

ESCUELA POLITÉCNICA NACIONAL

FACULTAD DE INGENIERIA MECÁNICA

**DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN REMOLQUE  
CON CAPACIDAD PARA DOS MOTOCICLETAS**

PROYECTO PREVIO A LA OBTENCIÓN DEL TÍTULO DE INGENIERO  
MECÁNICO

JORGE LUIS LÓPEZ TERÁN

jorge\_13lopez@yahoo.com

MAURICIO MORILLO CHAMORRO

**maojmch@hotmail.com**

DIRECTOR: ING. JAIME VARGAS T.

jaime.vargas@epn.edu.ec

Quito, Febrero 2009.

## **DECLARACIÓN**

Nosotros, **JORGE LUIS LÓPEZ TERÁN** y **MAURICIO JAVIER MORILLO CHAMORRO**, 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.

---

**Mauricio Morillo Chamorro.**

---

**Jorge Luis López Terán.**

## **CERTIFICACIÓN**

Certificamos que el presente trabajo fue desarrollado por **JORGE LUIS LÓPEZ TERÁN** y **MAURICIO JAVIER MORILLO CHAMORRO**, bajo nuestra supervisión.

---

**Ing. Jaime Vargas T.  
Director de Proyecto.**

---

**Ing. Carlos Baldeón.  
Colaborador de Proyecto.**

---

**Ing. Jorge Escobar.  
Colaborador de Proyecto**

## INDICE GENERAL

### CAPITULO I

<b>1. ANTECEDENTES.....</b>	<b>1</b>
<b>1.1. INTRODUCCIÓN.....</b>	<b>1</b>
<b>1.2. PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA.....</b>	<b>2</b>
<b>1.3. OBJETIVOS. ....</b>	<b>3</b>
1.3.1. OBJETIVO GENERAL.....	3
1.3.2. OBJETIVOS ESPECIFICOS.....	3
<b>1.4. JUSTIFICACIÓN.....</b>	<b>4</b>

### CAPITULO II

<b>2. GENERALIDADES.....</b>	<b>5</b>
<b>2.1. TIPOS DE MOTOCICLETAS.....</b>	<b>5</b>
2.1.1. CLASIFICACIÓN DE LAS MOTOCICLETAS.....	5
2.1.1.1. De carretera.....	6
2.1.1.2. De campo.....	12
<b>2.2. VEHICULOS APTOS PARA EL REMOLQUE.....</b>	<b>17</b>
2.2.1. CLASIFICACIÓN DE LOS VEHÍCULOS APTOS PARA REMOLQUE.....	17

2.2.1.1. Camionetas.....	17
<b>2.3. VIAS EXISTENTES EN EL ECUADOR.....</b>	<b>20</b>
2.3.1. CLASIFICACIÓN DE LAS CARRETERAS.....	20
2.3.1.1. Por su Competencia.....	21
2.3.1.2. Por su característica.....	21
2.3.1.3. Por el Tipo de Terreno.....	21
2.3.1.4. Por su función.....	21
2.3.2. CLASIFICACIÓN DE LAS CARRETERAS DE PRIMER ORDEN DEL ECUADOR.....	21
<b>2.4. PERALTE EN LAS VÍAS.....</b>	<b>22</b>
2.4.1. DESLIZAMIENTO.....	23
2.4.2. VOLCAMIENTO.....	23
2.4.3. PENDIENTE.....	24
2.4.3.1. Pendiente Máxima.....	24
2.4.3.2. Pendientes Mínimas.....	25
<b>2.5. REMOLQUES.....</b>	<b>25</b>
2.5.1. CLASIFICACIÓN DE LOS REMOLQUES.....	25
2.5.1.1. Remolque de enganche o remolque completo.....	25
2.5.1.2. Remolque con eje central.....	25
2.5.1.3. Semi remolque.....	26
2.5.1.4. Caravana.....	26
2.5.1.5. Nodriza.....	26
2.5.2. PARTES DE UN REMOLQUE.....	26
2.5.2.1. Estructura de carga.....	26

2.5.2.2. Chasis.....	27
2.5.2.3. Sistema de suspensión.....	27
2.5.2.4. Sistema de sujeción.....	29
2.5.2.5. Ejes.....	29
2.5.2.6. Ruedas.....	29
2.5.2.7. Sistema de enganche.....	30
2.5.2.8. Sistema Eléctrico.....	31
<b>2.6. REGLAMENTO A LA LEY DE TRÁNSITO Y TRANSPORTE</b>	
<b>TERRESTRE QUE HACE REFERENCIA A LA TRANSPORTACION</b>	
<b>DE REMOLQUES. ....</b>	<b>32</b>

### **CAPITULO III**

<b>3. MARCO TEÓRICO.....</b>	<b>35</b>
<b>3.1. TEORIA DE FACTORES DE CARGA QUE IMPLICAN PARA EL</b>	
<b>DISEÑO DEL REMOLQUE.....</b>	<b>35</b>
3.1.1. FACTORES DE CARGA.....	35
3.1.1.1. Clasificación según el tiempo de aplicación.....	35
3.1.1.2. Clasificación según su estado inercial.....	36
3.1.1.3. Clasificación según la dirección del movimiento.....	36
3.1.1.4. Clasificación según su ubicación en el espacio.....	39
3.1.1.5. Otras cargas a considerar en el diseño.....	40
3.1.2. DETERMINACIÓN EXPERIMENTAL DE LAS COORDENADAS	
DEL CENTRO DE GRAVEDAD.....	41

3.1.3. ESTABILIDAD TRANSVERSAL DE UN VEHICULO.....	45
3.1.4. ESTABILIDAD TRANSVERSAL DINAMICA.....	46
<b>3.2. TEORIA PARA EL DISEÑO DE LA ESTRUCTURA.....</b>	<b>47</b>
3.2.1. TEORÍA DE LA ENERGÍA DE DISTORSIÓN.....	47
3.2.2. TIPOS DE ESTRUCTURA.....	47
3.2.2.1. Estructuras horizontales y verticales.....	48
3.2.2.2. Estructuras rígidas y estructuras articuladas.....	48
3.2.3. MÉTODO DE DISEÑO.....	49
3.2.3.1. Factor de seguridad.....	50
<b>3.3. TEORÍA PARA LA APLICACIÓN DE SOLDADURA EN LAS JUNTAS</b>	
<b>DE LA ESTRUCTURA.....</b>	<b>53</b>
3.3.1. RESISTENCIA DE DISEÑO DE LAS SOLDADURAS.....	53
<b>3.4. TEORÍA PARA EL DISEÑO DEL SISTEMA DE SUSPENSIÓN.....</b>	<b>54</b>
3.4.1. ANÁLISIS DINÁMICO o SUAVIDAD EN MARCHA.....	55
3.4.1.1. Vibraciones libres amortiguadas.....	55
3.4.2. FACTORES QUE MODIFICAN EL LÍMITE DE RESISTENCIA A	
LA FATIGA.....	57
3.4.3. FLEXO- COMPRESIÓN.....	58

## CAPITULO IV

<b>4. PARÁMETROS DE DISEÑO, SELECCIÓN DE ALTERNATIVAS</b>	
<b>Y PROTOCOLO DE PRUEBAS.....</b>	<b>60</b>
<b>4.1. PARÁMETROS DE DISEÑO.....</b>	<b>60</b>

<b>4.2. ESTUDIO Y SELECCIÓN DE ALTERNATIVAS.....</b>	<b>62</b>
4.2.1. CHASIS O BASTIDOR.....	62
4.2.1.1. Alternativa A.....	63
4.2.1.2. Alternativa B.....	64
4.2.1.3. Alternativa C.....	65
4.2.2. RIELES DE CARGA.....	66
4.2.2.1. Alternativa A.....	66
4.2.2.2. Alternativa B.....	67
4.2.2.3. Alternativa C.....	68
4.2.3. SISTEMA DE SUSPENSION.....	69
4.2.3.1. Alternativa A.....	70
4.2.3.2. Alternativa B.....	71
4.2.3.3. Alternativa C.....	72
4.2.4. SISTEMA DE TIRO.....	73
4.2.4.1. Alternativa A.....	73
4.2.4.2. Alternativa B.....	74
4.2.4.3. Alternativa C.....	75
4.2.5. DISPOSITIVOS DE SUJECIÓN.....	76
4.2.5.1. Alternativa A.....	77
4.2.5.2. Alternativa B.....	77
4.2.5.3. Alternativa C.....	78
4.2.6. NEUMÁTICOS.....	79
4.2.6.1. Alternativa A.....	80
4.2.6.2. Alternativa B.....	81



4.2.6.3. Alternativa C.....	82
4.2.7. SISTEMA DE ENGANCHE.....	84
4.2.7.1. Alternativa A.....	84
4.2.7.2. Alternativa B.....	86
<b>4.3. PONDERACIONES PARA LA SELECCIÓN DE LAS</b>	
<b>ALTERNATIVAS.....</b>	<b>88</b>
4.3.1. CHASIS O BASTIDOR.....	88
4.3.2. RIELES DE CARGA.....	91
4.3.3. SISTEMA DE SUSPENSIÓN.....	93
4.3.4. SISTEMA DE TIRO.....	96
4.3.5. DISPOSITIVOS DE SUJECIÓN.....	98
4.3.6. NEUMÁTICOS.....	101
<b>4.4. PROTOCOLO DE PRUEBAS.....</b>	<b>104</b>
4.4.1. DISEÑO DEL ENSAYO.....	105
4.4.2. PASOS A REALIZAR EN EL ENSAYO.....	107
4.4.3. PLANIFICACIÓN DEL ENSAYO.....	110

## **CAPITULO V**

<b>5. DISEÑO DE ELEMENTOS A CONSTRUIRSE Y SELECCIÓN</b>	
<b>DE ELEMENTOS.....</b>	<b>111</b>
<b>5.1. DETERMINACIÓN DE LAS CARGAS DE DISEÑO.....</b>	<b>111</b>
5.1.1. CARGAS VERTICALES DE DISEÑO.....	111

5.1.2. CÁLCULO DE LA FUERZA DE TIRO.....	112
5.1.2.1. Efecto de la aceleración y frenado inmediato.....	112
5.1.2.2. Efecto de la resistencia al rodamiento.....	113
5.1.2.3. Fuerza de tiro máxima.....	114
<b>5.2. ANÁLISIS DE ESTABILIDAD DEL REMOLQUE.....</b>	<b>115</b>
5.2.1. DETERMINACIÓN DEL CENTRO DE GRAVEDAD (G).....	115
5.2.2. CÁLCULO DEL ÁNGULO DE INCLINACIÓN LATERAL PARA EL DISEÑO DEL REMOLQUE.....	119
5.2.2.1. Cálculo del ángulo de inclinación máxima $\theta$ .....	119
<b>5.3. DISEÑO Y SELECCIÓN DEL SISTEMA DE SUSPENSIÓN.....</b>	<b>120</b>
5.3.1. DISEÑO DE LOS PORTA BALLESTAS.....	120
5.3.2. DISEÑO DE LAS PLACAS DE LOS PORTA BALLESTAS.....	122
5.3.2.1. Verificación de la resistencia a flexo-compresión de los porta ballestas.....	124
5.3.2.2. Cálculo del efecto de tracción neta.....	126
5.3.2.3. Cálculo del efecto empuje.....	127
5.3.3. SELECCIÓN DE LAS BALLESTAS.....	128
5.3.3.1. Esfuerzo en la fibra extrema.....	129
5.3.3.2. Flexión máxima en función del esfuerzo.....	130
5.3.3.3. Flexión máxima en función de la carga.....	131
5.3.3.4. Constante aproximada del resorte.....	131
5.3.4. ESTADOS DE CARGA SOBRE LAS BALLESTAS DEL REMOLQUE.....	132
5.3.5. SELECCIÓN DE LOS PASADORES DE LAS BALLESTAS.....	133

5.3.5.1. Determinación del diámetro del pasador...	134
5.3.6. DISEÑO DE ABRAZADERAS PARA LAS BALLESTAS.....	135
5.3.6.1. Esfuerzos de tensión en las puntas de la abrazadera.....	136
5.3.7. DISEÑO DE LAS PLACAS POSTERIORES	
DEL PORTA BALLESTAS.....	137
5.3.8. DISEÑO DE LOS COLGANTES DE LAS BALLESTAS.....	139
5.3.9. DISEÑO DE LAS PLACA DE SUJECIÓN PARA	
LAS BALLESTAS.....	140
5.3.10. SELECCIÓN DE AMORTIGUADORES.....	141
<b>5.4. ANÁLISIS DINÁMICO DEL SISTEMA DE SUSPENSIÓN.....</b>	<b>141</b>
5.4.1. MODELO DEL SISTEMA DE SUSPENSIÓN.....	142
5.4.2. ANÁLISIS DEL SISTEMA DE SUSPENSIÓN DEL REMOLQUE.....	143
5.4.3. ECUACIÓN DE LA FUNCIÓN DE TRANSFERENCIA.....	145
5.4.4. ECUACIÓN EN FUNCIÓN DEL TIEMPO.....	145
<b>5.5. DISEÑO DE LA ESTRUCTURA.....</b>	<b>146</b>
5.5.1. DISEÑO DEL CHASIS.....	147
5.5.2. DISEÑO DE LA RIEL FIJA.....	149
5.5.3. DISEÑO DEL RIEL MÓVIL.....	152
5.5.4. DISEÑO DE LOS TRAVESAÑOS.....	154
5.5.5. DISEÑO DE LOS LARGUEROS.....	156
5.5.5.1. Larguero.....	156
5.5.6. SISTEMA DE TIRO.....	161
5.5.6.1. Tiro 1 y 2. ....	162
5.5.6.2. Tiro 3.....	162

5.5.7. DISEÑO DEL EJE CENTRAL.....	164
5.5.8. DISEÑO DEL SISTEMA DE SUJECIÓN.....	167
5.5.8.1. Tubo superior del sistema sujeción de las motocicletas.....	169
5.5.8.2. Tubo inferior del sistema sujeción de las motocicletas.....	169
5.5.8.3. Guía de soporte (sistema de sujeción – riel de sujeción).....	170
5.5.8.4. Riel de sujeción.....	171
5.5.8.5. Guía del riel móvil para el montaje-desmontaje.....	173
<b>5.6. SELECCIÓN DE LOS ELEMENTOS COMPLEMENTARIOS</b>	
<b>DEL REMOLQUE.....</b>	<b>175</b>
5.6.1. SISTEMA DE RODAJE.....	175
5.6.1.1. Puntas de eje.....	175
5.6.1.2. Manzanas.....	175
5.6.2. SISTEMA ELÉCTRICO.....	176
5.6.3. ELEMENTO DE APOYO AL DESMONTAR EL REMOLQUE	
DEL VEHÍCULO MÓVIL.....	176
5.6.4. SISTEMA DE SUJECIÓN.....	178
5.6.5. IMPLEMENTOS DE SEGURIDAD.....	178
<b>5.7. DISEÑO DE LAS SOLDADURAS DEL REMOLQUE.....</b>	<b>179</b>
5.7.1. DISEÑO DE LAS SOLDADURAS DE LA ESTRUCTURA.....	183
5.7.1.1. Suelda riel fija-travesaños.....	183
5.7.1.2. Suelda travesaños- largueros.....	185
5.7.1.3. Suelda tiro 1 y 2 –largueros.....	186
5.7.1.4. Suelda tiro 3 con tiro 1 y 2.....	188

5.7.2. DISEÑO DE LA SOLDADURA DEL EJE CENTRAL	
PUNTA DE EJE.....	190
5.7.3. DISEÑO DE LA SOLDADURA DEL SISTEMA DE SUJECIÓN.....	192
5.7.3.1. Sistema de sujeción –tubo móvil.....	192
5.7.3.2. Guía de sujeción-travesaños.....	194
5.7.4. GUÍA DEL RIEL MÓVIL PARA MONTAJE Y DESMONTAJE.....	195
5.7.5. DISEÑO DE LA SOLDADURA EN EL SISTEMA	
DE SUSPENSIÓN.....	196
5.7.5.1. Placas porta ballesta delanteras-Bastidor.....	197
5.7.5.2. Placas porta ballesta posterior-Bastidor.....	199

## CAPITULO VI

### 6. CONSTRUCCIÓN, MONTAJE Y PRUEBAS DE CAMPO

<b>DEL PROTOTIPO.....</b>	<b>201</b>
<b>6.1. PROCESO DE CONSTRUCCIÓN.....</b>	<b>201</b>
6.1.1. DETALLE DE LOS PROCEDIMIENTOS DE FABRICACIÓN	
DE LOS ELEMENTOS DEL REMOLQUE.....	203
<b>6.2. MONTAJE DE LOS ELEMENTOS DEL REMOLQUE.....</b>	<b>206</b>
6.2.1. PARÁMETROS ANTES DEL MONTAJE.....	206
6.2.2. CONDICIONES GENERALES.....	206
6.2.3. PASOS PARA EL ENSAMBLAJE DEL REMOLQUE.....	207
6.2.4. PRUEBAS DE CAMPO.....	214

6.2.5. INSPECCIÓN VISUAL DE COLABORADORES DEL PROYECTO.....	220
--	-----

## **CAPITULO VII**

<b>7. COSTOS.....</b>	<b>226</b>
<b>7.1. COSTOS DIRECTOS.....</b>	<b>226</b>
<b>7.2. COSTOS INDIRECTOS.....</b>	<b>226</b>
<b>7.3. ANÁLISIS DE COSTOS.....</b>	<b>227</b>

## **CAPITULO VIII**

<b>8. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES.....</b>	<b>231</b>
<b>8.1. CONCLUSIONES.....</b>	<b>231</b>
<b>8.2. RECOMENDACIONES.....</b>	<b>233</b>
 <b>BIBLIOGRAFÍA.....</b>	 <b>234</b>
<b>ANEXOS.....</b>	<b>236</b>

## INDICE TABLAS

### CAPITULO II

**Tabla 2.1:** Cuadro comparativo de motocicletas.....16

**Tabla 2.2:** Características de carga de algunos vehículos.....19

### CAPITULO III

**Tabla 3.1:** Esfuerzos permitidos por el reglamento AISC para metal de soldadura.....53

**Tabla 3.2:** Propiedades mínimas del metal de aporte.....54

### CAPITULO IV

**Tabla 4.1:** Especificaciones.....61

**Tabla 4.2:** Características de tirones tipo gancho.....84

**Tabla 4.3:** Características de tirones tipo ojo.....85

**Tabla 4.4:** Características de tirones rectos.....86

**Tabla 4.5:** Características de bolas de enganche.....87

**Tabla 4.6:** Evaluación peso específico de cada criterio.....89

**Tabla 4.7:** Evaluación del peso específico del criterio fiabilidad.....89

**Tabla 4.8:** Evaluación del peso específico del criterio facilidad de diseño y  
construcción.....89

**Tabla 4.9:** Evaluación del peso específico del criterio costo.....90

<b>Tabla 4.10:</b> Evaluación del peso específico del criterio carga.....	90
<b>Tabla 4.11:</b> Conclusión del método de evaluación.....	90
<b>Tabla 4.12:</b> Evaluación peso específico de cada criterio.....	91
<b>Tabla 4.13:</b> Evaluación del peso específico del criterio fiabilidad.....	92
<b>Tabla 4.14:</b> Evaluación del peso específico del criterio facilidad de diseño y construcción.....	92
<b>Tabla 4.15:</b> Evaluación del peso específico del criterio costo.....	92
<b>Tabla 4.16:</b> Evaluación del peso específico del criterio versatilidad.....	93
<b>Tabla 4.17:</b> Conclusiones del método de evaluación.....	93
<b>Tabla 4.18:</b> Evaluación peso específico de cada criterio.....	94
<b>Tabla 4.19:</b> Evaluación del peso específico del criterio fiabilidad.....	94
<b>Tabla 4.20:</b> Evaluación del peso específico del criterio facilidad de diseño y montaje.....	94
<b>Tabla 4.21:</b> Evaluación del peso específico del criterio costo.....	95
<b>Tabla 4.22:</b> Evaluación del peso específico del criterio peso.....	95
<b>Tabla 4.23:</b> Conclusiones del método de evaluación.....	95
<b>Tabla 4.24:</b> Evaluación peso específico de cada criterio.....	96
<b>Tabla 4.25:</b> Evaluación del peso específico del criterio fiabilidad.....	96
<b>Tabla 4.26:</b> Evaluación del peso específico del criterio facilidad de diseño y construcción.....	97
<b>Tabla 4.27:</b> Evaluación del peso específico del criterio costo.....	97
<b>Tabla 4.28:</b> Evaluación del peso específico del criterio peso.....	97
<b>Tabla 4.29:</b> Conclusiones del método de evaluación de selecciones.....	98
<b>Tabla 4.30:</b> Evaluación peso específico de cada criterio.....	99



<b>Tabla 4.31:</b> Evaluación del peso específico del criterio fiabilidad.....	99
<b>Tabla 4.32:</b> Evaluación del peso específico del criterio facilidad de uso.....	99
<b>Tabla 4.33:</b> Evaluación del peso específico del criterio funcionalidad.....	100
<b>Tabla 4.34:</b> Evaluación del peso específico del criterio costo.....	100
<b>Tabla 4.35:</b> Conclusiones del método de evaluación de selecciones.....	100
<b>Tabla 4.36:</b> Evaluación peso específico de cada criterio.....	101
<b>Tabla 4.37:</b> Evaluación del peso específico del criterio fiabilidad.....	102
<b>Tabla 4.38:</b> Evaluación del peso específico del criterio facilidad de uso.....	102
<b>Tabla 4.39:</b> Evaluación del peso específico del criterio costo.....	102
<b>Tabla 4.40:</b> Evaluación del peso específico del criterio fiabilidad.....	103
<b>Tabla 4.41:</b> Conclusiones del método de evaluación de selecciones.....	103

## CAPITULO V

<b>Tabla 5.1:</b> Peso y altura de los componentes del remolque.....	118
<b>Tabla 5.2:</b> Cuadro comparativo de parámetros de las motocicletas.....	148

## CAPITULO VI

<b>Tabla 6.1:</b> Procesos de Fabricación de los elementos del Remolque.....	204
--	-----

## CAPITULO VII

<b>Tabla 7.1:</b> Costos de máquinas y herramientas.....	227
<b>Tabla 7.2:</b> Costos mano de obra.....	228
<b>Tabla 7.3:</b> Costos de materiales.....	228
<b>Tabla 7.4:</b> Costos de los elementos adquiridos por selección.....	229
<b>Tabla 7.5:</b> Costos de elementos maquinados.....	229
<b>Tabla 7.6:</b> Costos de diseño e investigación.....	230
<b>Tabla 7.7:</b> Cálculo del precio total.....	230

## INDICE FIGURAS

### CAPITULO II

<b>Figura 2.1:</b> Suspensión independiente.....	28
<b>Figura 2.2:</b> Suspensión semi independiente.....	28
<b>Figura 2.3:</b> Diagrama del sistema eléctrico del remolque.....	31

### CAPITULO III

<b>Figura 3.1:</b> Determinación del centro de gravedad longitudinal con balanza.....	42
<b>Figura 3.2:</b> Determinación del centro de gravedad vertical con balanza.....	43
<b>Figura 3.3:</b> Determinación del centro de gravedad transversal del remolque con balanza.....	44
<b>Figura 3.4:</b> Remolque en una pendiente.....	46
<b>Figura 3.5:</b> Constantes características de un sistema de un grado de libertad.....	55
<b>Figura 3.6:</b> Respuesta de un sistema sub.-amortiguado de un grado de libertad.....	57

### CAPITULO IV

<b>Figura 4.1:</b> Esquema del remolque con chasis simple sin travesaños.....	63
<b>Figura 4.2:</b> Esquema de un remolque de chasis con travesaños.....	64
<b>Figura 4.3:</b> Esquema de un remolque con chasis en forma de I.....	65

<b>Figura 4.4:</b> Remolque con riel móvil deslizante.....	66
<b>Figura 4.5:</b> Remolque con riel móvil con bisagras.....	67
<b>Figura 4.6:</b> Remolque con riel móvil desmontable.....	68
<b>Figura 4.7:</b> Resorte de flexión.....	70
<b>Figura 4.8:</b> Sistema por muelles helicoidales.....	71
<b>Figura 4.9:</b> Puntal Mc Pherson.....	72
<b>Figura 4.10:</b> Tiro con barra central.....	73
<b>Figura 4.11:</b> Tiro triangular total.....	74
<b>Figura 4.12:</b> Tiro triangular con barra central.....	75
<b>Figura 4.13:</b> Correa de riel para usar con cuerda.....	77
<b>Figura 4.14:</b> Banda ajustable con gancho.....	78
<b>Figura 4.15:</b> Banda con matraca con gancho redondo.....	79
<b>Figura 4.16:</b> ALTIMAX RT.....	80
<b>Figura 4.17:</b> CONTI-ECO-CONTACT 3.....	82
<b>Figura 4.18:</b> EURO-DRIVE.....	83
<b>Figura 4.19:</b> Tirón tipo gancho.....	85
<b>Figura 4.20:</b> Tiro tipo ojo.....	86
<b>Figura 4.21:</b> Tirón recto.....	87
<b>Figura 4.22:</b> Bola enganche.....	88

## CAPITULO V

<b>Figura 5.1:</b> Automóvil-Remolque en una pendiente de 30°.....	115
<b>Figura 5.2:</b> Sistema de referencia espacial para el prototipo.....	116

<b>Figura 5.3:</b> Esquema de las carga puntuales.....	116
<b>Figura 5.4:</b> Ubicación de centro de gravedad.....	118
<b>Figura 5.5:</b> Reacciones sobre el porta ballestas.....	121
<b>Figura 5.6:</b> Geometría del porta ballestas.....	122
<b>Figura 5.7:</b> Sección del porta ballesta delantero.....	125
<b>Figura 5.8:</b> Esquema del efecto de tracción del porta ballestas.....	126
<b>Figura 5.9:</b> Esquema del efecto de empuje del porta ballestas.....	128
<b>Figura 5.10:</b> Cargas sobre las ballestas.....	133
<b>Figura 5.11:</b> Fuerza aplicada sobre el conjugado.....	135
<b>Figura 5.12:</b> Esquema de la placa posterior del porta ballestas sometida a carga.....	138
<b>Figura 5.13:</b> Esquema del colgante del porta ballesta sometido a carga.....	139
<b>Figura 5.14:</b> Esquema de la placa de sujeción para las ballestas sometida a carga.....	140
<b>Figura 5.15:</b> Esquema básico de un sistema de suspensión de un automóvil.....	142
<b>Figura 5.16:</b> Diagrama de cuerpo libre del sistema.....	143
<b>Figura 5. 17:</b> Esquema de la estructura del remolque porta motocicletas.....	149
<b>Figura 5.18:</b> Disposicion del perfil en la funcion de riel.....	150
<b>Figura 5.19:</b> Fuerzas máximas aplicadas en la riel fija (Kg).....	151
<b>Figura 5.20:</b> Reacciones en los apoyos de la riel fija (Kg).....	151
<b>Figura 5. 21:</b> Diagrama de cortantes en la riel fija.....	151
<b>Figura 5.22:</b> Diagrama de momento flector en la riel fija.....	151
<b>Figura 5.23:</b> Fuerza máxima aplicada en la riel móvil (Kg).....	153
<b>Figura 5.24:</b> Reacciones en los apoyos de la riel movil.....	153
<b>Figura 5.25:</b> Diagrama de Cortantes en la riel movil.....	153
<b>Figura 5.26:</b> Diagrama de momentos flectores en la riel móvil.....	154

<b>Figura 5.27:</b> Fuerzas máximas aplicadas en los travesaños (Kg).....	155
<b>Figura 5.28:</b> Reacciones generadas en los apoyos de los travesaños.....	155
<b>Figura 5. 29:</b> Diagrama de cortantes en los travesaños.....	155
<b>Figura 5.30:</b> Diagrama de momentos flectores en los travesaños.....	156
<b>Figura 5.31:</b> Esquema de la posición de las fuerzas en la estructura.....	158
<b>Figura 5.32:</b> Fuerzas (Kg) y momentos (Kg-m) máximos aplicados en la viga.....	158
<b>Figura 5.33:</b> Reacciones producidas en los apoyos de la viga.....	158
<b>Figura 5.34:</b> Diagrama de cortantes generado en la viga.....	159
<b>Figura 5.35:</b> Diagrama de momentos flectores en la viga.....	159
<b>Figura 5.37:</b> Reacciones producidas en los apoyos de la viga, posición 2.....	160
<b>Figura 5.38:</b> Diagrama de cortantes en la viga, posición 2.....	160
<b>Figura 5.39:</b> Diagrama de momentos flectores en la viga, posición 2.....	160
<b>Figura 5.40:</b> Fuerzas máximas aplicas en el eje (Kg).....	164
<b>Figura 5.41:</b> Reacciones generadas en los apoyos en el eje z.....	164
<b>Figura 5.42:</b> Reacciones generadas en los apoyos en el eje y.....	165
<b>Figura 5.43:</b> Diagrama de cortantes en el eje, plano XZ.....	165
<b>Figura 5.44:</b> Diagrama de cortantes en el eje, plano XY.....	165
<b>Figura 5.45:</b> Diagrama de momentos flectores en el eje, plano XZ.....	166
<b>Figura 5.46:</b> Diagrama de momentos flectores en el eje, plano XY.....	166
<b>Figura 5.47:</b> Esquema de sujeción de la rueda de la motocicleta.....	168
<b>Figura 5.48:</b> Fuerza máxima aplicada en el sistema de sujeción.....	168
<b>Figura 5.49:</b> Diagrama de cortantes en el sistema de sujeción.....	169
<b>Figura 5.50:</b> Diagrama de momentos flectores en el sistema de sujeción.....	169
<b>Figura 5.51:</b> Momento máximo aplicado en el tubo riel.....	171

<b>Figura 5.52:</b> Reacciones producidos en los apoyos del tubo riel.....	171
<b>Figura 5.53:</b> Diagrama de cortantes producida en el tubo riel.....	172
<b>Figura 5.54:</b> Diagrama de momentos flectores en el tubo riel.....	172
<b>Figura 5.55:</b> Fuerza máxima aplicada en la guía de la riel móvil.....	173
<b>Figura 5.56:</b> Reacción producida en la guía de la riel móvil.....	173
<b>Figura 5.57:</b> Diagrama de cortantes en la guía de la riel móvil.....	174
<b>Figura 5.58:</b> Diagrama de momentos flectores en la guía de la riel móvil.....	174
<b>Figura 5.59:</b> Fuerza máxima aplicada en el soporte.....	176
<b>Figura 5.60:</b> Diagrama de momentos flectores en el soporte.....	177
<b>Figura 5.61:</b> Soporte dispuesto en el remolque.....	177
<b>Figura 5.62:</b> U de sujeción dispuesta en el remolque.....	178
<b>Figura 5.63:</b> Esquema de la disposición de las cadenas en el sistema de tiro.....	179
<b>Figura 5.64:</b> Esquema de datos estáticos de la junta riel fija-travesaños.....	181
<b>Figura 5.65:</b> Esquema de datos dinámicos de la junta riel fija-travesaños.....	182

## INDICE FOTOGRAFIAS

### CAPITULO II

<b>Fotografía 2.1:</b> Motocicleta honda modificada.....	7
<b>Fotografía 2.2:</b> Motocicleta Vespa 1967.....	7
<b>Fotografía 2.3:</b> Motocicleta Halley Davison, Bad Boy.....	8
<b>Fotografía 2.4:</b> Motocicleta Honda CBR 1000.....	9
<b>Fotografía 2.5:</b> Motocicleta Honda 250, 2003.....	10
<b>Fotografía 2.6:</b> Scooter Motor Uno, cc 125.....	11
<b>Fotografía 2.7:</b> Motocicleta Honda Gold King.....	12
<b>Fotografía 2.8:</b> Motocicleta Honda XR 650.....	12
<b>Fotografía 2.9:</b> Motocicleta Honda CRF 450 R.....	13
<b>Fotografía 2.10:</b> Motocicleta prototipo, cc 175.....	14
<b>Fotografía 2.11:</b> Motocicleta Yamaha 125.....	14
<b>Fotografía 2.12:</b> Panamericana norte Otavalo-Cotacachi.....	20
<b>Fotografía 2.13:</b> Enganche fijo.....	30

### CAPITULO VI

<b>Fotografía 6.1:</b> Elementos estructurales sin maquinado.....	203
<b>Fotografía 6.2:</b> Montaje de bastidor.....	208
<b>Fotografía 6.3:</b> Montaje de sistema de tiro.....	208



<b>Fotografía 6.4:</b> Montaje de sistema de tiro al bastidor.....	209
<b>Fotografía 6.5:</b> Montaje de sistema de sujeción.....	210
<b>Fotografía 6.6:</b> Montaje de flauta (sistema de sujeción).....	210
<b>Fotografía 6.7:</b> Montaje de rieles fijos.....	211
<b>Fotografía 6.8:</b> Soldadura de eje central con puntas de eje.....	211
<b>Fotografía 6.9:</b> Montaje de ballestas (sistema de suspensión).....	212
<b>Fotografía 6.10:</b> Instalación sistema eléctrico de señalización.....	213
<b>Fotografía 6.11:</b> Aplicación de anticorrosivo.....	213
<b>Fotografía 6.12:</b> Inspección del sistema de suspensión – amortiguación.....	220
<b>Fotografía 6.13:</b> Evaluación del sistema de tiro y sistema de enganche.....	221
<b>Fotografía 6.14:</b> Evaluación de la estructura.....	221
<b>Fotografía 6.15:</b> Evaluación del sistema de sujeción de carga.....	222
<b>Fotografía 6.16:</b> Evaluación del sistema de seguridad.....	222
<b>Fotografía 6.17:</b> Evaluación de las juntas soldadas.....	223
<b>Fotografía 6.18:</b> Evaluación del sistema de sujeción de ruedas.....	223
<b>Fotografía 6.19:</b> Prueba dinámica con carga máxima.....	224
<b>Fotografía 6.20:</b> Prueba de montaje y desmontaje.....	224
<b>Fotografía 6.21:</b> Colaboradores del diseño del prototipo.....	225
<b>Fotografía 6.22:</b> Equipo de diseño y construcción.....	222

## INDICE DE ANEXOS

<b>ANEXO A:</b> Fotografías del cuadro comparativo de dimensiones de cada una de las motocicletas de la tabla 2.1.....	237
<b>ANEXO B:</b> Dimensiones generales del remolque.....	246
<b>ANEXO C:</b>	
<b>Cuadro 1:</b> Peso de los distintos elementos estructurales.....	247
<b>Cuadro 2:</b> Cálculo del peso propio del remolque.....	248
<b>ANEXO D:</b>	
<b>Cuadro 1:</b> Constantes para el calculo de la resistencia a la rodadura.....	249
<b>Catálogo 1:</b> Hojas de resorte Vanderbilt.....	250
<b>Catálogo 2:</b> Amortiguadores Monroe.....	251
<b>Cuadro 2:</b> Esfuerzos en la fibra extrema.....	252
<b>Cuadro 3:</b> Flexiones máximas y constantes de resorte.....	252
<b>Figura 1:</b> Relación de fuerza de impacto Vs. Flexión de ballestas.....	253
<b>Cuadro 4:</b> Factores de acabado de superficie.....	253
<b>Cuadro 5:</b> Factores de tamaño.....	253
<b>Cuadro 6:</b> Factores de carga.....	254
<b>Figura 2:</b> Factor de concentración de esfuerzos.....	254
<b>Figura 3:</b> Sensibilidad a la muesca.....	255
<b>Cuadro 7:</b> Diámetros y áreas de roscas métricas de paso fino y paso basto.....	256
<b>Cuadro 8:</b> Especificaciones para pernos, tornillos, espárragos.....	257
<b>ANEXO E:</b>	
<b>Cuadro 1:</b> Perfil estructural canal U.....	258
<b>Cuadro 2:</b> Tubo estructural cuadrado.....	259

<b>Cuadro 3:</b>	Tubo poste.....	260
<b>Cuadro 4:</b>	Tubo estructural rectangular.....	261
<b>Cuadro 5:</b>	Planchas PL.....	262
<b>ANEXO F:</b>		
<b>Tabla 1:</b>	Cuadro comparativo de pesos.....	263
<b>Tabla 2:</b>	Análisis de pesos.....	264
<b>Gráfico 1:</b>	Análisis gráfico de pesos.....	264
<b>ANEXO G:</b>		
<b>Gráfico 1:</b>	Análisis de desplazamientos de la placa posterior de la suspensión (caso1).....	265
<b>Gráfico 2:</b>	Análisis de esfuerzos de la placa posterior de la suspensión (caso1).....	265
<b>Gráfico 3:</b>	Análisis de desplazamientos de la placa posterior de la suspensión (caso2).....	266
<b>Gráfico 4:</b>	Análisis de esfuerzos de la placa posterior de la suspensión (caso2).....	266
<b>Gráfico 5:</b>	Análisis de desplazamientos del colgante de la suspensión (caso1).....	267
<b>Gráfico 6:</b>	Análisis de esfuerzos del colgante de la suspensión (caso1).....	267
<b>Gráfico 7:</b>	Análisis de desplazamientos del colgante de la suspensión (caso2).....	266
<b>Gráfico 8:</b>	Análisis de esfuerzos del colgante de la suspensión (caso2).....	266
<b>Gráfico 9:</b>	Análisis de desplazamientos de la placa soporte paquete-eje central.....	269
<b>Gráfico 10:</b>	Análisis de esfuerzos de la placa soporte paquete-eje central .....	269
<b>ANEXO H:</b>	Hojas de Procesos.....	270
<b>ANEXO I:</b>	W.P.S.....	275

<b>ANEXO J:</b> Formato de Protocolo de Pruebas.....	286
<b>ANEXO K:</b> Planos de Montaje.....	291

## SIMBOLOGÍA

<b>Pe</b> =	Cargas permanentes.
<b>Cs</b> =	Cargas de seguridad.
<b>Cm</b> =	Carga muerta.
<b>F</b> =	Fuerzas resultantes que actúan sobre la partícula.
<b>m</b> =	Masa de la partícula.
<b>a</b> =	Aceleración resultante.
<b>Rc</b> =	Resistencia a la rodadura.
<b>W</b> =	Carga vertical.
<b>c</b> =	Constante de resistencia del terreno.
<b>b</b> =	Ancho de la llanta.
<b>D</b> =	Diámetro de la llanta.
<b>Ft</b> =	Fuerza de tiro.
<b><math>\beta</math></b> =	Ángulo de inclinación del remolque con respecto al suelo.
<b>Ci</b> =	Carga de impacto.
<b>Ca</b> =	Carga a transportar o carga viva.
<b>Cd</b> =	Carga de diseño.
<b>G</b> =	Centro de gravedad.
<b><math>\theta</math></b> =	Ángulo de inclinación de peralte de vías.
<b>B</b> =	Ancho entre las dos ruedas.
<b><math>\beta_{dim}</math></b> =	Ángulo dinámico de estabilidad lateral.
<b>Sy</b> =	Límite de fluencia.
<b>Sut</b> =	Límite de rotura.

$\sigma =$	Esfuerzo normal.
$\tau =$	Esfuerzo cortante.
$S =$	Resistencia a efecto cortante.
$S_s =$	Resistencia a la cizalladura.
$n =$	Factor de seguridad.
$n_{est} =$	Factor de seguridad estático.
$\omega_n =$	Frecuencia angular natural.
$\zeta =$	Factor de amortiguamiento.
$\Delta =$	Decremento logarítmico.
$k =$	Constante del resorte.
$c =$	Constante de amortiguamiento.
$S_e =$	Límite de fatiga del elemento.
$S_e' =$	Límite de fatiga de la probeta de la probeta de la viga rotatoria.
$k_a =$	Factor de superficie.
$k_b =$	Factor de tamaño.
$k_c =$	Factor de carga.
$k_d =$	Factor de temperatura.
$k_e =$	Factor de modificación de por concentración de esfuerzos.
$k_f =$	Factor de efectos diversos.
$f_{m\acute{a}x} =$	Esfuerzo máximo de compresión.
$F_a =$	Esfuerzo admisible.
$f_{bx} =$	Esfuerzo de compresión por flexión respecto al eje x.
$f_a =$	Esfuerzo de compresión axial.
$N =$	Número de hojas.

$b_b =$	Ancho de la hoja de ballesta.
$e =$	Espesor de la hoja de ballesta.
$E =$	Módulo de elasticidad de acero de hojas.
$S_p =$	Resistencia a la prueba.
$Y_{max} =$	Longitud máxima que puede desplazarse el resorte.
$Y_O =$	Longitud desplazada por el resorte en el punto de equilibrio.
$F_R =$	Fuerza del resorte.
$F_a =$	Fuerza del amortiguador.

## RESUMEN

Tomando en consideración la problemática de la transportación de motocicletas, debido a su gran incremento en los últimos años, se desarrolla el presente proyecto que apoya al desarrollo del sistema vehicular del país y principalmente contribuye con el correcto desenvolvimiento del tránsito, generando una alternativa de movilización de motocicletas de bajos costos, seguridad (diseño, construcción, transporte), adaptabilidad al medio vial presente en el país.

A continuación se brinda una explicación generalizada de los capítulos que conforman el proyecto.

En el Capítulo 1 se determina un análisis del problema e implicación 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 remolque porta motocicletas, logrando una correcta justificación del proyecto.

En el Capítulo 2 se presentan las generalidades referentes al remolque, que brindan los parámetros para el diseño y construcción. Se detallan los tipos y envergadura de las motocicletas existentes en el país, además se determina las diferentes clases de vehículos motrices aptos para el remolque; también se da a conocer los distintos sistemas viales presentes en el país con un análisis de los peraltes en las vías.

En el Capítulo 3 se desarrolla el análisis de todas las consideraciones que se toman en cuenta para el diseño del remolque. En este capítulo también se presentan teorías para la realización del diseño de la estructura, soldadura y suspensión.

También se puede encontrar formulas previamente establecidas para el diseño, además el método de diseño que se realiza para la obtención de los factores de seguridad presentes en todo el remolque, además se presenta la soldadura y el proceso de soldadura en forma de una fácil asimilación de criterios para el diseño y construcción del remolque. Este capítulo describe en sí el marco teórico basto para



el diseño del remolque con la finalidad de que no ocurra ninguna clase de incertidumbre posterior.

En el Capítulo 4 se analiza las diferentes opciones que presentan los sistemas o elementos a diseñar, para mediante el conocimiento de ventajas y desventajas presentes en estos se proceda a una selección mediante el método de evaluación de soluciones en el cual se pondera las alternativas mediante criterios de funcionalidad, adquisición, costo, finalidad y fiabilidad; con el objeto de la obtención de un elemento o sistema apto para el diseño y la construcción en todo sentido.

En el Capítulo 5 en este capítulo se encuentra el desarrollo matemático del problema de diseño, se puede decir que es el pilar del proyecto puesto que se encuentra aplicado lo establecido en los capítulos anteriores (dimensiones, cargas, interacción entre el medio, métodos, aplicación de formulas, etc.), se tiene en consideración los casos máximos extremos que soporta el remolque para que el diseño sea el adecuado y no se tenga problemas a futuro, en tanto a la selección se presentan los elementos complementarios que van a estar presentes en el remolque previo análisis de adaptabilidad y capacidad.

También se encuentra presente la utilización de los paquetes informáticos GID 7.2; Calsef 2001, Sap 2000, Inventor Professional 2008 que facilitan de manera considerable la obtención de reacciones, momentos, esfuerzos, con un grado de confiabilidad del 95%.

Además se encuentra el desarrollo del diseño de las juntas soldadas que unen la estructura del remolque, este diseño se lo obtuvo de una forma adecuada y de manera aceptable mediante el paquete informático Inventor profesional 2008.

En el Capítulo 6 se describe expresamente el proceso de construcción y montaje de cada uno de los elementos y sistemas que componen el prototipo, además se detallan los procedimientos de Montaje ha realizarse para su instalación y posterior funcionamiento, se encuentran las hojas de proceso y procedimientos de soldadura conjuntamente con el correspondiente Protocolo de Pruebas.

En el Capítulo 7 se encuentra descrito el análisis de costos, en el cual se especifica todos los rubros que intervienen en la construcción del prototipo, se presenta en un formato comprensible para el lector y claramente diferenciado los tipos de gastos en los que se incurre. Se presenta la inversión total que conlleva la realización de éste proyecto.

En el Capítulo 8 se dan a conocer las conclusiones y recomendaciones producidas durante el desarrollo del proyecto.

Todas las tablas, catálogos e información complementaria al diseño del prototipo se encuentran claramente diferenciadas en los respectivos anexos.

## PRESENTACIÓN

El problema de contaminación, los altos costos de transportación y los problemas de tráfico vehicular presentes en las grandes ciudades del Ecuador, ha generado que los ecuatorianos se inclinan por alternativas de transporte diferentes. La gente ha optado por adquirir motocicletas las cuales brindan mayores ventajas en el transporte tales como, una rápida movilización, menor costo del vehículo, ahorro de combustible y en consecuencia menor emanación de gases contaminantes.

La gran mayoría de motocicletas circulantes en el país provienen de los países asiáticos en vías de desarrollo, esto debido a los bajos costos de fabricación, facilidad de crédito y variedad de modelos. Éste considerable incremento del parque ciclomotor origina problemas como: el desgaste acelerado de piezas mecánicas y eléctricas, y fallas en su estructura debido a la baja calidad, lo que genera una mayor demanda en puestos de auxilio mecánico tanto en la ciudad como en la carretera.

La transportación de motocicletas a lugares distantes constituye también un gran problema, debido a que el diseño de las mismas no permite comodidad, agilidad y un adecuado desempeño para el usuario al momento de transportarse cientos de kilómetros. Inclusive algunos tipos de motocicletas ni siquiera son aptas para caminos de primer orden, debido a su diseño específico y a la reglamentación de transporte.

Para solucionar el problema de transportación de todo tipo de motocicletas tanto averiadas como motocicletas de campo (cross, enduro), se presenta el actual prototipo “REMOLQUE PORTA MOTOCICLETAS” fácil de acoplar en un vehículo todo terreno. El prototipo brinda una solución adecuada para la transportación de motocicletas, puesto que su diseño es confiable y seguro, cumpliendo con todas las normas de transportación vigentes en el Ecuador.

## **CAPITULO I**

### **1. ANTECEDENTES.**

#### **1.1.INTRODUCCIÓN.**

La necesidad creada por el incremento del parque automotor y ciclomotor, demanda de remolques con diseños versátiles, de materiales altamente resistentes con bajos costos de construcción y por supuesto con varias alternativas de adquisición en precio y modelos; tomando en cuenta la mayor seguridad en la transportación de motocicletas.

La actual oferta de remolques para motocicletas está muy por debajo de la demanda requerida por el sector ciclo motor, ya que no cumple con las exigencias que el usuario requiere para el óptimo transporte de motocicletas, obligándolos así adaptarse a las pocas ofertas de remolques existentes en el Ecuador.

La gran mayoría de diseños de los remolques ofertados nos son capases de transportar la gran variedad de motocicletas; casi ninguno posee suspensión de ningún tipo, y los que presentan alguna suspensión son dispositivos que carecen de fundamento ingenieril. La gran mayoría de remolques no presenta algún tipo de amortiguación, la cual es indispensable en la transportación por caminos sinuosos.

En el mercado actual existen muy pocas empresas dedicadas a la fabricación de remolques, generando así un monopolio en el mercado presentando pocos modelos y alternativas, las cuales no satisfacen todas las necesidades del usuario. Por otro lado el costo promedio de un remolque sobrepasa los 1200 dólares americanos, lo cual no representa una buena inversión para quien adquiere uno de estos remolques.

Un punto preocupante es la poca seguridad que brindan los actuales remolques, ya que no cumplen las normas mínimas de seguridad de transporte, ni los parámetros mínimos de seguridad de diseño.

## **1.2. PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA.**

Actualmente en el Ecuador la mayoría de los remolques porta motocicletas no brindan la debida seguridad, y en otros casos existe un sobre dimensionamiento en su estructura, elevando así su costo. Esto genera la necesidad de la construcción de un transporte fuerte y versátil, que permita un trabajo seguro y eficiente en el transporte de motocicletas, constituyendo una solución parcial al gran problema de transportación.

Teniendo en cuenta las limitaciones económicas presentes en el país se determina que cada elemento del remolque sea lo más útil y barato posible. Bajo éstos parámetros, en el diseño del prototipo se utilizan formulas y procedimientos, para cada uno de los elementos que constituyen las partes fundamentales del remolque; así se desarrollan diferentes hipótesis de trabajo como la capacidad de carga, versatilidad en el acople, cantidad de ruedas, sujeción de las motocicletas y el tipo de terreno por cual va estar circulando.

Además cada elemento está expuesto a distintas condiciones de trabajo, lo cual implica la consideración de un óptimo diseño del prototipo.

El Proyecto contempla el diseño y construcción de un “REMOLQUE CON CAPACIDAD PARA DOS MOTOCICLETAS” basándose en el análisis de su estructura, sistema de frenado, equilibrio en peso, sistema de sujeción, sistemas de seguridad y normativas establecidas para el distrito metropolitano de Quito y la dirección nacional de transito.

También es imperativo que la construcción del prototipo presente un costo relativamente bajo, para que el producto esté al alcance de los usuarios; de esta forma se facilita el transporte a grandes distancias, evitando el cansancio físico del usuario, o a su vez el transporte en casos emergentes, es decir en daños mecánicos, accidentes de tránsito, climas extremos entre otros.

### **1.3.OBJETIVOS.**

#### **1.3.1. OBJETIVO GENERAL.**

Diseñar y construir un remolque porta motocicletas con capacidad para dos motocicletas (400 Kg).

#### **1.3.2. OBJETIVOS ESPECIFICOS:**

- Diseñar un remolque apto para recorrido por caminos de primer, segundo y tercer orden.
- Construir un remolque capaz de soportar el peso promedio de dos motocicletas.
- Realizar un diseño que permita disminuir el riesgo de maltrato mecánico y alteraciones en la estética de las motocicletas transportadas.
- Garantizar que los dispositivos de sujeción de las motocicletas al remolque y del remolque porta motocicletas con el automóvil sean óptimos.
- Ejecutar un adecuado protocolo de pruebas.
- Crear una guía de mantenimiento preventivo del remolque porta motocicletas.

#### **1.4.JUSTIFICACIÓN.**

Con el adecuado diseño del prototipo se garantiza la transportación de las motocicletas a grandes distancias cumpliendo normativas de seguridad y confiabilidad, preservando la integridad física y desgaste de la motocicleta, la cual no está diseñada para cumplir periodos largos de funcionamiento.

Con este proyecto se logra brindar una alternativa versátil y barata que solucione problemas de transportación de motocicletas.

## **CAPITULO II**

### **2. GENERALIDADES.**

Para el diseño y construcción de remolques se toma en cuenta el tipo de carga a transportar, la forma de la misma y el diferente tipo de sistemas viales por el cual transita el remolque.

Una consideración importante es que tipo de vehículo genera la fuerza motriz al remolque y también la forma de sujeción entre el vehículo y el remolque.

El remolque diseñado debe cumplir los reglamentos establecidos por el organismo competente, por tal motivo en este capítulo se da a conocer los reglamentos existentes en el Ecuador, para este tipo de transportación, además el tipo de motocicletas que pueden ser transportados por el prototipo.

### **3.1. TIPOS DE MOTOCICLETAS.**

La motocicleta es un vehículo de dos ruedas impulsado por un motor de combustión interna a gasolina. El cuadro y las ruedas constituyen la estructura fundamental del vehículo. La rueda directriz es la delantera y la rueda motriz es la trasera.

#### **3.1.1. CLASIFICACIÓN DE LAS MOTOCICLETAS.**

Las motocicletas pueden ser de carretera o de campo.

De carretera: este tipo de motocicletas son aquellas aptas para transitar por vías de primer y segundo orden y estas a su vez se sub dividen en:



- Chopper
- Ciclomotor
- Custom
- Deportiva
- Naked
- Scooter
- Turismo

De campo: estas motocicletas corresponden aquellas diseñadas para circular por caminos sinuosos y campo traviesa, a su vez se dividen en:

- Cross
- Enduro
- Supercross
- Supermoto
- Trial
- Todo terreno

#### **3.1.1.1. De carretera.**

##### **3.1.1.1.1. Motocicleta Chopper.**

Una Chopper es un tipo de motocicleta modificada que carece de elementos innecesarios; está basada en una motocicleta de producción o se crea totalmente desde cero. Con respecto a las motocicletas tradicionales, las Chopper, suelen ser más livianas, tienen tanques de combustible más pequeños, sus parabrisas, luces, guardabarros y asientos son más pequeños o directamente carecen de ellos.

En la fotografía 2.1 se muestra una motocicleta chopper modificada.

Fotografía 2.1: Motocicleta honda modificada.



#### 3.1.1.1.2. Ciclomotor.

Un ciclomotor es un vehículo de motor con características inferiores a las motocicletas (potencia, cilindrada, velocidad máxima). Su cilindrada es de menos de 50 cc. Son vehículos que no pueden sobrepasar los 45 km/h por su diseño.

En la fotografía 2.2 se encuentra una motocicleta Vespa, la cual es una de las más reconocidas en esta subdivisión.

Fotografía 2.2: Motocicleta Vespa 1967.



#### 3.1.1.1.3. Motocicleta custom.

El término motocicleta custom proviene originalmente del verbo inglés to customize, que se refiere a la personalización de algo que fue creado en serie de forma industrial e impersonal. En este caso define un tipo de motocicleta que ofrece la posibilidad de personalización y modificación de acuerdo a los gustos del propietario (partiendo casi siempre de un modelo de estilo clásico o retro), de tal forma que la motocicleta acaba convirtiéndose en un reflejo de la personalidad y estética de la persona que la posee.

Fotografía 2.3: Motocicleta Halley Davison, Bad Boy.



#### 3.1.1.1.4. Motocicleta deportiva.

Una motocicleta deportiva es destinada principalmente a un uso deportivo en circuito cerrado, las cuales no son apropiadas para el tránsito urbano, si bien existen motocicletas deportivas, permitidas para la circulación en el área urbana, que ofrecen un rendimiento mixto entre deportividad y turismo.

Las motocicletas deportivas van equipadas en su mayoría de un carenado, que mejora su aerodinámica, con el fin de alcanzar altas velocidades, habitualmente por encima de los 250 km/h o incluso más de 300 km/h en los modelos más exóticos.

La posición de conducción de una motocicleta deportiva es usualmente muy agresiva, en el sentido de que obliga al cuerpo a estar muy adelantado; con ello se gana estabilidad en la dirección y facilita la aerodinámica.

Habitualmente son las motocicletas con mejor relación entre el peso y la potencia, ofreciendo una aceleración solo comparable con la de los fórmula uno.

A continuación se presenta una motocicleta deportiva emblemática en relación a circuitos de competencia.

Fotografía 2.4: Motocicleta Honda CBR 1000.



#### 3.1.1.1.5. Motocicleta Naked.

Una motocicleta naked (o desnuda) es una motocicleta que carece de carenado, por lo que gran parte de su mecánica está al descubierto.

La mayoría de las marcas, como Yamaha, Kawasaki, Honda, BMW, Aprilia, KTM, Triumph y Bimota, cuentan con este tipo de motocicletas en sus catálogos.

Además, dentro de este segmento, se puede encontrar diferentes tipos de motocicletas Naked, así:

- Roadster: Naked de gran cilindrada y ligeramente protegidas del viento, para efectuar trayectos largos.
- Streetfighter: Naked de gran potencia y aptitudes más deportivas que una Naked normal.

- Scrambler: Naked de estética clásica con ruedas adaptadas a tierra y de gran robustez.

En La fotografía 2.5 se encuentra la motocicleta Naked Normal, la cual brinda grandes márgenes de utilidad al fabricante.

Fotografía 2.5: Motocicleta Honda 250, 2003.



#### 3.1.1.1.6. Scooter.

Un scooter es un tipo de motocicleta con un cuadro abierto en la que el conductor se sienta sin montar a horcajadas sobre parte alguna del motor. La mayoría de los scooters modernos tienen ruedas más pequeñas que las motocicletas, de entre 12 y 15 pulgadas (30-37,5 cm) de diámetro.

El motor del scooter suele hallarse bajo el asiento con una transmisión variable continua transfiriendo la potencia a la rueda trasera, a menudo en una disposición de eje frontal que permite a la parte trasera del motor oscilar verticalmente en conjunción con el movimiento de la rueda trasera. La mayoría de los scooter antiguos y algunos modelos retro recientes tiene una transmisión manual con la palanca de cambio y el embrague en el manillar izquierdo.

En contraste con la mayoría de las motocicletas, los scooters suelen tener carrocería, incluyendo una protección frontal para las piernas y un cuerpo que oculta toda o la mayor parte de la mecánica.

La mayoría de los scooters tienen motores más pequeños que las motocicletas (entre 30cc y 250cc con un solo cilindro).

Fotografía 2.6: Scooter Motor Uno, cc 125.



#### 3.1.1.1.7. Motocicleta de turismo.

Una motocicleta de turismo es un tipo de motocicleta diseñado específicamente para realizar largos viajes. Tienen motores de media o gran cilindrada, una posición de conducción erguida, parabrisas y tanque de combustible grandes, y maletas a los lados de la parte trasera. La mayoría de las marcas conocidas, como Yamaha, Honda y BMW, cuentan con este tipo de motocicletas dentro de sus gamas.

En la fotografía 2.7 se muestra una de las mejores motocicletas de turismo comercializadas en el Latinoamérica por la marca Honda, la cual se asemeja a modelos comúnmente fabricados por Halley Davison.

Fotografía 2.7: Motocicleta Honda Gold King.



### 3.1.1.2. De campo.

#### 3.1.1.2.1. Motocicleta de Cross.

Una motocicleta de cross es diseñada para competir en trasados o pistas especialmente diseñadas para motocross. Estas motocicletas tienen las suspensiones con más recorrido que otro tipo de motocicletas y se aplica toda la potencia para sacarle la mayor aceleración posible, ya que no hace falta que tengan mucha velocidad. Son motocicletas que no están homologadas para circular por las calles ya que carecen de faros y matricula.

Fotografía 2.8: Motocicleta Honda XR 650.



#### 3.1.1.2.2. Motocicleta de Enduro.

Una motocicleta de enduro se origina de un término medio entre la motocicleta de Cross y la motocicleta de trial; estéticamente es muy parecida a la primera, pero sí posee luces. Son motocicletas aptas para circular en campo, todoterreno y superficies rígidas.

En estas motocicletas, la potencia se busca a bajo y medio régimen para poder subir cuestas muy empinadas y transitar por caminos pedregosos o con barro. La velocidad final generalmente no es muy alta debido a las relaciones de cambios cortos. Como ejemplo, una motocicleta de enduro con motor de cuatro tiempos y 125 cc de cilindrada y caja de cambios de cinco marchas tiene una velocidad máxima de unos 90 km/h. Los modelos de mayor cilindrada pueden superar los 140 km/h.

Fotografía 2.9: Motocicleta Honda CRF 450 R.



#### 3.1.1.2.3. Supercross.

El supercross es una disciplina moto ciclística derivada del motocross. Las dos disciplinas tienen muchos aspectos en común. Las motocicletas con las que se compete son las mismas, aunque con algunos ajustes de motor y suspensiones.

#### 3.1.1.2.4. Supermoto.

Supermotos es una fusión entre el motociclismo de carretera y el motocross. Las carreras tienen lugar comúnmente en pistas con secciones todo terreno dentro del mismo circuito; aproximadamente un 70% es de asfalto y el 30% restante es de tierra y normalmente con algún salto. Las motocicletas son frecuentemente creaciones hechas a partir de motos todo terreno con ruedas o neumáticos de motocicletas de carrera.



En la fotografía 2.10 se encuentra una motocicleta supermoto en competencia, en la cual se aprecia la dificultad que representa la conducción de éste tipo de motocicletas exigiendo al máximo al piloto.

Fotografía 2.10: Motocicleta prototipo, cc 175.



#### 3.1.1.2.5. Trial.

Comparadas con las motocicletas de motocross y enduro, las de trial son más livianas, carecen de asiento, los neumáticos van más desinflados y el recorrido de la suspensión es más corto.

Estas motocicletas son utilizadas en competencias de obstáculos, en la fotografía 2.11 se muestra un competidor a punto de saltar el obstáculo que comúnmente es de más de 3 metros de altura.

Fotografía 2.11: Motocicleta Yamaha 125.



#### 3.1.1.2.6. Moto todo terreno.

Como su nombre lo indica es una motocicleta apta para uso en todo terreno, y el motociclismo todo terreno es una modalidad deportiva que combina el motocross y el trial.

Toda esta clasificación permite tener mayor entendimiento de las motocicletas que pueden ser transportadas por el prototipo. Cabe mencionar que dependiendo el tipo de motocicletas transportadas, la disposición y cantidad de motocicletas puede variar en el prototipo, tomando en cuenta que los pesos y dimensiones de cada motocicleta son muy diferentes unas de otras.

En la tabla 2.1 se presenta un cuadro comparativo entre el peso y las dimensiones de las motocicletas de la marca Suzuki.

Tabla 2.1: Cuadro comparativo de motocicletas.

CUADRO COMPARATIVO DE DIMENSIONES (MOTOCICLETAS SUZUKY)						
TIPO	MOTOCICLETAS	CILINDRAJE (CC)	PESO (Kg)	LARGO (mm)	ANCHO (mm)	ALTO (mm)
BOULEVARD	,250	249	137	2160	815	1090
BOULEVARD	S 40	652	160	2180	720	1105
BOULEVARD	M 50	805	247	2370	920	1125
BOULEVARD	M 109 R	1783	319	2450	875	1185
SCOOTERS	AKIRA	49	67	1650	635	1000
SCOOTERS	AN 125 HK	124	108	1772	682	1112
SCOOTERS	BURGMAN 400	400	199	2270	760	1385
URBANA	SMASH REVO	110	95	1920	655	1050
URBANA	GN 125	124	107	1945	815	1110
URBANA	EN-125 2A	124	116	1945	735	1070
URBANA	TS 185	183	102	2160	835	1125
URBANA	DR 200 SE	199	113	2150	805	1185
GSX-R	GSX-R600	599	163	2040	715	1125
GSX-R	GSX-R1000	999	172	2045	720	1130
GSX-R	HAYABUSA	1340	220	2195	735	1165
TRABAJO	AX 100	98	82	1865	725	1050
TRABAJO	VIVAX 115	109	95	1905	650	1050
TRABAJO	HURACAN EN 125	124	114	1920	735	1110
CROSS Y ENDURO	RM 85	84.7	65	1805	735	1100
CROSS Y ENDURO	RMZ 250	249	92	2165	830	1260
CROSS Y ENDURO	RMZ 450	449	101.5	2185	830	1260
CIUDAD Y TURISMO	SV 650 S	645	172	2085	730	1170
CIUDAD Y TURISMO	B-KING	1340	235	2245	800	1085
TURISMO	V STROM 650	645	194	2290	840	1390
TURISMO	V STROM 1000	996	208	2295	910	1395

Fuente: Catalogo de ventas Suzuki.

En el anexo A, se encuentran de forma gráfica las motocicletas presentadas en el cuadro anterior.

### **3.2. VEHICULOS APTOS PARA EL REMOLQUE.**

En la mayoría de los vehículos no se puede acoplar un remolque de motocicletas puesto que dichos vehículos no son aptos o no tienen la capacidad suficiente para la transportación con remolque. Existen otros tipos de vehículos, que se acoplan a las necesidades o requerimientos mínimos para realizar la transportación de un remolque, entre los cuales se puede mencionar los vehículos todo terreno y la camionetas.

Los factores del vehículo que influyen en el diseño del remolque son entre otros: su peso, área frontal, tamaño de ruedas, ancho de los neumáticos, cilindraje del vehículo, razón de engranaje y velocidades de cambio.

#### **3.2.1. CLASIFICACIÓN DE LOS VEHÍCULOS APTOS PARA REMOLQUE.**

Los vehículos se clasifican en: vehículos sin motor y vehículos con motor; dentro de los vehículos con motor se clasifican en livianos y pesados. Como parte de los vehículos con motor livianos se encuentran las denominadas camionetas que corresponden a los vehículos aptos para la transportación de remolques.

##### **3.2.1.1. Camionetas<sup>1</sup>.**

El término camioneta abarca varios tipos más precisos: monovolúmenes, todoterrenos, pickups y furgonetas.

##### **3.2.1.1.1. Monovolumen.**

Un monovolumen es un automóvil relativamente alto en el que el compartimiento del motor, la cabina y el maletero están integrados en uno. Esta configuración de diseño pretende aumentar el espacio del habitáculo y el maletero para una longitud exterior dada.

---

<sup>1</sup>[es.wikipedia.org/wiki/Clasificación de automóviles.](https://es.wikipedia.org/wiki/Clasificación_de_automóviles)

En algunos casos, los asientos pueden desplazarse e incluso desmontarse, para configurar el interior del automóvil de acuerdo con las necesidades del usuario en cada momento.

#### **3.2.1.1.2. Todoterreno.**

Un automóvil todoterreno está específicamente diseñado para conducción en vías de tercer orden, es decir, en superficies de tierra, de arena, de piedras y agua, y en pendientes pronunciadas. Disponen de mecanismos necesarios para este tipo de conducción, como la tracción a las cuatro ruedas y la reductora de marchas. La suspensión está reforzada para soportar cargas pesadas, y el despeje al piso es mayor para sortear obstáculos como piedras.

#### **3.2.1.1.3. Pickup.**

Un "pickup" es un automóvil de carga que tiene en su parte trasera una plataforma descubierta, en que se pueden colocar objetos grandes.

#### **3.2.1.1.4. Furgoneta.**

Una furgoneta es un vehículo para transporte de objetos o grupos de personas, con puertas laterales corredizas y portón trasero de dos hojas. Se asemejan estructuralmente a los monovolúmenes, aunque tienen algunas diferencias: su altura es superior y los asientos van aún más verticales.

#### **3.2.1.1.5. Vehículo deportivo utilitario**

Un deportivo utilitario es una combinación entre todoterreno y turismo, con aspecto similar al primero pero diseñado para circular principalmente por asfalto. Fueron desarrollados en años recientes para captar clientes que querían un vehículo con aspecto "aventurero". Es habitual que tengan tracción simple sin reductora, chasis monocasco y despeje al suelo idéntico al de un turismo o monovolumen.

En la tabla 2.2 se da a conocer la capacidad de carga del automóvil y la capacidad de carga para remolque que tienen algunos vehículos.

Tabla 2.2: Características de carga de algunos vehículos.

ESPECIFICACIONES CARGA EN VARIOS VEHICULOS			
MARCA	MODELO	CAP DE CARGA [Kg.]	CAP DE REMOLQUE [Kg.]
CHEVROLET	LUV D Max HEC(2.4 cabina doble 4x2)	1230	
CHEVROLET	LUV D Max HEC(2.4 cabina simple 4x2)	1455	
CHEVROLET	LUV D Max V6 (V6 cabina doble 4x4)	1120	
CHEVROLET	LUV D Max V6 (V6 cabina doble 4x4 GLS)	1130	
CHEVROLET	Grand Vitara 3 puertas ( 1.6 4x4 DLX)	535	
CHEVROLET	Grand Vitara 3 puertas ( 1.6 4x4 DLX sport)	535	
CHEVROLET	Vitara 3 puertas (1.6)	405	
CHEVROLET	Trailblazer 5 puertas (4.2 AT 4x4)	647(4x2) / 656(4x4)	3175(4x2) / 2948 (4x4)
CHEVROLET	Aveo Emotion Sedan (1,6)	410	
CHEVROLET	Aveo Emotion Sedan (1,6 A/C)	410	
CHEVROLET	Aveo @ctivo Sedan (1,6)	410	
CHEVROLET	Aveo @ctivo Sedan (1,6 A/C)	410	
CHEVROLET	Chevytaxi Sedan ( 1,5 )	440	
CHEVROLET	Chevytaxi Sedan ( 1,5 A/C)	440	
HYUNDAI	Terracan (2.5 lt. TCI Diesel)		
HYUNDAI	Terracan (2.9 lt. CRDI Diesel)		
HYUNDAI	Terracan (3.5 lt. Gas)		
HYUNDAI	SantaFe (2.7 lt. V6 DOCH con CVVT gasolina)		
HYUNDAI	SantaFe (2.2 lt. 4 cilind SOCH CRDI turbo diesel)		
NISSAN	Xtrail (OR25ED)		sin frenar 750 / frenado 1800
NISSAN	Xtrail (YD22 DDTi)		sin frenar 750 /frenado 2000
NISSAN	PATHFINDER (6 cilindros en V DOCH 3.954 lt)		sin frenar 750 / frenado 3000
NISSAN	PATHFINDER (4 cilindros linea DOCH 2.488 lt)		sin frenar 750 / frenado 1800
NISSAN	MURANO (VQ35DE GXE 2WD)	1719	
NISSAN	MURANO (VQ35DE SL 2WL)	1731	
NISSAN	MURANO (VQ35DE SL AWD)	1792	
MAZDA	BT-50 2.2lt. Cabina simple	1240	1000
MAZDA	BT-50 2.2lt. Cabina doble	1100	700
MAZDA	BT-50 2.6lt. Cabina simple	1240	1000
MAZDA	BT-50 2,6 lt. Cabina doble action	1100	700
MAZDA	BT-50 2,5lt. Turbo diesel CRDI Cabina doble 4x2	1100	700
MAZDA	BT-50 2,5 lt.Turbo diesel CRDI Cabina doble 4x4	1100	700
MAZDA	Mazda5 (6MT-manual)	1456	
MAZDA	Mazda5 (SEAT-activematic)	1483	

Fuente: Catálogos electrónicos.

### 3.3. VIAS EXISTENTES EN EL ECUADOR.

Una carretera es una vía de dominio y uso público, proyectada y construida fundamentalmente para la circulación de vehículos. Se distingue de un simple camino porque está especialmente concebida para la circulación de vehículos de transporte.

Fotografía 2.12: Panamericana norte Otavalo-Cotacachi.



#### 3.3.1. CLASIFICACIÓN DE LAS CARRETERAS.

##### 3.3.1.1. Por su Competencia.

**Carreteras Nacionales:** Son aquellas carreteras que conectan Países.

**Carreteras Departamentales:** Son aquellas carreteras que conectan departamentos o estados, según el caso.

**Carreteras Vecinales:** Son aquellas carreteras que conecta poblaciones pequeñas.

**Carreteras Distritales:** Son aquellas que conectan distritos en un mismo departamento.

**Carreteras Municipales:** Son aquellas que conectan a un municipio.

### 3.3.1.2. Por su característica.

**Autopistas:** Es una vía de alto tránsito de dos o más carriles.

**Multiviales:** Es una vía de muchos carriles.

**Dobles:** Es una vía doble de 2 carriles, uno de ida y otro de vuelta.

### 3.3.1.3. Por el Tipo de Terreno.

**Plano:** Es aquella carretera de fácil acceso y salida, presenta un terreno sin muchas curvas y están en óptimas condiciones.

**Ondulado:** Es aquella carretera que presenta muchas curvas verticales y horizontales.

**Montañoso:** Es aquella carretera que pasa en un terreno montañoso.

**Escarpado:** Es aquella carretera que se diseña en terreno de difícil acceso y diseño.

### 3.3.1.4. Por su función.

**Primer Orden:** También llamada carretera Principal, son aquellas vías troncales de alto tráfico que conectan poblaciones importantes.

**Segundo Orden:** También llamadas carreteras Secundarias, se caracterizan por ser de menor tránsito y conectan poblaciones medias.

