



""Upkgt ul cf 'f gnC| wc{

Facultad de Ciencia y Tecnología

Escuela de Ingeniería Mecánica

**“DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN VEHÍCULO BIPLAZA DE
ESTRUCTURA TUBULAR CON MOTOR MONOCILÍNDRICO
YAMAHA YFM 200”**

Trabajo de graduación previo a la obtención del título de

Ingeniero Mecánico Automotriz

Autores

Patricio Javier Pauta Morocho

Juan Pablo Villacís Avilés

Director

Pablo David Segarra Coello

Cuenca – Ecuador

2012

DEDICATORIA

A Dios por ser mi inspiración, a mis padres queridos que siempre me apoyan y a las personas que me ayudaron a cumplir esta meta.

Patricio Javier

A mis padres quienes con sus enseñanzas y apoyo han sido el pilar fundamental para terminar esta etapa de vida, a mis hermanas y a todas las personas que me han dado su apoyo incondicional.

Juan Pablo

AGRADECIMIENTO

A la Universidad del Azuay, a los profesores de la Escuela de Ingeniería Automotriz, a nuestro director de tesis Ing. Pablo Segarra por el apoyo brindado durante el proceso del trabajo de graduación y un agradecimiento especial al Arq. Alfredo Ordóñez por habernos apoyado económicamente. Agradecemos también a todas las personas que han contribuido generosamente con sus conocimientos durante la realización de este trabajo de investigación.

Patricio Javier

Juan Pablo

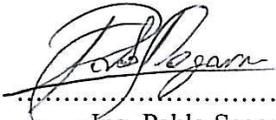
RESUMEN

DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN VEHÍCULO BIPLAZA DE ESTRUCTURA TUBULAR CON MOTOR MONOCILÍNDRICO YAMAHA YFM 200.

El presente trabajo de Tesis se enfocó en el diseño y construcción de un vehículo prototipo estructural biplaza, de los tipos de buggys existentes en el medio se observó en detalle cuales eran las características de funcionamiento, conducción, confort, seguridad y rendimiento del motor. En base a ello se diseñaron los componentes y mecanismos necesarios para la correcta operación, considerando parámetros como: forma, materiales, dimensiones y distribución de pesos; seleccionando los componentes principales en base al cálculo analítico y validado con un software de elementos finitos. En la siguiente etapa se construyó los elementos, componentes y sistemas acorde a un diagrama de flujo en donde se especifican los procesos de 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 desempeño del buggy estuvo acorde a lo planificado, garantizando su performance.

Palabras claves: diseño y construcción, buggy biplaza, motor, seguridad, elementos finitos, diagrama de flujo, procesos de mecanizado.

Revisión:
Director de Tesis


.....
Ing. Pablo Segarra.

Aprobado:
Junta Académica

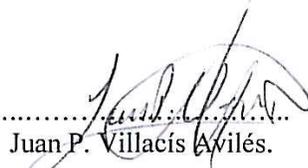

.....

Fecha:

..... 19-04-2012

Alumnos:


.....
Patricio J. Pauta Morocho.


.....
Juan P. Villacís Avilés.

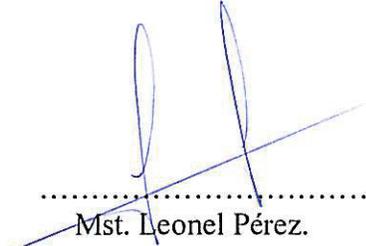
Handwritten signature in red ink with the date 23/04/12.

ABSTRACT

DESIGN AND CONSTRUCTION OF A TWO-SEATER VEHICLE OF TUBULAR STRUCTURE WITH SINGLE CYLINDER ENGINE YAMAHA YFM 200.

This thesis was focused on the design and building of two-seater structural prototype vehicle. Based on existing types of buggies and considering working characteristics, driving, comfort, and engine efficiency; components and mechanisms were designed to get the right performance. Considering parameters such as the shape, materials, dimensions, and weight distribution; principal components were designed using analytical calculus and verifying results by mean of a Finite Elements Software. Next, the elements, components and systems were built according to a flow diagram as a processes guide. Finally several test and adjustments during construction and over built vehicle were made. Additionally driving tests and engine functioning tests shown that the buggy vehicle was fully functionally and ready to use.

Key words: design and construction, two-seater buggy, engine, security, finite elements, flow diagram, mechanized processes.

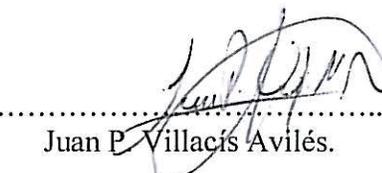
Approved: 
Mst. Leonel Pérez.


Academic Board

Date: 20/04/12

20/04/2012

Students: 
Patricio J. Pauta Morocho.


Juan P. Villacís Avilés.

ÍNDICE DE CONTENIDOS

Dedicatoria.....	.ii
Agradecimiento.....	.iii
Resumen.....	.iv
Abstract.....	.v
Índice de Contenidos.....	.vi
Índice de Figuras.....	.xiii
Índice de Tablas.....	.xviii
Índice de Anexos.....	.xx

INTRODUCCIÓN.....	1
--------------------------	----------

CAPÍTULO I: VEHICULO ESTRUCTURAL TUBULAR

1.1 Antecedentes.....	3
1.2 Definición de buggy.....	4
1.3 Clasificación.....	5
1.3.1. Monoplaza.....	5
1.3.2 Biplaza.....	6
1.3.3 Tipo Car Cross.....	6
1.3.4 Tipo monocasco.....	7
1.4 Motor.....	7
1.5 Sistemas de un vehículo de estructura tubular.....	8
1.5.1 Sistemas de transmisión.....	8
1.5.2 Sistema de suspensión.....	9
1.5.3 Sistema de frenos.....	10
1.5.4 Sistema de dirección.....	11

1.6 Panel de instrumentos.....	11
1.7 Ergonomía.....	12
1.8 Elementos de seguridad.....	13
1.8.1 Cinturones de seguridad.....	13
1.8.2 Asientos deportivos.....	14
1.8.3 Refuerzos estructurales.....	14
1.8.4 Protección piloto.....	15
1.9 Neumáticos.....	16
1.10. Selección de la alternativa óptima.....	16

CAPÍTULO II: DISEÑO DE LA ESTRUCTURA TUBULAR Y COMPONENTES

2.1 Introducción.....	18
2.2 Características del modelo a construir.....	18
2.3 Parámetros fundamentales para definir el vehículo.....	19
2.3.1 Dimensiones principales.....	19
2.3.2 Distribución general de pesos.....	19
2.3.3 El Motor.....	20
2.3.4 Materiales.....	21
2.3.5 Dimensiones corporales.....	21
2.4 Etapas del diseño y dimensionamiento de la estructura.....	22
2.4.1 Ubicación del centro de gravedad (C.G).....	22
2.4.1.1 Distribución estática de pesos en posición horizontal.....	23
2.4.1.2 Posición longitudinal del centro de gravedad.....	24
2.4.1.3 Altura del centro de gravedad.....	24
2.4.2 Relación Peso-Potencia teórico.....	26
2.4.3 Velocidad de marchas y pendiente máxima a superar.....	26
2.4.3.1 Cálculo de la velocidad máxima todas las marchas a 6000rpm...27	

2.4.3.2	Determinar la pendiente superable por medio de aceleraciones propulsivas.....	27
2.4.3.3	Cálculo de la deceleración.....	28
2.4.3.4	Pendiente superable.....	28
2.5	Determinación de las cargas de diseño.....	29
2.5.1	Cargas Verticales de Diseño.....	29
2.5.1.1	Carga Permanente.....	29
2.5.1.2	Carga de Seguridad.....	29
2.5.1.3	Carga Muerta.....	30
2.5.1.4	Carga Viva.....	30
2.5.1.5	Carga de Viento.....	30
2.5.1.6	Carga Sísmica.....	31
2.5.1.7	Carga de Diseño.....	31
2.6	Diseño del bastidor principal y selección del tubo.....	31
2.6.1	Selección de tubos de los travesaños.....	34
2.6.2	Selección del tubo en los arcos de seguridad antivuelco.....	36
2.6.2.1	Diseño del arco principal por el método de pórticos.....	36
2.6.2.2	Momentos y fuerzas producidas sobre el arco debido a la carga vertical.....	38
2.6.2.3	Cálculo de la sección del perfil tubular.....	39
2.7	Dimensionado de la estructura en software.....	40
2.7.1	Croquis del chasis en un plano 2D.....	40
2.7.2	Trazo de elementos en un plano 3D.....	40
2.7.3	Miembros estructurales.....	41
2.7.4	Peso estimado de la estructura según programa CAD.....	42
2.8	Modelización de la estructura tubular.....	42
2.8.1	Aplicación de cargas en la estructura tubular.....	42
2.8.2	Simulación.....	43

2.8.2.1	Análisis con cargas verticales.....	43
2.8.2.2	Análisis con cargas laterales.....	45
2.8.2.3	Análisis con cargas frontales.....	46
2.8.2.4	Rigidez Torsional.....	48
2.9	Diseño y selección de elementos que conforman el vehículo.....	49
2.9.1	Cálculo de la geometría de dirección.....	49
2.9.1.1	Ángulo máximo de giro de las ruedas (Ackerman).....	50
2.9.2	Análisis sistema de frenos.....	52
2.9.2.1	Cálculo del par de frenado neumático-asfalto.....	52
2.9.2.1.1	Peso transferido	53
2.9.2.1.2	Efecto de la transferencia de pesos sobre los neumáticos.....	54
2.9.2.2	Selección del sistema de freno delantero.....	55
2.9.2.3	Selección del sistema de freno posterior.....	57
2.9.2.4	Comprobación del sistema de frenado Teórico.....	59
2.9.3	Estudio del sistema de suspensión.....	61
2.9.3.1	Análisis de cargas.....	61
2.9.3.2	Transferencia Longitudinal de Carga en el prototipo tubular.....	61
2.9.3.3	Reparto de peso en los neumáticos.....	63
2.9.3.4	Repartición de fuerzas en el sistema de suspensión.....	63
2.9.3.5	Selección del tubo de los brazos de suspensión.....	65
2.9.3.6	Cálculo de los resortes de suspensión Delantera.....	67
2.9.3.7	Cálculo de los resortes de la suspensión posterior.....	70
2.10	Cálculo de la soldadura.....	72
2.10.1	Resistencia de las uniones soldadas de perfil circular.....	72
2.10.2	Resistencia de las uniones soldadas de perfil cuadrado.....	75
2.10.3	Soldadura en anclajes de los amortiguadores.....	77

CAPÍTULO III: CONSTRUCCIÓN DE LA ESTRUCTURA Y SUS SISTEMAS

3.1 Proceso de fabricación.....	80
3.1.1 Diagrama de Flujo.....	80
3.1.2 Fases del proceso de construcción.....	81
3.1.2.1 Trazado del tubo.....	82
3.1.2.2 Corte de tubos.....	82
3.1.2.3 Preparación de los tubos antes de soldar.....	83
3.1.2.4 Curvado de tubos.....	84
3.1.2.5 Soldadura de la estructura.....	84
3.1.2.6 Pintura de la estructura.....	85
3.2 Construcción de los sistemas.....	85
3.2.1 Ensamble de la estructura.....	85
3.2.2 Sistema de suspensión.....	87
3.2.2.1 Suspensión delantera.....	87
3.2.2.2 Suspensión posterior.....	88
3.2.3 Sistema de dirección.....	89
3.2.4 Sistema de transmisión.....	90
3.2.5 Sistema de frenos.....	91
3.2.5.1 Sistema de frenos delanteros.....	92
3.2.5.2 Sistema de frenos posterior.....	93
3.2.5.3 Sistema hidráulico.....	94
3.2.6 Elementos de seguridad.....	94
3.2.7 Mandos y panel de instrumentos.....	96
3.2.7.1 Pedales de accionamiento.....	96
3.2.7.2 Palanca de cambios.....	97

3.2.7.3	Panel de instrumentos.....	98
3.3	Montaje de elementos.....	99
3.3.1	Conjunto motor-caja.....	99
3.3.2	Sistema de transmisión.....	100
3.3.2.1	Corona de transmisión.....	100
3.3.2.2	Ejes de transmisión y contra ejes.....	101
3.3.3	Sistema de suspensión.....	101
3.3.4	Sistema de dirección.....	102
3.3.5	Sistema de frenos.....	103
3.3.6	Mandos.....	104
3.3.6.1	Montaje de pedales de accionamiento.....	104
3.3.6.2	Palancas de cambios.....	105
3.3.7	Elementos de seguridad.....	105
3.3.7.1	Asientos.....	105
3.3.7.2	Cinturones de seguridad.....	106
3.3.8	Sistema eléctrico.....	107
3.3.9	Tablero de instrumentos.....	108

CAPÍTULO IV: PRUEBAS Y RESULTADOS

4.1	Generalidades.....	109
4.2	Pruebas de funcionamiento.....	109
4.2.1	Estructura tubular (Chasis).....	109
4.2.2	Sistema de suspensión.....	110
4.2.3	Sistema de frenos.....	111
4.2.4	Sistema de dirección.....	112

4.2.5 Mandos de marchas.....	113
4.2.6 Pedales.....	114
4.2.7 Sistema eléctrico.....	114
4.3 Pruebas de rendimiento.....	116
4.3.1 Relación peso-potencia.....	116
4.3.2 Consumo de combustible.....	117
4.3.3 Velocidad máxima.....	117
4.3.4 Arranque en pendientes.....	119
4.3.5 Niveles de emisiones de gases.....	120
CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES.....	121
GLOSARIO DE SÍMBOLOS.....	123
BIBLIOGRAFÍA.....	126
ANEXOS.....	129

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1.1 Buggy Clásico.....	3
Figura 1.2 Vehículo Estructural Tubular.....	4
Figura 1.3 Vehículo Monoplaza.....	5
Figura 1.4 Vehículo Biplaza.....	6
Figura 1.5 Vehículo Car Cross.....	6
Figura 1.6 Vehículo Monocasco.....	7
Figura 1.7 Motor de motocicleta de 4 tiempos.....	8
Figura 1.8 Eje de transmisión.....	9
Figura 1.9 Suspensión independiente.....	10
Figura 1.10 Freno de disco.....	10
Figura 1.11 Panel de instrumentos.....	11
Figura 1.12 Protección del piloto.....	15
Figura 2.1. Buggy Piraña Biplaza.....	19
Figura 2.2 Cuadrón Yamaha ATV YFM 200.....	20
Figura 2.3 Esquema del C.G de un vehículo.....	22
Figura 2.4 Programa ejecutable en Excel para determinar el C.G.....	25
Figura 2.5 Ubicación del centro de gravedad en el vehículo.....	25
Figura 2.6 Elementos principales de la estructura tubular.....	31
Figura 2.7 Diagrama de cuerpo libre bastidor.....	32
Figura 2. 8 Diagrama de fuerzas cortantes (N) Bastidor.....	32
Figura 2.9 Diagrama de Momentos (N-m) Bastidor.....	33
Figura 2.10 Diagrama de cuerpo libre de los travesaños de los asientos.....	34
Figura 2.11 Diagrama de fuerzas cortantes (N) travesaños.....	35
Figura 2.12 Diagrama de Momentos (N-m) travesaños.....	35
Figura 2.13 Dimensiones del arco principal.....	36

Figura 2.14 Bastidor principal 2D.....	40
Figura 2.15 Trazado del resto de elementos de la estructura 3D.....	41
Figura 2.16 Insertar miembros estructurales.....	41
Figura 2.17 Modelo de estructura terminada.....	42
Figura 2.18 Resultados del Esfuerzo Máximo.....	43
Figura 2.19 Resultado de la deformación máxima.....	44
Figura 2.20 Resultado factor de seguridad.....	44
Figura 2.21 Resultados del Esfuerzo Máximo.....	45
Figura 2.22 Resultado de la deformación máxima.....	45
Figura 2.23 Resultado factor de seguridad.....	46
Figura 2.24 Resultados del Esfuerzo Máximo.....	46
Figura 2.25 Resultado de la deformación máxima.....	47
Figura 2.26 Resultado factor de seguridad.....	47
Figura 2.27 Resultado de la rigidez torsional.....	48
Figura 2.28 Ángulos de viraje de las ruedas delanteras.....	50
Figura 2.29 Ángulos descritos por los neumáticos.....	51
Figura 2.30 Cuadrilátero de Akerman.....	52
Figura 2.31 Distribución de pesos en reposo.....	53
Figura 2.32 Esquema principal de un disco de freno.....	56
Figura 2.33 Esquema de freno del eje posterior.....	57
Figura 2.34 Distribución Estática de pesos en estado de reposo.....	61
Figura 2.35 Transferencia longitudinal de cargas en pendiente.....	63
Figura 2.36 Ubicación de ángulos de la mangueta y amortiguador.....	64
Figura 2.37 Diagrama de cuerpo libre brazo de suspensión.....	64
Figura 2.38 Fuerzas en un miembro estructural plato de suspensión.....	66
Figura 2.39 Diagrama de Fuerzas Cortantes (N) miembro del plato de suspensión.....	66
Figura 2.40 Diagrama de Momentos (N-m) miembro brazo de suspensión.....	66

Figura 2.41 Parámetros del resorte.....	67
Figura 2.42 Ubicación de los puntos críticos en la estructura.....	73
Figura 2.43 Diagrama de cuerpo libre de la barra circular.....	73
Figura 2.44 Diagrama de fuerzas cortantes de la barra circular.....	73
Figura 2.45 Diagrama del filete circular.....	74
Figura 2.46 Carga crítica de impacto frontal.....	75
Figura 2.47 Diagrama de cuerpo libre barra frontal.....	75
Figura 2.48 Diagrama de fuerzas cortantes barra frontal.....	75
Figura 2.49 Diagrama del filete rectangular.....	76
Figura 2.50 Diagrama de cuerpo libre del anclaje de amortiguadores.....	77
Figura 2.51 Diagrama del soporte de filete rectangular.....	78
Figura 3. 1 Diagrama de procesos.....	80
Figura 3.2 Trazado de tubos.....	82
Figura 3.3 Instrumentos de trazado.....	82
Figura 3.4 Corte manual con arco de sierra.....	82
Figura 3.5 Corte con sierra eléctrica.....	82
Figura 3.6 Curvado de tubos.....	84
Figura 3.7 Soldadura de la estructura.....	84
Figura 3.8 Pintado de la estructura.....	85
Figura 3.9 Ensamble de la estructura.....	86
Figura 3.10 Antivuelco posterior.....	86
Figura 3.11 Platos de la suspensión delantera.....	87
Figura 3.12 Soporte superior de los amortiguadores.....	88
Figura 3.13 Soporte de los platos de suspensión.....	88
Figura 3.14 Platos de suspensión posterior.....	88
Figura 3.15 Soporte superior del amortiguador.....	89

Figura 3.16 Soportes del plato de suspensión.....	89
Figura 3.17 Mecanismo de dirección.....	90
Figura 3.18 Mangueta posterior.....	91
Figura 3.19 Manzana delantera.....	92
Figura 3.20 Mangueta delantera con porta-mordaza.....	92
Figura 3.21 Soporte de la mordaza posterior.....	93
Figura 3.22 Soporte de la bomba de freno.....	94
Figura 3.23 Soporte para los asientos.....	95
Figura 3.24 Anclaje para los cinturones de seguridad.....	96
Figura 3.25 Soporte de los pedales.....	96
Figura 3.26 Palanca de cambios.....	97
Figura 3.27 Cables de mando push-pull.....	98
Figura 3.28 Soportes de las palancas de cambios.....	98
Figura 3.29 Tablero de aluminio para instrumentos.....	98
Figura 3.30 Montaje del motor.	99
Figura 3.31 Montaje del depurador.....	100
Figura 3.32 Montaje del tanque de combustible.....	100
Figura 3.33 Montaje de la corona de transmisión.....	100
Figura 3.34 Montaje de ejes y contra ejes de transmisión.	101
Figura 3.35 Montaje de la suspensión delantera.	101
Figura 3.36 Montaje de la suspensión posterior.....	102
Figura 3.37 Montaje del árbol de dirección.....	102
Figura 3.38 Montaje de pivotes y brazos de acoplamiento.....	103
Figura 3.39 Montaje de mordazas delanteras.....	103
Figura 3.40 Montaje de la mordaza posterior.	104

Figura 3.41 Montaje de pedales de accionamiento.	104
Figura 3.42 Montaje de palancas de cambios.....	105
Figura 3.43 Montaje de asientos.....	106
Figura 3.44 Montaje de cinturones de seguridad.	106
Figura 3.45 Montaje del cableado principal.	107
Figura 3.46 Montaje del ventilador.	107
Figura 3.47 Montaje de halógenos.....	108
Figura 3.48 Montaje de luces de freno y retro.....	108
Figura 3.49 Montaje de pitos.....	108
Figura 3.50 Montaje del tablero de instrumentos.....	108
Figura 4.1 Comportamiento de la estructura en movimiento.	110
Figura 4.2 Comportamiento de la suspensión en un obstáculo.	110
Figura 4.3 Estado de la suspensión 1 solo ocupante.....	111
Figura 4.4 Comprobación de la distancia de frenado.....	111
Figura 4.5 Eficacia del freno en pendiente.....	112
Figura 4.6 Eficacia de frenado en curva.....	112
Figura 4.7 Funcionamiento de la dirección.....	113
Figura 4.8 Medición del radio de giro.....	113
Figura 4.9 Funcionamiento de las palancas de cambios.....	114
Figura 4.10 Comportamiento de pedales de accionamiento.....	114
Figura 4.11 Comprobación de la luces.....	115
Figura 4.12 Funcionamiento del ventilador con el motor encendido.....	115
Figura 4.13 Comprobación de la carga de la batería.....	115
Figura 4.14 Peso bruto del buggy.....	117
Figura 4.15 Prueba de velocidad máxima.....	118
Figura 4.16 Comprobación de arranque en pendiente larga 20 ⁰	119

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1.1 Tipos de direcciones.....	11
Tabla 1.2 Tipos de cinturones de seguridad.....	13
Tabla 1.3 Tipos de asientos deportivos.....	14
Tabla 1.4 Tipos de refuerzos estructurales.....	14
Tabla 1.5 Tipos de neumáticos por su aplicación.....	16
Tabla 2.1 Dimensiones principales aproximadas del vehículo estructural.....	19
Tabla 2.2 Distribución aproximada de los pesos de elementos del vehículo.....	20
Tabla 2.3 Especificaciones del motor YFM 200.....	21
Tabla 2.4 Medidas del piloto percentil 95°.....	22
Tabla 2.5 Valores de ubicación del C.G.....	25
Tabla 2.6 Información de la transmisión.....	26
Tabla 2.7 Velocidades máximas y pendientes superables.....	29
Tabla 2.8 Momentos del arco principal.....	39
Tabla 2.9 Valores calculados de diferentes ángulos de giro.....	51
Tabla 2.10 Valores del sistema de freno de disco delantero.....	55
Tabla 2.11 Valores del sistema de freno de disco posterior.....	58
Tabla 2.12 Datos del muelle de suspensión delantera, considerados para el cálculo.....	67
Tabla 2.13 Datos del muelle de suspensión posterior, considerados para el cálculo.....	70
Tabla 3.1 Tipos de bordes en tubo redondo y cuadrado.....	83
Tabla 3.2 Características técnicas de la suspensión.....	87
Tabla 3.3 Características de los ejes de transmisión.....	90
Tabla 3.4 Características del freno delantero.....	92
Tabla 3.5 Características técnicas del freno posterior.....	93
Tabla 3.6 Características técnicas de un asiento semibaquet.....	94
Tabla 3.7 Características técnicas de un cinturón de seguridad.....	95

Tabla 4.1 Distancia de frenado.....	112
Tabla 4.2 Comparación de la relación Peso-Potencia.....	116
Tabla 4.3 Consumo de combustible.....	117
Tabla 4.4 Velocidad máxima.....	118
Tabla 4.5 Prueba de arranque en pendientes.....	119
Tabla 4.6 Límites máximos de emisiones de gases.....	120
Tabla 4.7 Límites de emisiones de gases Buggy.....	120

ÍNDICE DE ANEXOS

Anexo A-1: Propiedades mecánicas del acero ASTM A500.....	129
Anexo A-2: Relación Peso-Potencia kg/CV de vehículos todoterreno.....	129
Anexo A-3: Valores del coeficiente de rodadura.....	130
Anexo A-4: Valores del coeficiente de resistencia al aire.....	130
Anexo A-5: Tubo estructural cuadrado.....	130
Anexo A-6: Tubo estructural redondo.....	131
Anexo A-7: Coeficiente de adherencia según condiciones de neumáticos, piso y humedad.....	131
Anexo A-8: Características de fricción y presión máxima de los materiales del disco de freno.....	132
Anexo A-9: Propiedades del hilo de la suelda MIG/MAG.....	132
Anexo A-10: Valores de distancias de frenado.....	132
Anexo B-1: Diagrama eléctrico original de un cuadrón Yamaha YFM 200.....	133
Anexo B-2: Diagrama eléctrico agregado al circuito original.....	134
Anexo C-1: En la Tabla C-1 se indica un resumen de las características técnicas del biplaza.....	135
Anexo C-2: Lista de materiales utilizados para la construcción del buggy biplaza.....	136
ANEXO D: Planos de la estructura.....	137

Pauta Morocho Patricio Javier

Villacís Avilés Juan Pablo

Trabajo de graduación

Ing. Pablo Segarra Coello

Abril 2012

DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN VEHÍCULO BIPLAZA DE ESTRUCTURA TUBULAR CON MOTOR MONOCILÍNDRICO YAMAHA YFM 200

INTRODUCCIÓN

La estructura de un vehículo es una de las principales partes que lo componen puesto que sobre él se soportan el resto de elementos y le da forma al conjunto. El diseño ha de ser pues, lo más eficiente posible para que la estructura sea capaz de responder positivamente ante las sollicitaciones mecánicas a las que se pueda ver sometida. Un chasis eficiente es aquél que combina de forma óptima una elevada rigidez con el mínimo peso posible, permitiendo una posición cómoda para el piloto facilitando su conducción y evacuación, también brindando la seguridad necesaria para garantizar la integridad del ocupante en caso de colisión.

El propósito de este trabajo es diseñar y construir un vehículo de estructura tubular, que reúna características técnicas de desempeño, confort y seguridad.

En el primer capítulo se presentan los conceptos básicos sobre las características técnicas que posee un vehículo de estructura tubular, los cuales son el fundamento teórico que permitirá entender las condiciones al que está sometido; luego se copilan diferentes criterios y parámetros que se deben considerar en el diseño del bastidor de un vehículo en pos de un rendimiento técnico.

En el segundo capítulo se analiza los parámetros necesarios para el diseño y dimensionamiento de la estructura, además la selección de los diferentes sistemas a

implementar aplicando hipótesis de cálculo y resistencia de materiales, los cuales se comprobarán con un software de elementos finitos. También se realiza los planos respectivos de todos elementos que conformarán el vehículo.

En el tercer capítulo se detalla el procedimiento para la construcción del prototipo, indicando cada etapa en los diferentes procesos con su respectivo método y herramienta a usar, posteriormente se realiza el debido montaje de todos los elementos constitutivos comprobando su funcionamiento y realizando el reglaje si lo necesitase.

El cuarto capítulo se indica las diferentes pruebas de funcionamiento y rendimiento al que se somete para verificar el estado final, brindando las características técnicas en todos los campos. Finalmente se comparan los resultados obtenidos con los datos del diseño analítico.

CAPÍTULO I

VEHICULO ESTRUCTURAL TUBULAR

1.1 Antecedentes

Los primeros datos existentes sobre buggies y prototipos estructurales (Figura 1.1), provienen del estado de California, EEUU, a mediados de los años 50. Inicialmente, los vehículos eran fabricados a nivel personal como "hobby" durante el fin de semana.



Figura 1.1 Buggy Clásico

Fuente: <http://www.miltonsandtoys.com/buggies.html> [Acceso: 16/Abril/2011]

Estos, se diseñaban individualmente en garajes particulares sobre un modelo de coche ya comercializado en el mercado, principalmente conducidos por las largas playas de la costa del Pacífico durante los fines de semana, de aquí proviene la palabra “Beach Buggies”. En los años 60, empezó a popularizarse el buggy, las familias preparaban los vehículos en sus garajes y el fin de semana se desplazaba a la playa a probarlos.

A partir de 1970, se forman los primeros clubes para competir en las playas y siempre sobre superficies blandas y planas. Finalmente, en 1975 aparecieron los modelos más conocidos en Europa, con motor Volkswagen Beattle y carrocería en fibra de vidrio.

Estos vehículos se popularizaron, por todo el mundo como un vehículo de aventura y uso diario.¹

Actualmente, el buggy tipo "chasis tubular", se sigue fabricando en los Estados Unidos por empresas especializadas bajo pedido (Figura 1.2). Estos, llevan potentes motores V-6 y V-8 de alta potencia, y suspensiones de largo recorrido para poder saltar las dunas de los desiertos y playas de Arizona o California.



Figura 1.2 Vehículo Estructural Tubular

Fuente: <http://www.womenspress-slo.org/?p=5058> [Acceso: 17/Abril/2011]

En Latinoamérica, uno de los países pioneros en la construcción de carrocerías tubulares fue Brasil utilizando motores y partes de los vehículos Volkswagen Escarabajo. En Ecuador la construcción de estos vehículos se ha encaminado más a los campeonatos de 4x4 con motores V8 que brindan grandes torques. Los vehículos monoplazas para competencias de rally con tracción trasera, están empezando a aparecer en el Ecuador con proyectos que involucran el cálculo, investigación y diseño de sus partes para optimizar materiales y costos de fabricación.

1.2 Definición de buggy

Buggy se denomina al vehículo hecho artesanalmente, con las condiciones necesarias para realizar el trabajo y propósito que se le dé. Estos vehículos se han usado mucho para circular en terrenos irregulares como deporte, aventura y trabajo en el campo. El

¹ <http://www.solobuggys.com/noticias/category/preguntas-sobre-buggys/>. [Acceso: 2 de Marzo de 2011]

mercado de los buggies se encuentra en pleno desarrollo frente a las motos de campo y los cuadrones, ya que ofrecen un manejo mucho más intuitivo y similar al de un todo terreno convencional y permiten disfrutar de la circulación por entornos naturales con un menor riesgo de daño en caso de accidente.²

1.3 Clasificación

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

1.3.1 Monoplaza

Este tipo de vehículos (Figura 1.3) 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 que su chasis es más seguro teniendo una alta relación rigidez-peso. Sus dimensiones son menores, lo cual provoca ser un vehículo relativamente liviano, produciendo una conducción más agresiva y cómoda.



Figura 1.3 Vehículo Monoplaza

Fuente: <http://www.motoparadise.net/V3/buggiemo175.htm> [Acceso: 20/Abril/2011]

² <http://www.solobuggys.com/noticias/category/preguntas-sobre-buggys/>. [Acceso: 2 de Marzo del 2011]

1.3.2 Biplaza

Su chasis es fabricado en estructura tubular ofreciendo mayor rigidez y seguridad (Figura 4.4), siendo capaz de circular por todo tipo de superficies, está diseñado para dos personas siendo espacioso, por lo cual tiene mayor peso y necesita motores con mayor cilindrada.



Figura 1.4 Vehículo Biplaza

Fuente: http://www.alibaba.com/product-gs/258975928/XT250GK_6_250cc_Go_Kart_Dune.html
[Acceso: 20/Abril/2011]

1.3.3 Tipo Car Cross

Su fabricación es en estructura tubular, diseñado exclusivamente para la competencia en terrenos planos de arena y asfalto (Figura 1.5), son propulsados por motores de motocicletas (cilindradas pequeñas), produciendo rápidas aceleraciones en rectas y derrapes en curvas. Su altura vehículo-suelo es muy baja y su dimensionamiento es reducido, siendo apto para una persona.



Figura 1.5 Vehículo Car Cross

Fuente: <http://www.nikones.com/foro/s/car-cross-vt4016.html> [Acceso: 20/Abril/2011]

1.3.4 Tipo monocasco

El monocasco, también es conocido con el nombre de carrocería autoportante (Figura 1.6), ya que la chapa externa del vehículo soporta algo o toda la carga estructural del vehículo, también pueden ser de estructura tubular con un recubrimiento en fibra de vidrio. La primera marca en comercializarlos fue Volkswagen. Su utilización está limitada únicamente para terrenos con superficies planas, debido que está diseñado como vehículo de turismo.



Figura 1.6 Vehículo Monocasco

Fuente: http://www.taringa.net/posts/autos-motos/9218295/buggy-wv_y-mas.html

[Acceso: 16/Abril/2011]

1.4 Motor

Los motores más utilizados en los vehículos de estructura tubular son tipo Otto de 2 y 4 tiempos, dependiendo el modelo, la capacidad y el rendimiento se elegirá el número de cilindros y la cilindrada del motor para que brinde las necesidades requeridas.

Otro factor es el uso donde se vaya a dar la conducción, para terrenos arenosos o pantanosos se puede usar un motor de potencia a bajas revoluciones es decir de alta cilindrada y sin mucho número de cilindros, para la conducción en terrenos de lastre o firme se utilizan motores de potencia a altas revoluciones es decir aplicar un motor multi-cilindros. Por lo general se utilizan motores de motocicletas (Figura 1.7) las cuales tienen prestaciones de buena potencia en tamaño y peso reducidos.



Figura 1.7 Motor de motocicleta de 4 tiempos

Fuente: <http://www.arpem.com/motos/modelos/ktm/fotos/2009/ktm-250-exc-f/ktm-250-exc-f-motor.html>
[Acceso: 1/Mayo/2011]

1.5 Sistemas de un vehículo de estructura tubular

Para que un vehículo pueda circular en diferentes condiciones y terrenos necesita la coordinación de varios sistemas:

1.5.1 Sistemas de transmisión

Estos sistemas tienen la misión de transmitir todo el par motor hacia las ruedas motrices, para lo cual necesita de algunos elementos que se van a encargar de ello. En consecuencia dependerá de la posición del motor (delantero o posterior) y la posición de las ruedas motrices (tracción o propulsión).

De acuerdo al tipo de suelo donde se desempeña el vehículo se utilizará un mecanismo de transmisión, para terrenos agraviados se utiliza un embrague el cual tiene su pedal de accionamiento y caja de cambios manual para controlar el par motor y velocidades, mientras que para terrenos planos se utiliza una caja secuencial y se elimina el mando del embrague, esto para un accionamiento más rápido y preciso.

Debido que el motor y la caja de cambios van fijos al bastidor y las ruedas tienen desplazamientos de vaivén por las irregularidades del terreno, es necesario un eje que

pueda adaptarse a esas deformaciones, por ello los buggys utilizan los siguientes ejes de transmisión (Figura 1.8) como junta homocinética o junta cardán, las cuales tienen grandes prestaciones y son multifuncionales.



Figura 1.8 Eje de transmisión

Fuente: [http://www.getthemax.com/jcl-mg250a_\(250_gc\).htm](http://www.getthemax.com/jcl-mg250a_(250_gc).htm) [Acceso: 10/Mayo/2011]

1.5.2 Sistema de suspensión

La suspensión en un vehículo estructural debe absorber las desigualdades del terreno donde circule, obteniendo la protección y confort de los ocupantes; también controlará que las ruedas no pierdan contacto con el suelo, brindando estabilidad en curva o durante un frenado; asimismo mantendrá la dirección alineada y finalmente conservará la altura óptima respecto al piso.

Los sistemas más utilizados en este tipo de vehículos es la suspensión independiente (Figura 1.9) en la parte anterior como posterior, lo que permite una mejor estabilidad para la conducción en diferentes tipos de terrenos, los más usados son suspensión con brazo oscilante y amortiguador o también suspensión de doble trapecio con amortiguador. La ventaja de estos sistemas es que poseen un mecanismo adicional para regular la suspensión, en términos generales se puede regular la distancia desde el piso y también la carga del amortiguador (suave o dura).



Figura 1.9 Suspensión independiente

Fuente: [http://www.getthemax.com/jcl-mg250a_\(250_gc\).htm](http://www.getthemax.com/jcl-mg250a_(250_gc).htm) [Acceso: 10/Mayo/2011]

1.5.3 Sistema de frenos

La principal función es disminuir o anular progresivamente la velocidad del vehículo, o mantenerlo inmobilizado cuando está detenido, Además poseen un freno de estacionamiento (o emergencia) el cual debe inmobilizar al vehículo en pendiente o cuando el sistema de frenos principal se avería en una emergencia. Por sus grandes ventajas los vehículos estructurales utilizan freno de disco en todas sus ruedas.

El sistema de freno de disco (Figura 1.10) tiene las características principales de ser un freno eficaz, estable y progresivo teniendo además otras cualidades como:

- No necesita reglaje.
- Fácil mantenimiento.
- Menor tiempo y distancia de frenado.
- Mayor refrigeración.
- Montaje y funcionamiento sencillo.
- Piezas de menor tamaño para la misma eficacia.



Figura 1.10 Freno de disco

Fuente: [http://www.getthemax.com/jcl-mg250a_\(250_gc\).htm](http://www.getthemax.com/jcl-mg250a_(250_gc).htm) [Acceso: 10/Mayo/2011].

1.5.4 Sistema de dirección

El sistema de dirección tiene la misión de orientar las ruedas delanteras para que el vehículo tome la trayectoria deseada por el piloto, además debe brindar seguridad y comodidad durante la conducción. Los sistemas de dirección más utilizados en vehículos de estructura tubular tenemos mecanismos de dirección directa y piñón cremallera, indicando sus ventajas y desventajas en la Tabla 1.1.

Tabla 1.1 Tipos de direcciones		
Tipo	Ventajas	Desventajas
Directa	<ul style="list-style-type: none"> -Sistema menos complejo. -Simplicidad de montaje. -Movimientos directos. -Bajo Costo. 	<ul style="list-style-type: none"> -Sensibilidad de la dirección. -Chequeos periódicos. -Desgaste de rótulas.
Piñón cremallera	<ul style="list-style-type: none"> Precisión en el desplazamiento angular de las ruedas. -Dirección estable y segura. - Suavidad en los giros. -Simplicidad de montaje. 	<ul style="list-style-type: none"> -Desgaste de rótulas. -Realizar un chequeo periódico. -Desajuste del piñón–cremallera. -Dificultad de recuperación en los giros.

1.6 Panel de instrumentos

Durante la conducción resulta necesaria la presencia de ciertos instrumentos o señales de control en el panel (Figura 1.11), que permitan al conductor visualizar condiciones de funcionamiento para tener una conducción segura. El panel de instrumentos posee indicadores, testigos e interruptores.



Figura 1.11 Panel de instrumentos

Fuente: <http://www.forocoches.com/foro/showthread.php?t=557730&page=6>
[Acceso: 15/Mayo/2011]

1.6.1 Indicadores

Son relojes analógicos o digitales los cuales dan lecturas reales del estado actual de diferentes elementos necesarios para el control durante la conducción, entre los cuales se utilizan velocímetro, tacómetro, temperatura del refrigerante, nivel de combustible, etc.

1.6.2 Testigos

Son lámparas de simbología normalizada e integradas al panel y agrupadas de manera racional y capaz de llamar la atención del conductor para evitar problemas mecánicos graves, por ejemplo: baja presión de aceite o baja carga de la batería.

1.6.3 Interruptores

Los interruptores se utilizan para abrir y cerrar un circuito eléctrico, existen diferentes tipos de interruptores, dependiendo de las necesidades de operación y uso. Los más utilizados en buggys son: cortadores de corriente, pulsantes de encendido.

1.7 Ergonomía

La ergonomía es una disciplina que busca que los humanos y la tecnología trabajen en completa armonía, esta disciplina se ha tenido en cuenta a la hora de diseñar este tipo de vehículos, siempre considerando que ésta no ponga en riesgo la seguridad del piloto o sus ocupantes. Para ello se debe considerar los siguientes aspectos:

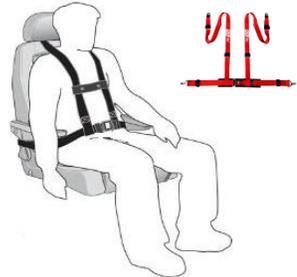
- El piloto debe contar con el espacio necesario en la cabina de conducción, tanto en la zona de las extremidades inferiores como en las superiores.
- El vehículo tiene que estar equipado con un asiento confortable, ya que este es apto para su pilotaje por terrenos irregulares.
- El acceso y desalojo del vehículo debe ser cómodo y sin ningún tipo de impedimento.
- El piloto sentado en posición de pilotaje debe tener buena visibilidad tanto del terreno como de los componentes necesario para conducir.
- El piloto sentado debe tener alcance a todos los accesorios del vehículo.

1.8 Elementos de seguridad

Los elementos de seguridad aplicados en un vehículo estructural deben proteger o minimizar sus efectos, especialmente para la vida y la salud de los ocupantes, cuando tuvieran un accidente, estos se refieren a tecnologías empleadas en diferentes partes del vehículo, para ello los elementos de seguridad utilizados en buggys son: cinturones de seguridad, asientos deportivos, construcción de estructura o chasis y refuerzos estructurales, además el piloto o los ocupantes deberán tener protección personal es decir utilizar casco, guantes, gafas, y traje especial.

1.8.1 Cinturones de seguridad

Un cinturón de seguridad es un arnés que sujeta al piloto y lo mantiene en su asiento cuando ocurre una colisión, el objetivo principal es minimizar las heridas en una colisión, impidiendo que se golpee con los elementos duros del interior o que sea arrojado fuera del vehículo. El cinturón se debe colocar lo más pegado posible al cuerpo, plano y sin nudos o dobleces. Los cinturones más utilizados en los buggys son los cinturones de cuatro puntos y cinco puntos, en la Tabla 1.2 se indica las características.

Tipo	Características	Disposición
Cinturón de 4 puntos	<ul style="list-style-type: none"> - Más seguro y restrictivo. - Posee dos cinturones sobre los hombros y dos cinturones al nivel del regazo. - Son fabricados en poliéster entretejido de 2 pulgadas. 	
Cinturón de 5 puntos	<ul style="list-style-type: none"> - Más restrictivo al de 4 puntos. - Fabricado en poliéster entretejido. - Tiene dos cinturones sobre los hombros, dos cinturones sobre el regazo y un cinturón entre las piernas, - No permite el deslizamiento hacia adelante. 	

1.8.2 Asientos deportivos

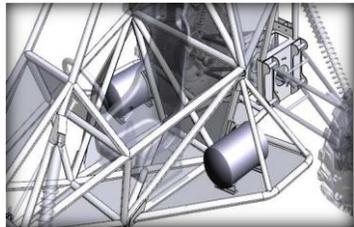
Los asientos permiten una conducción cómoda y segura en cualquier tipo de terreno que se desarrolle. Los asientos más utilizados en este tipo de vehículos son los asientos deportivos baquet y semibaquet, los cuales son más rígidos y permiten una conducción más firme. En la Tabla 1.3 se indica algunas características.

Tabla 1.3 Tipos de asientos deportivos		
Tipo	Características	Imagen
Asiento baquet	<ul style="list-style-type: none"> - No es homologable. - No regula el respaldo. - Mantiene fijo al piloto. - Regula la altura y distancia al volante. 	
Asiento semibaquet	<ul style="list-style-type: none"> - Homologable. - Mayor confortabilidad y seguridad. - Regula la altura, distancia al volante y respaldo. 	

1.8.3 Refuerzos estructurales

Dentro de sistemas de seguridad en vehículos estructurales tubulares se han implementado varios medios los cuales se aplican de diferentes formas, entre estos existen: jaula de seguridad, barras antivuelco, arco antivuelco y refuerzos laterales. En la Tabla 1.4 se indican sus características.

Tabla 1.4 Tipos de refuerzos estructurales		
Tipo	Características	Imagen
Jaula de seguridad	<ul style="list-style-type: none"> - Estructura metálica situada alrededor del chasis. - Excelente protección en vuelcos. - Aumenta la rigidez del chasis. 	

Tipo	Características	Imagen
<p>Barra antivuelco</p>	<ul style="list-style-type: none"> - Se sitúa detrás del conductor. - Brinda seguridad moderada. - Dificultad de montaje del conductor. 	
<p>Arco antivuelco</p>	<ul style="list-style-type: none"> - Barras redondeadas situadas detrás del conductor. - Supera el asiento del conductor. - Brinda seguridad moderada. - Fácil evacuación del piloto. 	
<p>Refuerzo lateral</p>	<ul style="list-style-type: none"> - Brinda protección lateral. - Posee seguridad moderada. - Aumenta la rigidez del chasis. - Dificultad para el ingreso del piloto. 	

1.8.4 Protección piloto

El piloto y sus ocupantes deberán vestir una indumentaria propia, la cual incluye un mono ignífugo, guantes, casco, gafas y botines, cada elemento (Figura 1.12) brindará protección según las condiciones y requerimientos que implique la conducción.



Figura 1.12 Protección del piloto

Fuente: <http://www.bbsport.info/tag/indumentaria-ignifuga/> [Acceso: 20/Mayo/2011]

1.9 Neumáticos

Un neumático permite el contacto adecuado por adherencia y fricción con el suelo, posibilitando el arranque, frenado y guía de acuerdo a la superficie que transite. En ciertos casos funciona con un elemento más para la suspensión. Los neumáticos que se utilizan en vehículos estructurales se clasifican por su aplicación en la Tabla 1.5.

Tabla 1.5 Tipos de neumáticos por su aplicación		
Aplicación	Características	Imagen
Gravilla y hierba	<ul style="list-style-type: none"> - Posee un labrado en forma de V o S. - La forma del labrado permite estabilidad, adherencia, autolimpieza y posicionamiento. - La llanta posterior siempre será más ancha que la delantera. 	
Arena	<ul style="list-style-type: none"> - En ruedas directrices posee 1 a 3 resaltes en todo su perímetro. - Brinda posicionamiento y agarre en curvas. - En ruedas posteriores posee como aspas para la tracción. - Los neumáticos posteriores siempre serán más anchos. 	
Fango	<ul style="list-style-type: none"> - Posee un labrado en Vo S. - Brinda adherencia y tracción en línea recta o curva. - Posee un labrado especial en el costado brindando un agarre adicional. - Su área de contacto es en 3 direcciones. 	

1.10. Selección de la alternativa óptima

Analizado los tipos de buggys existentes en el medio, se opta el modelo biplaza debido que se utilizará como vehículo de turismo, posee mayor espacio brindando a los ocupantes confort además facilita la implementación de sistemas y elementos de seguridad.

El vehículo estructural estará constituido por:

- Sistema de transmisión de propulsión, con motor Otto de 4 tiempos de 200 cc que posee buen torque y potencia ubicado en la parte posterior y ejes de transmisión con juntas homocinéticas.
- Sistema de suspensión independiente a cada rueda de tipo brazo oscilante con amortiguador hidráulico, el cual brindará mejor adherencia y confort.
- Sistema de frenos de disco, en el eje delantero y posterior, ofrecen mejor eficiencia de frenado y fácil mantenimiento.
- Sistema de dirección tipo directa, mecanismo de fácil construcción y montaje.
- Cinturones de seguridad, por sus características indicadas en la Tabla 1.2 se selecciona un arnés de 4 puntos.
- Asientos deportivos semibaquet, los cuales ofrecen restricción al piloto con regulación en la posición de conducción.
- Refuerzo estructural tipo jaula de seguridad, se fabricará en Acero ASTM A500 grado B.
- Neumáticos para gravilla y hierba, las dimensiones para el eje delantero se utilizará 21/7R10 y posterior 22/11R8.

CAPÍTULO II

DISEÑO DE LA ESTRUCTURA TUBULAR Y COMPONENTES

2.1 Introducción

En este capítulo se desarrollarán todos los cálculos, análisis y dimensionamientos necesarios de la estructura tubular; además el estudio y selección de los sistemas a incorporarse en el vehículo.

2.2 Características del modelo a construir

A continuación se detalla ciertas especificaciones de este vehículo, poniendo especial atención a aquellas que son importantes en el diseño del chasis, especialmente se analizarán las dimensiones generales del vehículo, así como la distribución general de pesos que éste tendrá. El modelo del bastidor y sus dimensiones a fabricarse es de creación propia, diseñado para la distracción de sus ocupantes en paseos por el campo o la playa, por lo tanto no se quiere incluir en ningún tipo de competición.

El modelo seleccionado (Figura 2.1) es un vehículo con capacidad para 2 personas, suspensión independiente en las 4 ruedas y motor ubicado en la parte posterior; la forma y apariencia es atractiva al público en general y especialmente al que busca algo novedoso y funcional.



Figura 2.1 Buggy Piraña Biplaza

Fuente: <http://www.edgebuggyforums.com/viewtopic.php?f=25&t=1448&start=>
[Acceso: 25/Mayo/2011]

2.3 Parámetros fundamentales para definir el vehículo

2.3.1 Dimensiones principales

En la Tabla 2.1 se indica las dimensiones aproximadas del vehículo estructural.

Tabla 2.1 Dimensiones principales aproximadas del vehículo estructural	
Característica	Dimensión (mm)
Longitud total	2750
Ancho total	1650
Altura total desde el suelo	1400
Distancia entre ejes	Aprox. 2100
Vía anterior	1460
Vía posterior	1500
Distancia al piso Buggy - suelo	250-300

2.3.2 Distribución general de pesos

En la Tabla 2.2 se puede observar los pesos más significativos del vehículo biplaza y los agrupamientos menos importantes (accesorios), con la finalidad de conocer la manera más fiable la situación del centro de gravedad del vehículo.

