

**DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN VEHÍCULO BIPLAZA TIPO BUGGY PARA
USO RECREATIVO**

**ANDRÉS OVALLE QUINTERO
JUNIOR JULIÁN NAVARRETE TORRES
ELKIN ROBERTO CORONADO DELGADO**

**UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER
FACULTAD DE INGENIERÍAS FISICOMECAÓNICAS
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA
BUCARAMANGA**

2015

**DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN VEHÍCULO BIPLAZA TIPO BUGGY PARA
USO RECREATIVO**

**ANDRÉS OVALLE QUINTERO
JUNIOR JULIÁN NAVARRETE TORRES
ELKIN ROBERTO CORONADO DELGADO**

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

**Director
RICARDO ALFONSO JAIMES ROLÓN
MSc. en Ingeniería Mecánica**

**UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER
FACULTAD DE INGENIERÍAS FISICOMECAÑICAS
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA
BUCARAMANGA**

2015

DEDICATORIA

Este trabajo está dedicado a mi madre, por toda la confianza que ha tenido en mí, y por el gran esfuerzo que ha hecho para hacer posible la culminación de esta etapa de mi vida.

Andrés Ovalle Quintero

DEDICATORIA

Doy infinitas gracias a DIOS por ser mi guía y fortaleza
para lograr esta meta cumplida.

Dedico este trabajo de grado con amor y orgullo,
a mis Padres campeones Omaira Torres y Carlos Navarrete, por su bondad y
amor, por su esfuerzo y sacrificio que cada día me inspiraron a ser mejor persona,
a mis queridos hermanos Caroma y Cristian y al amor de mi vida Ana. Ya que
siempre estuvieron dispuestos a brindarme ayuda y comprensión, a ellos mi
eterna gratitud por cual valiosa voz de apoyo y estar siempre a mi lado.

Junior Julián Navarrete Torres

DEDICATORIA

A mi familia, lo más importante en mi vida.
A mis amigos y a todas las personas que me apoyaron durante este proceso de
formación.

Elkin Roberto Coronado Delgado

AGRADECIMIENTOS

Los autores quieren expresar sus agradecimientos a:

La Universidad Industrial de Santander, por su formación integral.

Nuestro director de trabajo de grado el Ingeniero Ricardo Alfonso Jaimes Rolón, por su orientación y consejos oportunos.

Al señor Oscar Velásquez en el Taller el Nuevo, por su valiosa colaboración en el proceso de construcción del prototipo del buggy en cuanto al préstamo de máquinas herramientas y recomendaciones para la fabricación del vehículo.

Y a todas las demás personas que hicieron posible de una u otra forma la elaboración de este proyecto.

Andrés Ovalle Quintero
Junior Julián Navarrete Torres
Elkin Roberto Coronado Delgado

CONTENIDO

	Pág.
INTRODUCCIÓN	27
1. FORMULACIÓN DEL PROBLEMA	28
2. JUSTIFICACIÓN PARA SOLUCIONAR EL PROBLEMA	29
3. OBJETIVOS DEL TRABAJO DE GRADO	30
3.1. OBJETIVO GENERAL	30
3.2. OBJETIVOS ESPECÍFICOS	30
4. JUSTIFICACIÓN DE LA SOLUCIÓN	31
5. MARCO REFERENCIAL	32
5.1. DEFINICIÓN DE BUGGY	32
5.2. TIPOS DE BUGGIES	33
5.2.1. Tipo monocasco	33
5.2.2. Tipo car-cross	34
5.2.3. Tipo monoplaça	35
5.2.4. Tipo biplaza	36
5.2.5. Tipo anfibio	36
6. ANÁLISIS DE ALTERNATIVAS Y SELECCIÓN DE SISTEMAS	38
6.1. SISTEMA ESTRUCTURAL (CHASIS)	38
6.1.1. Selección del chasis	42
6.2. SISTEMA DE TREN DE POTENCIA	43
6.2.1. Sistema de transmisión	43
6.2.1.1. Selección del tipo de transmisión	47

6.2.2. Diferencial	48
6.2.2.1. Selección del diferencial	53
6.3. SISTEMA DE DIRECCIÓN	54
6.3.1. Selección del sistema de dirección	59
6.4. SISTEMA DE SUSPENSIÓN	60
6.4.1. Selección del sistema de suspensión	64
6.5. SISTEMA DE FRENOS	65
6.5.1. Selección del sistema de frenos	68
6.6. DESCRIPCIÓN GENERAL DEL VEHÍCULO	69
7. DISEÑO DEL VEHÍCULO BIPLAZA	70
7.1. CHASIS	70
7.1.1. Consideraciones ergonómicas y antropométricas.	71
7.1.1.1. Datos antropométricos	72
7.1.2. Selección del material	76
7.1.3. Soldadura	77
7.1.4. Dimensionamiento de la estructura mediante Software CAD	80
7.1.4.1. Croquis del chasis en un plano 2D	80
7.1.4.2. Trazado de elementos en planos 3D	81
7.1.4.3. Miembros estructurales	81
7.1.5. Análisis de esfuerzos, deformaciones y factor de seguridad por medio de FEM	83
7.1.5.1. Rigidez a flexión	85
7.1.5.2. Impacto Superior	88
7.1.5.3. Impacto lateral	89

7.1.5.4. Impacto frontal	91
7.1.5.5. Rigidez torsional primera hipótesis	94
7.1.5.6. Rigidez torsional segunda hipótesis	95
7.2. SISTEMA DE POTENCIA	98
7.2.1. Motor de combustión interna	98
7.2.2. Curva de par	99
7.2.3. Resistencias que inciden en la dinámica del vehículo	101
7.2.4. Cálculo de la potencia requerida por el vehículo	108
7.2.5. Selección del motor de combustión interna	110
7.2.5.1. Selección del sistema de caja de cambios de la transmisión	112
7.2.6. Diseño del sistema de transmisión	114
7.2.6.1. Semiejes y juntas homocinéticas	124
7.3. SISTEMA DE DIRECCIÓN	125
7.3.1. Geometría del sistema de dirección	125
7.3.2. Geometría de Ackermann	126
7.3.3. Análisis de esfuerzos, deformaciones y factor de seguridad del sistema de dirección.	127
7.4. SISTEMA DE SUSPENSIÓN	129
7.4.1. Diseño del sistema de suspensión	129
7.4.1.1. Factores a considerar para el diseño de la suspensión	130
7.4.2. Elementos que componen la suspensión	140
7.4.3. Cálculos asociados a las cargas incidentes en la suspensión	143
7.5. SISTEMA DE FRENOS	146
7.5.1. Cálculos relacionados con la dinámica del freno de disco	146

8.	PROCESO DE CONSTRUCCIÓN DEL PROTOTIPO	148
8.1.	CONSTRUCCIÓN DEL CHASIS TUBULAR	149
8.2.	CONSTRUCCIÓN Y MONTAJE DE LOS SISTEMAS DEL VEHÍCULO	151
8.2.1.	Sistema de transmisión de potencia	151
8.2.2.	Sistema de dirección	154
8.2.3.	Sistema de suspensión	155
8.2.4.	Sistema de frenos	156
9.	PRUEBAS REALIZADAS AL VEHÍCULO	158
9.1.	VERIFICACIÓN DEL FUNCIONAMIENTO GENERAL	158
9.1.1.	Estructura tubular	158
9.1.2.	Sistema de Tren de potencia	160
9.1.3.	Sistema de dirección	161
9.1.4.	Sistema de suspensión	163
9.2.	PRUEBA DE VELOCIDAD	164
9.3.	PRUEBA DE ACELERACIÓN	165
9.4.	PUEBA DE FRENADO	166
10.	PRESUPUESTO	170
11.	CONCLUSIONES	173
12.	RECOMENDACIONES	174
	BIBLIOGRAFIA	175
	ANEXOS	177

LISTA DE FIGURAS

	Pág.
Figura 1. Buggy o arenero	33
Figura 2. Buggy tipo monocasco	34
Figura 3. Buggy tipo car-cross	35
Figura 4. Buggy tipo monoplaza	35
Figura 5. Buggy tipo biplaza	36
Figura 6. Buggy tipo anfibio	37
Figura 7. Aproximación conceptual del vehículo a construir.	38
Figura 8. Chasis de largueros longitudinales.	39
Figura 9. Chasis de viga central.	40
Figura 10. Chasis tubular.	41
Figura 11. Chasis autoportante.	42
Figura 12. Transmisión manual.	44
Figura 13. Configuración básica del CVT.	45
Figura 14. Vista en sección de la polea conductora con los pesos.	46
Figura 15. Principio de funcionamiento CVT.	46
Figura 16. Transmisión automática.	47
Figura 17. Diferencial convencional.	49
Figura 18. Esquema explosionado de un diferencial de discos.	50
Figura 19. En un diferencial de discos una diferencia de velocidades entre ejes supone un bloqueo diferencial, mandando par a la rueda que gira más despacio.	51
Figura 20. En las áreas sombreadas ocurre el bloqueo de los ejes.	51
Figura 21. Esquema del diferencial tipo Torsen (Torque sensing, sensible al par).	52
Figura 22. Esquema de los componentes del sistema de dirección.	54
Figura 23. Partes del tornillo sin fin.	56
Figura 24. Mecanismo de dirección por cremallera.	57
Figura 25. Mecanismo de dirección directa.	58

Figura 26. Suspensión tipo McPherson.	61
Figura 27. Suspensión de eje oscilante.	62
Figura 28. Principales partes de la suspensión de doble triángulo.	63
Figura 29. Partes del freno de tambor.	65
Figura 30. Freno de disco.	67
Figura 31. Dibujo CAD del Buggy a construir.	69
Figura 32. Puntos de referencia y dimensiones del interior del vehículo	72
Figura 33. Dimensiones estructurales del cuerpo humano.	74
Figura 34. Dimensiones funcionales del cuerpo humano.	74
Figura 35. Áreas de trabajo en un plano horizontal.	75
Figura 36. Ángulos adecuados para la postura corporal.	76
Figura 37. Equipo de soldadura de arco metálico protegido.	78
Figura 38. Acción del electrodo revestido.	79
Figura 39. Esquema del bastidor principal en 2D.	80
Figura 40. Trazado del resto de elementos en 3D.	81
Figura 41. Vista del croquis al insertarle miembros estructurales.	82
Figura 42. Dibujo CAD del chasis completado.	82
Figura 43. Medida experimental de la rigidez torsional.	83
Figura 44. Detalles de los elementos tubulares a soldar.	84
Figura 45. Estado general de esfuerzos de un elemento sometido a flexión y torsión.	85
Figura 46. Condición de carga a flexión.	86
Figura 47. Tensión de Von Mises en condiciones de carga a flexión.	86
Figura 48. Deformación bajo condición de carga a flexión.	87
Figura 49. Factor de seguridad bajo condición de carga a flexión	87
Figura 50. Tensión de Von Mises por impacto superior.	88
Figura 51. Deformación por carga de impacto superior.	89
Figura 52. Factor de seguridad por impacto superior.	89
Figura 53. Tensión de Von Mises por impacto lateral.	90
Figura 54. Deformación por impacto lateral.	90

Figura 55. Factor de seguridad por impacto lateral.	91
Figura 56. Condición de carga por impacto frontal.	92
Figura 57. Tensión de Von Mises por impacto frontal.	92
Figura 58. Deformación por impacto frontal.	93
Figura 59. Factor de seguridad por impacto frontal.	93
Figura 60. Primera hipótesis de carga	94
Figura 61. Deformaciones primera hipótesis rigidez torsional	94
Figura 62. Segunda hipótesis de carga	96
Figura 63. Deformaciones segunda hipótesis rigidez torsional	96
Figura 64. Mecanismo biela-manivela del motor de explosión.	98
Figura 65. Curva par motor - potencia frente las revoluciones de giro.	100
Figura 66. Par motor y equivalencia.	102
Figura 67. Resistencia a la rodadura para rueda portadora.	103
Figura 68. Resistencia a la rodadura para rueda portadora y motriz.	104
Figura 69. Especificaciones técnicas del motor KT190F.	111
Figura 70. Curva de potencia y par del motor KT190F.	112
Figura 71. COMET 40 series TORQUE CONVERTER.	113
Figura 72. DCL del vehículo en un plano inclinado 30°.	114
Figura 73. Figura de la cadena de motocicleta.	118
Figura 74. Mecanismo "Corazón de inversión".	119
Figura 75. Potencia, revoluciones y par motor máximo del Renault 4.	125
Figura 76. Geometría de Ackermann.	126
Figura 77. Ancho de vía y batalla.	131
Figura 78. Ubicación del IC y el RC.	131
Figura 79. Ángulo de salida y sus efectos sobre la orientación de las ruedas.	133
Figura 80. Ángulo de salida en un vehículo con suspensión independiente.	134
Figura 81. Ángulo de caída y sus efectos sobre la orientación de las ruedas.	135
Figura 82. Ángulo de caída en un vehículo con suspensión independiente.	136
Figura 83. Ángulo de avance y su efecto sobre la orientación de las ruedas.	137
Figura 84. "Cono" que se forma como prolongación de la mangueta.	138

Figura 85. Convergencia o paralelismo de las ruedas.	139
Figura 86. Tipos de convergencia.	139
Figura 87. Tipos de rótulas.	141
Figura 88. Ejemplos de rótulas seguidoras para dos configuraciones diferentes.	141
Figura 89. Porta mangueta.	142
Figura 90. Puntos de aplicación de la carga longitudinal en el vehículo.	143
Figura 91. Puntos de aplicación de la carga lateral en el vehículo.	145
Figura 92. Tipo de uniones para soldar tubos.	150
Figura 93. Construcción del Chasis.	151
Figura 94. Motor KRAFTTOOLS de 15 HP.	152
Figura 95. CVT y correa seleccionados.	153
Figura 96. Caja de reversa.	153
Figura 97. Ensamblaje del sistema de transmisión.	154
Figura 98. Sistema de dirección.	155
Figura 99. Sistema de suspensión.	156
Figura 100. Sistema de frenos.	157
Figura 101. Buggy terminado.	158
Figura 102. Comportamiento de la estructura en movimiento.	159
Figura 103. Pruebas en terreno destapado.	159
Figura 104. Tren de potencia.	160
Figura 105. Caja de reversa.	160
Figura 106. Pedales.	161
Figura 107. Sistema de dirección.	162
Figura 108. Medición del radio de giro.	162
Figura 109. Sistema de suspensión delantero.	163
Figura 110. Sistema de suspensión trasero.	164
Figura 111. Prueba de velocidad.	164
Figura 112. Bomba de freno.	167
Figura 113. Medición de la distancia de frenado.	168
Figura 114. Eficacia del freno en pendiente.	169

LISTA DE TABLAS

	Pág.
Tabla 1. Ponderación del sistema estructural.	42
Tabla 2. Ponderación del sistema de transmisión a seleccionar.	48
Tabla 3. Ponderación del diferencial a seleccionar.	53
Tabla 4. Ponderación del sistema de dirección.	59
Tabla 5. Matriz de ponderación para selección de la suspensión.	64
Tabla 6. Ponderación del sistema de frenos.	68
Tabla 7. Composición química del acero ASTM A36.	77
Tabla 8. Propiedades mecánicas del acero ASTM A36.	77
Tabla 9. Recomendaciones para soldar los principales aceros estructurales.	79
Tabla 10. Componentes de masa suspendida y su respectiva masa.	85
Tabla 11. Cálculo de la rigidez torsional primera hipótesis	95
Tabla 12. Cálculo de la rigidez torsional segunda hipótesis	97
Tabla 13. Coeficientes de rodadura de los tipos de terreno más comunes.	105
Tabla 14. Resistencia a la pendiente y peso.	106
Tabla 15. Cálculo de la potencia requerida para un vehículo.	109
Tabla 16. Especificaciones básicas del sistema CVT COMET 40.	113
Tabla 17. Cálculo del sistema de transmisión.	115
Tabla 18. Cálculos del eje primario.	119
Tabla 19. Cálculos relacionados con la geometría de Ackermann.	127
Tabla 20. Cálculo de la fuerza ejercida sobre el tie rod.	128
Tabla 21. Esfuerzos en el tie rod.	128
Tabla 22. Cálculo de la transferencia de carga longitudinal.	143
Tabla 23. Cálculo de la transferencia de carga lateral.	145
Tabla 24. Cálculos asociados al comportamiento del freno.	146
Tabla 25. Manufactura realizada para las piezas.	148
Tabla 26. Ejecución de procesos para cada sistema del vehículo.	149
Tabla 27. Resultados de la prueba de Velocidad.	165

Tabla 28. Resultados de la prueba de aceleración.	166
Tabla 29. Costo total del prototipo.	170

LISTA DE ANEXOS

	Pág.
ANEXO A. CONJUNTO DE PLANOS DEL VEHÍCULO	177
ANEXO B. CARACTERÍSTICAS TÉCNICAS DEL VEHÍCULO.	208
ANEXO C. RECOMENDACIONES DE USO	210
ANEXO D. TUBERÍA ESTRUCTURAL REDONDA MARCA STECKERL.	212
ANEXO E. MANUAL DE USUARIO DEL MOTOR.	214
ANEXO F. COMET 40 SERIES TORQUE CONVERTER.	238
ANEXO G. ROTULAS DE SUSPENSIÓN Y SU PROCESO DE SELECCIÓN.	243
ANEXO H. CATALOGO DE CHUMACERAS F&D.	246
ANEXO I. CATALOGO RODAMIENTOS PARA EL SOPORTE DEL DIFERENCIAL.	251

RESUMEN

TITULO: DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN VEHÍCULO BIPLAZA TIPO BUGGY PARA USO RECREATIVO*

AUTORES: Andrés Ovalle Quintero
Elkin Roberto Coronado Delgado
Junior Julián Navarrete Torres**

PALABRAS CLAVE:

Biplaza, Automotriz, Diseño y Construcción, Suspensión, Dirección, Chasis, Ergonomía.

DESCRIPCIÓN:

El presente trabajo de grado se centra principalmente, en el diseño y la construcción de un prototipo de vehículo de dos plazas tipo buggy, con el menor costo posible. El objetivo es obtener un diseño de un buggy, con la posibilidad de que sea implementado por empresas locales en reemplazo a unidades compradas en el extranjero. El diseño del chasis se ha basado en normas exigidas por competencias

De los tipos de Buggies existentes en nuestro medio, se observaron en detalle cuales eran sus características de funcionamiento, conducción, confort, seguridad y rendimiento del motor. Con base a ello se diseñaron los componentes y mecanismos necesarios para la correcta operación, considerando parámetros como: forma, materiales, dimensiones y distribución de pesos; En la primera etapa del trabajo se diseñaron y/o seleccionaron los componentes de los principales sistemas del vehículo basándonos en un proceso de cálculo analítico y validado en el caso del chasis tubular mediante una simulación utilizando el método de elementos finitos (MEF) en un software CAD como Solid Works.

En la siguiente etapa se construyeron los elementos, componentes y sistemas acorde a un diagrama de flujo en donde se especifican los procesos de maquinado (mecanizado).

Finalmente se realizó el montaje de los elementos construidos con las debidas comprobaciones, ajustes y reglajes. El vehículo fue sometido a pruebas de funcionamiento, conducción y operación del motor, concluyendo que el uso y el desempeño del buggy estuvieron acorde a lo planificado.

* Trabajo de Grado.

** Facultad de Ingenierías Fisicomecánicas. Escuela de Ingeniería Mecánica. MSc. Ricardo Alfonso Jaimes Rolón.

ABSTRACT

TITLE: DESIGN AND CONSTRUCTION OF A TWO-SEATER VEHICLE TYPE BUGGY TO RECREATION USE *

AUTHORS: Andrés Ovalle Quintero
Elkin Roberto Coronado Delgado
Junior Julián Navarrete Torres**

KEY WORDS:

Two-seater, Automotive, Design and Construction, Suspension system, Steering system, Chassis, Ergonomics.

DESCRIPTION:

The current tesis focuses mainly on the design and construction of a buggy prototype vehicle with two seats, with the lowest construction Budget possible. The goal is to design a buggy that will be implemented in local businesses instead the one buy abroad. The chassis design is based on competency standards required.

Buggies in the market were observed in details and all operating characteristics, driving comfort, safety and engine performance were analyse.

Based on the analysis, the components and mechanisms required were designed, considering parameters such as shape, materials, dimensions and weight distribution.

In the first stage of the tesis, the selection and design of the components of the systems in the vehicle were made, based on a process of analytical calculation and validated in the case of the tubular chassis by simulation the finite element method (FEM) in software CAD such Solid Works.

In the next step, the build of elements, components and systems required, these builds use the flow chart where all the specification were apply.

Finally, the assembly of the elements proper checks, adjustments and settings were done. The vehicle was tested for conduction, operation and engine performance, concluding that the use and performance of the buggy were according to plan.

* Degree Work.

** Facultad de Ingenierías Fisicomecánicas. Escuela de Ingeniería Mecánica. MSc. Ricardo Alfonso Jaimes Rolón.

INTRODUCCIÓN

El presente trabajo de grado muestra el proceso de diseño y construcción de un prototipo de vehículo de dos plazas tipo buggy con estructura tubular, que reúna características de desempeño, confort y seguridad. El trabajo de grado surge del reto que conlleva diseñar y probar un prototipo inspirado en las competencias internacionales.

Al inicio, se presentan los conceptos y requerimientos básicos para la construcción de un vehículo de estructura tubular; además, de la selección de los diferentes sistemas, aplicando para ello hipótesis de diseño y resistencia de materiales; ayudándonos con el software CAD SolidWorks.

Después se describe el proceso de construcción de las partes y armado del vehículo mostrando brevemente los métodos y herramientas utilizados.

Finalmente, se hacen diferentes pruebas de funcionamiento al vehículo para comprobar su rendimiento en el mundo real.

Se busca que el chasis sea eficiente. Eficiente es aquel que combina una forma óptima y una elevada rigidez con el mínimo peso posible, permitiendo una posición ergonómica para el piloto brindando la seguridad necesaria para garantizar la integridad de los ocupantes en caso de colisión.

1. FORMULACIÓN DEL PROBLEMA

La creciente demanda turística en el departamento de Santander, ha planteado una interesante reto a las empresas de dicho sector en muchos aspectos, entre los cuales se pueden resaltar los atractivos de carácter geográfico, histórico y cultural; Pero adicionalmente se ha incursionado con éxito en la oferta de una amplia gama de actividades recreativas, entre éstas, las carreras de vehículos de motor.

La mayor parte de los vehículos utilizados para estas carreras recreativas son de fabricación extranjera y la únicas formas de intervención técnica que se realizan sobre éstos son las relacionadas con el mantenimiento, las cuales muchas veces son realizadas de forma rutinaria, carente de un debido bagaje técnico–científico que es importante en diversos temas relacionados con vehículos de cualquier clase sean eléctricos, de motores de combustión interna e inclusive los de tracción humana.

El buggy es uno de los vehículos más usados para estos fines, por sus características, que los hacen robustos y adaptables a las diversas condiciones de los recorridos que por lo general son destapados o de grava. A pesar de sus amplias capacidades, la indagación sobre diversos aspectos de diseño, selección y montaje de sus elementos mecánicos, estructurales y motrices, ha tenido muchas veces un desarrollo de carácter empírico e informal, lo que limita el subsecuente desarrollo de estos vehículos a réplicas que no cuentan con un sustento y desarrollo ingenieril que garantice una vida útil larga y un correcto funcionamiento en los diversos recorridos y terrenos.

2. JUSTIFICACIÓN PARA SOLUCIONAR EL PROBLEMA

La aplicación de los procesos de diseño y construcción de manera formal en los vehículos tipo buggy implica en todos los aspectos la intervención de las diferentes áreas de la ingeniería mecánica. En cuanto a los componentes estructurales, como el chasis y el bastidor intervienen los análisis de cargas estáticas y dinámicas, la utilización de las diferentes teorías de falla, la selección de materiales, perfiles más adecuados y los diversos tipos de uniones.

En cuanto a la transmisión de potencia intervienen los análisis energéticos, la selección del motor, el análisis cinemático, el diseño y la selección del sistema de reducción, los análisis de cargas de fallas de ejes y resortes del sistema de amortiguamiento, el diseño de la dirección y el sistema de freno-embrague.

Adicionalmente se trae a colación otros aspectos importantes en este proceso como la antropometría y la ergonomía y su implicación en el dimensionamiento del vehículo. Todo esto se llevará a cabo teniendo en cuenta un proceso de diseño estructurado como el propuesto en diversos libros de ingeniería mecánica, que se desarrolle acorde a los requerimientos y parámetros establecidos para el diseño y construcción del buggy donde se indague también sobre su mantenimiento y otros aspectos complementarios que darán al desarrollo del proyecto una verdadera connotación ingenieril.

3. OBJETIVOS DEL TRABAJO DE GRADO

3.1. OBJETIVO GENERAL

Contribuir con la misión de la Universidad Industrial de Santander en la formación de profesionales con alta calidad técnica y científica en la aplicación de los conocimientos impartidos por ésta al diseño y construcción de un vehículo biplaza tipo buggy para uso recreativo, continuando así con el trabajo e investigación en el campo del diseño automotriz.

3.2. OBJETIVOS ESPECÍFICOS

- Diseñar y construir un Buggy con las siguientes especificaciones y condiciones:
 - ✓ Su fuente de potencia será un motor de combustión interna refrigerado por aire de no más de 500cc.
 - ✓ Tendrá un sistema de dirección por cremallera.
 - ✓ Sistema de frenos de disco comandado hidráulicamente.
 - ✓ Sistema de suspensión independiente tipo doble triángulo en las cuatro ruedas.
 - ✓ Transmisión tipo CVT.
 - ✓ Chasis tipo tubular.
- Realizar un análisis ergonómico y antropométrico para los requerimientos dimensionales del vehículo especialmente en la parte de la cabina y los asientos.
- Calcular y/o seleccionar los diferentes elementos que intervienen en el tren motriz de potencia evaluándolos además, en términos de costos.
- Seleccionar de forma analítica el sistema de dirección, frenado, cambio de marchas y reversa más adecuado para el vehículo.
- Realizar los planos detallados del vehículo en una herramienta CAD.

4. JUSTIFICACIÓN DE LA SOLUCIÓN

Existe un mercado potencial para el uso de esta clase de vehículos en nuestra región debido entre otras, a la ubicación geográfica privilegiada del departamento y al clima, que le da la posibilidad de tener una industria turística importante. Por esto es importante la creación y utilización de conocimiento local en la construcción de estos vehículos. Una opción adecuada para generar este conocimiento es diseñar y construir un Buggy que se ajuste a estos requerimientos planteados por la industria turística como por ejemplo que estos vehículos deben tener la capacidad de moverse en terrenos no asfaltados. El Buggy debe ser construido a un precio que sea lo más bajo posible comparado con buggies encontrados en el mercado nacional para que sea justificada su posible inserción en la industria local.

Para lograr este propósito debemos tener en cuenta en nuestro diseño entre otros, los siguientes parámetros:

- Poco peso.
- Bajo costo de manufactura.
- Espacio disponible.

5. MARCO REFERENCIAL

5.1. DEFINICIÓN DE BUGGY

Un buggy o arenero (Figura 1) es un vehículo diseñado para andar en terreno abierto. Suele tener un chasis ligero, una carrocería sin techo rígido y ruedas grandes. Los primeros buggies fueron contruidos sobre la base del Volkswagen Escarabajo. El modelo es apodado bug, que significa "bicho" en inglés; "buggy" es el diminutivo de bug. Hoy existen buggies tanto basados en modelos de producción como totalmente artesanales.

Los buggies están pensados principalmente para personas que disfrutan con la conducción y/o diseño de este tipo de vehículos. Gracias a sus grandes ruedas suelen ser utilizados en las zonas costeras y los desiertos, donde se puede circular libremente y saltar entre las numerosas dunas. También pueden ser empleados para trabajar en el campo, cuando se les proporciona una suspensión reforzada. Su uso se ha extendido entre unidades especiales de distintos cuerpos militares.

Por norma general, la disposición del motor es trasera al igual que la tracción. Ésta configuración le confiere actitudes de sobre-viraje. Actualmente se están creando modelos con tracción a las 4 ruedas y versiones de 2 o 4 plazas.¹

¹ Disponible en Internet: <<http://es.wikipedia.org/wiki/Buggy>>

Figura 1. Buggy o arenero



Fuente. http://es.wikipedia.org/wiki/Buggy#mediaviewer/File:Beach_buggy_1.jpg

5.2. TIPOS DE BUGGIES

Los buggies se clasifican según su tipo de chasis, englobando diferentes factores tales como, el número de pasajeros, el tipo de suelo en que transita, y su aplicación (turismo o competencia); entre los cuales existen: monocasco, car-cross, monoplaza, biplaza y anfibio.

5.2.1. Tipo monocasco

Este tipo de chasis es utilizado desde hace décadas por prácticamente todos los vehículos, ya que ofrece un coste muy reducido de producción y una gran facilidad de automatización del proceso de fabricación. El monocasco también es conocido con el nombre de carrocería auto-portante ya que la chapa externa del vehículo soporta algo o toda la carga estructural del vehículo. Actualmente se siguen fabricando buggies con carrocerías auto-portantes como el que se ve en la figura 2

aunque no predominan. Su utilización suele quedar limitada únicamente a la carretera o terrenos con superficies planas².

Figura 2. Buggy tipo monocasco



Fuente. <http://eduardoascaniovwtenerife.blogspot.com/2011/06/historia-del-escarabajo-buggy.html>

5.2.2. Tipo car-cross

Su fabricación es en estructura tubular, diseñado exclusivamente para los terrenos planos de arena y asfalto. Son propulsados por motores de motocicleta (cilindrada pequeña), produciendo rápidas aceleraciones en rectas y derrapes en curvas. Su altura vehículo-suelo es baja y su dimensionamiento es reducido, siendo apto para una persona³. En la figura 3 se puede observar un buggy tipo car-cross.

² DE LA CRUZ RODRIGUEZ, Jaime. Adaptación de un buggy convencional a eléctrico para su participación en la Panáfrica 2012. Madrid. Universidad Pontificia Comillas, 2012.p.17

³ PUATA MOROCHO, Patricio Javier; VILLACIS AVILÉS, Juan Pablo. Diseño y construcción de un vehículo biplaza de estructura tubular con motor mono cilíndrico YAMAHA YFM 200. Trabajo de grado Ingeniero Mecánico Automotriz. Cuenca. Universidad del Azuay. Facultad de Ciencia y tecnología. Escuela de Ingeniería Mecánica, 2012.p.6

Figura 3. Buggy tipo car-cross



Fuente. http://www.car-cross.com/imagenes/car-cross.com_210.jpg

5.2.3. Tipo monoplaza

Este tipo de vehículos (Figura 4) están preparados para turismo o competición por terrenos agraviados de muchas dificultades técnicas, su capacidad es para una persona. Son fabricados en estructura tubular debido a que su chasis es más seguro teniendo en cuenta una alta relación rigidez-peso. Sus dimensiones son menores, lo cual provoca ser un vehículo relativamente liviano, produciendo una condición más agresiva y cómoda.

Figura 4. Buggy tipo monoplaza



Fuente. <http://www.solostocks.com/venta-productos/quads/otros-quads/buggy-150cc-monoplaza-4tiempos-2194933>

5.2.4. Tipo biplaza

Su chasis es fabricado en estructura tubular ofreciendo mayor rigidez y seguridad, siendo capaz de circular en todo tipo de superficies, está diseñado para dos personas siendo espacioso, por lo cual tiene mayor peso y necesita motores de mayor cilindrada.

Figura 5. Buggy tipo biplaza



Fuente. <http://liangzipower.en.made-in-china.com/product-group/QehJzuMEoTGA/800CC-DUNE-BUGGY-catalog-1.html>

5.2.5. Tipo anfibio

Estos vehículos anfibios (Figura 6) también están considerados como un tipo de buggy. La particularidad que los distingue del resto de los mostrados anteriormente es que estos son capaces de circular tanto por tierra como por agua. Estos buggies suelen estar fabricados de polietileno de alta densidad (HDPE) para poder flotar, llevan motores que permiten hasta velocidades de 40

km/h en tierra y 4km/h en agua y suelen ser vehículos con tracción en todas las ruedas, los vehículos habituales suelen tener entre 6 u 8 ruedas⁴.

Figura 6. Buggy tipo anfibio



Fuente. <http://spanish.alibaba.com/product-gs/jiangdong-8x8-amphibious-vehicle-562456274.htm>

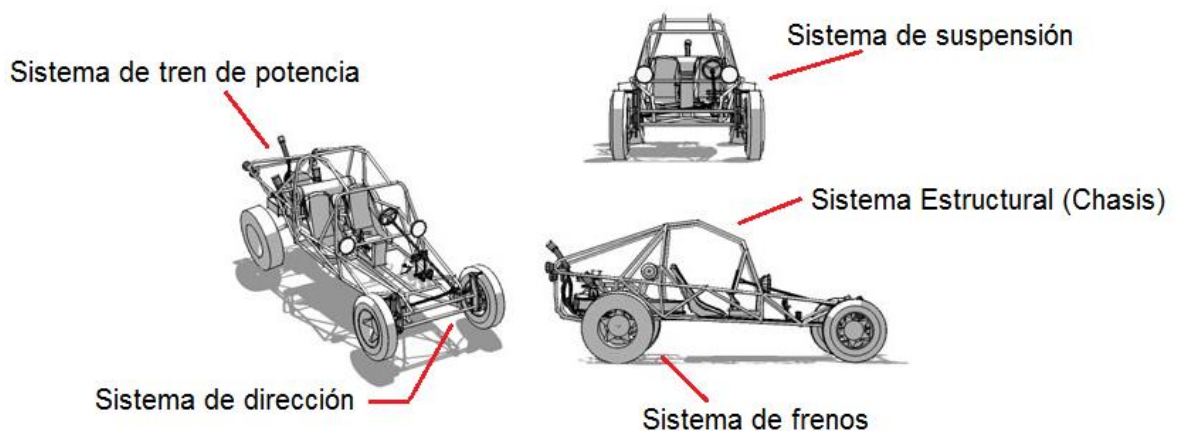
⁴ DE LA CRUZ RODRIGUEZ, Jaime. Adaptación de un buggy convencional a eléctrico para su participación en la Panáfrica 2012. Madrid. Universidad Pontifica Comillas, 2012.p.21

6. ANÁLISIS DE ALTERNATIVAS Y SELECCIÓN DE SISTEMAS

Para el planteamiento de las alternativas de diseño del producto, se deben presentar las posibles soluciones para los que consideramos como los principales sistemas del vehículo. El planteamiento y selección de estas alternativas nos ayudarán a delimitar el alcance de nuestro proyecto en cuanto a las características del producto final.

Para ello, el buggy se ha dividido en cinco sistemas, los cuales se consideran fundamentales como parte del diseño final del buggy, estos son:

Figura 7. Aproximación conceptual del vehículo a construir.



6.1. SISTEMA ESTRUCTURAL (CHASIS)⁵

Al ser el chasis el elemento estructural, encargado de soportar los esfuerzos estáticos y dinámicos, se deben tener en cuenta las siguientes alternativas, para seleccionar cuál se usará en el vehículo.

⁵ NAVARRO ROMAN, Francisco; SÁNCHEZ PRIETO, Alberto. Diseño de un chasis para automoción N° Id. 841 y 842. Presentado para optar al título de ingeniería técnica Industrial especialidad Mecánica. Barcelona. Universidad Técnica de Cataluña. Departamento de ingeniería mecánica, 2010. vol. 1, p. 9.

Chasis de largueros o bastidor independiente: Fue el primer tipo de chasis que se utilizó para los primeros automóviles, hoy en día ha quedado relegado en vehículos todoterreno.

Su diseño es sencillo, dos largueros longitudinales que soportan prácticamente todos los esfuerzos a los que es sometido el conjunto. Para mantener los largueros paralelos se utilizan brazos transversales.

Se puede destacar su sencillez estructural y de construcción. Como inconvenientes importantes, cabe destacar una reducida capacidad de resistencia a la torsión longitudinal

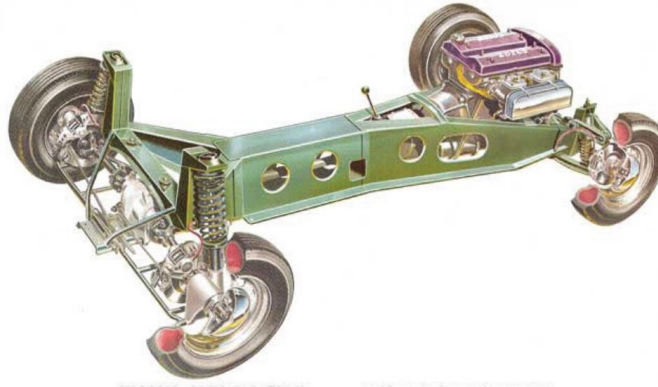
Figura 8. Chasis de largueros longitudinales.



<http://www.f-series4x4.com.ar/Notas/Notas/Series%20F%20latinas/chasis-1995-1.bmp>

Chasis de viga central: Consiste en una sola viga longitudinal de sección rectangular que conecta los dos ejes del vehículo. Tienen una estructura muy simple y compacta, lo que los hace económicos y de fácil construcción. En vehículos deportivos de altas prestaciones no son recomendables debido a que no son lo suficientemente rígidos.

Figura 9. Chasis de viga central.

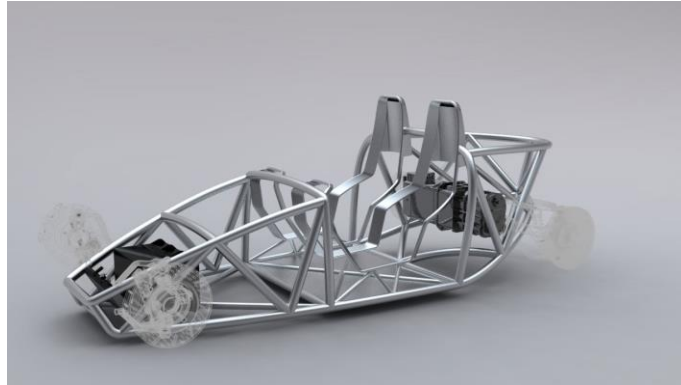


Chasis tubular: A principios de los años 50, la falta de rigidez de los chasis independientes hizo que los ingenieros diseñaran un nuevo tipo de chasis, el chasis tubular. Este tipo de chasis está básicamente formado por un entramado tridimensional formado por tubos de acero de sección circular, soldados entre sí.

Este tipo de estructura es utilizada habitualmente también en algunos vehículos con chasis monocasco en las partes delanteras y posteriores del mismo. Esto es debido a su gran rigidez y bajo peso del conjunto. También suele utilizarse para reforzar carrocerías de vehículos utilizados en competición derivados de vehículos de serie.

Su principal inconveniente es la complejidad y la duración en el proceso de fabricación. Esto hace prácticamente inviable su producción en serie.

Figura 10. Chasis tubular.



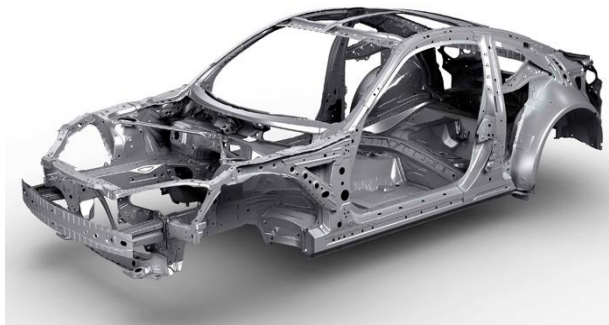
<http://www.carbodydesign.com/archive/2009/04/13-sunbeam-tiger-concept/Sunbeam-Tiger-Concept-Tubular-Chassis-lg.jpg>

Chasis monocasco o carrocería autoportante: La gran mayoría de vehículos actualmente utiliza este tipo de chasis. Esto es debido a su reducido coste de producción y su gran facilidad para la automatización.

Este tipo de chasis es una estructura que mediante varios elementos unidos entre sí, ya sea mediante soldaduras o uniones diversas, forman y constituyen el vehículo.

Sus principales ventajas son que este tipo de chasis son estructuras compactas y resistentes a impactos, ya que incorporan zonas de deformación controlada para la absorción de energía en caso de impacto.

Figura 11. Chasis autoportante.



http://blogs.km77.com/arturoandres/files/2013/08/BRZ-tS_04.jpg

6.1.1. Selección del chasis

Teniendo en cuenta factores tales como el peso, la rigidez y el costo del material se procede a hacer la selección del tipo de chasis que se utilizará en el vehículo.

Tabla 1. Ponderación del sistema estructural.

Variable	Alternativas de selección de chasis			
	independiente	Viga central	Tubular	Monocasco
Peso	4	3	5	0
Rigidez	2	3	5	1
Distribución de espacio	4	4	3	5
Costo de material	3	4	4	1
Estabilidad	3	4	4	3
Promedio ponderado	3,2	3,6	4,2	2.5

Como se muestra en la tabla anterior, se decidió usar un chasis de tipo tubular por sus ventajas en cuanto su alta rigidez comparada con su bajo peso.

6.2. SISTEMA DE TREN DE POTENCIA

El sistema de transmisión es el conjunto de elementos que tiene la misión de hacer llegar el giro del motor hasta las ruedas motrices. En este trabajo se muestran el proceso de selección de dos de los elementos principales en el sistema de tren de potencia los cuales son el sistema de transmisión y el tipo de diferencial que se usará.

6.2.1. Sistema de transmisión

Con este sistema también se consigue variar la relación de transmisión entre el cigüeñal y las ruedas. Esta relación se varía en función de las circunstancias del momento (carga transportada y el trazado de la calzada). Según como intervenga la relación de transmisión, el eje de salida de la caja de velocidades (eje secundario), puede girar a las mismas revoluciones, a más o a menos que el cigüeñal.⁶

A continuación se mostrarán las tres opciones que se evaluaron a la hora de elegir el sistema de transmisión de potencia que se usará en el vehículo:

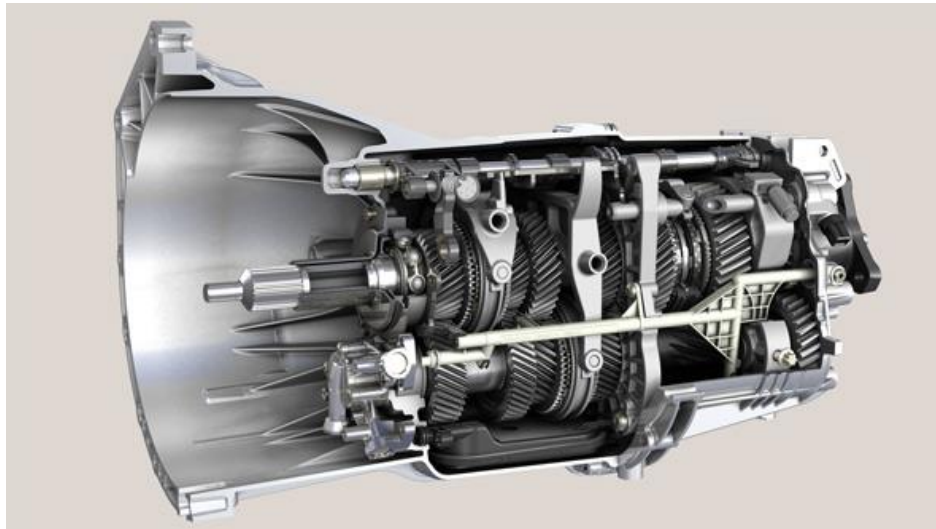
Transmisión manual: Una transmisión manual es una caja de cambios que no puede alterar la relación de cambio por sí sola, requiriendo la intervención del conductor para hacer esto. Por lo tanto, se diferencia de una transmisión automática en que ésta última sí puede cambiar de marcha de forma autónoma.

Antiguamente, un automóvil con caja de cambios automática solían tener peores prestaciones y consumos que uno con caja de cambios manual. En la actualidad,

⁶ Disponible en internet: <<http://mecanicayautomocion.blogspot.com/2009/03/el-sistema-de-transmision.html>> [Consultado en enero de 2015]

algunos tipos de cajas de cambios automáticas han logrado valores de consumo destacados, aunque las cajas automáticas basadas en convertidor hidráulico de par no superan la velocidad de cambio de una caja manual.

Figura 12. Transmisión manual.



Fuente. <http://autofan.mx/wp-content/uploads/2012/02/head54.jpg>

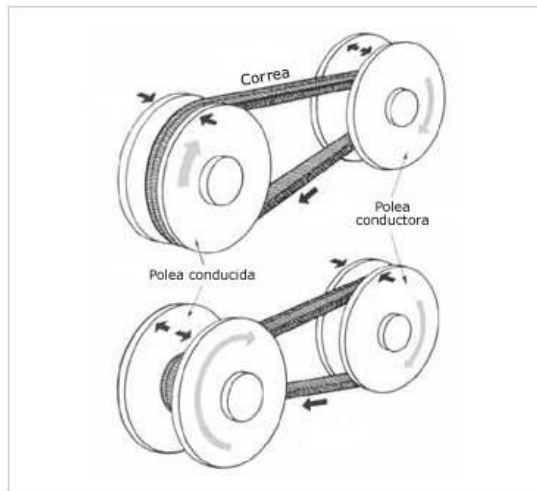
Es en los camiones pesados y camiones donde estas transmisiones tienen un uso mayoritario debido a su eficiencia de arranque para cargar o arrastrar un peso a determinada velocidad, acompañado de apoyos como un motor eléctrico junto a un convertidor de par denominado dual, así como un freno motor que puede evitar daños a la transmisión en paradas bruscas.

Los autobuses interurbanos también equipan esta transmisión en relación igualitaria a los camiones, pese a que en algunos autobuses urbanos todavía se pueden encontrar transmisiones manuales de tipo sincronizado, las cuales no requieren de un dispositivo dual, conservando la misma manera de engranar las relaciones de velocidad similares a las de un automóvil común. Algunos modelos de autobuses deben usar el dispositivo dual debido a la cobertura de rutas con

topografía difícil, mientras que otros, gracias al diseño del motor y transmisión, pueden prescindir de usar el dispositivo dual.

Transmisión Continuamente Variable (CVT): Un variador continuo es un sistema de transmisión que cuenta con dos poleas cuyo diámetro interior efectivo es variable. La transmisión entre las dos poleas se realiza mediante una correa, de forma que al variar el diámetro de las poleas se va variando progresivamente la relación de transmisión. Al ser la correa un elemento inextensible, la apertura de una de las poleas implica la reducción del diámetro de la otra, aun así, se consigue un número infinito de desarrollos consiguiendo una variación continua de la marcha. De ahí que a este sistema también se le denomine cambio automático de transmisión continua.⁷

Figura 13. Configuración básica del CVT.



Fuente. <http://www.aficionadosalamecanica.net/caja-cambios9.htm>

El cambio de anchura de poleas y por tanto de diámetro efectivo se realiza mediante unos pesos que se encuentran dentro de la polea conductora.

⁷ Disponible en internet:< <http://www.aficionadosalamecanica.net/caja-cambios9.htm>> [Consultado en enero de 2015]

Figura 14. Vista en sección de la polea conductora con los pesos.

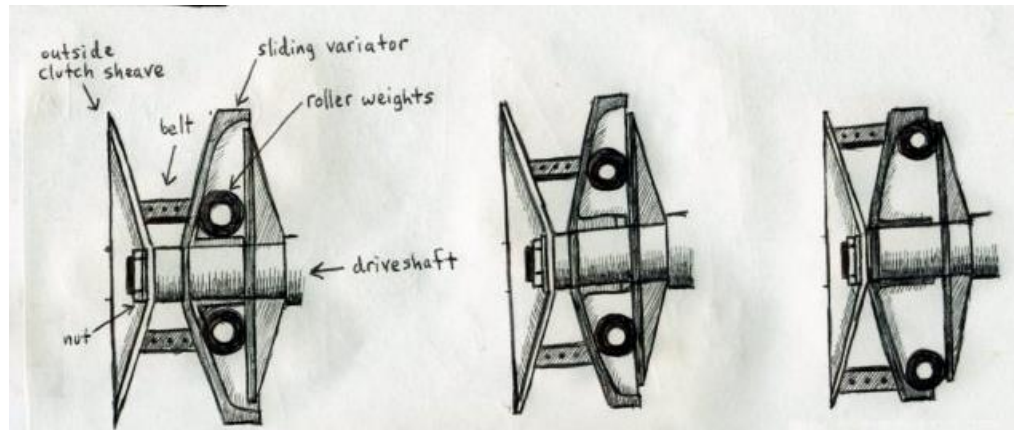
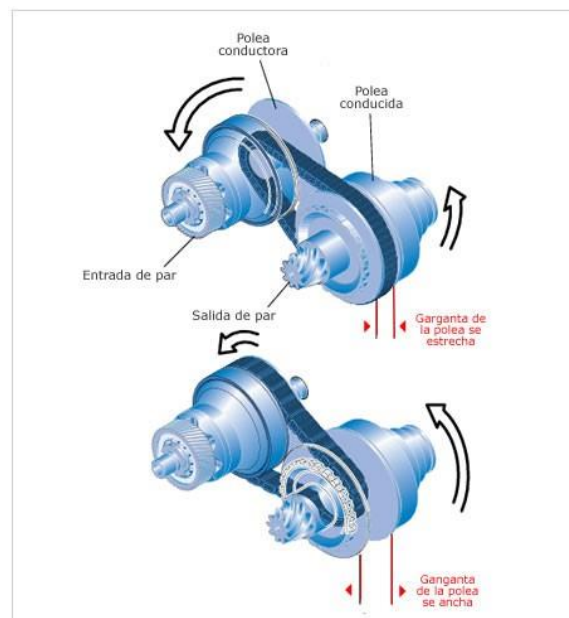


Figura 15. Principio de funcionamiento CVT.



Fuente. <http://www.aficionadosalamecanica.net/caja-cambios9.htm>

Transmisión automática: Es una caja de cambios de automóviles u otro tipo de vehículos que puede encargarse por sí misma de cambiar la relación de cambio automáticamente a medida que el vehículo se mueve, liberando así al conductor de la tarea de cambiar de marcha manualmente. Dispositivos parecidos pero más grandes también se usan en las locomotoras diésel y máquinas de obras públicas,

y en general cuando hay que transmitir un par muy elevado. Tradicionalmente las desmultiplicaciones no se obtienen con engranajes paralelos, como en los cambios manuales, sino con engranajes epicicloidales. Mediante unos dispositivos de mando hidráulico adecuado se inmoviliza selectivamente uno o más de los componentes de dichos trenes epicicloidales, denominados también engranajes planetarios

Figura 16. Transmisión automática.



Fuente. <http://memolira.com/wp-content/uploads/2014/12/caja-atomatica-tradicional.png>

6.2.1.1. Selección del tipo de transmisión

Se realizará un análisis de ponderación en el cual se tenga en cuenta las prestaciones de los diferentes tipos de transmisión con respecto a su instalación al motor seleccionado, ventajas y desventajas de cada uno de los mismos como su precio, su facilidad de instalación y el peso.

Tabla 2. Ponderación del sistema de transmisión a seleccionar.

Variable	Alternativas		
	Manual	Semiautomática(CVT)	Automática
Precio de la transmisión	5	3	1
Facilidad para el su utilización	2	5	5
Espacio ocupado	3	4	3
Facilidad para su instalación	2	4	2
Peso de la transmisión	2	5	4
Promedio ponderado	3	4,2	3,2

Se seleccionó la transmisión semiautomática CVT por sus prestaciones para el montaje a un motor de tipo estacionario, a pesar de no ser tan difundida como la transmisión manual es ampliamente en pequeños vehículos como los go-karts, algunas motos scooter bastante difundidas en el mercado nacional y fabricantes de automóviles como Nissan y Honda la han implementado en algunos de sus vehículos exitosamente, brindando gran comodidad en cuanto al manejo se refiere.

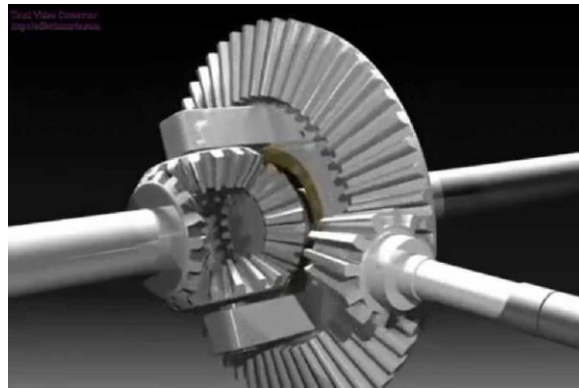
6.2.2. Diferencial

Los diferenciales se clasifican según su forma de funcionamiento, separándolos en dos grupos principales: diferenciales convencionales y diferenciales autoblocantes entre los cuales están los de desplazamiento limitado y los torsen.⁸

⁸ ALAGUERA SUAREZ, Sergio Andrés; FONSECA SIERRA, Alexander Javier; JIMÉNEZ BRAVO, Julio Cesar. Diseño y construcción de un monoplaza como soporte para la propuesta de una competencia universitaria de vehículos monoplaza "Fórmula U Colombia". Trabajo de grado Ingeniero Mecánico. Bucaramanga. Universidad Industrial de Santander. Facultad de Ingenierías Fisicomecánicas. Escuela de ingeniería Mecánica, 2011.p.107.

Diferencial convencional: Está basado en la utilización de engranajes cónicos, el par motor se transmite a la corona situada en la carcasa exterior. Sobre los ejes montados en dicha carcasa giran varios engranajes cónicos (piñones satélites), que a su vez, engranan con sendos piñones cónicos (engranajes de los semiejes o planetarios) accionando las transmisiones que van a las ruedas.⁹

Figura 17. Diferencial convencional.



Fuente. <http://www.curvasenlazadas.com/funcionamiento-de-un-diferencial-2/>

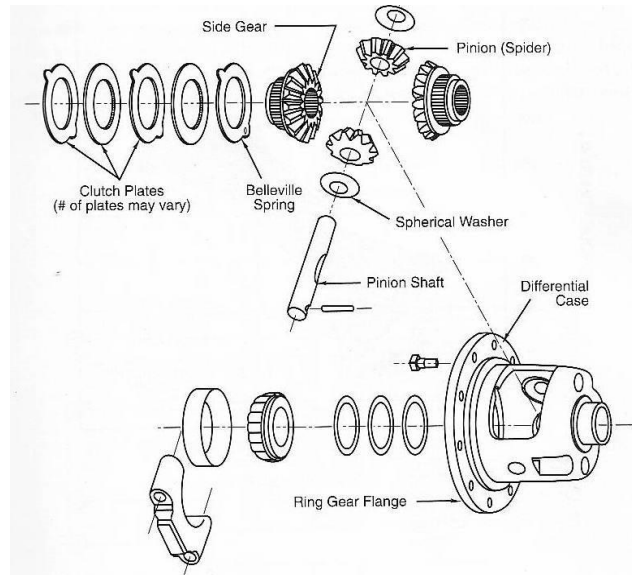
Diferencial de deslizamiento limitado: Como norma general, un diferencial de deslizamiento limitado busca un compromiso entre un diferencial libre y uno totalmente bloqueado. Entre este tipo de diferenciales se encuentran:

- **De discos.** En este tipo de diferenciales, un conjunto de discos similares a los de un embrague, realizados en acero endurecido y funcionando con lubricantes especiales bloquean los dos semiejes o palieres de forma solidaria bajo determinadas condiciones de funcionamiento. La carga aplicada sobre los discos se consigue mediante dos métodos. El primero es precargando los juegos de discos mediante un muelle helicoidal o una arandela Belleville escogidos para

⁹ BALAGUERA SUAREZ, Sergio Andrés; FONSECA SIERRA, Alexander Javier; JIMÉNEZ BRAVO, Julio Cesar. Diseño y construcción de un monoplaza como soporte para la propuesta de una competencia universitaria de vehículos monoplaza “Fórmula U Colombia”. Trabajo de grado Ingeniero Mecánico. Bucaramanga. Universidad Industrial de Santander. Facultad de Ingenierías Fisicomécnicas. Escuela de ingeniería Mecánica, 2011.p.107.

proporcionar un valor mínimo de par que haga que se rompa la barrera estática que mantiene los ejes solidarios. La segunda, se consigue mediante un tallado de los dientes de los satélites especial, diseñado cuidadosamente para cargar los juegos de discos a medida que el par aumenta.

