

ESCUELA POLITÉCNICA NACIONAL

FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA

“DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN VEHÍCULO MONOPLAZA DE MODALIDAD FÓRMULA BÁSICA EN PAVIMENTO PARA MONOPLAZAS PARA COMPETENCIAS POR GRAVEDAD”

**PROYECTO PREVIO A LA OBTENCIÓN DEL TÍTULO DE
INGENIERO MECÁNICO**

JORGE ANDRES LÓPEZ CISNEROS

lc@hotmail.com

ALEX DANIEL SILVA GAVIDIA

alandano@hotmail.com

DIRECTOR: ING. JAIME VARGAS T.

jaimelvargas1952@live.com

Quito, Enero del 2010

DECLARACIÓN

Nosotros, **JORGE ANDRES LÓPEZ CISNEROS** y **ALEX DANIEL SILVA GAVIDIA**, declaramos bajo juramento que el trabajo aquí descrito es de nuestra autoría, que no ha sido previamente presentado para ningún grado o calificación profesional; y, que hemos consultado las referencias bibliográficas que se incluyen en este documento.

A través de la presente declaración cedemos nuestros derechos de propiedad intelectual correspondientes a este trabajo, a la Escuela Politécnica Nacional, según lo establecido por la Ley de Propiedad Intelectual, por su reglamento y por su normatividad institucional vigente.

Jorge Andrés López Cisneros

Alex Daniel Silva Gavidia

CERTIFICACIÓN

Certificamos que el presente trabajo fue desarrollado por **JORGE ANDRÉS LÓPEZ CISNEROS** y **ALEX DANIEL SILVA GAVIDIA**, bajo nuestra supervisión

Ing. Jaime Vargas T.
Director de Proyecto

Ing. Carlos Baldeón
Colaborador de Proyecto

Ing. Jorge Escobar
Colaborador de Proyecto

AGRADECIMIENTO

- A Dios por darme la salud para poder culminar esta etapa de mi vida tan anhelada.
- A mis padres, en especial a mi madre que ha sido el pilar esencial en mi vida.
- A mis hermanos María José e Israel por el apoyo y la fortaleza que me brindan.
- A unas personas muy especiales para mí porque me han brindado todo su apoyo:
Don Jorgito, Doña Rosita y Estefanía.
- A mi compañero de tesis y amigo: Alex.
- A mis familiares y amigos, en especial a mi tío Segundo y a Álvaro, por brindarme toda su confianza y ayuda desinteresada para culminar este proyecto.
- Al Ing. Jaime Vargas por su apoyo en la culminación del presente proyecto.

Jorge.

- A Dios por darme tranquilidad, salud y fortaleza necesaria para culminar con éxito esta esperada meta.
- A mi padre, madre y hermano que con su consideración y comprensión supieron guiarme durante mi vida estudiantil.
- A mi compañero de tesis y amigo: Jorge
- A Carlos, Alexandra, Luís, Marilin y Silvia, por depositar en mí su confianza y su desinteresada ayuda en la elaboración en el presente proyecto de titulación.
- Al Ing. Jaime Vargas por su amistad, apoyo y guía, brindados en el desarrollo del presente proyecto.

Alex.

DEDICATORIA

Con todo el amor y cariño de mi corazón dedico la culminación del presente proyecto a las siguientes personas: Mercedes, María José e Israel, por confiar en mí y apoyarme con esa inmensa ternura que solo mi madre y hermanos tienen.

A mi abuelita Carmelita por ser el pilar fundamental en la familia.

A Jorge y Marlon, mi abuelo y amigo respectivamente, que a pesar de que ya no están entre nosotros, son fuente de ánimo e inspiración.

Jorge.

El presente proyecto se lo dedico con amor, respeto y cariño a mis queridos padres por confiar en mí, darme su apoyo y ser el pilar para culminar esta meta.

A mi hermano: David, por su compañía, apoyo y paciencia.

Finalmente a Dios por querer que esté donde estoy.

Alex.

CONTENIDO

RESUMEN.....	I
PRESENTACIÓN.....	II
CAPÍTULO I	1
MARCO TEÓRICO.....	1
1.1 INTRODUCCIÓN AL INERMOVILISMO.....	1
1.2 INERMÓVIL.....	3
1.3 INERMOVILISMO.....	4
1.3.1 ETIMOLOGÍA.....	4
1.3.2 MODALIDADES.....	5
1.3.2.1 Inermovilismo recreativo.....	5
1.3.2.2 Inermovilismo deportivo.....	6
1.3.3 CLASIFICACIÓN DEL INERMOVILISMO DEPORTIVO.....	7
1.3.3.1 Por el número de ocupantes.....	7
1.3.3.2 Por el nivel tecnológico.....	8
1.3.3.3 Por el tipo de suelo en el que rueda.....	10
1.4 COMPONENTES PRINCIPALES (FICHA TÉCNICA).....	11
1.5 CEPRODI.....	13
1.5.1 GUÍA DEL ORGANIZADOR.....	13
1.5.2 REGLAMENTO DE CATEGORÍAS.....	13
1.5.2.1 Listado de Categorías.....	13
1.5.2.2 Número de categorías admitidas.....	13

1.5.2.3	Reglamentos técnicos.....	14
1.5.2.3.1	Ciclismo de inercia (gravity bikes).....	14
1.5.2.3.1.1	Recomendaciones.....	15
1.5.2.3.1.2	Pilotaje.....	15
1.5.2.4	Vehículos ligeros.....	15
1.5.2.5	Vehículos semi-pesados (inermóviles monoplaza).....	18
1.5.2.6	Vehículos pesados (inermóviles biplaza).....	18
1.6	ETAPAS DEL DISEÑO DE UN PROYECTO ESTRUCTURAL.....	19
1.6.1	ETAPA 1: DISEÑO ESTRUCTURAL.....	20
1.6.2	ETAPA 2: ESTIMACIÓN DE LAS CARGAS.....	20
1.6.3	ETAPA 3: ANÁLISIS Y DISEÑO ESTRUCTURAL.....	20
1.7	ANÁLISIS DE CARGAS.....	21
1.7.1	CLASIFICACIÓN SEGÚN EL TIEMPO DE APLICACIÓN.....	21
1.7.1.1	Cargas Permanentes (Pe).....	21
1.7.1.2	Cargas Accidentales.....	21
1.7.1.3	Cargas de Viento (Cf).....	22
1.7.1.4	Cargas Sísmicas (Cv).....	22
1.7.2	CLASIFICACIÓN SEGÚN SU ESTADO INERCIAL.....	22
1.7.2.1	Cargas Estáticas.....	22
1.7.2.2	Cargas Dinámicas.....	23
1.7.3	CLASIFICACIÓN SEGÚN LA DIRECCIÓN DEL MOVIMIENTO.....	23
1.7.3.1	Cargas Móviles.....	23
1.7.3.2	Cargas de Impacto (Ci).....	23

1.7.3.3 Cargas por efecto de aceleración (ΣF).....	24
1.7.3.4 Resistencia a la rodadura (R_c).....	24
1.7.4 OTRAS CARGAS A UTILIZAR EN EL DISEÑO.....	25
1.7.4.1 Cargas muertas (C_m).....	25
1.7.4.2 Cargas vivas (C_a).....	25
1.7.4.3 Carga de seguridad o sobrecarga (C_s)	26
1.7.4.4 Carga de diseño (C_d).....	26
1.8 OBJETIVOS DEL PROYECTO.....	27
1.8.1 OBJETIVO GENERAL.....	27
1.8.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS.....	27
1.9 ALCANCE.....	27
CAPÍTULO II.....	28
PARÁMETROS DE DISEÑO, SELECCIÓN DE ALTERNATIVAS Y PROTOCOLO DE PRUEBAS.....	28
2.1 PARÁMETROS FUNDAMENTALES PARA DEFINIR EL VEHÍCULO.....	28
2.1.1 PARÁMETROS FUNCIONALES.....	28
2.1.1.1 Dimensiones y Peso.....	28
2.1.1.2 Tamaño de los neumáticos.....	29
2.1.1.3 Materiales.....	29
2.1.2 PARÁMETROS DE DISEÑO.....	29
2.2 ESTUDIO DE ALTERNATIVAS DE DISEÑO.....	32
2.2.1 DEFINICIÓN DEL PROBLEMA.....	32

2.2.2	RESTRICCIONES Y LIMITACIONES.....	32
2.2.2.1	Económico - Financiero.....	33
2.2.2.2	Humano.....	33
2.2.2.3	Tramo de competencia.....	33
2.2.3	ESTUDIO DE CAMPO.....	33
2.2.4	DEFINICIÓN DEL SISTEMA.....	33
2.2.5	ESTUDIO DE ALTERNATIVAS.....	34
2.2.6	FACTORES A ANALIZAR.....	34
2.2.6.1	DURACIÓN O VIDA ÚTIL.....	34
2.2.6.2	MANTENIMIENTO.....	35
2.2.6.3	FACILIDAD DE CONSTRUCCIÓN.....	35
2.2.6.4	FACILIDAD DE MONTAJE.....	35
2.2.6.5	CALIBRACIÓN.....	35
2.2.6.6	SEGURIDAD.....	35
2.2.6.7	COSTO.....	36
2.3	MÉTODO DE SELECCIÓN DE LA MEJOR ALTERNATIVA.....	36
2.4	SISTEMAS A ANALIZAR.....	37
2.4.1	SISTEMA DE DIRECCIÓN.....	38
2.4.1.1	Alternativa A: Mecanismo de dirección directa.....	38
2.4.1.1.1	Ventajas.....	39
2.4.1.1.2	Desventajas.....	39
2.4.1.2	Alternativa B: Mecanismo de dirección piñon - cremallera.....	40
2.4.1.2.1	Ventajas.....	40

2.4.1.2.2 Desventajas.....	41
2.4.1.3 Alternativa C: Mecanismo de sinfín.....	41
2.4.1.3.1 Ventajas.....	41
2.4.1.3.2 Desventajas.....	42
2.4.1.4 Alternativas de Sistema de Dirección.....	42
2.4.2 SISTEMA DE SUSPENSIÓN.....	43
2.4.2.1 Alternativa A: Sistema con ballesta.....	43
2.4.2.1.1 Ventajas.....	44
2.4.2.1.2 Desventajas.....	44
2.4.2.2 Alternativa B: Sistema Mc Pherson.....	44
2.4.2.2.1 Ventajas.....	45
2.4.2.2.2 Desventajas.....	45
2.4.2.3 Alternativa C: Sistema de suspensión independiente.....	46
2.4.2.3.1 Ventajas.....	46
2.4.2.3.2 Desventajas.....	46
2.4.2.4 Alternativas de Sistema de Suspensión.....	46
2.4.3 SISTEMA DE FRENOS.....	47
2.4.3.1 Alternativa A:Frenos de disco.....	48
2.4.3.1.1 Ventajas.....	48
2.4.3.1.2 Desventajas.....	48
2.4.3.2 Alternativa B: Frenos de tambor.....	49
2.4.3.2.1 Ventajas.....	49
2.4.3.2.2 Desventajas.....	50

2.4.3.3 Alternativa C: Freno combinado (disco y tambor).....	50
2.4.3.3.1 Ventajas.....	50
2.4.3.3.2 Desventajas.....	51
2.4.3.4 Alternativas del Sistema de Frenos.....	51
2.4.4 CHASIS O BASTIDOR.....	52
2.4.4.1 Alternativa A: Chasis compacto o autoportante.....	52
2.4.4.1.1 Ventajas.....	53
2.4.4.1.2 Desventajas.....	53
2.4.4.2 Alternativa B: Chasis independiente.....	53
2.4.4.2.1 Ventajas.....	54
2.4.4.2.2 Desventajas.....	54
2.4.4.3 Alternativa C: Chasis tubular.....	54
2.4.4.3.1 Ventajas.....	55
2.4.4.3.2 Desventajas.....	55
2.4.4.4 Alternativas del Chasis.....	55
2.4.5 SISTEMA DE SEGURIDAD.....	56
2.4.5.1 Alternativa A: Jaula de seguridad.....	56
2.4.5.1.1 Ventajas.....	57
2.4.5.1.2 Desventajas.....	57
2.4.5.2 Alternativa B: Barra antivuelco.....	57
2.4.5.2.1 Ventajas.....	58
2.4.5.2.2 Desventajas.....	58
2.4.5.3 Alternativa C: Arco antivuelcos.....	58

2.4.5.3.1 Ventajas.....	59
2.4.5.3.2 Desventajas.....	59
2.4.5.4 Alternativas para el Sistema de Seguridad.....	59
2.4.6 NEUMÁTICOS.....	60
2.4.6.1 Alternativa A: Maxxis.....	60
2.4.6.1.1 Ventajas.....	61
2.4.6.1.2 Desventajas.....	61
2.4.6.2 Alternativa B: Dunlop.....	61
2.4.6.2.1 Ventajas.....	62
2.4.6.2.2 Desventajas.....	62
2.4.6.3 Alternativa C: Kumho.....	62
2.4.6.3.1 Ventajas.....	63
2.4.6.3.2 Desventajas.....	63
2.4.6.4 Alternativas para los neumáticos.....	63
2.5 SELECCIÓN DE LA ALTERNATIVA.....	64
2.6 DESCRIPCIÓN GENERAL DEL PROTOTIPO A CONSTRUIR.....	65
2.7 PROTOCOLO DE PRUEBAS.....	67
2.7.1 Prueba de dimensionamiento.....	68
2.7.2 Pruebas de control de elementos utilizados.....	68
2.7.3 Sistema de seguridad.....	69
2.7.4 Sistema de frenos.....	69
2.7.5 Sistema de neumáticos.....	69
2.7.6 Sistema de suspensión.....	69

2.8 PRUEBAS DE CARGA.....	70
2.8.1 Prueba de vacío.....	70
2.8.2 Prueba de carga.....	70
2.9 PRUEBA DE SOLDADURA.....	71
CAPÍTULO III.....	72
DISEÑO Y SELECCIÓN DE ELEMENTOS CONSTITUTIVOS DEL VEHÍCULO MONOPLAZA.....	72
3.1 GEOMETRÍA DE LA ESTRUCTURA.....	72
3.2 DETERMINACIÓN DE LAS CARGAS DE DISEÑO.....	74
3.2.1 CARGAS VERTICALES DE DISEÑO.....	74
3.2.1.1 Carga Permanente.....	74
3.2.1.2 Carga de Seguridad.....	74
3.2.1.3 Carga Muerta.....	75
3.2.1.4 Carga Viva.....	75
3.2.1.5 Carga de Impacto.....	75
3.2.1.6 Carga de Viento.....	76
3.2.1.7 Carga Sísmica.....	78
3.2.1.8 Carga de Diseño.....	78
3.2.1.9 Efecto de la resistencia a la rodadura.....	78
3.3 DISEÑO DE LA ESTRUCTURA DEL VEHÍCULO MONOPLAZA.....	80
3.3.1 DISEÑO DE LAS VIGAS PRINCIPALES	80

3.3.2	DISEÑO DE LA JAULA DE SEGURIDAD.....	85
3.3.3	DISEÑO DE LOS TRAVESAÑOS.....	88
3.4	DISEÑO Y SELECCIÓN DEL SISTEMA DE SUSPENSIÓN.....	92
3.4.1	SELECCIÓN DE LA MESA INFERIOR.....	93
3.4.2	DISEÑO SOPORTE MESA INFERIOR.....	93
3.4.3	SELECCIÓN DEL PIVOTE.....	94
3.4.4	SELECCIÓN DE LAS ROTULAS DE LA MESA SUPERIOR.....	94
3.4.5	DISEÑO DE LA MESA SUPERIOR.....	94
3.4.6	DISEÑO SOPORTE MESA SUPERIOR.....	95
3.4.7	SELECCIÓN DE AMORTIGUADORES.....	96
3.4.8	DISEÑO SOPORTE AMORTIGUADOR PARTE INFERIOR.....	97
3.4.9	DISEÑO SOPORTE AMORTIGUADOR PARTE SUPERIOR.....	98
3.5	DISEÑO Y SELECCIÓN DEL SISTEMA DE DIRECCIÓN.....	99
3.5.1	SELECCIÓN DE RÓTULA PARA BRAZO DE DIRECCIÓN.....	99
3.5.2	SELECCIÓN DEL TUBO PARA EL BRAZO DE DIRECCIÓN.....	99
3.5.3	SELECCIÓN DEL EJE PARA EL VOLANTE.....	99
3.5.4	SELECCIÓN DEL BOCINES PARA EJE VOLANTE.....	99
3.5.5	DISEÑO SOPORTE EJE VOLANTE.....	100
3.5.6	SELECCIÓN DEL VOLANTE.....	101
3.5.7	DISEÑO BASE VOLANTE.....	101
3.6	SELECCIÓN DE LOS ELEMENTOS NORMALIZADOS.....	102
3.6.1	SELECCIÓN DEL TAMAÑO DEL NEUMÁTICO.....	102
3.6.2	SELECCIÓN DEL SISTEMA DE RODAJE.....	106

3.6.2.1 Selección del eje.....	106
3.6.2.2 Selección de las manzanas.....	107
3.6.2.3 Selección de los rodamientos.....	107
3.6.3 SELECCIÓN DEL SISTEMA DE FRENOS.....	108
3.6.4 SELECCIÓN DE LOS FRENOS DE DISCO.....	109
3.6.4.1 Selección de las mordazas.....	109
3.6.4.2 Selección de la bomba del freno.....	109
3.6.5 SELECCIÓN DE LOS FRENOS DE TAMBOR.....	109
3.6.5.1 Selección del cable de freno.....	110
3.6.6 SELECCIÓN DE LOS PEDALES.....	110
3.6.7 SELECCIÓN DE LA SIRENA.....	110
3.7 DISEÑO DE LA SOLDADURA DEL PROTOTIPO.....	110
3.7.1 CALCULO DE LAS SOLDADURAS DEL PROTOTIPO.....	112
3.7.1.1 Suelda vigas principales-travesaños.....	113
3.7.1.1.1 Cálculo estático.....	113
3.7.1.1.2 Cálculo de fatiga.....	113
3.7.1.2 Suelda base mesa inferior delantera-vigas principales.....	115
3.7.1.2.1 Cálculo estático.....	115
3.7.1.2.2 Cálculo de fatiga.....	116
3.7.1.3 Suelda soporte mesas superiores delanteras - estructura suspensión.....	117
3.7.1.3.1 Cálculo estático.....	117
3.7.1.3.2 Cálculo de fatiga.....	117

3.7.1.4	Suelda tubos jaula de seguridad.....	118
3.7.1.4.1	Cálculo estático.....	118
3.7.1.4.2	Cálculo de fatiga.....	119
3.7.1.5	Suelda tubos jaula de seguridad – vigas principales.....	120
3.7.1.5.1	Cálculo estático.....	121
3.7.1.5.2	Cálculo de fatiga.....	121
3.7.1.6	Suelda soporte volante – eje volante.....	123
3.7.1.6.1	Cálculo estático.....	123
3.7.1.6.2	Cálculo de fatiga.....	123
3.7.1.7	Suelda soportes amortiguador.....	124
3.7.1.7.1	Cálculo estático.....	124
3.7.1.7.2	Cálculo de fatiga.....	125
3.7.1.8	Suelda mesa superior.....	126
3.7.1.8.1	Cálculo estático.....	126
3.7.1.8.2	Cálculo de fatiga.....	127
3.7.1.9	Suelda columna del volante – travesaño.....	128
3.7.1.9.1	Cálculo estático.....	128
3.7.1.9.2	Cálculo de fatiga.....	129
3.7.1.10	Suelda bocín del volante – travesaño.....	130
3.7.1.10.1	Cálculo estático.....	130
3.7.1.10.2	Cálculo de fatiga.....	131
3.7.1.11	Suelda eje posterior – viga principal.....	132
3.7.1.11.1	Cálculo estático.....	132

CAPÍTULO IV.....	134
CONSTRUCCIÓN, MONTAJE Y PRUEBAS DE CAMPO.....	134
4.1 PROCESO DE CONSTRUCCIÓN.....	134
4.1.1 MANO DE OBRA.....	134
4.1.2 HERRAMIENTAS.....	135
4.1.3 MÁQUINAS.....	135
4.1.4 ACCESORIOS DE SEGURIDAD.....	136
4.1.5 INSTRUMENTOS DE MEDICIÓN	136
4.1.6 DETALLE DE LOS PROCEDIMIENTOS DE FABRICACIÓN DE LOS ELEMENTOS DEL PROTOTIPO.....	136
4.2 MONTAJE DE LOS ELEMENTOS DEL PROTOTIPO.....	140
4.2.1 PARÁMETROS ANTES DEL MONTAJE	140
4.2.2 PASOS PARA EL ENSAMBLAJE DEL PROTOTIPO.....	141
4.2.3 PRUEBAS DE CAMPO.....	152
4.2.4 INSPECCIÓN VISUAL DE COLABORADORES DEL PROYECTO.....	155
 CAPÍTULO V.....	 157
COSTOS.....	157
5.1 INTRODUCCIÓN.....	157

5.2 COSTOS DIRECTOS.....	157
5.3 COSTOS INDIRECTOS.....	158
5.4 ANÁLISIS DE COSTOS DIRECTOS.....	158
5.4.1 COSTOS DE LOS MATERIALES.....	158
5.4.2 COSTOS DE ELEMENTOS NORMALIZADOS Y ADICIONALES.....	159
5.4.3 COSTOS DE MAQUINADO.....	160
5.4.4 COSTOS DE MONTAJE.....	161
5.5 COSTO DIRECTO TOTAL.....	162
5.6 ANÁLISIS DE COSTOS INDIRECTOS.....	162
5.6.1 COSTOS DE MATERIALES INDIRECTOS.....	162
5.6.2 COSTOS DE INGENIERÍA.....	163
5.6.3 COSTOS DE IMPREVISTOS.....	165
5.7 COSTO INDIRECTO TOTAL.....	165
5.8 COSTO TOTAL DE MÁQUINA.....	166
CAPÍTULO VI.....	167
CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES.....	167
6.1 CONCLUSIONES.....	167
6.2 RECOMENDACIONES.....	169
BIBLIOGRAFÍA.....	170
ANEXOS.....	172

ÍNDICE DE FIGURAS

CAPÍTULO I.....	1
Figura 1.1: Inermóvil.....	3
Figura 1.2: Inermovilismo recreativo.....	6
Figura 1.3: Deporte extremo.....	6
Figura 1.4: Vehículo monoplaza.....	7
Figura 1.5: Vehículo biplaza.....	8
Figura 1.6: Vehículo monoplaza de última tecnología.....	9
Figura 1.7: Vehículo monoplaza artesanal.....	9
CAPÍTULO II.....	28
Figura 2.1: Mecanismo dirección directa.....	39
Figura 2.2: Mecanismo piñón – cremallera.....	40
Figura 2.3: Mecanismo sinfín.....	41
Figura 2.4: Mecanismo con ballestas.....	44
Figura 2.5: Mecanismo MacPherson.....	45
Figura 2.6: Freno de Disco.....	48
Figura 2.7: Freno de Tambor.....	49
Figura 2.8: Combinación de los dos tipos de frenos.....	50
Figura 2.9: Chasis compacto.....	52
Figura 2.10: Chasis independiente.....	53
Figura 2.11: Chasis tubular.....	54

Figura 2.12: Monoplaza con jaula de seguridad.....	56
Figura 2.13: Monoplaza con barra antivuelcos.....	57
Figura 2.14: Monoplaza con arco antivuelcos.....	58
Figura 2.15: Neumáticos Maxxis.....	60
Figura 2.16: Neumáticos Dunlop.....	61
Figura 2.17: Neumáticos Kumho.....	62
Figura 2.18: Prototipo a construirse.....	67
CAPÍTULO III.....	72
Figura 3.1: Esquema principal.....	73
Figura 3.2: Resistencia del aire sobre el vehículo.....	77
Figura 3.3: Distribución de las cargas.....	81
Figura 3.4: Reacciones obtenidas.....	81
Figura 3.5: Elemento estructural.....	82
Figura 3.6: Diagrama cortante y de momento flector.....	82
Figura 3.7: Distribución de las cargas.....	85
Figura 3.8: Reacciones obtenidas.....	85
Figura 3.9: Diagrama cortante y de momento flector.....	86
Figura 3.10: Distribución de las cargas.....	89
Figura 3.11: Reacciones obtenidas.....	89
Figura 3.12: Diagrama cortante y de momento flector.....	90
Figura 3.13: Soporte mesa inferior sometida a carga.....	93
Figura 3.14: Mesa superior sometida a carga.....	95

Figura 3.15: Soporte mesa inferior sometida a carga.....	96
Figura 3.16: Soporte amortiguador parte inferior sometida a carga.....	97
Figura 3.17: Soporte amortiguador parte superior sometida a carga.....	98
Figura 3.18: Soporte eje volante sometido a carga.....	99
Figura 3.19: Base volante sometida a carga.....	101
Figura 3.20: Características de los neumáticos.....	102
Figura 3.21: Esquema de datos estáticos de la junta uniones vigas principales-travesaños.....	112
Figura 3.22: Esquema de datos dinámicos de la junta uniones vigas principales-travesaños.....	112
 CAPÍTULO IV.....	 134
Figura 4.1: Soldadura del bastidor.....	141
Figura 4.2: Eje posterior ya colocado.....	142
Figura 4.3: Jaula de seguridad acoplada al bastidor.....	143
Figura 4.4(a): Proceso de fondeado previo al pintado.....	144
Figura 4.4(b): Proceso de pintado.....	144
Figura 4.4(c): Proceso de pintado final.....	145
Figura 4.5: Colocación de la mesa superior.....	146
Figura 4.6: Sistema de suspensión colocado en su totalidad.....	146
Figura 4.7(a): Frenos de disco listo para su colocación.....	147
Figura 4.7(b): Colocación del freno de disco.....	147
Figura 4.8(a): Colocación de los pedales para el sistema de frenos.....	148

Figura 4.8(b): Colocación de los pedales para el sistema de frenos.....	148
Figura 4.9(a): Colocación de las barras para la dirección.....	149
Figura 4.9(b): Colocación de las barras para la dirección.....	149
Figura 4.10(a): Elaboración de los agujeros.....	150
Figura 4.10(b): Colocación del techo.....	150
Figura 4.10(c): Colocación de la plancha frontal.....	151
Figura 4.11: Colocación del volante.....	151
Figura 4.12: Prototipo terminado.....	152
Figura 4.13(a): Pruebas de Campo(Faldas del Imbabura).....	153
Figura 4.13(b): Pruebas de Campo(Faldas del Imbabura).....	153
Figura 4.13(c): Pruebas de Campo prototipo Terminado (Antenas de Monjas)...	154
Figura 4.13(b): Pruebas de Campo prototipo Terminado (Antenas de Monjas)...	154
Figura 4.14(a): Inspección visual: Con Autoridades de la Faculta de Ingeniería Mecánica.....	155
Figura 4.14(b): Inspección visual: Con Autoridades de la Faculta de Ingeniería Mecánica.....	156
Figura 4.14(c): Inspección visual: Con Autoridades de la Faculta de Ingeniería Mecánica.....	156

ÍNDICE DE TABLAS

CAPÍTULO I.....	1
Tabla 1.1: Ficha técnica de los inermóviles de fórmula básica.....	11
CAPÍTULO II.....	28
Tabla 2.1: Parámetros fundamentos de diseño.....	30
Tabla 2.2: Especificaciones del prototipo.....	31
Tabla 2.3: Asignación de jerarquía para cada atributo.....	37
Tabla 2.4: Alternativas de Sistema de Dirección.....	42
Tabla 2.5: Alternativas de Sistema de Suspensión.....	47
Tabla 2.6: Alternativas de Sistema de Frenos.....	51
Tabla 2.7: Alternativas del Chasis.....	55
Tabla 2.8: Alternativas de Sistema de Seguridad.....	59
Tabla 2.9: Alternativas de Neumáticos.....	63
Tabla 2.10: Formato para control de dimensiones.....	68
Tabla 2.11: Formato para verificación de elementos principales.....	70
Tabla 2.12: Formato para verificar la soldadura de los elementos estructurales...	71
CAPÍTULO III.....	72
DISEÑO Y SELECCIÓN DE ELEMENTOS CONSTITUTIVOS DEL VEHÍCULO MONOPLAZA.....	72
Tabla 3.1: Dimensiones principales del chasis.....	73
Tabla 3.2: Determinación de la reacción y momento máximo.....	83

Tabla 3.3: Determinación de la reacción y momento máximo.....	86
Tabla 3.4: Determinación de la reacción y momento máximo.....	90
Tabla 3.5: Índice de carga para neumáticos.....	104
Tabla 3.6: Índice de velocidad para neumáticos.....	105
Tabla 3.7: Características seleccionadas de los neumáticos.....	106
CAPÍTULO IV	134
CONSTRUCCIÓN, MONTAJE Y PRUEBAS DE CAMPO.....	134
Tabla 4.1: Detalles de los procedimientos de fabricación de los elementos del prototipo.....	137
CAPÍTULO V.....	157
COSTOS.....	157
Tabla 5.1: Costos de materiales.....	158
Tabla 5.2: Costos de elementos normalizados y adicionales.....	159
Tabla 5.3: Costos por maquinado.....	161
Tabla 5.4: Costos de Montaje.....	162
Tabla 5.5: Costo Directo Total.....	162
Tabla 5.6: Costos de materiales indirectos.....	163
Tabla 5.7: Costos de Ingeniería.....	164
Tabla 5.8: Costos de Imprevistos.....	165
Tabla 5.9: Costo Indirecto Total.....	166
Tabla 5.10: Costos Total del prototipo.....	166

RESUMEN

El presente proyecto de titulación surge del anhelo de muchas personas de probar el vértigo y la adrenalina de las carreras de coches de madera.

En este caso se propone el diseñar y construir un prototipo con una estructura sólida que reúna todas las características de desempeño y seguridad para los pilotos.

Por otra parte, una de las razones del desarrollo de este proyecto, es la carencia en nuestro medio de una empresa dedicada a la construcción de este tipo de prototipos; razones por las cuales se decide diseñar y construir un prototipo que permita competir en estas carreras de forma segura.

En el capítulo primero se determina un análisis del problema e implementación del proyecto en el medio, mediante la obtención de objetivos reales que colaboran para el desarrollo de un adecuado diseño y una construcción fiable del prototipo, logrando una correcta justificación del proyecto.

En el capítulo segundo se define los parámetros importantes en los cuales se basan los diseños de los elementos mecánicos, además del análisis y selección de alternativas.

El capítulo tercero contiene el diseño de los elementos mecánicos constitutivos del prototipo, la selección de elementos normalizados y el dimensionamiento general.

En el capítulo cuatro se detalla la construcción del prototipo, montaje y las pruebas de campo que se debe llevar a cabo en el prototipo.

En el capítulo quinto se desarrolla un análisis de los costos relacionados con el diseño y construcción del prototipo.

En el capítulo sexto se exponen las conclusiones y recomendaciones que se deben tener en cuenta para el correcto funcionamiento del prototipo.