**Tercer Orden:** También llamadas carreteras Terciarias, estas comunican poblaciones y son de menor tránsito por su acabado sencillo.

## 3.3.2. CLASIFICACIÓN DE LAS CARRETERAS DE PRIMER ORDEN DEL ECUADOR<sup>2</sup>.

Las carreteras más importantes del Ecuador reciben, además de un nombre propio, un código compuesto por la letra E y un número.

<sup>2</sup>[es.wikipedia.org/wiki/Carreteras\\_de\\_Ecuador](https://es.wikipedia.org/wiki/Carreteras_de_Ecuador).



- Si la carretera es una *troncal* (va de norte a sur y viceversa), el número es impar. Se van numerando desde el oeste hacia el oriente.
- Si la carretera es una *transversal* (dirección este-oeste y viceversa), el número es par. El número aumenta desde el norte hacia el sur.

### ***Norte-sur.***

- Vía del Pacífico (E15), también conocida como Ruta del Sol
- Troncal de la Costa (E25)
- Troncal de la Sierra (E35), la Carretera Panamericana
- Troncal Amazónica (E45)

### ***Este-oeste.***

- Transversal Fronteriza (E10)
- Transversal Norte (E20)
- Transversal Central (E30)
- Transversal Austral (E40)
- Transversal Sur (E50)

## ***3.4.PERALTE EN LAS VÍAS.***

Consiste en dar un grado de inclinación en referencia a la horizontal en las curvas, el borde exterior de las vías debe tener una diferencia de altura con respecto al borde interior, para que permita que una componente del vehículo se oponga a la fuerza centrífuga ( $F_c$ ) evitando de esta manera que el vehículo desvíe radialmente su trayectoria hacia fuera.

Par una mejor comprensión de las fuerzas actuantes en el lapso de recorrido del vehículo en una curva horizontal, se procede a la simplificación de las fuerzas que actúan sobre un vehículo al pasar por la curva, se observa que la única fuerza que se opone al desplazamiento lateral del vehículo es la fuerza de rozamiento que se desarrolla entre el neumático y el pavimento.

La fuerza de rozamiento no es suficiente para impedir el desplazamiento transversal. Por ello para evitar que los vehículos se salgan de su trayectoria es necesario que los componentes normales a la calzada sean siempre del mismo sentido y se suman contribuyendo a la estabilidad del vehículo, en tanto que las componentes paralelas a la calzada son de sentido opuesto y su relación puede hacer variar los efectos que se sienten en el vehículo.

El peralte debe ser tal que un vehículo, viajando a la velocidad máxima establecida, tiene toda la fuerza centrífuga balanceada por el peralte.

#### **3.4.1. DESLIZAMIENTO.**

Una curva que no presenta peralte provoca el deslizamiento hacia fuera de la vía y resulta inadecuado porque limita la velocidad en las curvas.

Por otra parte, se determina que cuando mayor es el peralte asignado a una curva que cruza a la izquierda, mayor es la dificultad de maniobrar en la zona de transición (lapso de viraje).

#### **3.4.2. VOLCAMIENTO.**

Al dejar un alineamiento recto y al entrar en una curva, el vehículo, empujado por la fuerza ( $F$ ) con su punto de aplicación de las ruedas posteriores, viene desviado en dirección de  $F$ .

Uno por las ruedas direccionales. Si se logra mantener la componente  $F$ .

Dos por las fuerza en sentido circular de la curva, el automóvil continuará su marcha dentro de los límites de la calzada, variando a cada instante la componente bajo la acción de las ruedas direccionales.

Las otras fuerzas actúan al mismo tiempo sobre el vehículo, la fuerza centrífuga que tiende a volcar el vehículo, contrarrestada por el peso del vehículo (P) y por la fuerza de adherencia y rozamiento del neumático con la superficie de la pavimentación. Cuando el centro de gravedad cae afuera de las ruedas el automóvil sufrirá un vuelco; si se consigue que el centro de gravedad no se salga fuera de las ruedas, el vehículo proseguirá su marcha, pero para lograr esto es necesario disminuir considerablemente la velocidad directriz; se contrarresta entonces los peligros mencionados con la construcción del peralte.

### **3.4.3. PENDIENTE.**

Tasa constante de ascenso o descenso de una línea. Se expresa usualmente en porcentaje; por ejemplo una pendiente del 4% es aquella que sube o baja 4 metros en una distancia horizontal de 100 metros.

#### **3.4.3.1. Pendiente Máxima.**

El valor absoluto de la pendiente no puede exceder nunca a un valor máximo especificado. En todo momento se calcula el valor de la pendiente necesaria para alcanzar la cota tentativa, y si éste sobrepasa el máximo permitido, la longitud de la pendiente máxima no debe sobrepasar tampoco cierto valor especificado.

Las pendientes máximas a permitir en una carretera, están supeditada a la velocidad de diseño y a la composición del tráfico.

Los siguientes son los valores máximos admisibles<sup>3</sup>:

Velocidad de diseño (Km/h) 50- 65- 80- 95- 110.

Pendiente máxima (%) 6 – 8, 5 – 7, 4 – 6, 3 – 5.

---

<sup>3</sup>w.w.w. diseño de carreteras/velocidad de carreteras/pendientes-valores.com.

#### **3.4.3.2. Pendientes Mínimas.**

Se admiten tramos horizontales (pendiente de cero %) siempre que la sección transversal no presente problemas de drenaje longitudinal.

### **3.5.REMOLQUES.**

Los remolques son vehículos terrestres dependientes, cuyo propósito fundamental es facilitar el transporte de carga. Este tipo de vehículos no tienen motor, por lo cual son carentes de movimiento y necesitan de un vehículo con motor para su movilización.

#### **3.5.1. CLASIFICACIÓN DE LOS REMOLQUES.**

##### **3.5.1.1. Remolque de enganche o remolque completo.**

Son aquellos que presentan dos ejes o un eje de dirección como mínimo, y provisto de un dispositivo de enganche que puede desplazarse verticalmente (en relación al remolque), que no transmite al vehículo de tracción una carga significativa (menos de 100Kg.).

##### **3.5.1.2. Remolque con eje central.**

Éste está provisto de un dispositivo de enganche que no puede desplazarse verticalmente, (en relación al remolque), y cuyo (s) eje(s) este(n) situado(s) al centro de gravedad del vehículo, (cuando la carga este repartida uniformemente), de forma que solo se trasmite al vehículo de tracción una pequeña carga estática vertical.

##### **3.5.1.3. Semi remolque.**

Vehículo no autopropulsado, diseñado y concebido para ser acoplado a un vehículo sobre el que reposara, parte del mismo, transfiriéndole una parte sustancial de su masa (mayor a 100 Kg).

#### **3.5.1.4. Caravana.**

Remolque concebido y acondicionado para ser utilizado como vivienda móvil, permitiéndose el uso de su habitáculo cuando el vehículo estas estacionado.

#### **3.5.1.5. Nodriza.**

Parte de la carrocería o remolque diseñado para el transporte de vehículos armados.

### **3.5.2. PARTES DE UN REMOLQUE.**

Existen ocho partes fundamentales que constituyen un remolque: estructura de carga, chasis, sistema de suspensión, sistema de enganche, sistema de sujeción, ejes, ruedas y sistema eléctrico.

#### **3.5.2.1. Estructura de carga.**

Comprende la parte que se apoya sobre el chasis conteniendo la carga en su interior. Esta estructura constituye además el soporte de componentes de seguridad como señales para transitar en las vías y el sistema de sujeción.

La capacidad de la estructura de carga del remolque depende de la geometría, peso y forma de las motocicletas a transportar, las dimensiones: largo, ancho y alto deben cumplir disposiciones establecidas en la ley de transito, para poder circular en las vías. Esta parte del remolque se encuentra directamente ligado con las necesidades del usuario. Todos estos factores como: forma, funcionalidad, materiales, estética, deben ser consecuentes con la capacidad del remolque.

Otra característica importante es la posición de la estructura respecto a la rueda del remolque. El guardafangos puede ser parte de la estructura o tener un guardafangos exterior.

#### **3.5.2.2. Chasis.**

El chasis constituye la base de la estructura de carga y el soporte del sistema de suspensión. Es la estructura metálica que soporta la carga del remolque, este elemento es la parte fundamental del remolque, puesto que es el que soporta todas las cargas generadas por las motocicletas al ser transportadas.

El chasis está generalmente formado por dos elementos estructurales, denominados largueros laterales o simplemente largueros que se encuentran unidos por otros elementos estructurales denominados travesaños.

#### **3.5.2.3. Sistema de suspensión<sup>4</sup>.**

La suspensión de un remolque tiene como objetivo el absorber las desigualdades del terreno sobre el que se desplaza, a la vez que mantiene las ruedas en contacto con el suelo, brinda seguridad en marcha, protección de la carga y el mínimo desgaste de las partes de remolque, también evita la inclinación excesiva de la carrocería durante los virajes.

El diseño de la suspensión puede presentar dos características extremas: la suspensión diseñada para proporcionar un suave desplazamiento, encontrado en automóviles de lujo y la suspensión diseñada para proporcionar un desplazamiento firme y tenso como la suspensión de un automóvil de carreras.

Existen muchos tipos de suspensión, pero para una mejor comprensión, se generalizan en tres, la suspensión independiente (figura 2.1), la semi-independiente (figura 2.2), y la suspensión dependiente.

<sup>4</sup> [www.geocities.com/MotorCity/Pit/4103/suspen.html](http://www.geocities.com/MotorCity/Pit/4103/suspen.html).

Figura 2.1: Suspensión independiente.

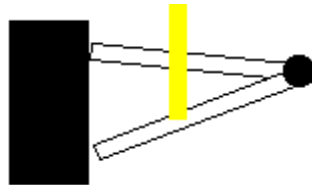
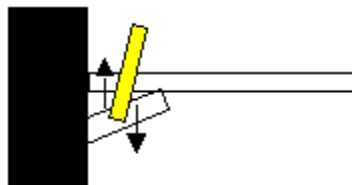


Figura 2.2: Suspensión semi independiente.



La suspensión dependiente se usa solo en el tren trasero y se basa en que las dos ruedas están conectadas, esto no permite un gran suavidad, además el sistema es resistente y de bajo costo.

El sistema de suspensión está compuesto por un elemento flexible (muelle de resorte o ballesta), barra de torsión, estabilizador, muelle de caucho y un elemento de amortiguación, cuya misión es neutralizar las oscilaciones de la masa suspendida, originada por el elemento flexible al adaptarse a las irregularidades del terreno.

#### 3.5.2.4. Sistema de sujeción

Está constituido por correas adecuadamente posicionadas respecto a la estructura de carga, con la finalidad de sujetar las motocicletas, para que no sufran desperfectos en la transportación.

La disposición en el sistema de sujeción debe ser la más fiable, debido al riesgo que puede ocasionar la caída de una o más motocicletas a las vías de tránsito.

#### 3.5.2.5. **Ejes<sup>5</sup>.**

Un eje de transmisión (árbol) es un elemento cilíndrico de sección circular, que puede estar fijo o estar girando, sobre el que se montan engranes, poleas, volantes, ruedas de cadena, manivelas o manubrios, así como otros elementos mecánicos de transmisión de fuerza o potencia.

Los ejes de transmisión, o simplemente ejes, son barras sometidas a cargas de flexión, tensión, compresión o torsión que actúan individualmente o combinadas.

#### 3.5.2.6. **Ruedas.**

Es el aditamento que se coloca al eje del remolque, con la finalidad de que este tenga movilidad. Está constituido por el aro, el neumático y por una válvula.

Las ruedas soportan la mayoría del peso del remolque sobre el suelo, los neumáticos brindan la propiedad adherente del remolque con respecto al suelo.

Los neumáticos deben brindar la seguridad y confiabilidad adecuada al usuario, puesto que una mala fabricación puede producir un accidente de alto riesgo para la comunidad o bienes materiales.

El neumático presenta altas condiciones de trabajo como son: capacidad de carga, elasticidad, amortiguación y estabilidad direccional, además los neumáticos proporcionan una resistencia a la rodadura mínima y una máxima duración.

Existen diferentes tipos de neumático, para distintos tipos de trabajo. Los neumáticos llevan en la parte lateral una codificación, la cual indica la característica del neumático, esta codificación indica las dimensiones de ancho, relación de perfil, diámetro nominal e índice de carga ( 175/70 R13 – 82H).



---

<sup>5</sup>SHIGLEY Edward J.; Manual de diseño de máquinas; Editorial Mc Graw Hill; 4ta edición; Mexico; 1989; pag 728-729.

Además según el fabricante en la codificación se encuentra también valores referenciales de velocidad máxima permitida, requerimientos de utilización, tipo de labrado, presión máxima que soporta el neumático, entre otros.

### **3.5.2.7. Sistema de enganche.**

El sistema de enganche, es la parte principal de la sujeción del remolque al vehículo. En el diseño de este sistema se tienen en cuenta las fuerzas estáticas y dinámicas que genera el remolque.

El sistema está unido al chasis en un extremo, en el otro está unido al automóvil por medio de articulación que proporcionan los suficientes grados de libertad al remolque, generando los mínimos esfuerzos al vehículo y al diseño de la estructura.

Para cualquier tipo de remolque el tiro no solo ejerce fuerza para mover y frenar el remolque, sino que también hará girar el remolque. Además, que necesita de una libertad de rotación en el enganche con el vehículo.

Existen dos tipos de enganche (fijo o extraíble) y en cualquier caso se debe seleccionar para el tipo de automóvil y la capacidad de carga.

Fotografía 2.13: Enganche fijo.



Una vez escogido el tipo de enganche, se determina la capacidad máxima a transportar, en éste caso se selecciona un elemento especializado para el transporte de motocicletas y siempre teniendo en cuenta que el conjunto moto/s y el remolque no podrán superar los 750 kg, que permite el reglamento de tránsito, para la conducción con licencia tipo B.

En el diseño se considera la colocación de extras, se encuentra una rueda móvil “jockey” (pequeña rueda de apoyo delantero), el freno independiente, suspensión independiente, segundo eje, etc. Todos estos extras pueden ser de gran utilidad (unos más que otros) pero hay que tener en cuenta que incrementan el costo de construcción del remolque.

Además del remolque no se debe olvidar la sujeción de las motocicletas con algunas correas o “cinchas” mientras se realiza la transportación.

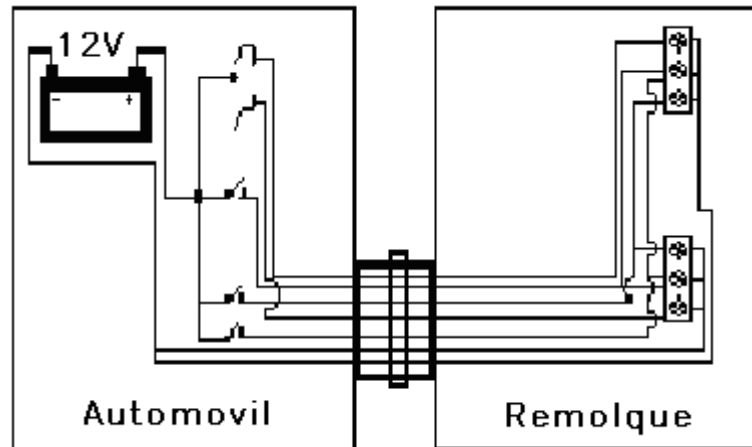
#### **3.5.2.8. Sistema Eléctrico.**

Para la instalación eléctrica del remolque se necesita una fuente de energía y señal, la cual es tomada del vehículo que da la propulsión. En esta instalación constan básicamente cables, faros posteriores y conectores.

Este sistema es necesario para el cumplimiento de los reglamentos de tránsito, establecidas para libre circulación en los sistemas viales y además brinda la integridad de los usuarios que transportan las motocicletas.

En la siguiente figura se presenta el diagrama del circuito eléctrico del prototipo

Figura 2.3: Diagrama del sistema eléctrico del remolque.



### **3.6. REGLAMENTO A LA LEY DE TRÁNSITO Y TRANSPORTE TERRESTRE QUE HACE REFERENCIA A LA TRANSPORTACION DE REMOLQUES.**

El consejo nacional de tránsito controla el tránsito vehicular terrestre facultándose en la ley de tránsito y transporte terrestre cuya aplicación se rige bajo el reglamento a la ley de tránsito.

En el Art. 119 del reglamento de la ley de tránsito especifica la carga máxima que puede un remolque transportar.

Art. 119.- El servicio de transporte mixto, esto es de pasajeros y carga, se realizará única y exclusivamente en los lugares en que la situación geográfica y socio económica lo ameriten, y en automotores con carrocería cuyo diseño permita transportar en la parte anterior, hasta quince pasajeros, y en la parte posterior una carga no mayor a 2.000 kg.

El reglamento por medio de los Art. 155, Art. 162, Atr. 165 también estipula el tipo de señalética y sistemas de advertencia que se utiliza en este tipo de transportes con el objeto de la disminución de los accidentes de tránsito, tanto en vías como en la periferia urbana.

Art. 155.- Para la circulación de vehículos de servicio público o privados que transporten pasajeros o carga en nivel urbano, intra e interprovincial deberán portar franjas reflectivas grado de diamante. Estas franjas reflectivas serán ubicadas en la parte posterior y lateral de los vehículos, conforme a los diseños elaborados para esos casos.

Art. 162.- Los automotores de carga cuya circulación se hará por las vías que designe la Jefatura Provincial de Tránsito respectiva o la Comisión de Tránsito de la provincia del Guayas, normalmente no podrá circular si la carga sobresaliera más de 1.20 metros del nivel delantero y posterior de la línea de plataforma, y 15 cm. a los costados; o si el volumen de ella constituye un obstáculo o acarrea peligro. Si se excediera de 1.20 metros de la parte posterior, será obligación del conductor colocar una bandera roja durante el día y luz roja en la noche. La altura máxima de todo vehículo será de 4.3 metros, excepto los buses de 2 pisos que será de 4.40 metros el ancho máximo de cualquier vehículo será de 2.5 metros.

Art. 165.- Todo vehículo deberá llevar sus luces encendidas, entre las 18h00 y las 06h00 del día siguiente y entre las 06h00 y las 18h00, si las condiciones atmosféricas (neblina, lluvia, etc.) lo exigen.

En las vías urbanas y carreteras las velocidades máximas y mínimas para vehículos de servicio público o particular y de carga son determinadas y debidamente señaladas por la autoridad de Tránsito competente en el distrito o municipio respectivo. El reglamento a la ley de tránsito en sus Art.181, Art. 184, Art. 186, dan las medidas mínimas de seguridad en la transportación de vehículos de carga a cumplir en todo el territorio ecuatoriano.

Art. 181.- Los límites máximos de velocidad vehicular en las vías públicas, con excepción de trenes y autocarriles, son los siguientes:

1. Vehículos livianos:

- a) Dentro del perímetro urbano: 50 kilómetros por hora;
- b) En vías perimetrales: 90 kilómetros por hora; y,
- c) En carretera: 100 kilómetros por hora.

2. Vehículos de transporte masivo de pasajeros:

- a) Dentro del perímetro urbano: 40 kilómetros por hora;
- b) En vías perimetrales: 70 kilómetros por hora; y,
- c) En carretera: 90 kilómetros por hora.

3. Vehículos de transporte de carga, en carretera:

- a) Camiones pesados y combinaciones de camión remolque, el límite de velocidad es de 70 kilómetros por hora.
- b) Vehículos que remolquen acoplados u otros automotores, el límite de velocidad es de (60) kilómetros por hora.

Art. 184.- En las carreteras que no sean de primer orden, donde existan desvíos y entradas particulares, los conductores disminuirán la velocidad y harán sonar la bocina.

Art. 186.- Se prohíbe conducir a velocidad reducida que impida la circulación normal de otros vehículos, salvo que la velocidad sea necesaria para conducir con seguridad o en cumplimiento disposiciones reglamentarias.



## CAPITULO III.

### 3. MARCO TEÓRICO.

#### 3.1. TEORIA DE FACTORES DE CARGA QUE IMPLICAN PARA EL DISEÑO DEL REMOLQUE.

##### 3.1.1. FACTORES DE CARGA.

##### 3.1.1.1. Clasificación según el tiempo de aplicación:

##### 3.1.1.1.1. Cargas Permanentes (Pe).

Son las que duran toda la vida útil de la estructura. Éstas comprenden al peso propio de la estructura: La carga de cada uno de los elementos y puede ser determinada de acuerdo a la siguiente fórmula:

$$Pe = \sum (\text{Peso del elemento} \times \text{Número de elementos}) \quad \text{Ecuación 3.1.}$$

##### 3.1.1.1.2. Cargas Accidentales.

Son aquellas que cuya magnitud y/o posición pueden variar a lo largo de la vida útil de la estructura, actúan en forma transitoria apareciendo solamente en determinados momentos.

*Carga de seguridad (Cs):* constituye aquella carga que se concibe con el objeto de evitar posibles fallas en la estructura debido a sobrecargas. Según el Colegio de Ingenieros Mecánicos de Pichincha se recomienda asignar un valor 20 Kg/m<sup>2</sup> como carga de seguridad adicional para estructuras metálicas convencionales.

$$C_s = 20 \text{ kg/m}^2 \times \text{Área de carga del semiremolque} \quad \text{Ecuación 3.2.}$$

### 3.1.1.2. Clasificación según su estado inercial.

Se refiere al estado de reposo o movimiento en el que se encuentra el remolque en un momento específico.

#### 3.1.1.2.1. Cargas Estáticas.

Son aquellas que durante el tiempo que actúan están en estado de reposo no cambian nunca su estado estático y por extensión, también se consideran a aquellas que tienen estado inercial despreciable, es decir que si bien varían en el tiempo lo hacen en forma muy lenta.

*Carga muerta (Cm):* generalmente la carga muerta es el peso propio de la estructura sumadas las cargas de seguridad.

$$C_m = P_e + C_s \quad \text{Ecuación 3.3.}$$

#### 3.1.1.2.2. 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.

### 3.1.1.3. Clasificación según la dirección del movimiento:

#### 3.1.1.3.1. Cargas Móviles.

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



### 3.1.1.3.2. Cargas por efecto de aceleración ( $\sum F$ ).

Es la fuerza necesaria que permite al remolque 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 remolque.

$$\sum F = ma \qquad \text{Ecuación} \quad 3.4.$$

Donde:

F = fuerzas resultantes que actúan sobre la partícula.

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.

### 3.1.1.3.3. Resistencia a la rodadura ( $R_c$ )<sup>6</sup>.

Existen diferentes formas de analizar cada una de las posibilidades en que el neumático del remolque puede interactuar con el suelo. Para un análisis aproximado de ésta interacción se puede partir asumiendo que la rueda es rígida y el terreno es completamente liso.

$$R_c = \frac{W^2}{5,7cbD} \qquad \text{Ecuación} \quad 3.5.$$

---

<sup>6</sup>Wong, J. Y; Theory of Ground Vehicles, New York; 1978; pag.96.

Donde:

W = carga vertical

c = Constante de resistencia del terreno

b = ancho de la llanta.

D = diámetro de la llanta.

#### 3.1.1.3.4. Fuerza de tiro (Ft).

Es la fuerza máxima desarrollada por el vehículo motriz que permite el movimiento del remolque.

La formula desarrollada a continuación toma en cuenta la resistencia a la rodadura y la componente de la carga muerta que afecta a la fuerza de tiro por parte del vehículo móvil que tira del remolque<sup>7</sup>.

$$Ft = Cm \times \text{sen}(\beta) + Rc \quad \text{Ecuación} \quad 3.6.$$

Donde:

Cm = Carga muerta

$\beta$  = ángulo de inclinación del remolque con respecto al suelo.

Rc = Resistencia a la rodadura.

#### 3.1.1.3.5. Carga de Impacto (Ci).

Efecto dinámico que actúa sobre una estructura, móvil o estática, 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).

<sup>7</sup>ASHBURNER, J; Función y diseño del tractor e implementos de labranza del suelo; INIAP Estación Exp. Santa Catalina; Quito 1978; pag. 157.

Puesto que el vehículo debe estar diseñado para atravesar obstáculos presentes en las vías, se debe considerar la interacción directa de los neumáticos con la vía, la AASTHO (American Association of State Highway and Transportation Officials) establece algunas formulas empíricas que recomiendan el porcentaje de carga viva que debe aumentarse debido al impacto en diseño de puentes. Se recomienda como máximo considerar el 30% de la carga total viva<sup>8</sup>.

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

$$C_i = 0.3(C_m + C_a) \qquad \text{Ecuación} \quad 3.7.$$

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.

#### **3.1.1.4. Clasificación según su ubicación en el espacio.**

Todas las cargas no permanecen en una misma ubicación y su magnitud puede variar, a éstas se las conoce también como cargas vivas debido a que no son parte de la estructura.

Las cargas presentes en una estructura pueden ser Puntuales o distribuidas.

##### **3.1.1.4.1. Concentradas o puntuales.**

Son las que actúan sobre una superficie muy reducida con respecto a la total.

---

<sup>8</sup>Mc CORMAC JACK C; Análisis estructural; Editorial Harla; México; 3era edición; 1983; pag.190.

#### 3.1.1.4.2. Distribuidas.

Son las que actúan sin solución de continuidad a lo largo de todo el elemento estructural o parte de él. A la vez se dividen en uniformemente distribuidas y distribuidas no uniformes:

- Uniformemente distribuidas: son aquellas que mantienen un mismo valor en toda su extensión.
- No uniformemente distribuidas: son aquellas en las que varía su valor en los distintos puntos de su extensión.

#### 3.1.1.5. Otras cargas a considerar en el diseño.

Existen otras cargas generadas por factores externos, entre las principales o de mayor influencia tenemos:

##### 3.1.1.5.1. Carga a transportar o Carga Viva (Ca).

La carga máxima que puede llevarse en el remolque constituye la carga primordial para el diseño estructural del chasis y todos sus elementos mecánicos.

##### 3.1.1.5.2. Carga del Viento (Cf).

Este tipo de cargas son despreciables en la evaluación del diseño del prototipo, debido a que la estructura no presenta una sección considerable ni tampoco la forma de las motocicletas presentan una importante resistencia al viento; ya que están diseñadas aerodinámicamente.

##### 3.1.1.5.3. Cargas Sísmicas (Cv).

Estas cargas son generadas por vibraciones cíclicas y simultáneas en forma vertical y horizontal (más intensas), son movimientos convulsivos y tienen mayor incidencia en las estructuras de poca sección transversal y en equipos de movimiento rotativo.

$$C_v = C_a + C_f + C_s \quad \text{Ecuación 3.8.}$$

#### 3.1.1.5.4. Carga de diseño (Cd).

Constituye la carga con la que se efectúa el diseño estructural. La carga de diseño por unidad de área se encuentra dividiendo la carga total de la estructura para el área total del acoplado más la carga de seguridad.

$$C_d = C_m + C_v + C_i \quad \text{Ecuación 3.9.}$$

Donde:

$C_m$  = Carga muerta

$C_v$  = Carga sísmica

$C_i$  = Carga de impacto.

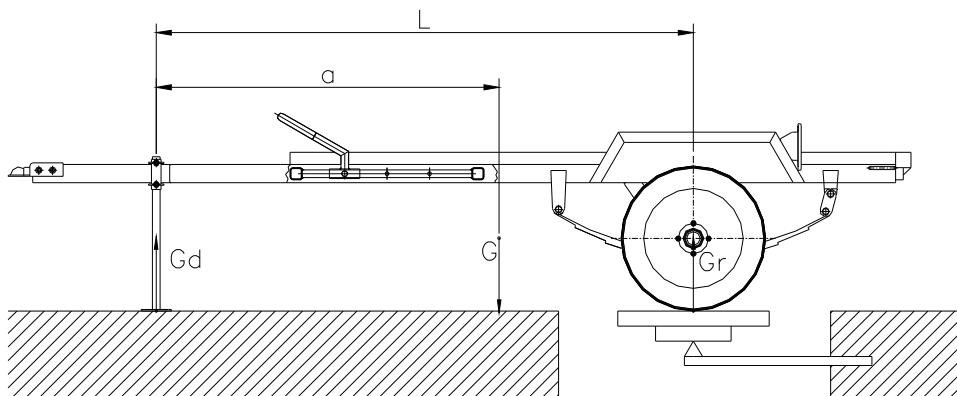
### 3.1.2. DETERMINACIÓN EXPERIMENTAL DE LAS COORDENADAS DEL CENTRO DE GRAVEDAD<sup>9</sup>.

La posición del centro de gravedad influye sustancialmente en las cualidades dinámicas de los vehículos. El modo más simple y aproximado de hallar el centro de gravedad es el método experimental.

Para hallar las coordenadas longitudinales del centro de gravedad el vehículo se lo sitúa por turno con las ruedas delanteras y traseras sobre la plataforma de una balanza mientras que las ruedas del otro eje, sobre una superficie dura, dispuesta al mismo nivel que la plataforma. Ver figura 3.1.

<sup>9</sup>CHUDAKOV D.A.; Fundamentos de la teoría y el cálculo de tractores y automóviles; Editorial MIR; Versión español; Moscú; 1977, Pag. 315 – 317.

Figura 3.1: Determinación del centro de gravedad longitudinal con balanza.



Con la ayuda de la balanza se determinan sucesivamente el peso  $G_d$  que recae en las ruedas delanteras, y el peso  $G_r$ , que recae en las ruedas traseras; por lo tanto la suma de estos determina el peso total del vehículo.

$$G = G_d + G_r \quad \text{Ecuación} \quad 3.12.$$

La coordenada longitudinal del centro de gravedad ( $a$ ) se calcula a continuación con la fórmula.

$$a = L (G_d/G) \quad \text{Ecuación} \quad 3.13.$$

Siendo ( $L$ ) la distancia entre los dos puntos de apoyos en el plano lateral del remolque.

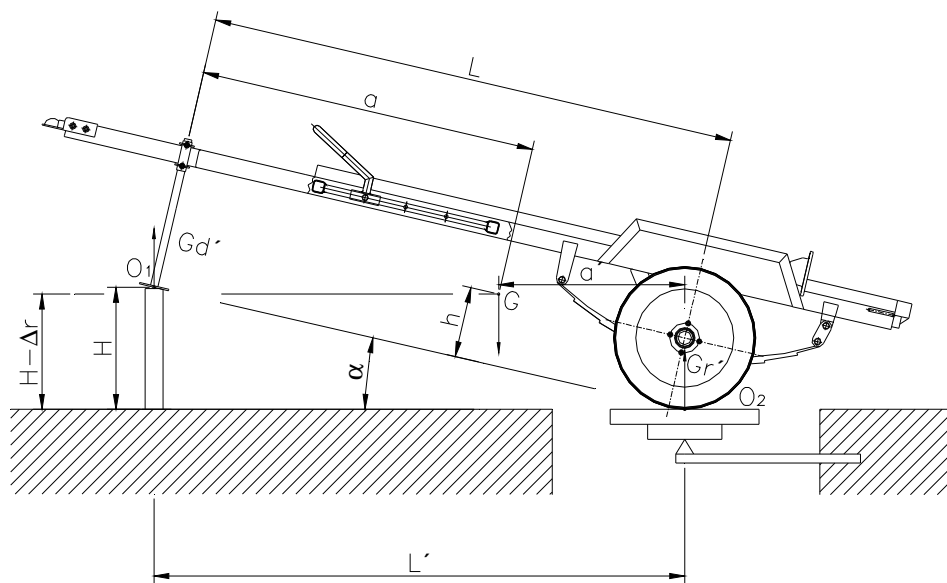
Para determinar la coordenada vertical del centro de gravedad uno de los ejes, generalmente el delantero, se eleva y se apoya con las ruedas sobre un soporte de cierta altura  $H$ , como se muestra en la figura 3.2. La altura  $H$  no juega un papel importante; este se toma de los límites de 0.5 a 1.0 m. Las ruedas traseras se sitúan en la plataforma de la balanza que indica el valor de carga vertical  $G_r^l$  que transmiten las ruedas traseras con una inclinación determinada del vehículo.

Es evidente que  $G_r^l > G_r$ . Correspondientemente, en el apoyo delantero recae la carga vertical.

$$G_d^l = G - G_r^l.$$

**Ecuación 3.14.**

Figura 3.2: Determinación del centro de gravedad vertical con balanza.



Componiendo la ecuación de los momentos respecto al punto  $O_2$ , que es la proyección del centro de las ruedas traseras en superficie de apoyo se obtiene:

$$G_d^l * L^l - G * a^l = 0$$

**Ecuación 3.15.**

$$a^l = L^l * (G_d^l / G) = L^l * ((G - G_r^l) / G)$$

**Ecuación 3.16.**

Donde:

$a^l$  = distancia longitudinal desde el vector del peso  $G$  al centro de las ruedas traseras.

$L^l$  = distancia longitudinal entre los centros de las ruedas delanteras y traseras.

Una vez determinada la distancia  $a^l$  basándose en las correlaciones geométricas, es posible hallar la coordenada vertical por la fórmula:

$$h = r_2 + (a - (a^l/\cos \alpha))\text{ctg } \alpha \quad \text{Ecuación 3.17.}$$

Donde:

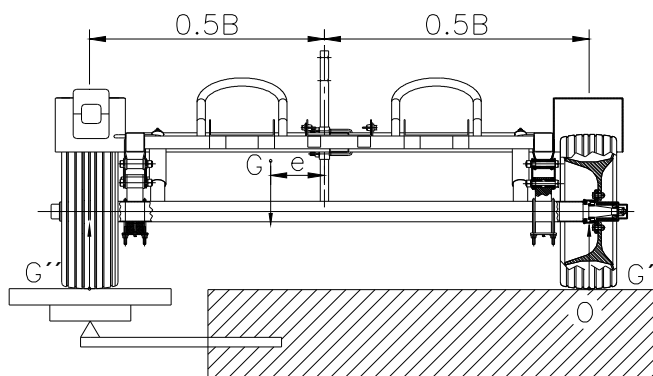
$r_2$  = radio de las ruedas traseras;

$\alpha$  = ángulo de inclinación del vehículo

$$\text{tg } \alpha = H/L^l \quad \text{Ecuación 3.18.}$$

La coordenada transversal del centro de gravedad se determina situando el vehículo en uno de sus lados derecho o izquierdo en la plataforma de la balanza, como se muestra en la figura 3.3. Una vez obtenido los valores de  $G^{ll}$ , se plantea la ecuación de momentos respecto al punto de aplicación O de aplicación de la reacción normal, que actúa en las ruedas del lado opuesto.

Figura 3.3: Determinación del centro de gravedad transversal del remolque con balanza





Una vez hecha la ecuación de momentos en equilibrio y despejando la coordenada transversal (e) del centro de gravedad se obtiene que:

$$e = (G'' - 0.5G)B/G \quad \text{Ecuación} \quad 3.19.$$

Donde:

B = ancho entre las dos ruedas.

### 3.1.3. ESTABILIDAD TRANSVERSAL DE UN VEHICULO.

El vehículo sufre condiciones críticas de funcionamiento, las cuales se toman en cuenta para su diseño. La condición más crítica es la reacción del remolque frente a un peralte, se puede decir que en este grado de inclinación se presenta un volcamiento lateral inminente.

Esta etapa de inestabilidad ocurre cuando la línea de acción de la carga de diseño ubicado en el centro de gravedad G, pasa por el punto M<sup>10</sup>, a ésta pendiente ( $\theta$ ) se la mide con respecto al plano horizontal, como indica la figura 3.4.

$$\tan \theta = \frac{(W_x)}{(W_y)}$$

$$\Sigma M_M = 0$$

Ecuación 3.20.

$$M_x * h - M_y * B/2 = 0$$

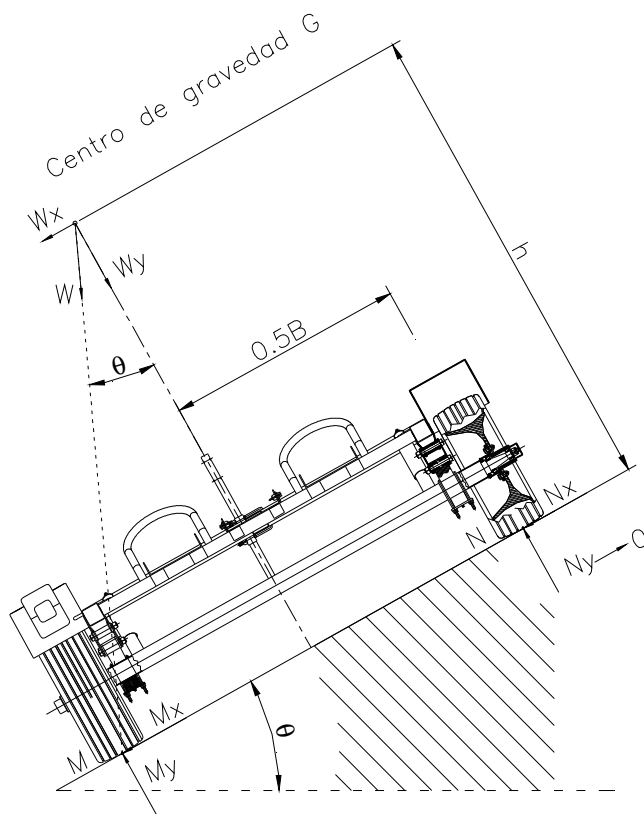
$$\tan \theta * h - B/2 = 0$$

$$\theta = a \tan(B/(2 * h))$$

Ecuación 3.21.

<sup>10</sup>CHUDAKOY, D; Fundamentos de la teoría y el cálculo de tractores y automóviles; Editorial Mir; Moscú 1977. Pag 304 - 305.

Figura 3.4: Remolque en una pendiente.



### 3.1.4. ESTABILIDAD TRANSVERSAL DINAMICA<sup>11</sup>.

El ángulo de inclinación del vehículo con el que es posible el vuelco a consecuencia de acciones dinámicas causadas por micro irregularidades del camino se designa como  $\beta_{\text{dim}}$ , ángulo dinámico de estabilidad lateral.

$$\beta_{\text{dim}} = 0.667 \beta_{\text{est.}}$$

**Ecuación 3.22.**

<sup>11</sup>CHUDAKOV D.A.; Fundamentos de la teoría y el cálculo de tractores y automóviles; Editorial MIR; Versión español; Moscú; 1977, Pag. 304 – 307.

Se tiene en cuenta que  $\beta_{est.} = \theta$

$\beta_{est.}$ , ángulo de estabilidad estática lateral del vehículo en una vía determinada.

Cuanto mayor es la velocidad de marcha, más intensamente se manifiesta la acción de los procesos dinámicos, relación de los ángulos  $\beta_{dim}$  y  $\beta_{est}$  es menor.

## 3.2. TEORIA PARA EL DISEÑO DE LA ESTRUCTURA.

### 3.2.1. TEORÍA DE LA ENERGÍA DE DISTORSIÓN.

Es una teoría de falla que sirve para la aplicación de diseño con materiales dúctiles, ésta teoría se utiliza para definir el principio de fluencia.

Se define el esfuerzo de Von Mises a partir de la ecuación:

$$\sigma^I = \sqrt{\sigma_A^2 - \sigma_A \sigma_B + \sigma_B^2} \quad \text{Ecuación} \quad 3.23.$$

Ecuación correspondiente al estado triaxial es:

$$\sigma^I = \sqrt{\frac{(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2}{2}} \quad \text{Ecuación} \quad 3.24.$$

Cuando se determina el esfuerzo de Von Mises, es posible pasar por alto el análisis del círculo de Mohr en el caso de presentarse esfuerzos de flexión y torsión combinadas.

### 3.2.2. TIPOS DE ESTRUCTURA.

La estructura es un elemento o conjunto de elementos unidos entre sí, con la finalidad de soportar diferentes tipos de esfuerzos y se pueden dividir en dos grupos según la posición de sus elementos (horizontal-vertical) o por su movilidad (rígidas-verticales).

Para el diseño y construcción de éstas hay que tener en cuenta las propiedades mecánicas de los materiales y el tipo de esfuerzos al que van a estar sometidas.

### 3.2.2.1. Estructuras horizontales y verticales.

*Las estructuras verticales*, son aquellas en las que los elementos que soportan los mayores esfuerzos están colocados en posición vertical.

*Las estructuras horizontales*, son aquellas en las que los elementos que soportan los mayores esfuerzos se hallan colocados horizontalmente. En este tipo de estructuras los elementos sometidos a mayor esfuerzo trabajan a flexión.

### 3.2.2.2. Estructuras rígidas y estructuras articuladas.

*Las estructuras rígidas*, son aquellas que no se deforman cuando se les aplica diferentes fuerzas, excepto si sus elementos se rompen.

Se pueden agrupar de la siguiente manera:

- Estructuras continuas, los miembros que las componen están unidos por conexiones rígidas (nodos rígidos). Tales conexiones deben ser capaces de transmitir cuando menos 1.25 veces el momento, fuerzas normales y cortantes de diseño de cada uno de los miembros que une la conexión.

Este tipo de estructura se pueden analizar por los métodos elásticos o plásticos para este último deberán cumplirse las siguientes condiciones:

$$S_y < 0.8 S_{ut}$$

Ecuación 3.25.

- Armaduras, unidas con conexiones que permiten rotaciones relativas, siendo capaces de transmitir el 100% de las fuerzas normales y cortantes, así como

momentos no mayores del 20% de los momentos resistentes de diseño de los miembros que une la conexión.

- Articuladas, son aquellas en las que cuando se les aplica una fuerza, la estructura se deforma, controladamente, al desplazarse los elementos que la integran.

### 3.2.3. MÉTODO DE DISEÑO.

Método de cálculo y variables utilizadas.

En este método se pueden aplicar tres procedimientos de cálculo. El primero basado en las ecuaciones teóricas de resistencia de materiales, el segundo en los procedimientos LRFD del Instituto Americano de Construcciones en Acero y el tercero aplicando el método de Elementos Finitos.

El método principal a utilizar para el diseño de la estructura es el *método de ecuaciones teóricas* conocido como “diseño elástico” o su vez llamado con el término “diseño por esfuerzos permisibles”. El método de elementos finitos es también utilizado en el presente diseño debido a que algunas piezas estarán expuestas a cargas dinámicas.

Cabe señalar que este método de ecuaciones teóricas utilizado en gran parte aprovecha la resistencia del material hasta su punto de fluencia y se define el esfuerzo máximo permisible gracias al momento flector máximo presente en la viga.

Este método de diseño trabaja en los límites de falla, lo cual sirve para que los elementos mecánicos diseñados y/o esfuerzos aseguren la resistencia mecánica del elemento estructural ante el colapso.

### 3.2.3.1. Factor de seguridad.

El factor de seguridad, es la condición utilizada para determinar la fiabilidad del diseño de un elemento, con el objetivo de una vez, la pieza es diseñada y se conoce su configuración de carga y resistencia, el factor de seguridad garantiza una condición segura de diseño.

Existen diferentes circunstancias en las cuales se emplea el factor de seguridad, para una correcta determinación se enseñan tres métodos particulares:

- Método 1, el factor de seguridad se aplica en su totalidad a la resistencia del elemento.

$$n = \frac{S}{\sigma} \quad \text{Ecuación} \quad 3.26.$$

$$n = \frac{Ss}{\tau} \quad \text{Ecuación} \quad 3.27.$$

Donde:

$\sigma =$  Esfuerzo normal

$\tau =$  Esfuerzo cortante

S= Resistencia a efecto cortante

Ss= Resistencia a la si salladura

n= Factor de seguridad

Las ecuaciones mencionadas anteriormente implican que el esfuerzo varía linealmente con la carga. Si existiera duda acerca de esta proporcionalidad, entonces este método no puede ser utilizado.

- Método 2, el factor de seguridad se aplica íntegramente a la carga o a los esfuerzos que resultan de esta carga.

$$n = \frac{F_p}{F} \quad \text{Ecuación 3.28.}$$

$$n = \frac{\sigma_p}{\sigma} \quad \text{Ecuación 3.29.}$$

Donde:

$F_p$ = Carga permisible.

$\sigma_p$  = Esfuerzo permisible.

$F$ = Carga aplicada.

Este método se emplea cuando el esfuerzo no es proporcional a la carga, las ecuaciones 3.28 y 3.29 se las utiliza para fines de diseño seleccionando una configuración geométrica en la que el esfuerzo admisible nunca sea mayor que la resistencia  $S$ .

- Método 3, este método se rige bajo un factor de seguridad global o total, para determinarlo se utilizan factores individuales para la resistencia y para cargas, o bien para los esfuerzos producidos por esas cargas.

$$n = n_s * n_1 * n_2 * n_3 * \dots * n_n \quad \text{Ecuación 3.30.}$$

Donde:

$n_s$ = Variaciones de la resistencia.

$n_1, n_2, n_3, \dots, n_n$ = Incertidumbres de cada carga actuante.

Las variaciones de resistencia se las determina mediante la ecuación 3.31:

$$n_s = \frac{S}{S_{\min}} \quad \text{Ecuación 3.31.}$$

Donde:

$S_{\min}$  = resistencia mínima del material al efecto cortante.

Utilizando el método 1 se describe el proceso por el cual se obtiene el factor de seguridad en el diseño del prototipo.

- Por las características del perfil y a la sección donde se aplican las cargas se obtiene su modulo de sección (W).
- Por las propiedades del material a utilizar se halla el límite de Fluencia ( $S_y$ ).
- El momento flector máximo (M $_{\max}$ ) de un perfil se obtiene gracias al proceso de obtención de reacciones provocadas por cargas externas en el perfil.

Unidades.

$$\begin{aligned} &W [cm^3] \\ &S_y \left[ \frac{Kg}{cm^2} \right] \\ &M_{\max} [Kg - m] \end{aligned}$$

$$\left[ \frac{M_{\max}}{W_{yy}} \right] = \left[ \frac{S_y}{n_{est.}} \right] \quad \text{Ecuación 3.32.}$$

$n_{est}$  = Factor de Seguridad

### 3.3. TEORÍA PARA LA APLICACIÓN DE SOLDADURA EN LAS JUNTAS DE LA ESTRUCTURA.



### 3.3.1. RESISTENCIA DE DISEÑO DE LAS SOLDADURAS.

Las soldaduras utilizadas en estructuras deberán resistir gran número de repeticiones de carga durante su vida útil, y se diseñaran tomando en cuenta la posibilidad de falla por fatiga. La resistencia de diseño de las soldaduras es igual al menor de los siguientes resultados:

$$R_s = n^* F_{MB} \quad \text{Ecuación} \quad 3.33.$$

$$R_s = n^* F_s \quad \text{Ecuación} \quad 3.34.$$

Donde:

$F_{MB}$  = resistencia nominal del metal base.

$F_s$  = resistencia nominal del metal de aporte (electrodo).

El American Institute Of Steel Construction (AISC) en sus manuales establece las resistencias mínimas a cumplir por los materiales en un junta soldada, en la tabla 3.1 se presentan los valores de esfuerzos permisibles de la soldadura para diferentes tipos de carga con respecto al material base.

Tabla 3.1: Esfuerzos permitidos por el reglamento AISC para metal de soldadura.

Tipo de carga	Tipo de soldadura	Esfuerzo permisible	$n^*$
Tensión	A tope	$0.60S_y$	1.67
Aplastamiento	A tope	$0.90S_y$	1.11
Flexión	A tope	$0.60-0.66S_y$	1.52-1.67
Compresión simple	A tope	$0.60S_y$	1.67
Cortante	A tope o de filete	$0.40S_y$	1.44

Fuente: Manual de la AISC.

La American Welding Society (AWS) norma las propiedades mínimas que deben cumplir los materiales de aporte (electrodos); la tabla 3.2 muestra la resistencia de

diferentes tipos de electrodos para el proceso de soldadura por arco eléctrico con electrodo revestido (SMAW).

Tabla 3.2: Propiedades mínimas del metal de aporte.

<b>AWS número de electrodo*</b>	<b>Resistencia a la tensión, kpsi</b>	<b>Resistencia de fluencia, kpsi</b>	<b>Porcentaje de alargamiento</b>
E60xx	62	50	17-25
E70xx	70	57	22
E80xx	80	67	19
E90xx	90	77	14-17
E100xx	100	87	13-16
E120xx	120	107	14

Fuente: Catalogo AGA.

### **3.4. TEORÍA PARA EL DISEÑO DEL SISTEMA DE SUSPENSIÓN.**

La suspensión de un vehículo tiene como cometido “absorber” las desigualdades del terreno sobre el que se desplaza, a la vez que mantiene a las ruedas en contacto con la calzada, proporcionando un adecuado nivel de confort y seguridad de marcha. Se puede decir que sus funciones básicas son las siguientes.

- Reducir las fuerzas causadas por irregularidades del terreno.
- Ayudar al control de la dirección.
- Mantiene la adherencia de los neumáticos a la carretera.
- Mantenimiento de una correcta alineación de las ruedas.
- Soporte de la carga del vehículo.
- Permite mantener una altura óptima del vehículo.

#### **3.4.1. ANÁLISIS DINÁMICO o SUAVIDAD EN MARCHA.**

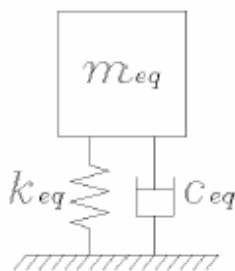
Para una visualización correcta del comportamiento del remolque ante el movimiento se debe hacer un análisis dinámico, el cual permita seleccionar adecuadamente los elementos presentes en el sistema.

### 3.4.1.1. Vibraciones libres amortiguadas.

Un sistema mecánico se dice que posee un grado de libertad cuando su configuración geométrica puede ser expresada en cualquier instante en función de una sola variable; entonces, se necesitarán tantas variables como grados de libertad tenga un sistema para poder definirlo.

El modelo mecánico más simple de un solo grado de libertad, es el masa-resorte-amortiguador (figura 3.5) identificado mediante sus constantes características equivalentes  $m_{EQ}$ ,  $c_{EQ}$  y  $k_{EQ}$ .

Figura 3.5: Constantes características de un sistema de un grado de libertad.



La frecuencia angular natural de un sistema representa una característica propia y única de cada sistema, y depende de su masa y elasticidad equivalentes. Se designa con el símbolo  $\omega_n$ , se mide en radianes por segundo y se expresa según la ecuación 3.35,

$$\omega_n = \sqrt{\frac{k_{EQ}}{m_{EQ}}}$$

Ecuación 3.35.

El factor de amortiguación relaciona las tres constantes características del sistema. Se designa con el símbolo  $\zeta$ , es adimensional y se expresa según la ecuación:

$$\xi = \frac{c_{EQ}}{2\sqrt{k_{EQ}m_{EQ}}} \quad \text{Ecuación} \quad 3.36.$$

Básicamente se tienen cuatro tipos de sistemas determinados de acuerdo a su factor de amortiguación:

- No amortiguados (cuando  $\zeta = 0$ ).
- Sub-amortiguados (cuando  $0 < \zeta < 1$ ).
- Críticamente amortiguados (cuando  $\zeta = 1$ ).
- Sobre-amortiguados (cuando  $\zeta > 1$ ).

En los sistemas sub-amortiguados es muy útil conocer el decremento logarítmico, el cual se designa con el símbolo  $\Delta$ ; se define como:

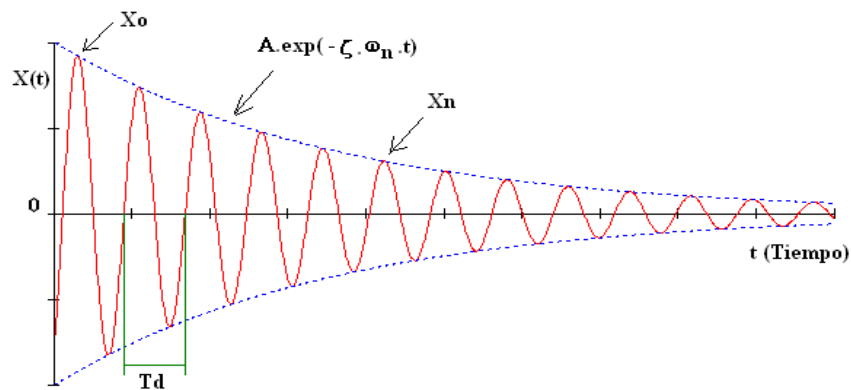
$$\Delta = \ln \frac{x_o}{x_n} \quad \text{Ecuación} \quad 3.37.$$

El decremento logarítmico se relaciona con el factor de amortiguación de la siguiente manera:

$$\xi = \frac{\Delta}{\sqrt{(2\pi n)^2 + \Delta^2}} \quad \text{Ecuación} \quad 3.38.$$

La figura 3.6 es un ejemplo de la respuesta de un sistema sub-amortiguado de un grado de libertad. "Td" representa el período de la respuesta sub-amortiguada.

Figura 3.6: Respuesta de un sistema sub-amortiguado de un grado de libertad.



### 3.4.2. FACTORES QUE MODIFICAN EL LÍMITE DE RESISTENCIA A LA FATIGA.

Las condiciones que afectan al límite de fatiga se determinan por causa de material, manufactura, condiciones ambientales, diseño, etc.

Para la realización de un análisis de fatiga se considera los factores que lo modifican la resistencia de los elementos. Para determinar la resistencia a la fatiga se tiene la siguiente ecuación<sup>12</sup>:

$$S_e = S_e' k_a k_b k_c k_d k_e k_f \quad \text{Ecuación} \quad 3.39.$$

Donde:

$S_e$  = Límite de fatiga del elemento.

$S_e'$  = Límite de fatiga de la probeta de la probeta de la viga rotatoria.

<sup>12</sup>SHIGLEY Edward J.; Manual de diseño de máquinas; Edit Mc Graw Hill; 4ta edición; Mexico; 1989; pag 307.  
 $k_a$  = Factor de superficie.

$$k_a = a S_{ut}^b \quad \text{Ecuación} \quad 3.40.$$

$k_b$  = Factor de tamaño

$k_c$  = Factor de carga

$k_d$  = Factor de temperatura

$k_e$  = Factor de modificación de por concentración de esfuerzos.

$$k_e = \frac{1}{K_f} \quad \text{Ecuación 3.41.}$$

$k_f$  = Factor de efectos diversos.

$$k_f = 1 + q(K_t - 1) \quad \text{Ecuación 3.42.}$$

### 3.4.3. FLEXO- COMPRESIÓN.

Las formulas aplicar en el diseño de barras cortas flexo comprimidas que analizan el comportamiento de un perfil sujeto a carga axial y momentos flectores en un plano son<sup>13</sup>:

$$f_{\max} = \frac{R_{AY}}{\text{Área}} + \frac{M_C}{S_{XX}} \leq \frac{S_y}{n} \quad \text{Ecuación 3.43.}$$

$f_{\max}$ .: Esfuerzo máximo de compresión, producido por la carga de compresión y el momento flector.

<sup>13</sup>ROBERTO ARELLANO B.; Diseño de estructuras de acero ESPOCH; 1998; pag 125.

$$\frac{R_{AY}}{\text{Área}} = fa \quad : \text{Esfuerzo de compresión axial.}$$

$$\frac{M_C}{S_{XX}} = fb_x \quad : \text{Esfuerzo de compresión por flexión respecto al eje X}$$

$$\frac{S_y}{n} = Fa \quad : \text{ Esfuerzo admisible.}$$

## **CAPÍTULO IV**

### **4. PARÁMETROS DE DISEÑO, SELECCIÓN DE ALTERNATIVAS Y PROTOCOLO DE PRUEBAS.**

#### **4.1. PARÁMETROS DE DISEÑO.**

El prototipo a construir corresponde a un remolque de motocicletas con los siguientes parámetros a considerar:

- Estructura metálica.
- Capacidad de carga máxima de 400 Kg (dos motocicletas).
- Una envergadura de máximo 3000 mm de largo, 1800 mm de ancho y una altura máxima de 800 mm.
- Con un peso total sin carga de 150 Kg.
- Con sistema de suspensión y amortiguación.
- Con un solo eje.
- Sistema de sujeción de motocicletas variable
- Soporte de anclaje

Además es ineludible que el prototipo cumpla con:

- La maniobrabilidad
- La funcionalidad
- La seguridad de transporte.



En la tabla 4.1 se describe expresamente las especificaciones estándar que debe cumplir el prototipo.

Tabla 4.1: Especificaciones.

<b>PRODUCTO:</b> Remolque para transportar dos motocicletas			
<b>ESPECIFICACIONES</b>			
<b>Concepto</b>	<b>Propone</b>	<b>R/D</b>	<b>Descripción</b>
Función	D	R	Transportar dos motocicletas
	D	D	Versatilidad a montar las motocicletas
	D	D	Facilidad para acoplar al vehículo
	D	R	Correcto desempeño a las velocidades expuestas
Dimensiones	D	R	Estructura de carga de 2000 x 1750 mm. (ANEXO B, Figura 1).
	D	R	Sistema de tiro de 1000 mm. De longitud
	D	R	Altura 650 m. (ANEXO B, figura 1)
Movimientos	D	R	Desplazamiento libre dependiente del vehículo.
Carga	D	R	Peso promedio de las dos motocicletas es 400 kg. (ANEXOS F).
Señales y Controles	D	R	Señalización luminosa establecida por reglamento de tránsito
Fabricación y montaje	D	R	Fabricación manual, realización de un prototipo
Vida útil y mantenimiento	D	R	Vida útil de 10 años
	D	R	Mantenimiento preventivo programado
Seguridad y ergonomía	D	R	Dispositivos de seguridad tipo correa nylon con trinquet
	D	D	Fácil operación
	D	D	Buen aspecto
	D	R	Alta confiabilidad
Costos y plazos			Propuesto a realizarse en 6 meses Un costo aproximado de 1000 USD.

D: diseño

R: requerimiento

## **4.2. ESTUDIO Y SELECCIÓN DE ALTERNATIVAS.**

Para seleccionar las mejores alternativas se consideran los criterios más importantes entre ellos: costos, diseño, tiempo de construcción, facilidad de montaje, de operación, de mantenimiento, seguridad, estética, etc. Además se toma en cuenta las condiciones a las que está expuesto el remolque.

Para efectuar un adecuado análisis, al prototipo se lo subdivide en varios grupos de elementos:

- CHASIS O BASTIDOR
- RIELES DE CARGA
- SISTEMA DE SUSPENSION
- SISTEMA DE TIRO
- DISPOSITIVOS DE SUJECIÓN
- NEUMÁTICOS
- SISTEMA DE ENGANCHE

### **4.2.1. CHASIS O BASTIDOR.**

En el análisis del chasis o bastidor se ha determinado tres alternativas que cumplen con los requerimientos de diseño del prototipo.

**Alternativa A:** Chasis simple sin travesaños.

**Alternativa B:** Chasis con travesaños.

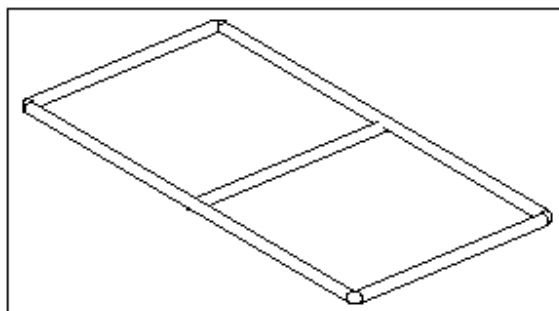
**Alternativa C:** Chasis de forma "I".

#### 4.2.1.1. Alternativa A.

El chasis está formado por un solo cuadro, en el cual las cargas se distribuyen de manera uniforme por toda la estructura, su geometría es simple y este modelo es versátil como lo muestra la figura 4.1.

El peso del remolque es bajo por lo cual genera muchas ventajas para el vehículo que da la tracción.

Figura 4.1: Esquema del remolque con chasis simple sin travesaños.



#### Ventajas:

- Construcción fácil y rápida.
- Menor peso.
- Menor tiempo de construcción.
- Fácil mantenimiento.
- Genera menor consumo de combustible en el vehículo de tracción.

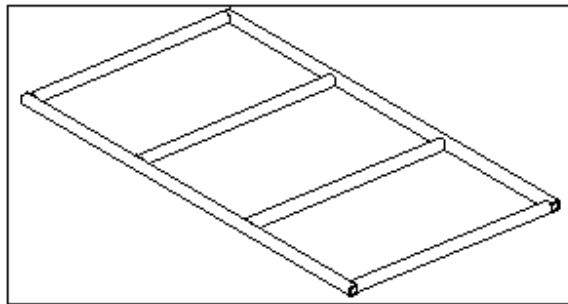
#### Desventajas:

- El perfil es más robusto por lo tanto más costoso.
- Los carriles de posicionamiento de las motocicletas deben ser más resistentes.
- En este sistema la estabilidad es reducida por su ligero peso al estar sin carga.
- Con el tiempo el sistema puede volverse ineficiente, no es mantenible.

#### 4.2.1.2. Alternativa B.

Es estructura comprende un sistema de un conjunto de travesaños y largueros colocados adecuadamente según el diseño (figura 4.2), con la finalidad de que la carga se distribuya uniforme y adecuadamente en el bastidor.

Figura 4.2: Esquema de un remolque de chasis con travesaños.



#### Ventajas:

- Brinda una mayor estabilidad al transportarse sin carga.
- Es un sistema fiable.
- Las cargas externas son soportadas directamente por el sistema.
- La acoplabilidad de los componentes es fácil.

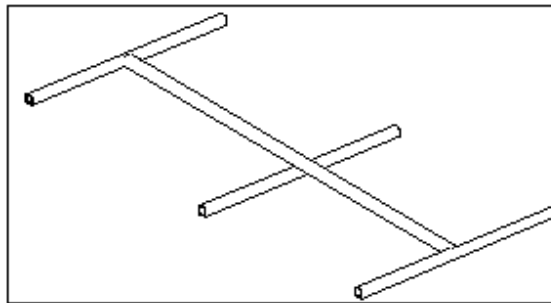
#### Desventajas:

- Mayor peso.
- Mayor consumo de combustible en el vehículo de tracción.
- Entre las uniones de los travesaños y largueros se genera concentradores de esfuerzos considerables.
- Mayor costo.
- Diversidad de perfiles utilizados.

#### 4.2.1.3. Alternativa C.

El bastidor es un sistema complejo que consta de un solo larguero principal en el centro y un travesaño en cada extremo. Tiene la forma de la letra "I" como se aprecia en la figura 4.3.

Figura 4.3: Esquema de un remolque con chasis en forma de I.



#### Ventajas:

- Construcción fácil y rápida.
- Menor peso.
- Menor costo.
- Menor tiempo de construcción.

#### Desventajas:

- Complejidad en el diseño.
- Existen concentradores de esfuerzos considerables.
- Baja estabilidad.
- No soporta mucha carga.

#### 4.2.2. RIELES DE CARGA.

Los rieles de montaje y desmontaje son elementos importantes para la maniobrabilidad y funcionalidad del prototipo. Estos elementos no deben aportar con mayor peso a la estructura y la disposición en el remolque no debe afectar el libre desplazamiento de las motocicletas. En tal razón se han considerado las siguientes alternativas.

**Alternativa A:** Rieles móviles deslizables.

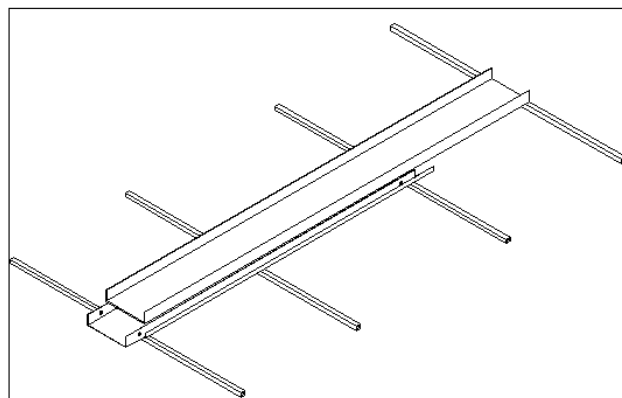
**Alternativa B:** Rieles móviles con bisagras.

**Alternativa C:** Rieles móviles desmontables.

##### 4.2.2.1. Alternativa A.

Este sistema permite deslizar por debajo de los rieles fijos a los rieles móviles (figura 4.4), hasta un tope logrando de esta manera un flexible, ligero y rápido desembarque de las motocicletas.

Figura 4.4: Remolque con riel móvil deslizante.



**Ventajas:**

- Facilidad de operación.
- Es un sistema muy versátil
- Desembarque rápido de las motocicletas.
- Muy seguro en su utilización.

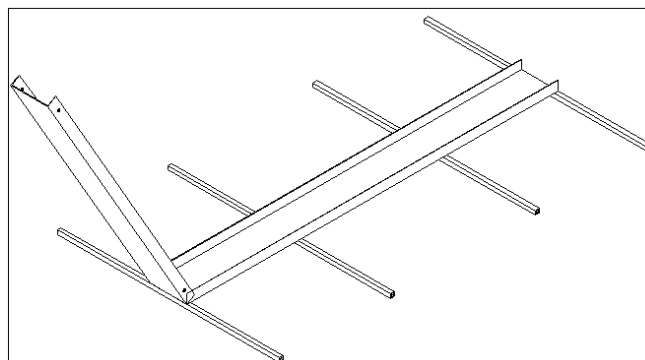
**Desventajas:**

- Tiene un alto costo.
- Dificultad en la construcción.
- Alto mantenimiento de los componentes de movilidad.
- Complejidad en el diseño.

**4.2.2.2. Alternativa B:**

En este análisis se considerado que el sistema permita levantar los rieles móviles, que se encuentran acoplados en la base de los rieles fijos por medio de bisagras.

Figura 4.5: Remolque con riel móvil con bisagras.



**Ventajas:**

- Costo relativamente bajo.
- Facilidad y rapidez en el diseño.
- Construcción, montaje y operación sencilla.
- Son de fácil mantenimiento.

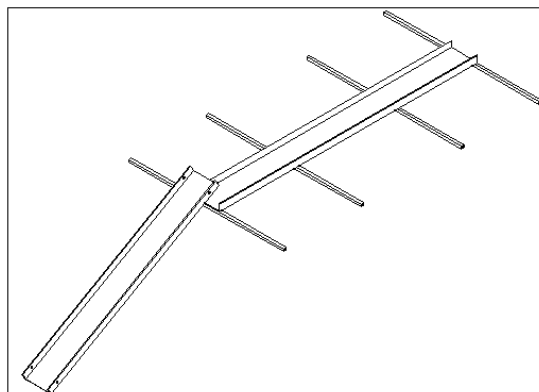
**Desventajas:**

- No brindan seguridad al operar el usuario.
- Deterioro en los anclajes.
- Es un sistema no muy versátil por lo que ocupa mucho espacio.

**4.2.2.3. Alternativa C.**

Este acople de rieles es muy práctico ya que permite posicionar manualmente el riel móvil, el tipo de sujeción que utiliza es muy sencillo de tipo enganche, como se presenta en la figura 4.6. Es adaptable a todo tipo de remolque, su transportabilidad al momento de no utilizarlo es versátil, es muy fácil de ubicar en cualquier espacio disponible del remolque.

Figura 4.6: Remolque con riel móvil desmontable.





**Ventajas:**

- Costo bajo.
- Facilidad y rapidez en el diseño.
- No presenta complicaciones en el diseño.
- Es mantenible.

**Desventajas:**

- Deterioro en los anclajes.
- Tiempo de desmontaje de las motocicletas considerable.
- La operación presenta dificultades de maniobrabilidad.
- Son independientes del sistema de carga.

**4.2.3. SISTEMA DE SUSPENSION.**

Este sistema es el más crítico ya que de una buena suspensión del prototipo depende la adecuada transportación de las motocicletas, la minimización de cargas parasitas en la estructura y por supuesto una mayor maniobrabilidad para el conductor del vehículo motriz.

Este análisis arroja tres alternativas perfectamente aplicables.

**Alternativa A:** Sistema con ballestas.

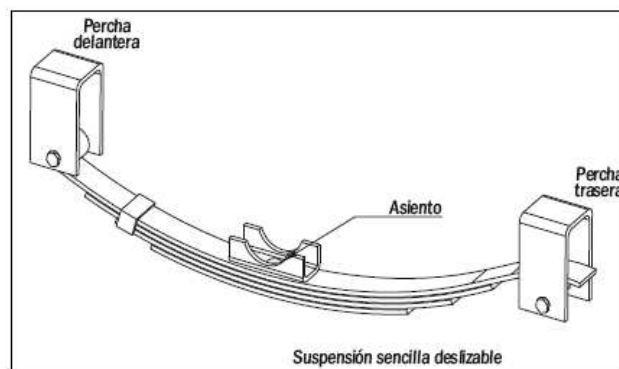
**Alternativa B:** Sistema por muelles helicoidales.

**Alternativa C:** Puntal Mc Pherson.

#### 4.2.3.1. Solución A.

El sistema de ballestas (figura 4.7) corresponde a un resorte de flexión, el cual se emplea generalmente en forma de resorte semi elíptico, éste soporta las cargas en los extremos flexionando y transmitiendo la fuerza en todo el elemento.

Figura 4.7: Resorte de flexión.



#### Ventajas:

- Gran resistencia.
- Menor costo.
- Facilidad de montaje.
- Facilidad de adquisición.
- Acción amortiguadora.

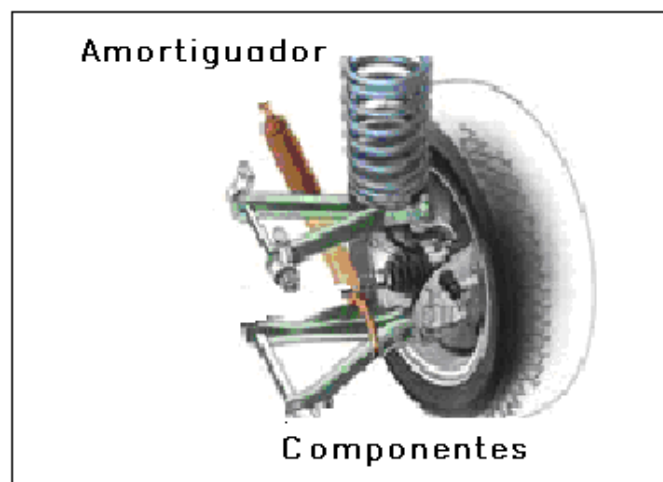
#### Desventajas:

- Baja estabilidad.
- Mayor rigidez.
- Baja velocidad.

#### 4.2.3.2. Alternativa B.

El sistema por muelles helicoidales trabaja principalmente a torsión, tienen característica lineal como muestra la figura 4.8. Este sistema de suspensión está exento de acción amortiguadora ya que los resortes helicoidales del sistema no pueden transmitir ninguna fuerza de guía a las ruedas, por tal motivo la presencia de amortiguadores es indispensable puesto que gracias a los mismos, aumenta la confiabilidad y la estabilidad.

Figura 4.8: Sistema por muelles helicoidales.



#### Ventajas:

- Mayor estabilidad.
- Sistema seguro.
- Menor rigidez en el sistema.

#### Desventajas:

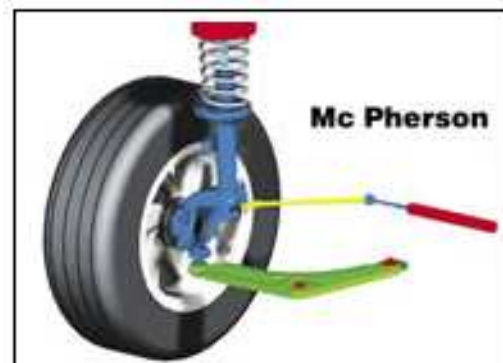
- Mayor costo.
- Complicaciones en el diseño.
- Adquisición limitada de los componentes.

#### 4.2.3.3. Alternativa C.

El elemento principal es el amortiguador que se conoce como conjunto estructural Mc Pherson o pierna, ya que soporta al elemento elástico o resorte y une la carrocería con la rueda y el sistema de dirección (figura 4.9).

