los valores de fuerza lateral y ángulo de deslizamiento para el eje delantero.

Fuente: (Milliken Research Associates, 2017)

Según la gráfica los valores tanto de la fuerza lateral y ángulo de deriva se presentan en la siguiente tabla.

Tabla 2:Valores de fuerza lateral y ángulo de deriva de la gráfica.

Ejes	Representación	Valor superior	Valor inferior	Unidades
x	slip Angle	4.16	3.64	deg
y	carga vertical	1266	1266	N
z	fuerza lateral	1966	1814	N

2.6.5. Valores seleccionados para el Eje posterior.

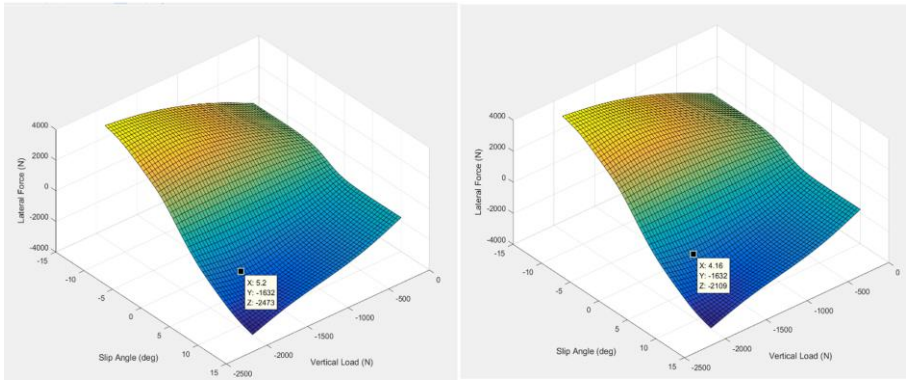


Figura 46:Selección de los valores de fuerza y ángulo de deslizamiento para el eje posterior.

Fuente: (Milliken Research Associates, 2017)

Los valores de los ángulos de deriva y fuerza lateral para el eje posterior se muestran a continuación en la siguiente tabla.

Tabla 3: Valores de fuerza lateral y ángulo de deriva para el eje posterior.

Ejes	Representación	valor superior	valor inferior	unidades
x	slip Angle	5.2	4.16	deg
y	carga vertical	1632	1632	N
z	fuerza lateral	2473	2109	N

2.6.6. Cálculo del ángulo de deriva delantero y posterior

Ángulo de deriva delantero

$$\alpha_d = 3.64 + \frac{4.16 - 3.64}{1996 - 1814} \cdot (1906.47 - 1814) = 3.9042$$

$$\alpha_d = 3.904\ deg = \mathbf{0.068141\ rad}$$

Ángulo de deriva posterior.

$$\alpha_p = 4.16 + \frac{5.2 - 4.16}{2473 - 2109} \cdot (2451.17 - 2109) = 5.13763$$

$$\alpha_p = 5.13\ deg = \mathbf{0.089669\ rad}$$

2.6.7. Cálculo del coeficiente de rigidez a la deriva.

Cálculo para el neumático delantero.

$$\boldsymbol{F_y = C_\alpha \alpha}$$

$$\boldsymbol{\frac{F_{yd}}{\alpha_d} = C_{\alpha d}}$$

$$\boldsymbol{F_{yd} = 1906.47\ \text{N}}$$

$$\boldsymbol{\alpha_d = 0.068141\ rad}$$

$$\boldsymbol{C_{\alpha d} = \frac{1906.47\ \text{N}}{0.068141\ rad}}$$

$$\boldsymbol{C_{\alpha d} = 27978.3\ {}^{N}/_{rad}}$$

Cálculo para el neumático posterior

$$\boldsymbol{F_y = C_\alpha \alpha}$$

$$\boldsymbol{\frac{F_{yp}}{\alpha_p} = C_{\alpha p}}$$

$$\boldsymbol{F_{yp} = 2451.17\ N}$$

$$\boldsymbol{\alpha_p = 0.089669\ rad}$$

$$\boldsymbol{C_{\alpha p} = \frac{2451.17\text{N}}{0.089669\ rad}}$$

$$\boldsymbol{C_{\alpha p} = 27335.8\ {}^{N}/_{rad}}$$

Cálculo del coeficiente de viraje

$$k = \frac{W_d}{C_{\alpha d}} - \frac{W_p}{C_{\alpha p}}$$

$$\boldsymbol{W_d = 1266\ N}$$

$$\boldsymbol{W_P = 1627.84\ N}$$

$$k = \frac{1266\ N}{27978.3\ {}^{N}/_{rad}} - \frac{1627.84\ N}{27335.8\ {}^{N}/_{rad}} = \mathbf{-0.0143}$$

Cálculo del Angulo de dirección del vehículo.

$$\delta = \frac{L}{R} - |K| \cdot \frac{V^2}{g \cdot R}$$

$$\delta = \frac{1.6m}{9.125m} - |0.0143| \cdot \frac{(11.61\ {}^{m}/_{s})^2}{9.81\ {}^{m}/_{s^2} \cdot 9.125m}$$

$$\delta = \mathbf{0.15381 = 8.81°}$$

2.7.Análisis del comportamiento direccional del vehículo

Como se observa en los cálculos desarrollados el coeficiente de viraje demuestra que el vehículo tendrá una tendencia sobreviradora ya que cumple con la condición $(K < 0)$, esto se debe a que la mayor cantidad de peso se ubica en el eje posterior donde la aceleración lateral en este eje es mayor en comparación con el delantero, por lo tanto, producirá que el radio del giro del vehículo se reduzca, haciendo que el vehículo gire hacia adentro de la curva.

Como se explicó en el apartado teórico del análisis direccional del vehículo, al tener la tendencia sobreviradora el ángulo de la dirección puede hacerse negativo a partir de una velocidad denominada velocidad critica, esta velocidad determina la velocidad a la cual el

vehículo presenta este comportamiento sobrevirador haciendo que el piloto tenga que girar el volante en sentido contrario evitando así que el vehículo se sitúa hacia adentro de la curva.

La velocidad critica para el vehículo F-SAE eléctrico se la determina de la siguiente manera:

$$V_{Critica} = \sqrt{\frac{g \cdot L}{|K|}}$$

$$V_{Critica} = \sqrt{\frac{9.81\ {}^{m}/_{s^2} \cdot 1.6\ m}{|-0.0143|}}$$

$$V_{Critica} = \sqrt{\frac{9.81\ {}^{m}/_{s^2} \cdot 1.6\ m}{|-0.0143|}}$$

$$V_{Critica} = 33.13\ {}^{m}/_{s}$$

$$\boldsymbol{V_{Critica} = 119\ {}^{km}/_{h}}$$

Como se observa el valor de la velocidad critica, el vehículo F-SAE eléctrico presentará este comportamiento sobrevirador a partir de ese valor, donde el piloto deberá girar el volante en sentido contrario para mantenerse en la pista, pero muchas veces este valor de velocidad no es alcanzable debido a que los radios de giro en la pista de la competencia son pequeños haciendo de la pista un tanto trabada e imposible alcanzar estos valores planteados en curvas.

Finalmente, las acciones que el piloto debe tomar en cuenta es que al poseer el vehículo esta tendencia sobreviradora la aceleración excesiva producida en una curva podría desencadenar que el vehículo derrape, para ello es necesario tratar de entrar a las curvas a una

velocidad adecuada y evitando acelerar demasiado para no perder el control del derrape en cada curva a tomar.

2.8. Resumen de capítulo

En este capítulo se desarrollaron los conceptos relacionados con el comportamiento direccional del vehículo, para ello fue necesario la manipulación de datos del TTC para determinar los valores del ángulo de deriva relacionado con la carga vertical y la fuerza lateral que presenta el neumático en el eje delantero y posterior respectivamente.

Finalmente, el análisis planteado demostró que el vehículo posee un comportamiento direccional sobrevirador, además posee una velocidad critica en la cual se hará notoria este efecto, apara ello se determinará las acciones a tomar y le descripción de este efecto en relación con la pista de endurance de la competencia.

Capítulo III

3. Diseño del sistema de dirección

3.1. Introducción

El propósito general del presente capítulo, es detallar la metodología que se ha tomado en cuenta para desarrollar el diseño del sistema de dirección con sus distintos componentes para el vehículo F-SAE eléctrico, teniendo en cuenta que el diseño debe cumplir con las normas estipuladas por el reglamento de la competencia.

En primer lugar, se detalla la metodología a ser aplicada en el desarrollo del diseño y selección de los componentes, dando a conocer los principales rasgos del diseño en cuanto a identificar la necesidad y realizar la investigación preliminar sin dejar a un lado los demás aspectos que contiene las fases del diseño, de esta forma se podrá obtener distintas opciones de diseño para el sistema, todo este proceso permitirá determinar aspectos de utilidad para la aplicación en el desarrollo del diseño del sistema de dirección para el vehículo eléctrico.

Finalmente, se propone el diseño seleccionado para su evaluación en cuanto a materiales y fiabilidad, mediante la aplicación del software CAD SolidWorks el cual permitirá evaluar los conceptos generados.

3.2. El proceso de diseño

Dentro del desarrollo de un prototipo existe una sucesión de pasos que tienen como finalidad determinar una adecuada selección de los parámetros que rigen el diseño, para ello (Norton, 2004) ofrece un proceso de diseño planteado de la siguiente manera:

Figura 47:Proceso de Diseño aplicado.

Fuente: (Norton, 2004)

La funcionalidad del proceso de diseño indicado radica en su definición de proceso iterativo, que nos permite realizar una repetición en cualquiera de los procesos, es decir que se puede retornar a un estado previo del diseño para analizar cada una de las opciones presentadas, estas características permitirán solucionar de mejor manera el problema planteado.

3.3. Aplicación de la metodología de diseño

Como se mencionó anteriormente en el proceso de diseño, esta metodología planteada se la enfoca hacia el diseño del sistema de dirección de la siguiente manera:

3.3.1. Identificación de la necesidad.

Se requiere diseñar y construir el sistema de dirección para el vehículo F-SAE eléctrico, que se adecue a las exigencias del reglamento técnico de la competencia.

3.3.2. Investigación preliminar.

En lo referente a la información acerca del diseño y construcción de sistemas de dirección en vehículos F-SAE, se estableció la información necesaria en el apartado de revisión de la fundamentación teórica y estado del arte del capítulo uno de este proyecto.

3.3.3. Planteamiento de objetivos.

El objetivo es diseñar y construir el sistema de dirección para el vehículo de competencia Formula SAE eléctrico. Siendo de fundamental importancia que el sistema diseñado sea eficiente y se adecue a todos los parámetros estipulados por el reglamento de la competencia (SAE International, 2017).

3.3.4. Especificaciones de desempeño.

Para determinar las especificaciones en las cuales se va a desempeñar el sistema de dirección, se toma como referencia el reglamento técnico de la competencia a la cual se ha encaminado el diseño del vehículo F-SAE eléctrico referenciado en el ANEXO A.

Desde el punto de vista general los aspectos de mayor relevancia para el diseño del sistema de dirección se destacan a continuación:

- El volante debe estar mecánicamente conectado a las ruedas
- El sistema de dirección debe tener topes de dirección que impidan que los brazos de dirección se bloqueen y estos pueden estar en la mangueta o la cremallera.
- El juego libre permitido en el sistema de dirección está limitado a 7 grados totales medidos en el volante de la dirección.
- El volante de la dirección debe tener un sistema de desconexión rápida.
- Los brazos de dirección deberán estar diseñadas para soportar fuerzas axiales.
- El diseño del sistema debe de ser simple y fácil montaje.
- En cuanto a seguridad los elementos movibles deberán ser protegidas para evitar el contacto con el piloto y en su caso evitar injurias al mismo.
- En cualquier posición angular, la parte superior del volante no debe ser más alta que la superficie superior del arco frontal.

- Las uniones entre todos los componentes que sujetan el volante al bastidor de dirección deben ser mecánicas y ser visibles durante la Tech inspection. No se permiten uniones pegadas con resina sin un respaldo mecánico.

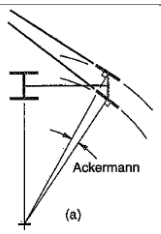
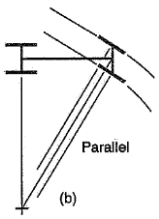
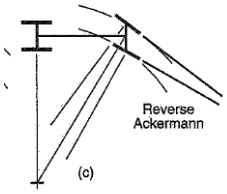
3.3.5. Desarrollo del diseño y evaluación.

Partiendo de las necesidades planteadas anteriormente y según el reglamento técnico de la competencia, es necesario generar conceptos a ser aplicados en el diseño de cada uno de los componentes del sistema que a su vez permitan satisfacer las especificaciones de diseño planteadas.

<u>Cálculo de la geometría de Ackerman</u>

Dentro de las principales geometrías que se usan en competencias F-SAE, las tres principales se detallan en la siguiente tabla, de acuerdo con su funcionalidad en pista cada una de ellas es la responsable de la maniobrabilidad de la dirección del vehículo.

Tabla 4:Geometrías del Sistema de dirección empleadas en vehículos F-SAE.

Geometrías del sistema de dirección	Ackermann	Paralela	Ackermann reverso
Geometría del sistema de dirección.			
Características	Geometría del sistema de dirección en la cual la rueda interior gira más que la rueda exterior.	La Geometría produce que las ruedas giren con el mismo ángulo de dirección en cada rueda con distintos radios de giro.	Geometría de la dirección que permite que la rueda interior gire menos que la rueda exterior, en los cuales sus ejes de proyección están por delante del eje delantero.

Para la selección adecuada de la geometría a implementar se toman en cuenta aspectos tales como el espacio disponible para la adecuación de la geometría, eficiencia de la geometría, eficiencia estructural, adecuación con el sistema de suspensión.

- Espacio disponible: este aspecto hace referencia a la ubicación del sistema con sus componentes y la dimensión del espacio a ocupar.
- Eficiencia de la geometría: de acuerdo con su funcionalidad a alcanzar con los ángulos de las ruedas generados que afectan en la maniobrabilidad del sistema de dirección.
- Eficiencia estructural: respecto a la resistencia de los elementos a implementar para la funcionalidad de la geometría.
- Adecuación con la suspensión: para establecer una adecuada configuración con las cotas de reglaje del sistema y a su vez permita una adecuada configuración entre los dos sistemas.

De acuerdo las especificaciones para la selección de la geometría de la dirección, la geometría de Ackerman es la geometría a implementar para el vehículo F-SAE eléctrico, además permite que la rueda interior gire más que la rueda exterior evitando el deslizamiento en las ruedas delanteras, mejorando la entrada en curvas trabadas ya que para estos circuitos su radio de giro más pequeño oscila entre los 4 m, siendo este valor de referencia para la selección del radio de giro del vehículo en los cálculos a realizar.

Para el cálculo de la geometría de Ackermann se usan los siguientes valores listados en la siguiente tabla.

Tabla 5: Valores para el cálculo de los ángulos de Ackerman.

Parámetro	Símbolo	Valor	Unidades
Distancia entre Ejes	L	1600	mm
Distancia del eje Posterior al CG	a2	700	mm
Ancho de vía delantero	w	1200	mm
Radio de giro	R	3500	mm

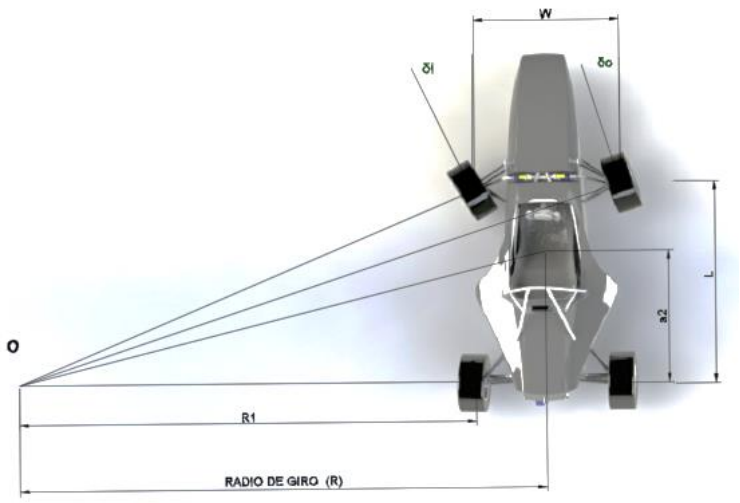


Figura 48:Cotas que intervienen en la geometría de Ackerman

Fuente: El Autor

Como se presenta en la anterior tabla los valores dados, tanto de la distancia entre ejes, ancho de vía, y la distancia del CG hacia el eje posterior son valores fijos del vehículo, pero para el radio de giro presentado como se aclaró anteriormente le valor de la curva más trabada en este tipo de competencias es de 4 m y como valor que vehículo podrá girar, se ha tomado el valor de 3.5m como un límite de seguridad para los cálculos del sistema de dirección.

Por lo tanto, para iniciar el cálculo se establece el valor de R1, que corresponde al valor desde el centro de giro O hasta el centro del eje posterior como se había mostrado en la figura 48.

$$R_1 = \sqrt{a^2 + R^2}$$

$$R_1 = \sqrt{(700\ mm)^2 + (3500mm)^2} = 3569.31mm$$

$$\delta_i = \arctan\left(\frac{l}{R_1 - \frac{w}{2}}\right) \qquad \delta_i = \arctan\left(\frac{1600\ mm}{3569.31\ mm - \frac{1200\ mm}{2}}\right)$$

$$\boldsymbol{\delta_i = 28.31°}$$

$$\delta_o = \arctan\left(\frac{l}{R_1 + \frac{w}{2}}\right) \qquad \delta_o = \arctan\left(\frac{1600\ mm}{3569.31\ mm + \frac{1200\ mm}{2}}\right)$$

$$\boldsymbol{\delta_o = 20.9946°}$$

Una vez calculado los valores tanto para el ángulo interno y externo de las ruedas para que cumpla con la condición de Ackerman, es necesario encontrar el valor del ángulo al cual deberá estar sometido el brazo de la dirección para cumplir con la geometría.

Como se observa en la siguiente figura, la implementación del concepto básico de la geometría de ackerman, la cual consiste en la proyección de los brazos de la dirección que se corten en el plano medio del eje posterior nos brinda el valor del ángulo $\boldsymbol{\beta}$ a implementar en la geometría de Ackerman, pero el valor entregado no permite determinar la fiabilidad del cumplimiento de los ángulos necesarios para la curva a tomar, siendo esta geometría básica, necesaria para la determinación de la posición de la cremallera ,ya que según (William F.Milliken, 1995) explica en su apartado relacionado con el cumplimiento de la geometría de Ackerman , para que se cumpla al 100% de esta geometría basada en la proyección de los brazos , los mismos deben estar situados a 180 grados para que su funcionalidad sea completa, por lo tanto, mediante este concepto se determina que la distancia detrás del eje delantero para que se ubique la cremallera debe ser de 50 mm.

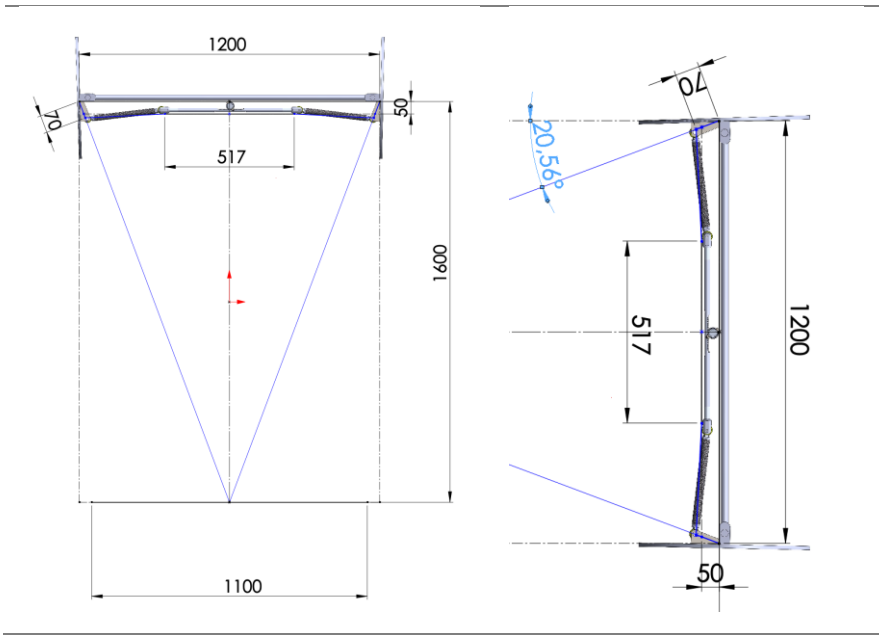


Figura 49:Croquizado de la geometría de la dirección con la aproximación de trapecio de Jeantud.

Fuente: El Autor

Para el cálculo del valor $\boldsymbol{\beta}$ que se adecue a los valores de la geometría de Ackerman se implementa la igualdad planteada por (Jazar, 2009) , la ecuación nos brinda un aproximado del valor que debe poseer el brazo de la dirección para que cumpla la condición de Ackerman, en función de los ángulos de la rueda interior y exterior.

Además, en la aplicación de la fórmula planteada en los siguientes párrafos, es necesario encontrar el valor de la distancia del brazo de dirección, ya que la geometría supone un trapecio articulado y mediante cálculos geométricos puede ser determinado este valor, pero como la geometría a implementar se fundamenta en la concepción del Ackerman al 100% se toma como referencia la geometría presentada en la figura 49 la cual nos brinda la longitud del brazo en función de la ubicación de la cremallera lo recta posible a los brazos de la dirección (180°).

Como se observa el valor obtenido de la representación gráfica de la distancia del brazo es de 7cm, ya que se desea que el accionamiento del giro de las ruedas no tenga la necesidad de aplicar una fuerza excesiva por parte del piloto y a su vez sea de ágil accionamiento, el valor planteado que en su mejor caso permitirá contrarrestar el esfuerzo

excesivo a implementar en el giro de las ruedas e incrementar la eficiencia de la geometría de Ackerman.

A continuación, mediante los valores planteados se procede a calcular el valor del ángulo al cual el brazo pivote de la dirección deberá estar situado para cumplir la geometría de Ackerman.

$$(w - 2d\sin\beta)^2 = (w - d\sin(\beta + \delta_i) - d\sin(\beta + \delta_o))^2 + (d\cos(\beta - \delta_o) - d\cos(\beta + \delta_i))^2$$

$$(1.2 - 2 * 0.7\sin\beta)^2 = (1.2 - 0.7 * \sin(\beta + 28) - 0.7 * \sin(\beta + 20))^2 + (0.7 * \cos(\beta - 20) - 0.7 * \cos(\beta + 28))^2$$

$$\boldsymbol{\beta = 22.6°}$$

Como se observa el valor del ángulo calculado para el brazo de dirección nos permitirá obtener un Ackerman del más de 100% teóricamente hablando, por lo tanto, debido a su naturaleza será el valor por tomar en cuenta para el diseño del brazo pivote de la dirección.

3.3.6. Resumen de los valores que componen la geometría del sistema de dirección.

A continuación, se detalla la geometría a implementar para le geometría del sistema de dirección.