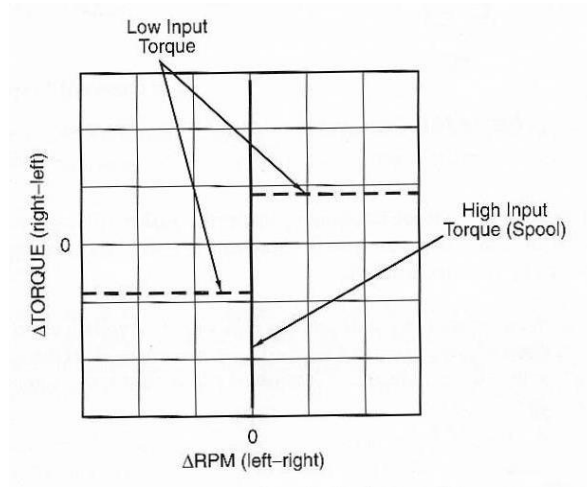
Figura 18. Esquema explosionado de un diferencial de discos.



Fuente. <http://8000vueltas.com/2008/04/16/diferenciales-de-deslizamiento-limitado-una-vision-general-1-de-2>

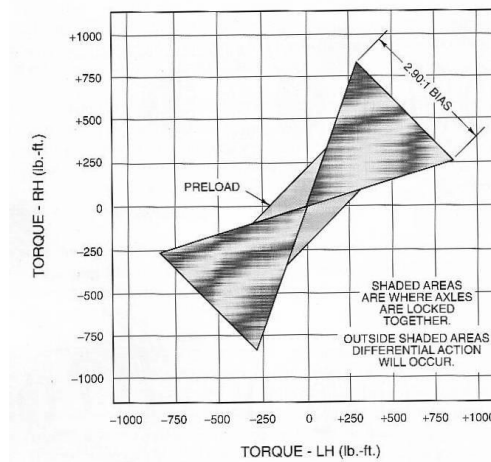
Los cambios en la precarga del diferencial se consiguen cambiando el muelle helicoidal o la arandela Belleville. Los cambios en la parte sensible al par aplicado son función de los ángulos de presión de los engranajes y por tanto solo pueden ser modificados por el fabricante.

Figura 19. En un diferencial de discos una diferencia de velocidades entre ejes supone un bloqueo diferencial, mandando par a la rueda que gira más despacio.



Fuente: <http://8000vueltas.com/2008/04/16/diferenciales-de-deslizamiento-limitado-una-vision-general-1-de-2>

Figura 20. En las áreas sombreadas ocurre el bloqueo de los ejes.



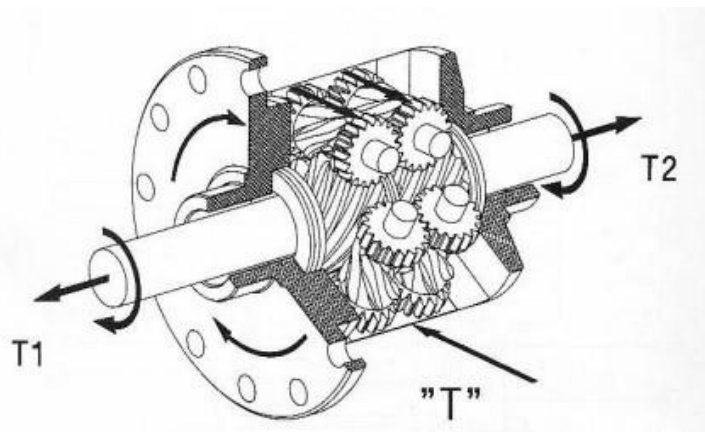
Fuente: <http://8000vueltas.com/2008/04/16/diferenciales-de-deslizamiento-limitado-una-vision-general-1-de-2>

La zona de precarga, mantiene los semiejes unidos, en la zona de accionamiento de los discos puede llegar a transmitirse a la rueda con más capacidad de tracción hasta 2.9 veces el par disponible en la rueda con menos tracción, esta relación (TBR) depende de las características del diferencial y puede ser variado.

- **Diferencial Torsen:** El diferencial torsen original usa una combinación de trenes de engranajes en dónde se pueden encontrar tanto dientes rectos como con un gran ángulo de inclinación que sustituyen a los satélites de un diferencial libre convencional. El nombre de Torsen viene de las palabras en inglés “torque sensing” que pueden ser interpretadas como que en función del par de entrada en el diferencial pueden cambiar las condiciones de operación del diferencial. El Torsen tiene algunas características distintas al diferencial de discos.

Cuando el par que entra en el diferencial es pequeño, los engranajes se encuentran poco cargados y si una rueda queda en el aire, el diferencial se comportara como un diferencial libre convencional. Es decir, en una situación dónde una rueda quede en el aire o con muy poca fricción, el diferencial no logrará sacarnos. A medida que se incrementa el par, los trenes de engranajes se cargan más y bajo unas determinadas circunstancias en las que se combinan par y velocidad los ejes se bloquean de forma solidaria. Los principales elementos que producen la fricción necesaria para mantener solidarios los dos ejes son el propio tren de engranajes.

Figura 21. Esquema del diferencial tipo Torsen (Torque sensing, sensible al par).



Fuente: <http://8000vueltas.com/2008/04/16/diferenciales-de-deslizamiento-limitado-una-vision-general-1-de-2>

El diferencial torsen se emplea por ejemplo en los vehículos del grupo Volkswagen de tracción total y motor longitudinal como diferencial central y por ejemplo en el Renault Megane Sport R26 o en el Honda Integra Type-R en el eje delantero. Esto se debe a que tienen un buen compromiso entre precio, fiabilidad y comportamiento. En competición, no es demasiado habitual ya que el TBR sólo puede ser modificado por el fabricante, y su peso es bastante superior al de un diferencial de discos o de rampas.

6.2.2.1. Selección del diferencial

Se busca que el diferencial usado en el vehículo, además de cumplir con los requerimientos de transmisión de potencia, su precio de adquisición sea moderado, esté disponible en el mercado local y su montaje sea el más óptimo y práctico.

A continuación se muestra la ponderación para el tipo de diferencial a seleccionar.

Tabla 3. Ponderación del diferencial a seleccionar.

Variable	Alternativas		
	Convencional	Torsen	Desplazamiento limitado
Precio del diferencial	5	1	3
Eficiencia en la entrega de torque	3	5	4
Disposición comercial	5	1	2
Facilidad para su instalación	4	3	3
Promedio ponderado	4.25	2.5	3

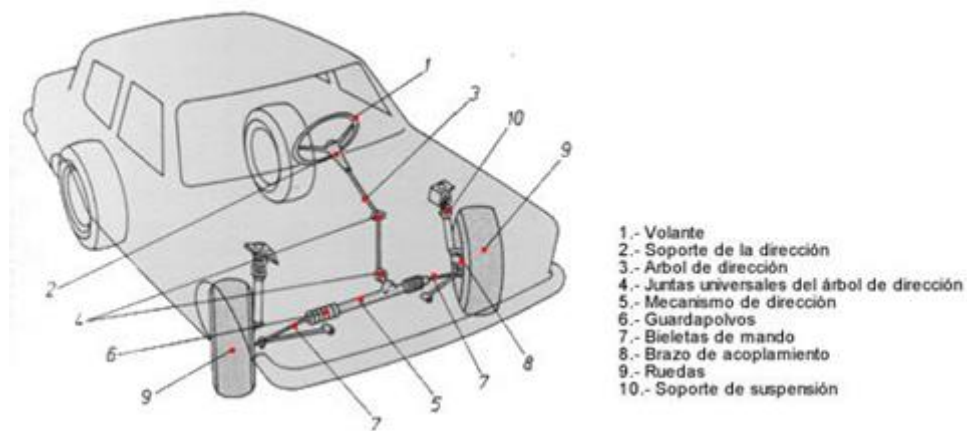
Se realizó la selección del diferencial convencional debido principalmente a su amplia difusión en el mercado local, a diferencia de las otras dos alternativas, las

cuales a pesar de sus amplias ventajas en términos dinámicos son muy poco conocidas por los comercios de autopartes de la ciudad.

6.3. SISTEMA DE DIRECCIÓN

El sistema de dirección tiene el objetivo de orientar las ruedas delanteras para que el vehículo tome la trayectoria desea por el conductor. Siendo la dirección uno de los órganos más importantes en el vehículo junto con el sistema de frenos, ya que de estos elementos depende la seguridad de las personas.

Figura 22. Esquema de los componentes del sistema de dirección.



Fuente. <http://www.aficionadosalamecanica.net/direccion.htm>

El sistema de dirección debe reunir una serie de cualidades que proporcionan al conductor, la seguridad y comodidad necesaria en la conducción. Estas cualidades son las siguientes:¹⁰

¹⁰ Disponible en internet: <<http://www.aficionadosalamecanica.net/direccion.htm>> [Consultado en enero de 2015]

- Seguridad: depende de la fiabilidad del mecanismo, de la calidad de los materiales empleados y del entretenimiento adecuado.
- Suavidad: se consigue con un montaje preciso, una desmultiplicación adecuada y un perfecto engrase, La dureza en la conducción hace que ésta sea desagradable, a veces difícil y siempre fatigosa. Puede producirse por colocar un neumático inadecuado o mal inflado, por un "avance" o "salida" exagerados, por carga excesiva sobre las ruedas directrices y por estar el eje o el chasis deformado
- Precisión: se consigue haciendo que la dirección no sea muy dura ni muy suave. Si la dirección es muy dura por un excesivo ataque (mal reglaje) o pequeña desmultiplicación (inadecuada), la conducción se hace fatigosa e imprecisa; por el contrario, si es muy suave, por causa de una desmultiplicación grande, el conductor no siente la dirección y el vehículo sigue una trayectoria imprecisa.
- Irreversibilidad: consiste en que el volante debe mandar el giro a las pero, por el contrario, las oscilaciones que toman estas, debido a las incidencias del terreno, no deben se transmitidas al volante. Esto se consigue dando a los filetes del sin fin la inclinación adecuada, que debe ser relativamente pequeña.

A continuación se detallarán tres opciones de diseño de este mecanismo para luego elegir cuál es nuestra mejor opción teniendo en cuenta distintos aspectos.

Sistema de dirección con tornillo sin fin: Consiste en un tornillo que engrana constantemente con una rueda dentada. El tornillo se une al volante mediante la "columna de dirección", y la rueda lo hace al brazo de mando. De esta manera, por cada vuelta del volante, la rueda gira un cierto ángulo, mayor o menor según la

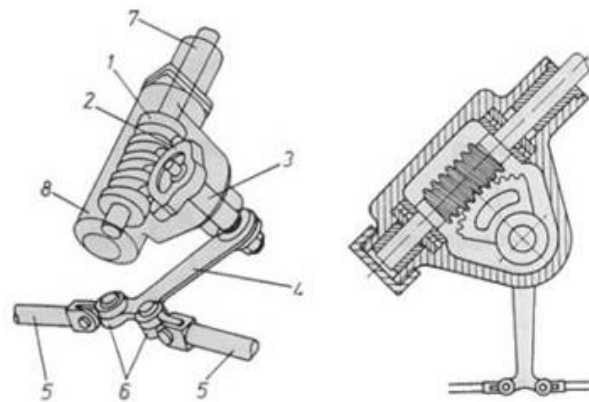
reducción efectuada, por lo que en dicho brazo se obtiene una mayor potencia para orientar las ruedas que la aplicada al volante.

El tornillo sin fin a una disposición que transmite el movimiento entre ejes que están en ángulo recto. Cada vez que el tornillo sin fin da una vuelta completa, el engranaje avanza un número de dientes igual al número de entradas del sinfín. El tornillo sin fin puede ser un mecanismo irreversible o no, dependiendo del ángulo de la hélice, junto a otros factores.

La velocidad de giro del eje conducido depende del número de entradas del tornillo y del número de dientes de la rueda.

Si el tornillo es de una sola entrada, cada vez que éste dé una vuelta avanzará un diente.

Figura 23. Partes del tornillo sin fin.



Sinfín cilíndrico y sector circular

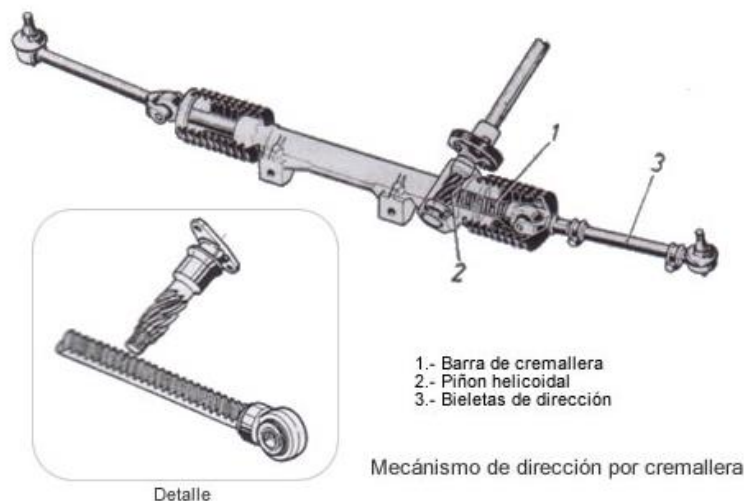
- 1.- Tornillo sinfín cilíndrico
- 2.- Mecanismo de translación (tuerca)
- 3.- Eje de mando
- 4.- Palanca de mando
- 5.- Barra de acoplamiento
- 6.- Articulación
- 7.- Arbol del volante
- 8.- Carcasa
- 9.- Horquilla de giro

Fuente. <http://www.aficionadosalamecanica.net/images-direcc/direc-caja-tipos.jpg>

Sistema de dirección con cremallera: Esta dirección se caracteriza por la sencillez de su mecanismo des multiplicador y su simplicidad de montaje, al eliminar gran parte de los tirantes en la direccional. Va acoplada directamente sobre los brazos de acoplamiento de las ruedas y tiene un gran rendimiento mecánico.

Debido a su precisión en el desplazamiento angular de las ruedas se utiliza mucho en vehículos de turismo, sobre todo en los de motor y tracción delantera, ya que disminuye notablemente los esfuerzos en el volante. Proporciona gran suavidad en los giros y tiene rapidez de recuperación, haciendo que la dirección sea muy estable y segura.

Figura 24. Mecanismo de dirección por cremallera.



Fuente. <http://www.aficionadosalamecanica.net/images-direcc/direcc-cremallera.jpg>

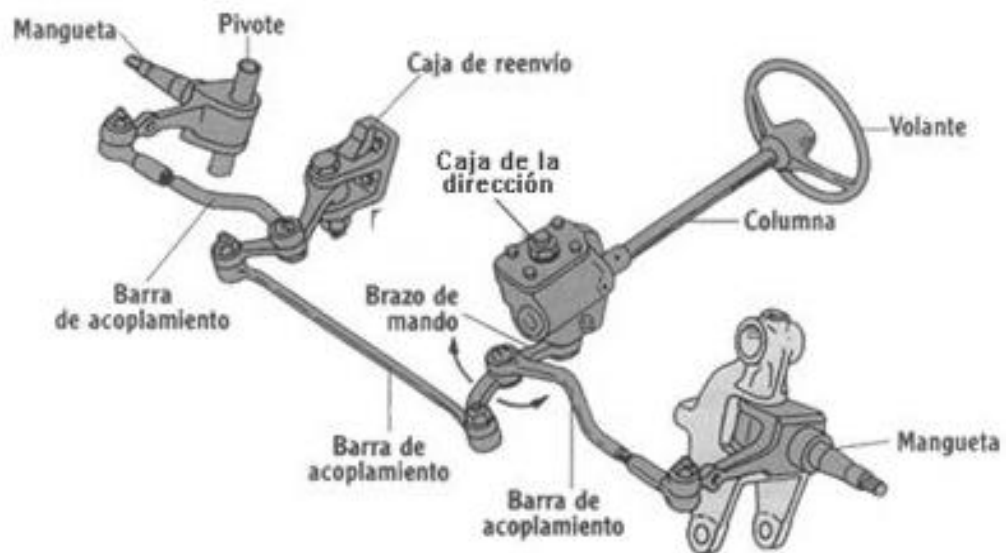
El mecanismo está constituido por una barra (1) tallada en cremallera que se desplaza lateralmente en el interior del cárter. Esta barra es accionada por un piñón helicoidal (2) montado en el árbol del volante y que gira engranado a la cremallera.

Sistema de dirección directa: Es el sistema más sencillo de todos en donde, la columna de dirección va unida directamente, mediante un brazo de mando a las barras de acoplamiento que van unidas a las manguetas controlando así la dirección del vehículo.

Por lo general, este tipo de dirección necesita de una caja reductora llamada caja de dirección, que nos ayuda a realizar el movimiento de las barras de acoplamiento. Sin esta caja reductora, el movimiento podría llegar a ser muy difícil de realizar, dependiendo de factores como por ejemplo el peso del vehículo.

Si los mecanismos de dirección directa no poseen caja de dirección, ésta tiende a endurecerse demasiado, lo que dificulta la conducción.

Figura 25. Mecanismo de dirección directa.



Fuente. <http://www.aficionadosalamecanica.net/images-direcc/direcc-trespartes.jpg>

6.3.1. Selección del sistema de dirección

Para la selección del sistema de dirección que se usará en el vehículo se necesitan conocer algunos aspectos relacionados con su configuración, su disponibilidad en el mercado local, su adaptabilidad al vehículo, sus costos de adquisición, la facilidad de maniobra por parte del conductor y la facilidad de mantenimiento.

En la siguiente tabla se muestra la ponderación para el mecanismo de dirección a seleccionar.

Tabla 4. Ponderación del sistema de dirección.

Variable	Alternativas		
	Eslabones	Tornillo sinfín	Piñón cremallera
Geometría de Ackermann	4	3	5
Costo de fabricación o adquisición	4	3	4
Peso	3	2	2
Disponibilidad comercial	3	3	5
Resistencia	3	5	4
Facilidad para el montaje	4	2	4
Promedio ponderado	3,5	3	4

El sistema de dirección con piñón-cremallera permite un control más estricto sobre el ángulo de giro de las ruedas al realizar una curva, realiza una conversión del movimiento rotacional de la columna de dirección en un movimiento completamente lineal.

Adicionalmente su mantenimiento es de fácil realización, los costos de adquisición de sus repuestos son bajos, debido a su amplia disponibilidad comercial y su instalación dentro del vehículo es sencilla.

Para el vehículo biplaza se seleccionó la cremallera del Mazda 323 debido a su alta disponibilidad en el mercado.

6.4. SISTEMA DE SUSPENSIÓN

El sistema de suspensión es el conjunto de elementos elásticos que aíslan el vehículo de las irregularidades del terreno, estos sistemas se utilizan no solo por el confort del conductor y los pasajeros sino también, mantiene la integridad del vehículo y permite mantener la estabilidad y el control de éste.

El sistema de suspensión actúa entre el chasis y las ruedas, las cuales reciben de forma directa las irregularidades de la superficie transitada

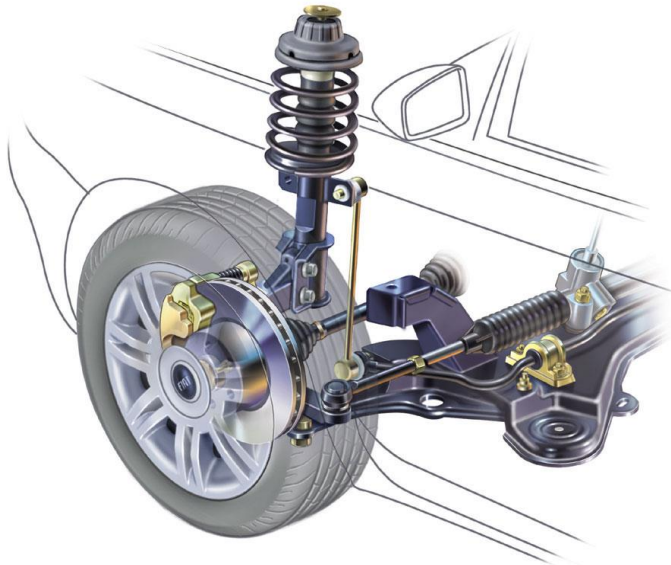
En general, los sistemas de suspensión están constituidos por los neumáticos, un elemento elástico (muelle, ballesta, barra de torsión), y un elemento amortiguador. La diferencia entre estos sistemas es la configuración de los sus elementos, lo que les da características diferentes según el diseño del vehículo; y esto es lo que se va a evaluar a continuación.

Suspensión McPherson: Este es un tipo de suspensión independiente, es perpendicular al suelo. Es uno de los más usados en la actualidad. Este sistema es uno de los más utilizados en el tren delantero aunque se puede montar igualmente en el trasero.

Debido a su configuración es imprescindible al utilizar la suspensión tipo McPherson que la carrocería sea más resistente en los puntos donde se fijan los amortiguadores y muelles, pues necesitan absorber los esfuerzos transmitidos por la suspensión.

Por lo general, este tipo de suspensión está acompañado con una barra estabilizadora que ayuda a mantener el conjunto.

Figura 26. Suspensión tipo McPherson.



Fuente. http://www.km77.com/marcas/fiat/stilo_01/gra/5.jpg

Como ventajas de la suspensión McPherson se pueden mencionar:

- Simplicidad de construcción.
- Bajo costo de producción.
- Se puede utilizar en ejes delanteros y traseros.

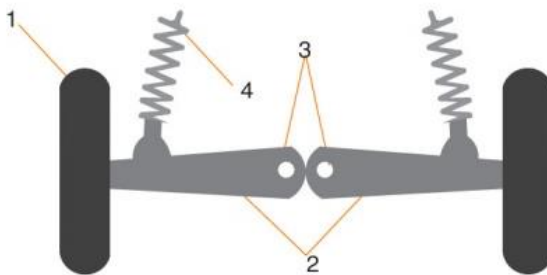
Y en cuanto a sus desventajas están, entre otras:

- Provoca ruidos y vibraciones debido a que está conectado directamente a la carrocería.
- La oscilación de la rueda no es totalmente vertical es decir, no mantiene exactamente la geometría en todo momento porque describe un movimiento ligeramente circular.

Suspensión de eje oscilante: En este tipo de suspensión, la rueda (1) y el semieje (2) son solidarios (salvo el giro de la rueda), de forma que el conjunto oscila alrededor de una articulación (3) próxima al plano medio longitudinal del vehículo.

Este tipo de suspensión no se puede usar como eje directriz puesto que en el movimiento oscilatorio de los semiejes se altera notablemente la caída de las ruedas en las curvas, entonces solo se puede utilizar en el eje trasero. Completan el sistema de suspensión dos conjuntos muelle-amortiguador telescópico (4).

Figura 27. Suspensión de eje oscilante.



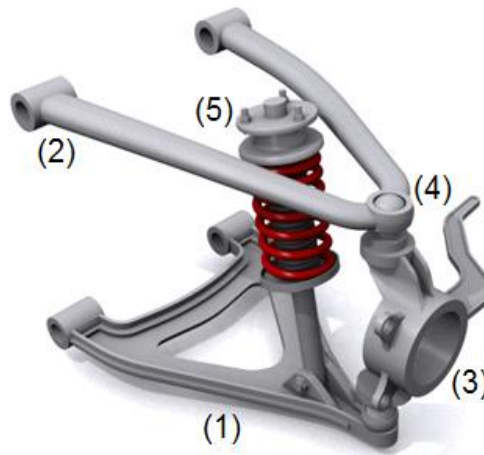
Fuente. <http://www.aficionadosalamecanica.net/images-suspension-curso/susp-eje-oscil.jpg>

Suspensión de doble triángulo: Es un tipo de suspensión independiente, de las más utilizadas en los automóviles actuales junto con la McPherson, ambos pueden ser utilizados tanto en el eje trasero como en el delantero.

Consiste en dos triángulos superpuestos con dos anclajes al chasis y uno o dos a la rueda. Entre los dos definen la trayectoria que sigue la misma en su recorrido. Un tirante conectado con la mangueta permite el giro de la rueda delantera.

El amortiguador se puede colocar inclinado entre el triángulo inferior y el chasis o se puede situar en el interior del habitáculo conectado a un balancín que se acciona mediante un tirante de suspensión conectado con el triángulo inferior.

Figura 28. Principales partes de la suspensión de doble triángulo.



Fuente. <http://usbsolar.fceusb.org/files/2011/11/Picture3.jpg>

En la figura anterior se muestra una suspensión convencional de doble triángulo, también conocida como de paralelogramo deformable. El paralelogramo está formado por un brazo superior (2) y otro inferior (1) que están unidos al chasis a través de unos pivotes, cerrando el paralelogramo a un lado el propio chasis y al otro la propia mangueta (3) de la rueda. La mangueta está articulada con los brazos mediante rótulas esféricas (4) que permiten la orientación de la rueda. Los elementos elásticos y amortiguador coaxiales (5) son de tipo resorte helicoidal e hidráulico telescópico respectivamente y están unidos por su parte inferior al brazo inferior y por su parte superior al bastidor.

Las ventajas de la suspensión de doble triángulo:

- Son muy ligeras en comparación con otros sistemas de suspensión.
- Optimiza el movimiento vertical de la rueda lo que da más control.
- Puede ser variable, al ajustar las rótulas, esto las hace adaptables.

6.4.1. Selección del sistema de suspensión

Para la selección del sistema de suspensión se realizó una matriz de ponderación para los requerimientos del vehículo biplaza.

Tabla 5. Matriz de ponderación para selección de la suspensión.

Variable	Alternativas		
	Suspensión de brazo colgante	Suspensión Mc Pherson	Suspensión de doble tijeras
Peso de la masa no suspendida	4	3	5
Facilidad para permitir variar los parámetros geométricos	2	3	5
Costo de fabricación	4	4	3
Disponibilidad comercial	3	4	4
Facilidad para el montaje	3	4	4
Promedio ponderado	3,2	3,6	4,2

En concordancia a los resultados obtenidos se seleccionó el sistema de doble tijeras, el cual es un tipo de suspensión independiente que consta de dos elementos llamados tijeras uno superior y otro inferior, cada tijera tiene dos puntos de fijación al chasis y otro a la mangueta por medio de rótulas esféricas.

6.5. SISTEMA DE FRENOS

El Buggy tendrá un sistema de mando de frenos con mando accionado de forma hidráulica como ya se mencionó anteriormente, pero se evaluarán las opciones de mecanismos para producir el rozamiento en los elementos rodantes es decir, si el sistema hidráulico accionará zapatas del freno de tambor o las pastillas de un freno de disco en las ruedas.

Frenos de tambor: En este tipo de freno se utilizan dos zapatas, las cuales se presionan contra la superficie interior del tambor, que gira de forma solidaria con la rueda; la fricción entre las zapatas y la superficie interior del tambor es la encargada de transformar la energía cinética del vehículo en energía térmica en los frenos.

Figura 29. Partes del freno de tambor.



Fuente. <http://www.aficionadosalamecanica.net/images-hazlo/tambor1.jpg>

Este tipo de frenos es utilizado generalmente en vehículos de bajas prestaciones debido a que no es eficiente disipando el calor generado durante el frenado y en la actualidad casi siempre se utiliza de forma exclusiva en el eje trasero ya que es el que menor carga tiene que soportar en el momento del frenado comparado con el eje delantero.

Como ventajas de los frenos de tambor frente a otros tipos de frenos tenemos:

- Superficie de frenado mayor y por consiguiente menores esfuerzos. Por esta razón es frecuente su uso en vehículos de carga.
- La superficie del tambor protege el sistema de la suciedad del ambiente.

Entre las desventajas de los frenos de tambor tenemos:

- Desgaste desigual entre zapatas.
- Esfuerzos desiguales en las zapatas.
- Poca capacidad de disipar calor, lo que los puede volver duros y requerir mayor esfuerzo por parte del conductor para lograr frenar el vehículo.
- Aumento en el recorrido del sistema de mando de los frenos cuando las zapatas se desgastan.

Frenos de disco: Este es el sistema de frenado más utilizado en los carros modernos y funcionan cuando dos pastillas son presionadas contra el disco (que gira solidario con la rueda) produciendo un rozamiento muy elevado, que produce las fuerzas necesarias para bajar la velocidad del vehículo.

Este tipo de freno tiene la capacidad de disipar el calor producido por el rozamiento de una manera muy efectiva ya que, el disco está en contacto directo con el aire ambiente además, está girando lo que propicia una alta transferencia

de calor entre el disco y el medio ambiente, lo que le permite soportar un ciclo frecuente de frenados.

Figura 30. Freno de disco.



Fuente. <http://www.sabelotodo.org/automovil/imagenes/frenos/disco1.jpg>

Entre las ventajas de los frenos de disco están:

- Bajo costo de las piezas de fricción.
- Facilidad de mantenimiento respecto a otros tipos de frenos.
- Menor tiempo de frenado.
- Mejor disipación de calor, lo que contribuye a una larga vida útil.

Entre sus inconvenientes están:

- Menor área de frenado y por consiguiente debe soportar mayores esfuerzos.
- Si el disco se sobrecalienta en exceso se puede deformar lo que compromete seriamente se capacidad de frenado.
- El disco se puede rayar si no se arma el conjunto de la forma correcta.

6.5.1. Selección del sistema de frenos

En cuanto los sistemas de frenado de los vehículos se pueden nombrar los frenos de disco, los frenos de tambor, se analizarán en una matriz de ponderación para escoger la mejor opción.

Tabla 6. Ponderación del sistema de frenos.

Variables	Alternativas	
	Frenos de tambor	Frenos de disco
Capacidad de frenado	5	5
costo	4	4
Disponibilidad en el mercado	5	5
Espacio ocupado	3	4
peso	3	4
Capacidad de disipación de calor	3	4
Promedio ponderado	3,8	4,3

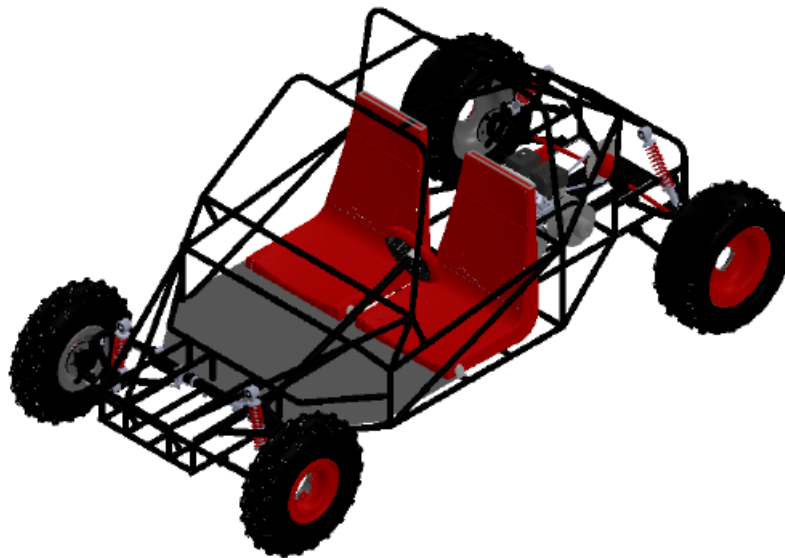
Actualmente el sistema de frenos por fricción más utilizado es el freno de disco, debido a sus prestaciones y su amplia oferta en el mercado. Ha venido paulatinamente reemplazando el freno de tambor en la mayoría de vehículos especialmente por su diseño compacto y disponibilidad de espacio para los diferentes tipos de rines que se comercializan.

6.6. DESCRIPCIÓN GENERAL DEL VEHÍCULO

En forma de síntesis, se puede decir que el vehículo será un buggy biplaza con estructura tubular, cuya transmisión de potencia será por medio de una Transmisión Continuamente Variable (CVT), tendrá un diferencial convencional; la dirección será del tipo piñón-cremallera, tendrá suspensión independiente tipo doble triángulo en las cuatro ruedas y frenos de disco comandados hidráulicamente en las ruedas traseras.

En la siguiente figura se puede observar una aproximación conceptual del vehículo que se quiere construir.

Figura 31. Dibujo CAD del Buggy a construir.



7. DISEÑO DEL VEHÍCULO BIPLAZA

7.1. CHASIS

El diseño del chasis tubular está condicionado por diversos parámetros que dependen principalmente de la utilización del vehículo, el tipo de competencia o en su defecto terreno a recorrer, el número de asientos, llamados plazas, la durabilidad y las normas de seguridad a que este sujeto. En el proceso constructivo de un chasis se intervienen cuatro factores importantes: el peso, la rigidez, el espacio y el costo final del vehículo.

- **Peso:** al utilizar un chasis de bajo peso se aprovecha de mejor forma la potencia entregada por el motor y aumenta la maniobrabilidad, mientras que un chasis de peso considerable desperdicia la potencia del motor y dificulta el control del vehículo, además eleva el consumo de combustible en pista.¹¹
- **Rigidez:** Es muy importante obtener una estructura que garantice la protección del piloto en caso de impactos y la rigidez es el factor que permite que se cumple esa condición. Además de ser la característica de mayor influencia en el vehículo¹².
- **Espacio:** la distribución del espacio permite equilibrar el peso total del vehículo sobre las cuatro ruedas para que la tracción y maniobrabilidad sean más eficaz, garantizando de igual forma que cada uno de los

¹¹ BALAGUERA SUAREZ, Sergio Andrés; FONSECA SIERRA, Alexander Javier; JIMÉNEZ BRAVO, Julio Cesar. Diseño y construcción de un monoplaza como soporte para la propuesta de una competencia universitaria de vehículos monoplaza “Fórmula U Colombia”. Trabajo de grado Ingeniero Mecánico. Bucaramanga. Universidad Industrial de Santander. Facultad de Ingenierías Fisicomécnicas. Escuela de ingeniería Mecánica, 2011.p.46.

¹² Ibid.,p. 46

elementos y sistemas que componen al vehículo estén firmemente acoplados a la estructura¹³.

- Economía: el costo de fabricación del chasis debe estar dentro del límite de las capacidades económicas de los autores siendo económicamente viable; reduciendo los costos totales de la construcción del vehículo.¹⁴

7.1.1. Consideraciones ergonómicas y antropométricas.

En todo vehículo las dimensiones de sus ocupantes son medidas en milímetros. Los prefijos L, H y W denotan dimensiones relacionadas con largo¹⁵ (horizontal), alto¹⁶ (vertical) y ancho¹⁷ (lateral) respectivamente. Todos los ángulos que son designados con el prefijo A son medidos en grados.

Las tres dimensiones del sistema coordenado cartesiano usados para definir la localización de los puntos en el espacio del vehículo es generalmente definida de la siguiente forma: la dirección positiva del eje longitudinal X va del frente a la parte trasera del vehículo, la dirección positiva del eje vertical Z va del suelo hacia arriba, la dirección positiva del eje lateral Y va del lado izquierdo del vehículo al lado derecho, el origen del sistema coordenado va adelante del parachoques (para hacer la coordenada X positiva) al nivel del suelo (para hacer la coordenada Z positiva y el punto medio del ancho).¹⁸

La siguiente figura presenta una vista lateral mostrando los puntos interiores de referencia importantes y las dimensiones. Los puntos de referencia usados para la

¹³ Ibíd.,p. 46

¹⁴ CALVO RODRÍGUEZ, Arturo. Diseño, análisis, ensayo y construcción de un chasis tubular para un prototipo de la fórmula SAE. Madrid. Universidad Pontificia Comillas,2006.p.5

¹⁵ Length en inglés, traducido para familiarizarlo con la notación comúnmente usada.

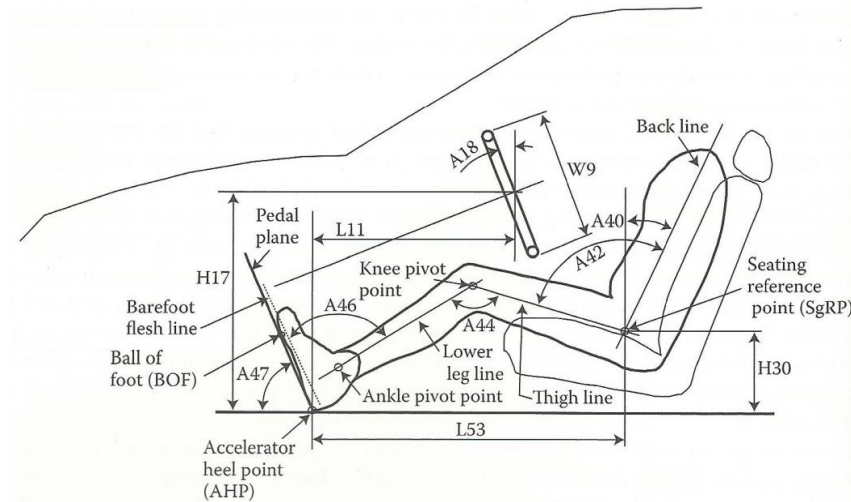
¹⁶ Height en inglés, traducido para familiarizarlo con la notación comúnmente usada.

¹⁷ Width en inglés, traducido para familiarizarlo con la notación comúnmente usada.

¹⁸ Hace referencia al estándar SAE J182

localización del conductor y sus dimensiones relevantes son descritos debajo de la figura:

Figura 32. Puntos de referencia y dimensiones del interior del vehículo



Fuente: Ergonomics in the automotive Design process

1. Punto de tacón del acelerador (AHP)
2. Angulo plano del pedal (A47)
3. Punto de referencia del pedal (PRP)
4. Punto de referencia del asiento (SgRP)
5. Bola de pie (BOF)

7.1.1.1. Datos antropométricos

En términos de estructura física del cuerpo, las posibles limitaciones para un trabajo eficiente del sistema hombre-máquina residen en la capacidad de la persona para utilizar el cuerpo de manera adecuada. Para ello es imprescindible el estudio de las dimensiones del cuerpo, ya sea a nivel estático o dinámico.

En este sentido la antropometría aporta los datos necesarios para adaptar la máquina al individuo con el fin de diseñar un sistema que respete las capacidades

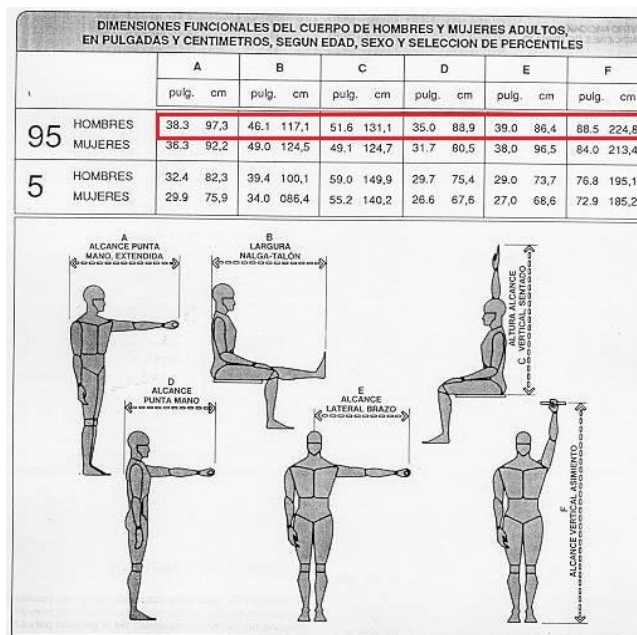
físicas de la persona, en cuanto a tipo de mandos, tamaño y ubicación de los mismos, ya que el alcance, la velocidad, la precisión y la fuerza del movimiento dependen de la parte del cuerpo utilizada.

El movimiento del cuerpo humano se restringe al alcance y posibilidad de sus miembros; la ergonomía utiliza los datos de la antropometría para adaptar las máquinas y el entorno a las personas, basándose en la parte del cuerpo que va a ser requerida. La distribución de los datos antropométricos, a pesar de su variabilidad, es suficientemente previsible y se aproxima a una distribución normal.

Esto significa que el máximo porcentaje de distribución se localiza en torno al punto medio y los casos extremos ocupan las puntas de la curva. Por regla general los datos antropométricos se expresan en percentiles, que expresan el porcentaje de personas pertenecientes a una población que tiene una dimensión corporal de cierta medida o menor. La imposibilidad de diseñar para toda la población obliga a escoger un segmento que comprenda la zona media. Por consiguiente suelen omitirse los extremos y ocuparse del 90% de la población, atendándose en la mayoría de los diseños a las medidas que se hallan entre los percentiles 5 y 95.¹⁹

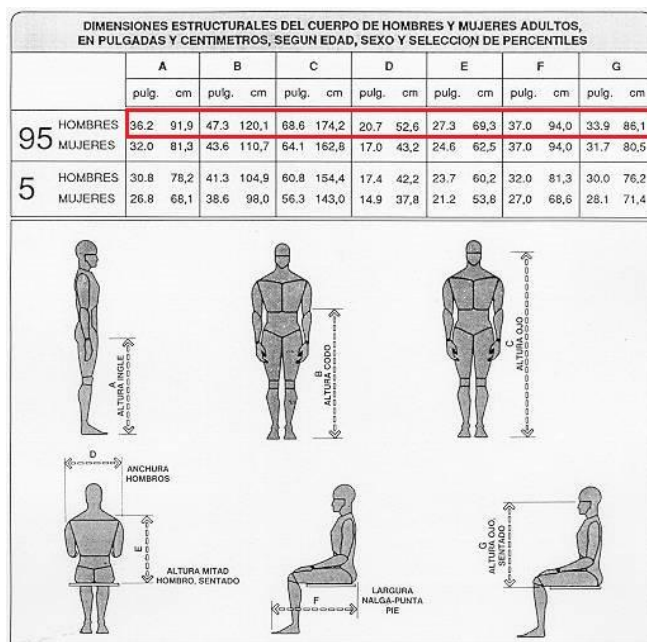
¹⁹ Disponible en internet:<<http://www.siafa.com.ar/notas/nota182/mandos.htm>> [consultado en enero de 2015]

Figura 33. Dimensiones estructurales del cuerpo humano.



Fuente. <http://www.siafa.com.ar/notas/nota182/mandos.htm>

Figura 34. Dimensiones funcionales del cuerpo humano.

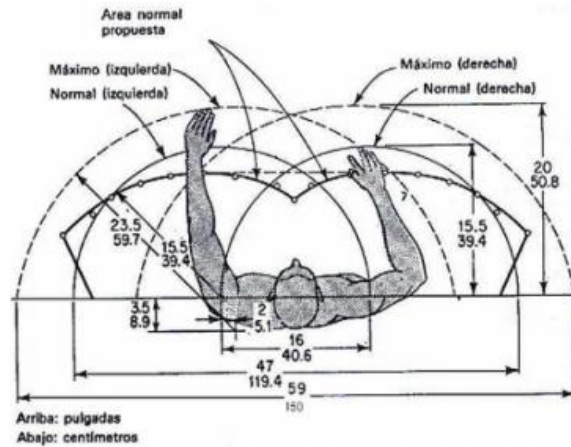


Fuente. <http://www.siafa.com.ar/notas/nota182/mandos.htm>.

Para el dimensionamiento de la estructura de la cabina del vehículo se tuvo en cuenta el percentil 95, ya que cubre en términos espaciales a la gran mayoría de la población.

Para el aspecto de la conducción se tienen en cuenta las dimensiones de trabajo en plano horizontal donde se aprecia el movimiento de los brazos para diferentes extensiones y actividades.

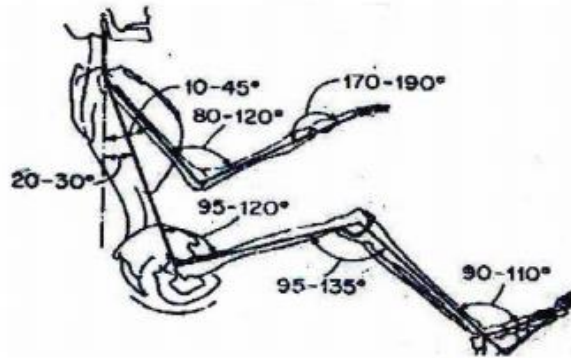
Figura 35. Áreas de trabajo en un plano horizontal.



Fuente. MCCORMICK, Ernest. Factores humanos en ingeniería y diseño. México: Marcombo, 1990.P.23.

Para el confort y la comodidad en lo referente a la postura de los ocupantes se tienen en cuenta los siguientes ángulos que manejan rangos en los cuales se considera que es ergonómica esa posición sobre la silla.

Figura 36. Ángulos adecuados para la postura corporal.



Fuente. MCCORMICK, Ernest. Factores humanos en ingeniería y diseño. México: Marcombo, 1990.P.30.

7.1.2. Selección del material

En el sector automotriz, la fabricación del chasis siempre se ha orientado hacia los aceros de bajo carbono, aunque también se ha utilizado en vehículos deportivos y de lujo, el aluminio o la fibra de carbono pues proporcionan algunas ventajas como: bajo peso, bajo consumo de combustible y gran maniobrabilidad, pero su gran desventaja es su alto costo en el mercado y poca difusión para proyectos de no tan altos presupuestos.

Para la construcción del buggy biplaza se ha seleccionado el acero estructural ASTM A36 ampliamente ofrecido en el mercado local, de costos moderados y al cual se le pueden aplicar casi todos los procesos de soldadura y se encuentra en una amplia gama de geometrías como: barras, perfiles, tubos y láminas.

Tabla 7. Composición química del acero ASTM A36.

Carbono (C)	0,26% máx
Manganeso (Mn)	No hay requisito
Fósforo (P)	0,04% máx
Azufre (S)	0,05% máx
Silicio (Si)	0,40% máx
* Cobre (Cu)	0,20% mínimo

*Cuando se especifique

Fuente: <http://es.scribd.com/doc/89693272/Acero-ASTM-A36#scribd>

El acero estructural ASTM A36 tiene una densidad de 7850 [kg/m³] y sus propiedades mecánicas se muestran en la tabla 2:

Tabla 8. Propiedades mecánicas del acero ASTM A36.

Límite de fluencia mínimo		Resistencia a la Tracción			
Mpa	Psi	Psi		Mpa	
		Min	Máx	Min	Máx
250	36000	58000	80000	400	550

Fuente: <http://es.scribd.com/doc/89693272/Acero-ASTM-A36#scribd>

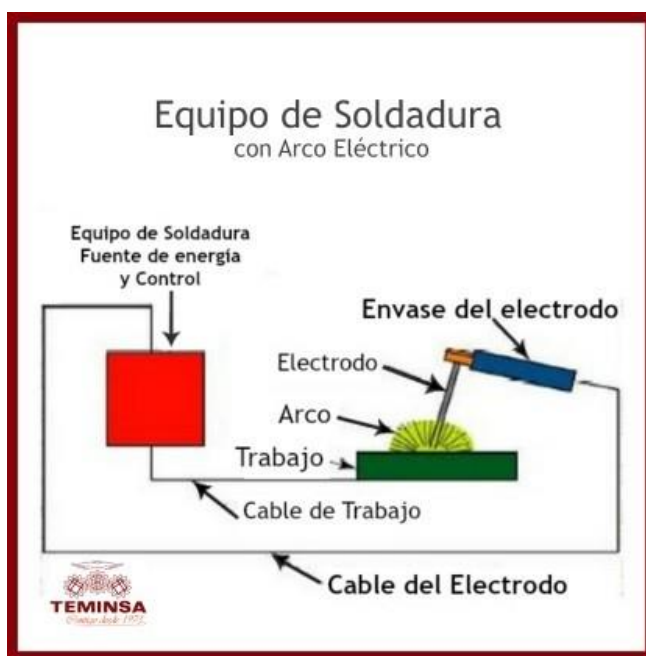
7.1.3. Soldadura

Los procesos más comúnmente utilizado, los menos costosos y rápidos son la soldadura por arco metálico protegido (SMAW Shield metal arc welding), la soldadura de arco metálico y gas (GMAW Gas metal arc welding) y la soldadura oxiacetilénica.

Para la unión de elementos tubulares, se seleccionó la soldadura de arco metálico protegido (SMAW), por su disponibilidad en el mercado de sus electrodos y equipo para su aplicación, costo moderado y celeridad en cuanto a la unión de los elementos tubulares de refiere.

Mediante una corriente eléctrica (ya sea corriente alterna o corriente continua) se forma un arco eléctrico entre el metal a soldar y el electrodo utilizado, produciendo la fusión de éste y su depósito sobre la unión soldada. Los electrodos suelen ser de acero suave, y están recubiertos con un material fundente que crea una atmósfera protectora que evita la oxidación del metal fundido y favorece la operación de soldeo.²⁰

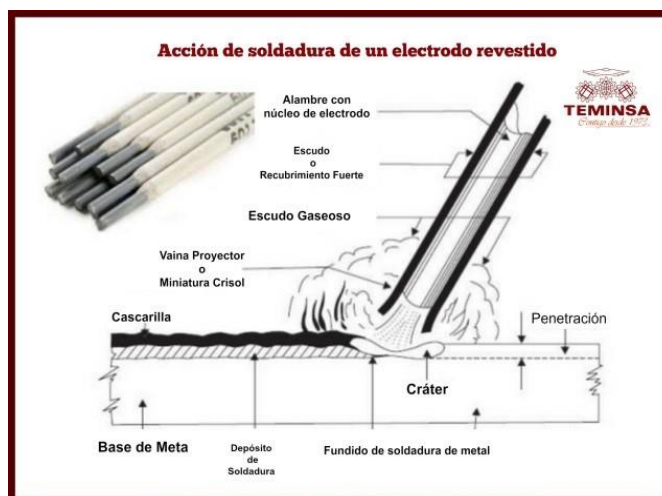
Figura 37. Equipo de soldadura de arco metálico protegido.



Fuente: <http://www.teminsa.com/blog/tag/electrodos-soldaduras/>

²⁰ Disponible en internet: < http://es.wikipedia.org/wiki/Soldadura_manual_de_metal_por_arco> [consultado en enero de 2015]

Figura 38. Acción del electrodo revestido.



Fuente: <http://www.teminsa.com/blog/tag/electrodos-soldaduras/>.

Tabla 9. Recomendaciones para soldar los principales aceros estructurales.

Norma o Especific.	Designación el Acero	Clasificación de los electrodos según AWS										Precalentamiento recomendado °C
		E6010	E6011	E6012	E6013	E6027 (*)	E7014 (***)	E7024 (*)	E7018 (**)	E7018 (**) A1	E8016 C1	
203 Of 78	A42-27ES	•	•	•	•	•	•	•	•			90-150
	A52-34ES								•		•	90-150
ASTM	A36	•	•	•	•	•	•	•	•			90-150
SAE o AISI	1010 al 1020	•	•	•	•	•	•	•	•	•		Sobre 90
	1033 al 1045								•		•	150-260

(*) Posición a soldar; Plana, horizontal y Filete

(**) Electrodo con bajo Hidrógeno

(***) Electrodo con contenido de Carbono 0,08%

A1 Electrodo de acero con 0,5% de Molibdeno

C1 Electrodo de acero con 2,5% de Níquel y 1,2% de Manganeso.

Fuente: <http://descom.jmc.utfsm.cl/sgeywitz/dctos/normas.pdf>.

Se utilizó mayoritariamente el electrodo 7018 ya que brinda gran resistencia estructural y en algunos elementos que no estaban sometidos a cargas críticas o

que hacían parte de adecuaciones o modificaciones pequeñas se prefirió el electrodo 6013 por su relativo bajo precio.

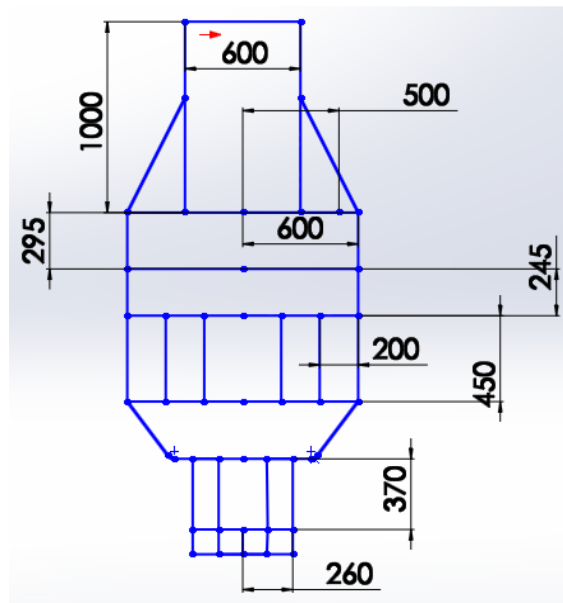
7.1.4. Dimensionamiento de la estructura mediante Software CAD

Se realiza el diseño geométrico de la estructura real con la ayuda de un software CAD de dibujo mecánico, seleccionando las medidas reales de los planos y secciones de los diferentes perfiles estructurales.

7.1.4.1. Croquis del chasis en un plano 2D

Se realiza un esquema de la forma básica que tendrá el piso del bastidor o chasis como se muestra en la siguiente figura con sus medidas y ángulos reales.

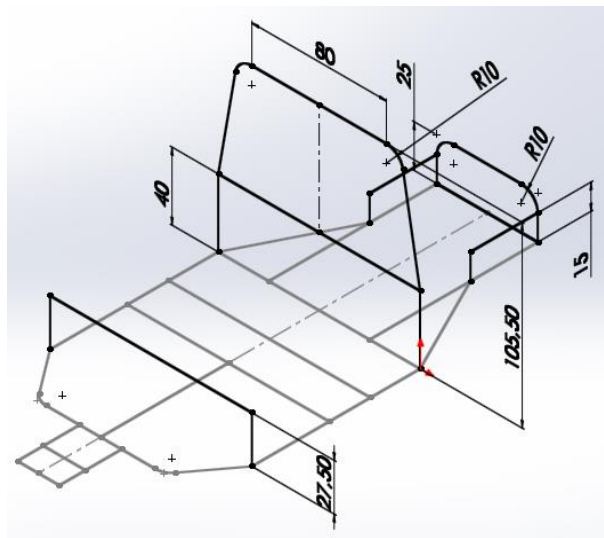
Figura 39. Esquema del bastidor principal en 2D.



7.1.4.2. Trazado de elementos en planos 3D

Una vez se tiene el piso del bastidor dibujado, se dibujan los elementos restantes que forman la cabina y los refuerzos, ubicándolos con las medidas reales como se aprecia en siguiente figura. Se debe revisar la correcta unión entre los vértices de las líneas para evitar errores en el proceso de simulación por el método de Elementos Finitos (MEF).