PRESENTACIÓN

El presente proyecto que contempla, el “diseño y construcción de un vehículo monoplaza de modalidad fórmula básica en pavimento para monoplazas para competencias por gravedad”

En la actualidad, la industria ecuatoriana no está dedicada a la fabricación y comercialización de este tipo de prototipos, debido al desconocimiento de las mismas. Actualmente los pequeños artesanos lo están realizando de forma manual, existiendo de esta manera desperdicio de materia prima, defectos en el producto terminado y elevado tiempo de producción.

Este proyecto pretende incentivar a la industria ecuatoriana en invertir en este tipo de prototipos.

Con éstos antecedentes se desarrolla el presente proyecto, que garantiza la seguridad y economía en la elaboración del prototipo.

CAPÍTULO I

MARCO TEÓRICO

1.1 INTRODUCCIÓN AL INERMOVILISMO

De forma simultánea al desarrollo tecnológico alcanzado en la ingeniería automotriz, en la aplicación del marketing y en los avances en las comunicaciones, el interés por el deporte “tuerca” se ha incrementado considerablemente durante las tres últimas décadas. Lamentablemente debido a los altos costos que implican la participación en dicha actividad deportiva, la casi totalidad de los aficionados han tenido que conformarse con ser “sujetos pasivos” de este deporte.

Y, si no han sido solamente simples espectadores, lo más cercano que han podido hacer es operar los cada vez más populares y sofisticados simuladores, o “aplastar” un poco más de la cuenta el acelerador de sus vehículos, poniendo en riesgo sus vidas, las de los demás y castigando sus bolsillos.

En las próximas líneas se proponen algunos conceptos completamente nuevos y a continuación del mismo un proyecto de formalización de un deporte que sin ser automovilismo, se basa fundamentalmente en él, es además, una actividad que de una forma muy informal como han sido las carreras de coches de madera se ha mantenido viva por muchos años en varios países, entre ellos el Ecuador.

Es importante destacar que los razonables costos de participación, la reducción del riesgo en comparación con el automovilismo, la generación de un impacto medioambiental prácticamente nulo y otros factores detallados más adelante permitirán a este *deporte extremo*:

- Satisfacer el popular deseo de sentir el vértigo y la velocidad tanto en forma recreativa como deportiva;
- Fomentar las actividades productivas vinculadas al diseño, fabricación y distribución de los vehículos;
- Incrementar considerablemente el flujo turístico generado por dicha actividad, especialmente en aquellos lugares que son privilegiados con su topografía y que por lo tanto ofrecen las facilidades adecuadas para su práctica; y ,
- Constituirse en un semillero de pilotos que en el futuro serán requeridos para participar en competencias automovilísticas de alto nivel.

Haciendo una referencia de la práctica de este deporte se menciona que en España este tipo de carrera tiene mucha tradición y se la conoce con el nombre de carrera de carriladas.

En el caso del Ecuador hay carreras como la de Pimampiro que se las ha realizado ininterrumpidamente desde los años 50 del siglo XX.

El espíritu de esta modalidad refleja que la construcción de los vehículos es artesanal, con lo que muchas de las veces los corredores son al mismo tiempo los ingenieros, los constructores y los pilotos, por ello sus creaciones constituyen una verdadera muestra de tecnología popular.

Gracias al desarrollo tecnológico del automovilismo, a la creciente capacitación de los aficionados a los deportes de inercia, al uso masivo del internet y a otros factores complementarios, se están adoptando cada vez con mayor frecuencia componentes

automotrices, aplicando tecnologías de diseño e implantación de elementos de seguridad activa y pasiva del deporte automotriz de alto rendimiento.

1.2 INERMÓVIL

En términos generales un inermóvil es un vehículo de cuatro ruedas, desprovisto de autopropulsión, de características similares a las de un automóvil, pero que a diferencia de éste, para moverse está sujeto a factores externos, entre los que se pueden mencionar la inercia producida por la gravedad, o la fuerza necesaria para ser empujado.

Considerando que el propósito del presente proyecto se enfoca hacia el aspecto deportivo, es necesario ubicar al inermóvil en un contexto más específico con lo cual se debe enunciar lo siguiente:

Un inermóvil destinado a la práctica deportiva es un vehículo de cuatro ruedas (Figura 1.1), desprovisto de autopropulsión, de características similares a las de un automóvil de carreras, especialmente en lo que respecta a su aerodinámica y a sus niveles de seguridad, tanto activa como pasiva y que está específicamente diseñado y preparado para competir en trayectos de descenso (cuesta abajo).



Figura 1.1: Inermóvil

Es por esa razón, que un inermóvil al desplazarse por tramos largos de carretera en bajada alcanza altas velocidades y pone a prueba a su piloto para conducir al límite de su habilidad.

Precisamente para su diseño se debe considerar y utilizar conceptos de ingeniería automotriz que permitan enfrentar con total solvencia los retos de la aerodinámica, la estabilidad, la seguridad, etc., para que sin motor se pueda alcanzar un desempeño máximo con niveles de seguridad óptimos.

Para ello con el automovilismo deportivo comparten su estructura, que en los dos casos es metálica. Ambos poseen jaula antivuelco y tienen similares sistemas de dirección, suspensión y frenos.

1.3 INERMovilISMO

El inermovilismo es una actividad deportiva y recreativa derivada del automovilismo, en la cual una o dos personas usan un vehículo sin autopropulsión (inermóvil) para descender pendientes de montaña.

1.3.1 ETIMOLOGÍA

La palabra inermovilismo viene de dos raíces: del latín inertia, que significa la “capacidad de los cuerpos para salir del estado de reposo, para cambiar las condiciones de su movimiento o para cesar en él, sin la aplicación o intervención de alguna fuerza” y del latín mobilitas/mobilitatis que significa “calidad de movable”.

Inermovilismo es una palabra acuñada, inventada por Guido Alberto Aguirre y tiene un registro efectuado por el Instituto Ecuatoriano de Propiedad Intelectual fechado el 7 de diciembre de 2004.

Las competencias inermovilísticas son realizadas en trayectos de carretera. Es por ello que su normatividad se fundamenta en los reglamentos automovilísticos de rally, por lo que es importante señalar entre muchos otros detalles que todos los inermóviles deben tener una carrocería que cubra adecuadamente sus ruedas por la parte superior.

Esto, más que por razones de aerodinámica, responde a la necesidad de evitar la proyección de piedras u otros objetos desde las ruedas de los vehículos y así preservar la integridad física de los mismos pilotos y de los espectadores, quienes al igual que aquello que ocurre en los rallyes se ubican al filo de las vías.

Esta particularidad inherente al público presente durante una carrera determina que los vehículos partan de uno en uno a intervalos de un minuto. Sería demasiado peligroso si lo hicieran en pares y peor aun en grupos más numerosos.

1.3.2 MODALIDADES

Primeramente se debe diferenciar las dos modalidades que coexisten en el inermovilismo:

- Inermovilismo recreativo.
- Inermovilismo deportivo o deporte inermovilístico.

1.3.2.1 Inermovilismo recreativo

Como su nombre lo indica es aquel que persigue un objetivo de recreación (Figura 1.2), por lo tanto no existen otras restricciones que las regulaciones de tránsito estipuladas en los diferentes países.



Figura 1.2: Inermovilismo recreativo

1.3.2.2 Inermovilismo deportivo

Es necesario indicar que el inermovilismo es un *deporte extremo* (Figura 1.3).



Figura 1.3: Deporte extremo

Esta faceta deportiva del inermovilismo está diseñada para:

- La competencia entre pilotos y equipos.
- El desarrollo tecnológico vinculado con dicha competencia.
- Respaldar al inermovilismo recreativo mediante la dotación de vehículos capaces de brindar la seguridad y la comodidad adecuada.
- La selección de trayectos idóneos para el desempeño seguro de esta actividad.

1.3.3 CLASIFICACIÓN DEL INERMOVILISMO DEPORTIVO

Existen varias clasificaciones del inermovilismo deportivo dependiendo de ciertos criterios:

1.3.3.1 Por el número de ocupantes

- Monoplazas (M): Aquellos que llevan únicamente a su conductor (Figura 1.4).



Figura 1.4: Vehículo monoplaza

- Biplazas (B): Aquellos que llevan a un conductor y su navegante (Figura 1.5), quien es el encargado de leer la hoja de ruta.



Figura 1.5: Vehículo biplaza

1.3.3.2 Por el nivel tecnológico

- Fórmula avanzada (FA): Esta clase, la “reina” del deporte inermovilístico, se encuentra aun en una fase de preparación y está proyectada para presentar un diseño bastante elaborado (Figura 1.6) con un grado tecnológico que para los años venideros será de punta. Entre sus especificaciones se hallan: el uso túneles de viento para el diseño aerodinámico del vehículo, el empleo de fibra de carbono para la carrocería, discos de freno de compuesto cerámico, etc.

Los costos de participación serán muy altos y serán accesibles solo para equipos de gran solvencia económica.

Una de las particularidades de esta categoría es que solo podrán participar en ella, aquellos pilotos que hayan sido campeones de la fórmula básica.



Figura 1.6: Vehículo monoplaza de última tecnología

- Fórmula Básica (FB): La fórmula básica está diseñada para que sus vehículos puedan ser construidos *artesanalmente* con partes y piezas económicamente accesibles para un individuo de clase media.

Los vehículos deberán estar provistos de sus respectivas barras antivuelco, refuerzos estructurales y respaldo aerodinámico (Figura 1.7).



Figura 1.7: Vehículo monoplaza artesanal

1.3.3.3 Por el tipo de suelo en el que rueda

- En asfalto / pavimento (P).
- En lastre (L).

Por lo tanto en el deporte inermovilístico existen 8 modalidades:

1) FAPM: Fórmula avanzada en pavimento para monoplazas.

2) FALM: Fórmula avanzada en lastre para monoplazas.

3) FBPM: Fórmula básica en pavimento para monoplazas.

4) FBLM: Fórmula básica en lastre para monoplazas.

5) FAPB: Fórmula avanzada en pavimento para biplazas.

6) FALB: Fórmula avanzada en lastre para biplazas.

7) FBPB: Fórmula básica en pavimento para biplazas.

8) FBLB: Fórmula básica en lastre para biplazas.

Las diferencias entre los vehículos habilitados para correr en pavimento con respecto a los que lo hacen en lastre radican en el diseño de la suspensión, el tamaño de las ruedas, y, la altura mínima y máxima de los vehículos. Las demás especificaciones tales como peso total máximo, niveles mínimos de seguridad activa y pasiva, largo y ancho, etc., son las mismas.

En la Tabla 1.1 se describen los componentes principales de los inermóviles de fórmula básica.

1.4 COMPONENTES PRINCIPALES (FICHA TÉCNICA)

Tabla 1.1: Ficha técnica de los inermóviles de fórmula básica

SISTEMA DE FRENOS	
	<ul style="list-style-type: none"> • Doble circuito de frenos en diagonal. • Frenos de disco en las cuatro ruedas <ul style="list-style-type: none"> a) Discos ventilados delanteros b) Discos sólidos posteriores • Freno de mano.
SISTEMA DE DIRECCIÓN	
	<ul style="list-style-type: none"> • Dirección de piñón y cremallera. • Columna colapsable.
SUSPENSIÓN	
	<ul style="list-style-type: none"> • Delantera: Independiente Mc Pherson, amortiguadores presurizados, muelles helicoidales y barra estabilizadora. • Posterior: Tipo eje de torsión tubular con amortiguadores presurizados y muelles tipo barril.
RUEDAS	
	<ul style="list-style-type: none"> • Aros de acero. • Llantas delanteras: • Llantas posteriores:

..../

Tabla 1.1: Componentes principales de un monoplaza (Continuación)

EQUIPO INTERIOR	
	<ul style="list-style-type: none"> • Asientos de competencia. • Cinturones de seguridad de arnés. • Pito. • Velocímetro. • Control de presión de líquido de frenos. • Batería de 12V.
EQUIPO EXTERIOR	
	<ul style="list-style-type: none"> • Espejos retrovisores exteriores. • Luces de freno posteriores. • Respaldo aerodinámico compuesto de: <ul style="list-style-type: none"> a) Alerón posterior b) Faldones laterales
EQUIPO DE SEGURIDAD	
	<ul style="list-style-type: none"> • Jaula antivuelco integral.
CHASIS	
	<ul style="list-style-type: none"> • Monoplaza tubular.
CARROCERÍA	
	<ul style="list-style-type: none"> • Fibra de vidrio.

Fuente: www.patituerca.com/ecuador/ct.nsf/0/.../Inermovilismo.doc

Elaborado: Jorge López, Alex Silva

1.5 CEPRODI

1.5.1 GUÍA DEL ORGANIZADOR

La Guía del Organizador es el Documento Oficial del Comité Ecuatoriano de Promoción de Deportes de Inercia (CEPRODI) que reúne toda la normativa necesaria para *OTORGAR EL AVAL* en la organización de una prueba de Deportes de Inercia.

Se aprueba anualmente en la Asamblea General del CEPRODI y es de aplicación a todas las pruebas avaladas del territorio nacional.

1.5.2 REGLAMENTO DE CATEGORÍAS

1.5.2.1 Listado de Categorías

Se establece un total de 4 categorías oficiales:

- Bicicletas de inercia (gravity bikes).
- Vehículos ligeros.
- Vehículos semi-pesados (inermóviles monoplaza).
- Vehículos pesados (inermóviles biplaza).

1.5.2.2 Número de categorías admitidas

Queda a elección del organizador el número de categorías que permita en su carrera (siempre que esta carrera no pertenezca a ningún Campeonato Provincial o Nacional

ya que éstas están obligadas a acoger todas las modalidades permitidas por el CEPRODI), pudiendo agrupar varias de las mencionadas categorías competitivas en una sola.

En todo caso y como mínimo siempre deben existir al menos dos categorías en cada carrera, excepto en una prueba exclusiva de ciclismo de inercia, en la que adicionalmente a los trayectos usuales de descenso en pavimento, que permiten competir a todas las categorías, es posible utilizar trayectos que incluyan senderos angostos. En este caso es conveniente, además de efectuar salidas individuales, dividir al grupo de competidores en una categoría de Rin (diámetro) 26 pulgadas y otra de Rin (diámetro) 20 pulgadas.

Cualquier tipo de prueba, sea nacional, provincial o local puede realizarse en trayectos asfaltados, de tierra o empedrados. Los competidores de trineo de asfalto, que desearan participar en las carreras realizadas en trayectos de tierra o empedrados, deben necesariamente hacerlo en otro tipo de vehículo ligero. Con ello tienen la opción de seguir acumulando puntos para el campeonato.

1.5.2.3 Reglamentos técnicos

Estas normas son de obligado cumplimiento en todas las pruebas AVALADAS, independientemente de su carácter nacional, provincial o local.

1.5.2.3.1 Ciclismo de inercia (gravity bikes)

- Bicicletas con aro Rin (diámetro) 20 pulgadas (recomendado) o 26 pulgadas.
- Bicicletas, de cualquier tipo, sin ningún sistema de propulsión.
- La bicicleta debe estar en buenas condiciones, sin elementos puntiagudos, sueltos o peligrosos.

- Ruedas lenticulares permitidas sólo en el eje trasero.
- Freno obligatorio delantero y posterior.
- El asiento debe estar firmemente sujeto, no se admiten bridas o similares.
- Distancia máxima entre ejes: 1270mm.
- Peso máximo del vehículo sin su ocupante: 34Kg. El lastre esta sujeto con tornillo de diámetro mínimo de 6mm. con tuerca-contratuerca.

1.5.2.3.1.1 Recomendaciones

En la práctica, la bicicleta de rueda de diámetro 20 pulgadas conducida en posición de moto (eliminando los pedales y con los pies apoyados en el eje trasero), se ha confirmado como la más rápida. Sin embargo, la apertura a otros tipos de bicicleta (bicicletas montañeras) prácticamente sin transformaciones pretende facilitar el acceso a los deportes de inercia al gran público.

1.5.2.3.1.2 Pilotaje

Los pilotos no pueden variar su trayectoria para impedir el adelantamiento de un rival cuando esto pueda suponer peligro de caída.

Durante el recorrido, en posibles tramos de velocidad muy reducida, los pilotos pueden impulsarse libremente con los pies, ello puede darse desde el vehículo o desmontando, corriendo y volviendo a montar.

1.5.2.4 Vehículos ligeros

- Deben tener 4 ruedas.
- Llantas de un Rin (diámetro) máximo de 10 pulgadas.
- Chasis construido de cualquier material, siempre y cuando esté sólidamente ensamblado.

- Prohibida la utilización de clavos en su construcción.
- Monoplazas. Deben llevar un solo ocupante.
- Distancia máxima entre ejes (trasero-delantero): 1500mm.
- Ancho máximo: 1400mm.
- Longitud máxima: 2600mm.
- Peso máximo del vehículo sin su ocupante: 150Kg.
- Es obligatorio el disponer de un punto de enganche delantero y trasero, bien visible, así como de una cuerda (prohibido las metálicas por el peligro en caso de rotura). Estos elementos han de ser capaces de aguantar el remonte del vehículo con otros tres enganchados detrás. Recomendables las cuerdas de escalada por su alargamiento controlado que disminuye tirones. Esta obligación no se aplica a los trineos de asfalto.
- Es altamente recomendable la colocación de una jaula de seguridad, resistente a cualquier tipo de impacto o vuelco (excepto en los trineos de asfalto).
- Es obligatorio el uso de cinturón de seguridad (excepto en los trineos de asfalto).
- Para el caso de los trineos de asfalto, será necesario cumplir con lo siguiente:
 - El piloto lo conduce tumbado boca arriba con los pies por delante.
 - El trineo debe estar en buen estado, no debe tener ningún elemento suelto ni que pudiere desprenderse o causar lesiones.
 - Ningún carenado puede cubrir el cuerpo del piloto.
 - Ninguna pieza del trineo puede sobresalir entre las piernas del piloto.
 - Ninguna pieza del trineo debe interferir con los pies en la frenada.
 - Peso máximo: 25Kg.
 - Longitud máxima: 3000mm.
 - Ancho máximo: 610mm.

- La parte delantera y trasera deben estar cubiertas de un material elástico absorbente con dimensiones mínimas de 77mm. de ancho, 26mm. de alto y 39mm. de espesor.
- Se permite pequeños carenados por delante de los pies o por detrás de la cabeza con las siguientes limitaciones:
 - No podrán cubrir ninguna parte del cuerpo del piloto.
 - Deberán estar fabricados en material blando que no cause lesiones en caso de colisión.
- Los ejes se deben torcer por inclinación del cuerpo.
- Los ejes no pueden sobresalir más allá del trineo.
- Los ejes no pueden sobresalir más allá de las ruedas.
- Rodamientos libres.
- 4 ruedas como mínimo en contacto con el suelo. Diámetro máximo de 130mm.
- Solo se permite frenar con los pies del piloto. Ningún freno adicional esta permitido.
- Detrás de la cabeza se incluye una placa porta-números que pueda albergar números de 100mm. de altura.
- El lastre es libre siempre que se respete el peso máximo del trineo.
- El lastre sólo se puede incluir en el trineo con un tornillo de diámetro mínimo de 6mm. con tuerca de seguridad (auto-frenante/con anillo de nylon) o doble tuerca.
- Los pilotos no pueden variar su trayectoria para impedir el adelantamiento de un rival cuando esto pueda suponer peligro de caída (eliminadoras).
- Durante el recorrido, en posibles tramos de velocidad muy reducida, los pilotos pueden impulsarse libremente con las manos, quedando prohibido el impulsarse con los pies y tumbarse posteriormente.

1.5.2.5 Vehículos semi-pesados (inermóviles monoplaza)

- Deben tener 4 ruedas.
- Llantas de un Rin (diámetro) máximo de 13 pulgadas.
- Chasis construido en cualquier tipo de metal (no madera).
- Su estructura interna debe estar conformada de un chasis tubular, de vigas estructurales o puede ser mixta.
- Sistema de frenos hidráulicos en las cuatro ruedas.
- Freno de mano en excelente estado.
- Deben tener colocados un par de retrovisores EXTERIORES.
- Monoplazas. Deben llevar un solo ocupante.
- Deben tener jaula integral de seguridad (safety roll cage).
- Es obligatorio el uso de cinturón de seguridad.
- Peso máximo del vehículo sin su ocupante: 300Kg.
- Es obligatorio el disponer de un punto de enganche delantero y trasero, bien visible, así como de una cuerda (prohibido las metálicas por el peligro en caso de rotura). Estos elementos han de ser capaces de aguantar el remonte del vehículo con otro vehículo similar enganchado detrás. Recomendables las cuerdas de escalada por su alargamiento controlado que disminuye tirones.
- Todas las partes del vehículo contra las que pudieren impactar piloto o copiloto/s en un accidente deben estar acolchadas.

1.5.2.6 Vehículos pesados (inermóviles biplaza)

- Deben tener 4 ruedas.
- Llantas de un Rin (diámetro) máximo de 13 pulgadas.
- Chasis construido en cualquier tipo de metal (no madera).
- Su estructura interna debe estar conformada de un chasis tubular, de vigas estructurales o podrá ser mixta.
- Sistema de frenos hidráulicos en las cuatro ruedas.

- Freno de mano en excelente estado.
- Sistema de dirección de piñón y cremallera.
- Deben tener colocados un par de retrovisores EXTERIORES.
- Biplazas. Dos ocupantes sentados uno junto al otro, NO uno detrás del otro
- Deben tener jaula integral de seguridad (safety roll cage).
- Es obligatorio el uso de cinturón de seguridad tanto para piloto como para copiloto.
- Peso máximo del vehículo sin sus ocupantes: 600Kg.
- Es permitido la participación de cualquier tipo de prototipo tubular con su motor extraído y con jaula de seguridad.
- Es permitido la participación de los vehículos Mini tipo coupé, no camionetas (Austin, Morris, BMC, AUTHI, Cord, Clubman) con su cable de acelerador extraído, con tanque de combustible vacío y con jaula de seguridad.
- Es obligatorio el disponer de un punto de enganche delantero y trasero, bien visible, así como de una cuerda (prohibido las metálicas por el peligro en caso de rotura). Recomendables las cuerdas de escalada por su alargamiento controlado que disminuye tirones.
- Todas las partes del vehículo contra las que pudieren impactar piloto o copiloto/s en un accidente deben estar acolchadas.

1.6 ETAPAS DEL DISEÑO DE UN PROYECTO ESTRUCTURAL

Cualquier tipo de estructura debe ser diseñada para resistir con seguridad todas las cargas permanentes y transitorias, sin exceder los esfuerzos permisibles para el material de construcción especificado.

Concretamente el proyecto de una estructura comprende algunas etapas, la cuales son:

1.6.1 ETAPA 1: DISEÑO ESTRUCTURAL

Es la etapa más importante del diseño estructural, ya que la optimización del resultado final del diseño depende en gran medida del acierto en la selección del elemento principal más adecuado para un proyecto específico.

En esta etapa se seleccionan los materiales que van a constituir la estructura, se define el sistema estructural principal, así como el arreglo y dimensiones preliminares de los elementos estructurales más comunes, el objetivo es utilizar la solución óptima dentro de un conjunto de posibles opciones de estructuración.

1.6.2 ETAPA 2: ESTIMACIÓN DE LAS CARGAS

En esta segunda etapa del proyecto se identifican las cargas que se consideran que van a incidir, ó que tienen posibilidad de actuar sobre el sistema estructural durante su vida útil.

Entre estas acciones se encuentra, por ejemplo, las acciones permanentes como la carga muerta, acciones variables como la carga viva, y acciones accidentales como el viento e impacto.

1.6.3 ETAPA 3: ANÁLISIS Y DISEÑO ESTRUCTURAL

Procedimiento que lleva a la determinación de la respuesta del sistema estructural ante la solicitación de las acciones externas que pueden incidir sobre dicho sistema.

La respuesta de una estructura o de un elemento es su comportamiento bajo una acción determinada, esta en función de sus propias características y puede expresarse en función de deformaciones, esfuerzos, reacciones, entre otros.

En esta etapa se revisa si se cumple con los requisitos de seguridad adoptados.

1.7 ANÁLISIS DE CARGAS

Una de las tareas más importantes de un proyecto estructural es determinar de manera precisa el valor de las cargas que soporta la estructura durante su vida útil, así como la posición y las combinaciones más desfavorables que se pueden tener de acuerdo a guías y reglamentos establecidos.

1.7.1 CLASIFICACIÓN SEGÚN EL TIEMPO DE APLICACIÓN

1.7.1.1 Cargas Permanentes (Pe)

Son las que duran toda la vida útil de la estructura. Comprenden al peso propio de la estructura y el de todas aquellas partes que están permanentemente ligadas a ellas y pueden ser determinadas de acuerdo a la siguiente fórmula:

$$P_e = \sum (\text{Peso del elemento} \times \text{Número de elementos}) \quad \text{Ecuación 1.1}$$

1.7.1.2 Cargas Accidentales

Una carga accidental es aquella que sucede eventualmente en la vida de una estructura, no es constante y puede alcanzar grandes magnitudes. Esta no se debe al funcionamiento normal del inmueble y se presenta solo durante lapsos breves.

Algunas de las cargas accidentales más importantes se detallan a continuación.

1.7.1.3 Cargas de Viento (Cf)

Es una carga difícil de determinar, depende de la velocidad, ubicación geográfica, altura y forma de la estructura. Se recurre a los reglamentos donde se encuentran en

valores expresados en Kg/m^2 . Estas cargas se pueden determinar como fuerzas estáticas horizontales aplicadas a las masas de la estructura.

1.7.1.4 Cargas Sísmicas (C_v)

Estas cargas son vibraciones cíclicas y simultáneas en forma vertical y horizontal (más intensas).

Las estructuras deben ser diseñadas para resistir fuerzas sísmicas provenientes de cualquier dirección. Estas cargas inducidas en las estructuras están en relación a su masa y elevación a partir del suelo; así como de las aceleraciones del terreno y de la capacidad de la estructura para disipar energía; estas cargas se pueden determinar como fuerzas estáticas horizontales aplicadas a las masas de la estructura.

$$C_v = C_a + C_f + C_s$$

Ecuación 1.2

Donde:

C_a = Carga viva.

C_f = Carga de viento.

C_s = Carga de seguridad.

1.7.2 CLASIFICACIÓN SEGÚN SU ESTADO INERCIAL

Se refiere al estado de reposo o movimiento en que se encuentra el vehículo en un momento específico esta se clasifica en:

1.7.2.1 Cargas Estáticas

Son las que no cambian nunca su estado de reposo o lo hacen lentamente en el tiempo. En todos los casos son las que durante el tiempo que actúan están en estado de reposo, y por extensión también aquellas que tienen estado inercial despreciable, es decir que si bien varían en el tiempo lo hacen en forma muy lenta.

1.7.2.2 Cargas Dinámicas

Son las que varían rápidamente en el tiempo. En todos los casos son las que durante el tiempo que actúan están en estado de movimiento (inercial) considerable.

1.7.3 CLASIFICACIÓN SEGÚN LA DIRECCIÓN DEL MOVIMIENTO

1.7.3.1 Cargas Móviles

Son aquellas en las cuales la dirección del movimiento es perpendicular a la dirección en que se produce la carga.

1.7.3.2 Cargas de Impacto (Ci)

Son aquellas en las cuales la dirección del movimiento es coincidente con la dirección en que se produce la carga. Se caracterizan por un tiempo de aplicación muy breve (instantánea).

La carga de choque se encuentra, por lo general, multiplicando la carga en movimiento (viva) por un factor de choque. El factor de choque es distinto para cada tipo de carga dinámica y su valor nunca puede aproximarse más que como una burda aproximación para efecto dinámico real de la carga en movimiento.

Para efectos del diseño en el sistema de suspensión se considerará el 30% de la carga muerta (Cm) y la carga viva (Ca).

$$Ci = 0.3(Cm + Ca)$$

Ecuación 1.3

Todas las cargas dinámicas (móviles o de impacto) tienen un efecto posible que es la resonancia. Todas las estructuras son en cierta medida elásticas, en el sentido que poseen la propiedad de deformarse bajo la acción de las cargas y de volver a su

posición normal luego de desaparecer dicha acción. Como consecuencia, las estructuras tienden a oscilar. El tiempo en que tarda una estructura en describir una oscilación completa se llama período fundamental.

1.7.3.3 Cargas por efecto de aceleración (ΣF)

Es la fuerza necesaria que permite al vehículo romper su inercia para iniciar el movimiento. Este movimiento está estrechamente relacionado con la dinámica de las ruedas y del tipo de vía por la que transita el vehículo.

$$\Sigma F = ma$$

Ecuación 1.4

Donde:

F = Fuerzas resultantes.

m = Masa de la partícula.

a = Aceleración resultante.

Esta ecuación es vectorial ya que la dirección y sentido de la fuerza son los mismos que los de la aceleración.

1.7.3.4 Resistencia a la rodadura (R_c)¹

Existen diferentes formas de analizar cada una de las posibilidades en que los neumáticos del prototipo pueden interactuar con el suelo. Para un análisis aproximado de esta interacción se puede partir asumiendo que la rueda es rígida y el terreno es completamente rígido.

¹ Wong, J. Y; Theory of Ground Vehicles, New Cork, 1978.

$$R_c = \frac{W^2}{5,7cbD}$$

Ecuación 1.5

Donde:

W = Carga vertical.

c = Constante de resistencia del terreno.

b = Ancho de la llanta.

D = Diámetro de la llanta.

1.7.4 OTRAS CARGAS A UTILIZAR EN EL DISEÑO

1.7.4.1 Cargas muertas (Cm)

Son aquellas cuya magnitud y posición permanecen prácticamente constantes durante la vida útil de la estructura. La carga muerta está producida por el peso de toda construcción permanente, que incluye el peso propio de la estructura y todo el equipo permanente no incluido en la carga viva.

$$C_m = P_e + C_s$$

Ecuación 1.6

Donde:

C_m = Carga muerta.

P_e = Peso propio del vehículo monoplaza.

1.7.4.2 Cargas vivas (C_v)

Son cargas variables en magnitud y posición debidas al funcionamiento u ocupación propia de la estructura. Incluye las personas y cualquier tipo de carga transitoria.

Esta carga es la resultante entre el peso de la carga que se pretender transportar más una sobrecarga. Esta última es considerada para evitar que la estructura falle

por sobrecargas ya sea por desconocimiento de su capacidad máxima o por imprudencia del operario.

$$C_a = C_t + (C_t \times 0,1) \quad \text{Ecuación 1.7}$$

Donde:

C_t = Carga a transportar

1.7.4.3 Carga de seguridad o sobrecarga (C_s)

Este tipo de carga es considerada para evitar que la estructura falle por sobrecarga durante su vida útil. Según el Colegio de Ingenieros Mecánicos de Pichincha se recomienda asignar un valor aproximado de 20Kg/m^2 como carga de seguridad adicional para estructuras metálicas convencionales.

$$C_s = 20\text{Kg/m}^2 \times \text{Área de carga del vehículo} \quad \text{Ecuación 1.8}$$

1.7.4.4 Carga de diseño (C_d)

Constituye la carga con la que se efectúa el diseño estructural. La carga de diseño se obtiene mediante la suma de la carga muerta (C_m), carga sísmica (C_v) y la carga de impacto (C_i).

$$C_d = C_m + C_v + C_i \quad \text{Ecuación 1.9}$$

Donde:

C_m = Carga muerta.