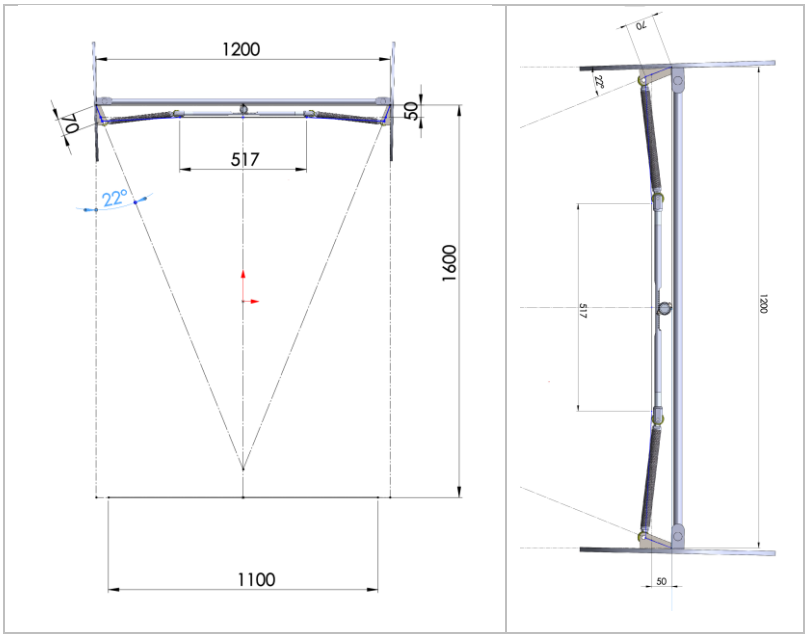


Figura 50: Croquis de la Geometría de la dirección

Fuente: El Autor

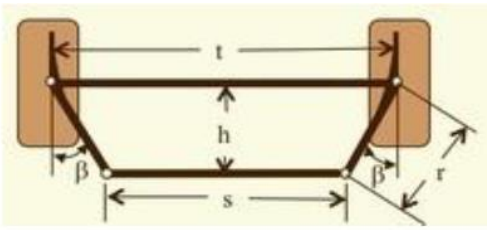


Figura 51 Trapecio de Jeantud para la materialización de la geometría de Ackerman.

Fuente: (TUTOR, 2017)

Tabla 6: Valores de la geometría del sistema de dirección.

Parámetro	Símbolo	Valor
Angulo del pivote de la dirección.	β	22.6°
Distancia de la cremallera con el eje delantero.	h	50 mm
Longitud del brazo pivote	r	70mm
Angulo de la rueda interna	δ_i	28.3°
Angulo de la rueda externa	δ_o	20.9°

3.3.7. Determinación de las fuerzas que actúan en el sistema de dirección.

Cálculo de la fuerza a aplicar en los brazos de la dirección.

Para el cálculo de las fuerzas que actúan en las barras de la dirección y a su vez en el brazo de dirección, los cálculos parten con la determinación de las fuerzas normales que se ejercen sobre los ejes delanteros y posteriores, como el cálculo de las fuerzas normales se efectuó en el capítulo dos, a continuación, se presenta un resumen de las fuerzas normales y laterales calculadas para los ejes.

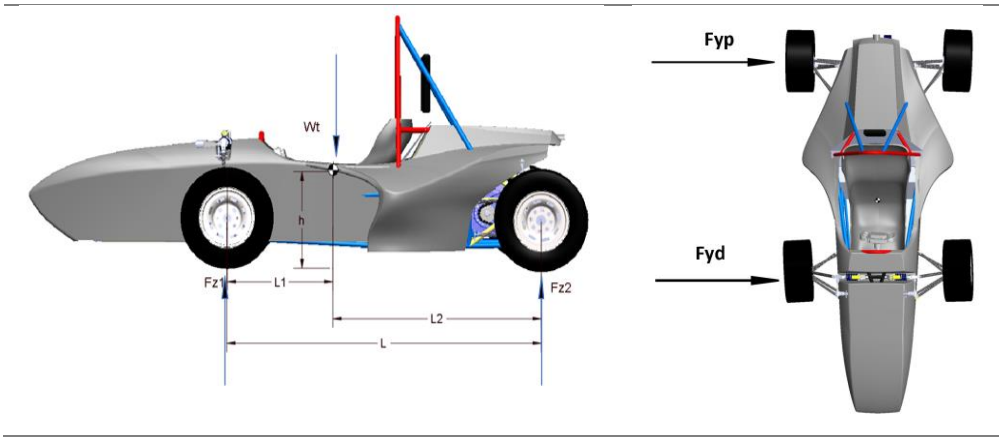


Figura 52: Croquis de las fuerzas que actuan en el vehículo.

Fuente: El Autor.

Tabla 7: Resumen de fuerzas ejercidas en los Ejes.

Fuerzas que actúan en el Sistema de Dirección			
Parámetro	**símbolo**	**valor**	**Unidades**
Fuerza sobre eje delantero	Fz1	1266,1	N
Fuerza sobre el eje posterior	Fz2	1627,84	N
Fuerza lateral delantera	Fyd	1906,47	N
Fuerza lateral posterior	Fyp	2451,17	N

Cálculo de la fuerza necesaria para girar el neumático.

Para el cálculo se inicia con el diagrama de cuerpo libre del neumático, que muestra las fuerzas que actuan sobre el sólido.

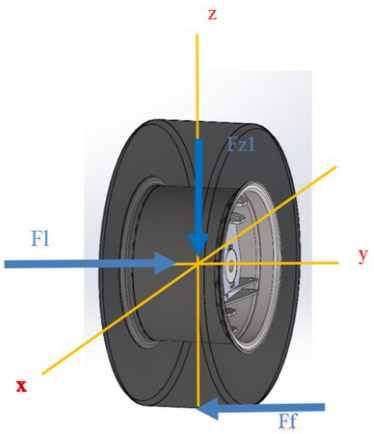


Figura 53:Diagrama de cuerpo libre del neumático.

Fuente: El Autor.

En donde el sistema de ejes coordenados se establece de acuerdo al análisis planteado en el capítulo 2, Al establecer una sumatoria de fuerzas en el eje y podemos determinar lo siguiente:

$$\sum Fy = 0$$

$$F_l - F_f = 0$$

$$\boldsymbol{F_l = F_f}$$

Por lo tanto, la fuerza necesaria para girar la rueda será igual a la fuerza de fricción, para calcular el coeficiente de fricción el mismo puede estar en función de la fuerza normal y la fuerza lateral, aplicando el concepto fundamental de fricción, aplicada de la siguiente manera se obtiene:

$$F_f = \mu \cdot F_N$$

$$F_{yd} = \mu \cdot F_{z1}$$

$$\frac{F_{yd}}{F_{z1}} = \mu$$

$$\frac{1906{,}47\ N}{1266.1\ N} = \mu$$

$$\boldsymbol{\mu = 1.5}$$

Una vez calculado el valor del coeficiente de fricción del neumático se calcula la fuerza de fricción, como la fuerza Fz1 es el valor de la fuerza sobre el eje la misma se divide entre dos para determinar la fuerza en cada rueda que al ser multiplicada por el coeficiente de fricción nos permite obtener la fuerza necesaria para girar una rueda del vehículo.

$$F_L = \mu \cdot F_{z11}$$

$$F_L = 1.5 \cdot \frac{1266}{2} N$$

$$\boldsymbol{F_L = 949.5\ N}$$

Cálculo del diámetro mínimo del volante de la dirección.

Con la fuerza necesaria para girar el neumático se plantea la siguiente presentada por (Gonzales, 1981) entre la fuerza ejercida en el volante con la fuerza de salida de la cremallera, estos valores permiten determinar el diámetro del volante de dirección.

Para valores tanto del diámetro del Piñón se toma referencia de la bibliografía presentada y se establece un valor de 24.7mm de acuerdo que las cremalleras usadas en coches F-SAE poseen un desplazamiento aproximado de 80 mm, mediante la fórmula de perímetro de un circulo se determina el diámetro del piñón, siendo este un valor que será comprobado con la cremallera a adquirir, por lo tanto, las ecuaciones se plantean de la siguiente manera.

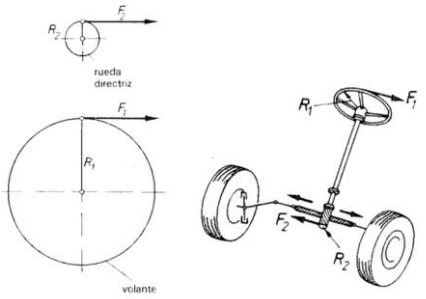


Figura 54:Representacion de la desmultiplicación en función de los radios del volante y Piñón de la cremallera.

Fuente: (Gonzales, 1981)

La relación se plantea de la siguiente manera:

	En donde:
$\boldsymbol{F_1 \cdot R_1 = F_2 \cdot R_2}$	$\boldsymbol{T_1 = torque\ generado\ en\ el\ volante}$
$\boldsymbol{T_2 = F_2 \cdot R_2}$	$\boldsymbol{T_2}$
$\boldsymbol{T_1 = F_1 \cdot R_1}$	$\boldsymbol{= torque\ generado\ en\ el\ piñon\ de\ la\ cremallera}$
$\boldsymbol{\frac{F_1}{F_2} = \frac{R_2}{R_1}}$	$\boldsymbol{F_1 = Fuerza\ aplicada\ por\ el\ conductor}$
	$\boldsymbol{F_2 = fuerza\ necesaria\ para\ gira\ la\ rueda}$
	$\boldsymbol{R_1 = Radio\ del\ volante}$
	$\boldsymbol{R_2 = Radio\ del\ piñon\ en\ metros}$

$$T_2 = F_L \cdot R_2$$

$$T_2 = 950\ N \cdot 0.01235\ m$$

$$\boldsymbol{T_2 = 11.7\ Nm}$$

El torque generado en el Piñón es el calculado anteriormente ahora mediante este valor y la fuerza promedio que aplica el piloto del equipo al girar el volante obtenido de manera experimental es de:

$$\boldsymbol{F_1 = 100\ N}$$

Como se observa el valor de la fuerza promedio en el volante servirá para el cálculo del radio mínimo del volante a implementar y a su vez nos muestra valores que deberá soportar el volante y los ejes del sistema de dirección.

$$11.7\ Nm = 100\ N \cdot R_1$$

$$R_1 = 0.117\ m$$

$$\boldsymbol{Diametro\ mínimo\ del\ volante = 234\ mm}$$

Como se muestra en el cálculo el valor del diámetro del volante es de 234mm, pero este valor no es definitivo, ya que está sujeto a un incremento del mismo debido a la implementación del panel de instrumentos en el mismo, proceso que se determinara por el equipo encargado en diseñar el panel de instrumentos.

Torque aplicado en el eje de la dirección.

Con los valores calculados de fuerza y torques aplicados en el sistema, pueden ayudar a diseñar de los ejes del a columna de a dirección, pero al ser un sistema crítico de un vehículo F-SAE según (Fox, 2010) establece un valor de torque el cual deben soportar los ejes de la columna estableciendo un valor 60 Nm siendo este valor a tomar en cuenta para el diseño de la columna de la dirección.

Fuerza radial y normal en el sistema de dirección

Para evaluar el soporte de la dirección, se establecen valor tomados como referencia de (Fox, 2010), el cual establece un valor de seguridad de 600N basado en diseños implementados en vehículos de competición, este valor de fuerza aplicada radialmente ser determinante para la evaluación del soporte de la dirección.

3.3.8. Resumen de las fuerzas que intervienen en los componentes del sistema de dirección.

Tabla 8:Fuerzas actuantes en el sistema calculadas de forma estacionaria.

Parámetro	Símbolo	Valor	Unidades
Fuerza sobre el eje delantero	Fz1	1266.1	N
Fuerza lateral delantera	Fyd	1906.47	N
Fuerza necesaria para girar la rueda	FL	950	N
Fuerza aplicada en el volante por el piloto	F_1	100	N
Torque de funcionamiento de la columna de dirección.	Tp	60	Nm
Fuerza a aplicar en el soporte de la dirección.	Fs	600	N

3.3.9. Ideación e invención

Planteamiento de prototipos generales del sistema.

La finalidad de plantear una idea general del sistema supone la idea general de los componentes de sistema de dirección, mediante el cual permite tener los primeros diseños CAD del sistema mostrados en las siguientes figuras.

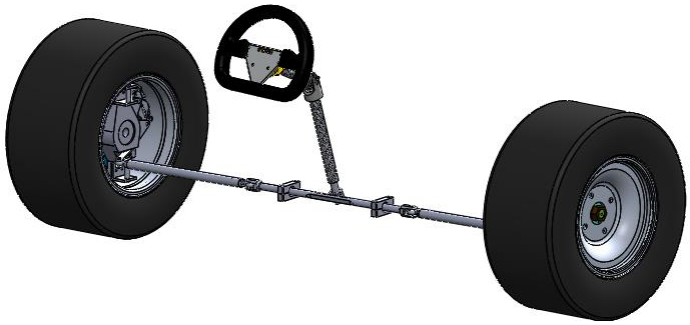


Figura 55: Primera iteración de todos los componentes del sistema.

Fuente: El Autor.

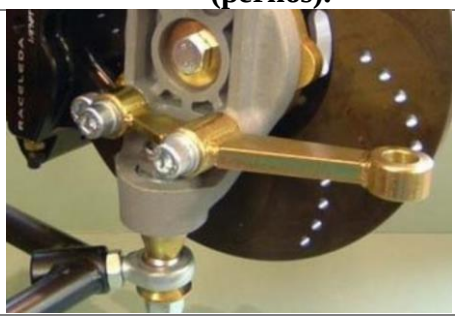
Desarrollo y evaluación de conceptos para la selección de componentes del sistema de Dirección.

En función de los cálculos realizados y la descripción en cuanto a funcionalidad del sistema, en el presente apartado se muestran distintos conceptos de solución para la geometría del sistema de dirección los cuales necesitan ser evaluados para determinar el modelo adecuado a la funcionalidad requerida.

Concepto de solución para el brazo pivote de la dirección.

El brazo pivote de la dirección es el elemento que tiene la finalidad de trasmitir el movimiento introducido por el volante para girar las ruedas, siendo un elemento de conexión entre la mangueta y el sistema de dirección., los conceptos generados para este elemento se muestran a continuación:

Tabla 9:Conceptos de solución para el pivote de la dirección.

Concepto de solución	**A. El brazo pivote es una pieza manufacturada conjuntamente con la mangueta.**	**B. El brazo pivote es un elemento unido a la mangueta mediante sujeciones mecánicas (pernos).**
Brazo pivote de la dirección		

Para la selección del brazo de dirección se enfocan entres detalles principales mostrados a continuación:

- ***Mecanizado:*** Que el elemento sea fácil de mecanizar y su forma no permite el desperdicio de material.
- ***Desempeño:*** su funcionalidad debe ser adecuada al trasmitir el movimiento de giro hacia la rueda sin sufrir rotura del mismo.
- ***Costo:*** el costo debe accesible para su fabricación.

Tabla 10:Matriz de decisión para el pivote de la dirección.

	Mecanizado	**Desempeño**	**Costo**	**RANGO**
Factor de ponderación	0,4	0,35	0,25	1
Brazo de pivote fijo	5 / 2,0	9 / 3,15	7 / 1,75	6,9
brazo pivote con sujeción de pernos	7 / 2,8	5 / 3,15	8 / 2,0	7,95

El análisis presentado en la tabla anterior nos da como resultado que la alternativa del brazo de pivote sujetado a la mangueta mediante pernos es una opción viable ya que permite una ubicación adecuada del brazo con la mangueta y evita generar costes adicionales para el equipo encargado del diseño de la mangueta.

<u>Concepto de solución para material del brazo pivote del sistema de dirección</u>

Es necesario seleccionar el material del cual se construirán los pivotes de la dirección, para ello se proponen los siguientes conceptos:

- *Concepto 1: Aluminio 7075-T6*
- *Concepto 2: Acero ASTM A36*
- *Concepto 3: Aluminio 6061 T6*

Tabla 11:Caracteristicas generales de los conceptos de Solución para el material de los pivotes de la dirección.

Concepto de solución	***Aluminio 7075-T6***	***Acero ASTM A36***	***Aluminio 6061 T6***
Características del material	Limite Elástico: 450 Mpa Resistencia a la tracción: 530Mpa Aplicación generalmente aeroespacial y en vehículos de competencia, disponibilidad escasa en el mercado local su uso está condicionado a importación del material.	Limite Elástico: 250 Mpa Resistencia a la tracción: 400 Mpa La aplicación de este material es en elementos estructurales, debido a su característica de soldabilidad, su disponibilidad en el mercado local es adecuada ya que existen en diversidad de espesores.	Limite Elástico: 270 Mpa Resistencia a la tracción: 310 Mpa Usado en gran mayoría de piezas de bicicletas, piezas automotrices de alto desempeño, su disponibilidad en el mercado local es limitada ya que no existe variedad en espesores.

En función de la descripción de los materiales propuestos anteriormente, los criterios para evaluar su uso se mencionan a continuación.

Tabla 12:Matriz de decisión para la selección de material del pivote de la dirección.

	Disponibilidad del material	**Peso**	**Mecanizado**	**Costo**	**RANGO**
Factor de ponderación	0,3	0,35	0,2	0,15	1
Aluminio 7075-T6	4 / 1,2	7 / 2,45	8 / 1,6	7 / 1,05	6,3
Acero ASTM A36	9 / 2,7	6 / 2,45	9 / 1,8	8 / 1,2	8,15
Aluminio 6061 T6	7 / 2,1	7 / 2,45	8 / 1,6	8 / 1,05	7,2

Como se observa la ponderación para el material Acero ASTM A36, es el adecuado para la fabricación del pivote ya que existe variedad en el mercado local su mecanizado no exige costos adicionales.

Concepto de solución para el material del brazo del varillaje de la dirección

Para la construcción de los brazos del varillaje de la dirección se toman en cuenta tres tipos de materiales presentados a continuación:

Tabla 13:Conceptos de Solución para el material del varillaje de la dirección.

Concepto de solución	**Fibra de carbono**	**Aluminio**	**Acero**

Tabla 14:Matriz de selección del material del varillaje de la dirección.

	Disponibilidad del material	**Peso**	**Mecanizado**	**Costo**	**RANGO**
Factor de ponderación	0,35	0,25	0,2	0,2	1
Fibra de carbono	4 / 1,4	9 / 2,25	8 / 1,6	6 / 1,2	6,45
Aluminio	4 / 1,4	6 / 1,5	7 / 1,4	6 / 1,2	5,5
Acero	7 / 2,45	3 / 0,75	7 / 1,4	8 / 1,6	6,2

Respecto al material a implementar se decide utilizar fibra de carbono para el varillaje de la dirección, ya que su aplicación se enfoca directamente en la reducción de peso del sistema y del vehículo para conseguir un mejor desempeño.

Concepto de solución para los bujes y expansores del sistema de dirección

La funcionalidad de los bujes radica en conectar el varillaje de la dirección con las rótulas que trasmitirán el movimiento de giro hacia las ruedas, para ello se presentan los conceptos los cuales permitirán seleccionar el material del cual serán fabricados lo bujes del sistema de dirección.

Tabla 15:Conceptos de solución del material de los bujes de la dirección.

Concepto de solución	**Acero de trasmisión (AISI 1018)**	**Aluminio 7075 -T6**
Características del material	Limite Elástico: 370 Mpa Resistencia a la tracción: 440 Mpa Usado para componentes mecánicos como rodillos, piñones pasadores, etc. Su disponibilidad en el mercado local es amplia.	Limite Elástico: 450Mpa Resistencia a la tracción: 530Mpa Usado en aplicaciones aeroespaciales y de alto desempeño su disponibilidad está sujeta a importación del material.

Tabla 16:Matriz de selección del material de los bujes de la dirección.

	Disponibilidad del material	**Peso**	**Mecanizado**	**Costo**	**RANGO**
Factor de ponderación	0,35	0,25	0,2	0,2	1
AISI1018	6 / 2,1	5 / 1,25	7 / 1,4	7 / 1,4	6,15
Aluminio 7075 T6	7 / 2,45	8 / 2,0	7 / 1,4	6 / 1,2	7,05

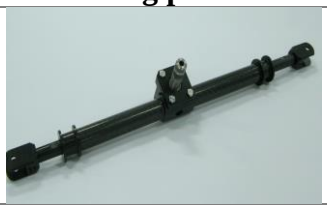
De acuerdo a la tabla anterior se determina que el aluminio 7075 T6 es la solución más viable, ya que su adherencia con los tubos de fibra de carbono es de uso común en la industria y presenta mejores funcionalidades, además el su uso del aluminio con la fibra de carbono contribuye a la reducción de peso en los elementos que componen el sistema de dirección.

Concepto de solución para la selección los terminales de la dirección.

Para la selección de las rotulas se toman en cuenta los parámetros de funcionamiento, además deberá acoplarse tanto al diseño de los bujes del varillaje de la dirección, la opción seleccionada mediante una comparación en el desempeño , costo en relación a funcionalidad y las propiedades mecánicas se determinó que las rótulas de (Autoracing, Pegasus Autoracing supplies, 2017) son adecuadas y que cumplen los estándares de diseño planteados en los cálculos realizados ya que resisten una fuerza radial estática de 17414.7 N y una fuerza radial de 1741N, sus características se detallan en la sección anexos.

Concepto de solución para la cremallera de dirección

Para la selección de la cremallera de dirección se establecieron tres tipos de cremallera que son de uso en competencias formula SAE y se detallan a continuación:

Concepto de solución	**FSAE parts Zedaro rack**	**Formula seven Steering pro rack**	**Stiletto Rack and Pinion.**
Descripción			
Características	Peso:0.84 kg Material: piñones de Acero y aluminio Desplazamiento: 50 mm de lado a lado Carga axial máxima: 1780N Precio: $1300 Distancia entre brazo y brazo:381mm	Peso:0.87 kg Material: Aluminio y fibra de carbono. Desplazamiento: 72 mm de lado a lado Carga axial máxima: 1880 N Precio: $1300 Distancia entre brazo y brazo:450mm	Peso:0.90kg Material: piñones de acero y Alojamiento de aluminio. Relación de trasmisión: 12:1 Desplazamiento de lado a lado total:76 mm Precio: $300 Distancia entre brazo y brazo:215.9 mm

Para los criterios de selección se han tomado en cuenta los siguientes:

- *Disponibilidad:* relacionado con la facilidad de adquirir el producto.
- *Dimensión:* relacionado con las medidas de la cremallera para que no afecten el bump steer.
- *Desempeño:* debe proporcionar la fuerza necesaria para girar la rueda.
- *Costo:* debe estar acorde al presupuesto y no generar costes adicionales en la adquisición de elementos para su funcionamiento.

Tabla 17:Matriz de selección de la cremallera de la dirección.

	Disponibilidad	**Dimensión**	**Desempeño**	**Costo**	**RANGO**
Factor de ponderación	0,4	0,25	0,2	0,15	1
FSAE parts zedaro rack	5 / 2	4 / 1	7 / 1,4	6 / 0,9	5,3
Formula seven Steering rack	7 / 2,8	8 / 2	7 / 1,4	5 / 0,75	6,95
Stiletto Rack and Pinion.	7 / 2,8	3 / 0,75	6 / 1,2	8 / 1,2	5,95

Como se observa en la tabla anterior se muestra que la cremallera formula seven Steering rack es la opción adecuada al sistema ya que posee un bajo peso y se adecua a las necesidades estructurales solicitadas para el diseño.

Concepto de solución para la columna de la dirección

Para la selección del material y la forma de la columna de la dirección se toma en cuenta el análisis del material plateado para la selección del material de los bujes, y se plantea diseñar la columna de la dirección con tres ejes unidos por dos juntas universales de manera que se adecuen a la altura del chasis y con la ergonomía planteada por las reglas, finalmente el material a implementar en los ejes de la columna será el aluminio 7075 T6, debido a la disponibilidad de las barras en el diámetro requerido.

Concepto de solución para la junta universal

Para la selección de la junta universal se toman en cuenta los siguientes conceptos de solución; además para su selección adecuada de la mejor opción se toman en cuenta aspectos como disponibilidad precio y el desempeño del elemento.

Tabla 18:Conceptos de solución para la junta de la columna de la dirección.

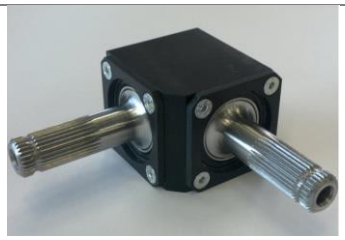
Concepto de solución	**Junta universal simple**	**Caja de engranajes cónicos.**	**Junta de recubrimiento de goma.**
Descripción			
Características	Precio: $56 Angulo de operación:35°	Precio: $1146 Angulo de operación: 90°	Precio: $174 Angulo de operación:30°

Tabla 19:Matriz de selección para la selección de la junta universal.