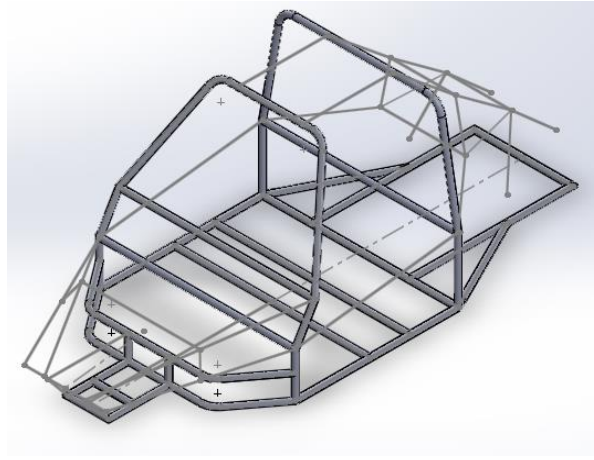
Figura 40. Trazado del resto de elementos en 3D.



7.1.4.3. Miembros estructurales

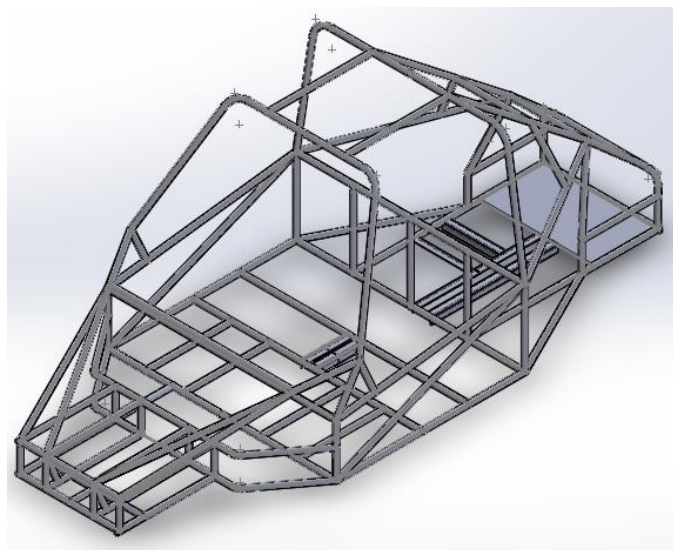
Una vez se tienen los croquis completos, se les da un perfil estructural a cada línea como se puede ver en la figura eligiendo sus diferentes características como forma del perfil, dimensión y espesor. Para el chasis se va a utilizar un tubo de diámetro de 1" cédula 40 (Ver Anexo B).

Figura 41. Vista del croquis al insertarle miembros estructurales.



Siguiendo estos pasos se obtiene el dibujo completo de la estructura tubular, como lo muestra la siguiente figura, el cual nos brinda un esquema en tres dimensiones facilitando la visualización y permitiendo que se puedan hacer simulaciones en ella, y aprovechando además, la facilidad del software en el momento en que se requiera hacer un rediseño estructural.

Figura 42. Dibujo CAD del chasis completado.



7.1.5. Análisis de esfuerzos, deformaciones y factor de seguridad por medio de FEM

El análisis de un chasis es el compromiso entre la rigidez, el peso y el espacio, todo ello teniendo en cuenta el costo final. Se deben considerar la resistencia estática y a fatiga, la estabilidad de los miembros estructurales, la capacidad de soporte de carga de las uniones, la fabricación y el montaje.²¹

Figura 43. Medida experimental de la rigidez torsional.

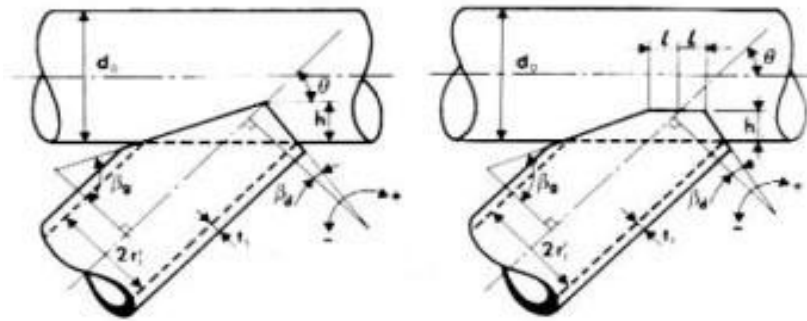


Fuente. <http://www.tecnun.es/automocion/proyectos/chasis/inicio.htm>

Según los tipos de uniones que puedan construirse, el diseño de la estructura será diferente. Según si hay posibilidades de doblar tubos o no, el diseño cambiará. También tiene mucha importancia saber cuáles son las características mecánicas del material como son su módulo de elasticidad, su módulo de cortadura, su densidad y su límite de fluencia.

²¹ Disponible en internet: <<http://www.tecnun.es/automocion/proyectos/chasis/inicio.htm>> [consultado en enero de 2015]

Figura 44. Detalles de los elementos tubulares a soldar.



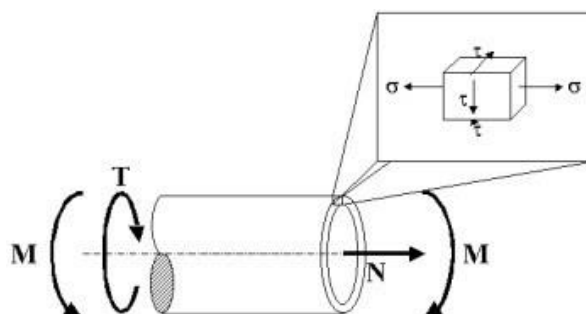
Fuente: <http://www.tecnun.es/automocion/proyectos/chasis/inicio.htm>

El cálculo ideal se llevaría a cabo si se pudiera modelizar el chasis exactamente y de un modo rápido, con el grosor de las barras correspondiente y con las uniones dibujadas con exactitud. De esta manera se podría calcular mediante el método de los elementos finitos.

El caso es que los medios de los que disponemos en la actualidad no nos permiten hacerlo. Por esta razón para llevar a cabo el cálculo se modeló la estructura de una manera aproximada, basándose en los condicionantes de fabricación, para poder aplicar las diversas teorías de cálculo estructural que existen hoy día.

Se empieza por definir el estado límite que no se deberá sobrepasar para poder dar el visto bueno a la estructura. Se calcula además si el sistema es estáticamente estable, es decir, si cada barra comprimida y/o flexionada resiste el pandeo o la flexión según sea el caso. También se debe comprobarse que las uniones se pueden someter los esfuerzos de forma segura.

Figura 45. Estado general de esfuerzos de un elemento sometido a flexión y torsión.



Fuente: <http://www.tecnun.es/automocion/proyectos/chasis/inicio.htm>

7.1.5.1. Rigidez a flexión

Con la ayuda de la herramienta “simulation” de SolidWorks se realizaron los análisis de tensión Von Mises, deformación y factor de seguridad; se contempló para este análisis la masa de cada uno de los componentes de lo que corresponde a la masa no suspendida del vehículo biplaza que se describe en la siguiente tabla.

Tabla 10. Componentes de masa suspendida y su respectiva masa.

Componente	Masa [kg]
Chasis	72
Dos ocupantes	180
Motor	31
Transmisión	15
TOTAL	298

Con esta información se establece unas condiciones de carga a las cuales está sometido el que están vehículo biplaza, la flecha roja representa el peso aplicado en el centro de gravedad y las que están en la cabina, y en la parte trasera corresponden a los ocupantes distribuidos en los anclajes de las sillas, al peso del motor y de la transmisión respectivamente.

Figura 46. Condición de carga a flexión.

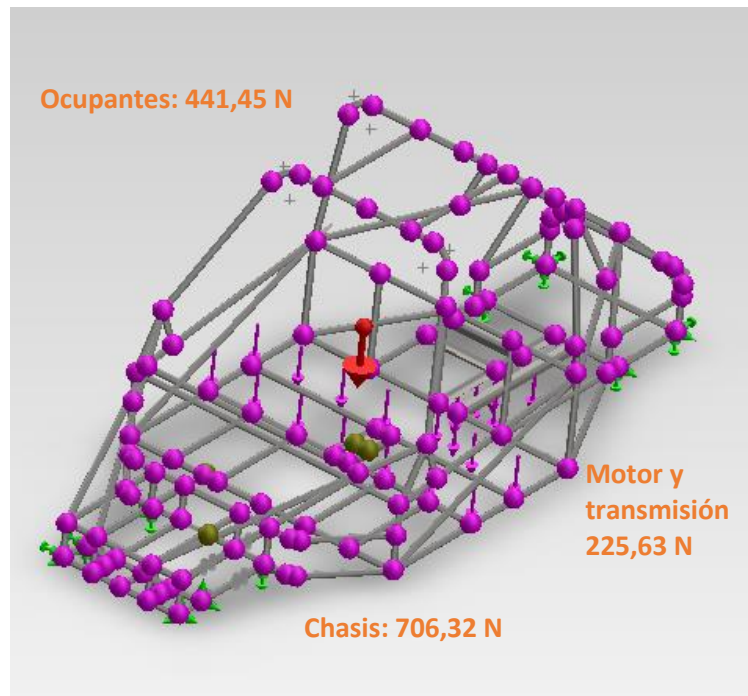
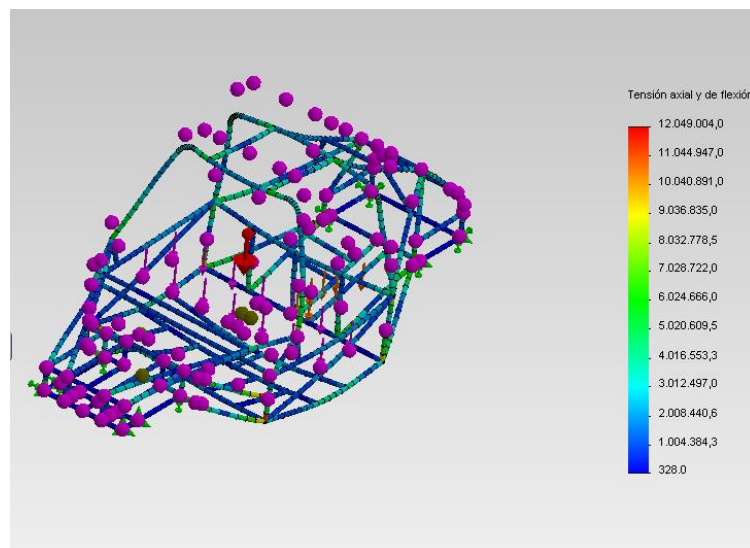
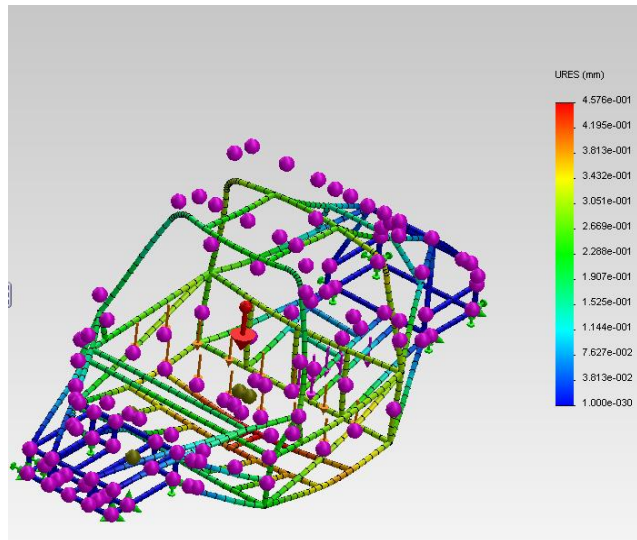


Figura 47. Tensión de Von Mises en condiciones de carga a flexión.



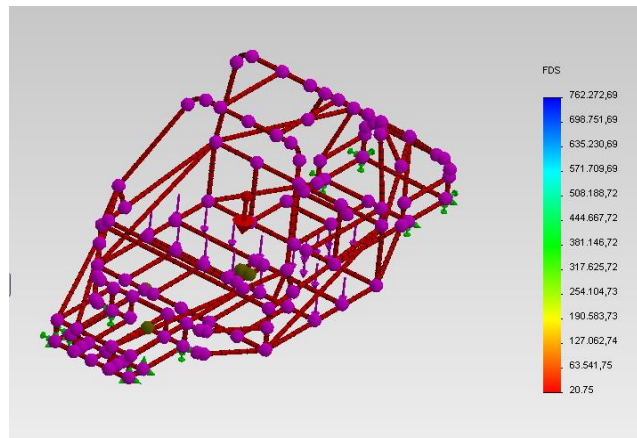
Se observa que el esfuerzo máximo de 12 MPa lo cual está muy por debajo del esfuerzo de fluencia que es 250 MPa.

Figura 48. Deformación bajo condición de carga a flexión.



Se observa una deflexión máxima de 0,4576 mm la cual es mínima y admisible para la condición de carga maneja.

Figura 49. Factor de seguridad bajo condición de carga a flexión



El factor de seguridad mínimo en cuanto a la rigidez es de 20,75 lo cual confirma que el diseño tiene buena resistencia a la flexión.

7.1.5.2. Impacto Superior

Según el reglamento técnico de buggies ligeros para competición, el impacto superior debe ser 8 veces el peso total de la estructura y su aplicación se produce en las cuatro juntas de del plano superior uniformemente.

Para estas condiciones de carga las deformaciones son altas y los esfuerzos próximos a la fluencia, el factor preponderante para aprobar la funcionalidad del chasis es que el factor de seguridad sea mayor que uno (> 1).

Figura 50. Tensión de Von Mises por impacto superior.

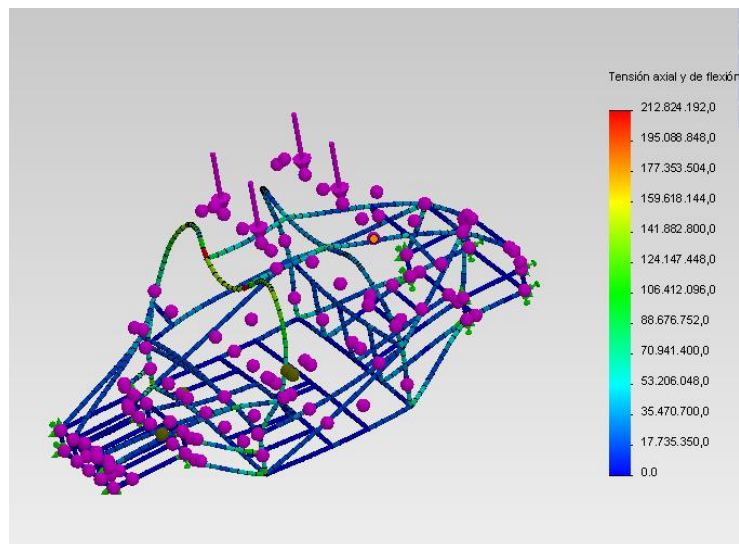


Figura 51. Deformación por carga de impacto superior.

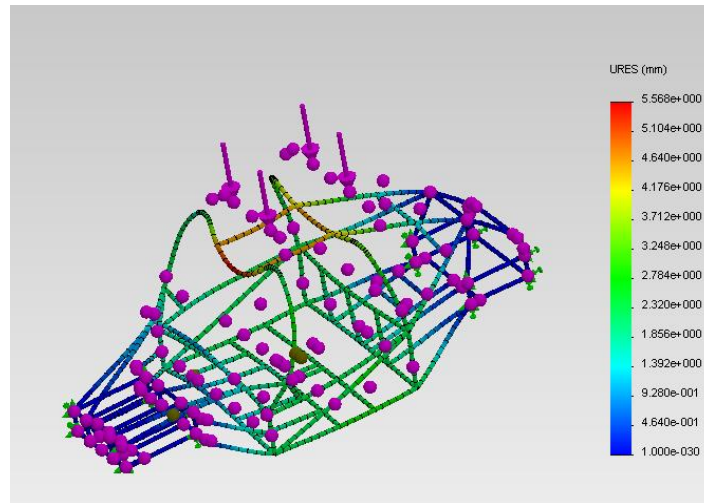
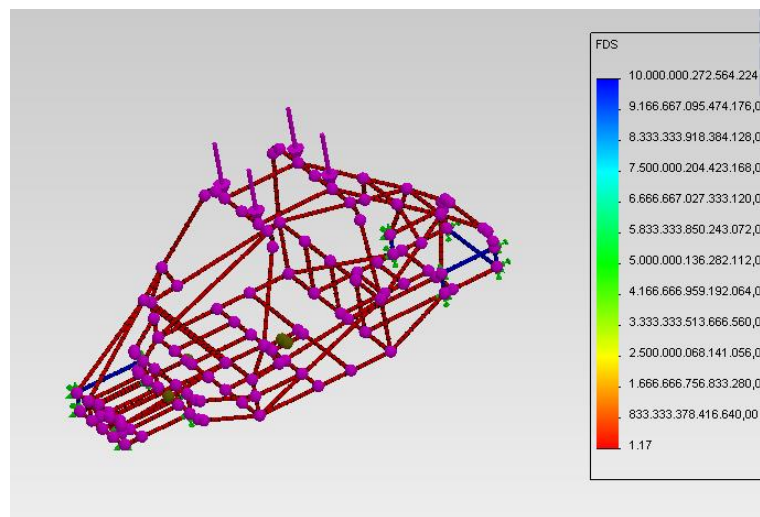


Figura 52. Factor de seguridad por impacto superior.



7.1.5.3. Impacto lateral

Para el impacto lateral se establece una condición de carga de dos veces su peso total lateralmente.

Figura 53. Tensión de Von Mises por impacto lateral.

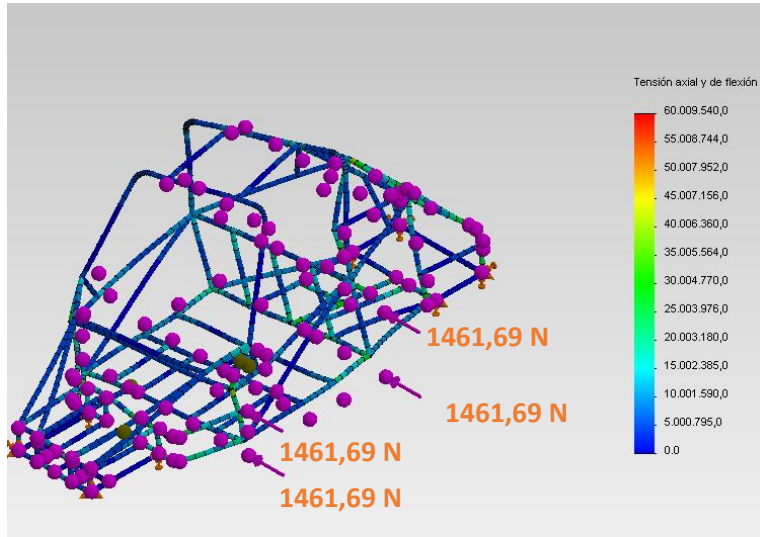


Figura 54. Deformación por impacto lateral.

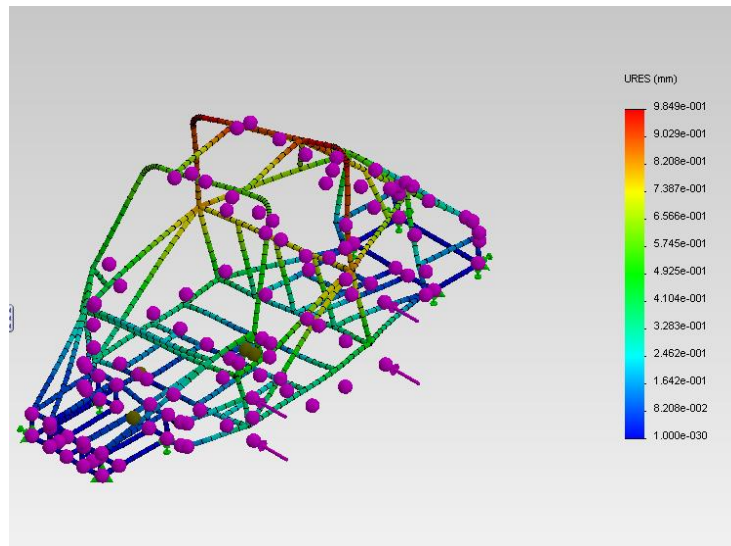
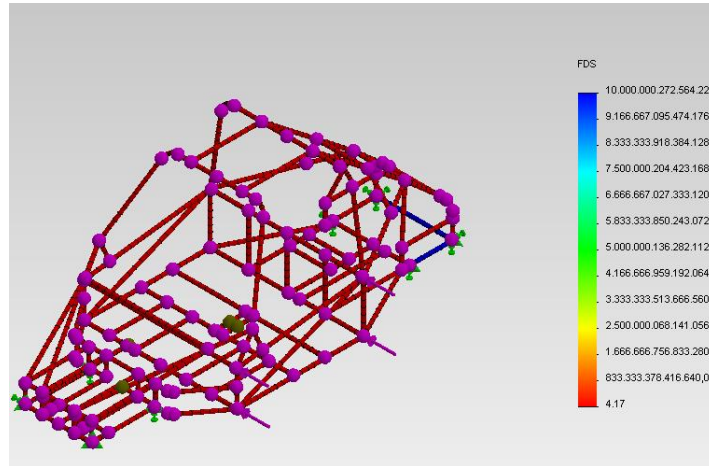


Figura 55. Factor de seguridad por impacto lateral.



El valor del factor de seguridad obtenido en esta simulación para esta condición de carga que simula un impacto es bastante mayor a uno lo cual indica la buena resistencia de la estructura tubular a los choques que se puedan presentar por los laterales.

7.1.5.4. Impacto frontal

Para el impacto frontal, se establece una condición de carga de 6 veces su peso longitudinalmente el cual es aplicado en 8 puntos de la cara frontal de la estructura.

Figura 56. Condición de carga por impacto frontal.

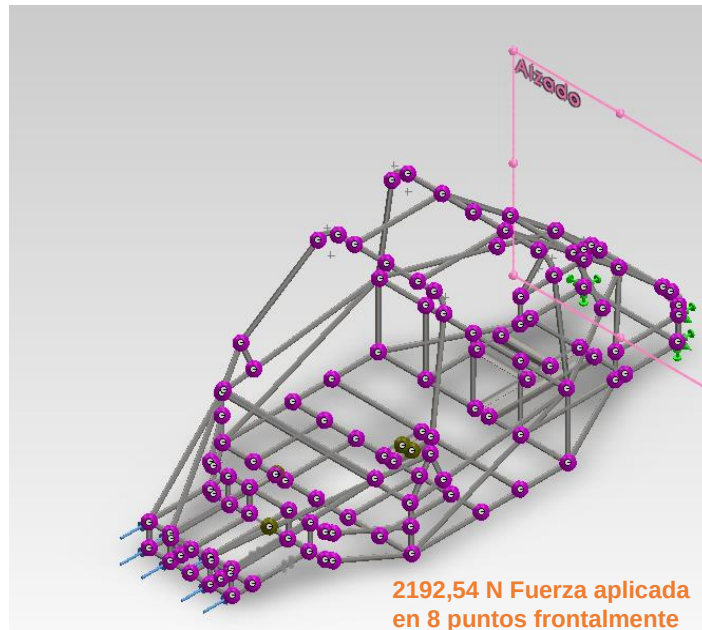


Figura 57. Tensión de Von Mises por impacto frontal.

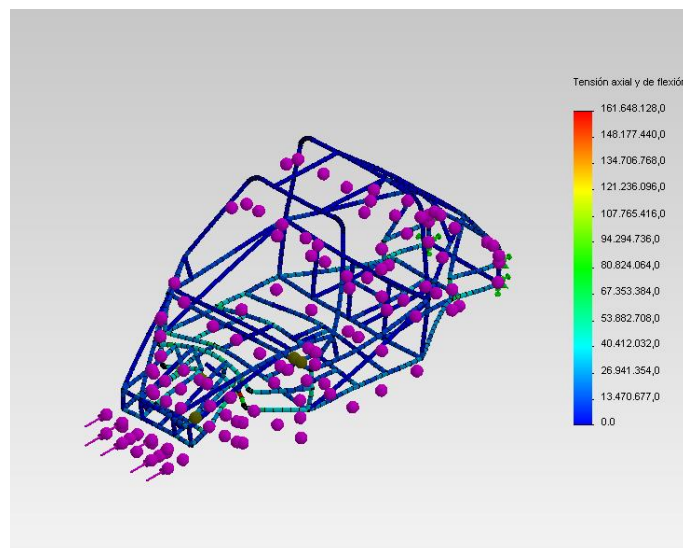


Figura 58. Deformación por impacto frontal.

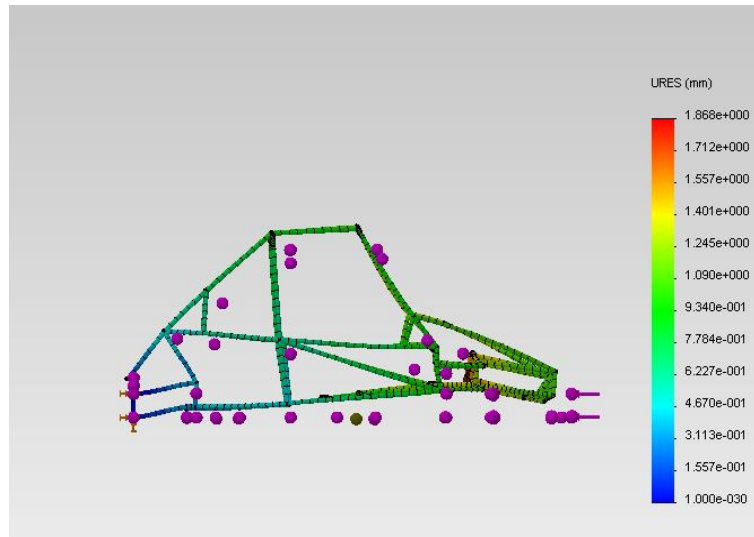
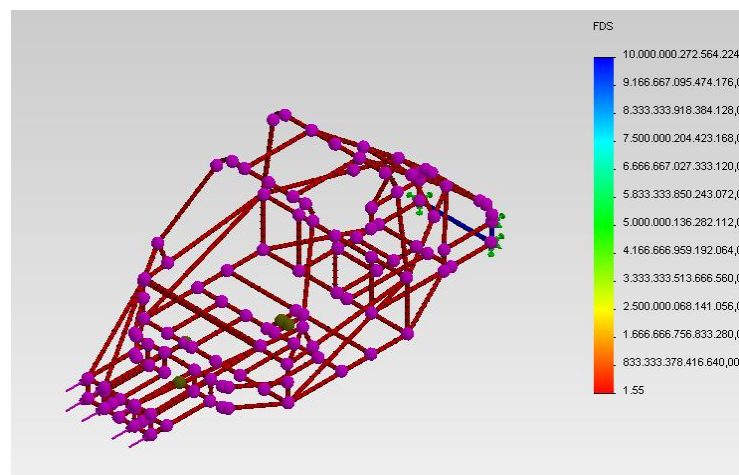


Figura 59. Factor de seguridad por impacto frontal.



El diseño del chasis es admisible en lo referente a cargas frontales, se refiere pues, que posee un factor de seguridad de 1,55, lo cual indica que el chasis podría soportar un impacto frontal de hasta 6 veces el peso de la estructura, los pasajeros y el motor.

7.1.5.5. Rigidez torsional primera hipótesis

Se realiza una restricción de movimiento en la parte trasera y en una de las ruedas delanteras, se aplica una fuerza neta de 3000 N en la parte delantera no restringida, esta magnitud no representa un valor físico presente en el recorrido, sino es un valor de referencia para el cálculo de la rigidez torsional.

Figura 60. Primera hipótesis de carga

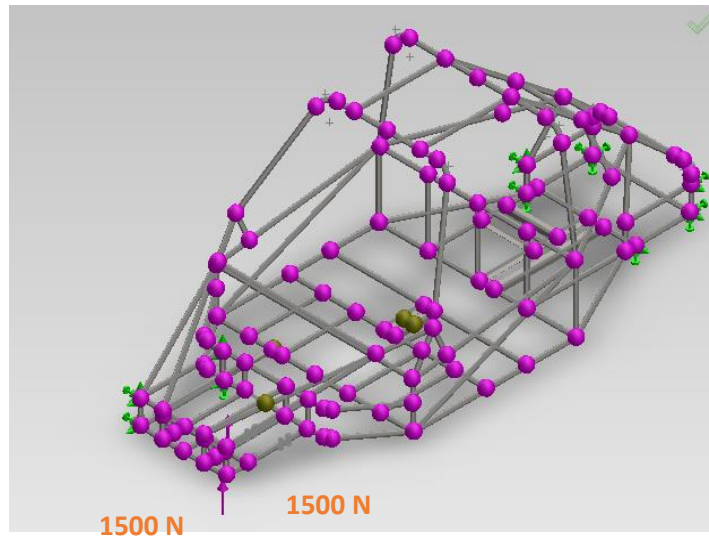
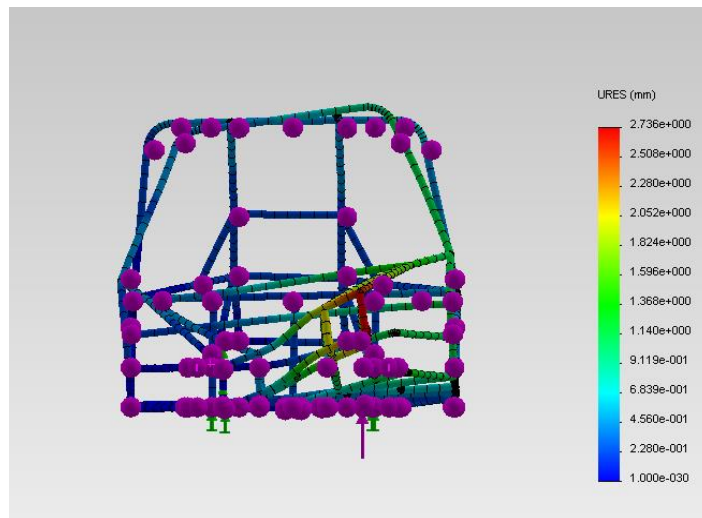
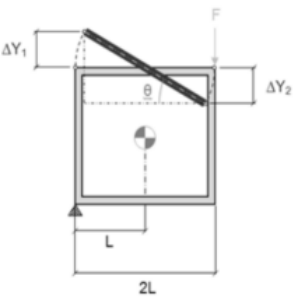


Figura 61. Deformaciones primera hipótesis rigidez torsional



Con estos datos se procede al cálculo de la rigidez torsional según la primera hipótesis debido al momento de torsión aplicado en la parte delantera de la estructura tubular.

Tabla 11. Cálculo de la rigidez torsional primera hipótesis

Esquemas y fórmulas incidentes en el cálculo	Variable	Magnitud	Descripción de la variable y/o comentario
 $\theta = \arcsin \left[\frac{\Delta Y_1 + \Delta Y_2}{2 \cdot L} \right] \quad (1)$ $K = \frac{F \cdot 2 \cdot L}{\arcsin \left[\frac{\Delta Y_1 + \Delta Y_2}{2 \cdot L} \right]} \quad (2)$	ΔY_1	0.000228[m]	Deformación vertical de un lado
	ΔY_2	0,0002736[m]	Deformación vertical del lado opuesto
	L	0,26[m]	Distancia al centro transversal del chasis
	F	3000[N]	Carga aplicada sugerida para la simulación
	θ	0,3266[°]	Deformación angular
	K	4777[N * m/°]	Rigidez torsional

7.1.5.6. Rigidez torsional segunda hipótesis

Para esta condición se elimina la restricción en el anclaje de la rueda delantera, en la cual se establece una condición de carga de 3000 N en dirección opuesta a la que se había estipulado en la primera hipótesis generando un par.

Figura 62. Segunda hipótesis de carga

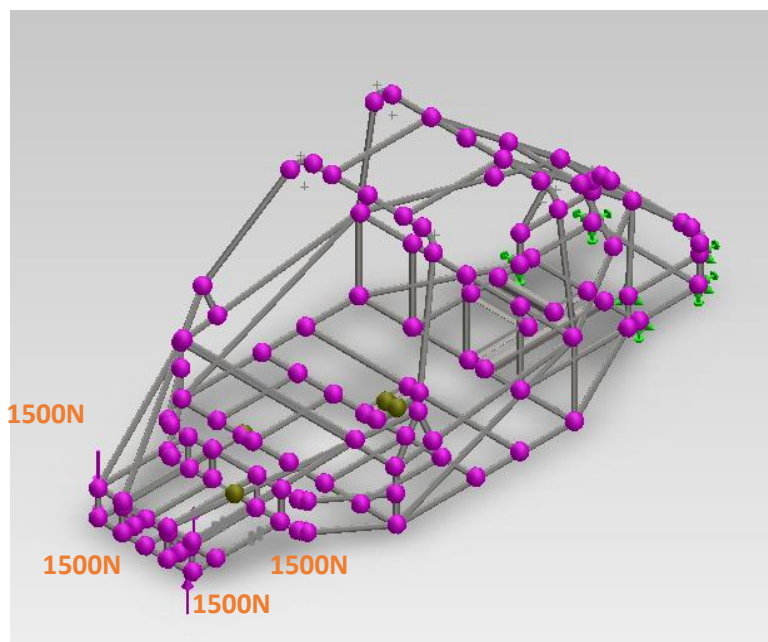
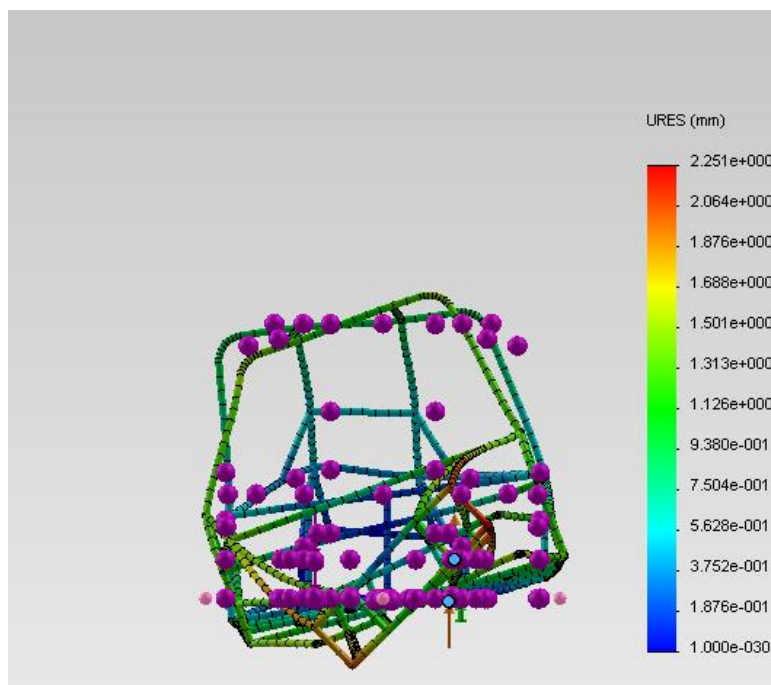
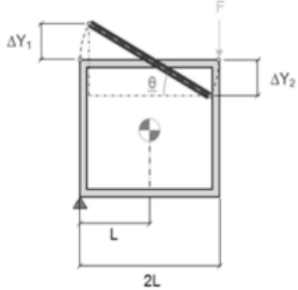


Figura 63. Deformaciones segunda hipótesis rigidez torsional



Se calcula la rigidez torsional y la deflexión

Tabla 12. Cálculo de la rigidez torsional segunda hipótesis

Esquemas y fórmulas incidentes en el cálculo	Variable	Magnitud	Descripción de la variable y/o comentario
 $\theta = \arcsin \left[\frac{\Delta Y_1 + \Delta Y_2}{2 \cdot L} \right] \quad (1)$ $K = \frac{F \cdot 2 \cdot L}{\arcsin \left[\frac{\Delta Y_1 + \Delta Y_2}{2 \cdot L} \right]} \quad (2)$	ΔY_1	0.001876 [m]	Deformación vertical de un lado
	ΔY_2	0,002251 [m]	Deformación vertical del lado opuesto
	L	0,26 [m]	Distancia al centro transversal del chasis
	F	3000 [N]	Carga aplicada sugerida para la simulación
	θ	0,4547 [°]	Deformación angular
	K	3431 [N·m/°]	Rigidez torsional

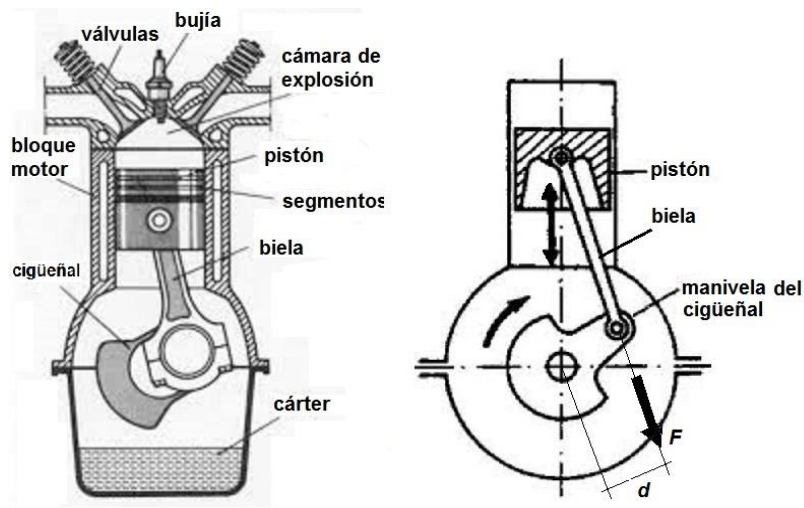
EL valor obtenido, indica que el factor K de rigidez torsional está dentro de los parámetros que oscilan entre 2000 y 4000 [N·m/°], en comparación con otras estructuras de similares características. Lo que estos resultados indican es que el chasis dibujado tiene la suficiente estabilidad en su forma cuando sea sometido a esfuerzos que tiendan a torcerlo como en las fuerzas creadas por los baches e irregularidades del terreno.

7.2. SISTEMA DE POTENCIA

7.2.1. Motor de combustión interna

En un motor de explosión de un vehículo, la combustión de la mezcla aire-combustible genera un aumento de la presión y temperatura en el interior de los cilindros del motor. Esta presión interior produce a su vez una fuerza (F) de empuje sobre el pistón que lo desplaza generando el clásico mecanismo de biela-manivela de los motores de combustión interna alternativos, donde el movimiento de traslación del pistón en el interior del bloque motor se transforma en un movimiento circular de giro del cigüeñal.

Figura 64. Mecanismo biela-manivela del motor de explosión.



Fuente. <http://ingemecanica.com/tutorialsemanal/tutorialn63.html>

El par motor o torque (T) es el producto de la fuerza aplicada (F) de empuje a los cilindros por la distancia (d) al eje geométrico de giro del árbol del cigüeñal.

$$T = F \cdot d$$

El par o torque motor se mide, según el Sistema Internacional de Unidades, en Newton metro ($N \cdot m$).

7.2.2. Curva de par

Intuitivamente se entiende que la fuerza (F) que produce el par motor es una fuerza variable, que en el caso de un motor de 4T es máximo en el momento que se produce la combustión de la mezcla y su posterior expansión en el cilindro, siendo negativa, esto es, no genera par motor en las demás fases (expulsión de gases, aspiración o llenado y compresión de la mezcla). Y dentro de la fase donde se genera par motor (es decir, en la fase de combustión), el rendimiento del motor no es el mismo dependiendo del régimen de giro, y por ende el valor de la fuerza (F) de empuje que se genera.

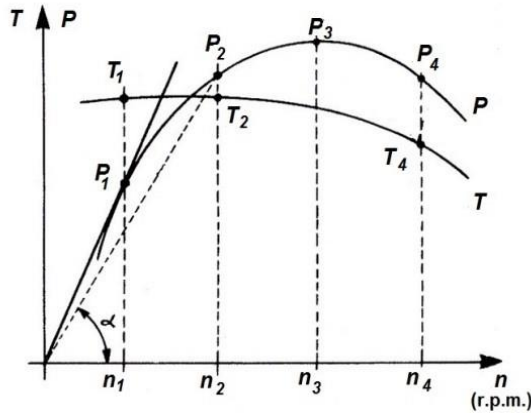
Así, a bajas revoluciones la combustión de la mezcla no resulta óptima debido a la escasa inercia que poseen los gases, que provoca que el llenado del cilindro no sea el óptimo, al igual que su vaciado.

Y por otro lado, si el motor funciona a un elevado régimen, tampoco el llenado de los cilindros es completo, y ello es debido al escaso tiempo que dispone el gas para ocupar todo el recinto.

En consecuencia, la curva de par (T), que debería ser una recta horizontal, se convierte en una curva, con un tramo central casi recto que proporciona el máximo par, y las zonas extremas donde el par motor decrece según lo comentado anteriormente.

A continuación, se adjunta una figura con la curva par motor-potencia frente a las revoluciones de giro del motor, que puede responder a un caso general de vehículo:

Figura 65. Curva par motor - potencia frente las revoluciones de giro.



Fuente. <http://ingemecanica.com/tutorialsemanal/tutorialn63.html>

Efectivamente, en la figura anterior se puede comprobar cómo es, de forma genérica, la curva de par motor (T), además de la de potencia. En ella se representa en el eje horizontal las revoluciones por minuto (r.p.m.) de régimen giro (n) del motor y en el eje vertical el par (T) que proporciona durante todo su rango de funcionamiento.

En los motores de combustión, la curva de par empieza siendo ascendente hasta llegar a las revoluciones donde el motor rinde el par máximo (T1), que es el punto de diseño óptimo. A partir de ese momento, el par comienza a disminuir progresivamente.

Esto es así, porque a partir del punto óptimo de revoluciones del motor empiezan a aparecer dificultades, que están relacionadas fundamentalmente con los siguientes factores:

- Una inadecuada evacuación de gases quemados conforme aumenta las revoluciones del motor, según se ha visto;
- Insuficiente llenado de aire en cada ciclo;
- La combustión empieza a no ser óptima;

- La fracción de tiempo para cada combustión se reduce;
- La mezcla de aire-combustible no se acaba de completar;
- El avance a la inyección no es suficiente.

En consecuencia, aunque quememos más combustible acelerando el motor y consiguiendo que la potencia todavía aumente, el par descende. De ahí que los consumos específicos óptimos estén en valores próximos a la zona de par máximo, aumentando el consumo del motor conforme se aleja de este rango.

7.2.3. Resistencias que inciden en la dinámica del vehículo

La definición del conjunto motriz de un vehículo, para cumplir con unas exigencias determinadas, (prestaciones), requiere el cálculo previo de las resistencias posibles que se le van a oponer en su avance en cualquier situación.²²

Las resistencias son cuatro, que pueden o no coexistir al mismo tiempo:

Resistencia por rodadura R_r

Resistencia por pendiente R_p

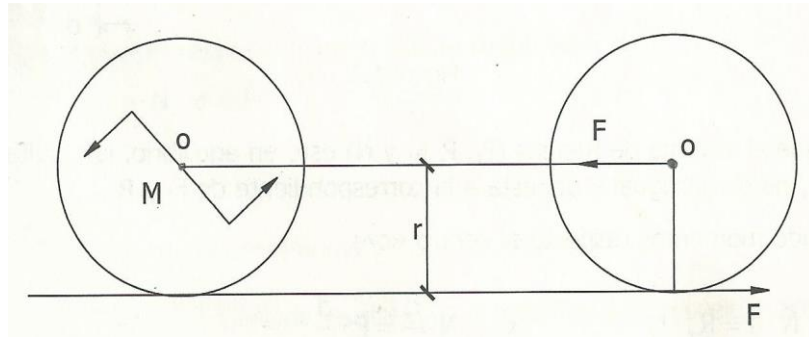
Resistencia por inercia R_j

Resistencia por el aire R_a

La suma de las resistencias, simultáneas, ha de ser vencida por una fuerza F , de empuje, en el eje motriz. Esta fuerza es consecuencia del par aplicado al eje, originado por el par motor M , después de ser sustituido por otro par equivalente $F \cdot F$

²² CASCAJOSA, Manuel. Ingeniería de vehículos- sistemas y cálculos. España: Alfaomega. 2005. P.17.

Figura 66. Par motor y equivalencia.



CASCAJOSA, Manuel. Ingeniería de vehículos- sistemas y cálculos. España: Alfaomega. 2005.
P.17.

La fuerza F del par aplicada en el punto de contacto rueda-suelo, permite impulsar el vehículo hacia adelante.

Potencia en rueda, cuando la velocidad es V :

$$W_r = F \cdot V$$

Es inferior a la que en ese momento da el motor W_m , debido a las pérdidas por rozamientos e inercias en la transmisión W_{tr} , por lo que:

$$W_r = W_m - W_{tr}$$

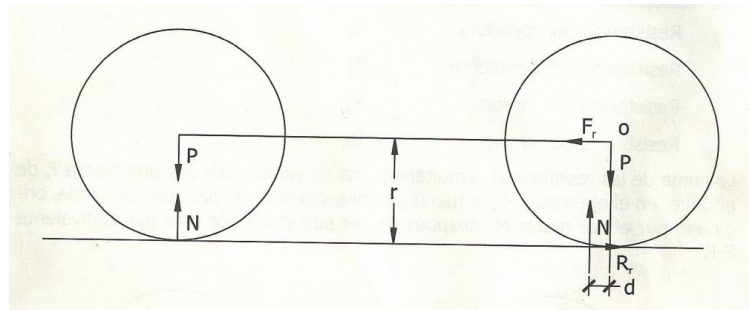
Resistencia por rodadura R_r

Tiene su origen en la deformación del neumático y suelo. Cuando la rueda está estática, la reacción del suelo al peso está en la misma vertical que este, sin embargo, cuando rueda, dicha reacción avanza una distancia "d" (extremo de la

rueda), dando lugar a un momento resistente, que ha de ser equilibrado. Por tanto, parte del valor de la fuerza F_r , vence a la resistencia por rodadura.

La resistencia por rodadura es independiente de que la rueda sea portadora (sólo soporta peso) o motriz (soporta peso y transmite par motor).

Figura 67. Resistencia a la rodadura para rueda portadora.



CASCAJOSA, Manuel. Ingeniería de vehículos- sistemas y cálculos. España: Alfaomega. 2005.

P.18.

Para que el sistema de fuerzas (F_r , P , R_r y N) esté en equilibrio, la resultante de N y P_r , ha de ser igual y opuesta a la correspondiente de F_r , F_r y P .

Tomando momentos con respecto al eje "o"

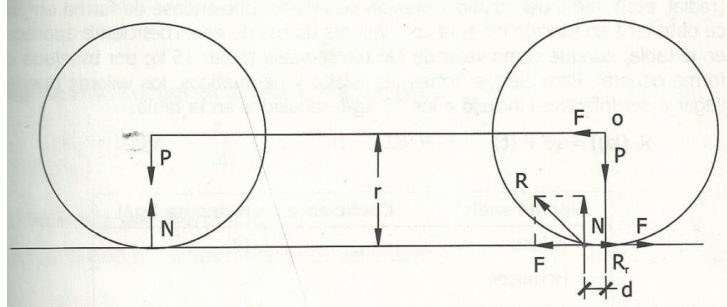
$$N \cdot d = R_r \cdot r; \quad R_r = N \cdot \frac{d}{r} = P \cdot \frac{d}{r}$$

Los valores de r (radio del neumático bajo carga) y " d " son fijados por el fabricante del neumático para una carga P y presión determinada.

Si las condiciones anteriores son adversas, la resistencia a la rodadura puede aumentar, con el consiguiente mayor consumo para una misma prestación.

Aunque la resistencia por rodadura se considera constante e independiente de la velocidad, esto no es estrictamente cierto.

Figura 68. Resistencia a la rodadura para rueda portadora y motriz.



CASCAJOSA, Manuel. Ingeniería de vehículos- sistemas y cálculos. España: Alfaomega. 2005.

P.19.

Al igual que en la rueda solo portadora, al punto de aplicación de la resistencia por rodadura, esta desplazado “d” en el sentido de la marcha.

En el sistema, además de las fuerzas verticales P y N , se tienen las siguientes:

En el eje F

En el supuesto que exista simultaneidad de todas las resistencias posibles,

$$F = R_r + R_a + R_p + R_j$$

En el suelo, F , su reacción $-F$, y R_r , está vencida por parte de la F aplicada en el eje. Tomando momento con respecto al centro de la rueda “o”.

$$(F - R_r) \cdot r + N \cdot d = F \cdot r$$

$$\text{Y como } N = P \quad R_r = \frac{d}{r} \cdot P$$

Igual que en las ruedas portadoras

A $\frac{d}{r}$ se le llama coeficiente de resistencia de la rodadura y se le suele indicar por f

$$f = \frac{d}{r} = \tan \varphi$$

La resultante R (reacción del suelo), de N y F, tiene un valor variable según el de sus componentes.

La reacción del suelo es hacia adelante, y en rueda solo portante, hacia atrás.

Valores típicos de estos coeficientes aparecen en la siguiente tabla, aunque como valor de cálculo se suele tomar 15 Kg por tonelada de forma general.

Tabla 13. Coeficientes de rodadura de los tipos de terreno más comunes.

Tipo de suelo	Coeficiente de rodadura kg/t
Asfalto	12/17
Hormigón	15
Adoquinado	55
Tierra compacta	50
Tierra suelta	100

CASCAJOSA, Manuel. Ingeniería de vehículos- sistemas y cálculos. España: Alfaomega. 2005.

P.20.

Resistencia por pendiente R_p

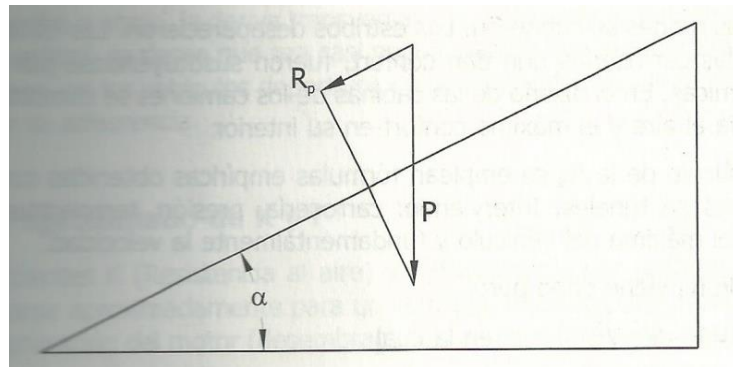
Es la que se opone al avance del vehículo cuando este sube una pendiente.

$$R_p = P \cdot \operatorname{sen} \alpha$$

Como los ángulos son pequeños, el seno y la tangente son similares, por lo que $R_p = P \cdot \tan \alpha$. De forma habitual, la pendiente se expresa; x metros de subida vertical por cada 100 metros recorridos horizontal:

$$R_p = P \cdot \frac{x}{100}$$

Tabla 14. Resistencia a la pendiente y peso.



CASCAJOSA, Manuel. Ingeniería de vehículos- sistemas y cálculos. España: Alfaomega. 2005.

P.21.

Cuando P se expresa en toneladas y R_p en kg:

$$R_p = 1000 \cdot P \cdot \frac{x}{100} \quad \therefore \quad R_p = 10 \cdot P \cdot x$$

Resistencia por inercia, R_j

Esta originada por un incremento de velocidad

$$R_j = M \cdot j = \frac{P \cdot j}{g}$$

En donde M es la masa del vehículo y j la aceleración que ha de adquirir, por ejemplo, para adelantar a otro:

$$j = \frac{V_2 - V_1}{t}$$

V_1 Velocidad inicial

V_2 Velocidad final

t Tiempo invertido para pasar de V_1 a V_2

Resistencia por el aire, R_a

De todas las resistencias, esta es sin duda la más estudiada, no solo por su importancia en cuanto al consumo del vehículo, sino por lo relacionada que esta con la estética del mismo.

Los vehículos han ido evolucionando, buscando la disminución de la resistencia R_a .

Para el cálculo de la R_a se emplean formulas empíricas obtenidas con la ayuda de ensayos en túneles. Intervienen carrocería, presión, temperatura, sección transversal máxima del vehículo y fundamentalmente la velocidad.

El valor de R_a viene dada por:

$$R_a = K \cdot S \cdot V^2$$

$$K = \delta \frac{C}{2g}$$

δ : Peso específico del aire en condiciones normales

C : Constante

El valor de C puede variar desde 0.15 en turismos, con diseños aerodinámicos óptimos hasta 1.5 en camiones. Normalmente y según diseño, se sitúa entre 0.25 y 0.7 en turismos y entre 1 y 1.5 en camiones.

La superficie muestra S , se obtiene de forma aproximada, multiplicando en ancho (a) por el alto (h) del vehículo, afectado por un coeficiente de 0.8

$$S = 0.8 \cdot a \cdot h \quad [m^2]$$

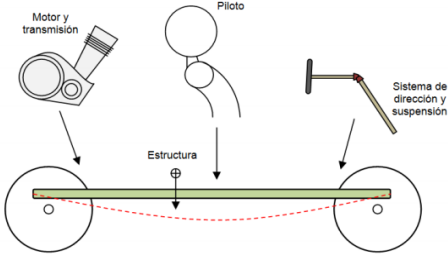
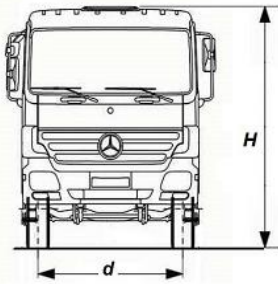
V en m/s relativa al aire; $g = 9.81 \quad [m/s^2]$ Entonces R_a da en kg.

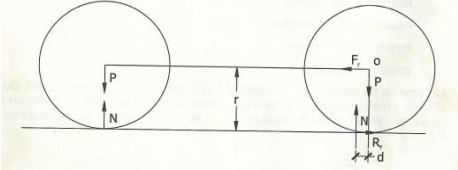
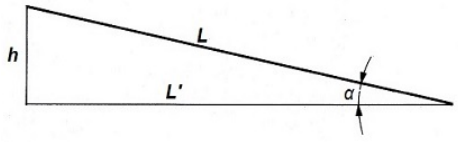
7.2.4. Cálculo de la potencia requerida por el vehículo

Como es conocido, la potencia se suele calcular para sistemas traslacionales por medio del producto de la fuerza aplicada por la velocidad desarrollada en un movimiento, pero este modelamiento se da también para sistemas rotacionales en los que se representa por el producto del torque por la velocidad angular de dicho sistema.

En un sistema como el vehículo que implica un modelamiento tanto traslacional como rotacional se tiene una expresión que involucra las variables particulares para este tipo de sistema, según se muestra en la siguiente tabla.

Tabla 15.Cálculo de la potencia requerida para un vehículo.

Esquemas y fórmulas incidentes en el cálculo	Nº ecuación	Variable	Magnitud	Descripción de la variable y/o comentario
Pesos de los diversos elementos del vehículo  $Q_t = Q_m + Q_o + Q_{trans} + Q_c \quad (1)$ Esquema representativo del área transversal efectiva para el cálculo R_a  $R_a = \frac{K_w \cdot A_f \cdot V^2}{13} \quad (2)$ Diagrama de cuerpo libre de la resistencia a la rodadura	(1)	Q_t	298[kgf]	Peso total vehículo
	(1)	Q_m	31[kgf]	Peso motor
	(1)	Q_o	160[kgf]	Peso ocupantes
	(1)	Q_{trans}	10[kgf]	Peso transmisión
	(1)	Q_c	75[kgf]	Peso chasis tubular
	(2)	R_a	1.662[kgf]	Resistencia aerodinámica
	(2)	K_w	0.012	Coeficiente aerodinámico para turismos
	(2)	A_f	0.5[m ²]	Área transversal efectiva
	(2)	v	60[km/h]	Velocidad máxima del vehículo

 $P_T = \frac{(Q_t \cdot \mu_r + R_a) \cdot V}{270 \cdot \eta_t} \quad (3)$ $P_{T;HP} = 0.98 \times P_T \quad (4)$ Pendiente a superar con los parámetros establecidos  $i = \frac{h}{L'} \quad (5)$	(3)	μ_r	0.2	Resistencia a la rodadura
	(3)	η_t	0.9	Eficiencia de la transmisión
	(3)	P_T	15.13[CV]	Potencia requerida en CV
	(4)	$P_{T;HP}$	14.82[HP]	Potencia requerida en HP
	(5)	V_{asc}	30[km/h]	Velocidad para ascenso en pendiente
	(5)	i	0.22	Pendiente del trayecto (expresada en porcentaje)

7.2.5. Selección del motor de combustión interna

En concordancia con la potencia calculada se optó por la adquisición de un motor estacionario cuya potencia nominal tenga el mismo valor o exceda un poco el calculado, fue escogido el motor marca KRAFTTOOLS referencia KT190F con las siguientes especificaciones:

Figura 69. Especificaciones técnicas del motor KT190F.