C_v = Carga sísmica.

C_i = Carga de impacto.

1.8 OBJETIVOS DEL PROYECTO

1.8.1 OBJETIVO GENERAL

Diseñar y construir un vehículo monoplaza de modalidad Fórmula Básica en pavimento para monoplazas para competencias por gravedad”

1.8.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS

- Realizar el diseño estructural del vehículo monoplaza.
- Realizar el estudio y acoplar al prototipo el adecuado sistema de suspensión que mejor se adapte a las condiciones del terreno por el cual va a desplazarse.
- Proporcionar un equipo seguro y confiable para las personas que realizan la práctica de esta disciplina deportiva.
- Diseñar, construir y probar el prototipo determinado en base a la ficha técnica del inermóvil monoplaza de fórmula básica.

1.9 ALCANCE

- Recopilar información de los requerimientos o necesidades de los propietarios del vehículo monoplaza.
- Realizar un estudio de campo sobre las condiciones actuales en las que se encuentran los vehículos para competencias.
- Determinar los parámetros funcionales y de diseño en base al estudio de campo realizado.
- Seleccionar los materiales más apropiados para el diseño, de manera que sea seguro, resistente, ligero y económico.

CAPÍTULO II

PARÁMETROS DE DISEÑO, SELECCIÓN DE ALTERNATIVAS Y PROTOCOLO DE PRUEBAS

2.1 PARÁMETROS FUNDAMENTALES PARA DEFINIR EL VEHÍCULO

2.1.1 PARÁMETROS FUNCIONALES

Los factores que determinan la capacidad son numerosos. Entre los más importantes se tiene:

- Dimensiones.
- Peso.
- Tamaño de los neumáticos.
- Materiales.

2.1.1.1 Dimensiones y Peso

Estos parámetros son muy importantes en el diseño, porque el peso y dimensiones máximas con las que pueden ser construidos los vehículos monoplazas están establecidos por el "CEPRODI".

Para este tipo de vehículos, las dimensiones máximas que cumplen con este reglamento y satisfacen los requerimientos es de 2,10[m].

El peso del prototipo depende de las dimensiones y de los materiales que se utilicen en su construcción, el peso máximo del vehículo sin su ocupante es de 300Kg.

2.1.1.2 Tamaño de los neumáticos

Este parámetro está establecido por el “CEPRODI” en el que se indica que tamaño de neumáticos deben ser colocados al prototipo.

2.1.1.3 Materiales

Para la construcción de esta estructura se considera utilizar materiales resistentes y que se los pueda encontrar en el mercado local, el material base para la construcción del prototipo es el acero estructural A-36.

El chasis se realiza con vigas armadas, y perfiles metálicos que soporten los requerimientos de peso y fuerzas que intervienen en el diseño.

Los accesorios que se utilizan ya sea por requerimiento o por protección, son: llantas, sistema de frenado, alarma, batería, etc., también se utiliza materiales como pintura, tornillos, remaches y otros. La selección de estos elementos se realiza por catálogos, considerando la disponibilidad de éstos productos en el mercado local.

2.1.2 PARÁMETROS DE DISEÑO

Como parámetros de diseño se puede citar los siguientes (Tabla 2.1):

Tabla 2.1: Parámetros fundamentos de diseño

PARÁMETRO	CARACTERÍSTICA
Velocidad del vehículo	100Km /h
Distancia entre ejes	1.58m
Tipo de modalidad	Fórmula básica en pavimento para monoplazas (FBPM)
Suspensión delantera	Independiente en cada rueda
Dirección	Directa
Frenos	<ul style="list-style-type: none"> • De disco delanteros • De tambor traseros
Costo	No debe exceder los 2500 dólares

Fuente: Propia

Elaborado: Jorge López, Alex Silva

Cada uno de los parámetros fue escogido después de haber escuchado el criterio de los profesionales que se encuentran inmersos en el campo del inermovilismo y que se detallan en la Tabla 2.1.

Para tener una idea de estos, se han identificado tramos de descenso continuo de hasta 10Km, en los cuales, por instantes es posible superar los 120Km /h, con un inermóvil adecuadamente diseñado.

Teniendo en cuenta este criterio se ha tomado el valor de la velocidad promedio del vehículo en 100Km/h.

En la Tabla 2.2 se describen las especificaciones estándar que debe cumplir el prototipo.

Tabla 2.2: Especificaciones del prototipo

Empresa de Ingeniería : LS s.a		<i>Producto:</i> Vehículo Monoplaza		Fecha inicial: 13-04-2009 Ultima revisión: 27-06-2009
ESPECIFICACIONES				
CONCEPTO	FECHA	PROPONE	R/D	DESCRIPCIÓN
Función	20-04-09	I I I I	R R R R	<ul style="list-style-type: none"> • Estabilidad en las curvas. • Lograr una frenada potente. • Reducir el rozamiento mecánico. • Alcanzar la velocidad máx. de 100 km/h en su descenso.
Dimensiones	30-04-09	C C	R R	<ul style="list-style-type: none"> • Dimensiones del monoplaza: largo 2.1m; ancho 1.31m; alto 1.48 • Sistema de suspensión con 10cm de recorrido.
Movimientos	02-05-09	I	R	<ul style="list-style-type: none"> • Desplazamiento libre
Fuerzas	02-05-09	I	R	<ul style="list-style-type: none"> • Por lo general este tipo de prototipo se diseña con un peso máximo de 300Kg. nuestro sistema se va a diseñar con un peso aproximado de 220Kg.
Materiales	04-05-09	I	R	<ul style="list-style-type: none"> • Acero estructura A36.
Señales controles	y 06-05-09	I	R	<ul style="list-style-type: none"> • Señales auditivas (sirena).
Fabricación montaje	y 07-05-09	I	R	<ul style="list-style-type: none"> • Fabricación manual, realización de un prototipo.
Vida útil mantenimiento.	y 13-05-09	C I	R R	<ul style="list-style-type: none"> • La vida útil del sistema esta estimada entre 10 años. • Mantenimiento preventivo programado.

..../

Tabla 2.2: Especificaciones del prototipo (Continuación).

Seguridad y ergonomía	14-05-09	I	D	• Debe cumplir con las normas de seguridad correspondientes.
		I	R	• Necesita de conductor capacitado.
Costos y plazos	20-06-09	I	D	Propuesto a realizarse en 6 meses. Un costo aproximado de 2500 USD.
Almacenamiento	25-06-09	I	R	• Necesita almacenamiento, mientras no este en uso.

Propone: C= Cliente; I = Ingeniería

R/D: R = requerimiento, D = deseo

2.2 ESTUDIO DE ALTERNATIVAS DE DISEÑO

2.2.1 DEFINICIÓN DEL PROBLEMA

El presente proyecto contempla el diseño y la construcción de un vehículo monoplaza para competencias por gravedad este está catalogado dentro de la modalidad de Fórmula Básica en pavimento para monoplazas (FBPM).

Puesto que, actualmente, ninguna industria ecuatoriana se dedica a fabricar y comercializar este tipo de vehículos. Se ha visto la necesidad de realizarlo de forma artesanal, existiendo desperdicio de materia prima y elevado tiempo de producción.

2.2.2 RESTRICCIONES Y LIMITACIONES

Se debe tomar en cuenta factores que impiden que un diseño sea óptimo con relación a otro, y estos son:

2.2.2.1 Económico - Financiero

Debido a la situación actual del mercado nacional surge una gran problemática al momento de diseñar y construir prototipos, puesto que los costos de producción son altos. En la actualidad el diseño y la construcción de estos prototipos se realizan de forma manual, lo que implica gastos operativos elevados.

2.2.2.2 Humano

El grado de dificultad del manejo de este tipo de vehículos; requiere que el conductor tenga conocimientos básicos de conducción del mismo.

2.2.2.3 Tramo de competencia

El lugar donde se va a desempeñar el prototipo debe ser un espacio cubierto con pavimento, para evitar el desgaste de las ruedas y posibles daños tanto en la suspensión como en el vehículo.

2.2.3 ESTUDIO DE CAMPO

Debido a la escasa información sobre este tipo de vehículos, se ha visto la necesidad de solicitar la ayuda y el criterio de profesionales que se encuentran inmersos en este campo, con la finalidad de poder determinar el proceso más apropiado para la fabricación del prototipo en el menor tiempo posible.

2.2.4 DEFINICIÓN DE SISTEMA

SISTEMA.- Conjunto de partes o [elementos](#) organizados y relacionados que interactúan entre sí para lograr un objetivo.

Los sistemas que se presentaran en la máquina son:

- Sistema de dirección.
- Sistema de suspensión.
- Sistema de frenos.
- Chasis o bastidor.
- Sistema de seguridad.
- Neumáticos.

2.2.5 ESTUDIO DE ALTERNATIVAS

La selección de la alternativa adecuada para el diseño del vehículo monoplaza debe ser el resultado de un estudio por separado de cada uno de los sistemas presentes en el prototipo, considerando los parámetros de diseño, funcionales y económicos.

Se analiza cada una de las propuestas con una escala de ponderación de 0 a 10, siendo 0 el mínimo y 10 el máximo, tomando en cuenta la seguridad y funcionalidad de cada uno de los sistemas.

2.2.6 FACTORES A ANALIZAR

2.2.6.1 DURACIÓN O VIDA ÚTIL

Este es un factor importante de analizar, ya que, de él depende el régimen de trabajo al cual va a estar sometido el prototipo, su tiempo de duración y el tipo de mantenimiento que se va a aplicar.

2.2.6.2 MANTENIMIENTO

De este factor depende la facilidad y el tipo de mantenimiento que se va a realizar a cada sistema, ya sea preventivo o correctivo.

2.2.6.3 FACILIDAD DE CONSTRUCCIÓN

Este factor determina la facilidad que se puede presentar al momento de construir un elemento constitutivo del sistema, ya sea, por su geometría, tipo de material empleado, experiencia por parte del fabricante y tiempo de construcción. Lo cual implica un aumento en los costos.

2.2.6.4 FACILIDAD DE MONTAJE

La importancia de analizar este factor, es tomar en cuenta el tipo de elementos utilizados para este proceso, así como también, el tiempo del montaje y puesta a punto del prototipo.

2.2.6.5 CALIBRACIÓN

La importancia de este factor parte de la necesidad de que los sistemas o elementos constitutivos del prototipo queden bien definidos al momento de realizar el montaje para evitar posibles fallas en su desempeño diario.

2.2.6.6 SEGURIDAD

Este factor determina el nivel de confiabilidad al momento de manejar el vehículo, lo cual proporciona la certeza suficiente al conductor de que el mismo no conllevará a riesgos o accidentes.

2.2.6.7 COSTO

Este es el factor más importante al momento de realizar el diseño puesto que si los costos de construcción, montaje y diseño superan los niveles presupuestados, no se podrá terminar el proyecto. Para lo cual se debe saber escoger los mejores elementos al menor costo y la mejor calidad.

2.3 MÉTODO DE SELECCIÓN DE LA MEJOR ALTERNATIVA

El modelo que se usará para seleccionar la alternativa es el método de atributo ponderado. La medida de evaluación, simbolizada por R_j , para cada alternativa j se define como:

$$R_j = \sum_{i=1}^n W_i V_{ij} \quad \text{Ecuación 2.1}$$

Los números W_i son los pesos importantes del atributo, y V_{ij} es la evaluación del valor del atributo i para cada alternativa j . Si los atributos son del mismo peso (también llamados no ponderados) $W_i=1/m$, según se determina de acuerdo con la siguiente expresión:

$$W_i = \frac{\text{puntuación } i \text{ de importancia}}{\sum_{i=1}^m \text{puntuación } i \text{ de importancia}} \quad \text{Ecuación 2.2}$$

Lo anterior significa que W_i puede sacarse de la sumatoria en la fórmula de R_j . La directriz de elección es la siguiente:

Se elige la alternativa con mayor valor R_j . Esta medida supone que pesos altos W_i implican atributos de mayor importancia, y puntuaciones altas V_{ij} indican un mejor desempeño de una alternativa. Se aplica un análisis de sensibilidad para cualquier

puntuación, peso y valor de evaluación con el objetivo de determinar la sensibilidad de la decisión de este.

Tabla 2.3: Asignación de jerarquía para cada atributo

Evaluación de atributo	Jerarquización entre números
Muy pobre	0-2
Pobre	3-5
Bueno	6-8
Muy bueno	7-10

Fuente: Propia

Elaborado: Jorge López, Alex Silva

La puntuación de importancia se la obtiene después de hacer un análisis de los atributos para cada alternativa, y de acuerdo con eso se da una valoración usando el mismo concepto de la Tabla 2.3

2.4 SISTEMAS A ANALIZAR

Los sistemas a analizar son los siguientes:

- Sistema de dirección.
- Sistema de suspensión.
- Sistema de frenos.
- Chasis o bastidor.
- Sistema de seguridad.
- Neumáticos.

2.4.1 SISTEMA DE DIRECCIÓN

Este sistema es el encargado de dirigir el movimiento del vehículo, con un giro de manubrio se transmite por medio de un engranaje al mecanismo de dirección teniendo estabilidad, suavidad y seguridad en su funcionamiento. Su construcción debe ser lo bastante robusta y confiable para evitar fallas de resistencia.

Alternativa A: Mecanismo de dirección directa.

Alternativa B: Mecanismo de dirección piñón – cremallera.

Alternativa C: Mecanismo de sinfín.

2.4.1.1 Alternativa A: Mecanismo de dirección directa

Es un sistema muy sencillo, el mismo que consta de dos brazos de dirección, roscados en sus extremos, y alojados en la rótula la que a su vez se encuentra conectada con el pivote.

Los extremos internos están conectados al soporte, el mismo que sirve para el alojamiento del eje del volante. Con esto se obtiene movimientos directos, lo que significa que al realizar movimientos del volante al lado derecho las ruedas giran a la derecha y viceversa (Figura 2.1).



Figura 2.1: Mecanismo dirección directa

2.4.1.1.1 Ventajas

- Movimientos directos.
- Sistema menos complejo que otros.
- Simplicidad de montaje.
- Bajo costo.

2.4.1.1.2 Desventajas

- Sensibilidad de la dirección.
- Chequeos periódicos.
- Desgaste de rótulas.

2.4.1.2 Alternativa B: Mecanismo de dirección piñón – cremallera

Este sistema, cuenta con un piñón que gira hacia la derecha o hacia la izquierda sobre un riel dotado de dientes (cremallera). Estos componentes trabajan inmersos en grasa. Por eso es importante revisar el estado de los cauchos retenedores de este lubricante, para evitar que con su escape, se produzcan desgastes en los componentes.

En la Figura 2.2 se observa el mecanismo piñón – cremallera.

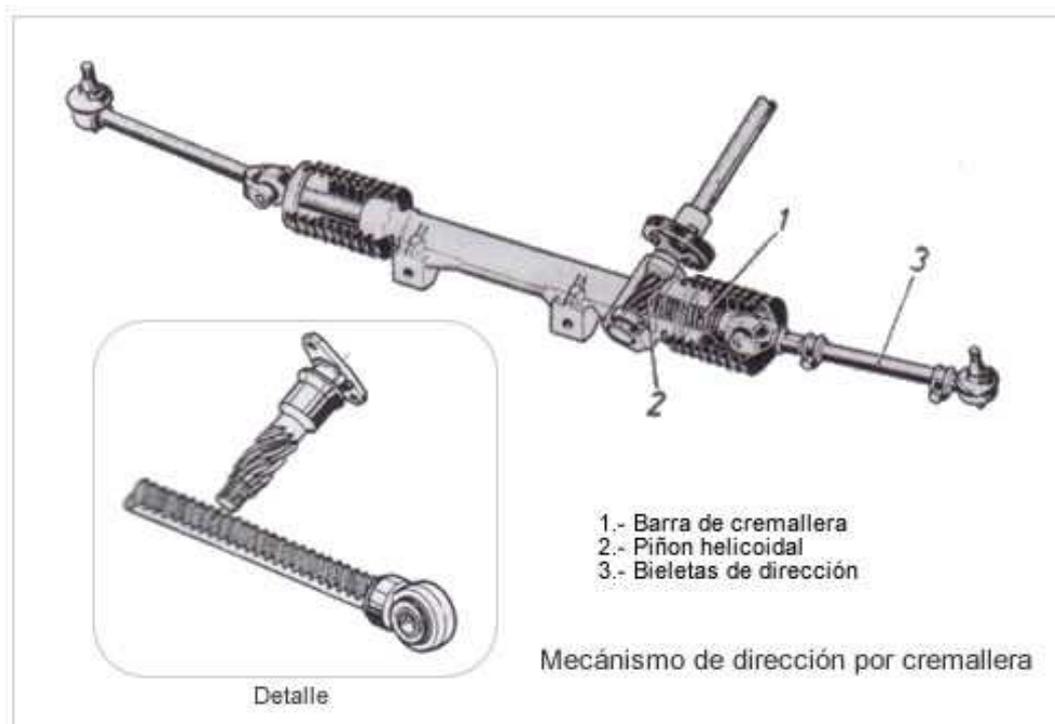


Figura 2.2: Mecanismo piñón – cremallera

2.4.1.2.1 Ventajas

- Precisión en el desplazamiento angular de las ruedas.
- Proporciona gran suavidad en los giros.
- Proporciona una dirección muy estable y segura.

- Simplicidad de montaje.

2.4.1.2.2 Desventajas

- Desajuste del piñón – cremallera.
- Desgaste de rótulas.
- Realizar un chequeo periódico.
- Dificultad de recuperación en los giros.

2.4.1.3 Alternativa C: Mecanismo de sinfín

La Figura 2.3 muestra un tornillo sin fin (o gusano) y su engrane. Debe notarse que los ejes no se cortan y que el ángulo entre los mismos es de 90° ; este es el usual entre ejes, aunque pueden utilizarse otros. El tornillo sin fin, a veces llamado simplemente sinfín.

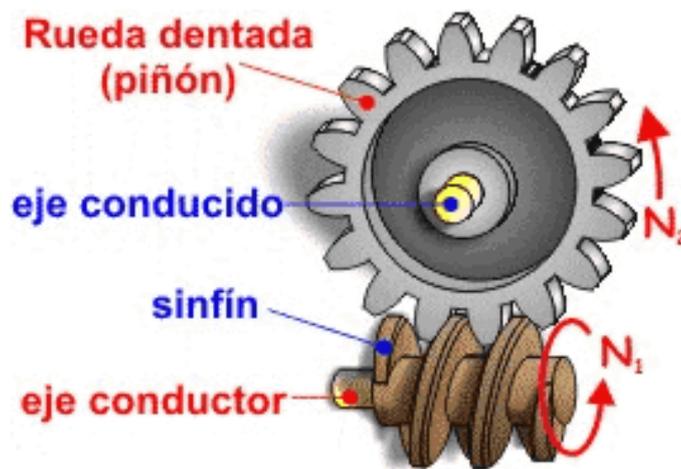


Figura 2.3: Mecanismo sinfín

2.4.1.3.1 Ventajas

- El espacio que ocupa es mínimo en relación a otras opciones.

- Gran ganancia mecánica.
- Una gran reducción de velocidad.

2.4.1.3.2 Desventajas

- Utilización de una película lubricante entre estos dos para que no exista desgaste entre las mismas.
- Realizar un chequeo periódico.

2.4.1.4 Alternativas de Sistema de Dirección

En la Tabla 2.4 se procede a seleccionar la mejor alternativa para este sistema.

Tabla 2.4: Alternativas de Sistema de Dirección

ALTERNATIVAS	A	B	C
FACTORES			
DURACIÓN	7	8	9
MANTENIMIENTO	10	7	8
FACILIDAD DE CONSTRUCCIÓN	10	7	8
FACILIDAD DE MONTAJE	10	8	9
CALIBRACIÓN	10	9	8
SEGURIDAD	7	9	8
COSTOS	10	9	8
TOTAL	64	57	58

Fuente: Propia

Elaborado: Jorge López, Alex Silva

2.4.2 SISTEMA DE SUSPENSIÓN

La suspensión tiene como misión impedir que las irregularidades del terreno lleguen a la carrocería del vehículo y si lo hacen sean lo más disminuidas posible.

Para ello, entre las ruedas y el bastidor, se coloca un medio elástico de unión, medio elástico que se deformará con el peso del vehículo y con la inercia del mismo al elevarse o bajarse como consecuencia de las irregularidades del pavimento.

Alternativa A: Sistema con ballesta.

Alternativa B: Sistema Mcpherson.

Alternativa C: Sistema de suspensión independiente.

2.4.2.1 Alternativa A: Sistema con ballesta

Están compuestas por una serie de láminas de acero resistente y elástico, de diferente longitud, superpuestas de menor a mayor (Figura 2.4) y sujetas por un pasador central llamado “perno-capuchino”. Para mantener las láminas alineadas llevan unas abrazaderas. La hoja más larga se llama “maestra”.

Termina en sus extremos en dos curvaturas formando un ojo por el cual, y por medio de un siembloc² de goma, se articulan en el bastidor. Mediante los abarcones, se sujetan al eje de la rueda. En uno de sus extremos se coloca una gemela, que permite el desplazamiento longitudinal de las hojas cuando la rueda coja un obstáculo y, en el otro extremo va fijo al bastidor.

² El siembloc consiste en dos casquillos de acero entre los que se intercala una camisa de goma.

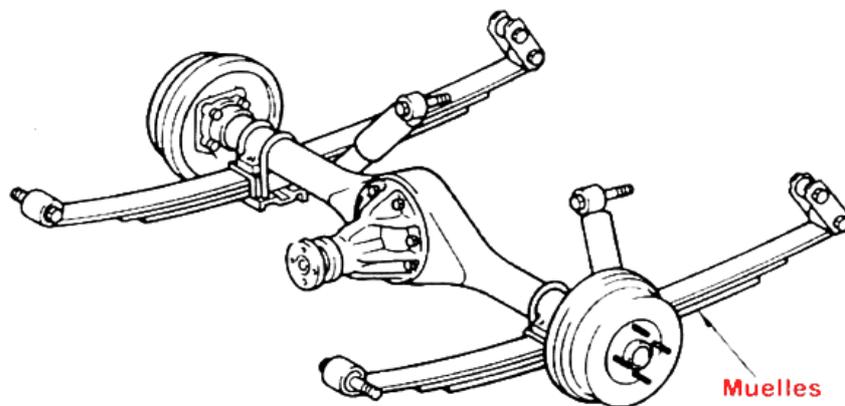


Figura 2.4: Mecanismo con ballestas

2.4.2.1.1 Ventajas

- Facilidad de montaje.
- Mayor resistencia.
- Menor costo.
- Facilidad de adquisición.

2.4.2.1.2 Desventajas

- Mayor rigidez.
- Mayor peso.
- Baja estabilidad.

2.4.2.2 Alternativa B: Sistema Mcpherson

Es un sistema muy utilizado actualmente (Figura 2.5). Aquí el muelle se apoya en la parte inferior del amortiguador y la carrocería, sin necesidad de brazo superior. Consta de un brazo único, de un tirante diagonal y de un pivote en cada rueda delantera.

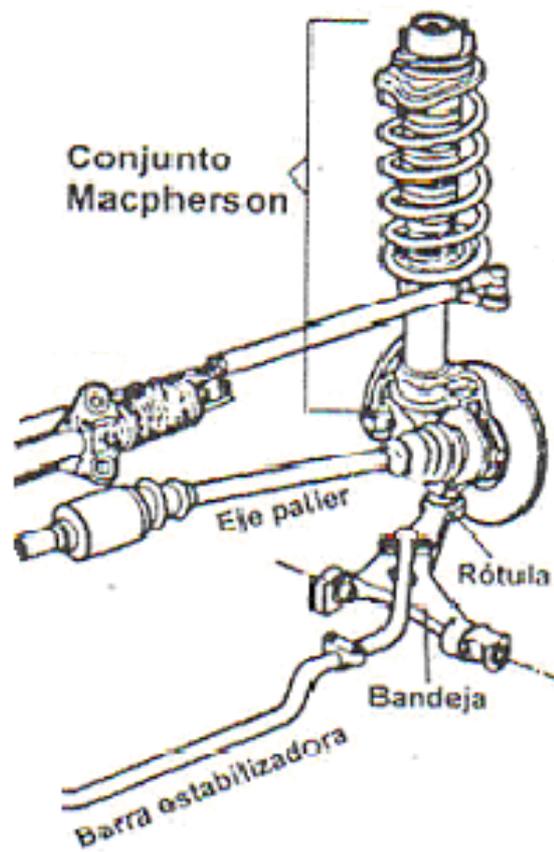


Figura 2.5: Mecanismo Macpherson

2.4.2.2.1 Ventajas

- Buena estabilidad.
- Excelente amortiguación.

2.4.2.2.2 Desventajas

- Dificultad en el diseño.
- Costo elevado.
- Mayor número de componentes en la estructura del sistema.

2.4.2.3 Alternativa C: Sistema de suspensión independiente

Con una suspensión independiente, los neumáticos izquierdo y derecho son soportados por brazos separados y la carrocería es montada en estos brazos por medio de resortes. Puesto que los neumáticos izquierdo y derecho se mueven hacia arriba y abajo separadamente, allí prácticamente no hay influencia de un lado al otro lado.

2.4.2.3.1 Ventajas

- Reduce el balanceo de la carrocería.
- Se logra un excelente y cómodo viaje.
- Gran facilidad de maniobrar en las curvas en U.

2.4.2.3.2 Desventajas

- Muchos elementos estructurales en su composición.
- Mantenimiento periódico en los bocines y bujes.

2.4.2.4 Alternativas de Sistema de Suspensión

En la Tabla 2.5 se procede a seleccionar la mejor alternativa para este sistema.

Tabla 2.5: Alternativas de Sistema de Suspensión

ALTERNATIVAS	A	B	C
FACTORES			
DURACIÓN	9	7	8
MANTENIMIENTO	9	8	9
FACILIDAD DE CONSTRUCCIÓN	6	8	9
FACILIDAD DE MONTAJE	9	6	8
CALIBRACIÓN	9	7	9
SEGURIDAD	8	8	9
COSTOS	9	7	9
TOTAL	59	51	61

Fuente: Propia

Elaborado: Jorge López, Alex Silva

2.4.3 SISTEMA DE FRENOS

La función de los frenos, es detener el giro de la llanta para así lograr detener el vehículo.

Los frenos constituyen uno de los más importantes sistemas de seguridad de un automóvil. En virtud de ello, los fabricantes dedican mucho tiempo al desarrollo y diseño de los sistemas de frenado.

Alternativa A: Frenos de disco.

Alternativa B: Frenos de tambor.

Alternativa C: Freno combinado (disco y tambor).

2.4.3.1 Alternativa A: Frenos de disco

El freno de disco consiste en un disco de hierro fundido o rotor que gira con la rueda, y una pinza o mordaza montada en la suspensión delantera, que presiona las pastillas de fricción contra el disco (Figura 2.6).

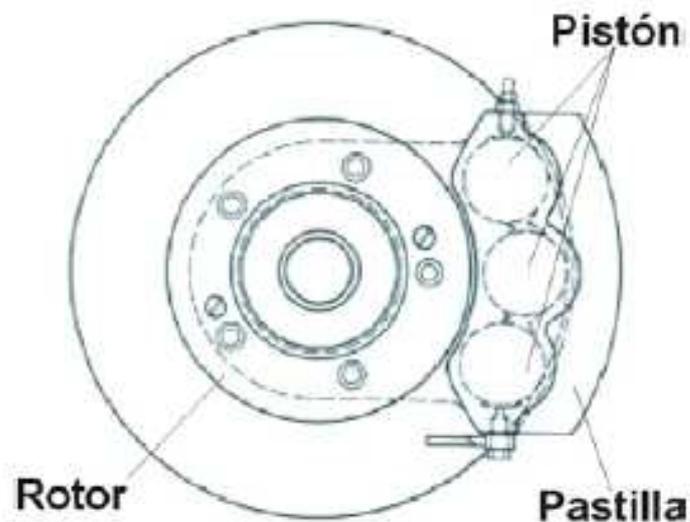


Figura 2.6: Freno de disco

2.4.3.1.1 Ventajas

- No se cristalizan las pastillas del freno.
- Enfriamiento rápido.
- Tiene un mejor frenado en condiciones adversas (lluvia, humedad, etc.).
- Menor peso.

2.4.3.1.2 Desventajas

- Las pastillas son más pequeñas y se desgastan más rápido.
- Mayor costo.

2.4.3.2 Alternativa B: Frenos de tambor

Los frenos de tambor tienen dos zapatas semicirculares que presionan contra la superficie interna de un tambor metálico que gira con la rueda (Figura 2.7). Las zapatas están montadas en un plato de anclaje; este plato está sujeto en la funda del eje trasero o en la suspensión para que no gire.

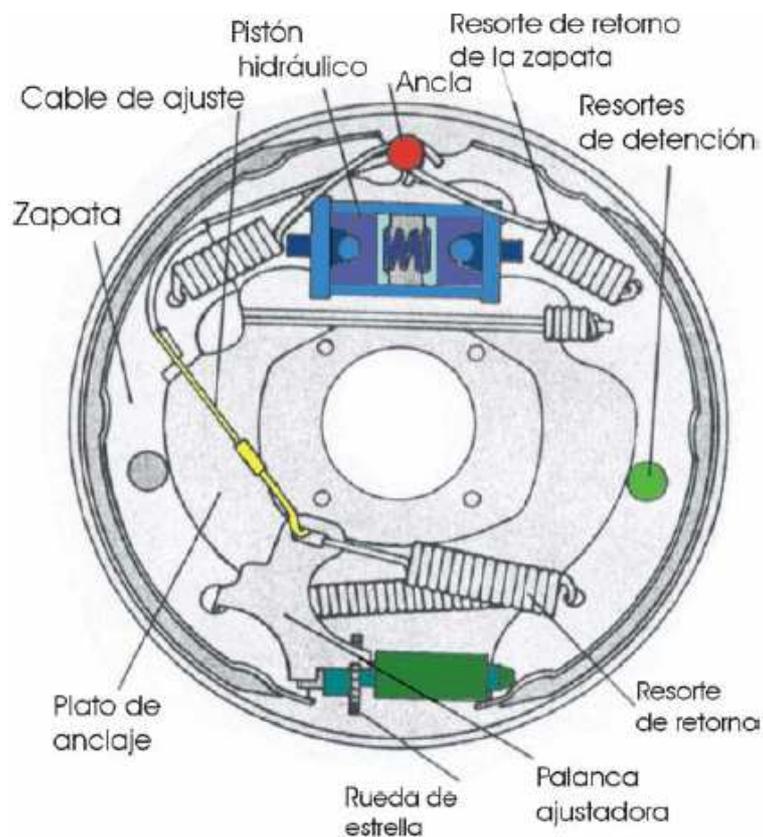


Figura 2.7: Freno de tambor

2.4.3.2.1 Ventajas

- Tiene mayor área de contacto entre el disco y la zapata.
- Mayor duración.
- Facilidad de montaje.