	Disponibilidad	**Adecuación**	**Desempeño**	**Costo**	**RANGO**
Factor de ponderación	0,3	0,3	0,2	0,2	1
Junta universal	8 / 2,4	7 / 2,1	7 / 1,4	6 / 1,2	7,1
Caja de engranajes cónicos	7 / 2,1	8 / 2,4	6 / 1,2	3 / 0,6	6,3
Junta de goma.	7 / 2,1	6 / 1,8	5 / 1	4 / 0,8	5,7

Mediante el análisis presentado en la tabla anterior se planea usar las juntas universales simples de acuerdo a su disponibilidad y facilidad de adecuación para determinar la composición de la columna de la dirección.

Concepto de solución para la selección de sistema de desconexión rápida

Las propuestas para el mecanismo de desconexión rápida se muestran a continuación:

Tabla 20: Conceptos de solución para el mecanismo de liberación rápida

Conceptos de solución	Quick release con tornillo de sujeción	Quick release con sujeción de resorte.

Tabla 21: Matriz de selección del quick release.

	Disponibilidad	**Peso**	**Desempeño**	**Costo**	**RANGO**
Factor de ponderación	0,3	0,15	0,25	0,3	1
Quick release con tornillo de sujeción	8 / 2,4	7 / 1,05	6 / 1,5	4 / 1,2	6,15
Quick release con sujeción de resorte.	8 / 2,4	8 / 1,2	7 / 1,75	6 / 1,8	7,15

Como se observa en la matriz de selección el mecanismo de liberación adecuado es el accionado por resorte por su acople a la hora de accionar inmediatamente evitando el accionamiento por descuido y a su vez su disponibilidad es inmediata, a esto se suma el costo del mismo en contraste con el del otro mecanismo.

Concepto de solución para la selección del volante

En primera instancia para el volante de la dirección se estimó la compra de un prototipo, pero por características del tablero se opta por desarrollar un diseño propio de 270mm de diámetro, en el cual se adecue el panel de instrumentos del vehículo, el diseño fue

determinado por el equipo encargado del diseño de piezas de fibra de carbono y sus dimensiones, características constructivas se detallan en los anexos.

3.4.Modelado CAD del sistema de dirección.

Mediante la implementación del software SolidWorks se muestran los elementos que componen el sistema de dirección.

3.4.1. Modelos CAD de los elementos adquiridos

a continuación, se presenta el modelo de los elementos tales como la cremallera de la dirección, la junta universal y el volante de la dirección que son elementos que se adquirieron para el sistema.

Figura 56:Modelos CAD de elementos que componen el sistema de dirección.

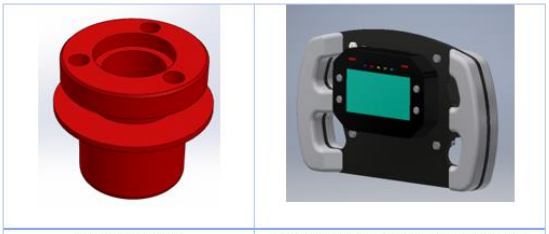


Figura 57:Modelado CAD del volante de la dirección y el sistema de desconexión rápida.

3.4.2. Diseño de los brazos del sistema de dirección

Mediante el uso de la fuerza lateral que actúa en el eje delantero su valor se toma como máximo a vencer para mover la rueda, por lo tanto, este valor se aplica para calcular el esfuerzo axial, para el valor del diámetro de tubo de fibra de carbono seleccionado, sus características se detallan en la sección anexos.

$$\sigma = \frac{F}{A}$$

$$A = \frac{\pi({D_{ext}}^2 - {d_{int}}^2)}{4}$$

$$D_{ext} = 2.13\ x\ 10^{-2}\ m$$

$$d_{int} = 1.9\ x\ 10^{-2}\ m$$

$$A = \frac{\pi(0.021336^2 - 0.01905^2)}{4}$$

$$= 7.3\ x\ 10^{-5} m^2$$

$$\sigma = \frac{1906\ N}{7.3\ x\ 10^{-5} m^2} = 26.2\ Mpa$$

Después de calcular el esfuerzo al cual estará sometido la barra, es necesario calcular el esfuerzo de diseño con un factor de seguridad de 8, tomando en consideración que la carga será repetitiva, por lo tanto, partiendo de las características mecánicas de los tubos de fibra de carbono se tiene los siguientes valores:

Tabla 22: Propiedades mecánicas de los tubos de fibra de carbono.

Propiedades técnicas de los tubos de fibra de carbono	
Resistencia a la tracción	1896 Mpa
Resistencia a la compresión	910 Mpa

Como el elemento estará sometido a compresión y tensión se calcula para los dos estados:

Sometido a tracción:	Sometido a comprensión:
$\boldsymbol{\sigma_{máx} = \frac{1896\ Mpa}{8}}$ $\boldsymbol{= 237\ Mpa}$	$\boldsymbol{\sigma_{máx} = \frac{910\ Mpa}{8}}$ $\boldsymbol{= 113.75\ Mpa}$

Por lo tanto, barra fabricada de fibra de carbono soporta las fuerzas laterales del sistema ya que los esfuerzos que soporta tanto a tracción y compresión no supera al que se aplica en el elemento.

Diseño de los bujes y extensión de la cremallera

Los bujes son diseñados en función al diámetro del tubo de fibra de carbono a implementar y a su vez a los parámetros que exige la implementación de resina para unir el tubo con los bujes. Por otra parte, como la cremallera seleccionada no se acopla a las medidas para evitar el bump steer es necesario fabricar las extensiones de los brazos, por lo tanto, se fabrican en función a la distancia necesaria para evitar el bump steer.

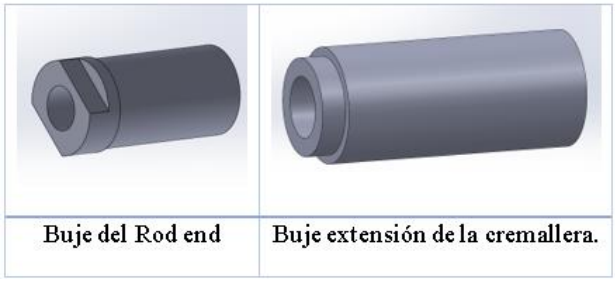


Figura 58:Modelos CAD de los bujes de los Rod end y extensión de la cremallera

Análisis estructural de los bujes

Ya que los dos elementos comprenden el varillaje de la dirección serán sometidos a una fuerza axial el valor de esta fuerza es de 1906 N, siendo este valor tomado de la fuerza lateral que afecta al eje lateral que representa el valor máximo presente de manera axial dentro del sistema de dirección.

Como se observa el esfuerzo máximo producido en el espaciador es de 52.2 Mpa que no supera el límite elástico del material de 505 Mpa y a su vez tampoco supera el esfuerzo de diseño con un factor de seguridad de 1.5 y un esfuerzo de 530Mpa del material.

$$\sigma_d = \frac{530\ Mpa}{1.5} = 353.33 Mpa$$

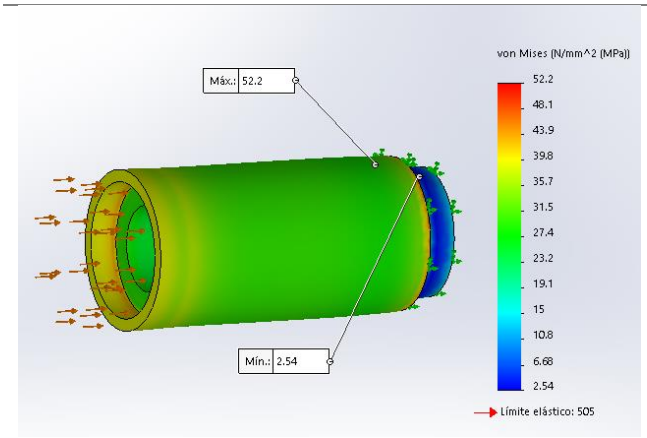


Figura 59: Esfuerzo de von mises para el espaciador de la cremallera.

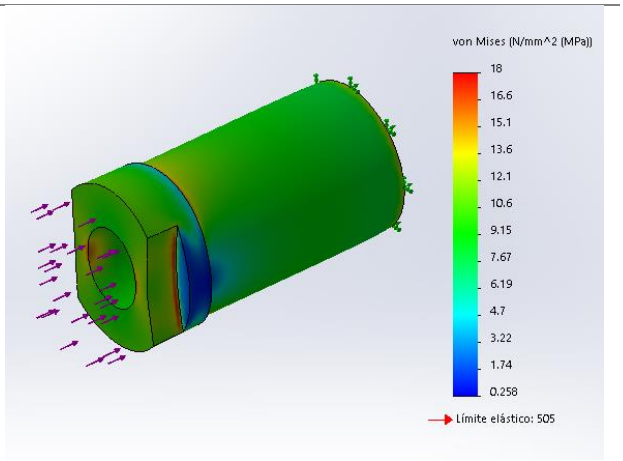


Figura 60:Esfuerzo de von mises para el buje del varillaje de la dirección.

De la misma manera el buje conector del Rod end presenta un esfuerzo máximo de 18 Mpa que no supera al esfuerzo de diseño con el factor de diseño mencionado.

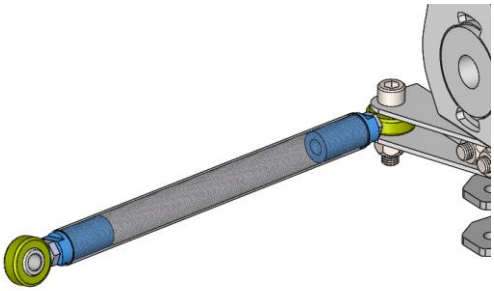


Figura 61:Modelo CAD del varillaje de la Dirección.

3.4.3. Diseño del brazo pivote de la dirección

Para el diseño del pivote de la dirección se establece el ángulo mencionado en la geometría de ackerman aplicada y se tiene el siguiente elemento diseñado de acero ASTM-A36.

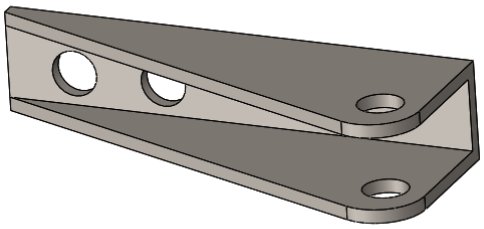


Figura 62:Brazo pivote de la Dirección.

Figura 63: Brazo de la dirección sujetado en la mangueta.

De la misma manera para el pivote se establece un factor de seguridad de 1.5 con el cual se calcula el esfuerzo de diseño establecido, el valor de esfuerzo a la tracción del acero ASTM A36, es de 400 Mpa, por lo tanto, se obtiene:

$$\sigma_d = \frac{400\ Mpa}{1.5} = 266.67 Mpa$$

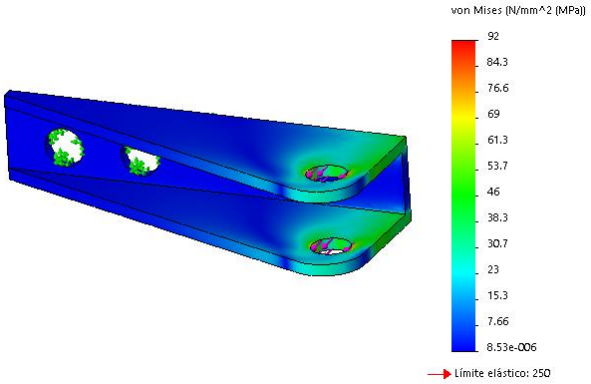


Figura 64:Análisis de tensión de von mises en el pivote de la dirección.

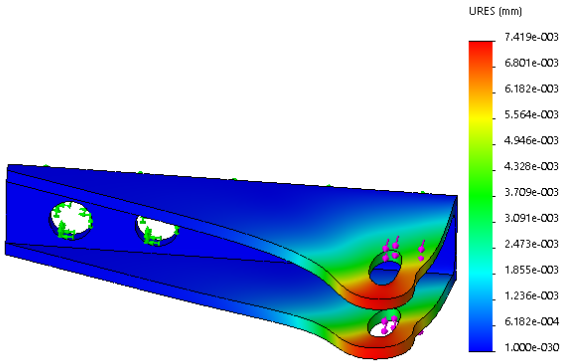


Figura 65:Análisis de la deformación en el pivote de la dirección.

Como se observa en la figura 64 el esfuerzo máximo producido en el pivote es de 92Mpa, este valor en sí no supera tanto el límite elástico del material y tampoco el esfuerzo de diseño planteado, por lo tanto, la deformación presente es mínima, siendo este modelo factible para su aplicación en el sistema.

3.4.4. Diseño de la columna de la dirección

Para el diseño de la columna se toma en cuenta la altura disponible del arco frontal, mediante el cual se traza un croquis que determinara las dimensiones de los ejes de la columna de la dirección.

La columna de la dirección está conformada por 3 secciones las cuales están unidas por dos juntas universales, las cuales permiten ubicar el volante de la dirección en función de las normativas de la formula SAE.

<u>Análisis de los ejes de la columna de la Dirección</u>

La razón principal de realizar en secciones fue la de la posibilidad de desmontaje y además acoplarse con los elementos adquiridos, siendo el caso el acople de la cremallera, las juntas universales y el buje estriado del quick release.

A continuación, se muestra el elemento diseñado y que parte de la columna conforma, la figura 58 muestra el eje conector del buje de la cremallera.

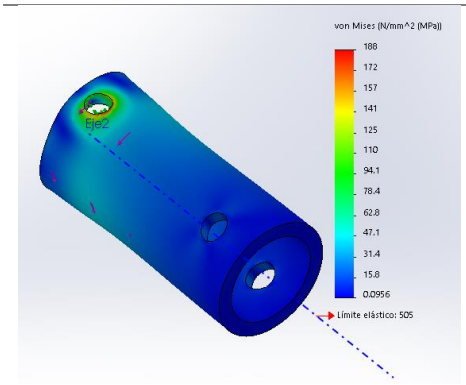


Figura 66:Eje inferior de conexión con la cremallera.

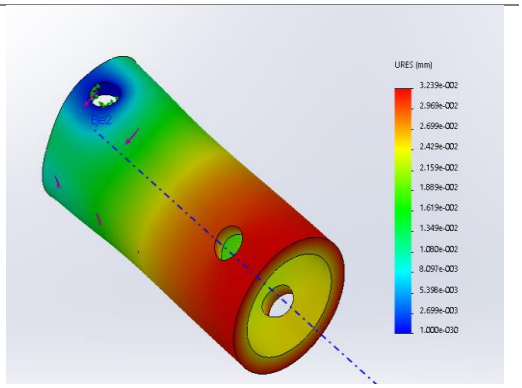


Figura 67: Análisis del desplazamiento presente en el eje inferior.

Como se observa en la figura anterior, al aplicar el torque determinado en la sección de cálculo de 60Nm, el tubo no presenta una deformación que ponga en riesgo su funcionalidad ya que no supera el límite elástico del material.

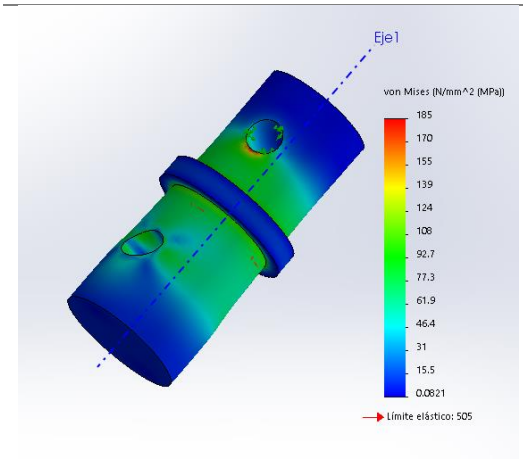


Figura 68:Buje conector eje inferior junta universal.

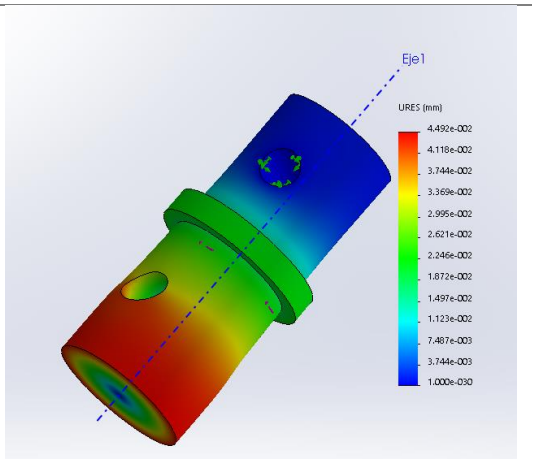


Figura 69: Desplazamiento presente en el buje de conexión.

En la figura 68 se muestra el buje que conecta el eje inferior con la junta universal con un esfuerzo máximo producido de 185 Mpa que no supera el límite elástico del material produciendo deformaciones mínimas en las uniones atornilladas.

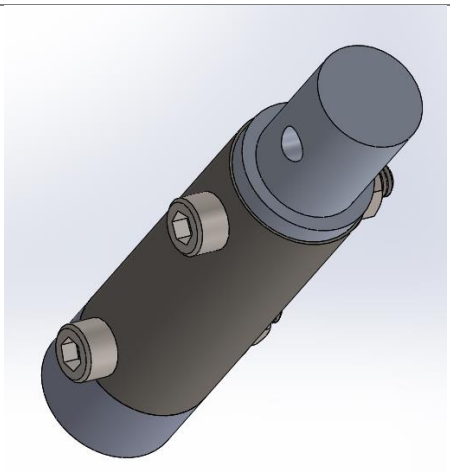


Figura 70:Eje inferior de la columna de la dirección.

Figura 71:Ubicación en la columna de la dirección

El buje conector de las juntas universales este fabricado con el aluminio 7075- T6 como se explicó anteriormente, por lo tanto, respecto al análisis realizado el esfuerzo máximo presente con un torque de 60Nm es 130 Mpa, que no supera el límite elástico del material.

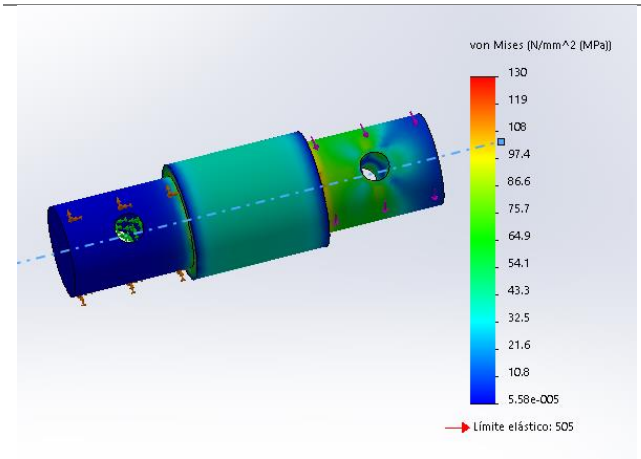


Figura 72:Análisis de esfuerzo de von mises del eje intermedio de la columna de la dirección.

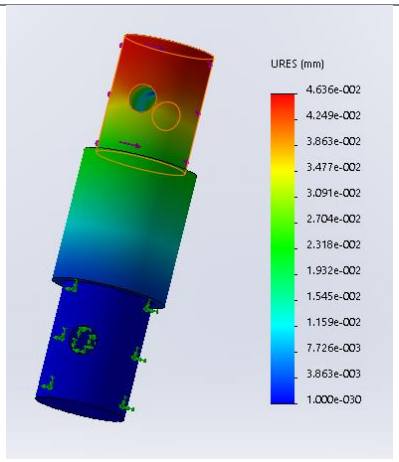


Figura 73:Desplazamiento del eje medio de la dirección.

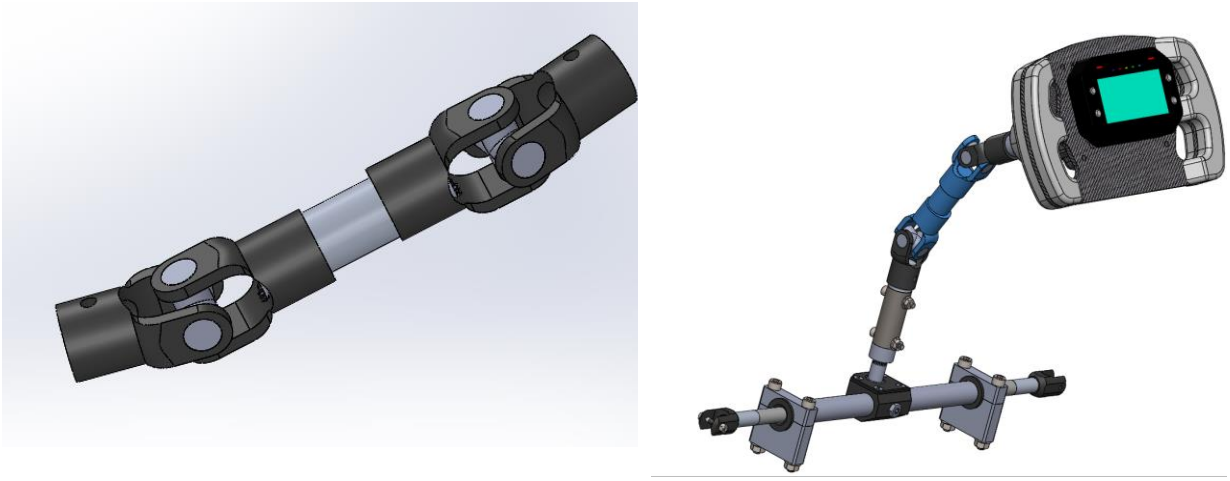


Figura 74:Ensamble del eje intermedio de la dirección con las juntas de la dirección.

Finalmente, se muestra el eje superior de la columna, en donde será el soporte de la columna, a su vez se ha establecido el mismo torque de prueba que los elementos anteriores, mostrando una tensión máxima de 363 Mpa, en la zona del alojamiento del anillo de retención exterior, ya que su naturaleza son concentradores de esfuerzo pero la geometría dada no afecta en su funcionamiento ya que el esfuerzo máximo se mantiene dentro del límite en similitud con los elementos anteriores que comprenden la columna de la dirección.

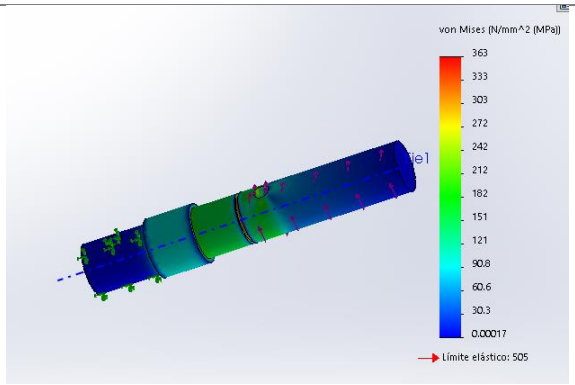


Figura 75: Análisis de la tensión de von mises en el eje superior.

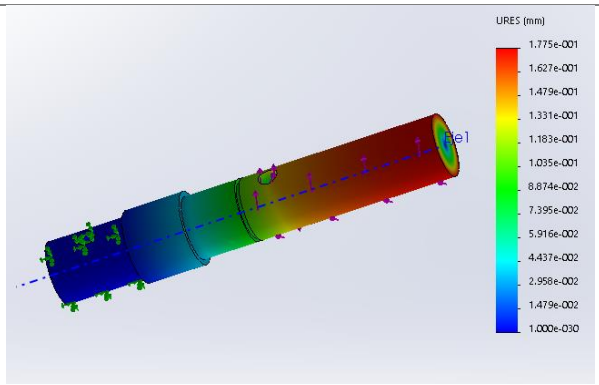
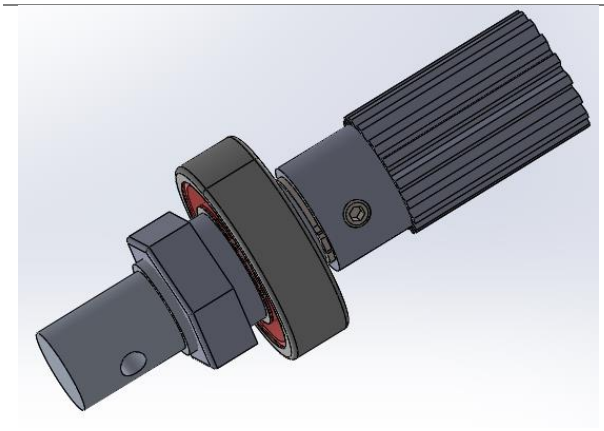


Figura 76:Desplazamiento presentes en el eje superior.