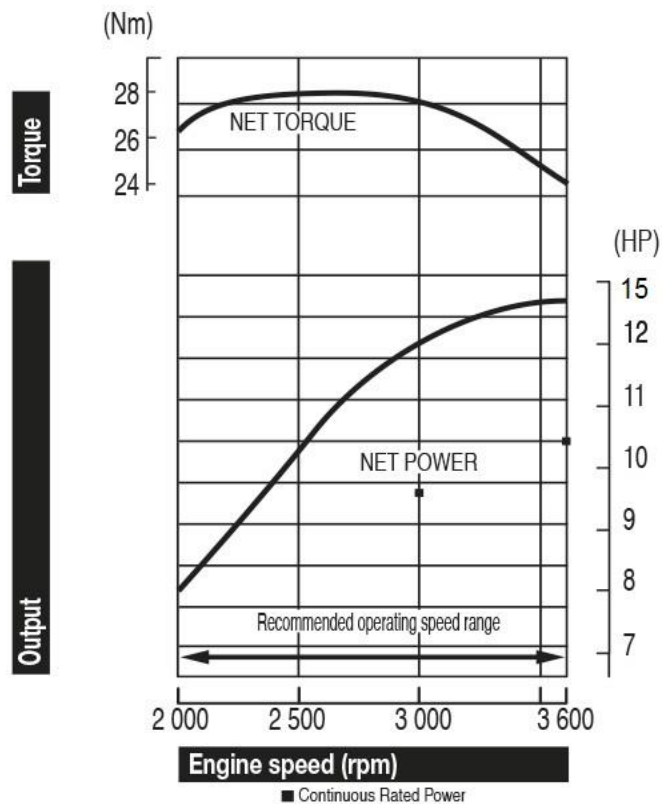
Tipo de Motor	Mono cilíndrico, 4-Tiempos, Refrigerado por aire, OHV
Desplazamiento	420cc
Diam×Carrera	90*66
Radio de Compresión	8.5:1
Max Pot. Salida	15.0HP/3600rpm
Max torque	28N.m/2800rpm
PTO rotacion del cigüeñal	Sentido horario (Ver PTO)
Nivel de ruido (≤7m)	75dB
Sistema de generacion de chispa	Transistorized Magneto
Sistema de Arranque	Recoil start/Electric-start
Capacidad de aceite	1.1L/0.29gal
Capacidad de gasolina	6.5L/1.72gal.
Peso Neto	31KG (68lb)
Dimensiones	500×450×530 mm / 20*18*20 inch
20FT Qty	220
40FT Qty	480
40HQ Qty	600

KT190F



Fuente: Catálogo de productos KRAFTTOOLS

Figura 70. Curva de potencia y par del motor KT190F.



Fuente: Catálogo de productos KRAFTTOOLS

7.2.5.1. Selección del sistema de caja de cambios de la transmisión

Como se mencionó en el numeral 6.2.1.1, para el vehículo biplaza se seleccionó el sistema CVT.

Para saber que CVT en particular nos servirá en el vehículo, se investigan varios catálogos de este tipo de sistemas, los cuales nos indican que el factor a tener en cuenta a la hora de la selección del CVT, es la potencia a transmitir.

El sistema seleccionado fue el CVT marca COMET 40 SERIES TORQUE CONVERTER, pues garantiza su uso para una potencia hasta de 25 HP la cual

rebasa de forma significativa la del motor seleccionado (15 HP) presentando un buen desempeño.

Tabla 16. Especificaciones básicas del sistema CVT COMET 40.

Comet 40 Series Torque Converter		
Specifications	Features	Applications
Diameter: 5-17/32"	Simple Design	Go-Kart
Actuation: 3-roller	Quiet	Light Utility Vehicle
Calibration: Spring	Durable	
Bore: 1"		
HP: up to 25		
Engagement: 1600 - 3100 RPM		

Fuente. <http://www.hoffcocomet.com/epiphanyweb/flexpage.aspx?ID=75>

Figura 71. COMET 40 series TORQUE CONVERTER.

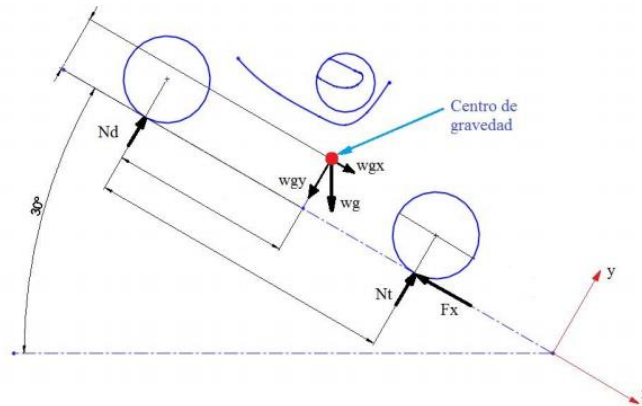


Fuente. <http://www.hoffcocomet.com/epiphanyweb/flexpage.aspx?ID=75>

7.2.6. Diseño del sistema de transmisión

Para el cálculo del sistema de transmisión para el vehículo biplaza, se calcula el torque requerido de salida del tren de potencia para poder sostener el vehículo en una pendiente de 30° , esta condición se establece ya que es importante para conocer el comportamiento del vehículo en el arranque en un suelo horizontal, un buen análisis de este modelo determina una adecuada aceleración durante el trayecto y una eficiente utilización de la potencia entregada por el motor.

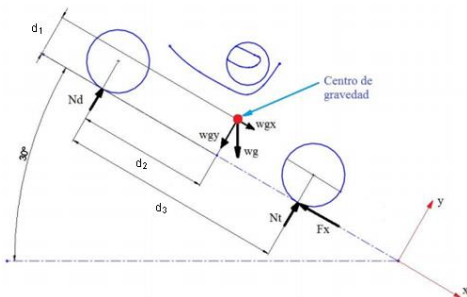
Figura 72. DCL del vehículo en un plano inclinado 30° .



Fuente. BALAGUERA SUAREZ, Sergio Andrés; FONSECA SIERRA, Alexander Javier; JIMÉNEZ BRAVO, Julio Cesar. Diseño y construcción de un monoplaza como soporte para la propuesta de una competencia universitaria de vehículos monoplaza “Fórmula U Colombia”. Trabajo de grado Ingeniero Mecánico. Bucaramanga. Universidad Industrial de Santander. Facultad de Ingenierías Fisicomécnicas. Escuela de ingeniería Mecánica, 2011.p.113.

Posteriormente se tuvo en cuenta el cálculo iterativo de las relaciones de reducción de las diferentes etapas, con el objetivo de que el producto entre estas relaciones se aproxime al valor de la reducción total el cual está definido por el cociente del torque requerido entre el torque suministrado por el motor.

Tabla 17. Cálculo del sistema de transmisión.

Esquemas y fórmulas incidentes en el cálculo	Variable	Magnitud	Descripción de la variable y/o comentario
 $Wg_y = Wg \cdot \cos(\alpha)$ $Wg_x = Wg \cdot \sin(\alpha)$ $Wg_x \cdot d_1 + Wg_y \cdot d_2 = N_t \cdot d_3$ $d_1 = r + 0,085$ $N_d = Wg_y - N_t$ $F = Wg_x$ $T_{req} = F \cdot r$ $i_{engranajes} = \frac{Z_c}{Z_p}$ $i_{cadenas} = \frac{Z_{sprocket}}{Z_{piñon}}$ $i_{total} = i_{cadenas} \cdot i_{engranajes} \cdot i_{cvt}$ $i_{reduccionsalida} = \frac{T_{req}}{T_{max,mot}}$	α	30 [°]	Pendiente
	Wg	2923 [N]	Peso del vehículo
	Wg_y	2532 [N]	Componente vertical del peso
	Wg_x	1462 [N]	Componente horizontal del peso
	N_d	799,2 [N]	Fuerza normal al suelo ruedas delanteras
	N_t	1733 [N]	Fuerza normal al suelo ruedas traseras
	T_{req}	464,4 [N * m]	Torque requerido
	r	0.3175 [m]	Radio de la rueda
	d_3	2,4 [m]	Batalla del vehículo
	d_2	1,415 [m]	Distancia del centro de gravedad a la rueda delantera
	d_1	0,4025 [m]	Distancia entre el punto

			de contacto de la rueda y el centro de gravedad
	$T_{\max;mot}$	$28[N * m]$	Torque máximo del motor
	$T_{sal;cvt}$	$68[N * m]$	Torque salida CVT
	$i_{engranajes}$	1,607	Relación de reducción etapa de engranajes
	Z_C	45	Numero de dientes engranaje de salida
	Z_p	28	Numero de dientes engranaje de entrada
	$i_{cadenas}$	3,75	Relación de etapa de reducción cadenas
	$Z_{sprocket}$	45	Numero de dientes sprocket
	$Z_{piñon}$	9	Numero de dientes piñón
	i_{cvt}	2,43	Relación de reducción máxima del cvt
	i_{total}	17,06	Relación de

			reducción total de las etapas
	$i_{reduccion\ salida}$	16.58	Relación de reducción estipulada para el arranque

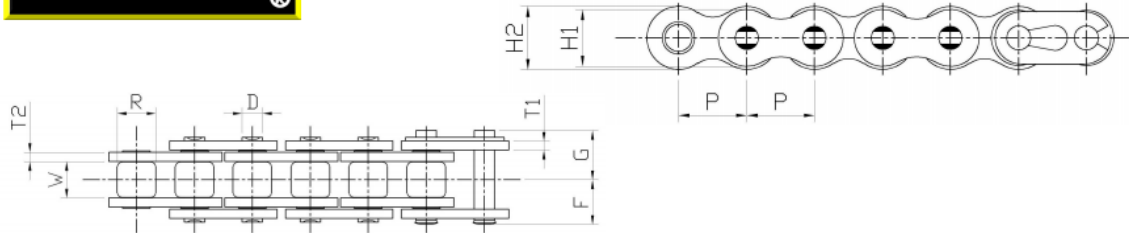
Del anterior cálculo se procede a realizar el análisis diseño y selección de los diferentes elementos que componen el sistema de transmisión para definir claramente su comportamiento en el vehículo biplaza.

Para la etapa de transmisión por cadenas se realizó la selección del número de dientes tanto del piñón 10 como del sprocket 45, y se utilizó la siguiente cadena para su respectiva transmisión de movimiento, esto se realizó según el intervalo de potencia correspondiente a una motocicleta de 200cc cuya potencia es semejante al motor estacionario ya seleccionado.

Figura 73. Figura de la cadena de motocicleta.



MOTORCYCLE CHAIN SPECIFICATION



YBN Chain No.	Pitch xWidth		Roller	Links				Pin			Average	Cylinder cc (max)
	P x W		Dia	Height		Thickness		Dia	Lengths			
	inch	m/m	R	H1	H2	T1	T2	D	F	G	Strength	
Regular												
25	1/4"x1/8"	6.35x3.18	3.30	5.00	5.80	0.75	0.75	2.30	3.30	4.50	400	
415E	1/2"x3/16"	12.70x4.76	7.77	10.20	10.20	1.00	1.50	3.96	6.15	7.30	1650	50cc
420	1/2"x1/4"	12.70x6.35	7.77	10.20	11.80	1.50	1.50	3.96	7.50	8.40	1750	90cc
425	1/2"x5/16"	12.70x7.94	7.77	10.20	11.80	1.50	1.50	3.96	8.55	9.70	1800	100cc
428	1/2"x5/16"	12.70x7.94	8.50	10.20	11.90	1.50	1.50	4.44	8.55	9.70	1850	125cc
428S	1/2"x5.2	12.70x5.2	8.50	10.20	11.90	1.50	1.50	4.44	7.00	8.40	1850	125cc
520	5/8"x1/4"	15.875x6.35	10.16	13.00	14.80	2.00	2.00	5.06	8.50	10.10	3100	250cc
525	5/8"x5/16"	15.875x7.94	10.16	13.00	14.80	2.00	2.00	5.06	9.30	10.90	3100	400cc
530	5/8"x3/8"	15.875x9.53	10.16	13.00	14.80	2.00	2.00	5.06	10.10	11.60	3100	500cc
Heavy Duty												
25H	1/4"x1/8"	6.35x3.18	3.30	5.00	5.80	1.00	1.00	2.30	4.50	5.10	560	
25FH	1/4"x1/8"	6.35x3.18	3.30	5.00	5.80	0.75	0.75	2.30	3.30	4.50	400	
415H	1/2"x3/16"	12.70x4.76	7.77	10.20	11.80	1.50	1.50	3.96	6.40	7.80	1750	70cc
420H	1/2"x1/4"	12.70x6.35	7.77	10.20	11.80	1.80	1.80	3.96	8.10	8.95	1900	125cc
428H	1/2"x5/16"	12.70x7.94	8.50	11.20	12.20	1.80	1.80	4.44	8.90	10.20	2300	150cc
428HD	1/2"x5/16"	12.70x7.94	8.50	11.20	12.20	2.00	2.00	4.44	9.30	10.70	2600	200cc
520H	5/8"x1/4"	15.875x6.35	10.16	13.00	14.80	2.40	2.40	5.06	9.30	10.90	3300	500cc
525H	5/8"x5/16"	15.875x7.94	10.16	13.00	14.80	2.40	2.40	5.06	10.00	11.60	3300	750cc
530H	5/8"x3/8"	15.875x9.53	10.16	13.00	14.80	2.40	2.40	5.06	10.90	12.40	3300	750cc

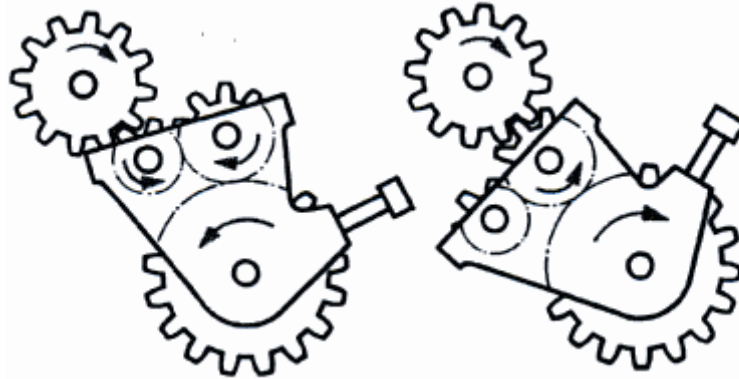
Fuente. http://www.yaban.com/upload/en/85/14_file_1.pdf

En la etapa de transmisión por engranajes se les realizó el cálculo correspondiente al diseño de estos, teniendo en cuenta los números de dientes ya determinados en el proceso del cálculo del torque requerido para su posterior adquisición en el mercado. También se tuvo en cuenta los cálculos relacionados con las modificaciones realizada a éstos, inherentes a su montaje y puesta a punto.

Cabe resaltar que la etapa de engranajes cuenta con un mecanismo de inversión de giro, el cual realizara la marcha de reversa del vehículo biplaza, este sistema

está basado en uno de los mecanismos de inversión de marcha en los tornos llamado “corazón de inversión” cuyo principio lo muestra la siguiente figura.

Figura 74. Mecanismo "Corazón de inversión".



Fuente. BARTSCH, Walter. Alrededor del torno. España: Reverté, 1981.P.39.

Este mecanismo se seleccionó para su utilización en el vehículo biplaza debido a su fácil implementación, construcción y al poco espacio ocupado pues todos los engranajes que lo componen son coplanares.

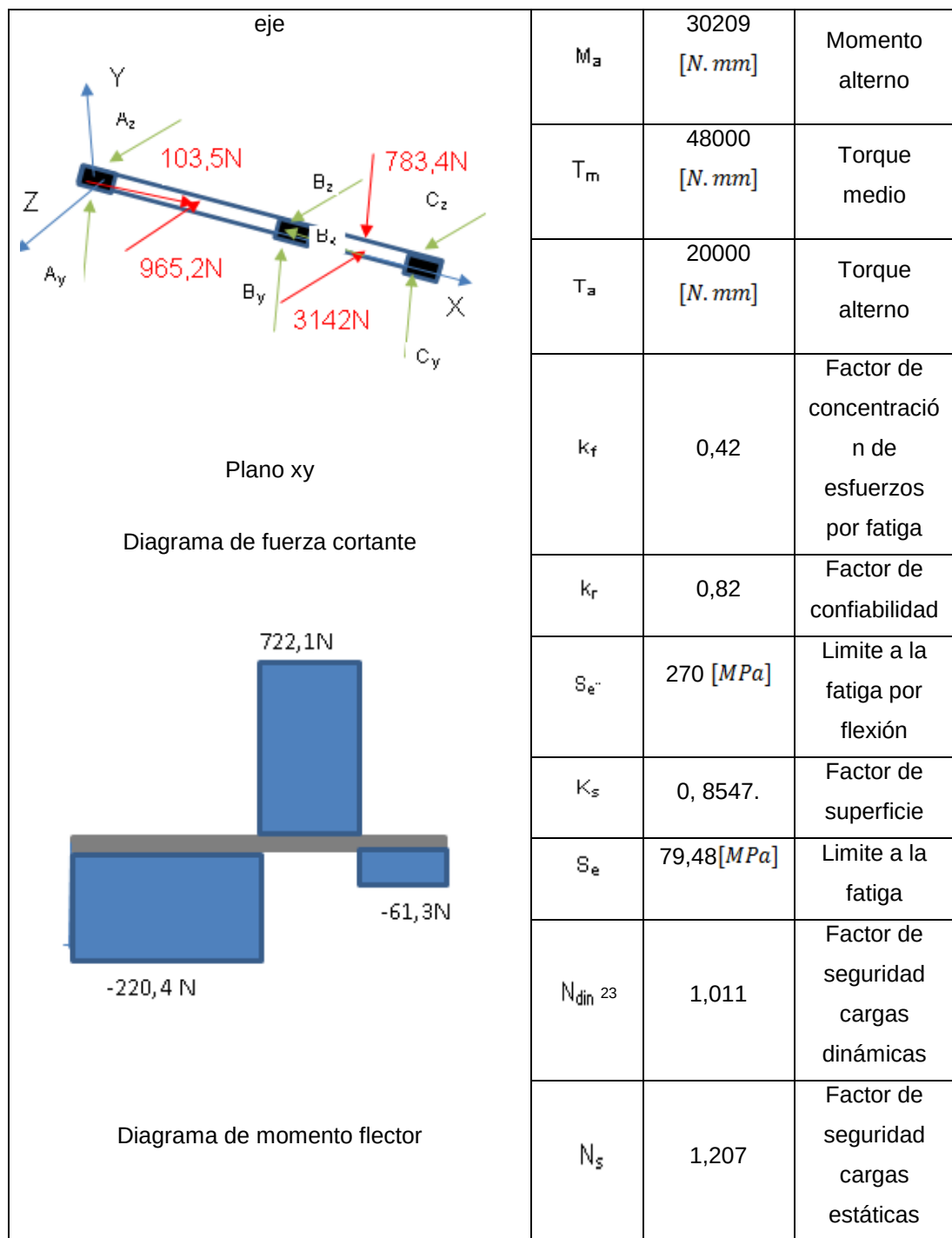
Ya contemplados todos los elementos particulares incidentes en todas las etapas de transmisión, se efectúa el diseño de los ejes que presenta el sistema y validación en términos del factor de seguridad.

Tabla 18. Cálculos del eje primario.

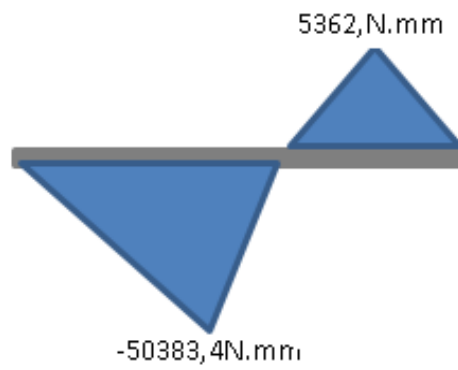
Esquemas y fórmulas incidentes en el cálculo	Variable	valor	Descripción de la variable y/o comentario
$(F_2 - F_1) \cdot 0,095 = 68$	F_2	840,5[N]	Fuerza mayor de la polea

$\frac{F_2}{F_1} = \exp(\mu \cdot 3,699)$ $68 = F_{eng} \cdot r_p$ $F_r = F_{eng} \cdot \sin(20)$ $F_t = F_{eng} \cdot \cos(20)$ $k_{ing} = \frac{G \cdot d_e}{8 \cdot c^3 \cdot N_a \cdot \left[1 + \frac{0,5}{c^2}\right]}$ $k = \frac{k_{ing} \cdot 4,45}{0,0254}$ $B_x = k \cdot (0,04 - 0,03)$ $A_y + B_y + C_y = 783,2$ $A_y \cdot 15 + B_y \cdot 6 = 783,2 \cdot 3$ $B_y \cdot (3 \cdot 15^2 - 4 \cdot 6^2) = 783,2 \cdot (3 \cdot 15^2 - 4 \cdot 3^2)$ $A_z + B_z + C_z = 4104,2$ $A_z \cdot 15 + B_z \cdot 6 = 19560,6$ $B_z \cdot (3 \cdot 15^2 - 4 \cdot 6^2) = 3142 \cdot (3 \cdot 15^2 - 4 \cdot 3^2) + 965,2 \cdot (3 \cdot 15^2 - 4 \cdot 4,5^2)$ $M = \sqrt{M_z^2 + M_y^2}$	F_1	134,7[N]	Fuerza menor de la polea
	μ	0,53	Coeficiente de fricción entre las bandas y la polea
	F_{eng}	3238[N]	Fuerza del engranaje
	r_p	0,021[m]	Radio primitivo piñón
	F_r	783,4[N]	Fuerza radial engranaje
	F_t	3142[N]	Fuerza tangencial engranaje
	k_{ing}	59,05 [lb/in]	Razón del resorte unidades inglesas
	N_a	5	Numero de espiras activas
	G	6.5E6[psi]	Módulo de elasticidad por cortante
	d_e	0,1875[in]	Diámetro espira
	ζ	8	Índice del resorte
	k	10345[N/m]	Razón del resorte SI

$\frac{4}{\pi \cdot d^3} \cdot \left[\sqrt{(8 \cdot M + B_x \cdot d)^2 + 64 \cdot T^2} \right] = \frac{S_y}{N_s}$ $T_a = \frac{68000 - 28000}{2}$ $T_m = \frac{68000 + 28000}{2}$ $M_m = \frac{290984,3 + 230565,8}{2}$ $M_a = \frac{290984,3 - 230565,8}{2}$ $S_{e''} = 0,5 \cdot S_y$ $S_e = k_f \cdot K_s \cdot k_r \cdot S_{e''}$ $K_s = 1,189 \cdot d^{-0,112}$ $d = \left[\frac{32 \cdot N_{din}}{\pi \cdot S_y} \cdot \left(\sqrt{\left[M_m + \frac{S_y}{S_e} \cdot k_f \cdot M_a \right]^2} \right. \right. \\ \left. \left. + \frac{3}{4} \cdot \left[T_m + \frac{S_y}{S_e} \cdot k_{f,s} \cdot T_a \right]^2 \right) \right]^{(1/3)}$ Dcl	B_x	103,5[N]	Fuerza axial producida por el resorte del CVT
	A_y	-220,4[N]	Reacción eje y en a
	B_y	942,5[N]	Reacción eje y en b
	C_y	61,06 [N]	Reacción eje y c
	A_z	-640,3[N]	Reacción eje z en a
	B_z	4861[N]	Reacción eje z en b
	C_z	-116,3[N]	Reacción eje z en c
	M	295790 [N.mm]	Momento máximo
	M_z	50383,4 [N.mm]	Momento en el eje z
	M_y	290985 [N.mm]	Momento en el eje y
	d	19,05[mm]	Diámetro del eje
	T	68000 [N.mm]	Torque máximo
	M_m	260775 [N.mm]	Momento medio

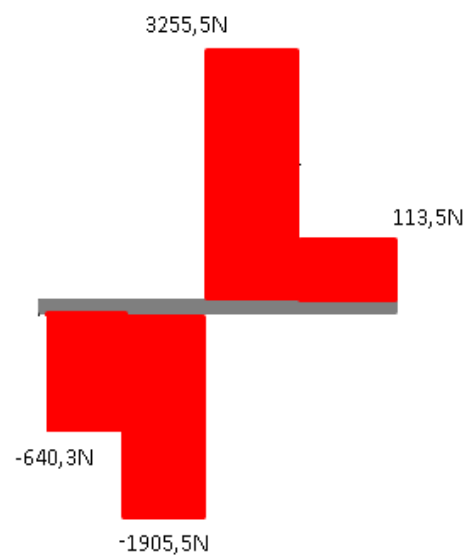


²³ HAMROCK, Bernard; JACOBSON, Bo J; SCHIMD, Steven. Elementos de máquinas, editorial Mc Graw Hill. México. 2000.P.436

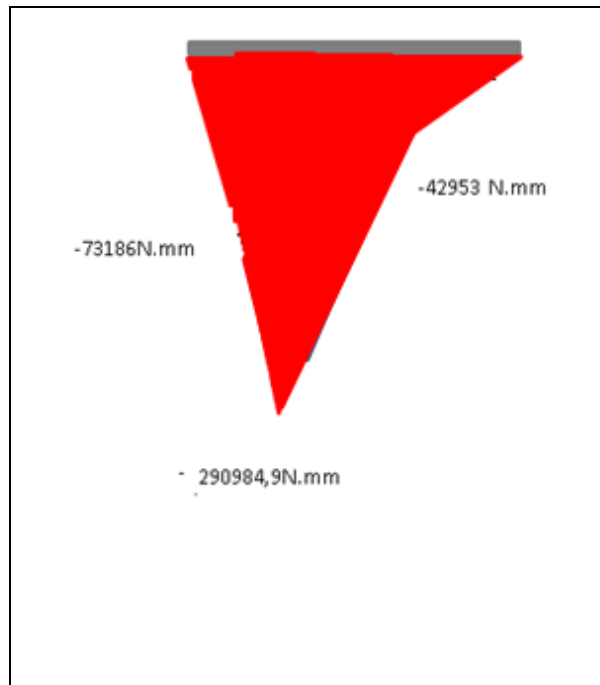


Plano xz

Diagrama de fuerza cortante



-Diagrama de momento flector



7.2.6.1. Semiejes y juntas homocinéticas

Se seleccionaron los ejes y juntas homocinéticas del Renault 4 los cuales están diseñados para transmitir una potencia máxima de 35 hp la cual excede en 20 a la que presenta el motor seleccionado para el vehículo biplaza.

Figura 75. Potencia, revoluciones y par motor máximo del Renault 4.

 Renault 4 GTL	
Página inicial ▶ Renault ▶ 4 ▶ 4 GTL	
Potencia máxima La potencia máxima que puede desarrollar el motor.	25 kW (kilovatios) 35 hp (caballos de fuerza-métricos) 34 bhp (caballos de fuerza-británicos)
Revoluciones (potencia máxima) Las revoluciones por minuto necesarias para que el motor desarrolle su potencia máxima.	4000 rpm (rotación por minuto)
Par motor máximo El par máximo que puede ser generado por el motor.	75 Nm (newton-metros) 55 ft-lb (pie-libras) 7 kgm (kilogram-metros)

Fuente. <http://www.carinf.com/es/991046691.html>

7.3. SISTEMA DE DIRECCIÓN

7.3.1. Geometría del sistema de dirección

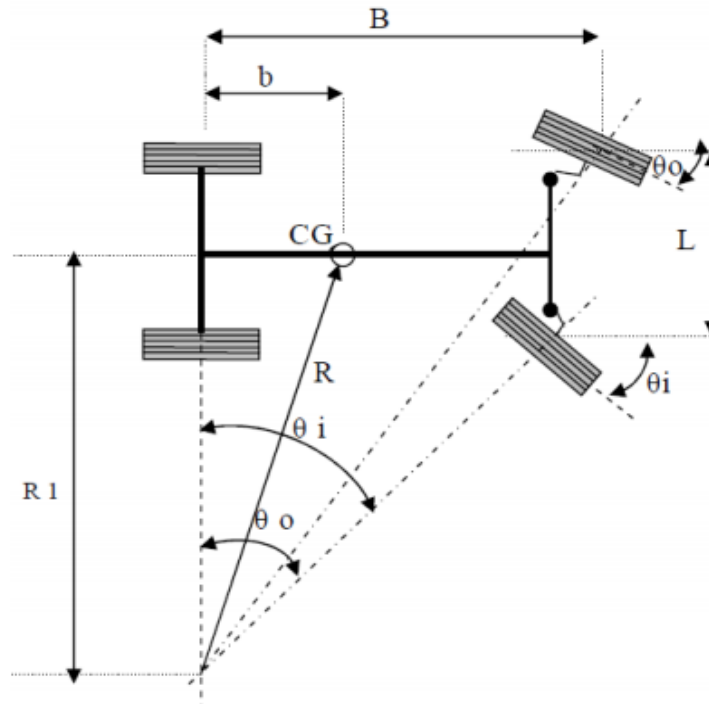
Para diseñar el sistema de dirección se tiene en cuenta la clase de curvas que debe efectuar el vehículo a cierta velocidad, su comportamiento en una curva abierta y rápida, es diferente que en una curva cerrada y lenta. Existen diferentes geometrías que están diseñadas para controlar en vehículo en diferentes situaciones.

Para el vehículo biplaza se requieren reacciones rápidas en curvas lentas y cerradas por lo que conviene el uso de una geometría Ackermann que brinde precisión y estabilidad al vehículo.

7.3.2. Geometría de Ackermann

Tiene por objetivo que al girar sobre una curva, los radios de giro de las ruedas delanteras y las ruedas traseras se encuentren en un solo punto.

Figura 76. Geometría de Ackermann.



Fuente. POPA, Cristina Elena. Steering system and suspension design for 2005 formula SAE-a race car. University Southern Queensland.

Para el vehículo biplaza se calculan las variables importantes relacionadas con el cumplimiento de la geometría de Ackermann:

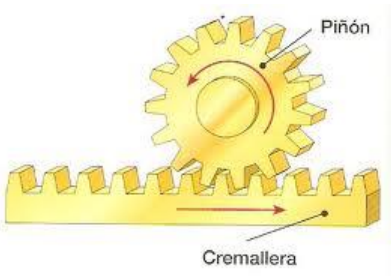
Tabla 19. Cálculos relacionados con la geometría de Ackermann.

Esquemas y fórmulas incidentes en el cálculo	Variable	Magnitud	Descripción de la variable y/o comentario
$\frac{1}{\tan(\theta_o)} - \frac{1}{\tan(\theta_i)} = \frac{L}{B}$ $R_1 = \frac{B}{\tan(\theta_i)} + \frac{L}{2}$ $R = \sqrt{R_1^2 + b_e^2}$	L	1,27[m]	Vía del vehículo
	B	2,4 [m]	Batalla del vehículo
	b _e	0,985[m]	Distancia del eje trasero al centro de gravedad
	θ _i	30[°]	Ángulo de giro de la rueda interna
	θ _o	23,86[°]	Ángulo de giro de la rueda externa
	R ₁	4,792[m]	Radio de giro con respecto al centro de gravedad
	R	4,892[m]	Radio de giro mínimo

7.3.3. Análisis de esfuerzos, deformaciones y factor de seguridad del sistema de dirección.

Se determina la fuerza a la cual está sometido el tie rod, ya que es un elemento conductor preponderante entre rotación del volante y la de las ruedas, esta se calcula analizando la acción rotacional ejercida por el conductor cuando se realizan los giro y teniendo en cuenta las dimensiones de la dirección adquirida, que como ya se mencionó en el apartado de análisis de alternativas, es del tipo Piñón-cremallera.

Tabla 20. Cálculo de la fuerza ejercida sobre el tie rod.

Esquemas y fórmulas incidentes en el cálculo	Variable	Magnitud	Descripción de la variable y/o comentario
 $x_i = 2 \cdot \pi \cdot R$ $x_0 = 2 \cdot \pi \cdot r_0$ $MR = \frac{x_i}{x_0}$	R	150[mm]	Radio del volante
	x_0	42[mm]	Desplazamiento lineal por vuelta de la cremallera
	r_0	6,68[mm]	Radio primitivo del piñón
	x_i	942,5[mm]	Desplazamiento lineal por vuelta del volante
	MR	22	Ganancia de movimiento

Para un óptimo conocimiento sobre las condiciones estructurales de la cremallera se hace necesario calcular los esfuerzos asociados a ésta, para los cuales conociendo las fuerzas ejercidas por el conductor se procede a utilizar la formulación básica de resistencia de materiales para su determinación.

Tabla 21. Esfuerzos en el tie rod.

Esquemas y fórmulas incidentes	Variable	Magnitud	Descripción
--------------------------------	----------	----------	-------------

en el cálculo			de la variable y/o comentario
 $A_t = \pi \cdot (R_e^2 - R_i^2)$ $\sigma = \frac{F}{A_t}$ $N = \frac{\sigma_y}{\sigma}$	A_t	75,4[mm ²]	área transversal sobre el tie rod
	R_e	7[mm]	Radio exterior del tie rod
	R_i	5[mm]	Radio interior del tie rod
	F	880[N]	Fuerza ejercida sobre el tie rod
	σ	11,67[MPa]	
	σ_y	3127[MPa]	Esfuerzo límite de fluencia
	N	26	Factor de seguridad

7.4. SISTEMA DE SUSPENSIÓN

7.4.1. Diseño del sistema de suspensión

La suspensión es el conjunto de elementos mecánicos que en un vehículo unen las ruedas a la estructura principal. Al chocar con un obstáculo, al rueda asciende y comprime un elemento elástico (llámese resorte, ballesta o aire comprimido) este elemento es lo que se conoce como suspensión. Tiene como objeto absorber las desigualdades del terreno, a la vez que mantiene a las ruedas en permanente contacto con el suelo, proporcionando un confort a los ocupantes del vehículo.²⁴

²⁴ BALAGUERA SUAREZ, Sergio Andrés; FONSECA SIERRA, Alexander Javier; JIMÉNEZ BRAVO, Julio Cesar. Diseño y construcción de un monoplaza como soporte para la propuesta de una competencia universitaria de vehículos monoplaza "Fórmula U Colombia". Trabajo de grado Ingeniero Mecánico. Bucaramanga.

7.4.1.1. Factores a considerar para el diseño de la suspensión

- **Masa suspendida y no suspendida.** La masa suspendida corresponde a todos los elementos que están soportados por la suspensión (chasis, motor, ocupantes, transmisión, entre otros).

La masa no suspendida hace referencia a los componentes que se mueven al recorrer un obstáculo: ruedas, frenos y suspensión, ésta tiene que ser lo más ligera posible, para que la suspensión sea más efectiva.

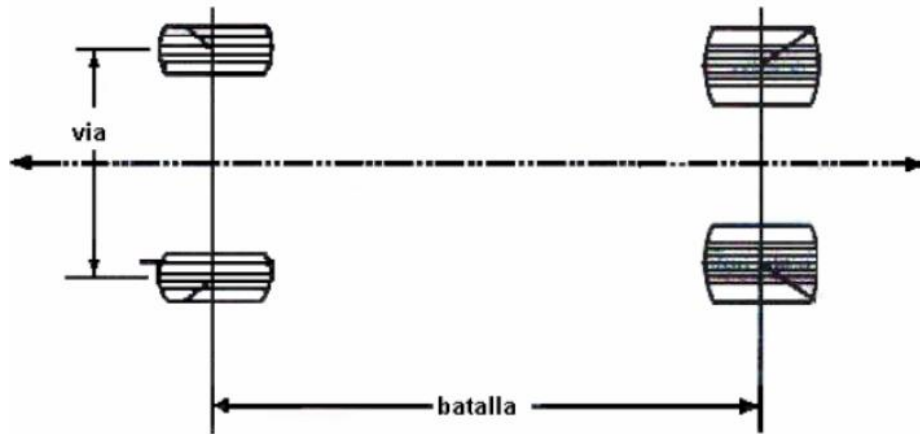
- **Batalla.** Batalla es la distancia que existe entre el eje delantero y el eje trasero en un vehículo. Se mide desde el centro de las ruedas y es de gran importancia tanto para la habitabilidad como para la estabilidad en diferentes tipos de vía. Un coche con la batalla grande o, lo que es igual, con mucha distancia entre el eje delantero y el trasero, suele tener mejor habitabilidad que un coche con menor batalla, ya que la zona en la que el habitáculo se sitúa suele ser más amplia. Por cuanto a estabilidad, y a igualdad del resto de parámetros, un coche con batalla larga será más estable en vías rápidas, mientras que un coche con batalla corta será más eficaz al circular por carreteras de curvas.²⁵

- **Ancho de vía.** Determina la transferencia de carga lateral, tiene gran influencia en el comportamiento en curvas, cuanto mayor sea el ancho de vía, más pequeña es la transferencia de carga lateral en la curvas. Un ancho de vía menor facilita evitar obstáculos que se presenten.

Universidad Industrial de Santander. Facultad de Ingenierías Fisicomécnicas. Escuela de ingeniería Mecánica, 2011.p.139.

²⁵ Disponible en internet: <<http://locosporelgt5.foroactivo.com/t308-que-es-la-batalla-de-un-vehilulo>> [Consultado en enero de 2015]

Figura 77. Ancho de vía y batalla.

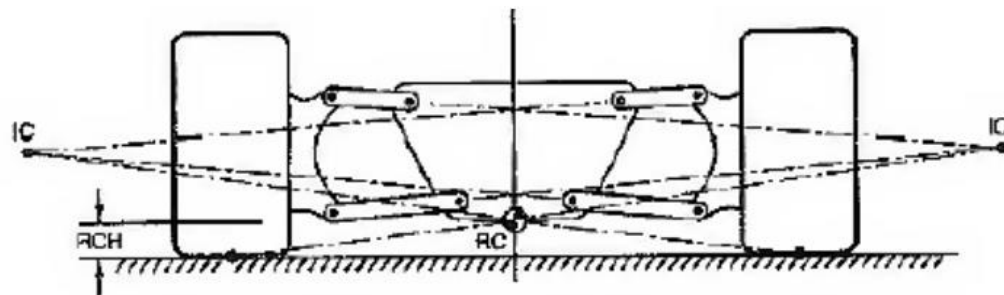


Fuente. MATEUS R., Manuel Enrique y PEREZ B, Oscar. Diseño de un vehículo prototipo fórmula SAE y creación de una guía metodológica para vehículos de carrera. Proyecto para obtener el título de ingeniero mecánico, universidad Industrial de Santander. 2009.

- **Centro instantáneo de rotación (IC).** Es un punto en el espacio 2D sobre el cual los cuerpos giran, en el sistema de suspensión es el punto de vista frontal sobre el cual cada llanta rota.

- **Roll center (RC).** Es el punto en el plano transversal, a través el cual cualquiera de las fuerzas laterales puede ser aplicada a la masa suspendida sin producir oscilación de la suspensión. El roll center es el punto donde se trasladan las fuerzas de la masa no suspendida para actuar sobre la masa suspendida.

Figura 78. Ubicación del IC y el RC.

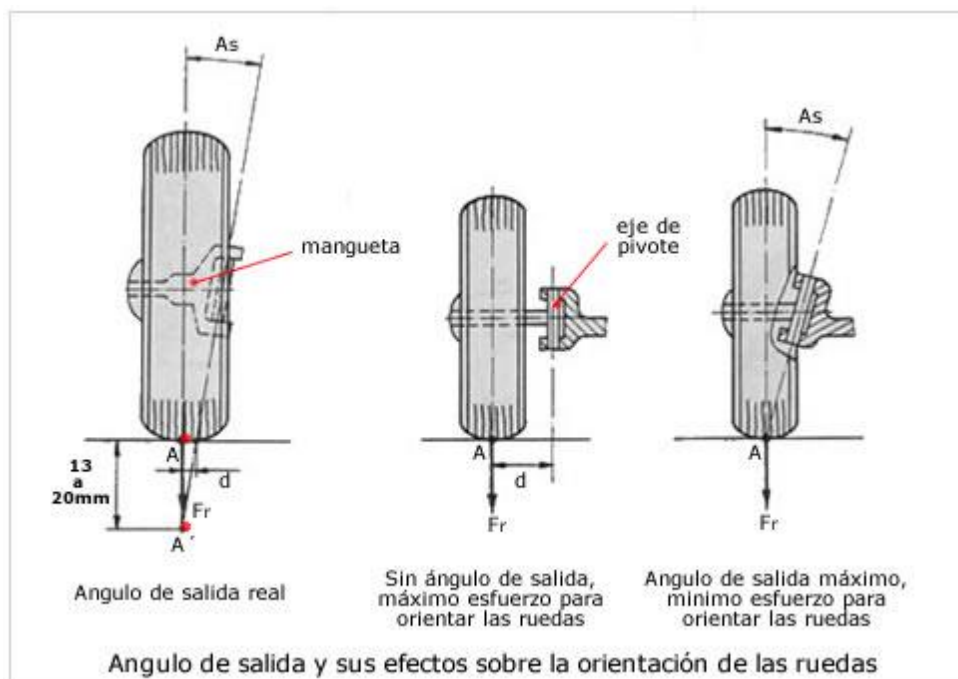


Fuente. MILLIKEN, William F. & MILLIKEN, Douglas L. Race Car Vehicle Dynamics, SAE, Inc.1995.

- **Ángulo de salida.** Se llama ángulo de salida al ángulo (A_s) que forman la prolongación del eje del pivote, sobre el que gira la rueda para orientarse, con la prolongación del eje vertical que pasa por el centro de apoyo de la rueda y cuyo vértice coincide en A' . Este ángulo suele estar comprometido entre 5 y 10° , siendo en la mayoría de los vehículos de 6 a 7° .

Esta disposición del pivote sobre el que se mueve la mangueta reduce el esfuerzo a realizar para la orientación de la rueda ya que, depende directamente de la distancia " d " (figura siguiente) cuanto menor sea " d " menor será el esfuerzo a realizar con el volante para orientar las ruedas. Este esfuerzo será nulo cuando el eje del pivote pase por el punto " A ", centro de la superficie de contacto del neumático con el suelo. En este caso solo habría que vencer el esfuerzo de resistencia de rodadura (F_r) correspondiente al ancho del neumático, ya que el par de giro sería nulo. En la práctica " d " no puede ser cero ya que, entonces la dirección se volvería inestable.

Figura 79. Ángulo de salida y sus efectos sobre la orientación de las ruedas.



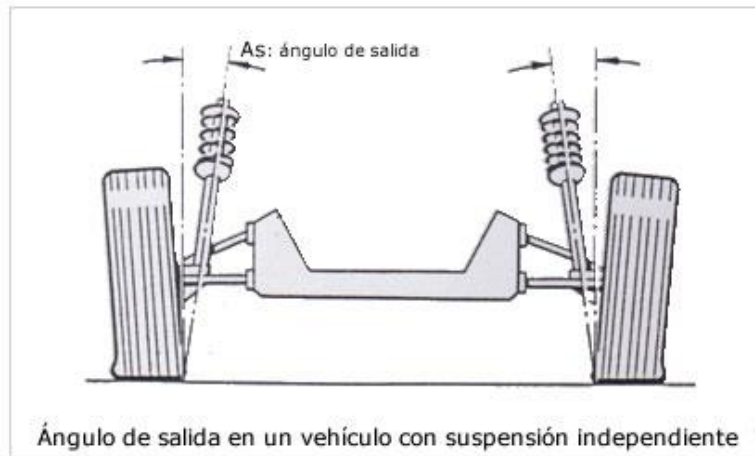
Fuente. <http://www.aficionadosalamecanica.net/direccion-geometria.htm>

De la inclinación del eje del pivote resultan fuerzas de retroceso, las cuales, después del paso de una curva, hacen volver a las ruedas a la posición en línea recta en sentido de la marcha. Esto es debido a que al orientar la rueda para tomar una curva, como gira sobre el eje de pivote y éste está inclinado. la rueda tiende a hundirse en el suelo, y como no puede hacerlo, es la carrocería la que se levanta, oponiéndose a esto su propio peso, por lo cual, en cuanto se suelte el volante de la dirección, el peso de la carrocería, que tiende a bajar, hará volver la rueda a su posición de marcha en línea recta.

Además el ángulo de salida, minimiza el efecto de las irregularidades de la carretera en el ensamblaje del conjunto de dirección.

La presión de inflado de los neumáticos tiene una importancia vital en este ángulo, pues con menor presión, el punto "A'" se desplaza más hacia abajo, aumentando la distancia "d" y, por tanto, el esfuerzo para girar las ruedas.

Figura 80. Ángulo de salida en un vehículo con suspensión independiente.

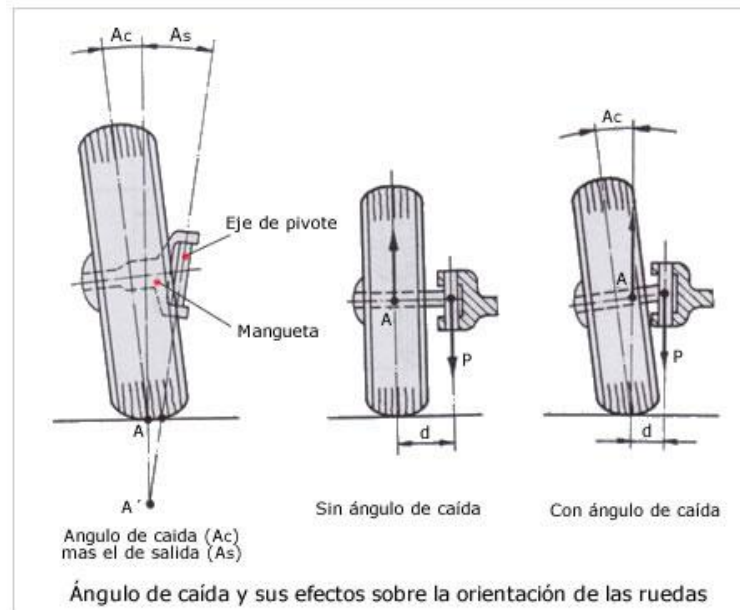


Fuente. <http://www.aficionadosalamecanica.net/direccion-geometria.htm>

- **Ángulo de caída.** Se llama ángulo de caída al ángulo "Ac" que forma la prolongación del eje de simetría de la rueda con el vertical que pasa por el centro de apoyo de la rueda.

Este ángulo se consigue dando al eje de la mangueta una cierta inclinación con respecto a la horizontal. Tiene por objeto desplazar el peso del vehículo que gravita sobre este eje hacia el interior de la mangueta, disminuyendo así el empuje lateral de los cojinetes sobre los que se apoya la rueda.

Figura 81. Ángulo de caída y sus efectos sobre la orientación de las ruedas.

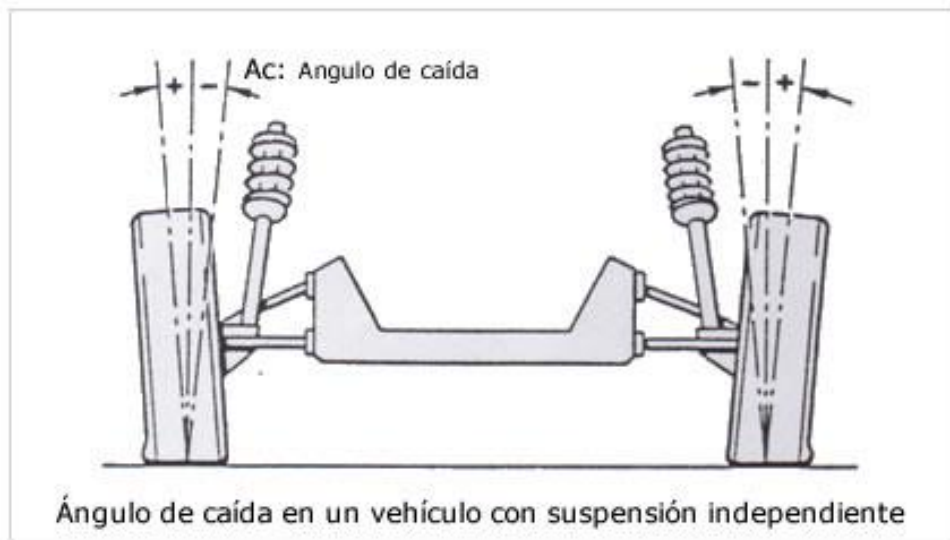


Fuente. <http://www.aficionadosalamecanica.net/direccion-geometria.htm>

La mangueta está sometida a esfuerzos de flexión equivalentes a peso que sobre ella gravita (P) por su brazo de palanca (d). Con el ángulo de caída lo que se busca es reducir el brazo de palanca o distancia (d), por ello al inclinar la rueda, se desplaza el punto de reacción (A) hacia el pivote, con lo que el brazo de palanca o distancia (d) se reduce y, por tanto, también se reduce el esfuerzo a que están sometidos los rodamientos de la mangueta.

El valor del ángulo de caída (A_c), que suele estar comprendido entre treinta minutos y un grado, hace disminuir el ángulo de salida (A_s), aunque mantiene se mantiene dentro de unos límites suficientes.

Figura 82. Ángulo de caída en un vehículo con suspensión independiente.



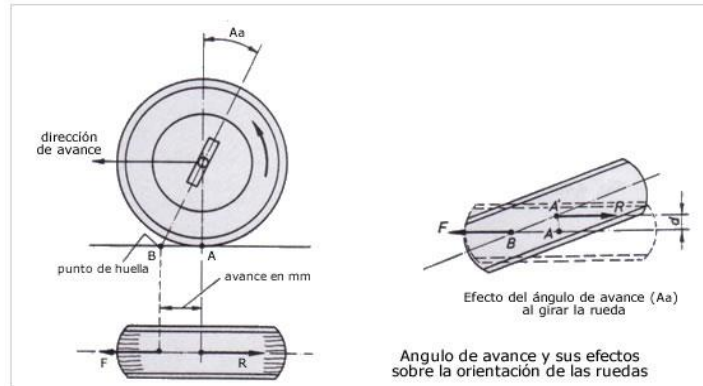
Fuente. Fuente. <http://www.aficionadosalamecanica.net/direccion-geometria.htm>

- **Angulo de avance.** Se llama ángulo de avance, al ángulo (Aa) que forma la prolongación del eje del pivote con el eje vertical que pasa por el centro de la rueda y en el sentido de avance de la misma.

Cuando el empuje del vehículo se realiza desde las ruedas traseras (propulsión), el eje delantero es arrastrado desde atrás, lo que supone una inestabilidad en la dirección. Esto se corrige dando al pivote un cierto ángulo de avance (Aa), de forma que su eje corte a la línea de desplazamiento un poco por delante del punto (A) de apoyo de la rueda. Con ello aparece una acción de remolque en la propia rueda que da fijeza a la dirección, haciendo que el punto (A) de apoyo tienda a estar siempre en línea recta y por detrás de (B) punto de impulsión.

Al girar la dirección para tomar una curva la rueda se orienta sobre el punto (B) fijado para el avance: esto hace que el punto (A) se desplace hasta (A'), creándose un par de fuerzas que tiende a volver a la rueda a su posición de línea recta ya que, en esta posición, al ser ($d = 0$), desaparece el par.

Figura 83. Ángulo de avance y su efecto sobre la orientación de las ruedas.

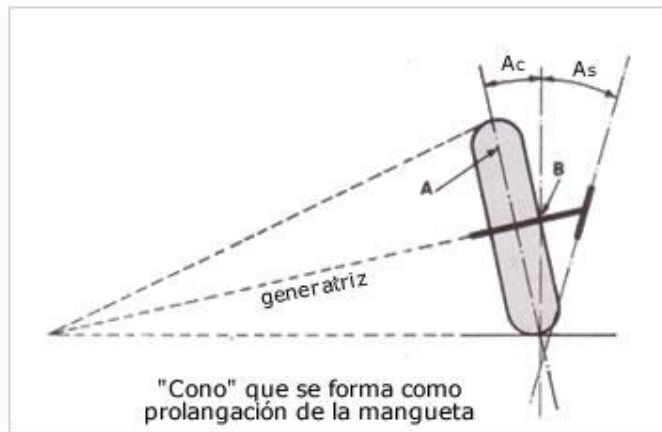


Fuente. <http://www.aficionadosalamecanica.net/direccion-geometria.htm>

- **Convergencia.** La convergencia o paralelismo de las ruedas delanteras es la posición que ocupan las dos ruedas con respecto al eje longitudinal del vehículo. Este valor se mide en milímetros y es la diferencia de distancia existente entre las partes delanteras y traseras de las llantas a la altura de la mangueta; está entre 1 y 10 mm para vehículos con propulsión y cero a menos 2 mm para vehículos con tracción.

El ángulo de caída (A_c) y el de salida (A_s) hace que la rueda esté inclinada respecto al terreno y que al rodar lo haga sobre la generatriz de un "cono" lo que implica que las ruedas tienden a abrirse. Para corregir esto se cierran las ruedas por su parte delantera, con lo que adelanta el vértice del cono en el sentido de la marcha.

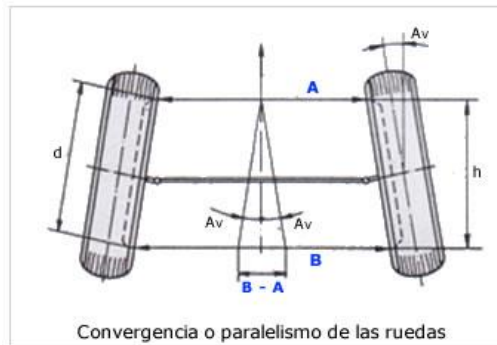
Figura 84. "Cono" que se forma como prolongación de la mangueta.



Fuente. <http://www.aficionadosalamecanica.net/direccion-geometria.htm>

La convergencia también contrarresta el par de orientación que se forma entre el empuje y el rozamiento de la rueda y que tiende a abrirla, siendo esta la razón de que los coches con propulsión tengan mayor convergencia que los de tracción, en efecto: debido al avance y salida, la prolongación del pivote corta al suelo en un punto más adelantado y hacia el centro que el de apoyo del neumático. Si el vehículo lleva propulsión, la fuerza de empuje se transmite a la rueda delantera a través del pivote y la de resistencia se aplica en el punto de contacto del neumático, esto origina un par de giro que tiende a abrir las ruedas delanteras, cosa que no ocurre en vehículos con tracción ya que la fuerza se aplica en el punto de contacto.

Figura 85. Convergencia o paralelismo de las ruedas.