Tabla 2.2 Distribución aproximada del peso de los elementos del vehículo	
Peso estimado del vehículo (sin ocupantes ni combustible)	
Peso total de la estructura tubular	65kg
Peso total del conjunto motor- caja-corona	60kg
Peso total de las ruedas	25kg
Peso total depósito de combustible	2kg
Peso de los amortiguadores	20kg
Peso total chapas de la carrocería	20kg
Peso total de las partes mecánicas, accesorios eléctricos y equipamiento	38kg
Peso total de los platos de suspensión	20kg
Peso de los asientos	20kg
Suman	270kg
Peso aproximado del vehículo en marcha	
Peso total de los ocupantes	140kg
Peso total del combustible (Depósito lleno)	10kg
Peso vehículo sin ocupantes	270kg
Peso Total	420kg

2.3.3 El Motor

El vehículo estructural llevará incorporado un motor de cuadrón Yamaha YFM 200 (Figura 2.2); de acuerdo a la información proporcionada por el fabricante y pruebas realizadas, este es un motor con buenas características de torque y potencia en comparación al tamaño reducido. En la Tabla 2.3 se indica las especificaciones del motor.



Figura 2.2 Cuadrón Yamaha ATV YFM 200

Fuente: http://www.yamaha-motor.com/sport/epic_atv/1985_yfm200_small.aspx
[Acceso: 1/Mayo/2011]

Tabla 2.3 Especificaciones del motor YFM 200	
Especificación	Valor
Tipo de motor.	Monocilíndrico, Refrigerado por aire, 4 tiempos, SOHC.
Cilindrada.	196cc
Diámetro x carrera.	67 x 55,7mm
Relación de compresión.	8,5:1
Sistema de lubricación.	Carter húmedo.
Sistema de encendido.	CC – CDI
Sistema de arranque.	Eléctrico y retroceso
Potencia máxima.	15 Hp a 6500rpm
Par máximo.	20N.m a 4500rpm
Sistema de alimentación.	Carburador
Sistema de transmisión.	2WD
Transmisión final.	Eje
Tipo de transmisión.	Relación de reducción primaria 73/22 (3.318)
	Relación de reducción secundaria 46/11 (4.414).
	Relación de transmisión: 1st: (2.833), 2nd: (1.789), 3rd:(1.318), 4th: (1.040), 5th:(0.821).

Fuente: Yamaha Moto-4 200 service manual repair 1985-1989 YFM200.

[Acceso: 5/Mayo/2011]

2.3.4 Materiales

La elección del material de los tubos para la construcción del chasis, los brazos de suspensión y otros elementos depende de factores como las propiedades mecánicas, propiedades metalúrgicas, soldabilidad, accesibilidad y costos. Para la elaboración de la estructura principal, se elige principalmente el Acero ASTM A 500 grado B, cuyas características se pueden observar en el Anexo A-1.

2.3.5 Dimensiones corporales

Los puntos de referencia en las dimensiones corporales son la cadera, la rodilla, el talón, el hombro y el codo; y las longitudes principales son las del antebrazo, brazo, torso, muslo, pierna y pie; otras dimensiones importantes es la distancia vertical entre el piso-cadera y la dimensión cabeza-habitáculo se debe considerar usando un casco cuya separación mínima es de 12,7cm.³

³http://www.etseib-motorsport.upc.edu/index.php?option=com_content&view=article&id=9&Itemid=38&lang=es
[Acceso 25 de Julio 2011].

En la Tabla 2.4 se manifiestan las medidas de una persona de 1,80 m de altura con un peso de 75 kg.

Tabla 2.4 Medidas del piloto percentil 95°		
Nombre	Valor	Esquema
Longitud del pie.	30cm	
Angulo del pie con la pierna.	90°	
Longitud de la pierna.	53cm	
Longitud del muslo.	51cm	
Altura del piso a la cadera.	20cm	
Longitud del torso.	55cm	
Inclinación del torso respecto a la vertical.	15°	
Longitud del antebrazo.	35cm	
Inclinación del antebrazo con respecto a la vertical.	10°	
Longitud del brazo.	30cm	
Diámetro del casco.	35cm	

2.4 Etapas del diseño y dimensionamiento de la estructura

2.4.1 Ubicación del centro de gravedad (C.G)⁴

Se debe determinar el centro de gravedad (Figura 2.3) con respecto a los ejes con el vehículo horizontal. Para ello se determina el peso total del vehículo y el peso sobre cada uno de los ejes, delantero **P_d** y posterior **P_p**. Luego se aplica momentos sobre uno de los ejes y se obtiene las distancias **a** y **b** del centro de gravedad.

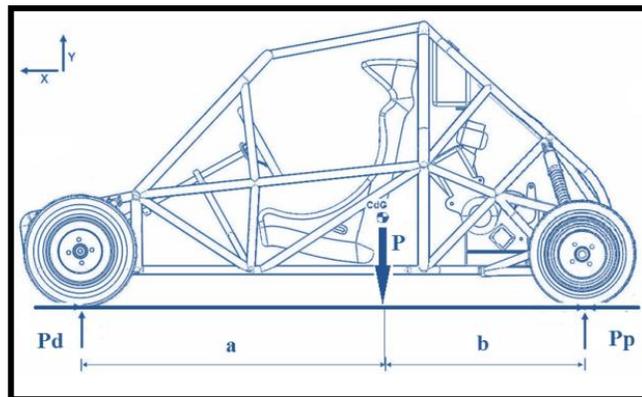


Figura 2.3 Esquema del C.G de un vehículo

⁴ CASCAJOSA Manuel, Ingeniería de vehículos Edición 2004, Pág. 41.

$$Pd * (a + b) = P * b$$

$$a + b = L = \text{Batalla} \quad (2.1)$$

$$Pd = P * \frac{b}{L} \quad Pp = P * \frac{a}{L} \quad (2.2)$$

$$(2.3)$$

Donde:

P = Peso del vehículo (kg)
 Pd = Peso eje delantero (kg)
 Pp = Peso eje posterior (kg)
 a = Distancia entre Pd y P (m)
 b = Distancia entre Pp y P (m)
 L = Batalla (m)

- El cálculo de la distancia **H**, se realiza de igual manera tomando ahora los pesos de los lados del vehículo y aplicando la ecuación de momento. Para la determinación de la altura, se utiliza como dato el ángulo de inclinación entre 15° a 30°, aplicando la ecuación 2.4.

$$H = \frac{P(Rn (\tan \alpha) + b) - Pp(a + b)}{P \tan \alpha} \quad (2.4)$$

Donde:

H= altura del piso al punto del centro de gravedad [m]
 α = Angulo de inclinación de la carrocería [grados]
 Rn = Radio del neumático 0.279 m

2.4.1.1 Distribución estática de pesos en posición horizontal ⁵

- Como se trata vehículo de motor posterior y propulsión el reparto de cargas ideal será:

- Adelante: 40% - Atrás: 60%

- Peso total del vehículo con ocupantes (P): 420 kg.

- Peso eje delantero (Pd): 168 kg. - Peso eje posterior (Pp): 252 kg.

⁵<http://www.moriatisapleno.com.ar/2009/12/sistema-de-frenos-introduccion.html>. [Acceso: 15 de Julio de 2011].

2.4.1.2 Posición longitudinal del centro de gravedad

-Utilizando las ecuaciones 2.1 a la 2.3 se obtiene los valores a y b respectivamente.

$$L = a + b = 2.1 \text{ m}$$

$$b = \frac{Pd * L}{P}$$

$$b = \frac{168kg * 2.1m}{420kg} \quad b = \mathbf{0.84m}$$

$$a = \frac{Pp * L}{P}$$

$$a = \frac{252kg * 2.1m}{420kg} \quad a = \mathbf{1.26m}$$

2.4.1.3 Altura del centro de gravedad. Se utiliza un ángulo de pendiente de 30° y aplicando la ecuación 2.4.

$$H = \frac{P(Rn * (\tan a) + b) - Pp(a + b)}{P(\tan a)}$$

$$H = \frac{420kg(0,279m (\tan 30) + 0,84m) - 252kg(2,1m)}{420(\tan 30)} = \mathbf{0,44m}$$

- Se aplicó esta fórmula en ecuaciones de Excel para un proceso interactivo, pues los resultados al determinar tanto en el eje longitudinal como el eje transversal tienen cierto margen de error, según se indica en la figura 2.4.

I15		fx					
A	B	C	D	E	F	G	H
1	CALCULO DE CENTRO DE GRAVEDAD POR EL MÉTODO EXPERIMENTAL DE PESOS.						
2		Buggy Piraña					
3	PESO DEL VEHICULO	ton	ton			angulo a	
4		horizontal	inclinada	m		30	
5	Peso parte trasera	0,252	0,2672	batalla	2,1	1,81865335	
6	Peso parte delantera	0,168	0,1528	trocha	1,4		
7	Peso total	0,42	0,42				
8							
9	calculo de centro en longitudinal						
10	distancia a	1,26 m		$Pa*(a+b)=P*b$			
11	distancia b	0,84 m		$a+b=L=batalla$			
12							
13							
14							
15							
16							
17	altura						
18	tan a	0,57735027					
19	radio de rueda	0,279 m					
20							
21	z1	0,41063586 m					
22		ton	ton				
23		horizontal	inclinado	$h = \frac{P(R \tan \alpha + b) - Pp(a+b)}{P \tan \alpha}$			
24	Peso parte izquierda	0,215	0,23				
25	Peso parte derecha	0,205	0,19				
26	peso total	0,42	0,42				

Figura 2.4 Programa ejecutable en Excel para determinar el C.G

- Los valores obtenidos del centro de gravedad se indica en la Tabla 2.5. ubicándoles cada uno en la figura 2.5.

x	1,26 m	Desde eje delantero hacia atrás.
y	0,716 m	Desde el lado izquierdo a la derecha.
z	0,4106 m	Desde el suelo hacia arriba.

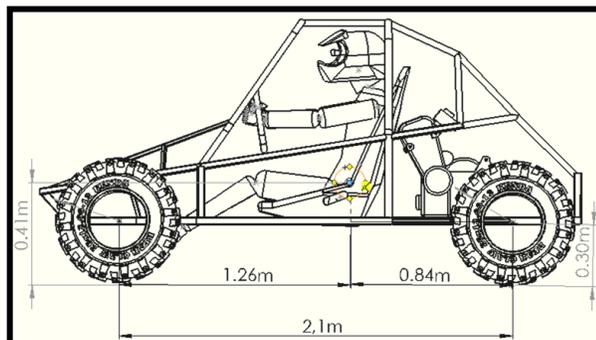


Figura 2.5 Ubicación del Centro de Gravedad del vehículo estructural

2.4.2 Relación Reso-Rotencia Veórico

- Una buena relación peso-potencia está por debajo de 10 kg/CV (7,4 kg/kW). Por encima de 12 kg/CV (8,8 kg/kW) la relación peso potencia es mala en términos generales, cuanto menor es la relación peso potencia, mayor es la aceleración.⁶

- Entonces para el diseño del vehículo estructural, se calcula esta relación, que es el resultado de dividir el peso en kg para la potencia máxima en CV.

$$Rpp = \frac{P}{Pot} \quad (2.5)$$

Donde:

Rpp = Relación peso-potencia [kg/CV]

Pot = Potencia del motor [15.21CV] (Tabla 2.3)

P = Peso del vehículo sin ocupantes 270 kg (Tabla 2.2)

$$Rpp = \frac{270kg}{15,21CV} = 17.75 \frac{kg}{CV}$$

- Dicho valor indica que la relación peso-potencia, no es muy buena, y afectará en ciertos parámetros de aceleración y velocidad máxima pero está en un valor aceptable, en comparación a los rangos existentes para vehículos 4x4 (Anexo A-2).

2.4.3 Velocidad de marchas y pendiente máxima a superar

En la Tabla 2.6 se indica las características del motor y la transmisión, las cuales son necesarias para determinar las velocidades y la pendiente a superar.

Características	Valores
Potencia máxima. (Pot.)	15Hp (15,2CV) a 6500 rpm
Par máximo del motor. (N)	20N.m a 4500 rpm
Peso total con pasajeros. (Pt)	420 kg
Reducción en la caja de cambios.	1ª = 1:2,83 2ª = 1:1,789 3ª = 1:1,32 4ª = 1:1,04 5ª = 1:0,82

⁶<http://www.km77.com/glosario/r/relapesopote.asp>. [Acceso 12 de Agosto de 2011].

Características	Valores
Diámetro de los neumáticos (Dn)	22 pulg (55,8cm) Posteriores
Reducción final caja de cambios (rc)	1: 3,32
Reducción en el diferencial (rd)	1:4,4
Coefficiente rodadura (ur)	0,03 (Anexo A-3)
Coefficiente de resistencia aire (ka)	0,019 (Anexo A-4)
Vía anterior	1,4 m
Altura total	1,4 m
Rendimiento de la transmisión (ρ)	0,80-0,85

2.4.3.1 Cálculo de la velocidad máxima todas las marchas a 6000 rpm ⁷

$$V_{m\acute{a}x} = \frac{270}{Pt * g} \cdot Dn * rpm * rc * rd \quad (2.6)$$

Donde:

- V máx = Velocidad máxima [km/h]
- Pt = Peso total con ocupantes (Tabla 2.6)
- G = Gravedad [9.81 m/s²]
- Dn = Diámetro del neumático de transmisión [m]
- rpm = Revoluciones por minuto [rpm]
- rc = Reducción caja de cambios (Tabla 2.6)
- rd = Reducción diferencial (Tabla 2.6)

2.4.3.2 Determinar la pendiente superable por medio de aceleraciones propulsivas ⁸

- Determinamos la aceleración propulsiva (a_p):

$$a_p = 14051,84 * \frac{\rho * Pot}{rc * rd * N rpm * Dn * PT} \quad (2.7)$$

Donde:

- P = Rendimiento de la transmisión al 80%
- Pot = Potencia (Tabla 2.6)
- rc = Reducción final en la caja (Tabla 2.6)
- rd = Reducción en el diferencial (Tabla 2.6)
- N rpm = Número de revoluciones 6500 rpm
- D = Diámetro del neumático [0.55m]
- PT = Peso total máximo (Tabla 2.2)
- D = Diámetro del neumático [0,55m]

⁷ VILLEDA. María, SANCHEZ Cesar. Estudio de la transmisión de un vehículo automóvil Documento Técnico. Pág. 17.

⁸ MUÑOZ. Francisco. Calculo Teórico y Práctico de los Elementos y grupos del vehículo industrial y automóvil, Madrid.

$$ap = 14051,84 * \frac{0,80 * 15CV}{\frac{1}{3,32} * \frac{1}{4,41} * 6500rpm * 0,55m * 420kg} = 1,5 \frac{m}{s^2}$$

- Cálculo las aceleraciones propulsivas en cada marcha:

$$apm = ap * rcm \quad (2.8)$$

Dónde:

apm = Aceleración propulsiva en cada marcha [m/s²].

rcm = Relación de cambio de marcha (Tabla 2.6).

2.4.3.3 Cálculo de la deceleración (ar)

$$ar = g * \mu r \quad (2.9)$$

g = gravedad [9.81 $\frac{m}{s^2}$]

μr = coeficiente de rodadura 0.03 (Anexo A – 1)

$$ar = 9,81 * 0,03 = 0.294 \frac{m}{s^2}$$

2.4.3.4 Pendiente superable

La altura de la pendiente en una distancia de 100 m a superar se determina con la siguiente ecuación.

$$i = \frac{1}{g} (ap - ar) \quad (2.10)$$

Donde:

i = Altura de la pendiente [m]

Ap = Aceleración propulsiva [m/s²]

Ar = Deceleración [m/s²]

α = Ángulo de la pendiente [grados]

Para encontrar el ángulo de la pendiente α :

$$\alpha = \text{Tan}^{-1} \left(\frac{i}{100} \right) \quad (2.11)$$

En la Tabla 2.7 se indica los diferentes valores calculados, de la velocidad máxima, aceleración propulsiva, altura de la pendiente y el ángulo de la pendiente.

Tabla 2.7 Velocidades máximas y pendientes superables				
Número de marcha	Velocidad máxima (km/h)	Aceleración Propulsiva (m/s ²)	Altura de la pendiente (m)	Ángulo de la pendiente (°)
1	17.3	4.2	39.8	21.7
2	27.4	2.6	23	12.9
3	36.9	1.9	16	9
4	47.2	1.54	12.7	7
5	60	1.23	9.5	5

- La velocidad máxima que puede alcanzar es de 60 km/h y la pendiente teórica a superar sin inconvenientes es de 21.7°.

2.5 Determinación de las cargas de diseño

2.5.1 Cargas Verticales de Diseño ⁹

Un vehículo estructural se diseña considerando las siguientes cargas:

2.5.1.1 Carga Permanente (Pe). Comprende el peso propio de la estructura y el de todas aquellas partes que están permanentemente ligadas a la misma.

Por lo tanto:

$$Pe = \Sigma(\text{peso de elemento} \times \text{Nro de elementos}) \quad (2.12)$$

El peso del buggy según la Tabla 2.2 es de 270kg.

2.5.1.2 Carga de Seguridad (Cs). Se debe conocer el área total del habitáculo de carga (**Ah**) del prototipo, en este caso el habitáculo es para 2 ocupantes.

$$Ah = l * l \quad (2.13)$$

Donde:

Ah = Área del habitáculo [m²]

l = distancia del área del habitáculo [m]

$$Ah = 1m \times 0,75m = 0,75m^2$$

⁹ LOPEZ, Jorge. SILVA Alex, Diseño y construcción de un vehículo monoplaza de modalidad fórmula básica en pavimento para monoplazas para competencias por gravedad, Tesis. Escuela Politécnica Nacional 2010.

Por lo normal esta carga es de 20 kg por cada m² entonces tenemos:

$$Cs = 20 \frac{kg}{m^2} \times Ah \quad (2.14)$$

Donde:

Ah = Área del habitáculo [m²]
Cs = Carga de seguridad [kg]

$$Cs = 20 \frac{kg}{m^2} \times 0,75m^2 = 15kg$$

2.5.1.3 Carga Muerta (Cm). Es la suma de la carga permanente más la carga de seguridad.

$$Cm = Pe + Cs \quad (2.15)$$

Donde:

Cm = Carga muerta [kg]
Pe = Carga permanente (Tabla 2.2)
Cs = Carga de seguridad (15kg)

$$Cm = 270kg + 15kg = 285 kg$$

2.5.1.4 Carga Viva (Cvi). Es la carga a llevar más una sobrecarga de 10%, la carga a transportar es la del piloto más el acompañante.

$$Cvi = \text{Peso ocupantes} + (\text{Peso ocupantes} \times 0,1) \quad (2.16)$$

$$Cvi = 150kg + (150kg \times 0,1) = 165kg$$

2.5.1.5 Carga de Viento (Cf).¹⁰ Conocida la resistencia aerodinámica, es la fuerza que se opone al movimiento de cualquier objeto en la atmósfera.

-La resistencia de los vehículos se encuentra mediante.

$$Ra = Cf = \frac{1}{2} (Cx \times \delta \times A \times V^2) \quad (2.17)$$

Donde:

Ra = Resistencia Aerodinámica [kg]
 δ = densidad del aire (1,2 kg/m³)
 V = velocidad en m/s (60 km/h = 16,66 m/s)
 AF = Superficie frontal del Buggy (1,6m x 1,4m = 2,24m²)
 Cx = Coeficiente aerodinámico del buggy (0,3 para coches ligeros)

¹⁰ LUQUE, Pablo; Ingeniería del Automóvil, Sistemas y comportamiento Dinámico. Ed Thomson España 2004.

$$Ra = \frac{1}{2} \left(0,3 \times 1,2 \text{kg/m}^2 \times 2,24 \text{m}^2 \times \left(16,66 \frac{\text{m}}{\text{s}} \right)^2 \right)$$

$$Ra = Cf = 111,9 \text{N} = \mathbf{11,4 \text{kg}}$$

2.5.1.6 Carga Sísmica (Ch). Sumatoria de las cargas viva, del viento y seguridad.

$$Ch = Cvi + Cf + Cs \quad (2.18)$$

$$Ch = 165 \text{kg} + 11,4 \text{kg} + 15 \text{kg} = \mathbf{191,4 \text{kg}}$$

2.5.1.7 Carga de Diseño (Wd). Es propiamente la carga para el análisis matemático.

Resulta de sumar la carga muerta (Cm) con la carga sísmica (Ch).

$$Wd = Cm + Ch \quad (2.19)$$

$$Wd = 285 \text{kg} + 191,4 \text{kg} = \mathbf{476,4 \text{kg}}$$

2.6 Diseño del bastidor principal y selección del tubo

En la figura 2.6 se indica la forma de la estructura con todos sus elementos principales que se analizarán.

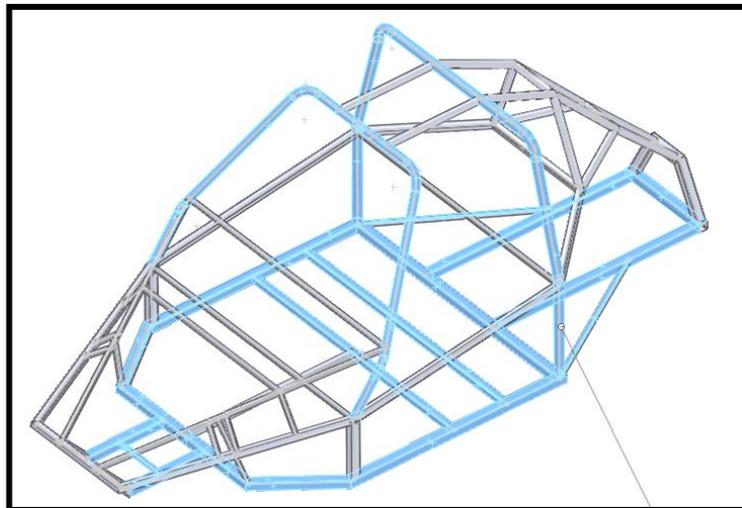


Figura 2.6 Elementos principales de la estructura tubular

- El bastidor se diseñará en tubo de sección cuadrada, se lo analiza como una viga simplemente apoyada donde las cargas de diseño sobre el bastidor (Carga del motor, componentes, ocupantes, y peso propio de la estructura) se considera como carga vertical distribuida (Figura 2.7).

$$w = \frac{Wd}{L} \tag{2.20}$$

Donde:

Wd= Carga de diseño puntual (476.4 kg = 4668 N)

w= Carga total distribuida [N/m]

L = Longitud (distancia entre ejes 2.1m)

$$w = \frac{4668N}{2,1m} = 2222,8 \frac{N}{m}$$

Como el bastidor consta de 2 vigas simplemente apoyadas se divide esta carga para la mitad para analizar fácilmente una sola viga. $w1 = 1111,4 \text{ N/m}$. Se determina el diagrama de fuerzas cortantes (Figura 2.8) y el diagrama de momentos (Figura 2.9).

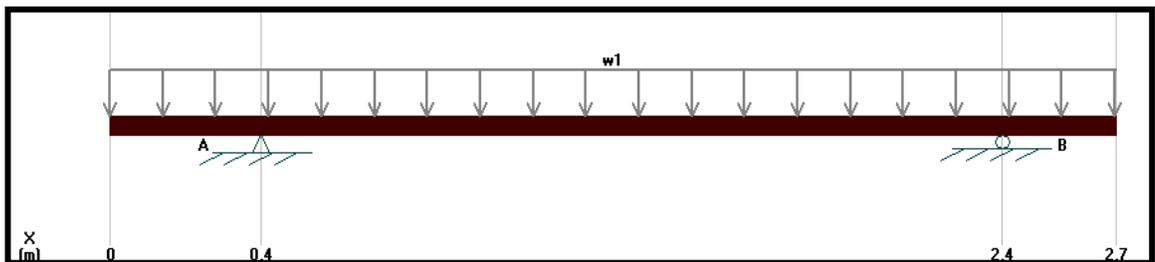


Figura 2.7 Diagrama de cuerpo libre bastidor

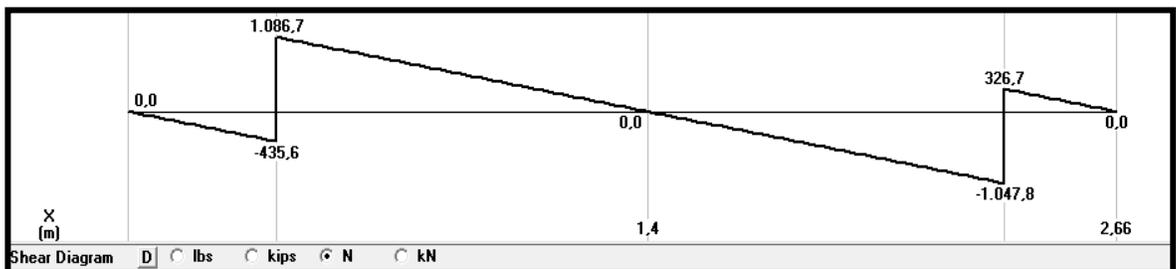


Figura 2. 8 Diagrama de fuerzas cortantes (N) Bastidor

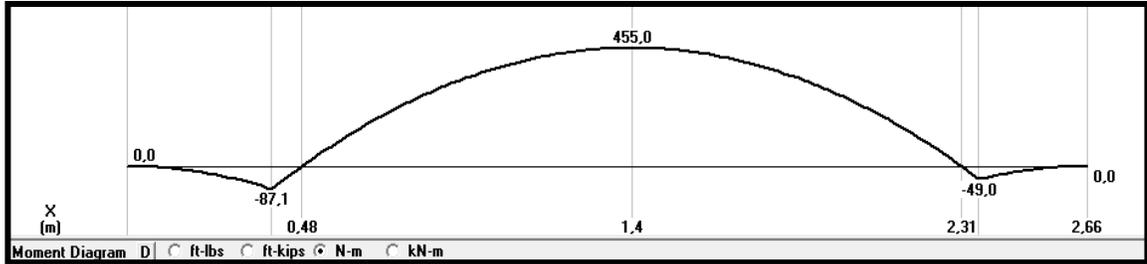


Figura 2.9 Diagrama de Momentos (N – m) Bastidor

El momento máximo del bastidor es de: $M_{max} = 455N.m$

Para encontrar el esfuerzo máximo se parte de la siguiente ecuación:

$$\sigma_{max} = \frac{M_{max}}{S_{xx}} \quad (2.21)$$

- Características del Acero al carbono Estructural ASTM A500 Grado B (Anexo A-1).

Límite de tensión= 400 MPa

Límite elástico = 290 MPa

Límite de fluencia (S_y) =315 MPa

$$\sigma_{max} = \frac{S_y}{\eta} \quad (2.22)$$

Utilizando un valor tentativo de factor de seguridad $\eta= 2$, para encontrar el esfuerzo que máximo que puede soportar el material y determinar el tipo de perfil a utilizar.

$$\sigma_{max} = \frac{S_y}{\eta} = \frac{315MPa}{2} = \mathbf{158,5MPa}$$

- Cálculo de la sección de inercia de un material tubular.

$$S_{xx} \geq \frac{M_{max}}{\sigma_{max}} \quad (2.23)$$

$$S_{xx} = \frac{455N.m}{158,5MPa} = \mathbf{2,87cm^3}$$

- Utilizando un catálogo de perfilería (Anexo A-5) se selecciona un perfil estructural adecuado que tenga un valor superior al calculado. Siendo este un tubo 40x40x2mm con W o $S_{xx}=3,46cm^3$.

$$\sigma_{max} = \frac{455N.m}{3,46 \times 10^{-6}m^3} = 131,5MPa$$

Por lo tanto despejando η de la ecuación 2.22 tenemos:

$$\eta = \frac{S_y}{\sigma_{max}} = \frac{315MPa}{131,5MPa} = 2,41$$

- De acuerdo al valor del factor de seguridad calculado, se determina que el perfil es adecuado para soportar el esfuerzo máximo.

2.6.1 Selección de tubos de los travesaños

- Se tomará en cuenta que la carga puntual más crítica es el peso de los ocupantes de 165 kg, más el peso de los asientos con sus cinturones de 30kg (Figura 2.10). Este peso se divide para 4 debido que son 2 travesaños y 2 asientos, la longitud aproximada de los travesaños es 1200mm.

Carga de ocupantes = 165kg

Carga de asientos + cinturones = 30kg

Carga total = 195kg (1913N)

Carga en cada punto $P1 = P2 = 1913N/4 = 478,23N$

Se determina el diagrama de fuerzas cortantes (Figura 2.11) y el diagrama de momentos (Figura 2.12).



Figura 2.10 Diagrama de cuerpo libre de los travesaños de los asientos

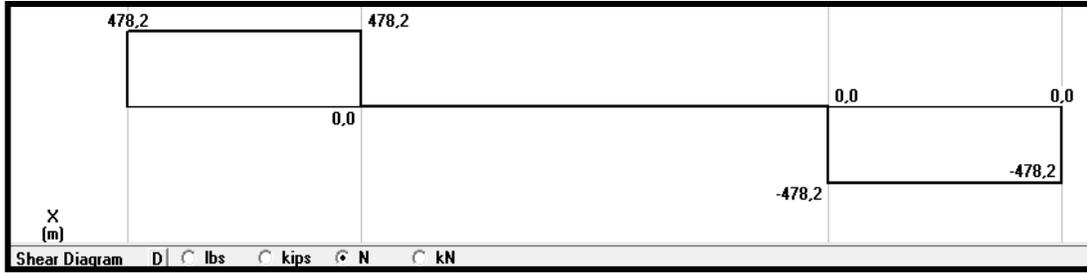


Figura 2.11 Diagrama de fuerzas cortantes (N) travesaños

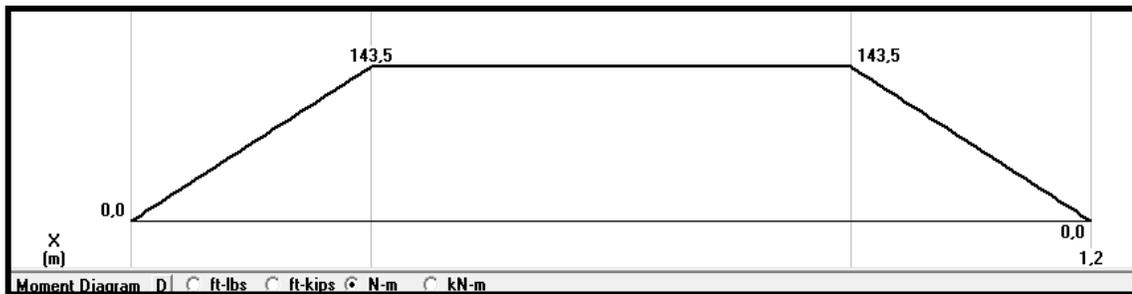


Figura 2.12 Diagrama de Momentos (N-m). Travesaños

-El momento máximo en los travesaños es de: **$M_{max} = 143,5N - m$**

- El material a utilizarse será acero al carbono estructural ASTM A500 Grado B (Anexo A-1). Utilizando un valor tentativo del factor de seguridad de $\eta = 2$, se determina el esfuerzo máximo a soportar para encontrar el perfil adecuado.

$$\sigma_{max} = \frac{S_y}{\eta} = \frac{315MPa}{2} = 158,5MPa$$

- Cálculo de la sección de inercia de un material tubular utilizando la ecuación 2.23.

$$S_{xx} \geq \frac{M_{max}}{\sigma_{max}} = \frac{143,5N \cdot m}{158,5MPa} = 0,91cm^3$$

- Utilizando un catálogo de perfilería (Anexo A-5), se selecciona un perfil estructural superior al obtenido, siendo este un tubo cuadrado 30x30x1.5 mm con $S_{xx} = 1,46cm^3$; el esfuerzo real máximo es:

$$\sigma_{max} = \frac{143,5 N \cdot m}{1,46 \times 10^{-6}m^3} = 98,3 MPa$$

Por lo tanto despejando el factor de seguridad de la ecuación 2.22 tenemos:

$$\eta = \frac{S_y}{\sigma_{max}} = \frac{315MPa}{98,3MPa} = 3,22$$

- De acuerdo al valor del factor de seguridad obtenido, se determina que el perfil es el adecuado para soportar el esfuerzo al que está sometido.

2.6.2 Selección del tubo en los arcos de seguridad antivuelco

Debido que la estructura está sometida a diferentes esfuerzos, se analizará cual es el tubo y material adecuado para soportar las diversas cargas en los arcos antivuelco.

2.6.2.1 Diseño del arco principal por el método de pórticos

- Se utiliza este método porque permite calcular: fuerzas, momentos y cortantes en diferentes puntos del arco (Figura 2.13), se considera la carga vertical **Carga de Diseño (Wd)**: es propiamente la carga para este análisis. $Wd = 476,4kg (4668N)$.

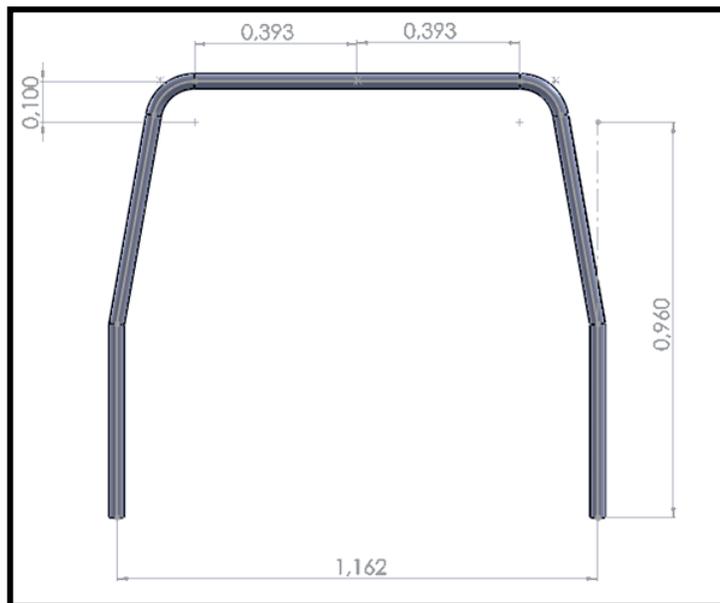


Figura 2.13 Dimensiones del arco principal

Para determinar las cargas y momentos se deben calcular los valores de las constantes que se detallan a continuación:

- Cálculo de la relación entre distancia y altura de arco-columnas [ϕ].¹¹

$$\phi = \frac{I_c \times L}{I_A \times h} \quad (2.24)$$

Donde:

I_c = Inercia de la columna [cm^4]

I_A = Inercia del arco [cm^4]

L = distancia entre columnas [m]

h = Altura de la columna. [m]

Las inercias se eliminan porque son iguales

$$\phi = \frac{L}{h} = \frac{1,162m}{0,96m} = 1.22$$

-Relación de alturas arco-columna (ψ).

$$\psi = \frac{f}{h} \quad (2.25)$$

Donde:

f = Altura del arco [m]

h = Altura de la columna [m]

$$\psi = \frac{0,1m}{0,96m} = 0,105$$

- Constante que modifica la curvatura del arco principal (A).

$$A = \frac{1,5 - (\phi * \psi)}{1 + 0,8(\phi * \psi)^2} \quad (2.26)$$

$$A = \frac{1,5 - (1,22 \times 0,105)}{1 + 0,8(1,22 \times 0,105)^2} = 1.35$$

- Constante que modifica la altura del arco principal (C).

$$C = \frac{3 + 1,5(\phi)}{1 + 0,8(\phi\psi)^2} \quad (2.27)$$

$$C = \frac{3 + 1,5(1,22)}{1 + 0,8(1,22 \times 0,105)^2} C = 4,768$$

¹¹LEONTOVICH VALERIAN, Pórticos y arcos, primera edición. Pág. 223.

- Factor que modifica altura y luz del arco (**F**).

$$F = 12(2 + \phi) - 4A(3 - 2\phi\psi) \quad (2.28)$$

$$F = 12(2 + 1,22) - (4 \times 1,35)(3 - (2 \times 1,22 \times 0,105))$$

$$F = 23,82$$

- Las constantes encontradas anteriormente se utilizarán para calcular los momentos y fuerzas sobre el arco.

2.6.2.2 Momentos y fuerzas producidas sobre el arco debido a la carga vertical ¹²

Para el cálculo de los momentos en los diferentes puntos del arco principal se utiliza las constantes ya calculadas de las ecuaciones 2.22 a la 2.26.

- M2, M4 Momentos flectores en los puntos 2 y 4 del arco principal.

$$M2 = M4 = \frac{Fv_{arco} \times L\phi}{4F} (6 - 5A\psi) \quad (2.29)$$

$$M2 = M4 = \frac{4668N \times 1,162m \times 1,22}{4 \times 23,82} (6 - 5(1,35 \times 0,105))$$

$$M2 = M4 = 367,8 \text{ Nm}$$

- Se calcula los cortantes en los puntos 1 y 5.

$$H1 = H5 = \frac{Fv_{arco} \times L\phi}{4Fh} (6 + 5C\psi) \quad (2.30)$$

$$H1 = H5 = \frac{4668N \times 1,162m \times 1,22}{4 \times 23,82 \times 0,95m} (6 + 5(4,768 \times 0,105))$$

$$H1 = H5 = 622N$$

Se calcula los momentos flectores en los puntos 1 y 5.

$$M1 = M5 = -M2 + H1(h) \quad (2.31)$$

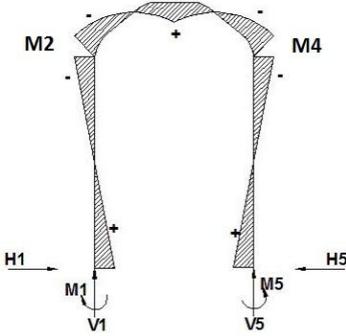
$$M1 = M5 = -367,8Nm + 622N(0,95m) = 254N.m$$

¹²LEONTOVICH Valerian, Pórticos y arcos, Editorial Continental, primera edición, pág. 232.

2.6.2.3 Cálculo de la sección del perfil tubular

En la Tabla 2.8 se muestra los valores de momentos flectores generados en los diferentes puntos del arco principal.

Tabla 2.8 Momentos del arco principal		
Carga Vertical $F_v=4668$ N		
Puntos	H(N)	M(N.m)
1	622N	254 Nm
2		<u>367.8 Nm</u>
4		367.8 Nm
5	622N	254 Nm



-El momento máximo que posee el arco es de: **$M_{max} 367,8Nm$**

Utilizando la ecuación 2.22, e imponiéndose un valor de factor de seguridad $\eta=2$, para encontrar el esfuerzo máximo al que estará sometido.

$$\sigma_{max} = \frac{S_y}{\eta} = \frac{315MPa}{2} = \mathbf{158,5MPa}$$

- Utilizando la ecuación 2.23, se realiza el cálculo de la sección de inercia de un material tubular.

$$S_{xx} \geq \frac{M_{max}}{\sigma_{max}} = \frac{367,8.m}{158,5MPa} = \mathbf{2.3 cm^3}$$

El material a utilizarse deberá ser superior al valor encontrado.

- Para este cálculo se escoge una sección de tubo redondo según un catálogo de perfilería (Anexo A- 6) tenemos el perfil: diámetro 1 ½” con espesor de 2 mm y $S_{xx} = 1,95cm^3$. En este caso se utilizó un material de menor sección al requerido, debido a que el siguiente material varía demasiado su sección, aumentado considerablemente el peso.

$$\sigma_{max} = \frac{367.8N.m}{1,95 \times 10^{-6}m^3} = \mathbf{188,6MPa}$$

Por lo tanto despejando η de la ecuación 2.22, se obtiene:

$$\eta = \frac{S_y}{\sigma_{max}} = \frac{315\text{MPa}}{188,6\text{MPa}} = 1,7$$

- De acuerdo al valor del $\eta=1.7$, se determina que el perfil seleccionado resiste el esfuerzo.

2.7 Dimensionado de la estructura en software

Esta etapa consiste en realizar el diseño geométrico real con la ayuda de un software de diseño mecánico, seleccionando las medidas reales de los planos y secciones de perfiles estructurales.

2.7.1 Croquis del chasis plano 2D

Se realiza un esquema de la forma del bastidor (Figura 2.14), con sus medidas y ángulos reales, utilizando las herramientas básicas de dibujo.

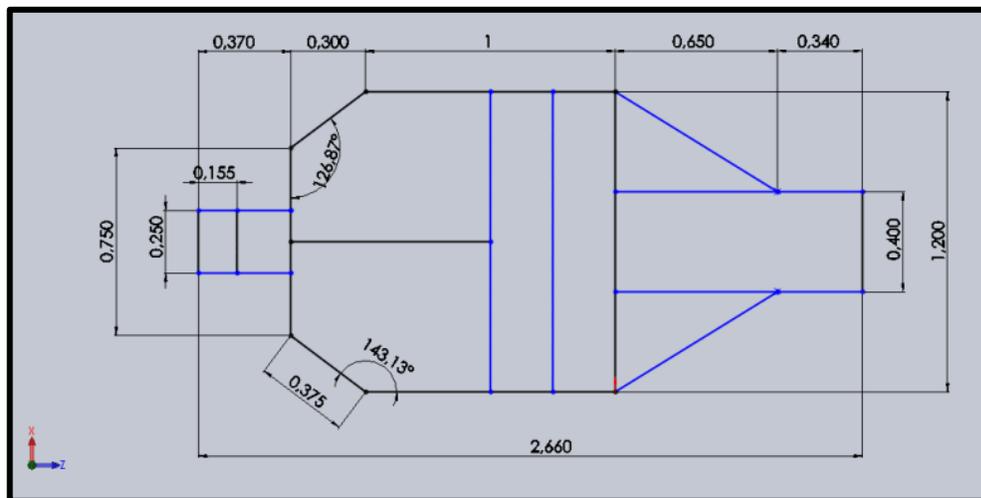


Figura 2.14 Esquema del bastidor principal 2D

2.7.2 Trazo de elementos plano 3D

En esta etapa se traza el resto elementos al bastidor conformando el habitáculo y refuerzos, dibujando en 3 planos y ubicando las medidas reales (Figura 2.15).

Debe revisarse la correcta unión entre vértices de los elementos, basándose en un plano de referencia.

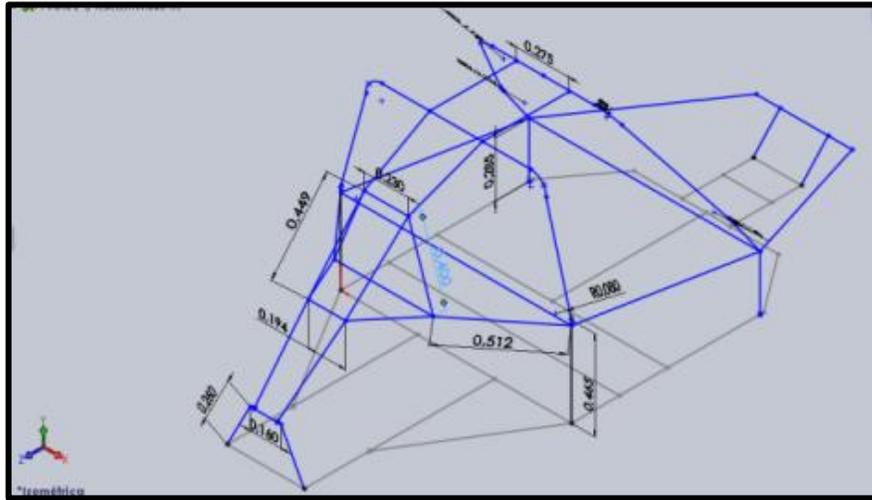


Figura 2.15 Trazado del resto de elementos 3D

2.7.3 Miembros estructurales

- Consiste en dar el perfil estructural adecuado a cada miembro del bastidor generado (Figura 2.16), eligiendo sus diferentes características como: dimensiones, espesores, pesos y propiedades mecánicas.

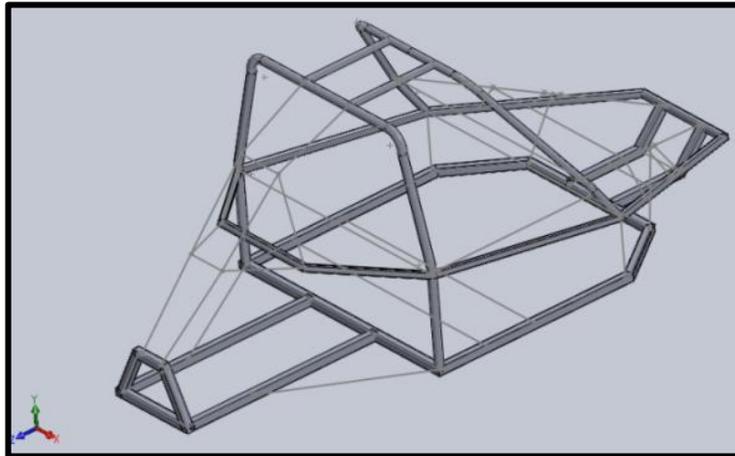


Figura 2.16 Insertar miembros estructurales

Con estos pasos se obtiene el diseño terminado de la estructura tubular (Figura 2.17) y brinda un esquema en tres dimensiones que facilitará la visualización, aprovechando además la flexibilidad del programa para poder realizar un rediseño dando como

resultado un modelo real para su análisis. En el Anexo D se indica los planos de cada uno de los elementos con sus dimensiones.

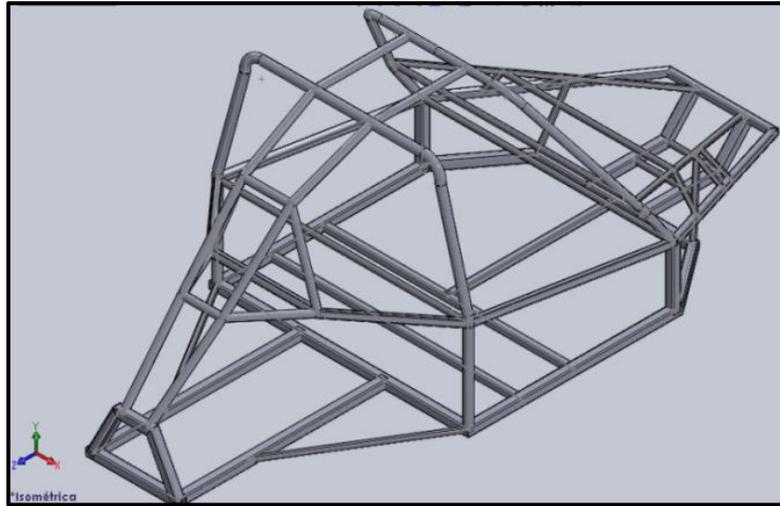


Figura 2.17 Modelo de estructura terminado

2.7.4 Peso estimado de la estructura según el programa CAD

Después de generar el modelo completo, se puede verificar el peso total y el peso de cada uno los elementos. La estructura aplicada el material ASTM A 500 Grado B y los diferentes tipos de perfil pesa 64.86 kg.

2.8 Modelización de la estructura tubular

2.8.1 Aplicación de cargas en la estructura tubular

- Según el reglamento de Buggys de competición (Referencia Pág. 127), la estructura tubular debe cumplir los siguientes requerimientos, para tomar en cuenta las cargas dinámicas que se producen cuando existen impactos.

- A) 2 veces su peso lateralmente (2P).
- B) 6 veces su peso longitudinalmente en ambos sentidos (6P).
- C) 8 veces su peso verticalmente (8P).

El prototipo no participará en ninguna competición, de manera que la estructura no debe presentar exceso de refuerzos que sería un factor negativo para el peso de la estructura, ergonomía para los ocupantes y rendimiento del motor.

Las cargas que se consideran son las siguientes:

- Peso Total del Vehículo más Conductor y Acompañante Promedio (P) = 420 kg.
 - A) 1,5 veces su peso lateralmente (1,5P) = 630kg (6180 N).
 - B) 3 veces su peso longitudinalmente (3P) = 1260kg (12360N).
 - C) 4 veces su peso verticalmente (4P) = 1680kg (16480N).

2.8.2 Simulación

La estructura se analiza en el mismo programa que se dimensiona, para conocer de manera exacta las deformaciones, el esfuerzo máximo y el factor de seguridad, dependiendo del tipo de carga que se aplique a la estructura.

2.8.2.1 Análisis con cargas verticales

- En la figura 2. 18 se observa el esfuerzo máximo que soporta la estructura cuando se aplica una carga vertical de 16.480 KN, obteniendo valor de esfuerzo máximo de 263.590 MPa.

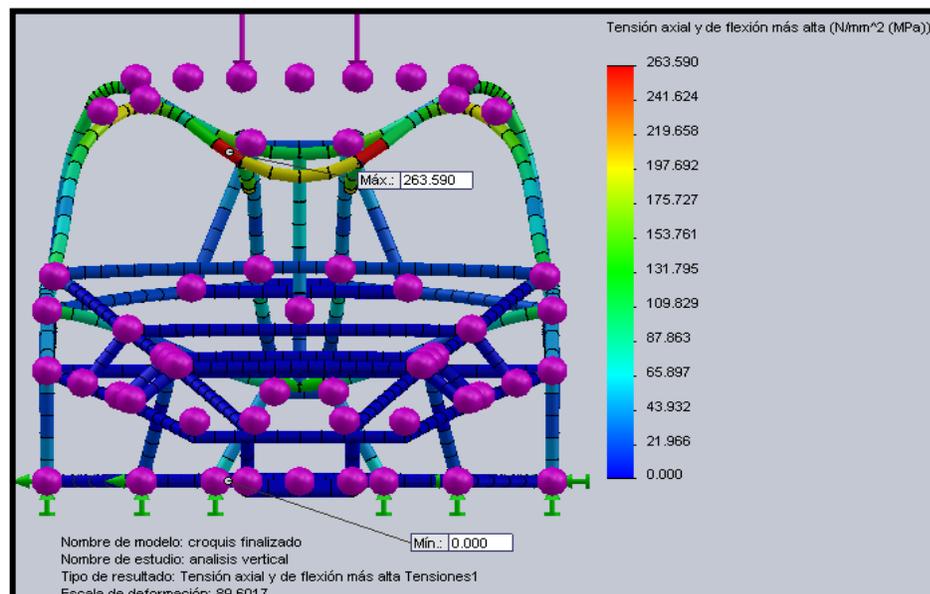


Figura 2.18 Resultado del Esfuerzo Máximo
Fuente: Programa de simulación Solid Works

- En la figura 2.19 se observa el valor máximo de deformación de 3.2 mm.