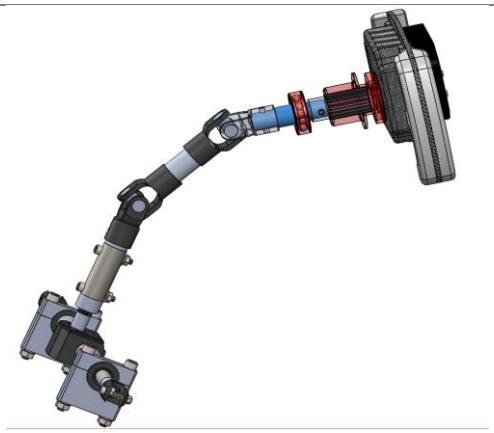


Figura 77: Ensamble del eje superior

Análisis del soporte de la dirección

Para el soporte de la dirección se ha establecido la sujeción mostrada en la figura 75 la misma será sujetada en el chasis y muestras los siguientes resultados al aplicar el material similar al usado en el chasis (AISI 1015), mostrando los siguientes resultados.

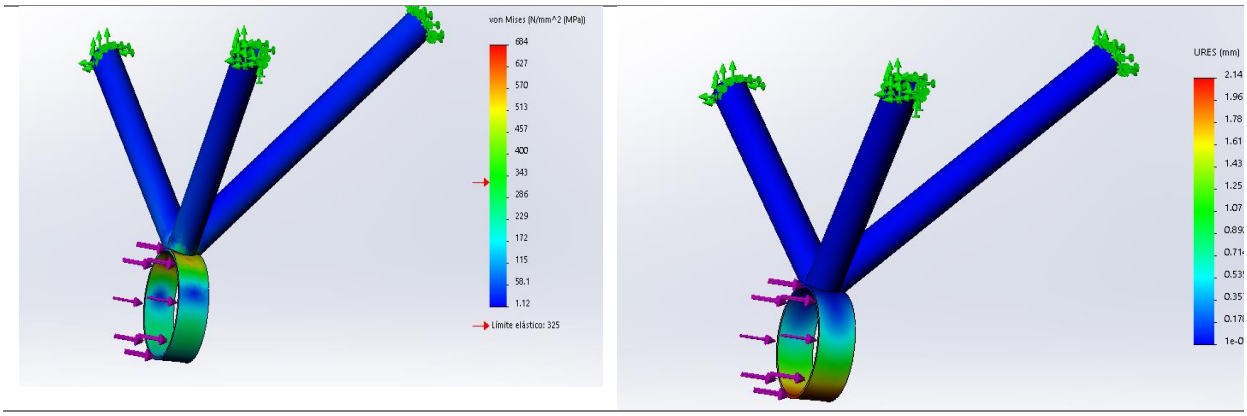


Figura 78: Análisis de von mises y deformación en el soporte de la dirección.

Como se observa las simulaciones presentadas se puede llegar a una deformación máxima de 2 mm del material, pero tomando en cuenta que se establece una fuerza frontal de 600 N que este valor se podría presentar en caso de colisión y en caso de funcionamiento la fuerza aplicada por el conductor no excede los 100 N, permitiendo manejar posibilidades de reemplazar el material por otros comunes en el mercado que se encuentren dentro de estos parámetros de funcionamiento.

<u>Esfuerzo cortante en pernos de la columna de la dirección</u>

Para las uniones mecánicas de la columna de la dirección se seleccionaron pernos Allen de rosca M6 grado 8.8 los cuales poseen una resistencia a la tensión de 830 Mpa, con el torque de prueba de los ejes de 60 Nm se supone una fuerza de 2400N aplicada de forma radial al perno, la misma que será la fuerza cortante a aplicar, con los datos mostrados se procede al cálculo del esfuerzo cortante de la siguiente manera:

$$\tau = \frac{P}{2A} \qquad A = \pi \cdot 0.003m^2 = 2.8\,x\,10^{-5}\,m^2$$

$$A = \pi \cdot r^2 \qquad \tau = \frac{2400\,N}{2(2.8\,x\,10^{-5}m^2)} = 42\,Mpa$$

Como se observa el valor del esfuerzo cortante no supera la resistencia que poseen los pernos implementados, mediante el cálculo realizado se puede comprobar la fiabilidad de los pernos usados en la columna de la dirección.

Así mismo este cálculo se usa para el esfuerzo cortante del perno usado en el pivote de la dirección, pero la fuerza a implementar se establece en el valor de 1906 N y sus diámetros de pernos usando son M10 en el brazo pivote y M5 aplicado en las horquillas de la cremallera por lo tanto se tiene los siguientes valores:

Perno M5

$$A = \pi \cdot r^2$$
$$A = \pi \cdot 6.25x10^{-6}m^2$$
$$= 1.96\ x\ 10^{-5}m^2$$
$$\tau = \frac{1906\ N}{2(1.96x\ 10^{-5}m^2)}$$
$$= 48.53Mpa$$

Perno M10

$$A = \pi \cdot r^2$$
$$A = \pi \cdot 2.5\ 10^{-5}m^2$$
$$= 7.8x10^{-5}\ m^2$$
$$\tau = \frac{1906\ N}{2(7.8x10^{-5}\ m^2)}$$
$$= 12.13\ Mpa$$

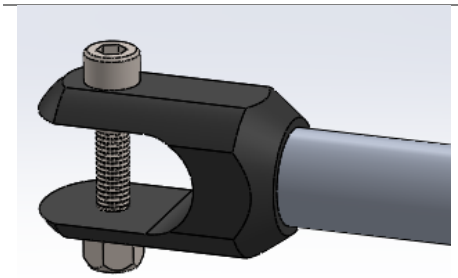


Figura 79: Perno M5 de la horquilla de la cremallera.

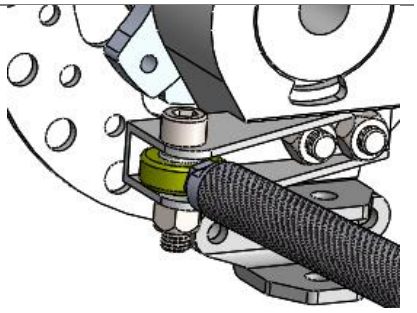


Figura 80:Perno M10 del pivote de la dirección.

Ensamble completo del sistema de Dirección.

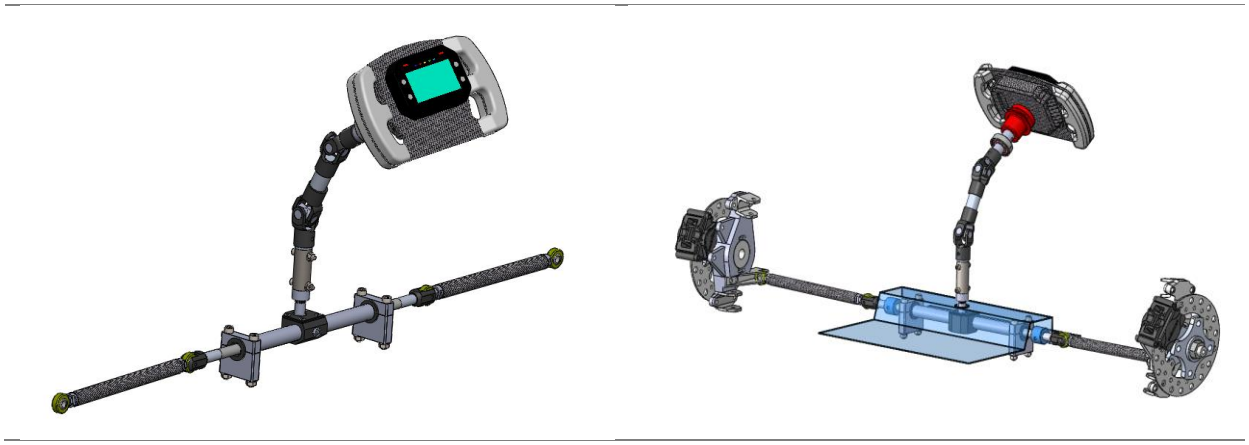


Figura 81:Ensamble del sistema de Dirección con todos sus elementos.

Ubicación de la cremallera dentro del chasis

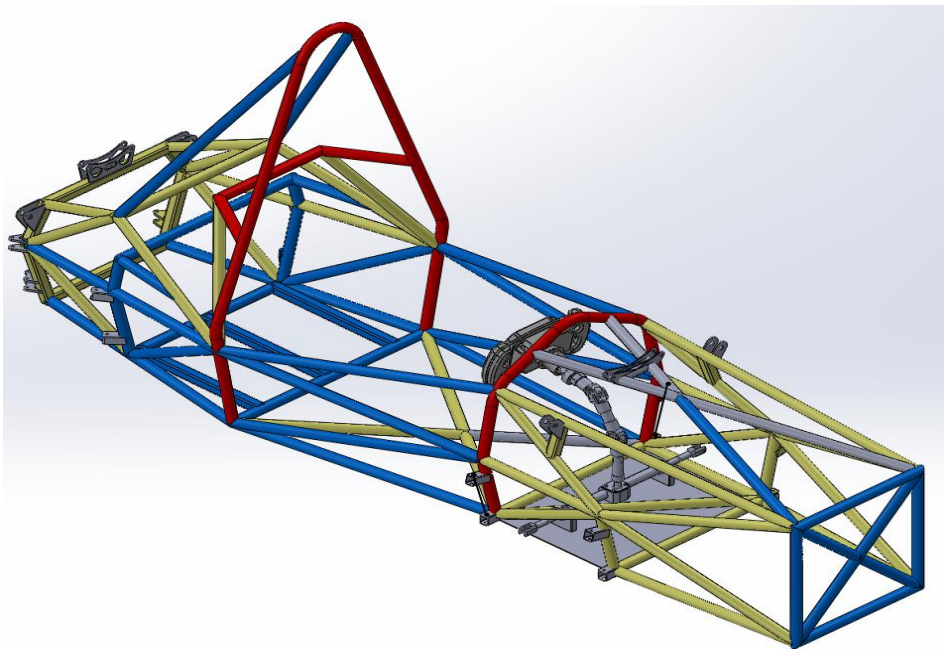


Figura 82: Ensamble del sistema de dirección en el chasis del vehículo.

3.5. Resumen del capítulo

En este capítulo se detalla el proceso de diseño implementado para el desarrollo del sistema de dirección para el monoplaza eléctrico.

Mediante la metodología aplicada, se describen diferentes posibilidades para el diseño de los elementos, los cuales son evaluados dependiendo de su disponibilidad, espacio para implementarlo, entre otras características que determinan el concepto de solución adecuado con los requerimientos para el sistema.

Para la simulación de esfuerzos se realizó el cálculo de las fuerzas principales que intervienen en el sistema de dirección, posterior a esto mediante el método de elementos finitos se comprueban la resistencia del pivote de la dirección y de la columna del sistema que mostraron que los componentes con el material seleccionado cumplen con las expectativas de diseño, además permiten determinar ciertos parámetros de diseño a implementar en futuros diseños

Dentro del diseño del sistema se tiene tanto la aplicación de fibra de carbono en el varillaje de la dirección y la cremallera que permiten una reducción considerable de pesos en comparación con otras cremalleras, además la implementación del aluminio 7075 T6 en la columna de la dirección permite reducir el peso de la misma y a su vez acoplarse a los elementos normalizadas que se adquirieron para el sistema.

Capítulo IV

4. Construcción de los elementos que componen el sistema de Dirección.

4.1. Introducción

En este capítulo se describen brevemente los procesos realizados para la materialización de los elementos diseñados para el sistema de dirección y su posterior adecuación dentro del vehículo.

Para los elementos de fibra de carbono se establece un procedimiento de manipulación y curado de la resina implementada para la construcción de los elementos fabricados con este material.

Finalmente, en cuanto al proceso de ensamblaje se detalla las acciones realizadas para los diferentes elementos del sistema y como se integran a los demás subsistemas, Asimismo se detallan los costos relacionados con el desarrollo y construcción de los elementos del sistema y los componentes normalizados que se han adquirido.

4.2. Construcción de los diferentes componentes del sistema de dirección

4.2.1. Construcción de los bujes de la dirección y las expansiones de la cremallera

Para la construcción de los bujes de la dirección y los expansores, es necesario realizar el mecanizado de los mismos mediante el uso del torno en función de las medidas especificadas, las cuales tiene un diámetro en el caso de los bujes de la dirección, el cual se lo estableció en función de la película que se necesita para que la resina se adhiera al buje con un espesor de capa definido con el diámetro del buje, para ello las medidas de los elementos se especifican a continuación:

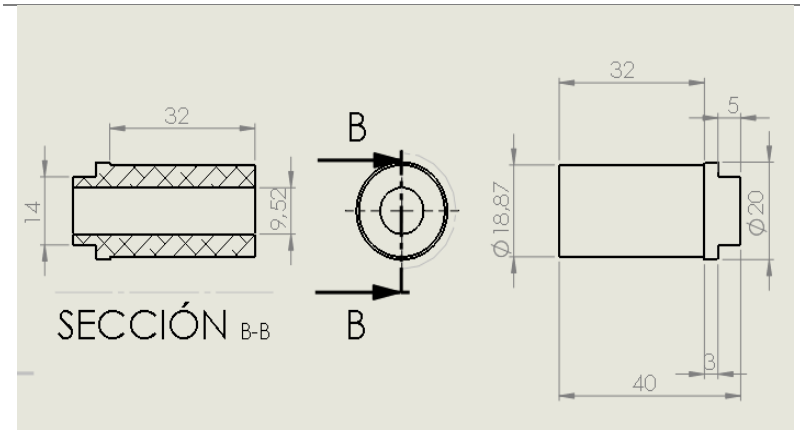


Figura 83:Planos de los bujes de la dirección.

Figura 84:Bujes construidos.

Una característica de los bujes es que permiten la regulación del toe de las ruedas al ser construidos en rosca izquierda y rosca derecha, permitiendo la expansión, reducción de la barra para la regulación del ángulo mencionado.

4.2.2. Construcción de los ejes de la columna de la dirección

Al ser elementos cilíndricos el mismo método de construcción implementado en los bujes de la dirección se implementaron para la construcción de los elementos de la columna de la dirección, a continuación, se muestran los planos implementados y los elementos construidos.

Figura 85:Mecanizado de los elementos de la columna de la dirección.

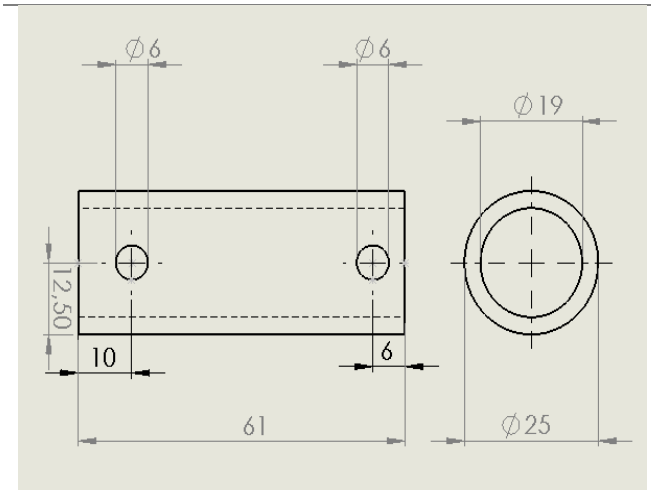


Figura 86:Dimensiones del eje inferior.

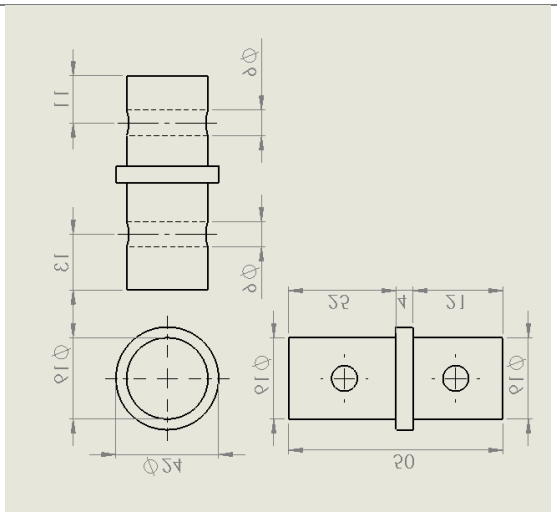


Figura 87:Dimensiones del buje conector eje inferior-junta universal.

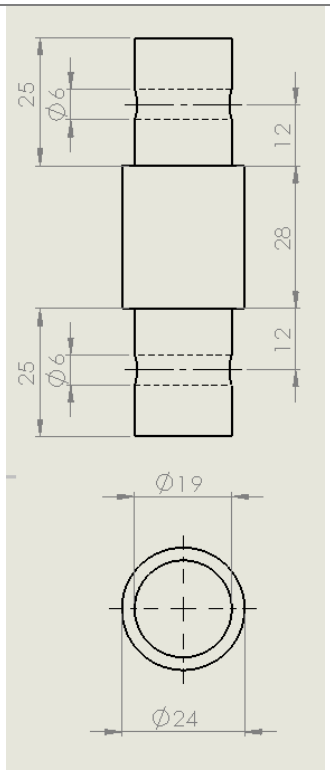


Figura 88:Dimensiones del eje conector de las juntas universales.

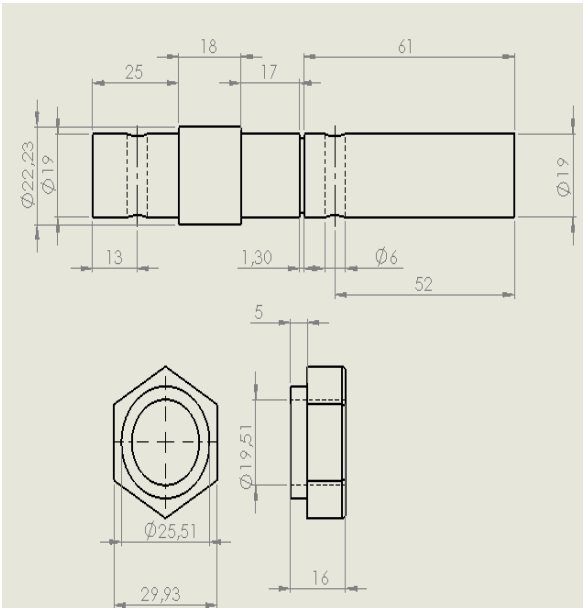


Figura 89:Dimensiones del eje superior.

4.2.3. Construcción de los pivotes de la dirección

Para a construcción de los brazos pivotes de la dirección se implementó acero ASTM 36 de 3 mm de espesor, para su fabricación se implementó corte plasma para las piezas lo cual permite obtener la pieza a un coste reducido, el único problema es la presencia de rebabas que tienen que ser removidas para el ensamble y soldadura de la pieza, para la soldadura se implementó la soldadura MIG que posee grandes ventajas en cuanto a resistencia y costo, produciendo un acabado limpio sin afecciones por el calor.

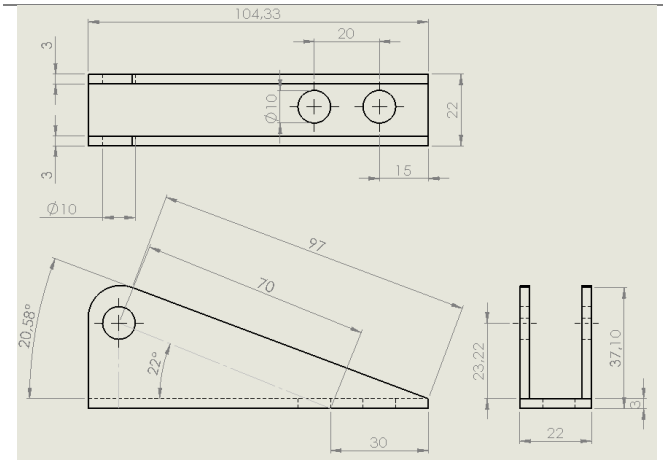


Figura 90:Planos del brazo pivote de la dirección.

Figura 91:Partes del brazo del pivote cortados para la soldadura.

Figura 92: Soldadura del pivote.

Figura 93: Implementación del brazo pivote en la mangueta.

4.3. Construcción del varillaje de la dirección

Para la construcción del varillaje de la dirección se realiza un proceso de tratamiento a los elementos de fibra en este caso a los tubos de fibra del varillaje de la dirección, en los siguientes apartados se presentan los pasos realizados para realizar el tratamiento y curado para los elementos mencionados.

4.3.1. Manipulación de fibra de carbono

Para la realizar el corte de la fibra de carbono es necesario el uso de mandil, guantes protectores, mascarillas y gafas de seguridad para evitar el contacto de la piel, ojos y las vías respiratorias, con el material desprendido durante el corte de la fibra de carbono.

Además, para el corte de los tubos de fibra se toma en cuenta las dimensiones tomadas del sistema de suspensión en relación con el sistema de dirección, las medidas mencionadas se demuestran en las dimensiones del varillaje de la dirección.

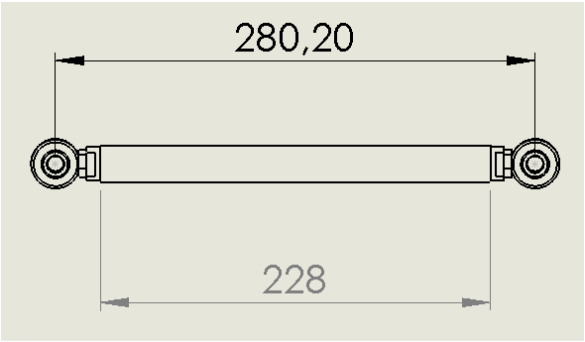


Figura 94:Dimensión del varillaje de la dirección.

4.3.2. Proceso de construcción del varillaje de dirección

De acuerdo a varias fuentes se ha determinado el proceso a implementar para el pegado de los tubos de fibra de carbono, este proceso implementado introduce los procesos importantes a tener en cuenta, los mismos se detallan a continuación:

1) La longitud de la capa de resina debe ser de 1 a 1.5 veces el diámetro interno del tubo

2) El espesor de la resina entre el buje y el diámetro interno del tubo debe estar entre 0.17 y 0.20 mm.
3) La mezcla de la resina y el endurecedor debe ser proporcional para conseguir una coloración ámbar y una excelente homogenización del secado de la resina.
4) El diámetro interno del tubo debe ser lijado para eliminar cualquier sustancia usada para el desmolde del tubo y así asegurar la adhesión de buje con el tubo
5) La superficie del buje debe ser preparada mediante un tratamiento de grabado con ácido dependiendo del material del buje.
6) Para pegas ambas superficies tanto del tubo y del buje deben estar libres de impurezas y grasa que dañan el proceso de pegado.
7) El proceso de curado de la resina con el buje pegado debe ser de 24 a 72 horas para asegurar el 100% de adhesión entre las superficies.

Una vez determinado el proceso a implementar se realizan las operaciones con los elementos para obtener la pieza final.

Figura 95.Proceso de eliminación de la sustancia desmoldante al interior del tubo.

Una vez cortado el tubo se lijan las superficies internas para eliminar ciertas sustancias desmoldantes y asegurar la adhesión con la resina, otro factor a tomar en cuenta durante el corte de la fibra es de no dejar fibras sueltas ya que pueden deshacer las demás fibras del tubo.

Posterior a esto se procede a realizar una especie de bruñido en la superficie del buje para asegura la adherencia de la resina, además este proceso lo recomienda el fabricante de la resina para asegurar la conexión entre las dos superficies.

Figura 96:Bruñido realizado en los bujes.