Actualmente este tipo de suspensión presenta ventajas sobre los otros sistemas convencionales de suspensión.

Figura 4.9: Puntal Mc Pherson.



#### Ventajas:

- Excelente amortiguación.
- Buena estabilidad del remolque en vía.

#### Desventajas:

- Alto costo.
- Complejidad en el diseño.
- Exceso de componentes en este tipo de sistema.

#### 4.2.4. SISTEMA DE TIRO.

Siendo el sistema de tiro un elemento estructural crítico, el análisis de las alternativas presentes garantiza la adecuada transferencia de esfuerzos en toda la estructura evitando la concentración de esfuerzos en los puntos de acople.

**Alternativa A:** Tiro con barra central.

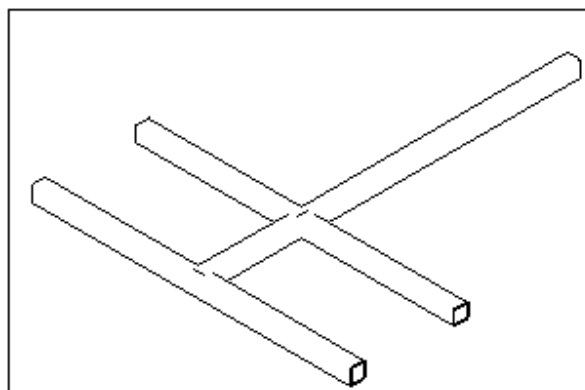
**Alternativa B:** Tiro triangular total.

**Alternativa C:** Tiro triangular con barra central.

##### 4.2.4.1. Alternativa A.

Este sistema de tiro se compone de una barra central que se sujeta en la parte delantera del chasis, la cual va soldada a los travesaños delanteros, en la figura 4.10 se describe la disposición básica del acople de la barra con los travesaños.

Figura 4.10: Tiro con barra central.



**Ventajas:**

- Un solo componente utilizado en el sistema de tiro.
- Facilidad de instalación.
- Bajo peso.
- Bajo costo.

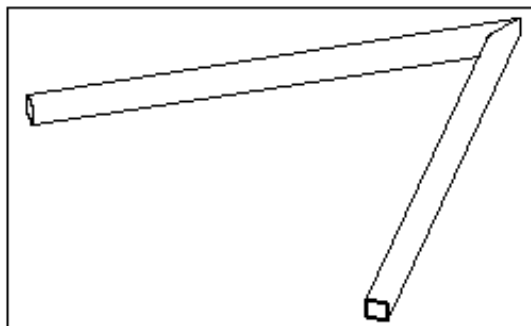
**Desventajas:**

- Se transmiten altos esfuerzos a los travesaños.
- El diseño se torna más complejo.
- El componente tiene que ser más robusto.

**4.2.4.2. Alternativa B.**

Este sistema consta de dos barras unidas entre sí a un punto del sistema de enganche con el vehículo motriz y soldadas a la parte delantera del bastidor.

Figura 4.11: Tiro triangular total.



**Ventajas:**

- Menor cantidad de elementos.
- Bajo costo.
- Diseño sin complejidad.

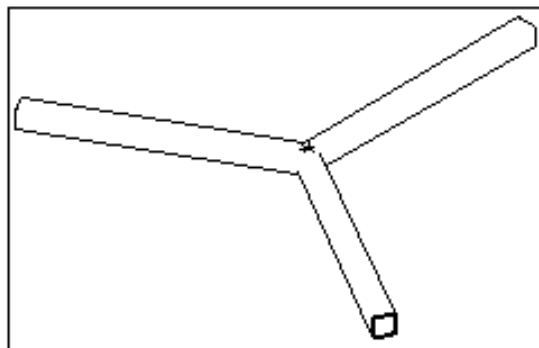
**Desventajas:**

- Bajo rango de movilidad.
- Estructura muy robusta.
- Peso elevado.
- Flexibilidad limitada.

**4.2.4.3. Alternativa C.**

El sistema de tiro triangular con barra central consta de dos barras sujetas al bastidor, pero a diferencia del anterior sistema, éste se une a otra barra central que va a la barra de tiro del vehículo motriz, como se indica en la figura 4.12.

Figura 4.12: Tiro triangular con barra central.



**Ventajas:**

- Usa componentes mucho más delgados por lo que sus costos bajan.
- Los esfuerzos que se generan en el sistema son distribuidos y bajos.
- Sistema muy fiable.

**Desventajas:**

- Diseño complejo.
- La dificultad en su fabricación es alta.
- Mayor cantidad de componentes.

**4.2.5. DISPOSITIVOS DE SUJECIÓN.**

La selección de los dispositivos de sujeción se inclina por la que reúna las mayores ventajas, garantizando que las motocicletas transportadas no sufran deslizamientos relativos con respecto al remolque y evitando cualquier tipo de desperfecto a los vehículos. Además se debe cerciorar que los materiales sean de buena calidad y que la capacidad del dispositivo sobrepase la necesidad requerida, cuando el prototipo transporte su mayor carga.

Los fabricantes de estos dispositivos ofertan estas tres alternativas para la transportación de motocicletas.

**Alternativa A:** Correa de riel para usar cuerda.

**Alternativa B:** Banda ajustable con gancho.

**Alternativa C:** Banda con matraca con gancho redondo.



#### 4.2.5.1. Alternativa A.

En la utilización de correas de riel se requieren accesorios complementarios como cuerdas para sujetar adecuadamente (figura 4.13) las motocicletas a la estructura del remolque.

Figura 4.13: Correa de riel para usar con cuerda.



#### Ventajas:

- Se adquiere a costos muy bajos.
- Flexibilidad en su instalación.

#### Desventajas:

- Necesita de elementos complementarios.
- Su fiabilidad es baja.
- Tiempo elevado al asegurar las motocicletas.

#### 4.2.5.2. Alternativa B.

Este tipo de sujeción comprende de bandas una capacidad de carga de 1249 kilogramos, son extensibles pero necesita de dispositivos complementarios para su apriete, la figura 4.13 la disposición de ganchos y también el dispositivo ajustable.

Figura 4.13: Banda ajustable con gancho.



**Ventajas:**

- Es un sistema confiable.
- Extensibilidad de las bandas no limitadas
- Costo moderado.

**Desventajas:**

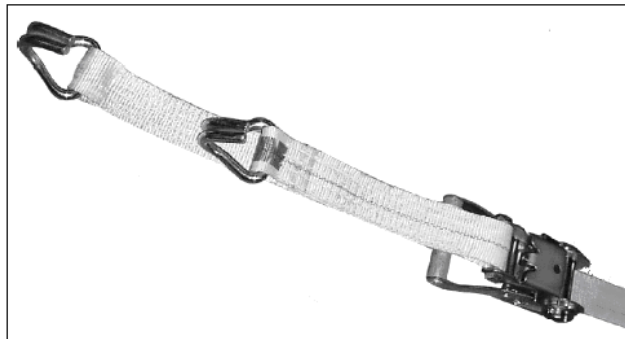
- El enganche tiende a deslizar por su forma.
- La banda es muy delgada.
- La extensibilidad depende de otros elementos.
- El apriete de la bandas es manual.

**4.2.5.3. Alternativa C:**

Este tipo de sujeción consta de bandas que tienen una capacidad de carga de 3178 kilogramos, su sistema de enganche es el más reforzado, para que no exista un deslizamiento de la carga además presenta un dispositivo convencional de apriete mecánico (matraca).

El dispositivo mecánico de apriete garantiza una adecuada tensión en la banda es fácil de utilizar y presenta un dispositivo anti deslizamiento, como se puede apreciar en la figura 4.14.

Figura 4.14: Banda con matraca con gancho redondo.



**Ventajas:**

- Un sistema altamente fiable.
- Sus enganches son antideslizantes.
- El dispositivo de apriete de las bandas es mecánico.

**Desventajas:**

- Costo elevado.

**4.2.6. NEUMÁTICOS.**

Los neumáticos al ser parte integral del sistema de suspensión deben reunir características de fiabilidad y calidad altamente reconocidas, que aseguren un correcto desplazamiento del prototipo.

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

**Alternativa A:** Neumático modelo: ALTIMAX RT

**Alternativa B:** Neumático modelo: CONTI-ECO-CONTACT 3

**Alternativa C:** Neumático modelo: EURO-DRIVE

#### 4.2.6.1. Alternativa A.

ALTIMAX RT es un modelo de neumático ofrecido por la marca General Tire existente en el mercado nacional con una oferta en diferentes tamaños que van desde el rin 13 al rin 17.

Las características que ofrece son:

- Diseño de piso asimétrico de bloques cruzados.
- Ranuras circunferenciales anchas.
- Hombros con ranuras laterales profundas.

Figura 4.15: ALTIMAX RT



**Ventajas:**

- Mejor desplazamiento en piso mojado y seco.
- Mejor desalojo de agua e incremento de maniobrabilidad.
- Optimo balance y rendimiento.

**Beneficios:**

- Mayor seguridad.
- Mayor respuesta al frenado.
- Evita acuaplaneo.
- Mayor tracción en curvas.
- Manejo silencioso.

**4.2.6.2. Alternativa B.**

ContiEcocontact 3 es un modelo de neumático ofrecido por la marca Continental existe en el mercado nacional una gama que va desde el rin 13. al rin 15.

Las características que ofrecen son:

- Diseño de piso asimétrico, con un diseño circunferencial firme en el centro y hombros externos compactos.
- Novedoso compuesto flexible de silica con un alta y dinámica rigidez, además de un nuevo concepto en polímeros.
- Nuevo concepto de piso (cinturones más planos) y tecnología innovativa (contorno biónico).

Figura 4.16: CONTI-ECO-CONTACT 3.



**Ventajas:**

- Optimo contacto con el camino.
- El neumático tiene un mejor agarre con la superficie del camino.
- Contorno de cinturones planos y un dibujo de piso que minimiza la deformación al contacto con el camino.

**Beneficios:**

- Mejor distancia de frenado en caminos secos y mojados.
- Excelente tracción en caminos secos y mojados.
- Bajo consumo de combustible.
- Bajo desgaste de piso otorgando u servicio de larga vida.

**4.2.6.3. Alternativa C.**

EuroDrive es un modelo de neumático ofrecido por la marca Euzkadi existente en el mercado nacional una oferta en diferentes tamaños (rin 13 al rin 17).

Las características que ofrecen son:

- Hombros sólidos y amplias ranuras.
- Amplias ranuras circunferenciales.
- Cinco costillas longitudinales.
- Piso con bloques asimétricos.
- Compuesto de piso con tecnología de punta.

Figura 4.17: EURO-DRIVE.



**Ventajas:**

- Distancia de frenado más corto en piso seco y mojado.
- Sobresaliente respuesta y estabilidad en curvas.
- Mayor dirigibilidad.
- Manejo silencioso.
- Optimo desempeño.

**Beneficios:**

- Reduce el riesgo de acuaplaneo.
- Respuesta precisa al volante.
- Mayor confort.
- Mayor kilometraje.

**4.2.7. SISTEMA DE ENGANCHE.**

Para la selección del sistema de enganche debe considerarse las facilidades que preste el vehículo motriz, para remolcar el prototipo. En el mercado nacional dos tipos de sistema de enganche.

**Alternativa A:** Tirón tipo gancho y tipo ojo.

**Alternativa B:** Tirón recto y bola de enganche.

**4.2.7.1. Alternativa A.**

Este tipo de tirón se utiliza en condiciones duras de trabajo, soporta grandes cargas debido a su diseño y gran resistencia del material. En la siguiente tabla se muestra características de algunos tirones tipo gancho.

Tabla 4.2: Características de tirones tipo gancho.

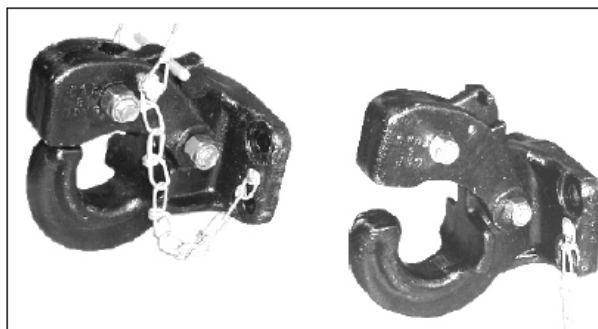
Descripción	Bola (mm)	Recibidor (mm)	Kg.
Tirón tipo gancho con bola	50	----	7264
Tirón tipo gancho con bola	60	----	7264
Tirón tipo gancho	----	----	4540
Tirón tipo gancho	----	----	7264
Tirón tipo gancho	----	----	4540
Tirón tipo gancho	----	----	18160
Tirón tipo gancho	----	----	40860
Tirón tipo gancho con recibidor	----	50	4540
Tirón tipo gancho con recibidor y bola.	50	50	5448

Fuente: catalogo Carga Fácil, España.



En la figura 4.18 se muestra el tirón tipo gancho existentes en el mercado nacional

Figura 4.18: Tirón tipo gancho.



**Conjugado:** Tirón tipo ojo.

Este dispositivo de enganche es apto para conjugarse con el tiro tipo gancho (figura 4.19), este tirón también trabaja con limitantes en las condiciones de carga.

En la tabla 4.3 se muestra características de algunos tirones tipo ojo.

Tabla 4.3: Características de tirones tipo ojo.

Descripción	Diámetro interior (mm)	Kg.
Tirón tipo ojo base soldable	65	4540
Tirón tipo ojo desmontable y ajustable	75	5448
Canal para tirón 16137 y 90105	----	----
Tirón tipo ojo perno roscado 1-1/2"	65	9080
Tirón tipo ojo con base atornillable	65	15890
Tirón tipo ojo con base atornillable	75	27240

Fuente: Catalogo Carga Fácil, España.

Figura 4.19: Tiro tipo ojo.



#### 4.2.7.2. Alternativa B.

Este tipo de tirón es utilizado en condiciones medianas de trabajo, debido a su baja capacidad de carga es común en el mercado nacional y se presenta en la figura 4.20

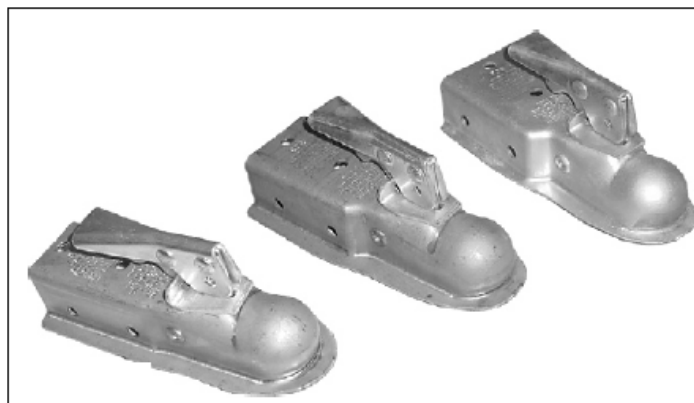
En la tabla 4.4 se muestra características de tirones rectos.

Tabla 4.4: Características de tirones rectos.

Descripción	Bola (mm)	Chasis (mm)	Kg.
Tirón recto	45	50	908
Tirón recto	45	55	908
Tirón recto	45	75	908
Tirón recto	50	50	1589
Tirón recto	50	55	1589
Tirón recto	50	75	1589
Tirón recto forjado	50	75	2270
Tirón recto forjado	50	75	3178
Tirón recto forjado	55	75	5675
Tirón recto troquelado	50	50	2270
Tirón recto troquelado	50	75	2270

Fuente: Catalogo Carga Fácil, España.

Figura 4.20: Tirón recto.



**CONJUGADO:** Bola enganche.

Este dispositivo de enganche (figura 4.21) es el conjugado de tirón recto, las limitaciones de carga del tiro se definen por la capacidad de carga del remolque.

En la siguiente tabla se muestra características de algunas bolas de enganche.

Tabla 4.5: Características de bolas de enganche.

Descripción	Diámetro (mm)	Perno (mm)	Kg.
Bola cromada	45	19	908
Bola cromada	45	25	908
Bola cromada	50	19	1589
Bola cromada	50	19	1589
Bola cromada	50	25	2270
Bola cromada	50	25	2270
Bola forjada	50	25	3178
Bola cromada	50	32	3405
Bola natural	60	25	2724
Bola natural	60	32	4540
Bola forjada	60	32	13620
Bola forjada	60	50	13620

Fuente: Catálogo Carga Fácil, España.

Figura 4.21: Bola enganche.



### 4.3. PONDERACIONES PARA LA SELECCIÓN DE LAS ALTERNATIVAS.

El método de evaluación de soluciones más viable en la etapa de diseño conceptual es el método ordinal corregido de criterios ponderados que sin estimar específicamente el peso de cada criterio, más aun permite obtener resultados globales suficientemente significativos.

#### 4.3.1. CHASIS O BASTIDOR.

##### 4.3.1.1. Criterios de valoración:

- **Alta fiabilidad**, el sistema debe brindar las seguridades adecuadas al transportar las motocicletas.
- **Facilidad de diseño y construcción**, el sistema debe ser lo más simple lo que permitirá un fácil diseño.
- **Bajo costo**, garantizar un buen desempeño del chasis a bajo costo reflejara un buen diseño.
- **Carga** el sistema debe soportar el peso total de las motocicletas a más del peso propio y las cargas de impacto.

En las tablas 4.6 – 4.11 se presenta la evaluación de soluciones:

Tabla 4.6: Evaluación peso específico de cada criterio.

Fiabilidad > Facilidad de diseño y construcción > Costo > Carga.

<b>Criterios</b>	Fiabilidad	Diseño	Costo	Carga	<b><math>\Sigma + 1</math></b>	<b>Ponderación</b>
Fiabilidad		0	0	1	2	0,20
Diseño	1		0,5	0,5	3	0,30
Costo	1	0,5		0,5	3	0,30
Carga	0	0,5	0,5		2	0,20
<b>Total</b>					10	1

Tabla 4.7: Evaluación del peso específico del criterio fiabilidad.

Alternativa B (B) > Alternativa A (A) = Alternativa C (C).

<b>Criterios</b>	A	B	C	<b><math>\Sigma + 1</math></b>	<b>Ponderación</b>
A		1	0,5	2,5	0,42
B	0		0	1	0,17
C	0,5	1		2,5	0,42
<b>Total</b>				6	1

Tabla 4.8: Evaluación del peso específico del criterio facilidad de diseño y construcción.

C > A > B.

<b>Criterios</b>	A	B	C	<b><math>\Sigma + 1</math></b>	<b>Ponderación</b>
A		0	1	2	0,33
B	1		1	3	0,50
C	0	0		1	0,17
<b>Total</b>				6	1

Tabla 4.9: Evaluación del peso específico del criterio costo.

$C > A > B.$

Criterios	A	B	C	$\Sigma + 1$	Ponderación
A		0	1	2	0,33
B	1		1	3	0,50
C	0	0		1	0,17
<b>Total</b>				6	1

Tabla 4.10: Evaluación del peso específico del criterio carga.

$B > A > C.$

Criterios	A	B	C	$\Sigma + 1$	Ponderación
A		1	0	2	0,33
B	0		0	1	0,17
C	1	1		3	0,50
<b>Total</b>				6	1

**Tabla 4.11: Conclusión del método de evaluación.**

Conclusión	Fiabilidad	Diseño	Costo	Carga	$\Sigma$	Ponderación
A	0,083	0,100	0,100	0,067	0,350	2
<b>B</b>	<b>0,033</b>	<b>0,150</b>	<b>0,150</b>	<b>0,033</b>	<b>0,367</b>	<b>1</b>
C	0,083	0,050	0,050	0,100	0,283	3

**Conclusión:** Mediante el método de evaluación de soluciones se determina que la solución más adecuada para el diseño es la alternativa B, la cual corresponde a la del chasis con travesaños.

### 4.3.2. RIELES DE CARGA.

#### 4.3.2.1. Criterios de valoración:

- **Fiabilidad**, el sistema debe brindar las seguridades adecuadas al transportar las motocicletas.
- **Facilidad de diseño y construcción**, el sistema debe ser lo más simple lo que permitirá un fácil diseño.
- **Costo**, garantizar un buen desempeño de un elemento y a un bajo costo reflejara un buen diseño.
- **Versatilidad**, el sistema debe brindar facilidades para el desmontaje de las motocicletas.

En las tablas 4.12 – 4.17 se presenta la evaluación de soluciones:

Tabla 4.12: Evaluación peso específico de cada criterio.

Fiabilidad > Facilidad de diseño y construcción > Costo > Versatilidad.

<b>Criterios</b>	Fiabilidad	Diseño	Costo	Versatilidad	<b>Σ + 1</b>	<b>Ponderación</b>
Fiabilidad		0,5	0,5	0,5	2,5	0,25
Diseño	0,5		1	0	2,5	0,25
Costo	0,5	0		0	1,5	0,15
Versatilidad	0,5	1	1		3,5	0,35
				<b>Total</b>	10	1

Tabla 4.13: Evaluación del peso específico del criterio fiabilidad.

Alternativa A (A) > Alternativa B (B) > Alternativa C (C).

Criterios	A	B	C	$\Sigma + 1$	Ponderación
A		0	0	1	0,17
B	1		1	3	0,50
C	1	0		2	0,33
<b>Total</b>				6	1

Tabla 4.14: Evaluación del peso específico del criterio facilidad de diseño y construcción.

C = B > A.

Criterios	A	B	C	$\Sigma + 1$	Ponderación
A		1	1	3	0,50
B	0		0,5	1,5	0,25
C	0	0,5		1,5	0,25
<b>Total</b>				6	1

Tabla 4.15: Evaluación del peso específico del criterio costo.

C = B > A.

Criterios	A	B	C	$\Sigma + 1$	Ponderación
A		1	1	3	0,50
B	0		0,5	1,5	0,25
C	0	0,5		1,5	0,25
<b>Total</b>				6	1

Tabla 4.16: Evaluación del peso específico del criterio versatilidad.



A > B > C.

Criterios	A	B	C	$\Sigma + 1$	Ponderación
A		0	0	1	0,17
B	1		0	2	0,33
C	1	1		3	0,50
<b>Total</b>				6	1

Tabla 4.17: Conclusiones del método de evaluación.

Conclusión	Fiabilidad	Diseño	Costo	Versatilidad	$\Sigma$	Ponderación
A	0,042	0,125	0,075	0,058	0,300	3
B	0,125	0,063	0,038	0,117	0,342	2
C	0,083	0,063	0,038	0,175	0,358	1

**Conclusión:** Mediante el método de evaluación de soluciones, se establece que la solución más adecuada para el diseño es la alternativa C, la cual es la de rieles móviles desmontables.

#### 4.3.3. SISTEMA DE SUSPENSIÓN.

##### 4.3.3.1. Criterios de valoración:

- **Fiabilidad**, el sistema debe brindar estabilidad al transportar las motocicletas.
- **Facilidad de diseño y montaje**, el sistema debe ser lo más simple lo que permite un fácil diseño.
- **Costo**, garantizar un buen desempeño del sistema de suspensión a bajo costo refleja un buen diseño.
- **Peso**, el sistema no debe exceder cierto peso por lo que los componentes del sistema deben ser pocos.

En las tablas 4.18 – 4.23 se presenta la evaluación de soluciones:

Tabla 4.18: Evaluación peso específico de cada criterio.

Fiabilidad > Facilidad de diseño y montaje > Costo > Peso.

<b>Criterios</b>	Fiabilidad	Diseño	Costo	Peso	<b><math>\Sigma + 1</math></b>	<b>Ponderación</b>
Fiabilidad		1	1	1	4	0,40
Diseño	0		1	0	2	0,20
Costo	0	0		0	1	0,10
Peso	0	1	1		3	0,30
<b>Total</b>					10	1

Tabla 4.19: Evaluación del peso específico del criterio fiabilidad.

Alternativa B (B) = Alternativa C (C) > Alternativa A (A).

<b>Criterios</b>	A	B	C	<b><math>\Sigma + 1</math></b>	<b>Ponderación</b>
A		1	1	3	0,50
B	0		0,5	1,5	0,25
C	0	0,5		1,5	0,25
<b>Total</b>				6	1

Tabla 4.20: Evaluación del peso específico del criterio facilidad de diseño y montaje.

A = C > B.

<b>Criterios</b>	A	B	C	<b><math>\Sigma + 1</math></b>	<b>Ponderación</b>
A		0	0,5	1,5	0,25
B	1		1	3	0,50
C	0,5	0		1,5	0,25
<b>Total</b>				6	1

Tabla 4.21: Evaluación del peso específico del criterio costo.

$A > B = C.$

Criterios	A	B	C	$\Sigma + 1$	Ponderación
A		0	0	1	0,17
B	1		0,5	2,5	0,42
C	1	0,5		2,5	0,42
<b>Total</b>				6	1

Tabla 4.22: Evaluación del peso específico del criterio peso.

$B > A = C.$

Criterios	A	B	C	$\Sigma + 1$	Ponderación
A		1	0,5	2,5	0,42
B	0		0,5	1,5	0,25
C	0,5	0,5		2	0,33
<b>Total</b>				6	1

Tabla 4.23: Conclusiones del método de evaluación.

Conclusión	Fiabilidad	Diseño	Costo	Peso	$\Sigma$	Ponderación
A	0,200	0,050	0,017	0,125	0,392	1
B	0,100	0,100	0,042	0,075	0,317	2
C	0,100	0,050	0,042	0,100	0,292	3

**Conclusión:** Mediante el método de evaluación de soluciones, se determina que la solución más adecuada para el diseño es la opción A, la cual es el sistema con ballestas.

#### 4.3.4. SISTEMA DE TIRO.

##### 4.3.4.1. Criterios de valoración:

- **Fiabilidad**, el sistema debe brindar las seguridades adecuadas al transportar las motocicletas.
- **Facilidad de diseño y construcción**, el sistema debe ser lo más simple lo que permitirá un fácil diseño.
- **Costo**, garantizar un buen desempeño del sistema de tiro a bajo costo reflejara un buen diseño.
- **Peso**, el sistema debe ser ligero pero muy resistente ya que este sistema se acopla al vehículo.

En las tablas 4.24 – 4.29 se presenta la evaluación de soluciones:

Tabla 4.24: Evaluación peso específico de cada criterio.

Fiabilidad > Facilidad de diseño y construcción > Costo > Peso.

Criterios	Fiabilidad	Diseño	Costo	Peso	$\Sigma + 1$	Ponderación
Fiabilidad		1	1	1	4	0,40
Diseño	0		1	0	2	0,20
Costo	0	0		0	1	0,10
Peso	0	1	1		3	0,30
<b>Total</b>					10	1

Tabla 4.25: Evaluación del peso específico del criterio fiabilidad.

Alternativa A (A) = Alternativa B (B) > Alternativa C (C).

Criterios	A	B	C	$\Sigma + 1$	Ponderación
A		0,5	0	1,5	0,25
B	0,5		0	1,5	0,25
C	1	1		3	0,50
<b>Total</b>				6	1

Tabla 4.26: Evaluación del peso específico del criterio facilidad de diseño y construcción.

$C > A = B.$

Criterios	A	B	C	$\Sigma + 1$	Ponderación
A		0,5	1	2,5	0,42
B	0,5		1	2,5	0,42
C	0	0		1	0,17
<b>Total</b>				6	1

Tabla 4.27: Evaluación del peso específico del criterio costo.

$C > A = B.$

Criterios	A	B	C	$\Sigma + 1$	Ponderación
A		0,5	1	2,5	0,42
B	0,5		1	2,5	0,42
C	0	0		1	0,17
<b>Total</b>				6	1

Tabla 4.28: Evaluación del peso específico del criterio peso.

$C > A = B.$

Criterios	A	B	C	$\Sigma + 1$	Ponderación
A		0,5	1	2,5	0,42
B	0,5		1	2,5	0,42
C	0	0		1	0,17
<b>Total</b>				6	1

Tabla 4.29: Conclusiones del método de evaluación de selecciones.

Conclusión	Fiabilidad	Diseño	Costo	Peso	$\Sigma$	Ponderación
------------	------------	--------	-------	------	----------	-------------

A	0,100	0,083	0,042	0,125	0,350	1
B	0,100	0,083	0,042	0,125	0,350	1
C	0,200	0,033	0,017	0,050	0,300	2

**Conclusión:** Mediante el método de evaluación de soluciones, se concluye que las soluciones más adecuadas para el diseño son las alternativas A y B, de estas dos opciones se escoge la opción A debido a que presenta un mayor grado de movilidad, la cual es el Tiro triangular con barra central.

#### 4.3.5. DISPOSITIVOS DE SUJECIÓN.

##### 4.3.5.1. Criterios de valoración:

- **Fiabilidad**, el sistema debe brindar las seguridades adecuadas al transportar las motocicletas.
- **Facilidad de uso**, el sistema debe permitir al usuario una fácil maniobrabilidad de las correas a utilizarse.
- **Costo**, garantizar un buen desempeño del sistema de sujeción tiro a bajo costo reflejara una buena selección.
- **Funcionalidad**, el sistema debe permitirse sujetar cualquier tipo de carga además de las motocicletas.

En las tablas 4.30 – 4.35 se presenta la evaluación de soluciones:

Tabla 4.30: Evaluación peso específico de cada criterio.

Fiabilidad > Facilidad de uso > Funcionalidad > Costo.

Criterios	Fiabilidad	Facilidad	Funcionalidad	Costo	$\Sigma + 1$	Ponderación
Fiabilidad		1	1	0	3	0,30
Facilidad	0		1	0	2	0,20
Funcionalidad	0	0		0	1	0,10
Costo	1	1	1		4	0,40
<b>Total</b>					10	1

Tabla 4.31: Evaluación del peso específico del criterio fiabilidad.

Alternativa C (C) = Alternativa B (B) > Alternativa A (A).

Criterios	A	B	C	$\Sigma + 1$	Ponderación
A		1	1	3	0,50
B	0		0,5	1,5	0,25
C	0	0,5		1,5	0,25
<b>Total</b>				6	1

Tabla 4.32: Evaluación del peso específico del criterio facilidad de uso.

B = C > A.

Criterios	A	B	C	$\Sigma + 1$	Ponderación
A		0	0	1	0,17
B	1		0,5	2,5	0,42
C	1	0,5		2,5	0,42
<b>Total</b>				6	1

Tabla 4.33: Evaluación del peso específico del criterio funcionalidad.

B = A > C.

Criterios	A	B	C	$\Sigma + 1$	Ponderación
A		1	1	3	0,50
B	0		0,5	1,5	0,25
C	0	0,5		1,5	0,25
<b>Total</b>				6	1

Tabla 4.34: Evaluación del peso específico del criterio costo.

$C > B > A.$

Criterios	A	B	C	$\Sigma + 1$	Ponderación
A		0	0	1	0,17
B	1		0	2	0,33
C	1	1		3	0,50
<b>Total</b>				6	1

Tabla 4.35: Conclusiones del método de evaluación de selecciones.

Conclusión	Fiabilidad	Facilidad	Funcionalidad	Costo	$\Sigma$	Ponderación
A	0,150	0,033	0,050	0,067	0,300	3
B	0,075	0,083	0,025	0,133	0,317	2
C	0,075	0,083	0,025	0,200	0,383	1

**Conclusión:** Mediante el método de evaluación de soluciones, se define que la solución más adecuada para el remolque es la Alternativa C, la cual es Banda con matraca con gancho redondo.

#### 4.3.6. NEUMÁTICOS.

##### 4.3.6.1. Criterios de valoración:



- **Fiabilidad**, los neumáticos deben garantizar una transportación segura de las motocicletas.
- **Costo**, el producto que ofrece el mercado nacional debe estar en los precios convenientes para el usuario, garantizando la calidad del producto.
- **Funcionalidad**, el comportamiento de los neumáticos garantizaran un buen desempeño en cualquier tipo de vía.
- **Adquisición**. Se toma en cuenta que el producto publicitado en los catálogos se encuentre presente en los distribuidores.

En las tablas 4.36 – 4.41 se presenta la evaluación de soluciones:

Tabla 4.36: Evaluación peso específico de cada criterio.

Funcionalidad > Adquisición > Costo > Fiabilidad.

<b>Criterios</b>	Funcionalidad	Adquisición	Costo	Fiabilidad	<b>Σ + 1</b>	<b>Ponderación</b>
Funcionalidad		1	1	1	4	0,36
Adquisición	0		0	0	1	0,09
Costo	1	1		0	3	0,27
Fiabilidad	0	1	1		3	0,27
				<b>Total</b>	11	1

Tabla 4.37: Evaluación del peso específico del criterio fiabilidad.

Alternativa C (C) > Alternativa A (A) = Alternativa B (B).

<b>Criterios</b>	A	B	C	<b>Σ + 1</b>	<b>Ponderación</b>
------------------	---	---	---	--------------	--------------------

A		0,5	1	2,5	0,42
B	0,5		1	2,5	0,42
C	0	0		1	0,17
<b>Total</b>				6	1

Tabla 4.38: Evaluación del peso específico del criterio facilidad de uso.

$$C > A = B.$$

<b>Criterios</b>	A	B	C	<b><math>\Sigma + 1</math></b>	<b>Ponderación</b>
A		0,5	1	2,5	0,42
B	0,5		1	2,5	0,42
C	0	0		1	0,17
<b>Total</b>				6	1

Tabla 4.39: Evaluación del peso específico del criterio costo.

$$B = A > C.$$

<b>Criterios</b>	A	B	C	<b><math>\Sigma + 1</math></b>	<b>Ponderación</b>
A		0,5	1	2,5	0,42
B	0,5		1	2,5	0,42
C	0	0		1	0,17
<b>Total</b>				6	1

Tabla 4.40: Evaluación del peso específico del criterio fiabilidad.

$$C > B = A.$$

<b>Criterios</b>	A	B	C	<b><math>\Sigma + 1</math></b>	<b>Ponderación</b>
------------------	---	---	---	--------------------------------	--------------------

A		0,5	1	2,5	0,42
B	0,5		1	2,5	0,42
C	0	0		1	0,17
<b>Total</b>				6	1

**Tabla 4.41: Conclusiones del método de evaluación de selecciones.**

<b>Conclusión</b>	Funcionalidad	Adquisición	Costo	Finalidad	$\Sigma$	<b>Ponderación</b>
A	0,152	0,038	0,114	0,114	0,417	1
B	0,152	0,038	0,114	0,114	0,417	1
C	0,061	0,015	0,045	0,045	0,167	2

**Conclusión:** Mediante el método de evaluación de soluciones, se concluye que las soluciones más adecuadas para el remolque son las alternativas A y B. Por la fácil adquisición y garantía brindada se selecciona la solución A, la cual es ALTIMAX RT de general tire.

Una vez determinada la alternativa más adecuada para cada uno de los sistemas componentes del prototipo a diseñar, es necesario establecer a continuación el correspondiente Protocolo de Pruebas.

#### **4.4. PROTOCOLO DE PRUEBAS.**

Este protocolo tiene por objeto definir las pruebas de campo a las que se debe someter el prototipo diseñado una vez construido.

Este protocolo se lo hace con la finalidad de comprobar en la práctica las especificaciones presentes en el diseño y en la construcción del prototipo, no sin antes establecer adecuadamente las vías para las pruebas, en las cuales va a transitar el remolque. Para este propósito, el protocolo de pruebas debe tener en cuenta los siguientes aspectos:

1. Se debe comprobar el funcionamiento del remolque para el tiempo de vida útil previsto, en caso de fallo, se deberá mejorar el diseño y comprobar de nuevo que no presente fallas.
2. Fundamentalmente se desea comprobar que el remolque preste el servicio para el cual fue diseñado. Este servicio debe estar bajo los factores de seguridad mínimos establecidos en el diseño de cada uno de los elementos que conforman el remolque. En caso de fallo deberá mejorarse el diseño y comprobar de nuevo que no existan fallas.

Las pruebas garantizan la funcionalidad y fiabilidad del remolque en base a las siguientes consideraciones.

- a) Los estados de carga del ensayo deben ser representativos con respecto a las cargas de servicio normal de funcionamiento.
- b) La secuencia del ensayo debe tomar en cuenta la utilización sistemática y exhaustiva de todos los mecanismos de accionamiento y sistemas de seguridad del remolque (varias formas de aplicación de la carga, detección de carga mínima, deformación limitada a carga mínima).
- c) El nivel de severidad de las pruebas son equivalentes a la utilización real del remolque.

#### **4.4.1. DISEÑO DEL ENSAYO.**

El ensayo en condiciones normales de operación y durante toda la vida útil del producto es el ideal; no obstante es el menos viable debido a que los costos son muy altos y el periodo de realización muy largo, por lo que se prevé condiciones de funcionamiento acelerado y simulado.

Tomando en cuenta lo antes mencionado, y buscando obtener un alto grado de fiabilidad del remolque, se toma en cuenta un promedio de vida útil de 10 años.

Todas las pruebas se realizarán con carga máxima y con carga mínima alternándolas, (para la producción en serie se debe utilizar la carga máxima de trabajo).

Se verifica la estabilidad del remolque sometiéndolo a pruebas de velocidad máxima y mínima respectivamente.

Para la verificación del correcto funcionamiento a lo largo de la vida útil, se toma en cuenta:

Una aproximación de uso del remolque, 1 aplicación/día, 360 días/año, 50 kilómetros de recorrido/día, 50(Km/h) velocidad promedio, por lo tanto el recorrido aproximado al año será de 18000 kilómetros, en diez años recorrerá 180000 kilómetros aproximadamente. En éste caso se realiza pruebas con el 100% de la carga máxima (400 kilogramos) y 0.5% de kilómetros recorridos (900 kilómetros), ya que el remolque no es para la producción en serie.

Para cumplir con este protocolo de pruebas (ambicioso), es necesario someter al remolque a 6 días de pruebas en el cual se realizan 3 aplicaciones/día, tomando en cuenta que la velocidad promedio es de 50 kilómetros /hora, lo cual permite llegar al número de kilómetros previsto, y de esta manera poder verificar el correcto funcionamiento del remolque.

Además de las maniobras antes mencionadas es necesario planificar una aplicación/día con la carga mínima por 6 días, esto permite visualizar la estabilidad del remolque.

Finalmente se debe prever condiciones de trabajo adversas, y análogas a las de servicio, se puede adicionar las siguientes condiciones:

- **Funcionamiento en condiciones climáticas extremas:** Ya que en algunos de los lugares por donde se va a transitar los factores climáticos y geográficos puede causar problemas de movilidad, ya que pueden estar presentes factores como: deslaves, inundaciones, caída de ceniza, granizo, sistema de drenado en mal estado y deterioro de las vías.

Todos los factores antes mencionados podrían causar desperfectos y falta de movilidad en el remolque.

Para la simulación de estas condiciones adversas, se realiza una prueba en un terreno muy agreste, que permita comparar los factores climáticos y geográficos, con la finalidad de analizar el desempeño del remolque.

#### **4.4.2. PASOS A REALIZAR EN EL ENSAYO:**

1. En primer lugar se selecciona las distintas vías, las cuales deben

proporcionar condiciones ideales para realizar las pruebas, en el remolque.

2. Como siguiente paso, se controla la fijación de toda la estructura, tomando en cuenta parámetros de diseño.
3. Se controla las dimensiones en el remolque según diseño; se verifica las dimensiones establecidas en el diseño, puesto que el remolque debe cumplir con las restricciones; las dimensiones a verificar son: largo, ancho, altura desde el suelo hasta la estructura de carga, altura desde el suelo al eje rígido, distancia desde el centro del frente del chasis hasta el dispositivo de enganche, distancia desde el frente de chasis hasta eje rígido, distancia entre los rieles fijos con respecto al lado izquierdo de la estructura.
4. Se verifica el buen funcionamiento de las bandas de sujeción para las motocicletas, también se controla imperfecciones presentes en las mismas y también se verifica el recorrido y sujeción de los rieles móviles.
5. Se verifica la correcta instalación del sistema eléctrico, para luego probar el correcto funcionamiento de este sistema.
6. Se evalúa la correcta centricidad del eje y se controla que las ruedas no tengan ningún impedimento al movimiento.
7. Luego, se controla el correcto montaje de las ruedas y los neumáticos.
8. Se verifica que los neumáticos estén correctamente balanceados y con la presión de aire recomendada por el fabricante para carga.
9. Se controla y evalúa el correcto montaje del sistema de suspensión, y se verifica el adecuado desempeño de los resortes y amortiguadores, con y sin carga.

- 10.** Se comprueba el adecuado ensamblaje del sistema de enganche y se lo acopla al vehículo de propulsión.
- 11.** Se verifica la movilidad del remolque sin carga, con el objeto de comprobar desperfecto en la construcción y también apreciar la correcta adherencia al suelo.
- 12.** Como siguiente paso se prosigue a cargar el remolque con 200 Kg (50% de la carga de diseño), para cargar al remolque se utiliza chatarra de acero o hierro fundido, que nos permitan sumar esta masa, sin descuidar las características de su geometría ya que no se debe sobrecargar puntos específicos en la estructura; esta chatarra se debe pesar en una balanza normal, dependiendo de la geometría de esta.
- 13.** Con el remolque al 50% de su carga máxima, se procede a moverlo un intervalo de 5 kilómetros, luego de los cuales procede una inspección visual en busca de fallas, si en estas instancias del protocolo se encuentran fisuras en el material de la estructura o deformaciones, se debe regresar a la etapa de diseño.
- 14.** Se prosigue a cargarlo con el 100 % de la carga de diseño (400 Kg), con el objeto de inspeccionar posibles deformaciones en la estructura y fisuras en los cordones de soldadura, si no se encuentra fallas se moviliza al remolque una distancia de 5 kilómetros ayudado por el vehículo de motor, luego se prosigue a verificar visualmente deformaciones en la estructura, fallas en los cordones de soldadura, y estado del sistema de suspensión.

Al culminar con la inspección visual, es preciso observar todas las partes conjugadas, y considerando que el remolque no sufre desperfecto en el diseño, se puede proseguir con el protocolo de pruebas.



- 15.** Como siguiente paso dentro del protocolo de pruebas, se procede a cargar al remolque con lo máximo (400 kilogramos) y cumplir un recorrido de 900 kilómetros en 6 días; en el cual se realizan 3 aplicaciones/día, cada aplicación se efectúan en diferentes condiciones de terreno, tomando en cuenta que la velocidad promedio es de 50 kilómetros /hora, este régimen de maniobras será acompañado de manera aleatoria a la prueba sin carga (1 aplicación/día).

Esta prueba se realiza con la finalidad de fatigar el material y comprobar una buena estabilidad con carga máxima, para garantizar el buen desempeño a lo largo de la vida útil del prototipo.

- 16.** Se procede a movilizar el remolque sin carga, un recorrido de 300 kilómetros en 6 días, en el cual se realizarán 1 aplicaciones/día a una velocidad promedio es de 50 kilómetros/hora, este régimen de maniobra será acompañado de manera alternada con las pruebas de carga máxima cada día. Esta prueba se realiza con la finalidad de comprobar una buena estabilidad sin carga.

- 17.** Prueba extrema, se la realiza una sola vez con un recorrido de 1kilometro, el lugar para dicha realización será una vía acondicionada, que garantice los parámetros de la prueba.

Para la realización de esta prueba el remolque debe estar cargado al 100% y no existe velocidad promedio para esta prueba.

Esta prueba se realiza con la finalidad de observar el desempeño del remolque y las posibles fallas que puede presentar el mismo en condiciones extremas, gracias a esta prueba se puede reforzar la estructura si es necesario.

18. Al comenzar un nuevo día de protocolo es necesario seguir todos los pasos antes mencionados, sin olvidar las condiciones de trabajo adversas.
19. Al concluir todos los pasos antes mencionados, sin que el remolque presente fallas, ya sea en sus materiales o en sus elementos conjugados; de tal que se garantiza el buen diseño del prototipo y se asegura la vida útil del mismo sin peligro de ningún tipo, siempre y cuando el usuario respete las condiciones de carga máxima además se le brinde un mantenimiento adecuado al remolque.

#### **4.4.3. PLANIFICACIÓN DEL ENSAYO.**

El recorrido total para la prueba de tiempo de vida útil es de 1200 kilómetros, el tiempo de realización total de la prueba es de 24 horas, con una velocidad promedio de 50 kilómetros/hora aproximadamente. Entonces deberá movilizarse 200 kilómetros cada día, 150 kilómetros con carga máxima y 50 kilómetros con carga mínima, por lo que el tiempo total de este ensayo es de 6 días.

## **CAPITULO V.**

### **5. DISEÑO DE ELEMENTOS A CONSTRUIRSE Y SELECCIÓN DE ELEMENTOS.**

#### **5.1. DETERMINACIÓN DE LAS CARGAS DE DISEÑO.**

##### **5.1.1. CARGAS VERTICALES DE DISEÑO.**

Se determina la carga permanente total ( $P_e$ ) realizando una sumatoria del peso de cada uno de los componentes del remolque (ecuación 3.1). Los distintos pesos unitarios de los componentes se toman del anexo C, cuadro 1 y se obtiene que el peso propio de la estructura es de 120 kg (anexo C, cuadro 2),

$$P_e = 120 \text{ kg.}$$

Se determina la carga de seguridad una vez conocida el área total de carga del prototipo (ecuación 3.2),

$$C_s = 20 \text{ kg/m}^2 \cdot x 2.4 \text{ m}^2 = 48 \text{ kg.}$$

Ahora utilizando la ecuación 3.3, se determina la carga muerta del remolque ( $C_m$ ),

$$C_m = 120 \text{ kg.} + 48 \text{ kg.} = 168 \text{ kg.}$$

Además se considera una carga viva ( $C_a$ ) igual a la carga a transportarse y ésta corresponde a la carga máxima capaz de transportar el remolque.

Para efectos de diseño la carga de viento ( $C_f$ ) es despreciable, y además se asume que las cargas por vibraciones ( $C_v$ ) tienden a las cargas vivas máximas.

$C_f = 0$  (no produce incidencia)

$C_v \approx C_a = 400 \text{ kg.}$

Por medio de la ecuación 3.7 se determina las Cargas de Impacto ( $C_i$ ),

$C_i = 0.3 \times (C_m + C_a) = 0.3 \times (168 \text{ kg.} + 400 \text{ kg.}) = 170.4 \text{ kg.}$

Finalmente se obtiene la carga de diseño mediante la ecuación 3.9, valor que desde éste momento el determinante para el cálculo y diseño del prototipo (sección 3.1.15.4.),

$C_d = C_m + C_v + C_i = 168 \text{ kg.} + 400 \text{ kg.} + 170.4 \text{ kg.} = 738.4 \text{ kg.}$

## 5.1.2. CALCULO DE LA FUERZA DE TIRO.

### 5.1.2.1. Efecto de la aceleración y frenado inmediato.

Para el cálculo de la fuerza de tiro ( $F_a$ ) es necesario determinar previamente la aceleración máxima ( $a$ ) que el vehículo ejerce al encontrarse tirando al remolque con su máxima capacidad de carga. Se asume un valor de 60 km/h de velocidad máxima ( $V$ ) alcanzada en un periodo de tiempo ( $t$ ) de 0 a 15 segundos, por tanto:

$$a = \frac{dv}{dt} \approx \frac{V}{t}$$

Ecuación 5.1.

$a = \text{de } 1.11 \text{ m/s}^2.$

De la carga de diseño se determina la masa ( $m$ ) con la cual se obtiene el valor de la fuerza de tiro utilizando la ecuación 3.4,

$$Cd = m g$$

Ecuación 5.2.

$$m = \frac{Cd}{g}$$

$$m = \frac{738,4kg}{9,8m/s^2}$$

$$m = 72,3kg - s^2 / m$$

$$Fa = 72,3 \text{ kg-s}^2/m \times 1.11 \text{ m/s}^2.$$

$$Fa = 80,25kg.$$

#### 5.1.2.2. Efecto de la resistencia al rodamiento.

La resistencia al rodamiento ( $R_c$ ) se presenta cuando el remolque ha adquirido cierta velocidad sobre una cierta vía de cualquier tipo. Se considera que el remolque se desplaza en una vía de condiciones agrestes, que se compara con una superficie de tierra mojada, considerado como terreno arcilloso cuyo contenido de humedad es del 25%. 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".

$$c = 10 \text{ lb/in}^2 = 7045.47 \text{ kg/m}^2.$$

$$b = \text{ancho del neumático} = 175 \text{ mm.}$$

$$D = \text{diámetro de la rueda} = 470,2 \text{ mm.}$$

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

$$W = Cd/2 = 738.4 \text{ kg} / 2 = 369.2 \text{ kg.}$$

Ecuación 5.3.

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

Ecuación 5.4.

$$Rc = \frac{369,2^2}{(5,7 \times 7045,2 \times 0,175 \times 0,47)}$$

$$Rc = 41,27kg$$

Se determina un valor de resistencia a la rodadura de 41,27kg en condiciones críticas, además no se toma en cuenta el efecto de la aceleración en las interacciones entre la rueda y el terreno.

$$Rc \text{ total} = 41,27 \times 2 \text{ ruedas}$$

$$Rc = 82,54kg.$$

### 5.1.2.3. Fuerza de tiro máxima.

Para determinar la fuerza máxima de tiro ( $F_t$ ) se toma en cuenta que el remolque se encuentra subiendo una pendiente de  $30^\circ$  este valor es un promedio de la vías existentes en el Ecuador.

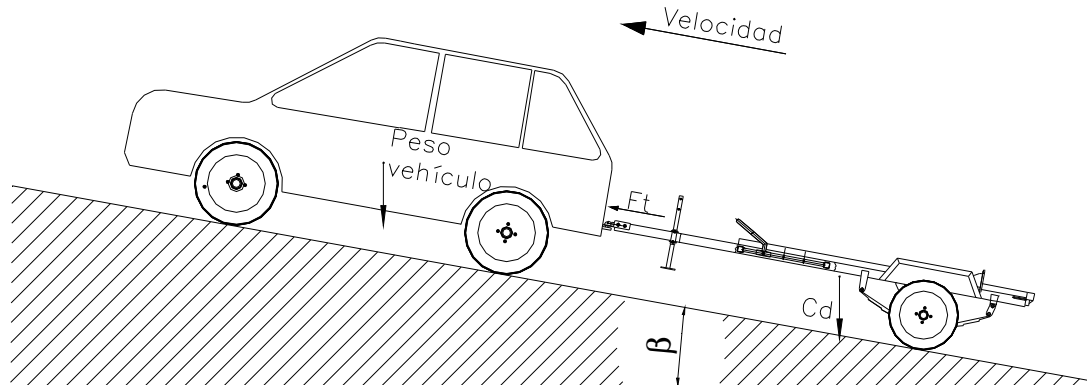
Para este análisis se incluye la resistencia a la rodadura, el peso y se determina el máximo ángulo de pendiente  $\beta = 30^\circ$ ,

$$F_t = Cm \text{ sen}(\beta) + Rc \text{ total}$$

$$F_t = 168 \text{sen}(30^\circ) + 82,54$$

$$F_t = 166,54kg.$$

Figura 5.1: Automóvil-Remolque en una pendiente de  $30^\circ$ .



## 5.2. ANÁLISIS DE ESTABILIDAD DEL REMOLQUE.

Una vez determinada la forma de calcular la posición del centro de gravedad (capítulo III, subtítulo 3.1.2.) se dimensiona exactamente al prototipo como se indica en la figura 5.2.

### 5.2.1. DETERMINACIÓN DEL CENTRO DE GRAVEDAD (G).

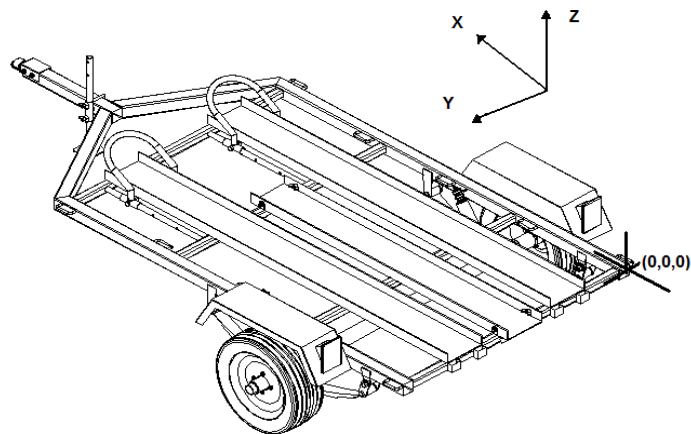
Para determinar el centro de gravedad se realiza un análisis de artificios matemáticos basados en el “Teorema de Varignon” a cada uno de los planos rectangulares del prototipo; con el objetivo de ubicar el centro de gravedad en el espacio descrito por los componentes (x,y,z).

En la figura 5.2 se ubica el sistema de coordenadas rectangulares en el espacio, en el cual se basa todas las dimensiones, cotas y vectores establecidos en el cálculo del presente diseño.

En el procedimiento se determina que la carga promedio ( $C_p$ ) a considerar para éste efecto se lo obtiene de la suma algebraica de la carga permanente y la carga viva.

$C_p = 520 \text{ kg}$ .

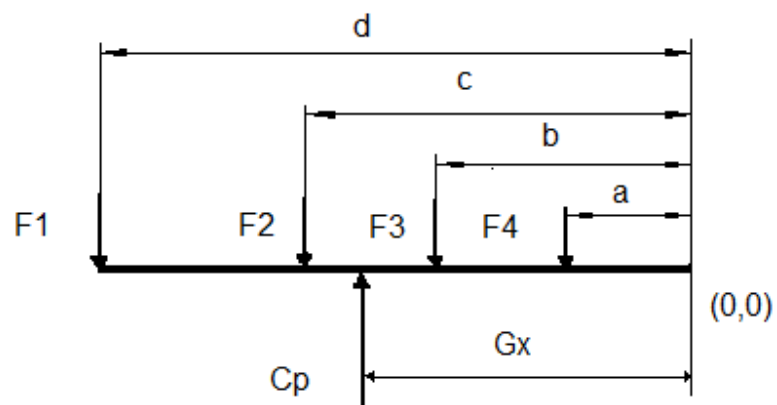
Figura 5.2: Sistema de referencia espacial para el prototipo.



Posición (X) del centro de gravedad ( $G_x$ ).

Para determinar la posición X del centro de gravedad del prototipo, se asume que el remolque es una viga continua horizontal, donde recibe las cargas puntuales, tal y como se presenta en el esquema de la figura 5.3.

Figura 5.3: Esquema de las carga puntuales.



Donde:



$$a = 250 \text{ mm.}$$

$$b = 700 \text{ mm.}$$

$$c = 1150 \text{ mm.}$$

$$d = 2900 \text{ mm.}$$

$$F1 = 69,75 \text{ Kg.}$$

$$F2 = 302,25 \text{ Kg.}$$

$$F3 = 55 \text{ Kg.}$$

$$F4 = 93 \text{ Kg.}$$

$$Cp = 520 \text{ Kg}$$

$$\Sigma \text{momentos} = 0$$

$$((F1 * d) + (F2 * c) + (F3 * b) + (F4 * a) - (Cp * Gx)) = 0$$

$$Gx = \frac{((F1 * d) + (F2 * c) + (F3 * b) + (F4 * a))}{Cp}$$

$$Gx = \frac{611612,5 \text{ kg} - \text{mm}}{520 \text{ kg.}}$$

$$Gx = 1177 \text{ mm.}$$

Posición (Y) del centro de gravedad ( $G_y$ ).

Al ser el prototipo un elemento simétrico con respecto a un eje imaginario que atraviesa longitudinalmente al tiro, se asume directamente que la posición Y del centro de gravedad se encuentra en el plano yz que contiene a dicho eje. Este criterio se ve respaldado por la certeza de que no existen cargas que varíen la situación de simetría del remolque.

$$G_y = 600 \text{ mm.}$$

Posición (Z) del centro de gravedad ( $G_z$ ).

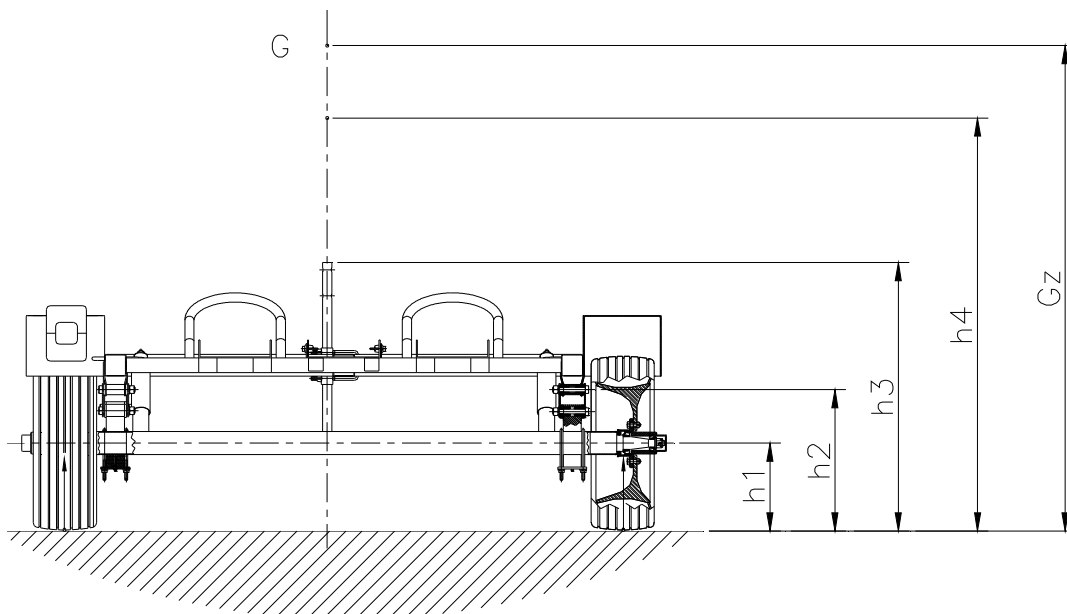
Por medio del artificio de traslado de vectores, se relaciona las cargas de los elementos con las respectivas alturas de los mismos con referencia al plano horizontal.

Para una adecuada aproximación de datos a la realidad, se relaciona las cargas de cada elemento del prototipo con sus respectivas alturas, como se tabula en la tabla 5.1 y se indica en la figura 5.4.

Tabla 5.1: Peso y altura de los componentes del remolque.

Componentes	Kg.	Altura	Mm
Eje + llantas	25	$h_1$	300
Sistema de Ballestas	30	$h_2$	400
Estructura	65	$h_3$	500
Carga	400	$h_4$	2000

Figura 5.4: Ubicación de centro de gravedad.



*Momento total* =  $\Sigma$ momentos

*Momento total* = 852000 kg – mm

$$G_z = \frac{\text{Momento total}}{C_p}$$

$$G_z = \frac{852000 \text{ kg – mm}}{520 \text{ kg.}}$$

$$G_z = 1638.5 \text{ mm.}$$

### **5.2.2. CALCULO DEL ÁNGULO DE INCLINACIÓN LATERAL PARA EL DISEÑO DEL REMOLQUE.**

Este cálculo tiene por objeto determinar si el remolque puede transitar por la máxima pendiente permitida (30°) y soportar el peralte máximo de las vías de primer y segundo orden (5-7°), entonces se garantiza así cumplir con los requerimientos anteriormente planteados.

#### **5.2.2.1. Cálculo del ángulo de inclinación máxima $\theta$ .**

Una vez encontrado el centro de gravedad del remolque, se determina el ángulo de inclinación lateral máximo, con los valores anteriormente determinados en el capítulo III y el capítulo IV y se procede a usar las ecuaciones 3.21 y 3.22.

$$G_z = 1638,5 \text{ mm}$$

$$B = 1770 \text{ mm}$$

Etapas de inestabilidad (volcamiento inminente):

$$\theta = a \tan(B/(2 * h))$$

$$\theta = a \tan(1770/(2 * 1638,5))$$

$$\theta = 28^\circ$$

Cálculo de la estabilidad transversal dinámica del remolque.

$$\beta_{\text{dim}} = 0.667 (28).$$

$$\beta_{\text{dim}} = 18^\circ.$$

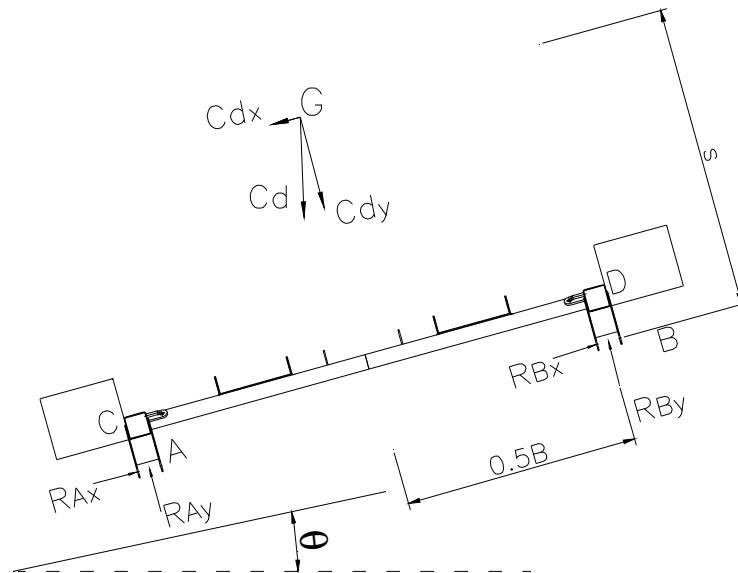
### **5.3. DISEÑO Y SELECCIÓN DEL SISTEMA DE SUSPENSIÓN.**

#### **5.3.1. DISEÑO DE LOS PORTA BALLESTAS.**

Son elementos que permiten la unión del sistema de suspensión con la estructura de carga. Para un correcto diseño es necesario considerar que el remolque está expuesto a su máxima inclinación transversal de  $18^\circ$ .

En la figura 5.5 se representa la vista posterior del remolque en donde se observan las reacciones que soportan los porta ballestas (puntos A y B), estas reacciones se las obtiene mediante un simple análisis estático.

Figura 5.5: Reacciones sobre el porta ballestas.



Donde:

$$s = 1263.5 \text{ mm}$$

$$B/2 = 1770 \text{ mm}$$

$$\theta = 18^\circ$$

$$C_d = 738,4 \text{ kg.}$$

$$C_{dx} = 228,18 \text{ kg.}$$

$$C_{dy} = 702,26 \text{ kg.}$$

$$R_{BY} = 182,2 \text{ kg.}$$

$$R_{AY} = 514,01 \text{ kg.}$$

$$R_{BX} = 61,17 \text{ kg.}$$

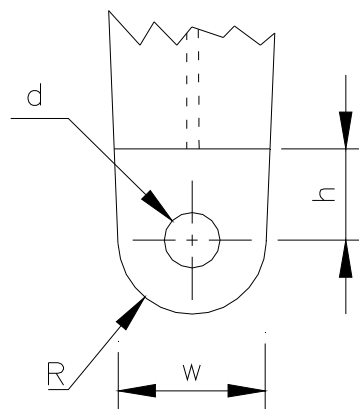
$$R_{AX} = 167,01 \text{ kg.}$$

### 5.3.2. DISEÑO DE LAS PLACAS DE LOS PORTA BALLESTAS.

La placa porta ballesta debe sujetar al perno que sostiene el buje de la ballesta, por tal motivo es necesario realizar la verificación del perno y el diseño de la placa que debe sujetar los componentes.

El diámetro del agujero para el perno está determinado por valor del agujero del buje de la ballesta. Bajo ésta premisa se dimensiona el porta ballesta tal como se observa en la figura 5.6, donde se precisa su geometría.

Figura 5.6: Geometría del porta ballestas.



Donde:

$$d = 13 \text{ mm.}$$

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

$$h = 16,5 \text{ mm}$$

Una vez determinado en la sección 5.3.1. Los valores de las cargas (reacciones) que debe soportar el porta ballesta, se toma como referencia el valor máximo ( $R_{AY} = 514,01 \text{ kg}$ ) de éstas fuerzas para determinar el espesor de la placa con el cual se construyen los porta ballestas.

$$F = 514,01 / 2 = 257 \text{ kg.}$$

Se selecciona como material al Acero A-36 por sus características físicas:

$$S_y = 2536,36 \text{ kg/cm}^2 = 36 \text{ kpsi}$$

$$S_{ut} = 4077,8 \text{ kg/cm}^2 = 58 \text{ kpsi}$$

Se realiza el análisis descrito en la sección 3.4.2, y se utilizan las ecuaciones 3.39, 3.40, 3.41 y 3.42, para determinar el límite a la fatiga del material ( $S_e$ ) en este elemento y el factor de diseño a la fatiga, respectivamente:

$$S_e = k_a \times k_c \times k_e \times S_e^l$$

$$S_e^l = 0,72 \times 0,5 \times S_{ut} \quad (\text{Para esfuerzo tracción – compresión})$$

$$S_e^l = 20,88 \text{ kpsi}$$

$$k_a = a S_{ut}^b$$

$$a = 2,7; b = -0,265 \quad \text{Laminado en frío (Anexo D, cuadro 4).}$$

$$k_a = 0,92$$

$$k_c = 0,923 \quad \text{Carga axial (Anexo D, cuadro 6).}$$

$$h/w = 0,4125$$

$$d/w = 0,325$$

$$K_t = 4 \quad (\text{Anexo D, figura 2}).$$

$$q = 0,79 \quad (\text{Anexo D, figura 3}).$$

$$k_f = 1 + q(K_t - 1)$$

$$k_f = 1 + 0,79(4 - 1)$$

$$k_f = 3,37$$

$$k_e = 1/k_f = 1/3,37$$

$$k_e = 0,296$$

$$S_e = 0,92 \times 0,923 \times 0,296 \times 20.88 = 5,25 \text{ kpsi}$$

$$S_e = 3,7 \text{ kg / mm}^2$$

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

$$3,7 = \frac{257}{(40-13)e}$$

$$e = 2.6 \text{ mm} \approx 3 \text{ mm.}$$

El cálculo para este diseño de las placas porta ballestas arroja el valor de espesor de placa de 2,6 mm; para el diseño se selecciona una placa de espesor de 3 mm considerando factores externos y garantizando que con el espesor seleccionado la placa resista todas las sollicitaciones mecánicas a las que es expuesta.

#### **5.3.2.1. Verificación de la resistencia a flexo-compresión de los porta ballestas.**

Ya determinadas las reacciones  $R_{AX}$  y  $R_{BX}$  en la sección 5.3.1 se establecen los momentos en los puntos de unión entre los porta ballestas y los largueros (puntos C y D de la figura 5.5) ejercidas por dichas reacciones:

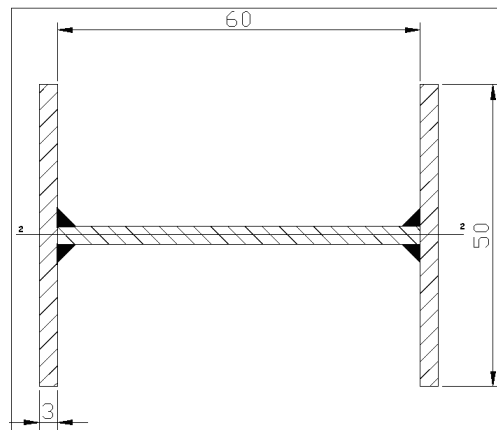
$$M_c = R_{AX} \times 125 = 20876,25 \text{ kg-mm.}$$

$$M_d = R_{BX} \times 125 = 7646,25 \text{ kg-mm.}$$

Con el valor máximo de  $M_c$  se realiza el siguiente análisis matemático determinando si es suficiente colocar una placa transversal entre las dos placas porta ballestas como lo indica la figura 5.7. Mediante éste cálculo se obtiene el factor de seguridad que brinda este elemento extra a los porta ballestas.



Figura 5.7: Sección del porta ballesta delantero.



Desarrollando las ecuaciones para barras cortas flexo-comprimidas anteriormente descritas en la sección 3.4.3 se obtiene:

$$f_{\max} = \frac{R_{AY}}{\text{Área}} + \frac{M_C}{S_{XX}}$$

$$f_{\max} = \frac{514.}{480} + \frac{20876,25}{2505,4}$$

$$f_{\max} = 9,4 \text{ kg/mm}^2$$

$$n = \frac{S_y}{f_{\max}}$$

$$n = \frac{2536,36 \text{ kg/cm}^2}{940 \text{ kg/cm}^2}$$

$$n = 2,69$$

Donde:

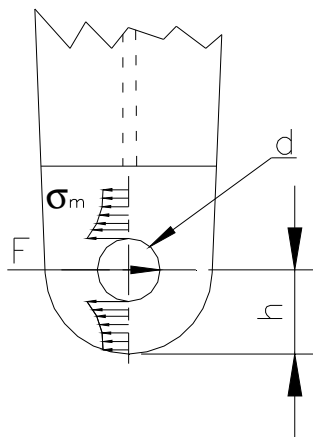
$$\text{Área} = 480 \text{ mm}^2$$

$$W_{xx} = 2505,4\text{mm}^3$$

### 5.3.2.2. Cálculo del efecto de tracción neta.

En la figura 5.8. Se realiza un esquema de cómo el porta ballesta se ve afectado por la acción de una fuerza de tracción provocada por la ballesta.

Figura 5.8: Esquema del efecto de tracción del porta ballestas.



Donde:

$$e = 3 \text{ mm}$$

$$F = 257 \text{ kg}$$

En base a los datos representados en la misma figura, se determina el área neta que sirve para el cálculo del esfuerzo normal presente en la placa porta ballesta.

$A_N$  = área neta

$A_p$  = área del perfil

$A_a$  = área transversal alojamiento.

$$A_N = A_p - A_a$$

$$A_p = h \times e = 20 \times 3 = 60 \text{ mm}^2$$

$$A_a = d \times e = 13 \times 3 = 39 \text{ mm}^2$$

$$\bar{\delta} = \frac{F}{A_N} = \frac{257 \text{ kg}}{(60-39)\text{mm}^2}$$

$$\bar{\delta} = 12,24 \text{ kg/mm}^2$$

$$n = \frac{S_y}{\sigma} = \frac{2536,36 \text{ kg/cm}^2}{1224 \text{ kg/cm}^2}$$

$$n = 2,1$$

### 5.3.2.3. Cálculo del efecto empuje.

En el gráfico de la figura 5.9 se esquematiza una fuerza de empuje ejercida sobre el porta ballesta, lo cual provoca esfuerzos en toda la geometría del elemento.

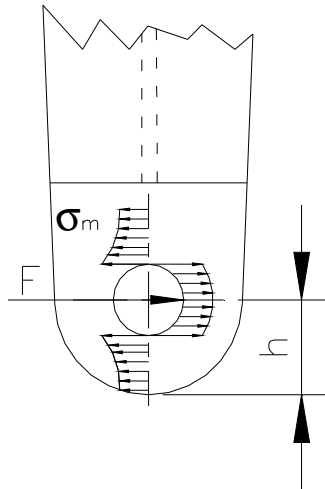
Con las dimensiones del elemento se procede a la obtención del área donde está aplicado dicho esfuerzo de empuje.

$A_a$  = área de aplicación de la carga.

$$A_a = \frac{\pi d}{2} e = \frac{\pi * 13 \text{ mm} * 3 \text{ mm}}{2}$$

$$A_a = 61,26 \text{ mm}^2$$

Figura 5.9: Esquema del efecto de empuje del porta ballestas.



$$\delta = \frac{F}{A_a} = \frac{257 \text{ kg}}{61,26 \text{ mm}^2}$$

$$\delta = 4,19 \text{ kg/mm}^2$$

$$n = \frac{S_y}{\sigma} = \frac{2536,36 \text{ kg/cm}^2}{419 \text{ kg/cm}^2}$$

$$n = 6.$$

### 5.3.3. SELECCIÓN DE LAS BALLESTAS.

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

Para determinar un tipo específico de ballestas, se inicia realizando una analogía con un vehículo que reúna características similares como capacidad de carga y dimensiones del remolque.

