

**UNIVERSIDAD POLITÉCNICA SALESIANA
SEDE QUITO
FACULTAD DE INGENIERÍAS
CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA**

**TESIS PREVIA A LA OBTENCIÓN DEL TÍTULO DE
“INGENIERO MECÁNICO”**

TEMA:

**DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN VEHÍCULO PUBLICITARIO PARA
UNA PERSONA CON CAPACIDADES ESPECIALES**

AUTORES:

**DANNY GUILLERMO TIPANTUÑA LOACHAMIN Y
CHRISTIAN FERNANDO VÁSQUEZ OBANDO**

DIRECTOR:

ING. FABIO OBANDO

QUITO, JULIO 2013

Certifico que el presente trabajo ha sido realizado
en su totalidad por los señores:

Danny Guillermo Tipantuña Loachamin y
Christian Fernando Vásquez Obando.

Los conceptos desarrollados, análisis, cálculos
realizados, conclusiones y recomendaciones del
presente trabajo son de exclusiva responsabilidad
de los autores.

Ing. Fabio Obando

DIRECTOR DE TESIS

DECLARACIÓN

Nosotros, Danny Guillermo Tipantuña Loachamin y Christian Fernando Vásquez Obando, declaramos que el trabajo realizado es de nuestra autoría, que no ha sido previamente presentado y que se ha consultado referencias bibliográficas que se incluyen en el presente documento.

A través de esta declaración, cedemos el derecho de propiedad intelectual correspondiente de este trabajo a la Carrera de “Ingeniería Mecánica” de la Universidad Politécnica Salesiana, según lo establecido por la Ley de Propiedad Intelectual, por su reglamento y por la normatividad vigente.

Danny Tipantuña
1720793171

Christian Vásquez
1718316076

DEDICATORIA

Este proyecto va dedicado a todas aquellas personas, que de una u otra manera nos acompañaron durante este gran reto, especialmente a nuestras familias, pilar fundamental, donde se generó fortaleza e inspiración para la culminación de este gran proyecto.

A ustedes por su apoyo, amor y comprensión, en los momentos alegres y tristes, por sus consejos que siempre estuvieron y estarán presentes en cada decisión de nuestras vidas, por la confianza entregada un día que durará toda la vida.

AGRADECIMIENTO

A nuestros padres por darnos toda la confianza, y por su trabajo arduo, que nos permitieron luchar por conseguir nuestros ideales, por guiar día a día nuestro camino.

A nosotros como futuros profesionales hicimos posible el desarrollo de esta tesis.

A nuestra prestigiosa “Universidad Politécnica Salesiana”, por capacitarnos y por su perseverante labor en beneficio de la Educación Superior del País.

A los docentes de la Universidad Politécnica Salesiana que me supieron impartir sus conocimientos y amistad a lo largo de toda la carrera.

PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA

Actualmente en el Ecuador el transporte de personas con incapacidad física motriz inferior ha sido uno sector que indica la falta de atención, debido a que no pueden movilizarse con facilidad a lugares al menos dentro de la zona urbana cerca de los centros médicos de atención y zonas de socialización.

Las personas registradas en el CONADIS representan el 2.49% de la población del Ecuador, considerando que tienen derecho a la plena integración social, a ser útiles y productivos, a recibir un salario justo que les permita vivir con dignidad, y que es obligación del Estado garantizar que las personas con alguna capacidad especial puedan beneficiarse de una adecuada evaluación de sus aptitudes, habilidades y destrezas, que permita diseñar programas de rehabilitación e integración profesional y facilite su inserción o reinserción laboral.

Dicho inconveniente ocasiona una molestia para los familiares y amigos quienes conviven y tienen que transportar constantemente afectando directamente a la persona con discapacidad física al sentirse una carga para la familia.

JUSTIFICACIÓN

REMOLQUES VÁSQUEZ ha creado varias alternativas publicitarias móviles, lo que permite crear un vehículo publicitario existiendo la necesidad de tener un estudio técnico que respalde el proceso de construcción en base a los conocimientos adquiridos.

En la actualidad las personas con discapacidad física inferior son transportadas obligatoriamente por una segunda persona y no pueden conducir un vehículo por la falta de movimiento en las extremidades inferiores; con respecto a vehículos con el mecanismo para este tipo de personas solo existen vehículos importados bajo pedido, una de las ventajas del diseño del vehículo dirigido a personas con discapacidad física inferior es para lograr obtener un puesto laboral, realizando una actividad publicitaria, que pueda mejorar su autonomía de movilización y desempeñarse en una función laboral dentro de una zona urbana.

OBJETIVOS

OBJETIVO GENERAL

Diseñar y construir un vehículo publicitario para una persona con capacidades especiales.

OBJETIVOS ESPECÍFICOS

- Construir un sistema de mandos para conducir el vehículo utilizando las extremidades superiores (manos).
- Diseñar un vehículo para realizar publicidad en la zona urbana, con capacidad de carga 98 Kg y velocidad máxima 50 km/h.
- Analizar y estudiar la comodidad, facilidad, seguridad del conductor considerando que es una persona que tiene discapacidad física inferior.

ALCANCE

Con el diseño de este vehículo se piensa construir un ejemplar que permita transportar una persona con capacidades especiales dentro de la zona urbana para que logre movilizarse conduciendo por su cuenta propia. Se realizará en su totalidad un diseño que permita una construcción de fácil operación y montaje para las personas que estén beneficiadas con este proyecto.

En el diseño y construcción del vehículo publicitario para una persona con capacidades especiales se considerará:

- Estudio de aceptación por personas discapacitadas.
- Diseño y construcción de estructura para el vehículo.
- Selección de potencia de motor.
- Estudio de impacto y aceptación de empresas publicitarias.
- Elaboración de planos.
- Selección de los elementos normalizados para el vehículo.
- Garantizar, seguridad en la vía
- Buscar economía del vehículo en su precio final.
- Posicionamiento cómodo del sistema de operación.

HIPÓTESIS

HIPÓTESIS GENERAL

El vehículo publicitario será diseñado para proporcionar movilidad a una persona con discapacidad física inferior, generando una fuente de empleo que beneficia a la persona dirigida con este proyecto.

HIPÓTESIS ESPECÍFICAS

- La falta de creación de proyectos para este sector de la población y mediante los datos del CONADIS, los cuales nos orientan a desarrollar un diseño de un vehículo de transporte para estas personas.
- Las condiciones para el diseño y construcción de este vehículo se basa en la necesidad de un discapacitado, para así crear y seleccionar correctamente las condiciones de diseño y construcción del vehículo.
- Se utilizará toda la información técnica adecuada que se obtenga tanto de manuales, catálogos y normas establecidas.

RESUMEN

El presente trabajo está enfocado en diseñar y construir un prototipo de vehículo para brindar una solución integral al problema de transporte de personas con discapacidad física inferior, consideradas como carga familiar, olvidadas por la sociedad, desempleadas, esto debido a la falta de no disponer de una movilización autónoma o un vehículo adaptado que puedan conducir para trasladarse a lugares de socialización, trabajos y atención de servicios públicos.

Este vehículo publicitario planteado en esta tesis y su implementación permitirá satisfacer la auto-movilización requerida por este tipo de personas en la zona urbana, con una discapacidad del conductor de hasta 50% mejorando la calidad de vida y generar un medio laboral.

El diseño del vehículo se realizara en función del peso del mismo más el de una persona, para una velocidad de 50Km/h y la facilidad para que el chófer logre subir y conducir mediante un mecanismo para mandos utilizando las extremidades superiores, en cuanto al vehículo es liviano y pequeño, tiene un espacio para realizar publicidad, puede llevar una carga ligera, tiene un motor económico, utiliza elementos de un cuadron y motocicleta, de esta manera pueda realizar un recorrido diario económico para tener un mayor rendimiento. Con respecto al permiso de manejo el conductor deberá ser evaluado para verificar su capacidad de realizar esta actividad.

ÍNDICE GENERAL

CAPITULO I.....	1
1 MARCO TEÓRICO.....	1
1.1.1 MOVILIZACIÓN DE PERSONAS CON CAPACIDAD ESPECIALES.....	1
1.1.2 CARACTERÍSTICAS DEL USUARIO A DESARROLLAR.....	3
1.1.3 PUBLICIDAD.....	4
1.1.3 PUBLICIDAD MÓVIL.....	4
1.2 VEHÍCULO.....	5
1.2.1 CLASIFICACIÓN DE VEHÍCULOS.....	6
1.3 MÉTODO DE PROPULSIÓN.....	7
1.4 VEHÍCULO UNIPERSONAL.....	7
1.4.1 DESCRIPCIÓN DEL VEHÍCULO.....	8
1.4.2 VENTAJAS Y DESVENTAJAS.....	10
1.5 BENEFICIOS DE VEHÍCULO.....	11
1.5.1 REDUCCIÓN DE LA CONTAMINACIÓN AMBIENTAL.....	11
1.5.2 IMPUESTOS.....	12
1.5.3 MANTENIMIENTO.....	12
1.6 EFICIENCIA DE UN VEHÍCULO DE COMBUSTIÓN INTERNA.....	12
1.7 SISTEMAS DEL VEHÍCULO.....	13
1.7.1 PARTES PRINCIPALES.....	14
1.7.2 SISTEMA MOTRIZ.....	15
1.7.3 SISTEMA DE FRENOS.....	17
1.7.4 SISTEMA SUSPENSIÓN.....	17
1.7.5 SISTEMA DE DIRECCIÓN.....	20
CAPITULO II.....	22
2 ESTUDIO Y SELECCIÓN DE ALTERNATIVAS.....	22

2.1 MÉTODO UTILIZADO.....	22
2.2 ANÁLISIS Y SELECCIÓN DE ALTERNATIVAS.....	23
2.2.1 PARÁMETROS FUNDAMENTALES PARA DEFINIR EL VEHÍCULO.....	23
2.2.2 PARÁMETROS DE DISEÑO.....	24
2.3 SISTEMAS A ANALIZAR.....	25
2.4 GEOMETRÍA PARA EL VEHÍCULO.....	25
2.4.1 ALTERNATIVA A.-VEHÍCULO UNIPERSONAL.....	26
2.4.2 ALTERNATIVA B.-COCHE ELÉCTRICO ENTRADA LATERAL.....	28
2.4.3 ALTERNATIVA C.-TRICIMOTO.....	29
2.4.4 SELECCIÓN DE LA MEJOR ALTERNATIVA.....	31
2.5 SISTEMA DE SUSPENSIÓN.....	31
2.5.1 ALTERNATIVA A: SISTEMA CON BALLESTA.....	32
2.5.2 ALTERNATIVA B: SISTEMA MCPHERSON.....	33
2.5.3 ALTERNATIVA B: SISTEMA DE SUSPENSIÓN INDEPENDIENTE.....	33
2.5.4 SELECCIÓN DE LA MEJOR ALTERNATIVA.....	35
2.6 SISTEMA DE DIRECCIÓN.....	35
2.6.1 ALTERNATIVA A: MECANISMO DIRECCIÓN DIRECTA.....	35
2.6.2 ALTERNATIVA B. MECANISMO DIRECCIÓN PIÑÓN-CREMALLERA...	36
2.6.3 SELECCIÓN DE LA MEJOR ALTERNATIVA.....	38
2.7 SISTEMA DE FRENOS.....	38
2.7.1 ALTERNATIVA A: FRENO DISCO.....	39
2.7.2 ALTERNATIVA B: FRENOS DE TAMBOR.....	40
2.7.3 ALTERNATIVA C: FRENO COMBINADO (DISCO Y TAMBOR).....	41
2.7.4 SELECCIÓN DE LA MEJOR ALTERNATIVA.....	43
2.6 RESULTADO GENERAL DE SELECCIÓN DE ALTERNATIVAS.....	43

CAPITULO III.....	44
3 DISEÑO E IMPLEMENTACIÓN DE VEHÍCULO PUBLICITARIO.....	44
3.1 DISEÑO DE LA ALTERNATIVA SELECCIONADA.....	45
3.2 DESCRIPCIÓN DEL PROYECTO.....	45
3.3 GEOMETRÍA DEL VEHÍCULO.....	46
3.4 DETERMINACIÓN DE LAS CARGAS.....	47
3.4.1 DETERMINACIÓN DE LA CARGA MUERTA.....	47
3.4.1.1 PESO PROPIO TOTAL.....	48
3.4.2 DETERMINACIÓN DE LA CARGA VIVA.....	49
3.4.3 CARGA DE VIENTO.....	50
3.4.4 CARGA DE DISEÑO.....	52
3.5 REACCIONES SOBRE RUEDAS DE VEHÍCULO.....	52
3.5.1 FUERZA MOTRIZ.....	53
3.5.2 POTENCIA DE MOTOR.....	56
3.5.3 SELECCIÓN DEL MOTOR A COMBUSTIÓN INTERNA.....	59
3.6 ANÁLISIS DINÁMICO Y VALIDACIÓN POR ELEMENTOS FINITOS.....	61
3.6.1 DISEÑO DE LA SUSPENSIÓN.....	61
3.6.1.1 VELOCIDAD EN EL RESALTO PARA LA SUSPENSIÓN.....	62
3.6.1.2 ACELERACIÓN EN EL RESALTO PARA LA SUSPENSIÓN.....	63
3.6.1.3 CARGA DELANTERA DE IMPACTO DEBIDA AL OBSTÁCULO.....	64
3.6.1.4 CARGA POSTERIOR DE IMPACTO DEBIDA AL OBSTÁCULO.....	65
3.6.2 VEHÍCULO EN CURVA.....	67
3.6.3 ACELERACIÓN O DESACELERACIÓN DEL VEHÍCULO.....	68
3.7 DISEÑO DE VIGA PRINCIPAL.....	69
3.7.1. APLICACIÓN DE LAS CARGAS A VIGA PRINCIPAL.....	70
3.7.2 FUERZA CORTANTE Y MOMENTO FLECTOR MÁXIMO.....	71
3.7.2.1 DIAGRAMA DE MOMENTO CORTANTE Y FLECTOR.....	74

3.7.3 SELECCIÓN DE VIGA PRINCIPAL.....	74
3.7.4 DISEÑO DE VIGA PRINCIPAL CON INVENTOR 2010.....	76
3.7.5 CALCULO DE LA SOLDADURA CON INVENTOR 2010.....	77
3.8 DISEÑO DE PERFIL PARA LA JAULA DE SEGURIDAD.....	80
3.8.1 APLICACIÓN DE LAS CARGAS A PERFIL.....	81
3.8.2 FUERZA CORTANTE Y MOMENTO FLECTOR.....	81
3.8.2.1 DIAGRAMA DE MOMENTO CORTANTE Y FLECTOR.....	82
3.8.3 SELECCIÓN DE PERFIL DE JAULA DE SEGURIDAD.....	83
3.8.4 SIMULACIÓN DE LA JAULA DE SEGURIDAD CON UNA CARGA DE IMPACTO.....	84
3.9 SUSPENSIÓN DELANTERA.....	87
3.9.1 SELECCIÓN DE TIJERAS SUPERIOR E INFERIOR.....	90
3.9.1.1 SIMULACIÓN DE CARGAS PARA TIJERA INFERIOR.....	91
3.9.2.1 CARGA EJERCIDA SOBRE EL AMORTIGUADOR DELANTERO.....	93
3.9.2 SELECCIÓN DE AMORTIGUADOR DELANTERO.....	94
3.9.2.2 COMPROBACIÓN DE ESFUERZOS Y FACTOR DE SEGURIDAD RESORTE.....	94
3.9.3 DISEÑO DE PERNOS PARA SOPORTAR CARGA A CORTE.....	99
3.9.3.1 SELECCIÓN DE PERNO PARA LA SUSPENSIÓN.....	100
3.9.3.2 FACTOR DE SEGURIDAD PERNOS PARA CARGA A CORTE.....	101
3.9.4 DISEÑO SOPORTES (OREJAS).....	102
3.9.4.1 ESFUERZO DE APOYO ENTRE PASADOR Y SOPORTE.....	103
3.9.4.2 SIMULACIÓN DE SOPORTES (OREJAS) CON INVENTOR 2010.....	104
3.9.5 DISEÑO BASE SUPERIOR SUSPENSIÓN DELANTERA.....	106
3.9.5.1 DISEÑO PORTA TIJERA SUPERIOR.....	107
3.9.5.2 DISEÑO SOPORTE PORTA TIJERA SUPERIOR.....	109
3.9.5.3 DISEÑO SOPORTE VERTICAL.....	111

3.10 DISEÑO DEL SOPORTE POSTERIOR.....	113
3.10.1 CARGA APLICADA SOPORTE POSTERIOR.....	114
3.10.2 ANÁLISIS Y FACTOR DE SEGURIDAD DEL AMORTIGUADOR POSTERIOR.....	115
3.11 SELECCIÓN DE ELEMENTOS NORMALIZADOS.....	120
3.12 SISTEMA DE MOVIMIENTO POSTERIOR.....	120
3.12.1 SOPORTE POSTERIOR.....	121
3.12.1.1 SIMULACIÓN DE CARGA SOBRE SOPORTE POSTERIOR.....	121
3.13 SELECCIÓN DE PIÑÓN DE TRANSICIÓN Y CADENA DEL MOTOR.....	124
3.13.1 RELACIÓN DE TRANSMISIÓN.....	124
3.14 RUEDA ENLLANTADA POSTERIOR.....	127
3.14.1 PERNO PASADOR POSTERIOR.....	128
3.14.2 SIMULACIÓN EN INVENTOR DE EJE DE RUEDA POSTERIOR.....	129
3.15 SISTEMA DE RODAJE.....	131
3.15.1 RUEDA ENLLANTADA DELANTERA.....	133
3.15.2 EJE DELANTERO.....	134
3.15.2.1 ANÁLISIS Y FACTOR DE SEGURIDAD DEL DIÁMETRO DE PUNTA DE EJE DELANTERO.....	135
3.15.2.2 REACCIONES SOBRE PUNTA DE EJE DELANTERO.....	137
3.15.2.3 DISEÑO DEL EJE DE RODAJE Y FLEXIÓN Y TORSIÓN.....	137
3.15.2.4 FACTOR DE SEGURIDAD DEL DIÁMETRO DE PUNTA EJE.....	138
3.15.3 MANZANA DE GIRO.....	139
3.16 RODAMIENTOS.....	140
3.16.1 SELECCIÓN DE RODAMIENTO DE BOLAS.....	140
3.16.2 SELECCIÓN DE RODAMIENTO CÓNICO.....	142
3.17 SISTEMA DE FRENOS.....	145
3.18 SISTEMA DE DIRECCIÓN.....	146

3.18.1 MECANISMO DE DIRECCIÓN.....	147
3.18.2 CARGAS SOBRE PLACA DE DIRECCIÓN.....	147
3.18.3 DISEÑO EN INVENTOR DE LA PLACA VOLANTE.....	149
3.18.3 SELECCIÓN CHUMACERA.....	150
3.18.4 DISEÑO EN INVENTOR DE SOPORTE SUJECCIÓN DE VOLANTE.....	151
3.18.5 MANDOS DE CONTROL.....	154
3.19 SISTEMA ELÉCTRICO.....	155
3.19.1 EL TABLERO.....	156
3.20 DISEÑO DE SOLDADURA.....	157
3.20.1. ESPECIFICACIONES DE SOLDADURA.....	157
3.20.2 ANÁLISIS Y FACTOR DE SEGURIDAD DE SOLDADURA.....	158
3.20.3 ANÁLISIS SOLDADURA DE SOPORTE AMORTIGUADOR DELANTERO.....	159
3.20.4. SOLDADURA PLACA SOPORTE DE TIJERAS A VIGA PRINCIPAL SUJETO A FLEXIÓN FRONTAL.....	161
3.20.5 CALCULO EN INVENTOR DE SOLDADURA PLACA SOPORTE.....	162
CAPITULO IV.....	163
4. CONSTRUCCIÓN, MONTAJE, PRUEBAS DE CAMPO.....	163
4.1 RESTRICCIONES Y LIMITACIONES.....	163
4.2 ESPECIFICACIONES DEL PRODUCTO.....	163
4.2.1 CAPACIDAD DE CARGA.....	164
4.2.2 TAMAÑO Y PESO.....	164
4.2.3 MATERIALES.....	164
4.2.4 VIDA ÚTIL.....	165
4.2.5 AMBIENTE DE TRABAJO.....	166
4.3 ELEMENTOS PARA LA CONSTRUCCIÓN.....	166

4.3.1 MAQUINAS Y EQUIPOS.....	166
4.3.2 HERRAMIENTAS.....	167
4.3.3 INSTRUMENTOS DE MEDICIÓN Y VERIFICACIÓN.....	167
4.3.4 MANO DE OBRA.....	167
4.5 PROCESO DE CONSTRUCCIÓN DE VEHÍCULO.....	168
4.6 PRUEBAS.....	170
4.7 LEY DE TRANSITO PARA CONDUCCIÓN DE PCE.....	176
4.8 MODO DE OPERACIÓN GENERAL.....	176
4.9 MANUAL DE MANTENIMIENTO.....	179
4.9.1 PLAN DE MANTENIMIENTO.....	180
4.10 FICHA TÉCNICA DEL VEHÍCULO PUBLICITARIO UNIPERSONAL.....	182
CAPÍTULO V.....	183
5 COSTOS.....	183
5.1 COSTOS DIRECTOS.....	183
5.1.1 COSTOS DE MATERIALES E INSUMOS UTILIZADOS.....	183
5.1.2 COSTOS DE MANO DE OBRA DIRECTA.....	185
5.2 COSTOS INDIRECTOS.....	186
5.3 COSTOS DE MANO DE OBRA INDIRECTA.....	186
5.4 RESUMEN DE COSTOS DIRECTOS E INDIRECTOS.....	186
5.5 COSTO DE DISEÑO Y ELABORACIÓN DE PLANOS.....	187
5.6 COSTO FINAL DEL VEHÍCULO PUBLICITARIO.....	187
5.7 RELACIÓN EQUIPO IMPORTADO CON EL CONSTRUIDO.....	187
CONCLUSIONES.....	189
RECOMENDACIONES.....	190
BIBLIOGRAFÍA.....	191

PAGINAS DE INTERNET..... 192

ANEXOS..... 193

ANEXO A PLANOS GENERAL Y DESPIECE

ANEXO A1 PROTOCOLO DE PRUEBAS

ANEXO A2 ENCUESTAS

ANEXO A3 NORMAS Y TABLAS

ANEXO A4 PROFORMAS Y FACTURAS

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1.1 Vehículo liviano publicitario.....	5
Figura 1.2 Vehículo de tres ruedas	6
Figura 1.3 Vehículo unipersonal en perspectiva.....	7
Figura 1.4 Vehículo unipersonal vistas frontal y lateral.....	8
Figura 1.5 Vehículo tres ruedas con conductor.	9
Figura 1.6 Eficiencia energética de motor de combustión interna a gasolina.	13
Figura 1.7 Sistemas de un vehículo liviano.....	14
Figura 1.8 Motor motocicleta partes principales.	15
Figura 1.9 Fases en un motor mono-cilíndrico.....	16
Figura 1.10 Motor motocicleta partes principales exteriores.	16
Figura 1.11 Sistema de suspensión delantera.....	18
Figura 1.12 Ejemplo masa suspendida.....	18
Figura 1.13 Suspensión delantera	19
Figura 1.14 Suspensión posterior.	19
Figura 1.15 Amortiguador mecánico muelle.....	20
Figura 1.16 Esquema de componentes del sistema de dirección.....	20
Figura 1.17 Sistema suspensión y dirección en una inclinación	21
Figura 2.1 Coche tres llantas..	26
Figura 2.2 Vehículo publicitario.....	27
Figura 2.3 Coche Eléctrico entrada lateral..	28
Figura 2.4 Trici-moto Eléctrico.l.	29
Figura 2.5 Gráfica puntuación asignada alternativas geometría del vehículo.....	31
Figura 2.6 Mecanismo con ballestas.....	32
Figura 2.7 Mecanismo McPherson..	33
Figura 2.8 Gráfica puntuación asignada de alternativas del sistema de suspensión.....	35
Figura 2.9 Mecanismo dirección directa.....	36
Figura 2.10 Mecanismo dirección piñón cremallera.....	37
Figura 2.11 Gráfica puntuación asignada alternativas del sistema de dirección.....	38
Figura 2.12 Freno de disco.....	39
Figura 2.13 Freno de tambor.	40
Figura 2.14 Combinación de los dos tipos de frenos.....	41

Figura 2.15 Gráfica puntuación asignada alternativas del sistema de frenos.....	42
Figura 3.1 Vehículo diseño publicitario.....	46
Figura 3.2 Geometría de vehículo publicitario.....	46
Figura 3.3 La carga de viento que actúa sobre un vehículo.	50
Figura 3.4 Área frontal vehículo publicitario.....	51
Figura 3.5 Distribución de peso sobre ruedas..	52
Figura 3.6 Diagrama de cuerpo libre plano sin inclinación.	53
Figura 3.7 Diagrama de cuerpo libre plano con inclinación $\alpha = 45^\circ$	55
Figura 3.8 Representación para potencia de motor.....	56
Figura 3.9 Modelo Obstáculo en el Camino	61
Figura 3.10 Análisis de fuerzas (Obstáculo en el Camino).....	62
Figura. 3.11 Fuerza centrípeta dirigida hacia el centro.....	67
Figura 3.12 Esquema transferencia de Masa.....	68
Figura 3.13 VP1 viga principal de vehículo publicitario.....	70
Figura 3.14 Distribución de apoyos sobre la viga principal.....	70
Figura.3.15 Diagrama del cuerpo libre del perfil principal.....	71
Figura 3.16 Diseño de vigas caso 24	71
Figura 3.17 Diagrama de momento cortante y flector de viga principal	74
Figura 3.18 Carga sobre viga principal.....	76
Figura 3.19 Soldadura unión viga principal vista superior.	77
Figura 3.20 Soldadura en unión de viga principal.....	77
Figura 3.21 Aplicación de carga de soldadura sobre viga principal.....	77
Figura 3.22 Resultados de carga de soldadura sobre viga principal.....	78
Figura 3.23 Desplazamientos sobre viga principal.....	78
Figura 3.24 Factor de seguridad viga principal.....	79
Figura 3.25 Resultados de viga principal en inventor.....	79
Figura 3.26 Jaula de seguridad.....	80
Figura 3.27 Gráfico carga sobre elemento perfil jaula de seguridad.....	80
Figura 3.28 Diagrama de cuerpo libre elemento de jaula de seguridad.....	81
Figura 3.29 Diseño de viga con carga puntual Caso 8.....	81
Figura 3.30 Diagrama de momento cortante y flector de perfil de jaula seguridad..	83
Figura 3.31 Simulación con carga de impacto sobre Jaula de seguridad.....	85
Figura 3.32 Desplazamientos en elementos jaula de seguridad	85

Figura 3.33 Factor de seguridad.	86
Figura 3.34 Presión de contacto de Jaula de seguridad.....	86
Figura 3.35 Resultados aplicación carga de impacto sobre jaula de seguridad.....	87
Figura 3.36 Juego Suspensión delantera.	87
Figura 3.37 Elementos suspensión delantera..	88
Figura 3.38 Fuerzas Base delantera.	88
Figura 3.39 Tijeras de Suspensión cuadro (Motor uno), Rocket 250	91
Figura 3.40 Carga sobre tijera inferior.....	91
Figura 3.41 Desplazamientos sobre tijera inferior.....	92
Figura 3.42 Factor de seguridad sobre tijera inferior.....	92
Figura 3.43 Cuadro de resultados tijera inferior.....	92
Figura 3.44 Aplicación de fuerza hacia el amortiguador mecánico delantero.	93
Figura 3.45 Amortiguador mecánico de muelle.	94
Figura 3.46 Perno sometido a corte doble	99
Figura 3.47 Soporte de amortiguador delantero (orejas)	102
Figura 3.48 Esquema soporte de amortiguador (orejas)..	103
Figura 3.49 Aplicación de carga soporte (orejas).....	105
Figura 3.50 Desplazamientos soporte (orejas).	105
Figura 3.51 Factor de seguridad soporte (orejas)..	105
Figura 3.52 Resultados simulación de soporte (orejas)..	106
Figura 3.53 Base delantera superior Suspensión delantera.	107
Figura 3.54 Carga sobre porta tijera superior.....	107
Figura 3.55 Desplazamientos porta tijera superior..	108
Figura 3.56 Factor de seguridad porta tijera superior.....	108
Figura 3.57 Resultados porta tijera superior..	109
Figura 3.58 Carga sobre Soporte porta tijera superior.....	110
Figura 3.59 Desplazamientos soporte porta tijera superior.....	110
Figura 3.60 Factor de seguridad soporte porta tijera superior.....	110
Figura 3.61 Resultados soporte porta tijera superior.	111
Figura 3.62 Carga soporte vertical.....	112
Figura 3.63 Desplazamientos soporte vertical.....	112
Figura 3.64 Factor de seguridad soporte vertical.....	112
Figura 3.65 Resultados soporte vertical.	113
Figura 3.66 Suspensión posterior VP.....	113