2.4.3.2 Desventajas

- Existe calentamiento por la ausencia de aire refrigerante.
- Deterioro de los elementos de accionamiento.
- Mayor peso.
- Cuando se somete a altos esfuerzos, los frenos pierden su efectividad.
- Dificultad de mantenimiento.

2.4.3.3 Alternativa C: Freno combinado (disco y tambor)

Esta alternativa se trata de la combinación de los frenos de disco y de los frenos de tambor (Figura 2.8); ya que en la actualidad se está utilizando este tipo de combinaciones.

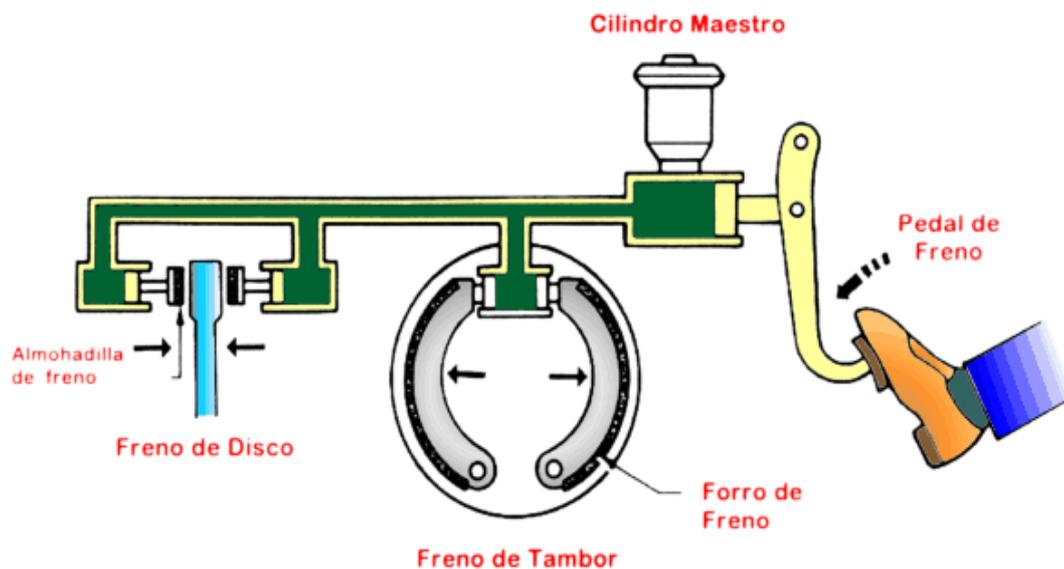


Figura 2.8: Combinación de los dos tipos de frenos

2.4.3.3.1 Ventajas

- Menor costo.
- Mayor duración.

- Mayor estabilidad.
- Facilidad de montaje.

2.4.3.3.2 Desventajas

- Existe calentamiento por la ausencia de aire refrigerante.
- Deterioro de los elementos de accionamiento.
- Dificultad de mantenimiento.

2.4.3.4 Alternativas del Sistema de Frenos

En la Tabla 2.6 se procede a seleccionar la mejor alternativa para este sistema.

Tabla 2.6: Alternativas de Sistema de Frenos

ALTERNATIVAS	A	B	C
FACTORES			
DURACIÓN	7	9	10
MANTENIMIENTO	9	6	8
FACILIDAD DE CONSTRUCCIÓN	9	8	10
FACILIDAD DE MONTAJE	7	10	9
CALIBRACIÓN	7	9	8
SEGURIDAD	10	7	9
COSTOS	6	10	8
TOTAL	55	59	62

Fuente: Propia

Elaborado: Jorge López, Alex Silva

2.4.4 CHASIS O BASTIDOR

Al ser el chasis el elemento estructural, encargado de soportar los esfuerzos estáticos y dinámicos que tiene el vehículo se debe tomar en cuenta los requerimientos del prototipo.

Alternativa A: Chasis compacto o autoportante.

Alternativa B: Chasis independiente.

Alternativa C: Chasis tubular.

2.4.4.1 Alternativa A: Chasis compacto o autoportante

Es la carrocería adoptada por la mayoría de los automóviles actuales (Figura 2.9), está formado por un gran número de piezas de chapas unidas entre sí mediante puntos de soldadura por resistencia eléctrica o por soldadura de arco eléctrico.

También tiene piezas unidas por tornillos.

Se caracteriza por estar formada por un número muy elevado de piezas, soporta todos los conjuntos mecánicos y se autoporta así misma.

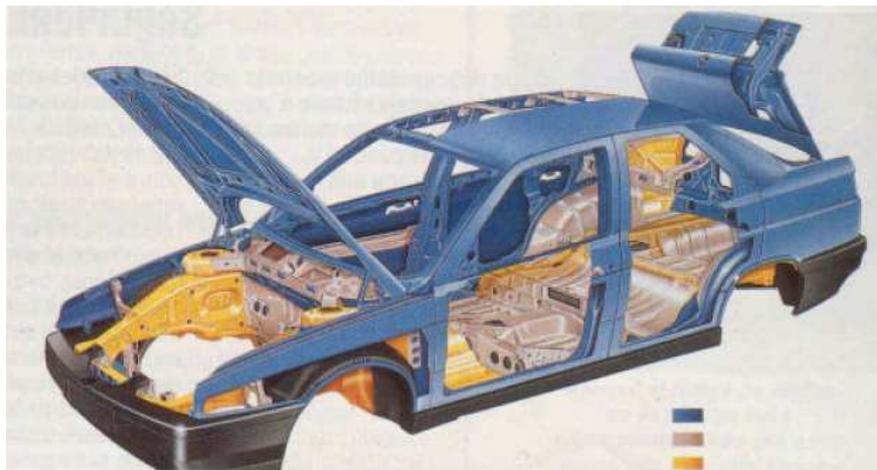


Figura 2.9: Chasis compacto

2.4.4.1.1 Ventajas

- Buena rigidez.
- Excelente flexibilidad.
- Menor peso.

2.4.4.1.2 Desventajas

- Esta formada por un número muy elevado de piezas.
- Soporta todos los conjuntos mecánicos.
- Elevado costo.

2.4.4.2 Alternativa B: Chasis independiente

Es el sistema más antiguo de utilizados en automóviles y el más sencillo (Figura 2.10); este tipo de carrocería se utilizó hasta la aparición de la autoportante o compacto.

Este sistema consta de un chasis rígido en el cual van incorporadas todas las piezas mecánicas como el motor, suspensión, dirección y transmisión



Figura 2.10: Chasis independiente

2.4.4.2.1 Ventajas

- Son más resistentes que el conjunto de una carrocería autoportante.
- La carrocería tiene su propio piso.
- La carrocería es un elemento independiente que se monta y desmonta del chasis completa.

2.4.4.2.2 Desventajas

- Dificultad para obtener sistemas con centro de gravedad bajos.
- Gran peso.

2.4.4.3 Alternativa C: Chasis tubular

Se dice de aquel tipo de chasis basado en la soldadura o unión con pegamentos de alta resistencia de tubos de acero o aluminio que forman una red de largueros y travesaños (Figura 2.11).

La técnica todavía se utiliza en modelos deportivos hechos a mano.



Figura 2.11: Chasis tubular

2.4.4.3.1 Ventajas

- Extraordinaria rigidez y resistencia que evita el pandeo de la estructura.
- Un bajo índice de peso en función del material que se emplea.
- Muy poco peso.

2.4.4.3.2 Desventajas

- Construcción es muy cara.
- Construcción muy laboriosa.

2.4.4.4 Alternativas del Sistema Chasis

En la Tabla 2.7 se procede a seleccionar la mejor alternativa para este sistema.

Tabla 2.7: Alternativas del Chasis

ALTERNATIVAS	A	B	C
FACTORES			
DURACIÓN	8	9	10
MANTENIMIENTO	9	7	8
FACILIDAD DE CONSTRUCCIÓN	8	9	8
FACILIDAD DE MONTAJE	8	10	9
CALIBRACIÓN	8	7	9
SEGURIDAD	8	7	9
COSTOS	9	8	10
TOTAL	58	57	63

Fuente: Propia

Elaborado: Jorge López, Alex Silva

2.4.5 SISTEMA DE SEGURIDAD

En el análisis del sistema de seguridad se ha determinado tres alternativas que cumplan con los requerimientos de diseño del prototipo como la del organismo regulador de la competencia.

Alternativa A: Jaula de seguridad.

Alternativa B: Barra antivuelco.

Alternativa C: Arco antivuelcos.

2.4.5.1 Alternativa A: Jaula de seguridad

Una jaula de seguridad es un marco metálico especialmente construido dentro o alrededor de la cabina de un vehículo (Figura 2.12), para proteger a sus ocupantes en un accidente, particularmente en vuelcos.



Figura 2.12: Monoplaza con jaula de seguridad

2.4.5.1.1 Ventajas

- En su mayoría son usadas en vehículos para competencias.
- Ayuda a incrementar la rigidez del [chasis](#).
- Provee excelente protección al conductor.

2.4.5.1.2 Desventajas

- Mayor peso.
- Dificultad de montaje.
- Mayor costo.

2.4.5.2 Alternativa B: Barra antivuelco

Una barra antivuelcos es una barra colocada detrás del conductor, que provee protección moderada frente a los vuelcos (Figura 2.13).



Figura 2.13: Monoplaza con barra antivuelcos

2.4.5.2.1 Ventajas

- Menor peso.
- Mayor duración.
- Facilidad de construcción.

2.4.5.2.2 Desventajas

- Dificultad de montaje.
- Seguridad moderada.

2.4.5.3 Alternativa C: Arco antivuelcos

Un arco antivuelcos es un par de barras redondeadas que se colocan detrás de los asientos del conductor y del acompañante. A veces, sólo se coloca un arco detrás del conductor (Figura 2.14).



Figura 2.14: Monoplaza con arco antivuelcos

2.4.5.3.1 Ventajas

- Menor peso.
- Menor costo.
- Facilidad de montaje.

2.4.5.3.2 Desventajas

- Mínima seguridad.
- Dificultad de construcción.
- Menor duración.

2.4.5.4 Alternativas para el Sistema de Seguridad

En la Tabla 2.8 se procede a seleccionar la mejor alternativa para este sistema.

Tabla 2.8: Alternativas de Sistema de Seguridad

ALTERNATIVAS	A	B	C
FACTORES			
DURACIÓN	8	9	7
MANTENIMIENTO	8	8	9
FACILIDAD DE CONSTRUCCIÓN	10	9	8
FACILIDAD DE MONTAJE	8	8	9
CALIBRACIÓN	7	8	9
SEGURIDAD	10	8	7
COSTOS	9	8	10
TOTAL	61	58	59

Fuente: Propia

Elaborado: Jorge López, Alex Silva

2.4.6 NEUMÁTICOS

Elementos estructurales del vehículo que permiten soportar su carga, giran sobre un eje para permitir que el prototipo se movilice.

En el mercado nacional existen varios tipos de neumáticos, por lo que se ha seleccionado tres alternativas fiables que mejor se adapten a los requerimientos del prototipo.

Alternativa A: Maxxis

Alternativa B: Dunlop

Alternativa C: Kumho

2.4.6.1 Alternativa A: Maxxis

La llanta Trepador (Figura 2.15) esta preparada para atacar terrenos agrestes sin dañar las características de manejo y confort. Es una llanta muy resistente a pinchaduras y su tracción es inmejorable en piedras, barro y arena.



Figura 2.15: Neumáticos Maxxis

2.4.6.1.1 Ventajas

- Excelente tracción.
- Excelente adhesión a la carretera.

2.4.6.1.2 Desventajas

- Dificultad de construcción.
- Mayor peso.
- Mayor costo.

2.4.6.2 Alternativa B: Dunlop

La competición deportiva ha sido siempre donde Dunlop rompe los límites, desarrolla tecnologías y establece asociaciones. Los ingenieros de Dunlop fueron los primeros en aplicar niveles de prestaciones de neumáticos de carreras a neumáticos diseñados para la conducción diaria. Este singular enfoque ofrecía a los conductores y a sus vehículos la calidad, duración y resistencia de los neumáticos diseñados para la pista de carreras (Figura 2.16).



Figura 2.16: Neumáticos Dunlop

2.4.6.2.1 Ventajas

- Menor peso.
- Facilidad de montaje.

2.4.6.2.2 Desventajas

- Mínima seguridad en las curvas.
- Menor duración.
- Mayor costo.

2.4.6.3 Alternativa C: Kumho

Kumho es un neumático especialmente diseñado para vehículos deportivos. Un aspecto moderno gracias al diseño único de su banda de rodadura; dura más y ofrece una buena tracción, independientemente de las condiciones meteorológicas. El dibujo ancho y deportivo de su banda de rodadura satisface las necesidades más exigentes de los conductores más implacables, incluso a niveles de velocidad más altos (Figura 2.17).



Figura 2.17: Neumáticos Kumho

2.4.6.3.1 Ventajas

- Asegura un rendimiento excelente sin perder el control del vehículo.
- Una resistencia destacada al deslizamiento sobre la carretera.
- Buena adherencia en carretera mojada.

2.4.6.3.2 Desventajas

- Mayor peso.

2.4.6.4 Alternativas para los neumáticos

En la Tabla 2.9 se procede a seleccionar la mejor alternativa para este sistema.

Tabla 2.9: Alternativas de Neumáticos

ALTERNATIVAS	A	B	C
FACTORES			
DURACIÓN	9	8	10
MANTENIMIENTO	9	7	8
FACILIDAD DE CONSTRUCCIÓN	7	8	10
FACILIDAD DE MONTAJE	8	9	9
CALIBRACIÓN	8	7	9
SEGURIDAD	9	8	10
COSTOS	9	8	10
TOTAL	59	55	66

Fuente: Propia

Elaborado: Jorge López, Alex Silva

2.5 SELECCIÓN DE LA ALTERNATIVA

Partiendo del análisis realizado mediante la ponderación de cada sistema con sus respectivas alternativas, se concluye que, el prototipo estará constituido por los siguientes sistemas principales:

Sistema de dirección.- Para este sistema la mejor alternativa es utilizar la dirección directa, puesto que en el estudio de campo se observa que presenta mayor facilidad al momento del manejo del vehículo, así como, a esfuerzos al girar el volante.

Sistema de suspensión.- La alternativa escogida para este sistema es la de suspensión independiente, puesto que, reduce el balanceo de la carrocería la misma que es montada en las mesas por medio de resortes.

Sistema de frenos.- La alternativa óptima es utilizar un sistema combinado (disco y tambor), puesto que éste sistema es más económico y más seguro.

Chasis o bastidor.- La alternativa óptima para el chasis es la de tubos estructurales debido a que con este tipo de tubos se evita el pandeo de la estructura.

Sistema de seguridad.- Para este sistema la alternativa escogida es la jaula de seguridad debido a que es la más común y utilizada en las competiciones por gravedad.

Neumáticos.- La alternativa óptima es utilizar neumáticos marca Kumho debido a que se producen mayor adherencia a la pista de competencia.

2.6 DESCRIPCIÓN GENERAL DEL PROTOTIPO A CONSTRUIR

Luego de seleccionar cada uno de los sistemas que forman parte del prototipo, es importante plantear las características de funcionamiento y su respectiva ubicación dentro del proyecto a diseñarse.

El prototipo está dividido en tres partes principales, cuya finalidad es facilitar el desmontaje en casos de reparación.

La primera parte es el chasis. Este es el de mayor longitud, ya que, está destinado a alojar otras partes. Consta de una estructura rígida, para soportar el peso y aportar solidez al conjunto. Además está dotado de tubos cuadrados de 1¹/₂" los mismos que son soldados con electrodo E 6011.

La segunda parte del prototipo es una de las más importantes, y está compuesto por los sistemas de dirección, suspensión y frenos.

Para el sistema de dirección se opto como mejor alternativa el realizar el mecanismo con dirección directa que consiste en dos barras regulables de 50cm.

Estas son regulables para realizar la corrección de las llantas, las barras son acopladas a los pivotes por medio de rotulas en la puntas.

El camber³ y el caster⁴, son factores muy importantes que hay que tomar en cuenta en la regulación de la alineación de la llanta.

El sistema de frenos consta de dos tipos: frenos de disco (llantas delanteras) y frenos de tambor (llantas traseras).

Los frenos de tambor constan de un mecanismo con zapatas accionados con un cable en la parte de los pedales que se encuentran ubicados en la parte delantera.

³ El camber es una medida angular que representa la inclinación de la parte superior de las ruedas.

⁴ El caster es el ángulo de avance del pivote.

Los frenos de disco constan de dos mordazas en las cuales incorporan zapatillas, que por medio de la fuerza hidráulica producida por la bomba de freno accionan las mismas contra el disco de freno y se produce un rozamiento que para al vehículo.

La tercera parte del prototipo es la jaula de seguridad, esta tiene la función de evitar daños serios en el conductor en caso de que se suscite algún accidente; para la fabricación de la jaula se escogió un tubo redondo de 1¹/₄“.

Con todos los planteamientos anteriormente anotados se presenta a continuación un esquema general del prototipo a construirse. En la Figura 2.18 se observa el vehículo monoplaza

1. Eje posterior con sistema de freno.
2. Mesa delantera.
3. Discos de frenos.
4. Brazos de dirección.
5. Amortiguadores.
6. Tubos cuadrados.
7. Jaula de seguridad.
8. Volante deportivo.
9. Aros y llantas.

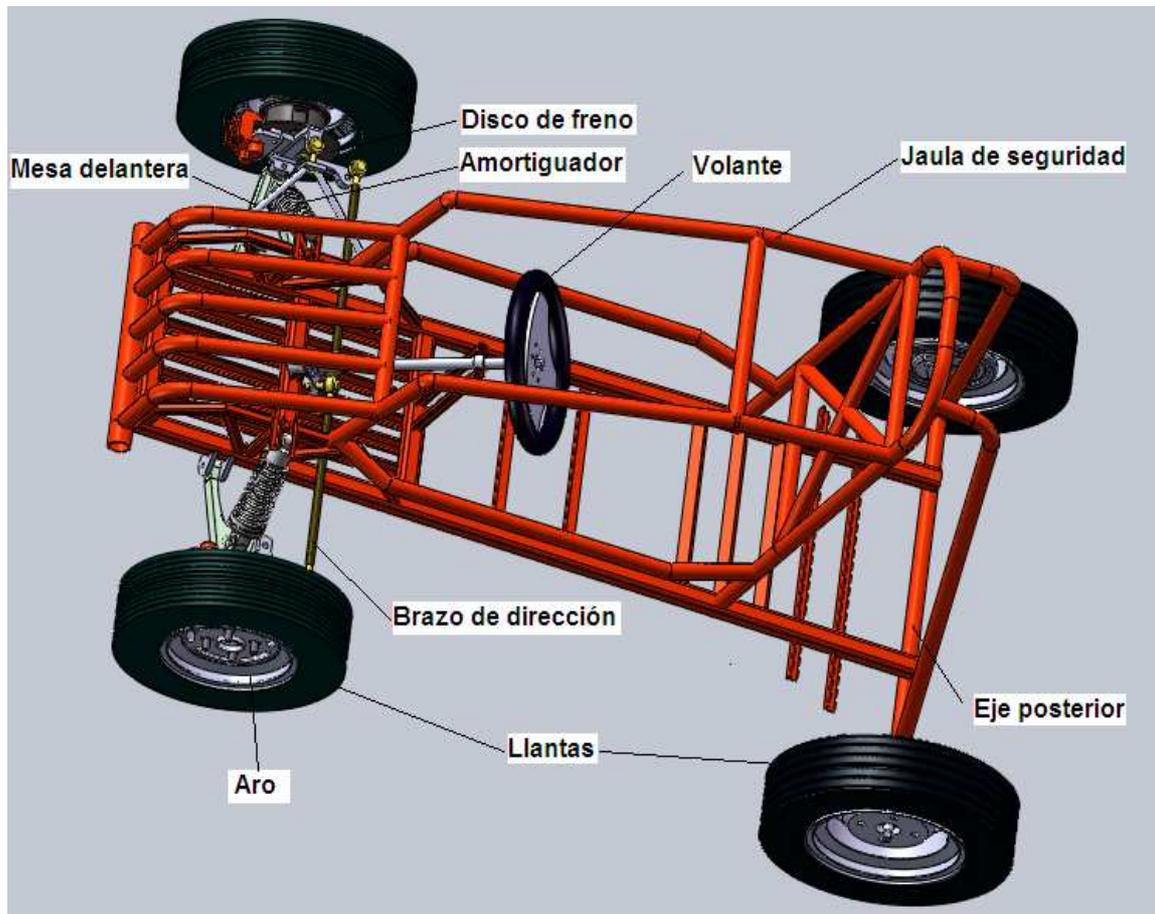


Figura 2.18: Prototipo a construirse

2.7 PROTOCOLO DE PRUEBAS

Este protocolo se lo realiza con la finalidad de comprobar el montaje y el correcto funcionamiento de todos los elementos con los que está constituido el prototipo.

Se deben realizar las siguientes pruebas:

- Prueba de dimensionamiento.
- Prueba de carga.
- Prueba de soldadura.
- Prueba de control de elementos utilizados.

2.7.1 Prueba de dimensionamiento

Esta prueba se la realiza en todos los elementos de la estructura metálica tales como: vigas, perfiles de acero, y medidas en general para constatar que las dimensiones de construcción concuerden con las especificadas en los respectivos planos. De esta manera se asegurara que la estructura cumpla con los reglamentos establecidos por el CEPRODI y con las especificaciones del diseño.

Esta prueba se la realiza con flexómetro para medir las longitudes de los elementos.

En la Tabla 2.10 se muestra un formato para el control de dimensiones.

Tabla 2.10: Formato para control de dimensiones

RESUMEN DE LAS DIMENSIONES PRINCIPALES				
DIMENSIÓN[m]	ELEMENTO	DISEÑO[m]	PROTOTIPO[m]	% DE ERROR
Largo total				
Ancho total				
Altura total				
Distancia entre ejes				

Fuente: Propia

Elaborado: Jorge López, Alex Silva

2.7.2 Pruebas de control de elementos utilizados

Todos los elementos que son utilizados en el prototipo deben garantizar su correcta funcionabilidad, maniobrabilidad y seguridad, los principales sistemas que se va ha verificar son:

- Control del sistema de seguridad.
- Control del sistema de frenos.
- Control de neumáticos.
- Control del sistema de dirección.
- Control del sistema de suspensión.

2.7.3 Sistema de seguridad

El vehículo monoplaza debe contar con los diferentes implementos de seguridad como son la jaula de seguridad y el cinturón de seguridad como establece el reglamento técnico de competencia.

2.7.4 Sistema de frenos

El sistema de frenos debe ser aplicado en las cuatro ruedas como esta indicado en el reglamento.

2.7.5 Sistema de neumáticos

Se verifica si los neumáticos cumplen con los siguientes requerimientos: dureza de la goma, presión de inflado, ancho de la llanta y temperatura de la misma.

Además los neumáticos deben ser de un Rin (diámetro) máximo de 13(pulgadas) como lo indica el reglamento de competencia.

2.7.6 Sistema de suspensión

El vehículo monoplaza debe contar con un sistema de suspensión muy bueno que permita amortiguar el golpe cuando el mismo caiga en algún bache.

En la Tabla 2.11 se muestra un formato para la verificación de elementos principales.

Tabla 2.11: Formato para verificación de elementos principales

VERIFICACIÓN DE ELEMENTOS PRINCIPALES				
ELEMENTO	BUENO	REGULAR	MALO	NO FUNCIONA
Sistema de seguridad				
Sistema de frenos				
Sistema de neumáticos				
Sistema de dirección				
Sistema de suspensión				

Fuente: Propia

Elaborado: Jorge López, Alex Silva

2.8 PRUEBAS DE CARGA

2.8.1 Prueba de vacío

Esta prueba se realiza con el vehículo monoplaza en vacío para verificar los parámetros funcionales de la estructura, se lo hará en pequeños recorridos.

2.8.2 Prueba de carga

Se realiza esta prueba con carga para observar el comportamiento de la estructura.

2.9 PRUEBA DE SOLDADURA

En esta prueba se controla el ancho y profundidad del cordón de soldadura, en diferentes partes de unión de la estructura, por ejemplo en las vigas del chasis.

Esta prueba se la realiza simplemente por inspección visual, en la Tabla 2.12 se muestra un formato para la verificación de las soldaduras.

Tabla 2.12: Formato para verificar la soldadura de los elementos estructurales

VERIFICACIÓN DE LA SOLDADURA			
ELEMENTO	BUENO	REGULAR	MALO
Soldadura del chasis			
Soldadura de los elementos rigidizantes			
Soldadura de los componentes de la suspensión			
Soldadura de los elementos de la jaula de seguridad			

Fuente: Propia

Elaborado: Jorge López, Alex Silva

CAPÍTULO III

DISEÑO Y SELECCIÓN DE ELEMENTOS CONSTITUTIVOS DEL VEHÍCULO MONOPLAZA

3.1 GEOMETRÍA DE LA ESTRUCTURA

El monoplaza cuenta con un chasis multitubular el mismo que consta de vigas principales de mayor diámetro las mismas que tienen la función de soportar a los travesaños ya sean estos horizontales o verticales con el objetivo de conseguir una alta resistencia a la flexión y torsión (Figura 3.1).

El chasis cuenta con una célula de supervivencia de difícil deformación (donde se aloja el piloto) con jaula de seguridad, y con una estructura de protección lateral.

Esta estructura de protección, va rodeada por estructuras de deformación programada para absorber la energía de un impacto. Es reseñable en este sentido la aparición por primera vez en un vehículo de este tipo, de una auténtica estructura de protección frente a impactos laterales.

Al mismo nivel de importancia se puede situar el hecho de que el centro de gravedad esté perfectamente centrado entre ambos ejes, lo que implicará un reparto estático de pesos excepcional una vez montados todos los elementos y piloto sobre el vehículo.

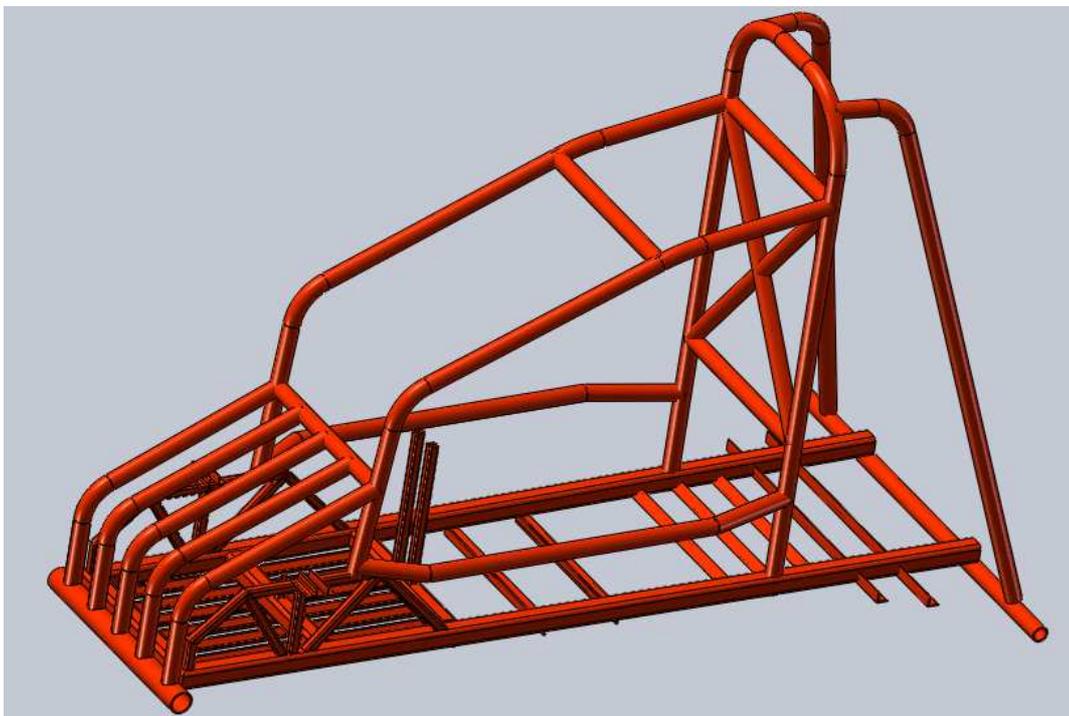


Figura 3.1: Esquema principal

La geometría del chasis se indica en la Figura 3.1 y las dimensiones en la Tabla 3.1 (Anexo A).

Tabla 3.1: Dimensiones principales del chasis

DIMENSIONES PRINCIPALES		
DIMENSIONES		[m]
A	Largo	1,83
B	Ancho	0,94
C	Altura	1,11
D	Distancia entre ejes	1,53
E	Volado	0.3

Fuente: Propia

Elaborado: Jorge López, Alex Silva

Las dimensiones anotadas en la Tabla 3.1 se dan de acuerdo al reglamento de competición establecida por el CEPRODI.

3.2 DETERMINACIÓN DE LAS CARGAS DE DISEÑO

La estructura del vehículo monoplaza se diseña considerando las siguientes cargas.

- Carga Permanente.
- Carga de Seguridad.
- Carga Muerta.
- Carga Viva.
- Carga de Impacto.
- Carga de Viento.
- Carga Sísmica.
- Carga de Diseño.

3.2.1 CARGAS VERTICALES DE DISEÑO

3.2.1.1 Carga Permanente

Para determinar la carga permanente total (P_e) del prototipo se unifica el peso total del mismo y se obtiene que el peso propio es de 140Kg (Anexo B, Figura 1).

$$P_e = 140 \text{ [Kg]}$$

3.2.1.2 Carga de Seguridad

Se determina la carga de seguridad una vez conocida el área total de carga del prototipo (Ecuación 1.8)

$$C_s = 20\text{Kg/m}^2 \times 0,52\text{m}^2$$

$$\mathbf{C_s = 10,4 [Kg]}$$

3.2.1.3 Carga Muerta

Ahora utilizando la ecuación, se determina la carga muerta del prototipo (C_m).

$$C_m = 140\text{Kg} + 10,4\text{Kg}$$

$$\mathbf{C_m = 150,4 [Kg]}$$

3.2.1.4 Carga Viva

La carga viva se determina sumando la carga más una sobrecarga del 10% que se aumenta para el dimensionamiento de este tipo de estructuras, como se indica en el (Anexo C, Tabla 1), la carga a llevar viene dada por el peso del piloto más el del copiloto que en este caso es de 141Kg.