Para el remolque se seleccionan los paquetes de ballestas delanteros de un Daihatsu Super Hormiga 4 x 4, considerando que el peso total del Jeep es aproximadamente de 1000 kg (anexo D, catalogo 1) y tomando en cuenta que las dimensiones se ajustan perfectamente a los requerimientos básicos del prototipo.

### 5.3.3.1. Esfuerzo en la fibra extrema<sup>14</sup>.

Para realizar el análisis correspondiente es importante considerar a la ballesta como una viga de resistencia uniforme, de espesor constante y de ancho variable. Además con los valores de las cargas máximas que está soportando la ballesta (sección 5.3.1) se realizar el cálculo mediante la ecuación 5.5

$$\sigma = \frac{3}{2} \frac{PL}{Nbe^2}$$

Ecuación 5.5.

Si se tiene que,

$$R_{AY} = 514,01 \text{ kg.}$$

$$P = R_{AY}/2 = 514,01/2 = 259 \text{ kg.}$$

$$L = 900 \text{ mm.}$$

$$N = \text{numero de hojas.}$$

$$b = 50 \text{ mm.}$$

$$e = 8 \text{ mm.}$$

$$E = \text{modulo de elasticidad de acero de hojas} = 2,2 \times 10^4 \text{ kg / mm}^2.$$

---

<sup>14</sup>SLAYMAKER, R.R, Diseño y análisis de elementos de maquinas, Editorial Limusa, Mexico, 1969, pag. 229.  
Entonces se obtiene que,

$$\sigma = \frac{3 \cdot 259,1 \times 900}{2 \cdot 1 \times 50 \times 8^2}$$

$$\sigma = 27,33 \text{ kg/mm.}$$

Al utilizar una sola hoja de ballesta se tiene un esfuerzo de  $\sigma = 27,33 \text{ kg/mm}$ . Es posible poder iterar hasta un máximo de 5 hojas de ballestas para formar el paquete de ballestas.

Los resultados de las distintas combinaciones del número de ballestas se encuentran tabulados en el cuadro 2 del Anexo D.

### 5.3.3.2. Flexión máxima en función del esfuerzo<sup>15</sup>.

Aplicando el método de área momento a la viga se determina la flexión máxima en función del esfuerzo como lo plantea la ecuación 5.6.

$$\Delta = \frac{\sigma L^2}{4Et}$$

Ecuación 5.6.

$$\Delta = \frac{27,33 \times 900^2}{4 \times 21092,1 \times 8}$$

(Valores obtenidos de la sección 5.3.3.1)

$$\Delta = 32,8 \text{ mm.}$$

Este valor corresponde a la máxima flexión que puede soportar una sola hoja de ballesta.

---

<sup>15</sup>SLAYMAKER, R.R, Diseño y análisis de elementos de maquinas, Editorial Limusa, Mexico, 1969, pag. 231.

### 5.3.3.3. Flexión máxima en función de la carga<sup>16</sup>.

Un valor real de flexión está dado por la carga que soportada el paquete de ballestas y su cálculo está regido por la siguiente expresión algebraica:

$$\Delta = \frac{3R_{Ay}}{8NbE} \left( \frac{L}{t} \right)^3 \quad \text{Ecuación} \quad 5.7.$$

$$\Delta = \frac{3 \times 514,01}{8 \times 1 \times 50 \times 21092,1} \left( \frac{900}{8} \right)^3$$

$$\Delta = 260,52 \text{ mm.}$$

### 5.3.3.4. Constante aproximada del resorte<sup>17</sup>.

La constante del resorte (k) se la obtiene analizando la flexión a la que está sujeto el elemento,

$$k = \frac{8}{3} NbE \left( \frac{t}{L} \right)^3 \quad \text{Ecuación} \quad 5.8.$$

$$k = \frac{8}{3} 1 \times 50 \times E \left( \frac{8}{900} \right)^3$$

$$k = 1,98 \text{ kg / mm .}$$

---

<sup>16</sup>SLAYMAKER, R.R, Diseño y análisis de elementos de maquinas, Editorial Limusa, Mexico, 1969, pag. 232.

<sup>17</sup>SLAYMAKER, R.R, Diseño y análisis de elementos de maquinas, Editorial Limusa, Mexico, 1969, pag. 233.

Al iterar las combinaciones del número hojas de ballestas (Anexo D, cuadro3) se obtiene que el resultado idóneo está formado un paquete de tres hojas de ballestas con una flexión máxima en función de la carga de  $\Delta_p = 87,45$  mm.

#### 5.3.4. ESTADOS DE CARGA SOBRE LAS BALLESTAS DEL REMOLQUE.

Las ballestas se encuentra en un estado de carga extremo figura 5.10. Las motocicletas están como cargas concentradas puntuales sobre las rieles fijas de la estructura de carga.

Teniendo en consideración a que los colgantes forman un ángulo máximo de  $58^\circ$  grados con la vertical. Las reacciones sobre el paquete de ballestas son:

$$\tan 58^\circ = \frac{R_{BX}}{259,1}$$

$$R_{BX} = 414,6kg.$$

$$R_{BY} = 259,1kg.$$

$$R_{AY} = 259,1kg.$$

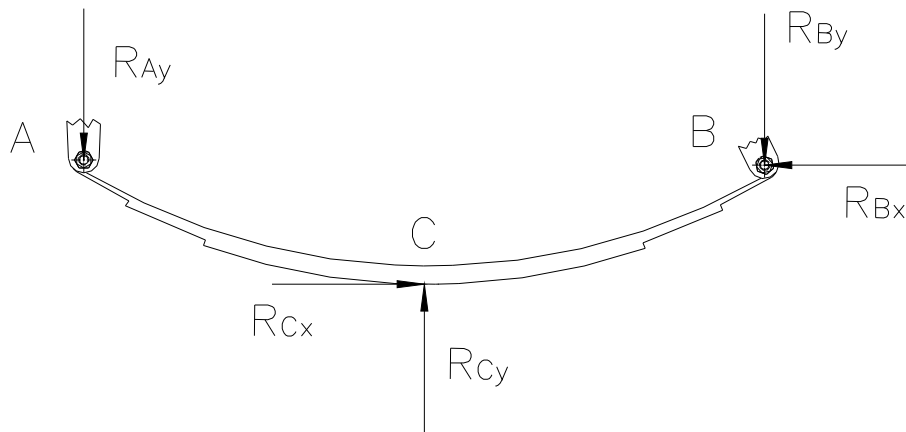
$$R_{CX} = 414,6kg.$$

$$R_{CY} = 518,2kg.$$

Estas fuerzas se encuentran representadas en el esquema de la figura 5.10.



Figura 5.10: Cargas sobre las ballestas.



### 5.3.5. SELECCIÓN DE LOS PASADORES DE LAS BALLESTAS.

Los pasadores son los elementos de sujeción y unión, de las ballestas con los porta ballestas, de las ballestas con los colgantes y los colgantes con los porta ballestas.

El diámetro de los pasadores está determinado por el diámetro interno del buje del paquete de ballestas. El diámetro interior del buje de las *ballestas delanteras del Daihatsu Súper hormiga 4 x 4* es  $D_i = 15 \text{ mm}$ .

La fuerza máxima que soporta el pasador en el conjugado del sistema (placas porta ballestas, buje, ballesta y pasador) es:

$$F_{\text{max}} = \sqrt{(414,6)^2 + (259,1)^2}.$$

$$F_{\text{max}} = 488,9 \text{ kg}.$$

### 5.3.5.1. Determinación del diámetro del pasador.

Una vez determinada la fuerza máxima que soporta el pasador se procede al cálculo del diámetro mínimo, basándose en el diseño de pasadores y sujetadores como se indica a continuación:

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

$$\tau_{permisible} = 0,4S_y$$

Por lo tanto:

$$d^2 = \frac{4F}{\pi \tau_{permisible}}$$

$$d = \sqrt{\frac{4 \times 489}{\pi \times 0,4 \times 64,6824}}$$

$$d = 4,91 \text{ mm.}$$

El cálculo anterior determina que un pasador de diámetro de 5mm, soporta los esfuerzos actuantes en el conjugado.

Con el fin de garantizar un adecuado montaje, se selecciona un pasador de  $d = 14\text{mm}$ , permitiendo que el elemento seleccionado pueda deslizarse dentro del buje de las ballestas. En vista que en el mercado nacional los pasadores con características y dimensiones específicas no se encuentran con facilidad, y además representan un mayor costo adicional; se selecciona para éste efecto un Perno de alta resistencia con las siguientes características:

Diámetro mayor nominal = 14mm.

Paso,  $p = 1.5\text{mm}$ .

Anexo D, cuadro 7.

Área del esfuerzo de tensión  $A_t = 125\text{mm}^2$ .

Grado métrico 8.8 ( $6\text{mm} < d < 25\text{mm}$ .)

Anexo D, cuadro 8.

Resistencia a la prueba,  $S_p = 59,7609\text{ kg/mm}^2$

Resistencia a la tensión,  $S_{ut} = 84,3683\text{ kg/mm}^2$

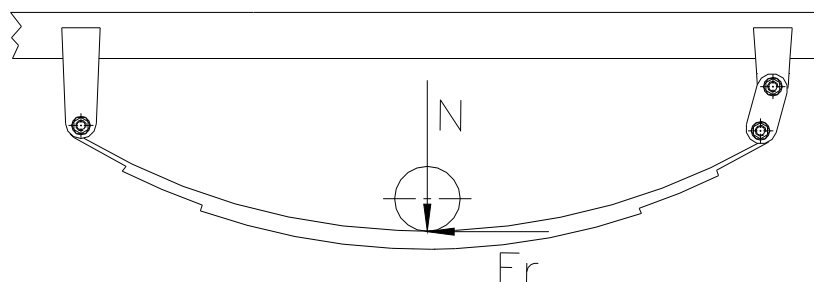
Resistencia a la fluencia,  $S_y = 64,6824\text{ kg/mm}^2$

### 5.3.6. DISEÑO DE ABRAZADERAS PARA LAS BALLESTAS.

Las abrazaderas porta ballestas son los elementos que proporcionan la fuerza normal (N), con la que se aprieta el paquete de ballestas contra el eje central. Para la correcta aplicación de esta fuerza es necesario adicionar un elemento posicionador denominado placa de sujeción como se indica en la figura 5.11.

Este elemento posicionador permite alinear correctamente las ballestas con el eje central para que no exista movimiento relativo entre los dos, y además garantiza que la fuerza generada por las tuercas de las abrazaderas se distribuya uniformemente en el conjugado.

Figura 5.11: Fuerza aplicada sobre el conjugado.



Donde:

$$Fr = \mu \times N$$

$$\mu = 0,2 \text{ para el acero}$$

$$414,6 = 0,2 \times N$$

$$N = 2073 \text{ kg.}$$

La fuerza ejercida sobre cada punta de abrazadera P es:

$$P = 2073 / 4 = 518,25 \text{ kg.}$$

### 5.3.6.1. Esfuerzos de tensión en las puntas de la abrazadera.

Al ser P un valor ya definido, se determina que la abrazadera debe tener las siguientes características,

Grado métrico 8.8 (6mm < d < 25mm.)

Anexo D, cuadro 8.

$$Sp = 59,7609 \text{ kg/mm}^2$$

$$Sut = 84,3683 \text{ kg/mm}^2$$

$$Sy = 64,6824 \text{ kg/mm}^2,$$

Con lo cual se procede a la determinación del diámetro mínimo de la abrazadera:

$$\sigma_{\max} = 0,9 \times Sy$$

$$\sigma_{\max} = 0,9 \times 64,6824 \text{ kg/mm}^2$$

$$\sigma_{\max} = 58,214 \text{ kg/mm}^2$$

$$\sigma = 1,32 \left( \frac{4P}{\pi d n^2} \right)$$

Igualando las ecuaciones anteriores y despejando el diámetro se tiene que:

$$dn = \sqrt{1,32 \left( \frac{4P}{\pi \sigma_{\max}} \right)} = \sqrt{1,32 \left( \frac{4 \times 518,25}{\pi (58,214)} \right)}$$

$$dn = 3,86 \text{ mm}$$

$$\text{Paso} = 1,5$$

$$d = dn + (1,08p) = 4 + (1,08 \times 1,5)$$

$$d = 5,62 \text{ mm.}$$

Las abrazaderas que satisfacen los requerimientos planteados anteriormente corresponden aquellas de diámetro 5,62 mm.

Por criterios de selección se determina que una abrazadera adecuada para este diseño, debe tener un diámetro de 10 mm. La cual satisface todas las solicitudes mecánicas a las cuales va estar expuesto el prototipo.

Diámetro mayor nominal = 10mm.

Paso,  $p = 1.5\text{mm}$ .

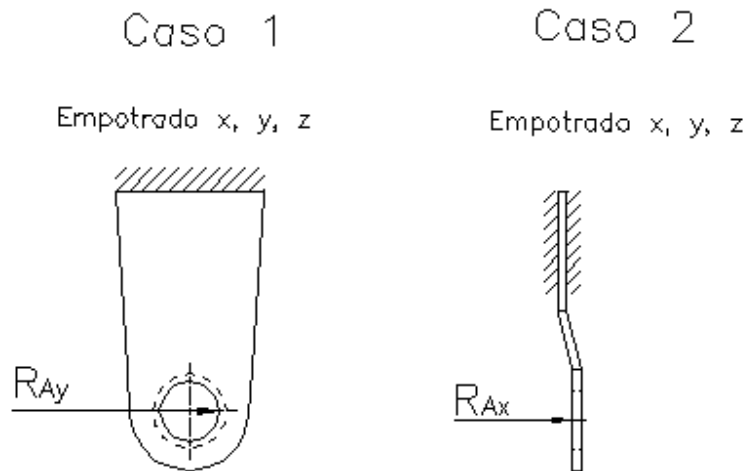
Anexo D, cuadro 7.

Área del esfuerzo de tensión  $A_t = 58 \text{ mm}^2$ .

### **5.3.7. DISEÑO DE LAS PLACAS POSTERIORES DEL PORTA BALLESTAS.**

El análisis del siguiente elemento se lo realiza con el programa GID 7.2 CALSEF 2001, con el cual se localiza los lugares donde se genera el mayor esfuerzo y su valor al someterlo a las cargas máximas de exposición, como se indican en la figura 5.12.

Figura 5.12: Esquema de la placa posterior del porta ballestas sometida a carga.



Los resultados del análisis se observan en el anexo G; gráfico 2 y 4. Se tiene como resultado en el caso 1 que el mayor esfuerzo es:  $1,2011 \times 10^8 \text{ N/m}^2$ .

$S_y = 248731947.9 \text{ N/m}^2$  de acero A-36.

$$n = \frac{S_y}{\sigma}$$

$$n = \frac{248731947.9}{120110000}$$

$$n = 2,07$$

En el caso 2 se tiene un esfuerzo de:  $3,5832 \times 10^5 \text{ N/m}^2$ .

$$n = \frac{S_y}{\sigma}$$

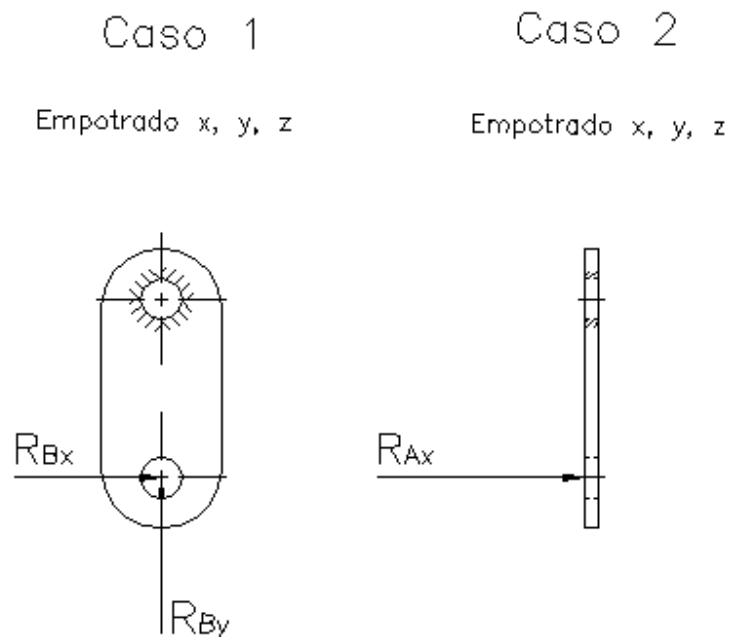
$$n = \frac{248731947.9}{358320}$$

$$n = 694$$

### 5.3.8. DISEÑO DE LOS COLGANTES DE LAS BALLESTAS.

El análisis del siguiente elemento se lo realiza con el programa GID 7.2 CALSEF 2001, con el cual se localiza los lugares donde se genera el mayor esfuerzo y su valor al someterlo a cargas máximas de exposición (figura 5.13).

Figura 5.13: Esquema del colgante del porta ballesta sometido a carga.



Los resultados del análisis se observan en el anexo G; gráfico 6 y 8. Se tiene como resultado en el caso 1 que el mayor esfuerzo es:  $1,1896 \times 10^8 \text{ N/m}^2$ .

$S_y = 248731947.9 \text{ N/m}^2$  de acero A-36.

$$n = \frac{S_y}{\sigma}$$

$$n = \frac{248731947.9}{118960000}$$

$$n = 2,1$$

En el caso 2 se tiene un esfuerzo de: 25895 N/m<sup>2</sup>.

$$n = \frac{S_y}{\sigma}$$

$$n = \frac{248731947.9}{25895}$$

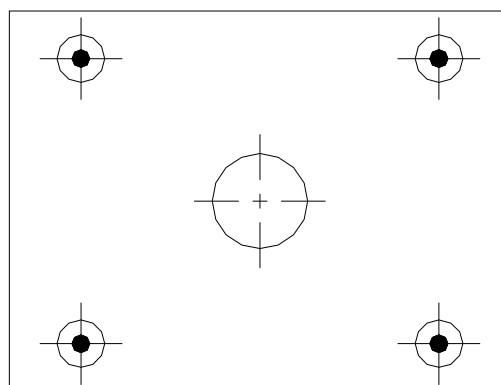
$$n = 9605$$

### 5.3.9. DISEÑO DE LAS PLACA DE SUJECIÓN PARA LAS BALLESTAS.

Con la utilización del paquete informático GID 7.2 CALSEF 2001, se localiza los lugares donde se genera el mayor esfuerzo y su valor al someterlo a cargas máximas de exposición (figura 5.14).

Figura 5.14: Esquema de la placa de sujeción para las ballestas sometida a carga.

Empotrado x, y, z



●  $F_z = R_{cy}/4$



Los resultados del análisis se observan en el anexo G; gráfico 10. Se tiene como resultado que el mayor esfuerzo es: 35254 N/m<sup>2</sup>.

$S_y = 248731947.9 \text{ N/m}^2$  de acero A-36.

$$n = \frac{S_y}{\sigma}$$
$$n = \frac{248731947.9}{35254}$$
$$n = 7055$$

#### **5.3.10. SELECCIÓN DE AMORTIGUADORES.**

Los amortiguadores constituyen elementos esenciales para el sistema de suspensión.

Para esta selección se tiene en cuenta los amortiguadores ofertados en el mercado nacional.

Al determinar un tipo específico de amortiguador se realiza el análisis bajo los criterios analizados en la sección 5.3.3. Para el remolque se seleccionan los amortiguadores delanteros de un Chevrolet San Remo puesto que las condiciones de trabajo se asemejan mucho a las del prototipo (Anexo D, catalogo 2.).

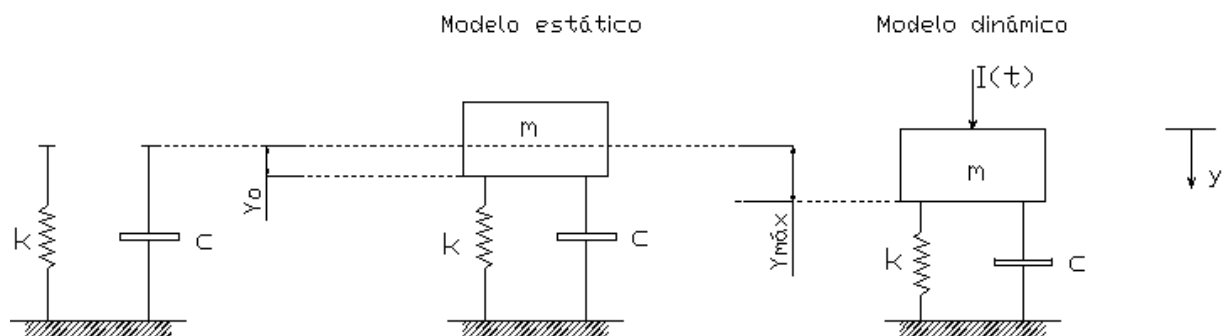
#### **5.4. ANÁLISIS DINÁMICO DEL SISTEMA DE SUSPENSIÓN.**

En las secciones anteriores se realiza un análisis estático de cada elemento del sistema de suspensión, proyectando los valores críticos del sistema. Ahora se procede al análisis dinámico del sistema de suspensión como un solo elemento.

### 5.4.1. MODELO DEL SISTEMA DE SUSPENSIÓN.

Para este prototipo se analiza el modelo sub amortiguado simple, que corresponde a un sistema mecánico que consta de masa-resorte-amortiguador identificado mediante sus constantes características equivalentes m-k-c respectivamente como se esquematiza en la figura 5.15.

Figura 5.15: Esquema básico de un sistema de suspensión de un automóvil.



Donde:

$Y_{max}$  = longitud máxima que puede desplazarse el resorte, ejercida por las cargas de vibración ( $I_t$ ).

$Y_0$  = longitud desplazada por el resorte en el punto de equilibrio con masa diseño ( $m$ ).

Sistema sub-amortiguado,  $\zeta=0,5$ .

$Y_{max} = 150$  mm. Anexo D, catalogo 1.

$Y_0 = 87,45$  mm. Anexo D, cuadro 3.

$k = 5,93$  kg/mm. Anexo D, cuadro 3.

$m = 0,075$  Kg mm/s<sup>2</sup>.

En los sistemas sub amortiguado la ecuación 5.9, relaciona las tres constantes del sistema,

$$\xi = \frac{c}{2\sqrt{k * m}}$$

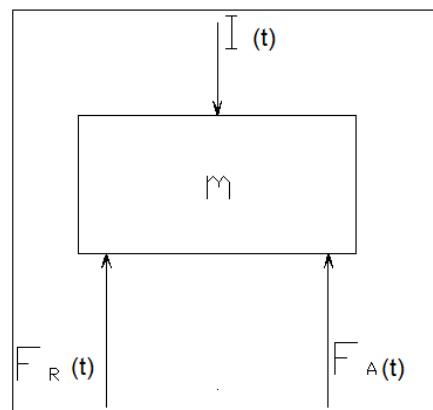
**Ecuación 5.9.**

$$\therefore c = 0.65 \text{ Kg} - s / mm.$$

#### 5.4.2. ANÁLISIS DEL SISTEMA DE SUSPENSIÓN DEL REMOLQUE.

Se realiza el diagrama de cuerpo libre (figura 5.16) y se establece la relación entre las distintas fuerzas presentes en el sistema.

Figura 5.16: Diagrama de cuerpo libre del sistema.



Donde:

$F_R$ = fuerza del resorte.

$F_a$ = fuerza del amortiguador.

Al estar la sumatoria de fuerzas en función de la aceleración  $a(t)$  es posible aplicar a toda la expresión algebraica la transformada de Laplace  $[y(s)]$ .

$$\Sigma F = ma$$

$$\Sigma F(t) = m \frac{d^2 y}{dt^2}$$

$$\Sigma F(S) = mS^2 Y(S)$$

La anti transformada de Laplace de las fuerzas existentes en el diagrama del cuerpo libre de la figura 5.16 se representa como,

$$\Sigma F(t) = I(t) - F_R(t) - F_A(t)$$

$$\Sigma F(S) = I(S) - F_R(S) - F_A(S)$$

Tal que;

$$F_R(t) = k \cdot y(t)$$

$$F_R(S) = k \cdot Y(S)$$

$$F_A(t) = c \frac{dy}{dt}$$

$$F_A(S) = c \cdot S \cdot Y(S)$$

### 5.4.3. ECUACIÓN DE LA FUNCIÓN DE TRANSFERENCIA.

Las ecuaciones obtenidas en el diagrama de cuerpo libre se relacionan y reemplazan, obteniendo la ecuación general de transferencia; que al solucionarla arroja el máximo valor permisible de la carga de vibración que puede soportar el resorte.

$$mS^2Y(S) = I(S) - F_R(S) - F_A(S)$$

$$\frac{Y(S)}{I(S)} = \frac{1}{m.S^2 + c.S + k}$$

$$\frac{Y(S)}{I(S)} = G(S)$$

$$G(S) = \frac{1}{0,075S^2 + 0.65S + 5,93}$$

### 5.4.4. ECUACIÓN EN FUNCIÓN DEL TIEMPO.

Aplicando la anti transformada de Laplace y realizado los múltiples reemplazos correspondientes se obtiene que,

$$G(t) = 0,015e^{-4,3t} 116,5\text{sen}(7,8t)$$

Cuya grafica se representa en la figura 1 del anexo D, y su valor máximo viene determinado 0.74 mm/Kg.

$$G(t) = \frac{Y(t)}{I(t)}$$

$$\frac{Y(t)}{I(t)} = \frac{Y_{\max}}{I}$$

$$I = \frac{150\text{mm}}{0,74\text{mm/kg}}$$

$$I_{\max} = 202,7\text{kg}$$

$I_{\max}$  es la fuerza máxima de impacto que puede absorber el sistema de suspensión, es equivalente a un 27,45% del la carga de diseño.

## 5.5. DISEÑO DE LA ESTRUCTURA.

Las unidades en el presente proyecto son las dadas por el sistema internacional de medidas (SI) con sus múltiplos y submúltiplos a menos que se especifique lo contrario.

LONGITUD: unidad metro (m).

TIEMPO: unidad segundo (seg).

CARGA: unidad kilogramo (Kg).

ANGULOS: unidad grado (°).

Materiales:

El material que se emplea para la construcción de la estructura del remolque es un acero estructural, el cual presenta propiedades óptimas para las condiciones de trabajo a las cuales va estar sometido el remolque. El acero estructural es un material bastante resistente, no es frágil, presenta buena ductilidad a la vez que su resistencia es aceptable, por estas razones y por ser un material de fácil adquisición y costos

relativamente bajos en el mercado, el prototipo se fabrica en su totalidad con acero estructural ASTM A36.

### **5.5.1. DISEÑO DEL CHASIS.**

Para el diseño se toma en cuenta un correcto y adecuado posicionamiento de las motocicletas con el objeto de que no sufran desperfectos de ningún tipo. También es importante considerar los parámetros establecidos por el reglamento de tránsito, en el diseño se debe tomar en cuenta que los elementos presentes sean de fácil adquisición y bajos costos, sin que esto implique alteraciones en la seguridad de diseño.

Las dimensiones del chasis son:

Largo: 2000 mm.

Ancho: 1320 mm.

El largo del chasis presentado se debe a condiciones establecidas por las motocicletas, como se manifiesta en el cuadro comparativo de la tabla 5.2; además el ancho del bastidor permite el transporte simultáneo de dos motocicletas.

Las restricciones para el diseño de la estructura (figura 5.17) se determinan por el cuadro comparativo. Gracias al cual se determina la distancia promedio entre ejes, la que es de 1401.4mm.

El ancho promedio de las motos es de 768.28 mm. Cabe notar que el ancho de las motos es determinado por el timón de las mismas; el ancho del habitáculo tiene un decremento del 50 por ciento, del valor presentado en la tabla 5.2.

TABLA 5.2: Cuadro comparativo de parámetros de las motocicletas.

CUADRO COMPARATIVO PARA LOS PARAMETROS DE LA ESTRUCTURA (MOTOCICLETAS SUZUKY)							
TIPO	MOTOCICLETAS	DIST ENTRE EJE (mm)	PESO (Kg)	LARGO (mm)	ANCHO (mm)	ANCHO MAX MEUMAT(mm)	
BOULEVARD	I250	1450	137	2160	815		130
BOULEVARD	S 40	1480	160	2180	720		140
BOULEVARD	M 50	1655	247	2370	920		170
BOULEVARD	M 109 R	1710	319	2450	875		240
SCOOTERS	AKIRA	1140	67	1650	635		30
SCOOTERS	AN 125 HK	1255	108	1772	682		35
SCOOTERS	BURGMAN 400	1585	199	2270	760		150
URBANA	SMASH REVO	1225	95	1920	655		27.5
URBANA	GN 125	1280	107	1945	815		30
URBANA	EN-125 2A	1275	116	1945	735		90
URBANA	TS 185	1375	102	2160	835		41
URBANA	DR 200 SE	1405	113	2150	805		100
GSX-R	GSX-R600	1400	163	2040	715		180
GSX-R	GSX-R1000	1415	172	2045	720		190
GSX-R	HAYABUSA	1480	220	2195	735		190
TRABAJO	AX 100	1215	82	1865	725		27.5
TRABAJO	VIVAX 115	1200	95	1905	650		27.5
TRABAJO	HURACAN EN 125	1265	114	1920	735		30
CROSS Y ENDURO	RM 85	1240	65	1805	735		90
CROSS Y ENDURO	RMZ 250	1465	92	2165	830		100
CROSS Y ENDURO	RMZ 450	1480	101.5	2185	830		110
CIUDAD Y TURISMO	SV 650 S	1425	172	2085	730		160
CIUDAD Y TURISMO	B-KING	1525	235	2245	800		200
TURISMO	V STROM 650	1555	194	2290	840		150
TURISMO	V STROM 1000	1535	208	2295	910		150
valor promedio		1401.4		2080.48	768.28		

Fuente: Catálogos Virtuales

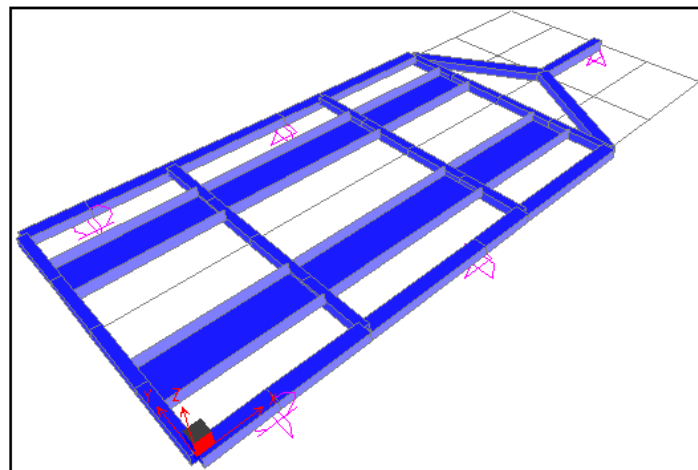


En el diseño, el ancho total de la estructura es de 1320 mm, lo que condiciona que algunas motocicletas se coloquen al revés una respecto a la otra, con el fin que quepan adecuadamente en la estructura. Además el largo de diseño es ideal, puesto que da la facilidad para colocar en cualquier posición a las motocicletas.

La capacidad máxima de carga de la estructura (figura 5.17) es de 400 Kilogramos, lo que representa que la estructura puede soportar a dos motocicletas de 200 Kg c/una, tal como se indica en el grafico 1 del anexo F.

En la tabla 5.2. Se observa que el ancho máximo del neumático de motocicleta no tiene dificultad al pasar por la riel de 200mm presente en éste diseño.

Figura 5. 17: Esquema de la estructura del remolque porta motocicletas.



### 5.5.2. DISEÑO DE LA RIEL FIJA.

Para un adecuado diseño de la riel se considera los parámetros establecidos por las motocicletas, los cuales son: peso, diámetro de las ruedas, ancho de las neumáticos, distancia promedio entre ejes.

Para determinar el óptimo posicionamiento de la reacción que actúa en el diseño del riel, se toma en cuenta la distancia promedio entre ejes de las motocicletas y la distribución de los apoyos del riel (travesaños). Se toma estas consideraciones con el fin de evaluar la separación más crítica producida por las reacciones en el riel, tanto de carga como de apoyo; entonces se determina el momento flector máximo producido por las reacciones presentes.

Existe una consideración importante para la determinación del riel, el ancho máximo de los neumáticos de las motocicletas, el cual es de 195mm.

Se utiliza el paquete informático Sap 2000 y las propiedades del elemento estructural descritas en el cuadro 1 del anexo E, con el objeto de considerar todas las cargas presentes en el elemento incluido su propio peso.

Este análisis establece el momento flector máximo al que está sometido el elemento estructural (figura 5.18); como se determina en la secuencia de la figuras 5.19, 5.20, 5.21 y 5.22.

Figura 5.18: Disposición del perfil en la función de riel.

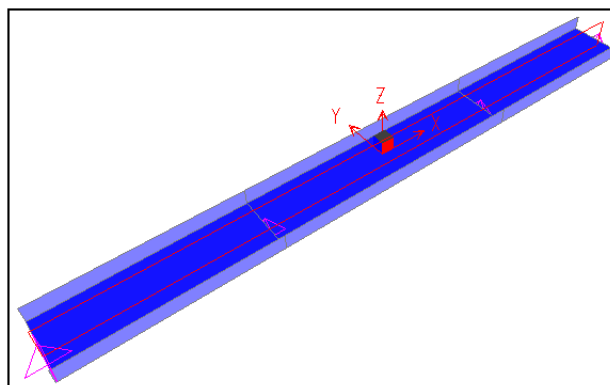


Figura 5.19: Fuerzas máximas aplicadas en la riel fija (Kg).

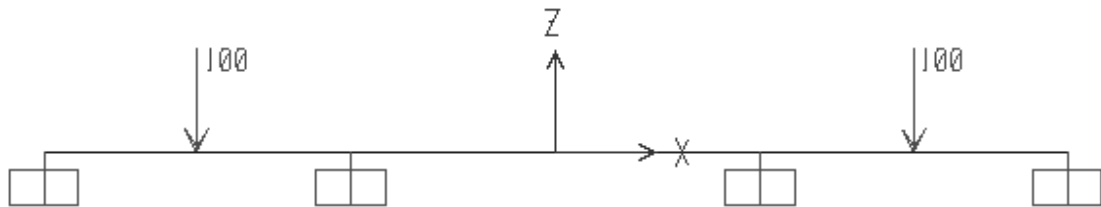


Figura 5.20: Reacciones en los apoyos de la riel fija (Kg).

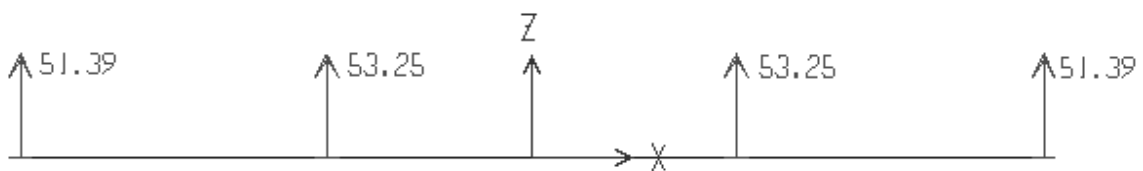


Figura 5. 21: Diagrama de cortantes en la riel fija.

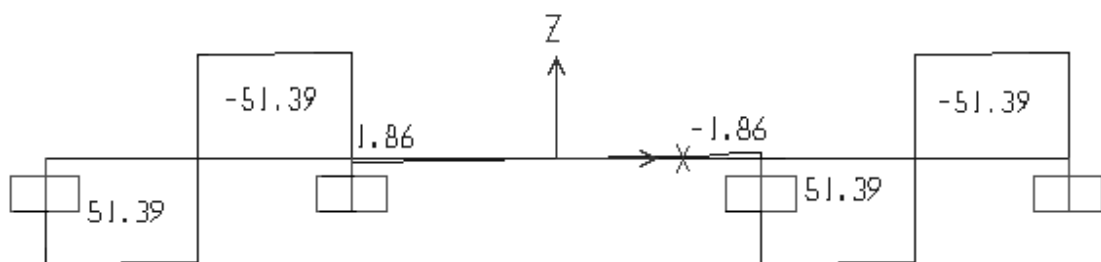
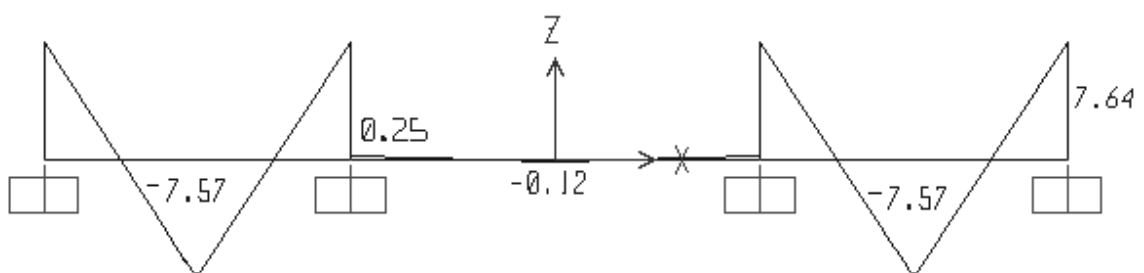


Figura 5.22: Diagrama de momento flector en la riel fija.



Luego del análisis del posicionamiento, longitud (2000) y fuerzas presentes en la riel. Se ejecuta el cálculo para la obtención del momento flector máximo y gracias a este encontrar el factor de seguridad ( $n_{est}$ ) presente en el riel.

*Material: Acero – A36 Estructural*

*Perfil: canal U*

*Dimensión: 200x50x2mm*

$$W_{yy} = 2,88\text{cm}^3$$

$$S_y = 2536.36 \frac{\text{Kg}}{\text{cm}^2}$$

$$M_{m\acute{a}x} = 7,64\text{Kg} - m$$

$$\frac{M_{m\acute{a}x}}{W_{yy}} = \frac{S_y}{n_{est}}$$

$$\frac{764}{2.88} = \frac{2536.36}{n_{est}}$$

$$n_{est} = 9.56$$

### 5.5.3. DISEÑO DEL RIEL MÓVIL.

La consideración que se hace en el diseño del riel móvil, es que la fuerza aplicada sea equivalente a la mitad de la carga máxima que soporta la riel fija.

Se coloca la mitad de la carga máxima puesto que es lo máximo que soporta la riel al montaje y desmontaje de las motocicletas, ya que al deslizar la motocicleta por la riel móvil pasa primero una llanta y luego la otra, evita que se concentre todo el peso de la motocicleta en el elemento.

La fuerza se coloca en la mitad del riel, ya que este punto es el más crítico del mismo debido a que los apoyos se encuentran en los extremos.

Se realiza el mismo análisis descrito en la sección 5.5.2. Para la riel fija; así se realiza el cálculo del factor de seguridad para el riel móvil de longitud 1400 mm, previamente determinado el momento flector máximo, por lo que se procede a continuación con la secuencia de cálculo, representado en la figuras 5.23, 5.24, 5.25 y 5.26.

Figura 5.23: Fuerza máxima aplicada en la riel móvil (Kg).

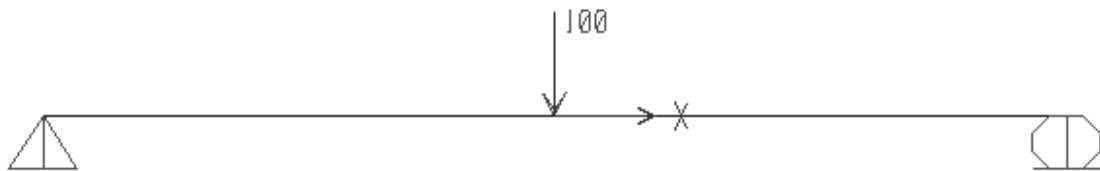


Figura 5.24: Reacciones en los apoyos de la riel movil.

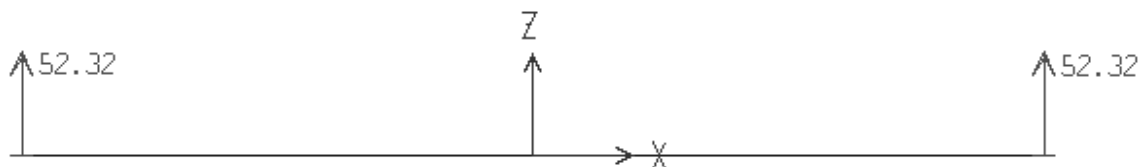


Figura 5.25: Diagrama de Cortantes en la riel movil.

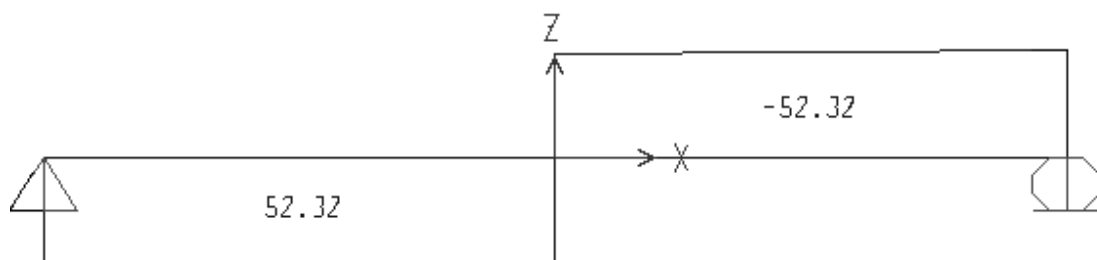
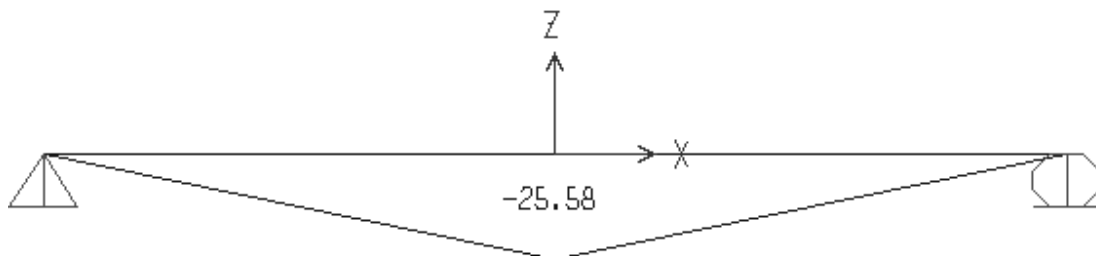


Figura 5.26: Diagrama de momentos flectores en la riel móvil.



*Material: Acero – A36 Estructural*

*Perfil: canal U*

*Dimensión: 200x50x2mm*

$$W_{yy} = 2,88 \text{ cm}^3$$

$$S_y = 2536.36 \frac{\text{Kg}}{\text{cm}^2}$$

$$M_{\text{máx}} = 25,58 \text{ Kg} - \text{m}$$

$$\frac{M_{\text{máx}}}{W_{yy}} = \frac{S_y}{n_{\text{est.}}}$$

$$\frac{2558}{2.88} = \frac{2536.36}{n_{\text{est}}}$$

$$n_{\text{est}} = 2.86$$

#### 5.5.4. DISEÑO DE LOS TRAVESAÑOS.

Para la consideración de la fuerza en los travesaños, se toma en cuenta el caso más extremo, la colocación de la mitad de la carga máxima en las dos posiciones en las cuales se asume que reposa las ruedas de las dos motocicletas.

Para una correcta determinación del momento flector presente en los travesaños de longitud de 1200 mm, producido por las cargas puntuales ejercidas sobre éste, se

evalúa las características del elemento estructural (anexo E, cuadro 2) por medio del programa Sap 2000, lo que arroja los esquemas de las figuras 5.27, 5.28, 5.29 y 5.30.

Figura 5.27: Fuerzas máximas aplicadas en los travesaños (Kg).

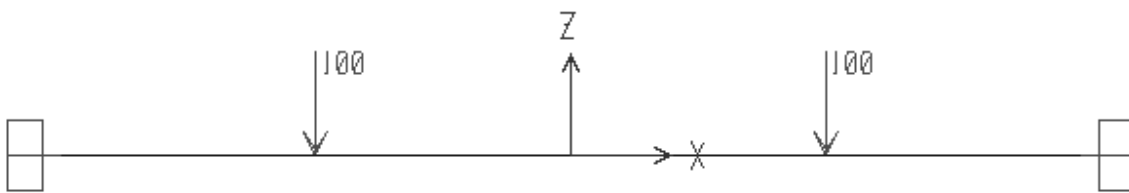


Figura 5.28: Reacciones generadas en los apoyos de los travesaños.

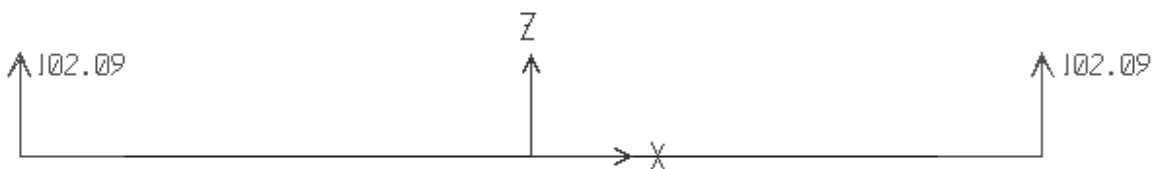


Figura 5. 29: Diagrama de cortantes en los travesaños.

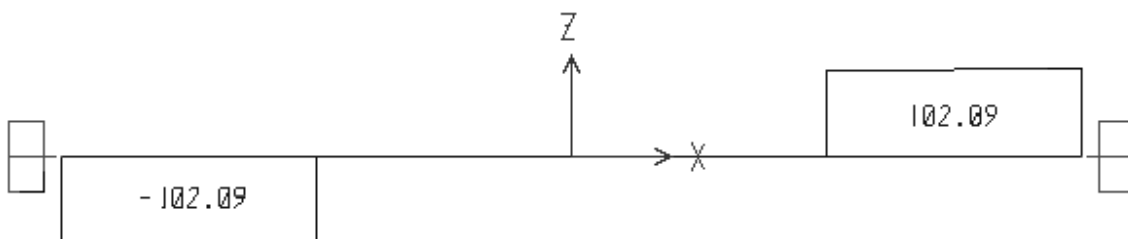
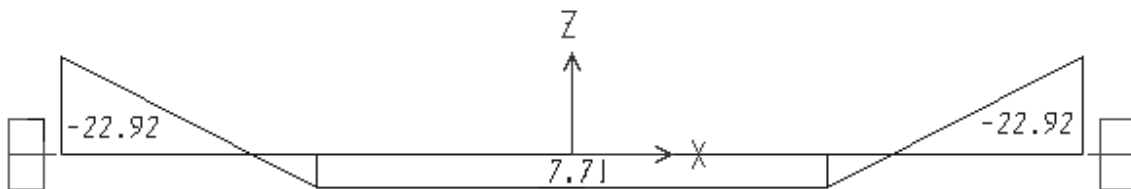


Figura 5.30: Diagrama de momentos flectores en los travesaños.



*Material: Acero – A36 Estructural*

*Perfil: tubo cuadrado*

*Dimensión: 40x40x3mm*

$$W = 5,1\text{cm}^3$$

$$S_y = 2536,36 \frac{\text{Kg}}{\text{cm}^2}$$

$$M_{\text{máx}} = 22,92 \text{Kg} - m$$

$$\frac{M_{\text{máx}}}{W} = \frac{S_y}{n_{\text{est.}}}$$

$$\frac{2293}{5,1} = \frac{2536,36}{n_{\text{est}}}$$

$$n_{\text{est}} = 5,64$$

### 5.5.5. DISEÑO DE LOS LARGUEROS.

Para un cálculo adecuado del momento flector máximo presente en los largueros y en el sistema de tiro, se debe asumir que la estructura tiene un ancho unitario, con la finalidad de facilitar el cálculo y a su vez de presentar un valor adecuado del momento presente en la estructura.



El procedimiento de este método es el siguiente:

- Se coloca una viga central, a la cual se trasladan todas las fuerzas presentes en la estructura.
- El tipo de apoyos es el mismo que la estructura presenta con el ancho establecido.
- Luego de esto se procede a calcular ayudados por el programa SAP 2000 las reacciones presentes al cargar la viga.
- Con el diagrama de momentos obtenido se tiene valores de momento flector a lo largo de la viga.
- Se determina el momento flector máximo que soporta el elemento estructural.

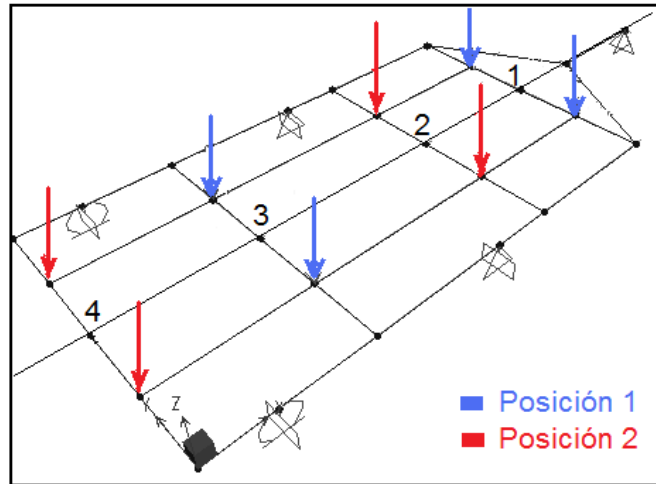
El método presentado es el más idóneo debido que otros métodos dificultan la visualización de las alteraciones presentes en las vigas.

Una consideración importante en el análisis del diseño de la estructura es el posicionamiento crítico de las cargas puntuales, las cuales pueden estar distribuidas de dos formas:

Posición 1: las cargas ejercida por las motocicletas están concentradas en el travesaño 1 y 3, como indica la figura 5.31; es decir que el mayor esfuerzo está concentrado en la parte delantera del bastidor.

Posición 2: en este caso las cargas actúan directamente en los travesaños 2 y 4, esforzando al máximo al bastidor en su parte trasera como se describe en el mismo esquema de la figura 5.31.

Figura 5.31: Esquema de la posición de las fuerzas en la estructura.



Posición 1.

Estructura con ancho unitario 60x60x2 (anexo E, cuadro 2), Longitud=2750 mm, motocicletas adelante, incluido peso de rieles fijas y travesaños, la secuencia de cálculo se muestra en las figuras 5.32-5.35.

Figura 5.32: Fuerzas (Kg) y momentos (Kg-m) máximos aplicados en la viga.

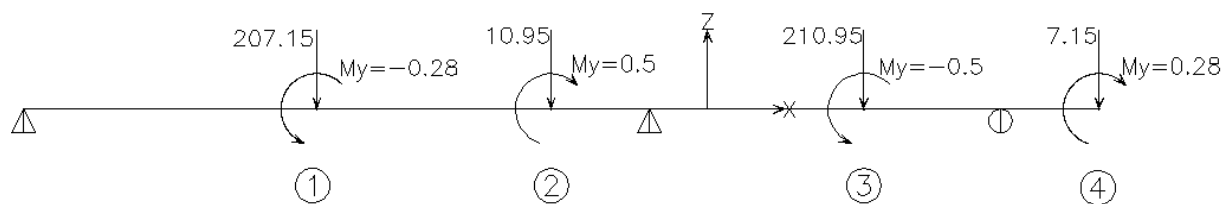


Figura 5.33: Reacciones producidas en los apoyos de la viga.



Figura 5.34: Diagrama de cortantes generado en la viga.

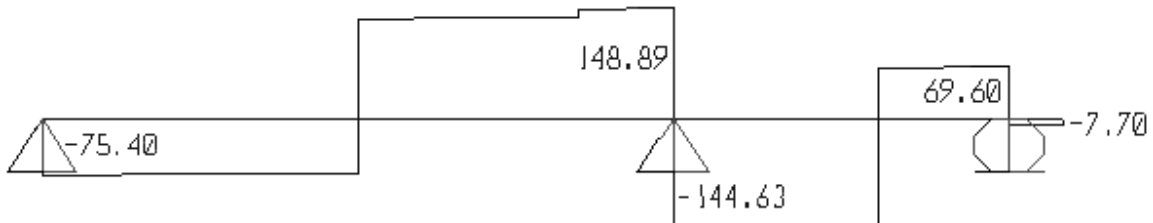
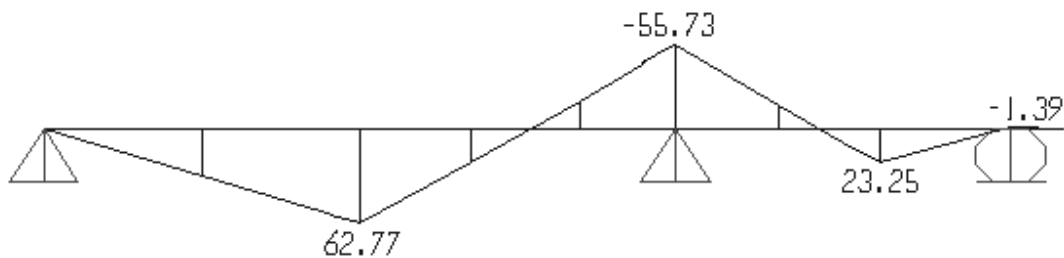


Figura 5.35: Diagrama de momentos flectores en la viga.



### Posición 2.

A continuación se esquematiza en las figuras 5.36, 5.37, 5.38 y 5.39 el proceso de cálculo para la determinación del momento flector máximo, considerando:

- Longitud 2750 mm.
- Perfil cuadrado de 60x60x2 (anexo E, cuadro 2).
- Motocicletas atrás.

Figura 5.36: Fuerzas y Momentos aplicados en la viga, posición 2.

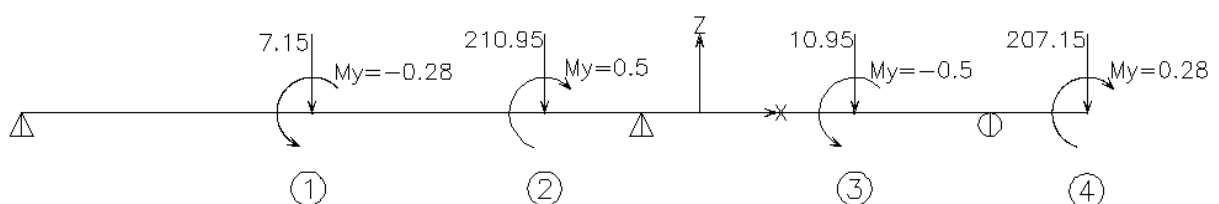


Figura 5.37: Reacciones producidas en los apoyos de la viga, posición 2.



Figura 5.38: Diagrama de cortantes en la viga, posición 2.

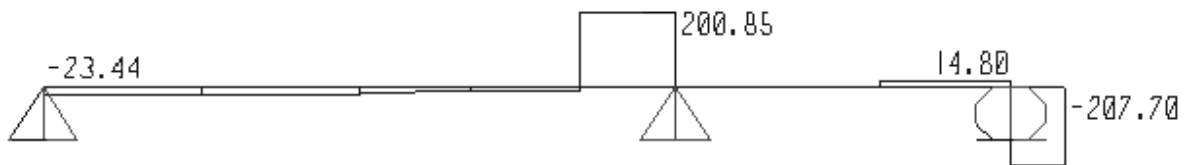
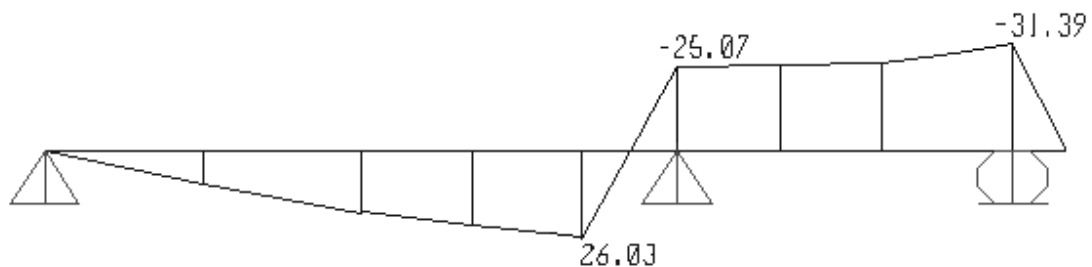


Figura 5.39: Diagrama de momentos flectores en la viga, posición 2.



Realizado el análisis de los dos tipos de posiciones se determina que el momento flector máximo al cual se expone el bastidor corresponde al sufrido en la posición 1 y su valor es 62770 kg-mm.

Por lo tanto con este valor se procede a obtener el factor de seguridad tanto para los largueros como para el sistema de tiro.

### 5.5.5.1. Larguero

Una vez determinado el momento flector máximo gracias al diagrama de momentos flectores, se establece que en la distancia de dos metros pertenecientes a los largueros se encuentra un momento flector máximo de 62770 Kg-mm, con el cual se efectúa el cálculo del factor de seguridad.

Perfil cuadrado 60x60x2 mm.

Longitud=2000 mm

Mmax= 62.77 Kg-m.

*Material: Acero – A36 Estructural*

*Perfil: tubo cuadrado*

*Dimensión: 60x60x2mm*

$$W = 7,09 \text{ cm}^3$$

$$S_y = 2536.36 \frac{\text{Kg}}{\text{cm}^2}$$

$$M_{\text{máx}} = 62,77 \text{ Kg} - \text{m}$$

$$\frac{M_{\text{máx}}}{W} = \frac{S_y}{n_{\text{est.}}}$$

$$\frac{6277}{7,09} = \frac{2536.36}{n_{\text{est}}}$$

$$n_{\text{est}} = 2.86$$

### 5.5.6. SISTEMA DE TIRO.

En base al análisis previo obtenido en la sección 5.5.5 se determina que a lo largo de toda la distancia perteneciente al sistema de tiro el mayor momento flector es de 62770 Kg-mm.

### 5.5.6.1. Tiro 1 y 2.

Al igual que en los procesos anteriores se procede a calcular el factor de seguridad presente en éstos elementos.

Perfil cuadrado de 60x60x2 (Anexo E, cuadro 2)

Longitud= 690 mm

Mmax= 62770 Kg-mm.

*Material: Acero – A36 Estructural*

*Perfil : tubo cuadrado*

*Dimensión : 60x60x2mm*

$$W = 7,09\text{cm}^3$$

$$S_y = 2536.36 \frac{\text{Kg}}{\text{cm}^2}$$

$$M_{\text{máx}} = 62,77 \text{Kg} - m$$

$$\frac{M_{\text{máx}}}{W} = \frac{S_y}{n_{\text{est.}}}$$

$$\frac{6277}{7,09} = \frac{2536.36}{n_{\text{est}}}$$

$$n_{\text{est}} = 2.86$$

### 5.5.6.2. Tiro 3.

Previo análisis de los momentos actuantes situados en la longitud perteneciente a la posición del tiro 3, se analiza que el momento máximo presente en este elemento viene dado por el momento flector de 37200 Kg-mm.

Perfil cuadrado 60x60x2mm (anexo E, cuadro 2).

Longitud = 500 mm.

M<sub>maxz</sub>=37200 Kg-mm.

En el perfil que forma el tiro 3 está actuando directamente la fuerza de tiro formando un momento flector crítico que se lo debe considerar para encontrar el factor de seguridad.

$$M = Fa * L$$

$$M = 80.25 \times 500$$

$$M_{\max} = 40125 \text{ Kg-mm.}$$

Gracias a la teoría de distorsión se obtiene un esfuerzo máximo producido por dos o más esfuerzos actuantes.

Teoría de distorsión:

$$\sigma' = \sqrt{\frac{(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2}{2}}$$

$$\sigma' = \sqrt{\frac{(40.13/W - 37.20/W)^2 + (37.20/W - 0)^2 + (0 - 40.13/W)^2}{2}}$$

$$\sigma' = 38.75/W [\text{Kg-m}]$$

$$M_{\max} = 38750 \text{ kg-mm.}$$

*Material: Acero – A36 Estructural*

*Perfil: tubo cuadrado*

*Dimensión: 60x60x2mm*

$$W = 7,09 \text{ cm}^3$$

$$S_y = 2536.36 \frac{\text{Kg}}{\text{cm}^2}$$

$$M_{\max} = 38.75 \text{ Kg-m}$$

$$\frac{M_{\max}}{W} = \frac{S_y}{n_{est.}}$$

$$\frac{3875}{7,09} = \frac{2536.36}{n_{est}}$$

$$n_{est} = 4.65$$

### 5.5.7. DISEÑO DEL EJE CENTRAL.

Para el diseño se debe tomar las reacciones dadas por la ballesta, con el objeto de obtener los momentos flectores en cada sistema de coordenadas.

Para obtener un valor correcto se debe considerar el peso del tubo y analizarlo con la ayuda del programa informático Sap 2000 como se indican en las figuras 5.40 a 5.46.

Longitud =1500 mm

Tubo sección redonda 63.5 x2mm

(Anexo E, cuadro 3).

Figura 5.40: Fuerzas máximas aplicas en el eje (Kg).

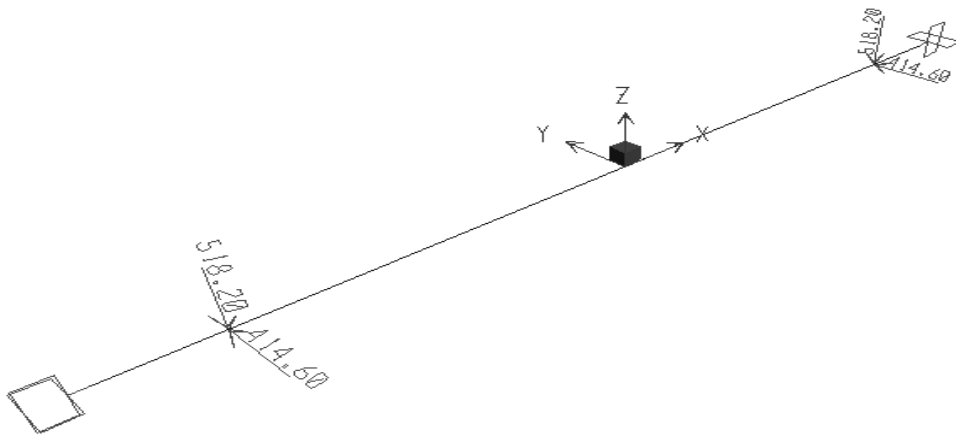


Figura 5.41: Reacciones generadas en los apoyos en el eje z.

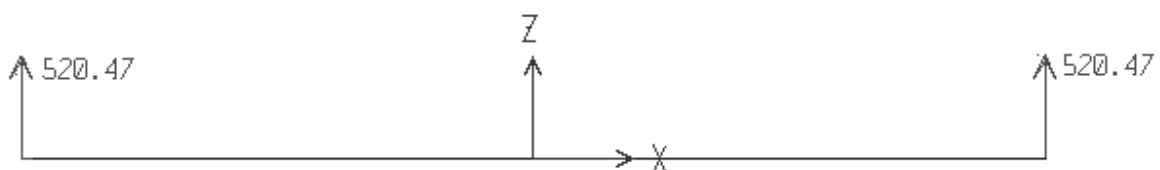




Figura 5.42: Reacciones generadas en los apoyos en el eje y.

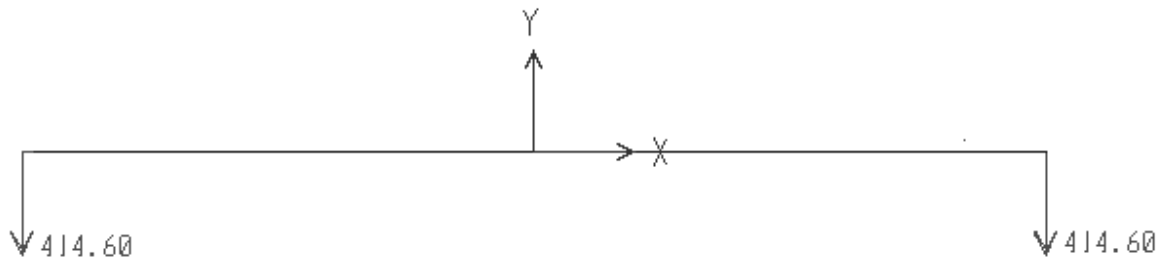


Figura 5.43: Diagrama de cortantes en el eje, plano XZ.

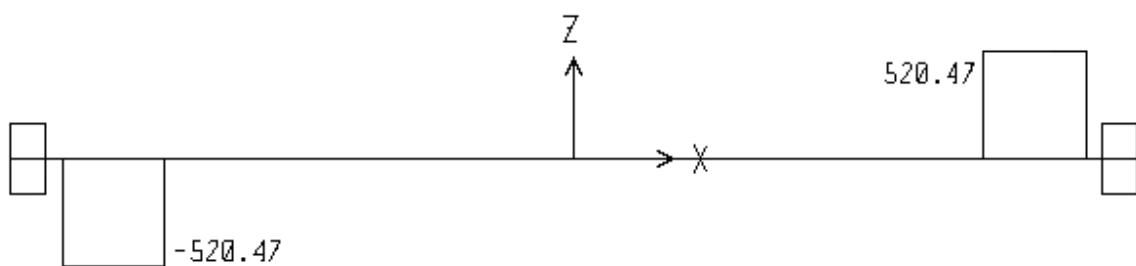


Figura 5.44: Diagrama de cortantes en el eje, plano XY.

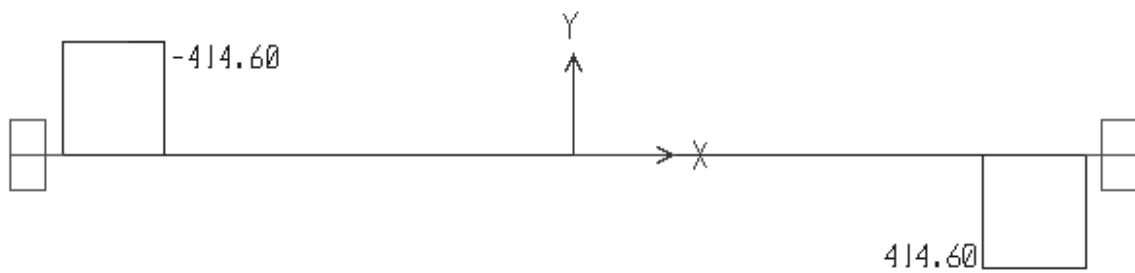


Figura 5.45: Diagrama de momentos flectores en el eje, plano XZ.

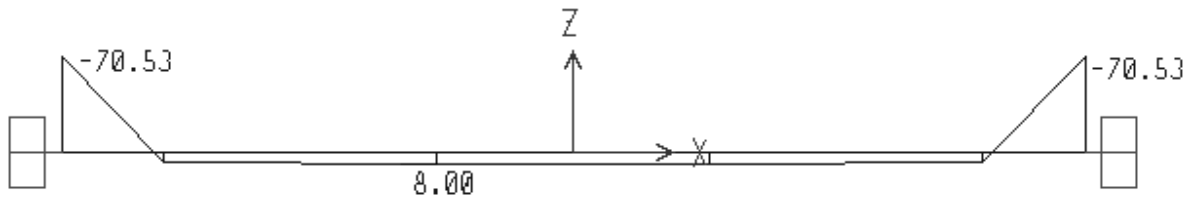
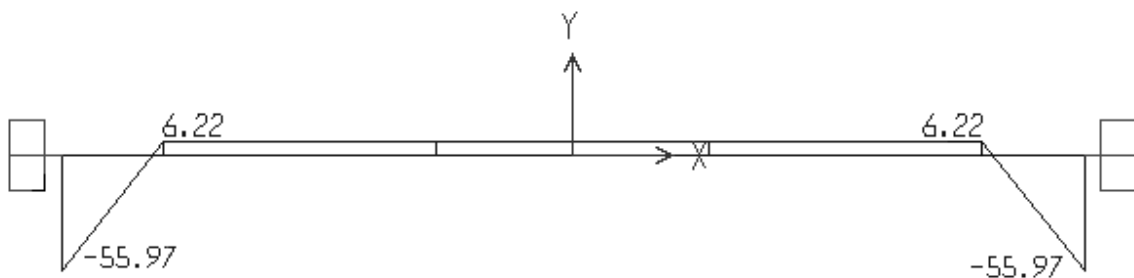


Figura 5.46: Diagrama de momentos flectores en el eje, plano XY.



$$M_{\max z} = 70.53 \text{ Kg-m}$$

$$M_{\max y} = 55.97 \text{ Kg-m}$$

Teoría de distorsión

$$\sigma' = \sqrt{\frac{(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2}{2}}$$

$$\sigma' = \sqrt{\frac{(70.53/W - 55.97/W)^2 + (55.97/W - 0)^2 + (0 - 70.53/W)^2}{2}}$$

$$\sigma' = 64.49/W [\text{Kg} - \text{m}]$$

$$M_{\max} = 64490 \text{ kg-mm}$$

*Material: Acero – A36 Estructural*

*Perfil: tubo redondo*

*Dimensión: 63,50x2mm*

$$W = 5,75\text{cm}^3$$

$$S_y = 2536,36 \frac{\text{Kg}}{\text{cm}^2}$$

$$M_{\text{máx}} = 64,49\text{Kg} - m$$

$$\frac{M_{\text{máx}}}{W} = \frac{S_y}{n_{\text{est.}}}$$

$$\frac{6449}{5,75} = \frac{2536,36}{n_{\text{est}}}$$

$$n_{\text{est}} = 2,26$$

### **5.5.8. DISEÑO DEL SISTEMA DE SUJECIÓN.**

Para una adecuada selección del método de diseño, se debe tomar en cuenta todos los condicionantes presentes, los cuales son: diámetro promedio de las ruedas de las motocicletas, fuerza aplicada por la reacción del vehículo motorizado, movilidad del sistema de sujeción, posicionamiento de las ruedas.

Sistema de sujeción como Cuerpo rígido

Para realizar el cálculo más acertado se asume que todo el sistema es una sola viga y la fuerza aplicada es perpendicular a la misma.

Tubo redondo 25.4 x 1.8 mm | (Anexo E, cuadro 3).

La fuerza aplicada en este caso se la determina gracias al cálculo de la sumatoria de fuerzas presentes al tiro del vehículo.

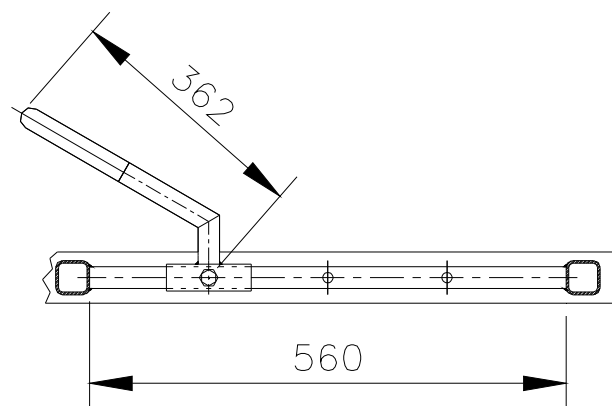
$$\Sigma F = m.a$$

$$F = 20.41 [Kg - s^2 / m] \times 1.11 [m / s^2]$$

$$F = 22.65 Kg.$$

En el esquema de la figura 5.47 se indica la longitud, la cual es determinada por el promedio del diámetro de las ruedas las motocicletas, en conjunto con la inclinación del elemento.

Figura 5.47: Esquema de sujeción de la rueda de la motocicleta.