Figura 3.67 Elementos de suspensión posterior...	114
Figura 3.68 Aplicación de fuerza hacia el amortiguador mecánico posterior.....	115
Figura 3.69 Soporte INFERIOR posterior marca (Motor uno Forte 200)....	121
Figura 3.70 Carga sobre soporte posterior. (Vista derecha).....	122
Figura 3.71 Carga sobre soporte posterior. (Vista Izquierda).	122
Figura 3.72 Desplazamiento sobre soporte posterior.....	122
Figura 3.73 Factor de seguridad sobre soporte posterior..	123
Figura 3.74 Resultados de soporte posterior.	123
Figura 3.75 Piñón motriz. Motocicleta marca (Motor uno Forte 200).	124
Figura 3.76 Rueda posterior R17.....	128
Figura 3.77 Esquema funcionamiento eje posterior... ..	129
Figura 3.78 Modelación eje de rueda posterior... ..	129
Figura 3.79 Aplicación de carga sobre eje de rueda posterior..	130
Figura 3.80 Desplazamientos sobre eje de rueda posterior.....	130
Figura 3.81 Factor de seguridad eje de rueda posterior.	130
Figura 3.82 Resultados eje de rueda posterior.....	131
Figura 3.83 Tijeras delanteras de suspensión cuadron.....	132
Figura 3.84 Punta de eje cuadron.....	132
Figura 3.85 Acople: Punta de eje-Disco de freno-Manzana..	132
Figura 3.86 Acople: Tijera-Punta eje-Disco de freno-Manzana-Mordaza de freno....	133
Figura 3.87 Características de neumáticos.....	134
Figura 3.88 Punta de eje cuadron marca (Motor uno), Rocket 250.....	135
Figura 3.89 Diagrama de cuerpo libre del eje de rodaje..	137
Figura 3.90 Manzana rueda delantera (Motor uno), Rocket 250 con disco de freno...139	
Figura 3.91 Diagrama en el rodamiento de bolas..	140
Figura 3.92 Rodamientos rígidos de bolas, de una hilera... ..	142
Figura 3.93 Diagrama de rodamiento cónico con carga radial.....	142
Figura 3.94 Diagrama de rodamiento cónico delantero con carga radial y axial... ..	143
Figura 3.95 Rodamiento rodillos cónicos, de una hilera.....	145
Figura 3.96 Kit completo de frenos cuadrón Rocket 250.	146
Figura 3.97 Esquema de componentes del sistema de dirección.....	147
Figura 3.98 Torque sobre placa de volante....	148
Figura 3.99 Carga sobre placa volante.....	149

Figura 3.100 Desplazamientos sobre placa volante.....	149
Figura 3.101 Factor de seguridad placa volante.....	150
Figura 3.102 Resultados placa volante.....	150
Figura 3.103 Diagrama de cuerpo libre de chumacera de guía de volante.....	151
Figura 3.104 Soportes de pie con rodamiento y prisionero.....	151
Figura 3.105 Simulación soldadura sobre soporte volante.	152
Figura 3.106 Carga sobre elemento soporte Volante.....	152
Figura 3.107 Desplazamientos elemento soporte volante.....	152
Figura 3.108 Factor de seguridad soporte volante.....	153
Figura 3.109 Resultados soporte Volante.	153
Figura 3.110 Refuerzo soporte Volante..	154
Figura 3.111 Mandos de control.....	154
Figura 3.112 Kit de conexión eléctrica.....	155
Figura 3.113 Tablero motocicleta.....	155
Figura 3.114 Diagrama de cuerpo libre de soldadura de soporte de amortiguador.....	159
Figura 3.115 Doble soldadura frontal.	159
Figura 3.116 Aplicación de cargas sobre soportes soldados.....	161
Figura 3.117 Dimensiones de aplicación de fuerza sobre soportes soldados.....	161
Figura 4.1 Doblado de tubos..	168
Figura 4.2 Armado de tubo perfil lateral y base..	168
Figura 4.3 Armado de jaula de seguridad.	169
Figura 4.4 Construcción de perfil principal.....	169
Figura 4.5 Armado y soldado estructura principal.	170
Figura 4.6 Soldado estructura principal.	170
Figura 4.7 Pintura estructura Jaula de seguridad y perfil principal.	171
Figura 4.8 Ensamblaje suspensión delantera y eje de rodaje..	171
Figura 4.9 Ensamblaje Soporte Posterior.....	172
Figura 4.10 Colocación del Motor.....	172
Figura 4.11 Colocación de volante y centrado de ruedas delanteras.	172
Figura 4.12 Colocación de carpa y asiento.	173
Figura 4.13 Pruebas con PCE.....	174
Figura 4.14 Pruebas de vehículo Av. Brasil Quito	174

Figura 4.15 Pruebas de vehículo Av. Zamora Quito..	175
Figura 4.16 Elementos de control para conducir vehículo publicitario..	177
Figura 4.17 Vehículo publicitario encendido..	182

INDICE DE TABLAS

Tabla 1.1 Personas con discapacidad carnetizadas distribuidas por género.....	3
Tabla 1.2 Emisiones de GEI del transporte carretero (DFM)	11
Tabla 2.1 Asignación de jerarquía para la alternativa a calificar... ..	23
Tabla 2.2 Tabla de parámetros de diseño.....	25
Tabla 2.3. Puntuación asignada alternativas del mecanismo para subir PCE.	30
Tabla 2.4 Puntuación asignada alternativas para la suspensión.. ..	34
Tabla 2.5 Puntuación asignada alternativas para la dirección.....	38
Tabla 2.6 Puntuación asignada alternativas sistema de frenos.....	42
Tabla 3.1 Procedimiento realización del diseño.....	45
Tabla 3.2 Dimensiones de vehículo publicarlo.	47
Tabla 3.3 Peso propio de la estructura.	48
Tabla 3.4 Peso propio total del vehiculo publicitario	49
Tabla 3.5 Datos obtenidos de prueba realizada de movimiento lineal.	54
Tabla 3.6 Fuerza y Potencia ejercida sobre el motor.....	59
Tabla 3.7 Motores de motocicleta características principales.....	59
Tabla 3.8 Datos de prueba realizada de movimiento lineal rueda delantera.....	65
Tabla 3.9 Datos de prueba realizada de movimiento lineal rueda posterior.	67
Tabla 3.10 Reacciones sobre perfil principal	73
Tabla 3.11 Momento máximo perfil principal.....	73
Tabla 3.12 Reacciones y momento máximo sobre perfil de jaula de seguridad.. ..	82
Tabla 3.13 Factores de confiabilidad.....	97
Tabla 3.14 Constantes para estimar resistencia a la tensión de aceros para resortes... ..	98
Tabla 3.15 Hoja de cálculo para factor de seguridad resorte delantero.....	99
Tabla 3.16 Características de pernos.....	100
Tabla 3.17 Hoja de cálculo para factor de seguridad resorte posterior.....	120
Tabla 3.18 Tabla de capacidad de cadena No. 40 Paso ½”.....	126

Tabla 3.19 Características de neumático seleccionado.....	127
Tabla 3.20 Características de neumático seleccionado.....	133
Tabla 3.21 Propiedades del Acero bonificado 705.....	136
Tabla 3.22 Especificaciones del proceso de soldadura.....	157
Tabla 3.23 Tabla de esfuerzos permisibles soldadura.....	158
Tabla 3.24 Gargantas de soldadura en ángulo.....	158
Tabla 4.1 Materiales de la estructura del vehículo publicitario.....	165
Tabla 4.2 Tareas más usuales existentes en mantenimiento preventivo.	180
Tabla 5.1 Costos de materiales utilizados.....	184
Tabla 5.2 Costos mano de obra directa	185
Tabla 5.3 Costos de mano de obra directa (Resumen general)...	185
Tabla 5.4 Costos de mano de obra indirecta.....	186
Tabla 5.5 Resumen de costos directos e indirectos..	186
Tabla 5.6 Costos de diseño y elaboración de planos... ..	187
Tabla 5.7 Costo final del vehículo publicitario.....	187
Tabla 5.8 Relacion vehículo importado Vs vehículo publicitario.....	188

GLOSARIO DE TÉRMINOS

ANT Agencia nacional de tránsito

Carga. Acción estacionaria de una fuerza o un momento que actúan sobre cierto objeto; efecto de una aceleración, incluyendo la gravedad, una deformación impuesta o un cambio de volumen.

Cilindraje. Centímetros Cúbicos que posee el motor, según sea la cilindrada superior mayor es la potencia que desarrolla el motor, cuyo valor se mide en Hp.

CNTTTSV: Consejo nacional de tránsito de transporte terrestre y seguridad vial.

Cuadrón. Vehículo liviano tipo motocicleta cuatro ruedas para paseos turísticos y de competencia.

GEI: Gases de efecto invernadero.

Graneado: Proceso mecánico perdigonado, con bolas de acero que lanza el rotor centrífugo de una máquina. El tratamiento provoca un endurecimiento y un aplastamiento de la capa superficial, para disminuir el riesgo de fracturas y mejorar la resistencia a la fatiga.

Método de los elementos finitos. Es un método numérico general para la aproximación de soluciones de ecuaciones diferenciales parciales muy utilizado en diversos problemas de ingeniería y física.

MIG: (Metal Inert Gas). Es un proceso de soldadura, donde la fusión se produce por calentamiento con un arco entre un electrodo de metal de aporte continuo y la pieza, donde la protección del arco se obtiene de un gas suministrado en forma externa, el cual protege de la contaminación atmosférica y ayuda a estabilizar el arco eléctrico.

PCE: Persona con capacidades especiales o con incapacidad física.

PDFI: Persona con discapacidad física inferior.

Bieletas. Barra metálica que funciona como brazos regulables para controlar la dirección.

Reacción exotérmica. Reacción química que desprenda energía, ya sea como luz o como calor.

Tijeras suspensión. Brazos oscilantes soportes para la suspensión y sujeción de eje de rotación de rueda.

2T. Motor de motocicleta dos tiempos

4T. Motor de motocicleta cuatro tiempos.

N₂O Óxido nitroso (N₂O) es un gas incoloro con un olor dulce y ligeramente tóxico. Provoca alucinaciones, un estado eufórico y en algunos casos puede provocar pérdida de parte de la memoria humana.

CO₂ Dióxido de carbono, es un gas incoloro, denso y poco reactivo, que forma parte de la capa de la atmósfera más cercana a la tierra. Tiene un gran impacto en el llamado efecto invernadero.

CH₄ Metano.

SIMBOLOGÍA

CM	Peso Propio total o carga muerta.
CT	Carga a Transportar.
Ra	Resistencia Aerodinámica
ρ	Densidad del aire
V	Velocidad lineal
Af	Superficie frontal del vehículo
Cx	Coefficiente aerodinámico del vehículo
Cd	Carga de diseño
VP ₁	Viga principal1
S	Distancia
W	Carga distribuida
FW	Fuerza de la carga distribuida
RA	Reacciones en punto A
M _{max}	Momento máximo
σ_{max}	Esfuerzo máximo de carga flexión.
[σ]	Esfuerzo permisible
Sy	Límite de resistencia permisible de fluencia del material
Sx	Módulo resistente de la sección en el eje x (cm ³)
FS	Factor de seguridad
Fr	Fuerza rozamiento
Fn	Fuerza normal
m	Masa
μ	Coefficiente de rozamiento
FM	Fuerza motriz
t	Tiempo
a	Aceleración
d	Distancia
w	Peso
g	Aceleración de gravedad de la tierra
H	Potencia teórica del motor
Hr	Potencia real del motor
η	Eficiencia motor

Q	Carga ejercida motor
T	Momento de torsor
n	Velocidad de rotación [rpm]
R	Radio de aplicación de fuerza del motor [m]
α	Angulo en grados
h	Altura
F _i	Fuerza impacto en llanta
d _{esp}	Diámetro de espira resorte
D _{res}	Diámetro neutro del resorte
F _a	Fuerza alternante Fa y media
F _m	Fuerza media
Cr	Índice del resorte
K _s	Coficiente de multiplicación de la tensión de corte
τ_a	Tensión alternante en el resorte
τ_m	Tensiones media en el resorte
K	factor de Wahl (Resorte)
K _c	Factor de curvatura
K _e	Factor de concentración del esfuerzo
K _{kc}	Factor de confiabilidad
S _{se}	Límites de fatiga
S _{sut}	Resistencia última
S _{sf}	Resistencia de duración finita
D	Diámetro del perno
A	Área de corte
τ	Esfuerzo de corte
t _G	Espesor del soporte
d _{pas}	Diámetro de perforación
σ	Esfuerzo de tensión
a	Garganta de soldadura
l	Longitud de soldadura
F	Fuerza aplicada a la soldadura
SM	Soldadura MIG
CI	Combustión interna

C_i	Carga de impacto
F_{rd}	Fuerza de impacto hacia el resorte delantero
F_{rp}	Fuerza de impacto hacia el resorte posterior

CAPITULO I

1 MARCO TEÓRICO

Se presenta la recopilación de información básica para comprender la necesidad de desarrollo, descripción del funcionamiento del vehículo, así como de los componentes, accesorios y diferentes sistemas que lo conforman.

Debido a la necesidad de movimiento de personas con capacidades especiales PCE, los mismos que presentan dificultades y tienen miles de problemas a la hora de trasladarse, sea porque la mayoría de los lugares no tienen los elementos como rampas de acceso y demás, o tan solo porque el resto del mundo se olvida de ello. Considerando que en la ciudad, taxis o buses no tienen acceso para ellos, por su parte los automóviles adaptados para estas personas pueden ser muy costosos y en la mayoría de los casos todos ellos no le ofrecen la comodidad al usuario para poder tener una vida normal.

Por esto se ha visto la necesidad de dar una alternativa acorde a los requerimientos tanto de las personas con capacidades especiales PCE como de la empresa Remolvazques que demanda de diseños innovadores y eficientes de un vehículo publicitario manejado por una PCE, el mismo que debe ser versátil, liviano, confiable, barato, orientado a solucionar los problemas que existen en la actualidad.

1.1.1 MOVILIZACIÓN DE PERSONAS CON CAPACIDAD ESPECIALES

El transporte de personas con discapacidad física inferior requiere un levantamiento o traslado de todo el peso del paciente desde su silla de ruedas, esto lo realiza una segunda persona con precaución o el mismo desde sus elementos que ayudan a estabilizarse. El segundo individuo que ayuda a transportar debe realizar con una concientización de carácter social y humano considerando la situación de la PCE en que se encuentra.

Siendo un problema continuo para el traslado, la importancia de movilizar personas con discapacidad crea la necesidad de diseñar un vehículo especial.

El manejo de este de vehículo puede realizarlo una persona con capacidades especiales de hasta el 50% de incapacidad física siendo la incapacidad de extremidades inferiores.

En el Ecuador existen 352517 personas registradas con discapacidad carnetizadas, y 75387 se encuentran con trabajo.¹

En la tabla 1.1 se muestra número de personas con discapacidad carnetizadas distribuidas por género, de las cuales:

170760 Personas registradas con discapacidad física; de las cuales

95693 Personas género masculino.

75067 Personas género femenino.

Se estima que el 60% de esta cantidad de personas es mayor de edad.²

Se toma en cuenta estos valores y se puede decir que tendríamos 57415.8 personas con discapacidad física género masculino y de estas 15% estarán sin trabajo y con discapacidad física inferior que estarían de acuerdo con realizar la actividad que se presenta como propuesta de este proyecto. El valor aproximado sería de 8612 personas que se beneficiarían con el proyecto.

¹ http://www.conadis.gob.ec/index.php?option=com_wrapper&view=wrapper&Itemid=85

² http://www.conadis.gob.ec/index.php?option=com_wrapper&view=wrapper&Itemid=86

PROVINCIA	AUDITIVA		FISICA		INTELLECTUAL		LENGUAJE		PSICOLOGICO		VISUAL		TOTAL	
	M	F	M	F	M	F	M	F	M	F	M	F	M	F
AZUAY	1373	1127	6734	7572	2489	2276	186	173	360	277	1505	1219	12647	12644
BOLIVAR	533	431	1242	965	675	548	82	72	87	66	483	335	3102	2417
CARCHI	604	413	1049	1209	504	379	46	33	124	116	273	265	2600	2415
CAÑAR	424	379	1492	1424	731	755	105	80	130	137	430	249	3312	3024
CHIMBORAZO	1264	1155	2502	2600	1567	1337	83	80	80	62	656	516	6152	5750
COTOPAXI	715	604	2135	1781	1069	968	160	120	106	82	686	452	4871	4007
EL ORO	867	699	4667	3165	2852	2370	99	68	387	363	1082	692	9954	7357
ESMERALDAS	499	469	3419	2346	1750	1714	117	122	117	167	940	646	6842	5464
GALAPAGOS	15	14	64	45	62	29	2	0	7	7	19	9	169	104
GUAYAS	4609	3767	22453	15471	11234	8706	590	314	1541	1245	5694	3161	46121	32664
IMBABURA	1163	1012	2253	1844	929	792	81	62	166	158	641	366	5233	4234
LOJA	827	712	2730	2219	2243	1908	101	53	329	280	844	633	7074	5805
LOS RIOS	695	521	5898	3739	2038	1631	144	98	207	169	1142	565	10124	6723
MANABI	1831	1589	12852	10223	3130	2520	186	94	1815	1539	3321	2261	23135	18226
MORONA SANTIAGO	177	151	1086	745	486	454	61	53	91	76	374	247	2275	1726
NAPO	291	197	944	739	446	393	83	52	35	41	274	195	2073	1617
ORELLANA	269	173	1415	714	401	337	74	43	98	86	580	337	2837	1690
PASTAZA	189	140	612	436	303	255	15	15	49	30	194	122	1362	998
PICHINCHA	4086	3656	12370	10504	5998	4883	413	292	1180	1005	3445	2378	27492	22718
SANTA ELENA	485	467	2475	1875	1112	910	53	30	80	79	475	309	4680	3670
SANTO DOMINGO DE LOS TSACHILAS	505	425	2867	1990	1026	897	53	47	197	197	642	418	5290	3974
SUCUMBIOS	308	195	1407	843	621	467	50	28	100	73	434	257	2920	1863
TUNGURAHUA	1034	964	2135	2000	1248	1202	98	71	175	137	507	390	5197	4764
ZAMORA CHINCHIPE	208	173	892	618	445	359	43	20	49	47	206	141	1843	1358
TOTAL	22971	19433	95693	75067	43359	36090	2925	2020	7510	6439	24847	16163	197305	155212

Tabla 1.1 Personas con discapacidad carnetizadas distribuidas por género.

Fuente: <http://www.conadis.gob.ec>

1.1.2 CARACTERÍSTICAS DEL USUARIO A DESARROLLAR

En el Anexo A 2.1, se presenta un documento de una encuesta realizada, con los resultados de la misma elaborado por un grupo de PCE en donde están las preguntas con la necesidad de la persona discapacitada para lo cual se determina la solución en función de esa necesidad y satisfacer con el problema.

El resultado de la encuesta indica las características principales que deberá cumplir el vehículo y que son las siguientes:

1. El precio del vehículo debe ser moderado.
2. La seguridad al conducir es muy importante.
3. El vehículo es destinado a personas con bajos recursos económicos.
4. El vehículo es para personas parapléjicas con discapacidad física inferior de hasta 50%.
5. Es importante el rendimiento del motor del vehículo.
6. El conductor está de acuerdo en obtener un habilitante para conducir.
7. El vehículo al menos debe tener un espacio para llevar la silla de ruedas y movilizarse en el sector urbano.

Conclusión de resultados de la encuesta.

El diseño de este vehículo debe cumplir con las necesidades planteadas por PCE, para desarrollar el proyecto.

Su función principal es que una persona con discapacidad física inferior logre conducir el VP utilizando para los mandos las manos debido a que sus extremidades inferiores no pueden ser utilizadas, logrando auto-movilizarse de un lugar a otro dentro de la zona urbana.

1.1.3 PUBLICIDAD

La publicidad es una forma de comunicación comercial que intenta incrementar el consumo de un producto o servicio a través de los medios de comunicación y de técnicas de propaganda.

El vehículo tiene una base para colocar en el techo un marco publicitario en el cual se puede poner publicidad visual o de promoción e información de un producto o servicio.

1.1.4 PUBLICIDAD MÓVIL

Se refiere a la empresa dedicada al Marketing y Publicidad proporciona a sus clientes un innovador y novedoso sistema de publicidad móvil transportándolo en zonas urbanas a nivel nacional, se lo considera como un medio publicitario

alternativo eficaz de gran impacto y amplia cobertura, para que sus productos y servicios lleguen de manera masiva y directa a los consumidores.

Ventajas de servicio de publicidad móvil

- Ideal para campañas masivas dirigidas al consumidor.
- Apoyo a campañas promocionales.
- Refuerzo a campañas ya existentes.
- Flexibilidad para anunciar diferentes tipos de mensajes.
- Haga que la gente lo recuerde más.
- Cobertura a Nivel Nacional.
- Otros.

Se presenta la idea para la evaluación de pago por esta publicidad a realizar en este vehículo a la empresa PUBLIONE, luego de evaluar da un precio de pago mensual de USD300 teniendo en cuenta que el vehículo esté estacionado en un sector altamente visible donde transitan miles de vehículos con personas a bordo.³



Figura. 1.1 Vehículo liviano publicitario.

Fuente: <http://www.anunico.ec/anuncio>

1.2 VEHÍCULO⁴

Un vehículo a motor es una máquina que permite el traslado de un lugar a otro de personas, seres vivos u objetos propulsado por un motor de cualquier tipo (eléctrico, de explosión, etc.). Automóvil sinónimo de vehículo tiene varias ruedas con neumáticos y capacidad de al menos una plaza para el conductor.

³ <http://www.infoguiaquito.com/batan/rotulos/publione.html>

⁴ <http://es.wikipedia.org/wiki/Vehículo>

Vehículo o automóvil es todo aparato capaz de circular por las vías públicas que, dotado de medios de propulsión mecánica propios e independientes del exterior, circula libremente destinado tanto al transporte de personas como de cosas o mercancías, así como al arrastre de otros vehículos. A efectos de este concepto, se entenderán incluidos, asimismo, las motocicletas, ciclomotores, remolques y vehículos articulados.

En esta obra se presta atención a vehículos para el transporte de personas (figura 1.2).

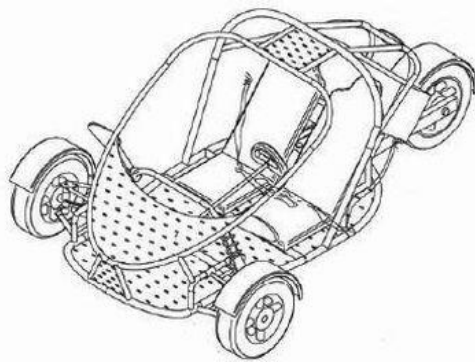


Figura 1.2 Vehículo de tres ruedas

Fuente: <http://www.moebius.es/ccalleja/indexe5.htm>

1.2.1 CLASIFICACIÓN DE VEHÍCULOS ⁵

Teniendo en cuenta lo anterior, los vehículos se pueden clasificar en 2 grandes grupos:

- Vehículos livianos.
- Vehículos industriales

La clasificación para los vehículos livianos destinados a llevar personas son:

- Ciclomotores
- Coches
- Vehículos Especiales

⁵ http://es.wikipedia.org/wiki/Clasificación_de_automóviles

1.3 MÉTODO DE PROPULSIÓN

Los automóviles se impulsan mediante diferentes tipos de motores como son:

- **Motores de vapor:** Cuando se alcanza determinado nivel de presión el vapor es conducido, mediante válvulas, a un sistema de cilindros que transforma la energía del vapor en movimiento alternativo, que es transmitido a las ruedas.
- **Motores de combustión interna:** El combustible reacciona con un comburente, normalmente el oxígeno del aire, produciéndose una combustión dentro de los cilindros.

Mediante la reacción exotérmica, parte de la energía del combustible es liberada en forma de energía térmica que, mediante un proceso termodinámico, se transforma parcialmente en energía mecánica.⁶

- **Motor eléctrico:** Consume electricidad que se suele suministrar mediante baterías que admiten varios ciclos de carga y descarga.

1.4 VEHÍCULO UNIPERSONAL⁷

Permite el desarrollo de un innovador vehículo urbano, muy pequeño, figura 1.3 y 1.4 que resolverá el problema del tráfico en las ciudades. Según estudios estadísticos, 4 de cada 5 coches que circulan por la ciudad están ocupados únicamente por su conductor. Este dato pone de manifiesto la necesidad de crear un vehículo unipersonal, corto y estrecho, que ofrezca un compromiso óptimo entre las virtudes de la motocicleta (movilidad urbana, facilidad de aparcamiento, bajo consumo) y las ventajas del coche (seguridad y comodidad).



Figura 1.3 Vehículo unipersonal en perspectiva.

⁶ http://es.wikipedia.org/wiki/Reacci%C3%B3n_exot%C3%A9rmica

⁷ <http://www.moebius.es/ccalleja/indexe5.htm>

Fuente: <http://www.moebius.es/ccalleja/indexe5.htm>

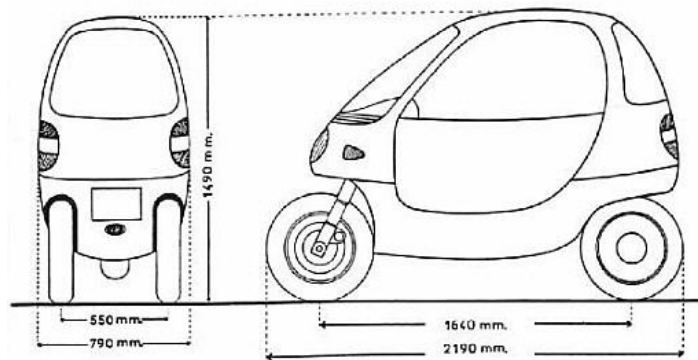


Figura 1.4 Vehículo unipersonal vistas frontal y lateral.

Fuente: <http://www.moebius.es/ccalleja/indexe5.htm>

Un vehículo que está en algún punto entre un coche y la moto, donde los conductores pueden tener la sensación de inclinarse en las curvas, lograr rapidez para pasar el tráfico y ocupar pequeños espacios para estacionarse.

Imagínese una motocicleta de tres ruedas, rodeada por una fina carrocería de coche; una carrocería antivuelco sujeto a su estructura, y con todas las comodidades que se otorgan a los pilotos con una sensación de seguridad. Pero, que tiene todos los beneficios apropiados de los vehículos de dos ruedas, con su capacidad para una o dos personas, con un motor de combustión interna de moto de 150cc, y un rendimiento de 100 km. por galón.

1.4.1 DESCRIPCIÓN DEL VEHÍCULO

Existen pocos vehículos especiales para PCE pero su precio extremadamente caro y lo suficientemente grandes para llevar varias personas y que mientras cuando se conduce se desperdicia gasolina y espacio como él mismo, se decide hacer algo al respecto. Se presenta una oportunidad para diseñar vehículos (figura 1.5) para transportar sólo a una o dos personas, conducida por una PCE.

Usar electricidad parece la solución más práctica para la eficiencia de combustible, pero, el costo de las baterías, el peso del equipo de propulsión, elementos de importación no permite el desarrollo para este vehículo y se decide hacerlo a combustión interna (combustible gasolina).



Figura 1.5 Vehículo tres ruedas con conductor.⁸

La solución de tres ruedas se convierte en una de las partes más difíciles del diseño, pero al final, también es un aspecto clave del vehículo, sin embargo, usar tres ruedas pero con una estructura tipo vehículo, haciendo inclinar sus ruedas delanteras en las curvas o el vehículo podría volcarse a velocidades altas.

Para solucionar este problema, se construye un sistema delantero de suspensión tipo fórmula uno que consiste básicamente de suspensión independiente paralelogramo deformable con amortiguador que mantiene al vehículo estable cuando se inclina naturalmente en las curvas.

Se aprovechara la herramienta de creación de prototipos virtuales en Autodesk, uno de los líderes en software para diseño, ingeniería y entretenimiento en 3D. El software de prototipos permite encontrar puntos débiles en el diseño y hacer pruebas para ver si el vehículo puede aguantar tensiones producidas por el movimiento del vehículo con carga.

Para la empresa Remolvasques es muy importante realizar la construcción de este prototipo para los siguientes años proceder con la fabricación de este ejemplar. Una vez que se haya hecho y se logre comercializar el vehículo para personas con discapacidad física inferior, se piensa que el vehículo mucha gente va a comprarlo sólo por diversión.

⁸ <http://www.lagranepoca.com/vehiculo-de-tres-ruedas-de-green-lite-motors-un-nuevo-estilo-para-uso-metropolitano>

Este trabajo es un diseño donde se presenta su estructura sin recubrimiento debido a que el motor de combustión interna requiere de un enfriamiento de aire que a su vez en un futuro se puede realizar un canal para la obtención de un flujo de aire para el enfriamiento del motor. Ahora el interés es en movilizar una PCE en un vehículo dentro de un área metropolitana.

1.4.2 VENTAJAS Y DESVENTAJAS

Ventajas.

- Vehículo con motor pequeño de 150 cc.
- Reducción de consumo de combustible.
- Reducción de espacio de aparcamiento.
- Control para conducir únicamente con las manos.
- Precio económico de fabricación.
- Vehículo libre de impuestos por su motor de baja potencia.
- El costo por mantenimiento es bajo.
- Los repuestos se puede adquirir en el mercado nacional.

Desventajas.

- La velocidad de circulación baja.
- Instalación compleja para el control ya que para el mismo utiliza solo las manos del conductor.
- Parte delantera del vehículo sin recubrimiento.
- Para su circulación en las vías debe cumplir normas establecidas en el país.(anexo A3.1)

1.5 BENEFICIOS DE VEHÍCULO

1.5.1 REDUCCIÓN DE LA CONTAMINACIÓN AMBIENTAL

La preocupación por la contaminación que se produce diariamente está creando una conciencia verde. Por ello cada vez se mira más hacia los vehículos ecológicos pero con más énfasis al vehículo que contamine menos como para desplazarse en la ciudad sin contaminar.