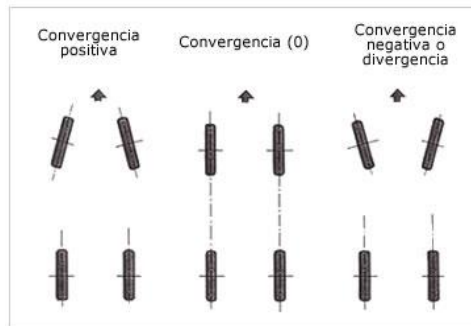


Fuente. <http://www.aficionadosalamecanica.net/direccion-geometria.htm>

El ángulo de convergencia (A_v) o desviación angular de las ruedas con respecto a la dirección de marcha, se expresa en función de las distancias (A) y (B) y de la cota (h), o bien, del diámetro de la llanta (d). La fórmula para calcular este ángulo es:

$$\text{tg } A_v = \frac{B - A}{2 \times h}$$

Figura 86. Tipos de convergencia.



Fuente. <http://www.aficionadosalamecanica.net/direccion-geometria.htm>

7.4.2. Elementos que componen la suspensión

En el diseño del vehículo plaza en cuanto se refiere a la suspensión se disponen de los siguientes elementos:

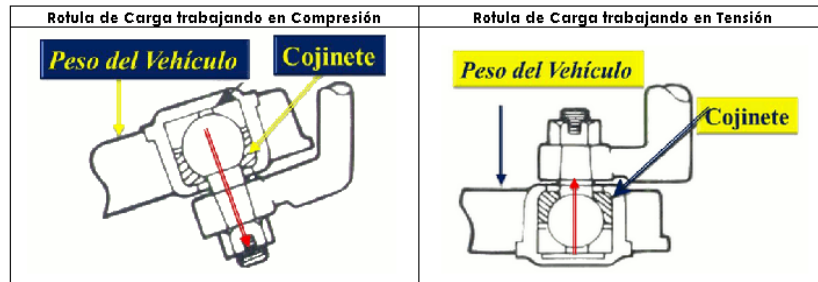
- **Tijeras:** las tijeras se forman de la unión de uno o dos elementos estructurales ensamblados formando por lo general un triángulo con juntas rotuladas en sus extremos.

- **Rótulas de suspensión:** Las rótulas permiten el movimiento de la suspensión en los tres ejes, son partes pequeñas en relación al esfuerzo que realizan y al desgaste que sufren, por lo cual su diseño y fabricación es muy importante para la seguridad de los ocupantes del vehículo.

Una de las partes más importantes de la suspensión son las rótulas. Desde el punto de vista mecánico, permite el movimiento en toda dirección (arriba, abajo y el giro de las ruedas) y es la unión entre el porta mango y los brazos de control. Desde el punto de vista seguridad, por su función, no puede ser una parte muy grande, debe ser pequeña y por lo tanto muy resistente. También es la parte de mayor desgaste por ser la de mayor movimiento.

De acuerdo a su función, hay dos tipos de rótulas: de carga y de seguidora. Así mismo, las rótulas de carga se pueden dividir en rótulas de compresión y rótulas de tensión de acuerdo a la forma en que reciben el peso del vehículo.

Figura 87. Tipos de rótulas.



Fuente: <http://e-auto.com.mx/enew/index.php/85-boletines-tecnicos/3524-rotulas-fincion-tipos-y-componentes>.

Figura 88. Ejemplos de rótulas seguidoras para dos configuraciones diferentes.



Fuente: <http://e-auto.com.mx/enew/index.php/85-boletines-tecnicos/3524-rotulas-fincion-tipos-y-componentes>.

Para el vehículo biplaza se seleccionaron las rotulas para Renault 4 marca Rts tanto como seguidora como de carga (ver anexo) no se hizo énfasis en el cálculo relacionado con su selección pues estas fueron diseñadas para vehículos que soportan cargas mucho más grandes.

- **Amortiguador:** El amortiguador consiste de un cilindro embolo rodeado por un resorte que comprime una cavidad con fluido y esta realiza la ecualización del movimiento, son los encargados de mantener las llantas en contacto con el suelo, de mantener la estabilidad en las curvas y dar comodidad a los ocupantes del vehículo.

Para el vehículo biplaza se seleccionó el amortiguador de la motocicleta Yamaha FZ el cual cuenta con un resorte bastante robusto el cual cuenta con una espira de 12 mm. Adicionalmente porque poseía una longitud adecuada para la ubicación de la masa suspendida.

- **Porta masas.** El porta masas es el conjunto formado por el bocín, el freno y la mangueta. Es el encargado de servir como soporte para la rueda y las tijeras de la suspensión, permitiendo que las ruedas giren libremente junto con el bocín y el freno, mientras que la mangueta se mantiene en una posición

El porta masas seleccionado para el vehículo biplaza corresponde al del Renault 4 debido a su tamaño compacto adaptable al tamaño del rin deportivo que utilizan tanto cuatrimotos como buggies de diferentes referencias.

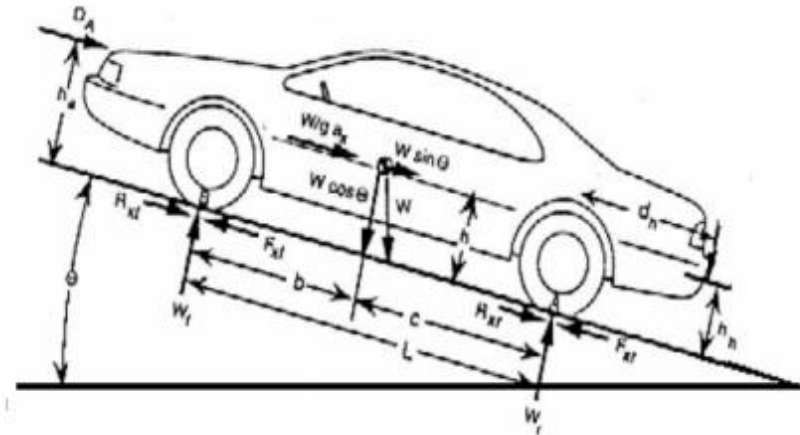
Figura 89. Porta mangueta.



Fuente: http://www.ebay.es/itm/Renault-CLIO-II-Disco-De-Freno-De-Mangueta-Delante-Derecho-/181507132125?pt=LH_DefaultDomain_186&hash=item2a42ab0add

7.4.3. Cálculos asociados a las cargas incidentes en la suspensión

Figura 90. Puntos de aplicación de la carga longitudinal en el vehículo.



Fuente, BALAGUERA SUAREZ, Sergio Andrés; FONSECA SIERRA, Alexander Javier; JIMÉNEZ BRAVO, Julio Cesar. Diseño y construcción de un monoplaza como soporte para la propuesta de una competencia universitaria de vehículos monoplaza “Fórmula U Colombia”. Trabajo de grado Ingeniero Mecánico. Bucaramanga. Universidad Industrial de Santander. Facultad de Ingenierías Fisicomécnicas. Escuela de ingeniería Mecánica, 2011,

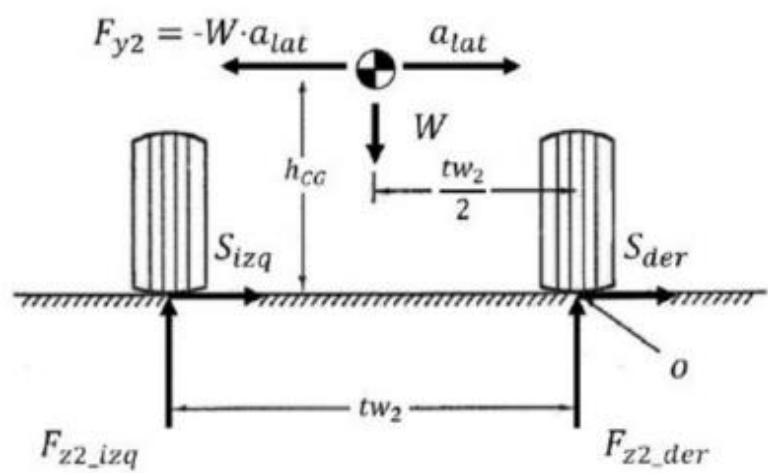
Tabla 22. Cálculo de la transferencia de carga longitudinal.

Esquemas y fórmulas incidentes en el cálculo	Variable	Valor	Descripción de la variable y/o comentario
$W_F = \frac{W \cdot C \cdot \cos(\theta) - \frac{W}{G} \cdot A_x \cdot H - D_A \cdot H_A - W \cdot H \cdot \sin(\theta)}{L}$	W	3923,4 [N]	Peso del vehículo con ocupantes
	C	0,985 [m]	Distancia de la rueda trasera al centro de

$W_R = \frac{W \cdot B \cdot \cos(\theta) + \frac{W}{G} \cdot A_x \cdot H + D_A \cdot H_A + W \cdot H \cdot \sin(\theta)}{L}$ $F_{XR} = (F_{RODADURA} + W \cdot \sin(\theta)) = \frac{W}{G} \cdot A_x$			gravedad
	θ	2[°]	Inclinación
	G	9,81 [m/s ²]	gravedad
	L	2,4[m]	Batalla
	H	0,4025 [m]	Altura del centro de gravedad
	D _A	.*	Arrastre aerodinámico
	H _A	.*	Distancia efectiva entre el suelo y la aplicación concentrada del arrastre aerodinámico
	B	1,415 [m]	Distancia de la rueda delantera al centro de gravedad
	F _{RODADURA}	43[N]	Fuerza de rodadura
	F _{XR}	1462,7 [N]	Fuerza de tracción máxima
	W _F	961,1 [N]	Fuerza normal llanta delantera
	W _R	1961	Fuerza normal llanta

		[N]	trasera
	A_x	4,421 [m/s ²]	Aceleración longitudinal

Figura 91. Puntos de aplicación de la carga lateral en el vehículo.



Fuente, BALAGUERA SUAREZ, Sergio Andrés; FONSECA SIERRA, Alexander Javier; JIMÉNEZ BRAVO, Julio Cesar. Diseño y construcción de un monoplaza como soporte para la propuesta de una competencia universitaria de vehículos monoplaza “Fórmula U Colombia”. Trabajo de grado Ingeniero Mecánico. Bucaramanga. Universidad Industrial de Santander. Facultad de Ingenierías Fisicomécnicas. Escuela de ingeniería Mecánica, 2011,

Tabla 23. Cálculo de la transferencia de carga lateral.

Esquemas y fórmulas incidentes en el cálculo	Variable	Magnitud	Descripción de la variable y/o comentario
$F_{Y2} = \frac{W}{G} \cdot A_L$	H	0,4025 [m]	Distancia del suelo al centro de gravedad
	w	3923,4	Peso del vehículo

$S_{izq} + S_{der} = F_{Y2}$ $F_{Z2izq} + F_{Z2der} = W$ $F_{Z2der} \cdot T_{w2} - W \cdot \frac{T_{w2}}{2} + F_{Y2} \cdot H = 0$		[N]	
	G	9,81 [m/s ²]	Aceleración de la gravedad
	T _{w2}	1,45 [m]	Vía del vehículo
	S _{der}	810,6 [N]	Fuerza lateral derecha
	S _{izq}	225,9 [N]	Fuerza lateral derecha
	F _{Z2izq}	1129 [N]	Fuerza normal izquierda
	F _{Z2der}	1299 [N]	Fuerza normal derecha
	A _L	1,962 [N]	Aceleración lateral
	F _{Y2}	584,7	Fuerza lateral

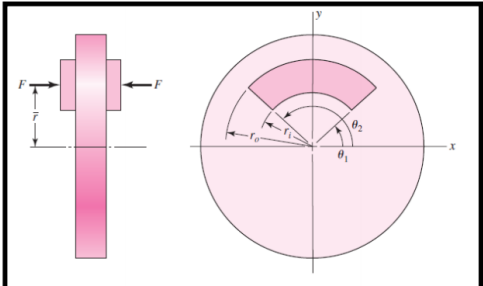
7.5. SISTEMA DE FRENOS

7.5.1. Cálculos relacionados con la dinámica del freno de disco

Para el disco seleccionado de rin 12, lo que significa que el diámetro interno del rin es de 12" y sus respectivas mordazas se calcularon ciertos parámetros relacionados con su dinámica y cinemática relacionados a groso modo con su detenimiento repentino y de cómo se comporta su aceleración en éste.

Tabla 24. Cálculos asociados al comportamiento del freno.

Esquemas y fórmulas incidentes en el cálculo	Variable	Magnitud	Descripción de la variable y/o comentario
	θ ₁	50 [°]	Angulo inicio área de la

 $T_{FRE} = \frac{2 \cdot \pi \cdot P_o \cdot (R_o^3 - R_i^3)}{3}$ $F_a = (\theta_2 - \theta_1) \cdot \frac{\pi}{180} \cdot P_o \cdot R_i \cdot (R_o - R_i)$ $D_X = F_{at} \cdot \frac{G}{W}$ $E_F = \frac{D_X}{G}$ $e = \frac{V^2}{2 \cdot D_X}$ $t_p = \frac{e}{u_a \cdot V}$ $t_{total} = t_p + t_r$			pastilla
	θ_2	130[°]	Angulo fin área de la pastilla
	T_{FRE}	464,4 [N * m]	Torque de frenado
	R_i	0,115[m]	Radio interno pastilla
	R_o	0,075[m]	Radio externo pastillas
	P_o	201760 [Pa]	Presión de las pastillas
	F_a	845,4[N]	Fuerza aplicada a un disco
	F_{at}	1690[N]	Fuerza total aplicada
	D_X	5,67 [m/s^2]	desaceleración
	E_F	0,58	Eficiencia del frenado
	u_a	0,7	Factor de adherencia
	V	12,5 [m/s]	Velocidad promedio del vehículo
	t_p	1,57 [s]	Tiempo de parada
	t_r	2 [s]	Tiempo de reacción conductor
	t_{total}	3,57[s]	Tiempo de total del frenado

8. PROCESO DE CONSTRUCCIÓN DEL PROTOTIPO

Para el desarrollo de la construcción del vehículo se tuvo en cuenta las limitaciones en las herramientas, maquinaria y procesos industriales disponibles al igual que el presupuesto, por lo cual se analizaron las distintas alternativas para la construcción o adaptación de piezas y componentes en cada uno de los sistemas que lo componen.

Para la construcción de los diferentes componentes del vehículo se realizaron los siguientes procesos de manufactura:

Tabla 25. Manufactura realizada para las piezas.

PROCESO DE MANUFACTURA	
A	TORNEADO
B	TALADRADO
C	ROSCADO
D	DOBLADO
E	SOLDADURA DE ARCO ELECTRODO 6013
F	SOLDADURA DE ARCO ELECTRODO 7018
G	CORTE CON DISCO
H	CORTE POR ACERRADO

La descripción de compra, modificación o proceso de manufactura que se realizó para cada componente se presenta en la siguiente tabla.

Tabla 26. Ejecución de procesos para cada sistema del vehículo.

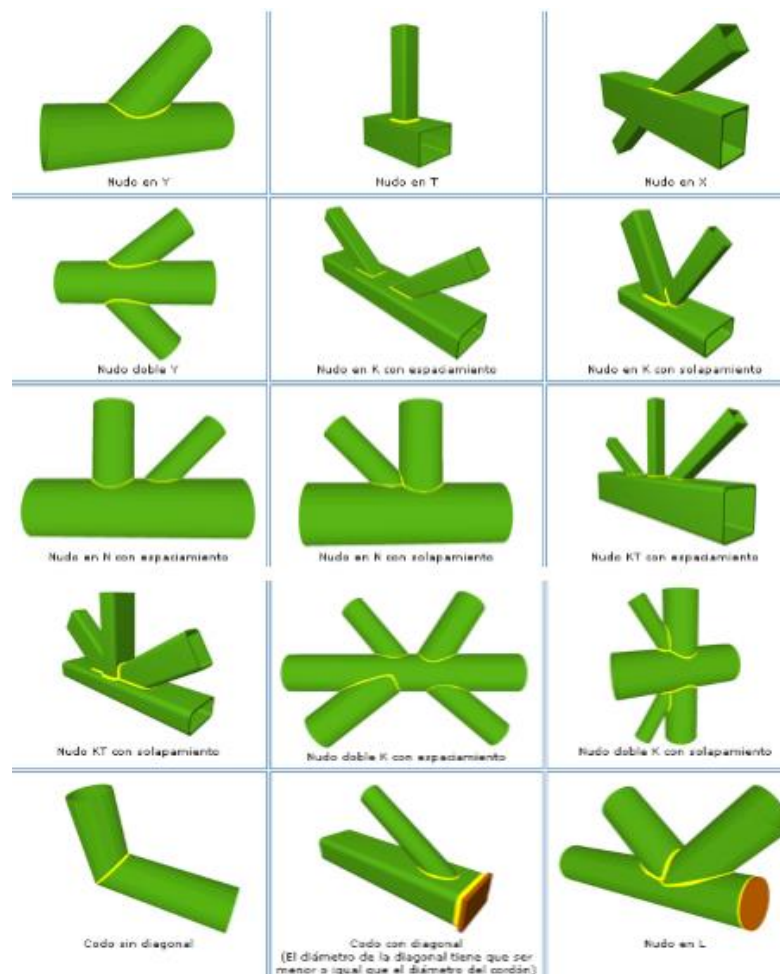
SISTEMA	PIEZA	COMPRADO	MODIFICADO	FABRICADO	MANUFACTURA							
					A	B	C	D	E	F	G	H
ESTRUCTURA	CHASIS			X				X	X	X	X	
SUSPENSIÓN	TIJERAS			X	X			X		X	X	
	INSERTOS ROSCADOS	X										
	ROTULAS	X										
	AMORTIGUADORES	X										
	BELLCRANK			X	X				X	X		
	MANGUETAS		X		X				X	X		
	ANCLAJES			X	X				X	X		
TRANSMISIÓN DE POTENCIA	MOTOR	X										
	DIFERENCIAL	X	X		X							
	CATALINA	X										
	CADENA	X										
	CVT	X										
	EJES HOMOCINETICOS	X										
	CHUMACERAS	X										
	EJES			X								X
	ENGRANAJES	X	X		X	X	X					X
DIRECCIÓN	CREMALLERA		X						X	X		
	COLUMNA DIRECCION	X										
	VOLANTE	X										
	TIE ROD DE DIRECCION	X										
	PUNTAS DE DIRECCION	X										
FRENOS	DISCO DE FRENOS	X										
	CALIPER	X										
	BOMBA DE FRENO	X										
	BASE PARA BOMBA DE FRENOS			X	X				X	X		
	TUBERIA DEL SISTEMA		X					X				
OTROS	LLANTAS	X										
	BOCIN		X		X	X			X			
	PEDALES (FRENO Y ACELERADOR)			X	X				X		X	
	PALANCA DE CAMBIOS			X	X					X		
	SILLAS	X										
	TORNILLERIA	X										

8.1. CONSTRUCCIÓN DEL CHASIS TUBULAR

Para la construcción del chasis, primeramente se realizó el despiece en los planos, tomados del diseño original creado en SolidWorks, cada una de las barras y partes se muestran con las cotas necesarias para la construcción. Fue importante fijar las medidas necesarias y los ángulos respectivos de cada uno de los tubos utilizados e irlos acoplando unos a otros para que se pueda obtener el chasis completamente construido.

Una vez cortado los tubos con la dimensión exacta se hace un perfilado de tubos para que se unan de una forma adecuada, y tome una forma exacta con relación al otro tubo a soldar, de manera que al momento del soldado no se utilice un exceso de soldadura y por lo tanto se realice un cordón bueno y una excelente suelda. El perfilado que se da a los tubos se utilizaron dependiendo de la configuración de los tubos en los planos y según corresponda como se muestra en la siguiente figura.

Figura 92. Tipo de uniones para soldar tubos.



Fuente: <http://www.cypelatam.com/productos/estructuras/cypecad/item/95-a-uniones-v-celosas-planas-con-perfiles>

Figura 93. Construcción del Chasis.



8.2. CONSTRUCCIÓN Y MONTAJE DE LOS SISTEMAS DEL VEHÍCULO

8.2.1. Sistema de transmisión de potencia

Como se había mencionado en capítulos anteriores acerca de la selección del motor, el cual fue adquirido en el mercado Colombiano, directamente por la empresa americana KRAFTTOOLS referencia KT190F, ya que esta ofrece un precio asequible y una potencia de 15 HP, la cual satisface la potencia calculada en el análisis del proyecto, se muestra a continuación.

Figura 94. Motor KRAFTTOOLS de 15 HP.



La transmisión CVT adecuada para la potencia nominal entregada por el motor no se encuentra en el mercado local, ya que en Colombia se encuentra hasta 9 HP, por lo que fue necesario importarlo de Estados Unidos, adquiriendo un CVT marca COMET 40 SERIES TORQUE CONVERTER que garantiza un uso para una potencia máxima de 25HP, al igual que la correa.

Figura 95. CVT y correa seleccionados.



Para la construcción de la caja de reversa, fue necesario fabricar los cubos y cuñeros de los engranajes, al igual que hacer una caja en la cual se pudiera acoplar dicho sistema teniendo en cuenta un desarmado fácil y lubricación para su mantenimiento y correcto funcionamiento, como se muestra a continuación.

Figura 96. Caja de reversa.



Luego de tener todos los elementos correspondientes a la transmisión de potencia como lo son: motor, CVT, correa, chumaceras, ejes manufacturados con sus respectivos cuñeros, piñones con cadena, diferencial, juntas homocinéticas, caja de reversa, entre otros; se procede a hacer el ensamble correspondiente, teniendo en cuenta la alineación y su facilidad en el montaje y desmontaje para su mantenimiento, tal como se muestra en la siguiente imagen.

Figura 97. Ensamblaje del sistema de transmisión.



8.2.2. Sistema de dirección

El conjunto de elementos que intervienen en el ensamblaje de este sistema son los siguientes: un volante, una columna de dirección, un mecanismo de dirección, en este caso un mecanismo de cremallera y los brazos de acoplamiento o de mando.

Para esta parte del ensamblaje se utilizó los elementos utilizados en el vehículo Mazda.

Figura 98. Sistema de dirección.



8.2.3. Sistema de suspensión

Para la construcción de las tijeras, fue necesario hacer el montaje de los porta manguetas con las llantas y alinearlos, para definir distancias y así determinar las verdaderas medidas de cada tijera, al igual definir los anclajes dentro de estas para los amortiguadores tanto para adelante como para la parte trasera. Se da una idea del proceso en la siguiente figura:

Figura 99. Sistema de suspensión.



8.2.4. Sistema de frenos

La instalación de frenos incorporadas en el vehículo es de tipo hidráulico en el que básicamente tenemos tres elementos principales, un grupo hidráulico de presión, un circuito hidráulico y los frenos de las ruedas, que son dos discos repartidos en la parte trasera ubicados en los extremos del eje, sin embargo, los porta manguetas delanteros cuenta con el espacio y se tienen con los caliper y discos por si se desea o en necesario adaptar los frenos en la parte delantera.

Figura 100. Sistema de frenos.



9. PRUEBAS REALIZADAS AL VEHÍCULO

Para probar las verdaderas capacidades del Buggy biplaza en el mundo real se realizaron pruebas de verificación del funcionamiento general del vehículo y otras en donde se analizaron variables como la velocidad máxima alcanzada, la aceleración, la capacidad de los frenos y la capacidad del vehículo de subir por pendientes.

A continuación se describen cada una de las pruebas y se exponen los resultados obtenidos.

9.1. VERIFICACIÓN DEL FUNCIONAMIENTO GENERAL

9.1.1. Estructura tubular

La estructura tubular soporto todas las cargas y fuerzas producidas tanto por el motor y la transmisión así como las fuerzas de inercia generadas durante las pruebas realizadas, sin mostrar una deformación significativa.

Figura 101. Buggy terminado.



En lo referente a la estabilidad de la estructura con el vehículo en movimiento, este no presenta ningún tipo de problema debido a que el chasis tiene un ancho considerable de 1.5 m y una altura de 30 cm respecto al piso.

Figura 102. Comportamiento de la estructura en movimiento.



Figura 103. Pruebas en terreno destapado.



9.1.2. Sistema de Tren de potencia

En cuanto al sistema de transmisión de potencia, se puede decir que cumple con su cometido de forma adecuada y sin presentar problemas.

Figura 104. Tren de potencia.



En lo referente a la palanca de selección de marchas se verificó que hace el cambio con suavidad de la reversa a la marcha hacia adelante, pero es un poco dura cuando el cambio se hace desde la marcha de adelante a la reversa. Para hacer el cambio de marchas es necesario que el motor este en ralentí.

Figura 105. Caja de reversa.



Los pedales de accionamiento no poseen problemas, son suaves y el retorno es inmediato.

Figura 106. Pedales.



9.1.3. Sistema de dirección

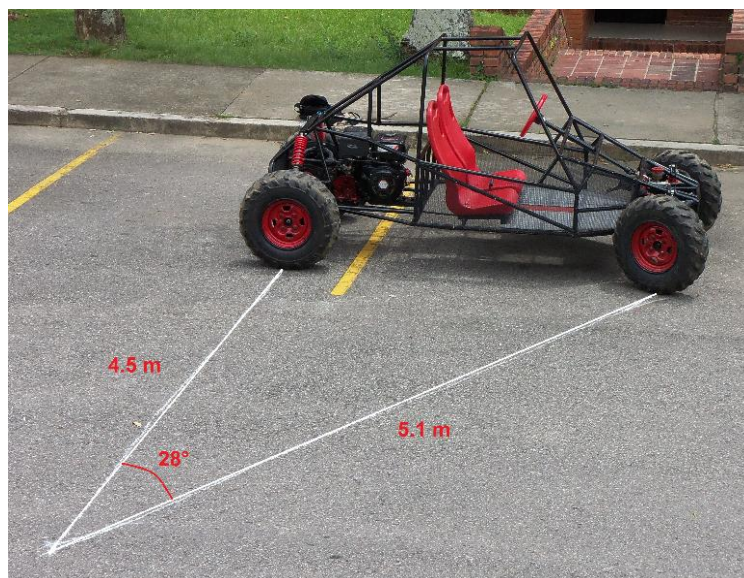
Este sistema cumple a cabalidad su misión de direccionar las ruedas en curvas cerradas, en bajas y altas velocidades. Ya que la forma de su mecanismo y alineación permite realizar dicha función de una forma muy sencilla y suave, manteniendo su posición aun soltando el timón sin tirar hacia los lados dicho sistema.

Figura 107. Sistema de dirección.



Para verificar su efectividad se tomó medidas del radio de giro que posee el vehículo siendo este un valor de 4.5 metros, con un ángulo de 28° .

Figura 108. Medición del radio de giro.



9.1.4. Sistema de suspensión

El sistema de suspensión cumple satisfactoriamente con su cometido de amortiguar las irregularidades del terreno aunque es un poco dura.

Figura 109. Sistema de suspensión delantero.



Figura 110. Sistema de suspensión trasero.



9.2. PRUEBA DE VELOCIDAD

Esta prueba consistió en medir la velocidad máxima promedio alcanzada por el vehículo en una superficie plana

Figura 111. Prueba de velocidad.



El resultado de las mediciones se muestra en la siguiente tabla

Tabla 27. Resultados de la prueba de Velocidad.

Prueba	Velocidad Alcanzada (km/h)
1	48
2	45
3	53
4	49
5	51
Velocidad Máxima Promedio	49,2

9.3. PRUEBA DE ACELERACIÓN

Para esta prueba se supuso que el vehículo tendría una aceleración constante, para así tener una aproximación de la aceleración que tendrá el vehículo en la vida real.

Utilizando la cinemática básica se tiene la siguiente fórmula del cambio de velocidad con aceleración constante en una distancia dada.

$$V_{final}^2 = V_{inicial}^2 + 2 \cdot a \cdot \Delta x$$

En donde:

a : Aceleración

Δx : Distancia recorrida

Si la prueba se hace partiendo del reposo, el término de Velocidad inicial se hace cero; entonces, despejando el término aceleración se obtiene:

$$a = \frac{V_{final}^2}{2 \cdot \Delta x}$$

Así, se tiene una formulación que nos será útil para tener una aproximación de la aceleración como función de una velocidad y de una distancia.

La prueba consiste en que el vehículo partiendo del reposo recorrería una distancia determinada, que se fijó sería de 15 m, momento en el cual se mediría su velocidad con ayuda de un aparato electrónico y de esta forma se tiene los datos para hallar una aceleración aproximada como se muestra en la siguiente tabla.

Tabla 28. Resultados de la prueba de aceleración.

Prueba	Velocidad Final (m/s)	Aceleración (m/s²)
1	8,3	2,30
2	8,2	2,24
3	7,9	2,08
4	8,8	2,58
5	8,7	2,52
Aceleración Promedio		2,34

9.4. PUEBA DE FRENADO

El sistema de frenos principal cumplió satisfactoriamente las necesidades requeridas por el conductor. Se verificó la efectividad del freno en diferentes situaciones (pendientes, planos y curvas) y la distancia de frenado a velocidades altas. Para comprobar la eficacia de sistema de freno se efectúa una prueba de la siguiente forma:

Figura 112. Bomba de freno.



En línea recta y plana en trayecto de asfalto se alcanza la velocidad máxima 40 km/h aproximadamente manteniéndola constante, en un punto de referencia se aplica el sistema de freno, se cronometra el tiempo que tarda en detenerse el vehículo, luego se mide la distancia recorrida desde el punto de referencia.

Los resultados se muestran en la siguiente tabla.

Prueba	Tiempo (s)	Distancia (m)
1	2.7	12.6
2	2.5	12
3	2.6	12.5
4	2.7	12
5	2.5	11.9
Promedio	2.6	12.2

Figura 113. Medición de la distancia de frenado.



El resultado de la prueba indica que la distancia de frenado en asfalto seco es de 12.2 m en un tiempo de 2.6 segundos en promedio, siendo este un sistema de frenos muy bueno, en relación a los valores de distancia de frenado

También se verifica la eficacia del freno en pendientes pronunciadas y curvas, observando que no exista deslizamiento excesivo en las ruedas y que el sistema frene el peso del vehículo.

Figura 114. Eficacia del freno en pendiente.



Figura 115. Eficacia de los frenos en curva.



10.PRESUPUESTO

Se ilustra una tabla que contienen los elementos utilizados en el proyecto y su respectivo costo.

Tabla 29. Costo total del prototipo.

ITEM	COSTO
Macilla	7.500
Lijas	10.000
Diluyente	10.000
Sillas	140.000
Llantas	500.000
Motor	760.000
Chasis	630.000
Arriendo local	200.000
Bocinas	40.000
CVT	630.000
TRANSPORTE	36.000
BOCIN nuevo	33.000
Electrodos soldadura	20.000
Platina motor	17.000
Tubo tijeras	29.000
Rodamientos	45.000
Envío motor	30.000
Tren delantero	170.000
Dos mordazas	30.000
Pernos rosca fina	5.700
Aceite	14.000
Sillas	150.800
Chavetera	20.000
Dobleces	16.000
Tubo tijeras delanteras	29.000
Chumaceras	30.000
Rótulas	80.000
Tornillos motor	5.000
Ángulos	9.500
Huecos piñón	10.000

Trabajo cuñero y soportes	10.000
Guarda polvos	16.000
Bujes Renault 4	88.000
Cepillo y escariador	10.000
Manufactura y soldadura	60.000
Disco corte	4.000
Disco pulir	5.000
Disco desbaste	5.000
Calentamiento eje del motor	5.000
Platina	10.000
Arandelas bocín	15.000
Engranajes	65.000
Platina para cortar	5.000
Soldadura	7.500
Discos para rin	30.000
Tornillos media pulgada	17.600
Tornillos pequeños	600
Cauchos tensor	3.000
Tensores	5.000
Tornillos tensor	2.500
Segueta	3.500
Amortiguadores	100.000
Chumaceras y rodamientos	30.000
Soldadura 6013	7.500
Tornillos rosca fina arandelas tuercas de seguridad	5.100
Doblado	16.000
Tubo para soporte bujes	6.000
Puntas ejes adaptación	10.000
Amortiguadores	100.000
Pernos suspensión delantera	3.800
Tornillos 3/8	1.500
Acople caña	10.000
Escobillas pulidora	12.000
Tornillos acerados 5/8	6.000
Tornillos 3/8	5.000
Tapa recipiente liquido frenos	5.000
Bomba	50.000
Manufactura y soldadura	100.000
Perfil	5.000
Pernos y turecas	5.000

Disco de desbaste	7.000
Cuñeros	50.000
Guaya, funda y pernos	20.000
Palanca	20.000
Piñón loco	5.000
Remaches	11.000
Pintura	50.000
Montaje frenos	150.000
pernos	2.500
total	4'868.600

11.CONCLUSIONES

Se construyó un prototipo de vehículo biplaza tipo Buggy cumpliendo con los objetivos de utilizar un motor de combustión interna de menos de 500 cc, utilizando la dirección tipo piñón-cremallera, con frenos comandados hidráulicamente, con suspensión independiente en las cuatro ruedas.

Las pruebas que se le realizaron al vehículo mostraron que este está apto para su uso en terreno destapado con seguridad, ya que todos sus sistemas funcionan correctamente.

Todos los trabajos llevados a cabo en el vehículo se hicieron dentro del presupuesto estipulado inicialmente, lo cual indica que este proyecto es viable para formar una microempresa enfocada en el sector turístico de nuestro departamento.

Se hicieron los cálculos de los diferentes elementos que intervienen en el tren motriz de potencia.

Se realizaron los planos detallados del vehículo en una herramienta CAD

El uso de herramientas CAD es de gran utilidad, ya que facilitan el proceso de diseño y disminuyen la posibilidad de que se cometan errores; pero el funcionamiento y la resistencia en sí del prototipo sólo se puede comprobar después de su construcción.

12.RECOMENDACIONES

Se recomienda utilizar el vehículo de acuerdo a los parámetros que se han establecido, el número de ocupantes no debe ser de más de dos personas. Para más información consulte el Anexo C.

Se recomienda que quien realice la aplicación de la soldadura tanto en la fabricación del chasis, como en el proceso de unión de ciertas piezas sea una persona con cierta experiencia y pericia para realizar esta labor.

Se recomienda que la escuela de ingeniería mecánica adapte espacios y herramientas para poder realizar proyectos de este tipo en el futuro de forma más cómoda.

El desconocimiento del manejo de técnicas (como la soldadura) usadas en la construcción del vehículo, constituye un factor negativo para el desarrollo de este tipo de proyectos, por lo que, se recomienda a la universidad la implementación de espacios que procuren el conocimiento y manejo de este tipo de herramientas de construcción.

BIBLIOGRAFIA

BALAGUERA SUAREZ, Sergio Andrés; FONSECA SIERRA, Alexander Javier; JIMÉNEZ BRAVO, Julio Cesar. Diseño y construcción de un monoplaza como soporte para la propuesta de una competencia universitaria de vehículos monoplaza “Fórmula U Colombia”. Trabajo de grado Ingeniero Mecánico. Bucaramanga. Universidad Industrial de Santander. Facultad de Ingenierías Fisicomecánicas. Escuela de ingeniería Mecánica, 2011.

CALVO RODRÍGUEZ, Arturo. Diseño, análisis, ensayo y construcción de un chasis tubular para un prototipo de la fórmula SAE. Madrid. Universidad Pontificia Comillas, 2006.

CASCAJOSA, Manuel. Ingeniería de vehículos- sistemas y cálculos. España: Alfaomega. 2005.

DE LA CRUZ RODRÍGUEZ, Jaime. Adaptación de un buggy convencional a eléctrico para su participación en la Panáfrica 2012. Madrid. Universidad Pontificia Comillas.2012.

HAMROCK, Bernard; JACOBSON, Bo J; SCHMID, Steven. Elementos de máquinas, México. Mc Graw Hill. 2000.

IZQUIERDO, Aparicio. Teoría de los vehículos automóviles. Universidad Politécnica de Madrid, 2001.

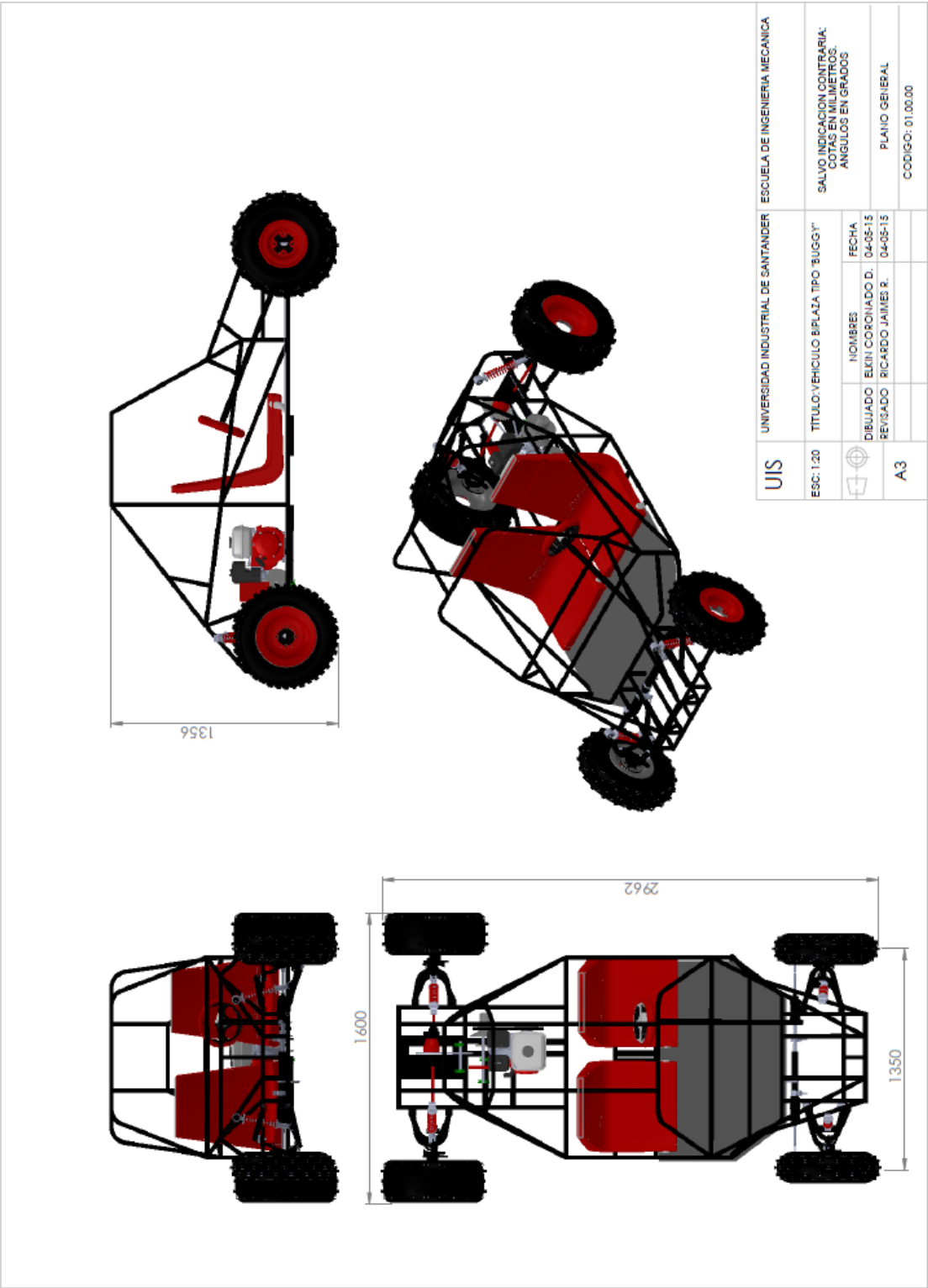
MCCORMICK, Ernest. Factores humanos en ingeniería y diseño. México: Marcombo, 1990.

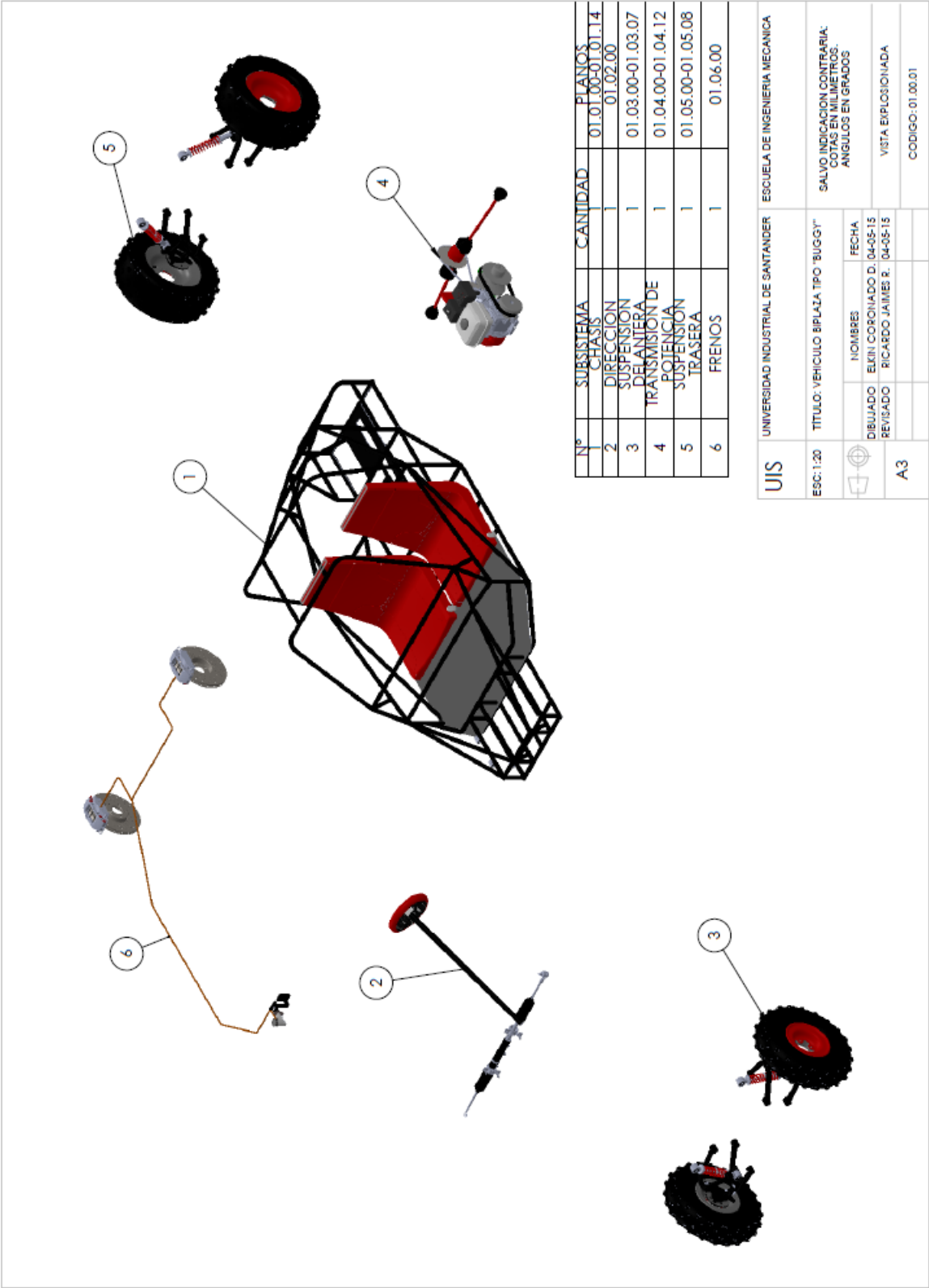
POPA, Cristina Elena. Steering system and suspension design for 2005 formula SAE-a race car. University Southern Queensland.

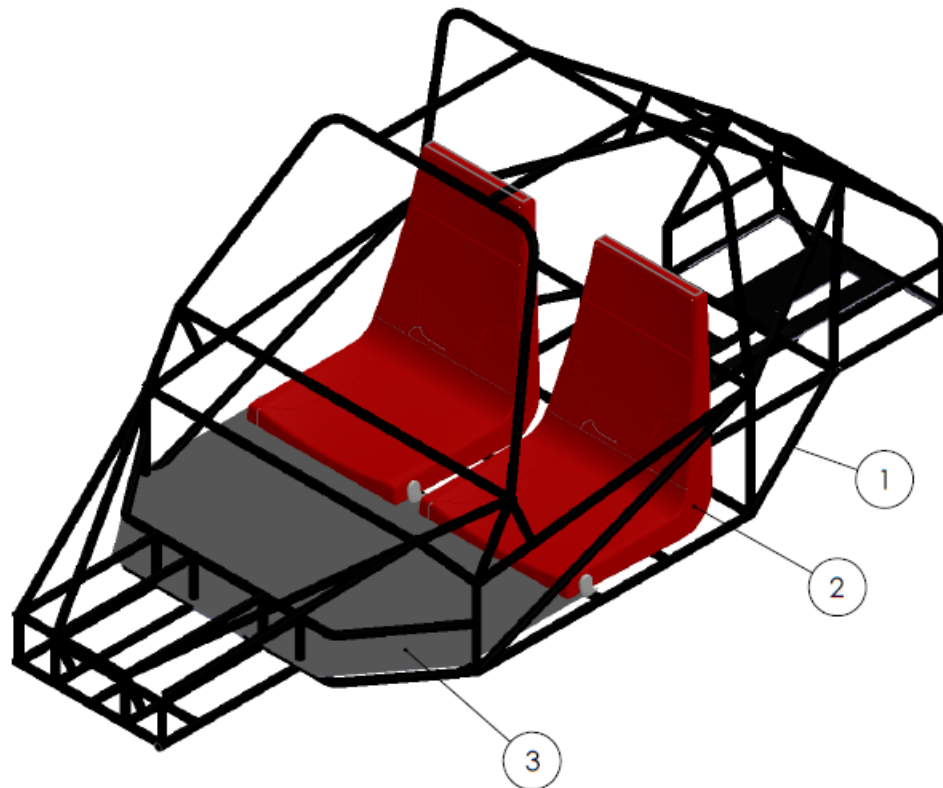
PUATA MOROCHO, Patricio Javier; VILLACIS AVILÉS, Juan Pablo. Diseño y construcción de un vehículo biplaza de estructura tubular con motor mono cilíndrico YAMAHA YFM 200. Trabajo de grado Ingeniero Mecánico Automotriz. Cuenca. Universidad del Azuay. Facultad de Ciencia y tecnología. Escuela de Ingeniería Mecánica, 2012.

ANEXOS

ANEXO A. CONJUNTO DE PLANOS DEL VEHÍCULO

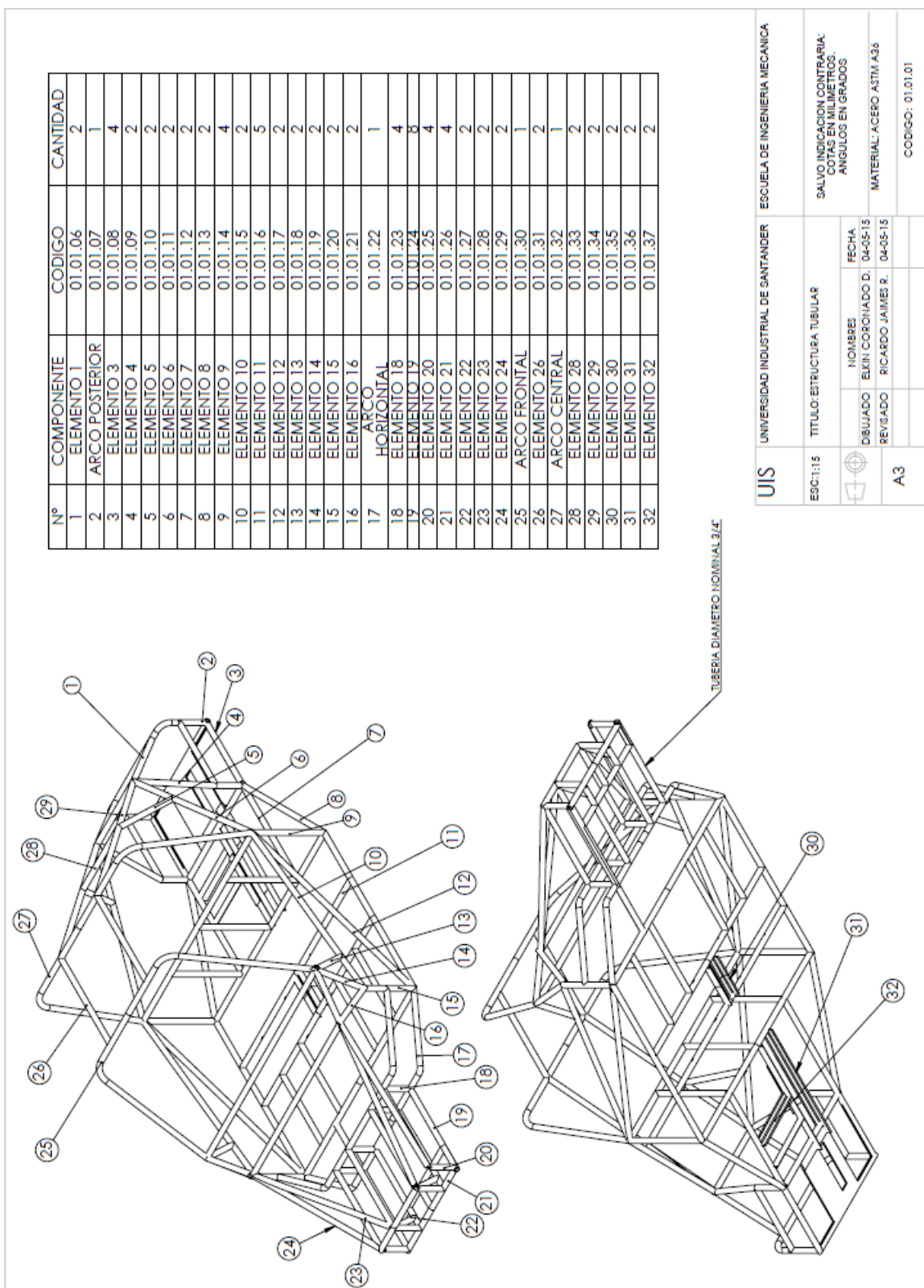


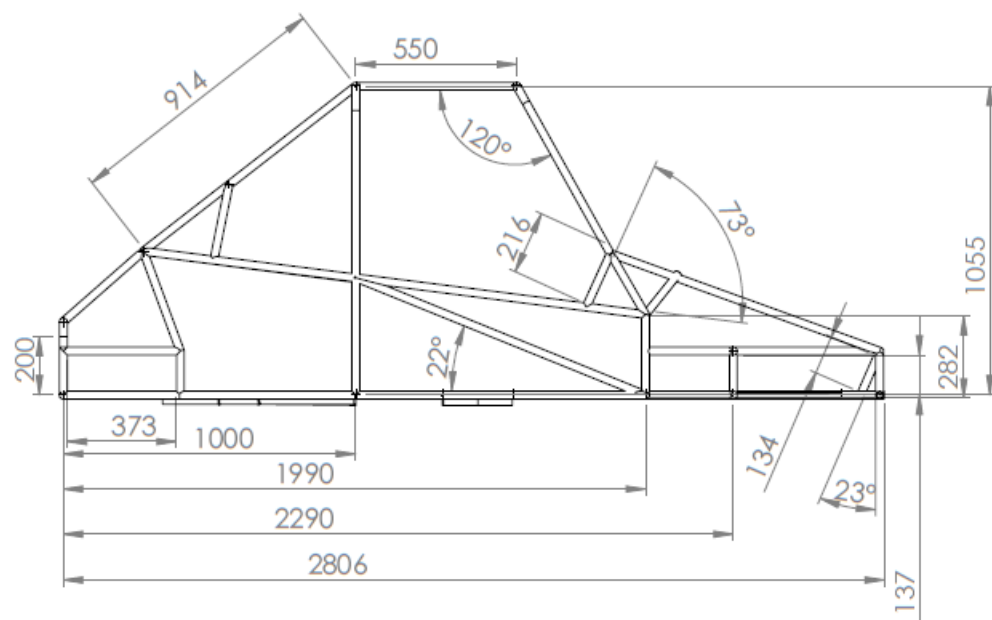




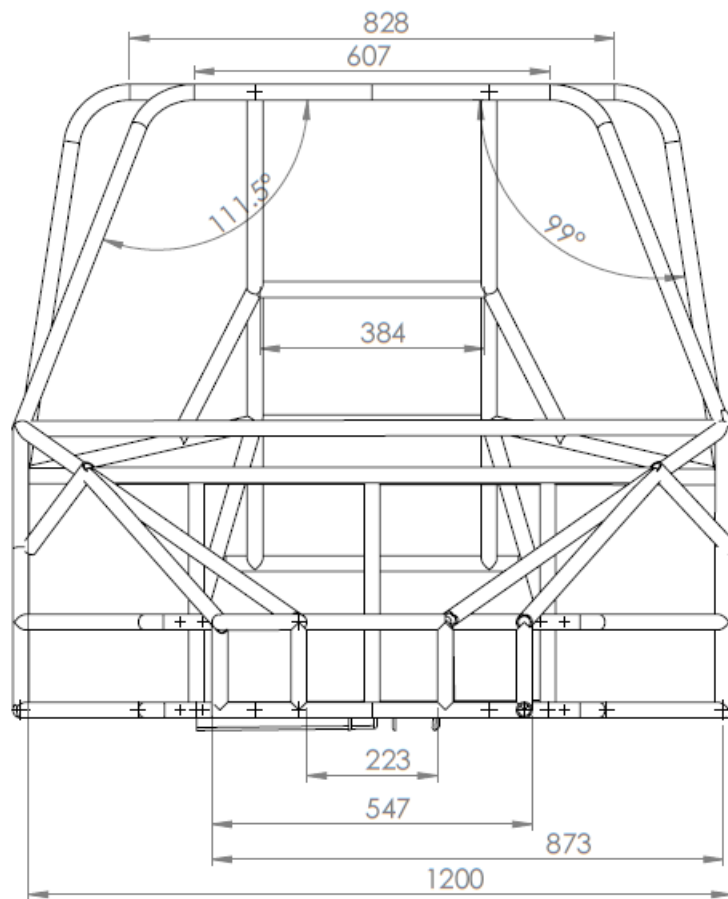
Nº	COMPONENTE	REFERENCIA	CANTIDAD	CODIGO
1	ESTRUCTURA TUBULAR	-	1	01.01.01-01.01.38
2	SILLAS	PROMIURBAN PLUS	2	01.01.39
3	LAMINA CORRUGADA	-	1	01.01.40

UIS		UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER		ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA	
ESC: 1:15		TITULO: CHASIS			SALVO INDICACION CONTRARIA: COTAS EN MILIMETROS. ANGULOS EN GRADOS.
		NOMBRES		FECHA	
	DIBUJADO	ELKIN CORONADO D.		04-05-15	
	REVISADO	RICARDO JAIMES R.		04-05-15	
A4					PLANO GENERAL
					CODIGO: 01.01.00