Pero tomando en cuenta de que el vehículo monoplaza puede ser diseñado para carga un peso mayor a este se lo va a dimensionar con una carga de 164Kg.

$$C_a = C_t + (C_t \times 0,1)$$

$$C_a = 164 + (164 \times 0,1)$$

$$\mathbf{C_a = 180 [Kg]}$$

3.2.1.5 Carga de Impacto

Por medio de la ecuación se determina las cargas de impacto (C_i)

$$C_i = 0,3(C_m + C_a)$$

$$C_i = 0,3(150,4\text{Kg} + 180\text{Kg})$$

$$\mathbf{C_i = 99,12 [Kg]}$$

3.2.1.6 Carga de Viento⁵

La carga de viento que actúa sobre un vehículo es conocida como resistencia aerodinámica, esta es una fuerza que se opone al movimiento de cualquier objeto en la atmósfera. Esta resistencia aumenta con el cuadrado de la velocidad, por lo que es poco importante a velocidades bajas, mientras que a velocidades elevadas se convierte en la resistencia más importante que debe vencer un vehículo para seguir avanzando.

La resistencia del aire para vehículos se determina mediante:

$$R_a = \frac{1}{2} (C_x \rho A_f V^2) \quad \text{Ecuación 3.1}$$

Donde:

Ra = Resistencia aerodinámica, en [N]

ρ = Densidad del aire en [kg/m³]

V = Velocidad en [m/s]

Af = Superficie frontal del vehículo, en [m²]

Cx = Coeficiente aerodinámico del vehículo

El coeficiente aerodinámico Cx varía entre 0,3 para coches de líneas aerodinámicas y 0,8 para camiones, e incluso más de 1 si llevan cargas muy voluminosas. “Para el vehículo monoplaza se toma un valor de Cx = 0,3”.⁶

El área frontal del vehículo se determina proyectando la parte frontal sobre un plano perpendicular al flujo de aire que se produce sobre el vehículo, como se puede ver

⁵ LUQUE, Pablo; Ingeniería del Automóvil Sistemas y Comportamiento Dinámico; Ed. Thomson; España; 2004

⁶ WONG; Theory of Ground Vehicles; New York; 1978

en la Figura 3.2. Por lo que el área frontal queda en función del ancho por la altura total del vehículo.

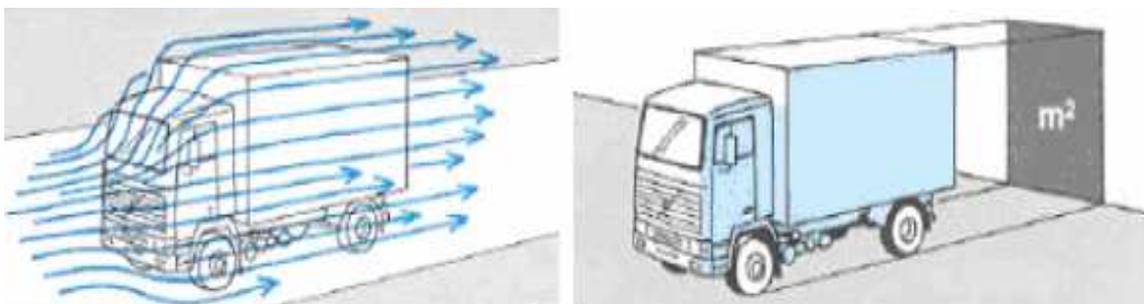


Figura 3.2: Resistencia del aire sobre el vehículo

$$A_f = (\text{Alto} * \text{Ancho})$$

Ecuación 3.2

Alto del vehículo = 1,48 [m]

Ancho del vehículo = 1,31 [m]

$A_f = 1,48 \times 1,31$ [m²]

$A_f = 1,94$ [m²]

Reemplazando los datos en la Ecuación 3.1 se tiene:

$C_x = 0,3$

$\rho = 1,2$ [Kg/m³]

$V = 100$ Km/h = 27,77 [m/s]

$A_f = 1,94$ [m²]

$$R_a = \frac{1}{2} (C_x \rho A_f V^2)$$

$$R_a = \frac{1}{2} (0,3 \times 1,2 \times 1,94 \times (27,77)^2)$$

$R_a = 269,29$ [N] = 27,46 [Kg]

$R_a = 27,46$ [Kg]

$C_f = R_a = 27,46$ [Kg]

3.2.1.7 Carga Sísmica

Por medio de la Ecuación 1.2 se determina la carga sísmica (C_v)

$$C_v = C_a + C_f + C_s$$

$$C_v = (180 + 27,46 + 10,4) \text{ Kg}$$

$$\mathbf{C_v = 217,86 [Kg]}$$

3.2.1.8 Carga de Diseño

Finalmente se obtiene la carga de diseño mediante la Ecuación 1.9, valor que desde este momento es determinante para el cálculo y diseño del prototipo (Sección 1.7.5.4)

$$C_d = C_m + C_v + C_i$$

$$C_d = (150,4 + 217,86 + 99,12) \text{ Kg}$$

$$\mathbf{C_d = 467,38 [Kg]}$$

3.2.1.9 Efecto de la resistencia a la rodadura

La resistencia a la rodadura (R_c) se presenta cuando el vehículo monoplaza ha adquirido cierta velocidad sobre una cierto tipo de carretera. Se considera que el vehículo monoplaza se desplaza en carreteras con muchas asperezas que se compara con una superficie de tierra arenosa, considerando como terreno arenoso cuyo contenido de humedad es del 15%.

De esta manera se obtiene la constante de resistencia al terreno (c) valor obtenido del (Anexo D, Cuadro 1), desarrollado en la "Teoría de Equilibrio de elasticidad y Plasticidad de Mecánica de Suelos".

$$c = 0,25 \text{ lb/in}^2 = 25,4925 \text{ Kg/m}^2$$

b = ancho del neumático

D = diámetro de la rueda

$$b_{\text{Rin } 12} = 0,155 \text{ m}$$

$$D_{\text{Rin } 12} = 0,520 \text{ m}$$

$$b_{\text{Rin } 10} = 0,130 \text{ m}$$

$$D_{\text{Rin } 10} = 0,465 \text{ m}$$

El peso total que soporta cada neumático (W) Se lo obtiene de dividir la carga de diseño para el número de ruedas del prototipo.

$$W = \frac{Cd}{4}$$

Ecuación 3.3

$$W = \frac{467,38}{4} \text{ Kg}$$

$$\mathbf{W = 116,845 [Kg]}$$

Para el neumático Rin (diámetro) 10 pulgadas.

$$R_c = \frac{W^2}{5,7cbD}$$

$$R_c = \frac{W^2}{5,7cbD}$$

$$R_c = \frac{(116,845)^2}{5,7 \times 25,4925 \times 0,130 \times 0,465}$$

$$R_c = 1554,306 \text{ [Kg]}$$

Para el neumático Rin (diámetro) 12 pulgadas.

$$R_c = \frac{W^2}{5,7cbD}$$

$$R_c = \frac{W^2}{5,7cbD}$$

$$R_c = \frac{(116,845)^2}{5,7 \times 25,4925 \times 0,155 \times 0,520}$$

$$R_c = 1165,729 \text{ [Kg]}$$

Se determina el valor de la resistencia a la rodadura que es de 1554,306 [kg] en condiciones críticas esto es debido a que en el vehículo monoplaza utiliza dos diferentes tipos de neumáticos el primero de Rin (diámetro) 10 pulgadas y el otro de Rin (diámetro) 12 pulgadas, además no se toma en cuenta el efecto de la aceleración en las interacciones entre la rueda y el terreno.

$$R_{c \text{ total}} = R_c \times \# \text{ de ruedas}$$

Ecuación 3.4

$$R_{c \text{ total}} = 1554,306 \times 2$$

$$R_{c \text{ total}} = \mathbf{3108,612 \text{ [Kg]}}$$

3.3 DISEÑO DE LA ESTRUCTURA DEL VEHÍCULO MONOPLAZA

El diseño de la estructura consiste en realizar los cálculos necesarios para determinar el tipo de perfiles que forman la estructura, en base a las cargas estudiadas, con el fin de seleccionar los perfiles más adecuados y obtener un diseño óptimo.

3.3.1 DISEÑO DE LAS VIGAS PRINCIPALES

Las vigas principales son los elementos más importantes a diseñar, ya que estos deben garantizar un soporte eficiente para toda la estructura del vehículo monoplaza.

Para el dimensionamiento se supone una sola viga vista desde el lado lateral del vehículo apoyada en dos puntos que son sus dos ejes, se tiene datos conocidos

como son: las distancias, la carga viva que va a transportar el prototipo y se divide en cuatro debido a que sus normales descansan en sus cuatro ruedas y el peso se distribuye en esos cuatro puntos y la carga muerta que se trata como carga distribuida, como se muestra en la Figura 3.3.

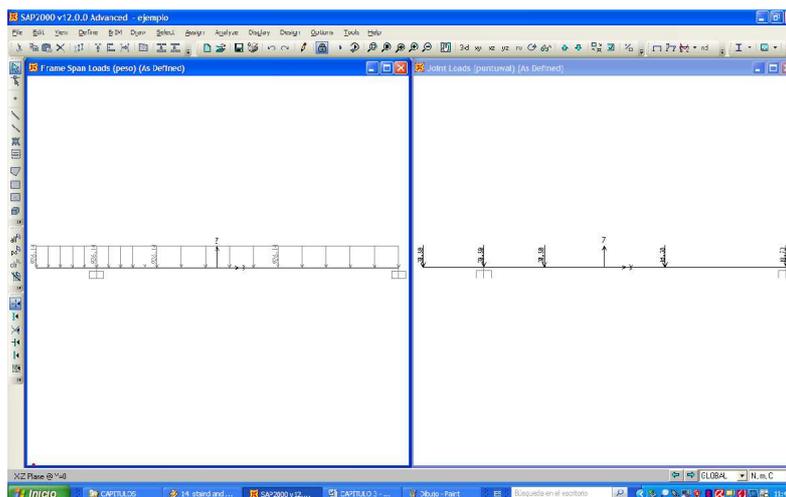


Figura 3.3: Distribución de las cargas

Para la determinación de las reacciones en cada uno de los apoyos se utiliza el paquete informático SAP 2000 (Figura 3.4) y las propiedades del elemento estructural descritas en catálogo DIPAC (Anexo E), con el objeto de considerar todas las cargas presentes en el elemento incluido su propio peso.

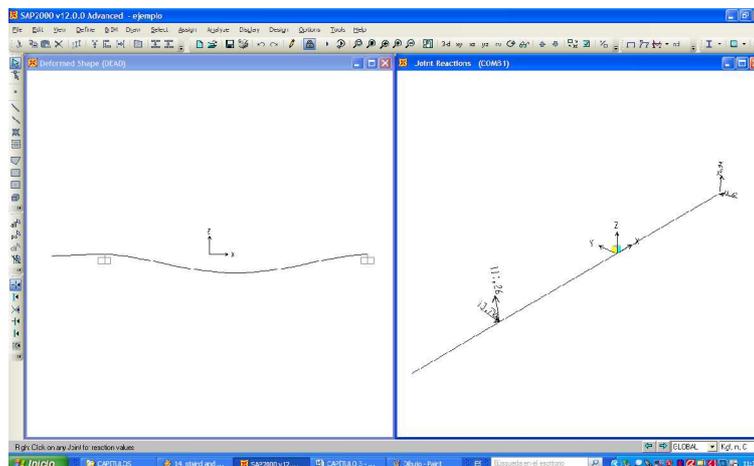


Figura 3.4: Reacciones obtenidas

Este análisis establece el momento flector máximo al que esta sometido el elemento estructural (Figura 3.5); como se determina en la Figuras 3.6

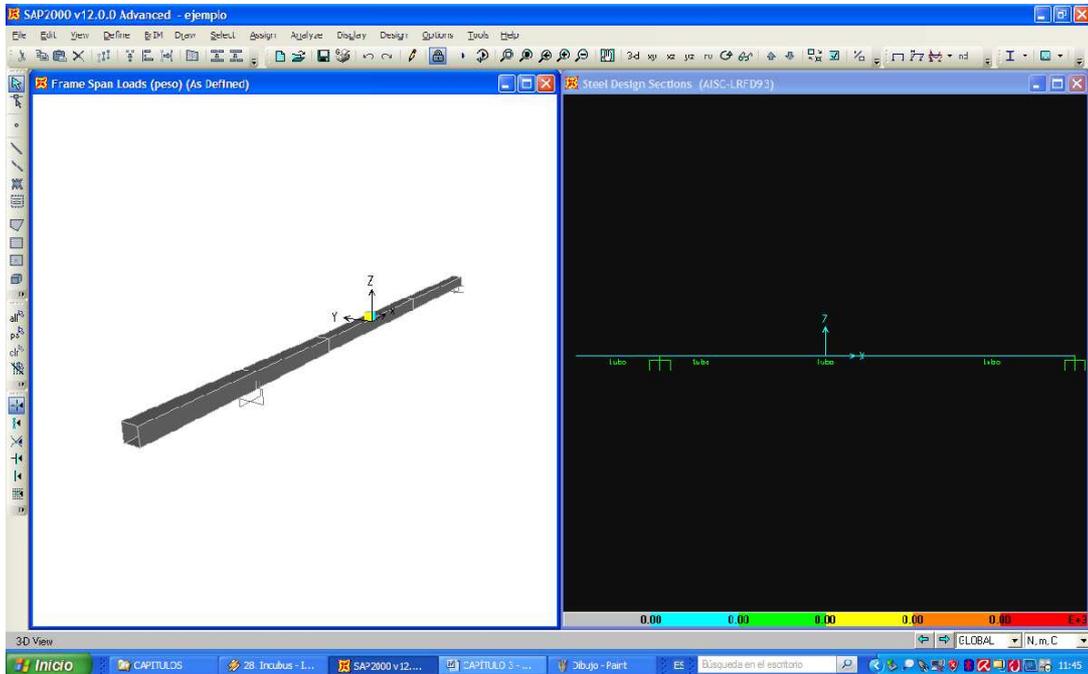


Figura 3.5: Elemento estructural

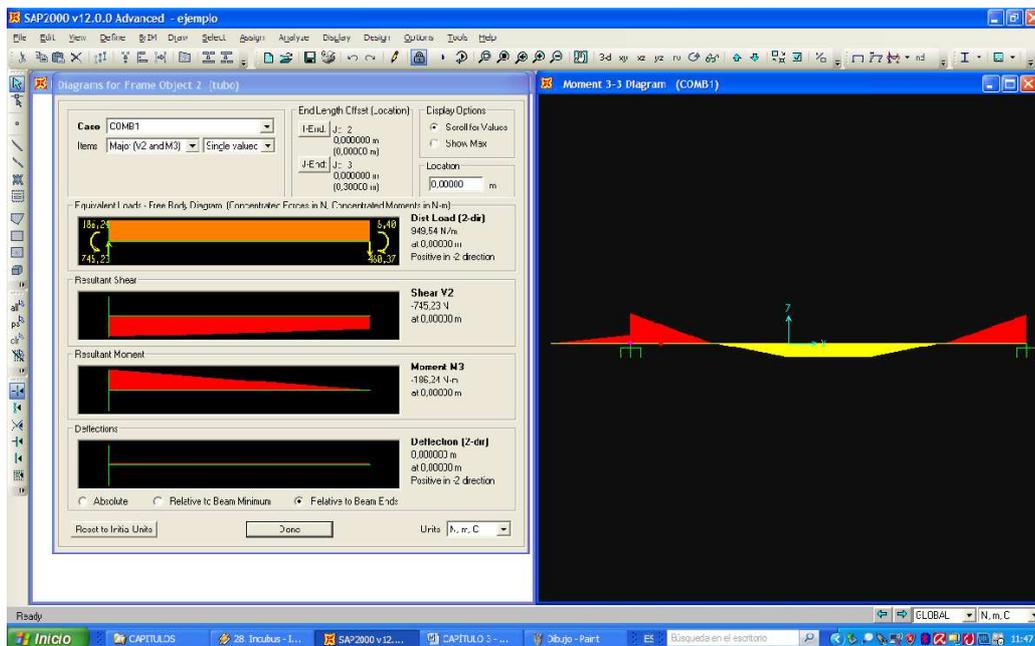


Figura 3.6: Diagrama cortante y de momento flector

Una vez ya terminado el análisis del elemento estructural se procede a colocar los resultados tanto de la reacción como el momento máximo en la Tabla 3.2.

Tabla 3.2: Determinación de la reacción y momento máximo

REACCIÓN MÁXIMA	MOMENTO MÁXIMO
[N]	[N-m]
24,53	186,24

Fuente: Propia

Elaborado: Jorge López, Alex Silva

Con los valores anteriores ya se puede continuar con el dimensionamiento y con la determinación de los perfiles para la estructura del prototipo.

$$\sigma_{\max} = \pm \frac{M_{\max}}{S_{xx}} \leq [\sigma]_{\max} = \frac{S_y}{F.S} \quad \text{Ecuación 3.5}$$

Según el catálogo DIPAC (Anexo E, Pág. 31) el material del cual están hechos sus perfiles es acero A-36, el mismo que tiene una resistencia a la fluencia de $S_y = 2536,36 \text{ Kg/cm}^2$ y tomando un factor de seguridad $F.S = 2$, se procede así:

$$[\sigma]_{\max} = \frac{S_y}{F.S}$$

$$[\sigma]_{\max} = \frac{2536,36 \text{ Kg/cm}^2}{2}$$

$$[\sigma]_{\max} = 1268,18 \text{ Kg/cm}^2$$

Se realiza la conversión de unidades del valor del momento flector máximo y se tiene:

$$M_{\max} = 186,24 \text{ N-m} = 1899,15 \text{ Kg-cm}$$

Entonces el módulo de inercia respecto al eje X es

$$S_{.xx} \geq \frac{M_{\max}}{[\sigma]_{\max}}$$

$$S_{.xx} = \frac{1899,15 \text{ Kg-cm}}{1268,18 \text{ Kg/cm}^2}$$

$$S_{.xx} = 1,50 \text{ cm}^3$$

Utilizando el catálogo de DIPAC (Anexo E, Pág. 31) se selecciona el perfil estructural cuadrado de las siguientes dimensiones 40x40x2 mm, que tiene un módulo de inercia $S_{xx} = 3,46 \text{ cm}^3$ entonces

$$[\sigma]_{\max} = \frac{M_{\max}}{S_{.xx}}$$

$$[\sigma]_{\max} = \frac{1899,15 \text{ Kg-cm}}{3,46 \text{ cm}^3}$$

$$[\sigma]_{\max} = 548,89 \text{ Kg/cm}^2$$

$$F.S = \frac{S_y}{[\sigma]_{\max}}$$

$$F.S = \frac{2536,36 \text{ Kg/cm}^2}{548,89 \text{ Kg/cm}^2}$$

$$F.S = 4,62$$

De acuerdo al valor del factor de seguridad, se determina que el perfil que se utiliza es el más adecuado.

3.3.2 DISEÑO DE LA JAULA DE SEGURIDAD

Los tubos redondos son elementos que son utilizados para la construcción de la jaula de seguridad, que sirven para proporcionarle rigidez a la misma, y para su diseño se los asume como vigas, como se muestra en la Figura 3.7.

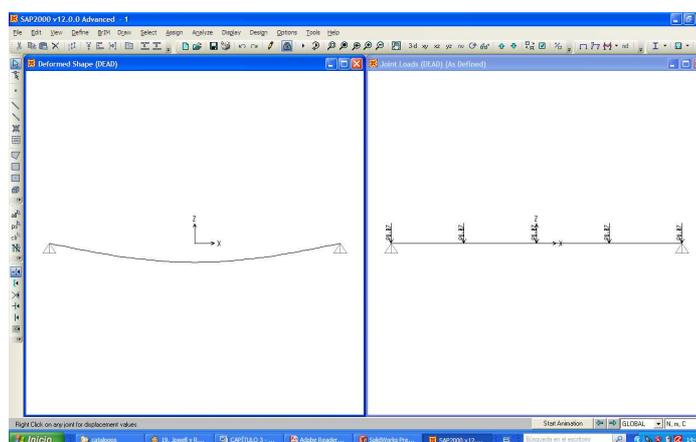


Figura 3.7: Distribución de las cargas

Para la determinación de las reacciones en cada uno de los apoyos se utiliza el paquete informático SAP 2000 (Figura 3.8) y las propiedades del elemento estructural descritas en el catálogo DIPAC (Anexo E), con el objeto de considerar todas las cargas presentes en el elemento incluido su propio peso.

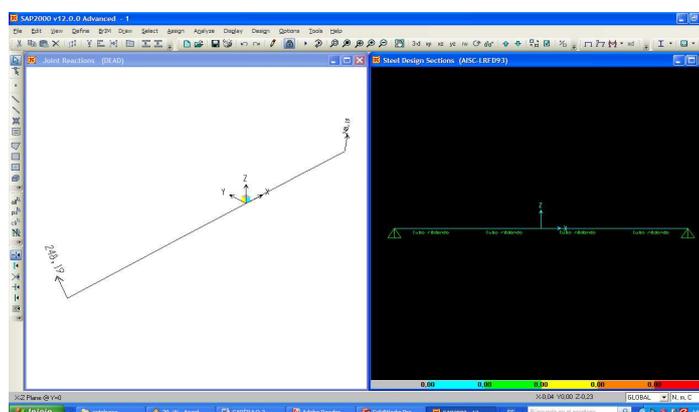


Figura 3.8: Reacciones obtenidas

Este análisis establece el momento flector máximo al que esta sometido el travesaño; como se muestra en la Figura 3.9

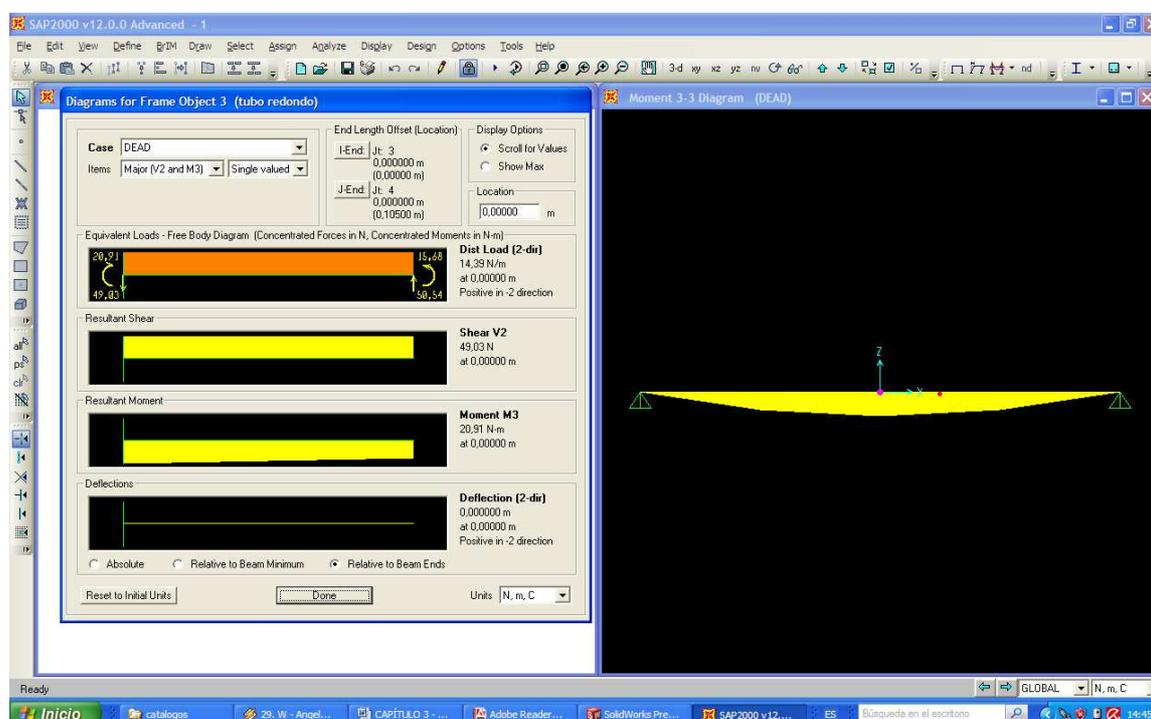


Figura 3.9: Diagrama cortante y de momento flector

Una vez ya terminado el análisis del travesaño se procede a colocar los resultados tanto de la reacción como del momento máximo en la Tabla 3.3.

Tabla 3.3: Determinación de la reacción y momento máximo

REACCIÓN MÁXIMA [N]	MOMENTO MÁXIMO [N-m]
110,98	20,91

Fuente: Propia

Elaborado: Jorge López, Alex Silva

Con los valores anteriores ya se puede continuar con el dimensionamiento y con la determinación de los tubos redondos para los travesaños.

$$\sigma_{\max} = \pm \frac{M_{\max}}{S_{.xx}} \leq [\sigma]_{\max} = \frac{S_y}{F.S} \quad \text{Ecuación 3.6}$$

Según el catálogo DIPAC (Anexo E, Pág. 2) el material del cual están hechos sus perfiles es acero A-36, el mismo que tiene una resistencia a la fluencia de $S_y = 2536,36 \text{ Kg/cm}^2$ y tomando un factor de seguridad $F.S = 2$, se procede así:

$$[\sigma]_{\max} = \frac{S_y}{F.S}$$

$$[\sigma]_{\max} = \frac{2536,36 \text{ Kg/cm}^2}{2}$$

$$[\sigma]_{\max} = 1268,18 \text{ Kg/cm}^2$$

Se realiza la conversión de unidades del valor del momento flector máximo y se tiene:

$$M_{\max} = 20,91 \text{ N-m} = 213,24 \text{ Kg-cm}$$

Entonces el módulo de inercia respecto al eje X es

$$S_{.xx} \geq \frac{M_{\max}}{[\sigma]_{\max}}$$

$$S_{.xx} = \frac{213,24 \text{ Kg-cm}}{1268,18 \text{ Kg/cm}^2}$$

$$S_{.xx} = 0,2 \text{ cm}^3$$

Se utiliza el catálogo de DIPAC (Anexo E, Pág. 2) y se selecciona el tubo redondo de las siguientes dimensiones 1 1/4" x 2 mm, que tiene un módulo de inercia $S_{xx} = 1,30 \text{ cm}^3$ entonces

$$[\sigma]_{\max} = \frac{M_{\max}}{S_{xx}}$$

$$[\sigma]_{\max} = \frac{213,24 \text{ Kg} \cdot \text{cm}}{1,30 \text{ cm}^3}$$

$$[\sigma]_{\max} = 164,03 \text{ Kg} / \text{cm}^2$$

$$F.S = \frac{S_y}{[\sigma]_{\max}}$$

$$F.S = \frac{2536,36 \text{ Kg} / \text{cm}^2}{164,03 \text{ Kg} / \text{cm}^2}$$

$$F.S = 15,62$$

De acuerdo al valor del factor de seguridad, se determina que el perfil que se utiliza es el más adecuado.

3.3.3 DISEÑO DE LOS TRAVESAÑOS

Los travesaños son elementos que van ubicados a lo ancho del prototipo y sirven para proporcionarle rigidez al mismo, y para su diseño se los asume como vigas, las mismas que están en sus extremos empotradas, como se muestra en la Figura 3.10.

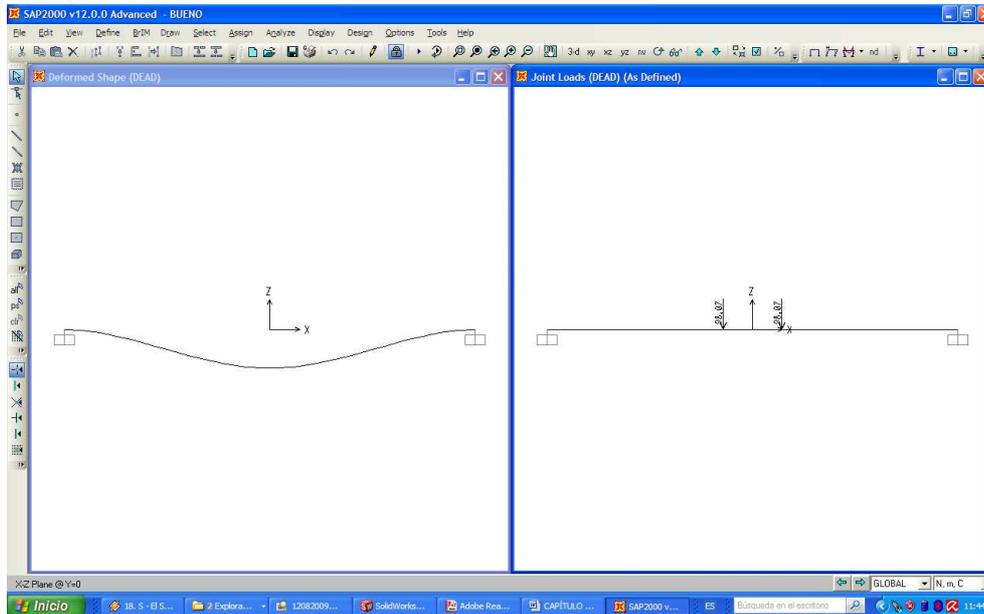


Figura 3.10: Distribución de las cargas

Para la determinación de las reacciones en cada uno de los apoyos se utiliza el paquete informático SAP 2000 (Figura 3.11) y las propiedades del elemento estructural descritas en el catálogo DIPAC (Anexo E), con el objeto de considerar todas las cargas presentes en el elemento incluido su propio peso.

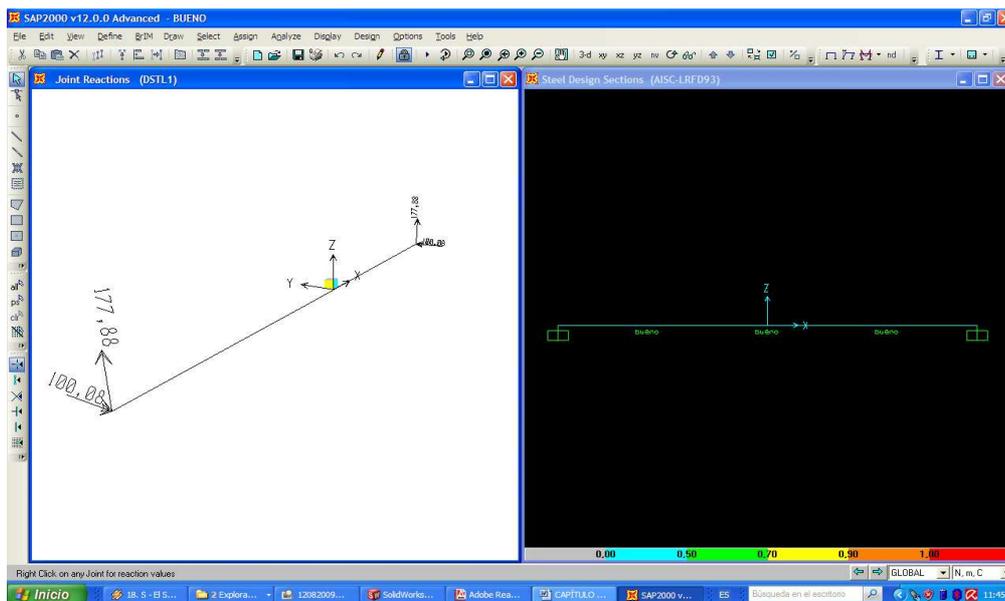


Figura 3.11: Reacciones obtenidas

Este análisis establece el momento flector máximo al que esta sometido el travesaño; como se muestra en la Figura 3.12.