La contaminación ambiental en el país va creciendo; una de las fuentes se da por la contaminación que emiten los vehículos y que aumentan cada vez más. En el sector del transporte, esta fuente de emisión principalmente de automóviles en las carreteras aumentan el inventario de emisiones de contaminantes, tienen grandes aportaciones de gases de efecto invernadero (GEI), incluye todos los tipos de vehículos que portan placas, que circulan sobre las vialidades; los cuales son generadores directos de emisiones de CO₂, CH₄ y N₂O, como resultado de la quema de combustibles en sus motores de combustión interna.

De las emisiones generadas por todos los vehículos, el 99% corresponde al CO₂ por lo que cabe mencionar que las emisiones de CH₄ y N₂O no son significativas.

Tipo de vehículo	Número de vehículos	Emisiones [ton/año]		
		CO ₂	CH ₄	N ₂ O
Autos particulares	3,395,800	10,239,732	2,330	789
Taxis	155,126	2,541,475	374	211
Combis	239,746	681,868	170	74
Microbuses	36,056	743,058	149	40
Pick up	133,352	814,809	244	86
Vehículos ≤ a 3 ton	81,628	613,398	81	26
Tractocamiones	60,938	1,552,755	5	4
Autobuses	43,108	1,903,637	22	8
Vehículos > a 3 ton	100,819	1,689,973	207	64
Motocicletas	180,701	359,151	178	13
Total	4,427,274	21,139,856	3,760	1,315

Tabla 1.2 Emisiones de GEI del transporte carretero (DFM)

Fuente: Inventario de Emisiones de Gases de Efecto Invernadero⁹

⁹ <http://www.sma.df.gob.mx/sma/links/download/...gas.../08inventario.pdf>

Se observa en la tabla 1.2 el índice de emisión de gases por parte de las motocicletas es el más bajo en comparación con los grandes vehículos.

El prototipo a realizarse tiene una fuente de propulsión de un motor de combustión interna que si produce gases contaminantes, siendo muy poco en comparación con los grandes contaminantes que en un futuro se puede reemplazar su motor de propulsión mecánica por un motor eléctrico o un sistema híbrido.

1.5.2 IMPUESTOS

Actualmente en el país a partir del año 2012 se creó un impuesto conocido como impuesto verde que es un valor que se debe cancelar obligatoriamente por los automotores con un cilindraje mayor a 1600cc. Dicho valor se procederá a pagar de acuerdo a una escala establecida.

Este vehículo tiene un motor de 150cc. Estaría libre de este impuesto.

1.5.3 MANTENIMIENTO

El mantenimiento del vehículo debe realizarse periódicamente, dicha periodicidad vendrá definida por dos parámetros: El kilometraje y el tiempo, se utilizarán uno u otro en función del uso que realice su vehículo. Todos estos diseñados a fin de cuidar la vida útil de su vehículo, El mantenimiento de este vehículo se debe realizarse siguiendo su cronograma de desarrollo que van desde cambio de aceite, revisión de frenos, entre otros. Ver capítulo IV.

1.6 EFICIENCIA DE UN VEHÍCULO DE COMBUSTIÓN INTERNA

Un motor de pistones, alimentado con gasolina, no es capaz de alcanzar 100% de eficiencia térmica. Es decir, no puede aprovechar todo el calor generado por la combustión para transformarlo en fuerza motriz. Los motores de combustión interna a gasolina tienen una eficiencia térmica pobre. La termodinámica dice que el rendimiento de un motor alternativo (motor Otto) es de un 20 a un 25%: sólo la

cuarta parte de la energía calorífica se transforma en energía mecánica y la otra parte la disipan (pérdida), hacia la atmósfera.¹⁰

- Perdidas de calor: 35%
- Perdidas de refrigeración: 30%
- Perdidas de fricción: 10%
- Rendimiento efectivo: 25%

La figura 1.6 representa la eficiencia de un motor de combustión interna.



Figura 1.6 Eficiencia energética de motor de combustión interna a gasolina.

Fuente: <http://www.lawebdelasenergiasrenovables.com/motor>

1.7 SISTEMAS DEL VEHÍCULO

Los principales sistemas que conforman este vehículo son:

- Sistema motriz (Potencia del motor).
- Sistema de frenos.
- Sistema de suspensión (Elemento oscilante para absorber vibraciones).
- Sistema de dirección (Control para guiar el vehículo).
- Sistema de iluminación.

Hay que aclarar que este vehículo no tiene un sistema de refrigeración ya que utiliza un motor de enfriamiento de aire directo por lo que algunos de los elementos de la figura 1.7 no estarán.

¹⁰ http://es.wikipedia.org/wiki/Motor_de_combusti%C3%B3n_interna

1.7.1 PARTES PRINCIPALES

Se detalla únicamente elementos principales.

Estos elementos son importantes ya que tienen una función específica y son elementos necesarios figura 1.7 y a continuación se detallan:

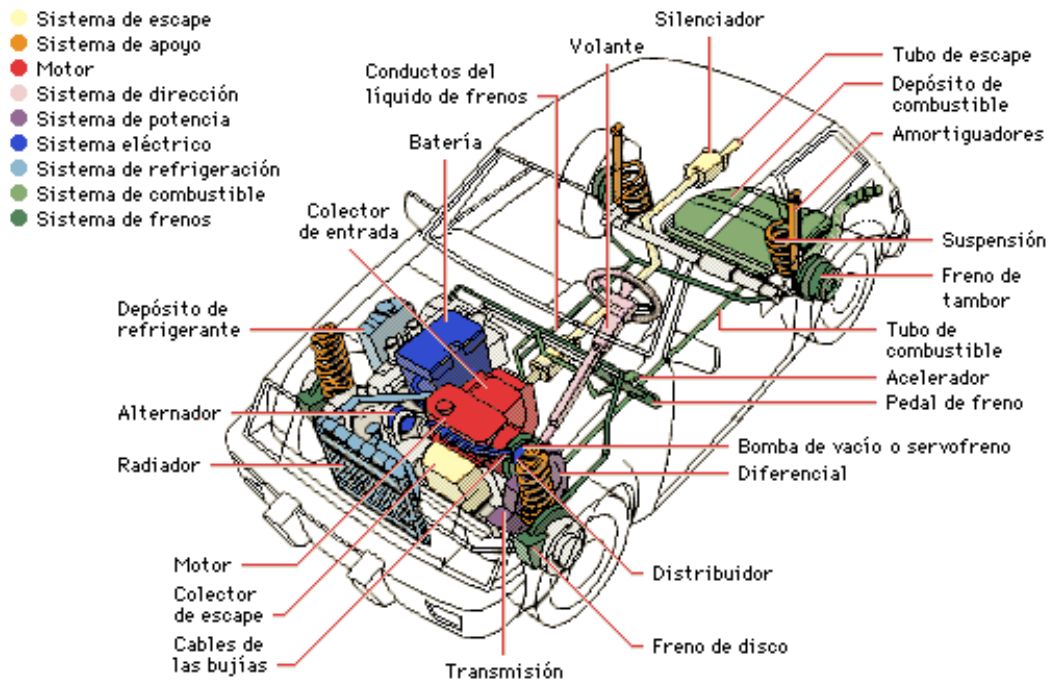


Figura 1.7 Sistemas de un vehículo liviano.

Fuente: <http://tecno-auto.blogspot.com>

Jaula de seguridad. Estructura de protección del conductor.

Aros. Elementos de alojamiento de la llanta y conexión al sistema de frenos.

Ruedas. Elementos en contacto con el piso de la vía.

Recubrimiento interior y exterior. Elementos de protección o forrado del vehículo.

Pito. Dispositivo eléctrico del automóvil para emitir señales acústicas.

Asiento. Donde se sentará el conductor.

Cinturón. De seguridad elemento para sujetar el pasajero al vehículo.

Espejos. Elemento para visualizar vehículos cercanos a su alrededor o posteriores.

Batería. Almacenamiento de energía generalmente para el encendido de motor de arranque y para el sistema eléctrico.

1.7.2 SISTEMA MOTRIZ

Motor de combustión interna.¹¹ El motor transforma la energía química a energía calorífica y finalmente a energía mecánica. Su nombre, cuatro tiempos, se debe a que ha de realizar un ciclo de trabajo completo en cuatro fases, perfectamente diferenciadas, que requieren cuatro carreras del pistón o émbolo. Sus cuatro fases son:

- Carrera de admisión.
- Carrera de compresión.
- Combustión y carrera de expansión (carrera útil).
- Carrera de escape.

La primera y última constituyen la renovación de la carga, que se realiza aprovechando el propio movimiento del pistón. En la figura 1.9 muestra las fases de funcionamiento del motor y figura 1.8 las partes internas principales de un motor de combustión interna de motocicleta.

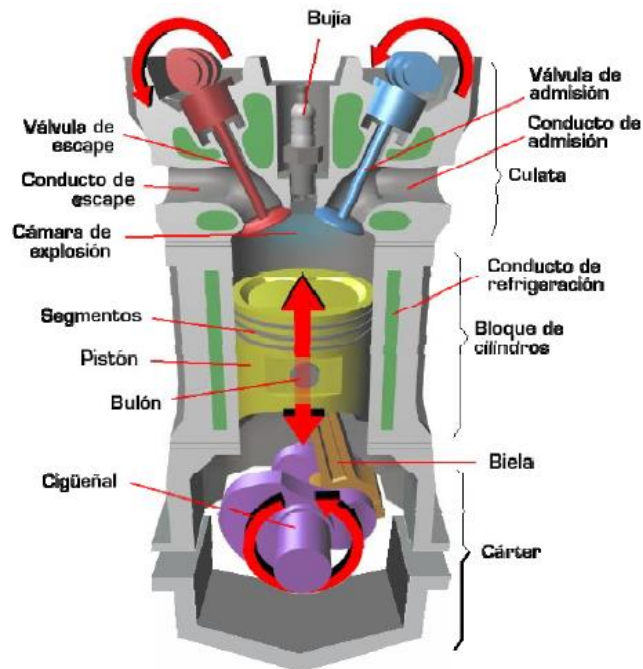


Figura 1.8 Motor motocicleta partes principales

Fuente: <http://www.parte1funcionamientomotor4t.com>

¹¹ <http://www.motormotocuatrotiempos.com>

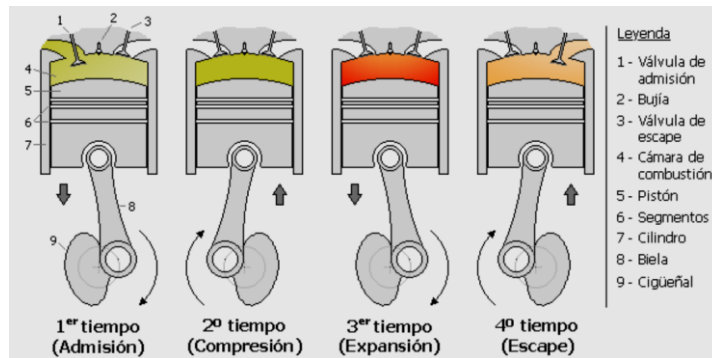


Figura 1.9 Fases en un motor mono-cilíndrico

Fuente: <http://www.parte1funcionamientomotor4t.com>

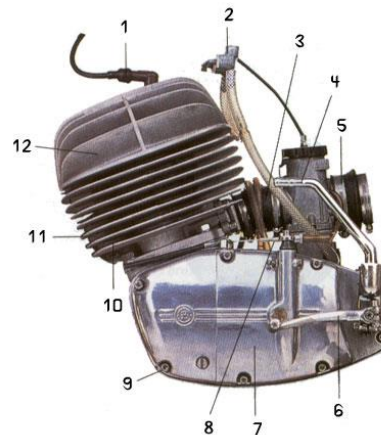


Figura 1.10 Motor motocicleta partes principales exteriores.

Fuente: <http://www.fazermotos.com.ar/Partes-de-la-moto/exterioromotormonocilindricode2tiempos.htm>

En la figura 1.10 se muestran las partes principales exteriores del motor motocicleta.

1. Capuchón de la bujía de encendido
2. Llave de combustible
3. Tubo de admisión de goma
4. Patada de arranque
5. Carburador
6. Palanca de cambios
7. Carcasa del motor
8. Brazo que activa el embrague
9. Tornillo de la carcasa
10. Lumbrera de escape
11. Aleta de enfriamiento
12. Tapa del cilindro

1.7.3 SISTEMA DE FRENOS

Es el mecanismo encargado de controlar y reducir la velocidad de las ruedas, debe asegurar una rápida detención de las ruedas pero sin llegar a bloquearlas. Es fundamental tener en cuenta las condiciones de la vía y el estado general de los mecanismos del vehículo (neumáticos, suspensiones, etc.).

Frenos de disco

Dispositivo que tiene una parte móvil (el disco) solidario con la rueda que gira es sometido al rozamiento de unas superficies de alto coeficiente de fricción (las pastillas) que ejercen sobre ellos una fuerza suficiente como para transformar toda o parte de la energía cinética del vehículo en movimiento, en calor, hasta detenerlo o reducir su velocidad.¹²

Freno de tambor

El freno de tambor consta de dos zapatas o pastillas de freno unidas al eje de giro de cada rueda, de tal forma que al pisar el pedal del freno, se acciona un bombín de doble pistón que presiona las zapatas contra las paredes del tambor.¹³

1.7.4 SISTEMA SUSPENSIÓN

Es el conjunto de elementos que absorben las irregularidades del terreno por el que se circula para aumentar la comodidad y el control del vehículo. El sistema de suspensión actúa entre la estructura y las ruedas, las cuales reciben de forma directa las irregularidades de la superficie transitada.

Una suspensión independiente permite que las ruedas suban o bajen sobre sí mismas sin afectar la rueda opuesta.. La principal ventaja de una suspensión independiente es que ésta permite movimientos independientes en las ruedas, tal que cuando una pasa un resalto la otra no se ve afectada.

Como se muestra en la figura 1.11 un sistema completo de suspensión delantera con guía para el volante.

¹² http://es.wikipedia.org/wiki/Freno_de_disco

¹³ <http://www.diablomotor.com/2010/06/22/frenos-de-disco-frenos-de-tambor/>

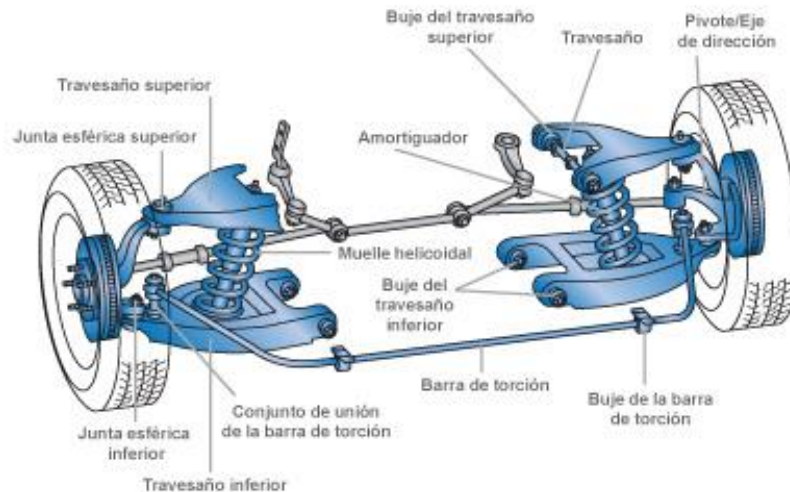


Figura 1.11 Sistema de suspensión delantera

Fuente: <http://www.midas.com>

Masa no suspendida

En un vehículo terrestre con suspensión, la masa no suspendida (figura 1.12) está constituida por, ruedas y otros componentes directamente conectados a ellos, como rodamientos, neumáticos, amortiguadores y los frenos del vehículo si están incluidos fuera del chasis.

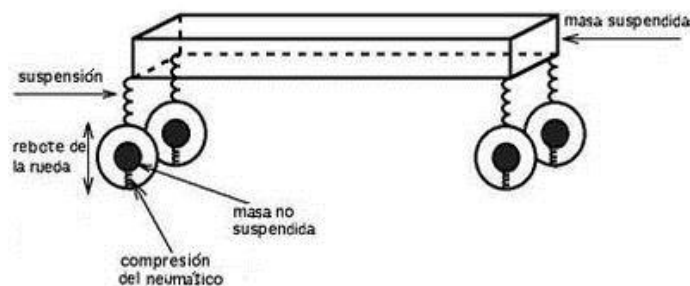


Figura 1.12 Ejemplo masa suspendida.

Fuente: http://es.wikipedia.org/wiki/Masa_no_suspendida

Suspensión independiente paralelogramo deformable rueda delantera

En la figura 1.13 se muestra una suspensión convencional de paralelogramo deformable. El paralelogramo está formado por un brazo superior (2) y otro inferior (1) que están unidos al chasis a través de unos pivotes, cerrando el paralelogramo a un lado el propio chasis y al otro la propia mangueta (7) de la rueda. La mangueta está articulada con los brazos mediante rótulas esféricas (4) que permiten la orientación de la rueda. Los elementos elásticos y amortiguador coaxiales (5) son de

tipo resorte helicoidal e hidráulico telescópico respectivamente y están unidos por su parte inferior al brazo inferior y por su parte superior al bastidor. Completan el sistema unos topes (6) que evitan que el brazo inferior suba lo suficiente como para sobrepasar el límite elástico del muelle y un estabilizador lateral (8) que va anclado al brazo inferior (1).

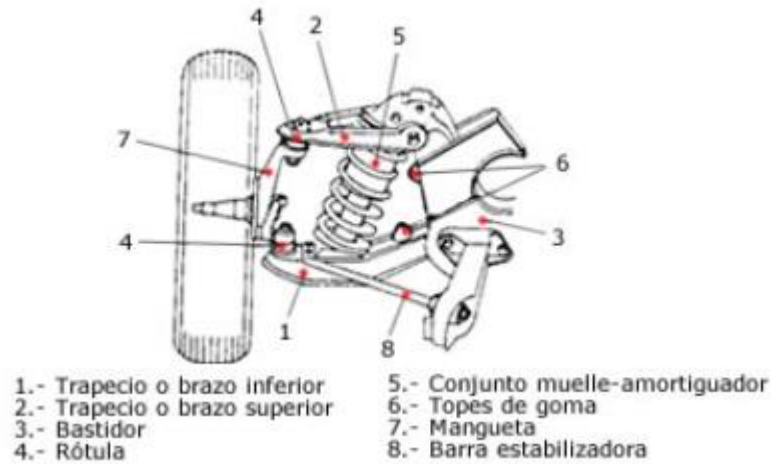


Figura 1.13 Suspensión de paralelogramo deformable

Fuente: <http://www.aficionadosalamecanica.net/suspension3.htm>

Suspensión posterior

Suspensión independiente, la rueda cuelga del soporte del eje (figura 1.14). Debido a que la rueda tiene una dirección fija mediante un soporte posterior sujeto a la estructura principal del vehículo forman un trinche con los dos amortiguadores que van cogidos al eje en el extremo del soporte posterior cerca del eje de rueda, siendo el sistema más sencillo y económico.



Figura 1.14 Suspensión posterior

Fuente: <http://www.moterosbajocero.es>

El amortiguador

Dispositivo que absorbe energía, utilizado para disminuir las oscilaciones no deseadas de un movimiento periódico proveniente de golpes o impactos, para evitar este efecto, que las ruedas se despeguen, y ayudar a que se mantengan en el suelo. El amortiguador figura 1.15 es de muelle con espiral exterior ajustable la precarga del muelle. El hundimiento es la cantidad que el amortiguador se comprime. A mayor precarga del muelle, el amortiguador se comprimirá menos, al reducir la precarga se comprimirá más.

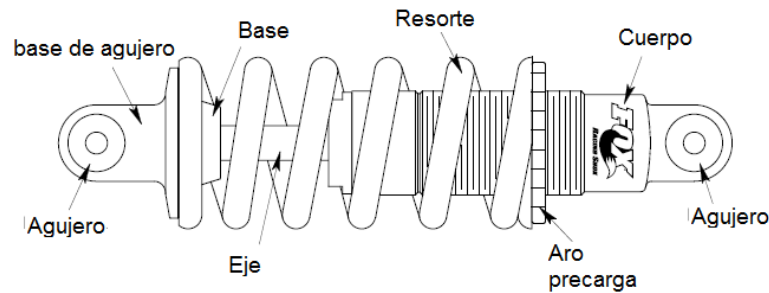


Figura 1.15 Amortiguador mecánico muelle.

Fuente: <http://www.foxracingshox.com>

1.7.5 SISTEMA DE DIRECCIÓN

Elemento que permite girar la orientación de las ruedas delanteras, con objeto de que el coche pueda desplazarse en movimientos que no sean en línea recta, hace girar al vehículo siguiendo la trayectoria de las curvas. La figura 1.16 muestra los elementos del sistema de dirección.

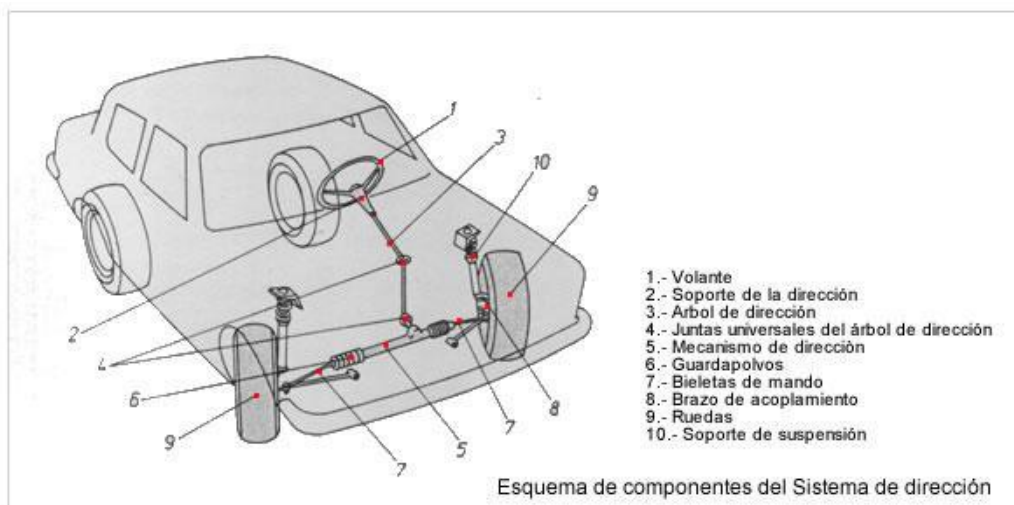


Figura 1.16 Esquema de componentes del sistema de dirección.

Fuente: www.aficionadosalamecanica.net/direccion.htm

Se acciona desde el volante (haciendo girar), lo que a su vez hace girar la columna de la dirección, que es la barra que lleva el movimiento hasta la el eje de la base, y parte que transmite el giro de la barra de dirección a los semiejes empujadores de cada rueda. Cada uno de estos semiejes desemboca en un empujador final, que es el que materialmente tira o empuja de la rueda para conseguir moverla. Los empujadores (bioletas o brazos) son las barras que desde la base empujan a la base de acoplamiento de rueda para que giren hacia los lados.

En la figura 1.17 se muestra el sistema de suspensión y dirección en una inclinación.

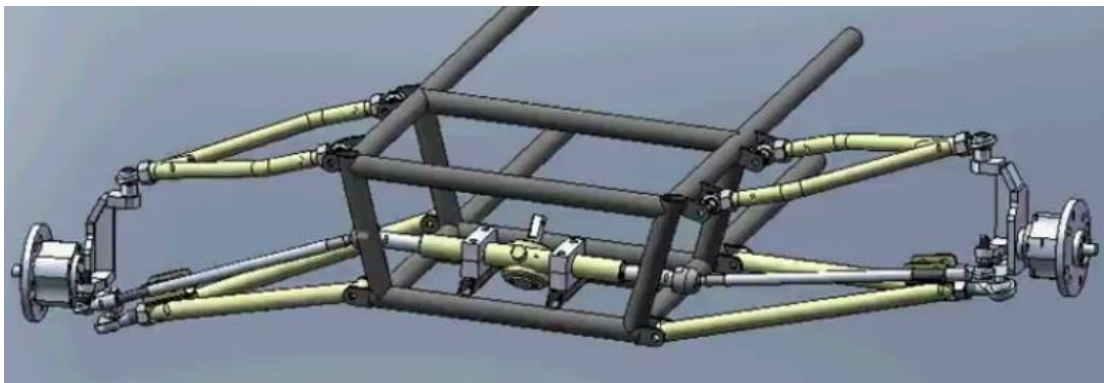


Figura 1.17 Sistema suspensión y dirección en una inclinación

Fuente: <http://www.supercrosscar.com>

CAPITULO II

2 ESTUDIO Y SELECCIÓN DE ALTERNATIVAS

En el presente capítulo se presentará los parámetros fundamentales de diseño, un análisis y selección de la mejor alternativa en el cual se basa en presentar varios tipos de modelos de los diferentes sistemas del vehículo a analizar, en el que se evaluará individualmente su funcionamiento, ventajas y desventajas de características específicas, y a continuación se elegirá la mejor opción que será la alternativa seleccionada para obtener el diseño óptimo y desarrollar el proyecto de construcción.

La selección de la alternativa para el diseño del vehículo publicitario es el resultado de un estudio por separado de los sistemas más críticos a analizarse, considerando los parámetros de diseño, funcionales y económicos orientados a solucionar la necesidad presentada; el prototipo requerido por las PCE, es un vehículo utilizado para trasladar a una persona con capacidad de carga máxima de 98 Kg.

Buscando solucionar estas necesidades que existen en nuestro medio, se realiza un análisis comparativo de los siguientes sistemas que forman parte del vehículo.

2.1 MÉTODO UTILIZADO

La selección de la mejor opción se basa en el planteamiento de parámetros, que cumplan en mayor parte con los requerimientos para un vehículo óptimo.

Se elige la alternativa con mayor valor. Esta medida supone que implican de mayor importancia y puntuaciones altas que indican un mejor desempeño de una elección presentada.

Se aplica un análisis de sensibilidad para la puntuación y valor de evaluación (Tabla 2.1) con el objetivo de determinar la sensibilidad de la decisión a tomar.

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

Tabla 2.1 Asignación de jerarquía para la alternativa a calificar.

Fuente: Los Autores

La puntuación de importancia se la obtiene después de hacer el análisis de los elementos a calificar para cada alternativa, y de acuerdo con eso se da una valoración usando el mismo concepto de la Tabla 2.1.

2.2 ANÁLISIS Y SELECCIÓN DE ALTERNATIVAS

Para cumplir con el objetivo y escoger la mejor alternativa se consideran los criterios de los parámetros más importantes entre ellos: seguridad del conductor, requerimiento en el mercado, facilidad de sistema de control, peso, costos de construcción, materiales en el mercado, mantenimiento. Tomando en cuenta los parámetros del diseño que se va a realizar. (Tabla 2.2)

2.2.1 PARÁMETROS FUNDAMENTALES PARA DEFINIR EL VEHÍCULO

Los factores principales e importantes a analizar son:

- Confiabilidad y Seguridad.
- Requerimiento en el mercado.
- Funcionamiento.
- Peso.
- Costo.
- Materiales en el mercado.
- Facilidad de construcción.
- Mantenimiento.

Confiabilidad y Seguridad, factor evaluado ya que de este depende que el traslado de las personas hacia su destino final, se lo haga de una manera que no ponga en riesgo vidas humanas o que involucren daños materiales, ambientales, etc.

Requerimiento del mercado, considerando los requerimientos y necesidades de los clientes.

Funcionamiento, permite establecer cuál de las alternativas presenta el mejor desempeño de los elementos o sistemas para el prototipo.

Peso, es importante considerarlo para mantener un peso liviano.

Costo, se considera en el diseño, para proceder a la construcción del vehículo publicitario.

Materiales en el mercado, factor que indica la facilidad con que se puede encontrar en el mercado nacional, los materiales y accesorios para la construcción.

Facilidad de construcción, evalúa la facilidad de elaboración de elementos y de acople entre los mismos para su fabricación.

Mantenimiento, evalúa la facilidad o dificultades con la que el operador pueda realizar el mantenimiento de cada una de las alternativas.

2.2.2 PARÁMETROS DE DISEÑO

En la Tabla 2.2 se indican los parámetros de diseño.

PARÁMETRO	CARACTERÍSTICA
Velocidad del vehículo	50 Km/h
Distancia entre ejes	1.50 m
Tipo de vehículo	Liviano
Suspensión delantera	Independiente en cada rueda
Suspensión posterior	Si
Dirección	Directa
Costo	No debe excederse a 5000\$

Tabla 2.2 Tabla de parámetros de diseño.

Fuente: Los Autores

Cada uno de los parámetros fue escogido después de haber escuchado el criterio de PCE y profesionales que se encuentran en el campo de vehículos livianos. Teniendo en cuenta este criterio se ha tomado el valor de la velocidad máxima en la zona urbana que es de 50Km/h.

2.3 SISTEMAS A ANALIZAR.

- Geometría para el vehículo.
- Sistema de suspensión.
- Sistema de dirección.
- Sistema de frenos.

2.4 GEOMETRÍA PARA EL VEHÍCULO

Aquí se define la geometría para realizar un diseño que permita fácilmente subir y bajar la PCE presentamos tres modelos a evaluar luego de analizar seleccionamos la mejor alternativa.