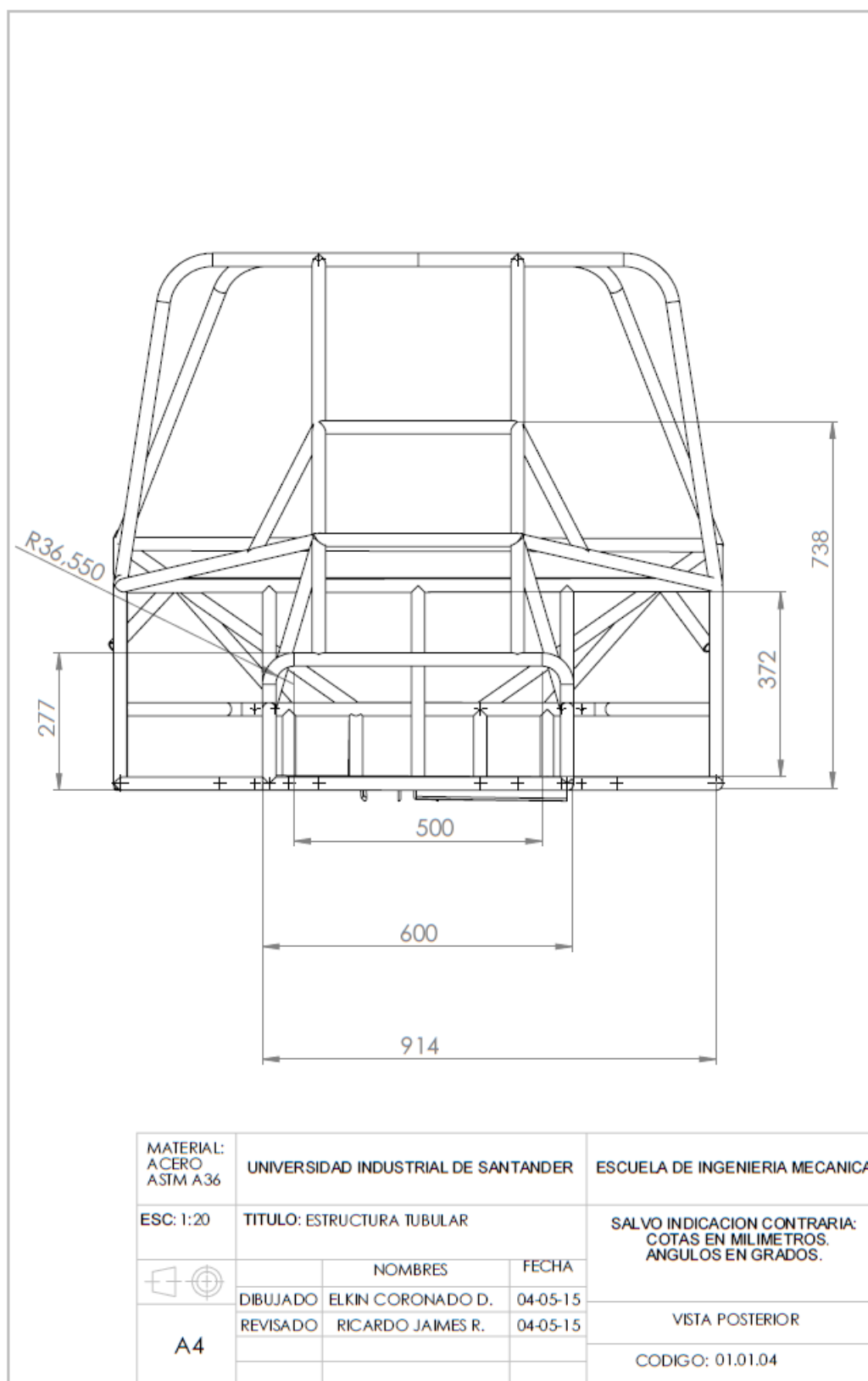


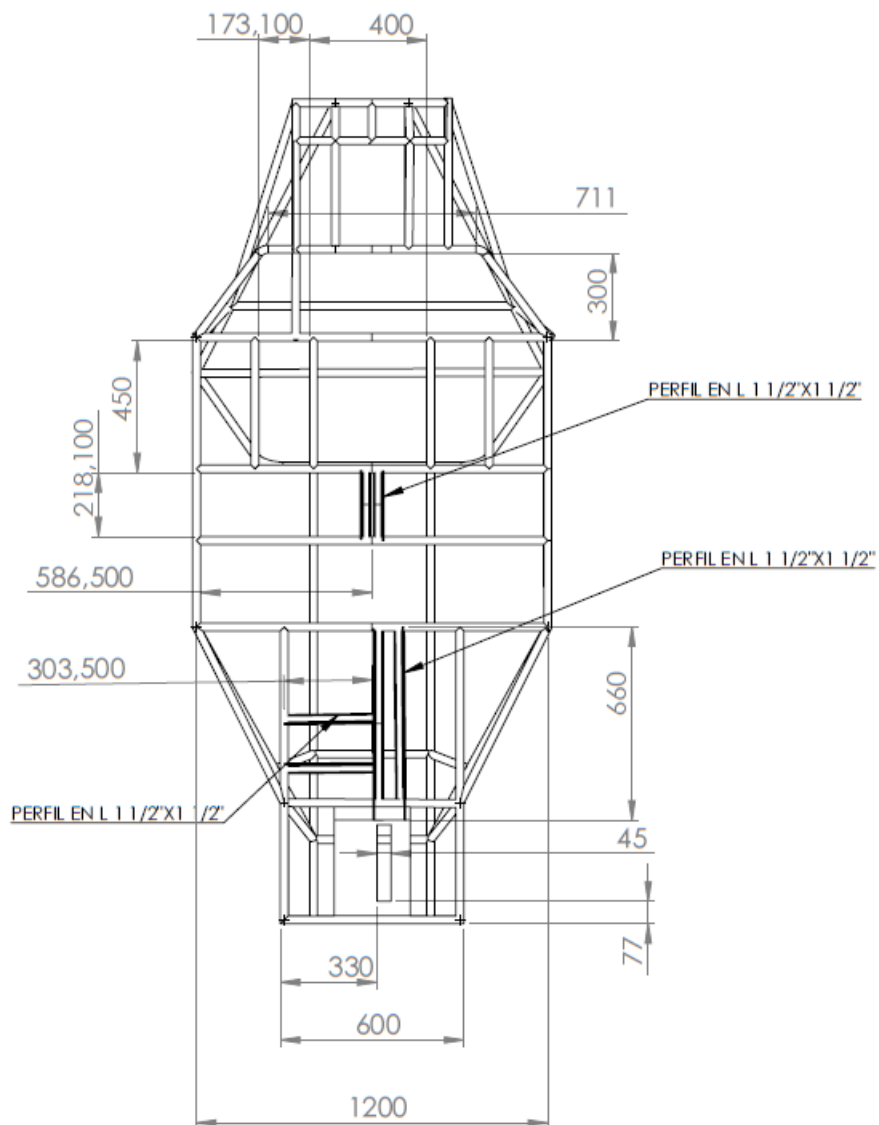


MATERIAL: ACERO ASTM A36	UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER			ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA
ESC: 1:20	TITULO: ESTRUCTURA TUBULAR			SALVO INDICACION CONTRARIA: COTAS EN MILIMETROS. ANGULOS EN GRADOS.
		NOMBRES	FECHA	
	DIBUJADO	ELKIN CORONADO D.	04-05-15	VISTA LATERAL
	REVISADO	RICARDO JAIMES R.	04-05-15	
	A4			

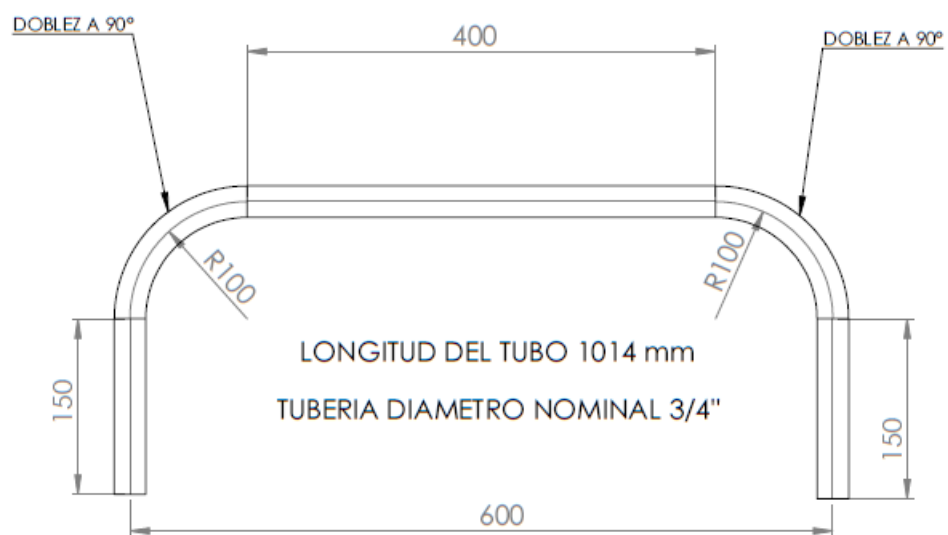


MATERIAL: ACERO ASTM A36	UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER			ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA
ESC: 1:20	TITULO: ESTRUCTURA TUBULAR			SALVO INDICACION CONTRARIA: COTAS EN MILIMETROS. ANGULOS EN GRADOS.
		NOMBRES	FECHA	
	DIBUJADO	ELKIN CORONADO D.	04-05-15	
	REVISADO	RICARDO JAIMES R.	04-05-15	
A4				VISTA FRONTAL
				CODIGO: 01.01.03

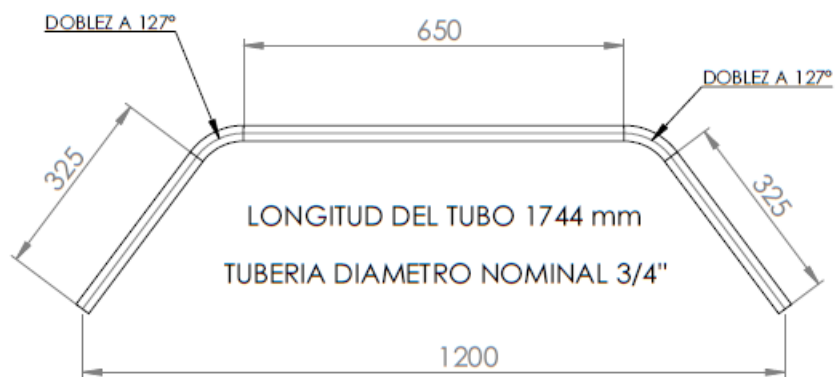




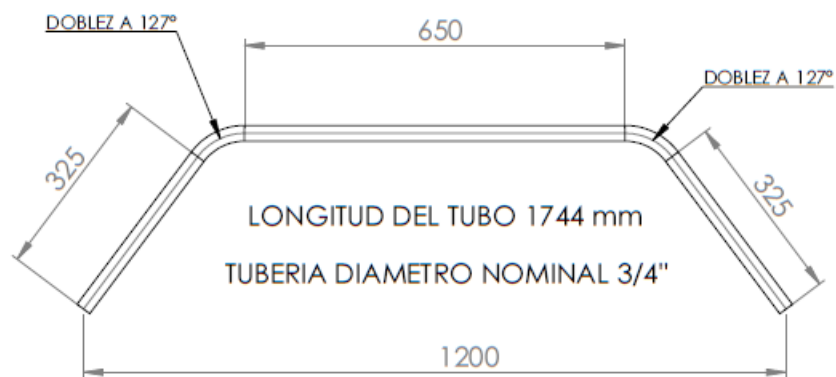
MATERIAL: ACERO ASTM A36	UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER			ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA
ESC:1:20	TITULO: ESTRUCTURA TUBULAR			SALVO INDICACION CONTRARIA: COTAS EN MILIMETROS. ANGULOS EN GRADOS.
		NOMBRES	FECHA	
	DIBUJADO	ELKIN CORONADO D.	04-05-15	
	REVISADO	RICARDO JAIMES R.	04-05-15	
A4				VISTA INFERIOR
				CODIGO: 01.01.05



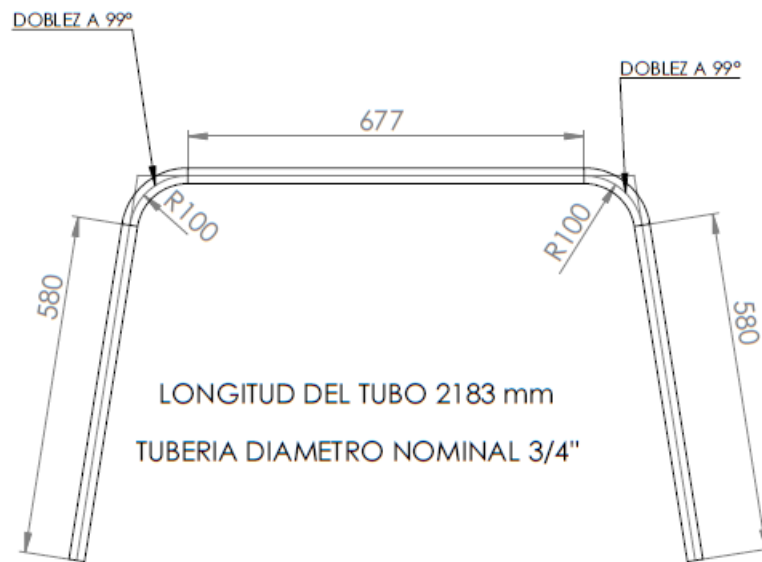
MATERIAL: ACERO ASTM A36	UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER		ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA
ESC:1:5	TITULO: ARCO POSTERIOR		SALVO INDICACION CONTRARIA: COTAS EN MILIMETROS. ANGULOS EN GRADOS.
		NOMBRES	FECHA
	DIBUJADO	ELKIN CORONADO D.	04-05-15
	REVISADO	RICARDO JAIMES R.	04-05-15
A4			
			PLANO GENERAL
			CODIGO:01.01.07



MATERIAL: ACERO ASTM A36	UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER		ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA
ESC: 1:10	TITULO: ARCO HORIZONTAL		SALVO INDICACION CONTRARIA: COTAS EN MILIMETROS. ANGULOS EN GRADOS.
 A4		NOMBRES	FECHA
	DIBUJADO	ELKIN CORONADO D.	04-05-15
	REVISADO	RICARDO JAIMES R.	04-05-15
			PLANO GENERAL
			CODIGO: 01.01.22



MATERIAL: ACERO ASTM A36	UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER		ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA
ESC: 1:10	TITULO: ARCO HORIZONTAL		SALVO INDICACION CONTRARIA: COTAS EN MILIMETROS. ANGULOS EN GRADOS.
 A4		NOMBRES	FECHA
	DIBUJADO	ELKIN CORONADO D.	04-05-15
	REVISADO	RICARDO JAIMES R.	04-05-15
			PLANO GENERAL
			CODIGO: 01.01.22



MATERIAL: ACERO ASTM A36	UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER		ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA
ESC: 1:10	TITULO: ARCO CENTRAL		SALVO INDICACION CONTRARIA: COTAS EN MILIMETROS. ANGULOS EN GRADOS.
		NOMBRES	FECHA
	DIBUJADO	ELKIN CORONADO D.	04-05-15
	REVISADO	RICARDO JAIMES R.	04-05-15
A4			
			PLANO GENERAL
			CODIGO: 01.01.32

TUBERIA DIAMETRO NOMINAL 3/4"

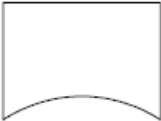
LONGITUD



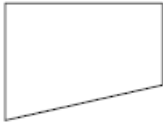
CORTE TIPO A



CORTE TIPO B



CORTE TIPO C



CODIGO ELEMENTO	LONGITUD [mm]	CORTE EXTREMO DERECHO	CORTE EXTREMO IZQUIERDO
01.01.06	365	TIPO B	TIPO B
01.01.08	400	TIPO A	TIPO A
01.01.09	377	TIPO A	TIPO C
01.01.10	295	TIPO B	TIPO B
01.01.11	834	TIPO C	TIPO C
01.01.12	600	TIPO A	TIPO A
01.01.13	671	TIPO C	TIPO A
01.01.14	400	TIPO A	TIPO A
01.01.15	998	TIPO A	TIPO C
01.01.16	1200	TIPO B	TIPO B
01.01.17	1068	TIPO C	TIPO C
01.01.18	200	TIPO C	TIPO B
01.01.19	240	TIPO C	TIPO C
01.01.20	275	TIPO B	TIPO B
01.01.21	220	TIPO B	TIPO C
01.01.23	150	TIPO B	TIPO B
01.01.24	500	TIPO B	TIPO A
01.01.25	150	TIPO B	TIPO B
01.01.26	520	TIPO B	TIPO B
01.01.27	164	TIPO B	TIPO C
01.01.28	1088	TIPO C	TIPO C
01.01.29	771	TIPO C	TIPO C
01.01.31	550	TIPO B	TIPO B
01.01.33	400	TIPO B	TIPO B
01.01.34	219	TIPO C	TIPO C
01.01.35	235	TIPO B	TIPO B
01.01.36	660	TIPO B	TIPO B
01.01.37	305	TIPO B	TIPO B

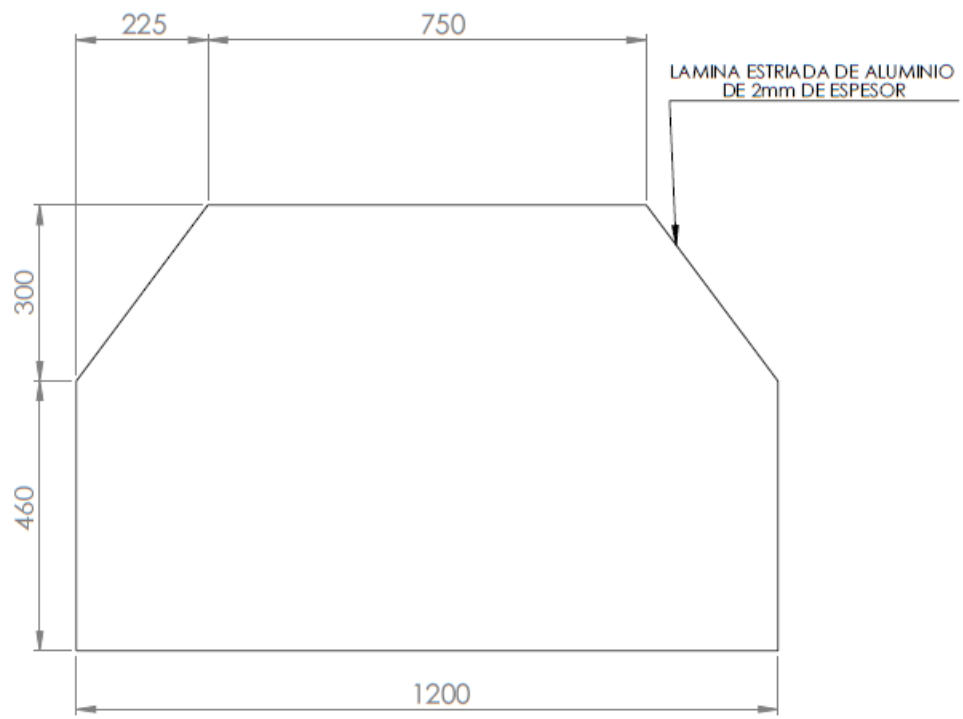
MATERIAL :
ACERO
ASTM A36

ESC: 1:1

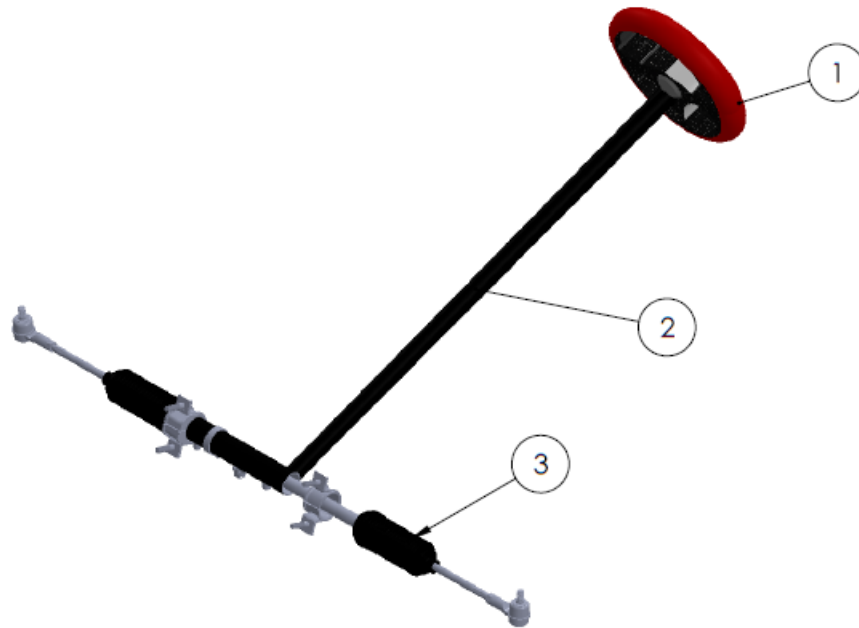


A4

UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER		ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA
TITULO: DETALLES Y CONFIGURACION ELEMENTOS		SALVO INDICACION CONTRARIA: COTAS EN MILIMETROS. ANGULOS EN GRADOS.
NOMBRES	FECHA	
DIBUJADO ELKIN CORONADO D.	04-05-15	
REVISADO RICARDO JAIMES R.	04-05-15	PLANO GENERAL
		CODIGO: 01.01.38

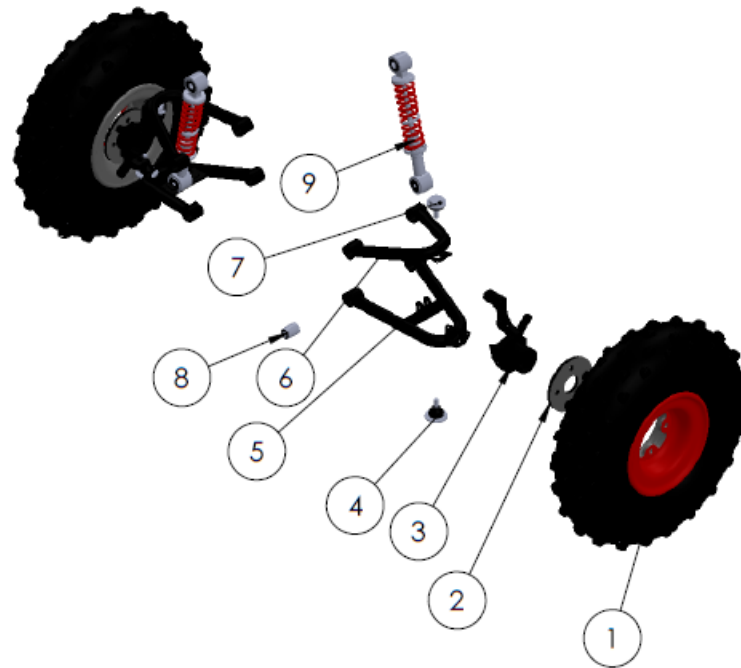


MATERIAL: ALUMINO LAMINADO	UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER		ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA
ESC: 1:10	TITULO: LAMINA CORRUGADA		SALVO INDICACION CONTRARIA: COTAS EN MILIMETROS. ANGULOS EN GRADOS.
		NOMBRES	FECHA
	DIBUJADO	ELKIN CORONADO D.	04-05-15
	REVISADO	RICARDO JAIMES R.	04-05-15
A4			PLANO GENERAL
			CODIGO: 01.01.40



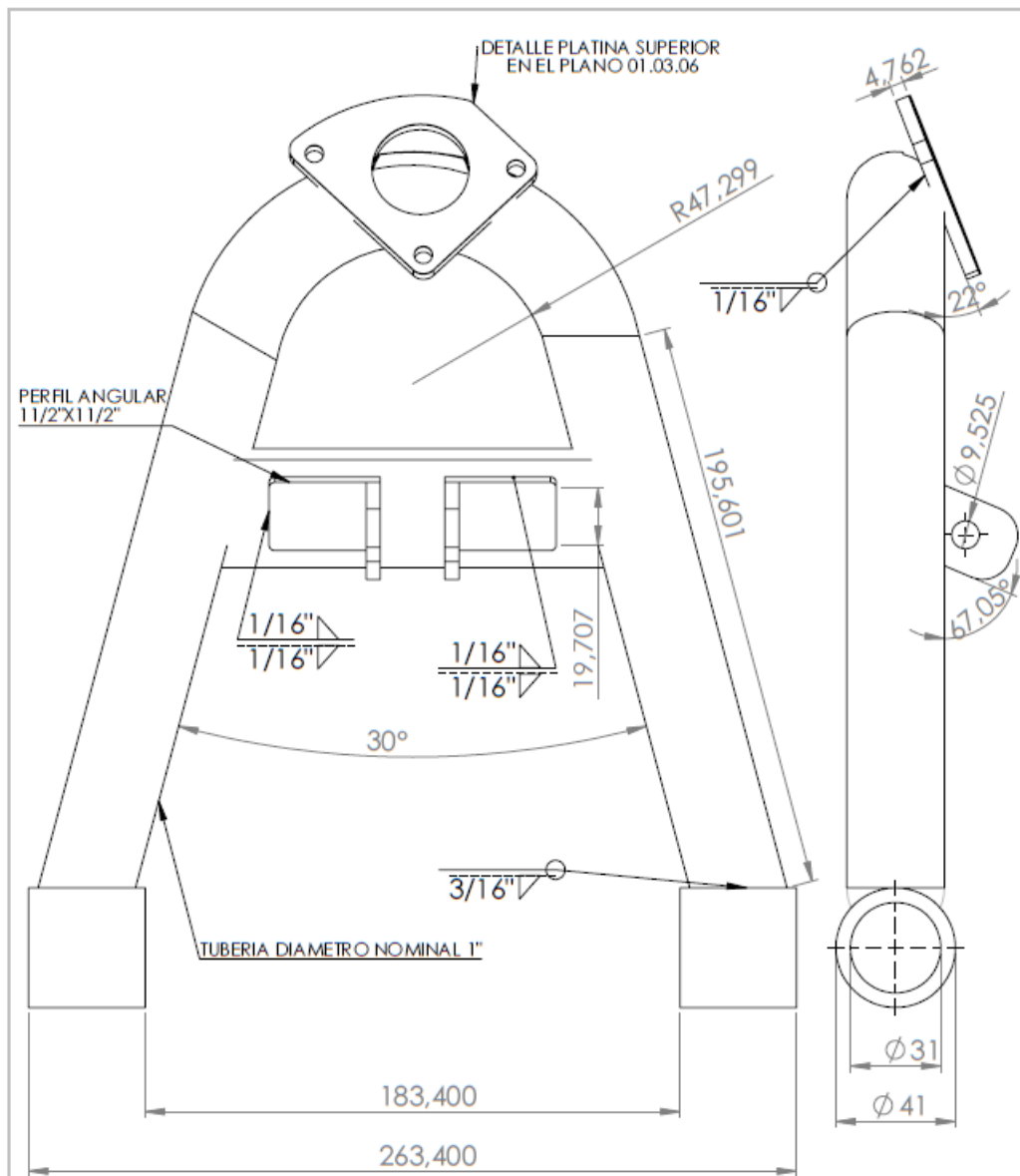
Nº	COMPONENTE	REFERENCIA	CANTIDAD	CODIGO
1	VOLANTE	MAZDA 323	1	01.02.01
2	ARBOL DE DIRECCION	MAZDA 323	1	01.02.02
3	SISTEMA PIÑON - CREMALLERA	MAZDA 323	1	01.02.03

UIS	UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER		ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA
ESC:1:10	TITULO: DIRECCION		SALVO INDICACION CONTRARIA: COTAS EN MILIMETROS. ANGULOS EN GRADOS.
		NOMBRES	FECHA
	DIBUJADO	ELKIN CORONADO D.	04-05-15
	REVISADO	RICARDO JAIMES R.	04-05-15
A4			PLANO GENERAL
			CODIGO: 01.02.00

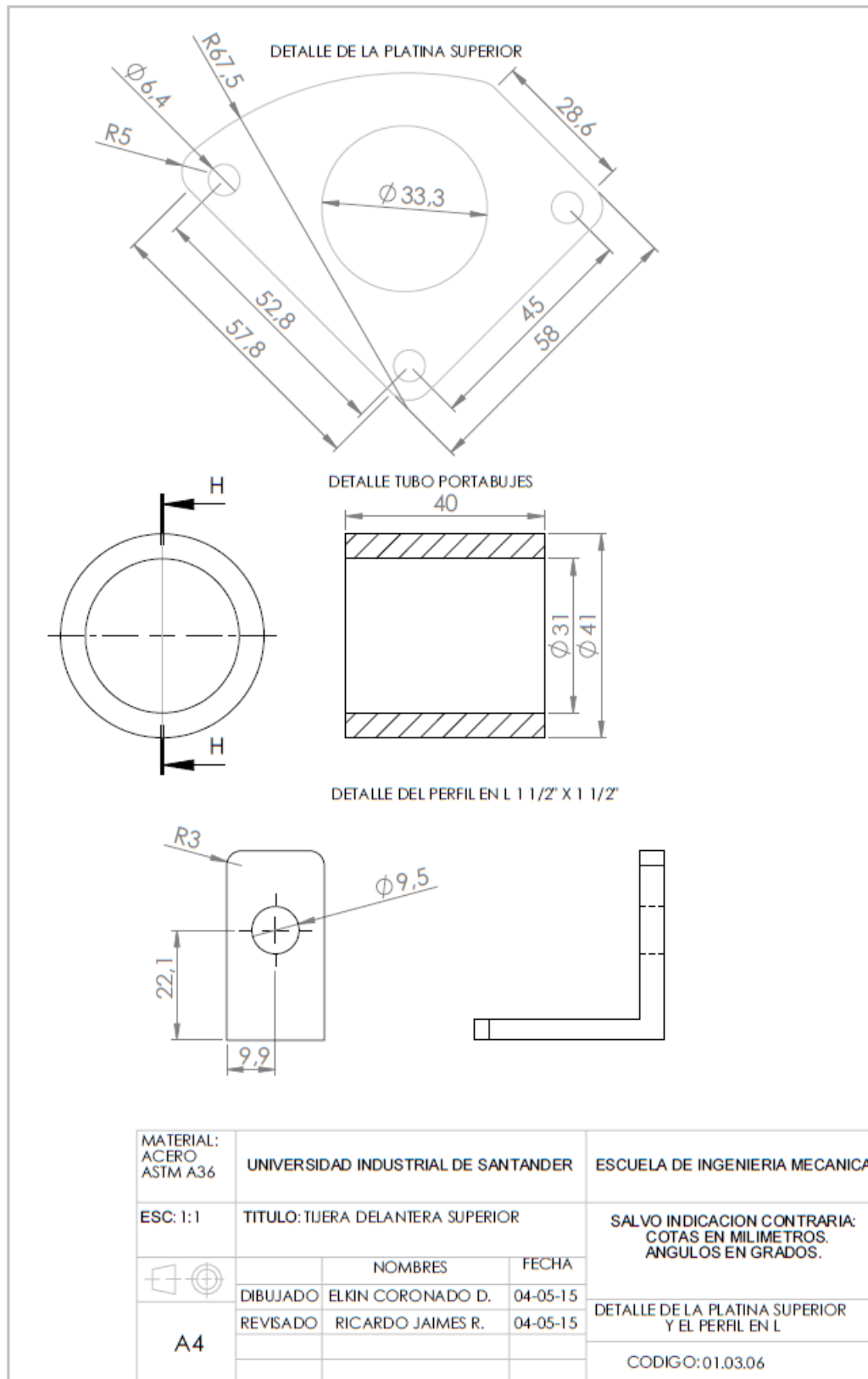


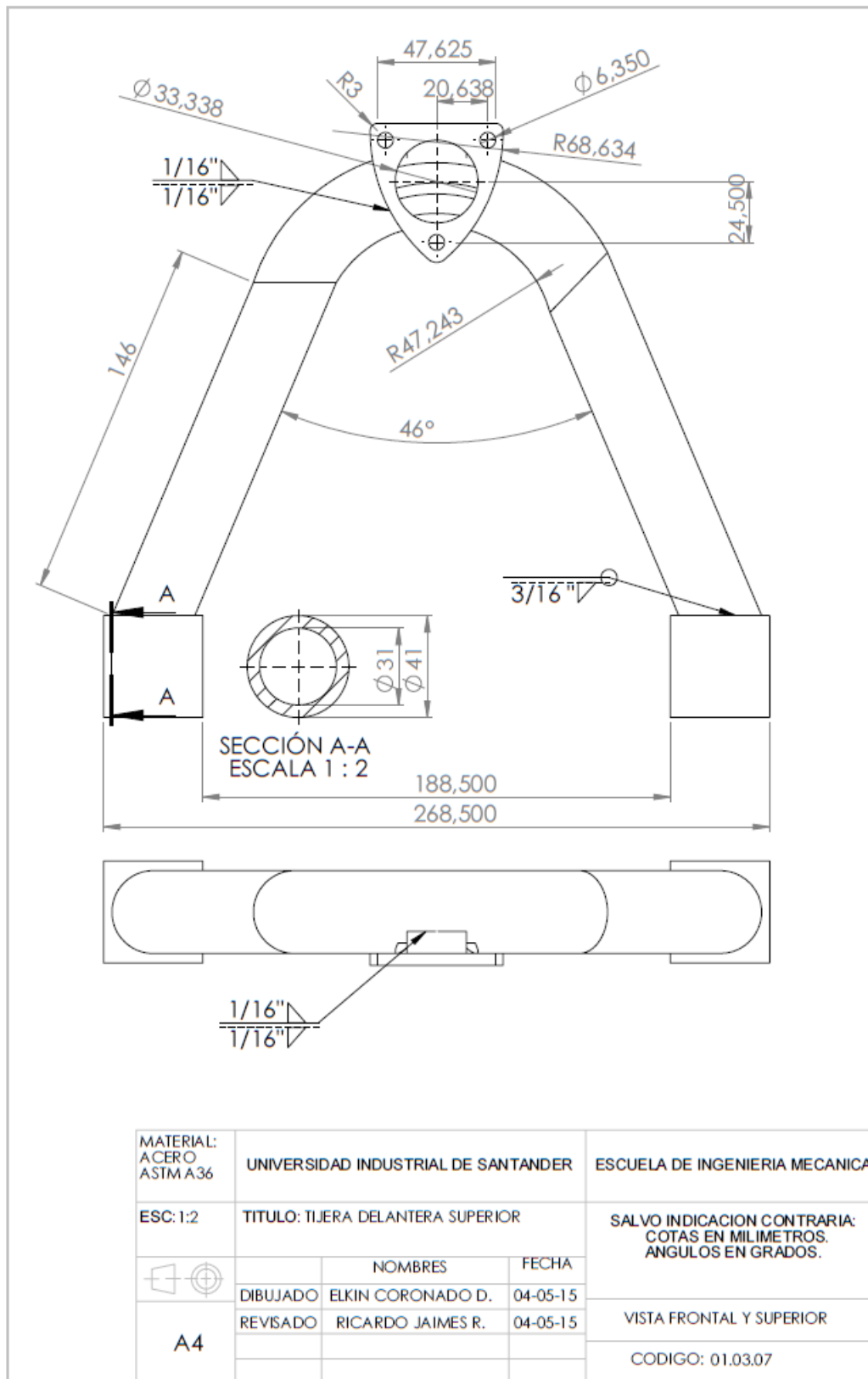
Nº	COMPONENTE	REFERENCIA	CANTIDAD	CODIGO
1	LLANTA DELANTERA	DUNLOP AT 25X8-12	2	01.03.01
2	BOCIN	RENAULT 4	2	01.03.02
3	PORTAMANGUETA	RENAULT 4	2	01.03.03
4	ROTULA INFERIOR	Rts 93-00445-056	2	01.03.04
5	TIJERA DELANTERA INFERIOR	-	2	01.03.05-01.03.06
6	TIJERA DELANTERA SUPERIOR	-	2	01.03.07
7	ROTULA SUPERIOR	Rts 93-00444-056	2	01.03.08
8	BUJE TIJERA	RENAULT 4	8	01.03.09
9	AMORTIGUADOR	YAMAHA FZ	2	01.03.10

UIS	UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER		ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA
ESC:1:15	TITULO: SUSPENSION DELANTERA		SALVO INDICACION CONTRARIA: COTAS EN MILIMETROS. ANGULOS EN GRADOS.
	NOMBRES	FECHA	
	DIBUJADO ELKIN CORONADO D.	04-05-15	VISTA EXPLOSIONADA
	REVISADO RICARDO JAIMES R.	04-05-15	CODIGO: 01.03.00
A4			

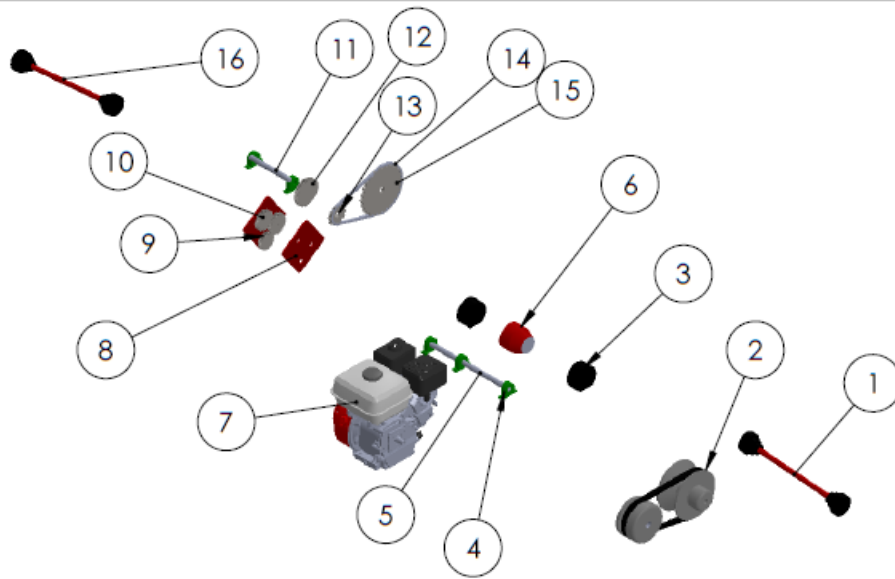


MATERIAL: ACERO ASTM A36	UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER		ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA
ESC: 1:2	TITULO: TUERA DELANTERA INFERIOR		SALVO INDICACION CONTRARIA: COTAS EN MILIMETROS. ANGULOS EN GRADOS.
	NOMBRES	FECHA	
	DIBUJADO ELKIN CORONADO D.	04-05-15	VISTAS SUPERIOR Y LATERAL
A4	REVISADO RICARDO JAIMES R.	04-05-15	CODIGO: 01.03.05



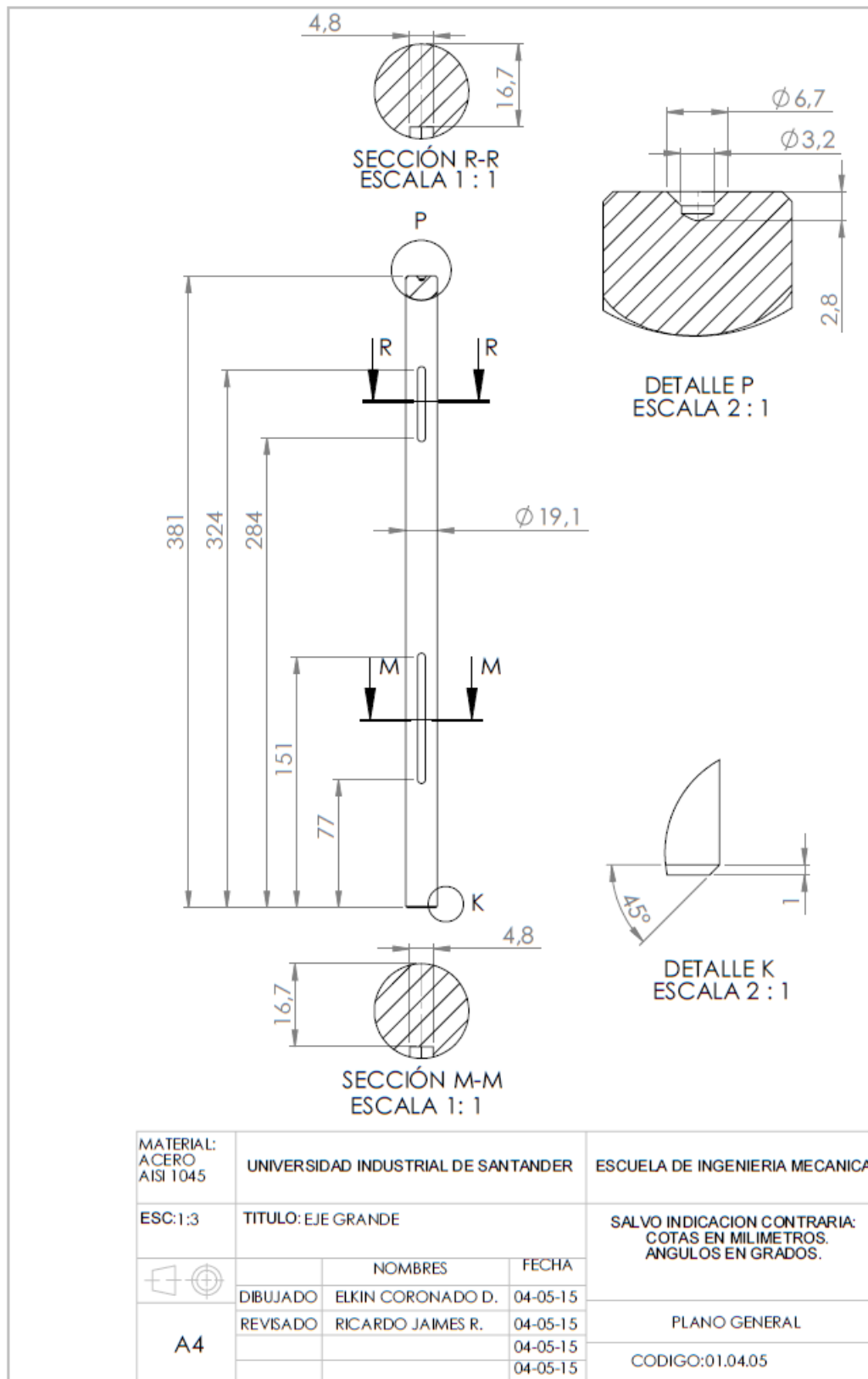


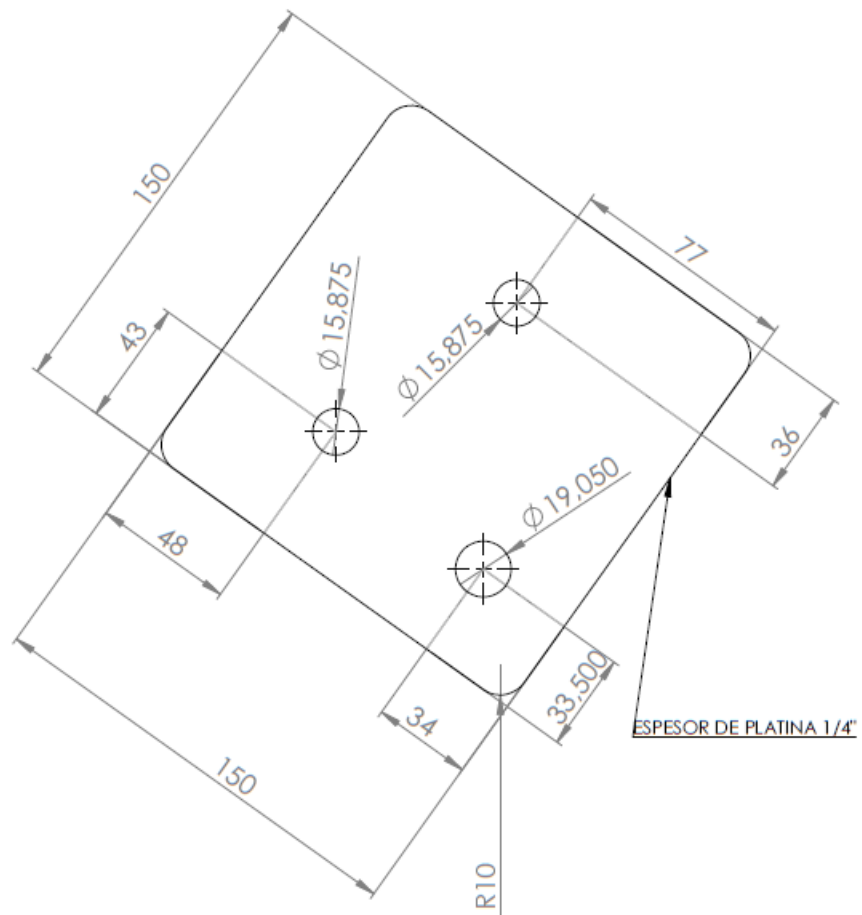
MATERIAL: ACERO ASTM A36	UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER			ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA
ESC: 1:2	TITULO: TIJERA DELANTERA SUPERIOR			SALVO INDICACION CONTRARIA: COTAS EN MILIMETROS. ANGULOS EN GRADOS.
	NOMBRES		FECHA	
	DIBUJADO	ELKIN CORONADO D.	04-05-15	
	REVISADO	RICARDO JAIMES R.	04-05-15	VISTA FRONTAL Y SUPERIOR
	A4			



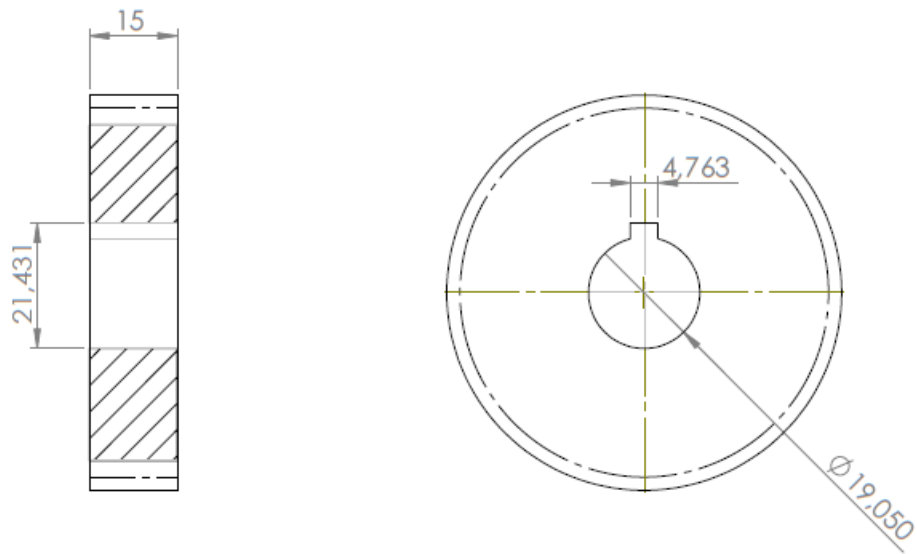
Nº	COMPONENTE	REFERENCIA	CANTIDAD	CODIGO
1	EJE IZQUIERDO	RENAULT 4	1	01.04.01
2	CVT	COMET 40 SERIES	1	01.04.02
3	SOPORTE DIFERENCIAL	RENAULT 4	2	01.04.03
4	CHUMACERA	F&D UCP2204-12	5	01.04.04
5	EJE GRANDE	-	1	01.04.05
6	DIFERENCIAL	RENAULT 4	1	01.04.06
7	MOTOR	KRAFTTOOLS KT 190F	1	01.04.07
8	PLATINA SOPORTE	-	2	01.04.08
9	ENGRANAJE DE ENTRADA	-	1	01.04.09
10	ENGRANAJE INTERNO	-	2	01.04.10
11	EJE PEQUEÑO	-	1	01.04.11
12	ENGRANAJE DE SALIDA	-	1	01.04.12
13	SPROCKET 10 DIENTES	CROSS & MORSE	1	01.04.13
14	CADENA 428H	YBN	1	01.04.14
15	SPROCKET 45 DIENTES	SUZUKI	1	01.04.15
16	EJE DERECHO	RENAULT 4	1	01.04.16

UIS		UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER		ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA		
ESC: 1:20		TITULO: TRANSMISION DE POTENCIA		SALVO INDICACION CONTRARIA: COTAS EN MILIMETROS. ANGULOS EN GRADOS.		
		NOMBRES				FECHA
		DIBUJADO	ELKIN CORONADO D.			04-05-15
A4		REVISADO	RICARDO JAIMES R.	04-05-15	VISTA EXPLOSIONADA	
					CODIGO: 01.04.00	



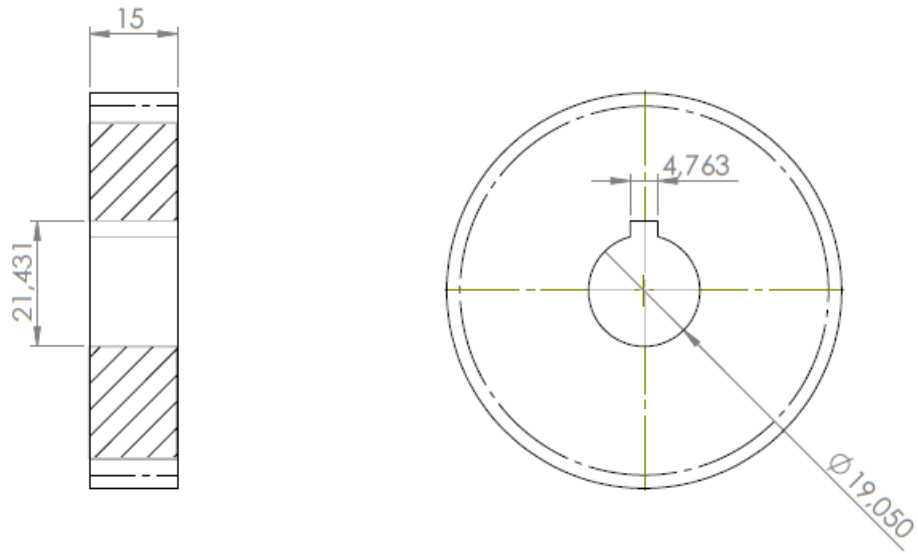


MATERIAL: ACERO ASTM A 36 HR ESC: 1:2	UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER		ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA
	TITULO: PLATINA SOPORTE		SALVO INDICACION CONTRARIA: COTAS EN MILIMETROS. ANGULOS EN GRADOS.
 A4		NOMBRES	FECHA
	DIBUJADO	ELKIN CORONADO D.	04-05-15
	REVISADO	RICARDO JAIMES R.	04-05-15
			PLANO GENERAL
			CODIGO: 01.04.08



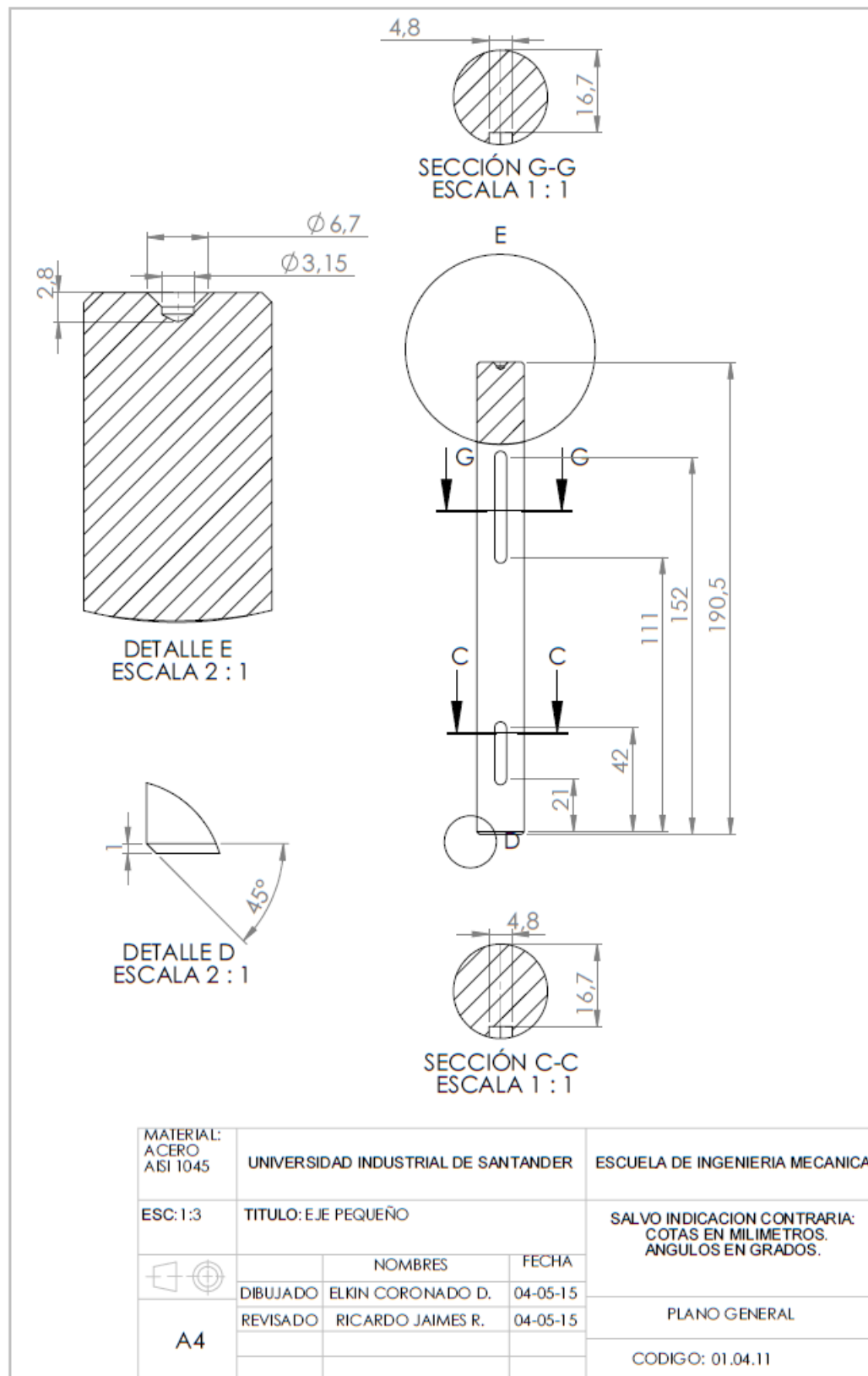
ENGRANAJE RECTO	
MODULO	2,25 mm
Nº DIENTES	28
ANGULO DE PRESION	14,5°
DIAMETRO PRIMITIVO	63 mm
DIAMETRO EXTERIOR	67,5 mm
DIAMETRO INTERIOR	57,37mm