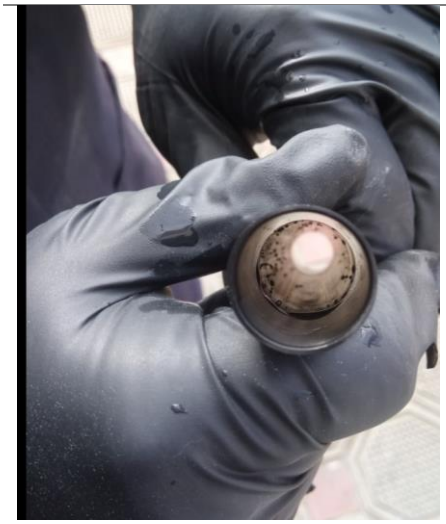


Figura 97: Proceso de limpieza del tubo de fibra de carbono.

Figura 98:Limpieza de los bujes para eliminar grasa e impurezas.

Como se observa en las figuras anteriores estas presentan tanto la superficie del tubo en donde se comprueba la eliminación de la sustancia desmoldante, mediante el lavado con agua, se puede apreciar que no se forman perlas de agua en la zona que no contiene desmoldante, siendo este un comprobante de que se ha eliminado la sustancia, en el caso de

los bujes se lo limpia para eliminar grasas y otras impurezas mediante el uso de limpiador de discos de freno ya que esta sustancia permite eliminar grasas de la superficie.

A continuación, es necesario preparar la superficie de los bujes para que se adhiera con la resina, la finalidad de este proceso al igual que el bruñido realizado en la superficie del buje mejoran la adhesión del buje y de la fibra con la resina; aproximadamente la sustancia se debe aplicar sobre la superficie durante 20 min.

Figura 99:Tratamiento superficial de los bujes.

Finalmente, se coloca la resina tanto en el buje y en el tubo para introducir el buje, además es necesario recubrir las superficies exteriores para evitar que se mezclen con los residuos de resina, para asegurar la mezcla homogénea se han adquirido los aplicadores que dosifican la proporción adecuada para el pegado como se muestran en la siguiente figura.

Figura 100:aplicación de la resina HYSOL en el tubo.

Figura 101:Resina aplicada.

Figura 102: Varillaje de la dirección una vez aplicada la resina.

Respecto a las características del adhesivo epoxy, las mismas se encuentran detalladas en los anexos sección G, la información referida detalla información de funcionamiento y curado.

4.4. Adecuación de la cremallera de la dirección al chasis

Para la adecuación de la cremallera al chasis se utiliza una conexión mecánica mediante pernos se sujetan al piso del chasis que cumple con las especificaciones tanto del reglamento y es estructuralmente resistente.

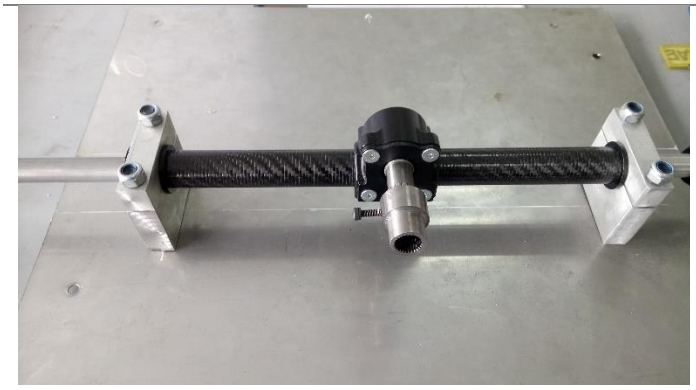


Figura 103:adecuacion de la cremallera con el varillaje sobre el piso del chasis.

Figura 104: Vista frontal del ensamblaje del sistema en el chasis.

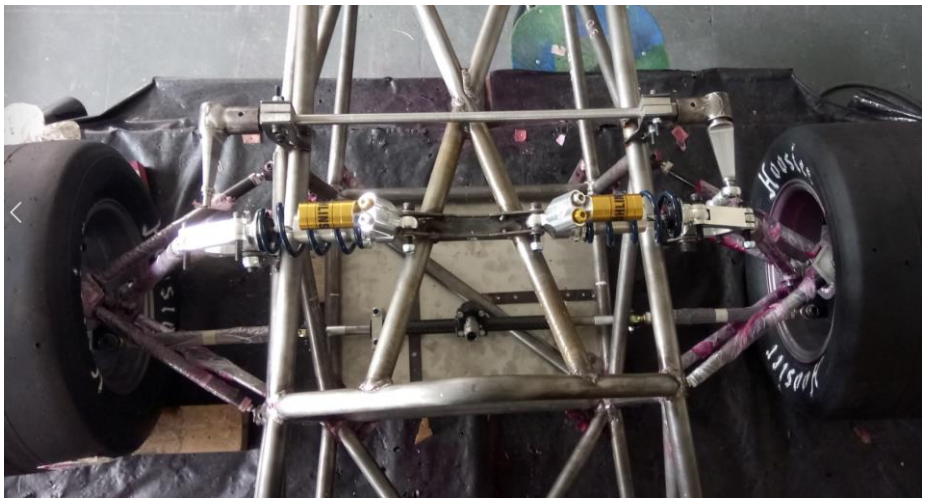


Figura 105:Vista superior del montaje de la cremallera y el varillaje en el chasis

4.5. Ensamblaje del sistema de dirección en el chasis con todos sus elementos

Figura 106:Ensamblaje del sistema en chasis.

Figura 107:Sistema de dirección acoplado con los demás subsistemas

Figura 108:Adecuacion de los elementos de seguridad reglamentarios del sistema.

Como se observa en la figura 104 y 105 para el cumplimiento de la regla T5.8.1 que hace referencia a la protección de las piernas del conductor de elementos movibles del sistema de dirección y suspensión se protege, tanto la columna de la dirección con una espuma de polietileno y la parte de la cremallera se recubren con una placa de fibra de carbono para eliminar el uso de piezas de metal que puedan generar pesos adicionales en el peso general del vehículo.

4.6. Costos de la manufactura de los elementos

Dentro de los costos que involucran la concepción de la construcción del sistema de dirección se dividen en tres grupos de costos:

- El primer grupo comprenden costo de los elementos normalizados adquiridos
- El segundo agrupa los materiales empleados
- El tercer grupo comprende de los valores de mecanizado de ciertos componentes del sistema.

4.6.1. Costos de elementos normalizados

Tabla 23:Costso de los elementos normalizados del sistema de Dirección.

Ítem	Descripción	Proveedor	Cantidad	Valor Unitario (USD)	Valor Total (USD)
3	3/4 BORED X 3/4 BORED U JOINT	Chasis shop	2,00	72,95	145,90
4	Aluminum Quick Release Steering Hub for 3/4-inch dia. Shaft	Pegasus Auto Racing	1,00	56,99	56,99
5	Rod End, 3/8 Bore x 3/8-24 Left Hand Male Thread	Pegasus Auto Racing	4,00	13,99	55,96
6	Rod End, 3/8 Bore x 3/8-24 Right Hand Male Thread	Pegasus Auto Racing	4,00	13,99	55,96
7	AN316 Jam Nut, 3/8-24 Left Hand	Pegasus Auto Racing	6,00	0,69	4,14
8	AN316 Jam Nut, 3/8-24 Right Hand	Pegasus Auto Racing	6,00	0,49	2,94
9	Formula Seven Pro Steering Rack	Formula seven	1,00	1000,00	1000,00
10	NTN Bearings 6204 LLUC3/2AS	La casa del rodillo	1,00	5,00	5,00
20	Perno SAE 8.8 M8	Banco del Perno	10,00	0,17	1,70
21	Perno 3/8 grado 12.9	Banco del Perno	10,00	0,32	3,19
22	Perno SAE 8.8 M6	Banco del Perno	20,00	0,10	2,09
23	Arandela plana M6	Banco del Perno	40,00	0,02	0,80
24	Arandela plana M8	Banco del Perno	20,00	0,05	1,00
25	Arandela plana 3/8	Banco del Perno	20,00	0,05	1,01
26	Tuerca de seguridad M8	Banco del Perno	10,00	0,03	0,30
27	Tuerca de seguridad M6	Banco del Perno	20,00	0,06	1,10
28	Tuerca de seguridad 3/8	Banco del Perno	10,00	0,07	0,66
29	Circlip eje exterior diámetro 19mm	Banco del Perno	5,00	0,50	2,50
30	Perno Allen sin cabeza grado 8.8	Banco del Perno	10,00	0,05	0,50
31	Volante de la dirección de fibra de carbono	Equipo de fibra de carbono	1,00	260,00	260,00
				TOTAL	**1601,74**

4.6.2. Costo de materiales

Tabla 24:Costos de los materiales Empleados.

Ítem	Descripción	Proveedor	Cantidad	Valor Unitario (USD)	Valor Total (USD)
1	7075/Cold Finish T651 / 1.000"OD/LENGTH:2 ft / ASTM B211; AMS QQA-225/9	TW Metals	1,00	51,60	51,60
2	7075/Cold Finish T7351 / 1.250"OD/LENGTH:3 ft/ ASTM B211; AMS QQA-225/9	TW Metals	1,00	65,89	65,89
3	Tubos de Fibra de Carbono .750"IDx.840``ODx 70	ACP Composites	1,00	72,00	72,00
4	Tubos de Fibra de Carbono .750"IDx.840``ODx 34,5"	ACP Composites	1,00	37,00	37,00
5	E-120HPTM Hysol® Epoxy Adhesive, Ultra Strength - 50ml dura bond e-120hp epoxy adhesive	Amazon	3,00	17,53	52,59
6	Tubo de acero estructural 5/8	Zona Metal	1,00	6,00	6,00
7	plancha de acero ASTM A36 3mm	Talleres Mejía	1,00	8,00	8,00
				TOTAL	**293,08**

4.6.3. Costo de mecanizados

Tabla 25:Costos de los Mecanizados realizados para los componentes del sistema.

Ítem	Descripción	Proveedor	Cantidad	Valor Unitario (USD)	Valor Total (USD)
1	Construcción alojamiento de rodamiento superior	Talleres Avecillas	1,00	10,00	10,00
2	Construcción bases de la cremallera	Talleres Avecillas	2,00	20,00	40,00
3	Construcción eje superior de aluminio	Talleres Avecillas	1,00	22,00	22,00
4	Construcción bujes estriados	Talleres Avecillas	2,00	16,00	32,00
5	Construcción bujes roscados brazos de la dirección.	Talleres Avecillas	8,00	10,00	80,00
6	Corte Plasma de los brazos de la dirección	Ferresur	2,00	10,00	20,00
7	Costos indirectos de fabricación	N/A	1,00	70,00	70,00
				TOTAL	**274,00**

4.6.4. Resumen de Costos Totales

Tabla 26:Resumen del costo general de la construcción del sistema.

COSTOS TOTALES	
Descripción	**Valor (USD)**
Elementos Normalizados	1601,74
Materiales	293,08
Mecanizados	274,00
COSTO TOTAL DE CONSTRUCCIÓN DEL SISTEMA	**2168,82**

4.7. Resumen del capitulo

En este capítulo se planteó cada uno de los procesos de manufactura realizados para la obtención de los elementos del sistema de dirección, a su vez se detallan el ensamblaje, posición de los elementos dentro del chasis, además dentro de los procesos, se detalla la manipulación de la fibra de carbono implementada en el varillaje de la dirección, para ello se detallan los pasos realizados para la manipulación de estos elementos.

Dentro del proceso de construcción es notoria la enfatización tanto la utilización de materiales compuestos para el sistema y el aluminio de alta resistencia 7075-T6, debido a su gran fiabilidad y aplicación en vehículos F-SAE eléctricos, este énfasis propuesto permite diagnosticar su aplicación y generar conceptos para futuros diseños del sistema.

Finalmente, se detalla los costos relacionados con los elementos normalizados adquiridos, materiales empleados en la construcción de los elementos del sistema y el costo de las operaciones de mecanizado desarrollados para la construcción del sistema de dirección.

Capítulo V

5. Comprobación del funcionamiento del sistema

5.1. Introducción

El presente capítulo tiene como finalidad la verificación de funcionamiento del sistema de dirección mediante pruebas dinámicas, modelado CAD de los ángulos de la dirección y durante la competencia Formula Student.

Además, se comprueba la resistencia de los elementos de fibra de carbono mediante ensayos de probetas que permiten determinar la resistencia del curado realizado en los elementos del varillaje de la dirección y simultáneamente a los elementos construidos para determinar la resistencia de los mismos.

Finalmente se muestran los resultados obtenidos de las comprobaciones realizadas en el sistema y se realiza la descripción de posibles modificaciones en diseños futuros del sistema.

5.2. Pruebas de resistencia de los brazos de fibra de carbono

Para las pruebas de los elementos construidos de fibra de carbono se establecen dos comprobaciones fundamentales una mediante probetas de prueba y otra mediante la comprobación de la adherencia del varillaje de dirección implementado al darle una carga que se asemeje a la carga de funcionamiento con el fin de evitar la destrucción del elemento en la prueba.

5.2.1. Resultado del ensayo en probetas.

Las probetas realizadas se desarrollaron en función de parámetros establecidos para materiales de eje cilíndricos que especifica la norma ASTM B557, debido a que se necesita comprobar la resistencia del pegamento implementado en función de la fuerza máxima que

resiste y debido a la sujeción mecánica usada se puede determinar la deformación de la probeta.

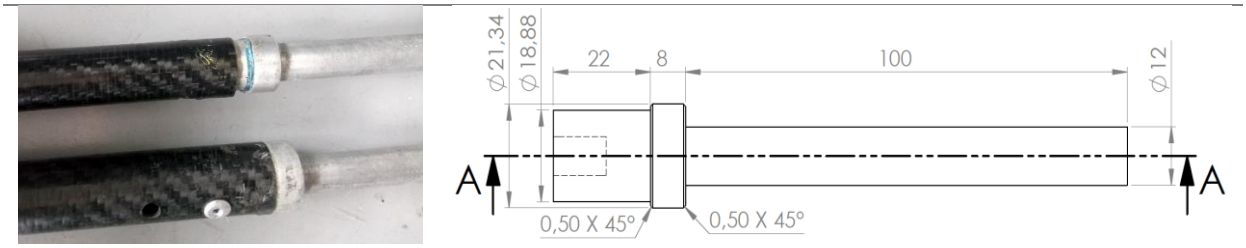


Figura 109: Probeta y las dimensiones aplicadas al elemento.

En cuanto al desarrollo de las pruebas se establecen dos sesiones de pruebas en las cuales la primera tiene como finalidad probar el pegado de los tubos de fibra de carbono con los bujes, y la segunda sesión comprobar el uso de sujeciones mecánicas tales como pernos y remaches en la unión del tubo de fibra de carbono con los bujes.

El tratamiento superficial aplicado en las sesiones de prueba es el mismo que se especificó en la sección de construcción de construcción del varillaje de la dirección, la diferencia entre sesiones radica en el uso de los pernos como método adicional de seguridad.

A continuación, se muestran los resultados de las pruebas realizadas:

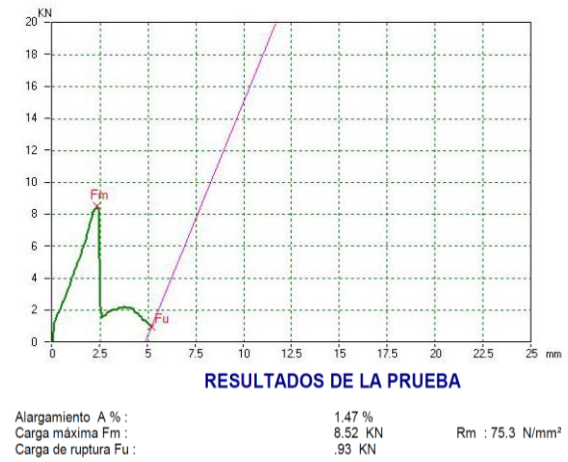


Figura 110:Prueba de la probeta unida únicamente con la resina.

Figura 111:Probeta unida usando el perno pasante en el buje.

Como se observa las gráficas anteriores los resultados para las probetas sin perno pasante, brindan mejores resultados en comparación con la probeta que posee el perno pasante, esto puede deberse a la fractura que puede producirse al maquinar el agujero, este resultado nos demuestra tanto la fiabilidad del proceso tanto del tratamiento aplicado a los bujes para el pegado ya que los resultados no varían en grandes cantidades.

Como resultado de las pruebas se decide usar únicamente la unión con pegamento ya que el resultado obtenido de resistencia no supera las fuerzas que van a ser aplicadas en el varillaje, con la opción de implementar el perno pasante como medida de seguridad.

5.2.2. Prueba del Varillaje de la dirección implementado.

Para las pruebas del varillaje, se simulo un esfuerzo que no sobrepase los valores calculados teóricamente y a su vez los valores técnicos que muestra el proveedor del pegamento, dando como resultado la aplicación de 1596 N sin que produzca una rotura de la fibra de carbono ni desprendimiento del pegamento, cabe recalcar que la prueba se estableció con un prueba empírica a tensión con el peso de una persona de 80kg y un elemento 80kg similar al peso de la persona ,dando como resultado la fuerza aplicada en el elemento.

Figura 112:Comprobación empírica del pegado del varillaje a implementar.

Mediante esta prueba realizada se pudo constatar que ningún varillaje de la dirección se desprendió ni se produjo rotura del mismo siendo una manera efectiva a comprobar tanto el proceso implementado para el tratamiento de las superficies y a su vez la resistencia del pegamento usado.

5.3. Comprobación de los ángulos de dirección mediante una simulación dinámica con SolidWorks

Para la realización de esta prueba se construye mediante el uso del software mencionado un modelo con las medidas esénciales del prototipo de suspensión y dirección para verificar los ángulos generados con la geometría implementada detallando los siguientes resultados.

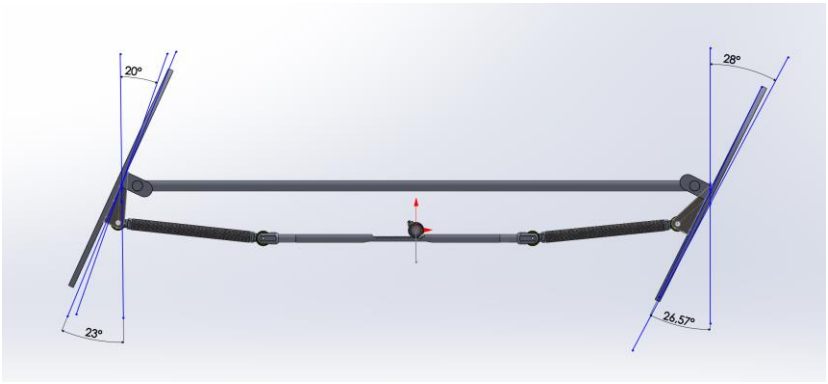


Figura 113: Simulación del varillaje de la dirección en SolidWorks giro hacia la derecha.

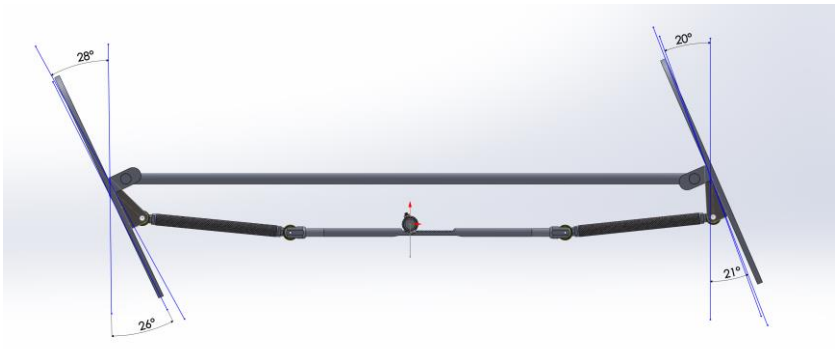


Figura 114: Simulación del varillaje de la dirección en SolidWorks giro hacia la izquierda.

Como se observa en la figura anterior al girar el volante de la dirección hacia la izquierda 135 grados, podemos obtener los ángulos aproximados de la dirección situados en la

parte inferior del gráfico, como se mostró en el diseño, los ángulos planteados teóricamente se han diseñado para un radio de giro de 3.5 m , dando como resultado que los ángulos formados pueden superar los radios de la pista de la competencia ya que el mínimo radio oscila entre los 5m y el radio del skid-pad se encuentra entre los 7m, dando como resultado una funcionalidad adecuada del sistema, comprobado teóricamente mediante la simulación de movimiento del mecanismo

5.4. Pruebas dinámicas

Las pruebas dinámicas constan de la simulación de pistas similares a las de la competencia a la cual se encamina el diseño del prototipo eléctrico para verificar su fiabilidad al tomar las curvas, y determinar el funcionamiento de los elementos que componen el sistema.

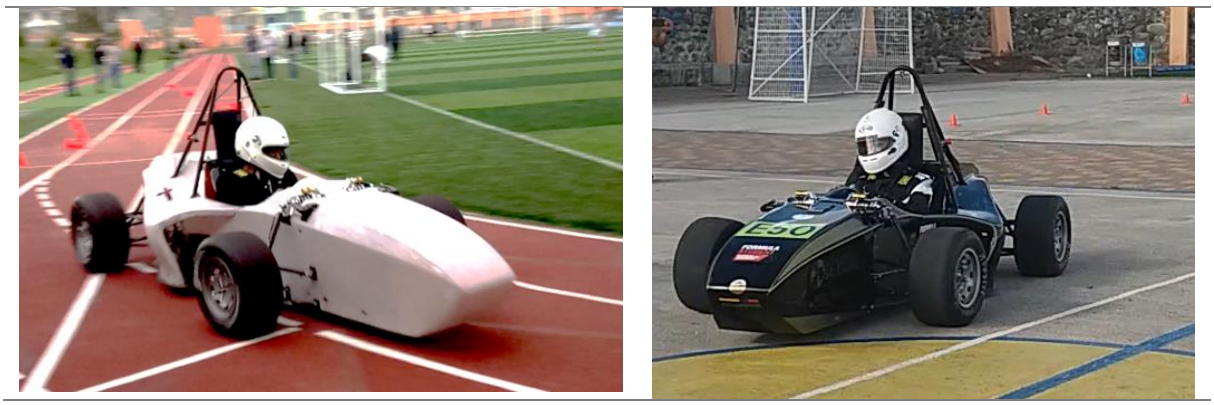


Figura 115:Pruebas Dinámicas del vehículo.

5.5. Inspección técnica en la competencia Formula student UK

Dentro de la competencia el vehículo ha aprobado satisfactoriamente la prueba del Tech inspection, la cual comprende el análisis de los elementos mecánicos que componen tanto el sistema de suspensión, dirección, esta inspección tiene como finalidad determinar el cumplimiento del reglamento de la competencia en cuanto a normas de materiales empleados y la seguridad del sistema, en este caso demuestra el cumplimiento de las normas que rigen el

diseño del sistema de dirección, sistema de suspensión y demás elementos mecánicos que componen el vehículo.

Figura 116:Inspección Técnica de los sistemas mecánicos del vehículo y sello de Aprobación.

5.6.Análisis de Resultados

El análisis de resultados se plantea en función de la metodología usada en la fase de diseño del sistema de dirección.

5.6.1. Comportamiento direccional

En función del cálculo planteado en el capítulo II se determinó que la velocidad a la cual el vehículo presentará un deslizamiento hacia dentro de la curva, es decir que su característica de sobrevirador se hará notoria a la velocidad de 119 km/h, cabe destacar que los valores mencionados fueron obtenidos con las características de un neumático similar en dimensiones y compuesto, que el que se implementó en el vehículo; mediante las pruebas dinámicas se determinó que la velocidad máxima alcanzada en pista fue de 90 km /h en senderos rectos sin notar efectos sobreviradores en las pruebas.

5.6.2. Geometría de Ackerman implementada

En función de los cálculos realizados y las simulación dinámica en SolidWorks nos permite deducir que para alcanzar el radio de giro mínimo de 3.5 m del vehículo es necesario girar el volante a 135 grados , pero como las características de las pistas de la competencia el

radio mínimo de giro presente es de 5 m el vehículo podrá tomar las curvas con un giro aproximado de 90 grados del volante de la dirección; todos estos parámetros mencionados y a su vez las pruebas dinámicas, dan la característica aproximada de la geometría de la dirección a la geometría Ackerman usada.