- **Alternativa A:** Vehículo unipersonal.
- **Alternativa B:** Coche entrada lateral.
- **Alternativa C:** Tricimoto.

2.5.1 ALTERNATIVA A VEHÍCULO UNIPERSONAL.

La particularidad de este vehículo soporta una carga de 100 Kg. además que se puede manejar solamente desde un control solo con las manos y que no necesita para controlar el vehículo los pies por lo que una persona con discapacidad física inferior (PDFI) puede manejar este vehículo. (Figura 2.1) Tiene un motor de combustión interna de bajo cilindraje que mediante un sistema de transmisión a cadena propulsa el movimiento al vehículo.



Figura 2.1 Coche especial Publicar.

Fuente: Los Autores

Las dos ruedas delanteras están conectadas mediante un sistema de suspensión independiente con amortiguador de muelle que está sujeto a la estructura, la sujeción de rueda trasera esta en el eje del soporte posterior inferior que tiene dos amortiguadores de muelle; el eje delantero que mediante un mecanismo hace girar para guiar la dirección. Cerca de las manos del conductor (figura 2.2) va un volante para controlar la dirección, freno, control para el acelerador, marchas del motor, el embrague que van en el guidón o volante los dos últimos mandos estarán conectados al motor de combustión interna y controlar el movimiento a velocidad deseada.

Para detener el vehículo se utiliza discos de freno para las ruedas delanteras y un freno de tambor en rueda posterior.

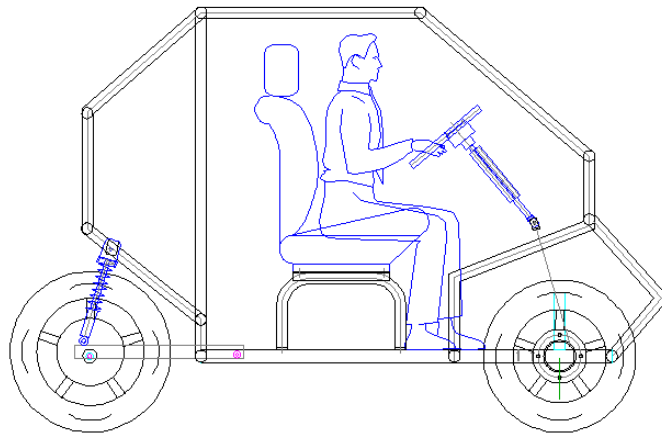


Figura 2.2 Vehículo publicitario.

Fuente: Los Autores

La parte publicitaria va en la parte superior mediante una estructura que estará fijado que es independiente de la estructura principal del vehículo. Para subirse y bajar la PCE se sujeta de una agarradera e impulsa todo su cuerpo que se logra mediante el traslado desde su silla de hacia el asiento, siendo el ingreso de la persona sin silla de ruedas por la parte lateral, el asiento se menciona que estará asentado a la estructura del vehículo, el conductor estará su vista al frente en la parte delantera para conducir.

a) Ventajas

- Protección para la seguridad para el conductor.
- Manejo básico con un control de tipo moto o cuadrón.
- Su peso liviano es proporcional a su tamaño pequeño.
- La construcción es factible.
- Alto rendimiento ya que su motor es bajo cilindraje (gasolina).
- Repuestos existentes en el mercado nacional

b) Desventajas

- Mantenimiento constante pero costo moderado.
- Costo fabricación bajo.
- B baja potencia.
- Tamaño pequeño.
- La carga de capacidad de trabajo es muy baja.

2.4.2 ALTERNATIVA B.-COCHE ENTRADA LATERAL

En la figura 2.3 se aprecia el mecanismo donde se introduce de manera muy sencilla a las personas. En la parte lateral del coche la puerta abre y permite que una compuerta trabaje como rampa, para el ingreso de la persona con toda la silla de ruedas y luego pasa a conducir el vehículo.



Figura 2.3 Coche Eléctrico entrada lateral.

Fuente: [http:// www.adapta-auto.com](http://www.adapta-auto.com)

Este concepto, conlleva a un diseño de un vehículo más grande, con una funcionalidad aplicada para un tipo vehículo eléctrico o un vehículo de combustión interna.

Este sistema se puede adaptar a un vehículo familiar de puerta lateral pero que requiere que el control sea modificado para que pueda conducir una persona con discapacidad inferior, coche no es diseñado exclusivamente para minusválidos, pero es una de las opciones a crear el sistema y acople para que pueda conducir una persona con capacidad especial.

a) Ventajas

- Presenta una alta seguridad para el conductor.
- Su velocidad es alta .
- Puede subir y bajar solo.

b) Desventajas

- Utiliza un solo motor eléctrico o un sistema de combustión interna y la transmisión de movimiento requiere más componentes.
- No se maneja con un volante sino lo hace con un joystick.
- Peso es proporcional al tamaño es elevado.
- Sistema de control electrónico y complejo.
- Mayor número de elementos importados.
- Mayor tiempo de fabricación
- Sistema para cada modelo de vehículo más complejo.
- Mantenimiento caro.
- Costo excesivamente alto.

2.4.3 ALTERNATIVA C.-TRICIMOTO

El scooter para personas en silla de ruedas figura 2.4, este moderno triciclo cuenta con una plataforma donde se coloca la silla de ruedas no presenta una estructura para proteger al conductor.

Este producto para las personas con discapacidad física que hayan perdido la movilidad de miembros inferiores o que sufrieron alguna amputación.



Figura 2.4 Trici-moto Eléctrico.

Fuente: <http://www.discapacidadonline.com>

Tiene una plataforma en donde se acomoda la silla de ruedas, de tal manera que posibilita a la persona poder conducir el vehículo apenas con las manos.

a) Ventajas

- El proceso de manejo similar al control de una moto.
- El peso es proporcional a su tamaño se puede decir mediano.
- Puede subir y bajar solo.
- Mantenimiento continuo.

b) Desventajas

- No presenta una estructura para el conductor.
- Seguridad del conductor baja.
- Costo alto.
- Un control remoto para un sistema de subida y bajada de la rampa.
- Sus elementos motrices son de importación.
- Un modelo no muy aceptado en el mercado
- No existe en el país un buen mercado de repuestos.

En la tabla 2.3, y figura 2.5 se muestran las puntuaciones de asignación de valor de cada parámetro de cada alternativa presentada y valor total de evaluación para cada propuesta para la geometría de la persona.

Parámetros	Alternativas		
	A	B	C
Confiabilidad y seguridad	8	9	6
Requerimiento de mercado	8	8	7
Funcionamiento	7	8	7
Peso	7	6	5
Costo	8	5	6
Materiales en el mercado	6	5	5
Facilidad de construcción	8	4	5
Facilidad de mantenimiento	8	5	7
Total	60	50	48

Tabla 2.3 Puntuación asignada alternativas del mecanismo para subir PCE

Fuente: Los Autores

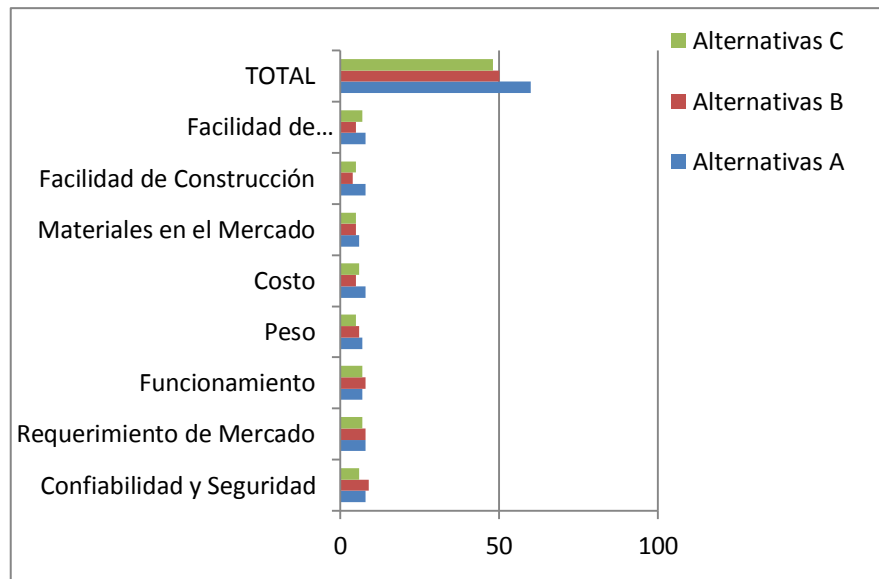


Figura 2.5 Gráfica puntuación asignada alternativas geometría para el vehículo.

Fuente: Los Autores

2.4.4 SELECCIÓN DE LA MEJOR ALTERNATIVA

Luego de haber efectuado las evaluaciones correspondientes a cada una de las alternativas descritas anteriormente, se ha determinado que el sistema que cumple o que se acerca más a las expectativas óptimas de diseño, en características requeridas para las PDFI es la alternativa Número A “vehículo unipersonal.

2.5 SISTEMA DE SUSPENSIÓN

La suspensión tiene como misión impedir que las irregularidades del terreno lleguen a la carrocería del vehículo y si lo hacen sean lo más disminuidas posibles. Para ello, entre las ruedas y el bastidor se coloca un medio elástico de unión, medio que se deformará con el peso del vehículo y con la inercia del mismo al elevarse como consecuencia de las irregularidades del pavimento.

- **Alternativa A:** Sistema con ballesta.
- **Alternativa B:** Sistema Mcpherson.
- **Alternativa C:** Sistema suspensión independiente

2.5.1 ALTERNATIVA A: SISTEMA CON BALLESTA

Está compuesto por una serie de láminas de acero resistente y elástico, de diferente longitud, superpuestas de menor a mayor (Figura 2.6) y sujetas por un pasador central llamado “perno-capuchino”. Para mantener las láminas alineadas llevan unas abrazaderas. La hoja más larga se llama maestra.

Termina en sus extremos en dos curvaturas formando un ojo por el cual, y por medio de un siembloc¹⁴ de goma, se articula el bastidor. Mediante los abarcones o placa se sujeta al chasis del vehículo. En uno de sus extremos se coloca una gemela, que permite el desplazamiento longitudinal de las hojas cuando coja un obstáculo y, en el otro extremo va al bastidor.

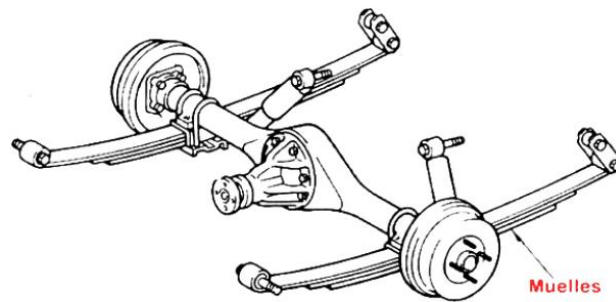


Figura 2.6 Mecanismo con ballestas

Fuente: <http://www.suspenciodecoches.com>

a) Ventajas

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

b) Desventajas

- Mayor rigidez
- Mayor peso
- Baja estabilidad
- No presenta libertad de giro de ruedas

¹⁴ Siembloc. Consiste en dos casquillos de acero en los que se intercala una camisa de goma.

2.5.2 ALTERNATIVA B: SISTEMA MCPHERSON

Es un sistema muy utilizado actualmente (Figura 2.7). Aquí el muelle se apoya en la parte inferior del amortiguador y la carrocería, sin necesidad de brazo superior.

Consta de un brazo único, de un tirante diagonal y de un pivote en cada rueda delantera.

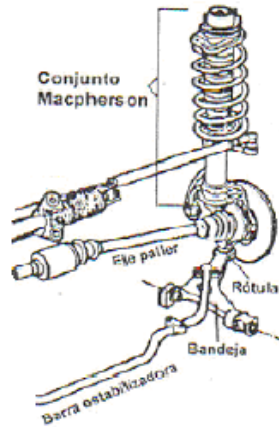


Figura 2.7 Mecanismo McPherson.

Fuente: <http://www.tecnun.es>

a) Ventajas

- Buena estabilidad
- Excelente amortiguación

b) Desventajas

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

2.5.3 ALTERNATIVA C: SISTEMA DE SUSPENSIÓN INDEPENDIENTE

Con una suspensión independiente, los neumáticos izquierdo y derecho son soportados por brazos separados y la carrocería es montada en estos brazos por medio de resortes o un amortiguador. Puesto que los neumáticos deben tener libertad

de movimiento hacia arriba y abajo separadamente. Presenta la facilidad de giro de rotación mediante unas rotulas y un eje se logra el giro para guiar la dirección de las ruedas delanteras.

a) Ventajas

- Reduce el balanceo de la carrocería.
- Se logra un excelente y cómodo viaje.
- Libertad de acoplamiento para guiar la dirección.
- Elementos existentes en mercado nacional.

b) Desventajas

- Muchos elementos estructurales en su composición.
- Mantenimiento periódico en los bocines de giro.

En la tabla 2.4, y Figura 2.8 se muestran las puntuaciones de asignación de valor de cada parámetro de cada alternativa presentada y valor total de evaluación para cada propuesta para el sistema de suspensión.

Parámetros	Alternativas		
	A	B	C
Confiabilidad y Seguridad	8	9	8
Funcionamiento	7	8	8
Peso	5	8	8
Costo	7	5	6
Materiales en el Mercado	8	8	8
Facilidad de Construcción	6	4	8
Facilidad de Mantenimiento	7	5	8
TOTAL	48	47	54

Tabla 2.4 Puntuación asignada alternativas para la suspensión.

Fuente: Los Autores

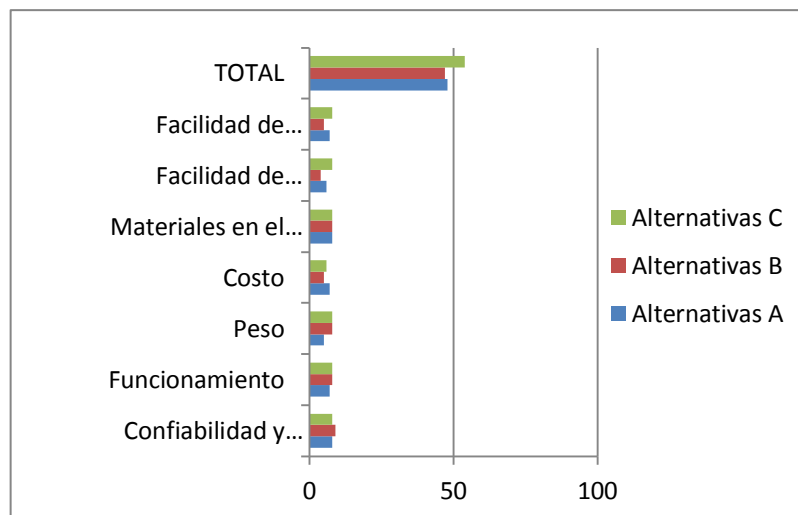


Figura 2.8 Gráfica puntuación asignada de alternativas del sistema de suspensión.

Fuente: Los Autores

2.5.4 SELECCION DE LA MEJOR ALTERNATIVA

Luego de haber efectuado las evaluaciones correspondientes a cada una de las alternativas descritas anteriormente, se ha determinado que el sistema que cumple en características requeridas es la alternativa Número C Suspensión independiente.

2.6 SISTEMA DE DIRECCIÓN

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

Alternativa A: Mecanismo de dirección directa.

Alternativa B: Mecanismo de dirección piñón-cremallera.

2.6.1 ALTERNATIVA A: MECANISMO DE DIRECCIÓN DIRECTA

Es un sistema muy sencillo, el mismo que consta de dos brazos de dirección roscados en sus extremos, y alojados en la rótula la que a su vez se encuentra conectado con el pivote. Los extremos internos están conectados al soporte o placa volante, el mismo que sirve para el alojamiento del eje volante. Con esto se obtiene movimientos

directos, lo que significa que al realizar movimientos del volante al lado derecho las ruedas giran a la derecha y viceversa. Este sistema es usado en los cuadrones. (Figura 2.9).

a) Ventajas

- Movimientos directos.
- Sistema menos complejo que otros.
- Simplicidad de montaje.
- Bajo costo.
- Facilidad de manejo para el conductor.

b) Desventajas

- Sensibilidad de la dirección
- Chequeo periódicos.
- Desgaste de rotulas.

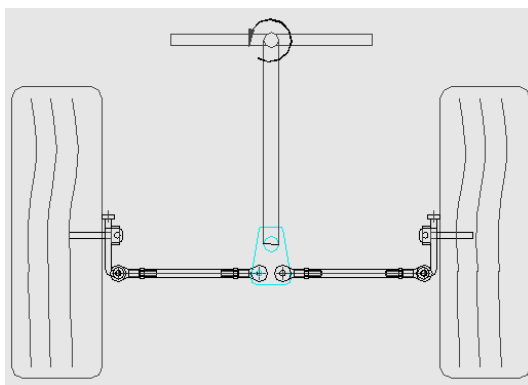


Figura 2.9 Mecanismo dirección directa.

Fuente: Los Autores

2.6.2 ALTERNATIVA B. MECANISMO DE DIRECCIÓN PIÑÓN-CREMALLERA

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

En la figura 2.10 se observa el mecanismo piñón- cremallera.

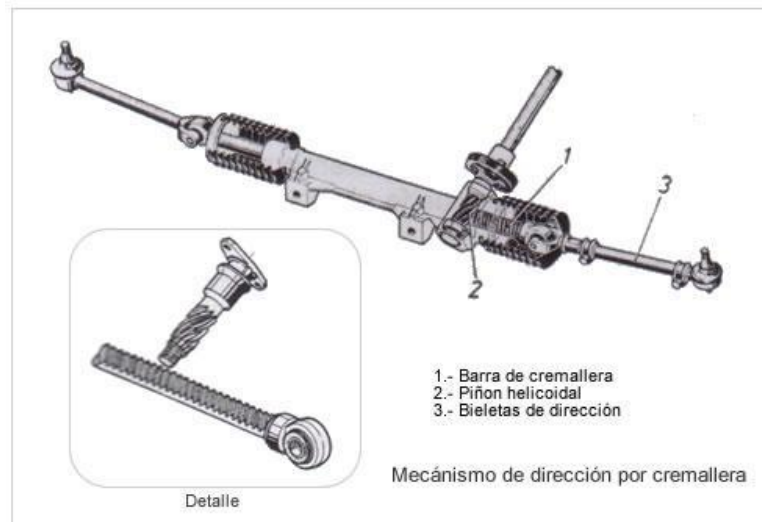


Figura 2.10 Mecanismo dirección piñón cremallera.

Fuente: <http://suspensionydireccion.bligoo.com/content/view/192461/Sistema-de-Direccion.html>

a) Ventajas

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

b) Desventajas

- Desajuste del piñón-cremallera
- Desgaste de rotulas
- Realizar un chequeo periódico
- Dificultad de recuperación en los giros
- Dificultad de manejo para el conductor discapacitado.

En la tabla 2.5 y figura 2.11 se muestran las puntuaciones de asignación de valor de cada parámetro de cada alternativa presentada y valor total de evaluación para cada propuesta para el sistema de dirección.

Parámetros	Alternativas	
	A	B
Facilidad de manejo	9	8
Mantenimiento	9	7
Facilidad de construcción	9	7
Facilidad de montaje	9	8
Calibración	9	9
Seguridad	7	9
Costos	9	9
TOTAL	61	57

Tabla 2.5 Puntuación asignada alternativas para la dirección.

Fuente: Los Autores

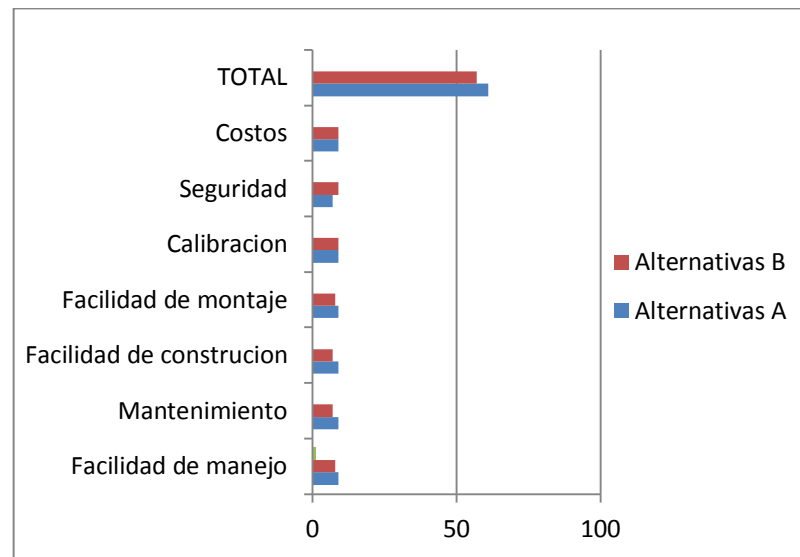


Figura 2.11 Gráfica Puntuación asignada alternativas del sistema de dirección.

Fuente: Los Autores

2.6.3 SELECCIÓN DE LA MEJOR ALTERNATIVA

Luego de haber efectuado las evaluaciones correspondientes a cada una de las alternativas descritas anteriormente, se ha determinado que el sistema que cumple en características requeridas es la alternativa Número A.

2.7 SISTEMA DE FRENOS

La función de los frenos, es de detener el giro de la llanta para así lograr detener el vehículo. Los frenos constituyen uno de los más importantes sistemas de seguridad

de un vehículo. En virtud de ello, los fabricantes dedican mucho tiempo al desarrollo y diseño de los sistemas de frenado.

- **Alternativa A:** Freno disco.
- **Alternativa B:** Frenos de tambor.
- **Alternativa C:** Freno combinado (disco y tambor)

2.7.1 ALTERNATIVA A: FRENO DISCO

El freno de disco consiste en un disco de hierro o rotor que gira con la manzana de la rueda y la mordaza fija en la suspensión delantera, que presiona la pastilla o material de fricción contra el disco. Figura 2.12

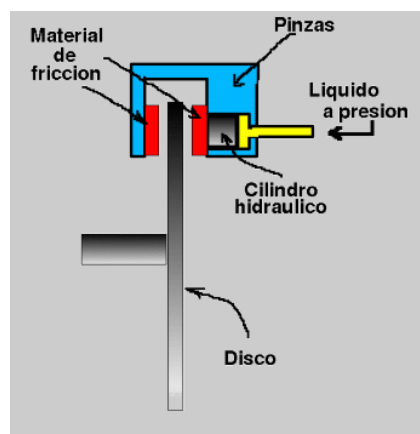


Figura 2.12 Freno de disco

Fuente: <http://www.sabelotodo.org/automovil/frenos.html>

a) **Ventajas**

- No se cristalizan las pastillas de freno.
- Enfriamiento rápido.
- Mejor frenado en condiciones adversas (lluvia, Humedad, etc.)
- Menor peso.
- Acople fácil en elementos de suspensión.

b) Desventajas

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

2.7.2 ALTERNATIVA B: FRENOS DE TAMBOR.

Los frenos de tambor tienen dos zapatas semicirculares que presionan contra la superficie interna de un tambor metálico que gira contra la rueda (figura 2.13) Las zapatas están montadas en un plato de anclaje; Este plato está sujeto dentro del tambor de giro del eje posterior para poder detener el giro.

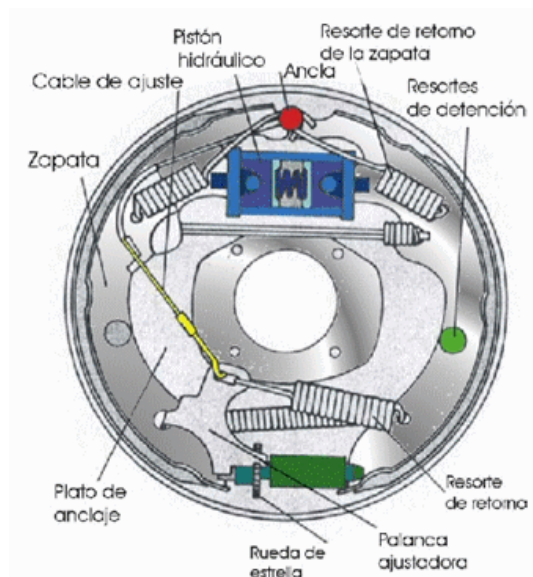


Figura 2.13 Freno de tambor

Fuente: <http://www.todomonografias.com/oficios/frenos-y-embragues-parte-1/>

a) Ventajas

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

b) Desventajas

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

2.7.3 ALTERNATIVA C: FRENO COMBINADO (DISCO Y TAMBOR)

Esta alternativa se trata de frenos de disco y frenos de tambor juntos pero separados para ruedas delanteras o posteriores (figura 2.14); ya que en la actualidad se está utilizando este tipo de combinación tanto para vehículos como para motocicletas.

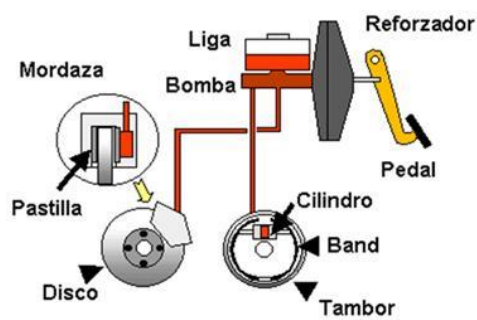


Figura 2.14 Combinación de los dos tipos de frenos.¹⁵

a) Ventajas

- Menor costo.
- Mayor duración.
- Mayor estabilidad.
- Mayor duración.

¹⁵ <http://www.monografias.com/trabajos95/sistema-suspension-direccion-y-frenos/sistema-suspension-direccion-y-frenos2.shtml>

b) Desventajas

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

En la tabla 2.6 y figura 2.15 se muestran las puntuaciones de asignación de valor de cada parámetro de cada alternativa presentada y valor total de evaluación para cada propuesta para el sistema de frenos.

Parámetros	Alternativas		
	A	B	C
Duración	7	6	9
Mantenimiento	9	6	8
Facilidad de Construcción	6	6	6
Facilidad de montaje	9	5	8
calibración	7	9	8
Seguridad	9	6	8
Costos	5	8	8
TOTAL	52	46	55

Tabla 2.6 Puntuación asignada alternativas sistema de frenos.

Fuente: Los Autores.

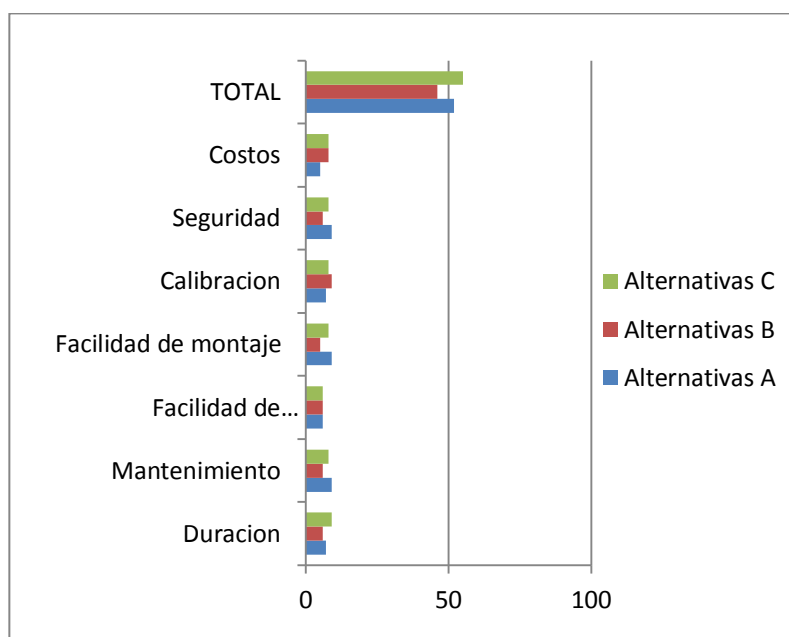


Figura 2.15 Gráfica Puntuación asignada alternativas del sistema de frenos.

Fuente: Los Autores

2.7.4 SELECCIÓN DE LA MEJOR ALTERNATIVA

Luego de haber efectuado las evaluaciones correspondientes a cada una de las alternativas descritas anteriormente, se ha determinado que el sistema que cumple en características requeridas es la alternativa Número C.

2.8 RESULTADO GENERAL DE SELECCIÓN DE ALTERNATIVAS

De acuerdo a los resultados:

Tabla 2.3 Alternativa A

Tabla 2.4 Alternativa C

Tabla 2.5 Alternativa A

Tabla 2.6 Alternativa C

Se realizará: un vehículo unipersonal, suspensión independiente para cada rueda, sistema de dirección directa, sistema de frenos combinado delantero disco posterior tambor.

CAPITULO III

3 DISEÑO DE VEHÍCULO PUBLICITARIO

En este capítulo se realiza los cálculos correspondientes para el diseño y para la selección de elementos necesarios correspondientes.

Teniendo en cuenta que los resultados calculados son valores teóricos que nos ayudan a adaptarnos a los valores que presentan los componentes existentes en el mercado para garantizar la estabilidad y la resistencia. Se determinan los valores necesarios para realizar el desarrollo de los cálculos en función del peso total del vehículo ya que este peso total estaría siendo igual al peso del vehículo más el peso propio de la PCE.

En el diseño del vehículo, algunos elementos serán seleccionados y otros justificados a través de la aplicación de fórmulas.