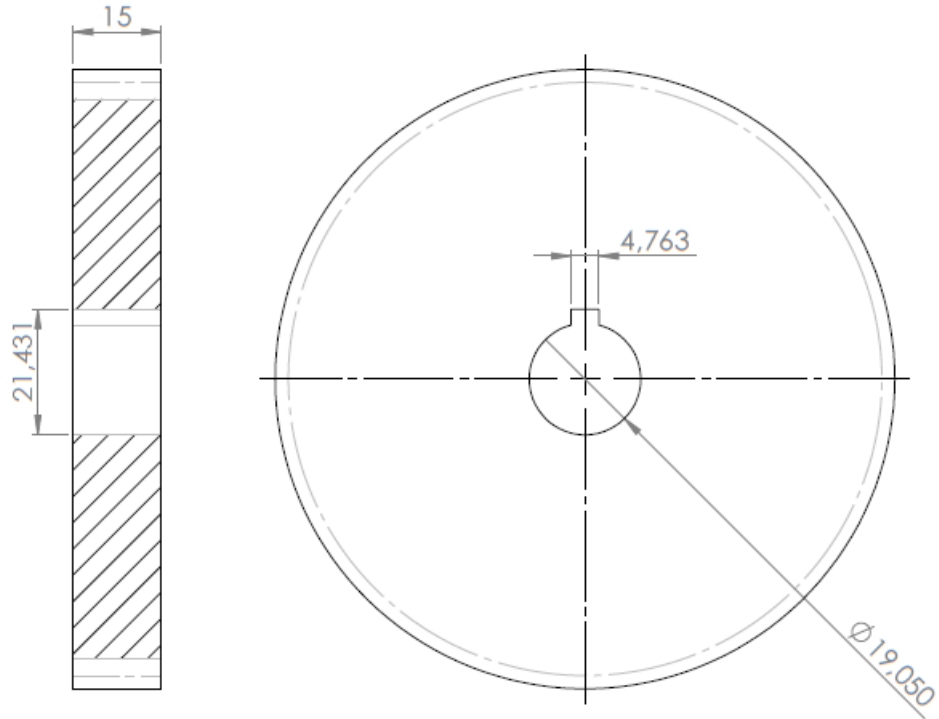
MATERIAL: ACERO F 1550	UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER		ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA
ESC: 1:1	TITULO: ENGRANAJE DE ENTRADA		SALVO INDICACION CONTRARIA: COTAS EN MILIMETROS. ANGULOS EN GRADOS.
	NOMBRES		FECHA
	DIBUJADO	ELKIN CORONADO D.	04-05-15
	REVISADO	RICARDO JAIMES R.	04-05-15
A4			PLANO GENERAL
			CODIGO: 01.04.09



ENGRANAJE RECTO	
MODULO	2,25 mm
Nº DIENTES	28
ANGULO DE PRESION	14,5°
DIAMETRO PRIMITIVO	63 mm
DIAMETRO EXTERIOR	67,5 mm
DIAMETRO INTERIOR	57,37mm

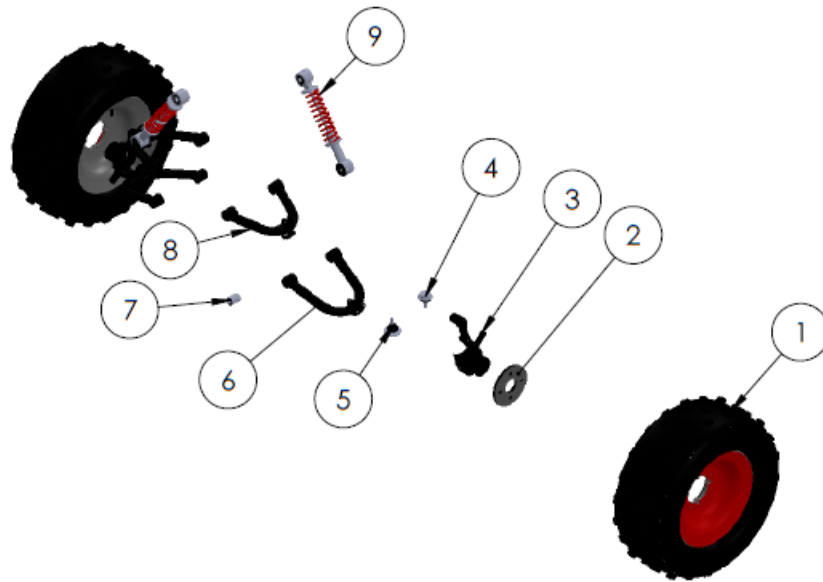
MATERIAL: ACERO F 1550	UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER		ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA
ESC: 1:1	TITULO: ENGRANAJE DE ENTRADA		SALVO INDICACION CONTRARIA: COTAS EN MILIMETROS. ANGULOS EN GRADOS.
		NOMBRES	FECHA
	DIBUJADO	ELKIN CORONADO D.	04-05-15
	REVISADO	RICARDO JAIMES R.	04-05-15
A4			
			PLANO GENERAL
			CODIGO: 01.04.09





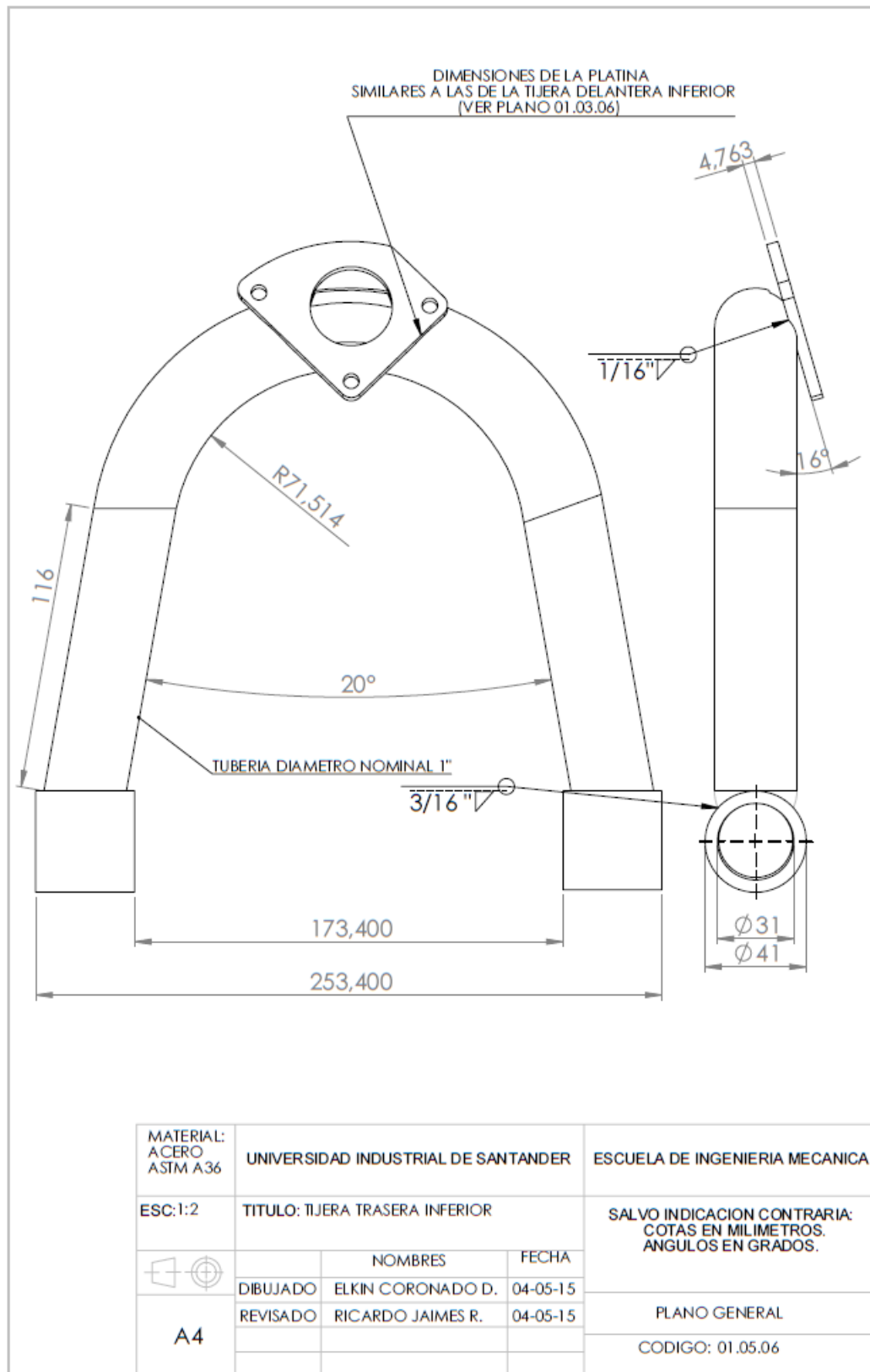
ENGRANAJE RECTO	
MODULO	2,25 mm
Nº DIENTES	45
ANGULO DE PRESION	14,5°
DIAMETRO PRIMITIVO	101,3 mm
DIAMETRO EXTERIOR	105,8 mm
DIAMETRO INTERIOR	95,63 mm

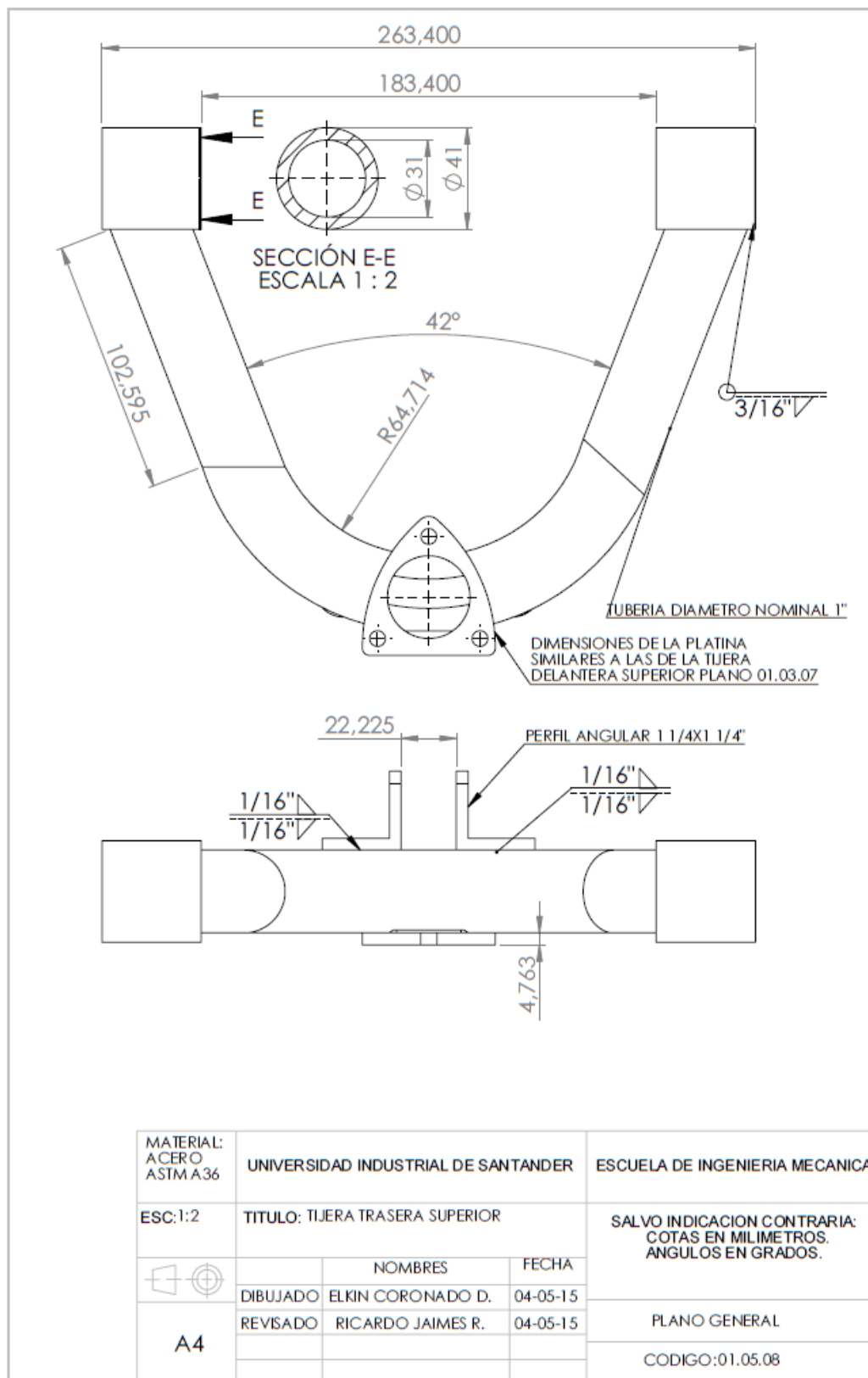
MATERIAL: ACERO F 1550	UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER		ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA
ESC: 1:1	TITULO: ENGRANAJE DE SALIDA		SALVO INDICACION CONTRARIA: COTAS EN MILIMETROS. ANGULOS EN GRADOS.
	NOMBRES	FECHA	
	DIBUJADO ELKIN CORONADO D.	04-05-15	PLANO GENERAL
A4	REVISADO RICARDO JAIMES R.	04-05-15	CODIGO: 01.04.12

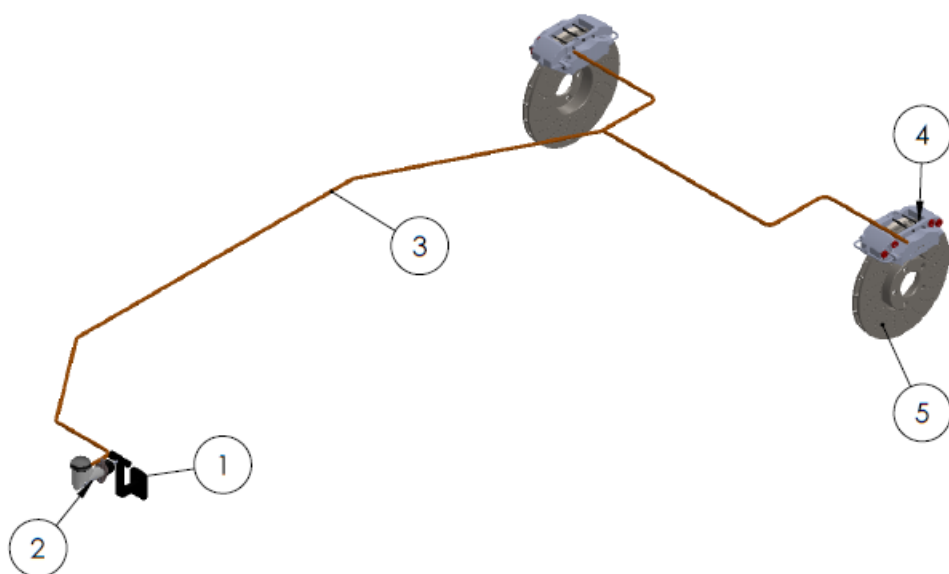


Nº	COMPONENTE	REFERENCIA	CANTIDAD	CODIGO
1	LLANTA TRASERA	DUNLOP AT 25X10-12	2	01.05.01
2	BOCIN	RENAULT 4	2	01.05.02
3	PORTAMANGUETA	RENAULT 4	2	01.05.03
4	ROTULA SUPERIOR	Rts 93-00444-056	2	01.05.04
5	ROTULA INFERIOR	Rts 93-00445-056	2	01.05.05
6	TIJERA TRASERA INFERIOR	-	2	01.05.06
7	BUJE TIJERA	RENAULT 4	8	01.05.07
8	TIJERA TRASERA SUPERIOR	-	2	01.05.08
9	AMORTIGUADORES	YAMAHA FZ	2	01.05.09

UIS	UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER		ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA
ESC:1:20	TITULO: SUSPENSION TRASERA		SALVO INDICACION CONTRARIA: COTAS EN MILIMETROS. ANGULOS EN GRADOS.
	NOMBRES	FECHA	
	DIBUJADO ELKIN CORONADO D.	04-05-15	VISTA EXPLOSIONADA
A4	REVISADO RICARDO JAIMES R.	04-05-15	CODIGO: 01.05.00







Nº	COMPONENTE	REFERENCIA	CANTIDAD	CODIGO
1	PEDAL	RENAULT 4	1	01.06.01
2	BOMBA DE FRENO	INCOLBEST-RENAULT 4	1	01.06.02
3	MANGUERA	COBRE Ø EXTERIOR 4,76 mm	1	01.06.03
4	MORDAZA	INCOLBEST-RENAULT 4	2	01.06.04
5	DISCO DE FRENO	INCOLBEST-RENAULT 4	2	01.06.05

UIS		UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER		ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA			
ESC: 1:15		TITULO: FRENOS		SALVO INDICACION CONTRARIA: COTAS EN MILIMETROS. ANGULOS EN GRADOS.			
		NOMBRES				FECHA	
		DIBUJADO	ELKIN CORONADO D.			04-05-15	
A4		REVISADO	RICARDO JAIMES R.	04-05-15		PLANO GENERAL	
						CODIGO: 01.06.00	

ANEXO B. CARACTERÍSTICAS TÉCNICAS DEL VEHÍCULO.

CARACTERÍSTICAS TÉCNICAS			
MOTOR			
Tipo	4 tiempos		
Cilindrada	420 cc		
Diámetro pistón	90 mm		
Carrera pistón	66 mm	DIMENSIONES	
Relación de compresión	8.5:1	Ancho Total	1,48 m
Máxima Potencia	15 HP/3600 rpm	Altura Total	1,42 m
Max. Torque	28 N·m/2800 rpm	Longitud Total	2,98 m
Nivel de ruido	75 dB	Vía	1,27 m
Encendido	Manual	Batalla	2,40 m
Aceite motor	SAE 10W30/ 20W50	Altura desde el piso	30 cm
CAPACIDAD		CHASIS	
Carga	2 ocupantes (180 kg)	Llantas	Anterior: 25 x 8 - 12 Posterior: 25 x 10 - 12
Tanque de combustible	6.5 litros	Suspensión	Independiente en las cuatro ruedas
Aceite motor	1.1 litros	Dirección	Piñón - cremallera

ANEXO C. RECOMENDACIONES DE USO

Para el buen funcionamiento del vehículo Buggy se recomienda seguir las siguientes recomendaciones:

- Si el vehículo va a estar parado por un periodo prolongado de tiempo, se recomienda sacar la gasolina del carburador del motor. Para hacer esto, hay que encender el motor y acto seguido se cierra el paso de combustible y se espera hasta que el motor se apague.
- Antes de encender el vehículo revise el nivel de aceite en el motor Consulte el Anexo E para más información sobre el motor.
- Cada seis meses hay que revisar el estado de las soldaduras en el chasis para prevenir posibles accidentes por rupturas.
- El vehículo no debe ser ocupado nunca por más de dos personas.
- El vehículo no tiene marcha neutra entonces, antes de acelerar el vehículo, asegúrese de que marcha tiene el vehículo en ese momento, y de que el camino esté despejado de personas, animales u otros obstáculos.
- Siga siempre las normas de tránsito.
- Revise periódicamente el estado de la correa del sistema de transmisión y de los tornillos, comprobando su apriete, para evitar solturas que puede ser peligrosas para la integridad del vehículo.
- Asegúrese de que la caja de reversa está engrasada.

ANEXO D. TUBERÍA ESTRUCTURAL REDONDA MARCA STECKERL.

Tubería estructural redonda



STECKERL HIERROS Y ACEROS

Su Centro del Hierro y el Acero

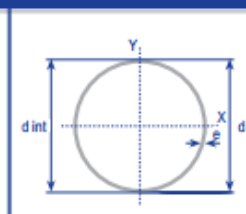


Tabla 4.1. Tubería de acero estructural redonda.

CARACTERÍSTICAS Y DENOMINACION						PROPIEDADES ESTÁTICAS						UNIDADES DE EMPAQUE
						FLEXIÓN			Módulo plástico Z cm³	TORSIÓN		
Nominal pulgadas	Exterior d cm	Interior d int. cm	Espesor pared e mm	Peso P Kg/m	Area A cm²	Momento inercia I cm⁴	Módulo sección S cm³	Radio de giro r cm		Momento inercia J cm⁴	Módulo elástico B cm³	
1/2"	2.05	1.75	1.50	0.70	0.89	0.40	0.40	0.67	0.54	0.81	0.79	37
1/2	2.07	1.57	2.50	1.12	1.43	0.60	0.58	0.65	0.83	1.21	1.17	
3/4"	2.58	2.28	1.50	0.90	1.15	0.85	0.66	0.86	0.89	1.70	1.32	37
3/4	2.61	2.11	2.50	1.46	1.85	1.31	1.00	0.84	1.40	2.61	2.00	
1"	3.29	2.99	1.50	1.16	1.48	1.83	1.11	1.11	1.48	3.66	2.23	37
1	3.29	2.89	2.00	1.53	1.94	2.33	1.42	1.10	1.91	4.66	2.83	
1	3.29	2.79	2.50	1.88	2.39	2.78	1.69	1.08	2.32	5.56	3.38	19
1 1/4"	4.22	3.92	1.50	1.51	1.92	3.99	1.89	1.44	2.49	7.98	3.78	
1 1/4	4.16	3.66	2.50	2.41	3.07	5.89	2.83	1.39	3.83	11.79	5.67	19
1 1/4	4.22	3.62	3.00	2.90	3.70	7.16	3.39	1.39	4.63	14.32	6.78	
1 1/2"	4.83	4.53	1.50	1.73	2.20	6.03	2.50	1.65	3.28	12.06	5.00	19
1 1/2	4.79	4.29	2.50	2.80	3.56	9.20	3.84	1.61	5.15	18.41	7.69	
1 1/2	4.83	4.23	3.00	3.35	4.27	10.97	4.55	1.60	6.15	21.94	9.09	19
2"	5.99	5.69	1.50	2.16	2.75	11.76	3.93	2.07	5.12	23.53	7.85	
2	5.99	5.49	2.50	3.54	4.51	18.64	6.22	2.03	8.25	37.28	12.44	19
2	6.03	5.43	3.00	4.24	5.40	22.26	7.38	2.03	9.87	44.52	14.76	
2	6.03	5.23	4.00	5.56	7.08	28.22	9.35	2.00	12.71	56.44	18.71	7
2 1/2"	7.24	6.84	2.00	3.47	4.42	27.41	7.57	2.49	9.91	54.83	15.15	
2 1/2	7.24	6.74	2.50	4.31	5.49	33.56	9.27	2.47	12.22	67.12	18.54	7
2 1/2	7.24	6.64	3.00	5.13	6.54	39.44	10.90	2.46	14.45	78.87	21.79	
2 1/2	7.24	6.44	4.00	6.75	8.59	50.42	13.93	2.42	18.73	100.83	27.85	7
2 1/2	7.30	6.30	5.00	8.39	10.69	62.15	17.02	2.41	23.18	124.31	34.04	
3	8.82	8.42	2.00	4.32	5.50	50.40	11.42	3.03	14.88	100.80	22.85	7
3	8.82	8.32	2.50	5.29	6.73	61.93	14.04	3.03	18.38	123.87	28.07	
3	8.82	8.22	3.00	6.31	8.03	73.05	16.56	3.02	21.81	146.11	33.12	7
3	8.82	8.02	4.00	8.31	10.59	94.11	21.33	2.98	28.41	188.23	42.66	
3	8.89	7.79	5.50	11.31	14.41	125.84	28.31	2.96	38.31	251.67	56.62	7
3	8.89	7.62	6.35	12.93	16.47	141.11	31.74	2.93	43.36	282.21	63.49	
4	11.35	10.95	2.00	5.58	7.11	108.88	19.19	3.91	24.86	217.75	38.37	7
4	11.35	10.85	2.50	6.84	8.72	134.30	23.67	3.93	30.80	268.60	47.33	
4	11.35	10.75	3.00	8.17	10.41	159.03	28.02	3.91	36.63	318.05	56.05	7
4	11.35	10.55	4.00	10.80	13.76	206.45	36.38	3.87	47.97	412.91	72.77	
4	11.43	10.23	6.00	16.03	20.41	300.21	52.53	3.83	70.45	600.42	105.06	1
5	12.70	11.50	4.00	12.10	15.46	292.61	46.08	4.35	60.54	585.23	92.16	
6	16.83	15.83	5.00	20.14	25.65	855.85	101.70	5.78	133.38	1711.69	203.41	1
6	16.83	15.63	6.00	24.02	30.59	1008.69	119.87	5.74	158.12	2017.39	239.74	
6	16.83	15.41	7.11	28.27	36.01	1171.91	139.26	5.70	184.90	2343.82	278.53	1
8	21.91	20.91	5.00	26.40	33.63	1928.04	176.00	7.57	229.24	3856.09	351.99	
8	21.91	20.27	8.18	42.54	54.20	3018.30	275.52	7.46	364.04	6036.60	551.04	1
10	27.31	25.45	9.27	60.30	76.82	6689.62	489.99	9.33	645.27	13379.23	979.98	
12	32.39	30.32	10.31	79.72	101.56	12493.00	771.53	11.09	1013.91	24986.00	1543.06	1
16	40.64	38.10	12.70	123.31	157.08	30465.73	1499.30	13.93	1969.18	60931.45	2998.60	
20	50.80	48.26	12.70	155.13	197.62	60639.28	2387.37	17.52	3116.27	121278.56	4774.75	

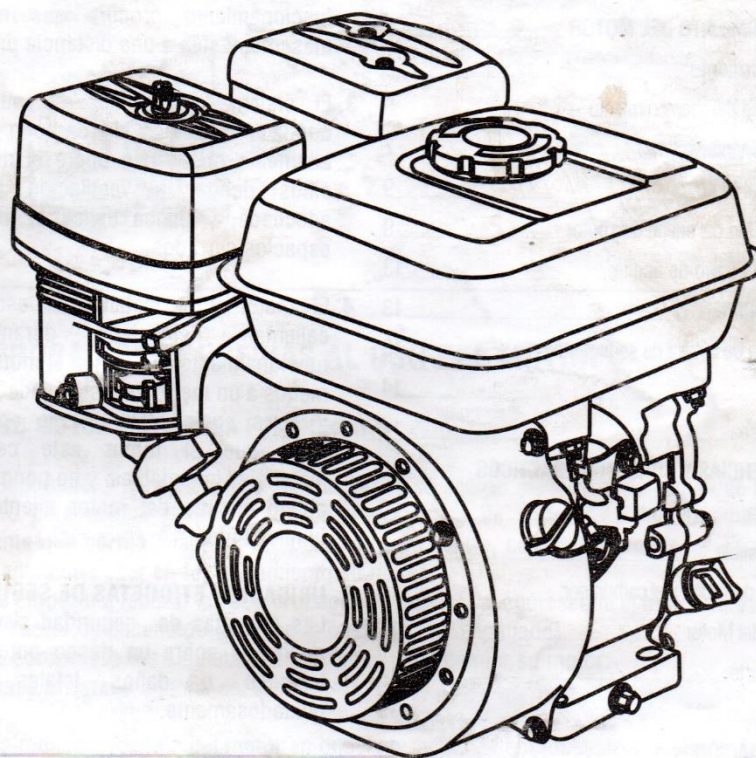
Largo de tubos más comerciales.



ANEXO E. MANUAL DE USUARIO DEL MOTOR.

MANUAL DEL USUARIO

KT173F / KT177F / KT182F / KT188F / KT190F



KRAFTTOOLS
UNITING CONTINENTS

www.ktcolombia.com

Lea las siguientes instrucciones antes de usar el motor



CONTENIDO

SEGURIDAD	2
LOCALIZACIÓN DE CONTROLES Y COMPONENTES	3
COMPROBACIONES PREVIAS AL USO DEL MOTOR	3
¿Está su motor listo para funcionar?	3
FUNCIONAMIENTO	4
Comprobación del motor	4
Encendido del motor	4
Apagado del motor	5
MANTENIMIENTO DEL MOTOR	6
Mantenimiento	6
Seguridad del mantenimiento	6
Plan de Mantenimiento	7
Aceite del Motor	9
Verificación del aceite del motor	9
Filtro con baño de aceite	13
MANTENIMIENTO	13
Limpieza de la taza de sedimentos	13
Bujía	14
Parachispas	14
SUGERENCIAS Y CONSEJOS PRÁCTICOS	16
Limpieza	16
Combustible	16
Drenaje del motor y el carburador	17
Aceite del Motor	17
Transporte	17
Reemplazo del fusible	19
INFORMACIÓN	19
Conexiones de la batería para el encendido eléctrico	19
Conexión al control remoto	20
Combustibles oxigenados	21
Origen de las emisiones	21
SOLUCIÓN DE PROBLEMAS	22
ESPECIFICACIONES	23
DIAGRAMA DE INSTALACIÓN	23

SEGURIDAD

INFORMACIÓN DE SEGURIDAD

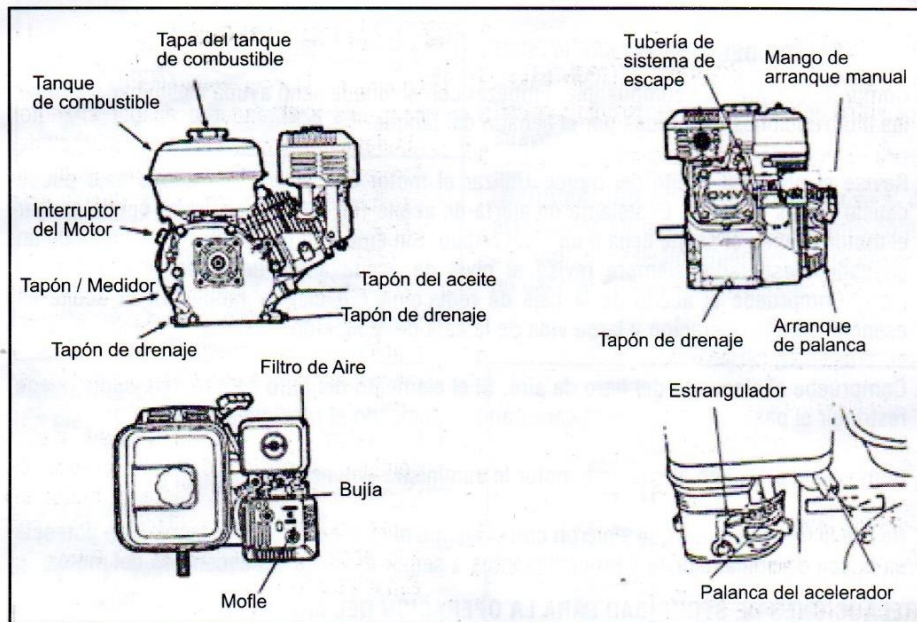
1. Entender el funcionamiento de los controles y aprender a apagar el motor rápidamente en caso de emergencia. Asegúrese que el operario reciba la capacitación adecuada para operar este equipo.
2. No permita que este equipo sea operado por niños, mientras el equipo esté en funcionamiento procure que niños y mascotas estén a una distancia prudente.
3. El sistema de escape de su motor contiene monóxido de carbono que es altamente tóxico. No opere el motor en sitios donde la ventilación no sea adecuada, y nunca utilice el motor en espacios cerrados.
4. El motor y el sistema de escape se calientan demasiado durante su funcionamiento. Mantenga el motor por lo menos a un metro de distancia de edificios y otros equipos durante la operación. Evite que el motor este cerca de materiales inflamables y no ponga ningún objeto encima del motor mientras este funcionando.

5. UBICACIÓN ETIQUETAS DE SEGURIDAD

Las etiquetas de seguridad sirven para prevenirle sobre un riesgo potencial de lesiones o daños letales. Léalas cuidadosamente.

Si la etiqueta de seguridad se hace difícil de leer, o está deteriorada contacte al vendedor del equipo para que le suministre una nueva.

LOCALIZACIÓN DE CONTROLES Y COMPONENTES



COMPROBACIONES PREVIAS AL USO DEL MOTOR

¿ESTÁ SU MOTOR LISTO PARA FUNCIONAR?

Por su seguridad, y para maximizar la vida útil de su equipo, es muy importante que tome un momento para revisar el estado de su motor antes de ponerlo en funcionamiento. Es importante que corrija cualquier problema que encuentre, contacte al vendedor para que lo repare, antes de poner en funcionamiento su motor.

Antes de empezar a realizar las comprobaciones previas, asegúrese que el motor este nivelado y el interruptor de encendido estén en la posición OFF (Apagado).

Siempre compruebe los siguientes ítems antes de encender su motor:

Compruebe el estado general del Motor.

1. Mire alrededor y debajo del motor en busca de fugas de combustible y aceite.
2. Remueva cualquier tipo de suciedad en el motor, especialmente alrededor del mofle y del arrancador retráctil.
3. Busque signos de daños.
4. Compruebe que todos los protectores y cubiertas estén en su lugar, que todas las tuercas, pernos y tornillos estén apretados.

FUNCIONAMIENTO

COMPROBACIÓN DEL MOTOR.

1. Compruebe el nivel de combustible. Empezar con el tanque lleno ayuda a eliminar o reducir las interrupciones generadas por el llenado del tanque.
2. Revise el nivel del aceite del motor. Utilizar el motor con el nivel de aceite bajo puede causar daños al motor. El sistema de alerta de aceite (En ciertos modelos) puede apagar el motor cuando el aceite llega a un nivel crítico. Sin embargo para evitar la molestia de un apagado inesperado, siempre revise el nivel de aceite antes de empezar a utilizar el motor. Compruebe el aceite de la caja de reducción (En ciertos modelos). El aceite es esencial para la operación y larga vida de la caja de reducción.
3. Compruebe el elemento del filtro de aire. Si el elemento del filtro de aire está sucio puede restringir el paso de aire hacia el carburador reduciendo el rendimiento del motor.
4. Compruebe el equipo al que este motor le suministra potencia.

Revise la instrucciones que vinieron con el equipo al cual este motor le suministra potencia en busca de precauciones y procedimientos a seguir después del encendido del motor.

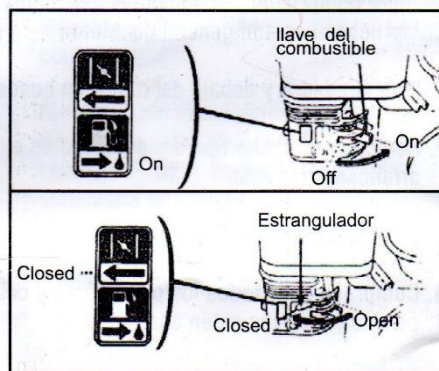
PRECAUCIONES DE SEGURIDAD PARA LA OPERACIÓN DEL MOTOR

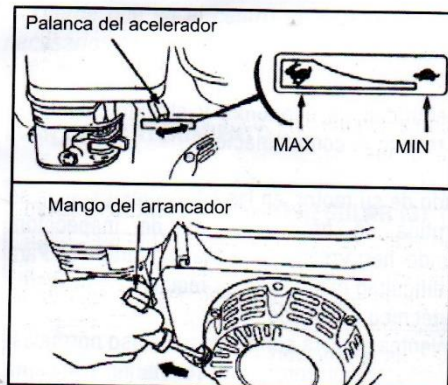
Antes poner en marcha el motor por primera vez, por favor lea la **INFORMACIÓN DE SEGURIDAD en el apartado SEGURIDAD.**

Lea las instrucciones de seguridad del equipo al cual este motor le dará potencia en busca de las precauciones que usted debe tomar al poner en marcha el motor.

ENCENDIDO DEL MOTOR

1. Mueva la palanca de la llave de combustible a la posición ON.
2. Si el motor esta frío mueva la palanca del estrangulador a la posición CLOSED. Si el motor está caliente deje la palanca del estrangulador en la posición OPEN. En algunos casos la aplicación del motor requiere que el control del estrangulador esté en un panel remoto. En este caso consulte el manual de instrucciones del equipo.
3. Mueva la palanca del acelerador de la posición MIN 1/3 hacia la posición MAX. En algunos casos la aplicación del motor requiere que el control del acelerador esté en un panel remoto en este caso consulte el manual de instrucciones del equipo.
4. Mueva el interruptor de encendido a la posición ON.
5. Utilización del arrancador.





ARRANQUE ELÉCTRICO (En ciertos modelos):

Mueva la llave a la posición START hasta que el motor arranque.
Si el motor no arranca en 5 segundos, suelte la llave y espere 10 segundos antes de intentar arrancar el motor nuevamente.

INFORMACIÓN Usar el arranque eléctrico por más de 5 segundos puede sobrecalentar el motor del arranque y dañarlo. Cuando el motor esté en marcha, suelte la llave de encendido dejándola en posición ON. Si movió el estrangulador a la posición CLOSED para encender el motor, muévalo gradualmente a la posición OPEN cuando el motor esté caliente.

APAGADO DEL MOTOR

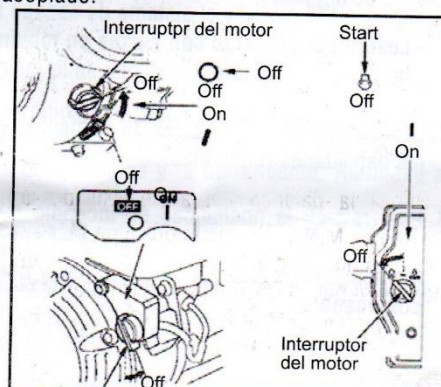
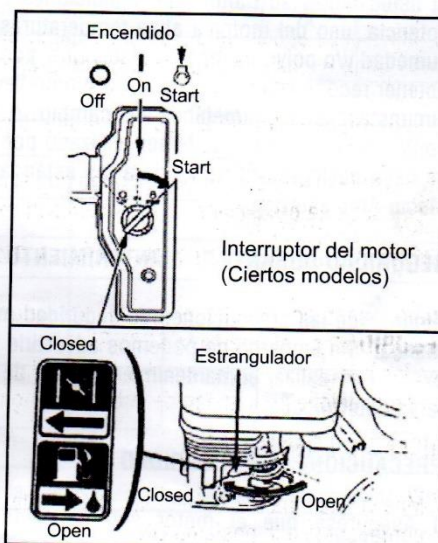
Para detener el motor en caso de emergencia, simplemente gire el interruptor de encendido a la posición **OFF**. En condiciones normales siga el siguiente procedimiento. Lea las instrucciones del equipo al cual el motor está acoplado.

1. Mueva la palanca del acelerador a la posición MIN. Algunas aplicaciones del motor requieren que el control del acelerador esté en un panel remoto; en este caso consulte el manual de instrucciones del equipo.
2. Gire el interruptor de encendido a la posición OFF.
3. Gire la llave del combustible a la posición OFF.

ARRANCADOR RETRACTIL:

Hale el mango del arrancador hasta que sienta resistencia, a continuación hale con fuerza y devuelva el mango del arrancador suavemente.

INFORMACIÓN No permita que el mango del arrancador se devuelva bruscamente contra el motor, devuélvalo lentamente para prevenir un daño al sistema de arranque.



MANTENIMIENTO DEL MOTOR

LA IMPORTANCIA DEL MANTENIMIENTO

Un buen mantenimiento es esencial para la seguridad, la economía y el funcionamiento adecuado de su motor. Además puede ayudar a reducir la contaminación.

Para ayudarlo a llevar un mantenimiento apropiado de su motor, en las siguientes páginas se incluye un plan de mantenimiento, una rutina de procedimientos de inspección, procedimientos simples de mantenimiento usando herramientas de mano comunes. Para llevar a cabo tareas de servicio con un nivel de dificultad mayor o si se requiere herramienta especializada es mejor que sea realizada por un técnico calificado.

La programación de mantenimiento que aquí se plantea es para condiciones de uso normales. Si usted utiliza su motor bajo condiciones extremas tales como uso constante a máxima potencia, uso del motor a altas temperaturas, uso del motor en ambientes con demasiada humedad y/o polvo es recomendable que consulte con un centro de servicio autorizado para obtener recomendaciones acerca de cómo llevar a cabo el plan de mantenimiento bajo estas circunstancias. El mantenimiento, cambio, o reparación de los dispositivos y sistemas de control de emisiones puede ser realizado por cualquier centro de servicio siempre y cuando se usen partes certificadas para los estándares de la EPA (Agencia para la Protección del Medio Ambiente).

SEGURIDAD DURANTE EL MANTENIMIENTO

Algunas de las precauciones de seguridad más importantes son tenidas en cuenta en este manual. Sin embargo no podemos advertirle de todos los peligros a los que usted se puede exponer al realizar el mantenimiento. Sólo de usted depende decidir si lleva a cabo o no una tarea determinada.

PRECAUCIONES DE SEGURIDAD

1. Asegurese que el motor esta apagado antes de empezar con cualquier tarea de mantenimiento. Esto reducirá de manera considerable cualquier riesgo potencial como:
 - **Intoxicación por Dióxido de Carbono que sale por el sistema de escape.**
Asegúrese que el sitio donde va utilizar su motor tenga una buena ventilación.
 - **Quemaduras por contacto con partes calientes.**
Deje que el motor y el sistema de escape se enfrien antes de tocarlos.
 - **Lesión por contacto con partes en movimiento.**
No arranque el motor hasta que se lo indiquen.
2. Lea las instrucciones antes de comenzar y asegúrese de tener a mano la herramienta y las habilidades requeridas.
3. Para reducir la posibilidad de incendio o explosión, sea cuidadoso cuando trabaje con gasolina. Use solamente solventes no inflamables y no gasolina para limpiar las partes. Mantenga lejos los cigarrillos, llamas y chispas lejos de las partes que tenga que ver con combustible.

Recuerde que en el centro de servicio autorizado conocen su motor y tienen los equipos necesarios para realizar el mantenimiento y reparación de su motor. Para asegurar la calidad y duración de su motor, solamente use partes originales nuevas para reparar su motor.

PLAN DE MANTENIMIENTO

PLAN DE MANTENIMIENTO REGULAR (3)			ANTES DE CADA USO	CADA MES O 20 HORAS	CADA 3 MESES O 50 HORAS	CADA 6 MESES O 100 HORAS	CADA AÑO O 300 HORAS
ITEM Realizar cuando es indicado Cada mes o horas de intervalo, lo que pase primero.							
• Aceite del Motor	Revise el nivel		X				
	Cambiar			X		X	
• Filtro de Aire	Revisar		X				
	Limpiar				X (1)		
	Cambiar						X *
• Bujía	Revisar - Ajustar					X	
	Reemplazar						X
• Parachispas	Limpiar					X	
• Velocidad al Ralentí	Revisar - Ajustar						X (2)
• Holgura de la Válvula	Revisar - Ajustar						X (2)
• Tanque y Filtro de Combustible	Limpiar					X (2)	
• Cámara de Combustión	Limpiar	Después 500 Horas (2)					
• Manguera de Combustible	Revisar	Cada 2 años (Reemplazar en caso de ser necesario) (2)					

(1) Solamente para carburadores con dos mangueras ventilación.

(2) Tipo "Cyclone" cada 6 meses o 150 horas.

(3) Reemplace el elemento de papel solamente.

4. Tipo "Cyclone" cada 2 años o 600 horas.

- Realice mantenimiento más frecuentemente en sitios polvorientos.
- El mantenimiento a estos ítems debe ser realizado en el centro de servicio autorizado. A no ser de que usted tenga conocimientos de mecánica y la herramienta. Remítase al manual de servicio para ver los procedimientos a realizar. Para uso comercial, lleve un control de las horas de uso para determinar un intervalo de mantenimientos adecuado.
- No cumplir con el plan de mantenimiento puede generar fallas que no están cubiertas por la garantía.

INFORMACIÓN El combustible puede dañar la pintura y ciertos tipos de plástico. Sea cuidadoso de no salpicar combustible mientras llena el tanque de combustible. Los daños generados por salpicaduras de combustible no están cubiertos por la garantía limitada.

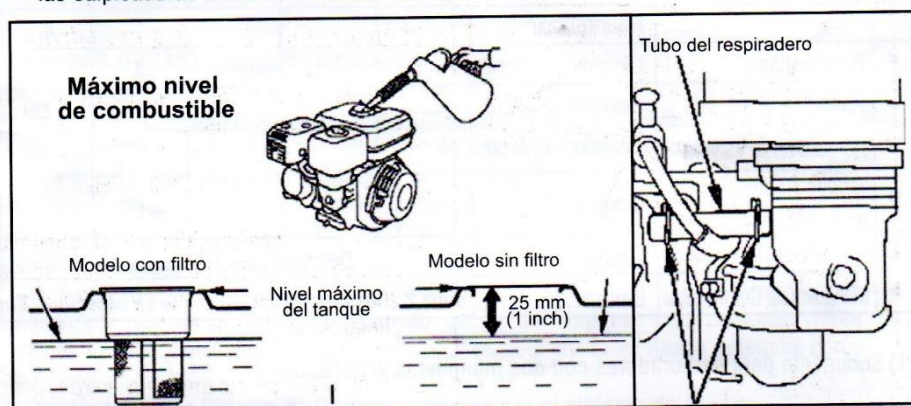
Nunca use gasolina vieja, contaminada, o mezcla de gasolina y aceite. Evite que entren en el tanque de combustible agua o impurezas.

En ocasiones usted puede escuchar una explosión o un ruido metálico mientras opera el motor con cargas pesadas. Esto es normal.

Si esto ocurre cuando el motor es usado en condiciones normales, cambie de marca de gasolina. Si este sonido persiste a pesar de haber cambiado la marca de la gasolina contacte a su distribuidor autorizado.

INFORMACIÓN Operar el motor constantemente cuando se presentan explosiones puede dañar el motor.

1. Con el motor apagado y en una superficie nivelada, remueva la tapa del tanque de combustible y revise el nivel de combustible, llene el tanque de ser necesario.
2. Agregue combustible hasta el límite superior del tanque. No sobrepase este límite, limpie las salpicaduras antes de encender el motor.



Llene el tanque en un lugar ventilado antes de encender el motor. Si el motor ha estado funcionando, deje que este se enfríe. Llene el tanque de combustible con cuidado de no salpicar combustible. No llene el tanque completamente, llene el tanque dejando un espacio entre la parte superior del tanque y el nivel de gasolina de 25mm (1 Pulgada) para permitir la expansión del combustible. Puede ser necesario un nivel inferior de llenado dependiendo de las condiciones de operación, después de llenar el tanque con combustible ponga la tapa del combustible, asegurándose que quede bien apretada.

Nunca llene el tanque de combustible dentro de edificios donde el vapor de gasolina puede ser alcanzado por llamas o chispas, mantenga la gasolina alejada de gasodomésticos que tengan piloto de encendido, de electrodomésticos, herramienta eléctrica, etc.

Las salpicaduras de gasolina no sólo son un riesgo para incendio, también causan daño al medio ambiente, limpie las salpicaduras inmediatamente.

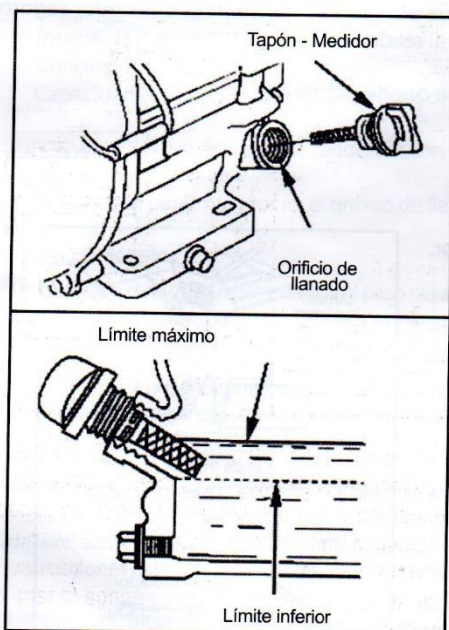
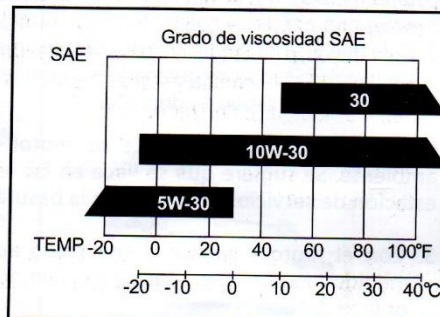
Para información sobre combustible oxigenado por favor remítase a la pag 21.

ACEITE DEL MOTOR

El aceite es el factor que mas afecta el rendimiento del motor y la vida útil.
Use aceite detergente para motores 4 tiempos.
Use aceite 4 tiempos que cumpla con los requerimientos.

Para los requisitos de clasificación de servicio API SJ, SL, o su equivalente. Compruebe siempre la etiqueta de servicio de API en el contenedor de aceite para asegurarse de que incluye las letras SJ, SL, o su equivalente.

El aceite SAE 10W-30 es recomendado para uso general, los otros grados de viscosidad que aparecen en la tabla pueden ser usados dependiendo de la temperatura del lugar donde se encuentre.



VERIFICACIÓN DEL ACEITE DEL MOTOR

Compruebe que el motor este apagado y en una superficie nivelada.

1. Retire la tapa/medidor y límpiela.
2. Inserte la tapa/medidor en el cuello de llenado del aceite como es mostrado en grafico sin atornillarlo, y retírelo para chequear el nivel de aceite.
3. Si el nivel de aceite esta cerca o por debajo de la marca de nivel inferior de la tapa/medidor, llénelo con el aceite recomendado hasta la marca del limite superior. No llene más arriba de es este límite.
4. Reinstale la tapa/medidor

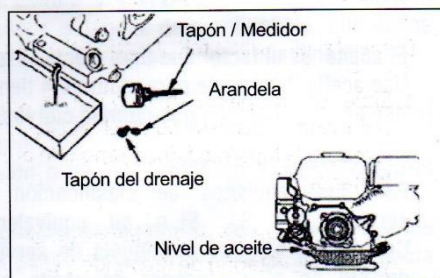
INFORMACIÓN Operar el motor con el nivel de aceite bajo puede dañar el motor.

El sistema de alerta de aceite (OIL ALERT) puede apagar el motor antes que el nivel de aceite baje del limite seguro el nivel de aceite, sin embargo para evitar esta inconveniencia de un apagado inesperado, siempre revise el nivel de aceite antes de arrancar el motor.

CAMBIO DEL ACEITE DE MOTOR.

Drene el aceite usado mientras que el motor está tibio. El aceite drena mas rápido mientras esta tibio.

1. Sitúe un recipiente debajo del motor para recoger el aceite usado, remueva la tapa/medidor, y tapon de drenado y la arandela.
2. Deje que el aceite usado drene completamente, y reinstale el tapón de drenado y la arandela, y apriete bien el tapón de drenado.



Por favor disponga del aceite de motor usado de una manera apropiada para el medio ambiente. Se sugiere que se lleve en un recipiente cerrado a su centro de reciclaje o a una estación de servicio. No lo vierta a la basura, ni en la tierra, ni en el desagüe.

3. Con el motor nivelado, llénelo con aceite sugerido hasta la marca límite superior del medidor. Para comprobar el nivel de aceite inserte la tapa/medidor sin enroscarla en el orificio del aceite.

INFORMACIÓN El sistema de alerta de nivel bajo de aceite OilAlert®system (En algunos modelos) Puede apagar el motor antes del que el nivel del motor llegue al limite seguro más bajo, para evitar esta inconveniencia revise el nivel de aceite regularmente.

4. Instale la tapa/medidor y apriétela hasta que quede asegurada.

ACEITE CAJA DE REDUCCIÓN

Aceite recomendado

Use el aceite recomendado por el distribuidor.

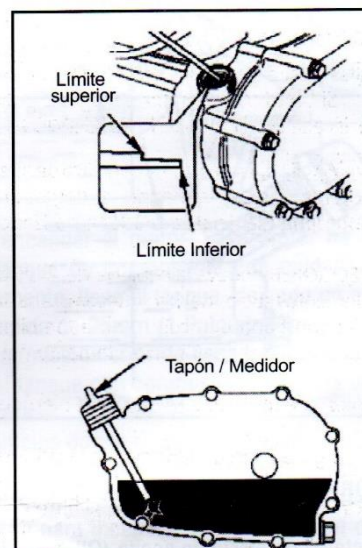
Comprobación del nivel de aceite.

Compruebe el nivel de aceite de la caja de reducción con el motor apagado y en una posición nivelada.

Caja de reducción con embrague centrífugo.

1. Remueva la tapa/medidora y límpiela
2. Inserte y retire la tapa/medidora sin enroscarla. Revise el nivel del aceite en el medidor.
3. Si el nivel aceite esta en un nivel bajo, agregue el aceite aceite recomendado hasta llegar a la marca del límite superior de aceite de la tapa/medidor.

Enrosque la tapa/medidor en el orificio de llenado del aceite y apriete hasta que quede asegurada.

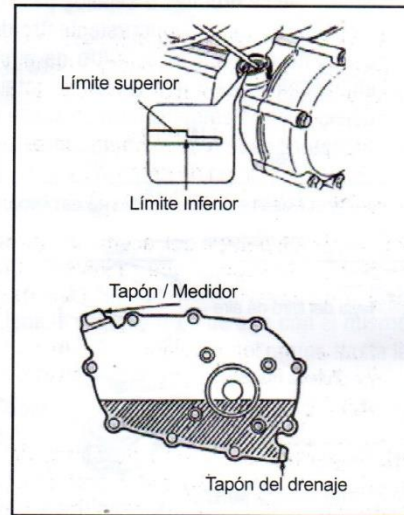


CAMBIO DE ACEITE DE CAJA DE REDUCCIÓN

Drene el aceite usado mientras que el motor está tibio. El aceite drena mas rápido mientras esta tibio.

1. Sitúe un recipiente debajo de la caja de reducción para recoger el aceite usado, remueva la tapa/medidor, y tapon de drenado y la arandela.
2. Deje que el aceite usado drene completamente, y reinstale el tapón de drenado y la arandela, y apriete bien el tapón de drenado.
Por favor disponga del aceite de motor usado de una manera apropiada para el medio ambiente. Se sugiere que se lleve en un recipiente cerrado a su centro de reciclaje o a una estación de servicio. No lo vierta a la basura, ni en la tierra, en el desagüe.
3. Con el motor nivelado, llenelo con aceite sugerido hasta la marca límite superior del medidor. Para comprobar el nivel de aceite inserte la tapa/medidor sin enroscarla en el orificio del aceite.

Capacidad de Aceite de la caja de reduccion: 0.50 Cuartos (0.53 US qt, 0.44 Imp qt)



INFORMACIÓN Operar la caja de reducción con el nivel de aceite bajo puede causar daños a la caja.

4. Enrosque la tapa/medidor en el orificio de llenado del aceite y apriete hasta que quede asegurada.

FILTRO DE AIRE:

Un filtro de aire sucio puede restringir el paso del aire hacia el carburador, reduciendo así el desempeño del motor. Si usted usa el motor en lugares polvorientos, limpie el filtro de aire con más frecuencia de la especificada en el PLAN DE MANTENIMIENTO.

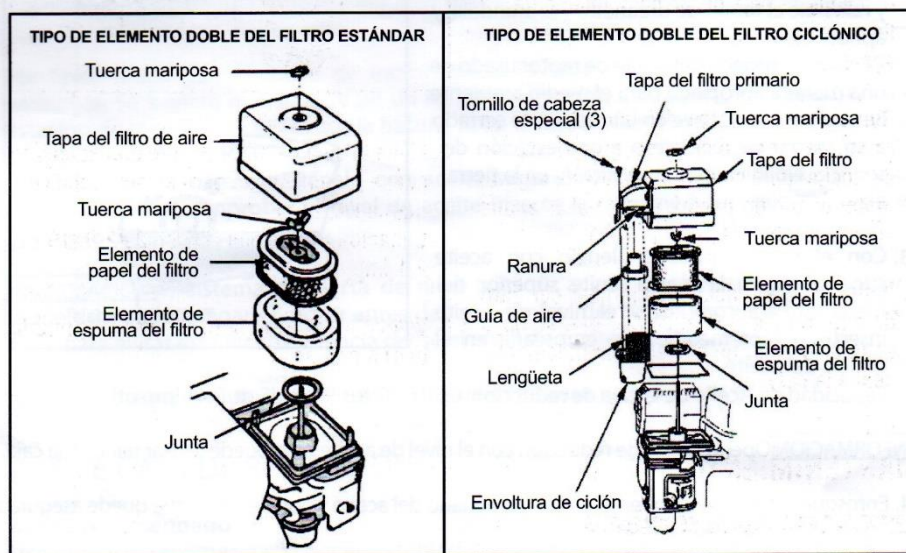
INFORMACIÓN Usar el motor sin filtro de aire o con un filtro de aire defectuoso, puede permitir que entren al motor impurezas, causando un desgaste rápido del motor. Este tipo de daño no esta cubierto por la garantía limitada del distribuidor autorizado.