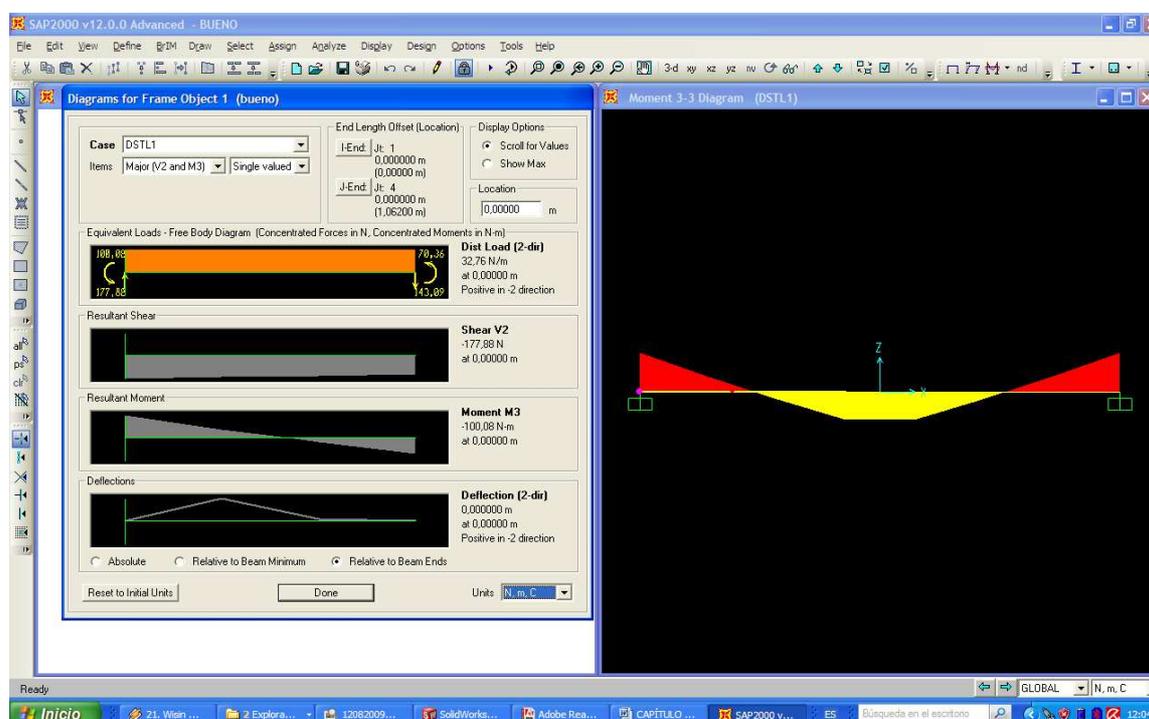


Figura 3.12: Diagrama cortante y de momento flector

Una vez ya terminado el análisis del travesaño se procede a colocar los resultados tanto de la reacción como del momento máximo en la Tabla 3.4.

Tabla 3.4: Determinación de la reacción y momento máximo

REACCIÓN MÁXIMA [N]	MOMENTO MÁXIMO [N-m]
177,88	100,08

Fuente: Propia

Elaborado: Jorge López, Alex Silva

Con los valores anteriores ya se puede continuar con el dimensionamiento y con la determinación de los tubos redondos para los travesaños.

$$\sigma_{\max} = \pm \frac{M_{\max}}{S_{.xx}} \leq [\sigma]_{\max} = \frac{S_y}{F.S} \quad \text{Ecuación 3.7}$$

Según el catálogo DIPAC (Anexo E, Pág. 31) el material del cual están hechos sus perfiles es acero A-36, el mismo que tiene una resistencia a la fluencia de $S_y = 2536,36 \text{ Kg/cm}^2$ y tomando un factor de seguridad $F.S = 2$, se procede así:

$$[\sigma]_{\max} = \frac{S_y}{F.S}$$

$$[\sigma]_{\max} = \frac{2536,36 \text{ Kg/cm}^2}{2}$$

$$[\sigma]_{\max} = 1268,18 \text{ Kg/cm}^2$$

Se realiza la conversión de unidades del valor del momento flector máximo y se tiene:

$$M_{\max} = 100,08 \text{ N-m} = 1020,54 \text{ Kg-cm}$$

Entonces el módulo de inercia respecto al eje X es

$$S_{.xx} \geq \frac{M_{\max}}{[\sigma]_{\max}}$$

$$S_{.xx} = \frac{1020,54 \text{ Kg-cm}}{1268,18 \text{ Kg/cm}^2}$$

$$S_{.xx} = 0,81 \text{ cm}^3$$

Se utiliza el catálogo de DIPAC (Anexo E, Pág. 31) y se selecciona el tubo redondo de las siguientes dimensiones 40x40x2 mm, que tiene un módulo de inercia $S_{xx} = 3,46 \text{ cm}^3$ entonces

$$[\sigma]_{\max} = \frac{M_{\max}}{S_{xx}}$$

$$[\sigma]_{\max} = \frac{1020,54 \text{ Kg} \cdot \text{cm}}{3,46 \text{ cm}^3}$$

$$[\sigma]_{\max} = 294,95 \text{ Kg} / \text{cm}^2$$

$$F.S = \frac{S_y}{[\sigma]_{\max}}$$

$$F.S = \frac{2536,36 \text{ Kg} / \text{cm}^2}{294,95 \text{ Kg} / \text{cm}^2}$$

$$F.S = 8,59$$

De acuerdo al valor del factor de seguridad, se determina que el perfil que se utiliza es el más adecuado.

3.4 DISEÑO Y SELECCIÓN DEL SISTEMA DE SUSPENSIÓN

Debido a que la suspensión del prototipo es independiente en las ruedas delanteras son acoplados los siguientes elementos sujetos a dimensionamiento.

- Mesa inferior.
- Soporte mesa inferior.
- Pivote.
- Rotulas de la mesa superior.
- Mesa superior.
- Soporte mesa superior.
- Amortiguadores.
- Soporte del amortiguador parte inferior.
- Soporte del amortiguador parte superior.

3.4.1 SELECCIÓN DE LA MESA INFERIOR

Se selecciona las mesas delanteras del vehículo marca (Chevrolet San Remo), en vista que este elemento se adapta a las condiciones de diseño y construcción, su característica principal es soportar eficientemente las cargas generadas en el prototipo. Cabe indicar que las mesas inferiores van acopladas a los soportes con un perno y en consecuencia, se verifica su adecuada alineación con la ayuda de elementos de precisión.

Capacidad de carga: 750Kg.

3.4.2 DISEÑO SOPORTE MESA INFERIOR

El análisis del siguiente elemento se lo realiza con la ayuda del programa SOLIDWORKS 2009 (SolidWorks Simulation), con el cual se localiza los lugares donde se genera el mayor esfuerzo al ser sometido a las cargas máximas de exposición, como se indica en la Figura 3.13.

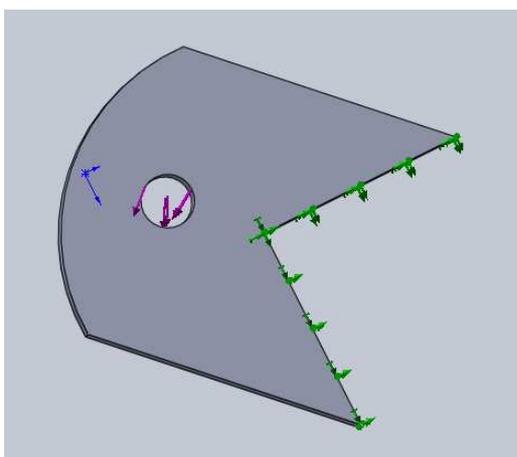


Figura 3.13: Soporte mesa inferior sometida a carga

Los resultados del análisis se observa en el (Anexo F, Gráfico 5). Se tiene como resultado que el mayor esfuerzo es: $1.70462 \times 10^7 \text{ N/m}^2$.

$S_y = 248731947,9 \text{ N/m}^2$ de acero A-36

$$F.S = \frac{S_y}{[\sigma]_{\max}}$$

$$F.S = \frac{248731947,9}{17046220}$$

$$F.S = 14,59$$

3.4.3 SELECCIÓN DEL PIVOTE

Se selecciona los pivotes del vehículo marca (Chevrolet San Remo) para obtener un correcto acople con las rótulas que se encuentran en las mesas inferiores descritas en la sección 3.4.2.

3.4.4 SELECCIÓN DE LAS RÓTULAS DE LA MESA SUPERIOR

Se seleccionan las rótulas del vehículo marca (Chevrolet San Remo) para obtener un correcto acople, ya que esta rótula va conectada a la mesa superior.

3.4.5 DISEÑO DE LA MESA SUPERIOR

El análisis del siguiente elemento se lo realiza con la ayuda del programa SOLIDWORKS 2009 (SolidWorks Simulation), con el cual se localiza los lugares donde se genera el mayor esfuerzo al ser sometido a las cargas máximas de exposición, como se indica en la Figura 3.14.

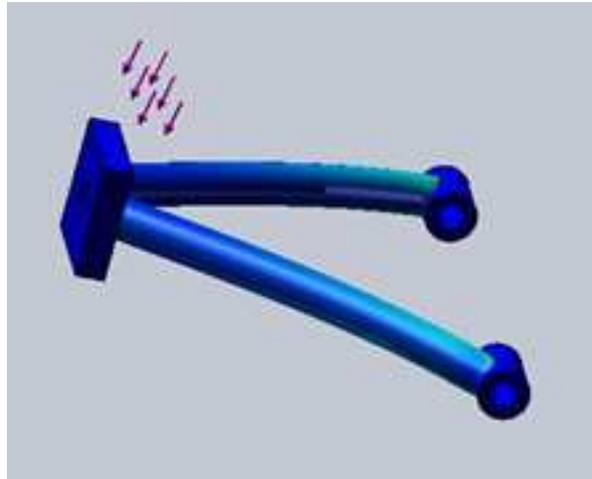


Figura 3.14: Mesa superior sometida a carga

Los resultados del análisis se observa en el (Anexo F, Gráfico 1). Se tiene como resultado que el mayor esfuerzo es: $9.49409 \times 10^8 \text{ N/m}^2$

$S_y = 248731947,9 \text{ N/m}^2$ de acero A-36

$$F.S = \frac{S_y}{[\sigma]_{\max}}$$

$$F.S = \frac{248731947,9}{949409000}$$

$$F.S = 0,26$$

3.4.6 DISEÑO SOPORTE MESA SUPERIOR

El análisis del siguiente elemento se lo realiza con la ayuda del programa SOLIDWORKS 2009 (SolidWorks Simulation), con el cual se localiza los lugares donde se genera el mayor esfuerzo al ser sometido a las cargas máximas de exposición, como se indica en la Figura 3.15.

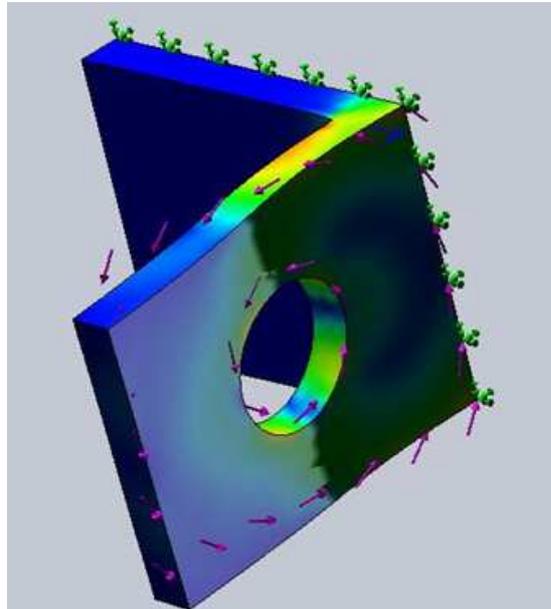


Figura 3.15: Soporte mesa superior sometida a carga

Los resultados del análisis se observa en el (Anexo F, Gráfico 9). Se tiene como resultado que el mayor esfuerzo es: $2.72553 \times 10^8 \text{ N/m}^2$.

$S_y = 248731947,9 \text{ N/m}^2$ de acero A-36

$$F.S = \frac{S_y}{[\sigma]_{\max}}$$

$$F.S = \frac{248731947,9}{272553000}$$

$$F.S = 0,92$$

3.4.7 SELECCIÓN DE AMORTIGUADORES

Los amortiguadores constituyen elementos esenciales para el sistema de suspensión, para esta selección de debe tener en cuenta la oferta existente en el mercado nacional de este tipo de elementos.

Al determinar un tipo específico de amortiguador se realiza el análisis bajo los criterios analizados al inicio de la sección.

Para el vehículo monoplaza se seleccionan los amortiguadores posteriores de una motocicleta marca “YAMAHA DT-125-175 B” puesto que las condiciones de trabajo se asemejan mucho a las del prototipo.

3.4.8 DISEÑO SOPORTE AMORTIGUADOR PARTE INFERIOR

El análisis del siguiente elemento se lo realiza con la ayuda del programa SOLIDWORKS 2009 (SolidWorks Simulation), con el cual se localiza los lugares donde se genera el mayor esfuerzo al ser sometido a las cargas máximas de exposición, como se indica en la Figura 3.16.

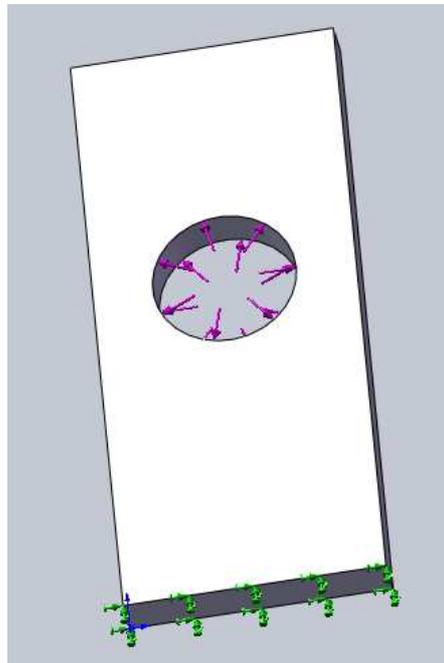


Figura 3.16: Soporte amortiguador parte inferior sometida a carga

Los resultados del análisis se observa en el (Anexo F, Gráfico 13). Se tiene como resultado que el mayor esfuerzo es: $3.07136 \times 10^7 \text{N/m}^2$.

$S_y = 248731947,9 \text{ N/m}^2$ de acero A-36

$$F.S = \frac{S_y}{[\sigma]_{\max}}$$

$$F.S = \frac{248731947,9}{30713632}$$

$$F.S = 8,1$$

3.4.9 DISEÑO SOPORTE AMORTIGUADOR PARTE SUPERIOR

El análisis del siguiente elemento se lo realiza con la ayuda del programa SOLIDWORKS 2009 (SolidWorks Simulation), con el cual se localiza los lugares donde se genera el mayor esfuerzo al ser sometido a las cargas máximas de exposición, como se indica en la Figura 3.17.

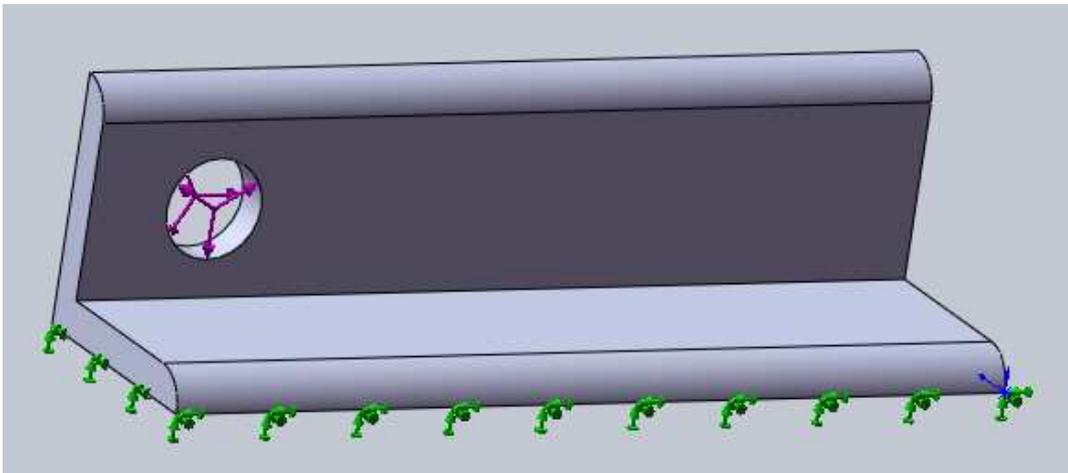


Figura 3.17: Soporte amortiguador parte superior sometida a carga

Los resultados del análisis se observa en el (Anexo F, Gráfico 17). Se tiene como resultado que el mayor esfuerzo es: $2.14473 \times 10^7 \text{ N/m}^2$.

$S_y = 248731947,9 \text{ N/m}^2$ de acero A-36

$$F.S = \frac{S_y}{[\sigma]_{\max}}$$

$$F.S = \frac{248731947,9}{21447336}$$

$$F.S = 11,60$$

3.5 DISEÑO Y SELECCIÓN DEL SISTEMA DE DIRECCIÓN

3.5.1 SELECCIÓN DE RÓTULA PARA BRAZO DE DIRECCIÓN

Para la selección de las rótulas del brazo de dirección se seleccionan las mismas rótulas mencionadas en la sección 3.4.4 para lograr un correcto acople.

3.5.2 SELECCIÓN DEL TUBO PARA EL BRAZO DE DIRECCIÓN

El tubo se secciona en base a la rótula del vehículo marca (Chevrolet San Remo) mencionada en la sección 3.4.4 para lograr un correcto acople.

3.5.3 SELECCIÓN DEL EJE PARA EL VOLANTE

Para el caso del eje del volante se selecciona de igual manera el eje del volante del vehículo marca (Chevrolet San Remo) para que exista un adecuado acople de los elementos.

3.5.4 SELECCIÓN DE BOCINES PARA EJE VOLANTE

Para la selección de los bocines se hace tomando en cuenta, el diámetro del eje del volante seleccionado en la sección 3.5.3.

3.5.5 DISEÑO SOPORTE EJE VOLANTE

El análisis del siguiente elemento se lo realiza con la ayuda del programa SOLIDWORKS 2009 (SolidWorks Simulation), con el cual se localiza los lugares donde se genera el mayor esfuerzo al ser sometido a las cargas máximas de exposición, como se indica en la Figura 3.18.

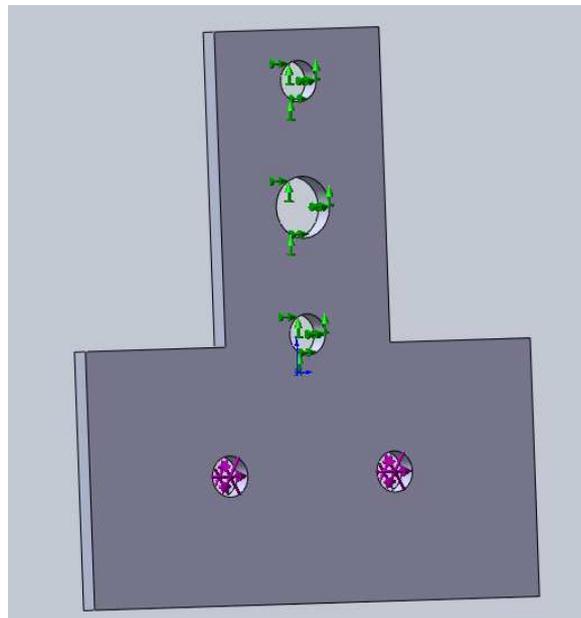


Figura 3.18: SopORTE eje volante sometido a carga

Los resultados del análisis se observa en el (Anexo F, Gráfico 25). Se tiene como resultado que el mayor esfuerzo es: $1.39689 \times 10^7 \text{ N/m}^2$.

$S_y = 248731947,9 \text{ N/m}^2$ de acero A-36

$$F.S = \frac{S_y}{[\sigma]_{\max}}$$

$$F.S = \frac{248731947,9}{13968863}$$

$$F.S = 18$$

3.5.6 SELECCIÓN DEL VOLANTE

Teniendo en cuenta el diámetro del eje del volante, se adquiere un volante deportivo en vista que este elemento se adapta a las condiciones de diseño y construcción planteados.

3.5.7 DISEÑO BASE VOLANTE

El análisis del siguiente elemento se lo realiza con la ayuda del programa SOLIDWORKS 2009 (SolidWorks Simulation), con el cual se localiza los lugares donde se genera el mayor esfuerzo al ser sometido a las cargas máximas de exposición, como se indica en la Figura 3.19.

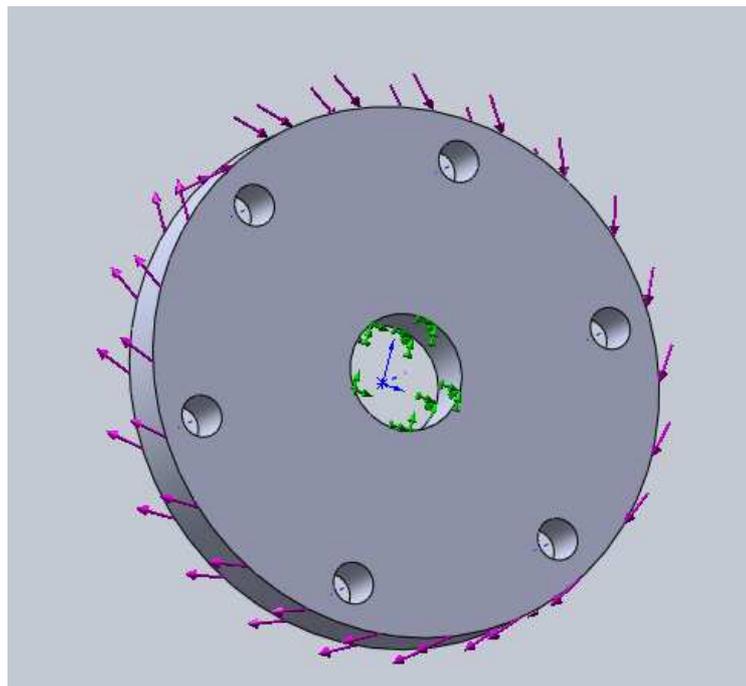


Figura 3.19: Base volante sometida a carga

Los resultados del análisis se observa en el (Anexo F; Gráfico 21). Se tiene como resultado que el mayor esfuerzo es: $6.30848 \times 10^7 \text{ N/m}^2$.

$S_y = 248731947,9 \text{ N/m}^2$ de acero A-36

$$F.S = \frac{S_y}{[\sigma]_{\max}}$$

$$F.S = \frac{248731947,9}{63084784}$$

$$F.S = 4$$

3.6 SELECCIÓN DE LOS ELEMENTOS NORMALIZADOS

Los elementos normalizados son aquellos que están disponibles en el mercado y se los puede adquirir previo un cálculo o necesidad, todos estos elementos están disponibles bajo catálogo dependiendo de los requerimientos y características en su utilización.

3.6.1 SELECCIÓN DEL TAMAÑO DEL NEUMÁTICO



Figura 3.20: Características de los neumáticos

La primera guía de referencia que se ve en un neumático es:

P215/65 R 15 89H

Donde:

P: La primera letra indica que es una llanta diseñada para vehículos de Pasajeros. LT indica que es una llanta diseñada para camionetas, por lo cual aguantará mayor carga.

215: Ancho de la Sección: Este número indica el ancho de la sección en la llanta inflada, es decir medida entre las paredes laterales de la llanta, (milímetros).

/65: Aspecto de Proporción: Es el porcentaje respecto al ancho de la sección, con el cual se determina la altura (distancia desde la pestaña de la llanta al piso) Que en este caso sería el 60% de 205 mm (=123 mm).

R: Esta letra indica la construcción del neumático, por ejemplo R por radial.

15: Diámetro del Rin o Aro. Esta medida es en pulgadas, es decir que en este ejemplo, la llanta fue fabricada para trabajar montada en vehículos con Rin 15.

89: Índice de Carga: Este número indica la capacidad de carga que soporta cada neumático.

H: Esta letra determina la máxima velocidad que soporta el neumático por un período de tiempo prolongado.

Uno de los reglamentos de la CEPRODI que estipula que el Rin (diámetro) máximo para un monoplaza es de 13 pulgadas se escogió un Rin (diámetro) 12 pulgadas para estar dentro de las normativas del mismo, por lo que se hace necesario escoger solamente un neumático que cumpla con los requerimientos de carga y velocidad para este tamaño de aro.

De acuerdo a la nomenclatura que se presenta al inicio de este tema el neumático a escogerse debe soportar una carga de 141 Kg y soportar una velocidad máxima de 100 [Km/h], que constan en las Tabla 3.5 y Tabla 3.6

Tabla 3.5: Índice de carga para neumáticos

ÍNDICE DE CARGA	CAPACIDAD DE CARGA [lbs]
65	639
66	661
67	677
68	694
69	716
70	739
71	761
72	783
73	805
74	827
75	853
76	882
77	908
78	937
79	963
80	992
81	1019
82	1047
83	1074
84	1102
85	1135
86	1168
87	1201
88	1235

Fuente: <http://es.wikipedia.org>

Elaborado: Jorge López, Alex Silva

Tabla 3.6: Índice de velocidad para neumáticos

ÍNDICE DE VELOCIDAD	LÍMITE DE VELOCIDAD [km/h]
B	50
C	60
D	65
E	70
F	80
G	90
J	100
K	110
L	120
M	130
N	140
P	150
Q	160
R	170
S	180
T	190
U	200
H	210
V	240
W	270
Y	300
ZR	240+

Fuente: <http://es.wikipedia.org>

Elaborado: Jorge López, Alex Silva

De acuerdo a las tablas anteriores y a la selección de aros diámetro 12 pulgadas y diámetro 10 pulgadas se escogen los siguientes neumáticos, descrito en la Tabla 3.7

Tabla 3.7: Características seleccionadas de los neumáticos

Ancho de neumático (delanteras)	145
Ancho de neumático (traseras)	175
Alto de flanco(delanteras)	72,5
Alto de flanco(traseras)	122,5
Radial	R
Diámetro (delanteras)	10
Diámetro (traseras)	12
Índice de carga	65
Índice de velocidad	J

Fuente: Propia

Elaborado: Jorge López, Alex Silva

3.6.2 SELECCIÓN DEL SISTEMA DE RODAJE

3.6.2.1 Selección del eje

El eje ayuda a soportar el peso del vehículo monoplaza y de la carga. Existen ejes redondos y ejes cuadrados para diferentes capacidades de carga.

Los elementos más comunes que deben tener el sistema de estos ejes son: zapata de freno, pasador de zapatas, tambor de freno, rodamientos cónicos, etc.

El tipo de eje que es recomendable para este tipo de prototipos es redondo, por seguridad y facilidad de montaje.

Para el diseño del vehículo monopla se va a utilizar un eje que va a soportar una carga de 310[Kg].

El eje seleccionado es el eje posterior del vehículo marca (Suzuki forza) "Código # S4651086000", con una capacidad máxima de 750[Kg], cuando el conjunto se traslada a una velocidad promedio de 100 Km/h.

Tanto el sistema de suspensión como las llantas y los ejes están normalizados y no es necesario ser de la misma marca para acoplarse y funcionar correctamente.

Para este sistema se encuentra un stock completo de repuestos en nuestro medio.

3.6.2.2 Selección de las manzanas

Para la parte delantera del prototipo se acoplan las manzanas del vehículo marca (Chevrolet San Remo) para un correcto acople con el pivote. En la manzana se encuentran alojados dos rodamientos cónicos, que permite el movimiento de las ruedas delanteras del prototipo.

Para el eje posterior se selecciona la manzana del vehículo marca (Suzuki forza) para un correcto acople con las puntas de eje. En la manzana se encuentran alojados dos rodamientos rectos o de bolas, que permiten el movimiento de las llantas posteriores.

3.6.2.3 Selección de los rodamientos

Los rodamientos son elementos que se encuentran ubicados en las puntas de eje que acoplan las ruedas. Estos elementos están sometidos a dos tipos de carga:

- **Carga Radial:** debido a la reacción que ejerce el piso sobre la llanta en dirección perpendicular al eje de la punta de eje.
- **Carga Axial:** debido a la reacción que ejerce el piso sobre la llanta cuando se encuentra con una irregularidad no directamente en la dirección perpendicular, sino ligeramente desviada de la dirección vertical. Este tipo de carga se presenta también cuando el prototipo aborda una curva, se ejerce sobre el una fuerza centrífuga que tiende a desplazarlo hacia afuera de la trayectoria.

Teniendo presente estos conceptos se procede a seleccionar los rodamientos de acuerdo a los diámetros de las puntas de eje seleccionadas en la sección 3.6.2.1, teniendo así:

- **Ruedas delanteras:**

Rodamientos Cónicos 44649/10RS KOYO.

Rodamientos Cónicos 11747/10RS KOYO.

- **Ruedas Posteriores:**

Rodamientos 205 KOYO.

Rodamientos 63-28 KOYO.

3.6.3 SELECCIÓN DEL SISTEMA DE FRENOS

El sistema de frenos que se va a utilizar son un sistema hidráulico y un sistema mecánico, el eje seleccionado ya tiene incorporado los accesorios de frenado ya sean estos de tambor o de disco y en nuestro caso se trata de tambor.

En la actualidad se exige cada vez más a los frenos, la normativa es cada vez más estricta, y el freno moderno debe absorber más energía en un espacio menor.

3.6.4 SELECCIÓN DE LOS FRENOS DE DISCO

Los frenos de disco se seleccionan del vehículo marca (Chevrolet San Remo), debido a que los frenos de disco vienen acoplados con las manzanas descritas en la sección 3.6.2.2.

Se realiza una modificación en el diámetro y espesor del disco de freno, resultando con las siguientes medidas:

$\varnothing = 200\text{mm}$ y $e = 4\text{mm}$.

3.6.4.1 Selección de las mordazas

Se seleccionan las mordazas y cañerías de la motocicleta marca "KOSHIN MOTOR" modelo "GW200-1", para que exista un correcto acople de los elementos seleccionados en el freno de freno.

3.6.4.2 Selección de la bomba del freno

Para este elemento se selecciona la bomba posterior de la motocicleta marca "KOSHIN MOTOR" modelo "GW200-1", con esto se logra que las cañerías se acoplen a la bomba de freno seleccionada.

3.6.5 SELECCIÓN DE LOS FRENOS DE TAMBOR

Se selecciona el sistema de frenos del vehículo marca (Suzuki fuerza) para un correcto acople en el eje, este sistema consta de las zapatas, resortes, regulador del freno, elemento de sujeción para el cable, etc.

3.6.5.1 Selección del cable de freno

Para este elemento se selecciona el cable del freno de mano del vehículo marca (Suzuki fuerza), con las siguientes características:

- Diámetro: $\frac{1}{8}$ ”
- Material: acero.
- Alma: acero.