Los elementos calculados son:

- Potencia del motor.
- Perfil principal.
- Perfil para jaula de seguridad.
- Perno de soportes de amortiguador.
- Soporte (orejas).
- Base para sujeción de suspensión delantera
- Elementos para sujeción del volante de dirección.
- Placa volante de dirección.
- Soldadura en perfil base.
- Soldadura de soportes para suspensión.

Los elementos seleccionados son:

- Elementos Suspensión delantera y posterior.
- Elementos sistema de rodaje.

- Sistema de dirección.
- Sistema de transmisión Piñón-cadena.
- Sistema de frenos.
- Sistema de mando.
- Sistema eléctrico.

Los elementos seleccionados y diseñados pueden ser también considerados por selección a través de tablas y/o mediante las normas.

3.1 DISEÑO DE LA ALTERNATIVA SELECCIONADA

La etapa del diseño es un proceso creativo mediante el cual se le da forma a un sistema estructural, para que cumpla una función determinada con un grado de seguridad razonable y que, en condiciones normales de servicio tenga un comportamiento adecuado. Para la realización del diseño de la estructura del vehículo publicitario se procede como se indica en la Tabla 3.1

Procedimiento
Descripción general
Geometría del vehículo
Determinación de las cargas
Elementos a diseñar
Aplicación de las cargas
Análisis y diseño
Resultados obtenidos
Detalles del diseño

Tabla 3.1 Procedimiento realización del diseño

Fuente: Los Autores

3.2 DESCRIPCIÓN DEL PROYECTO

Para el diseño de la estructura seleccionada anteriormente en el estudio de alternativas, se considera que el vehículo publicitario está formado por elementos de acero, como material estructural, debido a las diversas ventajas frente a otros materiales de construcción. Entre las características más importantes están su alta resistencia por unidad de peso y la facilidad que este brinda para ser trabajado.

El diseño se lo ha realizado según las especificaciones técnicas de la siguiente norma:

NTE ISO 3833:2008 Vehículos automotores tipos términos y definiciones.

3.3 GEOMETRÍA DEL VEHÍCULO

La geometría del vehículo (figura 3.1) se plantea como la disposición de una armadura metálica, asentada sobre un perfil, en el cual presenta tres puntos de apoyo que están soportados en los ejes de las llantas, dos delanteras y una posterior, en la figura 3.2 se muestran las medidas básicas del vehiculó.



Figura 3.1 Vehículo diseño publicitario.

Fuente: Los Autores

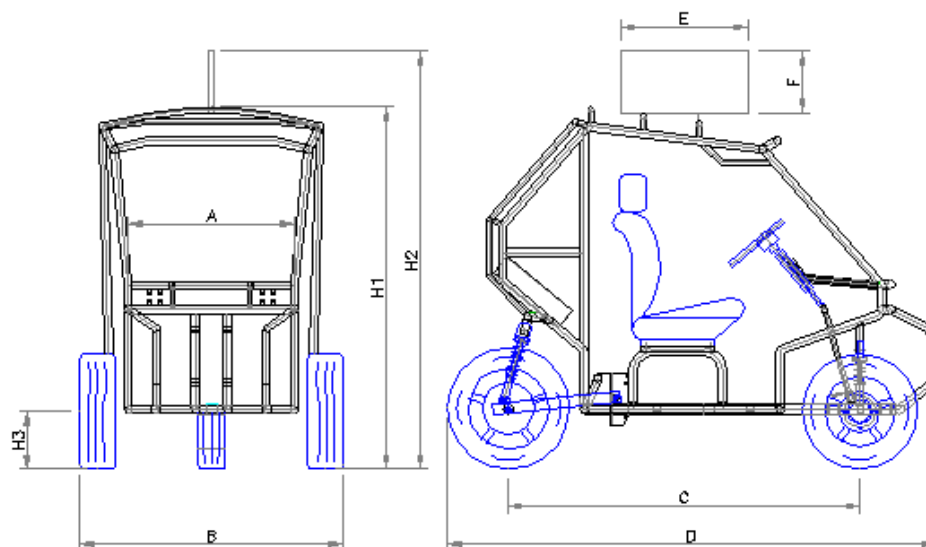


Figura 3.2 Geometría de vehículo publicitario.

Fuente: Los Autores

Dimensiones Vehículo Publicitario		
Denominación	Nombres	(mm)
A	Ancho libre para pasajeros	870
B	Ancho total	1175
C	distancia entre centros	1630
D	Largo Total del vehículo	2345
E	Ancho marco publicitario	600
F	Alto marco publicitario	300
H1	Alto del vehículo	1625
H2	Alto total del Vehículo	1960
H3	Distancia centro de llanta y piso	270

Tabla 3.2 Dimensiones de vehículo publicarlo

Fuente: Los Autores

3.4 DETERMINACIÓN DE LAS CARGAS

El vehículo se proyectara considerando las siguientes cargas.

- Carga muerta
- Carga viva
- Carga de diseño
- Carga de impacto

3.4.1 DETERMINACIÓN DE LA CARGA MUERTA

La carga muerta estará constituida por el peso propio de la estructura y todos los elementos que se hallan unidos y soportados al vehículo.

En el peso se puede cuantificar de acuerdo con la longitud de los perfiles o tubos que conforman la estructura. En vista de que no se conoce en esta etapa de diseño el tipo de perfiles que se utilizara en la estructura; para simplificar el análisis se asume que este valor en promedio es 220 Kg.

El peso de los componentes complementarios a la estructura son: sistema motriz, batería, llantas, luces, asiento, sistema dirección, marco publicitario y demás accesorios se toman de los respectivos catálogos y otros se calculan.

3.4.1.1 PESO PROPIO TOTAL

En la Tabla 3.3 se detalla el peso propio total del vehículo, que está conformado por el peso de la estructura y el peso de los componentes adicionales a este incluyendo un peso de un marco de publicidad en el techo de 5 Kg.

CM = Peso Propio total o carga muerta.

CM = 215 Kg

Elementos	Material	Peso (Kg/m)	Dimensión aprox. (mm)		e	Cant.	Peso (kg)
Base Inferior	Plancha e =2mm Aluminio		1500	1000	2	1	3.18
	Tubo A-36. Ø1 1/2" e:2mm	1.41	1300			2	3.66
	Tubo A-36 50x50x3	4.48	2200			1	9.85
Travesaños y soportes	Tubo A-36. Ø1 1/2" e:2mm	1.41	1100			7	10.85
			800			6	6.768
Perfil lateral	Tubo A-36. Ø1 1/2" e:2mm	1.41	4500			2	12.69
Sujeción y suspensión Posterior	Tubo A-36. Ø1 1/2" e:2mm	1.41	1000			2	2.82
	Platina A-36. 38x4mm	1.79	50			20	1.79
Armadura Delantera	Tubo A-36. Ø1 1/2" e:2mm	1,41	800			5	5.64
Techo	Tubo A-36. Ø1 " e:2mm	0.94	1100			3	3.1
Suspensión delantera y guía.	Tubo A-36. Ø1 " e:2mm	0,94	800			8	6.02
Soportes	Platina A-36. 38x4mm	1.79	50			4	0.36
OTROS	Tubo A-36. Ø1 1/2" e:2mm	1.41	6000			1.5	12.69
	Plancha e:6mm						1
	Varios						4
Sumatoria Peso total (Kg)							85

Tabla 3.3 Peso propio de la estructura.

Fuente: Los Autores

Cantidad	Denominación	Peso (Kg)	Peso Parcial (Kg)
2	Llantas delanteras	12	24
1	Llanta posterior	10	10
2	Suspensión delantera	5	10
1	Sistema posterior	1	10
1	Sistema eléctrico	5	5
1	Sistema de dirección	8	8
1	Motor y conexión	25	25
1	Accesorios	15	15
1	Varios	23	23
1	Peso propio de la estructura		85
(PPT) Peso Propio Total (Kg)			215

Tabla 3.4 Peso propio total del vehículo publicitario.

Fuente: Los Autores

3.4.2 DETERMINACIÓN DE LA CARGA VIVA

La carga viva es la resultante entre el peso de la carga que se pretende transportar más una sobrecarga. Esta última es considerada para evitar que la estructura falle por sobrecargas ya sea por desconocimiento de su capacidad máxima o por imprudencia del operario.

La carga a transportar se determina con el peso de una persona es de 80Kg. Como llevará en su interior solamente una persona puede cargarse inadvertidamente hasta un 20% más de lo mencionado, que corresponde al valor de la sobre carga.

$$CV = CT + SC \quad \text{Ecuación 3.1}$$

CT = Carga a Transportar

SC= Sobrecarga

$$CV = 80 \text{ (Kg)} + 0.2 * 80 \text{ (Kg)}$$

$$CV = 96 \text{ (Kg)}$$

Este valor se aproxima a 96 Kg.

3.4.3 CARGA DE VIENTO¹⁶

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

La resistencia de viento para vehículos se determina mediante:

$$R_a = \frac{1}{2} * C_x * \rho * A_f * V^2 \quad \text{Ecuación 3.2}$$

Dónde:

R_a = Resistencia Aerodinámica (N)

ρ = Densidad del aire (Kg/m³)

V = Velocidad en (m/s)

A_f = Superficie frontal del vehículo (m²)

C_x = Coeficiente aerodinámico del vehículo

El coeficiente aerodinámico C_x varía 0.3 para coches de líneas aerodinámicas y 0.8 para camiones e incluso más de 1 si llevan cargas muy voluminosas. “ Para el conjunto del vehículo publicitario eléctrico se toma un valor de C_x : 0.3 debido a que no presenta recubrimiento en el área frontal).

El área frontal del vehículo se determina proyectando la parte frontal sobre un plano perpendicular al flujo de aire que se produce sobre el vehículo, como se puede ver en la figura 3.3 Por lo que el área frontal queda del ancho por la altura total del vehículo.(Figura 3.4)

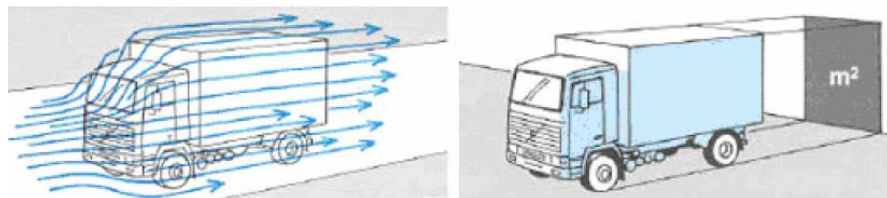


Figura 3.3. La carga de viento que actúa sobre un vehículo¹⁷

¹⁶ LUQUE, Pablo; Ingeniería del Automóvil Sistemas y comportamiento Dinámico; Ed Thomson; España; 2004

Datos.

$$C_x = 0.3$$

$$\rho = 1.2 \left(\frac{\text{Kg}}{\text{m}^3} \right)$$

$$V = 50 \left(\frac{\text{Km}}{\text{s}} \right) = 13.88 \left(\frac{\text{m}}{\text{s}} \right)$$

Alto del vehículo 1.6 m

Ancho del vehículo = 0.87 m.

$$A_f = 1.6 \times 0.87 \text{ (m}^2\text{)} = 1.39 \text{ (m}^2\text{)}$$

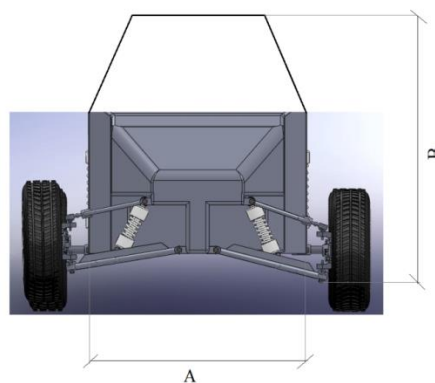


Figura 3.4 Área frontal vehículo publicitario.

Fuente: Los Autores

El vehículo no tiene recubrimiento en la parte frontal y esta área es mínima al ser ocupada por varios elementos del mismo como el asiento del conductor por lo que se utiliza un 30 % de esta área.

$$A_f = 0.3 * A_f$$

$$A_f = 0.3 * 1.39 \text{ (m}^2\text{)} = 0.4176 \text{ (m}^2\text{)}$$

Remplazando los datos en la ecuación 3-4 se tiene

$$R_a = \frac{1}{2} * 0.3 * 1.2 * 0.4176 * 13.88^2$$

$$R_a = C_f = 14.46 \text{ Kg.}$$

¹⁷ Fuente: LUQUE, Pablo; Ingeniería del Automóvil Sistemas y comportamiento Dinámico; Ed Thomson;

3.4.4 CARGA DE DISEÑO

Finalmente se obtiene la carga de diseño (C_d) mediante la ecuación 3.3 valor que desde este momento es determinante y diseño del prototipo.

$$C_d = C_m + C_V + C_f \quad \text{Ecuación 3.3}$$

$$C_d = 215 \text{ (Kg)} + 100 \text{ (Kg)} + 14.46 \text{ (Kg)}$$

$$C_d = 329.46 \text{ (Kg)}$$

Se le aproxima a un valor de $330 \text{ (Kg)} \Rightarrow 3234 \text{ (N)}$ En este valor ya está incluido un peso de carga que lleva el conductor igual a 25 Kg .

3.5 REACCIONES SOBRE RUEDAS DE VEHÍCULO.

Antes de iniciar el proceso es necesario tener las cargas del peso sobre las ruedas en la figura 3.5 se muestra las cargas y la distribución.

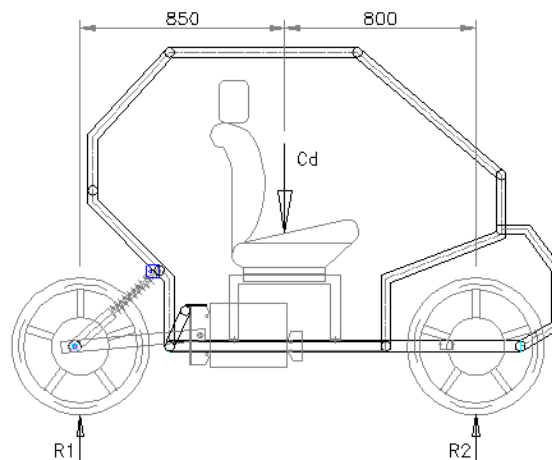


Figura 3.5 Distribución de peso sobre ruedas.

Fuente: Los Autores

$$\Sigma F_y = 0$$

$$R_1 + R_2 = C_d$$

$$\Sigma M_A = 0$$

$$C_d * 0.85\text{m} - R_2 * 1.65\text{m} = 0$$

$$R_2 = \frac{330\text{Kg} * 0.85\text{m}}{1.65\text{m}}$$

$$R_2 = 170 \text{ Kg.}$$

$$R_1 = C_d - R_2$$

$$R_1 = 330\text{Kg} - 170\text{Kg}.$$

$$R_1 = 160\text{Kg}.$$

Peso transferido a porcentajes, parte delantera será 52 % y la parte posterior 48%.

3.5.1 FUERZA MOTRIZ

Para calcular la potencia mínima requerida en el motor, es necesario determinar la fuerza a vencer, se utiliza la segunda ley de newton. (Figura 3.6)

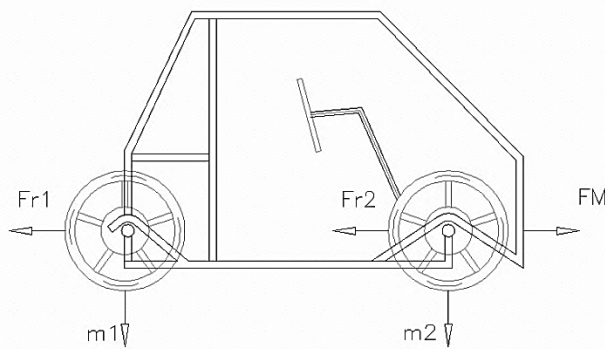


Figura 3.6 Diagrama de cuerpo libre plano sin inclinación.

Fuente: Los Autores

$$\mathbf{Fr} = \mathbf{Fn} * \mu \quad \mathbf{Ecuación 3.4}$$

Fr = Fuerza rozamiento (N)

Fn = Fuerza normal (N)

m = Peso sobre rueda (Kg)

μ = Coeficiente de rozamiento

FM = Fuerza motriz (N)

a) aceleración inicial del vehículo.

$$\mathbf{V} = \mathbf{Vo} + \mathbf{a} * \mathbf{t} \quad \mathbf{Ecuación 3.5}$$

Datos.

$$V_0 = 0 \left(\frac{\text{Km}}{\text{h}} \right) = 0 \left(\frac{\text{m}}{\text{s}} \right);$$

$$V = 20 \left(\frac{\text{Km}}{\text{h}} \right) = 5.55 \left(\frac{\text{m}}{\text{s}} \right)$$

$$t = 5 \text{ (s)}$$

En la tabla 3.5 muestra los valores obtenidos de una prueba para la obtención la de aceleración.

Velocidad Vf = 5.5 $\left(\frac{m}{s}\right)$	Tiempo (s)	Aceleración $\left(\frac{m}{s^2}\right)$
5.55	4	1.3875
5.55	5	1.11
5.55	8	0.69375
5.55	10	0.555
5.55	12	0.4625

Tabla 3.5 Datos obtenidos de prueba realizada de movimiento lineal.

Fuente: Los Autores

$$a = \frac{V}{t}$$

$$a = \frac{2.77 \left(\frac{m}{s}\right)}{5 \text{ s}}$$

$$a = 1.11 \left(\frac{m}{s^2}\right)$$

b) Peso

$$W_e = m * g \quad \text{Ecuación 3.6}$$

$$m = (\text{Kg})$$

$$g = 9.81 \left(\frac{m}{s^2}\right) \text{ Aceleración de gravedad de la tierra}$$

c) Fuerza motriz para la potencia en un plano sin inclinación.

Datos.

$$m_1 = 160 (\text{Kg}) \quad W_{e_1} = 1568 (\text{N})$$

$$m_2 = 170 (\text{Kg}) \quad W_{e_2} = 1666 (\text{N})$$

$$M_t = 330 (\text{Kg})$$

$$a = 1.1 \left(\frac{m}{s^2}\right)$$

0.7 = u para elementos rozamiento neumáticos en asfalto seco (Tabla 7.4 Prontuario)

$$\Sigma F = m * a$$

Ecuación 3.7

Donde.

F: Fuerza

m: Masa

a: aceleración

$$\Sigma F_x = m * a \text{ (N)}$$

$$FM - Fr_1 - Fr_2 = m * a$$

$$FM = Fr_1 + Fr_2 + m * a$$

$$FM = F_{n1} * \mu + F_{n2} * \mu + m * a$$

$$FM = 1568 \text{ (N)} * 0.7 + 1666 \text{ (N)} * 0.7 + 330 \text{ Kg} * 1.11 \left(\frac{\text{m}}{\text{s}^2} \right)$$

$$FM = 2630.1 \text{ (N)}$$

d) Fuerza motriz para la potencia en un plano con inclinación máxima 45° (figura3.7).

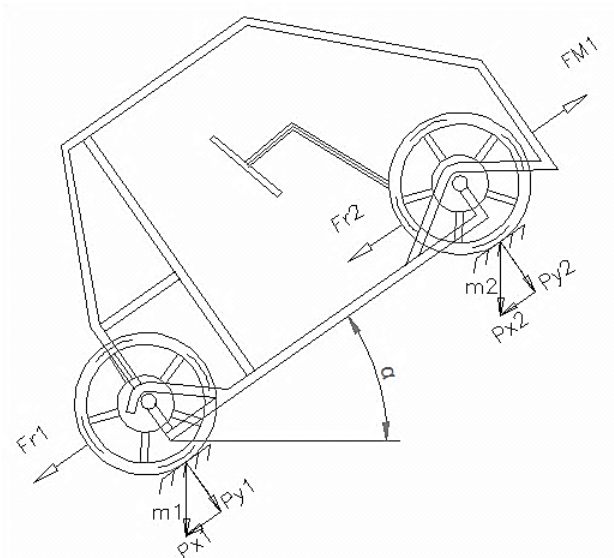


Figura 3.7 Diagrama de cuerpo libre plano con inclinación $\alpha = 45^\circ$.

Fuente: Los Autores

$$Py_1 = \text{Cos } 45^\circ * We_1$$

$$Py_1 = \text{Cos } 45^\circ * 1568 \text{ (N)} = 1108.7 \text{ (N)}$$

$$Px_1 = \text{Sen } 45^\circ * We_1$$

$$Px_1 = \text{Sen } 45^\circ * 1568 \text{ (N)} = 1108.7 \text{ (N)}$$

$$P_{y_2} = \text{Cos } 45^\circ * W_{e_2}$$

$$P_{y_2} = \text{Cos } 45^\circ * 1666 \text{ (N)} = 1178 \text{ (N)}$$

$$P_{x_2} = \text{Sen } 45^\circ * W_{e_2}$$

$$P_{x_2} = \text{Sen } 45^\circ * 1666 \text{ (N)} = 1178 \text{ (N)}$$

$$\Sigma F = m * a$$

$$FM_1 - Fr_1 - Fr_2 - P_{x_1} - P_{x_2} = m * a$$

$$FM_1 = Fr_1 + Fr_2 + m * a + P_{x_1} + P_{x_2}$$

$$FM_1 = P_{y_1} * \mu + P_{y_2} * \mu + m * a + P_{x_1} + P_{x_2}$$

$$FM_1 = 1108.7 \text{ (N)} * 0.7 + 1178 \text{ (N)} * 0.7 + 330 \text{ (Kg)} * 1.1 \left(\frac{\text{m}}{\text{s}^2} \right) + 1108.7 \text{ (N)} \\ + 1178 \text{ (N)}$$

$$FM_1 = 775.6 \text{ (N)} + 824.6 \text{ (N)} + 366.3 \text{ (N)} + 1108.7 \text{ (N)} + 1178 \text{ (N)}$$

$$FM_1 = 4253.2 \text{ (N)}$$

La fuerza FM_1 es la fuerza máxima que requiere el vehículo para alcanzar una velocidad de 20km/h en un tiempo de 5s partiendo del reposo.

3.5.2 POTENCIA DE MOTOR

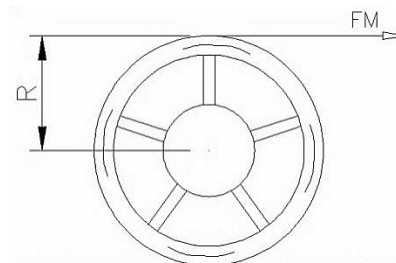


Figura 3.8 Representación para potencia de motor.

Fuente: Los Autores

$$H = Q * V$$

Ecuación 3.8

La potencia se define como el trabajo efectuado por unidad de tiempo o a su vez como la carga a mover por la velocidad. (Figura 3.8)

Dónde:

H = Potencia del motor (Watt)

Q = Carga (Kg)

V = Velocidad lineal $\left(\frac{m}{s}\right)$

El trabajo transmitido por un eje en rotación es igual al par de torsión aplicado por el ángulo de rotación. Por tanto, si durante un instante de tiempo dt un par de torsión aplicado T ocasiona que la eje gire un ángulo d Θ entonces la potencia instantánea es:

$$P = \frac{Td\theta}{dt}$$

Puesto que la velocidad angular es $W = \frac{d\theta}{dt}$ y se expresa también la potencia.

$$P = T * W \quad \text{Ecuación 3.9}$$

La ecuación del torque es:

$$T = F * d \quad \text{Ecuación 3.10}$$

Dónde:

P = Potencia del motor (Watt)

T = Momento de torsión (N*m)

W = Velocidad angular $\left(\frac{Rad}{s}\right)$

n = Velocidad de rotación (rpm)

FM = Fuerza motriz (Kg)

R = Radio de aplicación de fuerza del motor (m)

Datos.

R = 0.287 (m) Rueda R17 \varnothing 0.574(m)

$V = 20 \left(\frac{Km}{h}\right) = 5.55 \left(\frac{m}{s}\right)$

Carga sin inclinación

FM = 2630.1 (N) => 268.37 Kg.

Carga con inclinación

FM₁ = 4253.2 (N) => 434 Kg.

Cálculos.

a) Torque. En un plano sin inclinación.

$$T = FM \cdot R$$

$$T = 2630.1 \text{ (N)} \cdot 0.287 \text{ (m)}$$

$$T = 754.83 \text{ (N} \cdot \text{m)}$$

b) Torque max. En un plano con inclinación máxima 45°.

$$T \text{ max} = FM_1 \cdot R$$

$$T \text{ max} = 4253.2 \text{ (N)} \cdot 0.287 \text{ (m)}$$

$$T \text{ máx.} = 1220.6 \text{ (N} \cdot \text{m)}$$

c) Potencia teórica del motor (W) En un plano sin inclinación.

Ecuación 3.8.

$$H = 268.37 \text{ (Kg)} \cdot 5.55 \left(\frac{\text{m}}{\text{s}} \right)$$

$$H = 1476 \text{ (W)}$$

d) Potencia teórica del motor (W) En un plano con inclinación máxima 45°.

Ecuación 3.8.

$$H = 434 \text{ (Kg)} \cdot 5.55 \left(\frac{\text{m}}{\text{s}} \right)$$

$$H = 2408.7 \text{ (W)}$$

e) Potencia real del motor (W)

$$H_r = \frac{H}{\eta}$$

Ecuación 3.11

Donde.

H_r = Potencia real

H = Potencia teórica

η = eficiencia motor. (0.75)

	Plano sin Inclinación	Plano con Inclinación 45°
Fuerza (N)	2630.1	4253.2
Potencia (W) Teórica	1476	2408.7
Potencia (W) Real Eficiencia 75%	1968	3210

Tabla 3.6 Fuerza y Potencia ejercida sobre el motor.

Fuente: Los Autores

De la tabla 3.6, el valor requerido es 3210 W (4.3 HP.)

3.5.3 SELECCIÓN DEL MOTOR A COMBUSTIÓN INTERNA

Por tanto al utilizar 1 motor de 150cc³ 10 Hp 7.46 (Kw) se obtiene la potencia necesaria para vencer la fuerza que requiere el vehículo con una carga de 330Kg. Incluido el conductor en un plano máximo con inclinación de 45° que será donde se necesita mayor potencia del vehículo, y que en un plano sin inclinación el vehículo puede circular fácilmente utilizando menos potencia.

Se selecciona un motor de motocicleta con las siguientes características. (Tabla 3.7)




Motor 100 cc.	Motor 125 cc.	Motor 150 cc.
		
características	características	características
2T	4T	4T
Gasolina	Gasolina	Gasolina
Encendido Pedal	Encendido Pedal y eléctrico	Encendido Pedal y eléctrico

Tabla 3.7 Motores de motocicleta características principales

Fuente: MOTOR UNO, Cotización de ventas motor uno.

Características del motor seleccionado.

- Marca (Motor uno Forte 150)
- Potencia de 150 cc³.
- Cuatro Tiempos.
- Tipo de combustible. Gasolina

El motor viene con:

- Una conexión para el tanque de gasolina.
- Una conexión para sistema de escape.
- Una conexión para el sistema eléctrico.
- Dos soportes para la base del motor.

Potencia en Hp de motor a combustión

Se utiliza la conversión, en relación a los motores de vehículos, 15 CC = 1 Hp.¹⁸

Motor de la moto de 150 cc³ es equivalente a un motor de 10 Hp.

Las características técnicas de la motocicleta con su motor se observa en el ANEXO. A 3.2.

La selección del motor con esta potencia se realiza por tres principales motivos.

- Motor en stock sin espera de importación.
- Motor con misma carcasa de motor de 200cc.
- Amplio mercado de repuestos y accesorios para una motocicleta motor de 200cc.
- Costo bajo en comparación de otros cilindrajes.

El motor seleccionado 150cc³ tiene una potencia de 10 Hp. Cuando alcance una velocidad máxima de 70 Km/h; mediante el acelerador se regula para que esta velocidad solamente llegue hasta 50Km/h por lo tanto se ocupará solamente la

¹⁸ http://wiki.answers.com/Q/Convert_200_cc_into_horsepower

potencia de un 70-80%, al no acelerar el motor en toda su capacidad, trabajará es 80% dando una potencia ocupada de (8 Hp) 5968 W.

3.6 ANÁLISIS DINÁMICO Y VALIDACIÓN POR ELEMENTOS FINITOS

Se define las fuerzas generales a las que va a estar sometida la suspensión:

Peso aproximado del vehículo 330 Kg. => 3234 N con piloto a bordo.

Distribución del peso: 48% atrás y 52 % adelante aproximadamente.

Se analiza tres casos críticos en el movimiento del vehículo:

- Obstáculo en camino
- Vehículo en curva
- Aceleración o desaceleración del vehículo

3.6.1 DISEÑO DE LA SUSPENSIÓN.

Para analizar este caso se asume que el vehículo entrará al obstáculo con una velocidad máxima de 40km/h. Igualmente se toma una altura del resalto de 20cm.

Se aproximará la forma del resalto como se muestra en la figura 3.9 con el fin de facilitar los cálculos. También se supondrá que la superficie de la rueda mantendrá contacto en todo momento con la superficie del resalto. Para un mayor análisis de este caso y de las razones de las suposiciones hechas consultar la referencia que aparece en la figura 3.9.