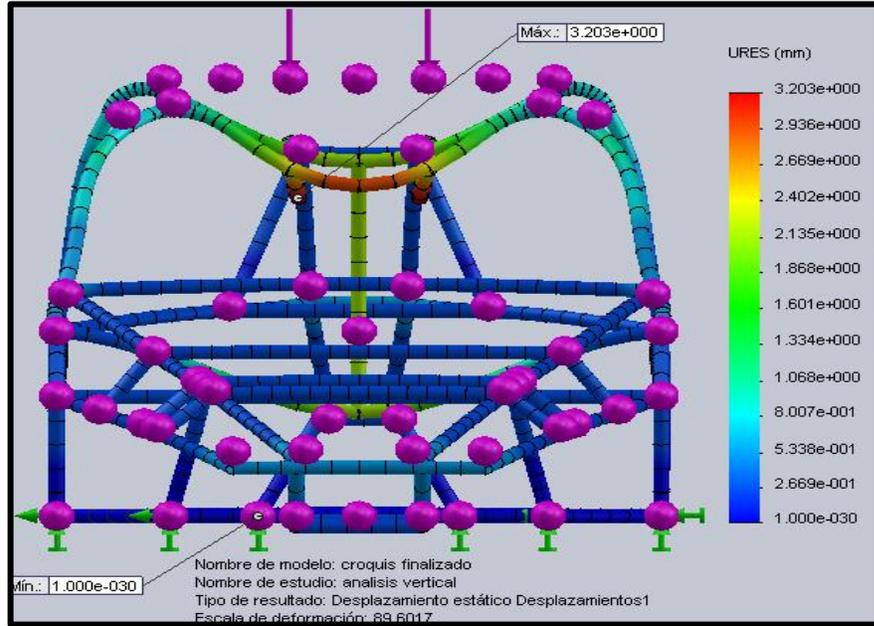


Figura 2.19 Resultado de la deformación máxima
Fuente: Programa de simulación Solid Works

- Aplicando la teoría de Von Mises el resultado del factor de seguridad mínimo (Figura 2.20) es de $\eta=1.21$, el cual indica que la estructura puede soportar hasta 4 veces el peso del vehículo con sus ocupantes.

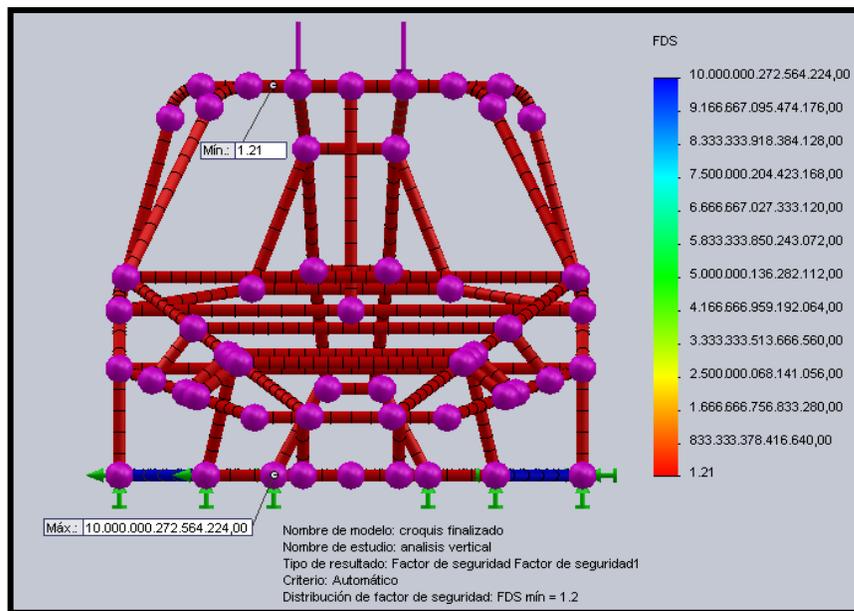


Figura 2.20 Resultado factor de seguridad
Fuente: Programa de simulación Solid Works

2.8.2.2 Análisis con cargas laterales

- El esfuerzo máximo que se produce en la estructura (Figura 2.21), cuando se aplica un impacto lateral de 6.18 KN, es de 287.64 MPa.

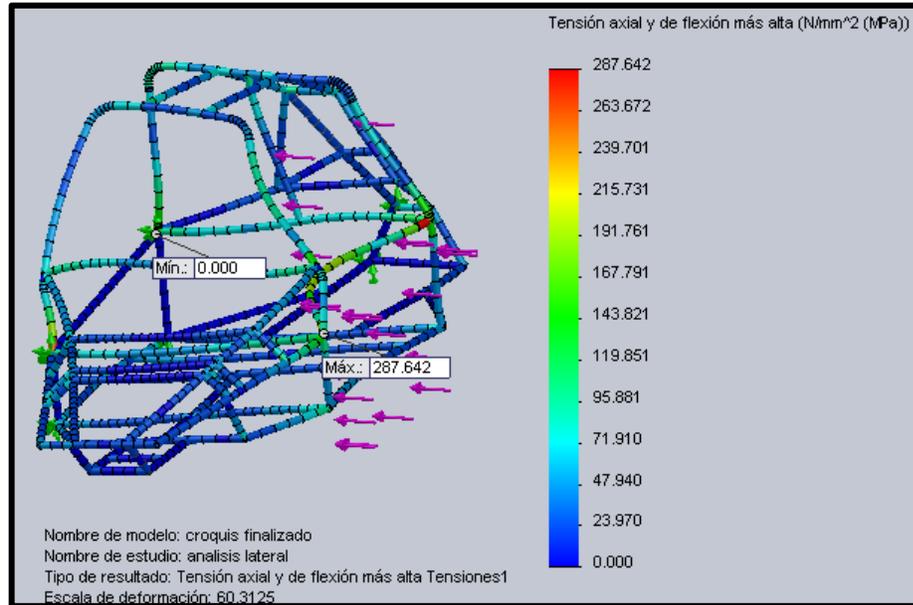


Figura 2.21 Resultado del Esfuerzo Máximo
Fuente: Programa de simulación Solid Works

- En la figura 2.22 se observa el valor máximo de deformación de 4.99 mm.

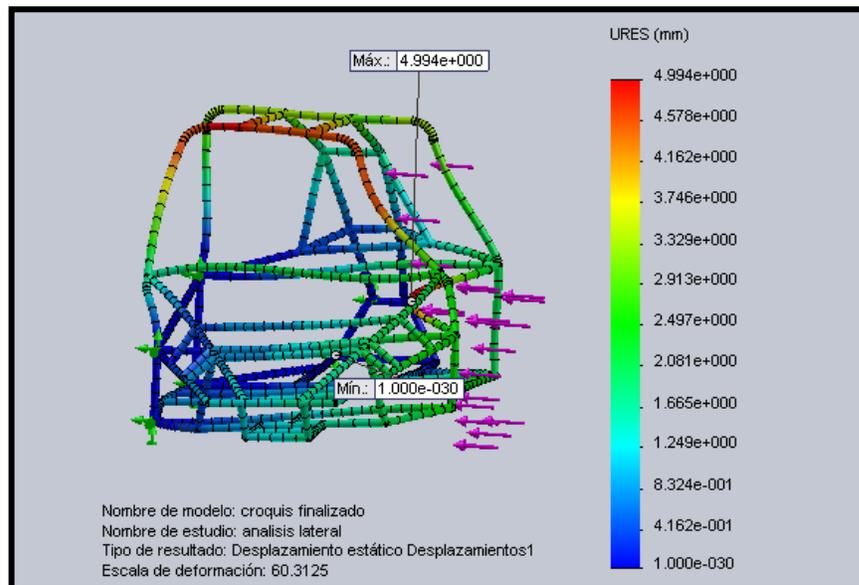


Figura 2.22 Resultado de la deformación máxima
Fuente: Programa de simulación Solid Works

- En la figura 2.23, según la teoría de Von Mises el resultado del factor de seguridad mínimo es de $\eta=1.11$, el cual indica que la estructura puede soportar 1.5 veces el peso total del vehículo con sus ocupantes ante un impacto lateral.

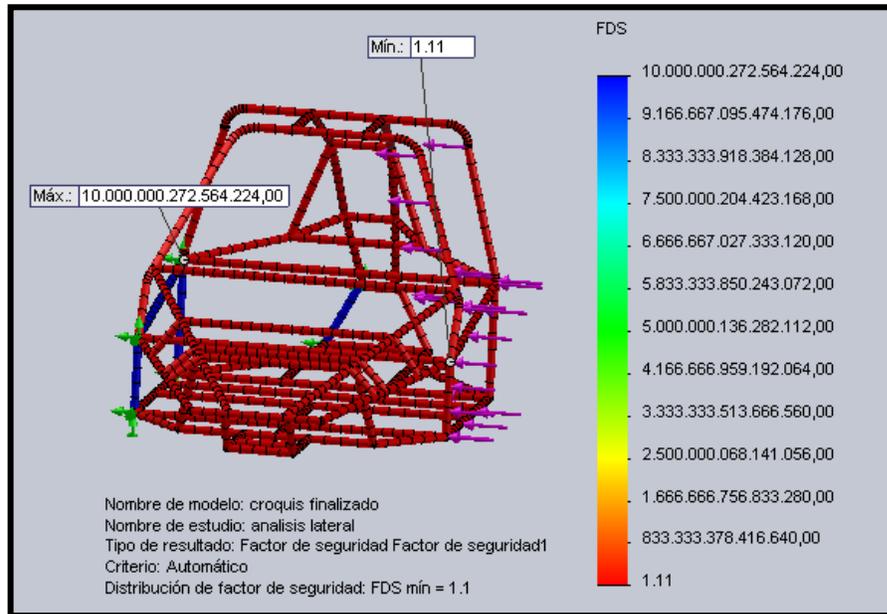


Figura 2.23 Resultado factor de seguridad
Fuente: Programa de simulación Solid Works

2.8.2.3 Análisis con cargas frontales

- Aplicando un esfuerzo frontal de 3 veces el peso total del vehículo (12.36 KN), el esfuerzo máximo que se genera en la estructura (Figura 2.24), es de 96,392 MPa.

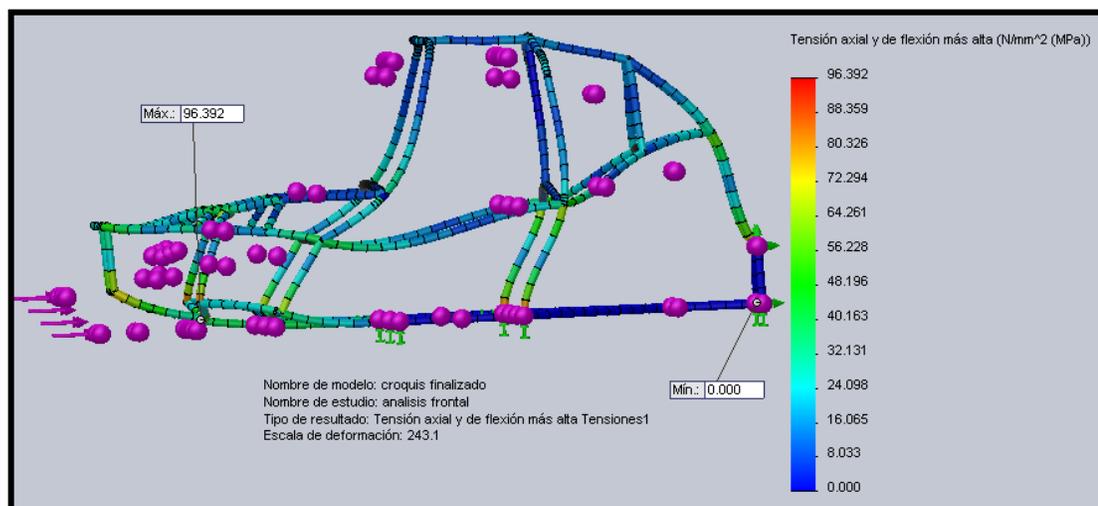


Figura 2.24 Resultado del Esfuerzo Máximo
Fuente: Programa de simulación Solid Works

- La deformación máxima producida (Figura 2.25) durante impactos frontales es de 1.38mm.

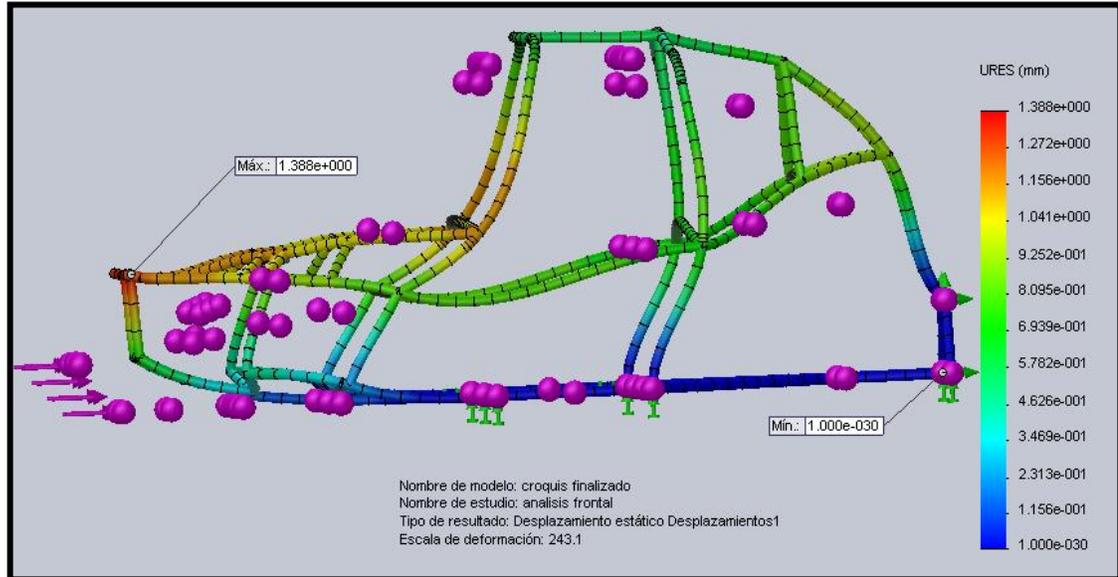


Figura 2.25 Resultado de la deformación máxima
Fuente: Programa de simulación Solid Works

- Cuando se aplica una carga equivalente a 3 veces el peso total del vehículo, según la teoría de Von Mises el resultado del factor de seguridad mínimo es de $\eta=3.3$, siendo un buen factor de seguridad.

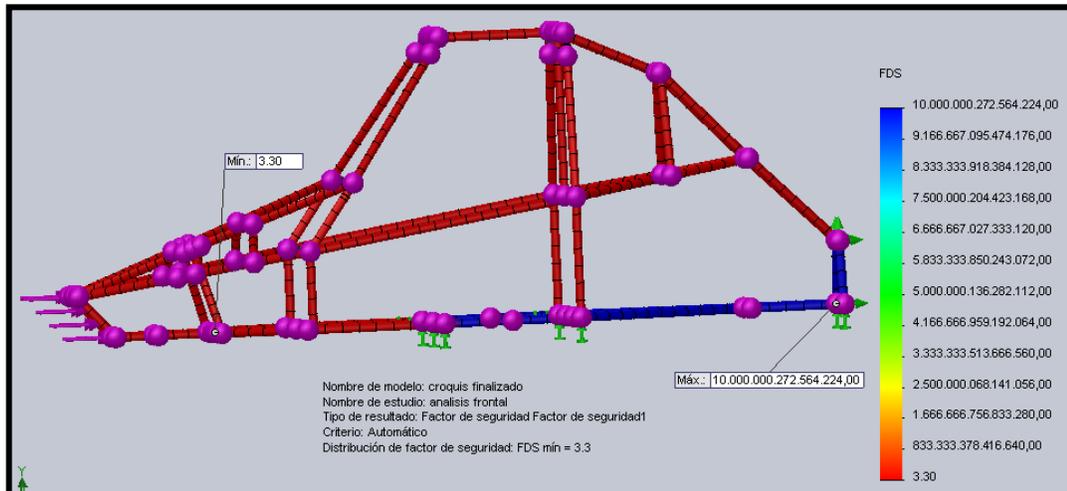


Figura 2.26 Resultado factor de seguridad
Fuente: Programa de simulación Solid Works

2.8.2.4 Rigidez Torsional (K_t)

En la figura 2.27 se puede observar el valor del desplazamiento máximo, para ello en la parte posterior se ubica una restricción y luego se aplica un momento torsor de 1000N.m en el eje delantero.

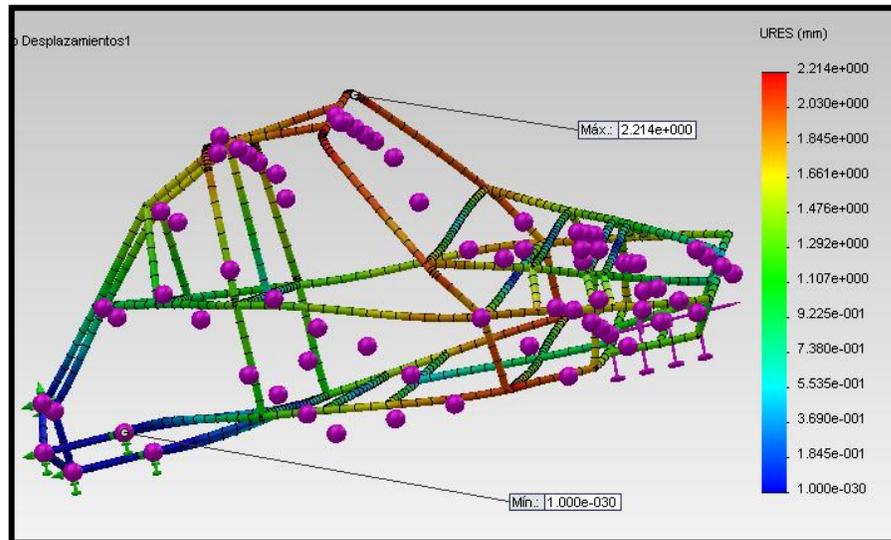


Figura 2.27 Resultado de la rigidez torsional
Fuente: Programa de simulación Solid Works

- Como resultado se obtiene un valor de 2,21mm de desplazamiento, este dato se utiliza para calcular el ángulo de giro que sufre la estructura.

2.8.2.4.1 Cálculo de rigidez torsional

- Ángulo girado por la estructura:

$$\alpha = \text{sen}^{-1} \left(2 \frac{d}{l} \right) \quad (2.32)$$

Donde:

α = ángulo girado [grados]

d = desplazamiento generado [m].

l = distancia desde la fuerza al punto 0.600m)

$$\alpha = \text{sen}^{-1} \left(2 \frac{2,21 \text{exp}^{-3} \text{m}}{0.6 \text{ m}} \right) = 0,42^\circ$$

- Rigidez torsional K_t :

$$K_t = \frac{M}{\alpha} \quad (2.33)$$

$$Kt = \frac{1000N \cdot m}{0,42^\circ} = 2380N \cdot m/^\circ$$

- El valor obtenido, indica que está dentro de los parámetros que oscila entre 2000 a 4000 N.m/°, en comparación con otras estructuras de similares características.

2.9 Diseño y selección de elementos que conforman el vehículo

2.9.1 Cálculo de la geometría de dirección

Antes de adaptar un sistema de dirección hay que tener claros algunos conceptos a los que se hará referencia para poder calcular algunos parámetros que facilitarán el pilotaje del vehículo. A continuación se describen brevemente algunos términos:

- Radio de giro mínimo:** Debe estar entre 3,5 m a 4m. Se mide describiendo el menor círculo posible que permite el vehículo.
- Radio Scrub (RS):** Distancia entre la fijación de los trapecios y la mangueta de la rueda y el punto del eje donde la rueda entra en contacto con el suelo.
- Distancia av:** Distancia entre puntos de pivote de las ruedas delanteras (ancho de vía).
- Distancia L:** Distancia entre ejes (Batalla).

- A continuación se realiza un esquema que indica los ángulos de viraje de cada rueda (Figura 2.28), cuando el Buggy realiza un viraje a la izquierda con el máximo giro del volante.

Datos:

- av = Ancho de vía 1.4 m
- L= Batalla 2.1 m
- RGiro = Radio de giro 3.5 m
- RS = radio scrub 10 cm
- β = ángulo de viraje rueda interior
- α = ángulo de viraje rueda exterior

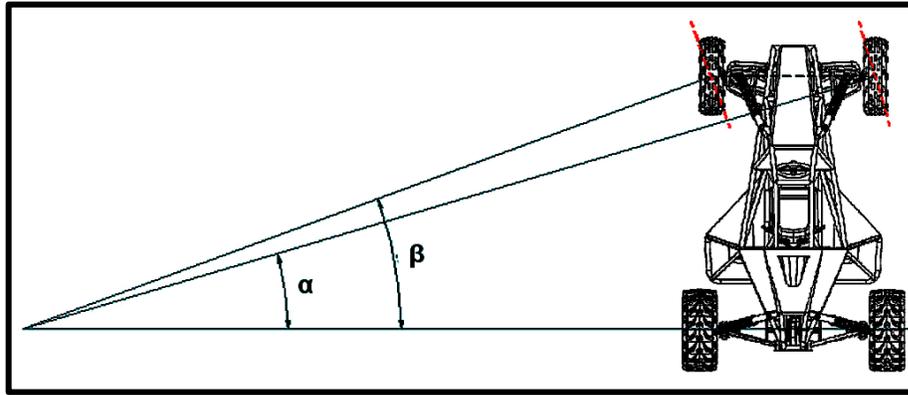


Figura 2.28 Ángulos de viraje de las ruedas delanteras

2.9.1.1 Ángulo máximo de giro de las ruedas (Ackerman) ¹³

A continuación se calculan los ángulos de giro de la rueda exterior (α) e interior (β) mediante la expresión de Ackerman. Para hacerlo se darán valores de ángulos a la rueda exterior hasta llegar al valor límite.

$$RGiro = \frac{L}{\text{Sen } \alpha} + RS \quad (2.34)$$

$$\text{Sen } \alpha = \frac{b}{RGiro - RS}$$

$$\alpha = \text{Sen}^{-1} \left(\frac{L}{RGiro - RS} \right) = \text{Sen}^{-1} \left(\frac{2,1m}{3,5m - 0,1m} \right) = 36,8$$

-El ángulo que forman las bieletas con el eje delantero para así cumplir con Ackerman.

$$\text{Tan } \theta = \frac{\frac{a}{2} - RS}{L} \quad (2.35)$$

$$\theta = \text{Tan}^{-1} \left(\frac{\frac{a}{2} - RS}{L} \right) = \text{Tan}^{-1} \left(\frac{\frac{1,4}{2} - 0,1}{2,1} \right) = 15,9$$

-Aplicando la geometría de Ackerman sabemos que el ángulo que tienen que formar las bieletas con el eje delantero es de 15,9°. Respecto al eje de las manguetas este ángulo es de 105,9°.

¹³ NAVARRO Francisco, SANCHEZ Alberto. Tesis Diseño de un Chasis Ligero para Automoción, PDF, Pag46 <http://upcommons.upc.edu/pfc/handle/2099.1/9711>. [Acceso: 8 de Noviembre del 2011]

- Cálculo de los ángulos de giro para las ruedas delanteras. Para hacerlo se utiliza la siguiente ecuación:

$$\text{Cotg}\alpha - \text{Cotg}\beta = \frac{Av}{L} = \beta = \tan^{-1}\left(\frac{\tan(\alpha)}{1 - \frac{Av}{L} \cdot \tan(\alpha)}\right) \quad (2.36)$$

$$\beta = \tan^{-1}\left(\frac{\tan(36,8)}{1 - \frac{1,4m}{2,1m} \cdot \tan(36,8)}\right) = 56,1^\circ$$

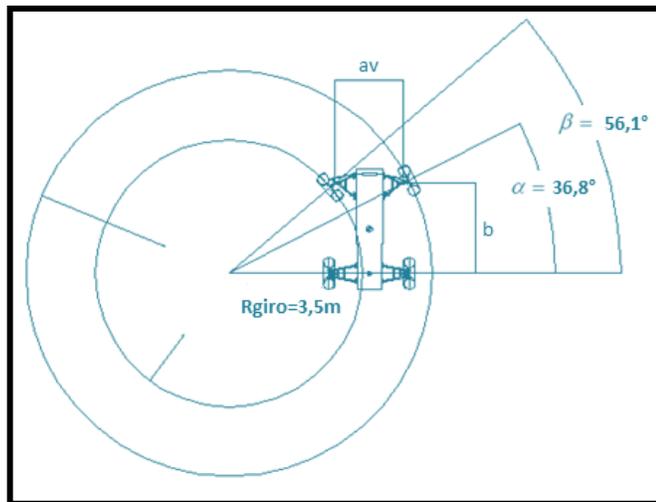


Figura 2.29 Ángulos descritos por los neumáticos

En la Tabla 2.9 se indica los valores calculados de los ángulos de giro.

Tabla 2.9 Valores calculados de diferentes ángulos de giro	
$(\alpha)^\circ$	$(\beta)^\circ$
0	0
5	5,3
10	11,3
20	25,7
25	34,1
30	43,2
36,8	56,1

El hecho de que las ruedas delanteras tengan ángulos de giro diferentes y de que además la diferencia sea progresiva es debido a la construcción de la dirección del vehículo formada por el mecanismo, las bieletas y las manguetas. Estos elementos forman el cuadrilátero de Ackerman, el cual se puede observar en la figura 2.30.

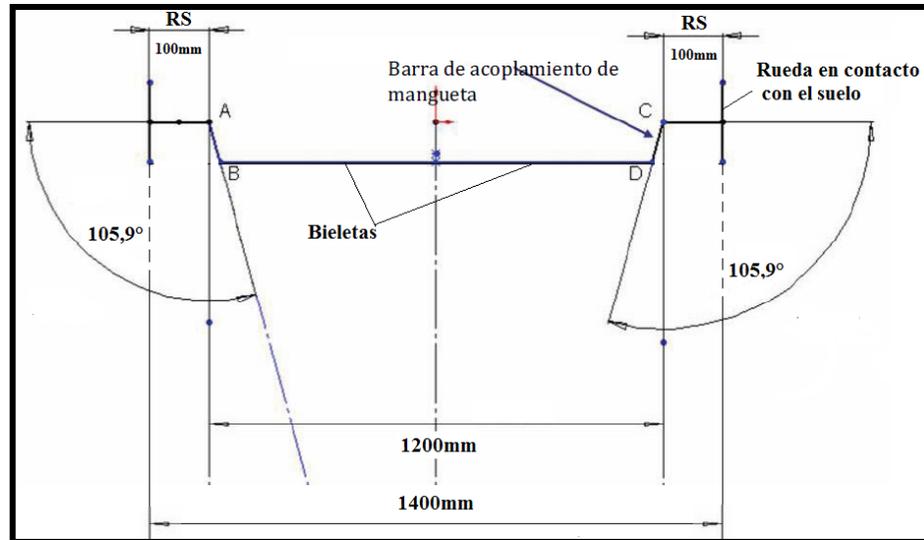


Figura 2.30 Cuadrilátero de Ackerman

2.9.2 Análisis sistema de frenos

- Para el análisis y dimensionamiento del sistema de frenos que tendrá el vehículo es necesario realizar ciertas hipótesis de cálculo y condiciones adecuadas donde se desarrollará su funcionamiento.

2.9.2.1 Cálculo del par de frenado neumático-asfalto ¹⁴

Bajo condiciones de aceleración nula, un vehículo posee una distribución de pesos constantes que se distribuye a las 4 ruedas, en una vista lateral la suma del peso de la rueda delantera izquierda y derecha será igual al soportado por el eje delantero y de igual forma sucederá con el eje posterior, si estos valores son conocidos (Figura 2.31), entonces se puede calcular la distribución estática de pesos en el Buggy.

Datos:

Peso estimado del Buggy con pasajeros = 420kg (4120N)

Distribución peso delantero: 40% (168kg)

Distribución peso posterior: 60% (252kg)

Distancia del centro de gravedad: $x = 1.26\text{m}$, $y = 0.41\text{ m}$ y $z = 0.70\text{m}$

¹⁴ RODRÍGUEZ Ortega, Jesús Diseño, cálculo y construcción/adaptación del sistema de frenado para un prototipo de fórmula SAE. <http://www.iit.upcomillas.es/pfc/resumenes/44a059e899a0a.pdf>. [Acceso: 11 de Septiembre del 2011].

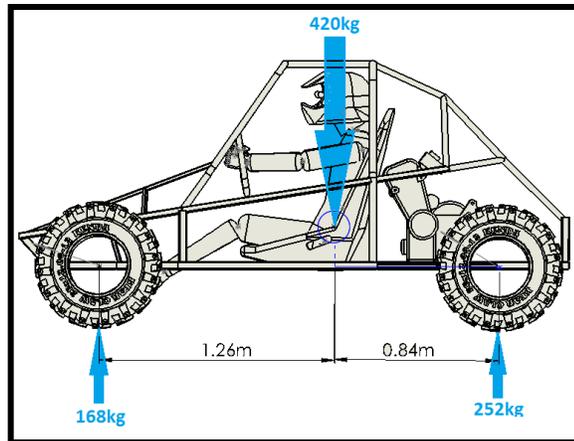


Figura 2.31 Distribución de pesos en reposo

2.9.2.1.1 Peso transferido (P_{transf})

$$P_{transf} = \left(\frac{ax}{g}\right) \times \left(\frac{hCG}{L}\right) \times PT \quad (2.37)$$

Dónde:

- P_{transf} = Peso absoluto transferido desde el eje trasero al delantero [kg]
- g = Aceleración de la gravedad [m/s^2]
- hCG = Distancia Vertical del C. G al suelo [m]
- ax = Desaceleración final [m/s^2]
- Pt = Peso Total Vehículo [kg]
- L = Batalla 2.1 m

- Se puede tomar como valores prácticos de deceleración $2m/s^2$ para frenadas normales, de $4-6m/s^2$ para frenados bruscos y fuertes, de $6-9 m/s^2$ para frenados excepcionales en suelos muy adherentes.¹⁵

$$ax = \frac{V^2}{2e} \quad (2.38)$$

Donde:

- ax = desaceleración final [m/s^2]
- V = Velocidad final de aceleración [m/s]
- e = distancia final de frenado [m]

$$V = \frac{60km}{h} \times \frac{1h}{3600s} \times \frac{1000m}{1km} = 16,67 \frac{m}{s}$$

¹⁵ ALONSO José Manuel. Técnicas del Automóvil Chasis. Editorial Paraninfo, Madrid, 5ta Edición actualizada 2002. Pág. 296.

- Como dato experimental la distancia final de frenado generada por un cuadrón Yamaha YFM 200 es de 19m. Por lo cual se determina deseleración que brinda con la ecuación 2.36.

$$ax = \frac{(16,67m/s)^2}{2(19m)} = 7,31m/s^2$$

- Ahora el peso transferido real en el Buggy utilizando la ecuación 2.35.

$$P_{transf} = \left(\frac{7,31m/s^2}{9,8m/s^2} \right) \times \left(\frac{0,41m}{2,1m} \right) \times 420kg = 61,16kg (600N)$$

- Para calcular la distribución real de fuerzas sobre los ejes delantero y trasero se realiza lo siguiente:

$$P_{da} = P_d + P_{transf} \quad (2.39)$$

Donde:

P_{da} = peso delantero en el frenado [kg]
 P_d = peso delantero condición normal 40%
 P_p = peso posterior condición normal 60%
 P_{pb} = peso posterior en el frenado [kg]

$$P_{da} = 168kg + 61,16kg = 229,16kg (2248N)$$

$$P_{pb} = P_p - P_{transf} \quad (2.40)$$

$$P_{pb} = 252kg - 61,16kg = 190,84kg (1872N)$$

2.9.2.1.2 Efecto de la transferencia de pesos sobre los neumáticos

- Cuando un vehículo experimenta una transferencia de pesos, la capacidad de frenada de cada eje se ve alterada, así la máxima fuerza de frenado que un eje es capaz de producir se ve modificado de la siguiente forma.

Se calcula la fuerza de frenado en cada eje aplicando la ley del rozamiento con un valor de coeficiente de adherencia para asfalto seco 0,7 (Anexo A-7).

$$F_{rozamiento} = \mu_a \cdot \text{peso eje} \quad (2.41)$$

- Fuerza de rozamiento eje delantero (F_{RA}):

$$F_{RA} = \mu_a \cdot P_{da} = 0,7 \cdot 229,16kg = 160,4kg [1573N]$$

- Fuerza de rozamiento eje posterior (F_{RB}):

$$FRB = \mu \cdot Ppb = 0,7 \cdot 190,84kg$$

$$FRB = 133,5kg [1309N]$$

- Como se puede comprobar la transferencia de pesos incrementa la capacidad de frenado en el eje delantero, mientras que se disminuye en el eje posterior. De esta manera la fuerza total máxima de frenada vendrá determinada por la suma de las fuerzas desarrolladas por el eje delantero y posterior del Buggy.

$$FTmax = F_{RA} + F_{RB} \quad (2.42)$$

$$FTmax = 160,4kg + 133,5kg = 294kg (2884N)$$

- Así el par de frenado de oposición al movimiento del vehículo (T), se obtiene a través del radio efectivo de los neumáticos.

$$T = F_{RA} * R_{Neumatico} \quad (2.43)$$

$$Td = F_{RA} * Rd$$

$$Td = 1573N * 0,266m = 418,4 Nm$$

$$Tp = F_{RB} * Rd$$

$$Tp = 1309N * 0,279m = 365,2Nm$$

2.9.2.2 Selección del sistema de freno delantero

-Para la selección del sistema de frenos, se toma en cuenta los parámetros descritos en la Tabla 2.10.

Simb.	Dimensión	Denominación
ri	4,5cm	Radio interior de la pastilla
ro	7cm	Radio exterior de la pastilla
θ_1	44°	Angulo 1 que delimita la pastilla
θ_2	136°	Angulo 2 que delimita la pastilla
f	0,33	Coefficiente de fricción entre pastilla y disco
ϕ	30mm	Diámetro del cilindro Hidráulico Mordaza
Td	418,4Nm / 2	Par de frenado delantero

Utilizando el esquema de la figura 2.32 se tomara las diferentes dimensiones que tendrá el disco.

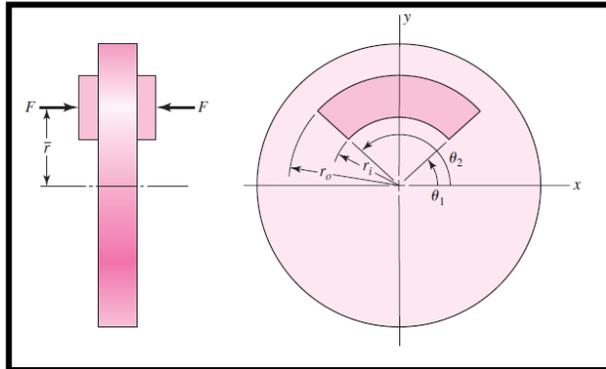


Figura 2.32 Esquema principal de un disco de freno
Fuente: Diseño en ingeniería mecánica de Sigley. Pág. 827

- Cálculo de la máxima presión normal (P_a).¹⁶

$$P_a = \frac{\left(\frac{Td}{(\theta_2 - \theta_1) * f * r_i * (r_o^2 - r_i^2)} \right)}{2} \quad (2.44)$$

$$P_a = \frac{\left(\frac{209,2N.m}{(136^\circ - 44^\circ) * \pi / 180 * 0,33 * 0,045m * (0,07m^2 - 0,045m^2)} \right)}{2}$$

$$P_a = 1,52MPa [220,4 Psi]$$

- Por lo tanto la presión máxima calculada no sobrepasa los 400 Psi, establecida por la tabla del Anexo A- 8.

-Cálculo de la fuerza de accionamiento (F_{ac})

$$F_{ac} = (\theta_2 - \theta_1) * P_a * r_i * (r_o - r_i) \quad (2.45)$$

$$F_{ac} = (136^\circ - 44^\circ) * \pi / 180 * 1,52 \frac{N}{m^2} * 0,045m * (0,07m - 0,045m)$$

$$F_{ac} = 2745,7N$$

- Calcular el radio equivalente (r_e)

$$r_e = \frac{r_o + r_i}{2} \quad (2.46)$$

¹⁶BUDYNAS, Richard; NISBETT, J. Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley/Mc Graw Hill. México. 8ª. Edición 2008. Pág. 827.

$$re = \frac{7cm + 4,5cm}{2}$$

$$re = 5,75cm$$

- Calcular la ubicación r de la fuerza.

$$r = \frac{\cos\theta_1 - \cos\theta_2}{\theta_2 - \theta_1} * \frac{ro + ri}{2} \quad (2.47)$$

$$r = \frac{\cos 44 - \cos 136}{(136^\circ - 44^\circ)\pi/180} * \frac{7cm + 4,5cm}{2}$$

$$r = 5,2cm$$

- Cálculo de la presión requerida, cada cilindro suministra la mitad de la fuerza de accionamiento. $Fac = 1372N$.

$$P \text{ Hidráulica} = \frac{Fac}{Ap} \quad (2.46)$$

$$P \text{ Hidráulica} = \frac{1372N}{\left(\frac{\pi * (0,03m)^2}{4}\right)}$$

$$P \text{ Hidráulica} = 1,94MPa \text{ (281Psi)}$$

2.9.2.3 Selección del sistema de freno posterior

En la figura 2.33 se muestra el esquema del sistema de freno, con las diferentes variables a calcular. En la tabla 2.11 contiene los datos del sistema.

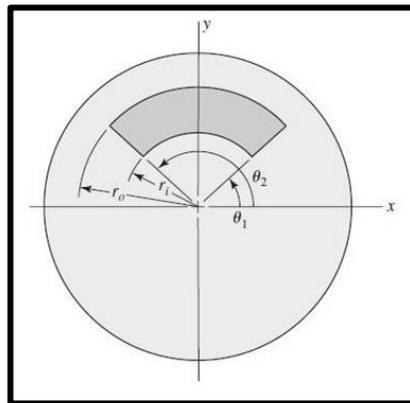


Figura 2.33 Esquema de freno del eje posterior

Tabla 2.11 Valores del sistema de freno de disco posterior		
Simb.	Dimensiones	Denominación
ri	7,5cm	Radio interior de la pastilla
ro	11,5cm	Radio exterior de la pastilla
θ_1	50°	Angulo 1 que delimita la pastilla
θ_2	130°	Angulo 2 que delimita la pastilla
f	0,33	Coefficiente de fricción entre pastilla y disco
ϕ	40mm	Diámetro del cilindro Hidráulico Mordaza
Td	365,2Nm	Par de frenado posterior

- Cálculo de la máxima presión normal (Pa) con la ecuación 2.44.

$$Pa = \frac{\left(\frac{365,2N.m}{((130^\circ - 50^\circ)\pi/180 * 0,33 * 0,075m * (0,115m^2 - 0,075m^2))} \right)}{2}$$

$$Pa = \frac{182,6N.m}{[(80^\circ)\pi/180 * 0,33 * 0,075m * (0,0076m^2)]}$$

$$Pa = 0,69MPa (100Psi)$$

- Cálculo de la fuerza de accionamiento (Fac) con la ecuación 2.45.

$$Fac = (130^\circ - 50^\circ) * \pi/180 * 0,69 \frac{N}{m^2} * 0,075m * (0,115m - 0,075m)$$

$$Fac = (80^\circ) * \pi/180 * 0,69e^6 \frac{N}{m^2} * 0,075m * (0,04m)$$

$$Fac = 2890N$$

- Calcular el radio equivalente (re) con la ecuación 2.46.

$$re = \frac{ro + ri}{2}$$

$$re = \frac{11,5cm + 7,5cm}{2}$$

$$re = 9,5cm$$

- Calcular la ubicación r de la fuerza con la ecuación 2.47.

$$r = \frac{\cos\theta_1 - \cos\theta_2}{\theta_2 - \theta_1} * \frac{ro + ri}{2}$$

$$r = \frac{\cos 50^\circ - \cos 130^\circ}{(130^\circ - 50^\circ) \pi / 180} * \frac{11,5\text{cm} + 7,5\text{cm}}{2}$$

$$r = 8,74\text{cm}$$

- Cálculo de la presión hidráulica requerida con la ecuación 2.46. Con la fuerza $F_{ac} = 2890\text{ N}$.

$$P_{Hidráulica} = \frac{F_{ac}}{A_p}$$

$$P_{Hidráulica} = \frac{2890\text{N}}{\left(\frac{\pi * (0,04\text{m})^2}{4}\right)}$$

$$P_{Hidráulica} = 2,29\text{MPa} (331,6\text{psi})$$

- El valor se encuentra en los límites de presión, no sobrepasa los 400 Psi establecidos en la tabla del anexo A-8.

Resultado de las Fuerzas de accionamiento en cada disco:

- Fuerza de accionamiento Disco Delantero Derecho (F_{acD}): 2745,7N.
- Fuerza de accionamiento Disco Delantero Izquierdo (F_{acI}): 2745,7N.
- Fuerza de accionamiento Disco Posterior (F_{acP}): 2890N.

2.9.2.4 Comprobación del sistema de frenado Teórico¹⁷

- Fuerza de Accionamiento total:

$$F_{acT} = F_{acD} + F_{acI} + F_{acP} \quad (2.49)$$

$$F_{acT} = 2745,7\text{N} + 2745,7\text{N} + 2890\text{N} = 8381,4\text{N}$$

- Fuerza de frenado total (F_{ft}) en los 3 discos.

$$F_{ft} = F_{acT} * u_f \text{Disco} \quad (2.50)$$

$$8381,4\text{N} * 0,3 = 2514\text{N}$$

- Cálculo de deceleración.

$$dx = \frac{F_{ft} * g}{PT} \quad (2.51)$$

¹⁷ IZQUIERDO, Aparicio. Teoría de los vehículos Automóviles. Universidad Politécnica de Madrid 2001.

Donde:

F_{ft} = Fuerza de frenado total [N]

g = Gravedad. [9.81 m/s²]

PT = Peso total del Vehículo. [N]

$$dx = \frac{2514 * 9,81m/s^2}{4120N} = 6m/s^2$$

- Eficiencia de frenado:

$$Ef = \frac{dx}{g} * 100 \quad (2.52)$$

Donde:

dx = deceleración [m/s²]

g = gravedad [9.81 m/s²]

$$Ef = \frac{6 m/s^2}{9,81m/s^2} * 100 = 61\%$$

- Espacio o distancia de parada:

$$e = \frac{v^2}{2 * dx} \quad (2.53)$$

Donde:

V = velocidad media 40km/h (11,11m/s)

$$e = \frac{(11,11m/s)^2}{2 * 6m/s^2} = 10,3m$$

- La distancia a detenerse el vehículo es de 10.3 m.

- Tiempo de parada:

$$tp = \frac{e}{ua * V} \quad (2.54)$$

Donde:

e = distancia de parada [m].

ua = coeficiente de adherencia ua : 0.7 (Anexo A – 7)

V = velocidad [m/s].

$$tp = \frac{10,3m}{0,7 * 11,11m/s} = 1,32s$$

Tiempo total = tiempo de parada + tiempo de reacción del piloto

$$T_{tot} = t_p + t_r \quad (2.55)$$

$$T_{tot} = 1,32s + 1s = 2,32s$$

- El tiempo que utiliza el sistema de frenos en detener el vehículo es de 2.32 s.

2.9.3 Estudio del sistema de suspensión

2.9.3.1 Análisis de cargas

La distribución estática de cargas (Figura 2.34) es la cantidad de peso del vehículo soportado por las ruedas traseras comparadas con el soportado por las ruedas delanteras, mientras el vehículo se encuentra en reposo. Actualmente es aceptable que en la mayoría de vehículos de tracción trasera, se desea tener una distribución de pesos del 60% al 65% en las ruedas traseras, con el objetivo de incrementar la capacidad de tracción, reducir la carga en las ruedas delanteras y reducir la cantidad de fuerza de desgaste de las ruedas delanteras en las curvas.¹⁸

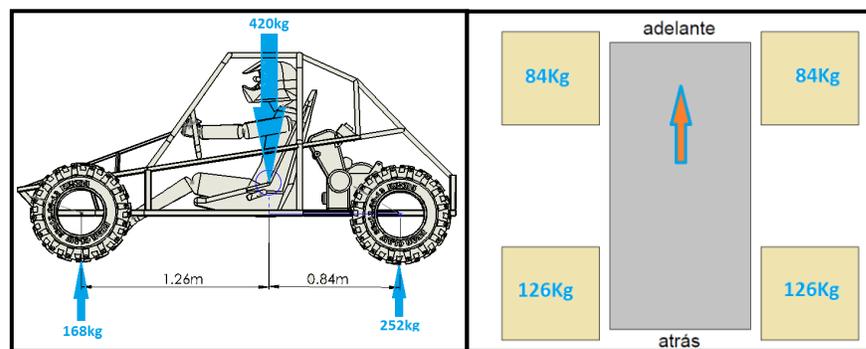


Figura 2.34 Distribución Estática de pesos en estado de reposo

2.9.3.2 Transferencia Longitudinal de Carga en el prototipo tubular

La mayor cantidad de transferencia longitudinal de carga será hacia al eje delantero, en donde se enfoca mayor atención para el diseño, se la encontrará al momento que el vehículo esté descendiendo por una pendiente y además realizando una frenada brusca.

¹⁸ VALDEZ, José. Diseño y construcción de un sistema de suspensión delantera independiente para un vehículo tubular. Tesis PDF, pág. 108. <http://repositorio.espe.edu.ec/handle/21000/819>. [Acceso: 2 de Abril de 2011].

Para el cálculo se estima una pendiente de 40 grados y una desaceleración de 0.8 g a 1g. Con estos datos se obtiene la carga soportada por el eje delantero, (condiciones extremas de manejo).

- Transferencia Longitudinal de Carga en Pendientes ($TLCp$):

$$TLCp = (Pt * \text{sen}\beta) * \frac{H}{L} \quad (2.56)$$

Donde:

Pt = Peso total 420kg.

H = Altura del centro de gravedad 0.41 m

L = Batalla 2.1 m

$$TLCp = (420kg * \text{sen}40^\circ) * \frac{0,41m}{2,1m}$$

$$TLCp = 52,71kg$$

- Transferencia Longitudinal de Carga por frenado en pendientes ($TLCf$):

$$TLCf = a * Pt * \frac{H}{L} \quad (2.57)$$

Donde:

a = Desaceleración 0.8 g

P = Peso total 420 kg

H = Altura del CG 0.41 m

L = Batalla 2.1 m

$$TLCf = 0,8 * 420kg * \frac{0,41m}{2,1m}$$

$$TLCf = 65,6kg$$

- Total de carga transferida (CT).

$$CT = TLCp + TLCf \quad (2.58)$$

$$CT = 52,71kg + 65,6kg$$

$$CT = 118,31kg$$

- Carga soportada por el eje delantero (Cd). La carga soportada por el eje delantero es la carga en condiciones de reposo (Pd:168kg) más el total de carga transferida.

$$Cd = Pd + CT \quad (2.59)$$

$$Cd = 168kg + 118,31kg$$

$$Cd = 286,31kg$$

- Carga soportada por el eje posterior (Cp). La carga soportada por el eje posterior es la carga en condiciones de reposo (Pp: 252kg) menos el total de carga transferida.

$$Cp = Pp - CT \quad (2.60)$$

$$Cp = 252kg - 118,31kg$$

$$Cp = 133,69kg$$

2.9.3.3 Reparto de peso en los neumáticos

La suma de la carga soportada por el eje delantero y el eje posterior es el peso total del vehículo de 420kg. Entonces la carga que soporta las ruedas delanteras, será la carga en condiciones extremas en la que trabajará el amortiguador y el plato de suspensión. Esto sucede en pendientes (Figura 2.35). Carga en el eje delantero dividido para dos. (143kg \approx 1402N)

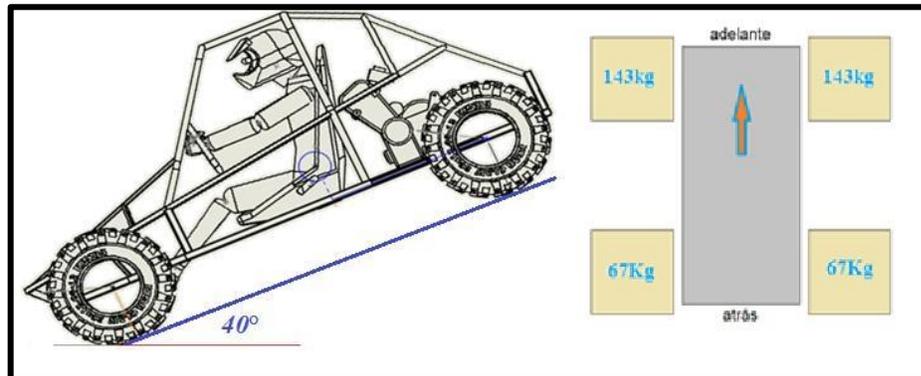


Figura 2.35 Transferencia longitudinal de cargas en pendiente

2.9.3.4 Repartición de fuerzas en el sistema de suspensión

En la figura 2.36 se observa la disposición de elementos de la suspensión delantera con sus respectivos ángulos y distancias, que permite calcular de manera adecuada la

distribución de fuerzas en el brazo de suspensión. En la figura 2.37 se establece el Diagrama de Cuerpo Libre de este conjunto con todas sus fuerzas y reacciones.