3.6.6 SELECCIÓN DE LOS PEDALES

Para ambos casos tanto para los frenos delanteros como para los frenos posteriores, se seleccionan los pedales de la motocicleta marca “KOSHIN MOTOR” modelo “GW200-1”, para que exista un correcto acople tanto en la bomba como en el cable de freno descrito en la sección 3.6.5.1.

3.6.7 SELECCIÓN DE LA SIRENA

Se selecciona este tipo de sirena marca “BOSH” debido a su tamaño, intensidad de sonido y por su autonomía de energía ya que se conecta a una batería de 12(V) recargable.

3.7 DISEÑO DE LA SOLDADURA DEL PROTOTIPO

Para diseñar las juntas soldadas se establece todos los elementos que intervienen en el proceso de conformado mecánico:

Material de Aporte, es el material del cual está hecho el electrodo de soldadura, de acuerdo a este material, se evalúan parámetros de resistencia de la unión.

Los tubos cuadrados y redondos para el armado del prototipo son soldados con un electrodo E60XX, ya que estos electrodos son de fácil adquisición en el medio, su bajo costo, su resistencia última (S_u) y el límite de fluencia (S_y), son los adecuados para un acero estructural A36, además este electrodo es de alta penetración, lo que garantiza una buena fusión de los materiales.

Material Base, corresponde a los elementos estructurales que deben ser unidos para componer el prototipo, y son los siguientes;

Largueros, travesaños, jaula de seguridad, las placas porta mesas de la suspensión, las placas porta amortiguadores. Todos estos elementos descritos son de acero estructural ASTM A-36.

Para el diseño de todas las juntas soldadas se procede a determinar las dimensiones de las juntas, características del electrodo a usar y el tipo de junta; además con la ayuda del paquete informático INVENTOR 11 SERIES se determina la apropiada altura del cordón de soldadura y los esfuerzos máximos que soporta la junta soldada.

En los gráficos de la Figura 3.21 y Figura 3.22 se muestra las tablas y esquemas que arroja el programa Inventor 11Series, luego de tabular los datos de la junta a calcular.

La primera figura muestra el análisis estático de la junta soldada y la segunda figura arroja el análisis dinámico de la soldadura.

Estos dos formatos son similares en todas las juntas soldadas, por lo que solo se indican estas dos figuras referenciales.

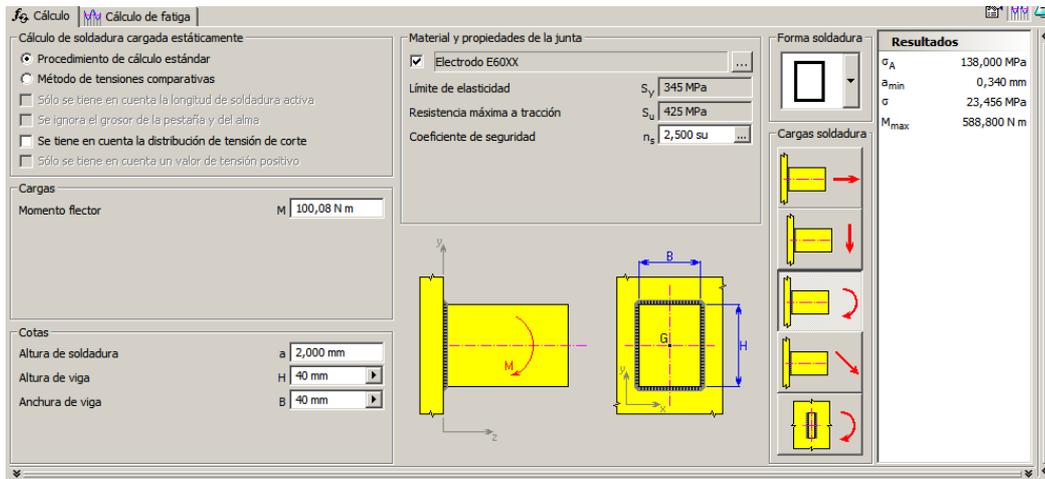


Figura 3.21: Esquema de datos estáticos de la junta uniones vigas principales-travesaños.

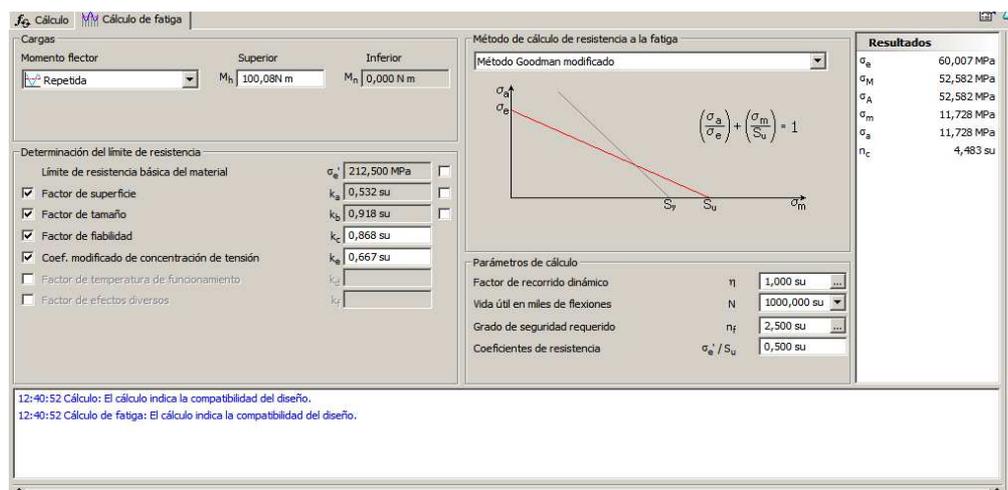


Figura 3.22: Esquema de datos dinámicos de la junta uniones vigas principales-travesaños.

3.7.1 CÁLCULO DE LAS SOLDADURAS DEL PROTOTIPO

Para el diseño de todas las juntas que componen la soldadura de la estructura se determina:

- Material de aporte, E-6011.
 $S_y = 345 \text{ MPa}$.
 $S_u = 425 \text{ MPa}$.
 $n_s = 2$.

- Material base, acero A-36.
- Junta a tope.

3.7.1.1 Suelda vigas principales-travesaños

Los parámetros preestablecidos para esta junta de soldadura a continuación descritos son ingresados en el programa informático.

3.7.1.1.1 Cálculo estático:

Cargas:

- Momento flector $M = 100,08 \text{ N m}$.

Cotas:

- Altura de soldadura $a = 2 \text{ mm}$.
- Altura de viga $H = 40 \text{ mm}$.
- Anchura de viga $B = 40 \text{ mm}$.

Resultados:

- Tensión admitida. $\sigma_A = 172,500 \text{ MPa}$.
- Altura mín. de soldadura. $a_{\min} = 0,272 \text{ mm}$.
- Tensión normal de soldadura. $\sigma = 23,456 \text{ MPa}$.
- Momento flector máx. $M_{\max.} = 736,000 \text{ N m}$.
- *Comprobar cálculo **Positivo**.*

3.7.1.1.2 Cálculo de fatiga:

Cargas:

- Cargas superiores de ciclo:
- Momento flector. $M_h = 100,08 \text{ N m}$.
- Cargas inferiores de ciclo:
- Momento flector. $M_h = 0 \text{ N m}$.

Parámetros de cálculo:

- Factor de recorrido dinámico requerido. $\eta = 1$.
- Vida útil de junta en miles de flexiones. $N = 1000$.
- Grado de seguridad requerido. $n_f = 2,5$.

Determinación del límite de resistencia:

- Límite de resistencia básica. $\sigma_e = 212,500 \text{ MPa}$.
- Factor de superficie. $k_a = 0,532$.
- Factor de tamaño. $k_b = 0,918$.
- Factor de fiabilidad. $k_c = 0,868$.
- Coeficiente modificado de concentración de tensión. $k_e = 0,667$.

Resultados:

- Límite de resistencia corregida. $\sigma_e = 60,007 \text{ MPa}$.
- Resistencia media a la fatiga de la junta. $\sigma_M = 52,582 \text{ MPa}$.
- Amplitud de resistencia a la fatiga de la junta. $\sigma_A = 52,582 \text{ MPa}$.
- Tensión cíclica media de la junta. $\sigma_m = 11,728 \text{ MPa}$.
- Amplitud de tensión cíclica. $\sigma_a = 11,728 \text{ MPa}$.
- Grado de seguridad calculado. $n_c = 4,483$.

3.7.1.2 Suelda base mesa inferior delantera-vigas principales

3.7.1.2.1 Cálculo estático:

Cargas:

- Momento flector. $M = 100,08 \text{ N m}$.

Cotas:

- Grosor de placa. $s = 5 \text{ mm}$.
- Longitud de soldadura. $L = 80 \text{ mm}$.

Material y propiedades de la junta:

- Electrodo E60XX.
- Límite de elasticidad. $S_y = 345 \text{ MPa}$.
- Resistencia máxima a tracción. $S_u = 425 \text{ MPa}$.
- Coeficiente de seguridad. $n_s = 1,6$.

Resultados:

- Tensión admitida. $\sigma_A = 215,625 \text{ MPa}$.
- Grosor de placa mínimo. $s_{\min} = 0,450 \text{ mm}$.
- Longitud de soldadura mínima. $L_{\min} = 23,610 \text{ mm}$.
- Tensión normal de soldadura. $\sigma = 18,765 \text{ MPa}$.
- Momento flector máximo. $M_{\max.} = 1150,000 \text{ N m}$.
- *Comprobar cálculo **Positivo**.*

3.7.1.2.2 Cálculo de fatiga:

Cargas:

- Cargas superiores de ciclo:
- Momento flector. $M_h = 100,080 \text{ N m}$.
- Cargas inferiores de ciclo:
- Momento flector. $M_n = 0 \text{ N m}$.

Parámetros de cálculo:

- Método usado: Goodman modificado.
- Factor de recorrido dinámico requerido. $\eta = 1$.
- Vida útil de junta en miles de flexiones. $N = 1000$.
- Grado de seguridad requerido. $n_f = 2$.

Determinación del límite de resistencia:

- Límite de resistencia básica. $\sigma_e = 212,500 \text{ MPa}$.
- Factor de superficie. $k_a = 0,532$.
- Factor de tamaño. $k_b = 0,908$.
- Factor de fiabilidad. $k_c = 0,868$.
- Coeficiente modificado de concentración de tensión. $k_e = 0,5$.

Resultados:

- Límite de resistencia corregida. $\sigma_e = 44,520 \text{ MPa}$.
- Resistencia media a la fatiga de la junta. $\sigma_M = 40,299 \text{ MPa}$.
- Amplitud de resistencia a la fatiga de la junta. $\sigma_A = 40,299 \text{ MPa}$.
- Tensión cíclica media de la junta. $\sigma_m = 9,383 \text{ MPa}$.

- Amplitud de tensión cíclica. $\sigma_a = 9,383$ MPa.
- Grado de seguridad calculado. $n_c = 4,295$.

3.7.1.3 Suelda soporte mesas superiores delanteras - estructura suspensión

3.7.1.3.1 Cálculo estático:

Cargas:

- Momento flector. $M = 100,08$ N m.

Cotas:

- Altura de soldadura. $a = 2$ mm.
- Altura de grupo de soldadura. $H = 25,4$ mm.
- Anchura de grupo de soldadura. $B = 25,4$ mm.

Resultados:

- Tensión admitida. $T_A = 138$ MPa.
- Altura mín. de soldadura. $a_{\min} = 0,61$ mm.
- Tensión de corte de soldadura máx. $T = 41,134$ MPa.
- Momento flector máximo. $M_{\max.} = 335,760$ N m.
- *Comprobar cálculo **Positivo**.*

3.7.1.3.2 Cálculo de fatiga:

Cargas:

- Cargas superiores de ciclo:
- Momento flector. $M_h = 100,08$ N m.

- Cargas inferiores de ciclo:
- Momento flector. $M_n = 0 \text{ N m}$.

Parámetros de cálculo:

- Método usado: Goodman modificado.
- Factor de recorrido dinámico requerido. $\eta = 1$.
- Vida útil de junta en miles de flexiones. $N = 1000$.
- Grado de seguridad requerido. $n_f = 2$.

Determinación del límite de resistencia:

- Límite de resistencia básica. $T_e = 119,950 \text{ MPa}$.
- Factor de superficie. $k_a = 0,840$.
- Factor de tamaño. $k_b = 0,750$.
- Factor de fiabilidad. $k_c = 0,897$.

Resultados

- Límite de resistencia corregida. $T_e = 67,785 \text{ MPa}$.
- Resistencia media a la fatiga de la junta. $T_M = 56,517 \text{ MPa}$.
- Amplitud de resistencia a la fatiga de la junta. $T_A = 56,517 \text{ MPa}$.
- Tensión cíclica media de la junta. $T_m = 20,567 \text{ MPa}$.
- Amplitud de tensión cíclica. $T_a = 20,567 \text{ MPa}$.
- Grado de seguridad calculado. $n_c = 2,748$.

3.7.1.4 Suelda tubos jaula de seguridad

3.7.1.4.1 Cálculo estático:

Cargas:

- Par de torsión. $T = 20,91 \text{ N m}$.

Cotas:

- Grosor de placa. $s = 2 \text{ mm}$.
- Diámetro exterior de tubo. $D = 31,75 \text{ mm}$.

Material y propiedades de la junta:

- Electrodo E60XX.
- Límite de elasticidad. $S_y = 345 \text{ MPa}$.
- Resistencia máxima a tracción. $S_u = 425 \text{ MPa}$.
- Coeficiente de seguridad. $n_s = 2,5$.

Resultados:

- Tensión admitida. $T_A = 138,000 \text{ MPa}$.
- Grosor de placa mínimo. $s_{\min} = 0,100 \text{ mm}$.
- Diámetro exterior de tubo mínimo. $D_{\min} = 8,960 \text{ mm}$.
- Tensión de corte de soldadura. $T = 7,520 \text{ MPa}$.
- Par de torsión máximo $T_{\max} = 383,700 \text{ N m}$.
- *Comprobar cálculo **Positivo**.*

3.7.1.4.2 Cálculo de fatiga:**Cargas:**

- Cargas superiores de ciclo:

- Par de torsión $T_h = 20,910 \text{ N m}$.
- Cargas inferiores de ciclo:
- Par de torsión $T_n = 0 \text{ N m}$.

Parámetros de cálculo:

- Método usado: Goodman modificado.
- Factor de recorrido dinámico requerido. $\eta = 1$.
- Vida útil de junta en miles de flexiones. $N = 1000$.
- Grado de seguridad requerido. $n_f = 2$.

Determinación del límite de resistencia:

- Límite de resistencia básica. $T_e = 119,000 \text{ MPa}$.
- Factor de superficie. $k_a = 0,532$.
- Factor de tamaño. $k_b = 0,942$.
- Factor de fiabilidad. $k_c = 0,868$.
- Coeficiente modificado de concentración de tensión. $k_e = 0,556$.

Resultados:

- Límite de resistencia corregida. $T_e = 28,743 \text{ MPa}$.
- Resistencia media a la fatiga de la junta. $T_M = 26,502 \text{ MPa}$.
- Amplitud de resistencia a la fatiga de la junta. $T_A = 26,502 \text{ MPa}$.
- Tensión cíclica media de la junta. $T_m = 3,760 \text{ MPa}$.
- Amplitud de tensión cíclica. $T_a = 3,760 \text{ MPa}$.
- Grado de seguridad calculado. $n_c = 7,048$.

3.7.1.5 Suelda tubos jaula de seguridad – vigas principales

3.7.1.5.1 Cálculo estático:

Cargas:

- Momento flector. $M = 20,91 \text{ N m}$.

Cotas:

- Altura de soldadura. $a = 2 \text{ mm}$.
- Radio de soldadura. $r = 15,875 \text{ mm}$.

Material y propiedades de la junta:

- Electrodo E60XX.
- Límite de elasticidad. $S_y = 345 \text{ MPa}$.
- Resistencia máxima a tracción. $S_u = 425 \text{ MPa}$.
- Coeficiente de seguridad. $n_s = 2,5$.

Resultados:

- Tensión admitida. $T_A = 138,000 \text{ MPa}$.
- Altura mín. de soldadura. $a_{\min} = 0,100 \text{ mm}$.
- Tensión de corte de soldadura máx. $T = 5,843 \text{ MPa}$.
- Radio de soldadura mínimo $r_{\min} = 2,480 \text{ mm}$.
- Momento flector máximo. $M_{\max} = 493,820 \text{ N m}$.
- *Comprobar cálculo **Positivo**.*

3.7.1.5.2 Cálculo de fatiga:

Cargas:

- Cargas superiores de ciclo:
- Momento flector. $M_h = 20,910 \text{ N m}$.
- Cargas inferiores de ciclo:
- Momento flector. $M_h = 0 \text{ N m}$.

Parámetros de cálculo:

- Método usado: Goodman modificado.
- Factor de recorrido dinámico requerido. $\eta = 1$.
- Vida útil de junta en miles de flexiones. $N = 1000$.
- Grado de seguridad requerido. $n_f = 2$.

Determinación del límite de resistencia:

- Límite de resistencia básica. $T_e = 119,950 \text{ MPa}$.
- Factor de superficie. $k_a = 0,840$.
- Factor de tamaño. $k_b = 0,750$.
- Factor de fiabilidad. $k_c = 0,897$.

Resultados:

- Límite de resistencia corregida. $T_e = 67,785 \text{ MPa}$.
- Resistencia media a la fatiga de la junta. $T_M = 56,517 \text{ MPa}$.
- Amplitud de resistencia a la fatiga de la junta. $T_A = 56,517 \text{ MPa}$.
- Tensión cíclica media de la junta. $T_m = 2,922 \text{ MPa}$.
- Amplitud de tensión cíclica. $T_a = 2,922 \text{ MPa}$.
- Grado de seguridad calculado. $n_c = 19,344$.

3.7.1.6 Suelda soporte volante – eje volante

3.7.1.6.1 Cálculo estático:

Cargas:

- Momento flector. $M = 20,91 \text{ N m}$.

Cotas:

- Altura de soldadura. $a = 2 \text{ mm}$.
- Radio de soldadura. $r = 9,5 \text{ mm}$.

Resultados:

- Tensión admitida. $\tau_A = 138,000 \text{ MPa}$.
- Altura mín. de soldadura. $a_{\min} = 0,270 \text{ mm}$.
- Tensión de corte de soldadura máx. $T = 15,093 \text{ MPa}$.
- Radio de soldadura mínimo. $r_{\min} = 2,490 \text{ mm}$.
- Momento flector máximo. $M_{\max.} = 191,180 \text{ N m}$.
- *Comprobar cálculo **Positivo**.*

3.7.1.6.2 Cálculo de fatiga:

Cargas:

- Cargas superiores de ciclo:
- Momento flector. $M_h = 20,910 \text{ N m}$.
- Cargas inferiores de ciclo:
- Momento flector. $M_n = 0 \text{ N m}$.

Parámetros de cálculo:

- Método usado: Goodman modificado.
- Factor de recorrido dinámico requerido. $\eta = 1$.
- Vida útil de junta en miles de flexiones. $N = 1000$.
- Grado de seguridad requerido. $n_f = 2$.

Determinación del límite de resistencia:

- Límite de resistencia básica. $T_e = 119,950$ MPa.
- Factor de superficie. $k_a = 0,840$.
- Factor de tamaño. $k_b = 0,750$.
- Factor de fiabilidad. $k_c = 0,897$.

Resultados:

- Límite de resistencia corregida. $T_e = 67,785$ MPa.
- Resistencia media a la fatiga de la junta. $T_M = 56,517$ MPa.
- Amplitud de resistencia a la fatiga de la junta. $T_A = 56,517$ MPa.
- Tensión cíclica media de la junta. $T_m = 7,546$ MPa.
- Amplitud de tensión cíclica. $T_a = 7,546$ MPa.
- Grado de seguridad calculado. $n_c = 7,489$.

3.7.1.7 Suelda soportes amortiguador**3.7.1.7.1 Cálculo estático:****Cargas:**

- Fuerza axial. $F_z = 760$ N.

Cotas:

- Grosor de placa. $s = 2,5$ mm.
- Longitud de soldadura. $L = 14,64$ mm.

Material y propiedades de la junta:

- Electrodo E60XX.
- Límite de elasticidad. $S_y = 345$ MPa.
- Resistencia máxima a tracción. $S_u = 425$ MPa.
- Coeficiente de seguridad. $n_s = 1,7$.

Resultados:

- Tensión admitida. $\sigma_A = 202,941$ MPa.
- Grosor de placa mínimo. $s_{\min} = 0,270$ mm.
- Longitud de soldadura mínima. $L_{\min} = 2,500$ mm.
- Tensión normal de soldadura. $\sigma = 20,765$ MPa.
- Fuerza axial máxima. $F_{z_{\max}} = 7427,600$ N.
- *Comprobar cálculo **Positivo**.*

3.7.1.7.2 Cálculo de fatiga:**Cargas:**

- Cargas superiores de ciclo:
- Fuerza axial $F_{zh} = 760,000$ N
- Cargas inferiores de ciclo:
- Fuerza axial $F_{zn} = 0$ N

Parámetros de cálculo:

- Método usado: Goodman modificado.
- Factor de recorrido dinámico requerido. $\eta = 1$.
- Vida útil de junta en miles de flexiones. $N = 1000$.
- Grado de seguridad requerido. $n_f = 2,5$.

Determinación del límite de resistencia:

- Límite de resistencia básica. σ_e : 170,000 MPa.
- Factor de superficie. $k_a = 0,532$.
- Factor de tamaño. $k_b = 1$.

Resultados:

- Límite de resistencia corregida. $\sigma_e = 90,405$ MPa.
- Resistencia media a la fatiga de la junta. $\sigma_M = 74,548$ MPa.
- Amplitud de resistencia a la fatiga de la junta. $\sigma_A = 74,548$ MPa.
- Tensión cíclica media de la junta. $\sigma_m = 10,383$ MPa.
- Amplitud de tensión cíclica. $\sigma_a = 10,383$ MPa.
- Grado de seguridad calculado. $n_c = 7,180$ su.

3.7.1.8 Suelda mesa superior**3.7.1.8.1 Cálculo estático:****Cargas:**

- Fuerza axial. $F_x = 760$ N

Cotas:

- Altura de soldadura. $a = 2,0$ mm.
- Radio de soldadura. $r = 7,5$ mm.

Material y propiedades de la junta:

- Electrodo E60XX.
- Límite de elasticidad. $S_y = 345$ MPa.
- Resistencia máxima a tracción. $S_u = 425$ MPa.
- Coeficiente de seguridad. $n_s = 2,5$.

Resultados:

- Tensión admitida. $T_A = 138$ MPa.
- Altura mín. de soldadura. $a_{\min} = 0,13$ mm.
- Tensión de corte de soldadura máx. $T = 7,115$ MPa.
- Radio de soldadura mínimo. $r_{\min} = 2$ mm.
- Fuerza axial máxima. $F_{x_{\max.}} = 14740,400$ N.
- *Comprobar cálculo **Positivo**.*

3.7.1.8.2 Cálculo de fatiga:**Cargas:**

- Cargas superiores de ciclo:
- Fuerza axial. $F_{x_h} = 760,000$ N.
- Cargas inferiores de ciclo:
- Fuerza axial. $F_{x_n} = 0$ N.

Parámetros de cálculo:

- Método usado: Goodman modificado.
- Factor de recorrido dinámico requerido. $\eta = 1$.
- Vida útil de junta en miles de flexiones. $N = 1000$.
- Grado de seguridad requerido. $n_f = 2,5$.

Determinación del límite de resistencia:

- Límite de resistencia básica. $T_{e'} = 119,000$ MPa.
- Factor de superficie. $k_a = 0,532$.
- Factor de tamaño. $k_b = 0,968$.
- Factor de fiabilidad. $k_c = 0,868$.
- Coeficiente modificado de concentración de tensión. $k_e = 0,370$.

Resultados:

- Límite de resistencia corregida. $T_e = 19,689$ MPa.
- Resistencia media a la fatiga de la junta. $T_M = 18,611$ MPa.
- Amplitud de resistencia a la fatiga de la junta. $T_A = 18,611$ MPa.
- Tensión cíclica media de la junta. $T_m = 3,558$ MPa.
- Amplitud de tensión cíclica. $T_a = 3,558$ MPa.
- Grado de seguridad calculado. $n_c = 5,231$.

3.7.1.9 Suelda columna del volante – travesaño**3.7.1.9.1 Cálculo estático:**

Cargas:

- Momento flector $M = 100,08 \text{ N m}$.

Cotas:

- Altura de soldadura. $a = 2 \text{ mm}$.
- Altura de viga. $H = 20 \text{ mm}$.
- Anchura de viga. $B = 20 \text{ mm}$.

Material y propiedades de la junta:

- Electrodo E60XX.
- Límite de elasticidad. $S_y = 345 \text{ MPa}$.
- Resistencia máxima a tracción. $S_u = 425 \text{ MPa}$.
- Coeficiente de seguridad. $n_s = 2$.

Resultados:

- Tensión admitida. $\sigma_A = 172,500 \text{ MPa}$.
- Altura mín. de soldadura. $a_{\min} = 1,088 \text{ mm}$.
- Tensión normal de soldadura. $\sigma = 93,825 \text{ MPa}$.
- Momento flector máx. $M_{\max} = 184,000 \text{ N m}$.
- *Comprobar cálculo **Positivo**.*

3.7.1.9.2 Cálculo de fatiga:**Cargas:**

- Cargas superiores de ciclo:

- Momento flector. $M_h = 100,080 \text{ N m}$.
- Cargas inferiores de ciclo:
- Momento flector. $M_n = 0 \text{ N m}$.

Parámetros de cálculo:

- Método usado: Goodman modificado.
- Factor de recorrido dinámico requerido $\eta = 1$.
- Vida útil de junta en miles de flexiones $N = 1000$.
- Grado de seguridad requerido $n_f = 2,5$.

Determinación del límite de resistencia:

- Límite de resistencia básica $\sigma_{e'} = 212,500 \text{ MPa}$.

Resultados:

- Límite de resistencia corregida. $\sigma_e = 212,500 \text{ MPa}$.
- Resistencia media a la fatiga de la junta. $\sigma_M = 141,667 \text{ MPa}$.
- Amplitud de resistencia a la fatiga de la junta. $\sigma_A = 141,667 \text{ MPa}$.
- Tensión cíclica media de la junta. $\sigma_m = 46,913 \text{ MPa}$.
- Amplitud de tensión cíclica. $\sigma_a = 46,913 \text{ MPa}$.
- Grado de seguridad calculado. $n_c = 3,02$.

3.7.1.10 Suelta bocín del volante – travesaño**3.7.1.10.1 Cálculo estático:**

Cargas:

- Momento flector. $M = 100,08 \text{ N m}$.

Cotas:

- Altura de soldadura $a = 2 \text{ mm}$.
- Altura de viga. $H = 20 \text{ mm}$.
- Anchura de viga. $B = 35 \text{ mm}$.

Material y propiedades de la junta:

- Electrodo E60XX.
- Límite de elasticidad. $S_y = 345 \text{ MPa}$.
- Resistencia máxima a tracción. $S_u = 425 \text{ MPa}$.
- Coeficiente de seguridad. $n_s = 2$.

Resultados:

- Tensión admitida. $\sigma_A = 172,500 \text{ MPa}$.
- Altura mín. de soldadura. $a_{\min} = 0,696 \text{ mm}$.
- Tensión normal de soldadura. $\sigma = 60,048 \text{ MPa}$.
- Momento flector máx. $M_{\max.} = 287,500 \text{ N m}$.
- *Comprobar cálculo **Positivo**.*

3.7.1.10.2 Cálculo de fatiga:**Cargas:**

- Cargas superiores de ciclo:

- Momento flector. $M_h = 100,080 \text{ N m}$.
- Cargas inferiores de ciclo:
- Momento flector. $M_n = 0 \text{ N m}$.

Parámetros de cálculo:

- Método usado: Goodman modificado.
- Factor de recorrido dinámico requerido. $\eta = 1$.
- Vida útil de junta en miles de flexiones. $N = 1000$.
- Grado de seguridad requerido. $n_f = 2,5$.

Determinación del límite de resistencia:

- Límite de resistencia básica. $\sigma_e = 212,500 \text{ MPa}$.
- Factor de superficie. $k_a = 0,532 \text{ su}$.
- Factor de tamaño. $k_b = 0,934 \text{ su}$.
- Factor de fiabilidad. $k_c = 0,868$.

Resultados:

- Límite de resistencia corregida. $\sigma_e = 91,661 \text{ MPa}$.
- Resistencia media a la fatiga de la junta. $\sigma_M = 75,399 \text{ MPa}$.
- Amplitud de resistencia a la fatiga de la junta. $\sigma_A = 75,399 \text{ MPa}$.
- Tensión cíclica media de la junta. $\sigma_m = 30,024 \text{ MPa}$.
- Amplitud de tensión cíclica. $\sigma_a = 30,024 \text{ MPa}$.
- Grado de seguridad calculado. $n_c = 2,511$.

3.7.1.11 Suelda eje posterior – viga principal

3.7.1.11.1 Cálculo estático:

Cargas:

- Momento flector. $M = 273,3 \text{ N m}$.

Cotas:

- Altura de soldadura. $a = 5 \text{ mm}$.
- Longitud de soldadura. $L = 175 \text{ mm}$.

Material y propiedades de la junta:

- Electrodo E60XX.
- Límite de elasticidad. $S_y = 345 \text{ MPa}$.
- Resistencia máxima a tracción. $S_u = 425 \text{ MPa}$.
- Coeficiente de seguridad. $n_s = 2,5$.

Resultados:

- Tensión admitida. $T_A = 138 \text{ MPa}$.
- Altura mín. de soldadura. $a_{\min} = 0,41 \text{ mm}$.
- Longitud de soldadura mínima. $L_{\min} = 48,76 \text{ mm}$.
- Tensión de corte de soldadura máx. $T = 10,709 \text{ MPa}$.
- Momento flector máximo. $M_{\max.} = 3521,870 \text{ N m}$.
- *Comprobar cálculo **Positivo**.*

CAPÍTULO IV

CONSTRUCCIÓN, MONTAJE Y PRUEBAS DE CAMPO

En el presente capítulo se procede a la construcción del prototipo tomando en consideración los parámetros de diseño.

4.1 PROCESO DE CONSTRUCCIÓN

Proceso de construcción, es el conjunto de operaciones necesarias para modular las materias primas con el fin de obtener un producto elaborado o terminado.

Para la elaboración de cualquier proyecto o producto es necesario realizar varias operaciones individuales, lo que da como resultado completar un proceso. Con el fin de analizar la mano de obra, herramientas, máquinas y otros accesorios involucrados en cada elemento del proyecto se realiza una tabla (Tabla 4.1), con el fin de obtener en detalle todos los procesos realizados.

4.1.1 MANO DE OBRA

Para desarrollar el presente proyecto se hace necesario el contar con un equipo capacitado de cuatro operarios, en las áreas involucradas en el proceso de construcción bajo la supervisión del director del proyecto; como se describe a continuación:

- Operario 1 , Ayudante mecánico.
- Operario 2 , Soldador.
- Operario 3, Pintor.
- Operario 4, Mecánico de montaje.
- Supervisor, Ingeniero de Campo.