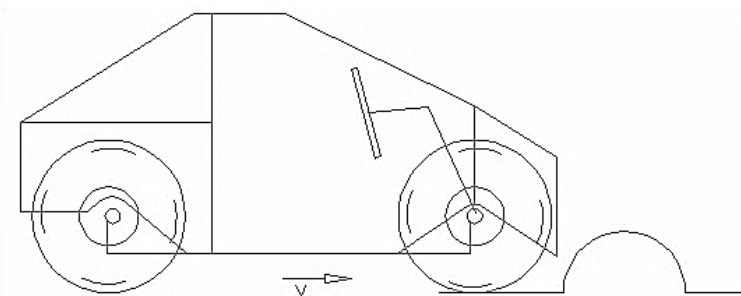


Figura 3.9 Modelo Obstáculo en el Camino

Fuente: "TORO, Restrepo, Mauricio; Diseño de un vehículo de Competición bajo los reglamentos de la formula SAE", EAFIT, 2006

El análisis de fuerzas en la siguiente figura 3.10.

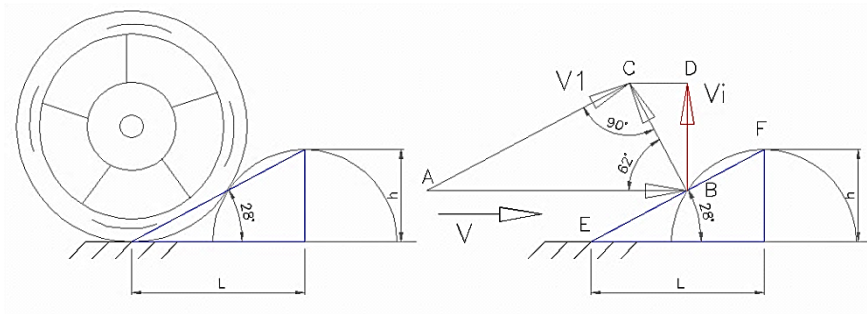


Figura 3.10 Análisis de fuerzas (Obstáculo en el Camino)

Fuente: Los Autores

3.6.1.1 VELOCIDAD EN EL RESALTO PARA LA SUSPENSIÓN ¹⁹

Se realiza el cálculo utilizando teorema de Pitágoras que nos permite obtener la velocidad de impacto aplicada a la suspensión.

Datos.

$$\alpha = 28^\circ$$

$$h = 20\text{cm}$$

$$V = 40\left(\frac{\text{Km}}{\text{h}}\right) = 11.11 \left(\frac{\text{m}}{\text{s}}\right)$$

Cálculo

Distancia EF:

Triángulo formado por el resalte.

$$\text{Sen } 28^\circ = \frac{h}{\text{EF}}$$

$$\text{EF} = \frac{h}{\text{Sen } 28^\circ}$$

$$\text{EF} = \frac{0.2 \text{ m}}{\text{Sen } 28^\circ}$$

$$\text{EF} = 0.426 \text{ m}$$

Cálculo velocidad:

¹⁹ "TORO, Restrepo, Mauricio; Diseño de un vehículo de Competición bajo los reglamentos de la formula SAE", EAFIT, 2006

Triángulo ABC

$$\text{Sen } 28^\circ = \frac{V_1}{V}$$

$$V_1 = \text{sen}28^\circ * V$$

$$V_1 = \text{sen}28^\circ * 11.11 \left(\frac{\text{m}}{\text{s}}\right)$$

$$V_1 = 5.21 \left(\frac{\text{m}}{\text{s}}\right)$$

Triángulo BCD

$$\text{Cos } 28^\circ = \frac{V_i}{V_1}$$

$$V_i = \text{Cos}28^\circ * V_1$$

$$V_i = 4.6 \left(\frac{\text{m}}{\text{s}}\right)$$

3.6.1.2 ACELERACIÓN EN EL RESALTO PARA LA SUSPENSIÓN

$$V_f^2 = V_o^2 + 2a * d \qquad \text{Ecuación 3.12}$$

Dónde:

$$V_f = \text{Velocidad final } \left(\frac{\text{m}}{\text{s}}\right)$$

$$V_o = \text{Velocidad inicial } \left(\frac{\text{m}}{\text{s}}\right)$$

$$a = \text{aceleración } \left(\frac{\text{m}}{\text{s}^2}\right)$$

$$d = \text{Distancia (m)}$$

Cálculo:

$$d = \text{Distancia EF}$$

$$a = \frac{V_f^2}{2d}$$

$$a = \frac{\left(4.6 \frac{\text{m}}{\text{s}}\right)^2}{2 * (0.425)\text{m}} = 24.89 \left(\frac{\text{m}}{\text{s}^2}\right)$$

3.6.1.3 CARGA DELANTERA DE IMPACTO DEBIDA AL OBSTÁCULO

Se utiliza la segunda ley de newton para obtener la fuerza.

$$\Sigma F = m \cdot a$$

Ecuación 3.7

Datos:

$$a = 24.89 \left(\frac{m}{s^2} \right)$$

$$m = 330 \text{ Kg}$$

Peso de la parte delantera 52% de la carga del diseño.

$$M_d = 0.52 * C_d$$

$$M_d = 0.52 * 330 \text{ Kg}$$

$$M_d = 171.6 \text{ Kg}$$

El peso de la parte delantera se divide para dos ruedas.

$$M_{d1} = \frac{M_d}{2}$$

$$M_{d1} = \frac{171.6 \text{ Kg}}{2}$$

$$M_{d1} = 85.8 \text{ Kg.}$$

A esta masa se le resta la masa no suspendida.

$$M_{d2} = M_{d1} - \text{peso de las rueda completas}$$

$$M_{d1} = 85.8 \text{ Kg} - 12 \text{ Kg}$$

$$M_{d1} = 73.8 \text{ Kg}$$

Fuerza debida al obstáculo mediante la siguiente Ecuación 3.7.

$$F \text{ impacto rueda} = m * a$$

$$F \text{ impacto rueda} = 73.8 \text{ Kg} * 24.89 \left(\frac{m}{s^2} \right)$$

$$F \text{ impacto rueda} = 1836.88 \text{ N}$$

La llanta absorbe el 10% de la fuerza de impacto y disipa en forma de calor.²⁰

²⁰ <http://www.forocoches.com/foro/showthread.php?t=526380>

F impacto rueda final = 1836.88 N - 0.1*(1836.88) N

F impacto rueda final = 1653.192 N => 168.69 Kg

Resultados de la rueda delantera:

- Aceleración vertical debida al resalto de $24.89 \left(\frac{m}{s^2}\right)$
- Fuerza vertical debida a resalto en la llanta delantera : 1653.192 (N)

Mediante la Tabla 3.8 se puede comprobar los datos calculados para diferentes ángulos de resaltes.

Velocidad $\left(\frac{m}{s}\right)$	Ángulo (°)	Ángulo (Radian)	Velocidad perpendicular $V1 \left(\frac{m}{s}\right)$	Velocidad suspensión $V1 \left(\frac{m}{s}\right)$	Distancia EF (m)	Aceleración $\left(\frac{m}{s^2}\right)$	fuerza para suspensión masa suspendida
40 (km/h)						$\frac{Vf^2}{2d}$	F=m*a m=73,8Kg. (N)
11,11	3	0,0524	0,58	0,58	3,82	0,04	3,26
11,11	5	0,0873	0,97	0,96	2,29	0,20	15,00
11,11	10	0,1745	1,93	1,90	1,15	1,57	115,96
11,11	15	0,2618	2,88	2,78	0,77	4,99	369,38
11,11	20	0,3491	3,80	3,57	0,58	10,90	806,73
11,11	25	0,4363	4,70	4,26	0,47	19,13	1415,79
11,11	28	0,4887	5,22	4,61	0,43	24,89	1842,04
11,11	30	0,5236	5,56	4,81	0,40	28,93	2140,79

Tabla 3.8 Datos de prueba realizada de movimiento lineal rueda delantera.

Fuente: Los Autores

3.6.1.4 CARGA POSTERIOR DE IMPACTO DEBIDA AL OBSTÁCULO

Se utiliza el mismo proceso de cálculo de la rueda delantera pero utilizando la carga posterior.

Peso de la parte posterior 48% de la carga del diseño.

$$M_p = 0.48 * C_d$$

$$M_p = 0.4 * 300 \text{ Kg}$$

$$M_p = 144 \text{ Kg}$$

A esta masa se le resta la masa no suspendida.

$$M_{p1} = M_p - \text{peso de la rueda completa posterior}$$

$$M_{p1} = 144 \text{ Kg} - 10 \text{ Kg} = 134 \text{ Kg}$$

Fuerza debida al obstáculo mediante la siguiente Ecuación 3.7.

$$F \text{ impacto rueda} = m * a$$

$$F \text{ impacto rueda} = 134 \text{ Kg} * 24.89 \left(\frac{\text{m}}{\text{s}^2} \right)$$

$$F \text{ impacto rueda} = 3335.26 \text{ N}$$

La llanta absorbe el 10% de la fuerza de impacto y disipa en forma de calor.²¹

$$F \text{ impacto rueda final} = 3335.26 \text{ N} - 0.1*(3335.26) \text{ N}$$

$$F \text{ impacto rueda final} = 3001 \text{ N} \Rightarrow 306.29 \text{ (Kg)}$$

Resultados de la rueda posterior:

$$\text{Aceleración vertical debida al resalto de } 24.89 \left(\frac{\text{m}}{\text{s}^2} \right)$$

$$\text{Fuerza vertical debida a resalto en la llanta posterior: } 3001 \text{ N}$$

En la Tabla 3.9 se muestra los datos calculados para diferentes ángulos de resaltes.

²¹[http:// www.forocoches.com/foro/showthread.php?t=526380](http://www.forocoches.com/foro/showthread.php?t=526380)

Velocidad ($\frac{m}{s}$)	Angulo ($^{\circ}$)	Angulo (Radian)	Velocidad perpendicular V_1 ($\frac{m}{s}$)	Velocidad suspensión V_i ($\frac{m}{s}$)	Distancia EF (m)	Aceleración ($\frac{m}{s^2}$)	fuerza para suspensión masa suspendida
40 (km/h)						$\frac{Vf^2}{2d}$	$F = m*a$ $m=134Kg.$ (N)
11,11	3	0,0524	0,58	0,58	3,82	0,04	5,91
11,11	5	0,0873	0,97	0,96	2,29	0,20	27,17
11,11	10	0,1745	1,93	1,90	1,15	1,57	209,99
11,11	15	0,2618	2,88	2,78	0,77	4,99	668,89
11,11	20	0,3491	3,80	3,57	0,58	10,90	1460,84
11,11	25	0,4363	4,70	4,26	0,47	19,13	2563,73
11,11	28	0,4887	5,22	4,61	0,43	24,89	3335,59
11,11	30	0,5236	5,56	4,81	0,40	28,93	3876,56

Tabla 3.9 Datos de prueba realizada de movimiento lineal rueda posterior.

Fuente: Los Autores.

3.6.2 VEHÍCULO EN CURVA

La fuerza centrípeta, dirigida hacia el centro de curvatura de la trayectoria, que actúa sobre un objeto en movimiento, siempre actúa en forma perpendicular a la dirección del movimiento del cuerpo sobre el cual se aplica.

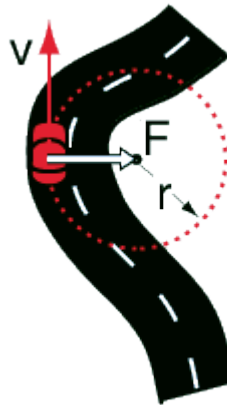


Figura. 3.11 Fuerza centrípeta dirigida hacia el centro

Fuente: <http://evelyn-lu.blogspot.com/2010/09/fuerza-centripeta-y-movimiento-peralte.html>

$$F_c = m \frac{V^2}{r} \quad \text{Ecuación 3.13}$$

Donde.

m : masa

V : velocidad

r : radio de curvatura.

Datos.

Radio de curvatura mínimo es de 10 metros. ²²

V = 50 Km/h => 13.88m/s

$$F_c = 330 \text{ (Kg)} * \frac{(13.88 \frac{\text{m}}{\text{s}})^2}{10(\text{m})}$$

$$F_c = 6357.6 \text{ (N)}$$

Asumiendo que todas las ruedas soportarán la misma carga lateral entonces la carga sobre cada una de ellas debida a la fuerza centrípeta es $6357.6/3 = 2119.2 \text{ (N)}$.

3.6.3 ACELERACIÓN O DESACELERACIÓN DEL VEHÍCULO

Para este caso se toma en cuenta un fenómeno que ocurre llamado transferencia de masa, que se da debido al cambio de momentum de un cuerpo. Se partió del modelo mostrado en la siguiente Figura 3.12.

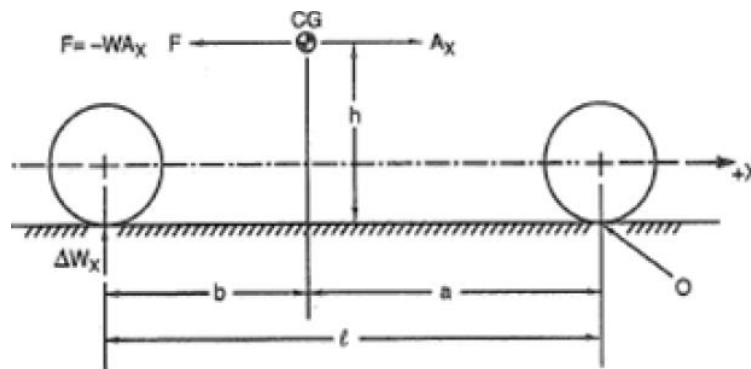


Figura 3.12. Esquema transferencia de Masa²³

$$\Delta W_x = \frac{h * m * A_x}{l} \quad \text{Ecuación 3.14}$$

Dónde:

ΔW_x = Es el incremento de carga en las ruedas traseras (o la disminución en las delanteras) debidas al cambio de momentum del vehículo al acelerarse. El fenómeno es inverso cuando el vehículo se desacelera.

²² <http://viasunefaisabelica.blogdiario.com/1288043882/>

²³ Fuente: <http://www.michael-schumacher.es/foro/cargas-que-experimenta-una-rueda-en-formula-1-vt4557.html>

A_x : Aceleración (o desaceleración) del vehículo.

l : Longitud entre las ruedas.

M : Masa del vehículo (kg)

h : Altura del centro de masa medida desde el piso. (m)

Calculo.

a) En aceleración:

Si el vehículo va de 0 a 50km/h en 12 segundos (valor de referencia en vehículos de lentos en la calle Tabla 3-7), $A_x=1.156 \text{ m/s}^2$, por lo tanto remplazando en la ecuación (3.14) se tiene:

$$\Delta W_x = \frac{0.5\text{m} * 330 \text{ Kg} * 1.156\text{m/s}^2}{1.65\text{m}}$$

$$\Delta W_x = 156 \text{ (N)}$$

b) En desaceleración ($a = 1g$):

Según expertos de automovilismo se busca que el carro al frenar (desacelerar) lo haga a $1g$ (1 aceleración de gravedad), luego tomando este valor como referencia y remplazando en la ecuación (3.14) se tiene:

$$\Delta W_x = \frac{0.5\text{m} * 330 \text{ Kg} * 9.81 \text{ m/s}^2}{1.65\text{m}}$$

$$\Delta W_x = 981 \text{ (N)}$$

3.7 DISEÑO DE VIGA PRINCIPAL

La viga principal es el elemento más importante a diseñar, ya que el mismo debe garantizar un soporte para toda la estructura del vehículo, todo el peso estará sobre el perfil principal (VP_1), para determinar el reparto de cargas sobre el vehículo publicitario, que tendrá dos apoyos principales el primero cerca de la rueda posterior y el segundo el de las ruedas delanteras figura 3.13.

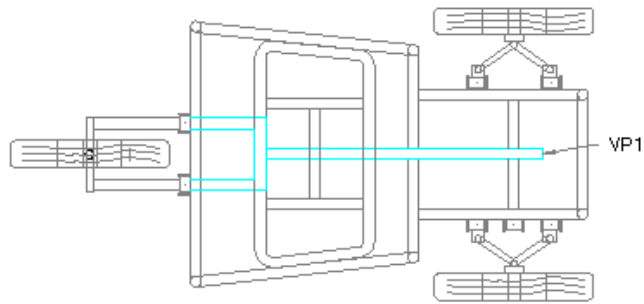


Figura 3.13 Viga principal de vehículo publicitario. (VP1)

Fuente: Los Autores

Para realizar el cálculo de esta viga se hace consideraciones importantes.

- Calcular el perfil principal aplicando la carga de diseño que está directamente apoyada en el perfil principal.
- La carga de diseño (C_d) es la que condiciona la carga sobre el vehiculó, esta carga se considera para efectos de cálculo como una carga uniforme distribuida y situada simétricamente respecto al eje longitudinal.
- Se asume dos puntos de apoyo y la longitud de separación es la distancia entre centros de ejes de las ruedas.

En la figura 3.14 se muestra la disposición de los apoyos en el perfil principal, esta distribución se ha definido de los apoyos en la estructura como si fuera un sola viga, tomando como referencia el espaciamiento 1.235 m entre ejes.

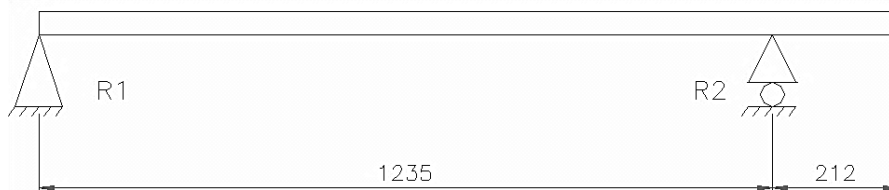


Figura 3.14 Distribución de apoyos sobre la viga principal.

Fuente: Los Autores

3.7.1. ANÁLISIS DE CARGAS A VIGA PRINCIPAL

Cálculo para determinar el perfil base de la estructura correspondiente al soporte del vehículo. Con la siguiente distribución de cargas sobre el perfil principal figura 3.15.

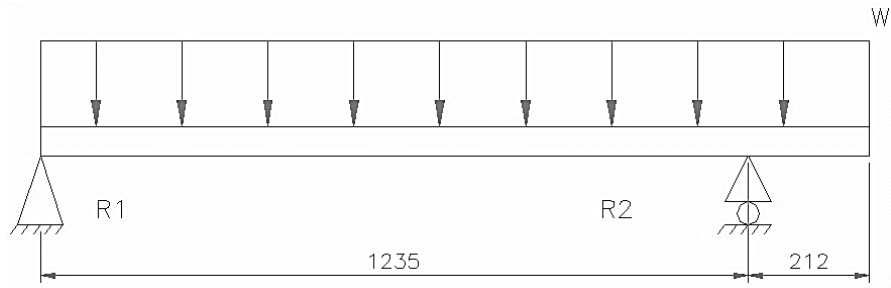


Fig.3.15 Diagrama del cuerpo libre del perfil principal

Fuente: Los Autores

a) Cálculo de carga distribuida.

$$W = \frac{C_d}{D_1} \quad \text{Ecuación 3.15}$$

Dónde:

C_d = Carga de diseño

D_1 = Distancia separación entre centros.

$$W = \frac{330 \text{ Kg}}{1.447 \text{ m}} = 228 \frac{\text{Kg}}{\text{m}} \Rightarrow 2235 \frac{\text{N}}{\text{m}}$$

3.7.2 FUERZA CORTANTE Y MOMENTO FLECTOR MÁXIMO

Para el cálculo se utiliza las tablas del manual del AISC el caso 24. Figura 3.16

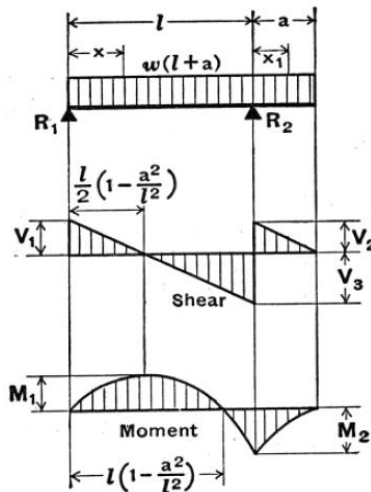


Figura 3.16 Diseño de vigas caso 24.

Fuente: MANUAL AISC

$$R_1 = V_1 = \frac{W}{2l} (l^2 - a^2) \quad \text{Ecuación 3.16}$$

$$R_2 = V_2 + V_3 \quad \text{Ecuación 3.17}$$

$$V2 = w * a \quad \text{Ecuación 3.18}$$

$$V3 = \frac{W}{2l} (l^2 + a^2) \quad \text{Ecuación 3.19}$$

$$Dc = L \left(1 - \frac{a^2}{L^2}\right) \quad \text{Ecuación 3.20}$$

$$M1 = \frac{W}{8l^2} (l + a)^2 (l - a)^2 \quad \text{Ecuación 3.21}$$

$$M2 = \frac{W * a^2}{2} \quad \text{Ecuación 3.22}$$

Dónde:

R: Reacción

V: esfuerzo cortante

W: carga distribuida

M: momento

b) cálculo de reacciones.

$$\Sigma Fy = 0$$

$$R1 + R2 = (Cd)$$

$$R1 + R2 = 3234 \text{ (N)}$$

$$R1 = \frac{2235 \left[\frac{N}{m}\right]}{2 * 1.235 \text{ (m)}} (1.235 \text{ (m)}^2 - 0.212 \text{ (m)}^2)$$

$$R1 = 1339 \text{ N}$$

$$V2 = 2235 \left[\frac{N}{m}\right] * 0.212 \text{ m}$$

$$V2 = 473.82 \text{ N}$$

$$V3 = \frac{2235 \text{ [N/m]}}{2 * 1.235 \text{ (m)}} (1.235 \text{ (m)}^2 + 0.212 \text{ (m)}^2)$$

$$V3 = 1417.6 \text{ N}$$

$$R2 = 473.82 \text{ N} + 1417.6 \text{ N}$$

$$R2 = 1891.42 \text{ N}$$

Distancia de corte de momento uno con la horizontal.

$$Dc = L \left(1 - \frac{a^2}{L^2}\right)$$

Ecuación 3.20

$$Dc = 1.235 \left(1 - \frac{0.212^2}{1.235^2}\right)$$

$$Dc = 1.198 \text{ m}$$

La distancia de corte del esfuerzo cortante en el tramo 1 es la mitad de Dc.

En la tabla 3.10 se resume el valor de las reacciones sobre la viga principal, para el caso de aplicación de carga considerada.

Reacciones sobre la viga principal		
	Eje 1 (N)	Eje 2 (N)
Viga Principal	1339	1892

Tabla 3.10 Reacciones sobre perfil principal.

Fuente: Los Autores

c) Momento flector máximo.

Para determinar momento flector máximo se utiliza el reparto de cargas que se determinó en el apartado anterior.

$$M1 = \frac{W}{8l^2} (l + a)^2 (l - a)^2 \quad \text{Ecuación 3.21}$$

$$M1 = \frac{2235 \left[\frac{N}{m}\right]}{8 \times 1.235^2 (m)} (1.235 + 0.212(m))^2 (1.235 - 0.212(m))^2$$

$$M1 = 401.36 \text{ (N * m)}$$

$$M2 = \frac{W \cdot a^2}{2} \quad \text{Ecuación 3.22}$$

$$M2 = \frac{2235 \text{ N} \cdot 0.212 (m)^2}{2}$$

$$M2 = 50.22 \text{ (N*m)}$$

El momento máximo es M1 se muestra en la tabla 3.11.

	Momento max (N*m)	Momento max (Kg*cm)
Viga Principal	401.36	4096

Tabla 3.11 Momento máximo perfil principal.

Fuente: Los Autores

3.7.2.1 DIAGRAMA DE MOMENTO CORTANTE Y FLECTOR

Se realiza el diagrama en MD. Solid 3.5. (Figura3.17)

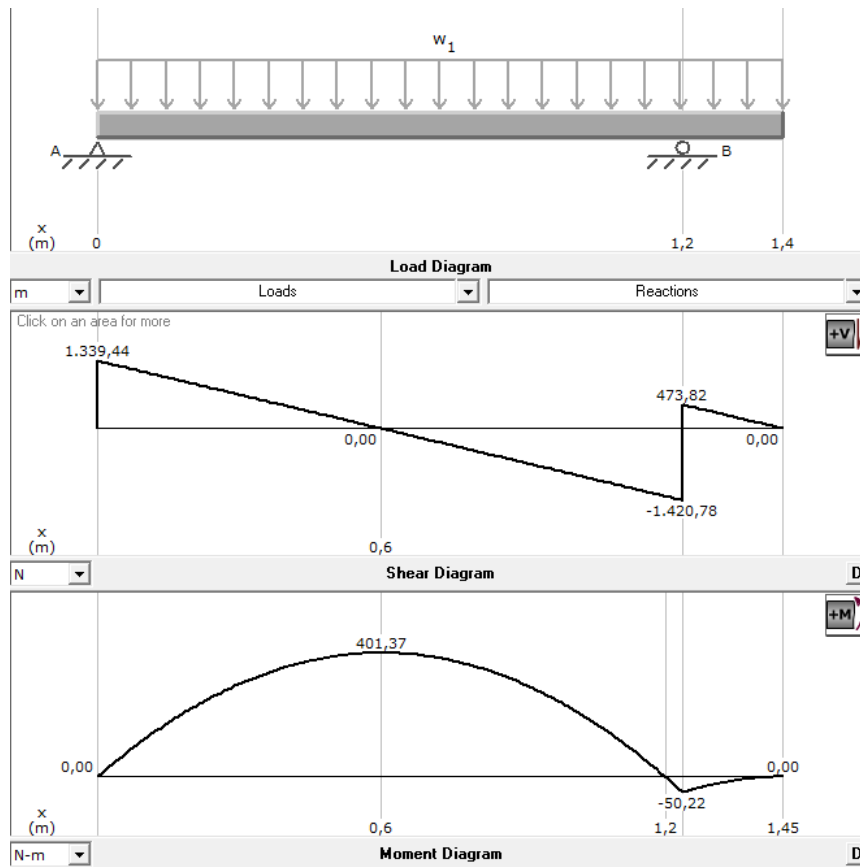


Figura 3.17 Diagrama de momento cortante y flector de viga principal

Fuente: Los Autores

Según el diagrama del momento cortante y flector el momento máximo del perfil principal es el siguiente:

$M = 401.37 \text{ N} \cdot \text{m}$. Como se comprueba en la ecuación 3.21.

3.7.3 SELECCIÓN DE VIGA PRINCIPAL

La estructura principal soportada por un perfil inferior principal que es el elemento más importante a diseñar ya que sobre este estarán todos los componentes del vehículo.

Formula de la flexión.

$$\sigma_{\max} = \pm \frac{M_{\max}}{S_{xx}} \quad \text{Ecuación 3.23}^{24}$$

$$\sigma_{\max} = \pm \frac{M_{\max}}{S_{xx}} \leq [\sigma]_{\max} \quad \text{Ecuación 3.24}$$

$$F.S. = \frac{S_y}{\sigma_{\max}} \quad \text{Ecuación 3.25}$$

Dónde:

S_y : Límite de resistencia permisible de fluencia del material $\left(\frac{\text{Kg}}{\text{cm}^2}\right)$

S_{xx} : Modulo resistente de la sección (cm^3)

M_{\max} : Momento máximo $(\text{Kg} \cdot \text{m})$

σ_{\max} : Esfuerzo máximo de carga $\left(\frac{\text{Kg}}{\text{cm}^2}\right)$

$[\sigma]_{\max}$: Esfuerzo máximo de carga $\left(\frac{\text{Kg}}{\text{cm}^2}\right)$

Según el catálogo DIPAC (Anexo A 3-3) el material el cual está hecho es acero A-36, el mismo que tiene una resistencia a la fluencia $S_y = 36 \text{ Kpsi} = 2536.36 \left(\frac{\text{Kg}}{\text{cm}^2}\right)$. El esfuerzo de flexión permisible del material.

$$[\sigma]_{\max} = 0.6 * S_y^{25}$$

$$[\sigma]_{\max} = 0.6 * 2536.36 \left(\frac{\text{Kg}}{\text{cm}^2}\right)$$

$$[\sigma]_{\max} = 1521.81 \left(\frac{\text{Kg}}{\text{cm}^2}\right)$$

Entonces el módulo de inercia respecto al eje X es.

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

$$S_{xx} = \frac{4096 \text{ Kg-cm}}{1521.81 \left(\frac{\text{Kg}}{\text{cm}^2}\right)}$$

$$S_{xx} = 2.69 \text{ cm}^3$$

²⁴ Robert L. Mott, Mecánica de materiales, sexta edición, Pearson Educación, Mexico, 2006, Paj. 559

²⁵ http://www.ahmsa.com/Acero/Complem/Manual_Construccion_2013/Capitulo_2b.pdf

Utilizando el catalogo DIPAC (Anexo A 3-2) se selecciona el perfil estructural cuadrado 50x50x3 que el material el cual tiene un módulo de inercia S_{xx} 8.48 cm³. Entonces.

$$\sigma_{\max} = \frac{M_{\max}}{S_{xx}}$$

$$\sigma_{\max} = \frac{4096 \text{ Kg-cm}}{8.48 \text{ cm}^3}$$

$$\sigma_{\max} = 483 \text{ kg/cm}^2$$

Factor de Seguridad.

$$F. S = \frac{S_y}{\sigma_{\max}}$$

$$F. S = \frac{2536.36 \left(\frac{\text{Kg}}{\text{cm}^2}\right)}{483 \left(\frac{\text{Kg}}{\text{cm}^2}\right)}$$

$$F. S = 5.25$$

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

3.7.4 DISEÑO DE VIGA PRINCIPAL CON INVENTOR 2010

El proceso se muestra en las siguientes figuras desde la (fig.3.18 hasta fig.3.25)

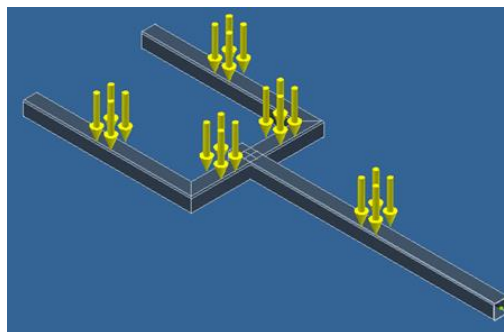


Figura 3.18 Carga sobre viga principal.