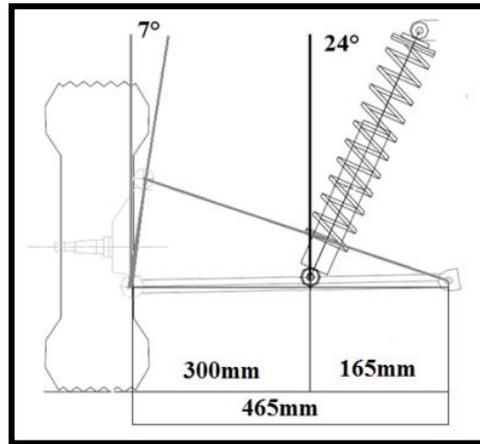


Figura 2.36 Ubicación de ángulos de la mangueta y amortiguador

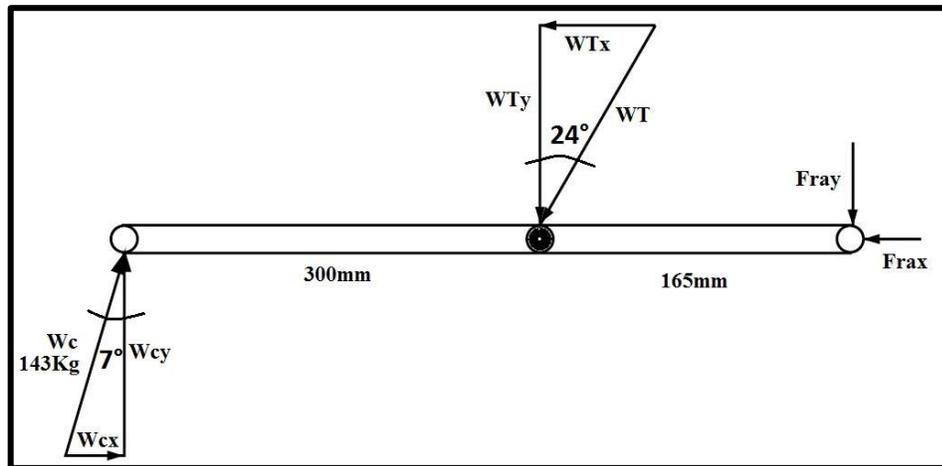


Figura 2.37 Diagrama de cuerpo libre brazo de suspensión

Descomposición de cargas:

$$W \text{ carga} = W_c = 143 \text{ kg}$$

$$W_{cx} = \text{Sen}7^\circ(143 \text{ kg}) = 17,42 \text{ kg}$$

$$W_{cy} = \text{Cos}7^\circ(143 \text{ kg}) = 141,9 \text{ kg}$$

$$\sum F_y = 0$$

$$\sum F_y = W_{cy} - W_{Ty} - F_{ray}$$

$$\sum M_o = 0(WT)$$

$$W_{cy}(300mm) - Fray(165mm) = 0$$

$$Fray = \frac{141,9(300mm)}{165mm} = \mathbf{258kg}$$

$$\sum F_y = 0$$

$$W_{cy} - W_{Ty} - Fray = 0$$

$$W_{Ty} = W_{cy} - Fray$$

$$W_{Ty} = 141.9 \text{ kg} - 258\text{kg} = \mathbf{-116,1kg}$$

Esta es una componente vertical de la carga del resorte. Por lo tanto hallar la WT

$$\cos 24^\circ = \frac{W_{ty}}{WT}$$

$$WT = \frac{W_{ty}}{\cos 24^\circ} = \frac{116\text{kg}}{\cos 24^\circ} = \mathbf{127kg}$$

- La fuerza de 127 kg actuara en el resorte del amortiguador.

2.9.3.5 Selección del tubo de los brazos de suspensión

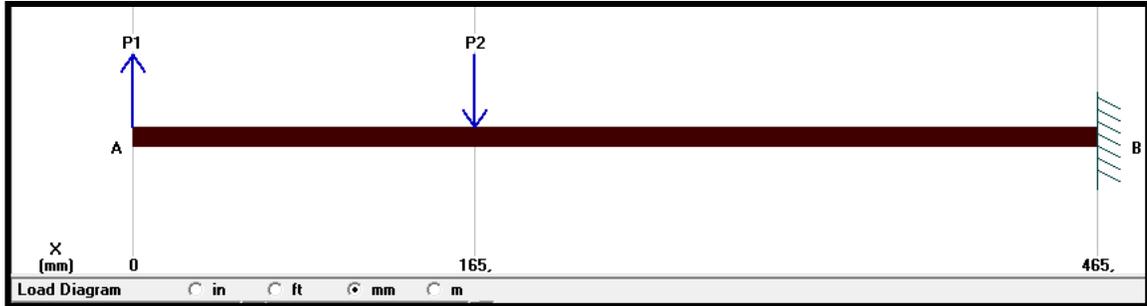
Se tomará en cuenta, los valores de carga verticales que soportan en el plato $W_{ty} = 116\text{kg}$ (1138N) y $W_{cy} = 141,9 \text{ kg}$ (1392N) los 2 tubos más críticos son los de la parte inferior.

$$FTubo = \frac{\text{Carga}}{\# \text{Elementos}} \quad (2.61)$$

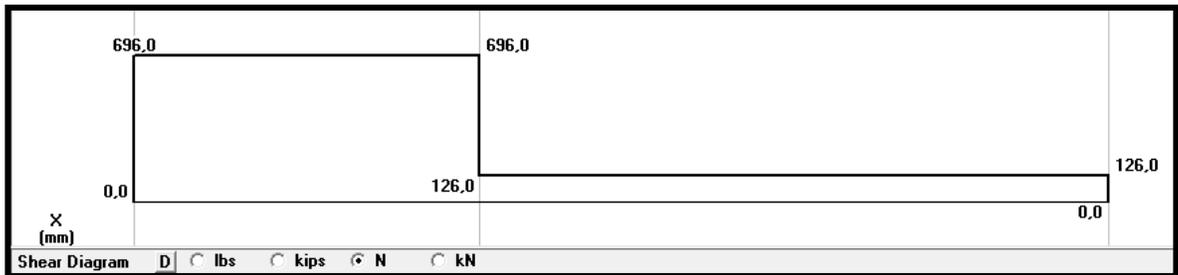
$$FTubo 1 = \frac{1138N}{2} = \mathbf{569N}$$

$$FTubo 2 = \frac{1392N}{2} = \mathbf{696N}$$

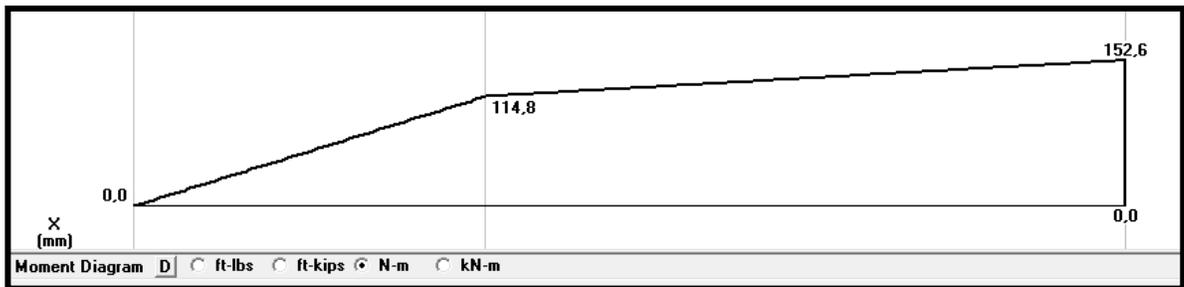
En la figura 2.38 se indica el diagrama de cuerpo libre del plato de suspensión, mientras que en las figuras 2.39 y 2.40 se muestran los diagramas de fuerza cortante y momentos respectivamente.



Figuras 2.38 Fuerzas en un miembro estructural plato de suspensión



Figuras 2.39 Diagrama de Fuerzas Cortantes (N) miembro del plato de suspensión



Figuras 2.40 Diagrama de Momentos (N-m) miembro brazo de suspensión

El momento máximo que soporta la viga con estas cargas es: **Mmax= 152,6 N.m**

- Con el valor S_y del material, utilizando un valor de factor de seguridad $\eta = 2$. Se determina el esfuerzo máximo.

$$\sigma_{max} = \frac{S_y}{\eta}$$

$$\sigma_{max} = \frac{315MPa}{2} = 158,5MPa$$

- Cálculo de la sección de inercia de un material tubular, de la ecuación 2.23.

$$S_{xx} \geq \frac{M_{max}}{\sigma_{max}} = \frac{152,6N.m}{158,5MPa} = 0,96cm^3$$

- Según un catálogo de perfilería (Anexo A-6), se selecciona un perfil estructural adecuado. Siendo tubo redondo $\varnothing 1''$ con espesor de 2mm y $S_{xx} = 0,8\text{cm}^3$. Se aplica en la ecuación 2.21.

$$\sigma_{max} = \frac{152,6 \text{ N.m}}{0,8 \times 10^{-6} \text{ m}^3} = 190,75 \text{ MPa}$$

Por lo tanto:

$$\eta = \frac{S_y}{\sigma_{max}} = \frac{315 \text{ MPa}}{190,75 \text{ MPa}} = 1,7$$

- De acuerdo al valor del factor de seguridad, el perfil es aceptable.

2.9.3.6 Cálculo de los resortes de Suspensión Delantera ¹⁹

- Para el cálculo de estos elementos, se considera la carga aplicada al neumático siendo la carga que actúa en el resorte (Figura 2.41). Para el diseño del sistema se considera las siguientes variables para el cálculo en la Tabla 2.12.

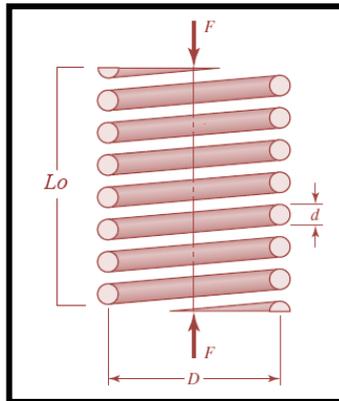


Figura. 2.41 Parámetros del resorte
Fuente: Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley

Tabla 2.12. Datos del muelle de suspensión delantera, considerados para el cálculo		
Símbolo	Valor	Denominación
WT1	143kg(1402N)	Carga aplicada al Neumático del tren delantero
Lo	250mm	Longitud libre del resorte delantero (sin deformar)

¹⁹BUDYNAS, Richard; NISBETT, J. Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley/Mc Graw Hill. México. 8ª. Edición 2008. Pág. 500.

Símbolo	Valor	Denominación
De	72mm	Diámetro medio de la espira
d	11mm	Diámetro del alambre
Na	9	Número de espiras activas
τ_{\max}	490x10 ⁶ Pa	Esfuerzo cortante máximo, Acero para resortes SAE 6150 ²⁰
G	7,84x10 ¹⁰ Pa	Módulo de Rigidez, Acero para resortes SAE 6150

- Número Total de Espiras (NT).

$$NT = Na + 2 \quad (2.62)$$

Donde: Na = 9 Número de espiras activas

$$NT = Na + 2 = 9 + 2 = 11 \text{ Espiras}$$

- Cálculo del índice de resorte (C).

$$Ci = \frac{De}{d} \quad (2.63)$$

Donde:

De = Diámetro Medio de la espira [mm]

d = Diámetro del alambre [mm]

$$Ci = \frac{72mm}{11mm} = 6,55$$

- Cálculo del Factor Cortante Directo (Ks).

$$Ks = 1 + \frac{1}{2Ci} \quad (2.64)$$

Donde C = índice de resorte

$$Ks = 1 + \frac{1}{2 * 6,55}$$

$$Ks = 1,076$$

- Cálculo de la carga admisible del resorte (F).

$$F = \frac{\pi * d^3 * \tau_{max}}{8De} * \frac{1}{Ks} \quad (2.65)$$

²⁰ LARBURU. Nicolás. Máquinas Prontuario. 2ª. Edición. Pág. 227.

$$F = \frac{\pi * (0,011m)^3 * 490x10^6 Mpa}{8 * 0,072m} * \frac{1}{1,076}$$

$$F = 3306N$$

- El resultado del cálculo de la carga admisible del resorte es mayor a la carga que actúa sobre el muelle (WT1= 1402N) por lo tanto el muelle resiste.

- Cálculo de la Constante del resorte (K).

$$K = \frac{d^4 * G}{8 * De^3 * Na} \quad (2.66)$$

$$K = \frac{(0,011m)^4 * 7,84e^{10} Pa}{8 * 0,072^3 * 9}$$

$$K = 42712 \frac{N}{m}$$

- Cálculo de la deformación del resorte real (y).

$$y = \frac{WT1}{K} \quad (2.67)$$

Donde:

WT1 = 1402N carga aplicada al neumático

K = 42712 $\frac{N}{m}$ constante del resorte

$$y = \frac{1402N}{42712 \frac{N}{m}}$$

$$y = 0,033m$$

- Cálculo del paso del muelle (P).

$$P = \frac{Lo - 3d}{Na} \quad (2.68)$$

$$P = \frac{250mm - (3 * 11mm)}{9}$$

$$P = 24,1mm$$

- Comprobar falla a pandeo.

$$L_o < \frac{De}{\alpha} (2,63) \quad (2.69)$$

Donde:

$L_o = 250\text{mm}$, Longitud libre del resorte
 $De = 72\text{mm}$, Diámetro medio de la espira
 $\alpha = 0,5$ Condición de extremos del resorte

$$L_o < \frac{72\text{mm}}{0,5} (2,63)$$

$$250\text{mm} < 378,72\text{mm}$$

- Por lo tanto no existe pandeo en el resorte.

2.9.3.7 Cálculo de los resortes de la suspensión posterior

Al igual que los resortes delanteros, se considera la carga aplicada al neumático, la carga que actúa en el resorte. Para el diseño del sistema en la Tabla 2.13 se indica algunas variables para el cálculo.

Símbolo	Valor	Denominación
WT1	143kg	Carga aplicada al Neumático del tren posterior
L_o	400mm	Longitud libre del resorte posterior(sin deformar)
De	78mm	Diámetro medio de la espira
d	9,5mm	Diámetro del alambre
N_a	18	Número de espiras activas
τ_{\max}	$490 \times 10^6 \text{Pa}$	Esfuerzo cortante máximo. Acero para resortes SAE 6150
G	$7,84 \times 10^{10} \text{Pa}$	Módulo de rigidez. Acero para resortes SAE 6150

- Número Total de Espiras (NT). Se aplica la ecuación 2.60, donde $N_a = 18$ espiras.

$$NT = N_a + 2 = 18 + 2 = 20 \text{ Espiras}$$

- Cálculo del índice de resorte (C). Aplicando la ecuación 2.63.

$$Ci = \frac{De}{d} = \frac{78mm}{9,5mm} = \mathbf{8,21}$$

- Cálculo del Factor Cortante Directo (Ks). Se aplica la ecuación 2.64.

$$Ks = 1 + \frac{1}{2Ci} = 1 + \frac{1}{2 * 8,21}$$

$$\mathbf{Ks = 1,06}$$

- Cálculo de la carga admisible del resorte (F). Se reemplaza los valores en la ecuación 2.65.

$$F = \frac{\pi * d^3 * \tau_{max}}{8De} * \frac{1}{Ks}$$

$$F = \frac{\pi * (0,009,5m)^3 * 490x10^6MPa}{8 * 0,078m} * \frac{1}{1,06}$$

$$\mathbf{F = 2000N}$$

- El resultado del cálculo de la carga admisible del resorte(es mayor a la carga) que actúa sobre el muelle (WT2 = 1402N) por lo tanto el muelle resiste.

- Cálculo de la Constante del resorte (K). Utilizando la ecuación 2.66.

$$K = \frac{d^4 * G}{8 * De^3 * Na} = \frac{(0,0095m)^4 * 7,84e^{10}Pa}{8 * 0,078^3 * 18}$$

$$\mathbf{K = 9345 \frac{N}{m}}$$

- Cálculo de la deformación del resorte real (y). Con la ecuación 2.67.

Donde:

WT1 = 1402N carga aplicada al neumático

$K = 9345 \frac{N}{m}$ constante del resorte

$$y = \frac{WT1}{K} = \frac{1402N}{9345 \frac{N}{m}} = \mathbf{0,15m}$$

- Cálculo del paso del muelle (P). Se utiliza la ecuación 2.68

$$P = \frac{L_o - 3d}{Na} = \frac{400mm - (3 * 9,5mm)}{18} = \mathbf{20,6mm}$$

- Comprobar falla a pandeo aplicando la ecuación 2.69.

Donde:

$$L_o = 400 \text{ mm}$$

$$D_e = 78 \text{ mm}$$

$$A = 0.5$$

$$L_o < \frac{D_e}{\alpha} (2,63) = L_o < \frac{78mm}{0,5} (2,63)$$

$$\mathbf{400mm < 410,3mm}$$

- Por lo tanto no existe pandeo en el resorte por lo tanto el amortiguador es el adecuado.

2.10 Cálculo de la soldadura ²¹

El cálculo de la soldadura, se tomará en consideración la zona donde exista el mayor esfuerzo, verificando el tipo de cordón, el material de aporte y el tipo de filete. La soldadura utilizada es MIG, con un alambre de espesor 0.9 AWS (American Welding Society) 5.18: ER 70 S-2. Las características resistivas son $S_u=480 \text{ MPa}$. y $S_y=400 \text{ MPa}$ (Anexo A-9).

2.10.1 Resistencia de las uniones soldadas de perfil circular

En la parte superior de la estructura es un punto crítico, debido que en ella soporta una carga vertical de 16480N (Figura 2.42), esta se distribuye en las 2 barras, por lo tanto cada barra debe soportar una fuerza de 8240N. A continuación se calcula el factor de seguridad.

²¹ BUDYNAS, Richard; NISBETT, J. Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley/Mc Graw Hill. México. 8ª. Edición 2008. Pág. 472.

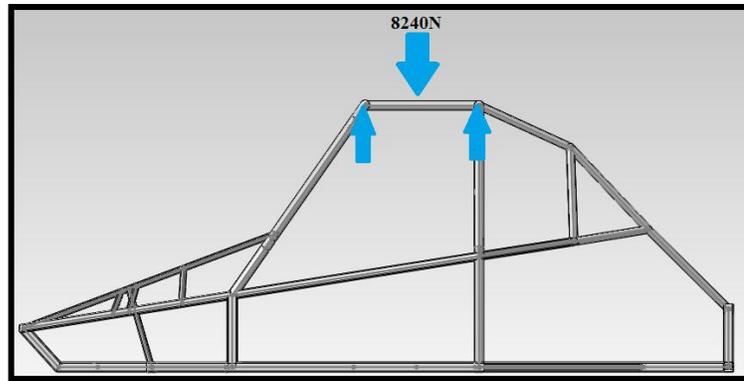


Figura 2.42 Ubicación de los puntos críticos en la estructura

Para identificar mejor las cargas en la estructura se realiza un diagrama de cuerpo libre (Figura 2.43) y de fuerzas cortantes (Figura 2.44).

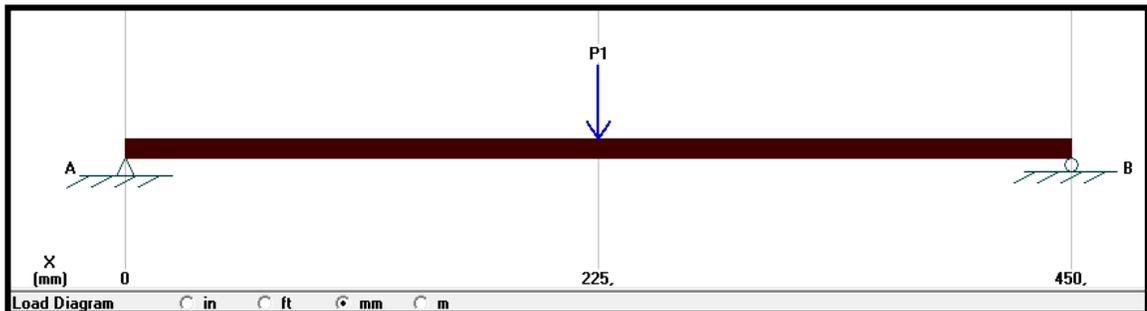


Figura 2.43 Diagrama de cuerpo libre de la barra circular

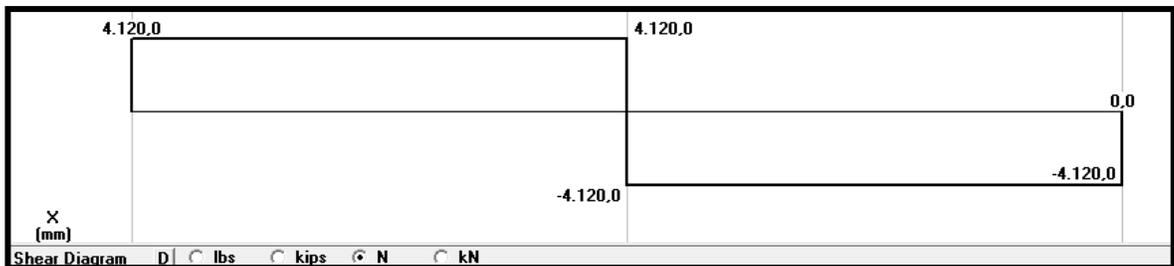


Figura 2.44 Diagrama de fuerzas cortantes de la barra circular

- El área de soldadura será de tipo filete para perfil estructural redondo (Figura 2.45), (hs) altura de la soldadura (la altura del cordón no debe ser mayor al espesor del material base) = 1.5 mm y (r) radio del filete de soldadura = 19mm.

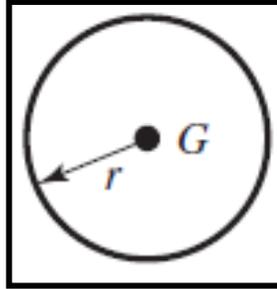


Figura 2.45 Diagrama del filete circular
Fuente: Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley

Donde:

A_s = Área de soldadura [m^2]
 h_s = Altura del cordón [m]
 r = Radio [m]

$$A_s = 1,414 * \pi * h_s * r \quad (2.70)$$

$$A_s = 1,414 * \pi * 1.5 \exp^{-3} m * 1.9 \exp^{-2} m$$

$$A_s = 1,266 e^{-4} m^2$$

- Cálculo del esfuerzo máximo en el cordón.

τ_c = Fuerza Cortante que está expuesto el cordón de soldadura [MPa]
 A_s = área de soldadura [m^2]

$$\tau_c = \frac{F_c}{A_s} \quad (2.71)$$

$$\tau_c = \frac{4120N}{1,68 e^{-4} m^2} = 32,52 MPa$$

- Cálculo del factor de seguridad.

$$\eta_s = \frac{0,4S_y}{\tau_c} \quad (2.72)$$

$$\eta_s = \frac{0,4 * 400 MPa}{32,52 MPa} = 4,9$$

- El factor de seguridad de 4,9 indica que la altura del filete de soldadura es correcta, no excede el espesor máximo del material a unir y soporta a cabalidad el esfuerzo a que está sometido. Comprobada la soldadura en el punto crítico esta se puede aplicar en todas las uniones circulares de la estructura.

2.10.2 Resistencia de las uniones soldadas de perfil cuadrado

La zona crítica en uniones de tubo cuadrado es en la parte frontal (Figura 2.46), debido que está sometido a una carga de 16480 N. Para ello se realiza un diagrama de cuerpo libre de la barra frontal (Figura 2.47) y un diagrama de fuerzas cortantes (Figura 2.48).

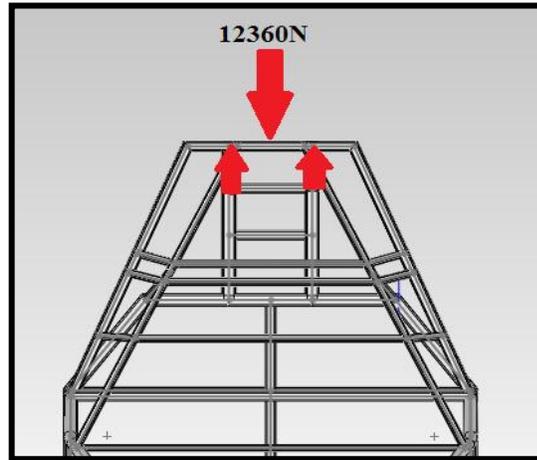


Figura 2.46 Carga crítica de impacto frontal

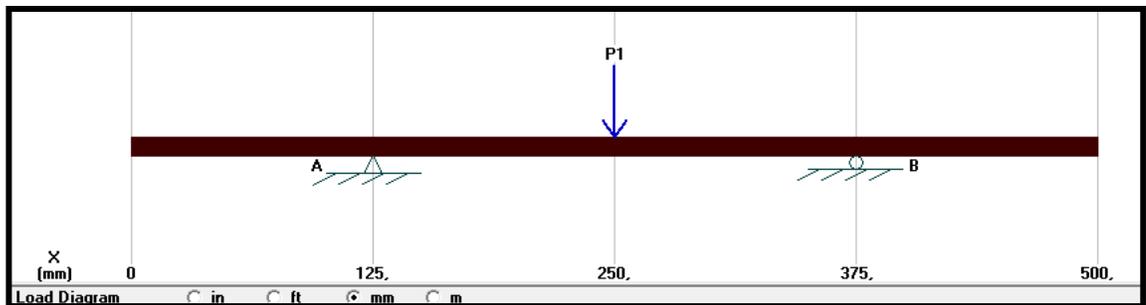


Figura 2.47 Diagrama de cuerpo libre barra frontal

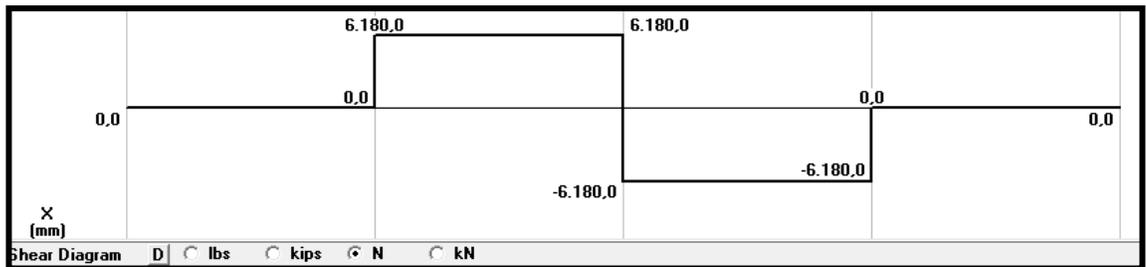


Figura 2.48 Diagrama de fuerzas cortantes barra frontal

El área de soldadura será para perfil estructural cuadrado (Figura 2.49). Donde (h_s) altura de la soldadura (la altura del cordón no debe ser mayor al espesor del material base) = 1,5 mm, (b)= ancho del cordón de soldadura = 30mm y (d)= largo del cordón de soldadura = 30mm.

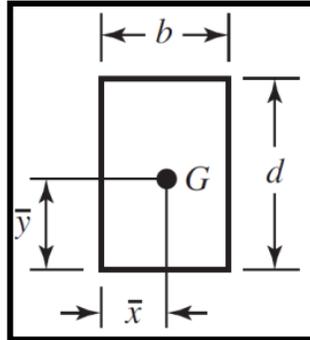


Figura 2.49 Diagrama del filete rectangular
Fuente: Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley

- Cálculo del área de soldadura de la sección cuadrada.

$$A_s = 1,414 * h_s(b + d) \quad (2.73)$$

$$A_s = 1,414 * 1,5\text{mm}(30\text{mm} + 30\text{mm})$$

$$A_s = 127,26\text{mm}^2 = 1,27e^{-4}\text{m}^2$$

- Cálculo del esfuerzo máximo en el cordón. Aplicando la ecuación 2.71.

$$\tau_c = \frac{F_c}{A_s} = \frac{6180\text{N}}{1,27e^{-4}\text{m}^2} = 46,66\text{MPa}$$

- Cálculo del factor de seguridad. Utilizando la ecuación 2.72.

$$\eta_s = \frac{0,4S_y}{\tau_c} = \frac{0,4 * 400\text{MPa}}{46,66\text{MPa}} = 3,4$$

El valor obtenido indica que el factor de seguridad de 3,4 soporta los esfuerzos sometidos en el filete de soldadura, este tipo de filete se aplica en todas las uniones cuadradas.

2.10.3 Soldadura en anclajes de los amortiguadores

Se desarrolla el cálculo de la altura del cordón de soldadura, y el tipo de soldadura, tomando en cuenta, la fuerza que actúa, sobre la zona, donde se encuentra el mayor esfuerzo, para el caso consideramos el valor de 420 kg suponiendo un caso extremo en donde el anclaje de los amortiguadores recibe el impacto de todo el peso del vehículo. Para identificar mejor se realiza un diagrama de cuerpo libre del soporte (Figura 2.50).

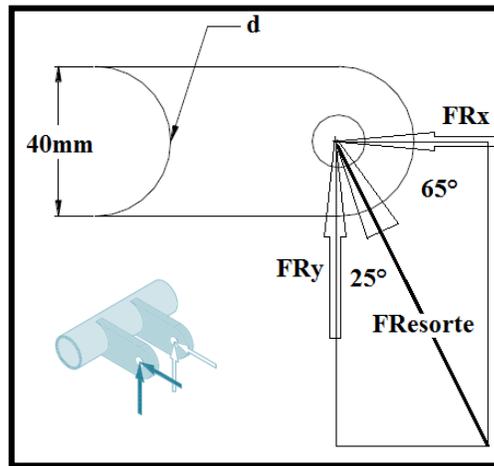


Figura 2.50 Diagrama de cuerpo libre del anclaje de amortiguadores

- Cálculo del área de soldadura de la semicircunferencia.

Datos:

$$F_{Resorte} = 420\text{kg}$$

$$FR_x = \text{Sen } 25 \cdot 420\text{kg} = 177,5\text{kg}(1741\text{N})$$

$$FR_y = \text{Cos } 25 \cdot 420\text{kg} = 380,6\text{kg}(3733,6\text{N})$$

$$L = 40\text{mm}$$

$$M_1 = FR_y \cdot L = 3733,6\text{N} \cdot 0,04\text{m} = 149,34 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$h_s = \text{Alto de la soldadura } 2 \text{ mm}$$

$$d = \text{Largo del filete en cada lado (Media circunferencia)}$$

$$d = \frac{\pi \cdot 0,04}{2} = 0,0628\text{m}$$

El área de soldadura que se realizara en el soporte tiene la forma del diagrama en la figura 2.51.

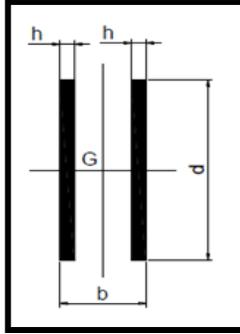


Figura 2.51 Diagrama del soporte de filete rectangular
Fuente: Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley

$$As = 1,414 * h * d \quad (2.74)$$

$$As = 1,414 * 0,0020m * 0,0628m = 0,000177m^2$$

- Cálculo de la inercia de soldadura.

$$Iu = \frac{d^3}{6} \quad (2.75)$$

$$Iu = \frac{0,0628^3}{6} = 0,0000412m^3$$

$$Is = 0,707 * hs * Iu \quad (2.76)$$

Donde:

Iu = Segundo momento del área unitaria [m^4]

Is = Inercia de la soldadura [m^4]

hs = Altura de la soldadura [m]

$$Is = 0,707 * 0,0020m * 0,0000412m^3 = 5,8e^{-8}m^4$$

$$c = \frac{d}{2} = \frac{0,06283}{2} = 0,031m$$

- Cálculo del cortante primario (τ'):

$$\tau' = \frac{\left(\frac{M1 * c}{2}\right)}{Is}$$

$$\tau' = \frac{\left(\frac{149,34N.m * 0,031m}{2}\right)}{7,3e^{-8}m^4} = 39,9MPa$$

- Cálculo del esfuerzo cortante secundario debido a la fuerza FRy

$$\tau_{FRy} = \frac{\left(\frac{FRy}{2}\right)}{As}$$

$$\tau'' = \tau_{FRy} = \frac{\left(\frac{3733,6N}{2}\right)}{0,000177m^2} = 10,54MPa$$

- Cálculo del esfuerzo cortante resultante.

$$\tau = \sqrt{(\tau')^2 + (\tau'')^2} = \sqrt{(39,9^2) + (10,54^2)} = \mathbf{41,3MPa}$$

- Cálculo del factor de seguridad.

$$n_s = \frac{0,577Sy}{\tau} \quad (2.77)$$

$$n_s = \frac{0,577 * 400MPa}{41,3} = \mathbf{5,58}$$

- El valor del factor de seguridad indica que soportará satisfactoriamente la máxima carga impuesta en los soportes de los amortiguadores.

CAPÍTULO III

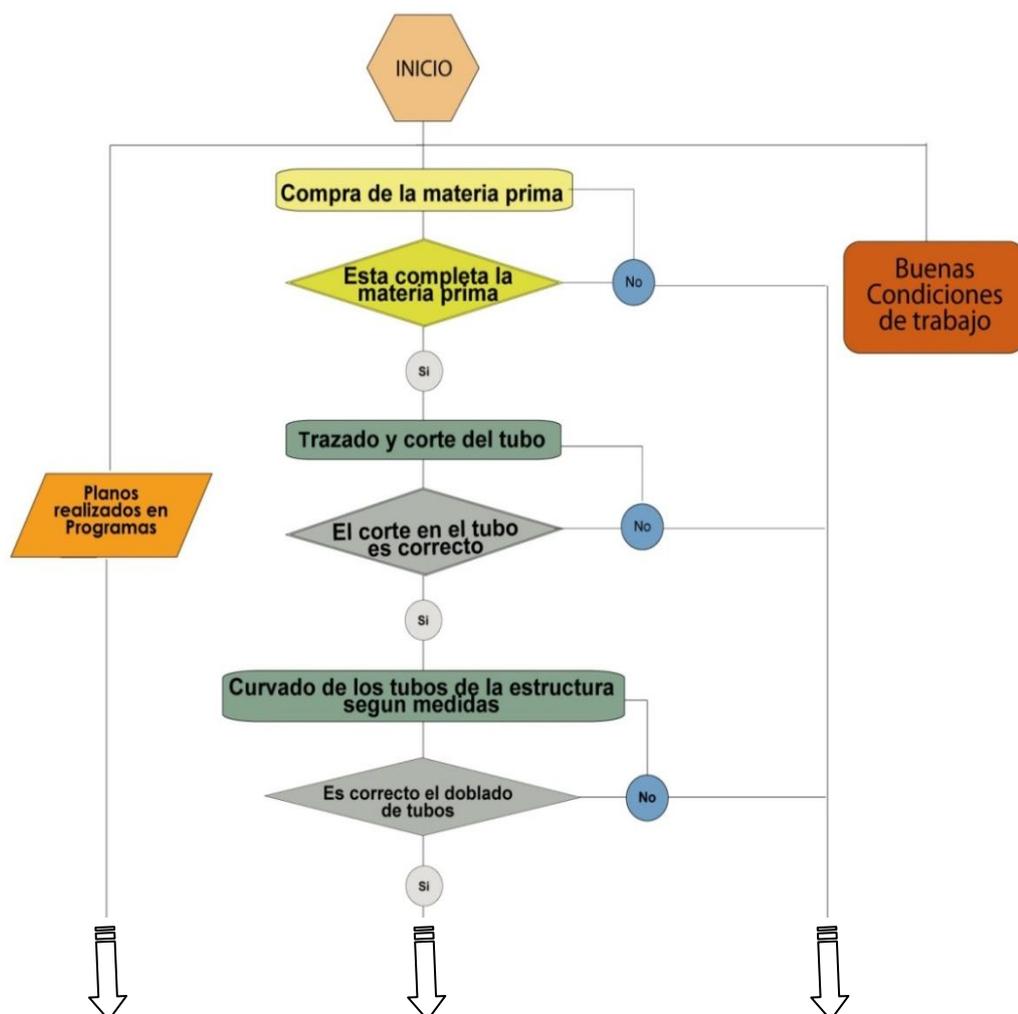
CONSTRUCCIÓN DE LA ESTRUCTURA Y SUS SISTEMAS

3.1 Proceso de fabricación

Consiste en realizar diversas etapas para la construcción de la estructura tubular del vehículo, para una rápida revisión se describe un diagrama de flujo con las diferentes etapas.

3.1.1 Diagrama de flujo

En la figura 3.1 se indica el proceso para realizar la construcción de la estructura.



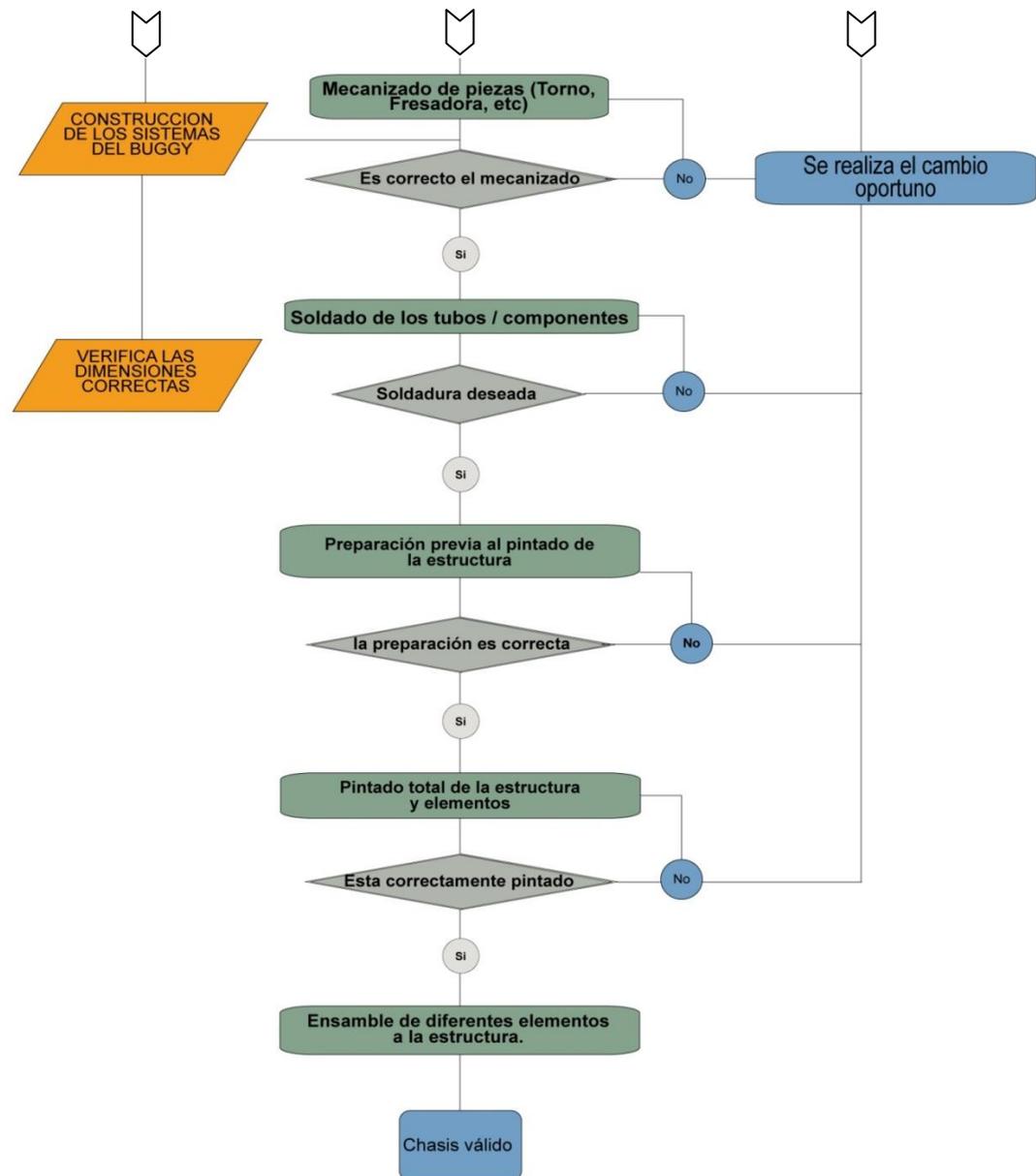


Figura 3.1 Diagrama de flujo de la construcción del buggy

3.1.2 Fases del proceso de construcción

Para la construcción de la estructura tubular es necesario seguir un proceso de fabricación adecuado, el cual constituye realizar las siguientes fases:

- Trazado y dimensión del tubo.
- Corte del tubo utilizando un proceso de aserrado.
- Curvado de tubos.
- Preparación de bordes de los tubos para soldar.
- Soldadura.
- Proceso de preparación y pintado.

3.1.2.1 Trazado del tubo

Este proceso consiste en trazar (Figura 3.2) las diferentes dimensiones de los tubos establecidas en los planos del chasis (Anexo D), para ello cuando se trace una medida en el material a utilizar se debe tener en cuenta el espacio desprendido por la sierra en el corte, de tal forma que al cortar el tubo este tenga las mismas medidas que en los planos. Los instrumentos (Figura 3.3) necesarios para el trazado según su necesidad son flexómetro, escuadra, goniómetro, pie de rey y rayador.



Figura 3.2 Trazado de tubos



Figura 3.3 Instrumentos de trazado

3.1.2.2 Corte de tubos

- Después de marcar las longitudes correspondientes se procede al corte de los tubos para las uniones. El método utilizado es el corte por aserrado, debido que el costo es más bajo y ofrece una mejor sencillez de ejecución. Para este proceso se utilizó el aserrado manual y el aserrado con sierra eléctrica.

- El aserrado manual (Figura 3.4) consiste en utilizar un arco de sierra el cual brinda un corte rápido, impreciso y con rebabas; este tipo de corte es usado para lugares en donde no se necesita precisión de contacto. Por otro lado el uso de aserrado con sierra eléctrica (Figura 3.5) proporciona un corte rápido, preciso y sin muchas rebabas, además al ser una herramienta ingletadora facilita el corte en ángulos.



Figura 3.4 Corte manual con arco de sierra

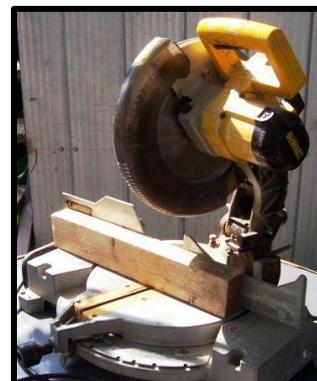
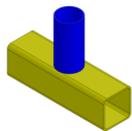
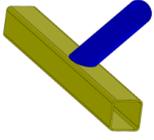
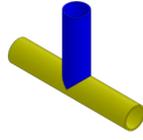
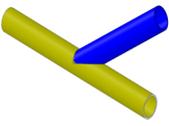
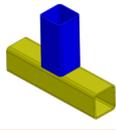
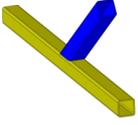
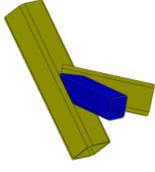


Figura 3.5 Corte con sierra eléctrica

3.1.2.3 Preparación de los tubos antes de soldar

- Una vez cortado los tubos con la dimensión exacta se hace un perfilado, para que se unan de forma adecuada y tome la forma exacta con relación al otro tubo a soldar, de manera que al momento del soldado no se utilice un exceso de soldadura y se obtenga un cordón adecuado.
- Los tipos de perfilados utilizados en las uniones en tubos redondos y cuadrados se muestran en la Tabla 3.1.

Tabla 3.1 Tipos de bordes en tubo redondo y cuadrado

Tubo redondo		
Tipo de borde	Imagen	Ensamble
Corte recto o escuadra		
Corte en ángulo		
Corte boca de pescado		
Corte tipo silla de montar		
Tubo cuadrado		
Corte recto o escuadra		
Corte en ángulo		
Corte con doble ángulo		

3.1.2.4 Curvado de tubos

El método utilizado para el curvado de tubos es por medio de presión en frío en una dobladora hidráulica (Figura 3.6), consiste en matrices de doblado que están en función del diámetro del tubo y el ángulo de doblado; este proceso es ideal para espesores pequeños, pero provoca una serie de fenómenos colaterales como la elongación del tubo, ovalización de la sección, pérdidas de espesor y pliegues en la parte interior; si no se realiza un buen curvado simplemente no va a dar la forma ni la medida correcta. El trazado se realizará al centro de la curva y en la máquina se verifica el ángulo del dobles, otra forma es realizando un molde del ángulo en varilla y luego copiarlo a la dobladora.



Figura 3.6 Curvado de tubos

3.1.2.5 Soldadura de la estructura

El proceso de soldadura elegido para la fabricación de la estructura es soldadura semiautomática M.I.G.(Metal Inerte Gas); consiste en un proceso de soldadura al arco, donde la fusión se produce por calentamiento con un arco entre un electrodo hilo de metal de aporte continuo y la pieza, donde la protección del arco se obtiene de un gas inerte, es semiautomático debido que el arrastre de la pistola de soldadura se realiza manualmente (Figura 3.7). Posee ventajas de no tener escoria, mayor penetración en los materiales, cordón con buen acabado superficial y fácil aplicación.



Figura 3.7 Soldadura de la estructura

- El tipo de gas utilizado en la suelda MIG es el dióxido de carbono (CO_2) con un espesor de hilo 0.9 AWS (American Welding Society) 5.18: ER 70 S-2.

3.1.2.6 Pintura de la estructura

El proceso de pintado de la estructura utilizado (Figura 3.8) es por medio de pintura en poliuretano la cual necesita diluyente y catalizador, se obtiene un acabado brillante y amplia duración; su aplicación es fácil debido que se utilizan pistolas por gravedad con aire a presión. Su uso puede ser en diferentes materiales como acero, aluminio, plástico y metales galvanizados utilizados en la estructura. Previo al pintado la estructura debe ser lijada, limpiada y aplicar un fondo adherente.



Figura 3.8 Pintado de la estructura

3.2 Construcción de los sistemas

La construcción de los diferentes sistemas del buggy se indica a continuación:

3.2.1 Ensamble de la estructura

-Luego de haber realizado los cortes de los tubos según los planos (Anexo D), se procede a ensamblar el chasis inferior, ubicando los tubos 40x40x2mm sobre una superficie plana para el encuadre, luego se efectúa un punteo en los extremos de todos los tubos y se verifica los ángulos respectivos. Comprobado la conformación de la misma se hace el soldado completo de todas sus partes con la suelda MIG.

-De igual manera se realiza este proceso para el chasis superior pero utilizando los tubos de 30x30x2mm. En el chasis inferior (Figura 3.9) se coloca perpendicularmente el arco principal de 1½"x2mm, seguido de ubicar en las esquinas

los soportes del arco frontal; luego se coloca el chasis superior dentro del arco principal y se verifica la inclinación de la misma para su fijación.

-Sobre el chasis superior se coloca el arco frontal de 1¼"x2mm ubicándolo sobre los soportes del mismo y con el ángulo especificado en los planos (Anexo D).

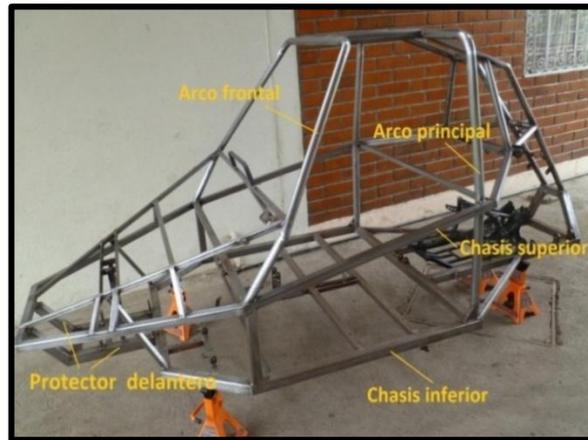


Figura 3.9 Ensamble de la estructura

-Entre el arco frontal y principal se coloca las barras superiores antivuelco de 1½"x2mm.

-En la parte posterior sobre el chasis inferior se ubica el protector posterior (Figura 3.10) de tubo 40x40x2mm, el cual soporta los dos arcos antivuelco posteriores de 1¼"x2 mm; entre los arcos se ubica dos tubos 1¼"x2mm para estructurar el antivuelco.

-En la parte delantera entre el chasis inferior y superior se coloca dos tubos 40x40x2mm con las dimensiones requeridas las cuales conforman el protector delantero (Figura 3.9).



Figura 3.10 Antivuelco posterior

3.2.2 Sistema de suspensión

El sistema suspensión delantera y posterior es independiente de brazo oscilante con amortiguador hidráulico, las características de los amortiguadores utilizados se indica en la Tabla 3.2.

Tabla 3.2 Características técnicas de la suspensión

Descripción	Amortiguador Delantero	Amortiguador Posterior
Marca	Monroe	Monroe
Modelo	B16PSS9	58600ST
Acabado	Cromado/Rojo Brillante	Negro Brillante
Tipo	Monoshock	Sensa trac
Imagen		
Largo total sin carga	350 mm	680 mm
Recorrido	30 mm	120 mm
Diámetro del vástago	12.5 mm	16 mm
Longitud del muelle	250 mm	400mm
Diámetro del alambre	11 mm	8.5mm
Diámetro exterior del muelle	72 mm	78 mm
Peso del amortiguador	2 Kg / 4.5 lb	4.6 kg / 10.12 lb
Peso máximo soporta	100 kg / 220 lb	545.5 kg / 1200 lb

Fuente: http://www.monroe.com.mx/busqueda_piezas.php [Acceso: 15/Junio/2011]

3.2.2.1 Suspensión delantera

-La geometría determinada en los planos (Anexo D) se realiza la unión de los tubos de 1"x2 mm para formar los platos de suspensión, se verifica el acople de cada perfil y los respectivos ángulos.

-Sobre el plato de suspensión (Figura 3.11) se ubica los soportes de anclaje inferior del amortiguador a una distancia determinada.



Figura 3.11 Platos de la suspensión delantera

- En la estructura se ubica dos platinas $1\frac{3}{4}$ "x32"x $\frac{1}{4}$ " paralelas las que conforma el anclaje superior de los amortiguadores (Figura 3.12), estas previamente realizadas diferentes agujeros para la modificación de la altura del buggy.

- Sobre el chasis inferior se ubica los soportes del plato (Figura 3.13) realizados en platina de $1\frac{1}{2}$ " x 2"x $\frac{1}{4}$ ", con un agujero central de $\varnothing 14$ mm, estas se sueldan perpendicular y al centro del chasis a una distancia de 20cm.