El prototipo es construido en un taller que brinda todas las facilidades en cuanto a herramientas y máquinas se refiere, para realizar los distintos trabajos que son necesarios para ensamblarlo. El taller metal mecánico tiene el siguiente surtido de herramientas y máquinas:

4.1.2 HERRAMIENTAS

- Juego de llaves (milimétrica y pulgadas).
- Juego de desarmadores.
- Juego de martillos.
- Juegos de machuelos.
- Juego de pinzas.
- Juego de Brocas.
- Discos de corte y desbaste.
- Mesa de Trabajo.
- Entenalla.
- Pistola de Pintura.

4.1.3 MÁQUINAS

- Taladro de pedestal.
- Prensa Hidráulica.
- Compresor 2.5HP.
- Soldadura SMAW.
- Moladora.
- Taladro de mano.
- Esmeril.
- Torno de Precisión.

4.1.4 ACCESORIOS DE SEGURIDAD

- Casco de Soldador.
- Gafas y guantes.
- Overol.
- Zapatos de Seguridad.

4.1.5 INSTRUMENTOS DE MEDICIÓN

- Flexómetro.
- Calibrador pie de rey.
- Escuadra fija y móvil.
- Plomada.
- Nivel.

4.1.6 DETALLE DE LOS PROCEDIMIENTOS DE FABRICACIÓN DE LOS ELEMENTOS DEL PROTOTIPO

En la Tabla 4.1 se describe todos los procesos que se realizan para la construcción de cada elemento del prototipo.

Tabla 4.1: Detalle de los procedimientos de fabricación de los elementos del prototipo.

SISTEMA O ELEMENTO	PROCESO DE FABRICACIÓN
Vigas Principales (largueros)	<ul style="list-style-type: none"> ▪ Corte (Sierra): De acuerdo a las medidas se corta el tubo cuadrado de 1½”. ▪ Limpieza: Eliminación de virutas y aristas vivas. ▪ Soldadura: Unir el elemento a los travesaños ▪ Pintura: Pintado de todo el elemento
Vigas de soporte de la suspensión	<ul style="list-style-type: none"> ▪ Corte (Sierra): De acuerdo a las medidas se corta el tubo cuadrado de 1” ▪ Limpieza: Eliminación de virutas y aristas vivas. ▪ Soldadura: Unir el elemento a los vigas principales ▪ Pintura: Pintado de todo el elemento
Travesaños	<ul style="list-style-type: none"> ▪ Corte (Sierra): De acuerdo a las medidas se corta el tubo cuadrado de 1” ▪ Limpieza: Eliminación de virutas y aristas vivas. ▪ Soldadura: Unir el elemento a los vigas principales ▪ Pintura: Pintado de todo el elemento

Tabla 4.1: Detalle de los procedimientos de fabricación de los elementos del prototipo (Continuación)

SISTEMA O ELEMENTO	PROCESO DE FABRICACIÓN
Jaula de Seguridad	<ul style="list-style-type: none"> ▪ Corte (Sierra): De acuerdo a las medidas se corta el tubo redondo de 1¼”. ▪ Limpieza: Eliminación de virutas y aristas vivas. ▪ Soldadura: Unir el elemento a los vigas principales ▪ Pintura: Pintado de todo el elemento
Porta mesas delanteras	<ul style="list-style-type: none"> ▪ Corte (Sierra): De acuerdo a las medidas se corta las platinas. ▪ Limpieza: Eliminación de virutas y aristas vivas. ▪ Soldadura: Unir el elemento a los vigas principales ▪ Pintura: Pintado de todo el elemento
Eje del volante (Sistema de dirección)	<ul style="list-style-type: none"> ▪ Corte (Sierra): De acuerdo a las medidas se corta el eje de transmisión. ▪ Maquinado: Se realizan operaciones en el torno para acoplar los rodamientos y las barras de dirección. ▪ Soldadura: Unir el elemento a la base de la dirección. ▪ Pintura: Pintado de todo el elemento

..../

Tabla 4.1: Detalle de los procedimientos de fabricación de los elementos del prototipo (Continuación)

SISTEMA O ELEMENTO	PROCESO DE FABRICACIÓN
<p>Tijeras (mesas superiores delanteras)</p>	<ul style="list-style-type: none"> ▪ Corte (Sierra): De acuerdo a las medidas se corta el tubo redondo ▪ Limpieza: Eliminación de virutas y aristas vivas. ▪ Soldadura: Unir el elemento a los soportes ▪ Pintura: Pintado de todo el elemento.
<p>Brazos de la dirección</p>	<ul style="list-style-type: none"> ▪ Corte (Sierra): De acuerdo a las medidas se corta el tubo redondo ▪ Limpieza: Eliminación de virutas y aristas vivas. ▪ Roscado: Roscado en sus extremos. ▪ Pintura: Pintado de todo el elemento.
<p>Base de la dirección</p>	<ul style="list-style-type: none"> ▪ Corte (Sierra): De acuerdo a las medidas se corta el tubo redondo ▪ Limpieza: Eliminación de virutas y aristas vivas. ▪ Taladrado: Perforaciones de acuerdo al plano. ▪ Soldadura: Unir el elemento a los soportes ▪ Pintura: Pintado de todo el elemento.

Tabla 4.1: Detalle de los procedimientos de fabricación de los elementos del prototipo (Continuación)

SISTEMA O ELEMENTO	PROCESO DE FABRICACIÓN
Soportes mesas delanteras	<ul style="list-style-type: none"> ▪ Corte (Sierra): De acuerdo a las medidas se corta el tubo redondo ▪ Taladrado: Perforaciones de acuerdo al plano. ▪ Limpieza: Eliminación de virutas y aristas vivas. ▪ Soldadura: Unir el elemento a los soportes ▪ Pintura: Pintado de todo el elemento.

Fuente: Propia

Elaborado: Jorge López, Alex Silva

4.2 MONTAJE DE LOS ELEMENTOS DEL PROTOTIPO

El montaje consiste en el procedimiento ordenado para armar el prototipo, considerando las características físicas de los elementos de la estructura.

El montaje es considerado de mucha importancia ya que en esta parte del proyecto se puede escoger, ordenar y unir todos los elementos, según el diseño y siguiendo una secuencia lógica a partir de la esquematización gráfica, la disposición adecuada y el aporte de la mano de obra calificada.

4.2.1 PARÁMETROS ANTES DEL MONTAJE

Es importante considerar los parámetros que determinan el proceso de montaje para luego no tener problemas de aumentos de costos y riesgos de accidentes de trabajo.

- Verificar si el espacio físico es el adecuado.
- Constatar que el personal que va a realizar el montaje sea muy capacitado.
- Comprobar que los materiales estructurales sean de buena calidad.
- Verificar que las dimensiones de los elementos sean las correctas y las diferentes piezas a unir no presenten conflictos de coincidencia.
- Comprobar que todas las máquinas a ser utilizadas estén en correcto funcionamiento.

4.2.2 PASOS PARA EL ENSAMBLAJE DEL PROTOTIPO

Después de tener los elementos construidos del prototipo se procede al ensamblaje de los elementos, a continuación se presenta la forma en que se realiza la unión de los elementos para obtener como resultado el prototipo armado.

1. Se empieza por la unión de los elementos que van a formar el bastidor, se unen los largueros con los travesaños en forma perpendicular con la ayuda de la suelda manual de electrodo revestido con el cual se generan cordones de soldadura, así se obtiene el cuadro del bastidor.



Figura 4.1: Soldadura del bastidor

2. Se integra a la estructura el eje posterior del vehículo marca (Suzuki forza) mediante la aplicación de cordones de soldadura.



Figura 4.2: Eje posterior ya colocado

3. Algo importante que se toma en cuenta en el diseño es la protección del piloto, para esto se a diseñado una jaula de seguridad y su construcción se realiza con el tubo de 1¼" con los diferentes doblados especificados en los planos.



Figura 4.3: Jaula de seguridad acoplada al bastidor

4. A continuación se procede al pintado de la estructura el cual se lo realiza con la pistola de pintura.



Figura 4.4(a): Proceso de fondeado previo al pintado



Figura 4.4(b): Proceso de pintado



Figura 4.4(c): Proceso de pintado final

5. El montaje del sistema de suspensión delantera incluye el acople de las mesas superiores delanteras y los amortiguadores, tomando en cuenta que los elementos de sujeción cumplan con los requerimientos de los planos.

Se colocan las mesas delanteras de la parte inferior que soportaran la presión de los amortiguadores y el peso del coche, en su parte delantera. En el extremo exterior de cada una de las mesas se aloja una rótula que será conectada al pivote, en el extremo interior se colocan dos bujes de caucho para el armado en el chasis. En la punta del pivote se instalan los rodamientos, la manzana delantera y la llanta delantera.



Figura 4.5: Colocación de la mesa superior



Figura 4.6: Sistema de suspensión colocado en su totalidad.

6. A continuación se procede al armado de los frenos delanteros de disco y traseros de tambor. Para los frenos delanteros se procede a la modificación de los discos para que puedan acoplarse las mordazas con las pastillas de freno.



Figura 4.7(a): Frenos de disco listo para su colocación

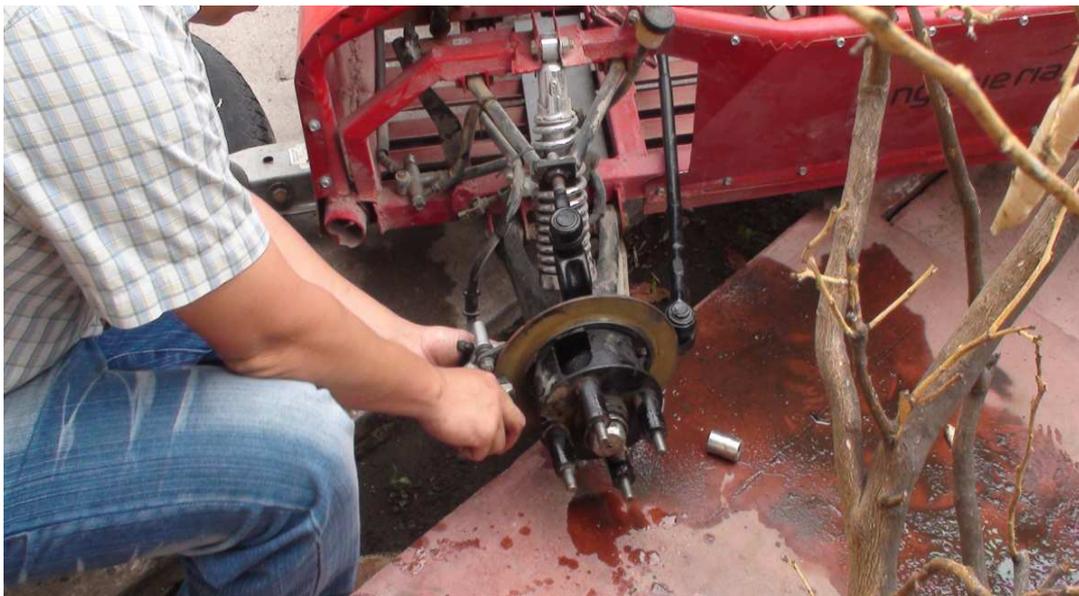


Figura 4.7(b): Colocación del freno de disco.

7. Para completar el sistema de frenos se instalan dos pedales a la misma altura, el izquierdo, acoplado a la bomba hidráulica de los frenos delanteros y otro, el derecho, conectado con cables a las zapatas del freno posterior.



Figura 4.8(a): Colocación de los pedales para el sistema de frenos.



Figura 4.8(b): Colocación de los pedales para el sistema de frenos.

8. Para la dirección se optó, como mejor alternativa, realizar un mecanismo con dirección directa, que consiste en dos barras de 50cm, estas son regulables para realizar la corrección de la alineación de las llantas, y son acopladas a los pivotes por medio de las rótulas, el radio de giro de las ruedas delanteras aproximadamente es de 40° .



Figura 4.9(a): Colocación de las barras para la dirección.



Figura 4.9(b): Colocación de las barras para la dirección.

9. Para la colocación de las planchas protectoras se utiliza pernos autoroscantes, previo la elaboración de los agujeros.



Figura 4.10(a): Elaboración de los agujeros



Figura 4.10(b): Colocación del techo



Figura 4.10(c): Colocación de la plancha frontal

10. Finalmente se procede a la colocación de los elementos adicionales como son el volante, el asiento y la sirena con su respectiva batería.



Figura 4.11: Colocación del volante



Figura 4.12: Prototipo terminado

4.2.3 PRUEBAS DE CAMPO

Este proceso consiste en someterle al prototipo a un protocolo de pruebas, preestablecido, con la finalidad de verificar que los parámetros estructurales y funcionales del prototipo se cumplan satisfactoriamente.

Estos parámetros evaluados en el protocolo de pruebas ayudan a verificar las condiciones de diseño, las cuales deben cumplir con los requerimientos del usuario.

Estas pruebas de campo, generan garantías de seguridad para el proyecto.

Para las pruebas de campo se utiliza el formato correspondiente el cual se adjunta en el (Anexo G). A continuación se presenta el protocolo de pruebas realizado, con el objeto de mostrar que el prototipo cumple con todos los requerimientos plasmados en el diseño.



Figura 4.13(a): Pruebas de Campo (Faldas del Imbabura)



Figura 4.13(b): Pruebas de Campo (Faldas del Imbabura)



Figura 4.13(c): Pruebas de Campo prototipo Terminado (Antenas de Monjas)



Figura 4.13(d): Pruebas de Campo prototipo Terminado (Antenas de Monjas)

4.2.4 INSPECCIÓN VISUAL DE COLABORADORES DEL PROYECTO

Cabe recalcar que el diseño del prototipo estuvo supervisado por un equipo de ingenieros, por tal motivo una vez concluida la etapa de construcción y montaje se presenta el prototipo para realizar la inspección visual correspondiente.

No esta demás mencionar que la prueba de inspección visual fue satisfactoria, corroborando con los datos obtenidos en el protocolo de pruebas.



Figura 4.14(a): Inspección visual: Con Autoridades de la Facultad de Ingeniería Mecánica



Figura 4.14(b): Inspección visual: Con Autoridades de la Facultad de Ingeniería Mecánica



Figura 4.14(c): Inspección visual: Con Autoridades de la Facultad de Ingeniería Mecánica

CAPÍTULO V

COSTOS

5.1 INTRODUCCIÓN

En este capítulo se realiza un estudio para poder conocer de manera acertada el costo real del vehículo monoplaza, se deben considerar todos los factores que involucran su construcción:

- Costo de los Materiales.
- Costos de Elementos Normalizados Adicionales.
- Costo de Montaje.
- Costo de Maquinado.
- Costo de Materiales Indirectos.
- Costo de Diseño.
- Gastos Imprevistos.

Para su mejor comprensión y análisis se han dividido los costos en costos directos y costos indirectos.

5.2 COSTOS DIRECTOS

Son aquellos que se encuentran en mayor porcentaje respecto a los costos totales de la inversión del proyecto.

- Costo de los Materiales.
- Costos de Elementos Normalizados Adicionales.
- Costo de Maquinado.
- Costo de Montaje.

5.3 COSTOS INDIRECTOS

Son aquellos que no están tomados en cuenta de forma minuciosa en el análisis de costos, como son por ejemplo: transporte, tiempos muertos, imprevistos, etc. Estos costos siempre se encuentran presentes en la elaboración de un proyecto.

- Costo de Materiales Indirectos.
- Costo de Diseño.
- Gastos Imprevistos.

El costo total del prototipo es igual a la suma de los costos totales directos y costos totales indirectos.

5.4 ANÁLISIS DE COSTOS DIRECTOS

5.4.1 COSTOS DE LOS MATERIALES

Dentro de este rubro se deben tomar en cuenta todos los gastos iniciales de adquisición de materia prima es decir: tubos cuadrados, tubos redondos, perfiles, etc., que se describen en la Tabla 5.1. Todos los materiales fueron adquiridos en el mercado nacional.

Tabla 5.1: Costos de materiales

Descripción	Cant.	Peso [kg]	Val. Unit. (usd)	Val. Total (usd)
Tubo estructural cuadrado 1 ½ " x 1.5mm (Disponible en 6 m)	1		11.35	11.35
Tubo estructural cuadrado 1" x 2mm (Disponible en 6 m)	1		9.70	9.70
Perfil estructural ángulo 1 ¼" x 3mm (Disponible en 6 m)	1		8.69	8.69
Tubo redondo 1" x 4mm	1		11.33	11.33
Tubo redondo 1 ¾ " x 2mm	2		9.80	19.60
Plancha tol galvanizado e=1mm	1		25.34	25.34

..../

Tabla 5.1: Costos de materiales (Continuación)

Descripción	Cant.	Peso [kg]	Val. Unit. (usd)	Val. Total (usd)
Eje Cilíndrico de Acero A-36 Φ=20mm, l=700mm	1	7.77	1.50/kg	11.66
Eje posterior (Forza)	1		40	40
Eje conector (cable zapata)	2		2.50	5
Varios			20	20
Subtotal				162.67

Fuente: Comercializadoras de Quito

Elaborado: Jorge López, Alex Silva

5.4.2 COSTOS DE ELEMENTOS NORMALIZADOS Y ADICIONALES

Son los que conlleva a la adquisición de elementos prefabricados bajo distinto tipo de norma (Tabla 5.2) como son: bomba de freno, rodamiento, amortiguadores, etc.

Tabla 5.2: Costos de elementos normalizados y adicionales

Descripción	Cant.	Valor Unitario (usd)	Valor Total (usd)
Pivotes (San Remo)	2	22.5	45
Amortiguadores	2	17.5	35
Mordazas	2	21.5	43
Bomba de freno posterior	1	18	18
Pedal	2	8	16
Cañerías	3	8	24
Mesas (San Remo)	2	10	20
Manzanas con discos delanteras (San Remo)	2	15	30
Aros R10	2	15	30
Aros R12	2	20	40
Rodamientos Cónicos 44649/10RS KOYO	2	7.80	15.60
Rodamientos Cónicos 11749/10RS KOYO	2	5.80	11.60

..../

Tabla 5.2: Costos de elementos normalizados y adicionales (Continuación)

Descripción	Cant.	Valor Unitario (usd)	Valor Total (usd)
Rodamientos 205 KOYO	2	5.50	11
Rodamientos 63-28 KOYO	2	7.50	15
Cable	4 (m)	1.20	4.80
Funda para cable	4 (m)	3	12
Abrazaderas	4	0.50	2
Tambores (Suzuki fuerza)	2	35	70
Zapatillas	4	3	12
Zapatas (Suzuki fuerza)	4	4	16
Asiento	1	25	25
Volante	1	20	20
Batería 12 voltios	1	17	17
Sirena	1	18	18
Cinturón de seguridad	1	7	7
Pernos (varios)			19.50
Tuercas (varios)			6.75
Arandelas (varios)			4
Buje (Caucho de llanta)	4	3	12
Resortes	6	0.50	3
Cable de parlante	5	0.15	0.75
Conectores tipo pala	2	0.12	0.24
Neumáticos R10	2	50	100
Neumáticos R12	2	56	112
Velocímetro AS818 bicicleta	1	12.19	12.19
Subtotal			828.43

Fuente: Comercializadoras de Quito

Elaborado: Jorge López, Alex Silva

5.4.3 COSTOS DE MAQUINADO

Este costo tiene que ver con el valor respecto a la mano de obra directa empleada en las máquinas herramientas para la fabricación de piezas del prototipo.

Cabe aclarar que dentro de la Tabla 5.3 se toman en cuenta el costo pagado por enllantaje, alineación y balanceo.

Tabla 5.3: Costos por maquinado

Máquina	Costo por máquina incluido mano de obra [usd/h]	Tiempo total [h]	Costo total por máquina [usd]
Torno	6	10	60
Soldadura	6	30	180
Taladro	4.5	1	4.50
Cizalla	4.5	2	9
Dobladora de tubos redondos	3	5	15
Dobladora de planchas de tol	5	2	10
Amoladora	4.5	6	27
Instrumento de medida	3	8	24
Enllantaje, alineación y balanceo	20	1.5	30
Montaje de las partes y accesorios		30	30
Subtotal			389.5

Fuente: Taller Máquina Herramientas

Elaborado: Jorge López, Alex Silva

5.4.4 COSTOS DE MONTAJE

Son aquellos costos que relacionan la mano de obra ocupada para el ensamblaje de las partes y piezas que constituyen el dispositivo, así como la puesta a punto y el afinamiento de la misma (Tabla 5.4).

Para la mano de obra se usa dos personas por un lapso de 32 horas, el costo de la hora de cada uno de ellos es de 2 USD el maestro y 1 USD el ayudante

Tabla 5.4: Costos de Montaje

Personal	Especialidad	Cantidad	Tiempo (h)	Costo/hora	Valor
Maestro	Mecánico	1	16	2	32
Ayudante	Mecánico	1	16	1	16
Subtotal					48

Fuente: Taller Máquina Herramientas

Elaborado: Jorge López, Alex Silva

5.5 COSTO DIRECTO TOTAL

En la Tabla 5.5 se indica la cantidad total del costo directo.

Tabla 5.5: Costo Directo Total

Componente del costo	Valor [usd]
Costo de los Materiales	162.67
Costos de Elementos Normalizados Adicionales	828.43
Costo de Maquinado	389.5
Costo de Montaje	48
Subtotal	1427.93

Fuente: Comercializadoras de Quito

Elaborado: Jorge López, Alex Silva

5.6 ANÁLISIS DE COSTOS INDIRECTOS

5.6.1 COSTOS DE MATERIALES INDIRECTOS

Estos costos son los que se generan del uso de materiales suplementarios en la construcción de los componentes del prototipo.

Los costos de materiales indirectos se muestran en la Tabla 5.6.

Tabla 5.6: Costos de materiales indirectos

Descripción	Cantidad	Val. Unitario (usd)	Val. Total (usd)
Discos de corte – Dewalt	4	2.50	10
Discos de desbaste – Dewalt	2	3,90	7.80
Electrodos E6011 – AGA – 1/8” (Kg)	3	4.70	14.10
Cepillo de alambre – Filaschino	1	1.10	1.10
Sierra de mano – Stanley – 12”	1	5.34	5.34
Lija de Hierro # 100 – Norton	6	0.41	2.46
Lija de Agua # 240 – Truper	3	0.33	0.99
Pintura Anticorrosiva	4L	3	12
Pintura de acabado	3L	4	12
Tiñer acrílico	8L	1.73	13.86
Mustang masilla plástica – Cóndor	1	5.88	5.88
Varios		20	20
Subtotal			105.53

Fuente: Comercializadoras de Quito

Elaborado: Jorge López, Alex Silva

5.6.2 COSTOS DE INGENIERÍA

Son aquellos costos que se derivan del tiempo y del conocimiento que un ingeniero invierte en el diseño de máquinas, en el caso del vehículo monoplaza se necesito la participación de dos profesionales los cuales desarrollaron las siguientes funciones:

- Definición del problema.
- Presentación de alternativas.
- Selección de alternativa.
- Diseño y selección de elementos de máquinas.
- Supervisión y control en la construcción.
- Supervisión y control en montaje y puesta a punto.

El tiempo dedicado al diseño y construcción del prototipo se lo realiza a partir de los parámetros antes mencionados, teniendo en cuenta que los profesionales desarrollaron tareas conjuntas y con un tiempo en cada una de ellas detallado a continuación en la Tabla 5.7.

Tabla 5.7: Costos de Ingeniería

Tarea	Tiempo[h]	Detalle
Definición del problema	2	Delimitación y parámetros de prototipo
Presentación de Alternativas	2	Desarrollo de distintas formas de prototipo con sus parámetros básicos
Selección de Alternativas	5	Ponderación y selección de la mejor forma de seleccionar el trabajo, según los sistemas que la constituyan
Diseño y Selección de elementos de máquinas	30	Diseño mecánico y selección de los distintos componentes normalizados del prototipo
Supervisión y control en la construcción	20	Supervisar las actividades y la correcta construcción de partes y piezas del prototipo
Supervisión y control en el montaje	8	Supervisar las actividades de montaje y el correcto ensamblaje.
Total Tiempo [h]	67	

Fuente: Propia

Elaborado: Jorge López, Alex Silva

El costo por hora que percibe un profesional en diseño de maquinaria industrial es de 10 USD en la industria nacional, por esta razón se tiene un costo por ingeniería de 670 USD.

5.6.3 COSTOS DE IMPREVISTOS

Para la construcción del prototipo se tienen costos de diseño, movilización, papelería, impresión de planos entre otros, los mismos que se describen en la Tabla 5.8:

Tabla 5.8: Costos de Imprevistos

Imprevisto	Valor (usd)
Papelería	15
Movilización	60
Impresión de documentos	15
Impresión de planos	10
Varios	20
Subtotal	105

Fuente: Propia

Elaborado: Jorge López, Alex Silva

5.7 COSTO INDIRECTO TOTAL

Este costo se obtiene de la sumatoria de todos los demás costos indirectos anteriores.

En la Tabla 5.9 se indican los costos indirectos totales.

Tabla 5.9: Costo Indirecto Total.

Componente del costo	Valor [usd]
Costo de los Materiales Indirectos	105.53
Costo de Ingeniería	670
Costo de Imprevistos	105
Subtotal	880.53

Fuente: Propia

Elaborado: Jorge López, Alex Silva

5.8 COSTO TOTAL DE MÁQUINA

Estos costos se obtienen de la sumatoria de los costos analizados y calculados en las secciones 5.4 y 5.6, estos se indica en la Tabla 5.10.

Tabla 5.10: Costos Total del prototipo.

Componente del costo	Valor [usd]
Costo Directo	1427.93
Costo Indirecto	880.53
Total	2308.46

Fuente: Propia

Elaborado: Jorge López, Alex Silva

Como se puede ver en la Tabla 5.10; el costo del prototipo llega a ser de **2308.46 dólares**. Este valor está dentro del presupuesto indicado en la sección 2.2 que es de 2.500 dólares. Además no se puede comparar con el valor de prototipos similares ya que, no se cuenta en la industria ecuatoriana con una empresa dedicada a la fabricación de estos prototipos, se concluye que el costo es accesible para personas de posición económica media dedicadas a este tipo de actividad.

CAPÍTULO VI

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

6.1 CONCLUSIONES

- Se cumple el objetivo principal del proyecto, este es diseñar y construir el vehículo monoplaza de forma satisfactoria, de acuerdo a los requerimientos establecidos por el usuario.
- La suspensión del vehículo monoplaza brinda una conducción suave cuando el vehículo desciende por superficies agrestes, y de la misma forma la intensidad de las cargas cíclicas sobre los componentes del monoplaza se reducen, con lo cual la vida útil del mismo aumenta.
- El vehículo monoplaza tiene capacidad para transportar a dos personas de 82Kg cada una de manera segura.
- El mantenimiento del vehículo monoplaza es sencillo debido a que los componentes a los cuales se los debe revisar son fáciles de armar y desarmar para chequear su estado.
- El costo de fabricación es asequible a las personas dedicadas a este tipo de deporte extremo, debido a que su diseño es sencillo y funcional.
- El sistema de frenos combinado (disco y tambor) cumple con los requerimientos de seguridad y eficacia al momento del frenado.

- Se utilizan 2 aros de diámetros 10 y 12 pulgadas para lograr que el centro de gravedad esté lo más bajo posible y disminuir el balanceo e inestabilidad del vehículo.
- Los sistemas de seguridad, que integran el prototipo cumplen con los requerimientos tanto del piloto como de la CEPRODI.
- El vehículo monoplaza adquiere una velocidad máxima de 100 Km/h. en tramos de descenso continuo.
- Finalizada su construcción se realizaron las pruebas de campo, inclusive una competencia oficial, comprobándose que cumple a cabalidad los parámetros y requerimientos planteados al inicio de su diseño.
- No hay un método totalmente automatizable para diseñar y calcular un chasis. Es necesario una mente creativa, la del ingeniero, para tomar decisiones respecto a los cambios de geometría que se puedan dar hasta obtener el diseño definitivo.

6.2 RECOMENDACIONES

- El mantenimiento se lo realiza en determinados períodos de tiempo para de esta manera conservar el vehículo monoplaça en óptimas condiciones y también extender su vida útil.
- La utilización de catálogos de productos con los que cuenta el mercado nacional permite reducir los costos de fabricación del vehículo monoplaça, debido a que evita el pago de impuestos y tiempo de importación.
- Se debe someter todo el sistema estructural a un tratamiento anticorrosivo antes de ser pintado.
- Para realizar la construcción del vehículo monoplaça se contrata mano de obra calificada (soldadores); por cuanto las juntas soldadas de los elementos constitutivos de la estructura tienen que estar libres de defectos de soldadura.
- El uso de software de diseño como por ejemplo SOLIDWORKS, INVENTOR, SAP, etc., son de gran ayuda para la realización de este tipo de proyectos, debido a que reduce el tiempo de diseño.
- El piloto del monoplaça debe tener experiencia en el manejo del mismo a altas velocidades.

BIBLIOGRAFÍA

- SHIGLEY Edgard J., Manual de Diseño Mecánico, 4ª Edición, Tomo II, Editorial McGraw – Hill, México, 1989.
- WONG, J. Y., Theory of Ground Vehicles; New Cork; 1978.
- JUTZ Hermann, SCHARKUS Eduard, LOBERT Rolf, Tablas para la Industria Metalúrgica, 3ª Edición, Editorial Reverte, Barcelona, 1984.
- MARKS, Manual del Ingeniero Mecánico, 9ª Edición, Tomos I y II, Editorial McGraw – Hill, México, 1995.
- VARGAS J., Guía de los fundamentos de Dibujo Industrial, E.P.N., Carrera de Ingeniería Mecánica, Quito – Ecuador.
- VARGAS J., Producción por Virutaje, E.P.N., Carrera de Ingeniería Mecánica, Quito – Ecuador, 2006.
- ARELLANO Roberto B., Diseño de Estructuras de Acero, ESPOCH, 1998.
- LUQUE, Pablo; Ingeniería del Automóvil Sistemas y Comportamiento Dinámico, Editorial Thomson, España, 2004.
- INEN, Código de Dibujo Técnico Mecánico, Quito - Ecuador, 1981.
- DIPAC, Catálogo de Acero, 2007.
- KOYO, Catálogo de Rodamientos, 2005.

- SUSUKI, Catálogo de Ventas de Motocicletas.
- <http://www.patiotuerca.com/ecuador/ct.nsf/0/.../Inmovilismo.doc>.
- <http://www.arqhys.com/casas/cargas.html>.
- http://es.wikipedia.org/wiki/Coeficiente_de_rodadura.
- [http://gitel.unizar.es/contenidos/cursos/FTE/Web_Ferrocarriles/TEORIA_DEL_MOVIMIENTO\(Frenado--Sistemas_de_freno\).html](http://gitel.unizar.es/contenidos/cursos/FTE/Web_Ferrocarriles/TEORIA_DEL_MOVIMIENTO(Frenado--Sistemas_de_freno).html).

ANEXOS