Con longitud= 362 mm, se realiza el análisis de momentos y se determina el mayor esfuerzo presente en este elemento, como se indica en las figuras 5.48 a 5.50.

Figura 5.48: Fuerza máxima aplicada en el sistema de sujeción.

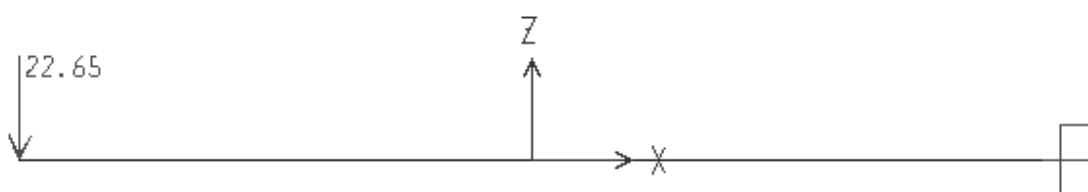


Figura 5.49: Diagrama de cortantes en el sistema de sujeción.

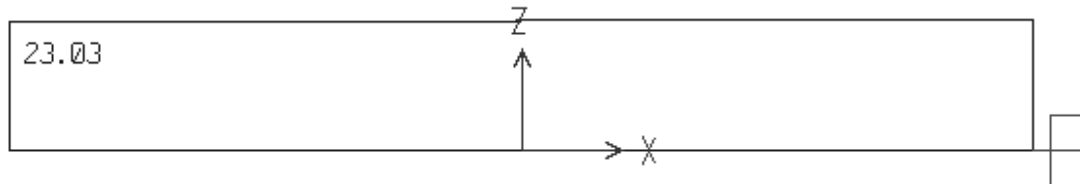
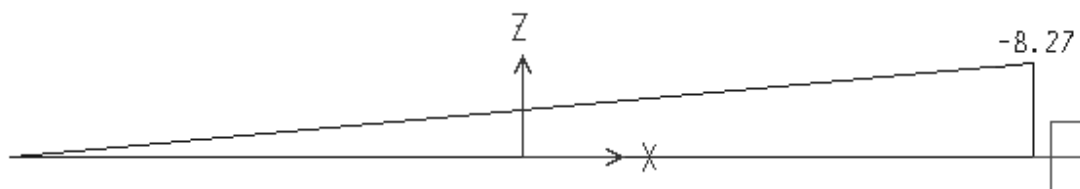


Figura 5.50: Diagrama de momentos flectores en el sistema de sujeción.



#### 5.5.8.1. Tubo superior del sistema de sujeción de las motocicletas.

El Tubo superior corresponde a la sección en contacto con las ruedas de las motocicletas, el cual soporta una fuerza normal ejercida por el neumático.

Tubo redondo 25.4 x 1.8mm (Anexo E, cuadro 3).

Longitud=340 mm.

#### 5.5.8.2. Tubo inferior del sistema de sujeción de las motocicletas.

Este elemento cumple la función de conexión entre el elemento posicionador con la guía de soporte (elemento deslizante).

Tubo redondo 25.4 x 1.8mm (anexo E, cuadro 3).

Longitud=40mm.

*Material: Acero – A36 Estructural*

*Perfil: tubo redondo*

*Dimensión: 25,4x1,8mm*

$$W = 0,73\text{cm}^3$$

$$S_y = 2536,36 \frac{\text{Kg}}{\text{cm}^2}$$

$$M_{\text{máx}} = 8,27 \text{Kg} - m$$

$$\frac{M_{\text{máx}}}{W} = \frac{S_y}{n_{\text{est.}}}$$

$$\frac{827}{0,73} = \frac{2536,36}{n_{\text{est}}}$$

$$n_{\text{est}} = 2.24$$

### 5.5.8.3. Guía de soporte (sistema de sujeción – riel de sujeción).

Corresponde al elemento que se desliza por la riel de sujeción.

Tubo redondo 31.75x2mm (Anexo E, cuadro 3).

Longitud=60mm.

*Material: Acero – A36 Estructural*

*Perfil: tubo redondo*

*Dimensión: 31.75x2mm*

$$W = 1,30\text{cm}^3$$

$$S_y = 2536,36 \frac{\text{Kg}}{\text{cm}^2}$$

$$M_{\text{máx}} = 8,27 \text{Kg} - m$$

$$\frac{M_{\text{máx}}}{W} = \frac{S_y}{n_{\text{est.}}}$$

$$\frac{827}{1,30} = \frac{2536,36}{n_{\text{est}}}$$

$$n_{\text{est}} = 3,99$$

#### 5.5.8.4. Riel de sujeción.

Este riel se encuentra empotrado entre los travesaños uno y dos; éste determina las diferentes posiciones que puede adoptar el elemento de sujeción. El cálculo de esfuerzos que soporta este elemento se encuentra esquematizado en la secuencia de las figuras 5.51, 5.52, 5.53 y 5.54.

Longitud=600mm.

Tubo redondo 25.4x1.8mm (Anexo E, cuadro 3).

Figura 5.51: Momento máximo aplicado en el tubo riel.

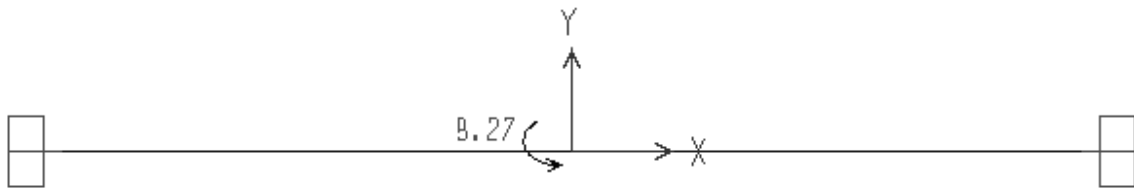


Figura 5.52: Reacciones producidas en los apoyos del tubo riel.

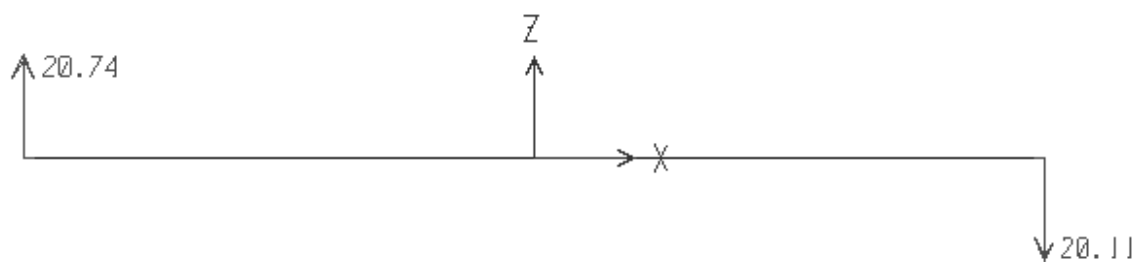


Figura 5.53: Diagrama de cortantes producida en el tubo riel.

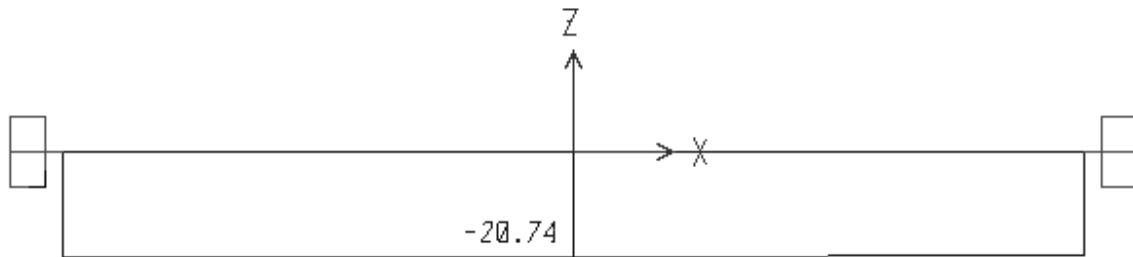
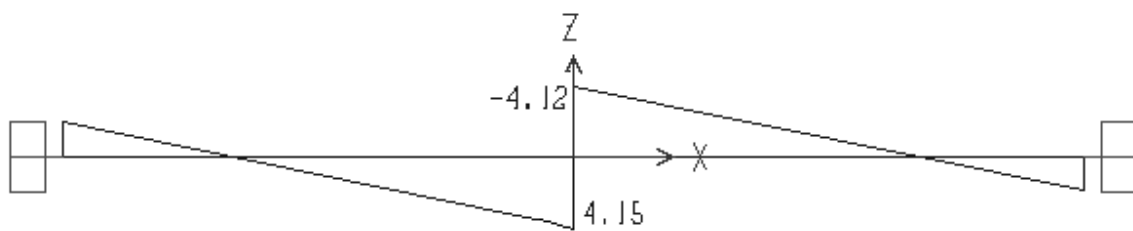


Figura 5.54: Diagrama de momentos flectores en el tubo riel.



*Material: Acero – A36 Estructural*

*Perfil: tubo redondo*

*Dimensión: 25,4x1,8mm*

$$W = 0,73 \text{ cm}^3$$

$$S_y = 2536,36 \frac{\text{Kg}}{\text{cm}^2}$$

$$M_{\text{máx}} = 4,15 \text{ Kg} - \text{m}$$

$$\frac{M_{\text{máx}}}{W} = \frac{S_y}{n_{\text{est.}}}$$

$$\frac{415}{0,73} = \frac{2536,36}{n_{\text{est.}}}$$

$$n_{\text{est.}} = 4.46$$



### 5.5.8.5. Guía de la riel móvil para el montaje-desmontaje.

Esta guía permite posicionar el riel móvil al bastidor, brindando una sujeción adecuada para la operación de montaje y desmontaje de las motocicletas. Es importante realizar el cálculo de esfuerzos ya que de este elemento depende que las motocicletas no sufran averías en el proceso de montaje o desmontaje de las mismas, el esquema de las figuras 5.55, 5.56 5.57 y 5.58 determina el proceso de cálculo.

Se encuentran empotradas directamente en el chasis.

Tubo rectangular 40x 20 x2 mm (anexo E, cuadro 4).

Longitud= 80mm.

Figura 5.55: Fuerza máxima aplicada en la guía de la riel móvil.

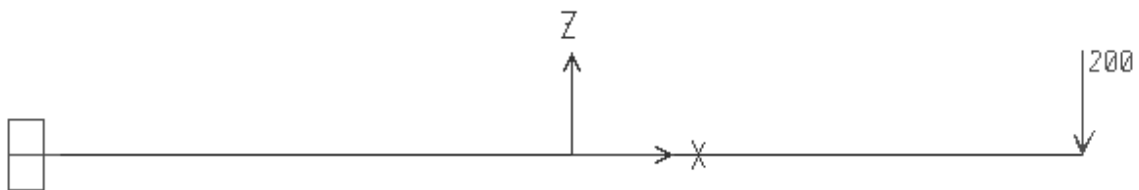


Figura 5.56: Reacción producida en la guía de la riel móvil.

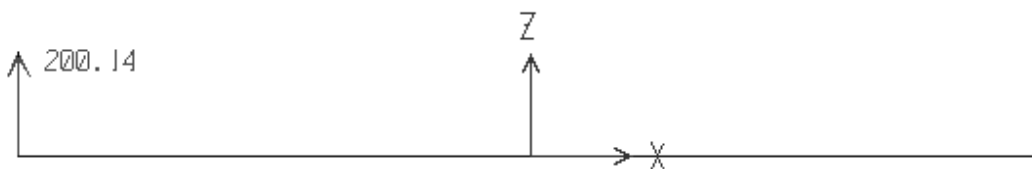


Figura 5.57: Diagrama de cortantes en la guía de la riel móvil.

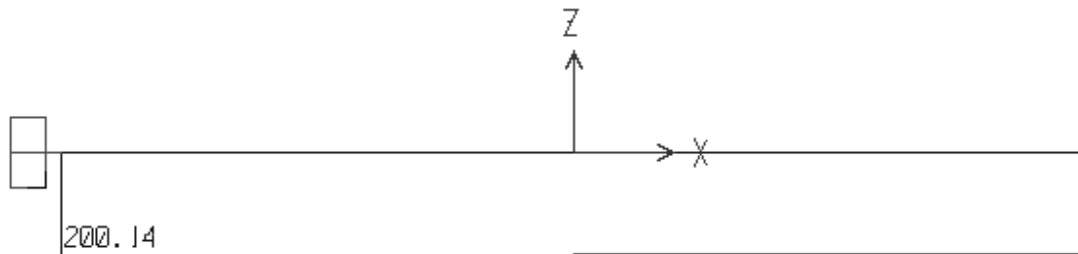
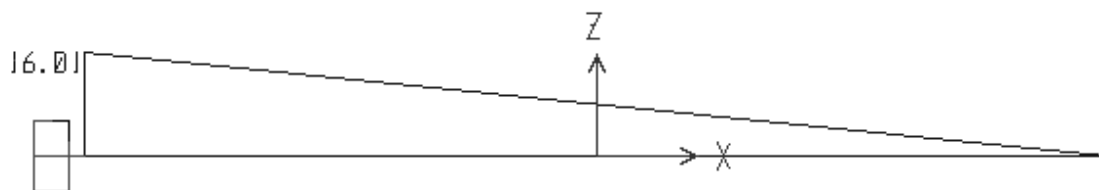


Figura 5.58: Diagrama de momentos flectores en la guía de la riel móvil.



*Material: Acero – A36 Estructural*

*Perfil: tubo rectangular*

*Dimensión: 20x40x2mm*

$$W_{yy} = 1,33m^3$$

$$S_y = 2536,36 \frac{Kg}{cm^2}$$

$$M_{m\acute{a}x} = 16,01Kg - m$$

$$\frac{M_{m\acute{a}x}}{W_{yy}} = \frac{S_y}{n_{est.}}$$

$$\frac{1601}{1,33} = \frac{2536,36}{n_{est.}}$$

$$n_{est} = 2.11$$

## **5.6. SELECCIÓN DE LOS ELEMENTOS COMPLEMENTARIOS DEL REMOLQUE.**

Existen sistemas adicionales que cabe señalar por el grado de importancia que tienen en la construcción del prototipo, los cuales son: sistema de rodaje, sistema eléctrico, sistema de apoyo e implementos de seguridad.

### **5.6.1. SISTEMA DE RODAJE.**

A continuación se presenta las características de los elementos seleccionados dentro de este sistema.

#### **5.6.1.1. Puntas de eje.**

Se selecciona las puntas de eje posterior del Fiat uno, 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 puntas de eje van soldadas al eje central y en consecuencia, se verifica su adecuada alineación con la ayuda de instrumentos de precisión.

Capacidad de carga 1000 kg.

#### **5.6.1.2. Manzanas.**

Obviamente se selecciona la manzana posterior del Fiat uno para un correcto acople a las puntas de eje. En la manzana se encuentra alojado un rodamiento axial, que permite el movimiento de las ruedas del remolque. Las manzanas presentan características semejantes a las que se encuentran en las puntas de eje (capacidad de carga 1000).

### 5.6.2. SISTEMA ELÉCTRICO.

Consta de un arnés principal porta cables (siete cables calibre # 16), conector (macho, hembra), juego de luces (guías, frenos, retro, direccional).

Para que el sistema funcione, la señal es proporcionada por el vehículo móvil mediante derivaciones del sistema eléctrico del mismo.

### 5.6.3. ELEMENTO DE APOYO AL DESMONTAR EL REMOLQUE DEL VEHÍCULO MÓVIL.

Se determina la necesidad de un elemento de apoyo en la parte delantera del prototipo, para evitar que el remolque se incline hacia delante una vez desenganchado del vehículo motriz.

En la sección 5.5.6.2, se determina el esfuerzo máximo (38750 kg-mm.) que soporta el elemento de tiro 3; en tal virtud se encuentra la carga ejercida sobre el soporte delantero y con la utilización del programa Sap 2000 se establece el esfuerzo máximo que soporta este elemento, la secuencia del cálculo se indica en las figuras 5.59 y 5.60.

El soporte delantero tiene una sujeción móvil vertical de sección circular, de diámetro 44.45 mm y espesor de 2 mm con 500 mm de largo (44.45 x 2 x 500); la sujeción consta de una guía (50.8 x 2 x 100 mm) por la cual se desliza el soporte. En la guía se alojan dos agujeros por los que pasa la abrazadera de sujeción que impiden el deslizamiento vertical del soporte.

Figura 5.59: Fuerza máxima aplicada en el soporte.

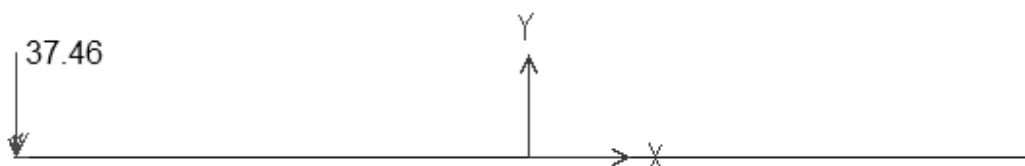
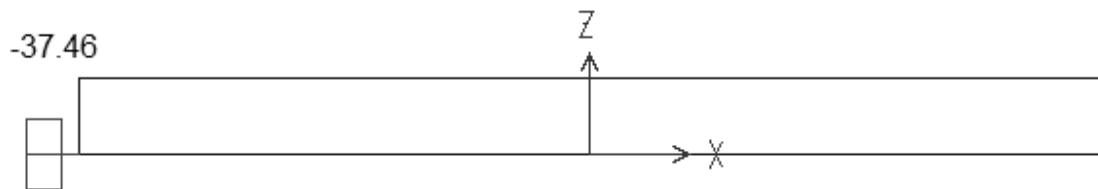
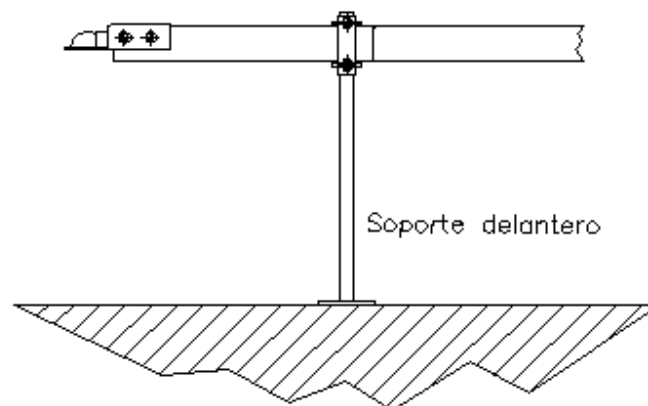


Figura 5.60: Diagrama de momentos flectores en el soporte.



Este análisis se realiza utilizando la máxima longitud que permite el soporte, entonces es lógico afirmar que la disposición del elemento en cualquier otro punto (figura 5.61) soporta satisfactoriamente las cargas sobre él ejercidas.

Figura 5.61: Soporte dispuesto en el remolque.



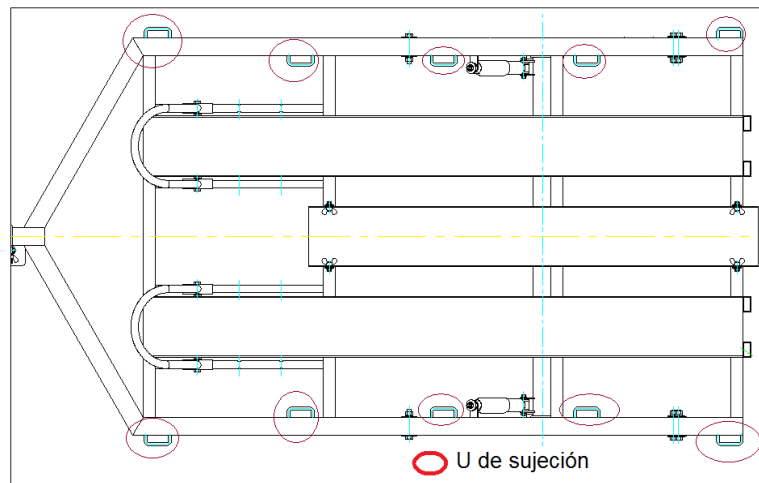
El soporte consta de dos pares de agujeros que determinan dos diferentes niveles en la altura del mismo, la primera posición corresponde al punto máximo superior permitiendo así la movilización del remolque y la segunda posición en el punto más bajo donde complementa el tercer apoyo, para el remolque permita el desmontaje seguro del mismo respecto al vehículo móvil.

#### 5.6.4. SISTEMA DE SUJECIÓN.

Para el sistema de sujeción de las motocicletas se coloca en la estructura aditamentos donde se genera una sujeción adecuada de las correas o bandas que cruzan las motocicletas, el aditamento de sujeción llamado (U), va soldado a los largueros como se esquematiza en la figura 5.62 y se los obtienen de una varilla corrugada de construcción (8 mm).

Se determina una unión por soldadura de estos elementos, ya que otro tipo de sujeción conlleva a la perforación de los elementos estructurales originando así concentradores de esfuerzos innecesarios.

Figura 5.62: U de sujeción dispuesta en el remolque.

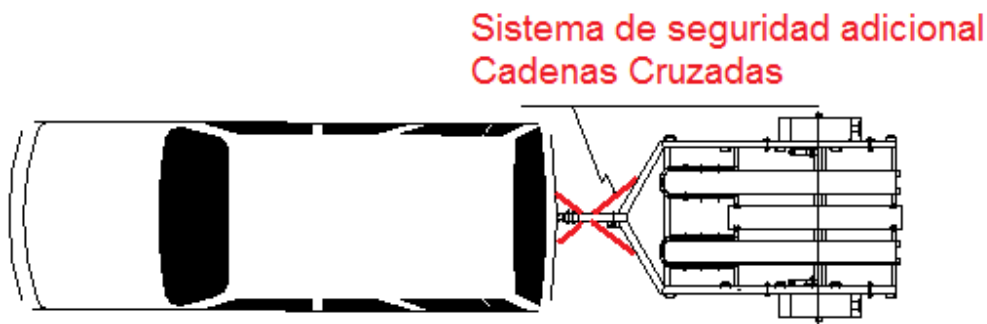


#### 5.6.5. IMPLEMENTOS DE SEGURIDAD.

En el remolque se colocan diferentes dispositivos de seguridad para facilitar la visibilidad del mismo cuando se encuentre en tránsito; consta de cintas reflectivas en la parte lateral y posterior del remolque.

Para evitar accidentes de tránsito ocasionados por la separación involuntaria del remolque con respecto al vehículo móvil, se implementa dos cadena de seguridad; las cuales van sujetas, un extremo al *tiro uno y dos* mediante soldadura y el otro extremo mediante una abrazadera a la *barra de tiro* del vehículo móvil. Las cadenas (figura 5.63) describen una curva con el propósito de permitir un libre desplazamiento relativo del remolque con respecto al vehículo, las dos cadenas están dispuestas en cruz de tal manera que si se suelta el remolque, las mismas deben ejercer una tensión similar a los dos extremos del prototipo.

Figura 5.63: Esquema de la disposición de las cadenas en el sistema de tiro.



## 5.7. DISEÑO DE LAS SOLDADURAS DEL REMOLQUE.

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

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

Rieles, largueros, travesaños, eje central, sistema de tiro, las placas porta ballestas, sistema de sujeción de motocicletas. Todos estos elementos descritos están compuestos por Acero estructural ASTM A-36.

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

Los tubos para el remolque son soldados con un electrodo E60XX, ya que estos electrodos son de fácil consecución en el medio, su costo es bajo, su resistencia última ( $S_u$ ) y límite de fluencia ( $S_y$ ), son los adecuados para un acero estructural A36, además este electrodo es de alta penetración, lo que garantiza fusión y por consiguiente una buena unión en la mezcla.

Estos electrodos contienen altos contenidos de hidrógeno, por lo que es conveniente realizar un adecuado procedimiento de soldadura, en el cual se garantice que no se presente agrietamiento inducido por hidrógeno.

Para el diseño de todas las juntas soldadas se procede a determinar las dimensiones de la junta, características del electrodo a usar y el tipo de junta; además con la ayuda o utilización del paquete informático INVENTOR PROFESSIONAL 2008 se determina la apropiada altura del cordón de soldadura y los esfuerzos máximos que soporta la junta soldada. Permitiendo así comparar con los esfuerzos que soportan los elementos estructurales.

En los gráficos de las figuras 5.64 y 5.65 se muestra las tablas y esquemas que arroja el sistema Inventor Profesional 2008, 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 indican estas dos figuras referenciales.



Figura 5.64: Esquema de datos estáticos de la junta riel fija-travesaños.

Calculation **Fatigue Calculation**

Calculation of Statically Loaded Weld

- Standard Calculation Procedure
- Method of Comparative Stresses
- Only Active Weld Length is Considered
- Thickness of Flange and Weld is Ignored
- Distribution of Shear Stress is Considered
- Only Positive Stress Value is Considered

Loads

Bending Moment  $M$  74.92 N m

Dimensions

Weld Height  $a$  2.000 mm

Beam Height  $H$  40.000 mm

Beam Width  $B$  200.000 mm

Joint Material and Properties

Electrode E60XX

Yield Strength  $S_y$  345 MPa

Ultimate Tensile Strength  $S_u$  425 MPa

Safety Factor  $n_s$  2.500 ul

Weld Form

Weld Loads

**Results**

$\sigma_A$	138.000 MPa
$a_{min}$	1.018 mm
$\sigma$	70.238 MPa
$M_{max}$	147.200 N m

Figura 5.65: Esquema de datos dinámicos de la junta riel fija-travesaños.

Calculation Fatigue Calculation

**Loads**

Bending Moment: Repeated

Upper:  $M_h$  74.92 N m

Lower:  $M_n$  0.000 N m

**Endurance Limit Determination**

Basic Endurance Limit of Material:  $\sigma_e'$  199.95 MPa

Surface Factor:  $k_a$  0.84 ul

Size Factor:  $k_b$  0.75 ul

Reliability Factor:  $k_c$  0.897 ul

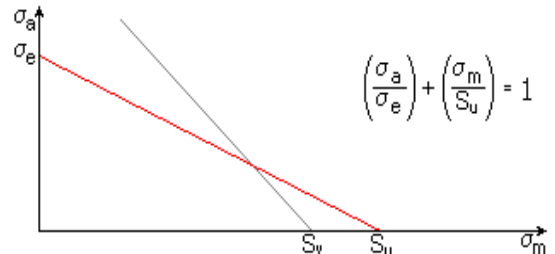
Modified Factor of Stress Concentration:  $k_e$

Operating Temperature Factor:  $k_d$

Factor of Miscellaneous Effects:  $k_f$

**Fatigue Strength Calculation Method**

Modified Goodman Method



$$\left(\frac{\sigma_a}{\sigma_e}\right) + \left(\frac{\sigma_m}{S_u}\right) = 1$$

**Results**

$\sigma_e$	112.994 MPa
$\sigma_M$	89.262 MPa
$\sigma_A$	89.262 MPa
$\sigma_m$	35.119 MPa
$\sigma_a$	35.119 MPa
$n_c$	2.542 ul

**Calculation Parameters**

Dynamic Stroke Factor:  $\eta$  1.000 ul

Life in Thousands of Deflections:  $N$  1000 ul

Required Safety Degree:  $n_f$  2.000 ul

Strength Ratios:  $\sigma_e' / S_u$  0.470 ul

## **CAPITULO V.**

### **6. DISEÑO DE ELEMENTOS A CONSTRUIRSE Y SELECCIÓN DE ELEMENTOS.**

#### **6.1. DETERMINACIÓN DE LAS CARGAS DE DISEÑO.**

##### **6.1.1. CARGAS VERTICALES DE DISEÑO.**

Se determina la carga permanente total ( $P_e$ ) realizando una sumatoria del peso de cada uno de los componentes del remolque (ecuación 3.1). Los distintos pesos unitarios de los componentes se toman del anexo C, cuadro 1 y se obtiene que el peso propio de la estructura es de 120 kg (anexo C, cuadro 2),

$$P_e = 120 \text{ kg.}$$

Se determina la carga de seguridad una vez conocida el área total de carga del prototipo (ecuación 3.2),

$$C_s = 20 \text{ kg/m}^2 \cdot x 2.4 \text{ m}^2 = 48 \text{ kg.}$$

Ahora utilizando la ecuación 3.3, se determina la carga muerta del remolque ( $C_m$ ),

$$C_m = 120 \text{ kg.} + 48 \text{ kg.} = 168 \text{ kg.}$$

Además se considera una carga viva ( $C_a$ ) igual a la carga a transportarse y ésta corresponde a la carga máxima capaz de transportar el remolque.

Para efectos de diseño la carga de viento ( $C_f$ ) es despreciable, y además se asume que las cargas por vibraciones ( $C_v$ ) tienden a las cargas vivas máximas.

$C_f = 0$  (no produce incidencia)

$C_v \approx C_a = 400 \text{ kg.}$

Por medio de la ecuación 3.7 se determina las Cargas de Impacto ( $C_i$ ),

$C_i = 0.3 \times (C_m + C_a) = 0.3 \times (168 \text{ kg.} + 400 \text{ kg.}) = 170.4 \text{ kg.}$

Finalmente se obtiene la carga de diseño mediante la ecuación 3.9, valor que desde éste momento el determinante para el cálculo y diseño del prototipo (sección 3.1.15.4.),

$C_d = C_m + C_v + C_i = 168 \text{ kg.} + 400 \text{ kg.} + 170.4 \text{ kg.} = 738.4 \text{ kg.}$

## 6.1.2. CALCULO DE LA FUERZA DE TIRO.

### 6.1.2.1. Efecto de la aceleración y frenado inmediato.

Para el cálculo de la fuerza de tiro ( $F_a$ ) es necesario determinar previamente la aceleración máxima ( $a$ ) que el vehículo ejerce al encontrarse tirando al remolque con su máxima capacidad de carga. Se asume un valor de 60 km/h de velocidad máxima ( $V$ ) alcanzada en un periodo de tiempo ( $t$ ) de 0 a 15 segundos, por tanto:

$$a = \frac{dv}{dt} \approx \frac{V}{t} \quad \text{Ecuación 5.1.}$$

$a = \text{de } 1.11 \text{ m/s}^2.$

De la carga de diseño se determina la masa ( $m$ ) con la cual se obtiene el valor de la fuerza de tiro utilizando la ecuación 3.4,

$$Cd = m g$$

Ecuación 5.2.

$$m = \frac{Cd}{g}$$

$$m = \frac{738,4kg}{9,8m/s^2}$$

$$m = 72,3kg - s^2 / m$$

$$Fa = 72,3 kg \cdot s^2/m \times 1.11 m/s^2.$$

$$Fa = 80,25kg.$$

#### 6.1.2.2. Efecto de la resistencia al rodamiento.

La resistencia al rodamiento ( $R_c$ ) se presenta cuando el remolque ha adquirido cierta velocidad sobre una cierta vía de cualquier tipo. Se considera que el remolque se desplaza en una vía de condiciones agrestes, que se compara con una superficie de tierra mojada, considerado como terreno arcilloso cuyo contenido de humedad es del 25%. 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".

$$c = 10 \text{ lb/in}^2 = 7045.47 \text{ kg/m}^2.$$

$$b = \text{ancho del neumático} = 175 \text{ mm.}$$

$$D = \text{diámetro de la rueda} = 470,2 \text{ mm.}$$

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

$$W = Cd/2 = 738.4 \text{ kg} / 2 = 369.2 \text{ kg.}$$

Ecuación 5.3.

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

Ecuación 5.4.

$$Rc = \frac{369,2^2}{(5,7 \times 7045,2 \times 0,175 \times 0,47)}$$

$$Rc = 41,27kg$$

Se determina un valor de resistencia a la rodadura de 41,27kg en condiciones críticas, además no se toma en cuenta el efecto de la aceleración en las interacciones entre la rueda y el terreno.

$$Rc \text{ total} = 41,27 \times 2 \text{ ruedas}$$

$$Rc = 82,54kg.$$

### 6.1.2.3. Fuerza de tiro máxima.

Para determinar la fuerza máxima de tiro ( $F_t$ ) se toma en cuenta que el remolque se encuentra subiendo una pendiente de  $30^\circ$  este valor es un promedio de la vías existentes en el Ecuador.

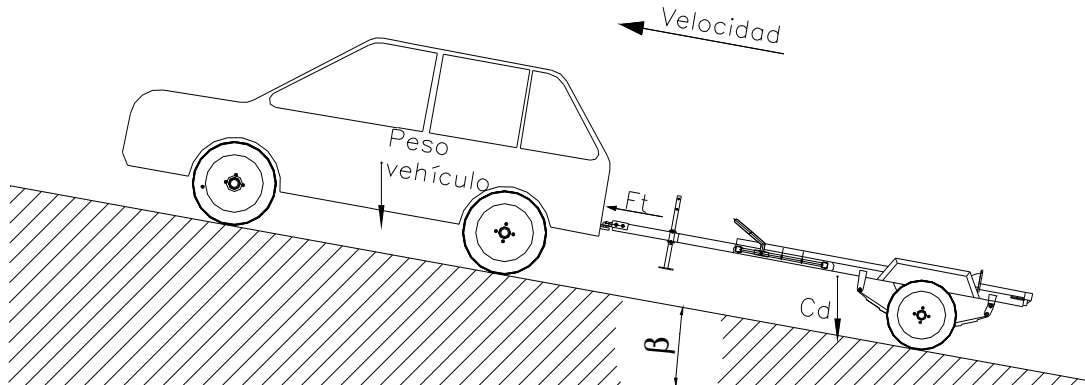
Para este análisis se incluye la resistencia a la rodadura, el peso y se determina el máximo ángulo de pendiente  $\beta = 30^\circ$ ,

$$F_t = Cm \text{ sen}(\beta) + Rc \text{ total}$$

$$F_t = 168 \text{sen}(30^\circ) + 82,54$$

$$F_t = 166,54kg.$$

Figura 5.1: Automóvil-Remolque en una pendiente de  $30^\circ$ .



## 6.2. ANÁLISIS DE ESTABILIDAD DEL REMOLQUE.

Una vez determinada la forma de calcular la posición del centro de gravedad (capítulo III, subtítulo 3.1.2.) se dimensiona exactamente al prototipo como se indica en la figura 5.2.

### 6.2.1. DETERMINACIÓN DEL CENTRO DE GRAVEDAD (G).

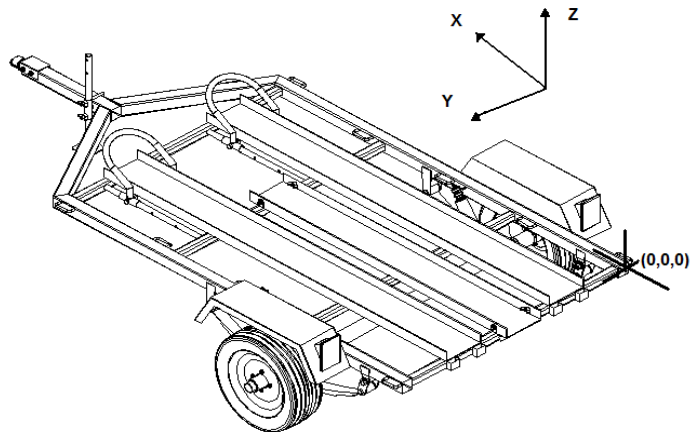
Para determinar el centro de gravedad se realiza un análisis de artificios matemáticos basados en el "Teorema de Varignon" a cada uno de los planos rectangulares del prototipo; con el objetivo de ubicar el centro de gravedad en el espacio descrito por los componentes  $(x,y,z)$ .

En la figura 5.2 se ubica el sistema de coordenadas rectangulares en el espacio, en el cual se basa todas las dimensiones, cotas y vectores establecidos en el cálculo del presente diseño.

En el procedimiento se determina que la carga promedio ( $C_p$ ) a considerar para éste efecto se lo obtiene de la suma algebraica de la carga permanente y la carga viva.

$C_p = 520 \text{ kg}$ .

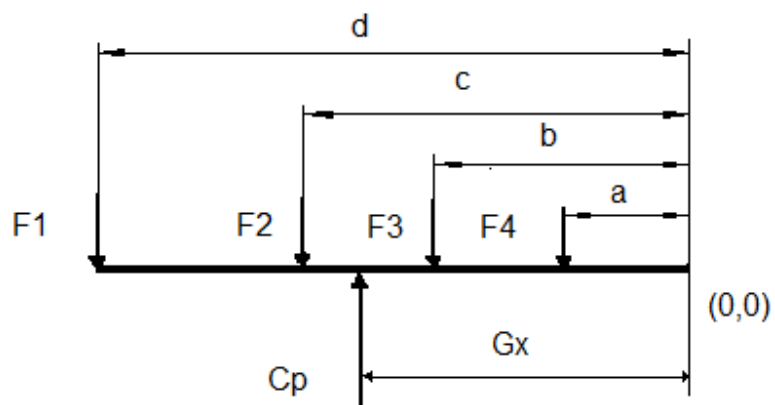
Figura 5.2: Sistema de referencia espacial para el prototipo.



Posición (X) del centro de gravedad ( $G_x$ ).

Para determinar la posición X del centro de gravedad del prototipo, se asume que el remolque es una viga continua horizontal, donde recibe las cargas puntuales, tal y como se presenta en el esquema de la figura 5.3.

Figura 5.3: Esquema de las carga puntuales.



Donde:



$$a = 250 \text{ mm.}$$

$$b = 700 \text{ mm.}$$

$$c = 1150 \text{ mm.}$$

$$d = 2900 \text{ mm.}$$

$$F1 = 69,75 \text{ Kg.}$$

$$F2 = 302,25 \text{ Kg.}$$

$$F3 = 55 \text{ Kg.}$$

$$F4 = 93 \text{ Kg.}$$

$$Cp = 520 \text{ Kg}$$

$$\Sigma \text{momentos} = 0$$

$$((F1 * d) + (F2 * c) + (F3 * b) + (F4 * a) - (Cp * Gx)) = 0$$

$$Gx = \frac{((F1 * d) + (F2 * c) + (F3 * b) + (F4 * a))}{Cp}$$

$$Gx = \frac{611612,5 \text{ kg} - \text{mm}}{520 \text{ kg.}}$$

$$Gx = 1177 \text{ mm.}$$

Posición (Y) del centro de gravedad ( $G_y$ ).

Al ser el prototipo un elemento simétrico con respecto a un eje imaginario que atraviesa longitudinalmente al tiro, se asume directamente que la posición Y del centro de gravedad se encuentra en el plano yz que contiene a dicho eje. Este criterio se ve respaldado por la certeza de que no existen cargas que varíen la situación de simetría del remolque.

$$G_y = 600 \text{ mm.}$$

Posición (Z) del centro de gravedad ( $G_z$ ).

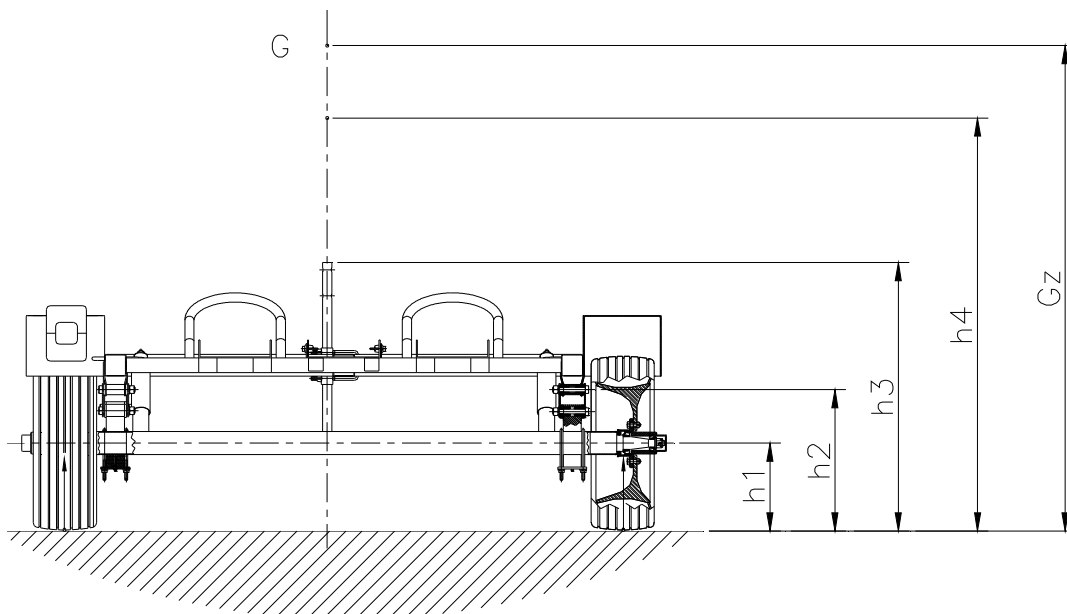
Por medio del artificio de traslado de vectores, se relaciona las cargas de los elementos con las respectivas alturas de los mismos con referencia al plano horizontal.

Para una adecuada aproximación de datos a la realidad, se relaciona las cargas de cada elemento del prototipo con sus respectivas alturas, como se tabula en la tabla 5.1 y se indica en la figura 5.4.

Tabla 5.1: Peso y altura de los componentes del remolque.

Componentes	Kg.	Altura	Mm
Eje + llantas	25	$h_1$	300
Sistema de Ballestas	30	$h_2$	400
Estructura	65	$h_3$	500
Carga	400	$h_4$	2000

Figura 5.4: Ubicación de centro de gravedad.



*Momento total* =  $\Sigma$ momentos

*Momento total* = 852000 kg – mm

$$G_z = \frac{\text{Momento total}}{C_p}$$

$$G_z = \frac{852000 \text{ kg – mm}}{520 \text{ kg.}}$$

$$G_z = 1638.5 \text{ mm.}$$

## 6.2.2. CALCULO DEL ÁNGULO DE INCLINACIÓN LATERAL PARA EL DISEÑO DEL REMOLQUE.

Este cálculo tiene por objeto determinar si el remolque puede transitar por la máxima pendiente permitida (30°) y soportar el peralte máximo de las vías de primer y segundo orden (5-7°), entonces se garantiza así cumplir con los requerimientos anteriormente planteados.

### 6.2.2.1. Cálculo del ángulo de inclinación máxima $\theta$ .

Una vez encontrado el centro de gravedad del remolque, se determina el ángulo de inclinación lateral máximo, con los valores anteriormente determinados en el capítulo III y el capítulo IV y se procede a usar las ecuaciones 3.21 y 3.22.

$$G_z = 1638,5 \text{ mm}$$

$$B = 1770 \text{ mm}$$

Etapas de inestabilidad (volcamiento inminente):

$$\theta = a \tan(B/(2 * h))$$

$$\theta = a \tan(1770/(2 * 1638,5))$$

$$\theta = 28^\circ$$

Cálculo de la estabilidad transversal dinámica del remolque.

$$\beta_{\text{dim}} = 0.667 (28).$$

$$\beta_{\text{dim}} = 18^\circ.$$

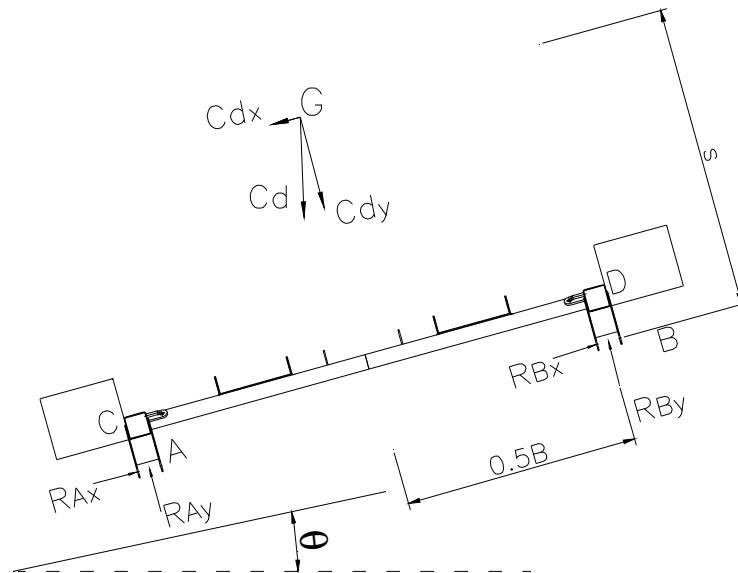
### **6.3. DISEÑO Y SELECCIÓN DEL SISTEMA DE SUSPENSIÓN.**

#### **6.3.1. DISEÑO DE LOS PORTA BALLESTAS.**

Son elementos que permiten la unión del sistema de suspensión con la estructura de carga. Para un correcto diseño es necesario considerar que el remolque está expuesto a su máxima inclinación transversal de  $18^\circ$ .

En la figura 5.5 se representa la vista posterior del remolque en donde se observan las reacciones que soportan los porta ballestas (puntos A y B), estas reacciones se las obtiene mediante un simple análisis estático.

Figura 5.5: Reacciones sobre el porta ballestas.



Donde:

$$s = 1263.5 \text{ mm}$$

$$B/2 = 1770 \text{ mm}$$

$$\theta = 18^\circ$$

$$C_d = 738,4 \text{ kg.}$$

$$C_{dx} = 228,18 \text{ kg.}$$

$$C_{dy} = 702,26 \text{ kg.}$$

$$R_{BY} = 182,2 \text{ kg.}$$

$$R_{AY} = 514,01 \text{ kg.}$$

$$R_{BX} = 61,17 \text{ kg.}$$

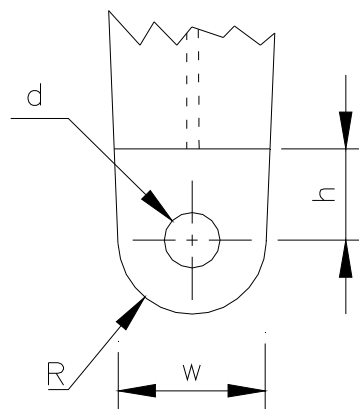
$$R_{AX} = 167,01 \text{ kg.}$$

### 6.3.2. DISEÑO DE LAS PLACAS DE LOS PORTA BALLESTAS.

La placa porta ballesta debe sujetar al perno que sostiene el buje de la ballesta, por tal motivo es necesario realizar la verificación del perno y el diseño de la placa que debe sujetar los componentes.

El diámetro del agujero para el perno está determinado por valor del agujero del buje de la ballesta. Bajo ésta premisa se dimensiona el porta ballesta tal como se observa en la figura 5.6, donde se precisa su geometría.

Figura 5.6: Geometría del porta ballestas.



Donde:

$$d = 13 \text{ mm.}$$

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

$$h = 16,5 \text{ mm}$$

Una vez determinado en la sección 5.3.1. Los valores de las cargas (reacciones) que debe soportar el porta ballesta, se toma como referencia el valor máximo ( $R_{AY} = 514,01 \text{ kg}$ ) de éstas fuerzas para determinar el espesor de la placa con el cual se construyen los porta ballestas.

$$F = 514,01 / 2 = 257 \text{ kg.}$$

Se selecciona como material al Acero A-36 por sus características físicas:

$$S_y = 2536,36 \text{ kg/cm}^2 = 36 \text{ kpsi}$$

$$S_{ut} = 4077,8 \text{ kg/cm}^2 = 58 \text{ kpsi}$$

Se realiza el análisis descrito en la sección 3.4.2, y se utilizan las ecuaciones 3.39, 3.40, 3.41 y 3.42, para determinar el límite a la fatiga del material ( $S_e$ ) en este elemento y el factor de diseño a la fatiga, respectivamente:

$$S_e = k_a \times k_c \times k_e \times S_e^l$$

$$S_e^l = 0,72 \times 0,5 \times S_{ut} \quad (\text{Para esfuerzo tracción – compresión})$$

$$S_e^l = 20,88 \text{ kpsi}$$

$$k_a = a S_{ut}^b$$

$$a = 2,7; b = -0,265 \quad \text{Laminado en frío (Anexo D, cuadro 4).}$$

$$k_a = 0,92$$

$$k_c = 0,923 \quad \text{Carga axial (Anexo D, cuadro 6).}$$

$$h/w = 0,4125$$

$$d/w = 0,325$$

$$K_t = 4 \quad (\text{Anexo D, figura 2}).$$

$$q = 0,79 \quad (\text{Anexo D, figura 3}).$$

$$k_f = 1 + q(K_t - 1)$$

$$k_f = 1 + 0,79(4 - 1)$$

$$k_f = 3,37$$

$$k_e = 1/k_f = 1/3,37$$

$$k_e = 0,296$$

$$S_e = 0,92 \times 0,923 \times 0,296 \times 20.88 = 5,25 \text{ kpsi}$$

$$S_e = 3,7 \text{ kg} / \text{mm}^2$$

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

$$3,7 = \frac{257}{(40-13)e}$$

$$e = 2.6 \text{ mm} \approx 3 \text{ mm}.$$

El cálculo para este diseño de las placas porta ballestas arroja el valor de espesor de placa de 2,6 mm; para el diseño se selecciona una placa de espesor de 3 mm considerando factores externos y garantizando que con el espesor seleccionado la placa resista todas las sollicitaciones mecánicas a las que es expuesta.

#### **6.3.2.1. Verificación de la resistencia a flexo-compresión de los porta ballestas.**

Ya determinadas las reacciones  $R_{AX}$  y  $R_{BX}$  en la sección 5.3.1 se establecen los momentos en los puntos de unión entre los porta ballestas y los largueros (puntos C y D de la figura 5.5) ejercidas por dichas reacciones:

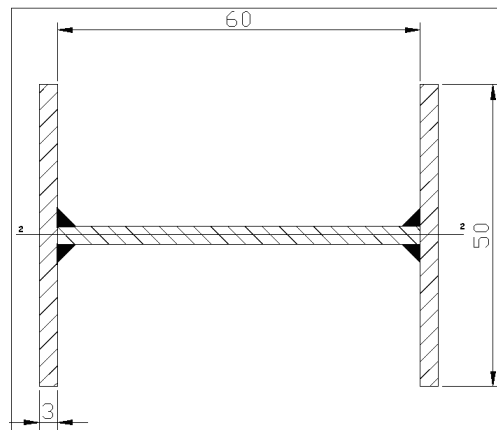
$$M_c = R_{AX} \times 125 = 20876,25 \text{ kg-mm}.$$

$$M_d = R_{BX} \times 125 = 7646,25 \text{ kg-mm}.$$

Con el valor máximo de  $M_c$  se realiza el siguiente análisis matemático determinando si es suficiente colocar una placa transversal entre las dos placas porta ballestas como lo indica la figura 5.7. Mediante éste cálculo se obtiene el factor de seguridad que brinda este elemento extra a los porta ballestas.



Figura 5.7: Sección del porta ballesta delantero.



Desarrollando las ecuaciones para barras cortas flexo-comprimidas anteriormente descritas en la sección 3.4.3 se obtiene:

$$f_{\max} = \frac{R_{AY}}{\text{Área}} + \frac{M_C}{S_{XX}}$$

$$f_{\max} = \frac{514}{480} + \frac{20876,25}{2505,4}$$

$$f_{\max} = 9,4 \text{ kg/mm}^2$$

$$n = \frac{S_y}{f_{\max}}$$

$$n = \frac{2536,36 \text{ kg/cm}^2}{940 \text{ kg/cm}^2}$$

$$n = 2,69$$

Donde:

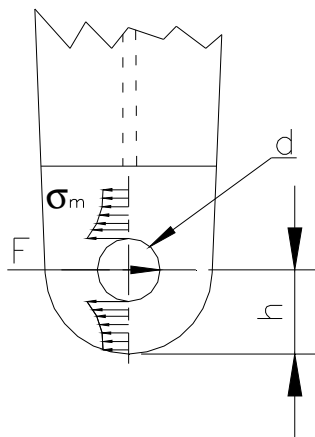
$$\text{Área} = 480 \text{ mm}^2$$

$$W_{xx} = 2505,4\text{mm}^3$$

### 6.3.2.2. Cálculo del efecto de tracción neta.

En la figura 5.8. Se realiza un esquema de cómo el porta ballesta se ve afectado por la acción de una fuerza de tracción provocada por la ballesta.

Figura 5.8: Esquema del efecto de tracción del porta ballestas.



Donde:

$$e = 3 \text{ mm}$$

$$F = 257 \text{ kg}$$

En base a los datos representados en la misma figura, se determina el área neta que sirve para el cálculo del esfuerzo normal presente en la placa porta ballesta.

$A_N$  = área neta

$A_p$  = área del perfil

$A_a$  = área transversal alojamiento.

$$A_N = A_p - A_a$$

$$A_p = h \times e = 20 \times 3 = 60 \text{ mm}^2$$

$$A_a = d \times e = 13 \times 3 = 39 \text{ mm}^2$$

$$\bar{\delta} = \frac{F}{A_N} = \frac{257 \text{ kg}}{(60-39)\text{mm}^2}$$

$$\bar{\delta} = 12,24 \text{ kg/mm}^2$$

$$n = \frac{S_y}{\sigma} = \frac{2536,36 \text{ kg/cm}^2}{1224 \text{ kg/cm}^2}$$

$$n = 2,1$$

### 6.3.2.3. Cálculo del efecto empuje.

En el gráfico de la figura 5.9 se esquematiza una fuerza de empuje ejercida sobre el porta ballesta, lo cual provoca esfuerzos en toda la geometría del elemento.

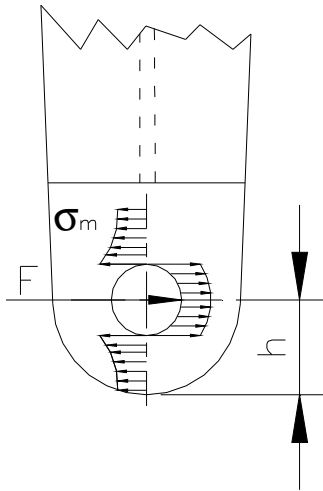
Con las dimensiones del elemento se procede a la obtención del área donde está aplicado dicho esfuerzo de empuje.

$A_a$  = área de aplicación de la carga.

$$A_a = \frac{\pi d}{2} e = \frac{\pi * 13 \text{ mm} * 3 \text{ mm}}{2}$$

$$A_a = 61,26 \text{ mm}^2$$

Figura 5.9: Esquema del efecto de empuje del porta ballestas.



$$\delta = \frac{F}{A_a} = \frac{257 \text{ kg}}{61,26 \text{ mm}^2}$$

$$\delta = 4,19 \text{ kg/mm}^2$$

$$n = \frac{S_y}{\sigma} = \frac{2536,36 \text{ kg/cm}^2}{419 \text{ kg/cm}^2}$$

$$n = 6.$$

### 6.3.3. SELECCIÓN DE LAS BALLESTAS.

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

Para determinar un tipo específico de ballestas, se inicia realizando una analogía con un vehículo que reúna características similares como capacidad de carga y dimensiones del remolque.

Para el remolque se seleccionan los paquetes de ballestas delanteros de un Daihatsu Super Hormiga 4 x 4, considerando que el peso total del Jeep es aproximadamente de 1000 kg (anexo D, catalogo 1) y tomando en cuenta que las dimensiones se ajustan perfectamente a los requerimientos básicos del prototipo.

### 6.3.3.1. Esfuerzo en la fibra extrema<sup>14</sup>.

Para realizar el análisis correspondiente es importante considerar a la ballesta como una viga de resistencia uniforme, de espesor constante y de ancho variable. Además con los valores de las cargas máximas que está soportando la ballesta (sección 5.3.1) se realizar el cálculo mediante la ecuación 5.5

$$\sigma = \frac{3}{2} \frac{PL}{Nbe^2}$$

Ecuación 5.5.

Si se tiene que,

$$R_{AY} = 514,01 \text{ kg.}$$

$$P = R_{AY}/2 = 514,01/2 = 259 \text{ kg.}$$

$$L = 900 \text{ mm.}$$

$$N = \text{numero de hojas.}$$

$$b = 50 \text{ mm.}$$

$$e = 8 \text{ mm.}$$

$$E = \text{modulo de elasticidad de acero de hojas} = 2,2 \times 10^4 \text{ kg / mm}^2.$$

---

<sup>14</sup>SLAYMAKER, R.R, Diseño y análisis de elementos de maquinas, Editorial Limusa, Mexico, 1969, pag. 229.  
Entonces se obtiene que,

$$\sigma = \frac{3 \cdot 259,1 \times 900}{2 \cdot 1 \times 50 \times 8^2}$$

$$\sigma = 27,33 \text{ kg/mm.}$$

Al utilizar una sola hoja de ballesta se tiene un esfuerzo de  $\sigma = 27,33 \text{ kg/mm}$ . Es posible poder iterar hasta un máximo de 5 hojas de ballestas para formar el paquete de ballestas.

Los resultados de las distintas combinaciones del número de ballestas se encuentran tabulados en el cuadro 2 del Anexo D.

### 6.3.3.2. Flexión máxima en función del esfuerzo<sup>15</sup>.

Aplicando el método de área momento a la viga se determina la flexión máxima en función del esfuerzo como lo plantea la ecuación 5.6.

$$\Delta = \frac{\sigma L^2}{4Et}$$

Ecuación 5.6.

$$\Delta = \frac{27,33 \times 900^2}{4 \times 21092,1 \times 8}$$

(Valores obtenidos de la sección 5.3.3.1)

$$\Delta = 32,8 \text{ mm.}$$

Este valor corresponde a la máxima flexión que puede soportar una sola hoja de ballesta.

---

<sup>15</sup>SLAYMAKER, R.R, Diseño y análisis de elementos de maquinas, Editorial Limusa, Mexico, 1969, pag. 231.

### 6.3.3.3. Flexión máxima en función de la carga<sup>16</sup>.

Un valor real de flexión está dado por la carga que soportada el paquete de ballestas y su cálculo está regido por la siguiente expresión algebraica:

$$\Delta = \frac{3R_{Ay}}{8NbE} \left( \frac{L}{t} \right)^3 \quad \text{Ecuación} \quad 5.7.$$

$$\Delta = \frac{3 \times 514,01}{8 \times 1 \times 50 \times 21092,1} \left( \frac{900}{8} \right)^3$$

$$\Delta = 260,52 \text{ mm.}$$

### 6.3.3.4. Constante aproximada del resorte<sup>17</sup>.

La constante del resorte (k) se la obtiene analizando la flexión a la que está sujeto el elemento,

$$k = \frac{8}{3} NbE \left( \frac{t}{L} \right)^3 \quad \text{Ecuación} \quad 5.8.$$

$$k = \frac{8}{3} 1 \times 50 \times E \left( \frac{8}{900} \right)^3$$

$$k = 1,98 \text{ kg / mm .}$$

---

<sup>16</sup>SLAYMAKER, R.R, Diseño y análisis de elementos de maquinas, Editorial Limusa, Mexico, 1969, pag. 232.

<sup>17</sup>SLAYMAKER, R.R, Diseño y análisis de elementos de maquinas, Editorial Limusa, Mexico, 1969, pag. 233.

Al iterar las combinaciones del número hojas de ballestas (Anexo D, cuadro3) se obtiene que el resultado idóneo está formado un paquete de tres hojas de ballestas con una flexión máxima en función de la carga de  $\Delta_p = 87,45$  mm.

#### **6.3.4. ESTADOS DE CARGA SOBRE LAS BALLESTAS DEL REMOLQUE.**

Las ballestas se encuentra en un estado de carga extremo figura 5.10. Las motocicletas están como cargas concentradas puntuales sobre las rieles fijas de la estructura de carga.

Teniendo en consideración a que los colgantes forman un ángulo máximo de  $58^\circ$  grados con la vertical. Las reacciones sobre el paquete de ballestas son:

$$\tan 58^\circ = \frac{R_{BX}}{259,1}$$

$$R_{BX} = 414,6kg.$$

$$R_{BY} = 259,1kg.$$

$$R_{AY} = 259,1kg.$$

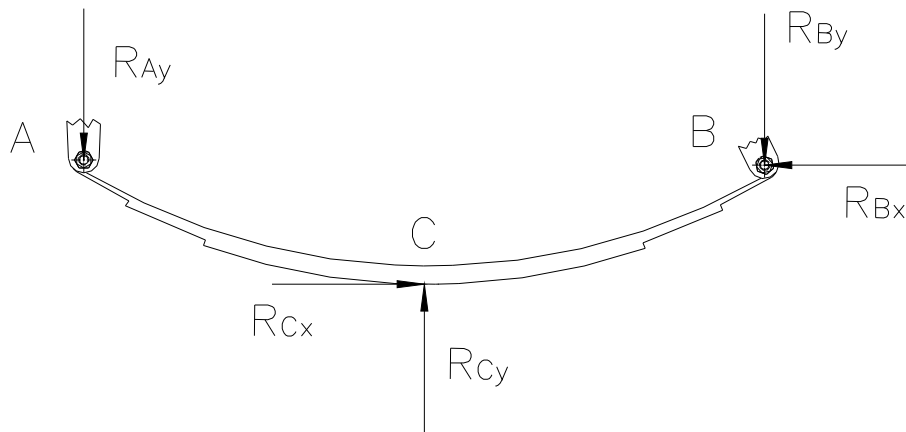
$$R_{CX} = 414,6kg.$$

$$R_{CY} = 518,2kg.$$

Estas fuerzas se encuentran representadas en el esquema de la figura 5.10.



Figura 5.10: Cargas sobre las ballestas.



### 6.3.5. SELECCIÓN DE LOS PASADORES DE LAS BALLESTAS.

Los pasadores son los elementos de sujeción y unión, de las ballestas con los porta ballestas, de las ballestas con los colgantes y los colgantes con los porta ballestas.

El diámetro de los pasadores está determinado por el diámetro interno del buje del paquete de ballestas. El diámetro interior del buje de las *ballestas delanteras del Daihatsu Súper hormiga 4 x 4* es  $D_i = 15 \text{ mm}$ .

La fuerza máxima que soporta el pasador en el conjugado del sistema (placas porta ballestas, buje, ballesta y pasador) es:

$$F_{\text{max}} = \sqrt{(414,6)^2 + (259,1)^2}.$$

$$F_{\text{max}} = 488,9 \text{ kg}.$$

### 6.3.5.1. Determinación del diámetro del pasador.

Una vez determinada la fuerza máxima que soporta el pasador se procede al cálculo del diámetro mínimo, basándose en el diseño de pasadores y sujetadores como se indica a continuación:

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

$$\tau_{\text{permisible}} = 0,4S_y$$

Por lo tanto:

$$d^2 = \frac{4F}{\pi \tau_{\text{permisible}}}$$

$$d = \sqrt{\frac{4 \times 489}{\pi \times 0,4 \times 64,6824}}$$

$$d = 4,91 \text{ mm.}$$

El cálculo anterior determina que un pasador de diámetro de 5mm, soporta los esfuerzos actuantes en el conjugado.

Con el fin de garantizar un adecuado montaje, se selecciona un pasador de  $d = 14\text{mm}$ , permitiendo que el elemento seleccionado pueda deslizarse dentro del buje de las ballestas. En vista que en el mercado nacional los pasadores con características y dimensiones específicas no se encuentran con facilidad, y además representan un mayor costo adicional; se selecciona para éste efecto un Perno de alta resistencia con las siguientes características:

Diámetro mayor nominal = 14mm.

Paso,  $p = 1.5\text{mm}$ .

Anexo D, cuadro 7.

Área del esfuerzo de tensión  $A_t = 125\text{mm}^2$ .

Grado métrico 8.8 ( $6\text{mm} < d < 25\text{mm}$ .)

Anexo D, cuadro 8.

Resistencia a la prueba,  $S_p = 59,7609\text{ kg/mm}^2$

Resistencia a la tensión,  $S_{ut} = 84,3683\text{ kg/mm}^2$

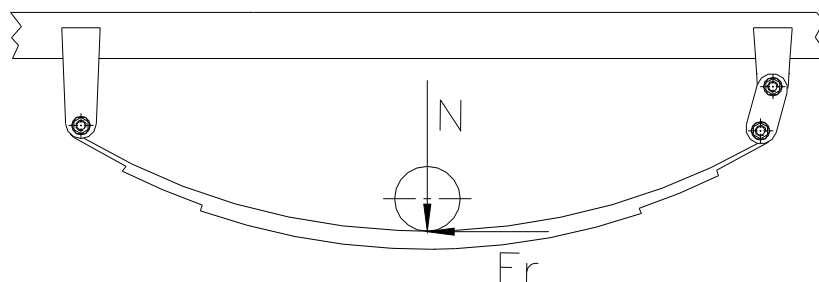
Resistencia a la fluencia,  $S_y = 64,6824\text{ kg/mm}^2$

### 6.3.6. DISEÑO DE ABRAZADERAS PARA LAS BALLESTAS.

Las abrazaderas porta ballestas son los elementos que proporcionan la fuerza normal (N), con la que se aprieta el paquete de ballestas contra el eje central. Para la correcta aplicación de esta fuerza es necesario adicionar un elemento posicionador denominado placa de sujeción como se indica en la figura 5.11.

Este elemento posicionador permite alinear correctamente las ballestas con el eje central para que no exista movimiento relativo entre los dos, y además garantiza que la fuerza generada por las tuercas de las abrazaderas se distribuya uniformemente en el conjugado.

Figura 5.11: Fuerza aplicada sobre el conjugado.



Donde:

$$Fr = \mu \times N$$

$$\mu = 0,2 \text{ para el acero}$$

$$414,6 = 0,2 \times N$$

$$N = 2073 \text{ kg.}$$

La fuerza ejercida sobre cada punta de abrazadera P es:

$$P = 2073 / 4 = 518,25 \text{ kg.}$$

### 6.3.6.1. Esfuerzos de tensión en las puntas de la abrazadera.

Al ser P un valor ya definido, se determina que la abrazadera debe tener las siguientes características,

Grado métrico 8.8 (6mm < d < 25mm.)

Anexo D, cuadro 8.

$$Sp = 59,7609 \text{ kg/mm}^2$$

$$Sut = 84,3683 \text{ kg/mm}^2$$

$$Sy = 64,6824 \text{ kg/mm}^2,$$

Con lo cual se procede a la determinación del diámetro mínimo de la abrazadera:

$$\sigma_{\max} = 0,9 \times Sy$$

$$\sigma_{\max} = 0,9 \times 64,6824 \text{ kg/mm}^2$$

$$\sigma_{\max} = 58,214 \text{ kg/mm}^2$$

$$\sigma = 1,32 \left( \frac{4P}{\pi d n^2} \right)$$

Igualando las ecuaciones anteriores y despejando el diámetro se tiene que:

$$dn = \sqrt{1,32 \left( \frac{4P}{\pi \sigma_{\max}} \right)} = \sqrt{1,32 \left( \frac{4 \times 518,25}{\pi (58,214)} \right)}$$

$$dn = 3,86 \text{ mm}$$

$$\text{Paso} = 1,5$$

$$d = dn + (1,08p) = 4 + (1,08 \times 1,5)$$

$$d = 5,62 \text{ mm.}$$

Las abrazaderas que satisfacen los requerimientos planteados anteriormente corresponden aquellas de diámetro 5,62 mm.

Por criterios de selección se determina que una abrazadera adecuada para este diseño, debe tener un diámetro de 10 mm. La cual satisface todas las solicitudes mecánicas a las cuales va estar expuesto el prototipo.

Diámetro mayor nominal = 10mm.

Paso,  $p = 1.5\text{mm}$ .

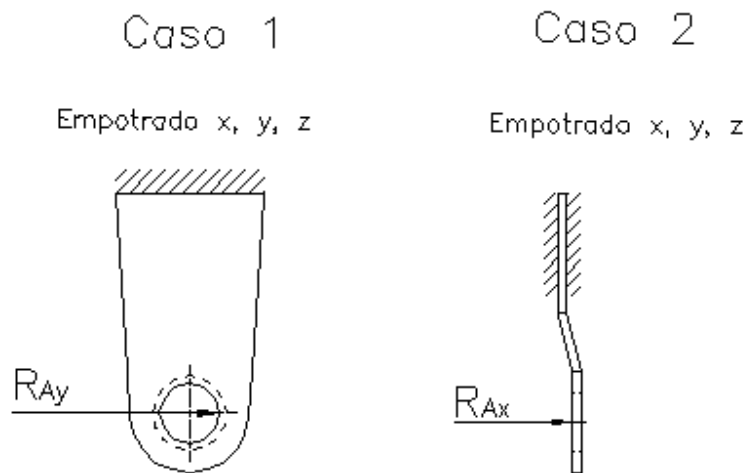
Anexo D, cuadro 7.

Área del esfuerzo de tensión  $A_t = 58 \text{ mm}^2$ .

### **6.3.7. DISEÑO DE LAS PLACAS POSTERIORES DEL PORTA BALLESTAS.**

El análisis del siguiente elemento se lo realiza con el programa GID 7.2 CALSEF 2001, con el cual se localiza los lugares donde se genera el mayor esfuerzo y su valor al someterlo a las cargas máximas de exposición, como se indican en la figura 5.12.

Figura 5.12: Esquema de la placa posterior del porta ballestas sometida a carga.



Los resultados del análisis se observan en el anexo G; gráfico 2 y 4. Se tiene como resultado en el caso 1 que el mayor esfuerzo es:  $1,2011 \times 10^8 \text{ N/m}^2$ .

$S_y = 248731947.9 \text{ N/m}^2$  de acero A-36.

$$n = \frac{S_y}{\sigma}$$

$$n = \frac{248731947.9}{120110000}$$

$$n = 2,07$$

En el caso 2 se tiene un esfuerzo de:  $3,5832 \times 10^5 \text{ N/m}^2$ .

$$n = \frac{S_y}{\sigma}$$

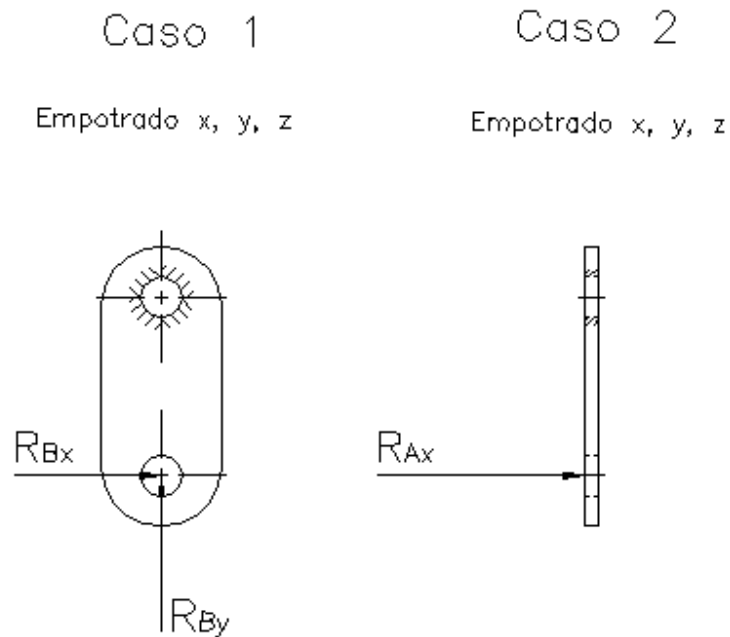
$$n = \frac{248731947.9}{358320}$$

$$n = 694$$

### 6.3.8. DISEÑO DE LOS COLGANTES DE LAS BALLESTAS.

El análisis del siguiente elemento se lo realiza con el programa GID 7.2 CALSEF 2001, con el cual se localiza los lugares donde se genera el mayor esfuerzo y su valor al someterlo a cargas máximas de exposición (figura 5.13).

Figura 5.13: Esquema del colgante del porta ballesta sometido a carga.



Los resultados del análisis se observan en el anexo G; gráfico 6 y 8. Se tiene como resultado en el caso 1 que el mayor esfuerzo es:  $1,1896 \times 10^8 \text{ N/m}^2$ .