Finalmente, para mejorar el desempeño de la dirección una de las acciones empleadas para conseguir un funcionamiento adecuado entre el sistema de dirección y suspensión es necesario usar como método de regulación un expansor del rin, esto se realiza con la finalidad de evitar el contacto de los elementos de la suspensión con la rueda cuando se intenta girar el recorrido total de la cremallera.

Figura 117:Ensamble del sistema de dirección y suspensión con la mangueta.

Fuente 1:El Autor

5.6.3. Cargas aplicadas en el Sistema

En función del análisis planteado en la sección de diseño a continuación se detallan las fuerzas principales que permiten el diseño del sistema de dirección.

Tabla 27:Detalle de las fuerzas aplicadas en el diseño del sistema.

Cargas aplicadas en el diseño del sistema de dirección			
Parámetro	**símbolo**	**valor**	**Unidades**
Fuerza sobre eje delantero	Fz1	1266,1	N
Fuerza sobre el eje posterior	Fz2	1627,84	N
Fuerza lateral delantera	Fyd	1906,47	N
Fuerza necesaria para girar la rueda	FL	950	N
Fuerza aplicada en el volante por el piloto	F_1	100	N
Torque de funcionamiento de la columna de dirección.	Tp	60	Nm
Fuerza a aplicar en el soporte de la dirección.	Fs	600	N

Como se observa en la tabla anterior cada una de las fuerzas fueron calculadas de forma experimental y a la vez fundamentadas en la base bibliográfica implementada.

5.6.4. Materiales empleados en el sistema

Respecto a los materiales implementadas tales como el aluminio 7075-T6, fibra de carbono y el acero ASTM-A36, brindaron una adecuada funcionalidad en los elementos implementados debido a su característica en cuanto a resistencia y fiabilidad de los elementos; en cuanto a su aplicación se determina las siguientes características de cada uno de ellos.

El uso de acero estructural en general dentro del sistema genera una reducción de costos en la parte de mecanizado pero podría desencadenar un aumento del peso del sistema al producir elementos de este material; ahora el uso de la fibra de carbono se limita en cuanto al tiempo necesario para la experimentación en distintas partes tanto del sistema y del vehículo

ya que su implementación supone una generación de conocimientos referente a comprobación y procesos relacionados al desarrollo de las piezas construidas con este material

Finalmente, uno de los materiales con mayor potencial de aplicación en el sistema es el aluminio 7075-T6 ya que en distintos análisis presentados bajo magnitudes de funcionamiento máximas que presenta el sistema, su aplicación demuestra estar sobre los parámetros de funcionalidad establecidos para el diseño, considerando su aplicación de manera general en el sistema para futuras aplicaciones en la construcción del sistema de dirección del vehículo F-SAE.

5.6.5. Características finales del sistema de Dirección.

Las características finales que posee el sistema de dirección del vehículo formula SAE eléctrico se detallan a continuación en la siguiente Tabla.

Tabla 28: Características generales del sistema de Dirección.

Características de del sistema de dirección.	
Radio mín. de giro	3.5 m
Ratio de dirección	4.8:1
Desplazamiento máximo de la cremallera	72 mm de lado y lado
Diámetro máx. del volante	270 mm
Geometría implementada	Ackerman
Comportamiento Direccional	Sobrevirador
Método de calibración del ángulo de Toe	Varillaje con rosca izquierda y derecha

5.7.Resumen de Capitulo

El desarrollo del presente capitulo comprendió una revisión general en cuanto a funcionalidad del sistema de dirección, en el cual mediante la implementación del software SolidWorks se comprobó que la geometría de la dirección se acerca a los ángulos determinados teóricamente para el cumplimiento de la geometría de ackerman.

El segundo aspecto desarrollado en el capítulo, hace referencia a los elementos construidos de fibra de carbono para los cuales se estableció dos tipos de pruebas que permitieron determinar el proceso adecuado para el pegado del varillaje; la primera prueba consistió de un ensayo destructivo que permitió determinar la fuerza que resisten los elementos de fibra de carbono pegados, sometidos a tensión, por otra parte se estableció un ensayo no destructivo empírico para determinar la funcionalidad del varillaje implementado en el sistema de dirección.

El propósito de las pruebas dinámicas consistieron en la comprobación del sistema en una pista con dimensiones similares a las de la competencia, permitiendo determinar la funcionalidad del sistema en cuanto al desempeño en pista, Adicionalmente se muestra un resultado en donde el vehículo fue evaluado por los jueces de la competencia en cuanto al cumplimiento del reglamento de los componentes mecánicos del sistema, para finalmente contar con el sello de aprobación que otorgan los jueces al revisar el cumplimiento delos estipulado para el diseño tanto del sistema de dirección y de los demás elementos mecánicos que componen los sistemas del vehículo.

CONCLUSIONES

En el presente proyecto se ha logrado cumplir con los objetivos planteados para el desarrollo del “DISEÑO Y CONSTRUCCIÒN DEL SISTEMA DE DIRECCIÓN DE UN VEHÍCULO DE COMPETENCIA FORMULA SAE ELÉCTRICO”, ya que con los resultados presentados para el diseño conceptual se ha obtenido la construcción del sistema con la funcionalidad planteada para la competencia formula student.

La revisión del estado del arte es una parte fundamental del proyecto debido a que permite determinar aspectos principales a implementar en el diseño del sistema de dirección, a su vez permite seleccionar los componentes que se adecuen al sistema de dirección.

La descripción realizada referente al desarrollo del estudio del comportamiento direccional permite desarrollar conceptos generales en cuanto a la manipulación de datos experimentales de neumáticos implementados en competencias F-SAE.

La aplicación de una metodología en el diseño del sistema permite generar conceptos adecuados tanto al reglamento técnico y la funcionalidad deseada, ya que al ser un proceso iterativo nos permite desarrollar múltiples opciones y seleccionar las más viable que cumpla con las especificaciones deseadas.

El uso del software CAD SolidWorks permite determinar mediante un análisis de elementos finitos, los distintos esfuerzos presentes en un determinado elemento del sistema para determinar la fiabilidad de los mismos, a su vez mediante la implementación de los sólidos paramétricos y una simulación dinámica de movimiento, nos permite comprobar los ángulos de dirección generados con la geometría implementada en el vehículo formula SAE eléctrico.

RECOMENDACIONES

Se recomienda que para futuros proyectos se mantenga la implementación del aluminio y la fibra de carbono como principales materiales del sistema de dirección ya que la implementación de materiales resistentes y de alto desempeño suponen un menor peso que mejora el rendimiento del vehículo.

Respecto al manejo de datos de neumáticos es recomendable establecer un análisis más profundo respecto a la creación de un modelo de neumático exacto, ya que permitirá determinar el comportamiento direccional del vehículo más aproximado a la realidad.

Dentro de los elementos del sistema de dirección es recomendable establecer factores de seguridad más bajos que no demuestren un sobredimensionamiento del elemento con el fin de optimizar las estructuras de los elementos del sistema en cuanto a la reducción de pesos.

Para lograr una mejor adecuación de la columna de la dirección se puede establecer un dimensionado del arco frontal del chasis más alto que el actual que permita una adecuación del piloto en relación con el volante más confortable.

Para el mejor desempeño del sistema de dirección se recomienda la implementación de una geometría variable del varillaje de la dirección que permita evaluar las distintas geometrías de la dirección en cuanto a funcionalidad dentro de la pista.

Finalmente, se recomienda usar un volante de diámetro aproximado de 250mm ya que mediante los cálculos realizados el volante con las dimensiones dadas pueden cumplir la misma función que el actual, reduciendo el espacio a ocupar cuando se gira el volante.

REFERENCIAS

Amoz. (2017, 12 9). *The Technical World of Formula 1 Explained*. Retrieved from http://technicalf1explained.blogspot.com/2012/10/f1-tirespart-2.html

Aparicio Izquierdo, F., Vera Alvarez, C., & Díaz López, V. (n.d.). *Teoria de los Vehículos Automoviles.* Madrid: Universidad Politécnica de Madrid.

Aspirations, R. (2017, 12 05). *Racing Aspirrations*. Retrieved from https://www.racingaspirations.com/apps/

Autoracing, P. (2017). Pegasus Autoracing supplies. Retrieved from https://www.pegasusautoracing.com/productdetails.asp?RecID=26103

Autoracing, P. (2017, 12 12). *Pegasus Autoracing supplies*. Retrieved from https://www.pegasusautoracing.com/productselection.asp?Product=AB-PRMT

Carnegie Racing Mellon. (n.d.). *Seelio by keypath*. Retrieved from https://seelio.com/w/bou/carnegie-mellon-racing-cmr-14e-steering-system

D.Gillespie, T. (1992). *Fundamentals of Vehicle Dynamics.* Society of Automotive Engineers, Inc.

Emblazeindia.com. (2016). *Fsae Carbon Fiber* . Retrieved from http://emblazeindia.com/fsae-carbon-fiber/

Fox, S. (2010). Cockpit control Forces: How Robust Do driver Controls Really Need to Be. *F-SAE*.

FSAE.com. (2017). *Open FSAE Discussion* . Retrieved from http://www.fsae.com/forums/archive/index.php/t-11669.html?s=28cc438a0bae17ff943cb6a47f0e7fba

Gonzales, A. S. (1981). *Tecnologia de la Automoción Estudio de la Dirección.* España: edebe.

Hoosier Tires. (n.d.). *Hoosier Tires*. Retrieved from http://www.hoosiertire.com/tires

Jazar, R. N. (2009). *Vehicle Dynamics: Theory and Applications.* Melbourne: Springer.

Mechtech. (2017, 11 29). *http://www.free-ed.net*. Retrieved from http://www.free-ed.net: http://www.free-ed.net/sweethaven/MechTech/Automotive01/AutomotiveSystems03_Files.asp?iNum=123

Milliken Research Associates. (2017, 12 23). *Formula SAE Tire Test Consortium*. Retrieved from http://www.millikenresearch.com/fsaettc.html

Norton, R. L. (2004). *Diseño de Maquinaria.* Worcester,Maassachusetts: McGrawHill.

RcTek. (2017, Noviembre 28). *RCTEK Information &Resources for the model Car Racer*. Retrieved from http://www.rctek.com/technical/handling/toe_angle_basics.html

Rill, G. (2012). *Road Vehicle Dynamics Fundamentals and Modelling.* United States: Taylor & Francis Group.

River, F. (2017, 12 05). *Flaming River*. Retrieved from Flaming River

SAE International. (2017). *2017 Formula SAE® Rules.* © 2016 SAE International. All Rights Reserved.

Seven, F. (2017, 12 12). *Formula seven*. Retrieved from http://www.formula-seven.com/shop-products/steering-racks-w-rotative-sensor/

Seven, F. (2017, 12 12). *Formula Seven*. Retrieved from http://www.formula-seven.com/shop-products/push-rods-full-kit/

Sims, B. W. (2017). *Fsae Steering system Design and manufacturing*. Retrieved from https://bradfordwsims.wordpress.com/past-projects/fsae-steering-system-design-and-manufacturing/

Snippe, A. (2017). *Autosportshop Snippe*. Retrieved from http://www.autosportshopsnippe.nl/shop/index.php?route=product/product&product_id=131

T. R. (2017). *Insgrum*. Retrieved from http://www.imgrum.org/media/610648207724818682_358167731

Torque&Throttle. (2017, junio 6). *Torque&Throttle Automotive Lifestyle Magazine*. Retrieved from http://www.tntmag.net/tt-tech/suspension-all-you-need-to-know-part-2/

TUTOR, B. (2017, 11). *Calculations for the Anti Ackermann Steering Mechanism*. Retrieved from https://bajatutor.net/calculations-anti-ackermann-steering-mechanism/

William F.Miliken, D. L. (1995). Tire behavior section. In D. L. William F.Miliken, *Race Car Vehicle Dynamics* (pp. 42-47).

William F.Milliken, D. L. (1995). *Race Car Vehicle Dynamics* . Warrendale,PA (U.S.A): Society of Automotive Engineers,Inc.

ANEXOS

A. REGLAS REFERENTES AL DISEÑO DEL SISTEMA DE DIRECCIÓN.

- **DRIVER'S CELL**

T.3.12.4 La parte más alta del arco frontal no debe ser inferior a la parte superior del volante en ninguna posición angular.
T.3.12.5 El arco frontal no debe estar a más de 250mm (9.8 pulgadas) adelante del volante. Esta distancia debe medirse horizontalmente, en la línea central del vehículo, desde la superficie posterior del arco frontal hasta la superficie más delantera del volante, con la dirección en posición recta.

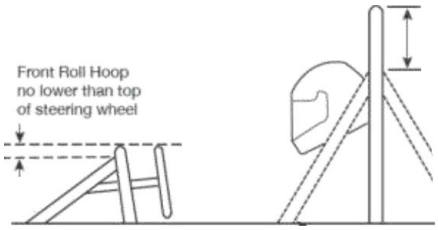


Figura 118:Explicación grafica del articulo T.3.12.4

Fuente: (SAE International, 2017)

- **COCKPIT**

T 4.2.1 Una sección transversal vertical libre, que permita que la plantilla que se muestra en la figura 9 pase horizontalmente a través de la cabina hasta un punto ubicado a 100 mm (4 pulgadas) por detrás de la cara posterior del pedal cuando permanezca en posición inoperativa, debe mantenerse toda su longitud. Si los pedales son ajustables, se colocarán en su posición delantera máxima.

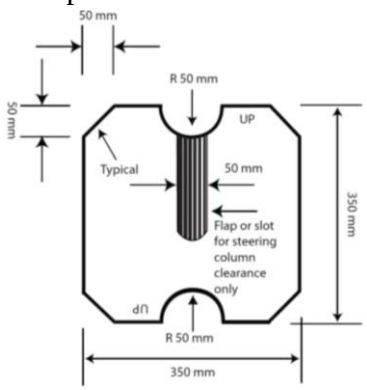


Figura 119:Plantilla de la sección transversal vertical.

Fuente: (SAE International, 2017)

- **DRIVER'S EQUIPMENT**

T5.8.1 Para mantener las piernas del conductor alejadas de componentes móviles o filosos, todos los componentes móviles de suspensión y dirección, y otros bordes afilados dentro de la cabina entre el roll Hoop y un plano vertical ubicado a 100 mm (4 pulgadas) hacia atrás de los pedales, deben estar protegidos con un escudo hecho de un material sólido. Los componentes móviles incluyen, pero no están limitados a muelles,

amortiguadores, balancines, barras antivuelco/Sway bars, cremalleras de dirección y juntas homocinéticas de la columna de dirección.
T5.8.2 Las cubiertas sobre los componentes de suspensión y dirección deben ser removibles para permitir la inspección de los puntos de montaje.

- **GENERAL CHASSIS RULES**

T6.5.1 El volante de la dirección debe estar conectado mecánicamente a las ruedas delanteras, es decir "steer-by-wire" o dirección eléctricamente accionada en las ruedas delanteras está prohibido.
T6.5.2 El sistema de dirección debe tener topes de dirección positivos que impidan que los brazos de la dirección se bloqueen, los topes pueden estar ubicados en las manguetas o en el mecanismo de la dirección (cremallera) y deben evitar que las llantas entren en contacto con la suspensión, el cuerpo o los miembros de la carrocería durante los eventos en pista.
T 6.5.3 El juego libre permitido en el sistema de dirección está limitado a 7 grados (7º) totales medidos en el volante de la dirección.
T6.5.4 El volante debe estar conectado a la columna de la dirección con una desconexión rápida. El conductor deberá ser capaz de operar la desconexión rápida mientras está en la posición normal de conducción con los guantes puestos.
T6.5.5 La dirección en las ruedas traseras, que puedan ser accionadas eléctricamente, está permitida, pero solo si se limita mecánicamente el rango de movimiento angular de las ruedas traseras a un máximo de seis grados (6º). Esto debe ser demostrado con el conductor en el automóvil y el equipo debe proporcionar las facilidades para que el rango del ángulo de la dirección sea verificado en la inspección técnica.
T6.5.6 El volante debe tener un perímetro continuo que sea casi circular o casi ovalado, es decir, el perímetro exterior puede tener algunas secciones rectas, pero no secciones cóncavas perfiles tipo "H", "Figura 8", o volantes recortados no están permitidos.
T6.5.7 En cualquier posición angular, la parte superior del volante no debe ser más alta que la superficie superior del arco frontal.
T6.5.8 Los sistemas de dirección que utilizan cables para la actuación no están prohibidos por T6.5.1, pero la documentación adicional debe de ser presentada. El equipo debe enviar un informe de análisis de efectos y modos de falla con detalles de diseño del sistema propuesto como parte de la hoja de cálculo de equivalencia estructural (SES) o el formulario de certificación de requisitos estructurales (SRCF). El informe debe delinear el análisis que se realizó para mostrar que el sistema de dirección funcionará correctamente, los posibles modos de falla y los efectos de cada modo de falla.
y finalmente las estrategias de mitigación de fallas utilizadas por el equipo. El comité organizador revisará la presentación y asesorará al equipo si el diseño se aprueba. Si no se aprueba, se debe usar un sistema de dirección no basado en cable.
T6.5.9 La cremallera de la dirección debe estar unida mecánicamente al bastidor; si se usan sujetadores, estos deben cumplir con la regla T11.2.

T6.5.10 Las uniones entre todos los componentes que sujetan el volante al bastidor de dirección deben ser mecánicas y ser visibles durante la Tech inspection. No se permiten uniones pegadas con resina sin un respaldo mecánico.

- **FASTENERS**

T11.1.1 Todos sujetadores roscados utilizados en la estructura de la celda del conductor, la dirección, sistema de frenos, cinturón de seguridad y los sistemas de suspensión deben cumplir o superar las especificaciones SAE Grado 5, Grado métrico 8.8.

T11.1.2 El uso de tornillos o pernos cabeza de botón, cabeza avellanada, cabeza plana, o de cabeza redonda está prohibido su uso en cualquier ubicación de los sistemas presentados. Los tornillos o pernos hexagonales de accionamiento empotrado (a veces llamados tornillos de cabeza hueca o pernos Allen) están permitidos:

……

d) Sistema de dirección.

…….

T11.2.1 Todos los pernos, tuercas y otros sujetadores críticos en la dirección, el frenado, el arnés del conductor y la suspensión deben asegurarse de un aflojamiento involuntario mediante el uso de mecanismos de bloqueo positivo.

T11.2.3 Todos los extremos de las barras tirantes que posean cojinetes esféricos o rotulas ya sea en la dirección o suspensión deben estar en doble cortante o deben ser retenidos por un perno que posea una arandela con un diámetro externo que sea más grande que el diámetro del alojamiento del cojinete esférico.

(SAE International, 2017)

B. SECCION DEL INDICE DE LAS PRUEBAS REALIZADAS EN LA RONDA 1

II. Guide to the Tests

The FSAE TTC tests at the end of July 2005 were given Calspan TIRF project number "1051". You will see this number throughout the data files.

Most of the data on this DVD is referenced by "run number". Each time a new tire or test sequence is started on the testing machine at Calspan TIRF a run number is assigned, starting with "1" at the beginning of a project. Our project includes runs 1-21. Runs 1, 2 and 11 do not have data supplied since they were either tests to check the equipment or tests where a mistake was made in running the test.

As a result, a typical output file might be named "1051run3.dat", which is the third run (test) of our project.

The following table relates run numbers to the tires tested:

Test	Tire	Test Type
Run 3	Goodyear 20x7-13 -- Tire 19	Lateral Force I
Run 4	Hoosier 20x6-13 -- Tire 7	Lateral Force I
Run 5	Hoosier 20x7-13 -- Tire 13	Lateral Force I
Run 6	Goodyear 20x6.5-13 -- Tire 25	Lateral Force I
Run 7	Goodyear 20x7-13 -- Tire 20	Lateral Force II
Run 8	Hoosier 20x6-13 -- Tire 8	Lateral Force II
Run 9	Hoosier 20x7-13 -- Tire 14	Lateral Force II
Run 10	Goodyear 20x6.5-13 -- Tire 26	Lateral Force II
Run 12	Hoosier 20x6-10 -- Tire 3	Lateral Force II
Run 13	Hoosier 20x6-10 -- Tire 4	Lateral Force I
Run 14	Goodyear 20x6.5-13 -- Tire 27	Longitudinal Force, 12 psi
Run 15	Goodyear 20x6.5-13 -- Tire 27	Longitudinal Force, 8 psi
Run 16	Hoosier 20x6-13 -- Tire 9	Longitudinal Force, 12 psi
Run 17	Hoosier 20x6-13 -- Tire 9	Longitudinal Force, 8 psi
Run 18	Hoosier 20x7-13 -- Tire 15	Longitudinal Force, 12 psi
Run 19	Hoosier 20x7-13 -- Tire 15	Longitudinal Force, 8 psi
Run 20	Goodyear 20x7-13 -- Tire 21	Longitudinal Force, 12 psi
Run 21	Goodyear 20x7-13 -- Tire 21	Longitudinal Force, 8 psi

Note: We had planned to test seven constructions. Goodyear did not have any of their 10" tires in stock and did not plan on producing any for the next few months. We tried to obtain tires from Avon, but they were not as easy to work with as Goodyear and Hoosier. We still have one day of testing remaining on our contract with Calspan TIRF. Our hope is to test these tires sometime in the fall, bringing the total to 7 constructions. Of course, you will receive the data when the final day of testing occurs.

The Test Types are as follows:

Lateral Force I:

- Static (non-rolling) spring rate test on brand new tire
- Dynamic (rolling) spring rate test on brand new tire. Speed at 25 mph for the rest of the test.
- Tire Break-in. Oscillation in slip angle and inclination angle for appx. 3 minutes.
- Conditioning Sweeps. Two steers to large slip angles at 250 lb. load to finish tire break-in.
- Dynamic spring rate test on tire after break-in.
- Slip angle sweeps at various loads and inclination angles, 12 psi., 0 slip ratio.
  - Inclination angles: 0, 1, 2, 3, 4 deg.
  - Loads: 350, 250, 150, 50, 450 lb.
- Post-test dynamic spring rate (worn tire).

Lateral Force II:

- Static (non-rolling) spring rate test on brand new tire
- Dynamic (rolling) spring rate test on brand new tire. Speed at 25 mph for the rest of the test.
- Tire Break-in. Oscillation in slip angle and inclination angle for appx. 3 minutes.
- Conditioning Sweeps. Two steers to large slip angles at 250 lb. load to finish tire break-in.
- Dynamic spring rate test on tire after break-in.
- Slip angle sweeps at various loads and pressures, 0 deg. inclination angle, 0 slip ratio.
  - Pressures: 8, 10, 12, 14, 16 psi.
  - Loads: 350, 250, 150, 50, 450 lb.
- Dynamic spring rate test for every pressure performed between slip angle sweeps
- Post-test dynamic spring rate (worn tire).

Longitudinal Force:

- Tire Break-in. Oscillation in slip angle and inclination angle for appx. 3 minutes.
- Conditioning Sweeps. Two cycles to large slip angles at 250 lb. load to finish tire break-in.
- Slip ratio sweeps at various loads, 12 psi, 0 slip angle
  - Loads: 350, 250, 150, lb.
  - Inclination Angles: 0, 2, 4 psi
- Slip ratio sweeps at various loads, 8 psi, 0 slip angle

C. EXPLICACION DEL PROCESO ADOPTADO PARA LA EXPERIMENTACION DE NEUMATICOS.

Calspan

8-18-00

The TIRF "sa" program was developed to collapse a *hysteresis like* condition. This condition is seen in Slip Angle (SA) sweep testing (FIG 1.). An SA sweep crossing zero SA in both directions yields Lateral Force (FY) data on different lines when plotted against SA (FIG 2.). The separation between these lines increases as SA rate increases. SA points taken statically at 0 degrees will usually fall between the dynamic lines at Slip Angle of 0 degrees (FIG 2.).

Because some customers do not wish to work with this hysteresis like event, TIRF collapses it to coincide with the Static Slip Angle value (FIG 2.). The final outcome is a shift of the Slip Angle scale only. Following is an explanation of how the TIRF "sa" program works:

In this discussion a Slip Angle sweep is any dynamic SA pattern with all other test conditions fixed.