INSPECCIÓN: Remueva la cubierta del filtro de aire y revise los elementos del filtro. Limpie o reemplace los elementos sucios del filtro. Reeemplaze siempre los elementos del filtro si están dañados. Si tiene filtro de aire con baño de aceite, revise también el nivel de aceite. Revise las páginas 12 – 13 para ver instrucciones que se aplican al elemento y al filtro de aire de su tipo de motor.

Limpieza de filtro de aire de doble elemento

1. Extraiga la tuerca mariposa de la cubierta del filtro de aire y remueva la cubierta.
2. Extraiga la tuerca mariposa del filtro de aire y remueva el filtro de aire.
3. Remueva el filtro de espuma del filtro de papel.
4. Inspeccione ambos filtros, si hay algún filtro dañado reemplácelo, siempre cambie el filtro de papel según el plan de mantenimiento.

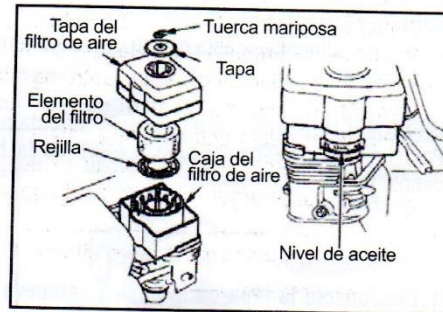
5. Limpie los elementos del filtro de aire si los va a reutilizar.
6. Golpee el filtro de papel contra una superficie dura para remover la suciedad, o utilice aire comprimido [Max 207 kPa (2.1 kgf/cm², 30 psi)] soplando a través del filtro de aire. Nunca utilice brochas o cepillos para quitar el polvo, cepillar el filtro de aire puede forzar a que la suciedad se incruste dentro de las fibras del filtro de aire.
 Elemento de espuma del filtro de aire: Límpielo sumergiéndolo en agua jabonosa tibia, enjuáguelo y deje que se seque totalmente. O limpie con un solvente no inflamable y déjelo secar. Remoje el filtro en aceite de motor limpio y escurra todo el exceso de aceite. El motor puede producir humo en el arranque si deja mucho aceite en el filtro.



7. **FILTRO DE AIRE TIPO CYCLONE:** Remueva los tres tornillos de cabeza troncocónica de la tapa del filtro principal, y extraiga entonces la caja ciclónica y la guía de aire. Lave las partes con agua, séquelas completamente y vuélvalas a montar.
 Asegúrese de instalar la guía de aire como se muestra en la figura.
 Instale la caja ciclónica de modo que la lengüeta de admisión se acople en la ranura de la tapa del filtro principal.
8. Limpie la suciedad desde adentro de la caja filtro y la cubierta, usando un paño húmedo. Tenga cuidado de evitar que la suciedad entre en el conducto que va a hacia el carburador.
9. Ponga el filtro de espuma sobre el filtro de papel, y vuelva a instalar el filtro de aire montado.
 Verifique que la empaquetadura este en su lugar, apriete con seguridad la tuerca mariposa del filtro de aire.
10. Instale la cubierta del filtro de aire, apriete la tuerca mariposa de la cubierta del filtro de aire

FILTRO CON BAÑO DE ACEITE

1. Remueva la tuerca tipo mariposa, y extraiga la tapa del filtro de aire y la cubierta del filtro de aire.
2. Remueva el elemento del filtro de aire de la cubierta, lave la cubierta y el elemento del filtro de aire con agua tibia jabonosa, enjuague, y deje secar completamente, o limpie con un solvente no inflamable y deje secar.
3. Sumerja el elemento del filtro de aire en aceite de motor limpio, escurra el exceso de aceite del elemento del filtro de aire. El motor puede producir humo en el arranque si deja mucho aceite en el filtro.
4. Retire el aceite usado de la caja del filtro de aire, remueva la suciedad que se haya acumulado con un solvente no inflamable, seque la caja.

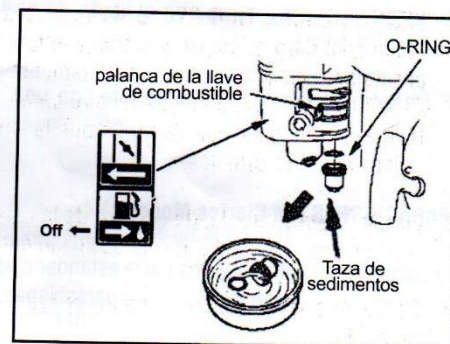


5. Llene la caja del filtro de aire con el mismo aceite recomendado para el motor, hasta la marca OIL LEVEL.
Capacidad de aceite: 60 cm³ (2.0 US oz, 2.1 Imp oz)
6. Vuelva a armar el filtro de aire y aprete la tuerca mariposa.

MANTENIMIENTO

LIMPIEZA DE LA TAZA DE SEDIMENTOS

1. Mueva la llave de gasolina a la posición OFF, y proceda a remover la taza de sedimentos y empaque (O-Ring).
2. Lave la taza de sedimentos y el empaque con un solvente no inflamable y deje secar completamente.
3. Ponga el empaque en la válvula de gasolina e instale la taza de sedimentos. Apriete la taza de sedimentos hasta que quede asegurada.



4. Mueva la llave de combustible a posición ON, y compruebe que no hay filtraciones ni derrames. En caso de que existan filtraciones o derrames reemplace el empaque (O-Ring)

BUJÍA

Bujía Recomendada: F7TC

La bujía recomendada esta dentro del rango térmico correcto para las temperaturas normales de operación del motor.

INFORMACIÓN El uso de una bujía incorrecta puede causar daño al Motor.

Para un mejor desempeño, la holgura de la bujía debe ser la correcta y debe estar libre de depósitos de carbón.

1. Desconecte la tapa de la bujía y remueva cualquier suciedad alrededor de la bujía.

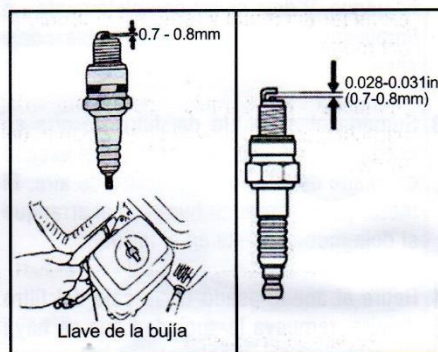
2. Extraiga la bujía con una llave para bujías de 13/16 pulgadas.

3. Revise la bujía, reemplácela si está dañada, o muy sucia, si la arandela de ajuste esta en mal estado, o si electrodos están gastados.

4. Mida la holgura del electrodo de la bujía con un calibre de espesor del tipo de alambre, corrija la holgura si es necesario, doblando con cuidado el electrodo lateral la holgura debe estar entre: 0.70-0.80 mm (0.028-0.031 in).

5. Instale la bujía a mano con cuidado de no dañar la rosca.

6. Una vez instalada la bujía apriete con una llave 13/16-inch para bujía.



7. Si esta instalando una bujía nueva apriétela 1/2 de vuelta para comprimir la arandela.

8. Si esta instalando la bujía que tenía antes apriétela 1/8-1/4 de vuelta hasta comprimir la arandela.

INFORMACIÓN Una bujía mal apretada puede recalentar el motor y causar daños. Una bujía demasiado apretada puede dañar la rosca de la culata.

9. Instale de Nuevo la capucha de la bujía.

PARACHISPAS (En Ciertos Modelos)

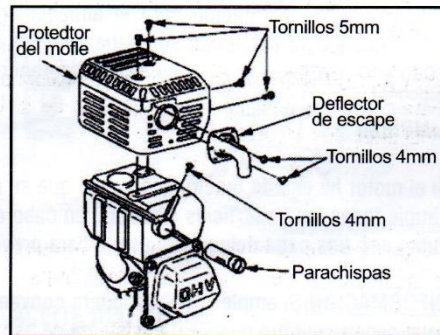
El parachispas puede ser una parte estándar u opcional, dependiendo del tipo de motor. En ciertos sitios es ilegal operar un motor sin parachispas. Revise las leyes y regulaciones locales.

Cada 100 horas de trabajo hay que hacerle mantenimiento al parachispas para que cumpla su funcionalidad.

Si el motor ha estado funcionando, el mofle estará muy caliente, deje que se enfríe antes de realizar mantenimiento al parachispas.

REMOCION DEL PARACHISPAS.

1. Remueva los 3 tornillos de 4mm del deflector del sistema de escape, y remueva el deflector (En ciertos modelos).
2. Remueva los 4 tornillos de 5mm del protector del mofle y remueva el protector del mofle.
3. Remueva el tornillo de 4mm del parachispas y remueva el parachispas del mofle.



INSPECCIÓN Y LIMPIEZA DEL PARACHISPAS

1. Use un cepillo para remover los depósitos de carbono.
2. Pero tenga cuidado de no dañar la pantalla, reemplace el parachispas si observa rasgaduras o huecos.
3. Instale el parachispas, el protector del mofle, y el deflector del sistema de escape, en el orden contrario a como los removió.

VELOCIDAD DE RALENTÍ

Ajuste

1. Encienda el motor en un espacio abierto y espere hasta que alcance la temperatura normal de funcionamiento.
2. Mueva el acelerador a la posición de aceleración mínima.
3. Gire el tornillo del tope del acelerador a la velocidad de Ralentí estandar.

SUGERENCIAS Y CONSEJOS PRÁCTICOS

PREPARACIÓN PARA EL ALMACENAMIENTO

Una adecuada preparación para el almacenamiento es esencial para mantener su motor sin problemas y para conservar su apariencia. Los siguientes pasos le pueden ayudar a mantener el óxido y la corrosión lejos de su motor. Logrando así ponerlo a funcionar de nuevo fácilmente.

LIMPIEZA

Si el motor ha estado funcionando, deje que se enfríe por lo menos media hora antes de limpiarlo. Limpie todas las superficies externas, en caso de que existan rayones o peladuras en la pintura; cubra con una capa delgada de aceite para prevenir que se oxide.

INFORMACIÓN Si emplea una manguera convencional o una hidrolavadora, hay riesgo de que el agua penetre el filtro de aire o el sistema de escape. Si entra agua al filtro o al sistema de escape hay riesgo de que entre al cilindro causando graves daños al motor.

COMBUSTIBLE

La gasolina se oxida y se deteriora cuando es almacenada por largos periodos de tiempo. La gasolina deteriorada da problemas al momento de encender el motor, además deja sedimentos que puede obstruir el sistema de combustible.

El tiempo para que la gasolina cause problemas al dejarse en el carburador y en el tanque de combustible es variable, depende de la calidad de la gasolina, la temperatura externa, y si el tanque está completamente lleno de combustible. El aire en el tanque de combustible acelera la oxidación de este. Los problemas usualmente se presentan a los pocos meses del almacenado. Los daños al sistema de combustible o los problemas de desempeño del motor debido a un proceso de almacenaje inadecuado no están cubiertos por la Garantía Limitada.

Usted puede extender la vida útil de la gasolina mientras es almacenada agregando un estabilizador creado para estos fines, o puede evitar el deterioro del combustible drenándolo de tanque de combustible y del carburador.

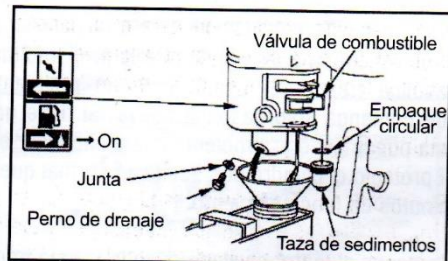
UTILIZACIÓN DE UN ESTABILIZADOR PARA EXTENDER LA DURACIÓN DEL COMBUSTIBLE ALMACENADO.

Cuando utilice un estabilizador de gasolina, utilice combustible nuevo para llenar completamente el tanque de combustible, el aire que quede en el tanque de gasolina acelera el deterioro de ésta.

1. Agregue el estabilizador de gasolina siguiendo las instrucciones del fabricante.
2. Después de agregar el estabilizador encienda el motor por lo menos 10 minutos en un espacio abierto para asegurar que la gasolina tratada está en todo el sistema.
3. Apague el motor.

DRENAJE DEL MOTOR Y EL CARBURADOR

1. Situe un contenedor de gasolina adecuado debajo del carburador, utilice un embudo para evitar salpicaduras de combustible.
2. Remueva el tornillo de drenado del carburador y la empaquetadura. Remueva la taza de sedimentos y el empaque (O-Ring) y ponga la llave del combustible en posición ON.
3. Después de que todo el combustible haya drenado, reinstale el tornillo de drenado del carburador, la empaquetadura, la taza de sedimentos y el empaque (O-Ring).



ACEITE DEL MOTOR

Cambie el aceite del motor.

Remueva la bujía.

Intruduzca una cucharada de aceite de motor limpio 5-10 cm³ (5-10 cc) en el cilindro.

Tire varias veces de la cuerda del arrancador para que el aceite se distribuya uniformemente por el cilindro, reinstale la bujía, hale lentamente la cuerda del arranque hasta notar una resistencia y hasta que la muesca de la puleya del arrancador se alinee con el orificio de la parte superior de la cubierta del arrancador. De este modo se cerraran la válvulas para que no entre ningún tipo de suciedad en el cilindro del motor.

TRANSPORTE

Precauciones para el almacenamiento

Si el motor va a ser almacenado con combustible en el tanque de combustible y en el carburador, es importante para reducir los riesgos de una explosión por gases, que sitúe el motor en un sitio bien ventilado lejos de cualquier electrodoméstico y gasodoméstico que tengan piloto de encendido o que generen llamas o calor, tales como secadores de pelo, calentadores, secadoras de ropa. También evite todo tipo de herramienta que produzca chispas como pulidoras o soldadoras de arco.

Si es posible, evite sitio de almacenamiento donde haya mucha humedad, porque esta aumenta las posibilidades de corrosión y óxido.

Durante el almacenamiento el motor debe estar nivelado para evitar derrames de aceite.

Con el motor y el sistema de escape fríos, cubra el motor para mantenerlo protegido del polvo. Si el motor está caliente y el sistema de escape puede incendiar o derretir algunos materiales, no use una cubierta plástica por que esta atrapa la humedad propiciando la corrosión y el óxido.

Si el motor está equipado con batería para el arranque eléctrico, recargue la batería una vez al mes mientras el motor está almacenado, esto ayuda a extender la vida útil de la batería.

USO DESPUES DEL ALMACENADO

Revise el motor como se indico en el apartado COMPROBACIONES PREVIAS AL USO DEL MOTOR

Si drene el combustible durante la preparación para el almacenamiento, llene el tanque con gasolina fresca. Si usted tiene un recipiente para llenado de combustible asegúrese que contenga solo gasolina nueva. Si tiene gasolina almacenada desde hace algún tiempo esta puede generar problemas para encender el motor.

Si protegió el cilindro con aceite es normal que el motor produzca humo durante los primeros minutos de funcionamiento.

Mantenga el motor nivelado cuando lo esté transportando para reducir riesgos de derrame de combustible. Cierre la llave de combustible.

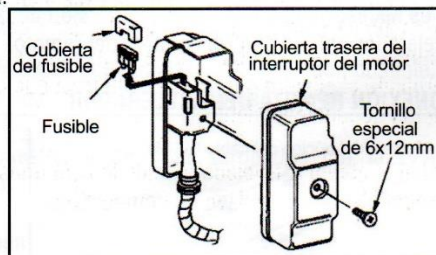
SOLUCIONES PARA PROBLEMAS INESPERADOS

	Possible Causa	Solución
EL MOTOR NO ARRANCA		
1. Arranque eléctrico (ciertos modelos): Compruebe la batería y el fusible.	Batería descargada.	Recargue la batería.
	Fusible quemado.	Reemplace el fusible.
2. Compruebe las posiciones de los controles.	Válvula del combustible en OFF.	Mueva la palanca a la posición ON.
	Estrangulador abierto.	Mueva la palanca a la posición CLOSED a menos.
	Interruptor del motor en OFF.	Gire el interruptor del motor a la posición ON.
3. Compruebe el nivel de aceite de motor.	Bajo nivel de aceite de motor (modelos con alerta de aceite).	Llene con aceite del recomendado hasta el nivel adecuado.
4. Compruebe el combustible.	No hay combustible.	Llene el tanque
	Combustible inadecuado; motor guardado sin tratar o drenar la gasolina, o llenado con gasolina inadecuada.	Drene el depósito de combustible y el carburador, llene con gasolina nueva.
5. Extraiga e inspeccione la bujía.	Bujía defectuosa, sucia, o con un holgura incorrecta.	Reemplace la bujía.
	Bujía mojada de combustible (motor ahogado).	Seque y vuelva a instalar la bujía. Encienda el motor con la palanca del acelerador en la posición MAX.
6. Lleve el motor a un centro de servicio autorizado o consulte el manual de taller.	Filtro de combustible restringido, mal funcionamiento del carburador, mal funcionamiento del encendido, válvulas atascadas, etc.	Reemplace o repare los componentes defectuosos cuando sea necesario.
FALTA DE POTENCIA DEL MOTOR		
1. Compruebe el filtro de aire.	Elemento(s) del filtro restringido(s).	Limpie o reemplace el (los) elemento(s) del filtro.
2. Compruebe el combustible.	Combustible inadecuado; motor guardado sin tratar o drenar la gasolina, o llenado con gasolina inadecuada.	Drene el depósito de combustible y el carburador, llene con gasolina nueva.
3. Lleve el motor a un centro de servicio autorizado o consulte el manual de taller.	Filtro de combustible restringido, mal funcionamiento del carburador, mal funcionamiento del encendido, válvulas atascadas, etc.	Reemplace o repare los componentes defectuosos cuando sea necesario.

REEMPLAZO DE FUSIBLES (En ciertos Modelos)

El circuito del relé del motor de arranque eléctrico y el circuito de carga de la batería están protegidos por un fusible. Si dicho fusible se quema, el motor de arranque eléctrico no funcionará. El motor podrá ponerse en marcha manualmente si se quema el fusible, pero el funcionamiento del motor no cargará la batería.

1. Extraiga el tornillo de 6 x 12 mm de la cubierta trasera de la caja del interruptor del motor.
2. Extraiga la cubierta del fusible, y luego inspeccione el fusible
3. Si el fusible está quemado, tire el fusible quemado. Instale un fusible nuevo del mismo amperaje del anterior, y vuelva a instalar la cubierta del fusible.



Si tiene preguntas sobre el amperaje del fusible original, contacte su centro de servicios.

IMPORTANTE No utilice nunca un fusible con un amperaje mayor al original. Podrían producirse serios daños en el sistema eléctrico o podría producirse un incendio.

Vuelva a instalar la cubierta trasera. Instale el tornillo de 6 x12 mm y apriételo con seguridad. Si el fusible falla con frecuencia, normalmente indican que hay un cortocircuito o una sobrecarga en el sistema eléctrico. Si el fusible se quema repetidamente, lleve el motor a un centro de servicio autorizado.

INFORMACIÓN

CONEXIONES DE BATERIA PARA EL ARRANQUE ELÉCTRICO (EN ALGUNOS MODELOS).

Use una batería de 12-volt con un rango de amperio-hora de al menos 18 Ah.

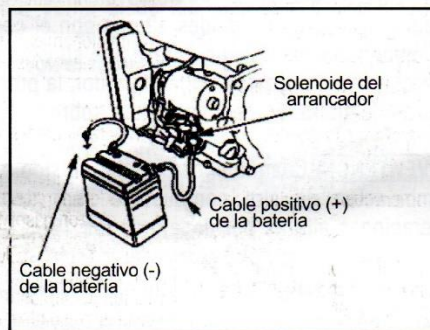
Tenga cuidado de no conectar la batería en la polaridad contraria, ya que esto generará un corto circuito en el sistema de carga de la batería. Siempre conecte el cable positivo (+) de la batería a la terminal de batería antes de conectar el cable negativo (-) de la batería, así sus herramientas no podrán causar un corto circuito si ellas tocan una punta en tierra mientras se ajusta el extremo positivo de la batería.

Conecte el cable positivo (+) de la batería a la terminal del arranque de solenoide como se muestra en la figura.

Conecte el cable negativo (-) de la batería a un punto a tierra del motor, tal como el perno de montaje, el chasis u otro.

Conecte el cable positivo (+) de la batería a la terminal positiva de la batería tal como muestra la figura.

Cubra las terminales y los extremos del cable con grasa.

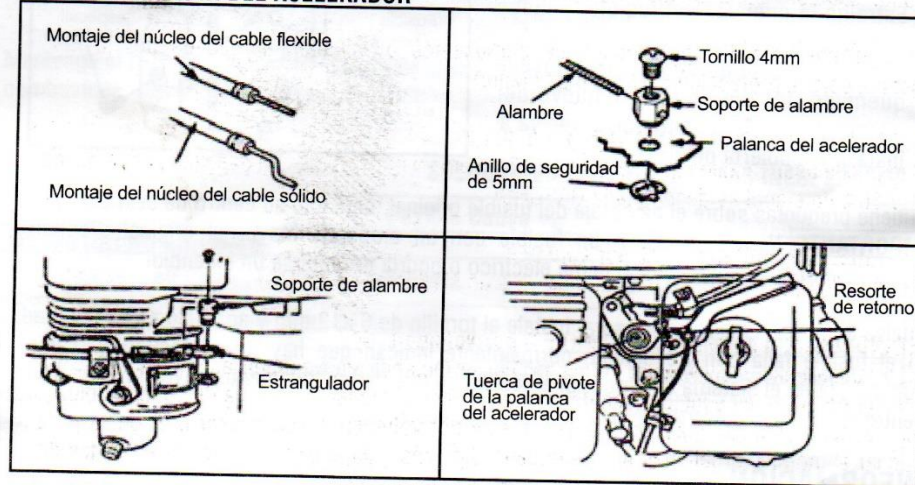


CONEXIÓN AL CONTROL REMOTO

Las palancas de control del acelerador y el estrangulador están proveídas con orificios para conectar cables adicionales. Las siguientes ilustraciones muestran ejemplos de instalación para un cable sólido y para un cable flexible, trenzado. Si usa un cable trenzado, agregue un resorte de retorno como se indica.

Si es necesario libere la tuerca de fricción de la palanca del acelerador cuando opere el acelerador con un control en un panel remoto.

CONEXIÓN REMOTA DEL ACELERADOR



MODIFICACIONES DEL CARBURADOR PARA OPERACIONES A GRAN ALTURA

A una gran altura, la mezcla estándar de aire del carburador, combustible será demasiado abundante.

El desempeño disminuirá. Dicha mezcla también contaminará la bujía y causará dificultades para arrancar. Una operación a una altura diferente a la que el motor está certificado por períodos largos de tiempo, puede incrementar las emisiones.

A una gran altura, el desempeño puede ser mejorado con modificaciones específicas al carburador. Si siempre opera el motor en alturas por encima de los 1500 metros (5000 pies), haga que su centro de servicios desarrolle una modificación del carburador. Este motor, cuando se opera en grandes alturas con el carburador modificado adecuadamente, alcanza los estándares de emisión a través de su vida útil.

Aún con la modificación del carburador, la potencia del motor disminuirá 3,5% por cada 300 metros de altura. El efecto de altura sobre la potencia será mayor si no se modifica el motor.

ADVERTENCIA Cuando el carburador ha sido modificado para trabajar en grandes Alturas, la combinación de aire combustible será demasiado ligera para usar en bajas alturas. Operaciones alturas por debajo de los 1500 metros con un carburador modificado, pueden causar el sobrecalentamiento y daño del motor. Para uso en bajas alturas, haga que su centro de servicio restablezca el motor a las especificaciones originales.

COMBUSTIBLES OXIGENADOS

Algunas gasolinas convencionales están mezcladas con compuestos de éter o alcohol. Dichas gasolinas son comúnmente conocidas como combustibles oxigenados. Para alcanzar los estándares de pureza, algunas áreas de Estados Unidos y Canadá usan combustibles oxigenados para reducir las emisiones.

Si usted usa combustible oxigenado, asegúrese que no contenga plomo y que cumpla los requerimientos mínimos de octanaje.

Antes de usar un combustible oxigenado, verifique los componentes del combustible. Algunos estados requieren que esta información sea publicada en la bomba.

Los siguientes son los porcentajes de compuestos oxigenados aprobados por la EPA (Agencia para la protección del medio ambiente)

ETANOL (etanol o alcohol fino) 10% por volumen

Usted puede usar gasolina que contenga 10% de etanol por volumen, la gasolina que contiene hasta 10% de etanol es denominada GASOHOL.

MTBE (Metiltert-butiléter) 15% por volumen

Usted puede usar gasolina que contenga 15% de MTBE por volumen.

METANOL (metil o alcohol de madera) 5% por volumen.

Usted puede usar gasolina que contenga 5% de metanol por volumen este también puede contener cosolventes e inhibidores de corrosión para proteger el sistema de combustible.

Si la gasolina contiene más del 5% de metanol por volumen puede causar problemas para arrancar el motor o problemas de desempeño. Además, puede causar daños a las partes de metal, caucho, y plástico de su sistema de combustible.

Si usted experimenta problemas similares a los mencionados anteriormente, cambie de estación de servicio o de marca de gasolina.

Daños o problemas de desempeño que produzca el uso de combustible oxigenado que no esté en rango de porcentaje de mezcla descrito anteriormente no será cubierto por la garantía.

Información sobre el control de emisiones.

ORIGEN DE LAS EMISIONES

En el proceso de la combustión se produce monóxido de carbono, óxido de nitrógeno e hidrocarburos. El control del óxido de nitrógeno, como el de los hidrocarburos es muy importante debido a que bajo ciertas circunstancias, ellos reaccionan en forma de smog fotoquímico cuando está expuesto a los rayos del sol, el monóxido de carbono no reacciona de la misma manera pero es igualmente tóxico.

Este producto utiliza ajustes en el sistema de carburación y otros sistemas para reducir las emisiones de monóxido de carbono, óxido de nitrógeno, e hidrocarburos. Acta del Aire Puro en USA y California.

Las regulaciones de la EPA y California requieren que todos los fabricantes escriban los procedimientos de operación y mantenimiento del sistema de control de emisiones.

Los siguientes procedimientos deben ser seguidos al pie de la letra para mantener el nivel de emisiones de su equipo dentro de la reglamentación exigida.

MODIFICAR O ALTERAR

Modificar o alterar el sistema de control de emisiones puede incrementar las emisiones por fuera de los límites establecidos legalmente. Los siguientes actos se pueden tomar como modificación o alteración:

Remover o alterar cualquier parte del sistema de admisión, combustible, o escape.
Alterar o violar el sistema de control de velocidad por defecto del sistema para que opere por encima de los límites establecidos.

SOLUCIÓN DE PROBLEMAS

Problemas que pueden hacer que su sistema aumente las emisiones.
Si usted nota algunos de los siguientes síntomas haga que su motor sea revisado y reparado por su centro de servicios:

Dificultad para encender o el motor se apaga después de encenderlo.
En ralentí el motor no es estable
Explosiones durante el uso normal.
Explosiones durante el desacelerar
Humo negro por el sistema de escape o alto consumo de combustible.
Partes de repuesto

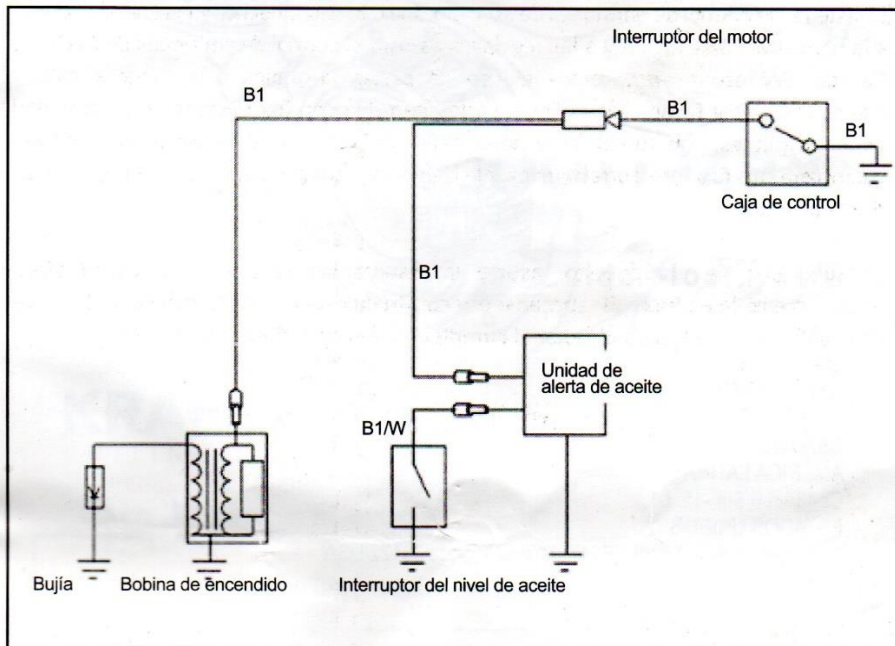
El sistema de control de emisiones de su motor fue diseñado, hecho, y certificado conforme a la normatividad de la EPA y a las regulaciones para el control de emisiones de California y Canadá. Por eso recomendamos el uso de partes originales para llevar a cabo los mantenimientos y reparaciones. Estas partes cumplen con los mismos estándares de las partes originales, con su calidad y desempeño. Usar partes de repuesto no genuinas no garantizará que funcione correctamente el sistema de control de emisiones y pueden causar daños al motor.

Un fabricante de un repuesto, asume la responsabilidad que la parte no afectará negativamente la emisión. El fabricante o reconstructor de una parte debe certificar que el uso de la parte no afectará el motor al cumplir con las regulaciones de emisión.

ESPECIFICACIONES

	KT173F	KT177F	KT182F	KT188F	KT190F
Tipo	4-Tiempos-Refrigerado por Aire / Mono Cilindrico / OHV eje horizontal				
Desplazamiento (cm3)	242	270	337	389	420
Máxima potencia de salida (HP/rmp)	8 / 3600	9 / 3600	11 / 3600	13 / 3600	15 / 3600
Torque maximo (N.m/rmp)	16.7 / 2500	19.1 / 2500	23.5 / 2500	25.5 / 2500	28 / 2500
Capacidad de combustible (L/Gal.)	6 / 1.59		6.5 / 1.72		
Capacidad de Aceite (L/Gal.)	0.6 / 0.16		1.1 / 0.29		
Tipo de ignición	Magneto transistorizado				
Tipo de arranque	Manual / Arranque de retroceso				
Consumo (g/kw.h)	380		385		
Dimensiones (LxAxA)	490x440x520 mm				
Peso en Seco (kg)	25 Kg		31 Kg		34 Kg

DIAGRAMA DE INSTALACIÓN



ANEXO F. COMET 40 SERIES TORQUE CONVERTER.



40 SERIES TORQUE CONVERTER

COMET TORQUE CONVERTER MODEL 40 SERIES SPECIFICATIONS & GENERAL INFORMATION

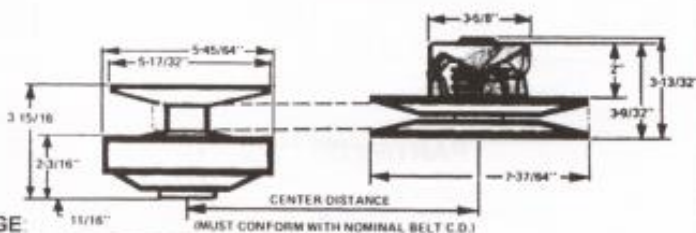


FOR ALIGNMENT SEE PAGE 3 & 4

NOTE: DIMENSIONS AND RATIOS ARE IN ACCORDANCE WITH ENGINEERING DRAWING CURRENT WITH THE DATE SHOWN ON THIS ITEM. SPECIFICATIONS ARE SUBJECT TO CHANGE WITHOUT NOTICE.

GENERAL INFORMATION: The Model 40 is sometimes referred to as the "Mid-Range" torque converter system since it falls into the middle range between the series TC20, TC30 and 90 or 102 systems for the larger horsepower applications. The Model 40 is a rugged piece of machinery. The drive clutch is composed of heavy walled stamped steel to withstand the extreme rigors of rough applications. The 40 driven unit is of the same type construction as the drive clutch. Application possibilities for the 40 cover a wide range. Kits are available to convert the 40 from the standard 4 cycle setup to be used on 2 cycle engines. The Model 40 system is designed for a lot of applications including the recreational vehicles such as the big three wheelers, ATV's LTV's and the E.T.V. (Economy Transportation Vehicles). Materials handling and other commercial uses like: oil well pumps, tractors, tillers, mowers, construction equipment, plus industrial equipment. In short, wherever there is a need, want and use for a torque sensitive drive system device that is infinitely variable from engagement to the highest speeds attainable (within the pitch diameter range) . . . the 40 system should be considered.

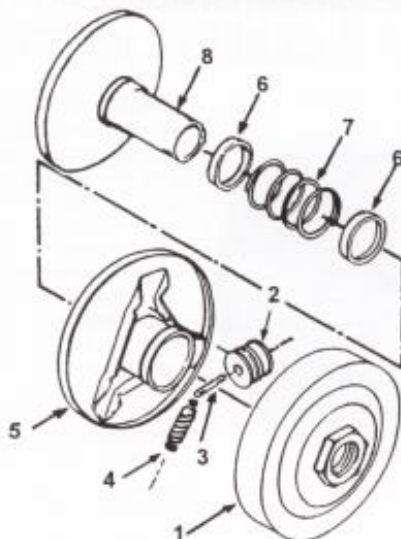
SYSTEM: MODEL 40 SERIES
TYPE: SYMMETRICAL (26)
RECOMMENDED H.P.
MIN. 8 H.P. MAX: 18 H.P. 4 CYCLE
DRIVE BELT: 7/8" TOP WIDTH
SYMMETRICAL TYPE
DRIVE CLUTCH BORE SIZES:
7/8" , 1" (3 / 16-1/4 KEY)
DRIVE CLUTCH ENGAGEMENT RANGE:
MIN. 1600 RPM MAX. 3100 RPM
DRIVEN UNIT:
7 1/2" DIA. SEE 40D
8 1/2" DIA. SEE 44D



40C w/40D		40C w/44D	
SPEED REDUCTION RATIOS			
HIGH	LOW	HIGH	LOW
1:1	2.43:1	1.24:1	2.83:1
OVERALL 2.43		OVERALL 2.29	



ASSEMBLY SEQUENCE



40C DRIVE CLUTCH

7/8 -1" BORE

DRIVE CLUTCH ASSEMBLY COMPLETE

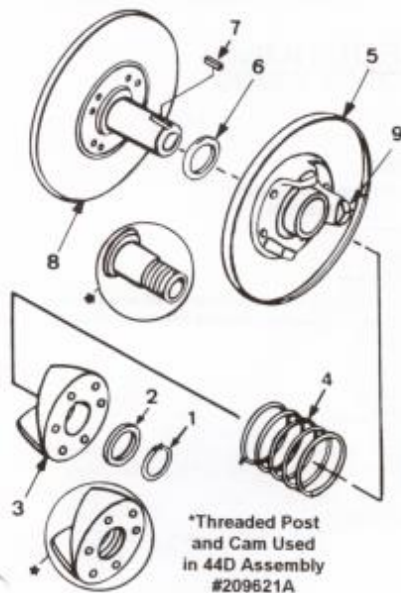
ORDER NO.	DESCRIPTION
203015A	Drive Clutch, 1" Bore, 1/4 key
203016A	Drive Clutch, 7/8 Bore, 1/4 key

DRIVE CLUTCH ENGAGEMENT CHART			
CAM ROLLERS		SPRINGS	
		YELLOW 14# 203043	RED 18# 203040
	HEAVY 203648	*1600 RPM	2000 RPM
	MEDIUM 203649	2200 RPM	2600 RPM
	LIGHT 203650	2400 RPM	3100 RPM
*STANDARD CLUTCH SET UP			

PARTS LIST

ITEM NO.	ORDER NO.	DESCRIPTION	QTY REQ.
1	203021A	Cover & Drive Plate	1
2	203648A	Cam, Roller, Std.	3
3	203044A	Clip, Spring	3
4	203043A	Spring, Extension, Yel. Std.	3
5	203022A	Face, Movable & Hub	1
6	203031A	Bushing, Guide	2
7	203039A	Spring, Compression	1
8	203023A	Face, Fixed & Post, 1" Bore, 1/4 Key	1
8	203024A	Face, Fixed & Post, 7/8 Bore, 1/4	1

40/44D ASSEMBLY SEQUENCE



40 DRIVEN UNITS, 7/8 BELT — 7 1/2" Dia.

ORDER NO.	DESCRIPTION
209151A	Driven Unit, 5/8 Bore, 3/16 Keyway
209133A	Driven Unit, 3/4 Bore, 3/16 Keyway
209139A	Driven Unit, 7/8 Bore, 3/16 Key

PARTS LISTS

ITEM NO.	ORDER NO.	DESCRIPTION	PART USED ON DRIVEN UNIT(S) LISTED BELOW
1	203159A	Ring, Retaining	ALL 40D
2	205208A	Washer, Thrust	ALL 40D
3	209115A	Cam, Fixed	ALL 40D
4	203130A	Spring, Red	ALL 40D
5	209128A	Movable Face and Cam with Bearing	ALL 40D
6	203097A	Spacer	ALL 40D
7	209166A	Key, 3/16 Sq. x 1/2	209151A-209133A
8	209150A	Fixed Face & Post 5/8 Bore x 3/16 Keyway	209151A
8	209132A	Fixed Face & Post 3/4 Bore x 3/16 Keyway	209133A
8	209138A	Fixed Face & Post 7/8 Bore x 3/16 key	209139A
9	206458A	Button (3)	ALL 40D

44 DRIVEN UNITS 7/8 BELT — 8 1/2" Dia.

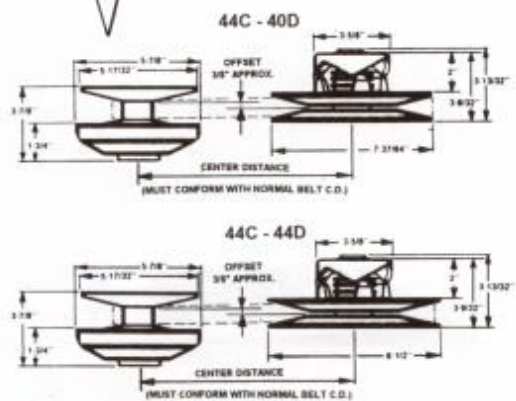
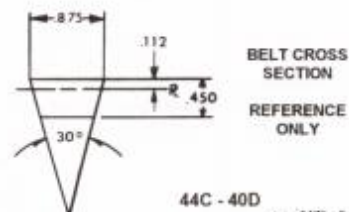
ORDER NO.	DESCRIPTION
209621A	Driven Unit, 3/4 Bore, Threaded Post & Cam

PARTS LIST

ITEM NO.	ORDER NO.	DESCRIPTION	PARTS USES ON DRIVEN UNIT(S) LISTED BELOW
3	206521A	Cam, Fixed, Threaded Cam	209621A
4	203130A	Spring, Red	209621A
5	209620A	Movable Face and Cam with Bearing	209621A
8	209619A	Fixed Face & Post, 3/4 Bore, Threaded Post	209621A
9	206458A	Button (3)	209621A

RECOMMENDED BELT SPECIFICATIONS 40/44 SERIES — SYMMETRIC

40 Series: • 7/8" Top Width • .45 Thick		• Kevlar Type		
COMET Order No.	COMET No. Marked On Belt	40 C.D. Setting	44 C.D. Setting	Belt O.C.
203783A	40-75	7-1/4"		31.950
203784A	40-80	7-7/8"		32.900
203785A	40-85	8-3/16"		33.870
203786A	40-90	8-5/8"	7-5/8"	34.830
203787A	40-95	9-3/8"	8-3/16"	35.800
203788A	40-100	9-3/4"	8-11/16"	36.780
203792A	40-105	10-1/4"	9-3/16"	37.750
203789A	40-110	10-1/2"	9-5/8"	38.650
203790A	40-120	11-1/2"	10-9/16"	40.500
203791A	40-130	12-5/8"	11-1/16"	42.660
204331A	40-140	13-3/4"	12-5/8"	44.530
213165A	44-85	15-3/16"	14-7/32"	47.500
213295A	44-75	14-11/32"	13-13/32"	45.380

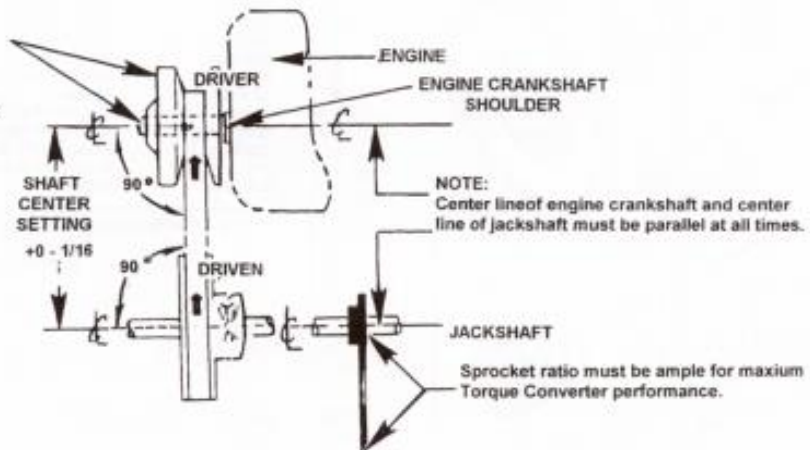


NOTE: DIMENSIONS AND RATIOS ARE IN ACCORDANCE WITH ENGINEERING'S DRAWING CURRENT WITH THE DATE SHOWN ON THIS ITEM. SPECIFICATIONS ARE SUBJECT TO CHANGE WITHOUT NOTICE.

SYSTEM INSTALLATION INSTRUCTIONS

IMPORTANT!

Torque Converter DRIVE UNIT
MUST NOT FLOAT on engine
crankshaft. It must be bolted
tight against engine crankshaft
shoulder. Recommended Torque
for bolt: 24 ft. Lbs. To 30 ft. Lbs.
Max



ADJUSTING THE SPRING TENSION OF THE DRIVEN UNIT

NOTE: By increasing the spring tension of the torque sensing system...the power ratio of the system (Driver and Driven) can be held longer at higher engine r.p.m.'s before it is overcome by the clutch driver.

To shorten the time required for the driven member to attain it's speed ratio, DECREASE the amount of spring tension of the torque sensing cams. This will allow the r.p.m. of the drive clutch to overcome the power ratio of the driven unit at a faster rate in a lower r.p.m. range.



358 N.W. F Street Richmond, IN 47374-2297
(765) 966-8161 Fax: (765) 935-2346
(800) 999-8161 <http://www.hoffcocomet.com>

160985 000 PRINTED U.S.A.

ANEXO G. ROTULAS DE SUSPENSIÓN Y SU PROCESO DE SELECCIÓN.



[Volver a la lista de Artículos](#)



93-00445-056 - Rótula de suspensión/carga

Código EAN: 8435130311887

Especificaciones

Códigos Originales	7701450637
Lado de montaje	Eje delantero, derecha
hasta año construcción	1979.06
Lado de montaje	debajo
Artículo complementario/Información complementaria	con material de montaje añadido
Número de taladros	3
Rosca exterior 2 [mm]	M12x1,25
Peso [kg]	0,376
Tipo de Artículo	93 - Rótula de suspensión



ANEXO H. CATALOGO DE CHUMACERAS F&D.



UCP series: Vertical block housing included.



Bearing No.	Size mm inch											Oil Size mm/inch
	d	h	a	e	b	S1	S2	g	w	b	n	
UCP201	12	30.2	127	95	38	13	19	14	62	31	12.7	M10
UCP201-8	1/2	1-3/16	5	3-3/4	1-1/2	1/2	3/4	9/16	2-7/16	1.2205	0.500	3/8
UCP202	15	30.2	127	95	38	13	19	14	62	31	12.7	M10
UCP202-9	9/16	1-3/16	5	3-3/4	1-1/2	1/2	3/4	9/16	2-7/16	1.2205	0.500	3/8
UCP202-10	5/8											
UCP203	17	30.2	127	95	38	13	19	14	62	31	12.7	M10
UCP203-11	11/16	1-3/16	5	3-3/4	1-1/2	1/2	3/4	9/16	2-7/16	1.2205	0.500	3/8
UCP204	20	33.3	127	95	38	13	19	14	65	31	12.7	M10
UCP204-12	3/4	1-5/16	5	3-3/4	1-1/2	1/2	3/4	9/16	2-9/16	1.2205	0.500	3/8
UCP205	25	36.5	140	105	38	13	19	15	71	34.1	14.3	M10
UCP205-13	13/16											
UCP205-14	7/8	1-7/16	5-1/2	4-1/8	1-1/2	1/2	3/4	19/32	2-25/32	1.3425	0.563	3/8
UCP205-15	15/16											
UCP205-16	1											

UCP206	30	42.9	165	121	48	17	20	17	84	38.1	15.9	M14
UCP206-17	1-1/16	1-11/16	6-1/2	4-3/4	1-7/8	43/64	25/32	21/32	3-5/16	1.5	0.626	1/2
UCP206-18	1-1/8											
UCP206-19	1-3/16											
UCP206-20	1-1/4											
UCP207	35	47.6	167	127	48	17	20	18	93	42.9	17.5	M14
UCP207-20	1-1/4	1-7/8	6-9/16	5	1-7/8	43/64	25/32	45/64	3-21/32	1.689	0.689	1/2
UCP207-21	1-5/16											
UCP207-22	1-3/8											
UCP207-23	1-7/16											
UCP208	40	49.2	184	137	54	17	20	18	100	49.2	19	M14
UCP208-24	1-1/2	1-15/16	7-1/4	5-13/32	2-1/8	43/64	25/32	45/64	3-15/16	1.937	0.748	1/2
UCP208-25	1-9/16											
UCP209	45	54.0	190	146	54	17	20	20	106	49.2	19	M14
UCP209-26	1-5/8	2-1/8	7-15/32	5-3/4	2-1/8	43/64	25/32	25/32	4-11/64	1.937	0.748	1/2
UCP209-27	1-11/16											
UCP209-28	1-3/4											
UCP210	50	57.2	206	159	60	20	23	21	113	51.6	19	M16
UCP210-29	1-13/16	2-1/4	8-1/8	6-1/4	2-3/8	25/32	29/32	53/64	4-29/64	2.0315	0.748	5/8
UCP210-30	1-7/8											
UCP210-31	1-15/16											
UCP210-32	2											
UCP211	55	63.5	219	171	60	20	23	23	125	55.6	22.2	M16
UCP211-32	2	2-1/2	8-5/8	6-47/64	2-3/8	25/32	29/32	29/32	4-59/64	2.189	0.874	5/8
UCP211-33	2-1/16											
UCP211-34	2-1/8											
UCP211-35	2-3/16											
UCP212	60	69.8	241	184	70	20	23	25	138	65.1	25.4	M16
UCP212-36	2-1/4	2-3/4	9-1/2	7-1/4	2-3/4	25/32	29/32	63/64	5-7/16	2.563	1.000	5/8
UCP212-37	2-5/16											
UCP212-38	2-3/8											
UCP212-39	2-7/16											
UCP213	65	76.2	265	204	70	25	28	27	150	65.1	25.4	M20
UCP213-40	2-1/2	3	10-7/16	3	2-3/4	63/64	1-3/32	1-1/16	5-29/32	2.563	1.000	3/4
UCP213-41	2-9/16											
UCP214	70	79.4	266	210	72	25	28	27	156	74.6	30.2	M20
UCP214-42	2-5/8	3-1/8	10-15/32	8-17/64	2-27/32	63/64	1-3/32	1-1/16	6-9/64	2.937	1.189	3/4
UCP214-43	2-11/16											
UCP214-44	2-3/4											
UCP215	75	82.6	275	217	74	25	28	28	162	77.8	33.3	M20
UCP215-45	2-13/16	3-1/4	10-53/64	8-35/64	2-29/32	63/64	1-3/32	1-3/32	6-3/8	3.063	1.311	3/4
UCP215-46	2-7/8											
UCP215-47	2-15/16											
UCP215-48	3											
UCP216	80	88.9	292	232	78	25	28	30	174	82.6	65.1	M20
UCP216-49	3-1/16	3-1/2	11-1/2	9-1/8	3-1/16	63/64	1-3/32	1-3/16	6-27/32	3.252	2.563	3/4
UCP216-50	3-1/8											
UCP216-51	3-3/16											

UCP217	85	95.2	310	247	83	25	28	32	185	85.7	34.1	M20
UCP217-52	3-1/14	3-3/4	12-13/64	9-23/32	3-17/64	63/64	1-3/32	1-1/4	7-9/32	3.374	1.343	3/4
UCP217-53	3-5/16											
UCP217-55	3-7/16											
UCP218	90	101.6	327	262	88	27	30	33	198	96	39.7	M20
UCP218-56	3-1/2	4	12-7/8	10-5/16	3-15/32	1-1/16	1-3/16	1-19/64	7-51/64	3.7795	1.563	3/4
UCP305	25	45	175	132	45	17	20	15	85	38	15	M14
UCP305-13	13/16	1-46/64	6-7/8	5-3/16	1-25/32	43/64	25/32	19/32	3-11/32	1.4961	0.591	3/4
UCP305-14	7/8											1/2
UCP305-15	15/16											1/2
UCP305-16	1											/
UCP306	30	50	180	140	50	17	20	18	85	43	17	M14
UCP306-17	1-1/16	1-31/32	7-3/32	5-1/2	1-31/32	43/64	25/32	23/32	3-3/4	1.6929	0.669	1/2
UCP306-18	1-1/8											
UCP306-19	1-3/16											
UCP307	35	56	210	160	56	17	25	20	106	48	19	M14
UCP307-20	1-1/4	1-13/64	8-9/32	6-5/16	2-13/64	43/64	31/32	25/32	4-3/16	1.8898	1.748	1/2
UCP307-21	1-5/16											
UCP307-22	1-3/8											
UCP307-23	1-7/16											
UCP308	40	60	220	170	60	17	27	22	116	52	19	M14
UCP308-24	1-1/2	2-23/64	8-21/32	6-11/16	2-3/8	43/64	1-11/16	7/8	4-9/16	2.0472	0.748	1/2
UCP308-25	1-9/16											
UCP309	45	67	245	190	67	20	30	24	129	57	22	M16
UCP309-26	1-5/8	2-41/64	9-21/32	7-15/32	2-5/8	25/32	1-3/16	15/16	5-3/32	2.2441	0.866	5/8
UCP309-27	1-11/16											
UCP309-28	1-3/4											
UCP310	50	75	275	212	75	20	35	27	143	61	22	M16
UCP310-29	1-13/16	2-61/64	10-13/16	8-11/32	2-15/16	25/32	1-3/8	1-1/16	5-5/8	2.4016	0.866	5/8
UCP310-30	1-7/8											
UCP310-31	1-15/16											
UCP311	55	80	310	236	80	20	38	30	154	66	25	M16
UCP311-32	2	3-5/32	12-7/32	9-9/32	3-5/32	25/32	1-1/2	1-3/16	6-1/16	2.5984	0.948	5/8
UCP311-33	2-1/16											
UCP311-34	2-1/8											
UCP311-35	2-3/16											
UCP312	60	85	330	250	85	25	38	32	165	71	26	M20
UCP312-36	2-1/4	3-11/32	13	9-17/32	3-11/32	31/32	1-1/2	1-1/4	6-1/2	2.7953	1.024	3/4
UCP312-37	2-5/16											
UCP312-38	2-3/8											
UCP312-39	2-7/16											
UCP313	65	90	340	260	90	25	38	33	176	75	30	M20
UCP313-40	2-1/2	3-35/64	13-3/8	10-1/4	3-17/32	31/32	1-1/2	1-5/16	6-15/16	2.9528	1.818	3/4
UCP313-41	2-9/16											
UCP314	70	95	360	280	90	27	40	35	187	78	33	M22
UCP314-42	2-5/8	3-47/64	14-3/16	11-1/32	3-17/32	1-1/16	1-9/16	1-3/8	7-3/8	3.0708	1.299	7/8
UCP314-43	2-11/16											
UCP314-44	2-3/4											

UCP315	75	100	380	290	100	27	40	35	198	82	32	M22
UCP315-45	2-13/16	3-15/16	14-31/32	11-13/32	3-15/16	1-1/16	1-9/16	1-3/8	7-25/32	3.2283	1.26	7/8
UCP315-46	2-7/8											
UCP315-47	2-15/16											
UCP315-48	3											
UCP316	80	106	400	300	110	27	40	40	210	86	34	M22
UCP316-49	3-1/16	4-11/64	15-3/4	11-13/16	4-11/32	1-1/16	37150	1-9/16	8-9/32	3.3858	1.339	7/8
UCP316-50	3-1/8											
UCP316-51	3-3/16											
UCP317	85	112	420	320	110	33	45	40	220	96	40	M27
UCP317-52	3-1/4	4-13/32	16-17/32	12-19/32	4-11/32	1-5/16	1-25/32	1-9/16	8-21/32	3.7795	1.575	1
UCP317-53	3-5/16											
UCP317-55	3-7/16											
UCP318	90	118	430	330	110	33	45	45	235	96	40	M27
UCP318-55	3-7/16	4-41/64	16-15/16	13	4-11/32	1-5/16	1-25/32	1-25/32	9-1/4	3.7795	1.575	1
UCP318-56	3-1/2											
UCP319	95	125	470	360	120	36	50	45	250	103	41	M30
UCP319-58	3-5/8	4-59/64	18-1/2	14-3/16	4-23/32	1-13/32	1-31/32	1-25/32	9-27/32	4.0551	1.614	1-1/8
UCP319-59	3-11/16											
UCP319-60	3-3/4											
UCP320	100	140	490	380	120	36	50	50	275	108	42	M30
UCP320-64	4	5-33/64	19-9/32	14-31/32	1-23/32	1-31/32	1-3/31	10-53/64	4.220	1.6536	1-1/8	1-1/8

**ANEXO I. CATALOGO RODAMIENTOS PARA EL SOPORTE DEL
DIFERENCIAL.**



Product Detail

[Go Back to Product List](#)

PFI Number	30207
Application	HYUNDAI All models w/ 4-speed automatic 1991-1995, HYUNDAI All models w/ 4-speed manual 1987-1989, HYUNDAI All models w/ 5-speed manual 1992-1998, LOTUS Europa 1968-1970, MITSUBISHI All models w/ 3-speed automatic 1984-1988, MITSUBISHI All models w/ 4-speed automatic 1991-1997, MITSUBISHI All models w/ 5-speed manual transaxle 1981-1989, MITSUBISHI Outlander 2003-2005, NISSAN All models w/ H165B axle 1965-1981, RENAULT All models w/ 3-speed automatic 1981-1989, RENAULT All models w/ 4-speed manual 1963-1983, SUBARU All models w/ 3-speed automatic 1973-1979, SUBARU All models w/ 5-speed manual 1978-1980, TOYOTA Corolla 1984-1988
Interchange	Alfa Romeo 135632009, Audi 006311429, Chrysler MA125934, Citroen 89964, Fiat 26799950, Hyundai 5352211000, IHC 3142398R91, John Deere AE46875, Mazda W50117204, Mitsubishi MA125934, Nissan 3844061501, Opel N020700, Renault 7703090277, Subaru 806335040, Vauxhall 7149693, Volkswagen 006311429, Volvo 11042
Description	Taper Roller Bearing
Position	outer
Note	
Inner Diam.	35.000
Outer Diam.	72.000
Width 1	18.250
Width 2	
Weight (g)	340
Carton Quantity	20
Photo	