$S_y = 248731947.9 \text{ N/m}^2$  de acero A-36.

$$n = \frac{S_y}{\sigma}$$

$$n = \frac{248731947.9}{118960000}$$

$$n = 2,1$$

En el caso 2 se tiene un esfuerzo de: 25895 N/m<sup>2</sup>.

$$n = \frac{S_y}{\sigma}$$

$$n = \frac{248731947.9}{25895}$$

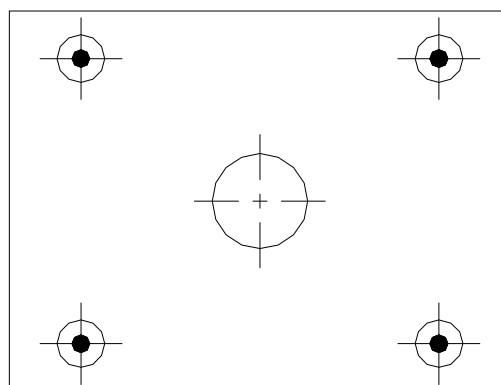
$$n = 9605$$

### 6.3.9. DISEÑO DE LAS PLACA DE SUJECIÓN PARA LAS BALLESTAS.

Con la utilización del paquete informático GID 7.2 CALSEF 2001, se localiza los lugares donde se genera el mayor esfuerzo y su valor al someterlo a cargas máximas de exposición (figura 5.14).

Figura 5.14: Esquema de la placa de sujeción para las ballestas sometida a carga.

Empotrado x, y, z



●  $F_z = R_{cy}/4$



Los resultados del análisis se observan en el anexo G; gráfico 10. Se tiene como resultado que el mayor esfuerzo es: 35254 N/m<sup>2</sup>.

$S_y = 248731947.9 \text{ N/m}^2$  de acero A-36.

$$n = \frac{S_y}{\sigma}$$

$$n = \frac{248731947.9}{35254}$$

$$n = 7055$$

#### **6.3.10. SELECCIÓN DE AMORTIGUADORES.**

Los amortiguadores constituyen elementos esenciales para el sistema de suspensión.

Para esta selección se tiene en cuenta los amortiguadores ofertados en el mercado nacional.

Al determinar un tipo específico de amortiguador se realiza el análisis bajo los criterios analizados en la sección 5.3.3. Para el remolque se seleccionan los amortiguadores delanteros de un Chevrolet San Remo puesto que las condiciones de trabajo se asemejan mucho a las del prototipo (Anexo D, catalogo 2.).

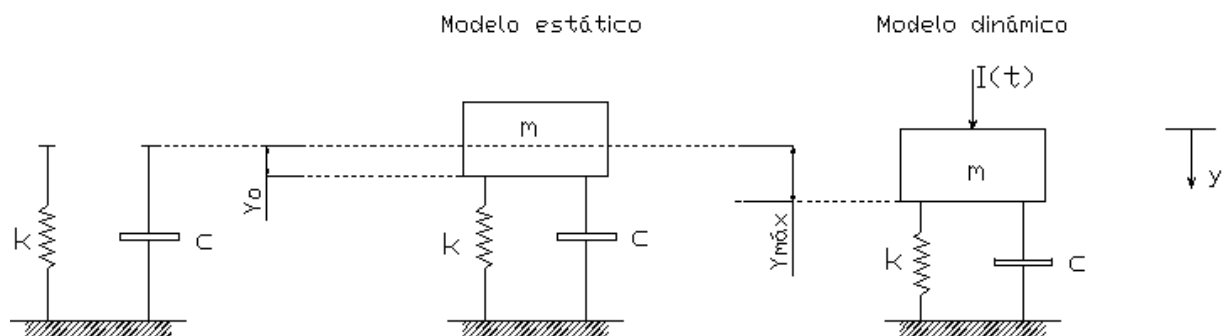
#### **6.4. ANÁLISIS DINÁMICO DEL SISTEMA DE SUSPENSIÓN.**

En las secciones anteriores se realiza un análisis estático de cada elemento del sistema de suspensión, proyectando los valores críticos del sistema. Ahora se procede al análisis dinámico del sistema de suspensión como un solo elemento.

### 6.4.1. MODELO DEL SISTEMA DE SUSPENSIÓN.

Para este prototipo se analiza el modelo sub amortiguado simple, que corresponde a un sistema mecánico que consta de masa-resorte-amortiguador identificado mediante sus constantes características equivalentes  $m$ - $k$ - $c$  respectivamente como se esquematiza en la figura 5.15.

Figura 5.15: Esquema básico de un sistema de suspensión de un automóvil.



Donde:

$Y_{\max}$  = longitud máxima que puede desplazarse el resorte, ejercida por las cargas de vibración ( $I_t$ ).

$Y_0$  = longitud desplazada por el resorte en el punto de equilibrio con masa diseño ( $m$ ).

Sistema sub-amortiguado,  $\zeta=0,5$ .

$Y_{\max} = 150$  mm. Anexo D, catalogo 1.

$Y_0 = 87,45$  mm. Anexo D, cuadro 3.

$k = 5,93$  kg/mm. Anexo D, cuadro 3.

$m = 0,075$  Kg mm/s<sup>2</sup>.

En los sistemas sub amortiguado la ecuación 5.9, relaciona las tres constantes del sistema,

$$\xi = \frac{c}{2\sqrt{k * m}}$$

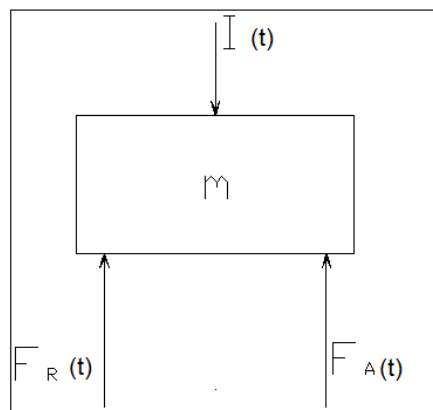
**Ecuación 5.9.**

$$\therefore c = 0.65 \text{ Kg} - s / mm.$$

#### 6.4.2. ANÁLISIS DEL SISTEMA DE SUSPENSIÓN DEL REMOLQUE.

Se realiza el diagrama de cuerpo libre (figura 5.16) y se establece la relación entre las distintas fuerzas presentes en el sistema.

Figura 5.16: Diagrama de cuerpo libre del sistema.



Donde:

$F_R$ = fuerza del resorte.

$F_a$ = fuerza del amortiguador.

Al estar la sumatoria de fuerzas en función de la aceleración  $a(t)$  es posible aplicar a toda la expresión algebraica la transformada de Laplace  $[y(s)]$ .

$$\Sigma F = ma$$

$$\Sigma F(t) = m \frac{d^2 y}{dt^2}$$

$$\Sigma F(S) = mS^2 Y(S)$$

La anti transformada de Laplace de las fuerzas existentes en el diagrama del cuerpo libre de la figura 5.16 se representa como,

$$\Sigma F(t) = I(t) - F_R(t) - F_A(t)$$

$$\Sigma F(S) = I(S) - F_R(S) - F_A(S)$$

Tal que;

$$F_R(t) = k \cdot y(t)$$

$$F_R(S) = k \cdot Y(S)$$

$$F_A(t) = c \frac{dy}{dt}$$

$$F_A(S) = c \cdot S \cdot Y(S)$$

### 6.4.3. ECUACIÓN DE LA FUNCIÓN DE TRANSFERENCIA.

Las ecuaciones obtenidas en el diagrama de cuerpo libre se relacionan y reemplazan, obteniendo la ecuación general de transferencia; que al solucionarla arroja el máximo valor permisible de la carga de vibración que puede soportar el resorte.

$$mS^2Y(S) = I(S) - F_R(S) - F_A(S)$$

$$\frac{Y(S)}{I(S)} = \frac{1}{m.S^2 + c.S + k}$$

$$\frac{Y(S)}{I(S)} = G(S)$$

$$G(S) = \frac{1}{0,075S^2 + 0.65S + 5,93}$$

### 6.4.4. ECUACIÓN EN FUNCIÓN DEL TIEMPO.

Aplicando la anti transformada de Laplace y realizado los múltiples reemplazos correspondientes se obtiene que,

$$G(t) = 0,015e^{-4,3t} 116,5\text{sen}(7,8t)$$

Cuya grafica se representa en la figura 1 del anexo D, y su valor máximo viene determinado 0.74 mm/Kg.

$$G(t) = \frac{Y(t)}{I(t)}$$

$$\frac{Y(t)}{I(t)} = \frac{Y_{\max}}{I}$$

$$I = \frac{150\text{mm}}{0,74\text{mm/kg}}$$

$$I_{\max} = 202,7\text{kg}$$

$I_{\max}$  es la fuerza máxima de impacto que puede absorber el sistema de suspensión, es equivalente a un 27,45% del la carga de diseño.

## 6.5. DISEÑO DE LA ESTRUCTURA.

Las unidades en el presente proyecto son las dadas por el sistema internacional de medidas (SI) con sus múltiplos y submúltiplos a menos que se especifique lo contrario.

LONGITUD: unidad metro (m).

TIEMPO: unidad segundo (seg).

CARGA: unidad kilogramo (Kg).

ANGULOS: unidad grado (°).

Materiales:

El material que se emplea para la construcción de la estructura del remolque es un acero estructural, el cual presenta propiedades óptimas para las condiciones de trabajo a las cuales va estar sometido el remolque. El acero estructural es un material bastante resistente, no es frágil, presenta buena ductilidad a la vez que su resistencia es aceptable, por estas razones y por ser un material de fácil adquisición y costos

relativamente bajos en el mercado, el prototipo se fabrica en su totalidad con acero estructural ASTM A36.

### **6.5.1. DISEÑO DEL CHASIS.**

Para el diseño se toma en cuenta un correcto y adecuado posicionamiento de las motocicletas con el objeto de que no sufran desperfectos de ningún tipo. También es importante considerar los parámetros establecidos por el reglamento de tránsito, en el diseño se debe tomar en cuenta que los elementos presentes sean de fácil adquisición y bajos costos, sin que esto implique alteraciones en la seguridad de diseño.

Las dimensiones del chasis son:

Largo: 2000 mm.

Ancho: 1320 mm.

El largo del chasis presentado se debe a condiciones establecidas por las motocicletas, como se manifiesta en el cuadro comparativo de la tabla 5.2; además el ancho del bastidor permite el transporte simultáneo de dos motocicletas.

Las restricciones para el diseño de la estructura (figura 5.17) se determinan por el cuadro comparativo. Gracias al cual se determina la distancia promedio entre ejes, la que es de 1401.4mm.

El ancho promedio de las motos es de 768.28 mm. Cabe notar que el ancho de las motos es determinado por el timón de las mismas; el ancho del habitáculo tiene un decremento del 50 por ciento, del valor presentado en la tabla 5.2.

TABLA 5.2: Cuadro comparativo de parámetros de las motocicletas.

CUADRO COMPARATIVO PARA LOS PARAMETROS DE LA ESTRUCTURA (MOTOCICLETAS SUZUKY)							
TIPO	MOTOCICLETAS	DIST ENTRE EJE (mm)	PESO (Kg)	LARGO (mm)	ANCHO (mm)	ANCHO MAX MEUMAT(mm)	
BOULEVARD	I250	1450	137	2160	815		130
BOULEVARD	S 40	1480	160	2180	720		140
BOULEVARD	M 50	1655	247	2370	920		170
BOULEVARD	M 109 R	1710	319	2450	875		240
SCOOTERS	AKIRA	1140	67	1650	635		30
SCOOTERS	AN 125 HK	1255	108	1772	682		35
SCOOTERS	BURGMAN 400	1585	199	2270	760		150
URBANA	SMASH REVO	1225	95	1920	655		27.5
URBANA	GN 125	1280	107	1945	815		30
URBANA	EN-125 2A	1275	116	1945	735		90
URBANA	TS 185	1375	102	2160	835		41
URBANA	DR 200 SE	1405	113	2150	805		100
GSX-R	GSX-R600	1400	163	2040	715		180
GSX-R	GSX-R1000	1415	172	2045	720		190
GSX-R	HAYABUSA	1480	220	2195	735		190
TRABAJO	AX 100	1215	82	1865	725		27.5
TRABAJO	VIVAX 115	1200	95	1905	650		27.5
TRABAJO	HURACAN EN 125	1265	114	1920	735		30
CROSS Y ENDURO	RM 85	1240	65	1805	735		90
CROSS Y ENDURO	RMZ 250	1465	92	2165	830		100
CROSS Y ENDURO	RMZ 450	1480	101.5	2185	830		110
CIUDAD Y TURISMO	SV 650 S	1425	172	2085	730		160
CIUDAD Y TURISMO	B-KING	1525	235	2245	800		200
TURISMO	V STROM 650	1555	194	2290	840		150
TURISMO	V STROM 1000	1535	208	2295	910		150
valor promedio		1401.4		2080.48	768.28		

Fuente: Catálogos Virtuales

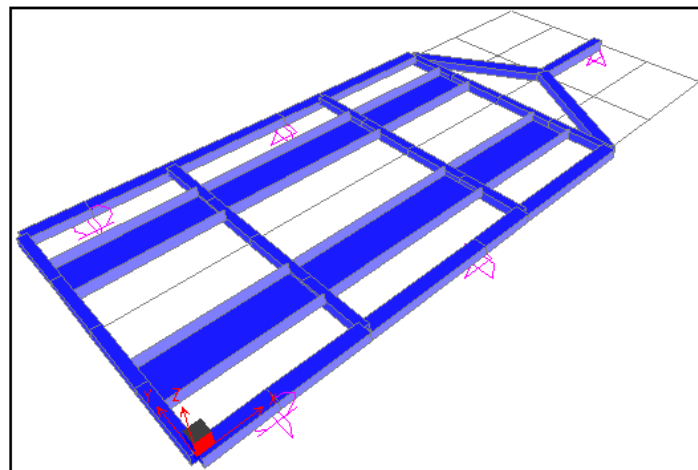


En el diseño, el ancho total de la estructura es de 1320 mm, lo que condiciona que algunas motocicletas se coloquen al revés una respecto a la otra, con el fin que quepan adecuadamente en la estructura. Además el largo de diseño es ideal, puesto que da la facilidad para colocar en cualquier posición a las motocicletas.

La capacidad máxima de carga de la estructura (figura 5.17) es de 400 Kilogramos, lo que representa que la estructura puede soportar a dos motocicletas de 200 Kg c/una, tal como se indica en el grafico 1 del anexo F.

En la tabla 5.2. Se observa que el ancho máximo del neumático de motocicleta no tiene dificultad al pasar por la riel de 200mm presente en éste diseño.

Figura 5. 17: Esquema de la estructura del remolque porta motocicletas.



### 6.5.2. DISEÑO DE LA RIEL FIJA.

Para un adecuado diseño de la riel se considera los parámetros establecidos por las motocicletas, los cuales son: peso, diámetro de las ruedas, ancho de las neumáticos, distancia promedio entre ejes.

Para determinar el óptimo posicionamiento de la reacción que actúa en el diseño del riel, se toma en cuenta la distancia promedio entre ejes de las motocicletas y la distribución de los apoyos del riel (travesaños). Se toma estas consideraciones con el fin de evaluar la separación más crítica producida por las reacciones en el riel, tanto de carga como de apoyo; entonces se determina el momento flector máximo producido por las reacciones presentes.

Existe una consideración importante para la determinación del riel, el ancho máximo de los neumáticos de las motocicletas, el cual es de 195mm.

Se utiliza el paquete informático Sap 2000 y las propiedades del elemento estructural descritas en el cuadro 1 del anexo E, con el objeto de considerar todas las cargas presentes en el elemento incluido su propio peso.

Este análisis establece el momento flector máximo al que está sometido el elemento estructural (figura 5.18); como se determina en la secuencia de la figuras 5.19, 5.20, 5.21 y 5.22.

Figura 5.18: Disposición del perfil en la función de riel.

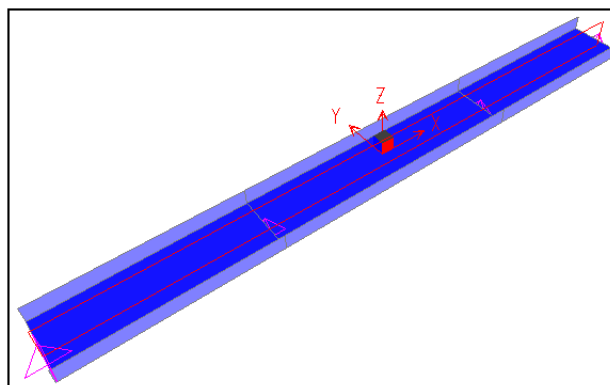


Figura 5.19: Fuerzas máximas aplicadas en la riel fija (Kg).

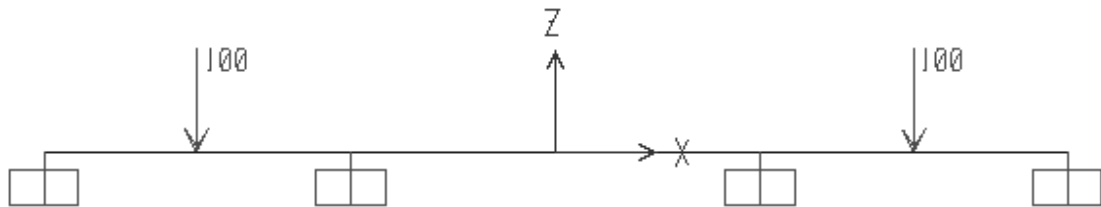


Figura 5.20: Reacciones en los apoyos de la riel fija (Kg).

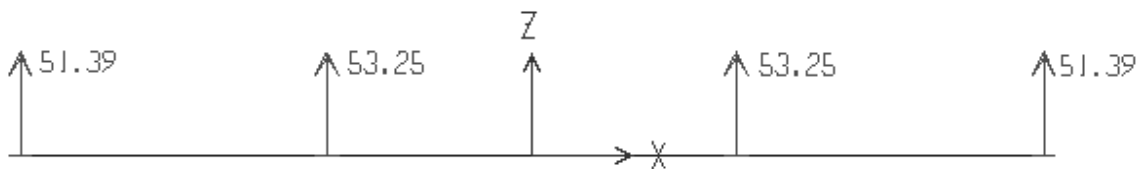


Figura 5. 21: Diagrama de cortantes en la riel fija.

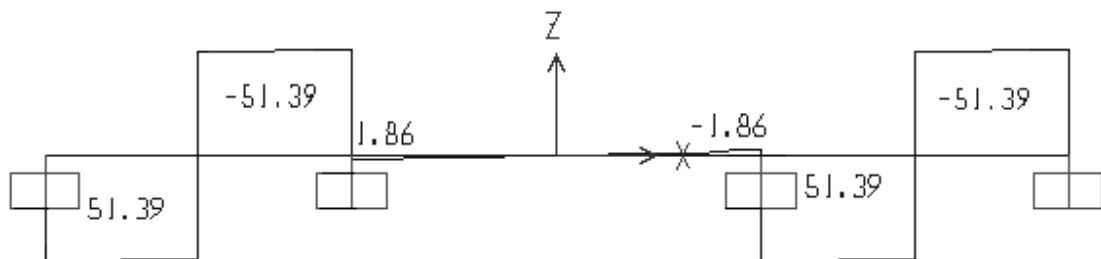
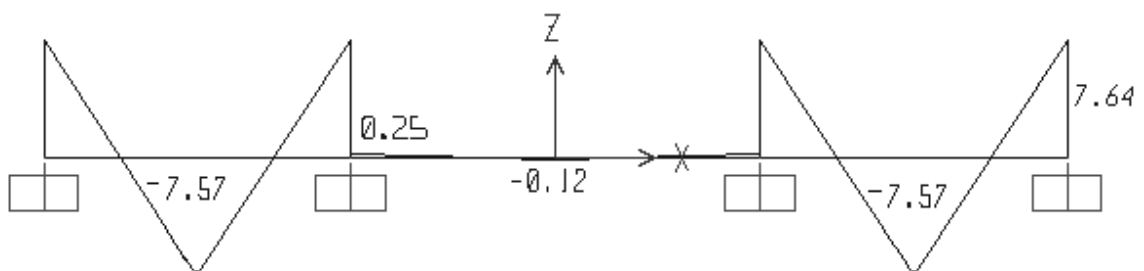


Figura 5.22: Diagrama de momento flector en la riel fija.



Luego del análisis del posicionamiento, longitud (2000) y fuerzas presentes en la riel. Se ejecuta el cálculo para la obtención del momento flector máximo y gracias a este encontrar el factor de seguridad ( $n_{est}$ ) presente en el riel.

*Material: Acero – A36 Estructural*

*Perfil: canal U*

*Dimensión: 200x50x2mm*

$$W_{yy} = 2,88\text{cm}^3$$

$$S_y = 2536.36 \frac{\text{Kg}}{\text{cm}^2}$$

$$M_{m\acute{a}x} = 7,64\text{Kg} - m$$

$$\frac{M_{m\acute{a}x}}{W_{yy}} = \frac{S_y}{n_{est}}$$

$$\frac{764}{2.88} = \frac{2536.36}{n_{est}}$$

$$n_{est} = 9.56$$

### 6.5.3. DISEÑO DEL RIEL MÓVIL.

La consideración que se hace en el diseño del riel móvil, es que la fuerza aplicada sea equivalente a la mitad de la carga máxima que soporta la riel fija.

Se coloca la mitad de la carga máxima puesto que es lo máximo que soporta la riel al montaje y desmontaje de las motocicletas, ya que al deslizar la motocicleta por la riel móvil pasa primero una llanta y luego la otra, evita que se concentre todo el peso de la motocicleta en el elemento.

La fuerza se coloca en la mitad del riel, ya que este punto es el más crítico del mismo debido a que los apoyos se encuentran en los extremos.

Se realiza el mismo análisis descrito en la sección 5.5.2. Para la riel fija; así se realiza el cálculo del factor de seguridad para el riel móvil de longitud 1400 mm, previamente determinado el momento flector máximo, por lo que se procede a continuación con la secuencia de cálculo, representado en la figuras 5.23, 5.24, 5.25 y 5.26.

Figura 5.23: Fuerza máxima aplicada en la riel móvil (Kg).

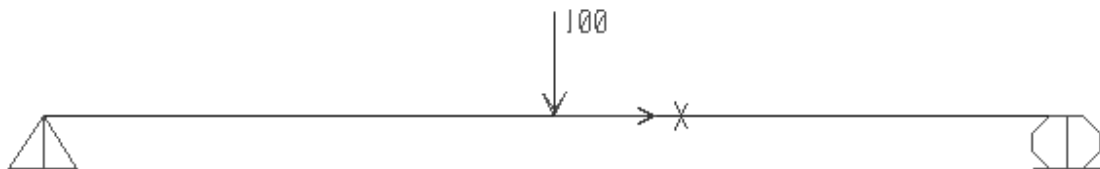


Figura 5.24: Reacciones en los apoyos de la riel movil.

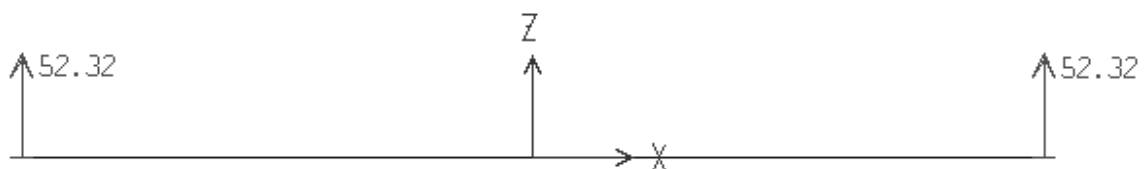


Figura 5.25: Diagrama de Cortantes en la riel movil.

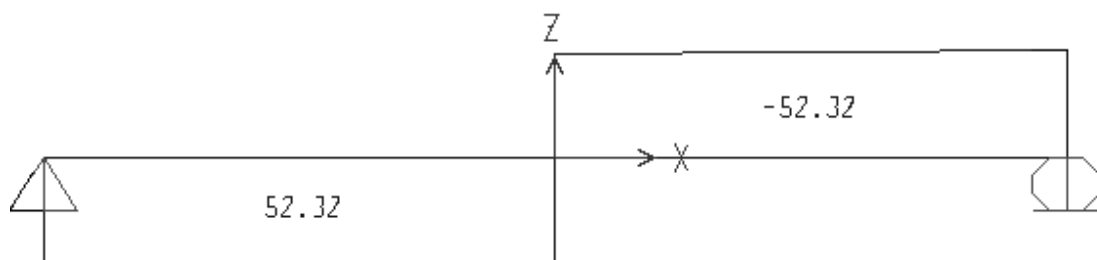
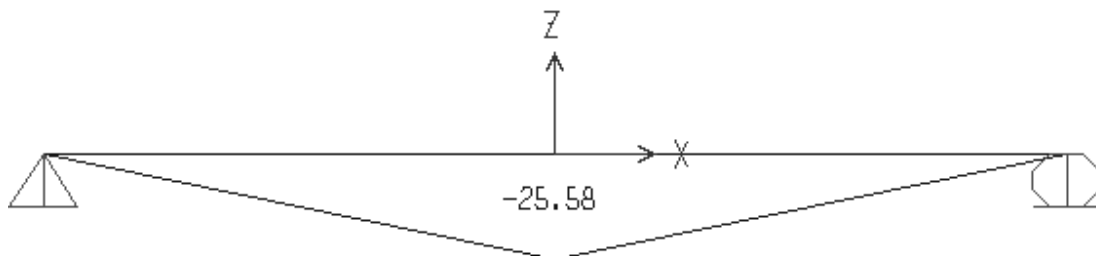


Figura 5.26: Diagrama de momentos flectores en la riel móvil.



*Material: Acero – A36 Estructural*

*Perfil: canal U*

*Dimensión: 200x50x2mm*

$$W_{yy} = 2,88 \text{ cm}^3$$

$$S_y = 2536.36 \frac{\text{Kg}}{\text{cm}^2}$$

$$M_{\text{máx}} = 25,58 \text{ Kg} - \text{m}$$

$$\frac{M_{\text{máx}}}{W_{yy}} = \frac{S_y}{n_{\text{est.}}}$$

$$\frac{2558}{2.88} = \frac{2536.36}{n_{\text{est}}}$$

$$n_{\text{est}} = 2.86$$

#### 6.5.4. DISEÑO DE LOS TRAVESAÑOS.

Para la consideración de la fuerza en los travesaños, se toma en cuenta el caso más extremo, la colocación de la mitad de la carga máxima en las dos posiciones en las cuales se asume que reposa las ruedas de las dos motocicletas.

Para una correcta determinación del momento flector presente en los travesaños de longitud de 1200 mm, producido por las cargas puntuales ejercidas sobre éste, se

evalúa las características del elemento estructural (anexo E, cuadro 2) por medio del programa Sap 2000, lo que arroja los esquemas de las figuras 5.27, 5.28, 5.29 y 5.30.

Figura 5.27: Fuerzas máximas aplicadas en los travesaños (Kg).

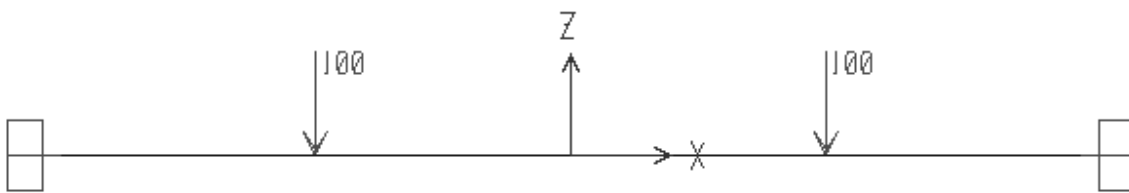


Figura 5.28: Reacciones generadas en los apoyos de los travesaños.

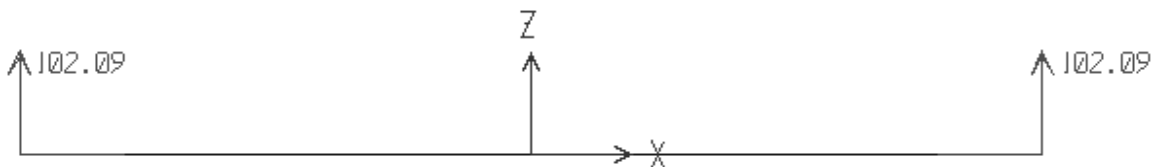


Figura 5. 29: Diagrama de cortantes en los travesaños.

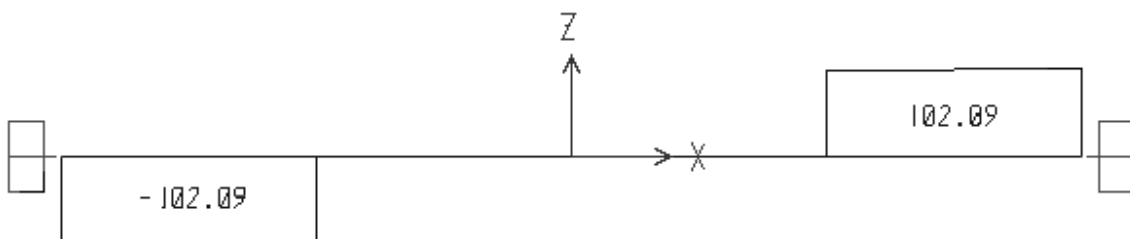
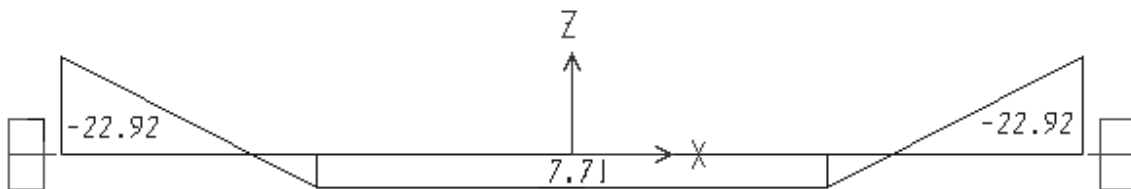


Figura 5.30: Diagrama de momentos flectores en los travesaños.



*Material: Acero – A36 Estructural*

*Perfil: tubo cuadrado*

*Dimensión: 40x40x3mm*

$$W = 5,1 \text{ cm}^3$$

$$S_y = 2536.36 \frac{\text{Kg}}{\text{cm}^2}$$

$$M_{\text{máx}} = 22,92 \text{ Kg} - m$$

$$\frac{M_{\text{máx}}}{W} = \frac{S_y}{n_{\text{est.}}}$$

$$\frac{2293}{5,1} = \frac{2536.36}{n_{\text{est}}}$$

$$n_{\text{est}} = 5.64$$

### 6.5.5. DISEÑO DE LOS LARGUEROS.

Para un cálculo adecuado del momento flector máximo presente en los largueros y en el sistema de tiro, se debe asumir que la estructura tiene un ancho unitario, con la finalidad de facilitar el cálculo y a su vez de presentar un valor adecuado del momento presente en la estructura.



El procedimiento de este método es el siguiente:

- Se coloca una viga central, a la cual se trasladan todas las fuerzas presentes en la estructura.
- El tipo de apoyos es el mismo que la estructura presenta con el ancho establecido.
- Luego de esto se procede a calcular ayudados por el programa SAP 2000 las reacciones presentes al cargar la viga.
- Con el diagrama de momentos obtenido se tiene valores de momento flector a lo largo de la viga.
- Se determina el momento flector máximo que soporta el elemento estructural.

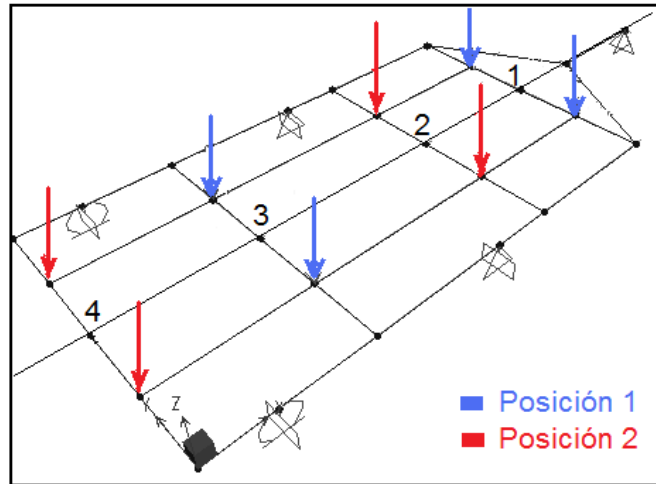
El método presentado es el más idóneo debido que otros métodos dificultan la visualización de las alteraciones presentes en las vigas.

Una consideración importante en el análisis del diseño de la estructura es el posicionamiento crítico de las cargas puntuales, las cuales pueden estar distribuidas de dos formas:

Posición 1: las cargas ejercida por las motocicletas están concentradas en el travesaño 1 y 3, como indica la figura 5.31; es decir que el mayor esfuerzo está concentrado en la parte delantera del bastidor.

Posición 2: en este caso las cargas actúan directamente en los travesaños 2 y 4, esforzando al máximo al bastidor en su parte trasera como se describe en el mismo esquema de la figura 5.31.

Figura 5.31: Esquema de la posición de las fuerzas en la estructura.



Posición 1.

Estructura con ancho unitario 60x60x2 (anexo E, cuadro 2), Longitud=2750 mm, motocicletas adelante, incluido peso de rieles fijas y travesaños, la secuencia de cálculo se muestra en las figuras 5.32-5.35.

Figura 5.32: Fuerzas (Kg) y momentos (Kg-m) máximos aplicados en la viga.

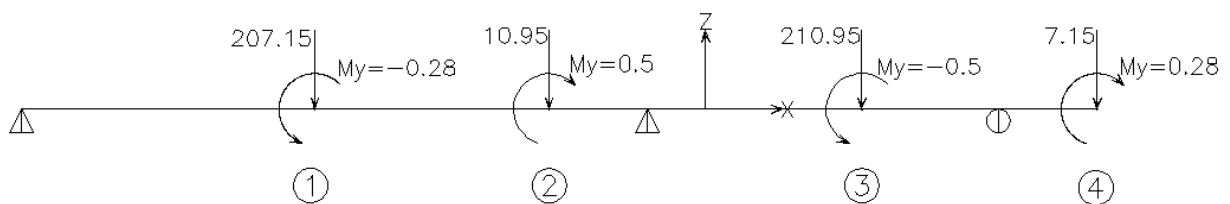


Figura 5.33: Reacciones producidas en los apoyos de la viga.



Figura 5.34: Diagrama de cortantes generado en la viga.

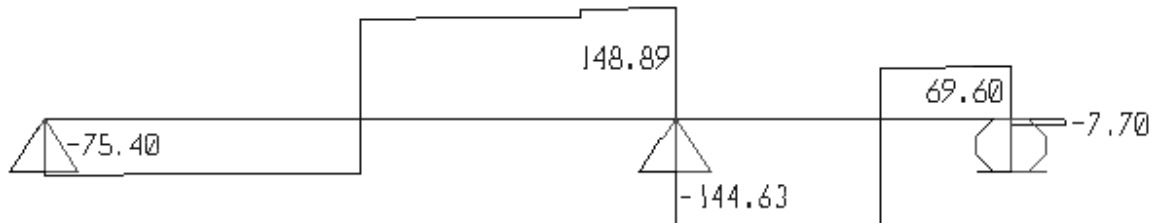
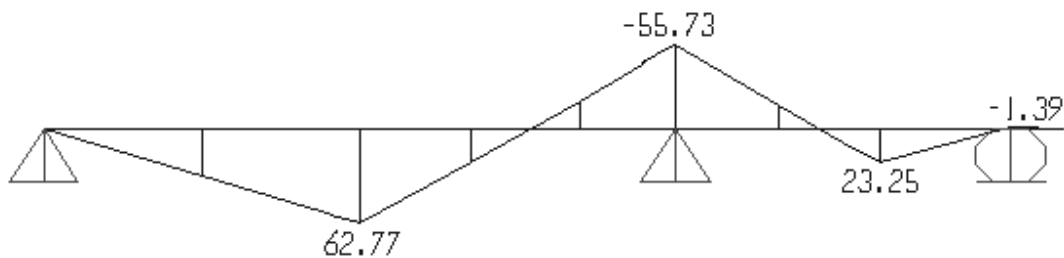


Figura 5.35: Diagrama de momentos flectores en la viga.



### Posición 2.

A continuación se esquematiza en las figuras 5.36, 5.37, 5.38 y 5.39 el proceso de cálculo para la determinación del momento flector máximo, considerando:

- Longitud 2750 mm.
- Perfil cuadrado de 60x60x2 (anexo E, cuadro 2).
- Motocicletas atrás.

Figura 5.36: Fuerzas y Momentos aplicados en la viga, posición 2.

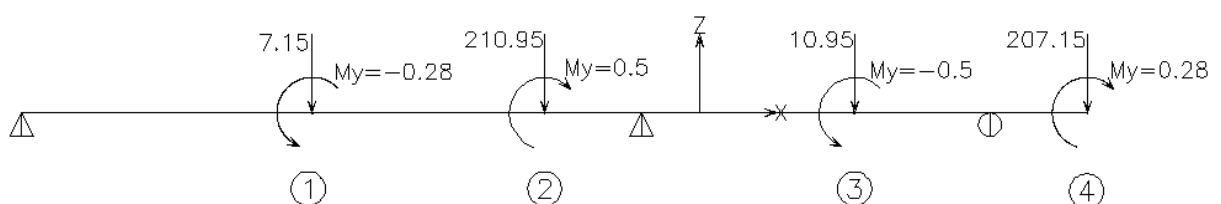


Figura 5.37: Reacciones producidas en los apoyos de la viga, posición 2.



Figura 5.38: Diagrama de cortantes en la viga, posición 2.

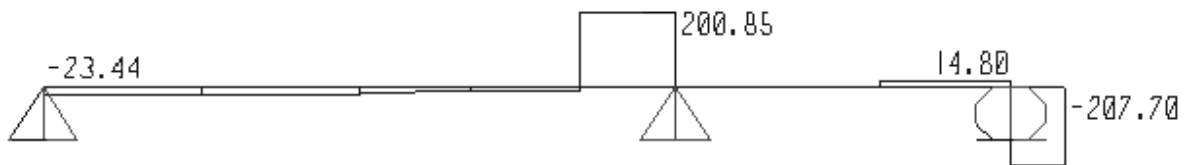
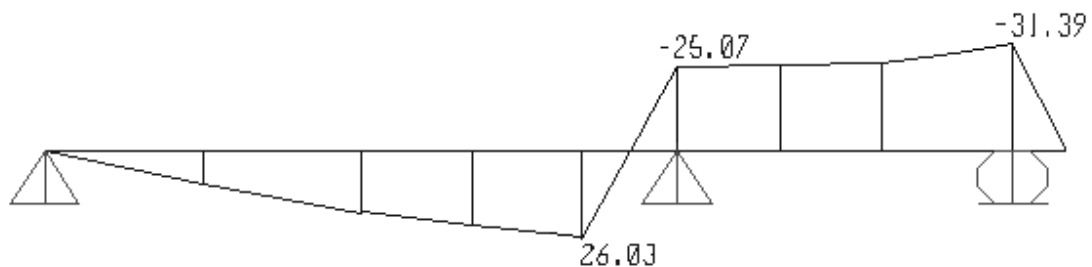


Figura 5.39: Diagrama de momentos flectores en la viga, posición 2.



Realizado el análisis de los dos tipos de posiciones se determina que el momento flector máximo al cual se expone el bastidor corresponde al sufrido en la posición 1 y su valor es 62770 kg-mm.

Por lo tanto con este valor se procede a obtener el factor de seguridad tanto para los largueros como para el sistema de tiro.

### 6.5.5.1. Larguero

Una vez determinado el momento flector máximo gracias al diagrama de momentos flectores, se establece que en la distancia de dos metros pertenecientes a los largueros se encuentra un momento flector máximo de 62770 Kg-mm, con el cual se efectúa el cálculo del factor de seguridad.

Perfil cuadrado 60x60x2 mm.

Longitud=2000 mm

Mmax= 62.77 Kg-m.

*Material: Acero – A36 Estructural*

*Perfil: tubo cuadrado*

*Dimensión: 60x60x2mm*

$$W = 7,09 \text{ cm}^3$$

$$S_y = 2536.36 \frac{\text{Kg}}{\text{cm}^2}$$

$$M_{\text{máx}} = 62,77 \text{ Kg} - \text{m}$$

$$\frac{M_{\text{máx}}}{W} = \frac{S_y}{n_{\text{est.}}}$$

$$\frac{6277}{7,09} = \frac{2536.36}{n_{\text{est}}}$$

$$n_{\text{est}} = 2.86$$

### 6.5.6. SISTEMA DE TIRO.

En base al análisis previo obtenido en la sección 5.5.5 se determina que a lo largo de toda la distancia perteneciente al sistema de tiro el mayor momento flector es de 62770 Kg-mm.

### 6.5.6.1. Tiro 1 y 2.

Al igual que en los procesos anteriores se procede a calcular el factor de seguridad presente en éstos elementos.

Perfil cuadrado de 60x60x2 (Anexo E, cuadro 2)

Longitud= 690 mm

Mmax= 62770 Kg-mm.

*Material: Acero – A36 Estructural*

*Perfil : tubo cuadrado*

*Dimensión : 60x60x2mm*

$$W = 7,09\text{cm}^3$$

$$S_y = 2536.36 \frac{\text{Kg}}{\text{cm}^2}$$

$$M_{\text{máx}} = 62,77 \text{Kg} - \text{m}$$

$$\frac{M_{\text{máx}}}{W} = \frac{S_y}{n_{\text{est.}}}$$

$$\frac{6277}{7,09} = \frac{2536.36}{n_{\text{est}}}$$

$$n_{\text{est}} = 2.86$$

### 6.5.6.2. Tiro 3.

Previo análisis de los momentos actuantes situados en la longitud perteneciente a la posición del tiro 3, se analiza que el momento máximo presente en este elemento viene dado por el momento flector de 37200 Kg-mm.

Perfil cuadrado 60x60x2mm (anexo E, cuadro 2).

Longitud = 500 mm.

M<sub>maxz</sub>=37200 Kg-mm.

En el perfil que forma el tiro 3 está actuando directamente la fuerza de tiro formando un momento flector crítico que se lo debe considerar para encontrar el factor de seguridad.

$$M = Fa * L$$

$$M = 80.25 \times 500$$

$$M_{\max} = 40125 \text{ Kg-mm.}$$

Gracias a la teoría de distorsión se obtiene un esfuerzo máximo producido por dos o más esfuerzos actuantes.

Teoría de distorsión:

$$\sigma' = \sqrt{\frac{(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2}{2}}$$

$$\sigma' = \sqrt{\frac{(40.13/W - 37.20/W)^2 + (37.20/W - 0)^2 + (0 - 40.13/W)^2}{2}}$$

$$\sigma' = 38.75/W [\text{Kg-m}]$$

$$M_{\max} = 38750 \text{ kg-mm.}$$

*Material: Acero – A36 Estructural*

*Perfil: tubo cuadrado*

*Dimensión: 60x60x2mm*

$$W = 7,09 \text{ cm}^3$$

$$S_y = 2536.36 \frac{\text{Kg}}{\text{cm}^2}$$

$$M_{\max} = 38.75 \text{ Kg-m}$$

$$\frac{M_{\max}}{W} = \frac{S_y}{n_{est.}}$$

$$\frac{3875}{7,09} = \frac{2536.36}{n_{est}}$$

$$n_{est} = 4.65$$

### 6.5.7. DISEÑO DEL EJE CENTRAL.

Para el diseño se debe tomar las reacciones dadas por la ballesta, con el objeto de obtener los momentos flectores en cada sistema de coordenadas.

Para obtener un valor correcto se debe considerar el peso del tubo y analizarlo con la ayuda del programa informático Sap 2000 como se indican en las figuras 5.40 a 5.46.

Longitud =1500 mm

Tubo sección redonda 63.5 x2mm

(Anexo E, cuadro 3).

Figura 5.40: Fuerzas máximas aplicas en el eje (Kg).

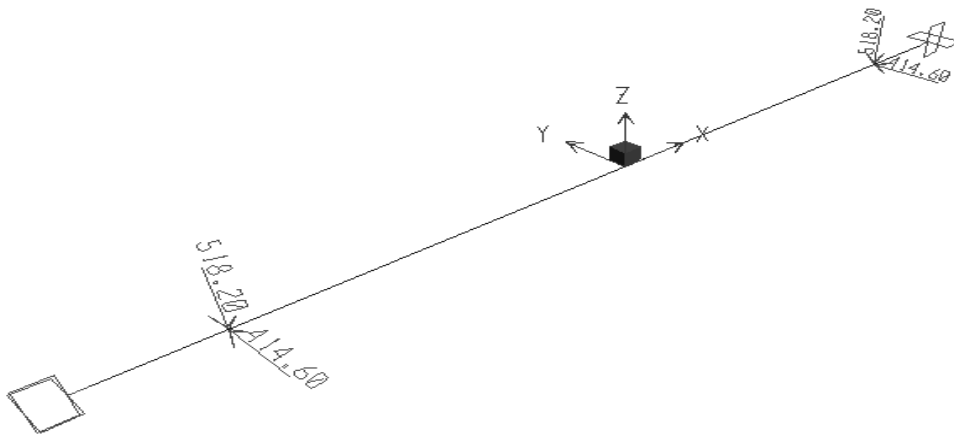


Figura 5.41: Reacciones generadas en los apoyos en el eje z.

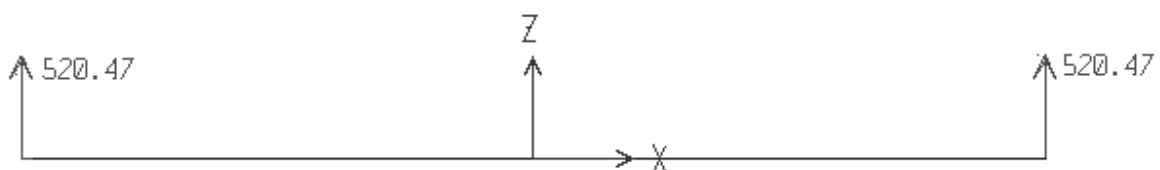




Figura 5.42: Reacciones generadas en los apoyos en el eje y.

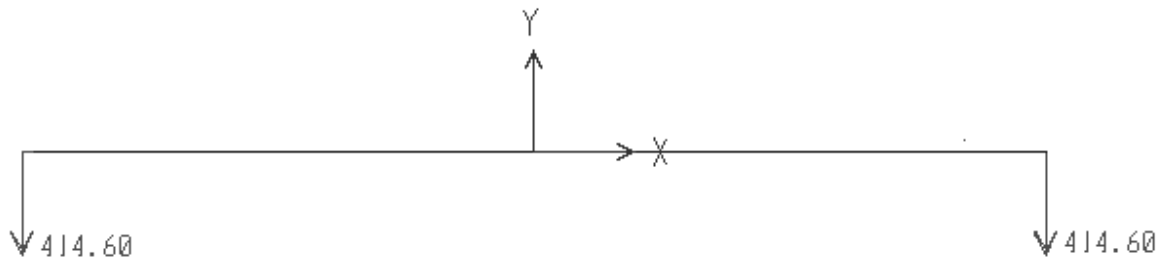


Figura 5.43: Diagrama de cortantes en el eje, plano XZ.

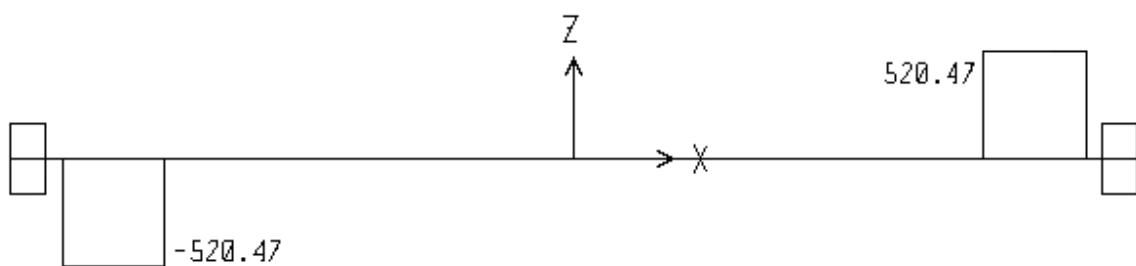


Figura 5.44: Diagrama de cortantes en el eje, plano XY.

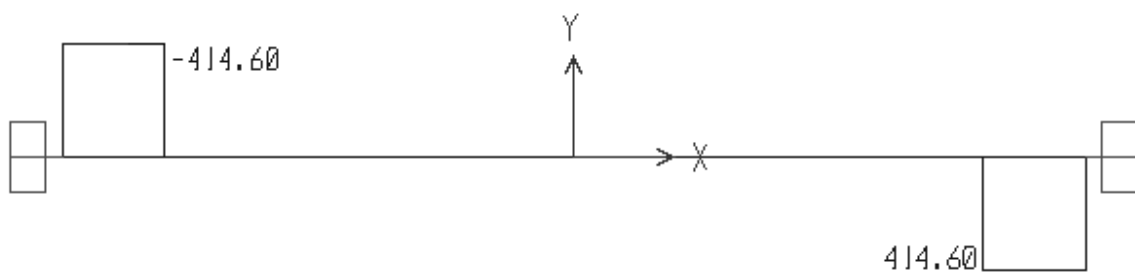


Figura 5.45: Diagrama de momentos flectores en el eje, plano XZ.

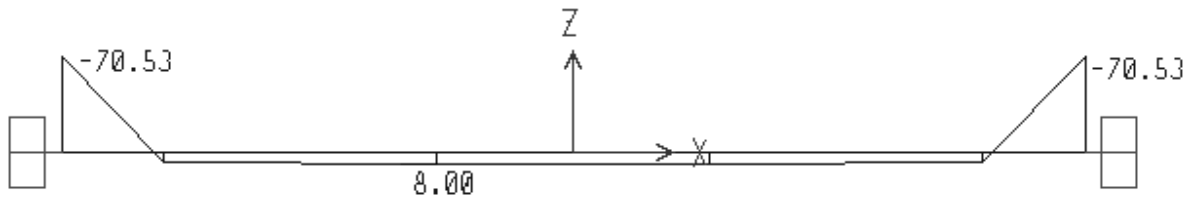
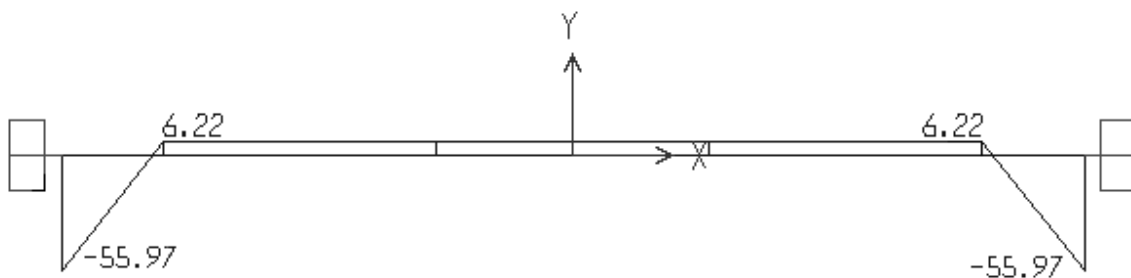


Figura 5.46: Diagrama de momentos flectores en el eje, plano XY.



$$M_{\max z} = 70.53 \text{ Kg-m}$$

$$M_{\max y} = 55.97 \text{ Kg-m}$$

Teoría de distorsión

$$\sigma' = \sqrt{\frac{(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2}{2}}$$

$$\sigma' = \sqrt{\frac{(70.53/W - 55.97/W)^2 + (55.97/W - 0)^2 + (0 - 70.53/W)^2}{2}}$$

$$\sigma' = 64.49/W [\text{Kg} - \text{m}]$$

$$M_{\max} = 64490 \text{ kg-mm}$$

*Material: Acero – A36 Estructural*

*Perfil: tubo redondo*

*Dimensión: 63,50x2mm*

$$W = 5,75\text{cm}^3$$

$$S_y = 2536,36 \frac{\text{Kg}}{\text{cm}^2}$$

$$M_{\text{máx}} = 64,49\text{Kg} - m$$

$$\frac{M_{\text{máx}}}{W} = \frac{S_y}{n_{\text{est.}}}$$

$$\frac{6449}{5,75} = \frac{2536,36}{n_{\text{est}}}$$

$$n_{\text{est}} = 2,26$$

### **6.5.8. DISEÑO DEL SISTEMA DE SUJECIÓN.**

Para una adecuada selección del método de diseño, se debe tomar en cuenta todos los condicionantes presentes, los cuales son: diámetro promedio de las ruedas de las motocicletas, fuerza aplicada por la reacción del vehículo motorizado, movilidad del sistema de sujeción, posicionamiento de las ruedas.

Sistema de sujeción como Cuerpo rígido

Para realizar el cálculo más acertado se asume que todo el sistema es una sola viga y la fuerza aplicada es perpendicular a la misma.

Tubo redondo 25.4 x 1.8 mm | (Anexo E, cuadro 3).

La fuerza aplicada en este caso se la determina gracias al cálculo de la sumatoria de fuerzas presentes al tiro del vehículo.

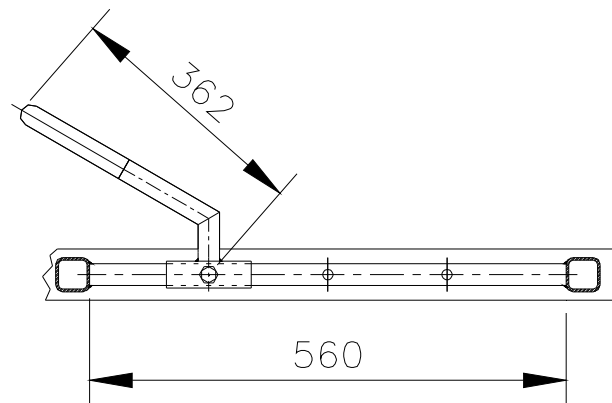
$$\Sigma F = m.a$$

$$F = 20.41 [Kg - s^2 / m] \times 1.11 [m / s^2]$$

$$F = 22.65 Kg.$$

En el esquema de la figura 5.47 se indica la longitud, la cual es determinada por el promedio del diámetro de las ruedas las motocicletas, en conjunto con la inclinación del elemento.

Figura 5.47: Esquema de sujeción de la rueda de la motocicleta.



Con longitud= 362 mm, se realiza el análisis de momentos y se determina el mayor esfuerzo presente en este elemento, como se indica en las figuras 5.48 a 5.50.

Figura 5.48: Fuerza máxima aplicada en el sistema de sujeción.

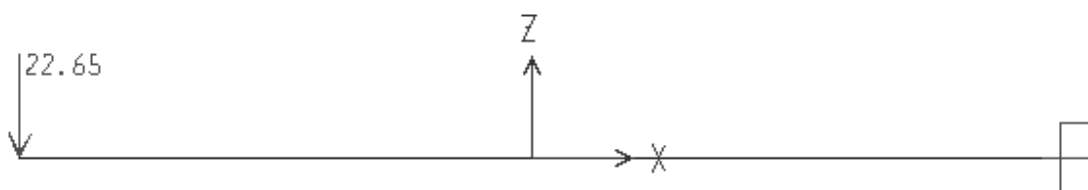


Figura 5.49: Diagrama de cortantes en el sistema de sujeción.

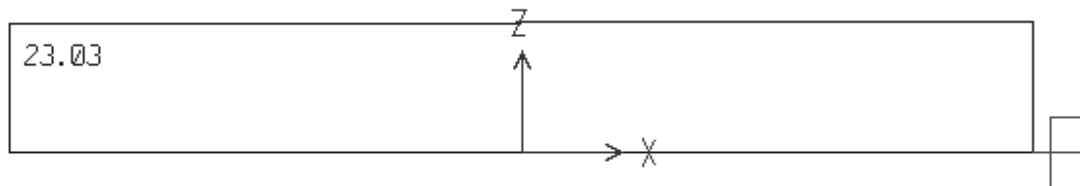
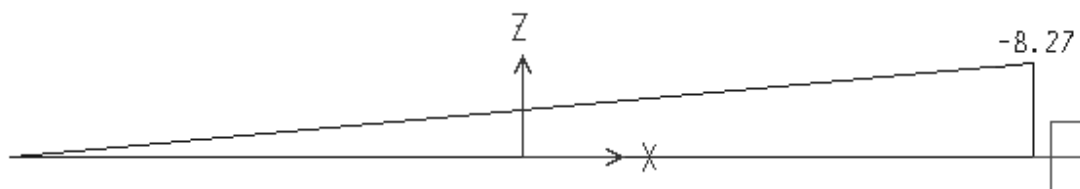


Figura 5.50: Diagrama de momentos flectores en el sistema de sujeción.



#### 6.5.8.1. Tubo superior del sistema de sujeción de las motocicletas.

El Tubo superior corresponde a la sección en contacto con las ruedas de las motocicletas, el cual soporta una fuerza normal ejercida por el neumático.

Tubo redondo 25.4 x 1.8mm (Anexo E, cuadro 3).

Longitud=340 mm.

#### 6.5.8.2. Tubo inferior del sistema de sujeción de las motocicletas.

Este elemento cumple la función de conexión entre el elemento posicionador con la guía de soporte (elemento deslizante).

Tubo redondo 25.4 x 1.8mm (anexo E, cuadro 3).

Longitud=40mm.

*Material: Acero – A36 Estructural*

*Perfil: tubo redondo*

*Dimensión: 25,4x1,8mm*

$$W = 0,73\text{cm}^3$$

$$S_y = 2536,36 \frac{\text{Kg}}{\text{cm}^2}$$

$$M_{\text{máx}} = 8,27 \text{Kg} - m$$

$$\frac{M_{\text{máx}}}{W} = \frac{S_y}{n_{\text{est.}}}$$

$$\frac{827}{0,73} = \frac{2536,36}{n_{\text{est}}}$$

$$n_{\text{est}} = 2.24$$

### **6.5.8.3. Guía de soporte (sistema de sujeción – riel de sujeción).**

Corresponde al elemento que se desliza por la riel de sujeción.

Tubo redondo 31.75x2mm (Anexo E, cuadro 3).

Longitud=60mm.

*Material: Acero – A36 Estructural*

*Perfil: tubo redondo*

*Dimensión: 31.75x2mm*

$$W = 1,30\text{cm}^3$$

$$S_y = 2536,36 \frac{\text{Kg}}{\text{cm}^2}$$

$$M_{\text{máx}} = 8,27 \text{Kg} - m$$

$$\frac{M_{\text{máx}}}{W} = \frac{S_y}{n_{\text{est.}}}$$

$$\frac{827}{1,30} = \frac{2536,36}{n_{\text{est}}}$$

$$n_{\text{est}} = 3,99$$

#### 6.5.8.4. Riel de sujeción.

Este riel se encuentra empotrado entre los travesaños uno y dos; éste determina las diferentes posiciones que puede adoptar el elemento de sujeción. El cálculo de esfuerzos que soporta este elemento se encuentra esquematizado en la secuencia de las figuras 5.51, 5.52, 5.53 y 5.54.

Longitud=600mm.

Tubo redondo 25.4x1.8mm (Anexo E, cuadro 3).

Figura 5.51: Momento máximo aplicado en el tubo riel.

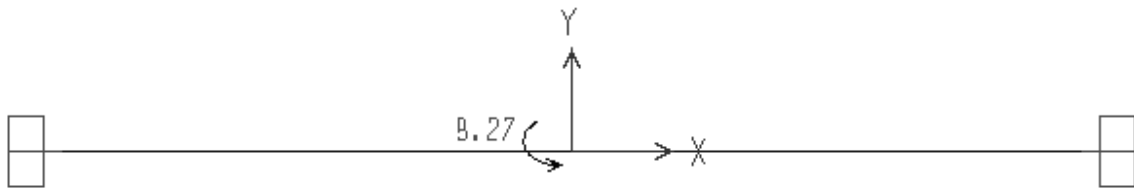


Figura 5.52: Reacciones producidas en los apoyos del tubo riel.

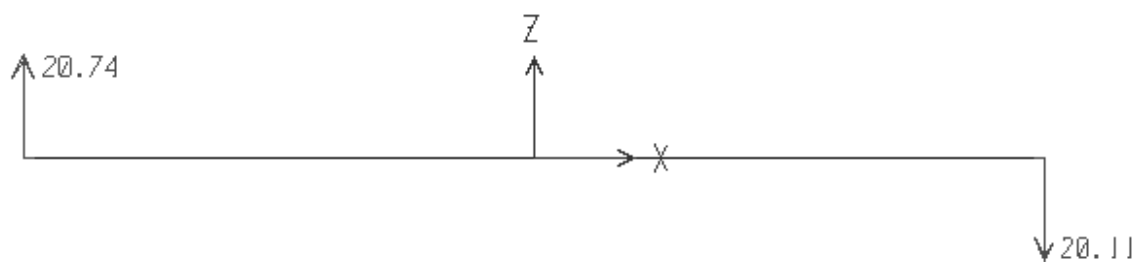


Figura 5.53: Diagrama de cortantes producida en el tubo riel.

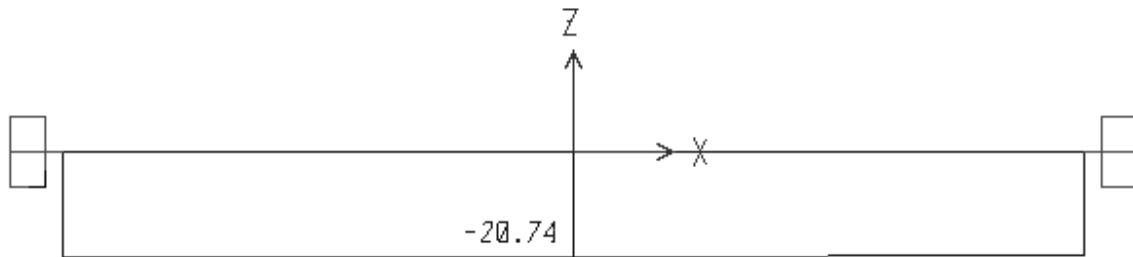
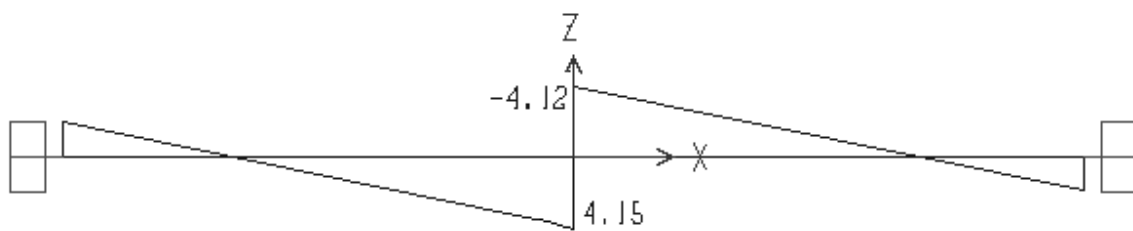


Figura 5.54: Diagrama de momentos flectores en el tubo riel.



*Material: Acero – A36 Estructural*

*Perfil: tubo redondo*

*Dimensión: 25,4x1,8mm*

$$W = 0,73\text{cm}^3$$

$$S_y = 2536,36 \frac{\text{Kg}}{\text{cm}^2}$$

$$M_{\text{máx}} = 4,15\text{Kg} - \text{m}$$

$$\frac{M_{\text{máx}}}{W} = \frac{S_y}{n_{\text{est.}}}$$

$$\frac{415}{0,73} = \frac{2536,36}{n_{\text{est.}}}$$

$$n_{\text{est}} = 4.46$$



#### 6.5.8.5. Guía de la riel móvil para el montaje-desmontaje.

Esta guía permite posicionar el riel móvil al bastidor, brindando una sujeción adecuada para la operación de montaje y desmontaje de las motocicletas. Es importante realizar el cálculo de esfuerzos ya que de este elemento depende que las motocicletas no sufran averías en el proceso de montaje o desmontaje de las mismas, el esquema de las figuras 5.55, 5.56 5.57 y 5.58 determina el proceso de cálculo.

Se encuentran empotradas directamente en el chasis.

Tubo rectangular 40x 20 x2 mm (anexo E, cuadro 4).

Longitud= 80mm.

Figura 5.55: Fuerza máxima aplicada en la guía de la riel móvil.

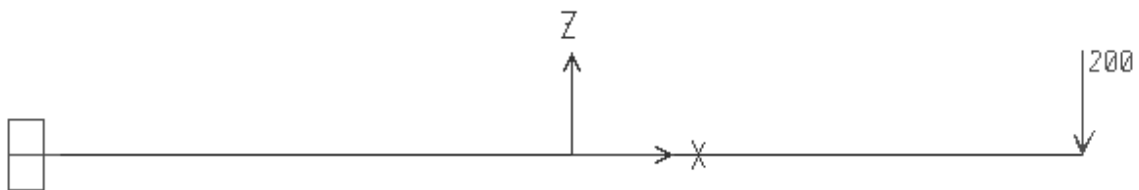


Figura 5.56: Reacción producida en la guía de la riel móvil.

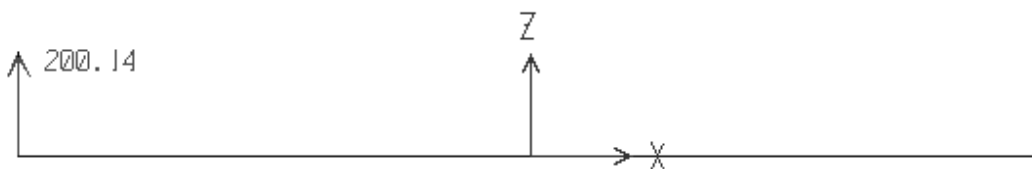


Figura 5.57: Diagrama de cortantes en la guía de la riel móvil.

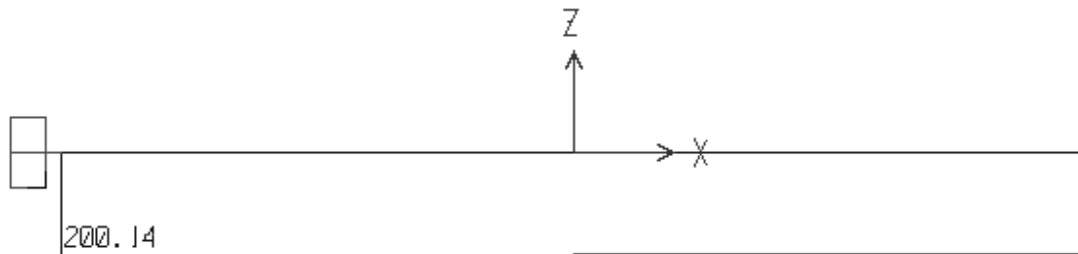
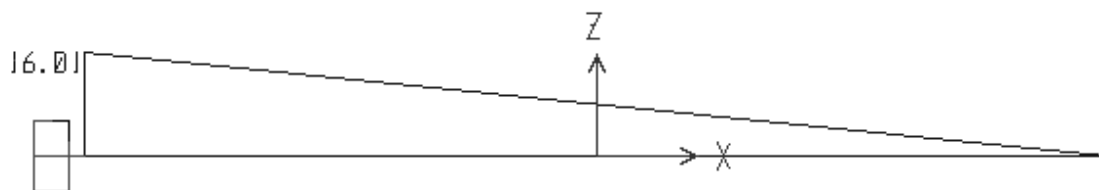


Figura 5.58: Diagrama de momentos flectores en la guía de la riel móvil.



*Material: Acero – A36 Estructural*

*Perfil: tubo rectangular*

*Dimensión: 20x40x2mm*

$$W_{yy} = 1,33m^3$$

$$S_y = 2536,36 \frac{Kg}{cm^2}$$

$$M_{m\acute{a}x} = 16,01Kg - m$$

$$\frac{M_{m\acute{a}x}}{W_{yy}} = \frac{S_y}{n_{est.}}$$

$$\frac{1601}{1,33} = \frac{2536,36}{n_{est.}}$$

$$n_{est} = 2.11$$

## **6.6. SELECCIÓN DE LOS ELEMENTOS COMPLEMENTARIOS DEL REMOLQUE.**

Existen sistemas adicionales que cabe señalar por el grado de importancia que tienen en la construcción del prototipo, los cuales son: sistema de rodaje, sistema eléctrico, sistema de apoyo e implementos de seguridad.

### **6.6.1. SISTEMA DE RODAJE.**

A continuación se presenta las características de los elementos seleccionados dentro de este sistema.

#### **6.6.1.1. Puntas de eje.**

Se selecciona las puntas de eje posterior del Fiat uno, 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 puntas de eje van soldadas al eje central y en consecuencia, se verifica su adecuada alineación con la ayuda de instrumentos de precisión.

Capacidad de carga 1000 kg.

#### **6.6.1.2. Manzanas.**

Obviamente se selecciona la manzana posterior del Fiat uno para un correcto acople a las puntas de eje. En la manzana se encuentra alojado un rodamiento axial, que permite el movimiento de las ruedas del remolque. Las manzanas presentan características semejantes a las que se encuentran en las puntas de eje (capacidad de carga 1000).

### 6.6.2. SISTEMA ELÉCTRICO.

Consta de un arnés principal porta cables (siete cables calibre # 16), conector (macho, hembra), juego de luces (guías, frenos, retro, direccional).

Para que el sistema funcione, la señal es proporcionada por el vehículo móvil mediante derivaciones del sistema eléctrico del mismo.

### 6.6.3. ELEMENTO DE APOYO AL DESMONTAR EL REMOLQUE DEL VEHÍCULO MÓVIL.

Se determina la necesidad de un elemento de apoyo en la parte delantera del prototipo, para evitar que el remolque se incline hacia delante una vez desenganchado del vehículo motriz.

En la sección 5.5.6.2, se determina el esfuerzo máximo (38750 kg-mm.) que soporta el elemento de tiro 3; en tal virtud se encuentra la carga ejercida sobre el soporte delantero y con la utilización del programa Sap 2000 se establece el esfuerzo máximo que soporta este elemento, la secuencia del cálculo se indica en las figuras 5.59 y 5.60.

El soporte delantero tiene una sujeción móvil vertical de sección circular, de diámetro 44.45 mm y espesor de 2 mm con 500 mm de largo (44.45 x 2 x 500); la sujeción consta de una guía (50.8 x 2 x 100 mm) por la cual se desliza el soporte. En la guía se alojan dos agujeros por los que pasa la abrazadera de sujeción que impiden el deslizamiento vertical del soporte.

Figura 5.59: Fuerza máxima aplicada en el soporte.