Figura 3.12 Soporte superior de los amortiguadores



Figura 3.13 Soporte de los platos de suspensión

3.2.2.2 Suspensión posterior

- Con los tubos de 1 "x2mm ya realizados los biseles se procede a ensamblar los mismos según la geometría determinada (Anexo D), realizando un punteo en las uniones para comprobar sus ángulos y dimensiones, luego se termina soldando todo el conjunto.

-Sobre los platos (Figura 3.14) se ubica dos pletinas paralelas de 2 "x4"x $\frac{1}{4}$ " realizadas agujeros de $\varnothing 14$ mm con una inclinación de 30° , formando el anclaje inferior de los amortiguadores.



Figura 3.14 Platos de suspensión posterior

- En el refuerzo del antivuelco posterior (Figura 3.15) se ubica dos pletinas paralelas de 2"x2 1/2"x 1/4 con un agujero de Ø12mm, las cuales forman el anclaje superior de los amortiguadores.

- Sobre el chasis inferior (Figura 3.16) se ubica los soportes de la suspensión, soldados perpendicularmente, paralelos y al centro del tubo del chasis.



Figura 3.15 Soporte superior del amortiguador



Figura 3.16 Soportes del plato de suspensión

3.2.3 Sistema de dirección

El sistema de dirección consiste en un mecanismo de dirección directa, reutilizada de un cuadrón YFM 200.

-En la columna de dirección (Figura 3.17) se ubica un sistema de juntas cardan que permite obtener una dirección de ejes desalineados y colapsable, para unir cada junta se realiza un estriado en la columna de la dirección en cada extremo.

-Para el acople del mecanismo de dirección con las ruedas directrices se fabrica unos brazos de dirección en una varilla hueca de Ø_{ext}14mmx530mm, en los extremos se realiza un roscado M12x1.25 rosca derecha e izquierda para la unión con las rótulas terminales.



Figura 3.17 Mecanismo de dirección

-En el extremo superior de la columna se tiene un estriado en donde se ubicará un adaptador de volante, el cual es fabricado en fundición de aluminio.

-En los puntos de apoyo de las columnas de dirección se ubica unos graseros M5x0.8 para la lubricación.

3.2.4 Sistema de transmisión

Al reutilizar el mecanismo de transmisión caja-corona del cuadrón YFM 200 y estar diseñada para la parte posterior con suspensiones independientes para cada rueda se utiliza juntas homocinéticas en los ejes traseros.

Se ha elegido para la transmisión posterior el conjunto formado por una junta trípode deslizante tipo Glaenzer y una junta homocinética de bolas del tipo Rzeppa, la cual es utilizada en el vehículo Corsa Wind. En la Tabla 3.3 se indica las características de los ejes de transmisión.

Tabla 3.3 Características de los ejes de transmisión

Características técnicas eje de transmisión	
Tipo de junta a lado la rueda	Bolas Rzeppa
Tipo de junta salida de caja/corona	Deslizante Glaenzer
Unión entre juntas	Eje de acero Ø 20 mm
Longitud del eje	590 mm

Características técnicas junta de bolas Rzeppa		
Número de dientes externos	22 dientes	
Número de dientes internos	22 dientes	
Diámetro del cojinete	46 mm	
Tipo de guardapolvo	Caucho	
Características técnicas junta deslizante Glaenzer		
Número de dientes externos	22 dientes	
Número de dientes internos	22 dientes	
Diámetro del cojinete	35 mm	
Tipo de guardapolvo	Caucho	

- Para permitir el giro loco de las ruedas motrices respecto al plato de suspensión se realiza una mangueta en acero de transmisión (Figura 3.18), el cual aloja el rodillo de \varnothing_{ext} 66mm x \varnothing_{int} 34mm x e=44mm con la manzana para la sujeción de la rueda.



Figura 3.18 Mangueta posterior

- La sujeción del eje de la corona con los semiejes se realiza mediante el acople de estriados, externo en el eje procedente de la corona e interno en el semieje, la fijación se efectúa mediante un prisionero M6x1.0.

3.2.5 Sistema de frenos

El sistema de frenos establecido está compuesto por dos frenos de disco pequeños en la parte delantera y un disco grande en la parte posterior, además un sistema hidráulico conformado por una bomba paralela de simple efecto.

3.2.5.1 Sistema de frenos delanteros

- Para la sujeción del disco de freno a la manzana (Figura 3.19) se realiza en un eje de aluminio con $\varnothing 50$ mm 6 agujeros roscados M6x1.0 para la sujeción del disco, el cual se suelda la manzana.



Figura 3.19 Manzana delantera

- Para la sujeción de la mordaza se realiza un porta mordaza según la forma diseñada con 2 agujeros $\varnothing 8$ mm, el cual se suelda a la mangueta de la rueda (Figura 3.20).



Figura 3.20 Mangueta delantera con porta-mordaza

En la Tabla 3.4 se indica las características del disco de freno y mordaza utilizada en la parte delantera:

Tabla 3.4 Características del freno delantero

Características disco de freno	
Diámetro exterior	140 mm
Diámetro interior	47 mm
Espesor	4mm
Espesor mínimo (Offset)	2.5 mm
Número de fijaciones	6
Peso	300 g
Tipo de disco	Ventilado



Características mordaza de freno	
Modelo	DIA-WG-0123
Diámetro del pistón	30 mm
Área de contacto	1000 mm ²
Grosor de disco	6 mm
Cuerpo de pinza	2 piezas
Material	Aluminio
Peso	600 g



Fuente: <http://www.eaucland.com/KINROAD-150-BUGGY--SERVICE-WORKSHOP-REPAIR-MANUAL-,itemname,148646,id,auctiondetails> [Acceso: 21/Agosto/2011]

3.2.5.2 Sistema de frenos posterior

- La sujeción del disco de freno al eje de transmisión se realiza por medio de un estriado ya construido originalmente en el disco, la fijación en el eje se realiza por medio de un prisionero.

- Para ubicar la mordaza se realiza en una platina (Figura 3.21) de 12 mm, un porta mordaza según la forma de los planos (Anexo D), sujetándolo a la carcasa de la corona.



Fig. 3.21 Soporte de la mordaza posterior

- Las características que posee el disco de freno y la mordaza del freno posterior se indica en la Tabla 3.5.

Tabla 3.5 Características técnicas del freno posterior

Características disco de freno	
Diámetro exterior	225mm
Espesor	5mm
Espesor mínimo	2.5 mm
Tipo de fijación	Estriado
Peso	1 kg
Tipo de disco	Ventilado



Características mordaza	
Diámetro del pistón	40 mm
Área de contacto	1400 mm ²
Grosor de disco	6 mm
Cuerpo de pinza	2 piezas
Material	Aluminio
Peso	600 g



Fuente: <http://www.eaucland.com/KINROAD-150-BUGGY--SERVICE-WORKSHOP-REPAIR-MANUAL-,itemname,148646,id,auctiondetails> [Acceso: 21/Agosto/2011]

3.2.5.3 Sistema hidráulico

Para ubicar la bomba se realiza un soporte (Figura 3.22) el cual va fijado al chasis en una disposición donde se ubique el pedal de accionamiento. La bomba se unirá a cada mordaza por medio de cañerías flexibles.



Figura 3.22 Soporte de la bomba de freno

3.2.6 Elementos de seguridad

Para ubicar los elementos de seguridad a la estructura como asientos y cinturones de seguridad se realiza lo siguiente:

Las características de los asientos a utilizarse se indican en la Tabla 3.6.

Tabla 3.6 Características técnicas de un asiento semibaquet

Características técnicas	
Dimensiones	92cm x 58cm x 57cm
Medidas del respaldo	78 cm
Profundidad de la banqueta	50 cm
Anchura de la banqueta	35 cm
Peso neto	15 kg
Peso recomendado conductor	115 kg máximo
Acabado	Cuero color negro

- Para alojar los asientos se coloca dos travesaños (Figura 3.23) de 30x30x2mm realizado agujeros de \varnothing 12mm para la sujeción de los asientos, la distancia entre los dos tubos es de 245mm.



Figura 3.23 Soporte para los asientos

El tipo de cinturones de seguridad elegidos posee varias características indicadas en la Tabla 3.7.

Tabla 3.7 Características técnicas de un cinturón de seguridad

Características técnicas	
Tipo de anclaje	4 puntos
Anchura de los tirantes	2 pulgadas
Anchura cinturón abdominal	2 pulgadas
Espesor del cinturón	1.5 mm
Homologación	FIA 8853 / 98
Tipo de fijación	Por gancho y argolla atornillada

- Para la sujeción en la parte inferior se realiza unas platinas de forma triangular con un agujero de $\varnothing 11$ mm y $e = \frac{1}{4}$ ", soldadas en la esquina del chasis inferior y el arco principal y dos platinas más en el centro (Figura 3.24).

- Para la parte superior se realiza dos platinas con un agujero de $\varnothing 11$ mm y $e = \frac{1}{4}$ ", las cuales se sueldan en el chasis superior en la parte posterior en las esquinas (Figura 3.24).



Figura 3.24 Anclaje para los cinturones de seguridad

3.2.7 Mandos y panel de instrumentos

Para montar los mandos como pedales y palancas de cambios se realiza lo siguiente:

3.2.7.1 Pedales de accionamiento

- Para la sujeción de los pedales de freno y acelerador (Figura 3.25) se realiza 3 platinas con un agujero de \varnothing 8mm, estas se sueldan en el chasis inferior a una distancia de 150 mm y 200mm.



Figura 3.25 Soporte de los pedales

- Para los ejes de los pedales se realizan bujes en grilón negro con \varnothing_{int} 8mm, estos para cada extremo.

- Para sujetar los dos pedales se realiza roscas en los extremos de una varilla de acero plata de \varnothing 8mm x 380 mm.

- Cada pedal es acoplado a su respectivo mecanismo a accionar, el pedal de freno se acopla con un vástago regulable hacia la bomba de freno, mientras que el pedal del acelerador se acopla con el cable conectado al carburador.

3.2.7.2 Palanca de cambios

Para realizar el cambio de marchas se realiza una palanca de cambios (Figura 3.26) con un sistema de calibración.

-En eje de \varnothing 13 mm con un largo de 20 cm se realiza un roscado en un extremo M10x1.25 con una longitud roscada de 20mm y el otro extremo se realiza una media luna para el acople al buje a soldar.

-Se realiza un buje de $\varnothing_{ext.}$ 22mm y $\varnothing_{int.}$ 14mm con un largo de 40mm, dentro de este se fabrica unos bujes de grilón según las características dadas en los planos.

- En una platina de 25mm x 75mm x 6mm se realiza 4 agujeros equidistantes de \varnothing 6 mm.

Todas las piezas realizadas se sueldan con MIG, manteniendo la perpendicularidad entre el eje y la platina con agujeros.

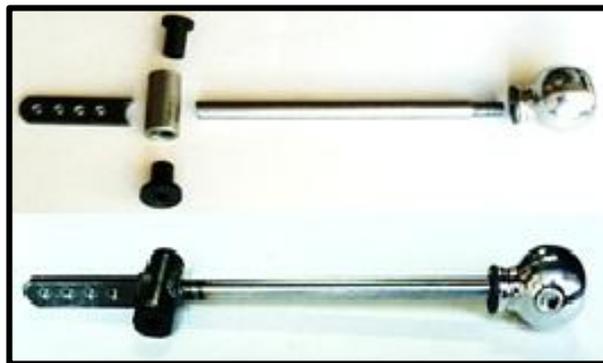


Figura 3.26 Palanca de cambios

El acople entre la caja de cambios y palanca de mando se utiliza un cable push-pull de 1.10 m de largo (Figura 3.27) con un sistema de calibración regulable en la horquilla de acople con el vástago de la caja de cambios. La sujeción de los apoyos del cable se realizan platinas, las cuales van soldadas a la estructura.



Figura 3.27 Cables de mando push-pull

Para la palanca de cambios de reversa se utiliza un cable push-pull de 1.10m de largo similar al anterior, con la palanca de reversa original del cuadrón. La sujeción de las palancas de cambios se realiza soportes (Figura 3.28) los cuales se sueldan a la estructura.



Figura 3.28 Soportes de las palancas de cambios

3.2.7.3 Panel de instrumentos

Para ubicar los indicadores, testigos e interruptores se coloca un tol de aluminio (espesor =2mm) con la forma necesaria sobre la parte frontal, en este se realiza agujeros según las diferentes medidas de los instrumentos y accesorios (Figura 3.29).



Figura 3. 29 Tablero de aluminio para instrumentos

3.3 Montaje de elementos

Esta etapa es una de las más importantes del proyecto debido que se unen todos los elementos según el diseño propuesto y analizado anteriormente en el Capítulo II, realizando un proceso ordenado y considerando las características físicas y funcionales de cada elemento.

Fabricado todos los elementos necesarios del prototipo se procede al montaje de los componentes de cada sistema.

3.3.1 Conjunto motor-caja

El conjunto motor-caja se ubica sobre sus tres soportes en la estructura (Figura 3.30), sujetando con sus respectivos pernos.



Figura 3.30 Montaje del motor

Posteriormente se sitúa el sistema de escape, montando el tubo de escape en el cabezote y luego el terminal fijado a la estructura con una sujeción flexible (tope de goma).

Para el ingreso del aire (Figura 3.31) se ubica un múltiple de admisión, siendo un extremo manguera la cual se une al carburador y la otra parte tubo redondo con reducción de diámetros para el acople con el filtro de aire. La parte del tubo posee un soporte el cual se fija a la estructura.

La alimentación de combustible (Figura 3.32) consiste en un tanque de combustible ubicado en la parte superior el cual se fija a la estructura, debajo del mismo posee una llave de paso la cual conecta con una cañería hacia el carburador.



Figura 3.31 Montaje del depurador



Figura 3.32 Montaje del tanque de combustible

3.3.2 Sistema de transmisión

El sistema de transmisión consiste en montar la corona, ejes de transmisión y contra ejes, los cuales permitirán el giro de las ruedas motrices.

3.3.2.1 Corona de transmisión

- El conjunto se ubica en el soporte de la estructura (Figura 3.33), se realiza el acople del eje de transmisión con la salida de la caja de cambios, efectuando la respectiva sujeción de la corona.



Fig. 3.33 Montaje de la corona de transmisión

3.3.2.2 Ejes de transmisión y contra ejes

- El eje de transmisión se introduce dentro del plato de suspensión posterior, el extremo de la parte de la triceta se acopla con el eje de la corona fijando con un prisionero (Figura 3.34).
- Se monta el contra eje acoplado con el estriado de la junta homocinética, sujetado al plato de suspensión con 4 pernos, en el extremo de la junta se ajusta con una tuerca y ubicado el respectivo seguro.



Fig. 3.34 Montaje de ejes y contra ejes de transmisión

3.3.3 Sistema de suspensión

El montaje de la suspensión delantera consiste en lo siguiente:

- En los platos de suspensión se ubica con una prensa los bujes de grilón, luego los platos se ubican en los soportes de la estructura con su respectivo perno (Figura 3.35).
- Se coloca el amortiguador en los respectivos anclajes, plato de suspensión y soportes en el chasis. Se puede regular la disposición del amortiguador por medio del sistema de regulación de la parte superior.



Fig. 3.35 Montaje de la suspensión delantera

El armado de la suspensión posterior se desarrolla de la siguiente forma:

- Se coloca los bujes de grilón en los apoyos de los platos por medio de una prensa, luego se ubica los platos en los apoyos en la estructura, la fijación se realiza por medio de pernos.
- Se monta el amortiguador en sus respectivos anclajes, en la estructura y plato de suspensión (Figura 3.36).



Figura 3.36 Montaje de la suspensión posterior

3.3.4 Sistema de dirección

- Se coloca el soporte direccional sobre su apoyo, en el estriado de este se ubica el árbol de dirección con sistema articulable y colapsable (Figura 3.37).
- Sobre la columna de dirección se coloca el adaptador y luego el volante.



Figura 3.37 Montaje del árbol de dirección

- En los platos de suspensión delanteros se ubica las manzanas con sus respectivos pivotes (Figura 3.38). Para unir estas se ensambla sobre los brazos de acoplamiento unas rótulas terminales, una se acopla al pivote de la rueda y la otra al soporte direccional.
- Montado todo el sistema se verifica la convergencia y divergencia.



Figura 3.38 Montaje de pivotes y brazos de acoplamiento

3.3.5 Sistema de frenos

El montaje de frenos en la parte delantera se desarrolla de la siguiente manera:

- En la manzana de la rueda se monta el disco de freno sujetado por pernos, sobre el soporte de la manzana se monta la mordaza armada y se ensambla con el disco de freno (Figura 3.39). Se acopla las cañerías procedentes de la bomba de freno.



Figura 3.39 Montaje de mordazas delanteras

El montaje del sistema de frenos posterior consiste en lo siguiente:

- El disco de freno se monta sobre el estriado del eje motriz, en la carcasa de la corona se ubica el soporte de la mordaza y sobre esta se fija la mordaza (Figura 3.40). La cañería procedente de la bomba de freno se acopla a la mordaza.
- Armado todo el sistema se procede al purgado del sistema de frenos.



Figura 3.40 Montaje de la mordaza posterior

3.3.6 Mandos

Los mandos a montarse en la estructura consisten en pedales de accionamiento y las palancas de cambios.

3.3.6.1 Montaje de pedales de accionamiento

- En los pedales de aceleración y frenos se montan los respectivos bujes de grilón a presión, luego se ubican los pedales en los soportes donde se introduce el eje de fijación el cual se ajusta con tuercas (Figura 3.41).
- Al pedal de freno se monta el vástago de accionamiento de la bomba y se realiza la respectiva calibración, al pedal del acelerador se ubica el cable procedente del carburador y se calibra la distancia del cable.



Figura 3.41 Montaje de pedales de accionamiento

3.3.6.2 Palancas de cambios

- En la palanca de cambios se monta los bujes en el eje de giro, luego se ubica está en el respectivo soporte de la estructura.
- Sobre el eje de mando de la caja de cambios se monta la palanca actuante acoplando su estriado y fijándola con un prisionero.
- Se ubica el cable de mando sujetándolo en los puntos de apoyo en la estructura (Figura 3.42), se acopla las horquillas a las palancas por medio de pasadores, después se realiza la calibración respectiva verificando que el sistema funcione correctamente.
- En el mecanismo de retro se monta la palanca en la estructura y se fija con pernos, para el acople con mecanismo en la caja se monta el cable de mando sujetándolo en sus apoyos, el cable se une al mecanismo de regulación en la palanca de mando y en el otro extremo al eje inversor mediante una horquilla y pasador (Figura 3.42).
- Armado el sistema se comprueba y verifica el funcionamiento, o se efectúa el reglaje correspondiente.



Figura 3.42 Montaje de palancas de cambios

3.3.7 Elementos de seguridad

Los elementos de seguridad ubicados en el buggy son los asientos semibaquet y arnés de 4 puntos.

3.3.7.1 Asientos

- Se ubica los asientos (Figura 3.43) dentro de la estructura en la posición establecida, se fija los rieles del asiento al chasis inferior con cuatro pernos.

- Sujetados los asientos se modifica la ergonomía del piloto, estableciendo la inclinación del respaldo y la distancia hacia el volante y tablero de instrumentos.



Fig. 3.43 Montaje de asientos

3.3.7.2 Cinturones de seguridad

- Sobre los asientos ubicamos el arnés de 4 puntos, sujetando los dos tirantes superiores hacia la parte posterior en el anclaje de la estructura, mientras que los dos tirantes inferiores hacia cada lado del asiento en el respectivo anclaje en el chasis (Figura 3.44).
- Sujetado el arnés realizamos la regulación de la distancia de los tirantes, verificando que esta no tenga demasiada holgura o que este muy ajustado.



Figura 3.44 Montaje de cinturones de seguridad

3.3.8 Sistema eléctrico

- El sistema eléctrico del vehículo consiste en conectar todo el cableado principal a los diferentes elementos eléctricos, para lo cual se utiliza los mismos elementos del cuadrón YFM 200. El esquema eléctrico se encuentra en el Anexo B-1.
- El cableado principal se prolongó para conectarlo con el nuevo tablero de instrumentos, los circuitos adicionales (Anexo B-2) montados son halógenos, ventilador, pitos, luces de freno y retro.
- Todo el circuito eléctrico (Figura 3.45) está alimentado con una batería de 12V/14Ah, protegido por un cortador de corriente y caja de fusibles; el cableado esta forrado con un protector aislante.



Figura 3.45 Montaje del cableado principal

- Para la refrigeración del motor se ubicó un ventilador (Figura 3.46) el cual es encendido desde el interruptor principal del tablero.



Figura 3.46 Montaje del ventilador

- En la parte delantera se monta dos faros halógenos (Figura 3.47) accionados desde el tablero y en la parte posterior se ubica las luces de freno-media luz y luz de retro (Figura 3.48), la cual se conecta al cableado principal.



Figura 3.47 Montaje de halógenos



Figura 3.48 Montaje de luces de freno y retro

- Como un sistema de alerta se montó un circuito de pitos en la parte delantera (Figura 3.49), los cuales son accionados desde el pulsante del volante.



Figura 3.49 Montaje de pitos

3.3.9 Tablero de instrumentos

- Se ubica los interruptores, testigos y manómetro en el tablero, fijándoles con sus respectivas tuercas de sujeción por la parte posterior.

- En el alojamiento de la estructura se fija el tablero con pernos (Figura 3.50), por la parte posterior se conecta los cables de los accesorios al cableado principal, y se verifica que todo funcione correctamente.



Figura 3.50 Montaje del tablero de instrumentos

CAPÍTULO IV

PRUEBAS Y RESULTADOS

4.1 Generalidades

Realizada la construcción y montaje del biplaza, se efectúa las respectivas pruebas finales para verificar el rendimiento y comportamiento del chasis y sus sistemas.

Estas pruebas se realizaron en varios tipos de entorno por ejemplo: carreteras asfaltadas y carreteras de segundo orden (lastre, tierra), las mismas que fueron aumentando su grado de severidad (curvas cerradas y pendientes pronunciadas).

4.2 Pruebas de funcionamiento

Se verificó el funcionamiento de cada sistema del buggy, para ello se detalla el comportamiento de cada sistema y componentes.

4.2.1 Estructura tubular (Chasis)

- La estructura tubular soporta todas las cargas y fuerzas producidas tanto por el motor y la transmisión así como las fuerzas de inercia generadas durante las pruebas realizadas (Figura 4.1), mostrando simplemente pequeñas vibraciones en las láminas metálicas (piso y protector frontal).



Figura 4.1 Comportamiento de la estructura en movimiento

- Referente a la estabilidad no presenta problemas debido que posee un ancho considerable de 1.75 m y la altura de 20 cm respecto el piso.

4.2.2 Sistema de suspensión

- El sistema de suspensión cumple satisfactoriamente sus funciones de amortiguar las irregularidades del camino (Figura 4.2) y de no ser blanda. También se verifica el funcionamiento del sistema de carga del muelle de los amortiguadores y los sistemas para elevar o bajar la suspensión en la parte delantera como posterior.



Figura 4.2 Comportamiento de la suspensión en un obstáculo

- Cuando se ubica una sola persona (Figura 4.3), la estructura tiene una ligera inclinación de 3 grados al lado de la carga.



Figura 4.3 Estado de la suspensión 1 solo ocupante

4.2.3 Sistema de frenos

- El sistema de frenos principal cumplió satisfactoriamente las necesidades requeridas por el piloto de pruebas. 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:

- En línea recta en trayecto de asfalto con pendiente 0^0 se alcanza la velocidad máxima 40 km/h 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. (Figura 4.4).



Figura 4.4 Comprobación de la distancia de frenado

- Terminada la prueba se obtiene diferentes datos indicados en la Tabla 4.1.

Tabla 4.1 Distancia de frenado				
Velocidad (km/h)	Asfalto Seco		Asfalto Húmedo	
	Tiempo (s)	Distancia (m)	Tiempo (s)	Distancia (m)
40	3	8	4	10
30	2	6	3	7
20	1.5	3	2	4

- El resultado de la prueba indica que la distancia de frenado en asfalto seco es 8 m. en un tiempo de 3 s., siendo este un sistema de frenos muy bueno, en relación a los valores de distancia de frenado (Anexo A-10).

- También se verifica la eficacia del freno en pendientes pronunciadas y curvas (Figuras 4.5 y 4.6), observando que no exista deslizamiento excesivo en las ruedas y que el sistema frene el peso del vehículo.



Figura 4.5 Eficacia del freno en pendiente



Figura 4.6 Eficacia de frenado en curva

4.2.4 Sistema de dirección

- Este sistema posee una ligera dureza y gran sensibilidad debido a la forma de su mecanismo, pero cumple a cabalidad su misión de direccionar las ruedas en curvas cerradas, en bajas y altas velocidades (Figura 4.7).



Figura 4.7 Funcionamiento de la dirección

- Para verificar su efectividad se midió el radio de giro que posee (Figura 4.8) siendo este un valor de 3.75 metros, con un ángulo de 30° .

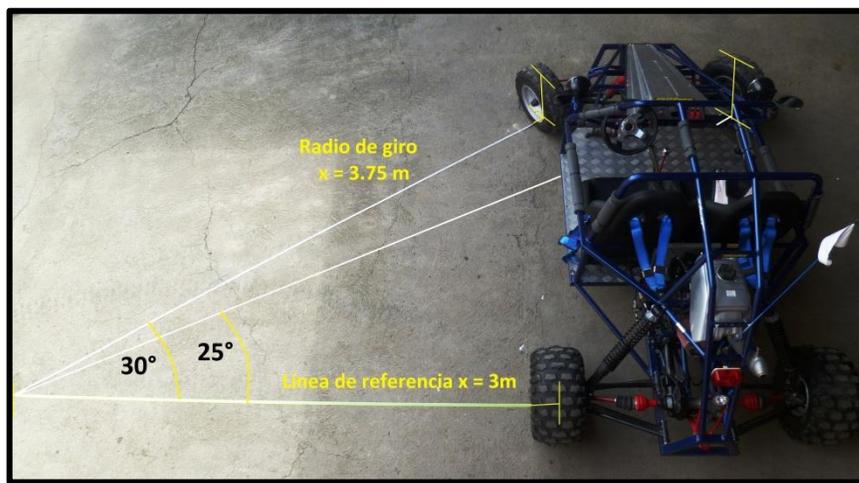


Figura 4.8 Medición del radio de giro

- El problema que está latente siempre es cuando el peso de los ocupantes sobrepasa de 400 lb provoca la divergencia de las ruedas causando inconvenientes en direccionar el vehículo.

4.2.5 Mandos de marchas

- Referente a las palancas de cambios se verificó que las marchas ingresen con suavidad y se acoplen todos los cambios, ya sea de forma ascendente como descendente, debido que la caja de cambios es secuencial (Figura 4.9).

Para seleccionar el mecanismo de reversa, esta se acoplara cuando la caja de cambios este en primera marcha y el motor en ralentí.



Figura 4.9 Funcionamiento de las palancas de cambios

4.2.6 Pedales

Los pedales de accionamiento (Figura 4.10) no poseen problemas, su reglaje de topes es correcto, posee suavidad y el retorno de los mismos es inmediato.



Figura 4.10 Comportamiento de pedales de accionamiento

4.2.7 Sistema eléctrico

- El sistema eléctrico funciona correctamente, se verificó que todos sus interruptores enciendan cada circuito, de igual forma los testigos y manómetro de voltaje.
- Se verifico el alumbrado en la noche (Figura 4.11) para ver la capacidad de alcance y que los faros se encuentre correctamente direccionados.



Figura 4.11 Comprobación de la luces

- En el ventilador se comprobó su capacidad de ventilación (Figura 4.12) observando su posición y el flujo adecuado para refrigerar el motor.



Figura. 4.12 Funcionamiento del ventilador (A Reposo, B Funcionamiento)

- Con un multímetro (Figura 4.13) se verificó el sistema de carga esté funcionando correctamente para que pueda generar corriente de carga a la batería y que el regulador brinde el voltaje continuo apropiado (13 voltios).

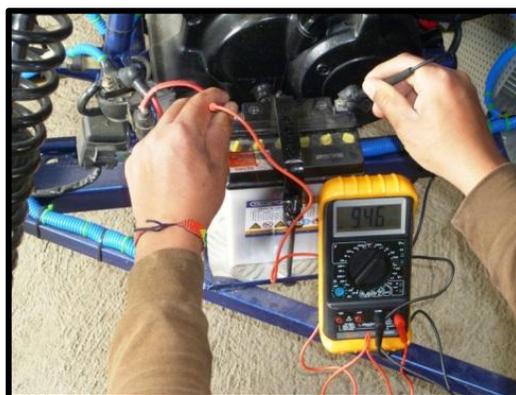


Figura 4.13 Comprobación de la carga de la batería

4.3 Pruebas de rendimiento

En las pruebas de rendimiento se verificó la relación peso-potencia, el consumo de combustible, la velocidad máxima, tiempo en alcanzar la velocidad máxima, y arranque en pendientes.

4.3.1 Relación Peso-Potencia

Previo a las pruebas se obtuvo el peso del vehículo (Figura 4.14) para determinar la relación peso-potencia estableciendo el rendimiento real del vehículo referente a la aceleración. Se pesó en una balanza electrónica, obteniendo el valor del peso bruto de 300 kg.

Se efectúa una prueba de aceleración comparando el vehículo biplaza con un ATV de la misma potencia y diferente peso. Para ello se realiza la siguiente prueba:

- En un trayecto asfaltado de 100m con pendiente 0°, en línea recta se parte del reposo 0 km/h, se acelera el vehículo hasta 5000 rpm en cada marcha, y se cronometra el tiempo y velocidad en cruzar el trayecto. Concluida la prueba se tiene los siguientes valores en la Tabla 4.2.

Tabla 4.2 Comparación de la relación Peso-Potencia					
Modelo	Peso bruto [kg]	Potencia [Hp (CV)]	Relación peso-potencia [kg/CV]	Tiempo recorrer 100 m [s]	Velocidad final [km/h]
ATV YFM 200 	200	15 (15.21)	13.14	10	60
Buggy YFM 200 	300	15 (15.21)	19.7	15	40

- El valor del tiempo indica que el vehículo estructural no posee buena aceleración, debido que se demora 5 segundos más en recorrer la misma distancia, pero a bajas velocidades brinda un valor de torque aceptable.



Figura 4.14 Peso bruto del buggy

4.3.2 Consumo de combustible

Para comprobar el consumo de combustible se verificó de la siguiente forma:

- Con el depósito de combustible vacío se coloca 1 litro de combustible, ubicando la llave de paso en la posición de reserva. Se prueba el vehículo en circulación por diferentes tipos de pendiente a diferentes velocidades y régimen de revoluciones no mayor a 5000 rpm en cada marcha, se verifica el kilometraje que brinda esa cantidad de combustible, realizando un promedio de los diversas pendientes recorridas. Concluida la prueba se obtiene diversos valores indicados en la Tabla 4.3.

Tipo de superficie	Cantidad de combustible [lts]	Pendiente [°]	Distancia [km]
Plana	1	0	34
Pendientes	1	15	22
		-15	38
Mixto	1	0-20	26
Promedio			30

- Como resultado de la prueba el consumo de combustible promedio es de 30 km por 1 litro de combustible.

4.3.3 Velocidad máxima

La velocidad máxima que alcanza el vehículo se comprueba de la siguiente manera:

- En un trayecto asfaltado con pendiente 0°, en línea recta se parte del reposo 0 km/h, se acelera el vehículo hasta 6000 rpm en cada marcha, conectando sus 5 velocidades, en un velocímetro se comprueba la velocidad máxima que alcanza (Figura 4.15); también se contabiliza el tiempo en alcanzar la velocidad máxima. Terminada la prueba se recolecta valores indicados en la Tabla 4.4.

Tabla 4.4 Velocidad máxima			
Marcha	Velocidad [km/h]	Tiempo [s]	Pendiente [grados]
1	11	4	0
2	18	7	0
3	25	9	0
4	33	13	0
5	40	15	0

- Como resultado de la prueba la velocidad máxima que alcanza el vehículo es de 40 km/h en un tiempo de 15 segundos.



Figura 4.15 Prueba de velocidad máxima

4.3.4 Arranque en pendientes

La prueba se efectuó de la siguiente forma:

- En un trayecto de 50 m, se parte del reposo 0 km/h con cambios de marcha a 6000 rpm, verificando la velocidad y números de marcha con la que termina el trayecto (Figura 4.16). Terminada la prueba se registra los siguientes valores, indicados en la Tabla 4.5.

Tabla 4. 5 Prueba de arranque en pendientes					
Carga # ocupantes	Grado de pendiente	Distancia que recorre (m)	Velocidad máxima (km/h)	Número de marchas	Resultado
1 (90 kg)	15 ⁰	50	28	1-2-3	Culmina
	20 ⁰	50	18	1 - 2	Culmina
	25 ⁰	50	13	1	Culmina
	28 ⁰	25	10	1	No culmina
2 (180 kg)	15 ⁰	50	23	1 – 2	Culmina
	20 ⁰	50	15	1 – 2	Culmina
	25 ⁰	15	12	1	No culmina
	28 ⁰	10	10	1	No culmina

- Como resultado de la prueba comprobamos que el vehículo puede transitar por pendientes no mayores de 25⁰.



Figura 4.16 Comprobación de arranque en pendiente larga 20⁰

4.3.5 Niveles de emisiones de gases

- Se realizó la prueba de emisión de gases, con el objetivo de verificar el nivel de contaminación que genera con respecto a normas ecuatorianas, después de realizarse el mantenimiento del motor.

-Los límites máximos de emisiones de gases de escape, están bajo el control del Instituto Ecuatoriano de Normalización (INEN); el cual indica en la tabla 4.6 los niveles de emisiones según el año y cilindrada del vehículo. Controlando los niveles de hidrocarburos (HC) y monóxido de carbono (CO).

AÑO	% CO (Vol.)		ppm HC	
	0 a 1500 cc	1500 a 3000cc	0 a 1500cc	1500 a 3000cc
2000 y Posteriores	1	1	200	200
1990 a 1999	3.5	4.5	650	750
1989 y Anteriores	5.5	6.5	1000	1200

Fuente: Instituto Ecuatoriano de Normalización INEN Norma NTE 2 2004

- El analizador de gases utilizado es Maha MGT 5, el motor tiene la cilindrada de 200 cc y el año de fabricación es 1985, esto indica que los niveles de CO y HC tienen que regirse en parámetros del año 1989 y anteriores y cilindradas de 0 a 1500 cc.

En la Tabla 4.7 se indica los valores obtenidos a diferentes revoluciones.

GAS	Norma INEN [0 a 1500 cc]	Buggy [1000 rpm]	Buggy [3000 rpm]	Buggy [5000 rpm]
Hidrocarburos [HC ppm]	1000	393	342	292
Monóxido de carbono [% CO Vol]	5.5	4.48	3.89	3.53

- Relacionando los valores obtenidos a diferentes revoluciones y comparando con los valores máximos de la norma INEN, se observa que los valores de HC y CO están por debajo de los mismos, indicando que las emisiones del motor se encuentra dentro los parámetros de emisiones.

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

- Se estableció un procedimiento técnico para la elaboración del vehículo, basado en el Reglamento de Buggies Ligeros el cual consta detalladamente las pautas necesarias para lograr un proyecto satisfactorio.
- La mayoría de los sistemas acoplados al bastidor fueron modificados para que se adapten adecuadamente; los materiales e insumos empleados para la construcción del prototipo son de cómoda accesibilidad en el mercado nacional, obteniendo un conjunto funcional en los mantenimientos y/o reparaciones evitándose un incremento en los costos.
- La selección del motor Yamaha de 4 tiempos con una cilindrada de 200cc, cumple con los parámetros establecidos para la elaboración de este proyecto, logrando un buen equilibrio entre la relación peso-potencia, superando una pendiente máxima de 25°, permitiendo un consumo de combustible 1ltr/30km.
- El vehículo cumple con los requisitos en el cuidado de la seguridad del piloto y su acompañante, al ser sometido a diferentes pruebas dinámicas de desempeño.
- El motor del vehículo cumple con los valores permisibles de emisiones de gases establecidos por la Norma de Gestión Ambiental NTE INEN 2 204: 2002.
- Se recomienda utilizar el vehículo de acuerdo a los parámetros que se han establecido, el número de ocupantes no debe ser más de dos personas (180kg).
- El ingreso de los ocupantes siempre se lo debe realizar por los laterales del vehículo, nunca realizar el ingreso por la parte frontal, siempre usar casco, guantes y ropa protectora, tener presente las etiquetas de Advertencia y Peligro situadas en el vehículo.

- La conducción de este vehículo al poseer motor y accesorios de cuadrón, difiere en ciertos aspectos de un auto convencional, el piloto debe adquirir experiencia en el manejo, para evitar daños en las partes internas del motor o la transmisión.
- Se recomienda utilizar el vehículo en paseos por el campo o la playa (carreteras de 2do y 3er orden), sin embargo no está homologado por las leyes de tránsito para circular por zonas urbanas.
- Al momento de transportar el buggy en un remolque se recomienda mantener una distancia mínima de 50 metros frente a otro vehículo, debido que un vehículo acoplado a un remolque tiene un parámetro de seguridad del 67%.
- El vehículo debido a las vibraciones que genera el propio motor y las condiciones de circulación por vías no asfaltadas, se recomienda realizar revisiones periódicas.
- Se recomienda utilizar programas de elementos finitos para validar los cálculos analíticos, debido que algunos sistemas del buggy son complejos analizarlos a profundidad entonces se enfoca más a lo estipulado por el proyectista.

GLOSARIO DE SÍMBOLOS

Pd = Peso delantero.	Pp = Peso Posterior.
H = Altura del C.G.	Rn = Radio del neumático.
Rpp = Relación peso-potencia.	CV = Caballo Vapor.
rpm = Revoluciones por minuto.	N = Par Máximo del motor.
PT = Peso total del vehículo (Buggy).	Dn = Diámetro del neumático.
μr = Coeficiente de rodadura.	Va = Vía anterior.
ρ = Rendimiento de la transmisión.	g = Aceleración de la gravedad.
ap = Aceleración propulsiva.	V_{máx} = Velocidad máxima del vehículo.
ar = Deceleración propulsiva.	i = Pendiente superable.
Pe = Carga permanente.	Cs = Carga de seguridad.
Cm = Carga Muerta.	Cvi = Carga viva.
L = Batalla o distancia entre ejes.	Cf = Carga de viento.
Ra = Resistencia aerodinámica.	δ = Densidad del aire.
V = Velocidad.	Af = Área frontal del buggy.
Cx = Coeficiente aerodinámico.	Ch = Carga sísmica.
Wd = Carga de diseño.	w = Carga distribuida en la viga.
M_{máx} = Momento máximo.	T = Par de frenado de oposición.
$\sigma_{máx}$ = Esfuerzo máximo.	FS o η = Factor de seguridad.
RG = Radio de giro.	RS = Radio Scrubs.
θ = Ángulo de bieletas.	P_{trasnf} = Peso transferido.
ax = Desaceleración.	e = Distancia de frenado.
Pda = Peso delantero en el frenado.	Ppb = Peso posterior en frenado.
Do = Diámetro del tubo.	Eo = Espesor del tubo.
Ao = Área de sección transversal.	I = Momento de inercia.

Fac = Fuerza de accionamiento.	r = Radio equivalente del disco.
r = Ubicación de la fuerza.	P = Presión hidráulica requerida.
FacT = Fuerza de accionamiento Total.	dx = Deceleración (en frenos).
FfT = Fuerza de frenado Total.	E% = Eficiencia de frenado.
e = Distancia o espacio de parada.	tp = Tiempo de parada.
Ttot = Tiempo total.	D = Diámetro medio de la espira.
D = Diámetro medio del alambre.	Na = Número de espiras activas.
τ_{max} = Esfuerzo cortante Máximo.	G = Módulo de Rigidez.
NT = Número total de espiras.	C = Índice de resorte.
Ks = Factor cortante directo.	y = Deformación del resorte.
p = Paso del muelle.	As = Área de soldadura.
CT = Carga total Transferida.	Cd = Carga que soporta el eje delantero.
Pa = Máxima presión normal.	Cp = Carga que soporta el eje posterior.
Froz = Fuerza de rozamiento.	FRA = Fuerza de rozamiento eje delantero.
Kt = Rigidez Torsional.	FRB = Fuerza de rozamiento eje posterior.
FTmax = Fuerza total máxima.	τ_c = Esfuerzo máximo en el cordón.
Rd = Reducción final en el diferencial.	
α = Ángulo de inclinación de la carrocería.	
r_{cm} = Relación de cambio en cada marcha.	
Rc = Reducción final de la caja de cambios.	
F = Cálculo de la carga admisible del resorte.	
apm = Aceleración propulsiva en cada marcha.	
a = Distancia longitudinal del C.G hasta el eje delantero.	
b = Distancia longitudinal del C.G hasta el eje posterior.	

R_p = Resistencia debido a rampas.

β = Ángulo de inclinación de la rampa.

Ψ = Relación de alturas arco- columnas.

A = Constante que modifica la curvatura del arco.

S_{xx} = Sección de inercia de un material tubular.

HC_g = Distancia del centro de gravedad al suelo.

F = Factor que modifica la altura y luz de arcos.

T_d, = Par de frenado de oposición eje delantero.

T_p = Par de frenado de oposición, eje posterior.

C = Constante que modifica la altura del arco principal.

Φ = Relación entre distancias y alturas de arco- alturas.

TLC_p = Transferencia longitudinal de carga en pendientes.

TLC_f = Transferencia longitudinal de cargas en frenado.

F_{tubo} = Fuerza en el tubo de los brazos de suspensión.

WT1 = Carga aplicado al neumático del tren delantero.

WT2 = Carga aplicada al neumático del tren posterior.

BIBLIOGRAFÍA

REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS:

- ALONSO. J.M. Técnicas del automóvil chasis. Ediciones Paraninfo, s.a., 2002
- APARICIO, VERA, DIAZ Teoría de los vehículos automóviles Editorial ETS Madrid 2001.
- BUDYNAS, Richard; NISBETT, J. Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley, Mc Graw Hill. México. 8va. Edición 2008.
- CASCAJOSA, Manuel. Ingeniería de Vehículos, sistemas y cálculos 2da Edición. México. Alfaomega Grupo Editor. 2004.
- CEAC, Manual del Automóvil. Grupo Editorial CEAC S.A. Barcelona España. Edición 2003.
- IZQUIERDO, Francisco, ALVAREZ, Carlos, LOPEZ, Vicente. Teoría de los Vehículos Automóviles. 1ra Edición. España. Sección de Publicaciones de la E.T.S. 2001.
- LUQUE, Pablo. ALVAREZ, Daniel, VERA, Carlos. Ingeniería del Automóvil, Thompson. España 2004.
- MOTT, Robert L, Diseño de elementos de Máquinas. Pearson Education, México 4ta Edición. 2006.
- TOALONGO, Manuel. Métodos y Técnicas de Investigación. 2da Edición. Ecuador 2007.
- TOALONGO, Manuel, Fundamentos de soldadura, Universidad del Azuay Ecuador-Cuenca. 2da Edición. 2008

REFERENCIAS ELECTRÓNICAS:

- UNIVERSIDAD PONTIFICIA COMILLAS; Jesús Rodríguez Ortega, Diseño, cálculo, construcción /adaptación del sistema de frenado para un prototipo de formula SAE <http://www.iit.upcomillas.es/pfc/resumenes/44a059e899a0a.pdf>. [Acceso: 1 de Abril de 2011].
- REGLAMENTO TECNICO DE BUGGIES LIGEROS http://www.supercrosscar.com/descargas/reglamento_tecnico_buggies_ligeros_2009_fada.pdf. [Acceso: 5 de Abril de 2011].
- ESCUELA POLITECNICA NACIONAL; LOPEZ Jorge. SILVA Alex, Diseño y construcción de un vehículo monoplace de modalidad fórmula básica en pavimento para monoplazas para competencias por gravedad, Tesis 2010. <http://bibdigital.epn.edu.ec/bitstream/15000/1243/1/CD-2645.pdf>. [Acceso: 10 de Mayo de 2011].
- UNIVERSIDAD POLITECNICA DE CATALUÑA; NAVARRO Francisco, SANCHEZ Alberto. Tesis Diseño de un Chasis Ligero para Automoción, PDF, <http://upcommons.upc.edu/pfc/handle/2099.1/9711>. [Acceso: 19 de Abril de 2011].
- Diseño de chasis para vehículos de competición: <http://es.scribd.com/doc/20314825/Diseno-y-tipos-de-chasis> [Acceso: 15 de Abril de 2011].
- Estudio de la rigidez torsional: <http://es.scribd.com/doc/55508910/Estudio-de-Rigidez-Torsional> [Acceso: 20 de Mayo de 2011].

- VALDEZ, José. Diseño y construcción de un sistema de suspensión delantera independiente para un vehículo tubular tipo BUGGY para uso en todo terreno. Tesis PDF, pág. 108.
<http://repositorio.espe.edu.ec/handle/21000/819> [Acceso: 1 de Junio de 2011].
- Manual y Novedades Solid Works 2011:
<http://es.scribd.com/doc/41290733/Manual-Solid-Works> [Acceso: 12 de Mayo de 2011].
- TECNUN Campus Tecnológico Universidad de Navarra. Laboratorio de Automoción Departamento de Ingeniería Mecánica.
<http://www.tecnun.es/automocion/> [Acceso: 15 de Junio de 2011].
- YFM200N MOTO-4 1985 lista de partes.
http://www.cmsnl.com/yamaha-yfm200n-moto-4-1985_model9115/partslist/
[Acceso: 2 de Abril de 2011].
- Estudio de la transmisión de un vehículo automóvil:
<http://webcache.googleusercontent.com/search?q=cache:W2Cse5liro4J:iesparearques.net/tecno/Bloques%2520de%2520Contenidos%2520agost%25202011/Mecanismos/Documentos/14.%2520ESTUDIO%2520DE%2520LA%2520TRANSMISI%25D3N%2520DE%2520UN%2520VEH%25CDCULO%2520AUTOM%25D3VIL.doc+%E2%80%A2+Estudio+de+la+transmisi%C3%B3n+de+un+veh%C3%ADculo+autom%C3%B3vil&hl=es&gl=ec> [Acceso: 21 de Mayo de 2011].

ANEXOS A

Anexo A-1: Propiedades mecánicas del acero ASTM A500

ASTM A500 Steel, grade B, shaped structural tubing			
Categories:	Metal; Ferrous Metal; ASTM Steel; Carbon Steel; Low Carbon Steel		
Material Notes:	The Cu content of 0.18% is a minimum content when copper steel is specified.		
Key Words:	copper steels, copper-steels, UNS K03000, ASTM A501		
Vendors:	Click here to view all available suppliers for this material.		
	Please click here if you are a supplier and would like information on how to add your listing to this material.		
Physical Properties	Metric	English	Comments
Density	7.85 g/cc	0.284 lb/in ³	Typical of ASTM Steel
Mechanical Properties	Metric	English	Comments
Tensile Strength, Ultimate	400 MPa	58000 psi	
Tensile Strength, Yield	315 MPa	45700 psi	
Elongation at Break	23.0 %	23.0 %	
Bulk Modulus	140 GPa	20300 ksi	Typical for steel
Shear Modulus	80.0 GPa	11600 ksi	Typical for steel
Material Components Properties	Metric	English	Comments
Carbon, C	<= 0.30 %	<= 0.30 %	
Copper, Cu	<= 0.18 %	<= 0.18 %	
Iron, Fe	99.0 %	99.0 %	
Phosphorous, P	<= 0.050 %	<= 0.050 %	
Sulfur, S	<= 0.0630 %	<= 0.0630 %	

Fuente: http://www.eaglesteel.com/download/techdocs/ASTM_A500_Grade_B.pdf
 [Acceso: 19/Mayo/2011]

Anexo A-2: Relación Peso –Potencia kg/CV de algunos vehículos todoterreno

		Coche	Preparación	Total		
EEP	Wrangler TJ 4,0 - Serie	1570	75	1645	181	9,1
mitsubisi	Montero 3.5 V6 - Preparado	1810	300	2.110	208	10,1
EEP	Wrangler TJ 4,0 - Preparado	1570	300	1870	181	10,3
uzuki	Gran Vitara - 2,5 V6 - Preparado	1410	250	1660	158	10,5
mitsubisi	Montero 3.5 V6 - Preparado	1800	300	2.100	194	10,8
EEP	Wrangler JK 2,8 CDR - Serie	1880	75	1955	180	10,9
mitsubisi	Montero 3.0 V6 - Preparado	1760	300	2.060	181	11,4
uzuki	Vitara - 2,0 V6 24V - Preparado	1310	250	1560	136	11,5
uzuki	Gran Vitara - 2,5 V6 - Preparado	1405	250	1655	144	11,5
uzuki	Gran Vitara - 2,0 - Preparado	1260	250	1510	128	11,8
uzuki	Samurai - 1,3 GTI Swift - Preparado	985	250	1235	102	12,1
EEP	Wrangler JK 2,8 CDR - Preparado	1880	300	2.180	180	12,1
uzuki	Samurai - 1,6 Baleno - Preparado	985	250	1235	96	12,9
uzuki	Samurai - 1,3 80CV - Serie	985	75	1060	80	13,3
isan	Patrol GR 4,2 SE - Preparado	2.120	300	2.420	170	14,2
uzuki	Vitara - 1,6 16V - Preparado	1.125	250	1.375	96	14,3
uzuki	Samurai - 1,3 89CV - Serie	930	75	1005	69	14,6
mitsubisi	DID - Preparado	2.155	300	2.455	165	14,9
uzuki	Samurai 1.9TD - 2ª Ref.	1.115	250	1.365	90	15,2
uzuki	Samurai - 1,3 80CV - Preparado	985	250	1.235	80	15,4
uzuki	Jimny - 1,3 16V J LX - Preparado	1.070	250	1.320	85	15,5
uzuki	Gran Vitara - 2,0 HDI - Preparado	1.475	250	1.725	110	15,7
uzuki	Samurai - 1,3 64CV - Serie	930	75	1.005	64	15,7
isan	Patrol GR 3.0 Di - Preparado	2.200	300	2.500	158	15,8
uzuki	Samurai 1.9TD - 3ª Ref.	1.115	350	1.465	90	16,3
uzuki	Samurai 1.9TD - 1ª Ref.	1.115	200	1.315	80	16,4
uzuki	Vitara - 1,6 - Preparado	1.090	250	1.340	80	16,8
toyota	KZJ70 VX 3,0 - Preparado	1.800	300	2.100	125	16,8
mitsubisi	Montero 2.8TDI GLS - Preparado	1.855	300	2.155	125	17,2
uzuki	Vitara - 2,0HDI - Preparado	1.304	250	1.554	90	17,3
Land Rover	2.5TD5 90 (2007) - Preparado	1.899	300	2.199	122	18,0

Fuente: <http://suzuki88.mforos.com/194412/10050609-comparativa-4x4-relacion-peso-potencia-cuanto-importa/> [Acceso: 21/Mayo/2011]

Anexo A-3: Valores del coeficiente de rodadura

Naturaleza del suelo	Coefficiente de rodadura (μ_r)
Cemento	0,0125
Empedrado seco	0,015
Carretera asfaltada	0,02 – 0,03
Terreno natural duro	0,08
Terreno de consistencia media	0,11
Terreno arenoso	0,15 – 0,30

Fuente: Muñoz, Francisco .Calculo Teórico y Práctico de los elementos y grupos del vehículo Industrial y automóvil 1974

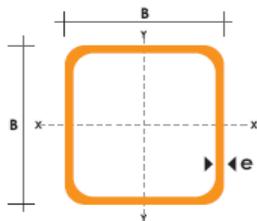
Anexo A-4: Valores del coeficiente de resistencia al aire

Naturaleza del suelo	Coefficiente de resistencia al aire (k_a).
Camiones	0,050
Autotrenes	0,095
Autobuses Normales	0,038
Autobuses de perfil aerodinámico	0,019
Coches	0,022 a 0,035
Coches de perfil aerodinámico	0,010 – 0,019

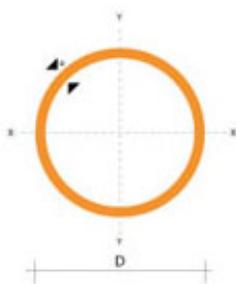
Fuente: Muñoz, Francisco .Calculo Teórico y Práctico de los elementos y grupos del vehículo Industrial y automóvil 1974.