- Preceding each Slip Angle (SA) sweep several points are collected at SA = 0 deg. Pre-zero (FIG 1.)
- Following each Slip Angle (SA) sweep several points are collected at SA = 0 deg. Post-zero (FIG 1)
- The Pre, Post-Sweep zeroes are averaged and are now called the Static point. (FIG 2.)
- A linear curve fit is placed through the FY vs. SA data (+/-1 deg.) each time SA crosses 0 deg. (FIG 2.)
- For each SA crosses 0 deg. segment, SA is shifted until the curve fit coincides with the Static point. (FIG 2.)

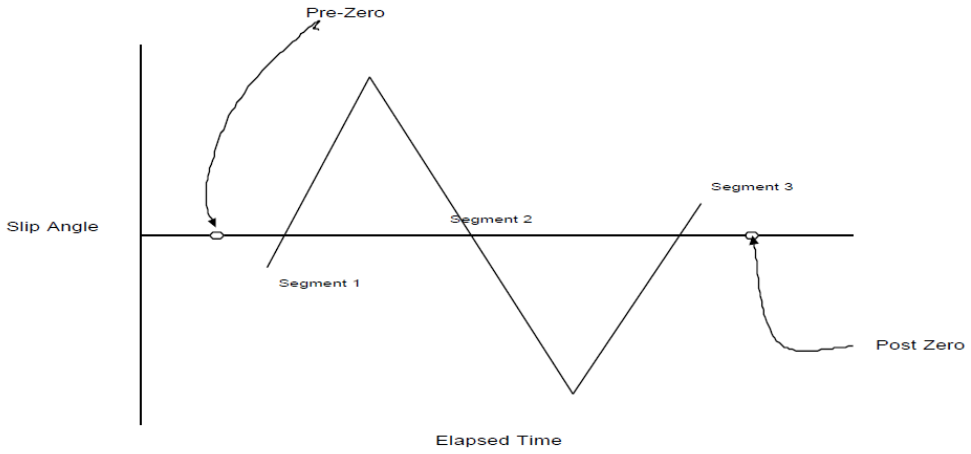
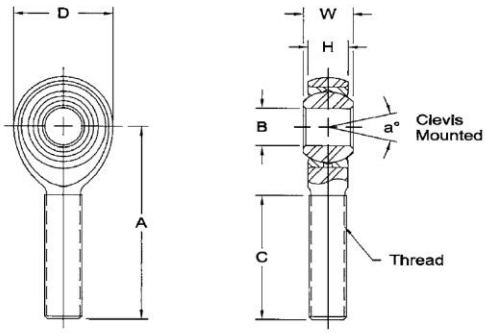


FIG 1.

D. ESPECIFICACIÓN DEL RODAMIENTO ESFÉRICO USADO.

Pegasus Part No. 3060 Carbon Steel Rod Ends (Aurora MM and MB Series)

These economical yet high-precision rod end bearings are perfect for moderately-stressed joints. The ball is heat treated and hard chrome plated alloy steel and the carbon steel race has a PTFE fabric lining bonded to it. The carbon steel body limits the load rating to substantially less than our High Strength Alloy Steel Rod Ends (Part No. 3062). However, they will provide very long life in lower-stressed or non-critical uses such as sway bar links or shift linkage supports. Male threaded solid shanks only. Aurora MM-T (right hand threads) and MB-T (left hand threads) series.



Body: Carbon steel, protective coated for corrosion resistance.

Race: Carbon steel, protective coated for corrosion resistance.

Ball: Alloy steel, heat treated and hard chrome plated.

Lubrication: Self-lubricating PTFE liner.

Aurora MM (Right Hand) / MB (Left Hand) Carbon Steel Rod Ends, Male Threaded Shanks

B Bore +.0015 -.0005	Thread (UNF-3A)	C Thread Length +.062 -.031	A Center of Bore to End of Shank +/-.015	W Ball Width +.000 -.005	H Head Thickness +/-.005	D Head Diameter +/-.010	a° Misalignment Angle	Weight, Ounces (Approx.)	Static Radial Load Rating*	Pegasus Part No.
3/16"	10-32	3/4"	1 1/4"	5/16"	1/4"	9/16"	13°	.5	1169 lb	3060-3-L or -R
1/4"	1/4-28	1"	1 5/8"	3/8"	9/32"	3/4"	16°	.7	2158 lb	3060-4-L or -R
5/16"	5/16-24	1 1/4"	1 7/8"	7/16"	11/32"	7/8"	14°	1.2	2784 lb	3060-5-L or -R
3/8"	3/8-24	1 1/4"	1 15/16"	1/2"	13/32"	1"	12°	1.8	3915 lb	3060-6-L or -R
7/16"	7/16-20	1 3/8"	2 1/8"	9/16"	7/16"	1 1/8"	14°	2.6	4218 lb	3060-7-L or -R
1/2"	1/2-20	1 1/2"	2 7/16"	5/8"	1/2"	1 3/16"	12°	4	6660 lb	3060-8-L or -R
5/8"	5/8-18	1 5/8"	2 5/8"	3/4"	9/16"	1 1/2"	16°	6.1	7364 lb	3060-10-L or -R
3/4"	3/4-16	1 3/4"	2 7/8"	7/8"	11/16"	1 3/4"	14°	10	11,518 lb	3060-12-L or -R

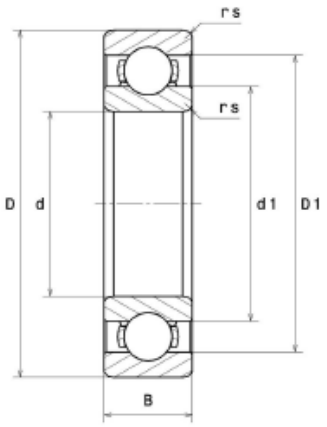
** Divide by 10 to calculate the axial load rating.*

E. PROPIEDADES DEL RODAMIENTO SELECCIONADO PARA EL SOPORTE DE LA COLUMNA DE LA DIRECCION.

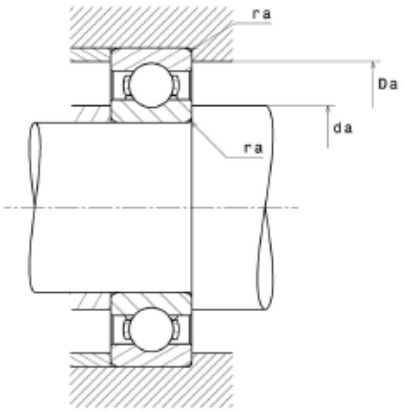
Ficha técnica PDF
6204

Rodamientos de bolas de 1 hilera
Rodamiento rígido de bolas, contacto radial, jaula de chapa, abierto

Características técnicas	
d	20 mm
D	47 mm
B	14 mm
d1	29,30 mm
D1	39,70 mm
rs min	1 mm
Clase de Juego Radial	CN
Peso	0,1070 kg
Marca	SNR



Prestaciones	
Capacidad de carga dinámica C	12,70 kN
Capacidad de carga estática, C0	6,70 kN
Carga límite de fatiga, Cu	0,30 kN
f0	13.2
Nref	16 000 Tr/min
Nlim	24 000 Tr/min
Temperatura mínima, Tmin	−40 °C
Temperatura máxima, Tmax	120 °C
Frecuencia propia jaula, FTF	0,39 Hz
Frecuencia propia cuerpos rodantes, BSF	4,12 Hz
Frecuencia propia anillo exterior, BPFO	3,08 Hz
Frecuencia propia anillo interior, BPFI	4,92 Hz



F. PROPIEDADES MECÁNICAS DE LOS TUBOS DE FIBRA DE CARBONO ACP COMPOSITES.

Carbon Fiber Twill Roll Wrapped Tube

ACP's Carbon Fiber Twill Roll Wrapped Tubes are manufactured by wrapping carbon fiber unidirectional prepreg tape and an outer layer of 2x2 twill onto a mandrel and cured at high temperatures and pressure. The layers are oriented in a 0°/90° orientation with the majority of the fibers positioned in the longitudinal access. Fibers oriented at 90° are wrapped around the circumference to provide high crushing strength and stiffness. Fibers oriented at 0° provide high bending strength and stiffness. All of our roll wrapped tubes feature a slight rib texture spiraling along their length and can easily be sanded and polished away.

Physical Properties		
Outer Diameter (OD)	+/- .015"	Test Method-Caliper
Inner Diameter (ID)	+/- .010"	Test Method-Caliper
Color	Natural dark gray to black	No color match
Surface Finish	Gloss with slight spiral rib texture	Mimimum-Visual
Composite Type	0°/90° unidirectional orientation with 2x2 twill outer layer	For reference only
Resin Type	Epoxy with built in UV inhibitor	For reference only
Fiber Type	33 to 35 MSI standard modulus carbon fiber	For reference only
Fiber Volume	58%	+/- 5%
Cuts	Rough abrasive cut both ends, small burrs may be apparent.	Mimimum-Visual
Thermal Properties	150°F maximum	Operating Temperature

Technical Properties	
Tensile Strength	275 ksi
Tensile Modulus	17 msi
Compressive Strength	132 ksi
Compressive Modulus	14.5 msi
Torsional Strength	15 msi
Torsional Modulus	1.3 msi
CTE	(-0.24 in/in/°F)(10^6)
Glass Transition Temp	100°C
Fatigue Strength	90 (10^6)
Density	1.52 g/cm3

All the information contained in these properties is believed to be reliable. It is intended for comparison purposes only as each manufactured lot will exhibit variations. The user should evaluate the suitability of each product for their application. We cannot anticipate the variations in all end use and we make no warranties and assume no liability in connection with the use of this information.

ACP Composites

ISO 9001:2008 Certified I No. 49881

All Rights Reserved © 2014 Copyright ACP Composites, Inc.

78 Lindbergh Ave I Livermore, CA 94551
1-800-811-2009 I P. 925-443-5900 I F. 925-443-5901

G. DATOS TECNICOS DE LA RESINA EPOXY

LOCTITE

Technical Data Sheet

LOCTITE® EA E-120HP

LOCTITE® Hysol® E-120HP™
December 2014

PRODUCT DESCRIPTION

LOCTITE® EA E-120HP provides the following product characteristics:

Technology	Epoxy
Chemical Type (Resin)	Epoxy
Chemical Type (Hardener)	Polyamide
Appearance (Resin)	Off-white to beige liquid[LMS]
Appearance (Hardener)	Amber liquid[LMS]
Appearance (Mixture)	Amber-Beige
Components	Two component - requires mixing
Viscosity	High
Mix Ratio, by volume - Resin : Hardener	2 : 1
Mix Ratio, by weight - Resin : Hardener	100 : 46
Cure	Room temperature cure after mixing
Application	Bonding

LOCTITE® EA E-120HP is a high viscosity industrial grade epoxy adhesive with extended work life. Once mixed, the two component epoxy cures at room temperature to form a tough, amber-beige bondline with excellent resistance to peel and impact forces. When fully cured, the epoxy offers superior thermal shock resistance, excellent mechanical and electrical properties, and withstands exposure to a wide variety of solvents and chemicals. Typical applications include bonding nose cones in aerospace applications. It is also suitable for low stress, general industrial applications which require high impact and high peel strength. Bonds dissimilar materials including aluminum, steel, and other metals, as well as a variety of plastics and ceramics.

TYPICAL PROPERTIES OF UNCURED MATERIAL

Resin:

Specific Gravity @ 25 °C	1.1
Flash Point - See SDS	
Viscosity, Brookfield - RVT, 25 °C, mPa·s (cP):	
Spindle 7,, speed 50 rpm,	41,000 to 61,000[LMS]

Hardener:

Specific Gravity @ 25 °C	1.0
Flash Point - See SDS	
Viscosity, Brookfield - RVT, 25 °C, mPa·s (cP):	
Spindle 5, speed 50 rpm,	2,000 to 4,000[LMS]

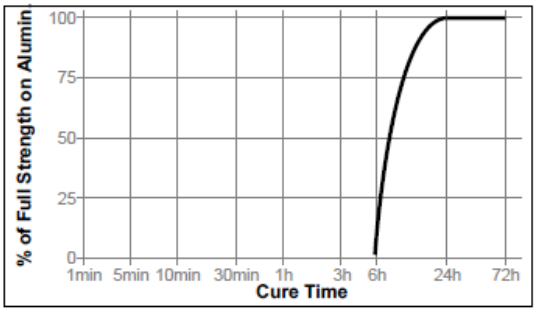
Mixed:

Specific Gravity @ 25 °C	1.1
Working life, minutes	120
Tack Free Time (low humidity), minutes	140

TYPICAL CURING PERFORMANCE

Cure Speed vs. Time

The graph below shows shear strength developed with time on abraded, acid etched aluminum lapshears @ 25 °C with an average bondline gap of 0.1 to 0.2 mm and tested according to ISO 4587.



TYPICAL PROPERTIES OF CURED MATERIAL

Cured for 7 days @ 22 °C

Physical Properties:

Glass Transition Temperature, ASTM E 1640, °C		90
Shore Hardness, ISO 868, Durometer D:		
Cured @ 22 °C for 16 to 18 hours followed by 2 hours @ 65 °C		76 to 90[LMS]
Elongation, ISO 527-2, %		10
Tensile Strength, ISO 527-3	N/mm² (psi)	41 (5,900)

Electrical Properties:

Dielectric Breakdown Strength, IEC 60243-1, kV/mm	25

TYPICAL PERFORMANCE OF CURED MATERIAL

Adhesive Properties

Cured for 2 hours @ 65 °C
Lap Shear Strength, ISO 4587:

Aluminum (acid etched)	N/mm²	≥13.7[LMS]
	(psi)	(≥1,986)

Cured for 12 hours @ 65 °C
Lap Shear Strength, ISO 4587:

Steel (grit blasted)	N/mm²	30
	(psi)	(4,300)
Aluminum (acid etched & abraded), 0.1 to 0.2 mm gap	N/mm²	33
	(psi)	(4,800)
Aluminum (anodised)	N/mm²	14
	(psi)	(2,100)
Stainless steel	N/mm²	23
	(psi)	(3,400)
Polycarbonate	N/mm²	6.9
	(psi)	(1,000)
Nylon	N/mm²	2.3
	(psi)	(330)
Wood (Fir)	N/mm²	11.3
	(psi)	(1,600)

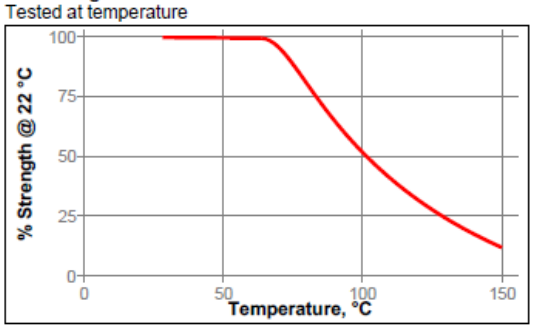
Block Shear Strength, ISO 13445:

PVC	N/mm²	12
	(psi)	(1,700)
ABS	N/mm²	7.6
	(psi)	(1,100)
Epoxy	N/mm²	20
	(psi)	(2,900)
Acrylic	N/mm²	1.5
	(psi)	(220)
Glass	N/mm²	23
	(psi)	(3,300)

TYPICAL ENVIRONMENTAL RESISTANCE

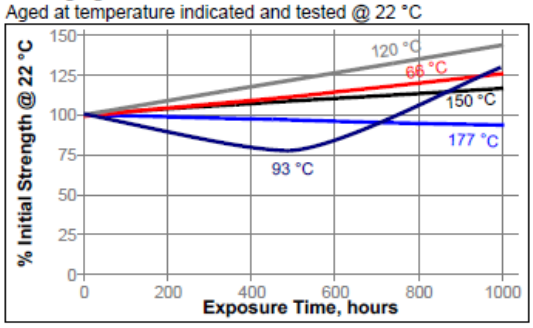
Cured for 12 hours @ 65 °C followed by 4 hours @ 22 °C
Lap Shear Strength, ISO 4587:
Aluminum (acid etched & abraded), 0.1 to 0.2 mm gap

Hot Strength
Tested at temperature



Cured for 5 days @ 22 °C
Lap Shear Strength, ISO 4587:
Steel

Heat Aging
Aged at temperature indicated and tested @ 22 °C



Chemical/Solvent Resistance
Aged under conditions indicated and tested @ 22 °C.

		% of initial strength	
Environment	**°C**	**500 h**	**1000 h**
Air	87	---	100
Motor oil (10W30)	87	125	120
Unleaded gasoline	87	---	105
Water/glycol 50/50	87	90	90
Salt fog	22	---	45
95% RH	38	---	80
Condensing Humidity	49	---	60
Water	22	---	70
Acetone	22	---	100
Isopropanol	22	---	110

GENERAL INFORMATION

For safe handling information on this product, consult the Safety Data Sheet (SDS).

This product is not recommended for use in pure oxygen and/or oxygen rich systems and should not be selected as a sealant for chlorine or other strong oxidizing materials.

Directions for use:

1. For best performance part surfaces should be clean and free of grease.
2. For high strength structural bonds, remove surface contaminants such as paint, oxide films, oils, dust, mold release agents and all other surface contaminants.
3. **Dual Cartridges:** To use simply insert the cartridge into the application gun and start the plunger into the cylinders using light pressure on the trigger. Next, remove the cartridge cap and expel a small amount of adhesive to be sure both sides are flowing evenly and freely. If automatic mixing of resin and hardener is desired, attach the mixing nozzle to the end of the cartridge and begin dispensing the adhesive. For hand mixing, expel the desired amount of the adhesive and mix thoroughly. Mix for approximately 15 seconds after uniform color is obtained.
   Bulk Containers: Mix thoroughly by weight or volume in

the proportions specified in Product Description section. Mix vigorously, approximately 15 seconds after uniform color is obtained.

4. Do not mix quantities greater than 4 kg as excessive heat build-up can occur. Mixing smaller quantities will minimise the heat build-up.
5. Apply the adhesive as quickly as possible after mixing to one surface to be joined. For maximum bond strength apply adhesive evenly to both surfaces. Parts should be assembled immediately after mixed adhesive has been applied.
6. Keep assembled parts from moving during cure. The bond should be allowed to cure 24 hours before subjecting to any service loads.
7. Excess uncured adhesive can be wiped away with organic solvent (e.g. Acetone).
8. After use and before adhesive hardens mixing and dispensing equipment should be cleaned with hot soapy water.

Loctite Material Specification[LMS]

LMS dated April 10, 2006. Test reports for each batch are available for the indicated properties. LMS test reports include selected QC test parameters considered appropriate to specifications for customer use. Additionally, comprehensive controls are in place to assure product quality and consistency. Special customer specification requirements may be coordinated through Henkel Quality.

Storage

Store product in the unopened container in a dry location. Storage information may be indicated on the product container labeling.

Optimal Storage: 8 °C to 21 °C. Storage below 8 °C or greater than 28 °C can adversely affect product properties. Material removed from containers may be contaminated during use. Do not return product to the original container. Henkel Corporation cannot assume responsibility for product which has been contaminated or stored under conditions other than those previously indicated. If additional information is required, please contact your local Technical Service Center or Customer Service Representative.

Conversions

(°C x 1.8) + 32 = °F
kV/mm x 25.4 = V/mil
mm / 25.4 = inches
µm / 25.4 = mil
N x 0.225 = lb
N/mm x 5.71 = lb/in
N/mm² x 145 = psi
MPa x 145 = psi
N·m x 8.851 = lb·in
N·m x 0.738 = lb·ft
N·mm x 0.142 = oz·in
mPa·s = cP

Note:

The information provided in this Technical Data Sheet (TDS) including the recommendations for use and application of the product are based on our knowledge and experience of the product as at the date of this TDS. The product can have a variety of different applications as well as differing application and working conditions in your environment that are beyond our control. Henkel is, therefore, not liable for the suitability of our product for the production processes and conditions in respect of which you use them, as well as the intended applications and results. We strongly recommend that you carry out your own prior trials to confirm such suitability of our product.

Any liability in respect of the information in the Technical Data Sheet or any other written or oral recommendation(s) regarding the concerned product is excluded, except if otherwise explicitly agreed and except in relation to death or personal injury caused by our negligence and any liability under any applicable mandatory product liability law.

In case products are delivered by Henkel Belgium NV, Henkel Electronic Materials NV, Henkel Nederland BV, Henkel Technologies France SAS and Henkel France SA please additionally note the following:

In case Henkel would be nevertheless held liable, on whatever legal ground, Henkel's liability will in no event exceed the amount of the concerned delivery.

In case products are delivered by Henkel Colombiana, S.A.S. the following disclaimer is applicable:

The information provided in this Technical Data Sheet (TDS) including the recommendations for use and application of the product are based on our knowledge and experience of the product as at the date of this TDS. Henkel is, therefore, not liable for the suitability of our product for the production processes and conditions in respect of which you use them, as well as the intended applications and results. We strongly recommend that you carry out your own prior trials to confirm such suitability of our product.

Any liability in respect of the information in the Technical Data Sheet or any other written or oral recommendation(s) regarding the concerned product is excluded, except if otherwise explicitly agreed and except in relation to death or personal injury caused by our negligence and any liability under any applicable mandatory product liability law.

In case products are delivered by Henkel Corporation, Resin Technology Group, Inc., or Henkel Canada Corporation, the following disclaimer is applicable:

The data contained herein are furnished for information only and are believed to be reliable. We cannot assume responsibility for the results obtained by others over whose methods we have no control. It is the user's responsibility to determine suitability for the user's purpose of any production methods mentioned herein and to adopt such precautions as may be advisable for the protection of property and of persons against any hazards that may be involved in the handling and use thereof. In light of the foregoing, **Henkel Corporation specifically disclaims all warranties expressed or implied, including warranties of merchantability or fitness for a particular purpose, arising from sale or use of Henkel Corporation's products. Henkel Corporation specifically disclaims any liability for consequential or incidental damages of any kind, including lost profits.** The discussion herein of various processes or compositions is not to be interpreted as representation that they are free from domination of patents owned by others or as a license under any Henkel Corporation patents that may cover such processes or compositions. We recommend that each prospective user test his proposed application before repetitive use, using this data as a guide. This product may be covered by one or more United States or foreign patents or patent applications.

Trademark usage

Except as otherwise noted, all trademarks in this document are trademarks of Henkel Corporation in the U.S. and elsewhere. ® denotes a trademark registered in the U.S. Patent and Trademark Office.