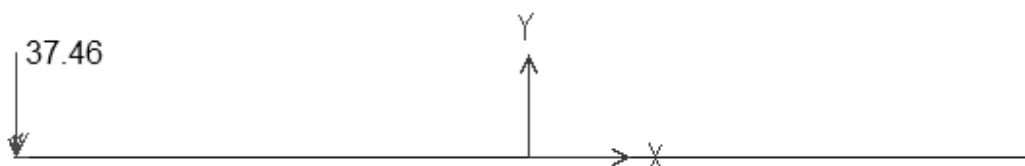
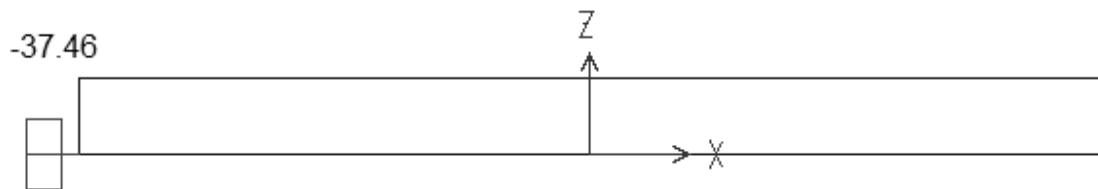
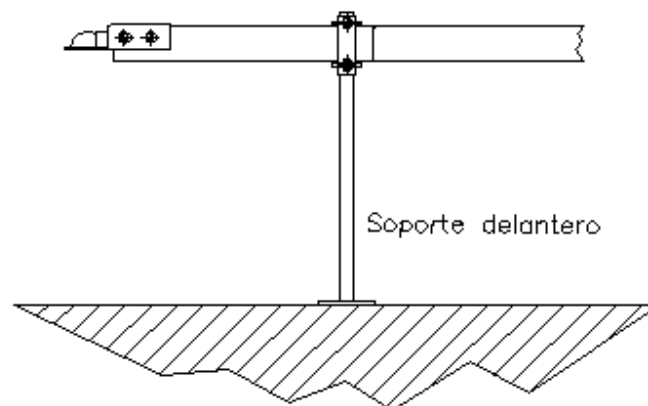


Figura 5.60: Diagrama de momentos flectores en el soporte.



Este análisis se realiza utilizando la máxima longitud que permite el soporte, entonces es lógico afirmar que la disposición del elemento en cualquier otro punto (figura 5.61) soporta satisfactoriamente las cargas sobre él ejercidas.

Figura 5.61: Soporte dispuesto en el remolque.



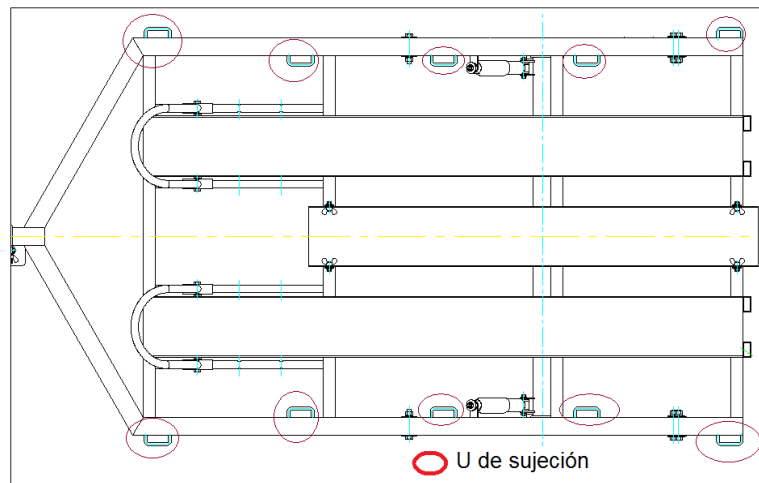
El soporte consta de dos pares de agujeros que determinan dos diferentes niveles en la altura del mismo, la primera posición corresponde al punto máximo superior permitiendo así la movilización del remolque y la segunda posición en el punto más bajo donde complementa el tercer apoyo, para el remolque permita el desmontaje seguro del mismo respecto al vehículo móvil.

#### 6.6.4. SISTEMA DE SUJECIÓN.

Para el sistema de sujeción de las motocicletas se coloca en la estructura aditamentos donde se genera una sujeción adecuada de las correas o bandas que cruzan las motocicletas, el aditamento de sujeción llamado (U), va soldado a los largueros como se esquematiza en la figura 5.62 y se los obtienen de una varilla corrugada de construcción (8 mm).

Se determina una unión por soldadura de estos elementos, ya que otro tipo de sujeción conlleva a la perforación de los elementos estructurales originando así concentradores de esfuerzos innecesarios.

Figura 5.62: U de sujeción dispuesta en el remolque.

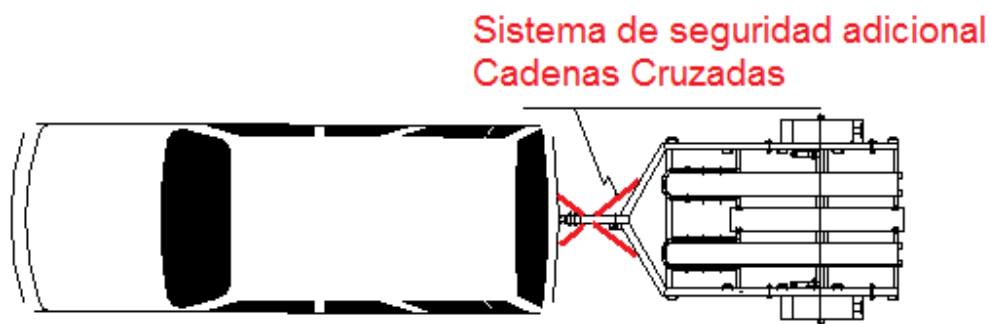


#### 6.6.5. IMPLEMENTOS DE SEGURIDAD.

En el remolque se colocan diferentes dispositivos de seguridad para facilitar la visibilidad del mismo cuando se encuentre en tránsito; consta de cintas reflectivas en la parte lateral y posterior del remolque.

Para evitar accidentes de tránsito ocasionados por la separación involuntaria del remolque con respecto al vehículo móvil, se implementa dos cadena de seguridad; las cuales van sujetas, un extremo al *tiro uno y dos* mediante soldadura y el otro extremo mediante una abrazadera a la *barra de tiro* del vehículo móvil. Las cadenas (figura 5.63) describen una curva con el propósito de permitir un libre desplazamiento relativo del remolque con respecto al vehículo, las dos cadenas están dispuestas en cruz de tal manera que si se suelta el remolque, las mismas deben ejercer una tensión similar a los dos extremos del prototipo.

Figura 5.63: Esquema de la disposición de las cadenas en el sistema de tiro.



## 6.7. DISEÑO DE LAS SOLDADURAS DEL REMOLQUE.

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

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

Rieles, largueros, travesaños, eje central, sistema de tiro, las placas porta ballestas, sistema de sujeción de motocicletas. Todos estos elementos descritos están compuestos por Acero estructural ASTM A-36.

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

Los tubos para el remolque son soldados con un electrodo E60XX, ya que estos electrodos son de fácil consecución en el medio, su costo es bajo, su resistencia última ( $S_u$ ) y límite de fluencia ( $S_y$ ), son los adecuados para un acero estructural A36, además este electrodo es de alta penetración, lo que garantiza fusión y por consiguiente una buena unión en la mezcla.

Estos electrodos contienen altos contenidos de hidrógeno, por lo que es conveniente realizar un adecuado procedimiento de soldadura, en el cual se garantice que no se presente agrietamiento inducido por hidrógeno.

Para el diseño de todas las juntas soldadas se procede a determinar las dimensiones de la junta, características del electrodo a usar y el tipo de junta; además con la ayuda o utilización del paquete informático INVENTOR PROFESSIONAL 2008 se determina la apropiada altura del cordón de soldadura y los esfuerzos máximos que soporta la junta soldada. Permitiendo así comparar con los esfuerzos que soportan los elementos estructurales.

En los gráficos de las figuras 5.64 y 5.65 se muestra las tablas y esquemas que arroja el sistema Inventor Profesional 2008, 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 indican estas dos figuras referenciales.



Figura 5.64: Esquema de datos estáticos de la junta riel fija-travesaños.

Calculation **Fatigue Calculation**

Calculation of Statically Loaded Weld

- Standard Calculation Procedure
- Method of Comparative Stresses
- Only Active Weld Length is Considered
- Thickness of Flange and Weld is Ignored
- Distribution of Shear Stress is Considered
- Only Positive Stress Value is Considered

Loads

Bending Moment  $M$  74.92 N m

Dimensions

Weld Height  $a$  2.000 mm

Beam Height  $H$  40.000 mm

Beam Width  $B$  200.000 mm

Joint Material and Properties

Electrode E60XX

Yield Strength  $S_y$  345 MPa

Ultimate Tensile Strength  $S_u$  425 MPa

Safety Factor  $n_s$  2.500 ul

Weld Form

Weld Loads

**Results**

$\sigma_A$	138.000 MPa
$a_{min}$	1.018 mm
$\sigma$	70.238 MPa
$M_{max}$	147.200 N m

Figura 5.65: Esquema de datos dinámicos de la junta riel fija-travesaños.

Calculation Fatigue Calculation

**Loads**

Bending Moment: Repeated

Upper:  $M_h$  74.92 N m

Lower:  $M_n$  0.000 N m

**Endurance Limit Determination**

Basic Endurance Limit of Material:  $\sigma_e'$  199.95 MPa

Surface Factor:  $k_a$  0.84 ul

Size Factor:  $k_b$  0.75 ul

Reliability Factor:  $k_c$  0.897 ul

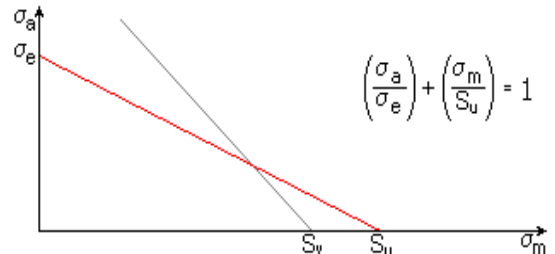
Modified Factor of Stress Concentration:  $k_e$

Operating Temperature Factor:  $k_d$

Factor of Miscellaneous Effects:  $k_f$

**Fatigue Strength Calculation Method**

Modified Goodman Method



$$\left(\frac{\sigma_a}{\sigma_e}\right) + \left(\frac{\sigma_m}{S_u}\right) = 1$$

**Results**

$\sigma_e$	112.994 MPa
$\sigma_M$	89.262 MPa
$\sigma_A$	89.262 MPa
$\sigma_m$	35.119 MPa
$\sigma_a$	35.119 MPa
$n_c$	2.542 ul

**Calculation Parameters**

Dynamic Stroke Factor:  $\eta$  1.000 ul

Life in Thousands of Deflections:  $N$  1000 ul

Required Safety Degree:  $n_f$  2.000 ul

Strength Ratios:  $\sigma_e' / S_u$  0.470 ul

### **6.7.1. DISEÑO DE LAS SOLDADURAS DE LA ESTRUCTURA.**

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

- Material base, acero A-36.
- Material de aporte, E-6011.
  - Límite de elasticidad  $S_y = 345$  MPa
  - Tensión máx. de tracción  $S_u = 425$  MPa
  - Coeficiente de seguridad  $n_s = 2.5$
- Tipo de junta, a tope.

#### **6.7.1.1. Suelda riel fija-travesaños.**

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

#### **Carga de unión por soldadura:**

- Momento de plegado  $M = 74,92$  N m.

#### **Cotas de unión por soldadura:**

- Altura de soldadura o garganta  $a = 2$  mm
- Alto del perfil  $H = 40$  mm
- Ancho del perfil  $B = 200$  mm
- Largo del perfil  $= 2000$  mm.

#### **Resultados Obtenidos:**

- Tensión admitida  $\Sigma A = 138,0$  MPa
- Altura mín. de soldadura  $a_{\min} = 1,018$  mm
- Tensión normal de soldadura  $\Sigma = 70,238$  MPa

- Momento de plegado máx.  $M_{max} = 147,2 \text{ N m}$
- Comprobación de resistencia de la junta - **Verdadero**

A continuación, se procede a ingresar los datos dinámicos al sistema.

#### **Cálculo de soldadura con carga de fatiga:**

- Carga cíclica superior :
- Momento de plegado  $M_h = 74,92 \text{ N m}$ .
- Carga cíclica inferior :
- Momento de plegado  $M_n = 0,0 \text{ N m}$ .

#### **Determinación del límite de resistencia:**

- Límite de resistencia básico del material  $\sigma_e' = 199.95 \text{ MPa}$
- Factor de superficie  $k_a = 0,84$
- Factor de tamaño  $k_b = 0,75$
- Factor de fiabilidad  $k_c = 0,897$

#### **Parámetros de cálculo:**

- Factor de recorrido dinámico  $\eta = 1$
- Vida útil de una junta en miles de flexiones  $N = 1000$
- Grado de seguridad requerido  $n_f = 2$
- Método de cálculo utilizado - Método Godman modificado

#### **Resultados de cálculo:**

- Límite de resistencia corregida  $\sigma_e = 112,994 \text{ MPa}$
- Resistencia media a la fatiga  $\sigma_M = 89,262 \text{ MPa}$
- Amplitud de resistencia a la fatiga de la junta  $\sigma_A = 89.262 \text{ MPa}$
- Tensión cíclica media  $\sigma_m = 35,119 \text{ MPa}$
- Amplitud de tensión cíclica  $\sigma_a = 35,119 \text{ MPa}$

*Seguridad calculada de unión por soldadura  $nc = 2,542$ .*

#### **6.7.1.2. Suelda travesaños- largueros.**

Para esta junta soldada se realiza un análisis estático, ya que está sometida a las cargas a continuación descritas; las mismas ingresadas al programa de apoyo.

#### **Cálculo de soldadura cargada estáticamente:**

##### **Carga de unión por soldadura:**

- Fuerza de plegado  $F_y = 1229.36$  N
- Brazo de fuerza  $e = 300$  mm
- Momento torsional  $T = 611.05$  N-m

##### **Cotas de unión por soldadura:**

- Altura de soldadura o garganta  $a = 3$  mm
- Alto del perfil  $H = 40$  mm
- Ancho del perfil  $B = 40$  mm

##### **Resultados de cálculo:**

- Tensión admitida  $\sigma_A = 138,0$  MPa
- Altura mín. de soldadura  $a_{min} = 2,783$  mm
- Tensión de corte de soldadura  $\tau_{ao} = 68,972$  MPa
- Tensión normal de soldadura  $\sigma = 45,969$  MPa
- Tensión reducida resultante  $\sigma_R = 128,002$  MPa
- Comprobación de resistencia de la junta - **Verdadero**

### 6.7.1.3. Suelda tiro 1 y 2 –largueros.

Para el diseño de esta junta soldada cabe considerar todos los parámetros posibles, ya que de esta unión soldada depende una adecuada distribución de las cargas generadas por el vehículo motriz al prototipo.

Los siguientes datos considerados se proceden a ingresar en el programa informático para determina las cargas máximas que debe soportar esta junta.

#### **Carga de unión por soldadura:**

- Momento de plegado  $M = 615,56 \text{ N m}$ .

#### **Cotas de unión por soldadura:**

- Altura de soldadura o garganta  $a = 2 \text{ mm}$
- Alto del perfil  $H = 60 \text{ mm}$
- Ancho del perfil  $B = 60 \text{ mm}$

#### **Resultados de cálculo:**

- Tensión admitida  $\text{Sigma A} = 138,0 \text{ MPa}$
- Altura mín. de soldadura  $a_{\text{min}} = 0,929 \text{ mm}$
- Tensión normal de soldadura  $\text{Sigma} = 64,121 \text{ MPa}$
- Momento de plegado máx.  $M_{\text{max}} = 1324,80 \text{ N m}$
- Comprobación de resistencia de la junta - **Verdadero**

Una vez conocidas las cargas en estado estático, se completa el análisis realizando el cálculo dinámico determinando el factor de seguridad dinámico; los siguientes datos son los parámetros a considerar en el análisis realizado en el sistema.

**Cálculo de soldadura con carga de fatiga:**

- Carga cíclica superior :
- Momento de plegado  $M_h = 615,56 \text{ N m}$ .
- Carga cíclica inferior :
- Momento de plegado  $M_n = 0,0 \text{ N m}$ .

**Determinación del límite de resistencia:**

- Límite de resistencia básico del material  $\sigma_e' = 199,95 \text{ MPa}$
- Factor de superficie  $k_a = 0,84$
- Factor de tamaño  $k_b = 0,75$
- Factor de fiabilidad  $k_c = 0,897$

**Parámetros de cálculo:**

- Factor de recorrido dinámico  $\eta = 1$
- Vida útil de una junta en miles de flexiones  $N = 1000$
- Grado de seguridad requerido  $n_f = 2$
- Método de cálculo utilizado - Método Godman modificado

**Resultados de cálculo:**

- Límite de resistencia corregida  $\sigma_e = 112,994 \text{ MPa}$
- Resistencia media a la fatiga  $\sigma_M = 89,262 \text{ MPa}$
- Amplitud de resistencia a la fatiga de la junta  $\sigma_A = 89,262 \text{ MPa}$
- Tensión cíclica media  $\sigma_m = 32,06 \text{ MPa}$
- Amplitud de tensión cíclica  $\sigma_a = 32,06 \text{ MPa}$

*Seguridad calculada de unión por soldadura  **$n_c = 2,784$***

#### 6.7.1.4. Suelda tiro 3 con tiro 1 y 2.

Cabe destacar que esta es una de las juntas más críticas de la estructura, considerando que en este punto se concentra la fuerza de tiro generada en el proceso de transportación del remolque.

A continuación, se describen los datos ingresados al programa para el análisis estático de la junta.

#### **Carga de unión por soldadura:**

- Momento de plegado  $M = 708,54 \text{ N m}$ .

#### **Cotas de unión por soldadura:**

- Altura de soldadura o garganta  $a = 2 \text{ mm}$
- Alto del perfil  $H = 60 \text{ mm}$
- Ancho del perfil  $B = 60 \text{ mm}$

#### **Resultados de cálculo:**

- Tensión admitida  $\text{Sigma A} = 138,0 \text{ MPa}$
- Altura mín. de soldadura  $a_{\text{min}} = 1,070 \text{ mm}$
- Tensión normal de soldadura  $\text{Sigma} = 73,806 \text{ MPa}$
- Momento de plegado máx.  $M_{\text{max}} = 1324,80 \text{ N m}$
- Comprobación de resistencia de la junta - **Verdadero**

Siguiendo con el proceso descrito, se presta atención al análisis dinámico verificando que el factor de seguridad de la junta soldada tenga relación con la de los elementos estructurales.



**Cálculo de soldadura con carga de fatiga:**

- Carga cíclica superior :
- Momento de plegado  $M_h = 708,540 \text{ N m}$ .
- Carga cíclica inferior :
- Momento de plegado  $M_n = 0,0 \text{ N m}$ .

**Determinación del límite de resistencia:**

- Límite de resistencia básico del material  $\sigma_e' = 199.95 \text{ MPa}$
- Factor de superficie  $k_a = 0,84$
- Factor de tamaño  $k_b = 0,75$
- Factor de fiabilidad  $k_c = 0,897$

**Parámetros de cálculo:**

- Factor de recorrido dinámico  $\eta = 1$
- Vida útil de una junta en miles de flexiones  $N = 1000$
- Grado de seguridad requerido  $n_f = 2$
- Método de cálculo utilizado - Método Godman modificado

**Resultados de cálculo:**

- Límite de resistencia corregida  $\sigma_e = 112,994 \text{ MPa}$
- Resistencia media a la fatiga  $\sigma_M = 89,262 \text{ MPa}$
- Amplitud de resistencia a la fatiga de la junta  $\sigma_A = 89,262 \text{ MPa}$
- Tensión cíclica media  $\sigma_m = 36,903 \text{ MPa}$
- Amplitud de tensión cíclica  $\sigma_a = 36,903 \text{ MPa}$

*Seguridad calculada de unión por soldadura  **$n_c = 2,419$***

### 6.7.2. DISEÑO DE LA SOLDADURA DEL EJE CENTRAL-PUNTA DE EJE.

Cabe mencionar que de la soldadura del eje central con la punta de eje depende la adecuada rotación de conjugado de ruedas, en este proceso se toma especial atención a la alineación del eje con la cara transversal de la punta de eje garantizando la simetría respecto a la línea de eje, para que la transportación del vehículo no presente cargas de vibración por desalineamiento.

El momento utilizado para el cálculo es el hallado por medio de la teoría de distorsión e ingresado al sistema.

#### Carga de unión por soldadura:

- Momento de plegado  $M = 633,02 \text{ N m}$ .

#### Cotas de unión por soldadura:

- Altura de soldadura o garganta  $a = 3 \text{ mm}$
- Diámetro del perfil  $D = 70.03 \text{ mm}$

#### Material y propiedades de la junta:

- Electrodo 6011
- Límite de elasticidad  $S_y = 345 \text{ MPa}$
- Tensión máx. de tracción  $S_u = 425 \text{ MPa}$
- Coeficiente de seguridad  **$n_s = 2.5$**

#### Resultados de cálculo:

- Tensión admitida  $\text{Sigma A} = 138,0 \text{ MPa}$
- Altura mín. de soldadura  $a_{\text{min}} = 1,064 \text{ mm}$
- Tensión normal de soldadura  $\text{Sigma} = 46,477 \text{ MPa}$
- Momento de plegado máx.  $M_{\text{max}} = 1879.577 \text{ N m}$
- Comprobación de resistencia de la junta - **Verdadero**

A continuación se presenta el análisis dinámico de la junta soldada eje central-punta de eje.

#### **Cálculo de soldadura con carga de fatiga:**

- Carga cíclica superior :
- Momento de plegado  $M_h = 633,02 \text{ N m}$ .
- Carga cíclica inferior :
- Momento de plegado  $M_n = -633,02 \text{ N m}$ .

#### **Determinación del límite de resistencia:**

- Límite de resistencia básico del material  $\sigma_{e'} = 199.95 \text{ MPa}$
- Factor de superficie  $k_a = 0,84$
- Factor de tamaño  $k_b = 0,75$
- Factor de fiabilidad  $k_c = 0,897$

#### **Parámetros de cálculo:**

- Factor de recorrido dinámico  $\eta = 1$
- Vida útil de una junta en miles de flexiones  $N = 1000$
- Grado de seguridad requerido  $n_f = 2$
- Método de cálculo utilizado - Método Godman modificado

#### **Resultados de cálculo:**

- Límite de resistencia corregida  $\sigma_e = 112,994 \text{ MPa}$
- Resistencia media a la fatiga  $\sigma_M = 0,0 \text{ MPa}$
- Amplitud de resistencia a la fatiga de la junta  $\sigma_A = 112.994 \text{ MPa}$
- Tensión cíclica media  $\sigma_m = 0,0 \text{ MPa}$
- Amplitud de tensión cíclica  $\sigma_a = 46,477 \text{ MPa}$

*Seguridad calculada de unión por soldadura  **$n_c = 2,431$***

### 6.7.3. DISEÑO DE LA SOLDADURA DEL SISTEMA DE SUJECIÓN.

Las juntas diseñadas para el sistema de suspensión presentan todas, las siguientes características:

- Límite de resistencia básico del material  $\sigma_e' = 199.95 \text{ MPa}$
- Factor de superficie  $k_a = 0,84$
- Factor de tamaño  $k_b = 0,869$
- Factor de fiabilidad  $k_c = 0,897$
- Electrodo 6011
  - Límite de elasticidad  $S_y = 345 \text{ MPa}$
  - Tensión máx. de tracción  $S_u = 425 \text{ MPa}$
  - Coeficiente de seguridad  **$n_s = 2.5$**

#### 6.7.3.1. Sistema de sujeción –tubo móvil.

Esta junta es la que debe soportar las cargas producidas por las motocicletas al dispositivo de sujeción de sus neumáticos, esta carga se toma del análisis de la sección 5.5.8, la cual se determina considerando como un solo cuerpo rígido a este sistema de sujeción.

#### Carga de unión por soldadura:

- Fuerza de plegado  $F_y = 222.12 \text{ N}$
- Brazo de fuerza  $e = 362 \text{ mm}$

#### Cotas de unión por soldadura:

- Altura de soldadura o garganta  $a = 3 \text{ mm}$
- Diámetro del tubo  $D = 25.4 \text{ mm}$

**Resultados de cálculo:**

- Tensión admitida  $\Sigma A = 138,0 \text{ MPa}$
- Altura mín. de soldadura  $a_{\min} = 1,06 \text{ mm}$
- Diámetro mínimo del tubo  $D_{\min} = 12,727 \text{ mm}$
- Tensión de corte de soldadura  $\tau = 0,83 \text{ MPa}$
- Tensión normal de soldadura  $\Sigma = 42,311 \text{ MPa}$
- Tensión reducida resultante  $\Sigma R = 62,335 \text{ MPa}$
- Fuerza de plegado máx.  $F_{y \max} = 724,049 \text{ N}$
- Comprobación de resistencia de la junta - **Verdadero**

Prosiguiendo con el sistema de cálculo se procede con la determinación de factor de seguridad dinámico con las siguientes consideraciones.

**Cálculo de soldadura con carga de fatiga:**

- Carga cíclica superior :
- Fuerza de plegado  $F_{yh} = 222.12 \text{ N}$ .
- Carga cíclica inferior :
- Fuerza de plegado  $F_{yn} = -222.12 \text{ N}$ .

**Parámetros de cálculo:**

- Factor de recorrido dinámico  $\eta = 1$
- Vida útil de una junta en miles de flexiones  $N = 1000$
- Grado de seguridad requerido  $n_f = 2.0$
- Método de cálculo utilizado - Método Godman modificado

**Resultados de cálculo:**

- Límite de resistencia corregida  $\Sigma e = 130,922 \text{ MPa}$
- Resistencia media a la fatiga  $\Sigma M = 0,0 \text{ MPa}$
- Amplitud de resistencia a la fatiga de la junta  $\Sigma A = 130.922 \text{ MPa}$

- Tensión cíclica media  $\sigma_m = 0,0$  MPa
- Amplitud de tensión cíclica  $\sigma_a = 42,335$  MPa

*Seguridad calculada de unión por soldadura **nc = 3,093***

### **6.7.3.2. Guía de sujeción-travesaños.**

Este elemento está perpendicularmente dispuesta a los travesaños, garantizando un libre desplazamiento de la corredera del sistema de sujeción, el cálculo estático está determinado por:

#### **Carga de unión por soldadura:**

- Momento de plegado  $M = 81,10$  N m.

#### **Cotas de unión por soldadura:**

- Altura de soldadura o garganta  $a = 4$  mm
- Diámetro del tubo  $D = 25.4$  mm

Para realizar el completo análisis de esta junta también es necesario evaluar los datos a continuación descritos, para la determinación del factor de seguridad dinámico.

#### **Cálculo de soldadura con carga de fatiga:**

- Carga cíclica superior :
- Momento de plegado  $M_h = 81,10$  N m.
- Carga cíclica inferior :
- Momento de plegado  $M_n = -81,10$  N m.

#### **Parámetros de cálculo:**

- Factor de recorrido dinámico  $\eta = 1$
- Vida útil de una junta en miles de flexiones  $N = 1000$

- Grado de seguridad requerido  $n_f = 2$
- Método de cálculo utilizado - Método Godman modificado

**Resultados de cálculo:**

- Tensión admitida  $T_A = 138,0$  MPa
- Altura mín. de soldadura  $a_{\min} = 1,068$  mm
- Diámetro mínimo del tubo  $D_{\min} = 10,00$  mm
- Tensión normal de soldadura  $\Sigma = 29,866$  MPa
- Momento de plegado máx.  $M_{\max} = 374,734$  N m
- Comprobación de resistencia de la junta - **Verdadero**

**Resultados de cálculo:**

- Límite de resistencia corregida  $\Sigma_e = 77,113$  MPa
- Resistencia media a la fatiga  $\Sigma_M = 0,0$  MPa
- Amplitud de resistencia a la fatiga de la junta  $\Sigma_A = 77,113$  MPa
- Tensión cíclica media  $\Sigma_m = 0,0$  MPa
- Amplitud de tensión cíclica  $\Sigma_a = 29,866$  MPa

Seguridad calculada de unión por soldadura  **$n_c = 2,582$** .

**6.7.4. GUÍA DEL RIEL MÓVIL PARA MONTAJE Y DESMONTAJE.**

Las guías para el riel móvil son los dispositivos en los cuales el riel se acopla para el proceso de montaje y desmontaje de las motocicletas, estas juntas soldadas son importantes, ya que de su acertado cálculo depende la seguridad en el proceso antes mencionado evitando cualquier desperfecto de los vehículos. Para este cálculo solamente se realiza el análisis estático.

**Carga de unión por soldadura:**

- Fuerza de plegado  $F_y = 1961.33 \text{ N}$
- Brazo de fuerza  $e = 80 \text{ mm}$

**Cotas de unión por soldadura:**

- Altura de soldadura o garganta  $a = 2 \text{ mm}$
- Alto del perfil  $H = 40 \text{ mm}$
- Ancho del perfil  $B = 20 \text{ mm}$

**Material y propiedades de la junta:**

- Electrodo 6011
- Límite de elasticidad  $S_y = 345 \text{ MPa}$
- Tensión máx. de tracción  $S_u = 425 \text{ MPa}$
- Coeficiente de seguridad  **$n_s = 2.5$**

**Resultados de cálculo:**

- Tensión admitida  $\sigma_A = 138,0 \text{ MPa}$
- Altura mín. de soldadura  $a_{\min} = 0,877 \text{ mm}$
- Tensión de corte de soldadura  $\tau_{ao} = 8,172 \text{ MPa}$
- Tensión normal de soldadura  $\sigma = 58,84 \text{ MPa}$
- Tensión reducida resultante  $\sigma_R = 60,518 \text{ MPa}$
- Fuerza de plegado máx.  $F_{y \max} = 4472,41 \text{ N}$
- Comprobación de resistencia de la junta - **Verdadero**

**6.7.5. DISEÑO DE LA SOLDADURA EN EL SISTEMA DE SUSPENSIÓN.**

Las juntas soldadas del sistema de suspensión contemplan las siguientes características pre establecidas:



**Determinación del límite de resistencia:**

- Límite de resistencia básico del material  $T e' = 199.95 \text{ MPa}$
- Factor de superficie  $k_a = 0,92$
- Factor de tamaño  $k_b = 1$
- Factor de fiabilidad  $k_c = 0,923$
- Factor de concentración  $k_e = 0.370$

**Parámetros de cálculo:**

- Factor de recorrido dinámico  $E_t = 1$
- Vida útil de una junta en miles de flexiones  $N = 1000$
- Grado de seguridad requerido  $n_f = 2,0$

**Cálculo de soldadura con carga de fatiga:**

- Fuerza de plegado  $F_{yh} = 2540.90 \text{ N}$ .
- Fuerza de plegado  $F_{yn} = -2540.90 \text{ N}$ .
- Método de cálculo utilizado - Método Godman modificado
- Electrodo 6011
  - Límite de elasticidad  $S_y = 345 \text{ MPa}$
  - Tensión máx. de tracción  $S_u = 425 \text{ MPa}$
  - Coeficiente de seguridad  **$n_s = 2.5$**

**6.7.5.1. Placas porta ballesta delanteras-Bastidor.**

En ésta junta se determina un análisis estático considerando los siguientes parámetros de diseño, tabulados en el paquete informático.

**Carga de unión por soldadura:**

- Fuerza de acción  $F = 2540.90 \text{ N}$
- Coordenada de la fuerza en X = 107 mm
- Coordenada de la fuerza en Y = 25 mm

- Angulo de acción de la fuerza = 90 grados
- **Cotas de unión por soldadura :**
- Altura de soldadura o garganta  $a = 4$  mm
- Altura del cordón  $B = 40$  mm
- Ancho del cordón  $H = 50$  mm

**Resultados de cálculo:**

- Tensión admitida  $T_A = 138,0$  MPa
- Altura mín. de soldadura  $a_{\min} = 0,90$  mm
- Tensión de corte en punto específico  $T_1 = 30,712$  MPa
- Tensión de corte en punto específico  $T_2 = 30,712$  MPa
- Tensión de corte en punto específico  $T_3 = 18,469$  MPa
- Tensión de corte en punto específico  $T_4 = 18,469$  MPa
- Fuerza de acción máx.  $F_{\max} = 11417,00$  N
- Comprobación de resistencia de la junta - **Verdadero**

Además del cálculo realizado se considera también el análisis dinámico lo que garantiza un acertado cálculo para el diseño.

**Resultados de cálculo:**

- Límite de resistencia corregida  $T_e = 62,885$  MPa
- Resistencia media a la fatiga  $T_M = 0,0$  MPa
- Amplitud de resistencia a la fatiga de la junta  $T_A = 62,885$  MPa
- Tensión cíclica media  $T_m = 0,0$  MPa
- Amplitud de tensión cíclica  $T_a = 30,712$  MPa

*Seguridad calculada de unión por soldadura **nc = 2,048***

### 6.7.5.2. Placas porta ballesta posterior-Bastidor.

Para éste cálculo se toman los datos a continuación descritos y se tabulan en el sistema informático realizando el análisis estático de la junta.

#### Carga de unión por soldadura:

- Fuerza de acción  $F = 4065.84 \text{ N}$
- Coordenada de la fuerza en X = 57 mm
- Coordenada de la fuerza en Y = 25 mm
- Angulo de acción de la fuerza = 90 grados

#### Cotas de unión por soldadura :

- Altura de soldadura o garganta  $a = 4 \text{ mm}$
- Altura del cordón  $B = 40 \text{ mm}$
- Ancho del cordón  $H = 50 \text{ mm}$

#### Resultados de cálculo:

- Tensión admitida  $T_A = 138,0 \text{ MPa}$
- Altura mín. de soldadura  $a_{\text{min}} = 0,79 \text{ mm}$
- Tensión de corte en punto específico  $T_1 = 26,648 \text{ MPa}$
- Tensión de corte en punto específico  $T_2 = 26,648 \text{ MPa}$
- Tensión de corte en punto específico  $T_3 = 13,664 \text{ MPa}$
- Tensión de corte en punto específico  $T_4 = 13,664 \text{ MPa}$
- Fuerza de acción máx.  $F_{\text{max}} = 21055,70 \text{ N}$
- Comprobación de resistencia de la junta - **Verdadero**

Ahora se continúa con el análisis dinámico con el fin de determinar el factor de seguridad dinámico y relacionarlo con el calculado en el elemento estructural.

**Cálculo de soldadura con carga de fatiga:**

- Carga cíclica superior :
- Fuerza de plegado  $F_{yh} = 4065,84 \text{ N}$ .
- Carga cíclica inferior :
- Fuerza de plegado  $F_{yn} = -4065,84 \text{ N}$ .

**Resultados de cálculo:**

- Límite de resistencia corregida  $T_e = 62,885 \text{ MPa}$
- Resistencia media a la fatiga  $T_M = 0,0 \text{ MPa}$
- Amplitud de resistencia a la fatiga de la junta  $T_A = 62,885 \text{ MPa}$
- Tensión cíclica media  $T_m = 0,0 \text{ MPa}$
- Amplitud de tensión cíclica  $T_a = 26,648 \text{ MPa}$

*Seguridad calculada de unión por soldadura **nc = 2,360***

Una vez obtenido todos los resultados de los análisis tanto estáticos como dinámicos, se determina que los diseños planteados son correctos; además se ven garantizados con la obtención de los factores de seguridad los cuales corresponden a los planteados por el diseño.

Determinado todo el diseño de los elementos, partes y sistemas del prototipo con características establecidas y verificadas por los distintos paquetes informáticos utilizados; se corrobora los cálculos realizados en cada uno de los elementos y se concluye que el diseño del prototipo es apto para proseguir con su construcción como se muestra en el capítulo VI.

## CAPITULO VI

### 7. CONSTRUCCIÓN, MONTAJE Y PRUEBAS DE CAMPO DEL PROTOTIPO.

En este capítulo se procede con la construcción del prototipo bajo los parámetros de diseño anteriormente planteados.

#### 7.1. PROCESO DE CONSTRUCCIÓN.

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

En la gran mayoría de los casos, para la obtención de un determinado producto es necesario realizar varias operaciones individuales, completando un proceso. Se desarrolla un detalle de los procedimientos (tabla 6.1) que se realizan para la obtención de cada elemento del proyecto, con el propósito de hacer un análisis acerca de la mano de obra, herramientas y maquinaria involucradas.

*Mano de obra*, para la ejecución de este proyecto se determina que existe la necesidad de contar con un equipo de trabajo de cuatro operarios, en cuatro diferentes áreas bajo la supervisión del director del proyecto; como se describe a continuación:

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

El prototipo es construido en un taller metal mecánico que brinda las facilidades para los distintos trabajos de conformado del prototipo. Está equipado con un surtido juego de herramientas y consta con equipamiento técnico de la industria metal mecánica:

#### Herramientas:

- Juego de destornilladores
- Juego de llaves.
- Juego de martillos.
- Juego de playos y alicates.
- Un adecuado banco de trabajo.
- Entenalla o mordaza.
- Punzón de graneteado.
- Discos de corte y desbaste
- Sierra disco
- Arco de sierra.
- Pistola de pintura.

#### Equipos:

- Moladora.
- Taladro de mano
- Grata, esmeril.
- Taladro de pedestal.
- Sierra fija longitudinal
- Compresor 2 HP.
- Soldadora (SMAW).

Accesorios de seguridad:

- Gafas de inspección y trabajo.
- Guantes de soldadura y trabajo.
- Overol y mandil.
- Botas.

Instrumentos de medición.

- Flexómetro.
- Calibrador.
- Escuadra fija y móvil.
- Nivel.
- Graduador.

### **7.1.1. DETALLE DE LOS PROCEDIMIENTOS DE FABRICACIÓN DE LOS ELEMENTOS DEL REMOLQUE.**

En la tabla 6.1 se describe los procesos que intervienen en la fabricación de cada elemento componente del prototipo.

Fotografía 6.1: Elementos estructurales sin maquinado.



Tabla 6.1: Procesos de Fabricación de los elementos del Remolque.

SISTEMA O ELEMENTO	PROCESOS DE FABRICACIÓN
<p style="text-align: center;"><b>Riel fija.</b></p>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• <b>Corte (Sierra):</b> De acuerdo a las medidas se corta el perfil en U.</li> <li>• <b>Limpieza:</b> Eliminación de virutas y aristas vivas.</li> <li>• <b>Soldadura:</b> Unir el elemento a los travesaños, se realiza inspección visual de la junta.</li> <li>• <b>Pintura:</b> Pintado de todo el elemento.</li> </ul>
<p style="text-align: center;"><b>Riel móvil.</b></p>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• <b>Corte (Sierra):</b> De acuerdo a las medidas se corta el perfil en U.</li> <li>• <b>Taladrado:</b> Se perfora de acuerdo a los diámetros establecidos de alojamiento</li> <li>• <b>Soldadura:</b> Unir la cuña de sujeción con el elemento, se realiza inspección visual de la junta. se realiza ensayo no destructivo.</li> <li>• <b>Limpieza:</b> Eliminación de virutas y aristas vivas..</li> <li>• <b>Pintura:</b> Pintado de todo el elemento.</li> </ul>
<p style="text-align: center;"><b>Travesaño.</b></p>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• <b>Corte (Sierra):</b> De acuerdo a las medidas se cortan los tubos cuadrados.</li> <li>• <b>Soldadura:</b> Unir con los largueros y la riel fija, realizar inspección del cordón, unir los ganchos de sujeción.</li> <li>• <b>Limpieza:</b> Eliminación de virutas y aristas vivas.</li> <li>• <b>Pintura:</b> Pintado de todo el elemento.</li> </ul>
<p style="text-align: center;"><b>Larguero.</b></p>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• <b>Corte (Sierra):</b> De acuerdo a las medidas se cortan los tubos cuadrados.</li> <li>• <b>Soldadura:</b> Unir las diferentes elementos de la estructura, se realiza una inspección visual del cordón de soldadura.</li> <li>• <b>Limpieza:</b> Eliminación de virutas y aristas vivas.</li> <li>• <b>Pintura:</b> Pintado de todo el elemento.</li> </ul>

.....



Tabla 6.1: Procesos de Fabricación de los elementos del Remolque. (Continuación)

SISTEMA O ELEMENTO	PROCESOS DE FABRICACIÓN
<p><b>Sistema de tiro</b></p>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• <b>Corte (Sierra):</b> De acuerdo a las medidas se cortan los diferentes perfiles.</li> <li>• <b>Taladrado:</b> Se perfora de acuerdo a los diámetros de los pernos.</li> <li>• <b>Soldadura:</b> Unir las diferentes partes del elemento</li> <li>• <b>Armado:</b> Conformar el elemento.</li> <li>• <b>Limpieza:</b> Eliminación de virutas y aristas vivas.</li> <li>• <b>Pintura:</b> Pintado de todo el elemento.</li> </ul>
<p><b>Eje</b></p>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• <b>Corte (Sierra):</b> De acuerdo a las medidas se cortan el tubo redondo.</li> <li>• <b>Soldadura:</b> Unir con las puntas de eje, realizar inspección del cordón.</li> <li>• <b>Limpieza:</b> Eliminación de virutas y aristas vivas.</li> <li>• <b>Pintura:</b> Pintado de todo el elemento.</li> </ul>
<p><b>Porta ballestas.</b></p>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• <b>Trazado:</b> Se traza la forma del elemento en la plancha de acuerdo a dimensiones establecidas.</li> <li>• <b>Corte (Cizalla):</b> Para la plancha a las medidas establecidas.</li> <li>• <b>Taladrado:</b> Se perfora de acuerdo a los diámetros del alojamiento.</li> <li>• <b>Esmerilado:</b> Las superficies externas de los elementos con radio de curvatura se las logra con este proceso.</li> <li>• <b>Soldadura:</b> Unir las placas al larguero.</li> <li>• <b>Armado:</b> Conformar el elemento.</li> <li>• <b>Limpieza:</b> Eliminación de virutas y aristas vivas..</li> <li>• <b>Pintura:</b> Pintado de todo el elemento.</li> </ul>

## **7.2. MONTAJE DE LOS ELEMENTOS DEL REMOLQUE.**

El montaje consiste en el procedimiento ordenado la conformación del prototipo, tomando en cuenta las características físicas de los elementos de la estructura.

Consiste en escoger, ordenar y unir una selección de los elementos, según una idea y una dinámica determinada, a partir de la esquematización gráfica, la dirección adecuada y el aporte de la mano de obra calificada.

### **7.2.1. PARÁMETROS ANTES DEL MONTAJE.**

Los siguientes parámetros a considerar determinan que el proceso de montaje se lo realice exitosamente sin conllevar a incrementos de costos y accidentes de trabajo.

- Se debe tener presente que todo el personal sea apto para la realización del proyecto.
- La verificación de un adecuado espacio físico para el ensamblaje es primordial.
- Verificar la buena calidad de la materia prima a utilizar.
- Constatar que se encuentren presentes todos los elementos del remolque.
- Comprobar que la maquinaria para la realización del proceso se encuentre en condiciones de funcionamiento.
- El material de aporte sea suficiente para la unión de las juntas.
- La verificación de dimensiones en todos los elementos sean las correctas y la disposición previa de las piezas a unir no presenten conflicto de coincidencia.

### **7.2.2. CONDICIONES GENERALES.**

Todos los elementos que conforman el remolque serán fabricados en el lugar más apto. De esta manera se puede decir que el montaje comprende el armado, mediante conexión de todas las partes que requieran de acuerdo al diseño. Estas tareas se las realiza en el taller seleccionado.

Dentro del montaje en una manera general se presentan las siguientes actividades:

Posicionamiento e identificación de los elementos y subconjuntos para su armado y ensamblaje, interpretando los planos de construcción, los cordones de soldadura deben ser verificados, desde su proceso hasta la finalización del mismo, es necesario tener las precauciones del caso en relación a los parámetros de diseño, los factores de seguridad para la realización del proyecto deben estar presentes en todo momento tanto para la estructura como para el personal que lo realiza.

### **7.2.3. PASOS PARA EL ENSAMBLAJE DEL REMOLQUE.**

Después de tener los elementos construidos del remolque se procede al ensamblaje de los elementos, a continuación se presenta la forma en se realiza la unión de los elementos para la obtención del prototipo:

1. Se comienza por la unión de todos los elementos presentes en el bastidor, se une en primer lugar el larguero 1 con el travesaño 1, el larguero 1 con el travesaño 4. Se debe tomar en cuenta que estas uniones se encuentren perpendicularmente entre sí y con la ayuda de la suelda manual de electrodo revestido se generan los cordones de soldadura, realizada esta operación se procede a unir los travesaños con el larguero 2, éste también debe estar perpendicular respecto a los travesaños para ser soldado.

Obteniendo un cuadro en el bastidor se procede a la colocación del travesaño 2 y el travesaño 3 en el cuadro (Fotografía 6.2), tomando en cuenta los parámetros de perpendicularidad y normas de soldadura establecidas (Anexo I).

Fotografía 6.2: Montaje de Bastidor.



2. Terminado el bastidor se procede al ensamblaje del sistema de tiro, se debe tener en cuenta que los elementos de tiro cumplan con los requerimientos de las hojas de proceso (Anexo H) y montaje, se procede a unir el tiro 1 y el tiro 2 con el tiro 3, verificando en la unión que tengan el ángulo de abertura entre los tiros 1 y 2 previamente establecido en diseño, cumpliendo ésto se comienza con el procedimiento de soldadura, en el extremo del tiro 3 se procede a unirlo con el enganche llamado tirón recto mediante la colocación de pernos de alto grado de dureza como se muestra en la fotografía 6.3.

Fotografía 6.3: Montaje de sistema de tiro.



- Culminado el sistema de tiro se procede a unirlo al bastidor mediante la soldadura en los extremos de los tiros 1 y 2 con los largueros de bastidor (fotografía 6.4), este paso debe cumplir con la nivelación del sistema de tiro con referencia al bastidor, acabada la soldadura se procede a una inspección visual de todos los elementos de unión para la verificación de que los cordones de soldadura no presenten porosidades considerables ni grietas.

Fotografía 6.4: Montaje de sistema de tiro al bastidor.



- Se procede al ensamblaje del sistema de sujeción de la llanta, para esta operación se necesita el doblado del tubo superior de sujeción y la unión mediante la soldadura de éste con el tubo inferior y con el tubo guía. La disposición de éste sistema se muestra en la fotografía 6.5

Fotografía 6.5: Montaje de sistema de sujeción.



5. En este paso se procede a la colocación de los porta ballestas, ganchos para sujeción, flauta (fotografía 6.6), guía para la riel móvil y el anclaje, todos estos accesorios van soldados y colocados en el bastidor.

Fotografía 6.6: Montaje de flauta (sistema de sujeción).



6. Se realiza la unión de los rieles fijos en los travesaños del bastidor como muestra la fotografía 6.7, se debe tomar en cuenta que se encuentran alineados con respecto a los largueros y que el proceso de soldadura sea realizado adecuadamente.

Fotografía 6.7: Montaje de rieles fijos.



7. Se procede a la unión del eje central con la puntas de eje en los extremos, mediante el proceso de soldadura (fotografía 6.8), realizado esto se procede a la colocación de las manzanas y finalizando con las ruedas.

Fotografía 6.8: Soldadura de eje central con puntas de eje.



8. Colocación de las ballestas, con la ayuda de elevadores colocados en la estructura se procede a la colocación de la ballestas en los porta ballestas y el otro extremo con el eje, esta unión se la realiza con la ayuda de pernos, bujes y abrazaderas. Éste proceso está indicado en la siguiente fotografía 6.9.

Fotografía 6.9: Montaje de ballestas (sistema de suspensión).



9. Se procede a la colocación del sistema eléctrico en la estructura, la colocación del arnés de cables se la realiza mediante abrazaderas plásticas, el cual va estar ubicado dentro de la estructura, las luces guías se las coloca en la parte posterior de la estructura.

La disposición de las luces se indica en la figura 6.10

Fotografía 6.10: Instalación sistema eléctrico de señalización.





10. Terminado el ensamblaje del remolque se procede a un tratamiento contra la corrosión, se aplica una capa de anti corrosivo como se indica en la fotografía 6.11 y posteriormente se procede también a la aplicación de pintura automotriz para el terminado del prototipo.

Fotografía 6.11: Aplicación de anticorrosivo.



#### **7.2.4. PRUEBAS DE CAMPO.**

Es el proceso mediante el cual todo el prototipo se somete a un protocolo de pruebas establecido en el cual se verifica los parámetros estructurales y funcionales del proyecto.

Estos parámetros evaluados en el protocolo de pruebas para ayuda a verificar las condiciones de diseño, las cuales deben cumplir con los requerimientos del usuario, los pesos muertos de prueba son de gran importancia ya que gracias a ellos se puede

simular la carga en el remolque, con la finalidad de que no se estropeen las motocicletas a transportar.

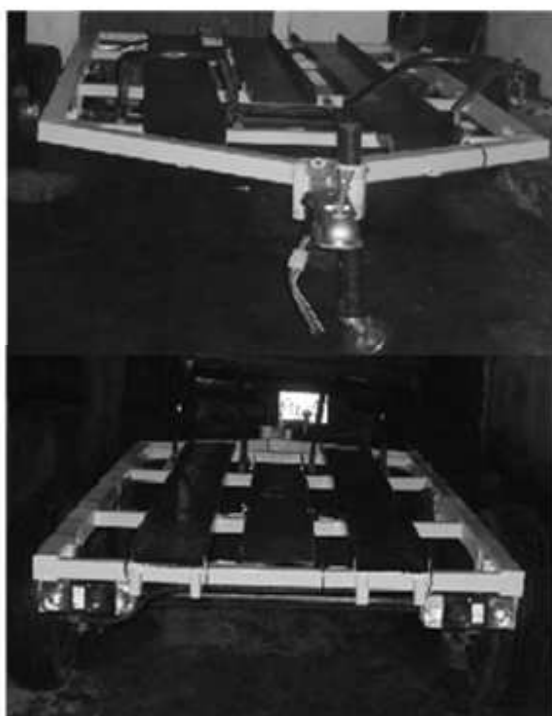
Estas pruebas de campo, generan garantías de seguridad para el proyecto.

Para las pruebas de campo se utiliza el formato correspondiente el cual se adjunta en el Anexo J, a continuación se presenta el protocolo de pruebas realizado, con el objeto de mostrar que el remolque cumple con todos los requerimientos plasmados en el diseño, y a su vez se encuentra apto para la adecuada transportación de las motocicletas por cualquier tipo de vía sea urbana o rural.

En la página 219 al final de éste sección se presenta el esquema del elemento placa delantera, correspondiente a una hoja de proceso típica utilizada para la presente construcción.

PROTOCOLO DE PRUEBAS N° 001	
VEHICULO - REMOLQUE	Remolque Prototipo # 01
SOLICITANTE	López - Morillo
EMPRESA CALIFICADORA	<b>DIMAC</b>
RESPONSABLE	<b>DIMAC</b>
FECHA	2 de Febrero del 2009
LUGAR	Distrito Metropolitano de Quito, Ecuador

FOTOGRAFÍA DEL REMOLQUE DE ANÁLISIS (ESQUEMA)



DESCRIPCIÓN DEL REMOLQUE

Corresponde a un remolque porta motocicletas

Carga Máxima de 400 kg

Posee sistema de Suspensión

Tiene sistema eléctrico de señalización

PROTOCOLO DE PRUEBAS N° 001 (hoja 2)

INSPECCIÓN VISUAL (SIN CARGA)	Aprueba		Observaciones
	si	no	

Dimensiones Generales			
Largo Total	2980	✓	Varía ligeramente
Ancho Total	1770	✓	

PROTOCOLO DE PRUEBAS N° 001 (hoja 3)
--------------------------------------

TIPO DE PRUEBA	Aprueba		Observaciones
	si	no	

<b>PRUEBAS CARGA MÍNIMA ( 200 Kg )</b>
--

Evaluación de estructura	√		No deformaciones
--------------------------	---	--	------------------

Centricidad de Eje	√		
--------------------	---	--	--

OTRAS PRUEBAS ( **Recorrido Extremo** )

Evaluación de estructura	√		No deformaciones
Sistema de Rodadura	√		
Evaluación Sistema Suspensión	√		
Estabilidad del prototipo	√		Adecuada - Suficiente
Sistema Sujeción Carga	√		



CONJUNTO REMOLQUE PARA DOS MOTOCICLETAS	ELEMENTO PLACA DELANTERA	No. DE PLANO 1.2544-45.001	CANTIDAD 4	MATERIAL ACERO A-36
SUPERFICIE	OPERACIÓN	VELOCIDAD (rpm)	# PASADAS	TIEMPO (min)
1	Trazado			10
2	Corte con sierra			40
3	Taladrado	355	3	20
4	Esmerilado	3600		40

### 7.2.5. INSPECCIÓN VISUAL DE COLABORADORES DEL PROYECTO.

El diseño de prototipo fue supervisado por un equipo de ingenieros mecánicos, por tal motivo una vez concluida la etapa de construcción y montaje se presenta el prototipo para realizar la inspección visual correspondiente.

Cabe mencionar que la prueba de inspección visual es satisfactoria, corroborando los resultados obtenidos en el protocolo de pruebas, presentados en la sección 6.2.4.

En las fotografías 6.12 a la 6.22 se muestra la supervisión visual del prototipo realizado por el grupo de ingenieros mecánicos.

Fotografía 6.12: Inspección del sistema de suspensión - amortiguación.



Fotografía 6.13: Evaluación del sistema de tiro y sistema de enganche.





Fotografía 6.14: Evaluación de la estructura.



Fotografía 6.15: Evaluación del sistema de sujeción de carga.



Fotografía 6.16: Evaluación del sistema de seguridad.



Fotografía 6.17: Evaluación de las juntas soldadas.



Fotografía 6.18: Evaluación del Sistema de Sujeción de Ruedas.



Fotografía 6.19: Prueba dinámica con carga máxima.



Fotografía 6.20: Prueba de montaje y desmontaje.



Fotografía 6.21: Colaboradores del diseño del prototipo.



Fotografía 6.22: Equipo de diseño y construcción.



## **CAPITULO VII.**

### **7. COSTOS**

Un factor predominante en la elaboración de un proyecto constituye sin duda el análisis de costos, de cuyos datos obtenidos se puede concluir si es viable y realizable el proyecto expuesto.

Con el análisis de costos se puede optimizar y reconsiderar aspectos que en el desarrollo del proyecto se omitieron y en consecuencia se constituye como una valiosa herramienta para ser más eficiente y eficaz el proyecto.

#### **7.1. COSTOS DIRECTOS.**

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

Para éste prototipo el material predominante es el acero estructural A-36, presente en todos los elementos del sistema estructural; además los elementos elegidos por selección a los cuales también se suman los diferentes insumos como son pernos, soldadura, pintura, etc., se toman en cuenta dentro de estos costos.

#### **7.2. 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, residuos de material, imprevistos, los cuales se encuentran siempre presentes en la elaboración de un proyecto.

De manera general a estos costos se los calcula como un porcentaje establecido de los costos directos.

### 7.3. ANALISIS DE COSTOS.

Proyecto: Diseño y Construcción de Remolque porta Motocicletas.

Prototipo: 01.

En las siguientes tablas (7.1 – 7.7) se tabulan todos los costos generados en el proceso de construcción y montaje del prototipo, para una adecuada comprensión estos costos se han subdividido por el tipo de categoría que los generan.

Este análisis se lo realiza con el objetivo de determinar el costo total una vez terminado el prototipo.

Tabla 7.1: Costos de Máquinas y Herramientas.

MAQUINAS HERRAMIENTAS						
DESCRIPCION	CANTIDAD	TARIFA	COSTO DÍA	COSTO UNITARIO	%	OBSERVACIONES
	(A)	(B)	(C) = (A) * (B)	(D) = (C*6 días)		
Moladora	1	1	1	6	0.15	
Arco de sierra	1	3	0	3	0.07	Adquirido
Kit de destornilladores	1	4	0	4	0.1	Adquirido
Pistola de pintura.	1	5	5	30	0.75	
kit de llaves.	1	3	0	3	0.07	Adquirido
Discos de corte y desbaste	4	3.5	0	3.5	0.09	Adquirido
Punzón de graneteado.	1	2	2	12	0.3	
Entenalla o mordaza.	1	3	3	18	0.45	
Juego de playos y alicates.	1	6	0	6	0.15	Adquirido
Juego de martillos.	1	6	0	6	0.15	Adquirido
Soldadora Eléctrica 250 AMP	1	3	3	18	0.45	
Taladro de pedestal.	1	2.5	2.5	15	0.37	
Grata, esmeril.	1	1.5	1.5	9	0.22	
Sierra fija longitudinal	1	2	2	12	0.3	
Taladro manual	1	0.5	0.5	3	0.07	
Compresor 2 HP	1	2	2	12	0.3	
<b>SUBTOTAL: (1)</b>				160.5	3.99	

Tabla 7.2: Costos Mano de Obra

MANO DE OBRA (CATEGORÍA)					
DESCRIPCION	CANTIDAD	COSTO	TIEMPO	COSTO	%
		DÍA	TRABAJADO	UNITARIO	
		(A)	(B)	(C) = (A*B)	
Operador	1	25	2	50	1.24
Mecanico Armador	1	25	1	25	0.62
Soldador ASME	1	20	2	40	0.99
Pintor	1	22	1	22	0.55
<b>SUBTOTAL: (2)</b>				137	3.4

Tabla 7.3: Costos de Materiales.

MATERIALES					
DESCRIPCION	UNIDAD COMERCIAL	PRECIO		COSTO	%
		CANTIDAD	UNITARIO	UNITARIO	
		(A)	(B)	(C) = (A*B)	
Tubo cuadrado 60x2 mm	6 Metros	1	28.16	28.16	0.7
Tubo cuadrado 40x3 mm	6 Metros	1	27.42	27.42	0.7
Perfil canal U 200x50x2 mm	6 Metros	1	27.03	27.03	0.7
Tubo circular 63.5 x 2 mm	6 Metros	1	25	25	0.6
Fondo pintura	0.25 Galon	1	4.75	4.75	0.1
Disco de desbaste- moladora	Unidad	1	2.3	2.3	0.1
Sepillo de acero	Unidad	2	1.2	2.4	0.1
Broca HSS M5	Unidad	3	0.5	1.5	0
Grasa grafitada	1 Libra	1	2.5	2.5	0.1
Anticorrosivo	0.25 Galon	2	5.75	11.5	0.3
Disco de corte- moloadora	Unidad	1	2.45	2.45	0.1
Varilla de construcción n° 10	1 Metros	2	1.5	3	0.1
Electrodos E6011 1/8"	Kg	10	0.7	7	0.2
Sierra grano grueso	Unidad	5	0.6	3	0.1
BROCA HSS M8	Unidad	2	0.6	1.2	0
<b>SUBTOTAL: (3)</b>				149.21	3.7



Tabla 7.4: Costos de los Elementos Adquiridos por Selección.

ELEMENTOS ADQUIRIDOS POR SELECCIÓN					
DESCRIPCION	UNIDAD COMERCIAL	PRECIO		COSTO	%
		CANTIDAD	UNITARIO	UNITARIO	
		(A)	(B)	(C) = (A*B)	
Aros rin 13	Unidad	2	15	30	0.7
Neumáticos R13-175-70	Unidad	2	40	80	2
Correas de sujecion de nailon	Metros	10	2.5	25	0.6
Manzanas	Unidad	2	15	30	0.7
Puntas de eje	Unidad	2	12	24	0.6
Juego ballestas	Unidad	2	38	76	1.9
Bujes	Unidad	4	2	8	0.2
Abrazaderas de ballestas	Unidad	4	1	4	0.1
Pernos de sujeción	Unidad	10	0.5	5	0.1
Amortiguadores	Unidad	2	12	24	0.6
Trinquete	Unidad	2	4	8	0.2
Arnes de cables	Unidad	1	7	7	0.2
Kit de luces	Unidad	1	27	27	0.7
<b>SUBTOTAL: (4)</b>				348	8.6

Tabla 7.5: Costos de Elementos Maquinados.

ELEMENTOS ELABORADOS POR METALMECANICA					
DESCRIPCION	UNIDAD COMERCIAL	PRECIO		COSTO	%
		CANTIDAD	UNITARIO	UNITARIO	
		(A)	(B)	(C) = (A*B)	
Guías del riel movil hembra	Unidad	4	1.5	6	0.1
Guías del riel movil macho	Unidad	4	1.5	6	0.1
Guarda fango de laton zinc	Unidad	2	8	16	0.4
Elementos de sujeción y posicionamiento	Unidad	30	2.8	84	2.1
<b>SUBTOTAL: (5)</b>				112	2.8

Tabla 7.6: Costos de diseño e investigación.

MES	JORGE LUIS		MAURICIO		TOTAL HORAS hrs	TARIFA POR HORA USD	TARIFA TOTAL USD	%	
	DIAS	HORAS	DIAS	HORAS					
Agosto	15	75	15	75	150	3.25	487.5	12.1	
Septiembre	20	100	17	85	185	3.25	601.25	14.9	
Octubre	17	85	15	75	160	3.25	520	12.9	
Noviembre	18	90	10	50	140	3.25	455	11.3	
Diciembre	15	75	10	50	125	3.25	406.25	10.1	
Enero	25	125	15	75	200	3.25	650	16.1	
<b>SUBTOTAL : (6)</b>							<b>3120</b>	<b>77.5</b>	

Tabla 7.7: Calculo del Precio Total.

TOTAL COSTOS DIRECTOS: 7 = (1+2+3+4+5+6)	4026.71	100,0 %
<b>COSTOS INDIRECTOS:</b>		
(8) GASTOS GENERALES: 5% * (7)	201.3355	
(9) UTILIDADES: 15% * (7+8)	634.206825	
(10) FISCALIZACIÓN: 0% * (7+8+9)	0	
(11) IMPUESTOS: 0% * (7+8+9+10)	0	
TOTAL COSTOS INDIRECTOS:	<b>835.542325</b>	
PRECIO UNITARIO TOTAL:	<b>4862.25233</b>	

El análisis de costos arroja como precio total de un valor de mil noventa y cuatro dólares americanos con ochenta y seis centavos, cantidad que se encuentra muy por debajo del precio promedio de los remolques de este tipo ofertados en el mercado nacional.

Este resultado del análisis de costos confirma una vez mas que el diseño del prototipo presenta características de eficiencia acarreado lógicamente la disminución de costos totales.

Culminado el proceso de diseño y construcción del proyecto Diseño y Construcción de un remolque porta motocicletas se procede a prescribir en el capítulo siguiente las conclusiones y recomendaciones para el presente proyecto.

## CAPITULO VIII

### 8. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES.

#### 8.1. CONCLUSIONES

- Cabe considerar que este tipo de remolque tiene una capacidad de carga óptima de 400 kilogramos, lo cual sirve para la transportación de dos motocicletas. Con ciertos aditamentos extras se puede transportar también motos acuáticas o cuadrones, tomando en cuenta siempre no superar la capacidad de carga.
- En el mercado local la oferta de remolques no considera parámetros ingenieriles ni parámetros de seguridad vial, por lo que el prototipo presentado abarca este desfase optimizando el diseño y materiales utilizados.
- El remolque es construido óptimamente presenta un alto beneficio en el costo, permitiendo así una fácil adquisición e introducción en el mercado. Siendo la estética del prototipo versátil permite así una fácil adaptabilidad a la demanda del mercado, con lo cual se prevé la consolidación de una empresa constructora de remolques generando nuevos empleos para jóvenes emprendedores.
- Los materiales e insumos empleados para la construcción del prototipo son de cómoda accesibilidad en el mercado nacional, evitándose un eventual incremento en los costos de los mismos ya que no se necesita realizar importaciones, permitiendo al propietario la facilidad de reemplazo en los elementos si el caso lo amerita. Además los elementos

que se incluyen por selección son de fácil adquisición y brindan múltiples alternativas de reemplazo, lo cual determina que este remolque posea una alta adaptabilidad al mercado de repuestos y accesorios.

- Los sistemas de transporte de carga con fines turísticos en el país no se encuentran totalmente desarrollados, tomando en cuenta que existe un sinnúmero de parajes de enorme potencial turístico e inaccesibles para los automóviles, donde el único medio de transporte son las motocicletas se demuestra que con este tipo de vehículo es posible incrementar considerablemente la actividad turística en el país; aumentando la economía y a la vez permitiendo el desarrollo de nuevos puntos turísticos lejanos a los centros urbanos.
- El sistema de suspensión es diseñado para evitar vibraciones excesivas e innecesarias contrarrestando así la fatiga del elemento estructural, además soporta una carga de impacto del 30 % de la carga total diseño por otra parte todas las sujeciones y las cubiertas de las motocicletas no se ven afectadas por cargas parásitas provocadas por las imperfecciones del camino.
- El conjunto de anclaje que dispone el remolque presenta características de carga superiores a las requeridas, debido a que de éste dispositivo depende la unión directa automóvil remolque se incorpora seguridad adicional por lo crítico del dispositivo.

## 8.2. RECOMENDACIONES

- Tomando en consideración que éste prototipo entrará en circulación al parque automotor del país, la etapa de construcción y montaje se debe realizar de tal manera que los elementos y materiales seleccionados cumplan a cabalidad el protocolo de pruebas, garantizando su correcto funcionamiento y evitando eventuales inconvenientes. Por lo cual es necesario realizar inspecciones para verificar el correcto funcionamiento de los sistemas.
- Se recomienda trabajar de acuerdo a los parámetros de diseño que se han establecido, como verificar la carga máxima permitida (400 kg), velocidades de funcionamiento (hasta 60 km/h), verificar el estado de los aditamentos de señalización necesarios (luces guías, luces frenos y retro, pintura y señales reflectivas) y cabe recalcar que debe verificarse todo el sistema de sujeción (estado y tensión de las correas, correcto posicionamiento del soporte de las ruedas) todo esto con el fin de evitar posibles percances en el tránsito vehicular y desde luego para no ocasionar averías a las motocicletas transportadas.
- Por seguridad en el transporte del conjunto automóvil-remolque se debe prever que la mínima distancia de reacción frente a un obstáculo, imprevisto o parada es de 50 metros debido a que se incrementan todos los parámetros de seguridad en un 67 por ciento cuando un vehículo transporta un remolque.

**BIBLIOGRAFIA**

- SHIGLEY Edward J.; Manual de diseño de máquinas; Editorial Mc Graw Hill; 4ta edición; México; 1989.
- Wong, J. Y; Theory of Ground Vehicles; New York; 1978.
- ASHBURNER, J; Función y diseño del tractor e implementos de labranza del suelo; INIAP Estación Exp. Santa Catalina; Quito; 1978.
- Mc CORMAC JACK C; Análisis estructural; Editorial Harla; México; 3era edición; 1983.
- CHUDAKOV D.A.; Fundamentos de la teoría y el cálculo de tractores y automóviles; Editorial MIR; Versión español; Moscú; 1977.
- ROBERTO ARELLANO B.; Diseño de estructuras de acero; ESPOCH; 1998.
- SLAYMAKER, R.R; Diseño y análisis de elementos de maquinas; Editorial Limusa México; 1969.
- INEN; Código de Dibujo Técnico-Mecánico; Quito – Ecuador; 1989

- VARGAS J; Guía de los Fundamentos del Dibujo industrial; EPN; Quito; 2005.
- Reglamento a la ley de tránsito y transporte terrestre “Republica del Ecuador”.
- SUSUKI; Catalogo de ventas de motocicletas.
- Catálogos electrónicos (Chevrolet, Nissan, Mazda, etc.)
- Catálogo Promesa 2007 – 2008; Amortiguadores.
- Catalogo Vandervilt; Hojas de ballestas, bujes.
- Catalogo de neumáticos (General, etc.).
- DIPAC; Catalogo de acero; 2007.
- Catalogo de Fiat de partes automotrices.
- [www.es.wikipedia.org/wiki/Carreteras\\_de\\_Ecuador](http://www.es.wikipedia.org/wiki/Carreteras_de_Ecuador).
- [w.w.w.diseño.de.carreteras/velocidad.de.carreteras/pendientes-valores.com](http://w.w.w.diseño.de.carreteras/velocidad.de.carreteras/pendientes-valores.com).
- [www.es.wikipedia.org/wiki/Clasificación.de.automóviles](http://www.es.wikipedia.org/wiki/Clasificación.de.automóviles).
- [www.geocities.com/MotorCity/Pit/4103/suspen.html](http://www.geocities.com/MotorCity/Pit/4103/suspen.html).

# ANEXOS



# ANEXOS. A

Fotografías del cuadro comparativo de dimensiones de cada una de las motocicletas de la tabla 2.1.

Fotografía 1: BOULEVARD 250.



Fotografía 2: BOULEVARD S 40.



Fotografía 3: BOULEVARD M 50.



**Fotografía 4: BOULEVARD M109R.**



**Fotografía 5: AKIRA.**



**Fotografía 6: AN 125 HK.**



**Fotografía 7: BURGMAN 400.**



**Fotografía 8: SMASH REVO.**



**Fotografía 9: GN 125.**



**Fotografía 10: EN 125 2A.**



**Fotografía 11: TS 185.**



**Fotografía 12: DR 200 SE.**



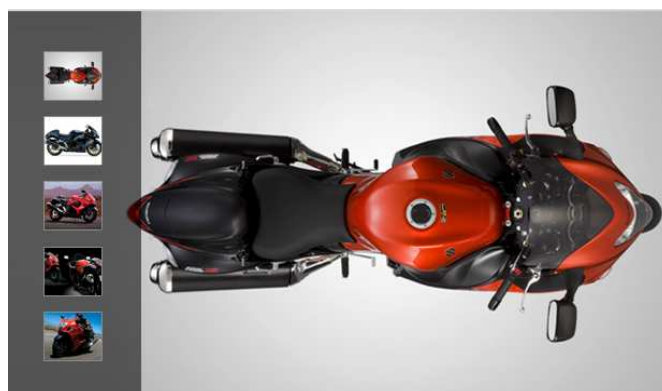
**Fotografía 13: GSX R 600.**



**Fotografía 14: GSX R 1000.**



**Fotografía 15: HAYABUSA.**



**Fotografía 16: AX100.**



**Fotografía 17: VIVAX CARGA.**



**Fotografía 18: HURACAN EN 125.**



**Fotografía 19: RM85.**



**Fotografía 20: RMZ 250.**



**Fotografía 21: RMZ 450.**



Fotografía 22: SV 650 S.



Fotografía 23: B KING.



Fotografía 24: V STROM 650.





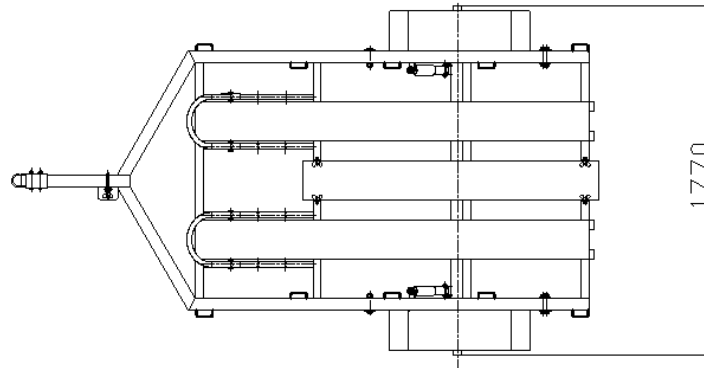
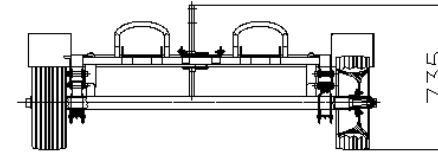
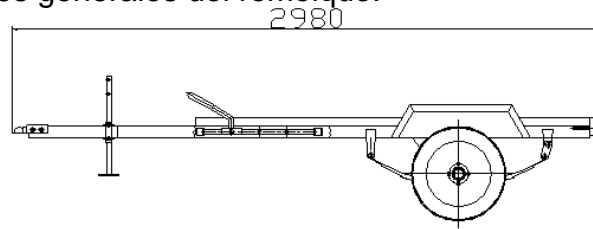
**Fotografía 25: V STROM 1000.**



**Fuente:** Catalogo de motocicletas marca Suzuki.

## ANEXO B.

Figura 1: Dimensiones generales del remolque.



FUENTE PROPIA.