Anexo A-5: Tubo estructural cuadrado

DIMENSIONES			AREA	EJES X-Xe Y-Y		
A mm	ESPESOR mm	PESO Kg/m	AREA cm ²	I cm ⁴	W cm ³	i cm
20	1,2	0,72	0,90	0,53	0,53	0,77
20	1,5	0,88	1,05	0,58	0,58	0,74
20	2,0	1,15	1,34	0,69	0,69	0,72
25	1,2	0,90	1,14	1,08	0,87	0,97
25	1,5	1,12	1,35	1,21	0,97	0,95
25	2,0	1,47	1,74	1,48	1,18	0,92
30	1,2	1,09	1,38	1,91	1,28	1,18
30	1,5	1,35	1,65	2,19	1,46	1,15
30	2,0	1,78	2,14	2,71	1,81	1,13
40	1,2	1,47	1,80	4,38	2,19	1,25
40	1,5	1,82	2,25	5,48	2,74	1,56
40	2,0	2,41	2,94	6,93	3,46	1,54
40	3,0	3,54	4,44	10,20	5,10	1,52
50	1,5	2,29	2,85	11,06	4,42	1,97
50	2,0	3,03	3,74	14,13	5,85	1,94
50	3,0	4,48	5,61	21,20	8,48	1,91
60	2,0	3,66	3,74	21,26	7,09	2,39
60	3,0	5,42	6,61	35,06	11,69	2,34
75	2,0	4,52	5,74	50,47	13,46	2,97
75	3,0	6,71	8,41	71,54	19,08	2,92
75	4,0	8,59	10,95	89,98	24,00	2,87
100	2,0	6,17	7,74	122,99	24,60	3,99
100	3,0	9,17	11,41	176,95	35,39	3,94
100	4,0	12,13	14,95	226,09	45,22	3,89
100	5,0	14,40	18,36	270,57	54,11	3,84



Fuente: Catalogo DIPAC Ecuador http://www.dipacmanta.com/alineas.php?ca_codigo=1101 [Acceso: 21/Mayo/2011].

Anexo A-6: Tubo estructural redondo


DIAMETRO	ESPESOR	PESO	AREA	I	W	i
pulgadas	mm	kg/m	cm ²	cm ⁴	cm ³	cm
7 / 8 "	1.50	0.77	0.98	0.53	0.47	0.73
1 "	1.50	0.88	1.13	0.81	0.64	0.85
1 1/4 "	1.50	1.12	1.43	1.63	1.03	1.07
1 1/2 "	1.50	1.35	1.72	2.89	1.52	1.30
1 3/4 "	1.50	1.59	2.02	4.67	2.10	1.52
2 "	1.50	1.82	2.32	7.06	2.78	1.74
2 1/2 "	1.50	2.29	2.92	14.05	4.42	2.19
3 "	1.50	2.76	3.52	24.56	6.45	2.64
1 "	2.00	1.15	1.47	1.01	0.80	0.83
1 1/4 "	2.00	1.47	1.87	2.08	1.31	1.05
1 1/2 "	2.00	1.78	2.27	3.71	1.95	1.29
1 3/4 "	2.00	2.09	2.67	6.02	2.71	1.50
2 "	2.00	2.41	3.07	9.14	3.60	1.73
2 1/2 "	2.00	3.03	3.86	18.29	5.76	2.18
3 "	2.00	3.66	4.66	32.11	8.43	2.62
2 "	3.00	3.54	4.51	12.92	5.09	1.69
2 1/2 "	3.00	4.48	5.70	26.15	8.24	2.14
3 "	3.00	5.42	6.90	46.29	12.15	2.59

Fuente: Catalogo DIPAC Ecuador http://www.dipacmanta.com/alineas.php?ca_codigo=1103

[Acceso: 25/Mayo/2011]

Anexo A-7: Coeficiente de adherencia según condiciones de neumáticos, piso y humedad.

Naturaleza del suelo	Coeficiente de adherencia (μ)
Carretera de cemento	0,8
Empedrado seco	0,7
Asfalto seco	0,6 – 0,75
Carretera húmeda	0,3 – 0,4
Carretera mojada	0,25
Carretera alquitranada grasosa	0,15 – 0,20
Carretera con barro	0,15
Carretera con hielo	0.08 – 0,1

Fuente: Muñoz, Francisco .Calculo Teórico y Práctico de los elementos y grupos del vehículo Industrial y automóvil 1974

Anexo A-8: Características de fricción y presión máxima de los materiales del disco, de freno.

Material	Friction Coefficient f	Maximum Pressure P_{max} , psi	Maximum Temperature		Maximum Velocity V_{max} , ft/min	Applications
			Instantaneous, °F	Continuous, °F		
Cermet	0.32	150	1500	750		Brakes and clutches
Sintered metal (dry)	0.29-0.33	300-400	930-1020	570-660	3600	Clutches and caliper disk brakes
Sintered metal (wet)	0.06-0.08	500	930	570	3600	Clutches
Rigid molded asbestos (dry)	0.35-0.41	100	660-750	350	3600	Drum brakes and clutches
Rigid molded asbestos (wet)	0.06	300	660	350	3600	Industrial clutches
Rigid molded asbestos pads	0.31-0.49	750	930-1380	440-660	4800	Disk brakes
Rigid molded nonasbestos	0.33-0.63	100-150		500-750	4800-7500	Clutches and brakes
Semirigid molded asbestos	0.37-0.41	100	660	300	3600	Clutches and brakes
Flexible molded asbestos	0.39-0.45	100	660-750	300-350	3600	Clutches and brakes
Wound asbestos yarn and wire	0.38	100	660	300	3600	Vehicle clutches
Woven asbestos yarn and wire	0.38	100	500	260	3600	Industrial clutches and brakes
Woven cotton	0.47	100	230	170	3600	Industrial clutches and brakes
Resilient paper (wet)	0.09-0.15	400	300		$PV < 500\,000$ psi · ft/min	Clutches and transmission bands

Fuente: BUDYNAS, Richard; NISBETT, J. Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley/Mc Graw Hill. México. 8ª. Edición. 2008

Anexo A-9: Propiedades del hilo de la suelda MIG/MAG

Características del hilo ER70S-2												
Composición química												
C	Mn	Si	P	S	Ni	Cr	Mo	V	Cu	Ti	Zr	Al
0.07	0.9-1.4	0.4-0.7	0.025	0.035	0.15	0.15	0.15	0.03	0.5	0.05-0.15	0.02-0.12	0.05-0.15
Gas de protección						CO ₂						
Resistencia a la tracción (min)						70.000 psi / 480 MPa						
Resistencia a la fluencia (min)						58000 psi / 400 MPa						
Alargamiento % (min)						22						

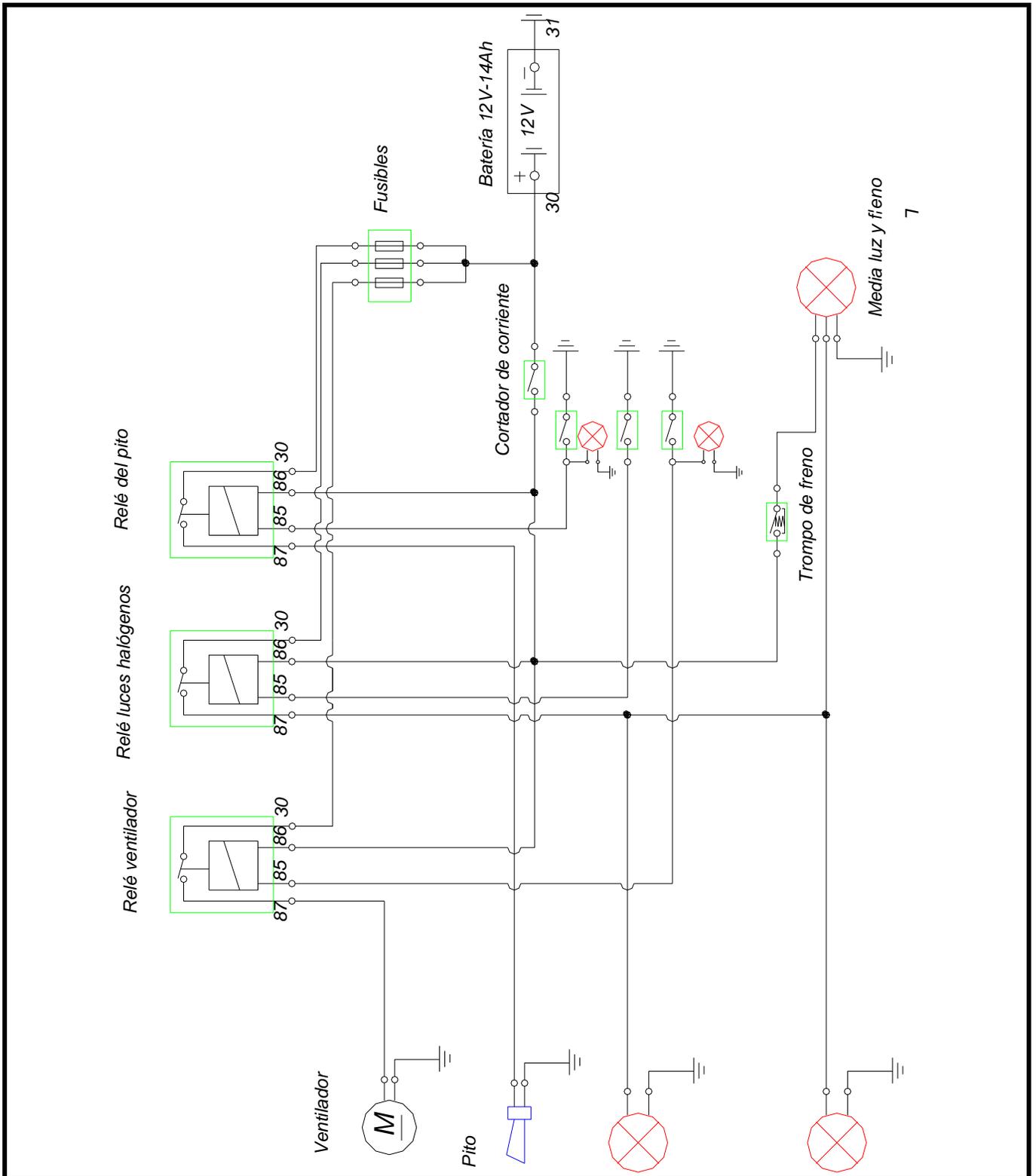
Fuente: www.metalia.es/guiadeempresas/Praxair/pdf/HilosMIG.pdf [Acceso: 17/Mayo/2011].

Anexo A-10: Valores de distancias de frenado

Velocidad en Kilómetros por hora	DISTANCIA DE FRENADO EN METROS		
	Buenos frenos	Valores tolerables	Frenos malos
20	2	3,1	4
30	4,5	6,9	9
40	8	12,3	16
50	12,5	19	25
60	18	27,7	36
70	24,5	37,6	49
80	32	49,3	64
90	40,5	62,5	81
100	50	77,3	100

Fuente: <http://upcommons.upc.edu/pfc/bitstream/2099.1/2856/1/42646-1.pdf> [Acceso: 21/Mayo/2011].

Anexo B-2: Diagrama eléctrico agregado al circuito original.



ANEXOS C

Anexo C-1: En la Tabla C-1 se indica un resumen de las características técnicas del biplaza.

Tabla C-1 Características técnicas del biplaza

PIRAHA YAMAHA YFM 200			
CARACTERÍSTICAS TÉCNICAS			
MOTOR			
Tipo	4 tiempos monocilíndrico		
Cilindrada	196 cc		
Diámetro pistón	67 mm		
Carrera del pistón	55.7 mm		
Relación de compresión	8.5:1		
Tipo de bujía	NGK D7EA		
Revoluciones	6500 rpm		
Potencia	15 HP		
Encendido	Eléctrico/Pata		
Transmisión	Automática CVT	DIMENSIONES	
Combustible	Gasolina 90 oct	Ancho total	1750 mm
Aceite motor 5⁰/15⁰	SAE 10W30 / 20W50	Altura total	1380 mm
Refrigeración	Aire forzado	Longitud total	2800 mm
Aceite corona	SAE 80 API Hipoide	Distancia entre ejes	2150 mm
CAPACIDAD		Altura al piso	200 mm
Carga	2 ocupantes (180 kg)	Distancia entre llantas anterior	1420 mm
		Distancia entre llantas posterior	1460 mm
Tanque de combustible	6 litros	CHASIS	
Aceite motor	1.3 litros	Frenos	3 discos hidráulicos
Aceite corona	0.75 litros	Caja de cambios	Secuencial 5 velocidades y reversa
ELECTRICO		Llantas	Anterior: 21x7-10 Posterior: 22x11-8
Batería	12V 14 Ah	Suspensión anterior	Independiente de brazo oscilante
Luces halógenos	12V 35 W	Suspensión posterior	Independiente de brazo oscilante
		Velocidad máxima	40 km/h
		Peso bruto	300 kg
		Dirección	Mecánica/directa

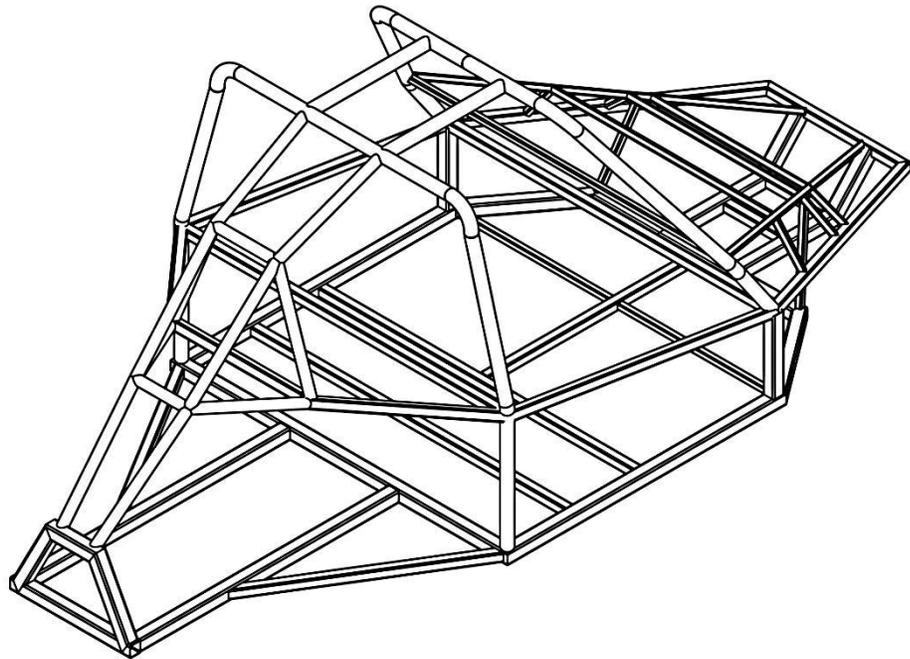
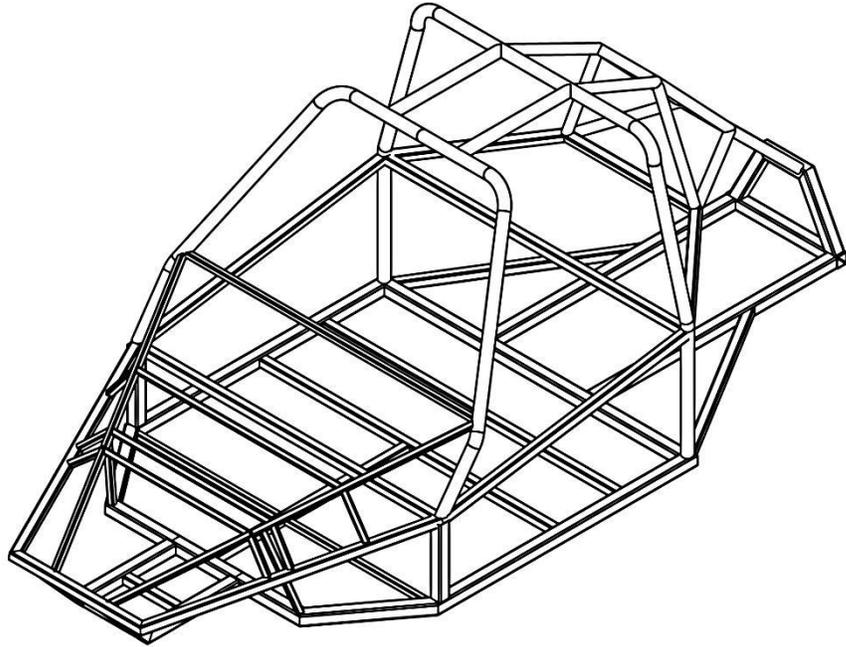
Anexo C-2: Lista de materiales utilizados para la construcción del buggy biplaza.

Tabla C-2 Materiales utilizados en la construcción

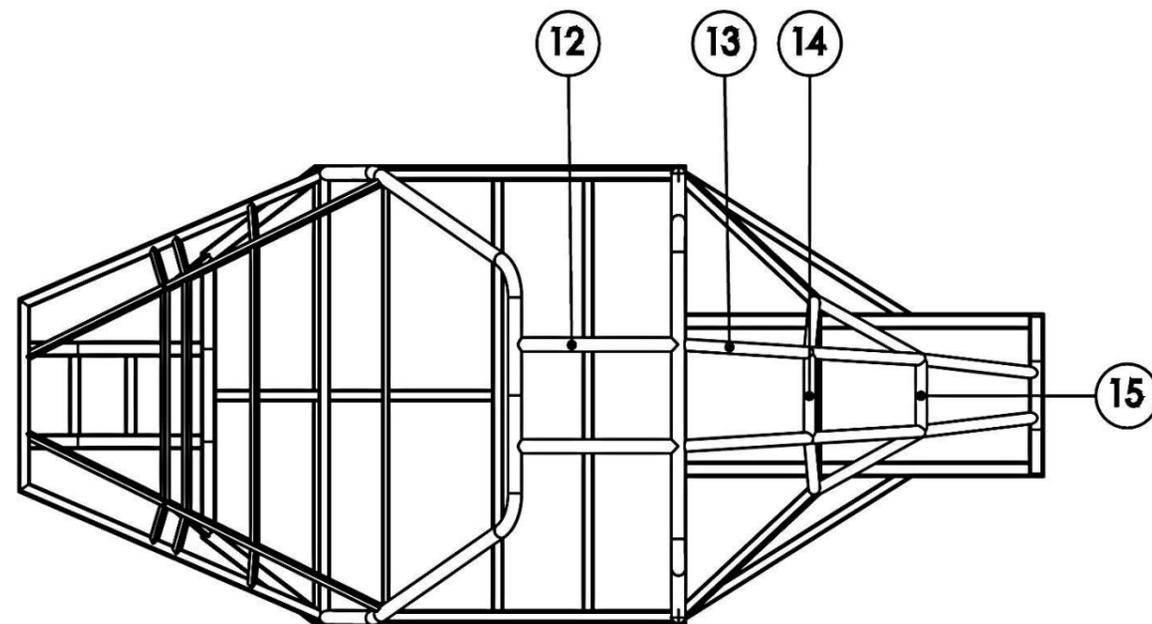
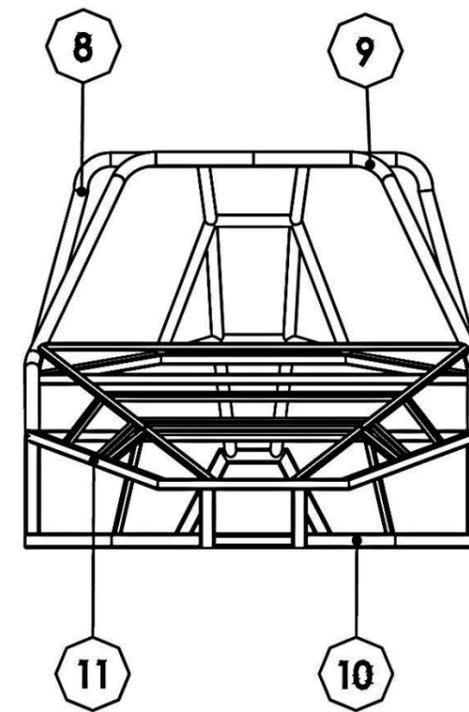
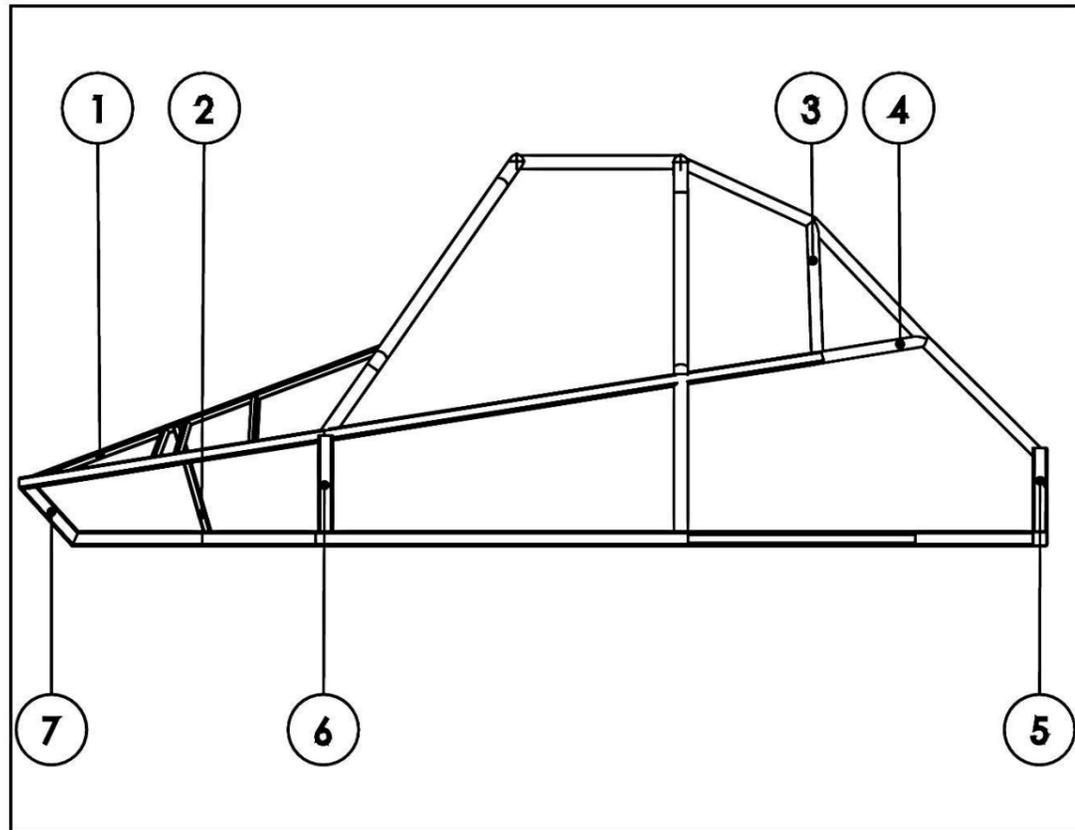
Sistema	Material	Cant.	Valor (c/u)	TOTAL
Estructura	Tubo redondo 1 ½ " x 2mm x 6 m	1	15.37	15.37
	Tubo redondo 1 " x 2mm x 6 m	2	10.37	20.74
	Tubo cuadrado 1" x 2 mm x 6m	2	12.54	25.08
	Tubo cuadrado ¾ " x 1.5 mm x 6m	2	8.61	17.22
	Plancha tol corrugado (aluminio)	1	120	120
	Plancha acero inoxidable	1	29.80	29.8
	Plancha de e=6mm	¼	192	48
	Eje de acero diámetro 20mmx500mm	1	20	20
Dirección	Junta cardan	1	25	25
	Mecanismo de dirección	1	30	30
	Volante deportivo	1	50	50
	Adaptador para volante	1	15	15
Motor	Filtro de aire grande	1	25	25
	Filtro de aire pequeño	1	5	5
	Silenciador de moto	1	50	50
	Cable del acelerador	1	20	20
	Cable del estrangulador	1	20	20
Suspensión	Amortiguador regulable pequeños	2	50	100
	Amortiguador auto regulable largos	2	65	130
Frenos	Discos pequeños delanteros	2	20	40
	Disco grande posterior	1	25	25
	Mordaza pequeña delantera	2	35	70
	Mordaza grande posterior	1	40	40
	Bomba de freno	1	45	45
	Cañería de freno	3	15	45
	Pedales	2	10	20
Transmisión	Rodillos manzana posterior	2	10	20
	Rodillo manzana delantera	2	5	10
	Juntas homocinéticas de corsa	2	80	160
	Cable push-pull	2	35	70
Electricidad	Batería 12V pequeña	1	50	50
	Manómetro de voltaje	1	35	35
	Ventilador	1	30	30
	Elementos eléctricos (cables, switch, bornes, terminales, soquet, etc)	1	120	120
	Faros	2	15	30
	Luces de freno	2	10	20
	Pito	2	5	10
Seguridad	Espejos	2	5	10
	Asiento de carreras	2	250	500
	Cinturón de 4 puntos	2	50	100
	Esponjas	4	5	20
Pintura	Fondo	1	10	10
	Pintura azul perlada ½ galón	1	60	60
Otros gastos	Pernos, tuercas, arandelas, prisioneros	--	100	100
	Varios no estimados	--	200	200
	Cuadrón YFM 200	1	1000	1000
			TOTAL	\$3606.21

ANEXO D

PLANOS



POS.	CANT.	DENOMINACIÓN.	MATERIAL.	NORMA.	NOTAS
Esca1a: 1:10	Fecha:	Calif.	 UNIVERSIDAD DEL AZUAY FACULTAD DE CIENCIA Y TECNOLOGIA		
ESTRUCTURA TUBULAR DEL BIPLAZA					
			Especialidad: IMA	Lamina: 1	



15	1	Tubo inferior antivuelco posterior	ASTM A-500B		Ø 1 1/4" x 2mm
14	1	Tubo superior antivuelco posterior	ASTM A-500B		Ø 1 1/4" x 2mm
13	2	Arco posterior antivuelco	ASTM A-500B		Ø 1 1/4" x 2mm
12	2	Tubo posterior	ASTM A-500B		Ø 1 1/4" x 2mm
11	1	Chasis superior	ASTM A-500B		□ 30x30 x 2mm
10	1	Chasis inferior	ASTM A-500B		□ 40x40 x 2mm
9	1	Arco frontal	ASTM A-500B		Ø 1 1/4" x 2mm
8	1	Arco principal	ASTM A-500B		Ø 1 1/2" x 2mm
7	2	Protector delantero	ASTM A-500B		□ 40x40 x 2mm
6	2	Parantes arco frontal	ASTM A-500B		□ 40x40 x 2mm
5	1	Protector Posterior	ASTM A-500B		□ 40x40 x 2mm
4	2	Tubo soporte de suspensión posterior	ASTM A-500B		Ø 1 1/4" x 2mm
3	2	Refuerzo antivuelco posterior	ASTM A-500B		Ø 1 1/4" x 2mm
2	2	Refuerzo anclaje de suspensión	ASTM A-500B		□ 20x20x2mm
1	2	Refuerzo frontal	ASTM A-500B		□ 20x20x2mm

POS.	CANT.	DENOMINACIÓN.	MATERIAL.	NORMA.	NOTAS.
------	-------	---------------	-----------	--------	--------

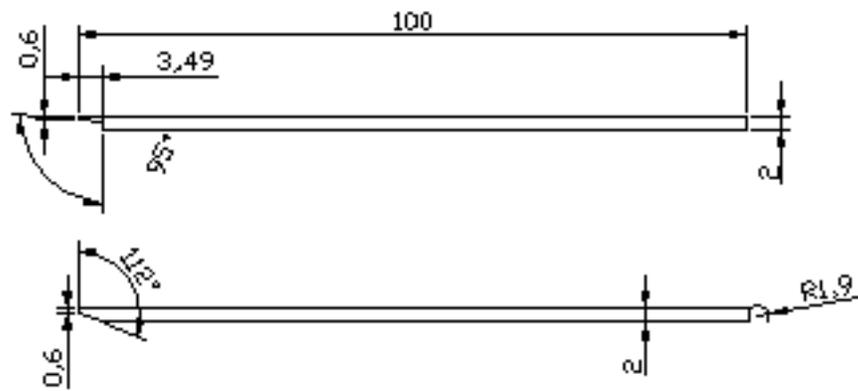
Escala: 1:10	Fecha:	Calif.	 UNIVERSIDAD DEL AZUAY FACULTAD DE CIENCIA Y TECNOLOGIA		
--------------	--------	--------	--	--	--

PARTES DE LA ESTRUCTURA

Dibujó: J. Villacís/P. Pauta Proyecto de Grado

Especialidad: IMA Lamina: 2

1



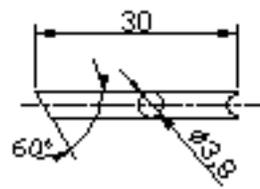
2



3



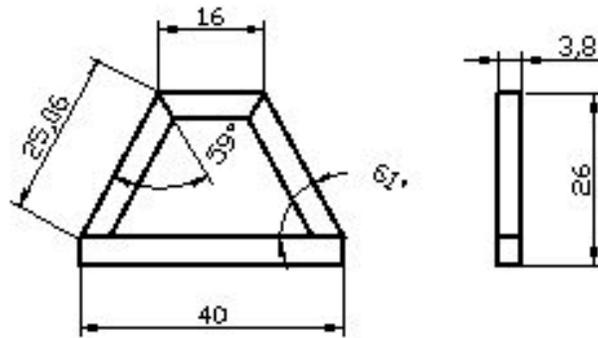
4



4	2	Tubo soporte de suspensión posterior	ASTM A-500 B		$\varnothing 1\frac{1}{2} \times 2\text{mm}$
3	2	Refuerzo antivuelco posterior	ASTM A-500 B		$\varnothing 1\frac{1}{2} \times 2\text{mm}$
2	2	Refuerzo anclaje de suspensión	ASTM A-500 B		20 x 20 x 2mm
1	2	Refuerzo frontal	ASTM A-500 B		20 x 20 x 2mm

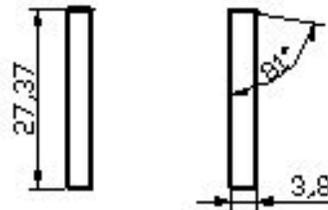
Pos.	CANT.	DENOMINACION	MATERIAL	NORMA	NOTAS		
Escala: 1:70		Fecha: 20/Mayo/11	Calif.:	 UNIVERSIDAD DEL AZUAY FACULTAD DE CIENCIA Y TECNOLOGIA			
ESTRUCTURA TUBULAR			Dibujó: J. Vilacís/P. Pauta			Proyecto de Grado	
			Especialidad: IMA			Lámina: 3	

5

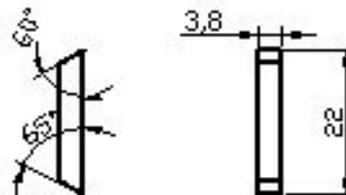


Unidades	Tipo de perfil
4	□ 40x40x2mm

6



7



7	2	Protector delantero	ASTM A-500 B		□ 40x40x2mm
6	2	Parantes arco frontal	ASTM A-500 B		□ 40x40x2mm
5	1	Protector posterior	ASTM A-500 B		□ 40x40x2mm
POS.	CANT	DENOMINACION	MATERIAL	NORMA	NOTAS

Escala: 1:10 Fecha: 20/Mayo/11 Calif.:



UNIVERSIDAD DEL AZUAY
FACULTAD DE CIENCIA Y TECNOLOGIA

ESTRUCTURA TUBULAR

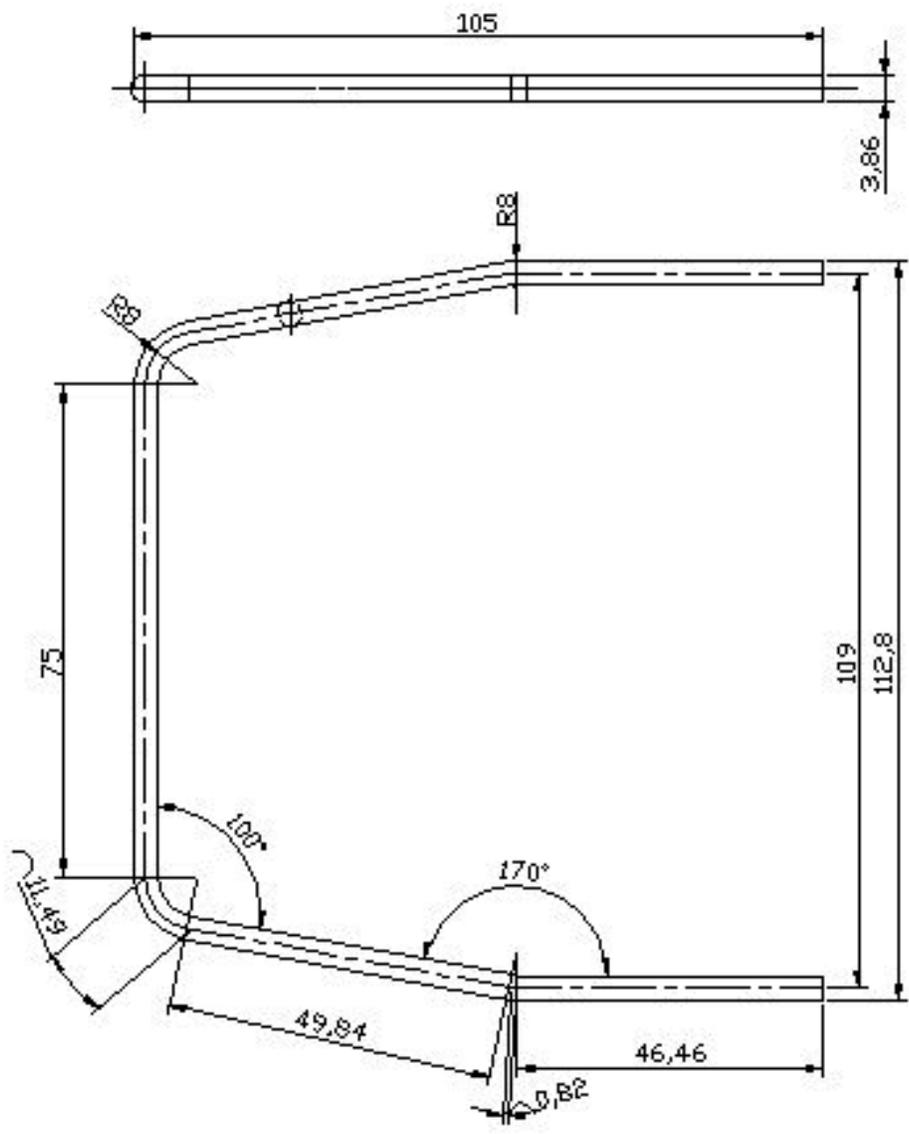
Dibujó: J. Villacís/P. Pauta

Proyecto de Grado

Especialidad: IMA

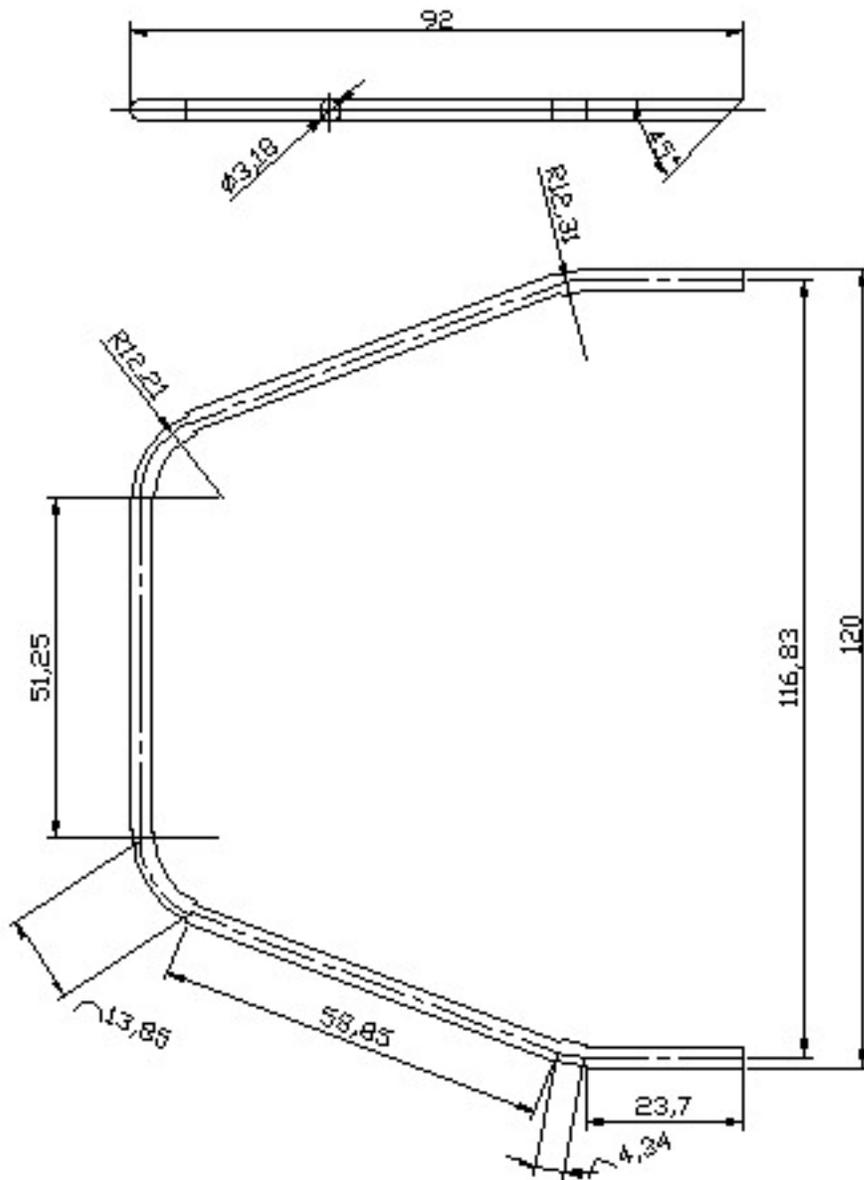
Lámina: 4

8



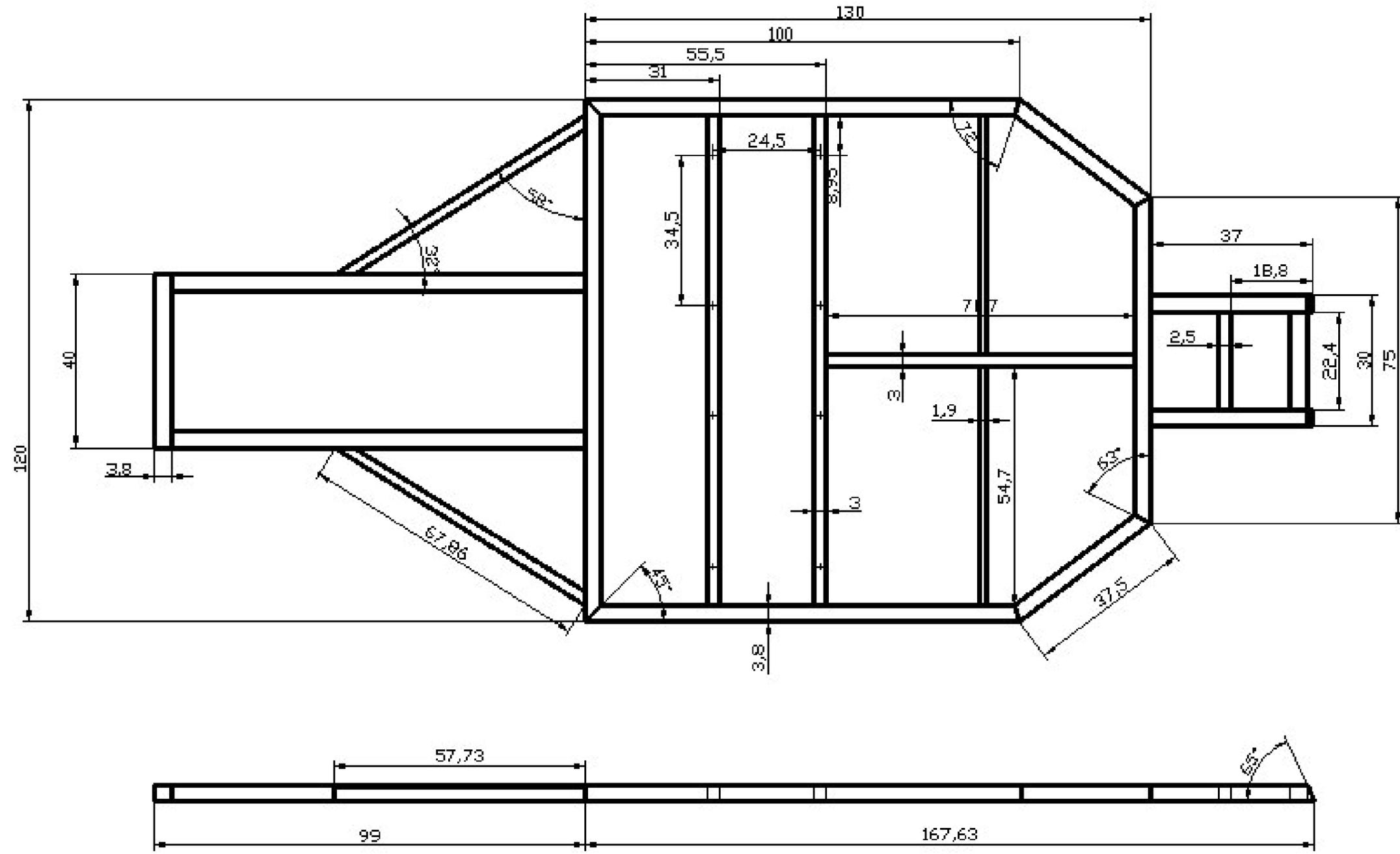
8	1	Arco principal	ASTMA-500 B		$\varnothing 1\frac{1}{2} \times 2\text{mm}$
POS.	CANT	DENOMINACION	MATERIAL	NORMA	NOTAS
Escala: 1:10		Fecha: 20 Mayo 11	Calif.:		
ESTRUCTURA TUBULAR			 UNIVERSIDAD DEL AZUAY FACULTAD DE CIENCIA Y TECNOLOGIA		
			Dibujó: J. Villacís/P. Pauta		Proyecto de Grado
			Especialidad: IMA	Lámina: 5	

9



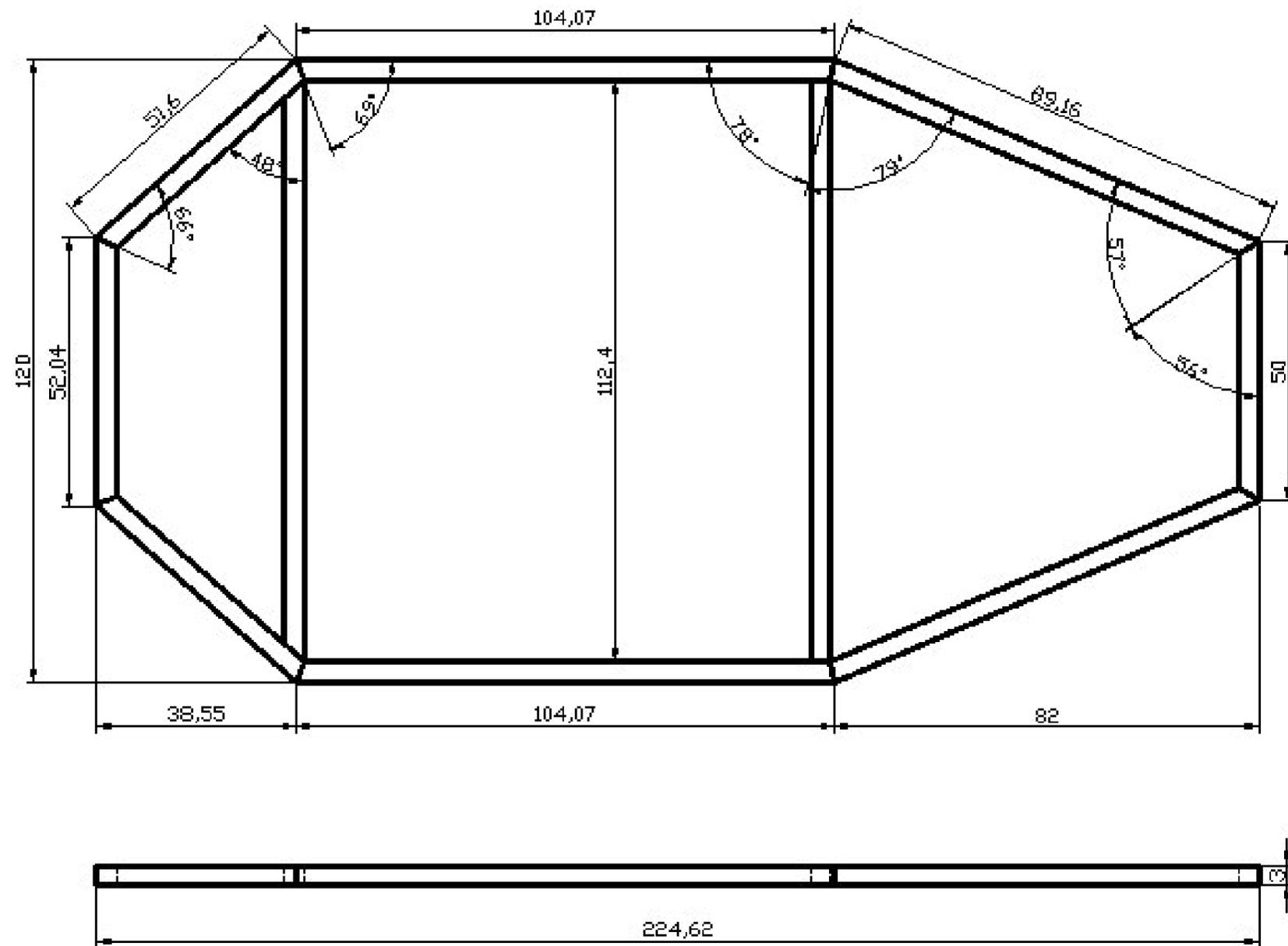
9	1	Arco frontal	ASTMA-500 B		Ø 1½" x 2mm
POB.	CANT	DENOMINACION	MATERIAL	NORMA	NOTAS
Escala: 1:10		Fecha: 20 Mayo '17	Calif.:	 UNIVERSIDAD DEL AZUAY FACULTAD DE CIENCIA Y TECNOLOGIA	
ESTRUCTURA TUBULAR			Dibujo: J. Villocis/P. Pauta		
			Especialidad: IMA	Lámina: 6	

10



Unidades	Tipo de perfil
12	□ 40x40x2mm
3	□ 30x30x2mm
3	□ 25x25x2mm
2	□ 20x20x1.5mm

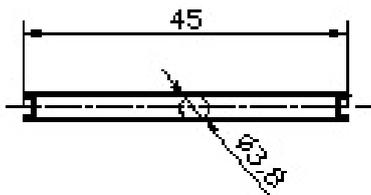
10	1	Chasis inferior	ASTM A-500 GB		
POS.	CANT.	DENOMINACION	MATERIAL	NORMA	NOTAS
Escala: 1:10		Fecha: 20/Mayo/11	Calf.:		
ESTRUCTURA TUBULAR			UNIVERSIDAD DEL AZUAY FACULTAD DE CIENCIA Y TECNOLOGIA		
			Dibujó: J. Viana/P. Paula		Proyecto de Grado
			Especialidad: MA	Lámina: 7	