Fuente: Los Autores



Figura 3.19 Soldadura unión viga principal vista superior

Fuente: Los Autores

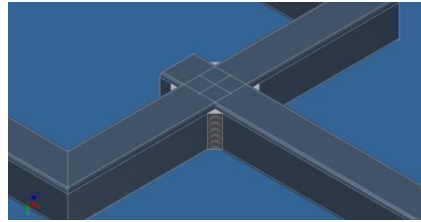


Figura 3.20 Soldadura en unión de viga principal.

Fuente: Los Autores

3.7.5 CALCULO DE LA SOLDADURA CON INVENTOR 2010

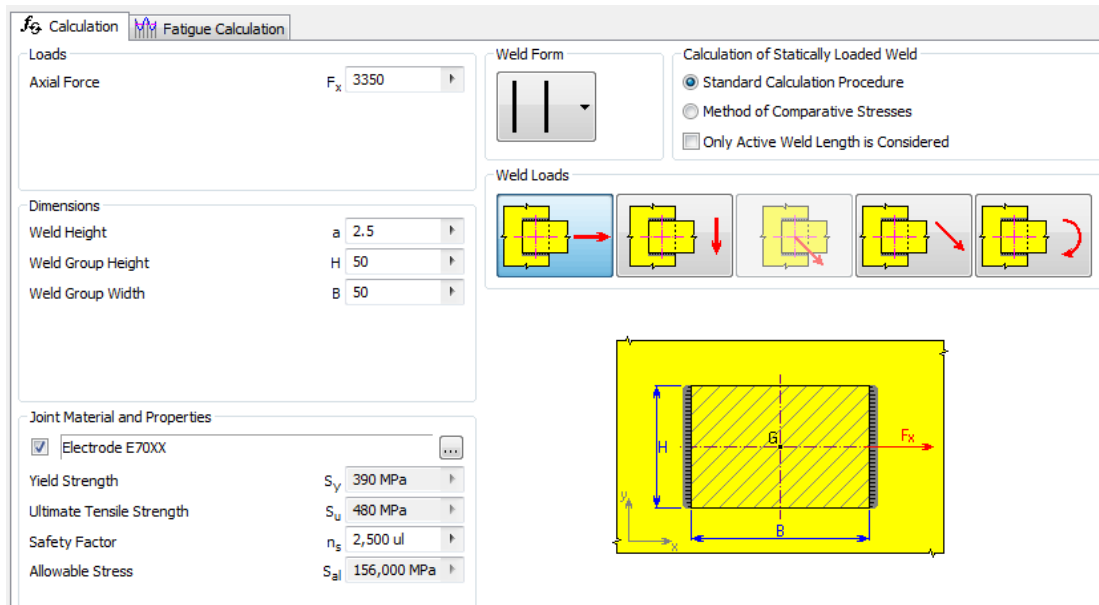


Figura 3.21 Aplicación de carga de soldadura sobre viga principal.

Fuente: Los Autores

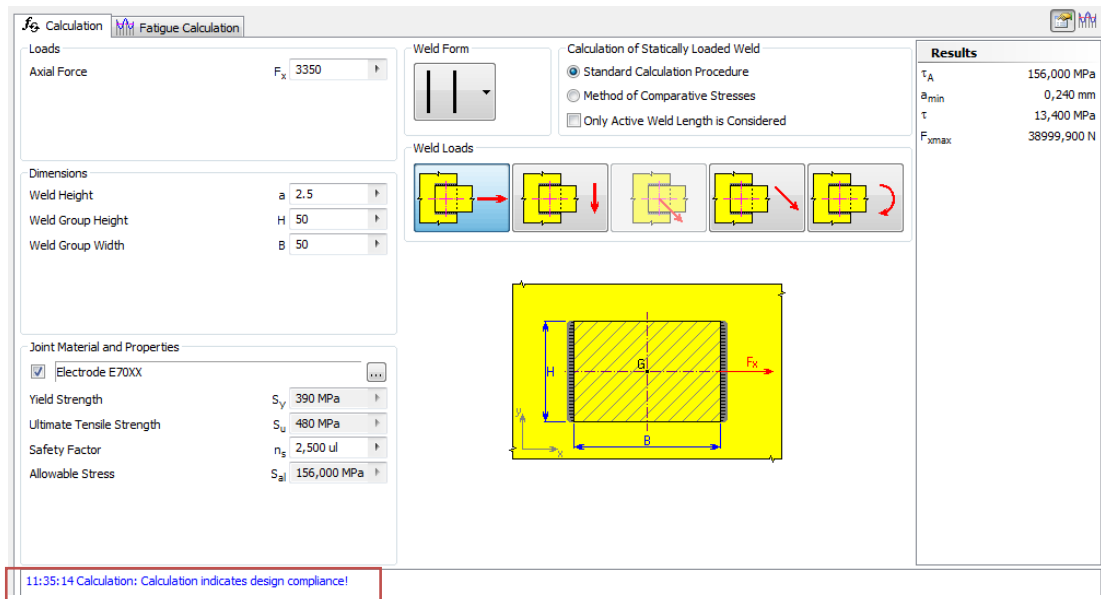


Figura 3.22 Resultados de carga de soldadura sobre viga principal.

Fuente: Los Autores

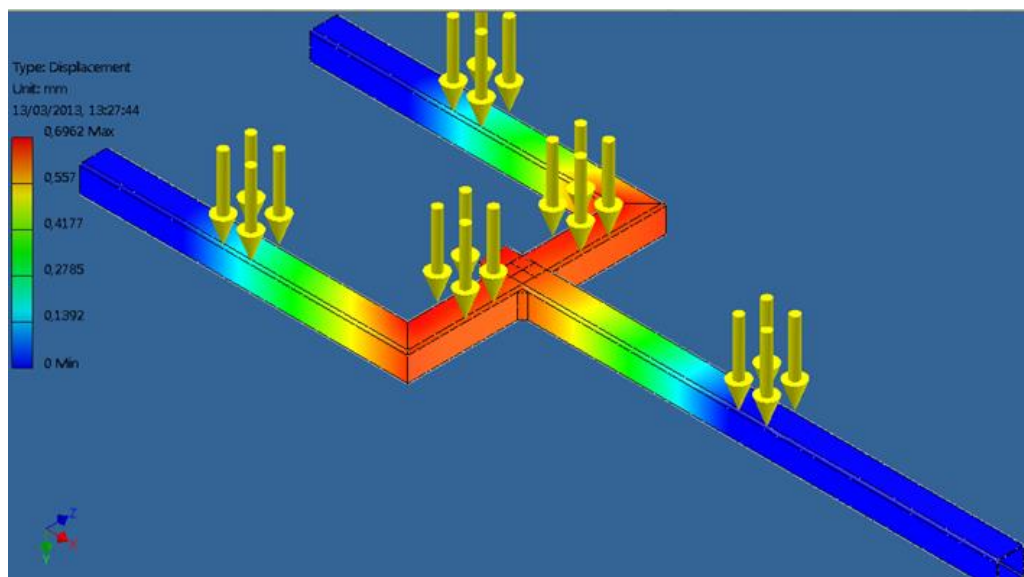


Figura 3.23 Desplazamientos sobre viga principal.

Fuente: Los Autores

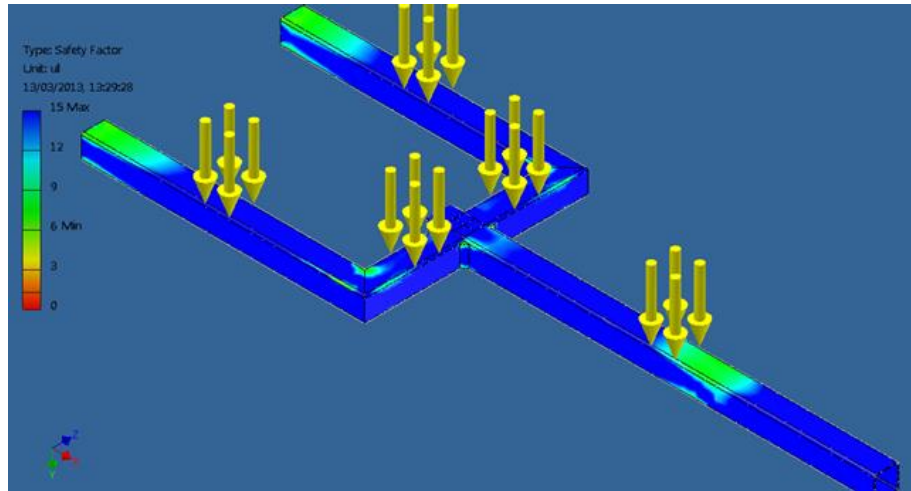


Figura 3.24 Factor de seguridad viga principal.

Fuente: Los Autores

Result Summary		
Name	Minimum	Maximum
Volume	897276 mm ³	
Mass	7,06774 kg	
Von Mises Stress	0,0817662 MPa	160,996 MPa
1st Principal Stress	-77,1609 MPa	219,674 MPa
3rd Principal Stress	-238,359 MPa	66,8469 MPa
Displacement	0 mm	0,696221 mm
Safety Factor	6 ul	15 ul
Stress XX	-222,447 MPa	202,477 MPa
Stress XY	-46,8544 MPa	47,9102 MPa
Stress XZ	-34,6097 MPa	33,9859 MPa
Stress YY	-163,171 MPa	128,206 MPa
Stress YZ	-55,0558 MPa	55,6276 MPa
Stress ZZ	-132,921 MPa	131,168 MPa
X Displacement	-0,0481849 mm	0,0395639 mm
Y Displacement	-0,00542997 mm	0,695803 mm
Z Displacement	-0,0122725 mm	0,0128717 mm
Equivalent Strain	0,000000353193 ul	0,00072842 ul
1st Principal Strain	-0,00000118777 ul	0,000827368 ul
3rd Principal Strain	-0,000890024 ul	0,00000204034 ul
Strain XX	-0,000797808 ul	0,0007277 ul
Strain XY	-0,000271543 ul	0,000308302 ul
Strain XZ	-0,000222713 ul	0,000218699 ul
Strain YY	-0,000644087 ul	0,000425235 ul
Strain YZ	-0,000354284 ul	0,000357964 ul
Strain ZZ	-0,000486059 ul	0,000486636 ul
Contact Pressure	0 MPa	317,477 MPa
Contact Pressure X	-173,912 MPa	219,765 MPa
Contact Pressure Y	-72,6439 MPa	46,3504 MPa

Figura 3.25 Resultados de viga principal en inventor.

Fuente: Los Autores

Para este elemento el factor de seguridad mínimo es 6 y siendo un factor seguro.

Deflexión máxima: 0.69 mm, comparando con la deflexión admisible:

$$[\delta] = \frac{L}{500} = \frac{1447}{500} = 2.89 \text{ mm}$$

3.8 DISEÑO DE PERFIL PARA JAULA DE SEGURIDAD

El diseño de la jaula consiste en realizar los cálculos para determinar el tipo de perfil que formara la jaula figura 3.26. Los tubos redondos son los elementos utilizados para la construcción de la jaula de seguridad, que sirven para proporcionar rigidez a la misma, para su diseño se asume como vigas, se considera un elemento que forma la estructura como el más crítico figura. 3.27.



Figura 3.26 Jaula de seguridad.

Fuente: Los Autores

Para la selección del perfil se realiza el análisis en uno de los elementos más crítico considerado de la estructura, los demás componentes de la misma estructura se utilizará el mismo material por facilidad de construcción y estética de la jaula.

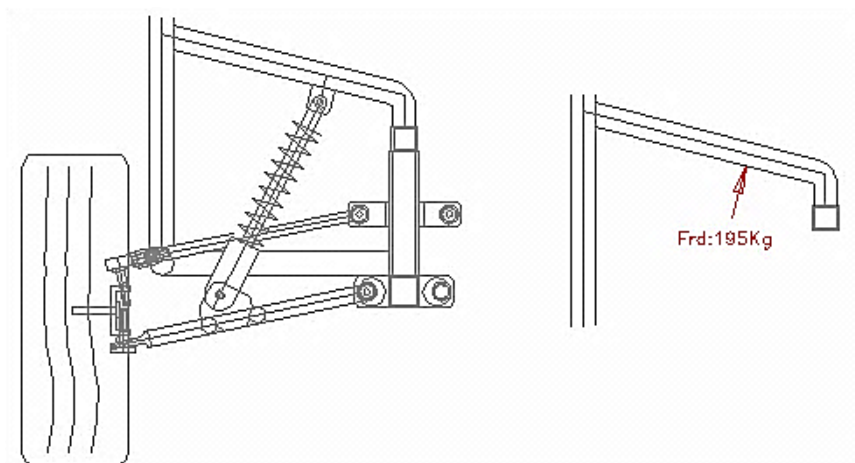


Figura 3.27 Gráfico carga sobre elemento perfil jaula de seguridad.

Fuente: Los Autores

3.8.1 APLICACIÓN DE LAS CARGAS A PERFIL

Se realiza los cálculos de uno de los elementos más críticos de la jaula de seguridad para verificar el perfil de construcción ya que por experiencia el fabricante de este tipo de vehículos recomienda utilizar tubo redondo mecánico $\varnothing 1 \frac{1}{2}$ e: 2mm.

Con la siguiente distribución de cargas sobre el perfil principal como se muestra en la figura 3.28.

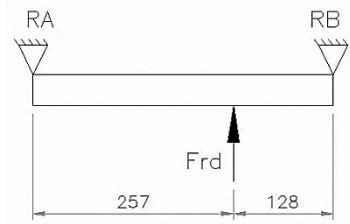


Figura 3.28 Diagrama de cuerpo libre elemento de jaula de seguridad.

Fuente: Los Autores

3.8.2 FUERZA CORTANTE Y MOMENTO FLECTOR MÁXIMO

Para determinar los esfuerzos y momento flector máximo se utiliza el reparto de cargas que se determinó en el apartado anterior.

Se utiliza de las tablas del manual del AISC el caso 8 figura 3.29.

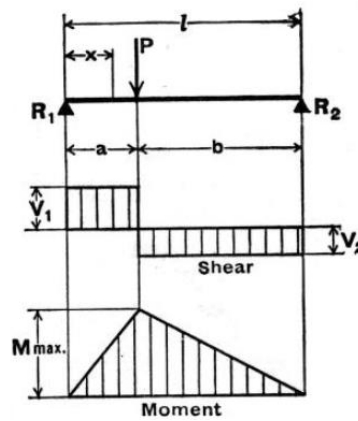


Figura 3.29 Diseño de viga con carga puntual. Caso 8

Fuente: MANUAL AISC

$$R_1 = V_1 = \frac{P \cdot b}{l} \quad \text{Ecuación 3.26}$$

$$R_2 = V_2 = \frac{P \cdot a}{l} \quad \text{Ecuación 3.27}$$

$$M = \frac{P \cdot a \cdot b}{l} \quad \text{Ecuación 3.28}$$

Dónde: R: Reacciones
 V: Esfuerzo cortante

a) Cálculo de reacciones.

$$R_B = R_1$$

$$R_B = \frac{195 \text{ Kg} \cdot 25.7 \text{ cm}}{38.5 \text{ cm}}$$

$$R_B = 130.16 \text{ Kg.} \Rightarrow 1275.568 \text{ N}$$

$$R_A = R_2$$

$$R_A = \frac{195 \text{ Kg} \cdot 12.8 \text{ cm}}{38.5 \text{ cm}}$$

$$R_A = 64.8 \text{ Kg.} \Rightarrow 635 \text{ N}$$

b) Calculo de momento máximo.

$$P = F_{rd} = 195 \text{ Kg.} \Rightarrow 1911 \text{ N}$$

$$M_{\max} = \frac{1911 \text{ N} \cdot 0.128 \text{ m} \cdot 0.257 \text{ m}}{0.385 \text{ m}}$$

$$M_{\max} = 163.28 \text{ N} \cdot \text{m} \Rightarrow 1666 \text{ Kg} \cdot \text{cm}$$

En la Tabla 3.12 se resume el valor de las reacciones sobre el perfil tubular, para los casos de aplicación de carga considerada.

Reacciones sobre el perfil tubular		
Jaula Seguridad	635 Eje A (N)	1275 Eje B (N)
Momento máximo 163.28 (N*m)		

Tabla 3.12 Reacciones y momento máximo sobre perfil de jaula de seguridad.

Fuente: Los Autores

3.8.2.1 DIAGRAMA DE MOMENTO CORTANTE Y FLECTOR

En la figura 3.30 se muestra el diagrama de momento y diagrama de corte del elemento crítico de perfil utilizado para la jaula de seguridad realizado en MD Solid3.5.

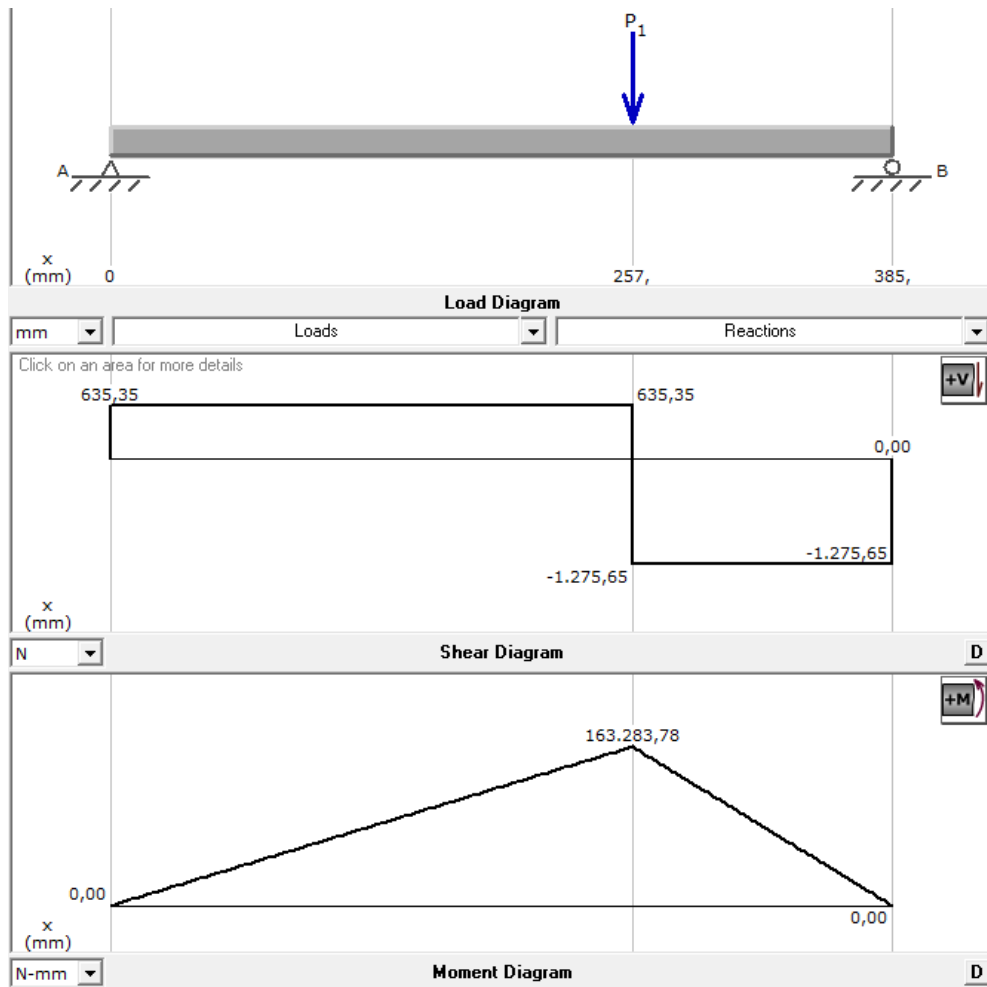


Figura 3.30 Diagrama de momento cortante y flector de perfil de jaula seguridad.

Fuente: Los Autores

3.8.3 SELECCIÓN DE PERFIL DE JAULA DE SEGURIDAD

Con los valores anteriores ya se puede continuar con el dimensionamiento y con la determinación de los tubos redondos recomendado por el fabricante de vehículos.

$$\sigma_{\max} = \pm \frac{M_{\max}}{S_{xx}} \leq [\sigma]_{\max} \quad \text{Ecuación 3.24}$$

Según el catálogo DIPAC (Anexo A 3.7) el material el cual están hechos es acero A-36, el mismo que tiene una resistencia a la fluencia $S_y = 2536.36 \text{ Kg/cm}^2$.

$$[\sigma]_{\max} = 0.6 * S_y^{26}$$

²⁶ http://www.ahmsa.com/Acero/Complem/Manual_Construccion_2013/Capitulo_2b.pdf

$$[\sigma]_{\max} = 0.6 * 2536.36 \text{ kg/cm}^2$$

$$[\sigma]_{\max} = 1521.81 \text{ kg/cm}^2$$

Entonces el módulo de inercia respecto al eje X es.

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

$$S_{xx} = \frac{1666 \text{ Kg-cm}}{1524.81 \left(\frac{\text{Kg}}{\text{cm}^2}\right)}$$

$$S_{xx} = 1.092 \text{ cm}^3$$

Utilizando el catalogo DIPAC (Anexo A 3-3) se selecciona el tubo redondo de las siguientes dimensiones $\varnothing 1 \frac{1}{2}$ " x 2 mm que tiene un módulo de inercia $S_{xx} = 1.78 \text{ cm}^3$. Entonces.

$$\sigma_{\max} = \frac{M_{\max}}{S_{xx}}$$

$$\sigma_{\max} = \frac{1666 \text{ kg-cm}}{1.78 \text{ cm}^3}$$

$$\sigma_{\max} = 935.95 \left(\frac{\text{Kg}}{\text{cm}^2}\right)$$

Factor de seguridad.

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

$$FS = \frac{2536.36 [\text{kg/cm}^2]}{935.95 [\text{kg/cm}^2]}$$

$$FS = 2.7$$

De acuerdo al valor del factor de seguridad es mayor a 2.5, se puede comprobar que el perfil tubular $\varnothing 1 \frac{1}{2}$ e: 2mm que se utiliza para realiza la jaula de seguridad es el más adecuado.

3.8.4 SIMULACIÓN EN INVENTOR DE LA JAULA DE SEGURIDAD CON UNA CARGA DE IMPACTO.

Simulación de impacto con una carga de 2400 N. El proceso se muestra en las siguientes figuras desde las fig.3.31 hasta fig. 3.35

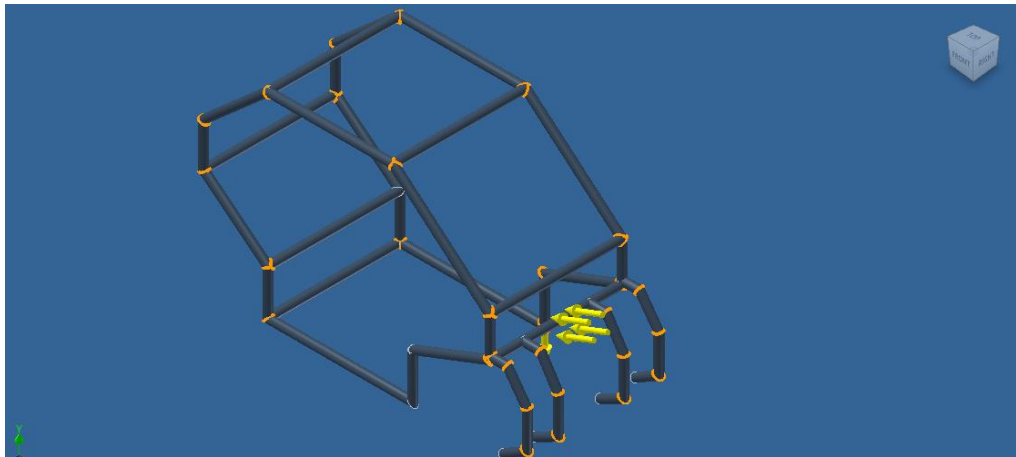


Figura 3.31 Simulación con carga de impacto sobre Jaula de seguridad.

Fuente: Los Autores

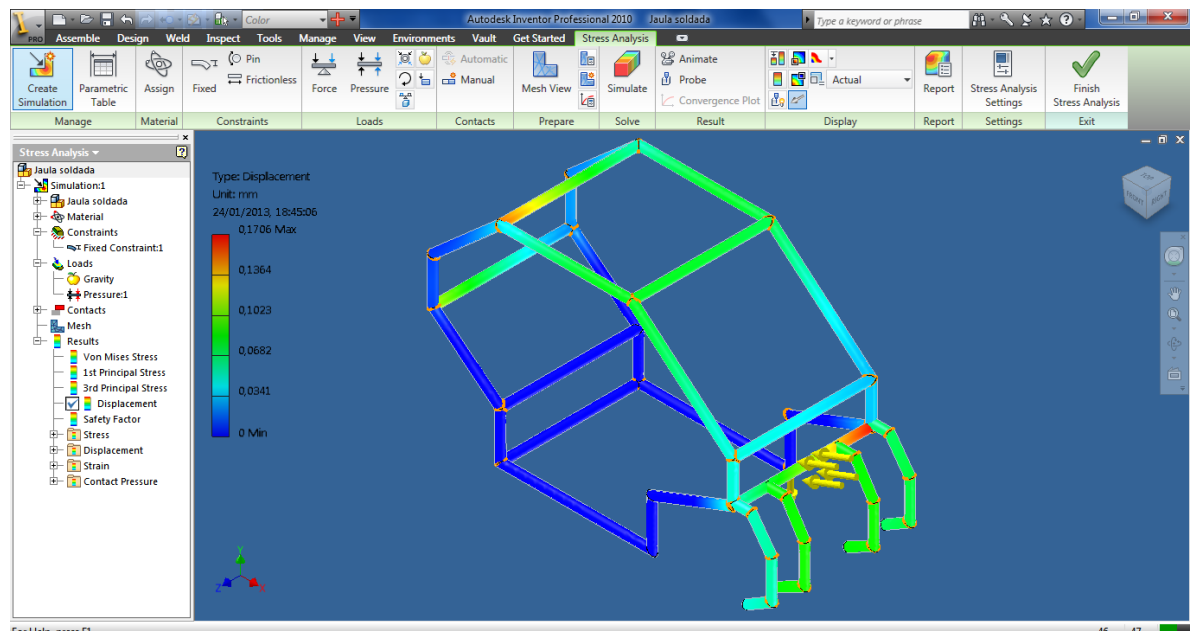


Figura 3.32 Desplazamientos en elementos de Jaula de seguridad.

Fuente: Los Autores

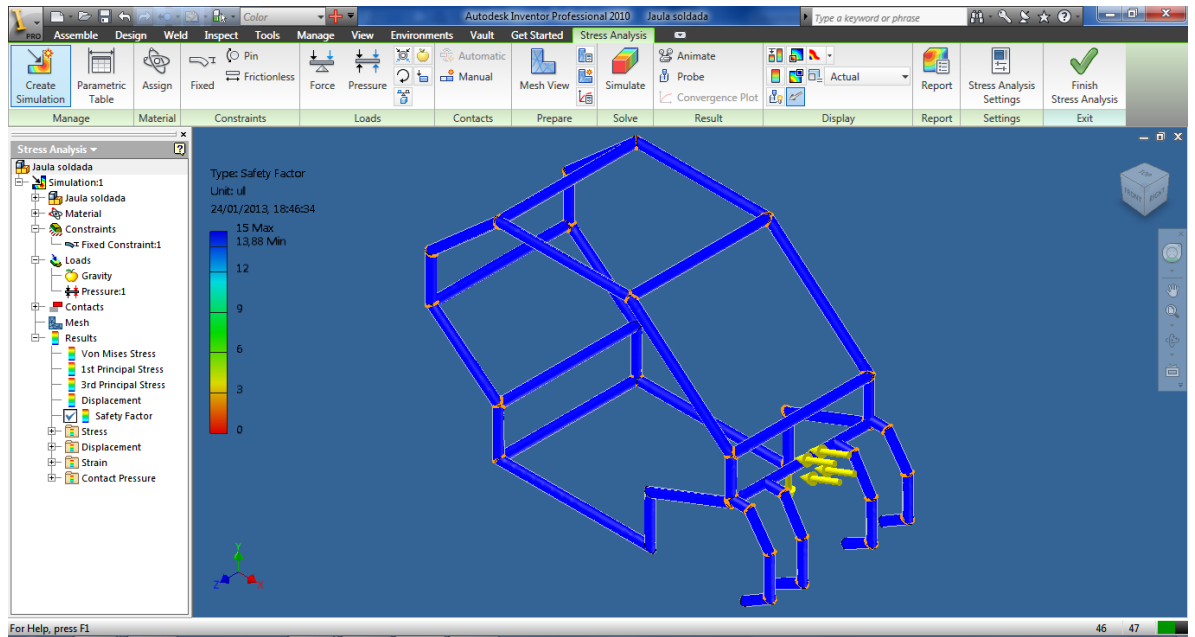


Figura 3.33 Factor de seguridad de Jaula de seguridad.