## ANEXO C.

**Cuadro 1: Peso de los distintos elementos estructurales.**

<b>Material</b>	<b>Peso [Kg/m]</b>
Tubo cuadrado estructural 60x2mm.	3.66
Tubo cuadrado estructural 40x3mm.	3.54
Tubo rectangular estructural 40x20x2mm	1.78
Tubo poste 73,03x2mm.	3.56
Perfil estructural tipo canal 200x50x2mm.	4.61
Plancha de acero tipo PL 1220x2440x3mm.	70,1
Tubo poste 25.4 x 1.8mm.	1.09
Tubo poste 31.75 x 2mm.	1.52

**Fuente:** DIPAC MANTA CIA. LTDA.

**Cuadro 2: Calculo del peso propio del remolque.**

<b>Partes</b>	<b>Elemento</b>	<b>Peso Unitario [kg/m]</b>	<b>Dimensión [m]</b>	<b>Peso total [kg.]</b>
Travesaños	Tubo cuadrado estructural 40x3mm.	3.54	4.8	14.16
Largueros	Tubo cuadrado estructural 60x2mm.	3.66	4	14.64
Sist. de tiro	Tubo estructural cuadrado 60x2mm.	3.66	1.88	6.88
Tubo de eje	Tubo poste 70.3x2mm.	3.56	1.5	5.34
Sist. de sujeción	Tubo poste 25.4x1.8mm.	1.09	1.2	1.31
Rieles fijas	Perfil estructural Canal "U200x50x2mm"	4.61	4	18.44
Riel móvil	Perfil estructural Canal "U200x50x2mm"	4.61	1.5	6.92
Ballestas	Daihatsu súper hormiga 4x4 Del.	10	2 unidades	20
Ruedas	Aros Rin 13", neumáticos (.....).	5	2 unidades	10
<b>Otros componentes:</b> Sist. de sujeción, porta ballestas, colgantes de ballestas, etc.				22
<b>TOTAL:</b>				<b>119.69</b>

FUENTE PROPIA.

El peso propio del remolque es igual a  $P_e = 119,69$  kg. Se cierra el valor en 120 kg.

## ANEXO D.

**Cuadro 1: Constantes para el cálculo de la resistencia a la rodadura.**

Terrain	Moisture Content (%)	$n$	$k_c$		$k_\phi$		$c$		$\phi$
			lb/in. <sup><math>n+1</math></sup>	kN/m <sup><math>n+1</math></sup>	lb/in. <sup><math>n+2</math></sup>	kN/m <sup><math>n+2</math></sup>	lb/in. <sup>2</sup>	kPa	
Dry Sand (Land Locomotion Lab., LLL)	0	1.1	0.1	0.95	3.9	1528.43	0.15	1.04	28°
Sandy Loam (LLL)	15	0.7	2.3	5.27	16.8	1515.04	0.25	1.72	29°
	22	0.2	7	2.56	3	43.12	0.2	1.38	38°
Sandy Loam Michigan (Strong, Buchele)	11	0.9	11	52.53	6	1127.97	0.7	4.83	20°
	23	0.4	15	11.42	27	808.96	1.4	9.65	35°
Sandy Loam (Hanamoto)	26	0.3	5.3	2.79	6.8	141.11	2.0	13.79	22°
	32	0.5	0.7	0.77	1.2	51.91	0.75	5.17	11°
Clayey soil (Thailand)	38	0.5	12	13.19	16	692.15	0.6	4.14	13°
	55	0.7	7	16.03	14	1262.53	0.3	2.07	10°
Heavy Clay (Waterways Experiment Stn., WES)	25	0.13	45	12.70	140	1555.95	10	68.95	34°
	40	0.11	7	1.84	10	103.27	3	20.69	6°
Lean Clay (WES)	22	0.2	45	16.43	120	1724.69	10	68.95	20°
	32	0.15	5	1.52	10	119.61	2	13.79	11°
Snow (Harrison)		1.6	0.07	4.37	0.08	196.72	0.15	1.03	19.7°
		1.6	0.04	2.49	0.10	245.90	0.09	0.62	23.2°

**Fuente:** Wong, J. Y; Theory of Ground Vehicles, New York; 1978; pag 84.

## Catalogo1: HOJAS DE RESORTE.



## LISTA DE PRODUCTOS

Código Vanderbilt	Marca del Vehículo	Modelo (año)	Hojas (N.)	Ancho (mm)	Espesor (mm)	Lángitud		Flecha (mm)	Bujes	
						L.C. (mm)	L.L. (mm)		L.C. (mm)	L.L. (mm)
<b>ANDINO</b>										
120503	Andino 1300 Delantero	74	4	60	6	508	508	178		
120506	Andino 1300 Posterior	74	6	60	8	508	578	111		
<b>ASIA</b>										
130511	Asia Cosmos Delantero	94	3	70	9	702	702	88.9	I-137	I-137
130511H	Asia Cosmos Delantero	94	3	70	12	702	702	88.9	I-137	I-137
130907	Asia Cosmos Posterior	96	3	80	13	753	753	102		
137919	Asia Cosmos Posterior	94	10	60	10 y 8	573	573	95.3		
<b>BOTAR</b>										
200533	Botar Omnibus BB Posterior	74 - 76	14	101	14	918	918	178	I-117	I-147
200536	Botar Omnibus BB Delantero	74 - 80	14	76	12	803	803	121	I-119	I-119
200538	Botar Omnibus BB Posterior	74 - 80	15	76	12	803	803	121	I-119	I-119
200538E	Botar Omnibus BB Posterior	74 - 80	15	76	12	803	956	121	I-119	
200539	Botar Omnibus BB Posterior	74 - 76	14	101	14	914	914	152	I-117	I-147
<b>CHEVROLET</b>										
240101	Chevrolet Rodeo Posterior	97	4	60	7 y 16	555	655	180		
240228	Chevrolet Luv 2200 Posterior	99 - 00	4	60	6, 7 y 15	550	650	159	I-125	
240230	Chevrolet Luv 3200 Posterior	99 - 00	4	60	6, 7 y 15	550	650	208.5	I-125	
240554	Chevrolet Luv KB 1800 Post.	87	6	60	7 y 12	550	648	121	I-125	
240557	Chevrolet Blazer 363915 Del.	80	3	70	9	597	597	89	I-106	I-135
240566	Chevrolet Luv 1600 Posterior	76	6	60	6 y 11	500	700	140		
240569	Chevrolet Series # 40 Frontal	67	9	64	11	572	876	101.6		
240578	Chevrolet Trooper Jeep Post.	80 - 84	4	60	7 y 13	546	654	197	I-116	
240581	Chevrolet Serie #50 V-1502 Post.	68	6	76	11	572	889	101	I-90	
240584	Chevrolet Blazer 14032929 Post.	81	5	64	8 y 17	660	660	178	I-101	I-101
240593	Chevrolet Auto Rear	54	6	63.5	6	635	954	203.2		
240659	Chevrolet Serie # 50-60 22-305 Post.	62 - 80	13	76	9 y 11	752	752	203		I-113
240659H	Chevrolet Serie # 50-60 22-305 Post.	62 - 80	13	76	11	752	752	203		I-113
240665	Chevrolet Serie # 50 22-335 Post.	63	13	64	9 y 11	752	752	206		I-89
240677	Chevrolet C-30 625934 Post.	70	8	64	9	660	762	178	I-92	I-92
240693	Chevrolet Omnibus 8 - 2 Del.	92	12	101	12	610	826	152		
240989	Chevrolet Silverado Posterior			64	11	812	816	171.5		
242321	Furgoneta Van 20 Posterior	76-80		57	9	610	716	159	I-82	I-91
242417	Chevrolet Luv 2300 Posterior	90	4	60	6, 7 y 15	550	650	140	I-125	
<b>DAIHATSU</b>										
260680	Daihatsu Delta Delantero	82	8	70	8	552	552	101	I-107	I-107
260683	Daihatsu Delta Posterior	82	7	70	9	651	651	184	I-123	I-123
260689	Daihatsu Delta Posterior	90	8	70	10	619	670	184	I-123	I-123
260692	Daihatsu Super Hormiga 4x4 Del.	76 - 80	5	50	8	470	470	114		
260695	Daihatsu Super Hormiga 4x4 Post.	76-80	5	50	8 y 12	527	527	146		
260704	Daihatsu Rocky 48110-87649 B Del.	86	5	60	7	510	641	101	I-83	I-83
260707	Daihatsu Rocky 48210-87628 A Post.	86	7	60	6, 7, 9 y 11	549	619	108	I-116	I-83
260725	Daihatsu Delta Delantero	90	8	70	10	600	600	101.6	I-131	I-131
<b>DATSUN</b>										
280707	Datsun 1200 NHK 55020-10606 Post.	75	3	60	6	525	675	191		
280713	Datsun 1000 V1105-55020 15404	69	3	60	8	515	635	152		
280719	Datsun V 1107 Delantero	69	4	50	6	492	492	216		
280725	Datsun 1500 V 1109 Posterior	74	6	60	7 y 12	565	640	178	I-116	

Fuente: Catalogo VANDERBILT de hojas y paquetes de resorte; Pag 8

## Catalogo2: AMORTIGUADORES.



Código PROMESA	Código MONROE	Aplicación	Año	Anclaje	Dimensiones		Posición	Embalaje	
					Abierto	Cerrado		Caja	Cartón
17444	2186	CHEVROLET MINIBLAZER 2WD	(82/93)	O/C	—	—	Posterior	1	4
17442	3033	CHEVROLET C10/20/30/ BLAZER 2WD	(-86)	O/O	14.75"	9.62"	Delantero	1	4
17443	3084	CHEVROLET C10/20/ BLAZER 2WD	(-86)	O/O	—	—	Posterior	1	4
08161	1004	DATSUN 1200 CAMIONETA/ M. LANCER	—	O/O	18"	11.62"	Posterior	1	4
08145	2113	DATSUN 1500/TROOPER/LADA	—	P/O	14"	9"	Delantero	1	4
08143	1162	DATSUN 1500/1600/1800 CMNT	—	P/O	—	11.10"	Posterior	1	4
08164	2075	FORD F100/150/250/350	(-79)	P/O	16.12"	10.37"	Delantero	1	4
03163	3090	H. EXCEL (86/94) M. LANCER	(85/86)	O/O	15.87"	10.25"	Posterior	1	4
18956	1069	MAZDA B1200/AUTO 929	—	—	—	—	Posterior	1	4
08146	2132	MAZDA B1600/TOYOTA HILUX	—	P/C	13.37"	8.62"	Delantero	1	4
08195	1125 (1175)	MAZDA B1600/COURIER	—	P/P	20.87"	12.12"	Posterior	1	4
16906	2066	MITSUBISHI L200 4X4 (-94) TOYOTA T1000 KIA TOPIC	(-96)	P/C	14.37"	9.25"	Delantero	1	4
08163	LE10005 (1138)	NISSAN JR.	—	P/O	16.87"	10.37"	Delantero	1	4
08166	2153	SAN REMO/CHEVETTE/GEMINI	—	P/O	15.62"	10"	Delantero	1	4
08196	2122	SAN REMO/CHEVETTE/GEMINI	—	P/O	—	13.875"	Posterior	1	4
17441	1163	TOYOTA CRESSIDA (78/80) CELIDA	(-85)	P/O	22.87"	13.37"	Posterior	1	4
16907	2126	TOYOTA LANDCRUISER FJ55	(67/80)	P/O	19.62"	11.75"	Delantero	1	4
08197	3049	TOYOTA 2000 (DELT)- DATSUN 160J	—	P/O	21.37"	12.75"	Posterior	1	4
08141	1000	TOYOTA 1600/2000/NISSAN JR/LADA	—	O/O	19.87"	12"	Posterior	1	4
11218	1094	TOYOTA LANCERS/TROOPER/LUV 2300	—	O/O	22.37"	13.37"	Posterior	1	4
18954	1538	VOLKSWAGEN ESCARABAJO	—	—	—	—	Delantero	1	4
18955	1089	VOLKSWAGEN ESCARABAJO	—	—	—	—	Posterior	1	4

**Características:**

- Popular amortiguador hidráulico.
- Aplicaciones para autos y pick up.
- Buena relación precio-calidad.

**Fuente:** Catalogo Promesa; 2007 – 2008; Amortiguadores; pag 249.

## SELECCIÓN DE BALLESTAS

### Esfuerzo en la fibra extrema

$$\sigma = \frac{3 PL}{2 Nbt^2}$$

N	P[mm]	t[mm]	b[mm]	L[mm]	$\sigma$ [kg/mm]
1	518,2	8	50	900	27,33
2	518,2	8	50	900	13,66
<b>3</b>	<b>518,2</b>	<b>8</b>	<b>50</b>	<b>900</b>	<b>9,11</b>
4	518,2	8	50	900	6,83
5	518,2	8	50	900	5,47

FUENTE PROPIA.

### Cuadro 2: Esfuerzo en la fibra extrema

#### Flexión máxima en función del esfuerzo

$$\Delta = \frac{\sigma L^2}{4Et}$$

#### Flexión máxima en función de la carga

$$\Delta = \frac{3P}{8NbE} \left( \frac{L}{t} \right)^3$$

#### Constante aproximada del resorte

$$k = \frac{8}{3} NbE \left( \frac{t}{L} \right)^3$$

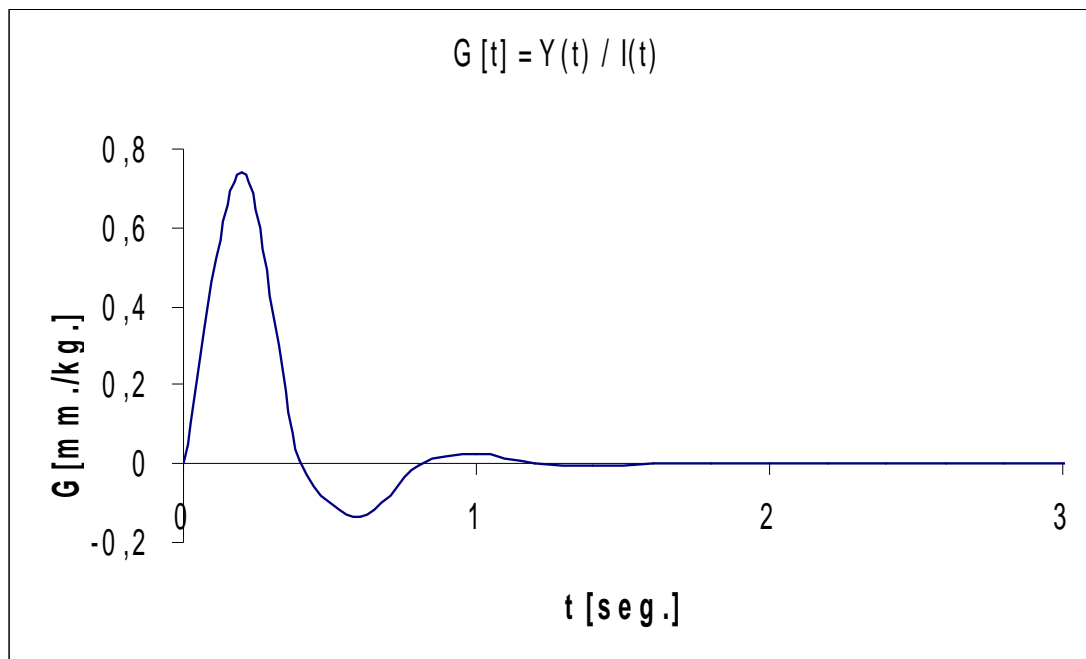
E[kg/mm <sup>2</sup> ]	$\Delta_\sigma$ [mm]	$\Delta_P$ [mm]	k[kg/mm]
21092,074	32,79	262,36	1,98
21092,074	16,40	131,18	3,95
<b>21092,074</b>	<b>10,93</b>	<b>87,45</b>	<b>5,93</b>
21092,074	8,20	65,59	7,90
21092,074	6,56	52,47	9,88

FUENTE PROPIA.

### Cuadro 3: Flexiones máximas y constante de resorte



**Figura 1: Relación de fuerza de impacto con la flexión**



FUENTE PROPIA.

Ecuación en función del tiempo:  $G(t) = 0,015e^{-4,3t} 116,5\text{sen}(7,8t)$

**Cuadro 4: Factores de acabado de superficie a, b.**

ACABADO DE SUPERFICIE	FACTOR a		EXPONENTE b
	Kpsi	Mpa	
Esmerilado (rectificado)	1,34	1,58	-0,085
Maquinado (estirado en frío)	2,7	4,51	-0,265
Laminado en caliente	14,4	57,7	-0,718
Forjado	39,9	272	-0,995

**Fuente:** Shigley, J; Manual de diseño mecánico; 1990; pag. 318.

**Cuadro 5: Factores de tamaño kb.**

Kb	$0.869d^{-0.097}$	$0.3 \text{ pulg.} < d \leq 10 \text{ pulg.}$
	1	$d \leq 0.3 \text{ pulg.} ; d \leq 8\text{mm.}$
	$1.189d^{-0.097}$	$8\text{mm.} < d \leq 250\text{mm.}$

**Fuente:** Shigley, J; Manual de diseño mecánico; 1990; pag. 318.

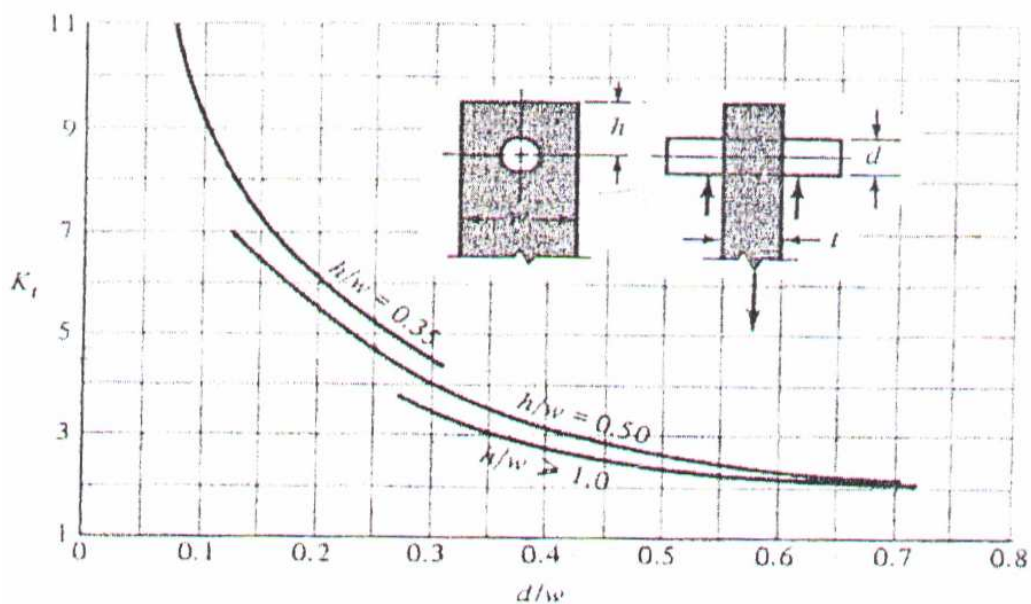
**Cuadro 6: Factor de carga  $k_c$ .**

Kc	0.923	Carga axial	$S_{ut} \leq 220 \text{ kpsi (1520 MPa)}$
	1	Carga axial	$S_{ut} > 220 \text{ kpsi (1520 MPa)}$
	1	Flexión	
	0.577	Torsión y cortante	

**Fuente:** Shigley, J; Manual de diseño mecánico; 1990; pag. 320.

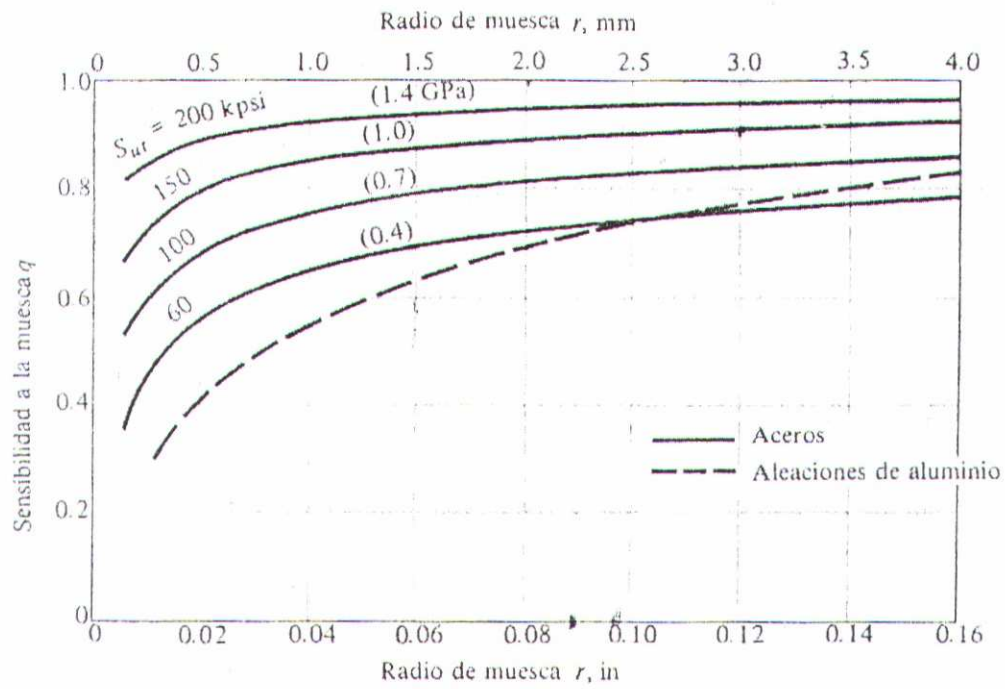
**Figura 2: Factor de concentración de esfuerzos  $K_t$** 

Placa con pasador en agujero.



**Fuente:** Shigley, J; Manual de diseño mecánico; 1990; pag. 849.

**Figura 3: Sensibilidad a la muesca q.**



**Fuente:** Shigley, J; Manual de diseño mecánico; 1990; pag. 244.

**Cuadro 7: Diámetros y área de roscas métricas de paso fino y de paso basto (todas las dimensiones están en milímetros).**

Diámetro nominal mayor d	Serie del paso basto			Serie del paso fino		
	Paso p	Área de esfuerzo de tensión, At	Área al diámetro menor, Ar	Paso p	Área de esfuerzo de tensión, At	Área al diámetro menor, Ar
1,6	0,35	1,27	1,07			
2	0,04	2,07	1,79			
2,5	0,45	3,39	2,98			
3	0,5	5,03	4,47			
3,5	0,6	6,78	6			
4	0,7	8,78	7,75			
5	0,8	14,2	12,7			
6	1	20,1	17,9			
8	1,25	36,6	32,8	1	39,2	36
10	1,5	58	52,3	1,25	61,2	56,3
12	1,75	84,3	73,3	1,25	92,1	86
14	2	115	104	1,5	125	116
16	2	157	144	1,5	167	157
20	2,5	245	225	1,5	272	259
24	3	353	324	2	384	365
30	3,5	561	519	2	621	596
36	4	817	759	2	915	884
42	4,5	1120	1050	2	1260	1230
48	5	1470	1380	2	1670	1630
56	5,5	2030	1910	2	2300	2250
64	6	2680	2520	2	3030	2980
72	6	3460	3280	2	3860	3800
80	6	4340	4140	1,5	4850	4800
90	6	5590	5360	2	6100	6020
100	6	6990	6740	2	7560	7470
110	6			2	9180	9080

**Fuente:** Shigley, J; Manual de diseño mecánico; 1990; pag.382.

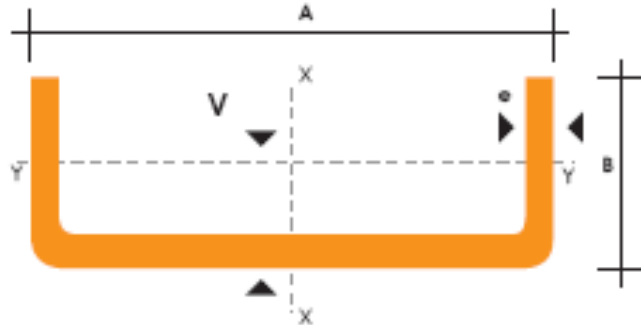
**Cuadro 8: Especificaciones para pernos, tornillo y espárragos**

Grado SAE	Grado ASTM	Grado métrico	Diámetro nominal [pulg]	Resistencia a la prueba [kpsi]	Resistencia a la tensión [kpsi]	Resistencia de fluencia [kpsi]	Dureza Rockwell del núcleo mín./máx.
1	A307	4,6	1/4 a 1 1/2	33	60	36	B70/B100
2	,,,,,,	5,8	1/4 a 3/4	55	74	57	B80/B100
		4,6	de 3/4 a 1 1/2	33	60	36	B70/B100
4	,,,,,, A449	8,9	1/4 a 1 1/2	65	115	100	C22/C32
5	o bien A325 Tipo 1	8,8	1/4 a 1	85	120	92	C25/C34
		7,8	de 1 a 1 1/2	74	105	81	C19/C30
		8,6	de 1 1/2 a 3	55	90	58	,,,,,,
5,1	,,,,,,	8,8	No. 6 a 5/8	85	120	,,,,,,	C25/C40
5,2	A325 Tipo 2	8,8	No. 6a	85	120	,,,,,,	C25/C40
		8,8	1/4 a 1 1/2	85	120	92	C26/C36
7g	,,,,,, A354	10,9	1/4 a 1 1/2	105	133	115	C28/C34
8	Grado BD	10,9	1/4 a 1 1/2	120	150	130	C33/C39
8,1	,,,,,,	10,9	1/4 a 1 1/2	120	150	130	C32/C38
8,2	,,,,,,	10,9	1/4 a 1	120	150	130	C35/C42
,,,,,,	A574	12,9	0 a 1/2.	140	180	160	C39/C45
		12,9	5/8 a 1 1/2	135	170	160	C37/C45

Fuente: Shigley, J; Manual de diseño mecánico; 1990; pag.403

## Anexos E.

Cuadro 1: PERFIL ESTRUCTURAL CANAL “U”.

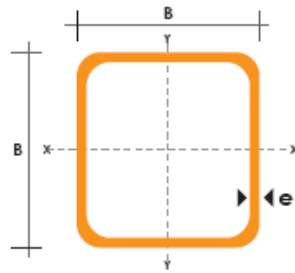


PROPIEDADES:

DIMENSIONES			PESOS			TIPOS						
A	B	e	6 metros	1 metro	SECCION	EJE X-X			EJE Y-Y			
mm	mm	mm	kg	kg	cm <sup>2</sup>	I	W	I	I	W	I	x
						cm <sup>4</sup>	cm <sup>3</sup>	cm	cm <sup>4</sup>	cm <sup>3</sup>	cm	cm
150	80	12	157.80	26.30	32.47	1012.95	135.06	5.59	189.27	35.31	2.41	2.64
200	50	2	27.66	4.61	5.87	316.00	31.60	7.34	11.80	2.88	1.42	0.92
200	50	3	40.98	6.83	8.70	462.00	46.20	7.29	17.10	4.23	1.40	0.96
200	50	4	54.06	9.01	11.50	600.00	60.00	7.23	22.10	5.52	1.39	1.00
200	50	5	66.60	11.10	14.20	729.00	72.90	7.17	26.70	6.75	1.37	1.05
200	50	6	80.70	13.45	16.81	850.82	85.08	7.11	31.18	7.97	1.36	1.09
200	60	5	71.46	11.91	15.18	853.31	85.33	7.50	45.29	9.72	1.73	1.34
200	60	6	86.52	14.42	18.01	963.76	96.37	7.31	53.04	11.50	1.71	1.39
200	60	8	112.80	18.80	23.50	1218.58	121.85	7.20	66.96	14.96	1.68	1.53
200	80	6	96.04	16.34	20.42	1189.65	118.96	7.63	120.77	20.61	2.43	2.14
200	80	8	128.10	21.35	26.69	1513.67	151.36	7.53	153.94	26.27	2.40	2.14
200	80	10	156.96	26.16	32.71	1303.27	180.32	7.42	183.91	31.87	2.37	2.23
200	80	12	186.96	31.16	38.47	2060.24	206.02	7.32	210.38	37.04	2.34	2.32
200	100	6	109.56	18.26	22.82	1415.55	141.55	7.87	225.25	31.19	3.14	2.78
200	100	8	143.46	23.91	29.89	1808.75	180.87	7.77	289.60	40.61	3.11	2.87
200	100	10	176.16	29.36	36.71	2164.60	216.46	7.67	348.64	49.59	3.08	2.97
200	100	12	210.30	35.05	43.28	2484.70	284.47	7.58	420.78	60.72	3.12	3.07
250	60	3	50.82	8.47	10.80	894.47	71.56	9.10	30.27	6.18	1.67	1.10

Fuente: Catalogo Dipac, pag 3.

Cuadro 2: TUBO ESTRUCTURAL CUADRADO.



PROPIEDADES:

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

Fuente: Catalogo Dipac, pag 31.

Cuadro 3: TUBO POSTE.

## Resistencia Mecánica

Resistencia a la tracción	60000 psi ( 42,2 Kg F/mm2)
Límite de elasticidad	35000 psi ( 24,6 Kg F/mm2 )
Alargamiento	0.5%

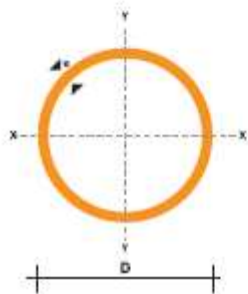
### TUBO POSTE Cerramientos, Estructuras y Funiculares

#### Especificaciones Generales

Norma	ASTM A-500
Recubrimiento	Galvanizada
Largo normal	6 mts.
Otros largos	Previa Consulta
Dimensiones	Desde 1/2" a 4"
Espesor	Desde 1,8mm a 2,0mm



DIMENSIONES			PROPIEDADES				
DIAMETRO EXTERIOR		ESPESOR	PESO	AREA			
D	e	P	A	I	W	I	
Pulg.	mm	Kg/m	cm2	cm3	cm3	cm	
1"	25.40	1.09	1.34	0.93	0.73	0.83	
1"	25.40	1.21	1.47	1.01	0.79	0.83	
1 1/4"	31.75	1.37	1.69	1.90	1.20	1.06	
1 1/4"	31.75	1.52	1.87	2.07	1.30	1.05	
1 1/2"	38.10	1.65	2.05	3.38	1.78	1.28	
1 1/2"	38.10	1.84	2.27	3.70	1.94	1.28	
1 3/4"	44.45	1.98	2.41	5.48	2.47	1.51	
1 3/4"	44.45	2.20	2.67	6.01	2.70	1.50	
1 7/8"	47.63	2.11	2.59	6.80	2.86	1.62	
1 7/8"	47.63	2.34	2.87	7.46	3.13	1.61	
2"	50.80	2.22	2.77	8.32	3.27	1.73	
2"	50.80	2.48	3.07	9.13	3.59	1.73	
2 3/8"	60.33	2.92	3.67	15.58	5.17	2.06	
2 1/2"	63.50	3.09	3.86	18.27	5.75	2.17	
2 7/8"	73.03	3.56	4.46	28.14	7.71	2.51	
3"	88.90	4.35	5.46	51.54	11.60	3.07	
4"	114.30	5.67	7.06	111.23	19.46	3.97	



NOMENCLATURA	
A=	Area de la selección transversal del tubo, cm <sup>2</sup>
I=	Momento de inercia de la sección, cm <sup>4</sup>
W=	Módulo resistente de la sección, cm <sup>3</sup>
r=	Radio de giro de la sección, cm

Fuente: Catalogo Dipac, pag 36.



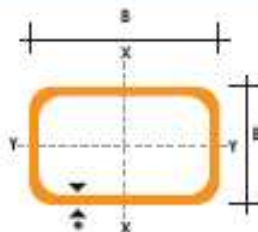
**Cuadro 4: TUBO ESTRUCTURAL RECTANGULAR.**

**Especificaciones Generales**

- Norma** ASTM A-500
- Recubrimiento** Negro o galvanizado
- Largo normal** 6 mts.
- Otros largos** Previa Consulta
- Dimensiones** Desde 12mm x 25mm a 40mm x 80mm
- Espesor** Desde 2,0mm a 3,0mm



DIMENSIONES				AREA	EJES X-X			EJES Y-Y		
A mm	B mm	ESPESOR mm	PESO Kg/m	AREA cm <sup>2</sup>	I cm <sup>4</sup>	W cm <sup>3</sup>	I cm <sup>4</sup>	W cm <sup>3</sup>	I cm <sup>4</sup>	
20	40	1,2	1,09	1,32	2,61	1,30	1,12	0,88	0,83	
20	40	1,5	1,35	1,65	3,26	1,63	1,40	1,09	0,81	
20	40	2,0	1,78	2,14	4,04	2,02	1,37	1,33	0,79	
25	50	1,5	1,71	2,10	6,39	2,56	1,74	2,19	1,02	
25	50	2,0	2,25	2,74	8,37	3,35	1,75	2,80	1,01	
25	50	3,0	3,30	4,14	12,56	5,02	1,74	3,99	0,99	
30	50	1,5	1,86	2,25	7,27	2,91	1,80	3,32	1,21	
30	50	2,0	2,41	2,94	9,52	3,61	1,80	4,26	1,21	
30	50	3,0	3,30	4,21	12,78	5,11	1,74	5,66	1,16	
30	70	2,0	3,03	3,74	22,20	6,34	2,44	5,85	1,25	
30	70	3,0	4,46	5,41	30,50	8,71	2,37	7,84	1,20	
40	60	1,5	2,29	2,91	14,90	4,97	2,26	7,94	1,65	
40	60	2,0	3,03	3,74	16,08	6,13	2,22	9,81	1,62	
40	60	3,0	4,48	5,41	25,31	8,44	2,16	13,37	1,57	
30	70	1,5	2,34	2,91	18,08	5,17	2,49	4,76	1,28	
30	70	2,0	2,93	3,74	22,20	6,34	2,44	5,85	1,25	
30	70	3,0	4,25	5,41	30,50	8,71	2,37	7,84	1,20	
40	80	1,5	2,76	3,74	31,75	7,94	2,91	10,77	1,70	
40	80	2,0	3,66	4,54	37,32	9,33	2,87	12,70	1,67	
40	80	3,0	5,42	6,61	52,16	13,04	2,81	17,49	1,63	
50	100	2,0	4,52	5,74	74,94	14,99	3,61	25,65	2,11	
50	100	3,0	6,71	8,41	106,34	21,27	3,56	35,97	2,07	
50	150	2,0	6,17	7,74	207,45	27,66	5,18	37,17	2,19	
50	150	3,0	9,17	11,41	298,35	39,76	5,11	52,54	2,15	



Fuente: Catalogo Dipac, pag 32.

**Cuadro 5: PLANCHAS PL.**

**PLANCHAS  
PL**



REDUCCION DE FRACCIONES DE PULGADAS A MILIMETROS		
PULGADAS	MILIMETROS	PULGADAS MILIMETROS
1/128	= 0.20	25/64 = 9.92
1/64	= 0.40	13/32 = 10.32
3/128	= 0.60	27/64 = 10.72
1/40	= 0.64	7/16 = 11.11
1/32	= 0.79	29/64 = 11.51
1/25	= 1.02	15/32 = 11.91
3/64	= 1.19	31/64 = 12.30
1/20	= 1.27	1/2 = 12.70
1/16	= 1.59	33/64 = 13.10
5/64	= 1.98	17/32 = 13.49
3/32	= 2.38	35/64 = 13.89
7/64	= 2.78	9/16 = 14.29
1/8	= 3.18	37/64 = 14.68
9/64	= 3.57	19/32 = 15.08
5/32	= 3.97	39/64 = 15.48
11/64	= 4.37	5/8 = 15.88
3/16	= 4.76	41/64 = 16.27
13/64	= 5.16	21/32 = 16.67
7/32	= 5.56	46/64 = 17.07
15/64	= 5.95	11/16 = 17.46
1/4	= 6.35	45/64 = 17.86
17/64	= 6.75	23/32 = 18.26
9/32	= 7.14	47/64 = 18.65
19/64	= 7.54	3/4 = 19.05
5/16	= 7.94	49/64 = 19.45
21/64	= 8.33	25/32 = 19.84
11/32	= 8.73	51/64 = 20.24
23/64	= 9.13	13/16 = 20.64
3/8	= 9.53	53/64 = 21.03
		27/32 = 21.43
		55/64 = 21.83
		7/8 = 22.23
		57/64 = 22.62
		29/32 = 23.02
		59/64 = 23.42
		15/16 = 23.81
		61/64 = 24.21
		61/32 = 24.61
		63/64 = 25.00
		1 = 25.40
		11/10 = 27.00
		11/8 = 28.60
		18/16 = 30.20
		11/4 = 31.70
		15/16 = 33.30
		13/8 = 34.90
		17/16 = 36.50
		11/2 = 38.10
		19/10 = 39.70
		15/8 = 41.30
		111/16 = 42.90
		13/4 = 44.40
		113/16 = 46.00
		17/8 = 47.60
		115/16 = 49.20
		2 = 50.80

DIMENSIONES EN (mm) PESOS			
ANCHO	LARGO	ESPESOR	KG
1220	2440	2	46.74
1220	2440	3	70.10
1220	2440	4	93.47
1500	2440	4	114.92
1220	2440	5	116.84
1500	2440	5	143.66
1800	2440	5	172.39
1220	2440	6	140.21
1500	2440	6	172.39
1800	2440	6	206.86
1220	2440	8	186.94
1500	2440	8	229.85
1800	2440	8	275.82
1220	2440	10	233.68
1500	2440	10	287.31
1800	2440	10	344.77
1220	6000	12	689.64

Fuente: Catalogo Dipac, pag 15.

## Anexos F.

Tabla 1: Cuadro comparativo de pesos

Análisis de los pesos de las motocicletas				
#	TIPO	MOTOCICLETAS	CILINDRAJE (CC)	PESO (Kg)
1	BOULEVARD	,250	249	137
2	BOULEVARD	S 40	652	160
3	BOULEVARD	M 50	805	247
4	BOULEVARD	M 109 R	1783	319
5	SCOOTERS	AKIRA	49	67
6	SCOOTERS	AN 125 HK	124	108
7	SCOOTERS	BURGMAN 400	400	199
8	URBANA	SMASH REVO	110	95
9	URBANA	GN 125	124	107
10	URBANA	EN-125 2ª	124	116
11	URBANA	TS 185	183	102
12	URBANA	DR 200 SE	199	113
13	GSX-R	GSX-R600	599	163
14	GSX-R	GSX-R1000	999	172
15	GSX-R	HAYABUSA	1340	220
16	TRABAJO	AX 100	98	82
17	TRABAJO	VIVAX 115	109	95
18	TRABAJO	HURACAN EN 125	124	114
19	CROSS Y ENDURO	RM 85	84.7	65
20	CROSS Y ENDURO	RMZ 250	249	92
21	CROSS Y ENDURO	RMZ 450	449	101.5
22	CIUDAD Y TURISMO	SV 650 S	645	172
23	CIUDAD Y TURISMO	B-KING	1340	235
24	TURISMO	V STROM 650	645	194
25	TURISMO	V STROM 1000	996	208

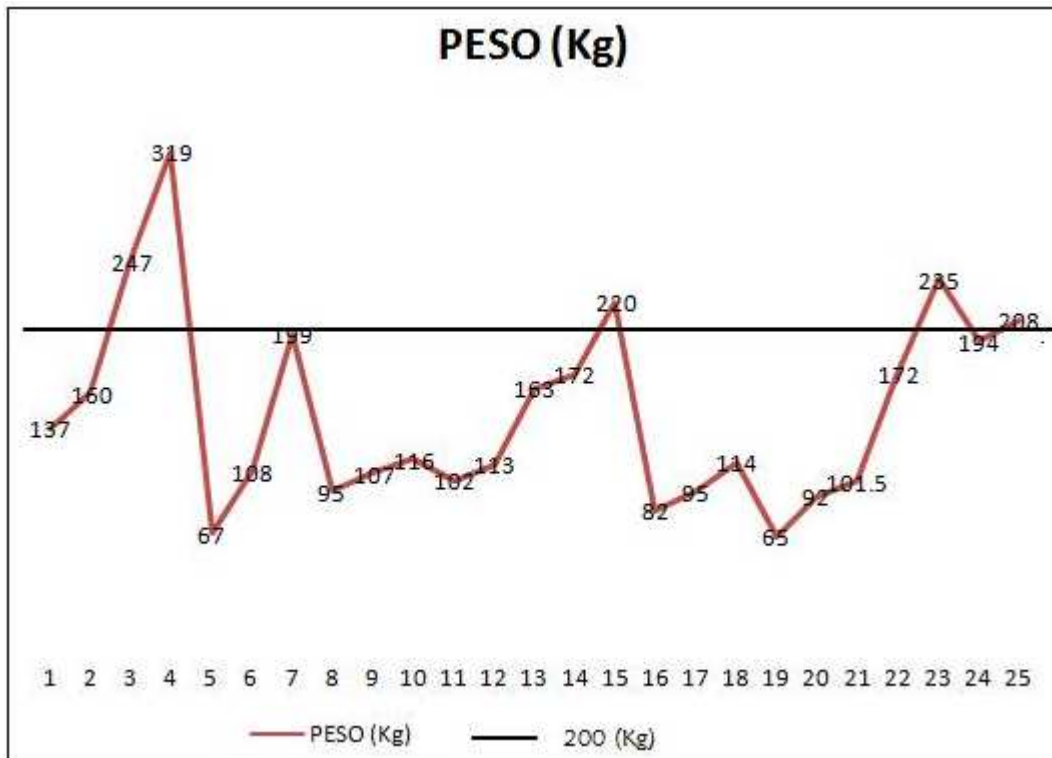
Fuente propia.

Tabla 2: Análisis de los pesos.

Peso promedio	147.34
Peso mínimo	65
Peso máximo	319

Fuente propia.

**Gráfico 1: Análisis de pesos**



Fuente propia.

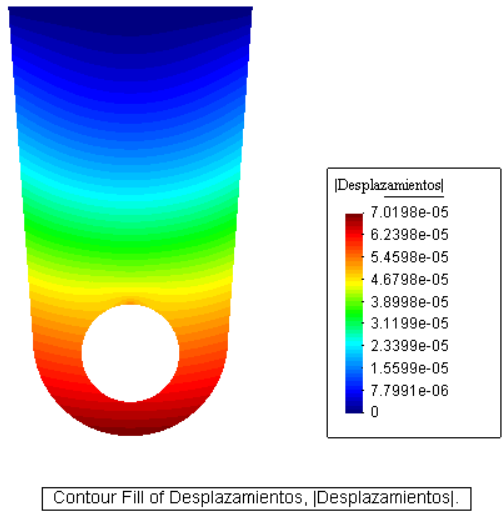
El análisis de los pesos de las motocicletas nos da como resultado que cinco tipos de motocicletas se desvían de un promedio general, el cual abarca el resto de las motocicletas, en conclusión el peso promedio de las motocicletas seleccionado para el diseño es 200 Kilogramos.

## Anexos G.

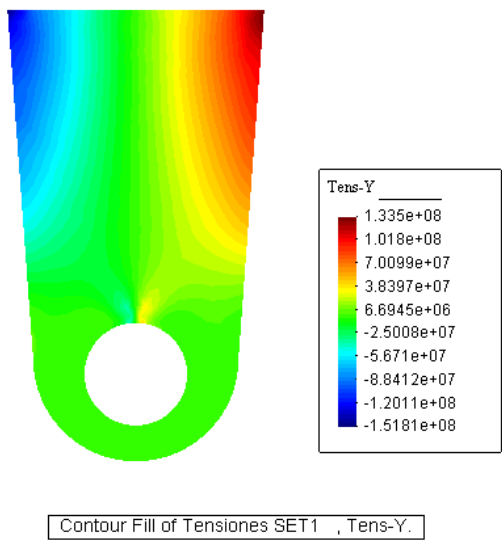
### ANÁLISIS DE LA PLACA POSTERIOR DE LA SUSPENSIÓN.

#### CASO 1.

**Gráfico 1: Desplazamientos.**

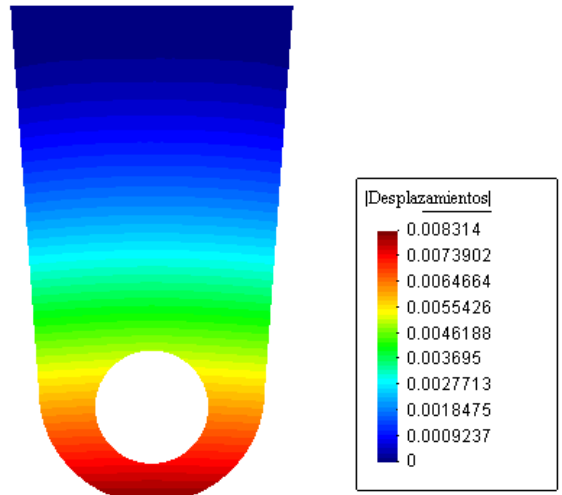


**Gráfico 2: Esfuerzos principales.**



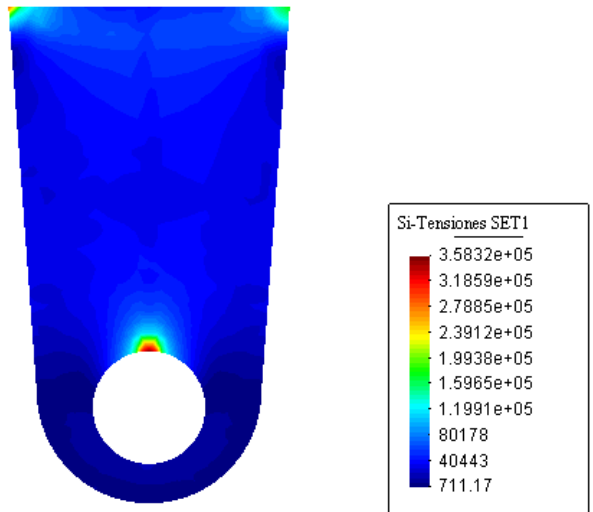
**CASO 2.**

**Gráfico 3: Desplazamientos.**



Contour Fill of Desplazamientos, |Desplazamientos|.

Gráfico 4: Esfuerzos principales.

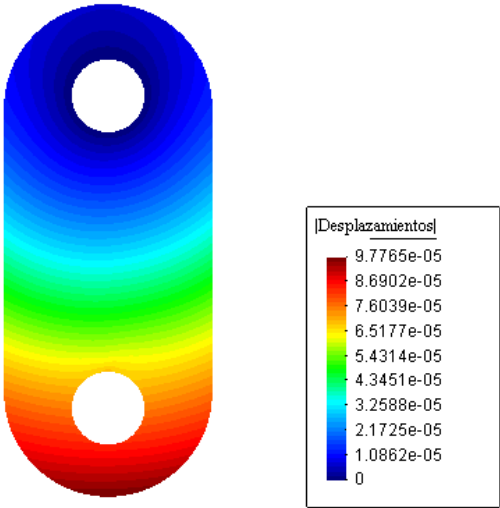


Contour Fill of Tensiones SET1, SI-Tensiones SET1.

### ANÁLISIS DEL COLGANTE DE LA SUSPENSIÓN.

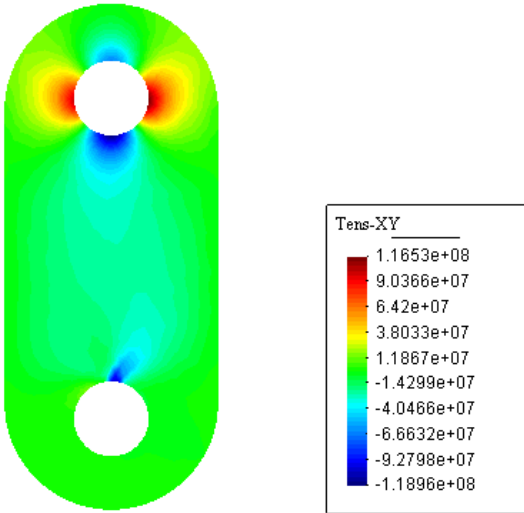
#### CASO 1.

Gráfico 5: Desplazamientos.



Contour Fill of Desplazamientos, |Desplazamientos|.

Gráfico 6: Esfuerzos principales.



Contour Fill of Tensiones SET1 , Tens-XY.

CASO 2.

Gráfico 7: Desplazamientos.

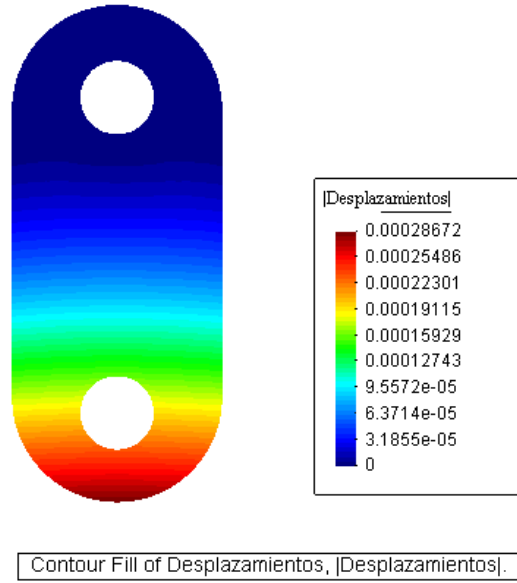
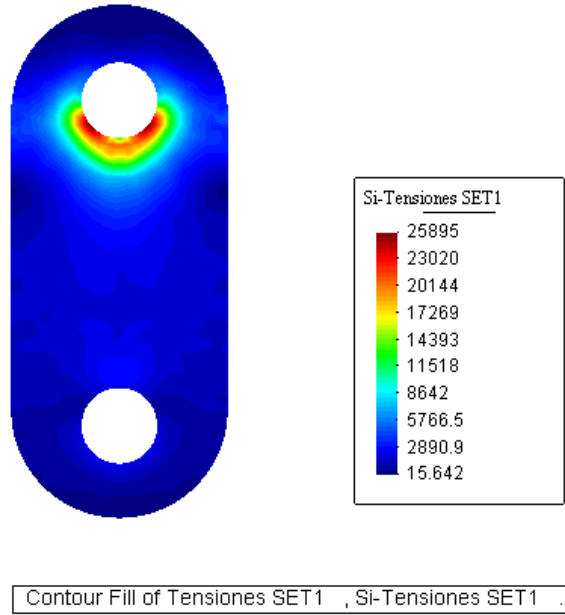


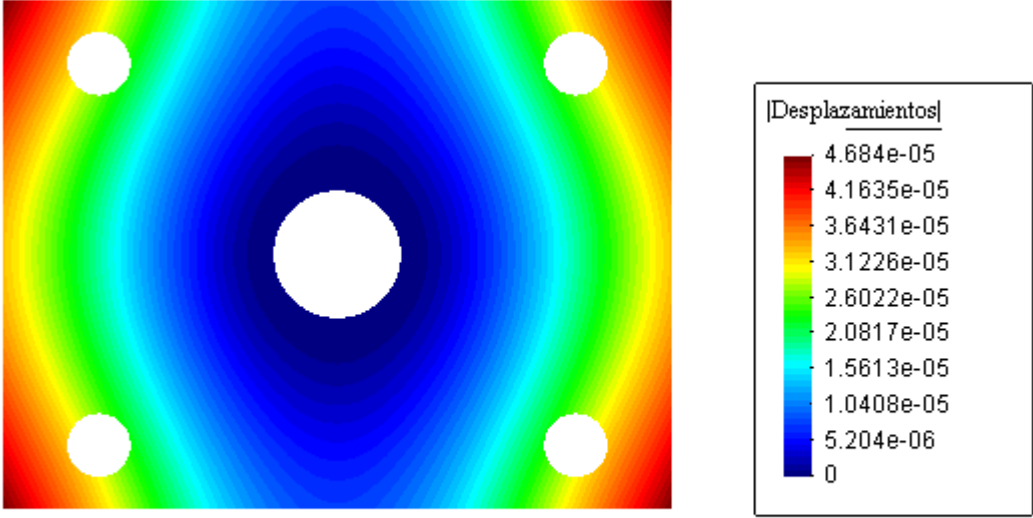
Gráfico 8: Esfuerzos principales.



**ANÁLISIS DE LA PLACA SOPORTE PAQUETE-EJE CENTRAL.**

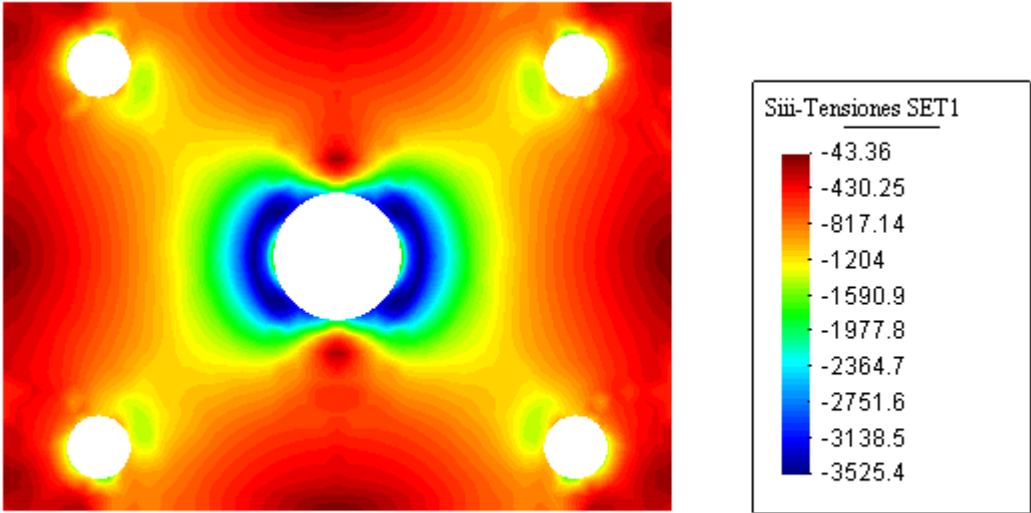
Gráfico 9: Desplazamientos.





Contour Fill of Desplazamientos, [Desplazamientos].

**Gráfico 10: Esfuerzos principales.**



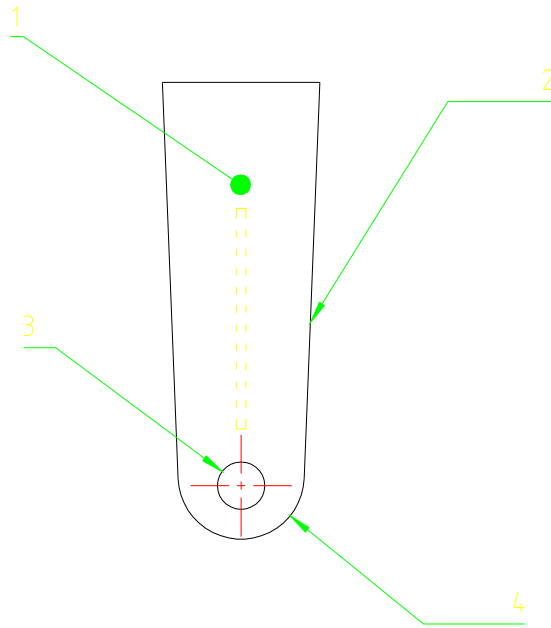
Contour Fill of Tensiones SET1 , Siii-Tensiones SET1 .

# **ANEXOS H**

## **Hojas de procesos**

**Hoja 1:** Placa delantera de la suspensión

CONJUNTO REMOLQUE PARA DOS MOTOCICLETAS	ELEMENTO  PLACA DELANTERA	No. DE PLANO 1.2544-45.001	CANTIDAD  4	MATERIAL  ACERO A-36
---	------------------------------------	----------------------------------	-------------------	----------------------------



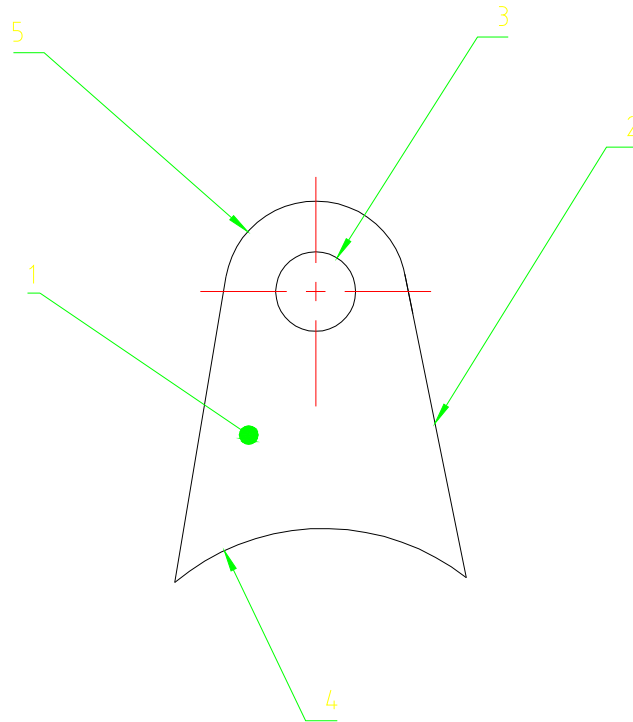
SUPERFICIE	OPERACIÓN	VELOCIDAD (rpm)	# PASADAS	TIEMPO (min)
1	Trazado			10
2	Corte con sierra			40
3	Taladrado	355	3	20
4	Esmerilado	3600		40

CONJUNTO REMOLQUE PARA DOS MOTOCICLETAS	ELEMENTO PLACA POSTERIOR	No. DE PLANO 1.2544-45.001	CANTIDAD 4	MATERIAL ACERO A-36
SUPERFICIE	OPERACIÓN	VELOCIDAD (rpm)	# PASADAS	TIEMPO (min)
1	Trazado			10
2	Corte con sierra			40
3	Taladrado	355	4	20
4	Prensado			20
5	Esmerilado	3600		40

CONJUNTO REMOLQUE PARA DOS MOTOCICLETAS	ELEMENTO EJE CENTRAL	No. DE PLANO 1.2544-45.003	CANTIDAD 1	MATERIAL ACERO A-36
SUPERFICIE	OPERACIÓN	VELOCIDAD (rpm)	# PASADAS	TIEMPO (min)
1	Corte con sierra L=1500mm			10
2	Refrentado	136	2	20
3	Cilindrado interno L=100	136	1	20
4	Soldadura de soporte inf. del amortiguador		1	20
5	Soldadura de asientos de paquete		1	20

Hoja 4: Soporte inferior del amortiguador

CONJUNTO REMOLQUE PARA DOS MOTOCICLETAS	ELEMENTO SOPORTE INFERIOR DEL AMORTIGUADOR	No. DE PLANO 1.2544-45.003	CANTIDAD 4	MATERIAL ACERO A-36
---	--	----------------------------	------------	---------------------



SUPERFICIE	OPERACIÓN	VELOCIDAD (rpm)	# PASADAS	TIEMPO (min)
1	Trazado			10
2	Corte con sierra			40
3	Taladrado	355	3	20
4	Limado		1	10
5	Esmerilado	3600		40

# ANEXOS H

## W.P.S.

Nombre Compañía: EPN WPS No. 001 Según Norma: AWS D1.1 - 2004	No Identificación: EPN 001 Fecha: 2009 – 01 - 12 Realizado por: López - Morillo Organización: Escuela Politécnica Nacional
<p style="text-align: center;">Junta Utilizada</p> Tipo de junta: A tope Placa de respaldo: si                      no X Preparar bisel:    si                      no X Tipo de ranura: Abertura de raíz: 3mm	<p style="text-align: center;">Técnica de soldadura</p> Proceso de soldadura: SMAW Califica a:                      SMAW Tipo de soldadura: Manual X    Semiautomática    Automática Soldadura a: Un lado X                      Dos lados

<p>Nombre Compañía: EPN WPS No. 002 Según Norma: AWS D1.1 - 2004</p>	<p>No Identificación: EPN 002 Fecha: 2009 – 01 - 12 Realizado por: López - Morillo Organización: Escuela Politécnica Nacional</p>
<p style="text-align: center;">Junta Utilizada</p> <p>Tipo de junta: <u>A tope</u> Placa de respaldo: si                      no X Preparar bisel:    si                      no X Tipo de ranura: Abertura de raíz: 3mm</p>	<p style="text-align: center;">Técnica de soldadura</p> <p>Proceso de soldadura: SMAW Califica a:                      SMAW Tipo de soldadura: Manual X    Semiautomática    Automática Soldadura a: Un lado X                      Dos lados</p>



<p>Nombre Compañía: EPN  WPS No. 003  Según Norma: AWS D1.1 - 2004</p>	<p>No Identificación: EPN 003  Fecha: 2009 – 01 - 12  Realizado por: López - Morillo  Organización: Escuela Politécnica Nacional</p>
<p style="text-align: center;"><b>Junta Utilizada</b></p> <p>Tipo de junta: A tope  Placa de respaldo: si                      no X  Preparar bisel:    si                      no X  Tipo de ranura:  Abertura de raíz: 3mm.  Talón:                      3mm  Angulo de ranura: 90° (+1°)</p>	<p style="text-align: center;"><b>Técnica de soldadura</b></p> <p>Proceso de soldadura: SMAW  Califica a:                      SMAW  Tipo de soldadura:  Manual X    Semiautomática    Automática  Soldadura a: Un lado X                      Dos lados  Cordón de respaldo: si                      no X  Limpieza:</p>

<p>Nombre Compañía: EPN WPS No. 004 Según Norma: AWS D1.1 - 2004</p>	<p>No Identificación: EPN 004 Fecha: 2009 – 01 - 12 Realizado por: López - Morillo Organización: Escuela Politécnica Nacional</p>
<p style="text-align: center;">Junta Utilizada</p> <p>Tipo de junta: A tope Placa de respaldo: si                      no X Preparar bisel: si                      no X Tipo de ranura:   Abertura de raíz: 3mm   Talón: 3mm   Angulo de ranura: 90° (+10° - 0°) Método: Oxicorte, amolado</p>	<p style="text-align: center;">Técnica de soldadura</p> <p>Proceso de soldadura: SMAW Califica a: SMAW Tipo de soldadura: Manual X    Semiautomática    Automática Soldadura a: Un lado X                      Dos lados Cordón de respaldo: si                      no X Limpieza: Pase de raíz: Grata</p>

<p>Nombre Compañía: EPN  WPS No. 005  Según Norma: AWS D1.1 - 2004</p>	<p>No Identificación: EPN 005  Fecha: 2009 - 01 - 12  Realizado por: López - Morillo  Organización: Escuela Politécnica Nacional</p>
<p style="text-align: center;">Junta Utilizada</p> <p>Tipo de junta: <u>A tope</u>  Placa de respaldo: si                      no X  Preparar bisel:    si                      no X  Tipo de ranura:    Abertura de raíz: 3mm    Talón:                      3mm    Angulo de ranura: 90° (±1°)  Método: Sierra, amolado</p>	<p style="text-align: center;">Técnica de soldadura</p> <p>Proceso de soldadura: SMAW  Califica a:                      SMAW  Tipo de soldadura:  Manual X    Semiautomática    Automática  Soldadura a: Un lado X                      Dos lados  Cordón de respaldo: si                      no X  Limpieza:  Pase de raíz:                      Grata  Pases siguientes: Grata</p>
<p style="text-align: center;">Metal Base</p>	

<p>Nombre Compañía: EPN WPS No. 006 Según Norma: AWS D1.1 - 2004</p>	<p>No Identificación: EPN 006 Fecha: 2009 – 01 - 12 Realizado por: López - Morillo Organización: Escuela Politécnica Nacional</p>
<p style="text-align: center;">Junta Utilizada</p> <p>Tipo de junta: A tope Placa de respaldo: si                      no X Preparar bisel:    si                      no X Tipo de ranura:   Abertura de raíz: 1mm   Talón:                      1mm   Angulo de ranura: 90° (± 0.5°) Método: Sierra, amolado</p>	<p style="text-align: center;">Técnica de soldadura</p> <p>Proceso de soldadura: SMAW Califica a:                      SMAW Tipo de soldadura: Manual X    Semiautomática    Automática Soldadura a: Un lado X                      Dos lados Cordón de respaldo: si                      no X Limpieza: Pase de raíz:                      Grata Pases siguientes: Grata</p>
<p style="text-align: center;">Metal Base</p> <p>Especificación: ASTM Grado = A-36 No. P = 1</p>	

<p>Nombre Compañía: EPN WPS No. 007 Según Norma: AWS D1.1 - 2004</p>	<p>No Identificación: EPN 007 Fecha: 2009 – 01 - 12 Realizado por: López - Morillo Organización: Escuela Politécnica Nacional</p>
<p style="text-align: center;">Junta Utilizada</p> <p>Tipo de junta: A tope Placa de respaldo: si                      no X Preparar bisel:    si                      no X Tipo de ranura:   Abertura de raíz: 1mm   Talón:                      1mm   Angulo de ranura: 90° ( ± 0.5°) Método: Sierra, amolado</p>	<p style="text-align: center;">Técnica de soldadura</p> <p>Proceso de soldadura: SMAW Califica a:                      SMAW Tipo de soldadura: Manual X    Semiautomática    Automática Soldadura a: Un lado X                      Dos lados Cordón de respaldo: si                      no X Limpieza: Pase de raíz:                      Grata Pases siguientes: Grata</p>
<p style="text-align: center;">Metal Base</p> <p>Especificación: ASTM Grado = A-36 No. P = 1 No. Grado = 1</p>	<p style="text-align: center;">Posición de soldadura</p> <p>Posición: 1G</p>

<p>Nombre Compañía: EPN WPS No. 008 Según Norma: AWS D1.1 - 2004</p>	<p>No Identificación: EPN 008 Fecha: 2009 – 01 - 12 Realizado por: López - Morillo Organización: Escuela Politécnica Nacional</p>
<p style="text-align: center;">Junta Utilizada</p> <p>Tipo de junta: <u>A tope</u> Placa de respaldo: si                      no X Preparar bisel:    si                      no X Tipo de ranura:   Abertura de raíz: 1mm   Talón:                      1mm   Angulo de ranura: 90° (±0.5°) Método: Sierra, amolado</p>	<p style="text-align: center;">Técnica de soldadura</p> <p>Proceso de soldadura: SMAW Califica a:                      SMAW Tipo de soldadura: Manual X    Semiautomática    Automática Soldadura a: Un lado X                      Dos lados Cordón de respaldo: si                      no X Limpieza: Pase de raíz:                      Grata Pases siguientes: Grata</p>
<p style="text-align: center;">Metal Base</p> <p>Especificación: ASTM   Grado = A-36   No. P = 1   No. Grado = 1 Espesor:                      2mm</p>	<p style="text-align: center;">Posición de soldadura</p> <p>Posición:                      1G Progresión: Izquierda a derecha Técnica: Un pase X                      Varios pases</p>
<p style="text-align: center;">Metal de aporte</p> <p>Diámetro:                      1/8 in (2mm)</p>	

Nombre Compañía: EPN WPS No. 009 Según Norma: AWS D1.1 - 2004	No Identificación: EPN 009 Fecha: 2009 – 01 - 12 Realizado por: López - Morillo Organización: Escuela Politécnica Nacional
<p style="text-align: center;">Junta Utilizada</p> Tipo de junta: A tope Placa de respaldo: si                      no X Preparar bisel:    si                      no X Tipo de ranura: Abertura de raíz: 1mm Talón:                      1mm Angulo de ranura: 90° (±0.5°) Método: Sierra, amolado	<p style="text-align: center;">Técnica de soldadura</p> Proceso de soldadura: SMAW Califica a:                      SMAW Tipo de soldadura: Manual X    Semiautomática    Automática Soldadura a: Un lado X                      Dos lados Cordón de respaldo: si                      no X Limpieza: Pase de raíz:    Grata Pases siguientes: Grata
<p style="text-align: center;">Metal Base</p> Especificación: ASTM Grado = A-36 No. P = 1 No. Grado = 1 Espesor:                      3mm	<p style="text-align: center;">Posición de soldadura</p> Posición:                      1G Progresión: Izquierda a derecha Técnica: Un pase                      X                      Varios pases
<p style="text-align: center;">Metal de aporte</p> Diámetro:                      1/8 in, Denominación AWS: F6011	Precalentamiento:                      N/A

<p>Nombre Compañía: EPN WPS No. 010 Según Norma: ASME IX-2001</p>	<p>No Identificación: EPN 010 Fecha: 2009 – 01 - 12 Realizado por: López - Morillo Organización: Escuela Politécnica Nacional</p>
<p style="text-align: center;">Junta Utilizada</p> <p>Tipo de junta: <u>A tope</u> Placa de respaldo: si                      no X Preparar bisel:    si X                      no Tipo de ranura:   Abertura de raíz: <u>1mm</u>   Talón:                      <u>1mm</u>   Angulo de ranura: <u>90°</u> Método: Sierra, amolado</p>	<p style="text-align: center;">Técnica de soldadura</p> <p>Proceso de soldadura: SMAW Califica a:                      SMAW Tipo de soldadura: Manual X    Semiautomática    Automática Soldadura a: Un lado X                      Dos lados Cordón de respaldo: si                      no X Limpieza: Pase de raíz:                      Grata Pases siguientes: Grata</p>
<p style="text-align: center;">Metal Base</p> <p>Especificación: ASTM   Grado = A-36   No. P = 1   No. Grado = 1 Espesor:                      3mm</p>	<p style="text-align: center;">Posición de soldadura</p> <p>Posición:                      1G Progresión: Izquierda a derecha Técnica: Un pase X                      Varios pases</p>
<p style="text-align: center;">Metal de aporte</p> <p>Diámetro:                      1/8 in(3mm) Denominación AWS: E6011 Denominación Comercial: AGA C-13 Clasificación:</p>	<p>Pre calentamiento:                      N/A Tiempo entre pases:                      N/A</p>



# **ANEXOS J**

# Formato del Protocolo de pruebas

PROTOCOLO DE PRUEBAS N°	
VEHICULO - REMOLQUE	
SOLICITANTE	
EMPRESA CALIFICADORA	<b>DIMAC</b>
RESPONSABLE	
FECHA	
LUGAR	
FOTOGRAFÍA DEL REMOLQUE DE ANÁLISIS (ESQUEMA)	

PROTOCOLO DE PRUEBAS N° (hoja 2)

INSPECCIÓN VISUAL (SIN CARGA)		Aprueba		Observaciones
		si	no	
Dimensiones Generales				
Largo Total	(      )			
Ancho Total	(      )			
Altura Máxima	(      )			
Cordones de Soldadura				
Cordón N°				
Cordón N°				
Cordón N°				
Cordón N°				
Sistema de Sujeción de Ruedas				
Sistema de Sujeción de Carga				
Sistema Eléctrico de Señalización				

PROTOCOLO DE PRUEBAS N° (hoja 3)

TIPO DE PRUEBA			Aprueba		Observaciones
			si	no	
PRUEBAS CARGA MÍNIMA ( )					
Evaluación de estructura					
Centricidad de Eje					
Evaluación Sistema Suspensión					
Estabilidad del prototipo					
Sistema Sujeción Carga					
Cordones de Soldadura					
Cordón N°					
Cordón N°					
Cordón N°					
Cordón N°					
PRUEBAS CARGA MÁXIMA ( )					

PROTOCOLO DE PRUEBAS N° (hoja 4)

TIPO DE PRUEBA	Aprueba		Observaciones
	si	no	
OTRAS PRUEBAS ( )			
Evaluación de estructura			
Sistema de Rodadura			
Evaluación Sistema Suspensión			
Estabilidad del prototipo			
Sistema Sujeción Carga			
Cordones de Soldadura			
Cordón N°			
Cordón N°			
Cordón N°			
Cordón N°			

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

--

# **ANEXOS K**

## **Planos**

# de Montaje