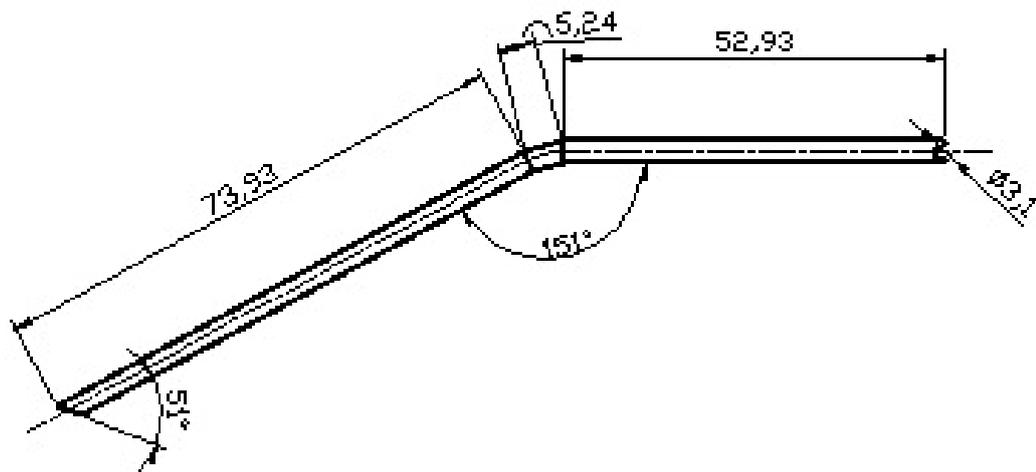
Unidades	Tipo de perfil
10	□ 30x30x2mm

11	1	Chasis superior	ASTMA-500 GB		
POS.	CANT.	DENOMINACION	MATERIAL	NORMA	NOTAS
Escala: 1:10	Fecha: 20/Mayo/11	Calif.:	 UNIVERSIDAD DEL AZUAY FACULTAD DE CIENCIA Y TECNOLOGIA		
ESTRUCTURA TUBULAR					
			Especialidad: MA	Lamina: 8	

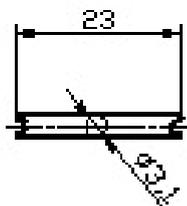
12



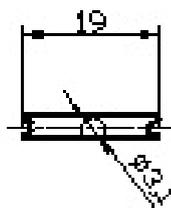
13



14



15



15	1	Tubo inferior antivuelco posterior	ASTM A-500 B		$\varnothing 1 \frac{1}{4} \times 2\text{mm}$
14	1	Tubo superior antivuelco posterior	ASTM A-500 B		$\varnothing 1 \frac{1}{4} \times 2\text{mm}$
13	2	Arco posterior antivuelco	ASTM A-500 B		$\varnothing 1 \frac{1}{4} \times 2\text{mm}$
12	2	Tubo superior	ASTM A-500 B		$\varnothing 1 \frac{1}{4} \times 2\text{mm}$

POS.	CANT.	DENOMINACION	MATERIAL	NORMA	NOTAS
------	-------	--------------	----------	-------	-------

Escala: 1:10 Fecha: 20 Mayo 97 Calif.:



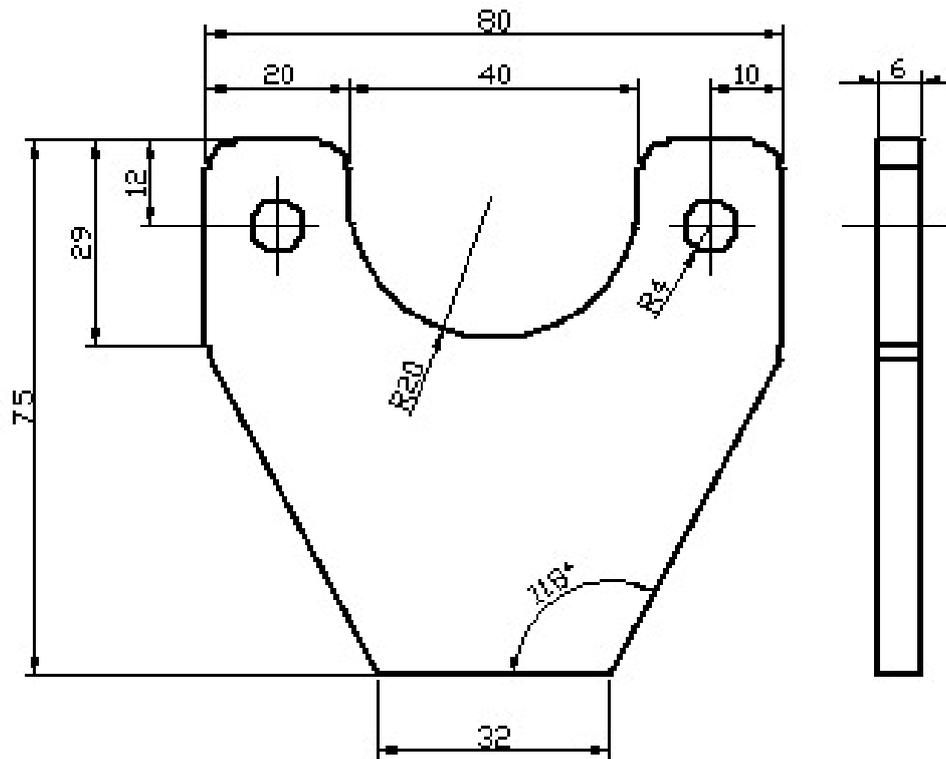
UNIVERSIDAD DEL AZUAY
FACULTAD DE CIENCIA Y TECNOLOGIA

ESTRUCTURA TUBULAR

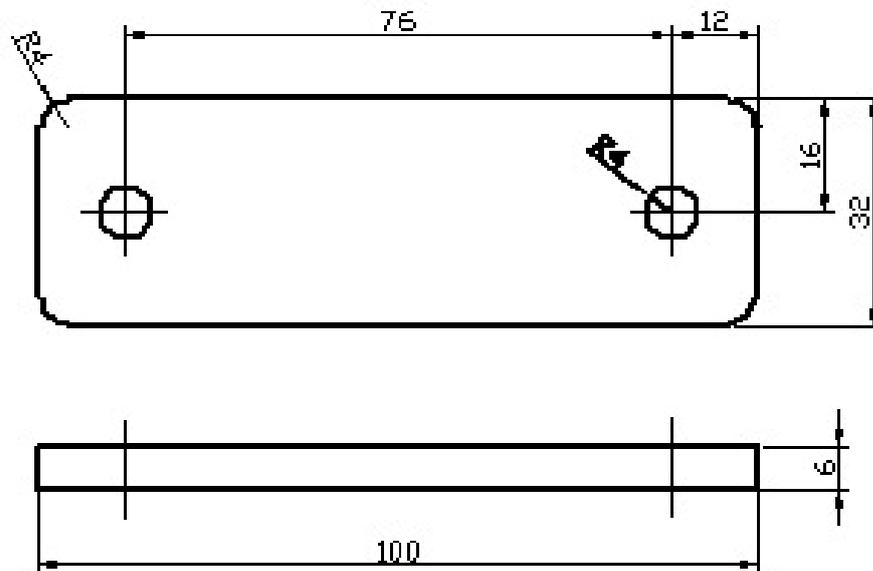
Dibujó: J. Vilcoba/P. Paula Proyecto de Grado

Especialidad: NM Lámina: 8

A

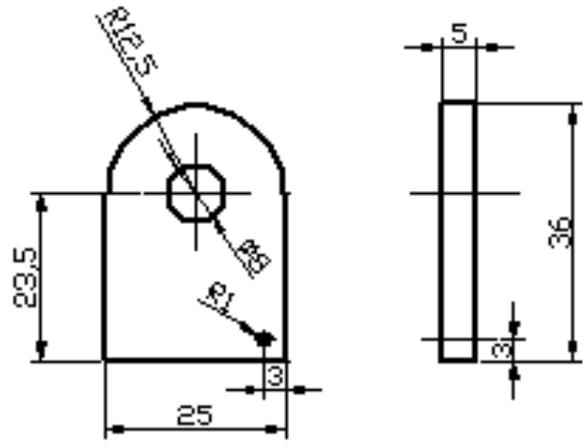


B

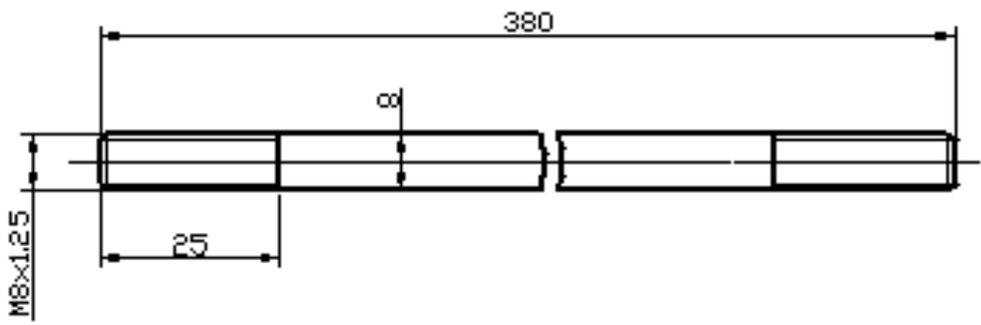


B	1	Platina del soporte de bomba de freno	ASTM A-36		
A	1	Soporte bomba de freno	ASTM A-36		
POB.	CANT.	DENOMINACION	MATERIAL	NORMA	NOTAS
Escala: 1:1		Fecha: 20/May/11	Calf.:		
SOPORTE BOMBA DE FRENO			 UNIVERSIDAD DEL AZUAY FACULTAD DE CIENCIA Y TECNOLOGIA		
			Dibujó: J. Villalba/P. Paula		Proyecto de Grado
			Especialidad: MA		Lámina: 10

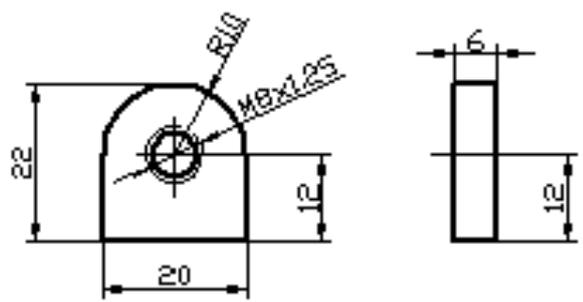
A



B



C



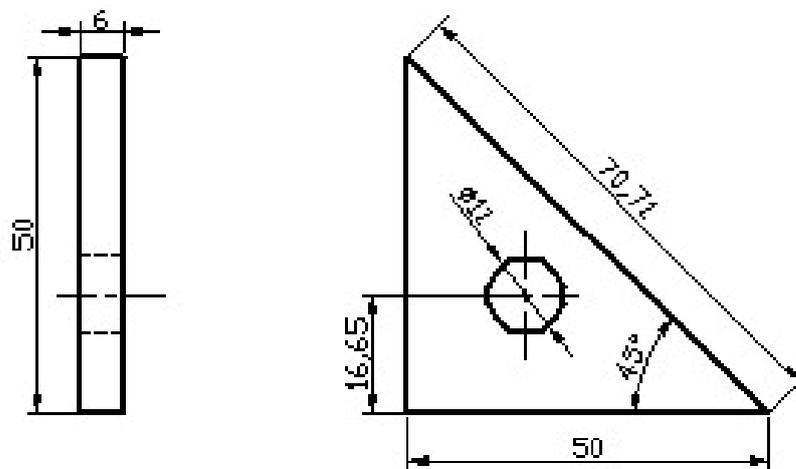
C	2	Platina del perno tope de los pedales	ASTMA-36		
B	1	Eje soporta pedales	Acero plata		Ø 8mm x 40mm
A	3	Soporte del eje de los pedales	ASTMA-36		
POS.	CANT.	DENOMINACION	MATERIAL	NORMA	NOTAS

Escala:?? Fecha: 20Mayo/11 Calif.:
SOPORTE DE PEDALES

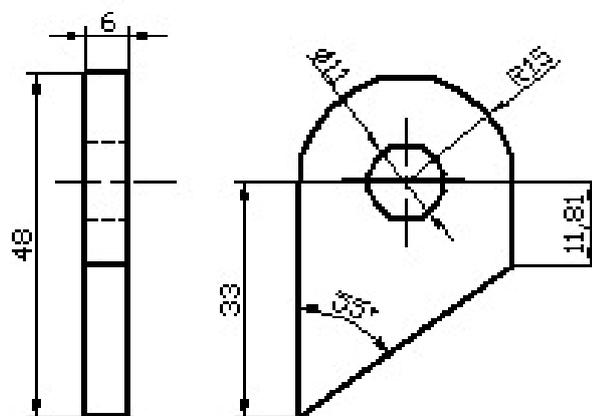

UNIVERSIDAD DEL AZUAY
 FACULTAD DE CIENCIA Y TECNOLOGIA

Dibujó: J. Villacís/P. Paula Proyecto de Grado
 Especialidad: MA Lámina: 11

A

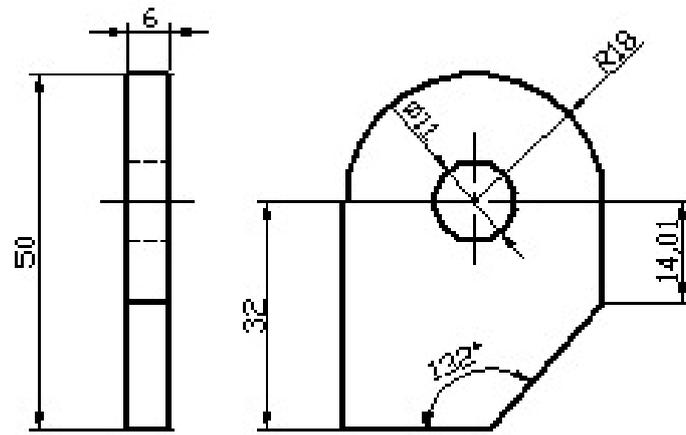


B

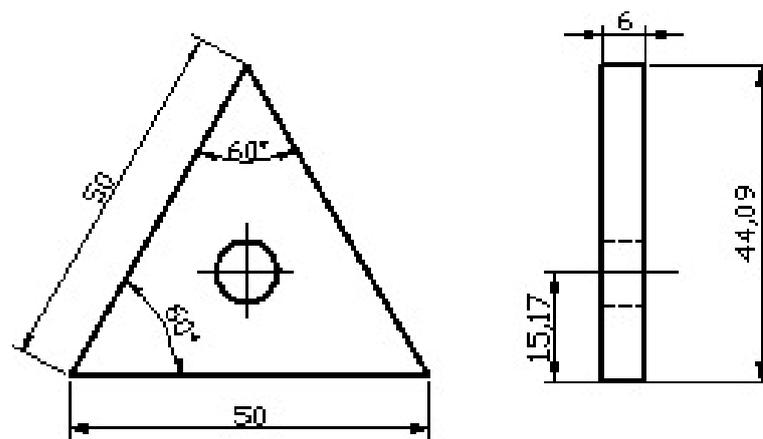


B	2	Elemento de sujeción cinturón parte central	ASTMA-36		
A	2	Elemento de sujeción cinturón parte lateral	ASTMA-36		
POS.	CANT.	DENOMINACION	MATERIAL	NORMA	NOTAS
Escala: 7:7		Fecha: 20/04/17	Calif.:		
ELEMENTOS DE SUJECIÓN			 UNIVERSIDAD DEL AZUAY FACULTAD DE CIENCIA Y TECNOLOGIA		
			Dibujó: J. Villacsa/P. Pouta		Proyecto de Grado
			Especialidad: M4	Lámina: 12	

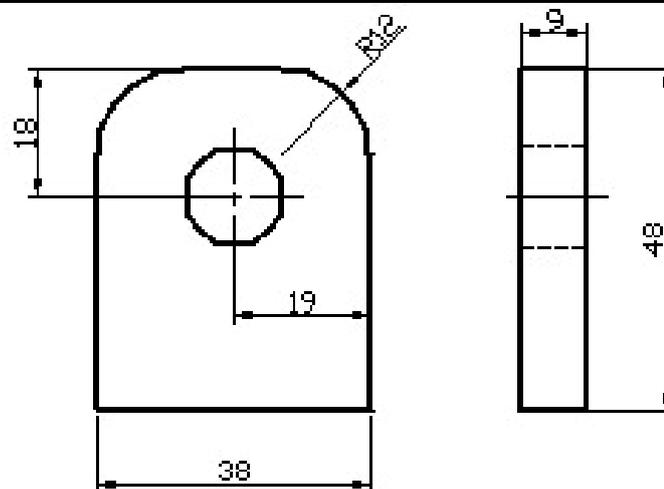
A



B



C



C	12	Elemento de sujeción platos de suspensión	ASTM A-36		
B	2	Elemento de sujeción espejo	ASTM A-36		
A	2	Elemento de sujeción cinturón parte superior	ASTM A-36		
POS.	CANT.	DENOMINACION	MATERIAL	NORMA	NOTAS

Escala: 1:1 Fecha: 20/Mayo/22 Calif.:



UNIVERSIDAD DEL AZUAY
FACULTAD DE CIENCIA Y TECNOLOGIA

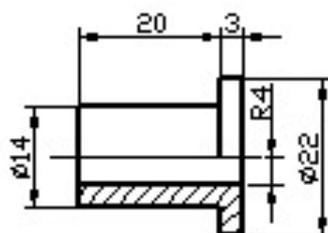
ELEMENTOS DE SUJECIÓN

Dibujó: J. Villacra/P. Panta Proyecto de Grado

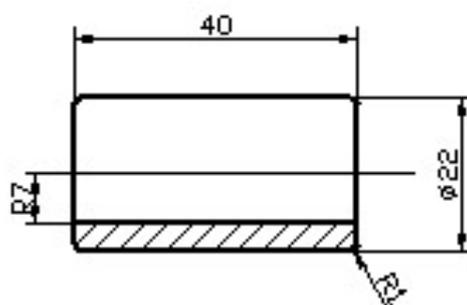
Especialidad: MA

Lámina: 13

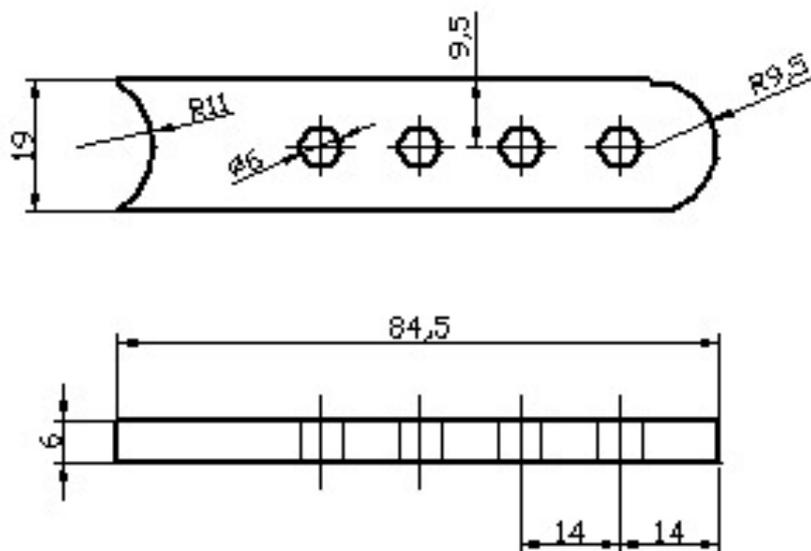
A



B



C



C	1	Platina de calibración del cable de cambios	ASTM A-36		
B	1	Buje soporte de la palanca de cambios	ASTM B-50		
A	2	Bujes del soporte de la palanca de cambios	Grilón negro		
POS.	CANT.	DENOMINACION	MATERIAL	NORMA	NOTAS

Escala: 7:1 Fecha: 20/Mayo/17 Calif.:



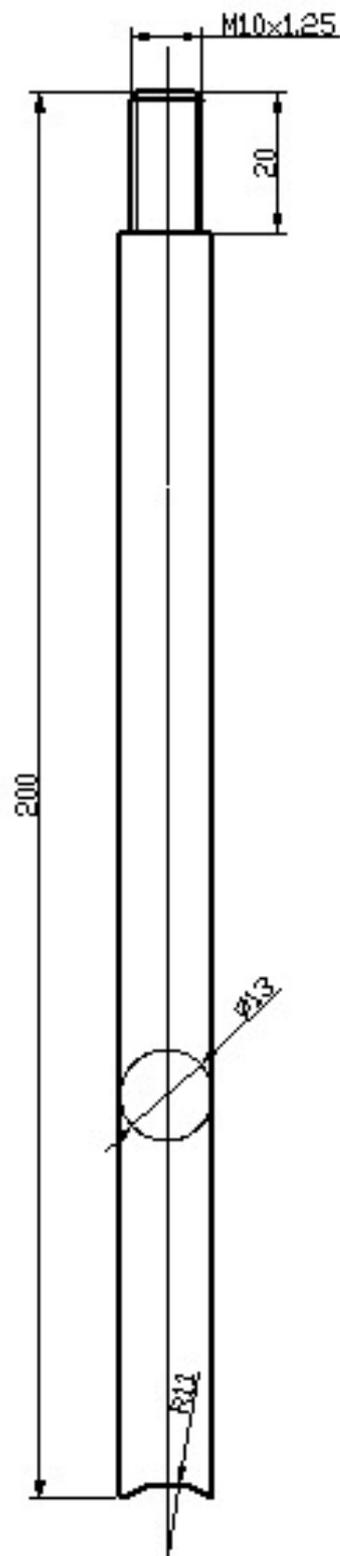
UNIVERSIDAD DEL AZUAY
FACULTAD DE CIENCIA Y TECNOLOGIA

**PARTES DE LA PALANCA
DE CAMBIOS**

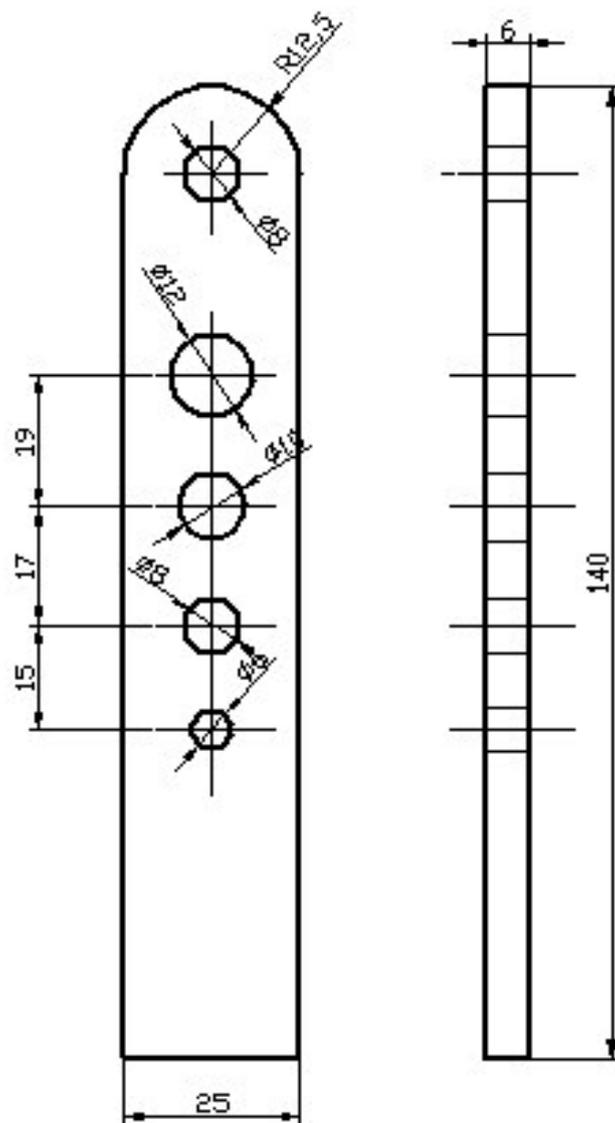
Dibujó: J. Viquec/P. Pantoja Proyecto de Grado

Especialidad: MA

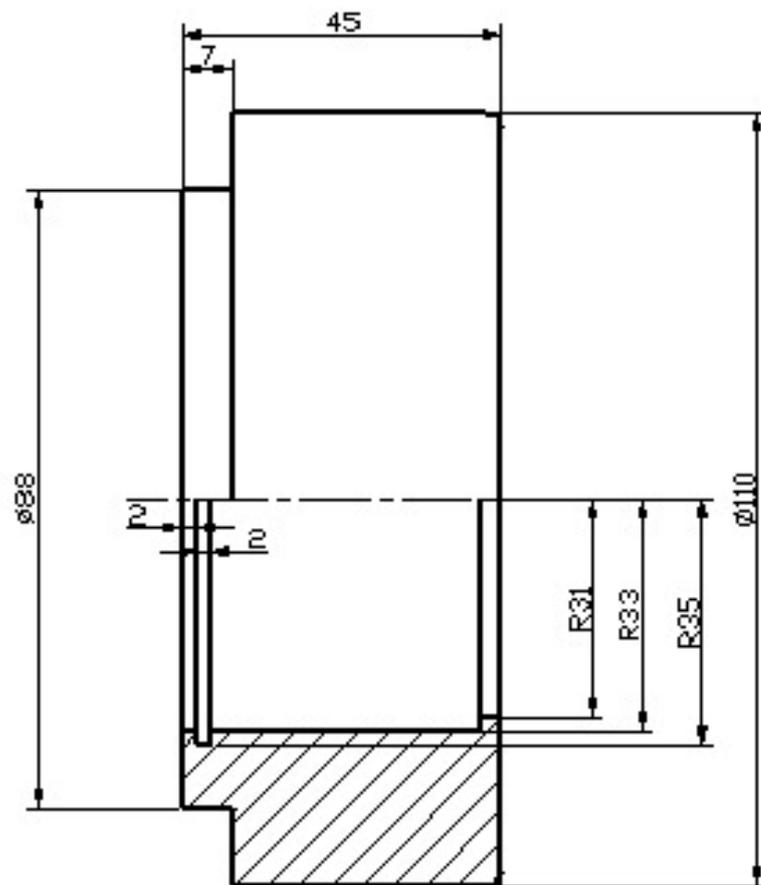
Lámina: 14



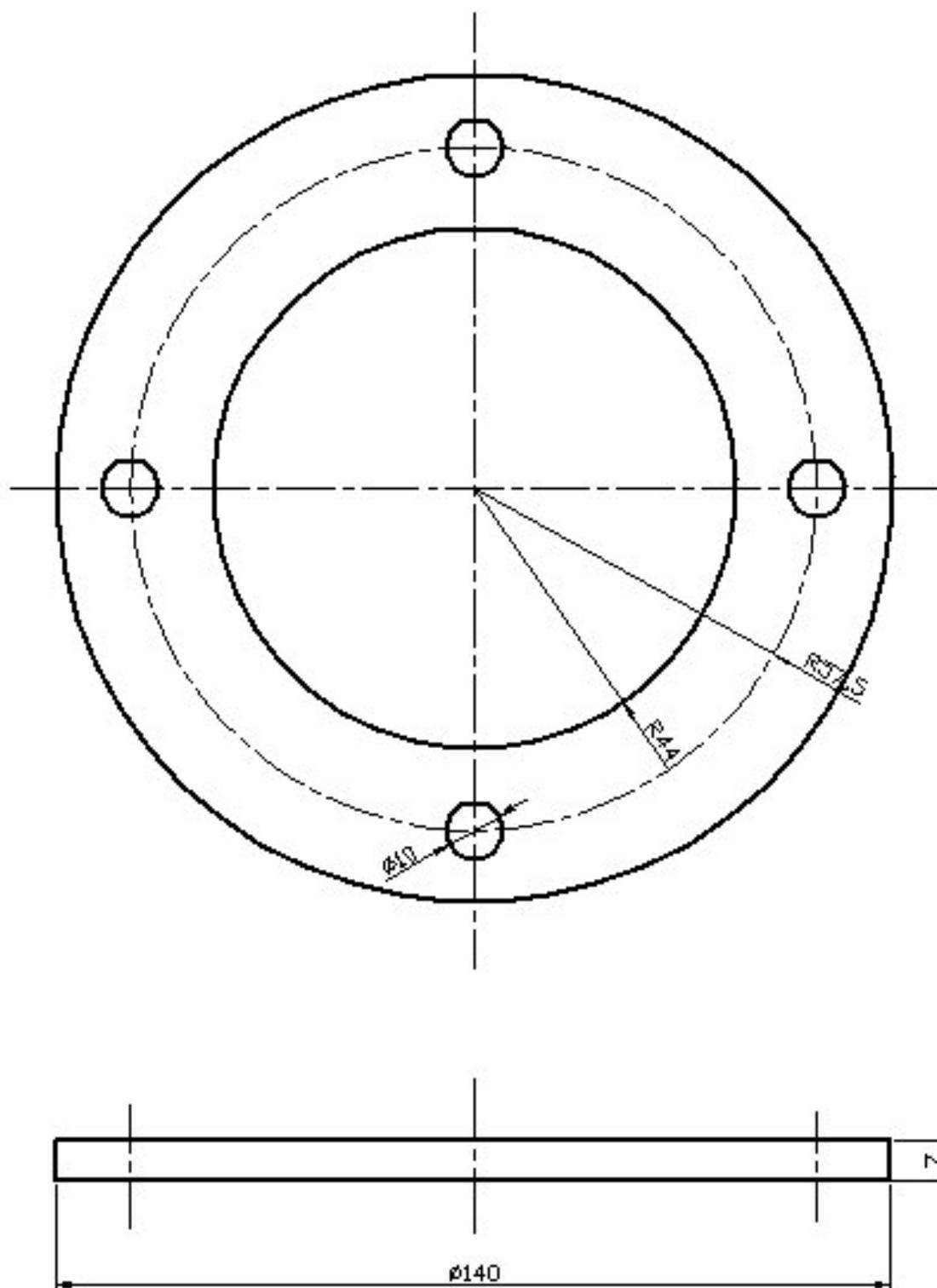
	1	Eje de la palanca de cambios	ASTM B - 50		
POS.	CANT.	DENOMINACION	MATERIAL	NORMA	NOTAS
Escala: 1:1		Fecha: 20Mayo77	Dibujó: J. Villalba/P. Pauta		
		 UNIVERSIDAD DEL AZUAY FACULTAD DE CIENCIA Y TECNOLOGIA			Proyecto de Grado
		PARTES DE LA PALANCA DE CAMBIOS		Especialidad: MA	Lámina: 15



	2	Soporte de la palanca de cambios	ASTMA -36		
POS.	CANT.	DENOMINACION	MATERIAL	NORMA	NOTAS
Escala: 1:1	Fecha: 20 Mayo/11	Calif.:	 UNIVERSIDAD DEL AZUAY FACULTAD DE CIENCIA Y TECNOLOGIA		
PARTES DE LA PALANCA DE CAMBIOS					
			Especialidad: IMA	Lámina: 16	

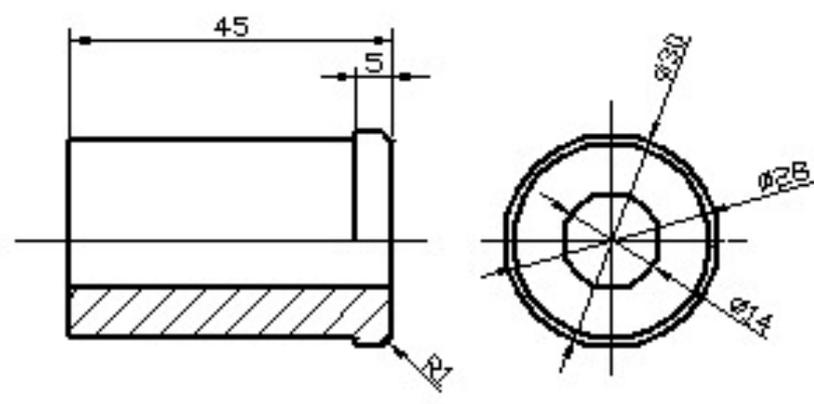


	2	Soporte del rodillo de transmisión	Acero DF2		
POS.	CANT.	DENOMINACION	MATERIAL	NORMA	NOTAS
Escala: 1:1	Fecha: 20/Mayo/11	Calif.:	 UNIVERSIDAD DEL AZUAY FACULTAD DE CIENCIA Y TECNOLOGIA		
MANGUETA POSTERIOR					
			Especialidad: IMA Lámina: 17		

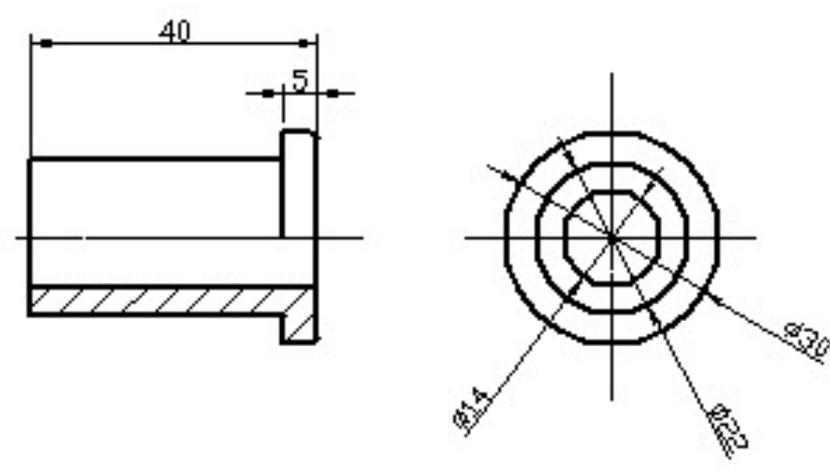


	2	Arandela de la mangueta posterior	Acero DF2		
POS.	CANT.	DENOMINACION	MATERIAL	NORMA	NOTAS
Escala: 1:1	Fecha: 20/Mayo/11	Calif.:	 UNIVERSIDAD DEL AZUAY FACULTAD DE CIENCIA Y TECNOLOGIA		
MANGUETA POSTERIOR					
			Especialidad: IMA	Lámina: 18	

A

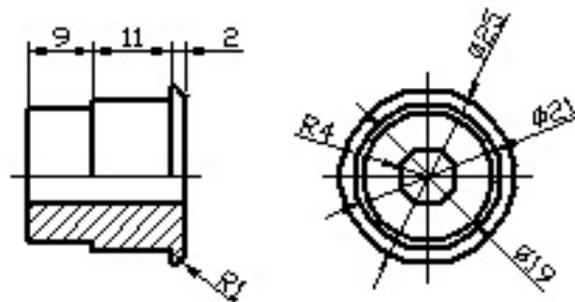


B

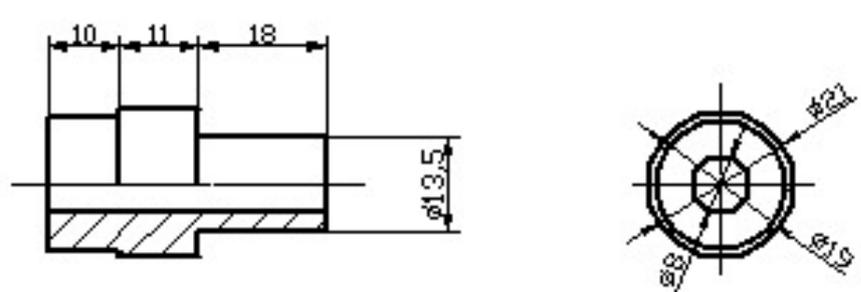


B	4	Bujes plato anterior	Grión negro		
A	8	Bujes plato posterior	Grión negro		
POS.	CANT.	DENOMINACION	MATERIAL	NORMA	NOTAS
Escala: 1:1	Fecha: 20/Mayo/11	Calif.:	 UNIVERSIDAD DEL AZUAY FACULTAD DE CIENCIA Y TECNOLOGIA		
BUJES DE PLATOS					
			Especialidad: IMA	Lámina: 19	

A



B



B	2	Bujes del pedal del freno	Grilón negro		
A	2	Bujes del pedal del acelerador	Grilón negro		
POS.	CANT.	DENOMINACION	MATERIAL	NORMA	NOTAS

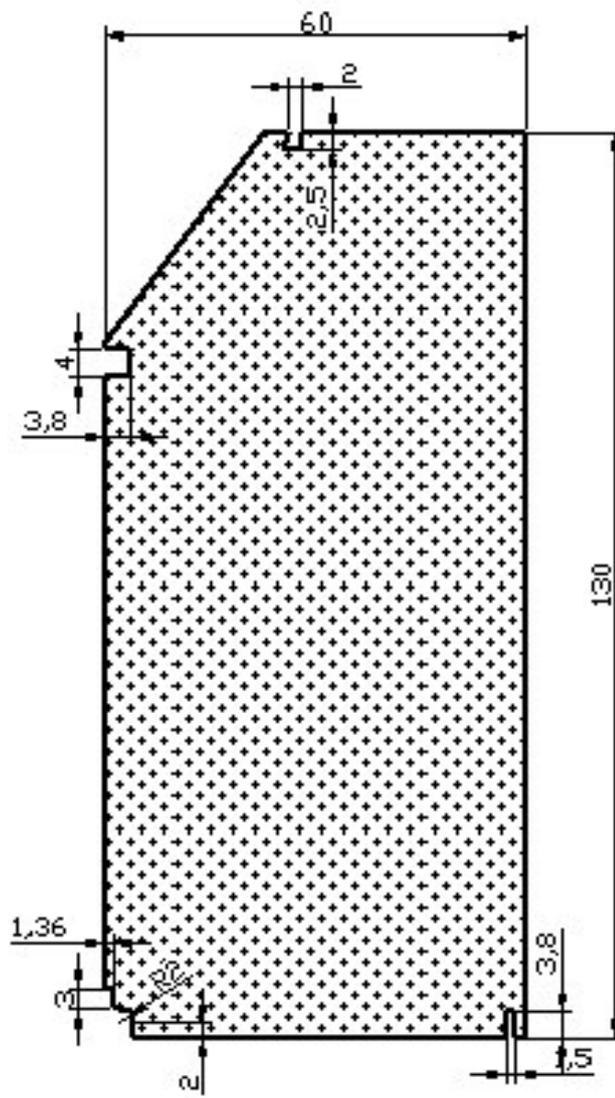
Escala: 1:1 Fecha: 20Mayo17 Calif.:


UNIVERSIDAD DEL AZUAY
 FACULTAD DE CIENCIA Y TECNOLOGIA

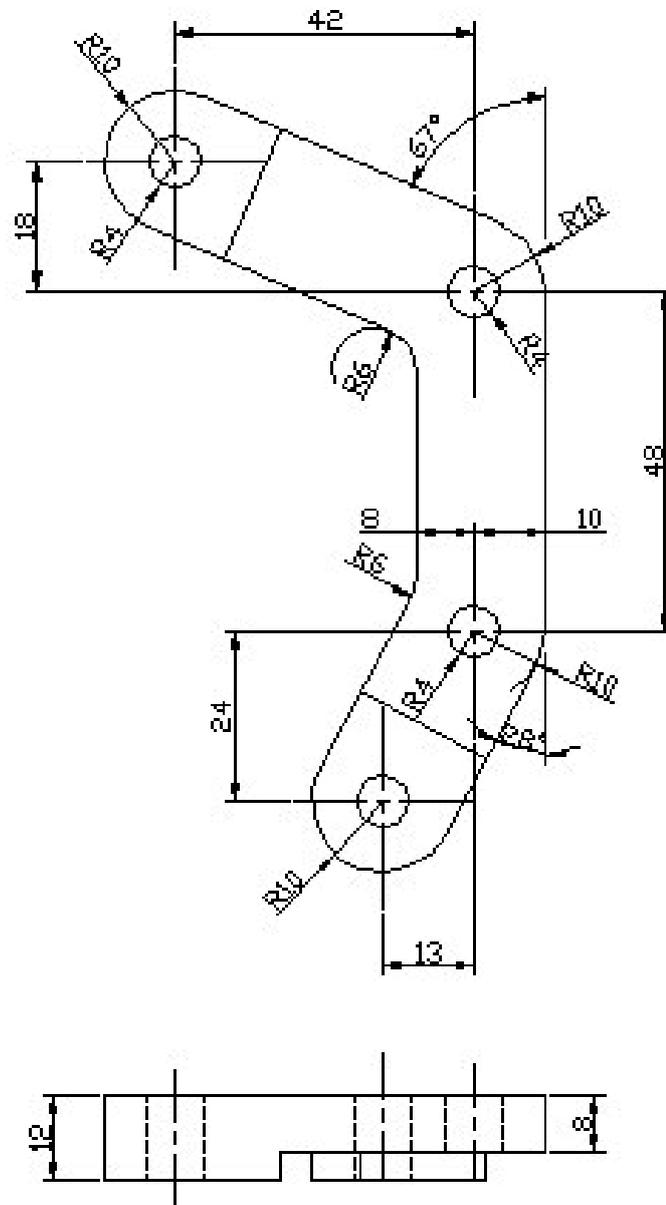
BUJES DE PEDALES

Dibujó: J. Villacís / P. Paula Proyecto de Grado

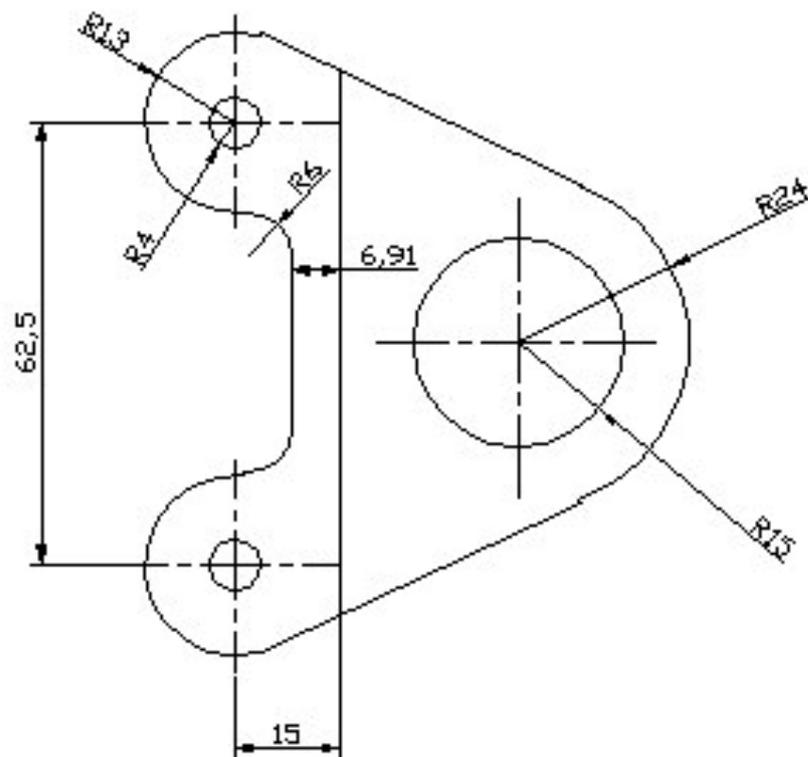
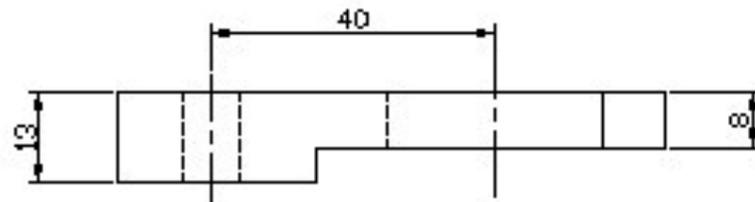
Especialidad: IMA Lámina: 20



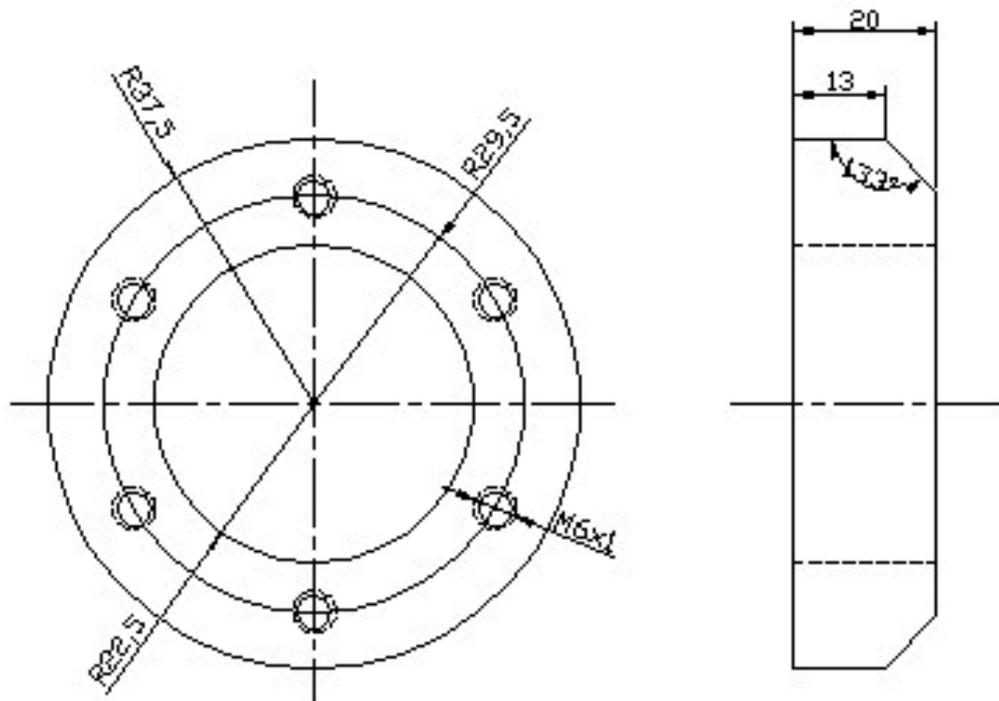
	2	Piso	Aluminio		Espesor = 1.5mm
POS.	CANT.	DENOMINACION	MATERIAL	NORMA	NOTAS
Escala: 1:1		Fecha: 20/Mayo/11	Calif.:	 UNIVERSIDAD DEL AZUAY FACULTAD DE CIENCIA Y TECNOLOGIA	
SUELO DEL CHASIS			Dibujo: J. Villacís/P. Paula		
			Especialidad: IMA		Lámina: 21



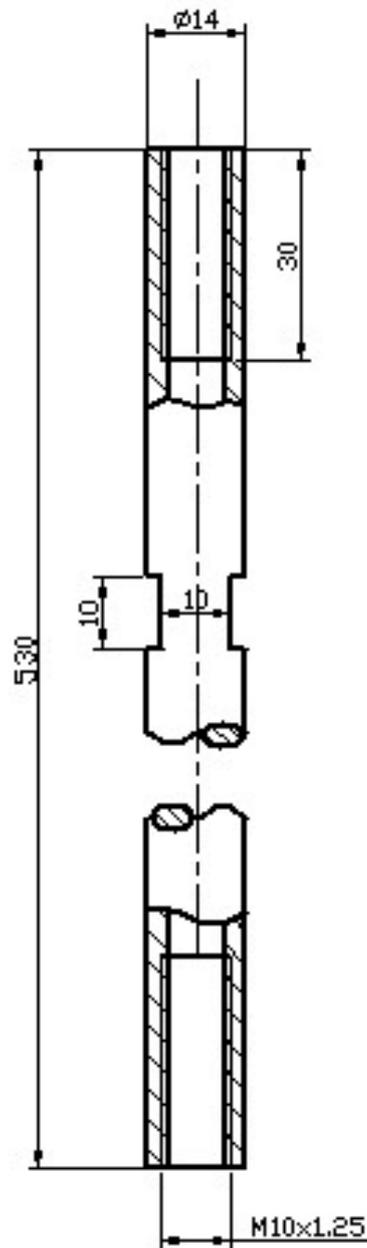
	1	Porta mordaza posterior	ASTM A-36		
POS.	CANT.	DENOMINACIÓN	MATERIAL	NORMA	NOTAS
Escala: 1:1	Fecha: 20/Mayo/11	Calif.:	 UNIVERSIDAD DEL AZUAY FACULTAD DE CIENCIA Y TECNOLOGIA		
<i>PORTA MORDAZA</i>					
			Especialidad: IMA	Lámina: 22	