Reference 1.2

H. ESPECIFICACIONES DEL VOLANTE Y CREMALLERA DEL SISTEMA DE DIRECICON**.**

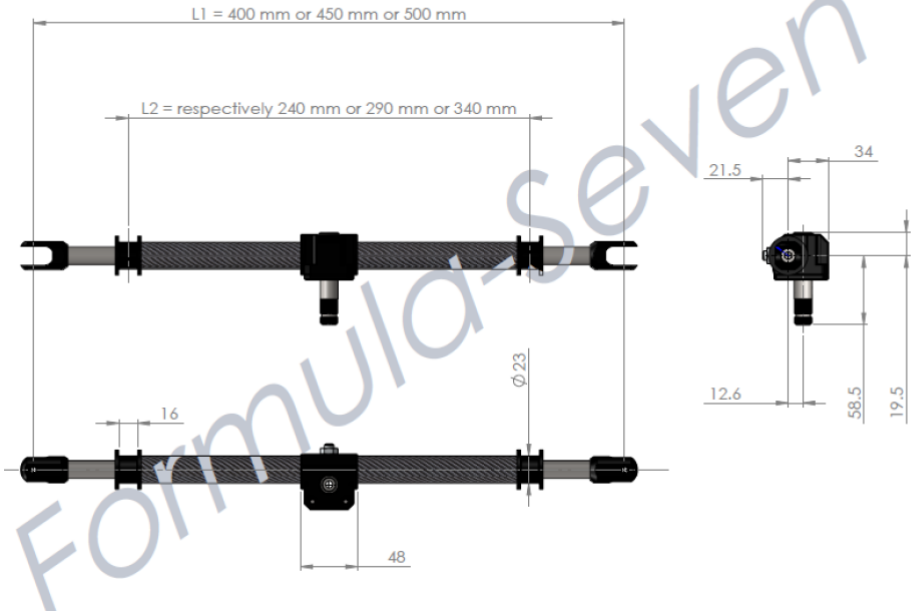
- Steering rack

FORMULA SEVEN
FORMULA SAE COMPONENTS

3 Different Available Lengths

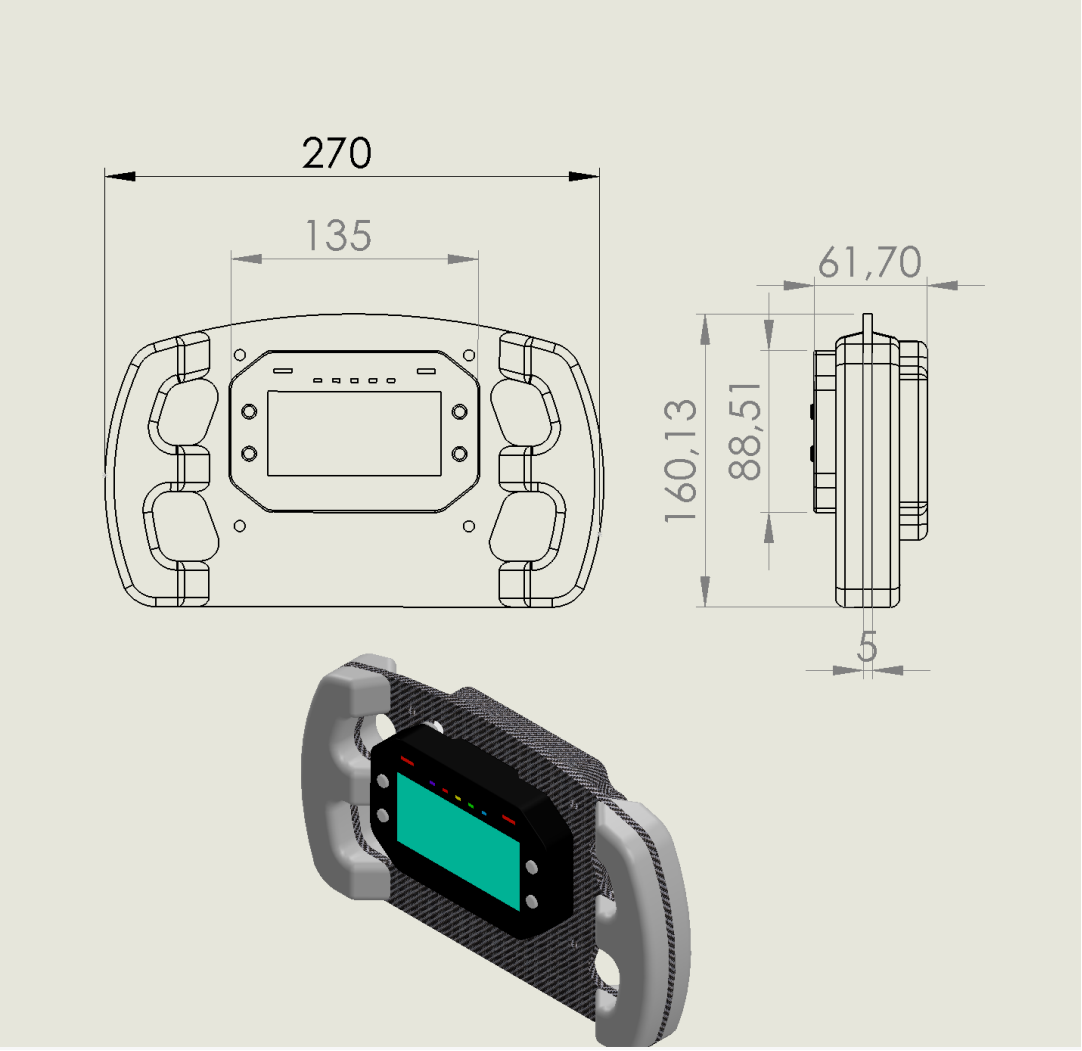
1. **L1=400mm; L2=240mm;**
2. **L1=450mm; L2=290mm;**
3. **L1=500mm; L2=340mm.**

Mechanical Data	
Housing Material	Carbon Fiber/Aluminum
Gears Material	Steel 39NiCrMo3
Gear Type	Helicoidal
Backlash	Zero
Total Rack Travel	72mm (lock-to-lock)
Rack Displacement/one pinion rev	63.9mm/rev
	80.0mm/rev
Max Axial Load	1880 N
Max Orthogonal Load	680 N
Weights	810 grams (for L1=400mm)
	880 grams (for L1=450mm)
	950 grams (for L1=500mm)



Formula-Seven

- Dimensiones del Steering Wheel.



I. CODIGO IMPLEMENTADO PARA EL PROCESAMIENTO DE LAS GRÁFICAS DE NEUMÁTICOS.

```
%% Matlab Processing of FSAE
TTC Tire Test Data
%
% *Bill Cobb
% Vehicle Dynamics Center
% General Motors Corp. [soon to
retire]
% (248) 515-5145
% (810) 588-9519
% william.a.cobb@gm.com
% zzvyb6@yahoo.com*
%

%% Introduction
% This Matlab code reads a user
Selected TIRF Raw Text file for
a Pure Slip
% test condition and produces
Splined Surface Structures for
all dependent variables.
%
% It is intended to be a
starting point for FSAE users
wishing to produce their own
% tire models. The resulting
Matlab spline structures are
compatible
% with various commercial and
home grown handling simulations
via a Simulink
% interface.
%

%% Fetching the data file name
using builtin function
% |uigetfile| is handy to fetch
the path and filename of your
test file.
% You will probably want to
make a change to the next line
to match your TIRF file
% locations:


[filename, pathname]=
uigetfile('*.dat','Enter TIRF
Test File','C:\Users\Carlos
Llivisaca\Downloads');

%% Importing a data file
% |importdata| is a built-in
Matlab data readinf routine.
% The resulting structure |t|
will have a set of text and
numeric fields.
t = importdata([pathname
filename]);

%% Determination of Channel
Names:
% Since TIRF files can contain
any number of arbitrary data
channels, we
% don't assume which ones are
there or the order they are in.
%
% By the way, the TIRF channels
we are assuming to be here are:
%
% |*SA* = Slip angle|
% |*IA* = Camber Angle|
% |*FZ* = Vertical Load|
% |*FY* = Lateral Force|
% |*MX* = Overturning Moment|
% |*MZ* = Aligning Moment|
% |*RL* = Rolling Radius|
%
% If any of these channels are
not in the file, Houston, we're
gonna have a
% problem.
%
% Here we go:

names = t.textdata{2};
nchans = size(t.data,2);
%% Eliminate Unused Data
% Here, we toss out the 1st
1500 pts (warmup). Brackets
mean just go away:
%

t.data(1:1500,:)=[];

%% Demultiplex Data Array into
Unique Channels
% The next step is to pluck out
the names of channels in the
file and assign the data array
elements to these names.
```

```
%

for n=1:nchans % demultiplex
[name,names]=strtok(names);
eval([upper(name) '= t.data(:,'
num2str(n) ');']);
end

%% Spline the Slip Channel to
locate Points of Interest
% Here we are going to sniff
out the key locations in the
slip stream
% corresponding to the
beginning and ending of the
slip sweep.
%
% First, define a point vector
corresponding to the SA index.
% Then use the builtin spline
function to give us a
continuous function.
% By adding 3.5 to the slip
angle data, we shift the
function up towards
% the zero level. Remember that
the test procedure starts the
slip sweep
% beginning at -4 degrees.
%
% The reason for this will be
revealed in the next step.
%
m = 1:length(SA); % point
counter
sp = spline(m,SA+3.5); % fit a
generic spline to locate zeros.

%% Locate Zeros Indicating
Start and Stop Positions
% We now have a splined string
of shifted slip angle. The
zeros of this
% function include the
beginning and ending of the
slip sweep. There is some
% extra stuff in there, which
may be of interest to the
diehards:
%
z=fnzeros(sp); % location of
zero crossings
z=round(z(1,:)); % no dups and
integer indices are required.

%% Checking your results with a
plot
% Plotting the slip angle
channel with the zero points
indicated is a good
% check to see if there has
been a problem. The full plot
is a bit to
% muddy, so we zoom into the
first few seconds of the run.

figure('Name','Locations of
Test Slip Sweep
william.a.cobb@gm.com','NumberT
itle','Off') % Just checkin'
plot(m,SA,'r')

%% Eliminating unnecessary zero
conditions
% Because there are some 'zero'
points that we don't need, send
them to the
% trash:

z([4:4:length(z)])=[]; % drop
kick the shutdown points;

%% Show Abreviated Slip
sequence with indicated Zeros
% This tells us we're on the
right track:
hold on
xlim([0 3200]) % Don't need to
see All the data...
plot(z,zeros(length(z)),'bo')
line([0 m(end)], [0
0],'color','k')
xlabel('Point Count')
ylabel('Slip Angle')
legend('Test Data','Computed
Slip Points of
Interest'),legend Boxoff

% Don't want to remember any
data from apprevious processing
session:

clear fmdata % not a speck of
cereal..

%% Outputting scans of data for
each slip, load, and camber
condition
```

```
% Now we need to spew out the
data as a sequential data
vector for each
% separate slip, load and
camber scan:
% q is the scan pointer
q = 0;
% Subset the data:
for n=7:3:length(z) % for some
reason there are some repeat
runs here. Skip them
sa=SA(z(n):z(n+2));
fz=FZ(z(n):z(n+2));
fy=FY(z(n):z(n+2));
mz=MZ(z(n):z(n+2));
mx=MX(z(n):z(n+2));
rl=RL(z(n):z(n+2));
ia=IA(z(n):z(n+2));

% Now we have collected the
tire channels for each full
slip sweep.
%
% Next step is to capture the
rational data between the max
and minimum
% values, peek at the
endpoints, fix up some problems
at the MZ endpoints,
% and proceed with data
fitting.

[tmp,imn]=min(sa);
[tmp,imx]=max(sa);
p=1:length(sa);
rng=imx-50:imx+50; % This is a
range of our data at maximum MZ
%
% Being careful not to use a
Matlab reserved word for a
variable name.
%
warning off % Keep down the
chatter over multiple
observations

% fit this data to a
polynomial. Crude but fair. We
are only using it
% to look for outliers.
pp=polyfit(p(rng),mz(rng)',3);
warning on
mzf=polyval(pp,p(rng));

% This step spots data values
for MZ that are greater than an
arbitray
% level. I believe these spikes
are related to the MZ transient
response.
% A smarter approach would be
to use normalized residuals,
but who did
% I just hear volunteer for
that task?
%

ind=find(abs(mzf-mz(rng)') >
7);
mz(rng(ind))=mzf(ind);

rng=imn-50:imn+50;% This is a
range of our data at minimum MZ
warning off
pp=polyfit(p(rng),mz(rng)',3);
warning on
mzf=polyval(pp,p(rng));

ind=find(abs(mzf-mz(rng)') >
7);
mz(rng(ind))=mzf(ind);

%% Spline fitting the
continuous data to subset it
with 1 Degrre increments
% with some tighter tension:
%
sp_fy=csaps(sa,fy,.1);
sp_mz=csaps(sa,mz,.1);
sp_mx=csaps(sa,mx,.1);
sp_rl=csaps(sa,rl,.1);

%% Check out Segment 10
% Just out of curiosity, what
kind of data are we dealing ?

if isequal(n,10)
    grid on
figure('Name',[upper(filename)
': Aligning Moment vs. Slip
Angle & Vertical Load ' '
william.a.cobb@gm.com'],'number
title','off')

 subplot(3,1,1)
hold on
plot(sa,fy,'.','color',[.5 .5
.5])
```

```
  grid on
fnplt(sp_fy,'b')
title({['Fz= '
num2str(round(mean(fz))) '
N'];['IA= '
num2str(round(mean(ia))) '°']})
xlabel('Slip Angle')
ylabel('Lateral Force')
line([min(sa) max(sa)],[0
0],'color','k')
line([0 0],[min(fy)
max(fy)],'color','k')
legend('Test Data','Fitted
Data')


subplot(3,1,2)
hold on
plot(sa,mz,'.','color',[.5 .5
.5])
  grid on
fnplt(sp_mz,'b')
xlabel('Slip Angle')
ylabel('Aligning Moment')
line([min(sa) max(sa)],[0
0],'color','k')
line([0 0],[min(mz)
max(mz)],'color','k')

subplot(3,1,3)
hold on
plot(sa,mx,'.','color',[.5 .5
.5])
  grid on
fnplt(sp_mx,'b')
xlabel('Slip Angle')
ylabel('Overturning Moment')
line([min(sa) max(sa)],[0
0],'color','k')
line([0 0],[min(mz)
max(mz)],'color','k')

end

for
sl=floor(min(sa)):1:ceil(max(sa
)); % This is the only pushup
step required:
q=q+1;
fmdata(q,1)=sl;
fmdata(q,2)=round(mean(ia));
fmdata(q,3)=mean(fz);
fmdata(q,4)=fnval(sp_fy,sl);
fmdata(q,5)=fnval(sp_mz,sl);
fmdata(q,6)=fnval(sp_mx,sl);
fmdata(q,7)=fnval(sp_rl,sl);
end
end
% All done with the hard work,

%% Sort Data Array by Camber,
Slip and Load Groups
% Use |sortrows| to preserve
the array correspondence.

fmdata = sortrows(fmdata,([2 1
3]));

%% Determining Data Sets (Slip,
Load, Camber):
% Get the distinct values and
counts of each data set:

incls =
unique(round(fmdata(:,2)))';
nincls = length(incls)

slips =
unique(round(fmdata(:,1)))'
nslips = length(slips)

%% Check Visuals for Zero
Camber Subset:
% Stuck living in a 3-D world,
we can only look at a graph of
w=f(u,v).
% First sniff out indices of
the zero camber rows:

inx0 = find(fmdata(:,2) == 0);
% zero camber points

% then grab the rest of the
zero camber condition data:

fmdata0 = fmdata(inx0,:);

% Next, we transpose the arrays
to make our spline functions
happy:

loads =
mean(reshape(fmdata0(:,3),[],ns
lips),2)';
nloads = length(loads);
% Take a look at FZ:
```

```
fz0 =
reshape(fmdata0(:,3),nloads,nsl
ips)';
fy0 =
reshape(fmdata0(:,4),nloads,nsl
ips)';
mz0 =
reshape(fmdata0(:,5),nloads,nsl
ips)';
mx0 =
reshape(fmdata0(:,6),nloads,nsl
ips)';
%
% Normalized FY for you folks
headed to the tire industry:
nfy0 = fy0./fz0;

% now we are ready to rock 'n
roll.
%% Beer break...
% All the test data has been
reduced to a reasonable grid of
fixed slips, cambers and loads.
% All that remains is to do
something with it in the tire
model world.

%% FY Surface Fit (Zero
Camber):
% This process uses the spline
toolbox functions to generate
fitted surfaces.
% CSAPS is a cubic - smoothed
spline allowing multiple
obervations at grid
% points with default or user
prescribed tension

LATE_SLIP_VERT =
csaps({slips,loads},fy0,.9);
figure('Name',[upper(filename)
': Lateral Force vs. Slip Angle
& Vertical Load ' '
william.a.cobb@gm.com'],'number
title','off')
fnplt(LATE_SLIP_VERT)
xlabel('Slip Angle (deg)')
ylabel('Vertical Load (N)')
zlabel('Lateral Force (N)')

view(50,50)

%% Cornering Stiffness Surface
Fit (Zero Camber):
CS=fnder(LATE_SLIP_VERT,[1,0]);
figure('Name',[upper(filename)
': Cornering Stiffness vs. Slip
Angle & Vertical Load ' '
william.a.cobb@gm.com'],'number
title','off')
fnplt(CS)
xlabel('Slip Angle (deg)')
ylabel('Vertical Load (N)')
zlabel('Cornering Stiffness
(N/deg)')

%% Normalized Lateral Force
Surface fit
NLATE_SLIP_VERT =
csaps({slips,loads},nfy0);
figure('Name',[upper(filename)
': Load Normalized Lateral
Force vs. Slip Angle & Vertical
Load ' '
william.a.cobb@gm.com'],'number
title','off')
fnplt(NLATE_SLIP_VERT)
xlabel('Slip Angle (deg)')
ylabel('Vertical Load (N)')
zlabel('Lateral Force (N)')
view(45,45)

% Wow, look at the mu on that
baby, good as a Sprint Cup Left
Side Tire !!

%Here's the traditional
normalized cornering stiffness
use in industry:
NCS=fnder(NLATE_SLIP_VERT,[1,0]
);
figure('Name',[upper(filename)
': Normalized Cornering
Stiffness vs. Slip Angle &
Vertical Load ' '
william.a.cobb@gm.com'],'number
title','off')
fnplt(NCS)
xlabel('Slip Angle (deg)')
ylabel('Vertical Load (N)')
zlabel('Normalized Cornering
Stiffness (N/deg/N)')

%% MZ Surface Fit (Zero
Camber):
ALNT_SLIP_VERT =
csaps({slips,loads},mz0,.9)
```

```
figure('Name',[upper(filename)
': Aligning Moment vs. Slip
Angle & Vertical Load ' '
william.a.cobb@gm.com'],'number
title','off')
fnplt(ALNT_SLIP_VERT)
xlabel('Slip Angle (deg)')
ylabel('Vertical Load (N)')
zlabel('Aligning
Moment(Nm/deg)')
%
%% MX Surface Fit (Zero
Camber):
OVTM_SLIP_VERT =
csaps({slips,loads},mx0,.9)
figure('Name',[upper(filename)
': Overturning Moment vs. Slip
Angle & Vertical Load ' '
william.a.cobb@gm.com'],'number
title','off')
fnplt(OVTM_SLIP_VERT)
view(30,45)
xlabel('Slip Angle (deg)')
ylabel('Vertical Load (N)')
zlabel('Overturning Moment
(Nm)')
%
%% Pneumatic Scrub Surface Fit
(Zero Camber):
PSCRUB_SLIP_VERT =
csaps({slips,loads},1000*mx0./f
z0,.9)
figure('Name',[upper(filename)
': Pneumatic Scrub vs. Slip
Angle & Vertical Load ' '
william.a.cobb@gm.com'],'number
title','off')
fnplt(PSCRUB_SLIP_VERT)
view(30,45)
xlabel('Slip Angle (deg)')
ylabel('Vertical Load (N)')
zlabel('Pneumatic Scrub (mm)')
%
%% Pneumatic Trail Surface Fit
(Zero Camber):
PTRAIL_SLIP_VERT =
csaps({slips,loads},1000*mz0./f
y0,.707)
figure('Name',[upper(filename)
': Pneumatic Trail vs. Slip
Angle & Vertical Load ' '
william.a.cobb@gm.com'],'number
title','off')
fnplt(PTRAIL_SLIP_VERT)
view(30,45)
title('Although I would not
produce Pneumatic Trail this
way, good guess, though ...')
xlabel('Slip Angle (deg)')
ylabel('Vertical Load (N)')
zlabel('Pneumatic Trail (mm)')
%
%% Subset Scans of Zero Slip
Angle
inx0 = find(fmdata(:,1) == 0);
% zero slip points
fmdata0 = fmdata(inx0,:);
loads =
mean(reshape(fmdata0(:,3),[],ni
ncls),2)';
nloads = length(loads);
fy0 =
reshape(fmdata0(:,4),nloads,nin
cls)';
mz0 =
reshape(fmdata0(:,5),nloads,nin
cls)';
mx0 =
reshape(fmdata0(:,6),nloads,nin
cls)';
%
%% FY Surface Fit (Zero Slip):
LATE_INCL_VERT =
csaps({incls,loads},fy0,.9);
figure('Name',[upper(filename)
': Lateral Force vs. Camber
Angle & Vertical Load ' '
william.a.cobb@gm.com'],'number
title','off')
fnplt(LATE_INCL_VERT)
xlabel('Camber Angle (deg)')
ylabel('Vertical Load (N)')
zlabel('Lateral Force (N)')
%
%% MZ Surface Fit (Zero Slip):
ALNT_INCL_VERT =
csaps({incls,loads},mz0,.9);
figure('Name',[upper(filename)
': Aligning Moment vs. Camber
Angle & Vertical Load ' '
william.a.cobb@gm.com'],'number
title','off')
fnplt(ALNT_INCL_VERT)
xlabel('Camber Angle (deg)')
ylabel('Vertical Load (N)')
zlabel('Aligning Moment (Nm)')

%% MX Surface Fit (Zero Slip):
```

```
OVTM_INCL_VERT =
csaps({incls,loads},mx0,.9)
figure('Name',[upper(filename)
': Overturning Moment vs.
Camber Angle & Vertical Load '
'
william.a.cobb@gm.com'],'number
title','off')
fnplt(OVTM_INCL_VERT)
xlabel('Camber Angle (deg)')
ylabel('Vertical Load (N)')
zlabel('Overturning Moment
(Nm)')


fy =
reshape(fmdata(:,4),nloads,nsli
ps,nincls);
LATE_VERT_SLIP_INCL =
csaps({loads,slips,incls},fy);
figure('numbertitle','off','nam
e','Lateral Force vs. Load,
Slip and Camber
william.a.cobb@gm.com','menubar
','none')
slip=-2:1:2;
incl=0:.1:4;
load =-2000;
cfy=
squeeze(fnval(LATE_VERT_SLIP_IN
CL,{-2000,slip,incl}));
p=plot(incl,cfy);
grid on
legend('-2?Slip','-
1°','0°','1°','2°')
xlabel('Camber Angle (deg)')
ylabel(['Lateral Force (N) @ '
num2str(load) ' N'])

mz =
reshape(fmdata(:,5),nloads,nsli
ps,nincls);
ALNT_VERT_SLIP_INCL =
csaps({loads,slips,incls},mz);
figure('numbertitle','off','nam
e','Aligning Moment vs. Load,
Slip and Camber
william.a.cobb@gm.com','menubar
','none')
fnplt(ALNT_VERT_SLIP_INCL)
xlabel('Vertical Load (N)')
zlabel('Aligning Moment (Nm)')
ylabel('Slip Angle')

mx =
reshape(fmdata(:,6),nloads,nsli
ps,nincls);
OVTM_VERT_SLIP_INCL =
csaps({loads,slips,incls},mx);
figure('numbertitle','off','nam
e','Overturning Moment vs.
Load, Slip and Camber
william.a.cobb@gm.com','menubar
','none')
fnplt(OVTM_VERT_SLIP_INCL)
xlabel('Vertical Load (N)')
zlabel('Overturning Moment
(Nm)')
ylabel('Slip Angle')
%
save FSAE.mat
LATE_VERT_SLIP_INCL
ALNT_VERT_SLIP_INCL
OVTM_VERT_SLIP_INCL
```

J. PROCESO DE INICIO DE SESION EN EL FORO DE PRUEBAS DE NEUMATICOS.

1. Dirigirse a la siguiente dirección web http://www.millikenresearch.com/fsaettc.html en donde se determina una definición general acerca del consorcio de pruebas.
2. Una vez que se haya determinado que su universidad o equipo FSAE este registrado en el apartado FSAE TTC Financies and Registered Schools, se debe proceder a registrar al nuevo miembro.
3. Para registrarse como usuario es necesario usar el correo institucional y una clave personal, una vez realizado el registro se notifica mediante un correo que ha sido registrado, pero su validación como miembro tiene que ser aprobada por el director del grupo el cual toma un tiempo de 2 a 5 días.
4. Dentro del foro de pruebas, se dividen en 5 secciones; la primera opción es una discusión general en donde se encuentra mucha información para nuevos miembros además de discusiones generales acerca la simulación de los neumáticos; el segundo apartado denominado Tire models, es un apartado en donde explica las distintas modalidades que se puede implementar para el análisis de neumáticos; la sección Tire Specific discussion es un apartado en donde se realizan discusiones de pruebas de neumáticos en función de la 4 marcas principales que se usan en vehículos FSAE , finalmente en la sección TIRE TESTING, se determinan todas las rondas de pruebas realizadas de los neumáticos separadas en 7 rondas las cuales contienen desde las primeras rondas realizadas hasta las más actuales.
5. Finalmente, dentro de cada round de pruebas se debe leer los documentos en los cuales se detalla las pruebas realizadas y los parámetros establecidos y como se debe proceder para leer los datos.