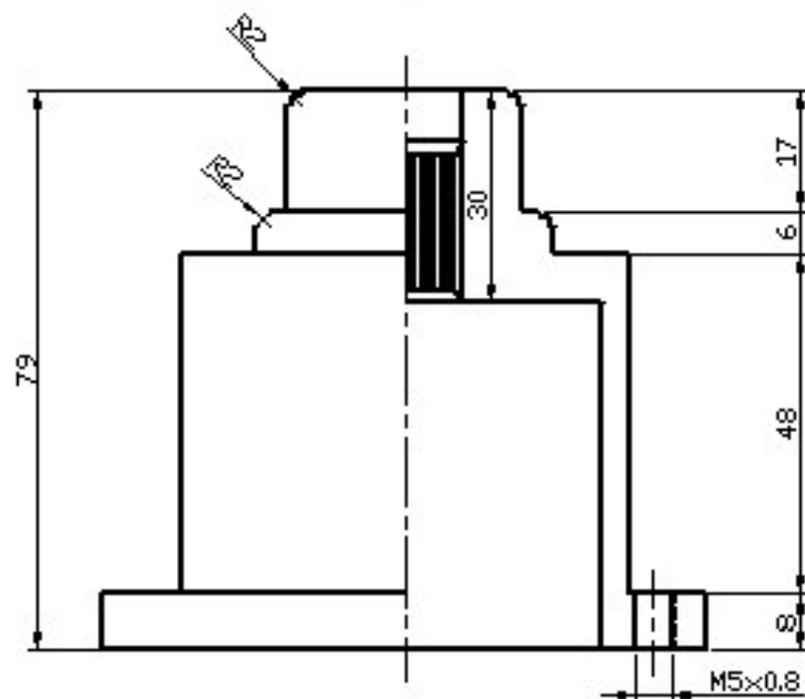
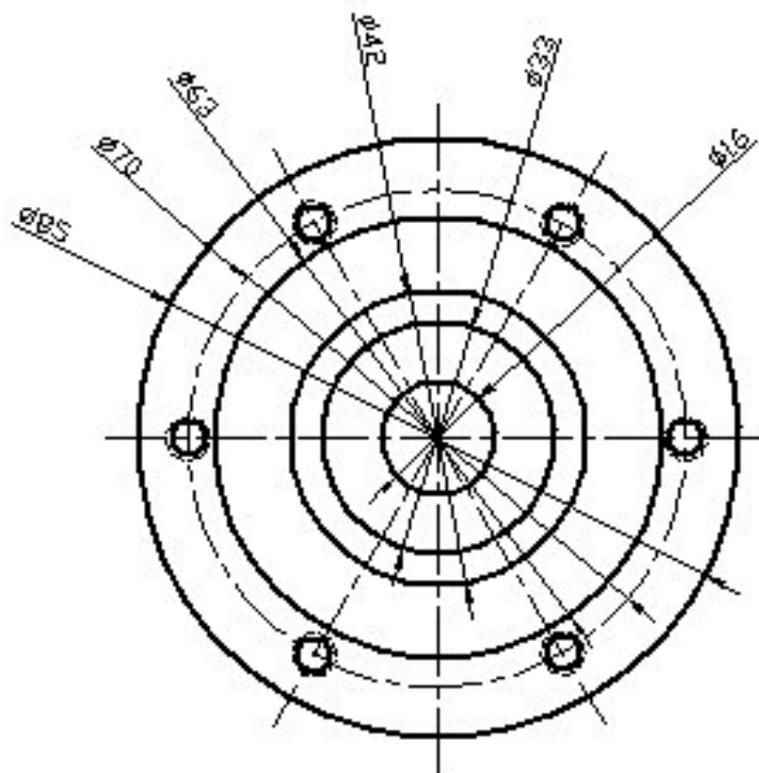
	2	Porta mordaza delantero	ASTM A-36		
POS.	CANT.	DENOMINACION	MATERIAL	NORMA	NOTAS
Escala: 1:1	Fecha: 20 Mayo/11	Calif.:	 UNIVERSIDAD DEL AZUAY FACULTAD DE CIENCIA Y TECNOLOGIA		
<h2>PORTA MORDAZAS</h2>					
			Especialidad: IMA	Lámina: 23	



	2	Eje porta disco de freno	Aluminio		
POS.	CANT.	DENOMINACION	MATERIAL	NORMA	NOTAS
Escala: 1:1		Fecha: 20Mayo11	Caltf.:		
PORTA DISCO DE FRENOS			 UNIVERSIDAD DEL AZUAY FACULTAD DE CIENCIA Y TECNOLOGIA		
			Dibujó: J. Villacra/P. Paula		Proyecto de Grado
			Especialidad: IMA	Lámina: 24	

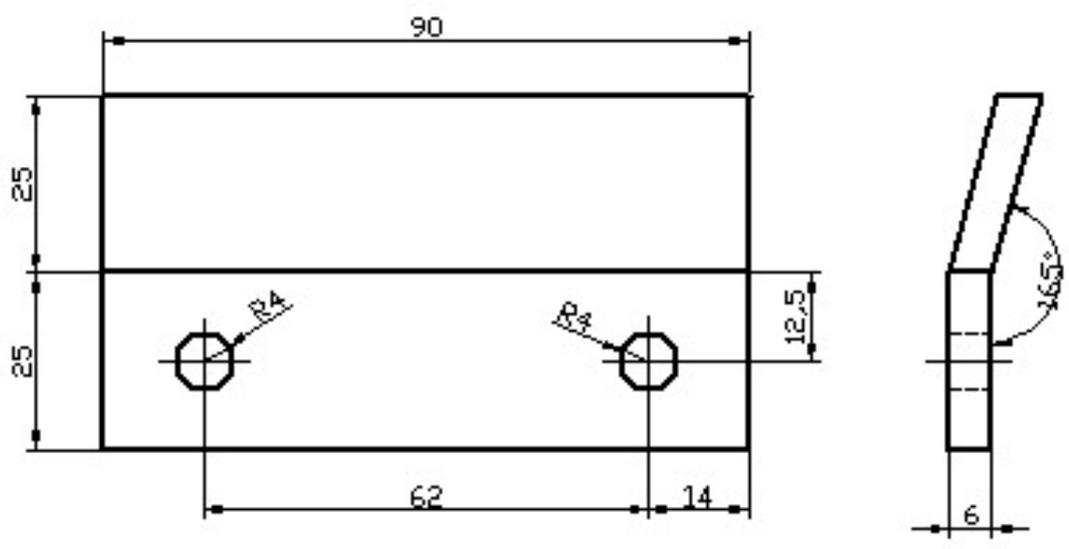


	2	Barra de la dirección	ASTM A-500 GB		
POS.	CANT.	DENOMINACION	MATERIAL	NORMA	NOTAS
Escala: 1:1		Fecha: 20/Mayo/17	Calif.:	 UNIVERSIDAD DEL AZUAY FACULTAD DE CIENCIA Y TECNOLOGIA	
TIRANTERIA DE LA DIRECCION			Dibujó: J. Vilcaes/P. Pauta Proyecto de Grado		
			Especialidad: IMA Lámina: 25		

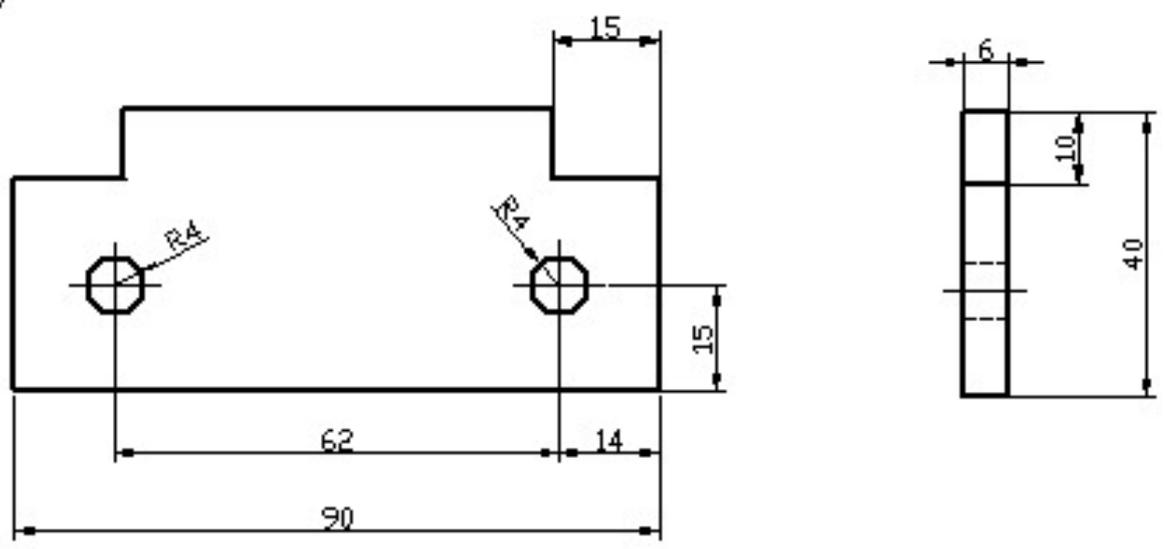


	1	Adaptador volante	Aluminio		
Pos.	CANT.	DENOMINACION	MATERIAL	NORMA	NOTAS
Escala: 1:1	Fecha: 20/Mayo/11	Calif.:	 UNIVERSIDAD DEL AZUAY FACULTAD DE CIENCIA Y TECNOLOGIA		
ADAPTADOR					
			Especialidad: IMA	Lámina: 26	

(A)



(B)



POS.	CANT.	DENOMINACION	MATERIAL	NORMA	NOTAS
B	1	Pletina de sujeción inferior	ASTMA-36		
A	1	Pletina superior de sujeción	ASTMA-36		

Escala: 1:1 Fecha: 20 Mayo/11 Calif.: 1

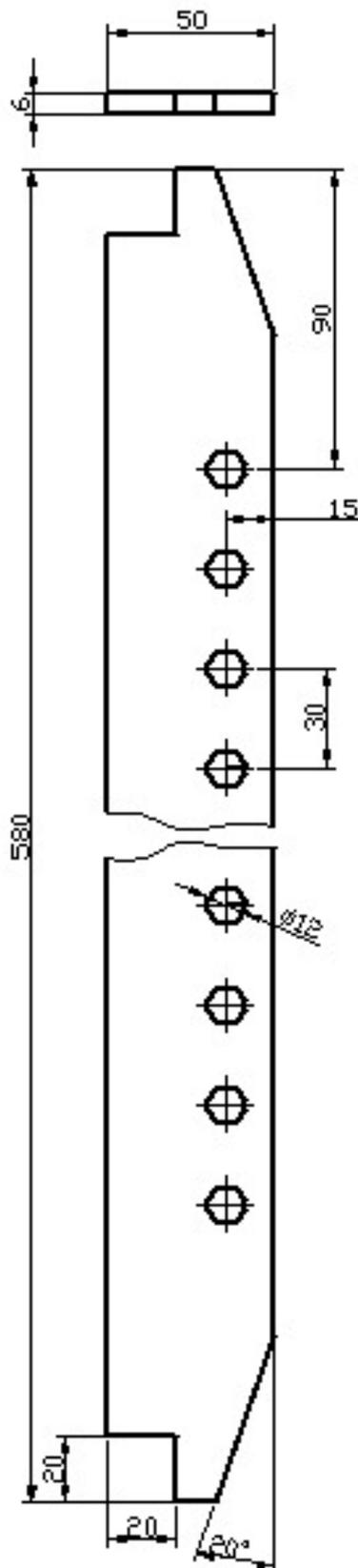
**ELEMENTOS DE SUJECIÓN
ÁRBOL DE DIRECCIÓN**



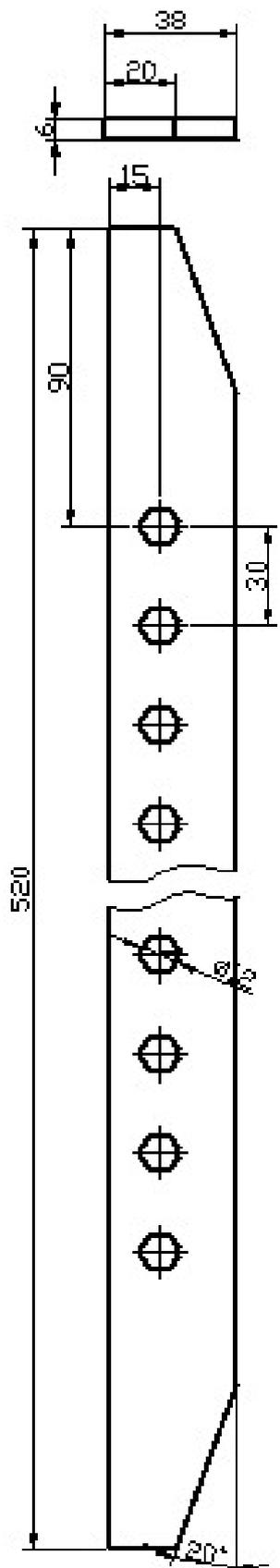
UNIVERSIDAD DEL AZUAY
FACULTAD DE CIENCIA Y TECNOLOGÍA

Dibujó: J. Villacís/P. Paula Proyecto de Grado

Especialidad: IMA Lámina: 27

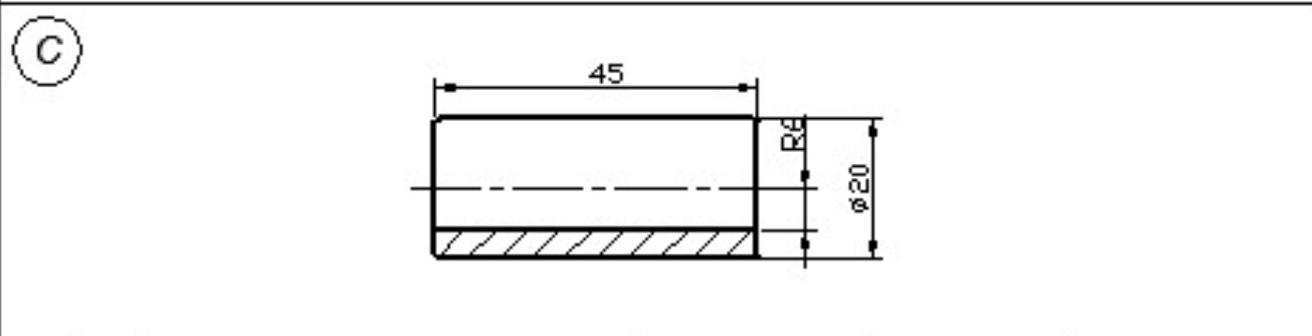
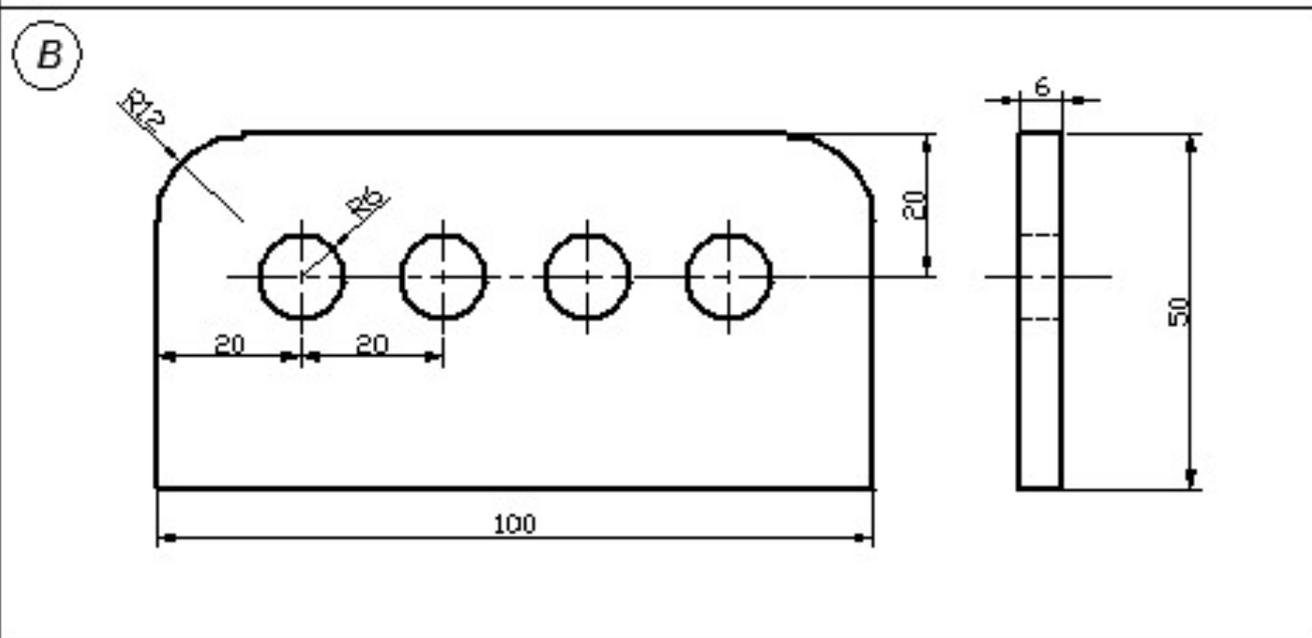
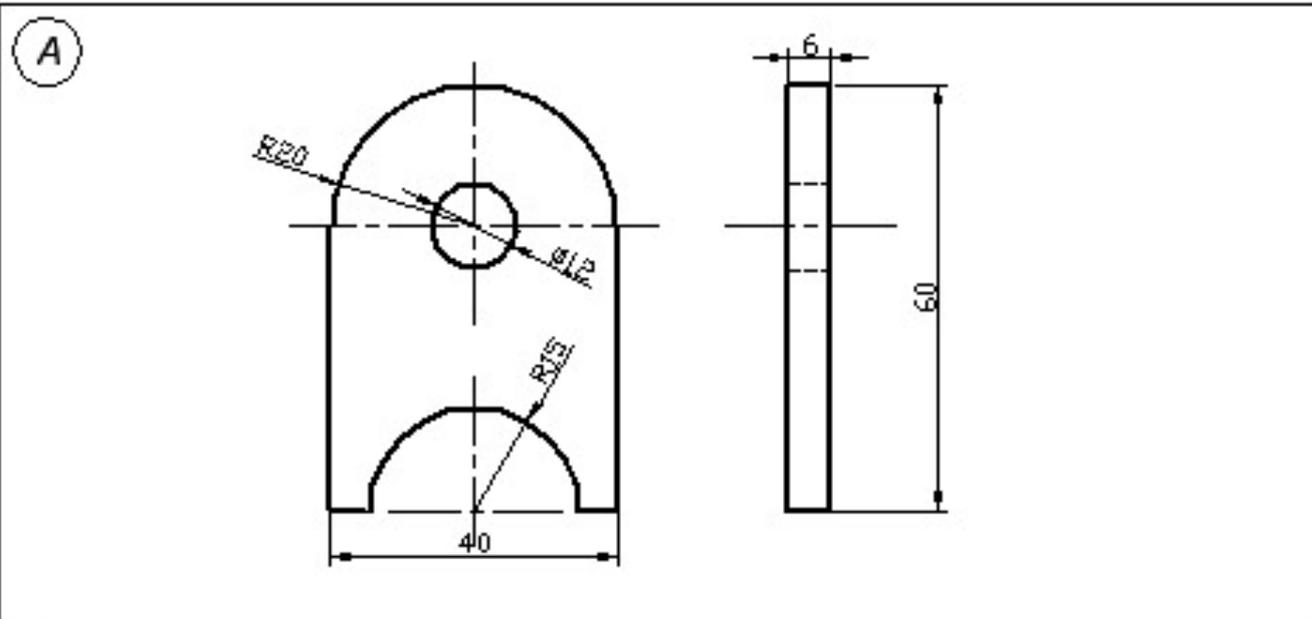


	1	Soporte superior del am artiguador delantero	ASTM A-36		
POS.	CANT.	DENOMINACION	MATERIAL	NORMA	NOTAS
Escala: 1:10		Fecha: 2016/07/17	Caltf.:		
ELEMENTOS DE SUJECIÓN			 UNIVERSIDAD DEL AZUAY FACULTAD DE CIENCIA Y TECNOLOGIA		
			Dibujó: J. Villacra/P. Pauta		Proyecto de Grado
			Especialidad: MA	Lámina: 2B	



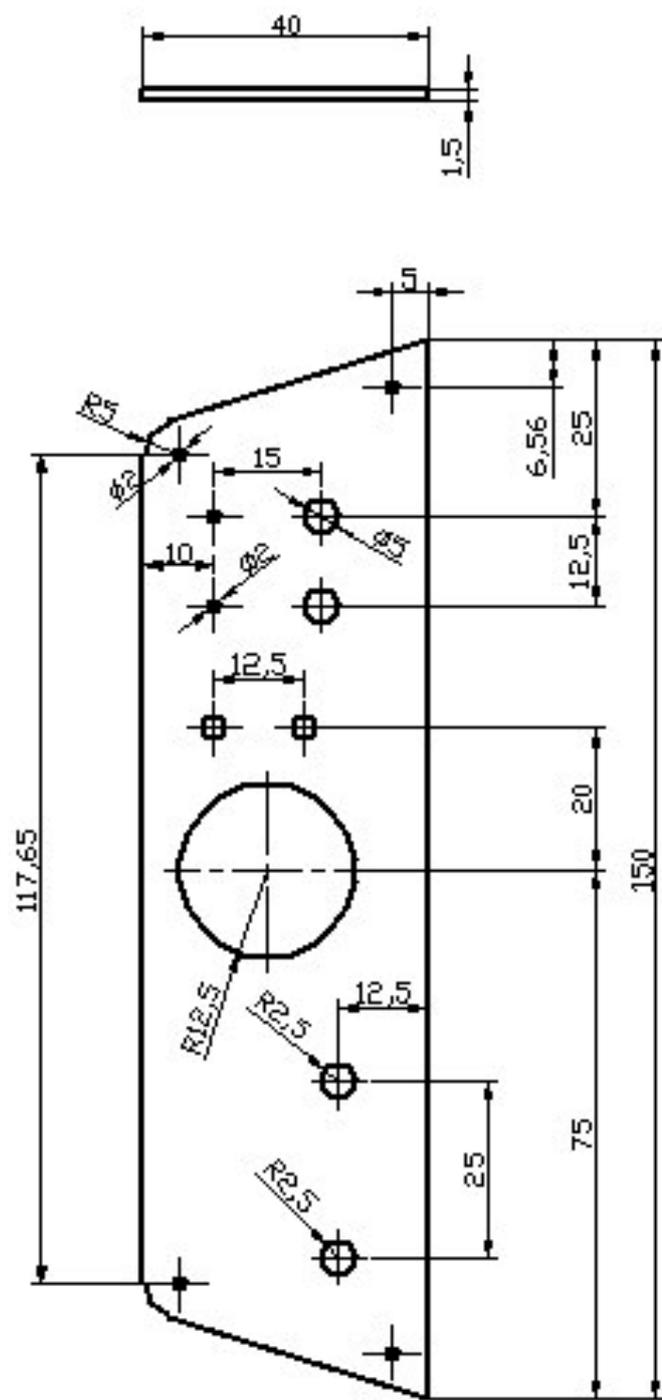
	1	Soporte superior del amortiguador delantero	ASTM A-36		
PQS.	CANT.	DENOMINACION	MATERIAL	NORMA	NOTAS
Escala: 1:10		Fecha: 20May07	Dibujó: J. Villera/P. Pastor		
		Calf.:	Proyecto de Grado		
ELEMENTOS DE SUJECIÓN			Especialidad: MA		Láminas: 28


UNIVERSIDAD DEL AZUAY
 FACULTAD DE CIENCIA Y TECNOLOGIA

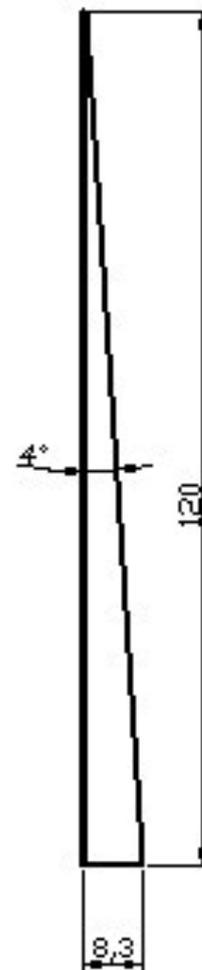
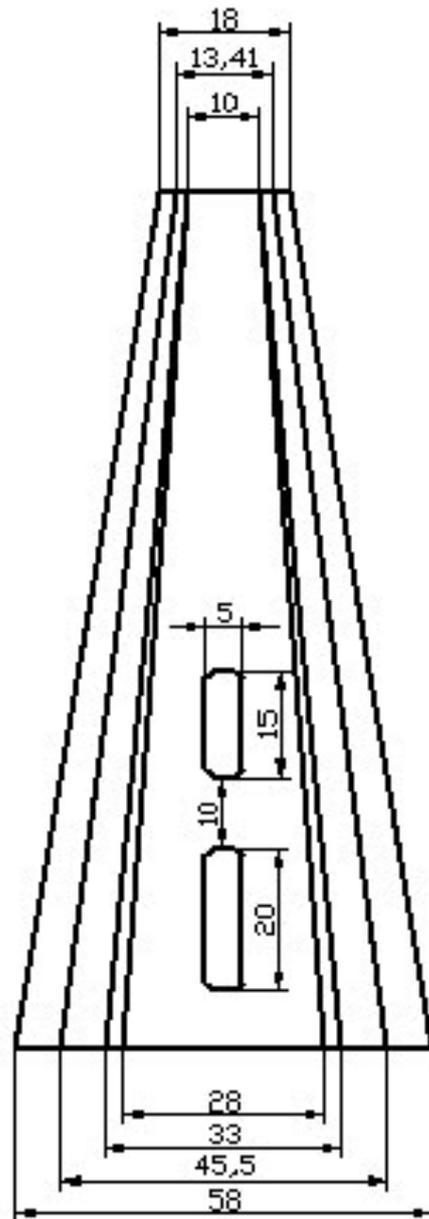
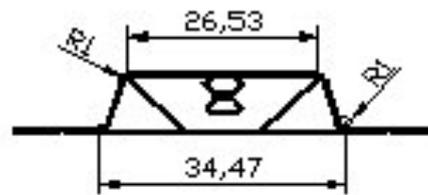


C	4	Soporte inferior del amortiguador delantero	Acero de trans.		
B	4	Soporte inferior del amortiguador posterior	ASTM A-36		
A	4	Soporte superior del amortiguador posterior	ASTM A-36		
PQS.	CANT.	DENOMINACION	MATERIAL	NORMA	NOTAS

Escala: 1:1 Fecha: 20Mayo17 Calif.:	 UNIVERSIDAD DEL AZUAY FACULTAD DE CIENCIA Y TECNOLOGIA
ELEMENTOS DE SUJECIÓN	
Dibujó: J. Villacra/P. Pauta Proyecto de Grado	Especialidad: IMA Lámina: 30

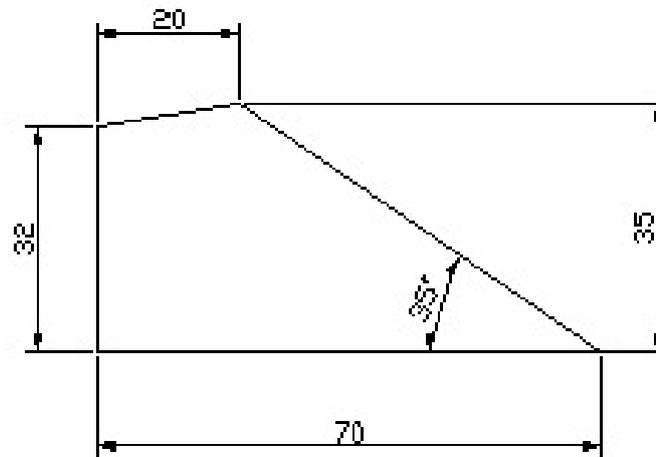


	1	Tablero de instrumentos	Aluminio laminado		
POS.	CANT.	DENOMINACION	MATERIAL	NORMA	NOTAS
Escala: 1:2	Fecha: 20/Mayo/11	Calif.:	 UNIVERSIDAD DEL AZUAY FACULTAD DE CIENCIA Y TECNOLOGIA		
TABLERO					
			Especialidad: IMA	Lámina: 31	

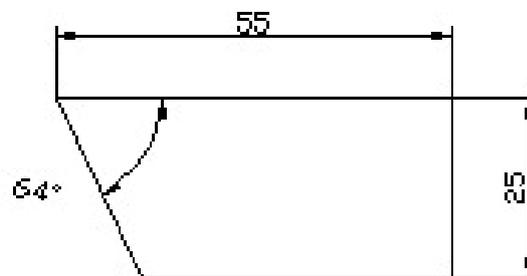


	1	Cobertor frontal	Aluminio laminado		
POS.	CANT.	DENOMINACION	MATERIAL	NORMA	NOTAS
Escala: 1:2		Fecha: 20Mayo17	Calf.:		
COBERTOR FRONTAL			 UNIVERSIDAD DEL AZUAY FACULTAD DE CIENCIA Y TECNOLOGIA		
			Dibujó: J. Villota/P. Pauta		Proyecto de Grado
			Especialidad: MMA	Lámina: 32	

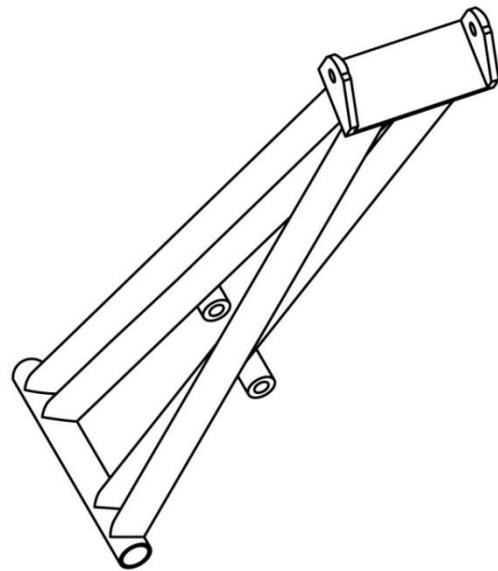
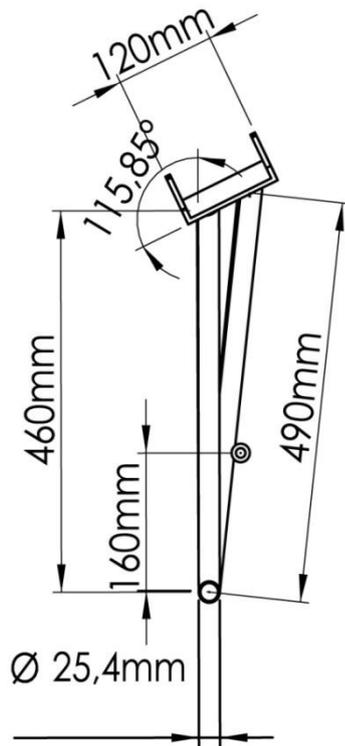
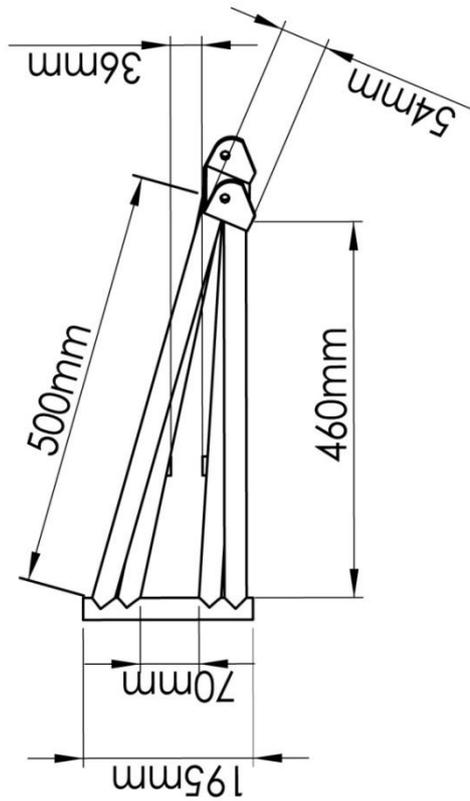
A



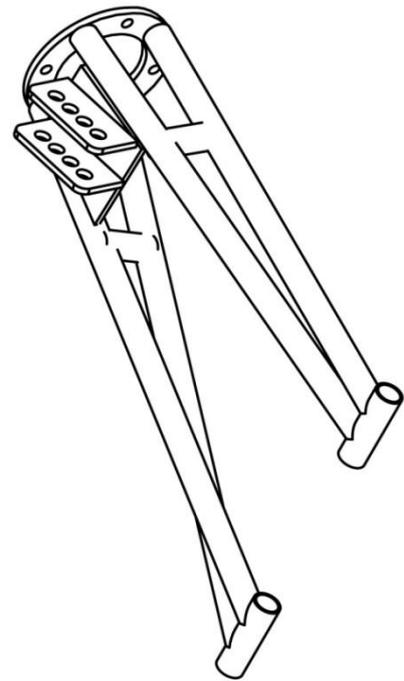
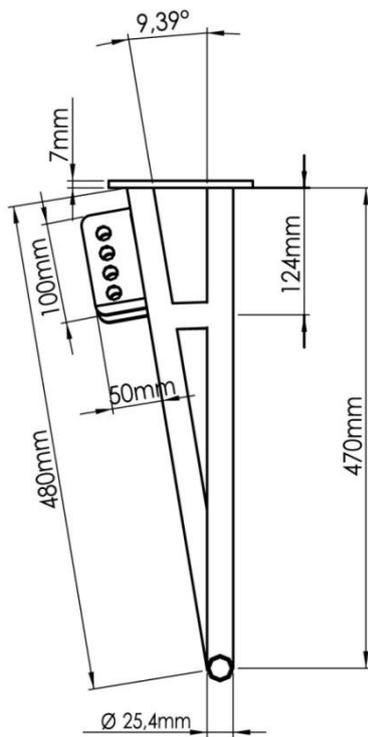
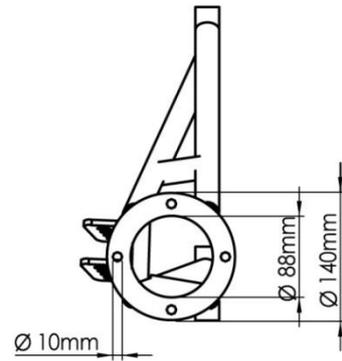
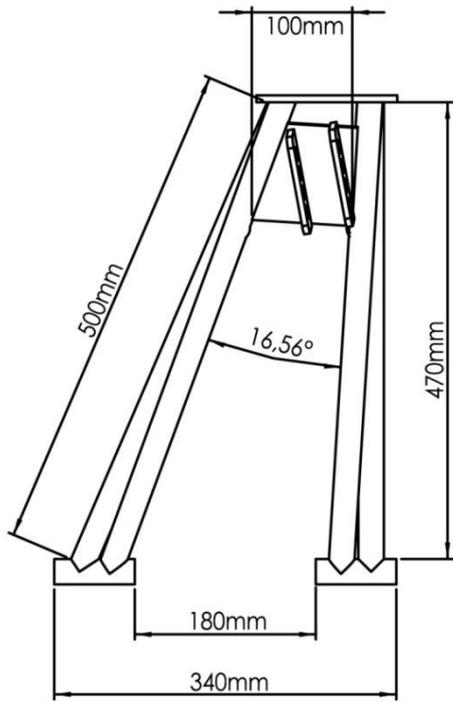
B



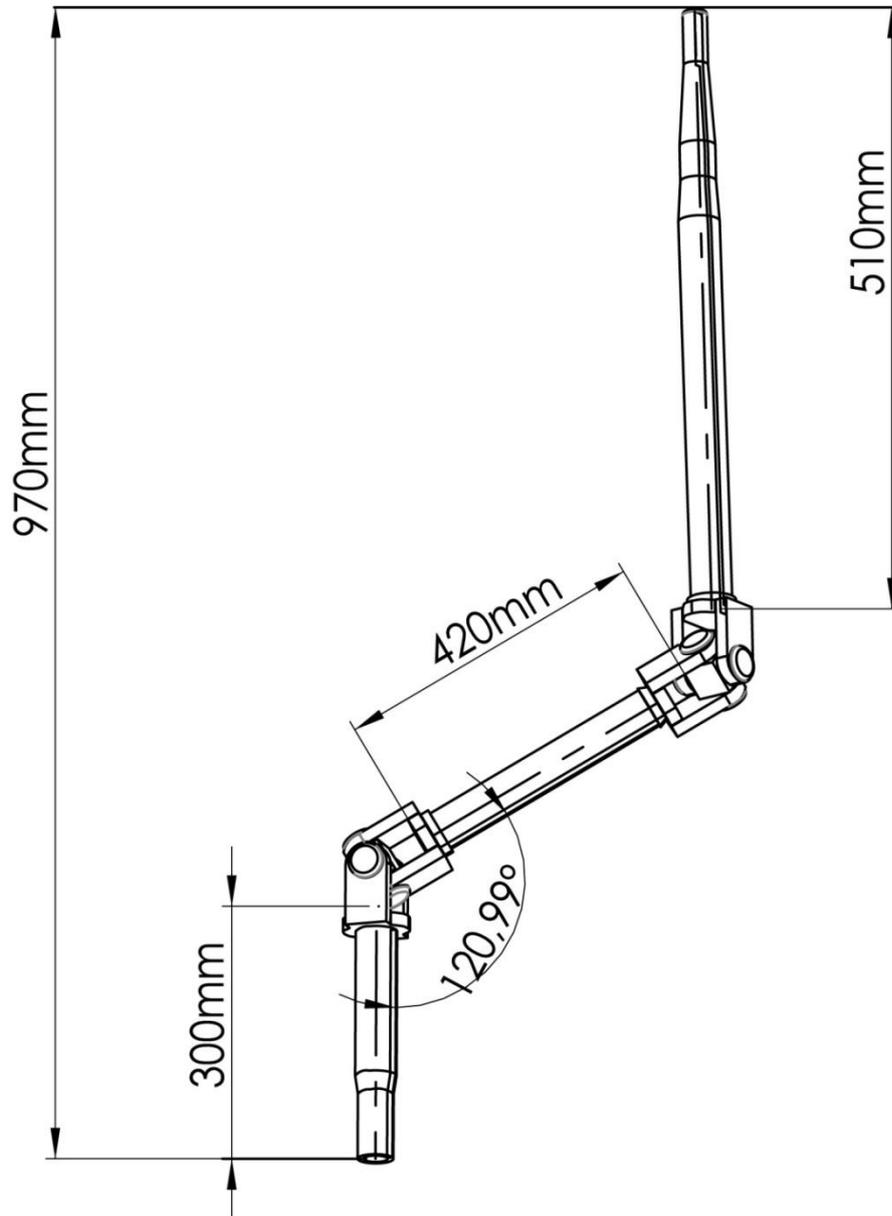
B	2	Protector de pies	Aluminio e=1.5mm		
A	2	Protector costado	Aluminio e=1.5mm		
POS.	CANT.	DENOMINACION	MATERIAL	NORMA	NOTAS
Escala: 1:10		Fecha: 20Mayo/11	Caltf.:		
PROTECTOR COSTADOS			 UNIVERSIDAD DEL AZUAY FACULTAD DE CIENCIA Y TECNOLOGIA		
			Especialidad: IM		Lámina: 33



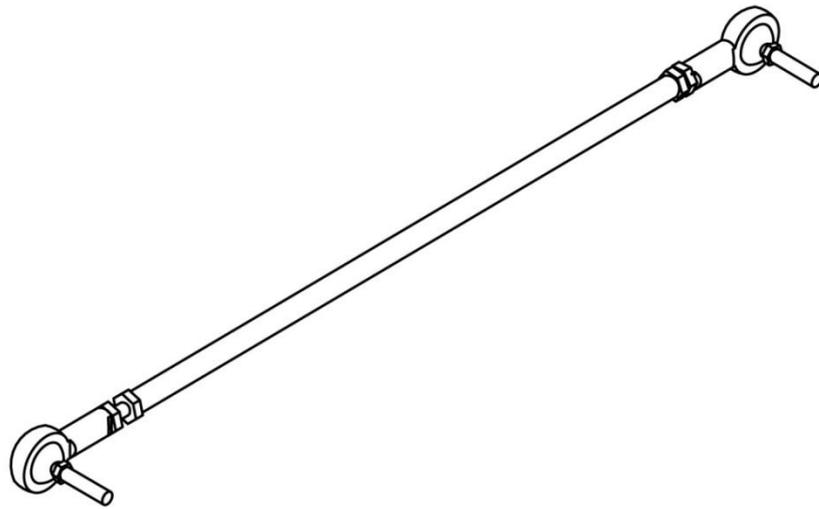
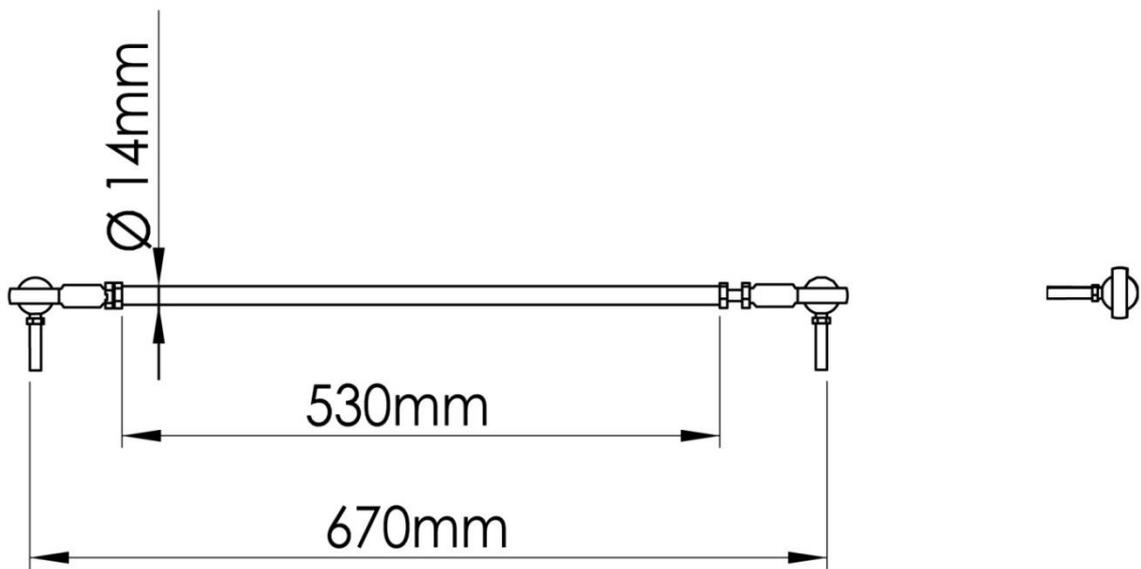
POS.	CANT.	DENOMINACIÓN.	MATERIAL.	NORMA.	NOTAS
Escala: 1:10		Fecha:	Calif.		
BRAZO DE SUSPENSIÓN DELANTERO			 UNIVERSIDAD DEL AZUAY FACULTAD DE CIENCIA Y TECNOLOGIA		
			Dibujó: J. Villacís/P. Pauta		Proyecto de Grado
			Especialidad: IMA	Lamina: 34	



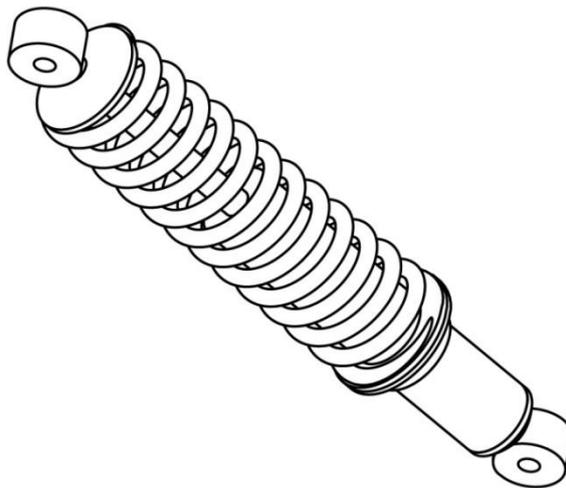
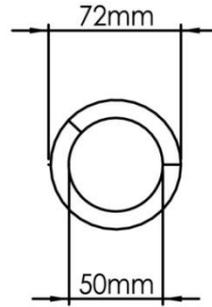
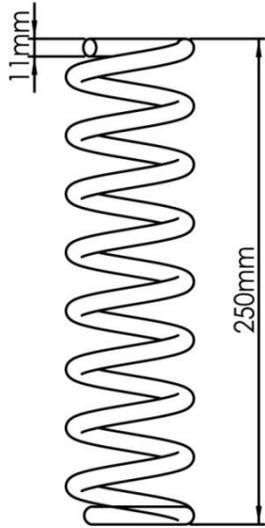
POS.	CANT.	DENOMINACIÓN.	MATERIAL.	NORMA.	NOTAS
Escala: 1:10		Fecha:	Calif.		
BRAZO DE SUSPENSIÓN POSTERIOR			 UNIVERSIDAD DEL AZUAY FACULTAD DE CIENCIA Y TECNOLOGIA		
			Dibujó: J. Villacís/P. Pauta		Proyecto de Grado
			Especialidad: IMA		Lamina: 35



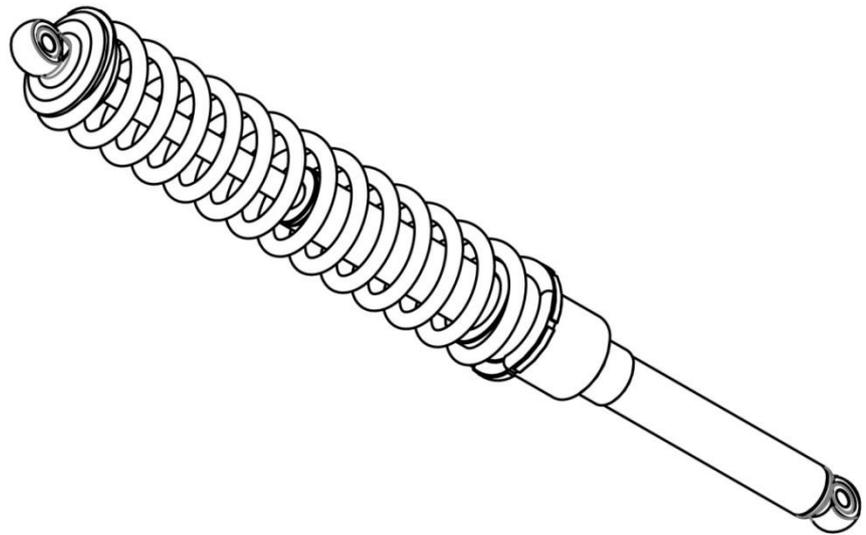
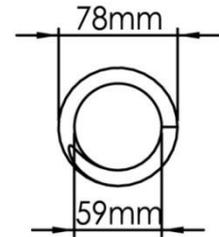
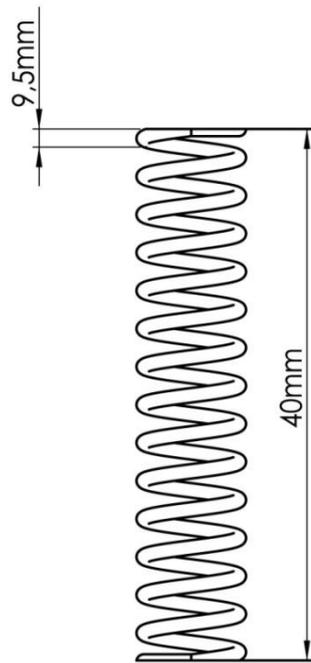
POS.	CANT.	DENOMINACIÓN.	MATERIAL.	NORMA.	NOTAS
Escala: 1:10		Fecha:	Calif.		
COLUMNA DE DIRECCIÓN			 UNIVERSIDAD DEL AZUAY FACULTAD DE CIENCIA Y TECNOLOGIA		
			Dibujó: J. Villacís / P. Pauta		Proyecto de Grado
			Especialidad: IMA	Lamina: 36	



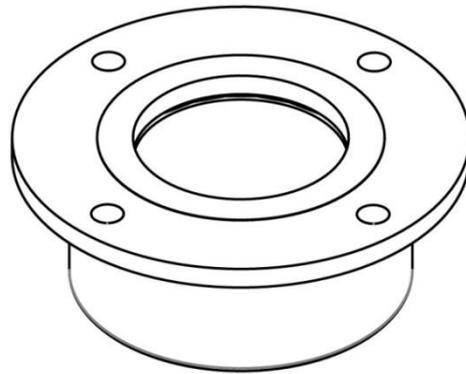
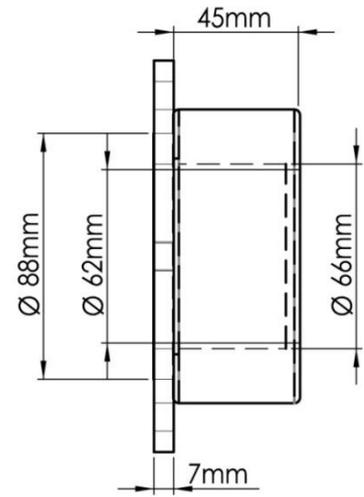
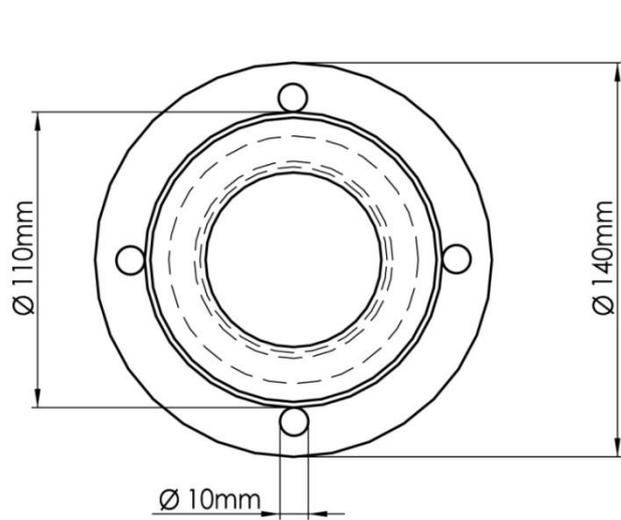
POS.	CANT.	DENOMINACIÓN.	MATERIAL.	NORMA.	NOTAS
Escała: 1:10	Fecha:	Calif.	 UNIVERSIDAD DEL AZUAY FACULTAD DE CIENCIA Y TECNOLOGIA		
<i>BARRA DE DIRECCIÓN</i>					
			Especialidad: IMA	Lamina: 37	



POS.	CANT.	DENOMINACIÓN.	MATERIAL.	NORMA.	NOTAS
Escala: 1:10	Fecha:	Calif.	 UNIVERSIDAD DEL AZUAY FACULTAD DE CIENCIA Y TECNOLOGIA		
RESORTE DEL AMORTIGUADOR DELANTERO					
			Especialidad: IMA		Lamina: 38



POS.	CANT.	DENOMINACIÓN.	MATERIAL.	NORMA.	NOTAS
Escala: 1:10	Fecha:	Calif.	 UNIVERSIDAD DEL AZUAY FACULTAD DE CIENCIA Y TECNOLOGIA		
RESORTE DEL AMORTIGUADOR POSTERIOR					
			Especialidad: IMA		Lamina: 39



POS.	CANT.	DENOMINACIÓN.	MATERIAL.	NORMA.	NOTAS
Esca la: 1:10	Fecha:	Calif.	 UNIVERSIDAD DEL AZUAY FACULTAD DE CIENCIA Y TECNOLOGIA		
MANGUETA					
Especialidad: IMA				Lamina: 40	