Fuente: Los Autores

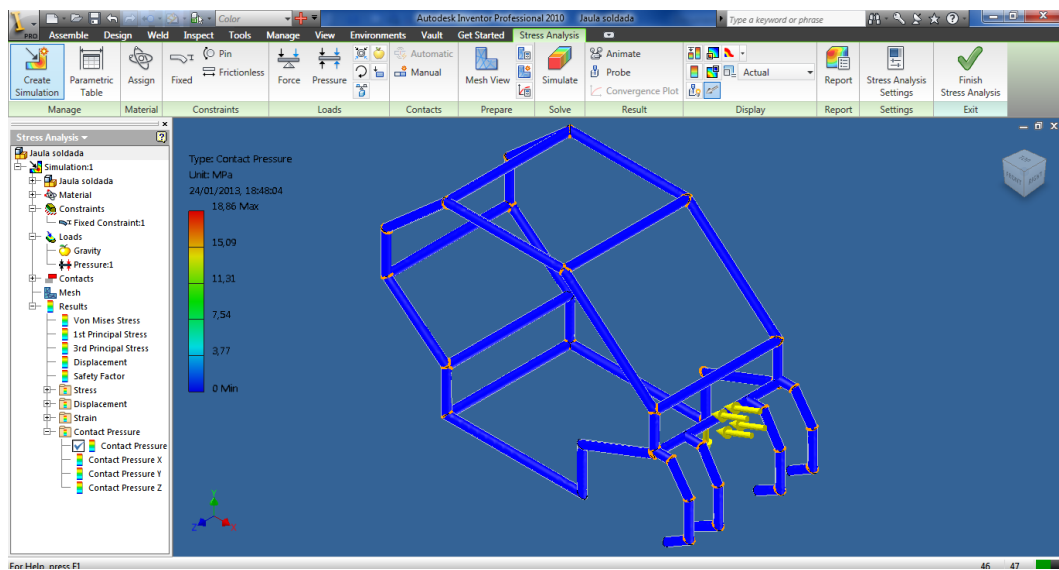


Figura 3.34 Presión de contacto de Jaula de seguridad.

Fuente: Los Autores

☐ **Result Summary**

Name	Minimum	Maximum
Volume	12755000 mm ³	
Mass	103,241 kg	
Von Mises Stress	0,00000000457158 MPa	14,9182 MPa
1st Principal Stress	-2,68926 MPa	7,20018 MPa
3rd Principal Stress	-17,3739 MPa	0,951941 MPa
Displacement	0 mm	0,170562 mm
Safety Factor	13,8757 ul	15 ul
Stress XX	-11,5243 MPa	5,94949 MPa
Stress XY	-7,47546 MPa	3,94091 MPa
Stress XZ	-2,62998 MPa	2,81154 MPa
Stress YY	-13,2771 MPa	3,48156 MPa
Stress YZ	-3,2942 MPa	2,53673 MPa
Stress ZZ	-12,8264 MPa	4,21892 MPa
X Displacement	-0,0391354 mm	0,0324566 mm
Y Displacement	-0,170185 mm	0,0015025 mm
Z Displacement	-0,00474428 mm	0,0172826 mm
Equivalent Strain	0,000000000000180382 ul	0,0000648096 ul
1st Principal Strain	-0,000000166821 ul	0,0000345074 ul
3rd Principal Strain	-0,0000622751 ul	0,00000200364 ul
Strain XX	-0,0000283739 ul	0,0000272451 ul
Strain XY	-0,0000433237 ul	0,0000228394 ul
Strain XZ	-0,0000152419 ul	0,0000162942 ul
Strain YY	-0,0000378178 ul	0,0000151482 ul
Strain YZ	-0,0000190914 ul	0,0000147015 ul
Strain ZZ	-0,0000352061 ul	0,0000155802 ul
Contact Pressure	0 MPa	18,8573 MPa

Figura 3.35 Resultados aplicación carga de impacto sobre Jaula de seguridad.

Fuente: Los autores

De los resultados que nos da el programa se llega a la conclusión que el diseño de la jaula es seguro, debido a que el factor de seguridad es alto 13,8.

3.9 SUSPENSIÓN DELANTERA

El diseño para la suspensión delantera se realiza independiente y mediante dos triángulos como se muestra la figura 3.36 suspensión delantera, el diseño de una sola rueda delantera válido para las dos ruedas delanteras.



Figura 3.36 Juego Suspensión delantera.²⁷

²⁷ Fuente: JUBIERAS, David, Tesis Diseño, análisis dinámico y modelado del tren delantero de un Car Cros, Septiembre 2011.

El conjunto mostrado en la figura 3.37.

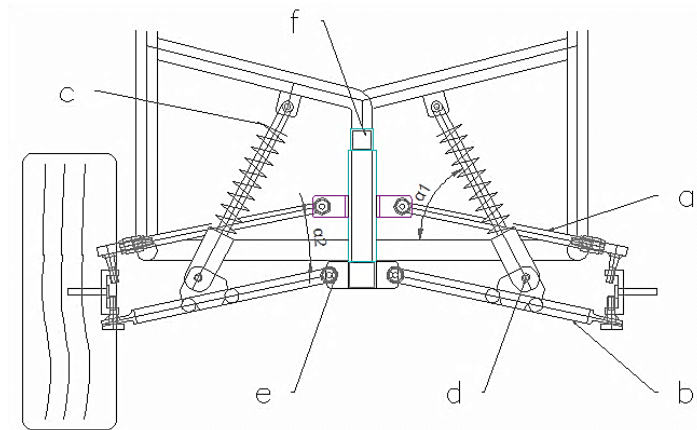


Figura 3.37 Elementos suspensión delantera.

Fuente: Los autores

Los elementos que forman el sistema de suspensión delantera son:

- a) Tijeras superior
- b) Tijera inferior
- c) Amortiguador
- d) Perno pasador
- e) Soporte de sujeción fijo a la estructura
- f) Base superior delantera.
-

En la figura 3.38 se hace el diagrama fuerzas de la base delantera.

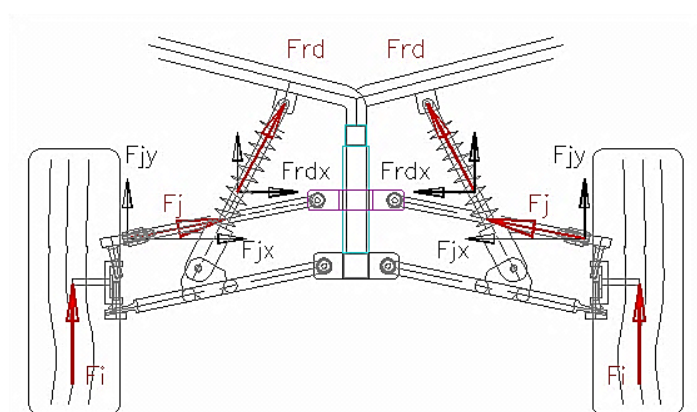


Figura 3.38 Fuerzas Base delantera.

Fuente: Los autores

Datos.

Angulo inclinación del amortiguador desde la horizontal 60° .

Angulo inclinación posición las tijeras desde la horizontal 15°.

Carga estática. $Md = 88.5 \text{ Kg.} \Rightarrow 867 \text{ N}$

Fuerza vertical debida a resalto en la llanta delantera: 1653.192 (N)

Análisis y cálculos.

a) Fuerza horizontal aplicada sobre la base. De aquí se derriba dos casos siendo.

Para el caso 1 cuando es estático. $\Sigma F_x = 0$

$$1) \text{ Estático} \quad F_{jx} = F_{jx}$$

Para el caso 2 cuando hay un resalte.

$$2) \text{ En un resalte una rueda} \quad F_{jx(\max)} \leq F_{jx}$$

Carga en el resalto se aplica para la tijera inferior la misma que será absorbida en su mayor parte por el amortiguador.

Fuerzas aplicada a tijera inferior.

$$\tan 15^\circ = \frac{F_i}{F_{jj}}$$

$$F_{jj} = \frac{F_i}{\tan 15^\circ}$$

$$F_{jj} = \frac{867}{\tan 15^\circ}$$

$$F_{jj} = 3235 \text{ N}$$

Esta fuerza se divide para dos tijeras. $F_j = 1617.8 \text{ N}$

Cuando la carga es estática la sumatoria de fuerzas será = a cero.

$$\cos 15^\circ = \frac{F_{jx}}{F_j}$$

$$F_{jx} = F_j * \cos 15^\circ$$

$$F_{jx} = 1569 \text{ N} * \cos 15^\circ$$

$$F_{jx} = 1515.5 \text{ N}$$

$$\sin 15^\circ = \frac{F_{jy}}{F_j}$$

$$F_{jy} = F_j * \sin 15^\circ$$

$$F_{jy} = 1569 \text{ N} * \text{Sen}15^\circ$$

$$F_{jy} = 406 \text{ N}$$

b) Fuerza vertical aplicada sobre la base. De aquí se deriva dos casos siendo.

Cuando es estático. $\Sigma F_y = 0$

La fuerza que se aplicara en la tijera inferior es F_{rd} .

Carga de impacto absorbida por el resorte delantero y aplicada a la base de la tijera

$$F_{rd} = 194.78 \text{ Kg}$$

$$F_{rdy} = F_i$$

$$\text{Cos}60^\circ = \frac{F_{rdx}}{F_{rd}}$$

$$F_{rdx} = F_{rd} * \text{cos } 60^\circ$$

$$F_{rdx} = 194.78 \text{ N} * \text{cos } 60^\circ$$

$$F_{rdx} = 97.39 \text{ N.}$$

3.9.1 SELECCIÓN DE TIJERAS SUPERIOR E INFERIOR

Estos elementos se adaptan a las condiciones de diseño de construcción su característica principal es soportar eficientemente las cargas generadas en el prototipo cabe indicar que las tijeras tanto superior e inferior se acoplan y en consecuencia se verifica su alineación con la ayuda de elementos de precisión.

Se selecciona las tijeras de un cuadrón marca (Motor uno), Rocket 250 Fig. 3.39.

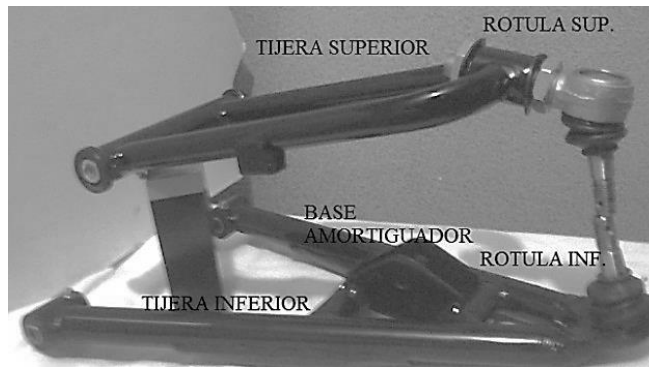


Figura 3.39 Tijeras de Suspensión cuadro (Motor uno), Rocket 250

Fuente: MOTOR UNO, Catalogo de ventas motor uno

Características.

- En este conjunto viene con los bocines de bronce fosfórico Ø10 mm.
- Las rotula son UNF 1/2 y se adaptan a la punta de eje.
- La base del amortiguador tiene perforación Ø10 mm.
- Pernos W3/8" Grado 8.8.

3.9.1.1 SIMULACION EN INVENTOR CARGAS PARA TIJERA INFERIOR

Se aplica $F_{rdx}/2$ y $F_{rdy}/2$ en los cada apoyo de la base de amortiguador, F_i en el extremo de la tijera. El proceso se muestra en las siguientes figuras desde las fig.3.40 hasta fig. 3.43

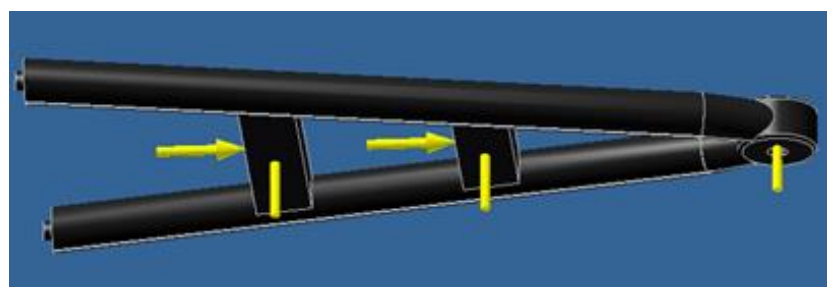


Figura 3.40 Carga sobre tijera inferior.

Fuente: Los autores

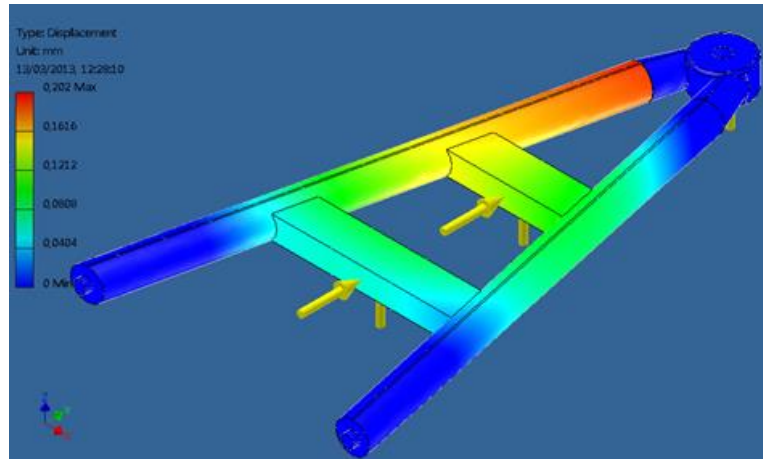


Figura 3.41 Desplazamientos sobre tijera inferior.

Fuente: Los autores

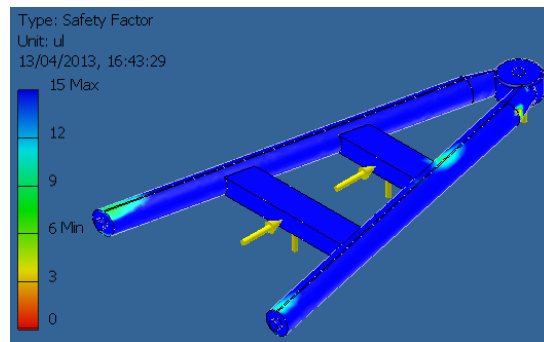


Figura 3.42 Factor de seguridad sobre tijera inferior.

Fuente: Los autores

Result Summary

Name	Minimum	Maximum
Volume	518386 mm ³	
Mass	4,06415 kg	
Von Mises Stress	0,000603364 MPa	1896,4 MPa
1st Principal Stress	-741,468 MPa	2344,79 MPa
3rd Principal Stress	-2600,31 MPa	472,024 MPa
Displacement	0 mm	0,201992 mm
Safety Factor	6 ul	15 ul
Stress XX	-1410,65 MPa	1246,38 MPa
Stress XY	-777,654 MPa	789,684 MPa
Stress XZ	-387,307 MPa	123,453 MPa
Stress YY	-2026,14 MPa	1944,04 MPa
Stress YZ	-576,2 MPa	346,872 MPa
Stress ZZ	-1127,29 MPa	833,539 MPa
X Displacement	-0,00769751 mm	0,00732283 mm
Y Displacement	-0,0134807 mm	0,0159124 mm
Z Displacement	-0,000179992 mm	0,201972 mm
Equivalent Strain	0,0000000264067 ul	0,00878743 ul
1st Principal Strain	0,00000000121882 ul	0,0103419 ul
3rd Principal Strain	-0,0105096 ul	0,000000130156 ul
Strain XX	-0,00342079 ul	0,00328249 ul
Strain XY	-0,00500421 ul	0,00508162 ul
Strain XZ	-0,00249232 ul	0,000794417 ul
Strain YY	-0,00730756 ul	0,00776307 ul
Strain YZ	-0,00370785 ul	0,00223212 ul
Strain ZZ	-0,00152348 ul	0,00101407 ul

Figura 3.43 Cuadro de resultados tijera inferior.

Fuente: Los autores

De los resultados que nos da el programa podemos concluir que la simulación de la tijera inferior es seguro, debido a que el factor de seguridad es alto 6.

3.9.2 CARGA EJERCIDA SOBRE EL AMORTIGUADOR DELANTERO

La carga máxima aplicada en la llanta es la fuerza de impacto como se muestra en la figura que a mediante el teorema de Pitágoras se obtiene la fuerza resultante aplicada para la selección del amortiguador. Figura 3.44.

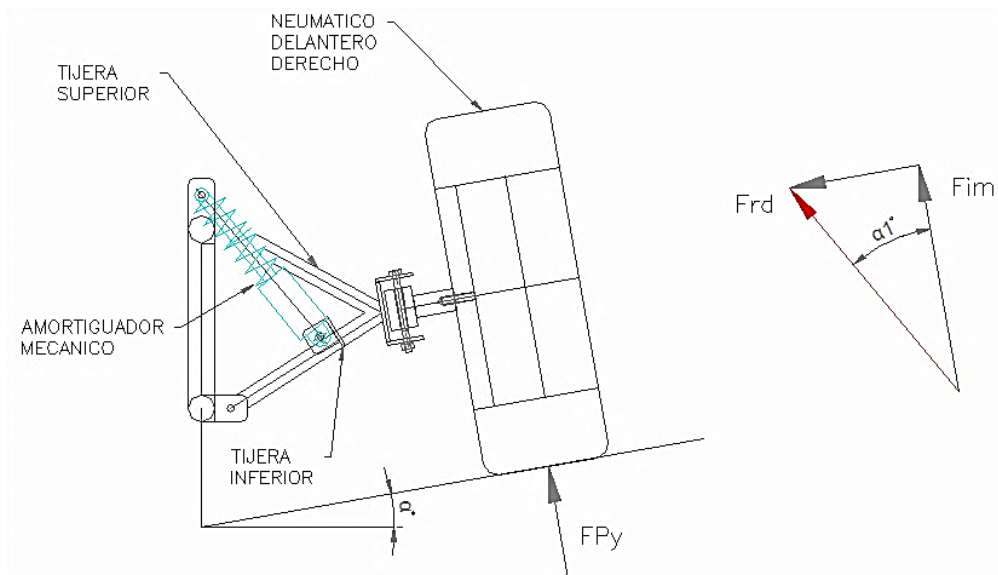


Figura 3.44 Aplicación de fuerza hacia el amortiguador mecánico delantero.

Fuente: Los Autores

Datos.

$$\alpha: 10^\circ ; \alpha_1: 30^\circ$$

$$M_{d2} = 85.8 \text{ (Kg)}$$

$$F \text{ impacto llanta} = 1653.192 \text{ N} \Rightarrow 168.69 \text{ Kg}$$

$$F_{rd} = \frac{F_i}{\cos 30^\circ}$$

$$F_{rd} = \frac{168.69 \text{ Kg}}{\cos 30^\circ} = 194.78 \text{ Kg}$$

$$M_{rd} = \frac{M_{d1}}{\cos 30^\circ}$$

$$M_{rd} = \frac{85.8 \text{ kg}}{\cos 30^\circ} = 99 \text{ Kg}$$

3.9.2.1 SELECCIÓN DE AMORTIGUADOR DELANTERO

Criterio de selección.

El sistema de suspensión independiente realizado en la selección de alternativas para cada rueda, tiene como principal elemento de suspensión a un amortiguador mecánico de muelle de tipo motocicleta.

Se selecciona un amortiguador de un cuadrón marca (Motor uno), Rocket 250 figura 3.45.

Características Técnicas.

Carga máxima 200Kg.

d_{esp} : 7.9375 mm.=>5/16"

D_{res} : 60 mm =>2.362"



Figura 3.45 Amortiguador mecánico de muelle.

Fuente: <http://www.monroe.com/products/Sensa-Trac/Passenger-Car-Shock-Absorbers>

3.9.2.2 COMPROBACIÓN DE ESFUERZOS Y FACTOR DE SEGURIDAD RESORTE²⁸

En la selección de los resortes delanteros, es importante entender el peso soportado y no soportado. El peso soportado es el peso soportado por los resortes. Que son, la carrocería, la transmisión, el bastidor y el motor del vehículo serían peso soportado. El peso no soportado es el peso que no es soportado por los resortes, como por ejemplo las llantas, el aro, acople a rueda y de frenos.

El resorte que se utiliza más comúnmente es resorte espiral. El diámetro y la longitud del alambre determinan la resistencia de un resorte. Un aumento en el diámetro del alambre producirá un resorte más fuerte, mientras que un aumento en su longitud lo hará más flexible.

²⁸ SHIGLEY, Joseph, "Diseño en Ingeniería Mecánica", 3ª edición, McGRAW-HILL, México, Paj. 467-500

Datos del resorte del amortiguador seleccionado.

Material del resorte AISI 5160

$$\sigma_y = 4080 \frac{\text{Kg}}{\text{cm}^2}$$

$$\sigma_u = 6400 \frac{\text{Kg}}{\text{cm}^2}$$

$$D_{\text{res}} = 60 \text{ mm} = 2.362 \text{ (plg.)}$$

$$d_{\text{esp}} = 7.9375 \text{ mm} = \frac{5}{16} \text{ (plg.)}$$

$$F_{\text{max}} = F_{\text{rd}} = 194.78 \text{ (Kg)} \Rightarrow 428.516 \text{ (lb)}$$

$$F_{\text{min}} = M_{\text{rd}} = 99 \text{ (Kg)} \Rightarrow 217.8 \text{ (lb.)}$$

Cálculo realizado siguiendo el proceso de esfuerzos en resortes helicoidales.²⁹

a) Determinar la fuerza alternante F_a y media F_m para el caso de fatiga.

$$F_a = \frac{F_{\text{max}} - F_{\text{min}}}{2} \quad \text{Ecuación 3.29}$$

$$F_a = \frac{428.5 - 217.8}{2} = 105.358 \text{ (lb)}$$

$$F_m = \frac{F_{\text{max}} + F_{\text{min}}}{2} \quad \text{Ecuación 3.30}$$

$$F_m = \frac{428.5 + 217.8}{2} = 323.15 \text{ (lb)}$$

b) Calcular el Índice del resorte.

$$C_r = \frac{D_{\text{res}}}{d_{\text{esp}}} \quad \text{Ecuación 3.31}$$

Dónde:

d_{esp} = diámetro de espira.

D_{res} = diámetro de resorte.

$$C_r = \frac{2.362 \text{ (plg)}}{0.3125 \text{ (plg)}}$$

$$C_r = 7.5584$$

c) Coeficiente de multiplicación de la tensión de corte [K_s].

²⁹ SHIGLEY, Joseph, Ibip, 3ª edición, , Paj. 467-500

$$K_s = 1 + \frac{5}{C_r} \quad \text{Ecuación 3.32}$$

$$K_s = 1 + \frac{5}{7.5584}$$

$$K_s = 1.066$$

d) Tensiones alternante (τ_a) y media (τ_m) en el resorte.

$$\tau_a = K_s * \left(\frac{8 * F_a * D_{res.}}{\pi * d_{sp}^3} \right) \quad \text{Ecuación 3.33}$$

$$\tau_a = 1.066 \left(\frac{8 * 105.358 [\text{lb}] * 2.362 [\text{plg}]}{\pi * (0.3125 [\text{plg}])^3} \right)$$

$$\tau_a = 22.138 \text{ (Kpsi)}$$

$$\tau_m = K_s * \frac{8 * F_m * D_{res.}}{\pi * d_{sp}^3} \quad \text{Ecuación 3.34}$$

$$\tau_m = 1.066 \left(\frac{8 * 323.158 [\text{lb}] * 2.362 [\text{plg}]}{\pi * (0.3125 [\text{plg}])^3} \right)$$

$$\tau_m = 67.905 \text{ (Kpsi)}$$

e) Cálculo del factor de Wahl (K)

$$K = \left(\frac{4C_r - 1}{4C_r - 4} + \frac{0.615}{C_r} \right) \quad \text{Ecuación 3.35}$$

$$K = \left(\frac{4 * 7.55 - 1}{4 * 7.55 - 4} + \frac{0.615}{7.55} \right)$$

$$K = 1.19$$

f) Factor de curvatura

$$K_c = \frac{K}{K_s} \quad \text{Ecuación 3.36}$$

$$K_c = \frac{1.19}{1.066}$$

$$K_c = 1.121$$

g) factor de concentración del esfuerzo

$$K_e = \frac{1}{K_c} \quad \text{Ecuación 3.37}$$

$$K_e = \frac{1}{1.121}$$

$$K_e = 0.89163$$

h) factor de confiabilidad

$$K_{ks} = 0.814$$

Factor obtenido con confiabilidad 0.99 (Tabla 3.13)

FACTORES DE CONFIABILIDAD Kc, CORRESPONDIENTE A UNA DESVIACIÓN ESTÁNDAR DE 8% DEL LÍMITE DE FATIGA		
Confiabilidad R	Variable estandarizada Zr	Factor de confiabilidad Kc
0,5	0	1
0,9	1,288	0,897
0,95	1,645	0,868
0,99	2,326	0,814
0,999	3,091	0,753
0,9999	3,719	0,702

Tabla 3.13 Factores de confiabilidad.³⁰

i) Límites de fatiga. S_{se}

Resorte graneado 67,5 Kpsi 465 (Mpa)

Resorte no graneado 45 Kpsi 310 (Mpa)

$S'_{se} = 45$ Kpsi

$$S_{se} = K_{ks} * k_e * S'_{se} \quad \text{Ecuación 3.38}$$

j) Resistencia a la tensión

$$S_{sut} = \frac{A}{d^m} \quad \text{Ecuación 3.39}$$

De la Tabla 3.14 Constantes resistencia a tensión aceros para resortes. $m = 0.167$

$$S_{sut} = \frac{169}{0.3125^{0.167}}$$

$$S_{sut} = 205.23 \text{ (Kpsi)}$$

$$S_{su} = 0.6 * S_{sut}$$

$$S_{su} = 0.6 * 205.23 = 123.1396 \text{ (Kpsi)}$$

³⁰ SHIGLEY, Joseph; Hibbeler, 3ª edición, Paj. 319.

Material	Intervalo de calibres, pulg	Intervalo de calibres, mm	Exponente, m	Constante, A	
				kpsi	MPa
Alambre para cuerda musical ^a	0.004–0.250	0.10–6.5	0.146	196	2170
Alambre revenido en aceite ^b	0.020–0.500	0.50–12	0.186	149	1880
Alambre estirado duro ^c	0.020–0.500	0.70–12	0.192	136	1750
Al cromo vanadio ^d	0.032–0.437	0.80–12	0.167	169	2000
Al cromo silicio ^e	0.063–0.375	1.6–10	0.112	202	2000

Tabla 3.14 Constantes para estimar resistencia a la tensión de aceros para resortes.³¹

k) coeficientes de fatiga en ciclos altos

$$b = -\frac{1}{3} \log \frac{0.8 S_{su}}{S_{se}} \quad \text{Ecuación 3.40}$$

$$0.8 * S_{su} = 0.8 * 123.1396 \text{ (Kpsi)} = 98.511 \text{ (Kpsi)}$$

$$b = -\frac{1}{3} \log \frac{98.511 \text{ (Kpsi)}}{32.66 \text{ (Kpsi)}}$$

$$b = -0.1598$$

$$C = \log \frac{0.8 S_{su}}{S_{se}} \quad \text{Ecuación 3.41}$$

$$C = \log \frac{98.511 \text{ (Kpsi)}}{32.66 \text{ (Kpsi)}}$$

$$C = 2.47$$

l) Resistencia de duración finita

$$S_{sf} = 10^c * (n)^b \quad \text{Ecuación 3.42}$$

$$n = 50 \times 10^3 \text{ Ciclos}$$

$$S_{sf} = 10^{2.47} * (50e3)^{-0.1598}$$

$$S_{sf} = 52.71 \text{ (kpsi)}$$

m) Factor de seguridad

$$F_s = \frac{S_f}{\tau_a} \quad \text{Ecuación 3.43}$$

$$F_s = \frac{52.71 \text{ kpsi}}{22.1388 \text{ kpsi}}$$

$$F_s = 2.38$$

Para comprobar los resultados se realiza una tabla en Excel mostrada la Tabla.3.15

³¹ SHIGLEY, Joseph; Hibbeler, 3ª edición, Paj. 478

fmax (lb)	428,516	fa (lb)	105,358		
fmin (lb)	217,8	fm (lb)	323,158		
D (plg)	2,362	Cr	7,5584	Ks	1,06615157
d (plg)	0,3125				
				τ_a (kpsi)	22,1388671
				τ_m (kpsi)	67,9051617
				k	1,19572359
				Kc	1,12153246
				Ke	0,89163715
A Kpsi	169			kkc	0,814
d	0,3125	Sut Kpsi	205,2328	Sse' (kpsi)	45
m	0,167			Sse (kpsi)	32,6606687
Ssu	123,1396745				
0,8*Ssu	98,51173962				
b	-0,15982097			FS	2,3812312
c	2,472950905				
		Ssf (kpsi)	52,71776		
n	50000				

Tabla 3.15 Hoja de cálculo para factor de seguridad resorte delantero.

Fuente: Los Autores

Dónde:

Los espacios en blanco se llenan con los datos solicitados.

Los espacios en color gris y celeste son los resultados calculados.

3.9.3 DISEÑO DE PERNOS PARA SOPORTAR CARGA A CORTE

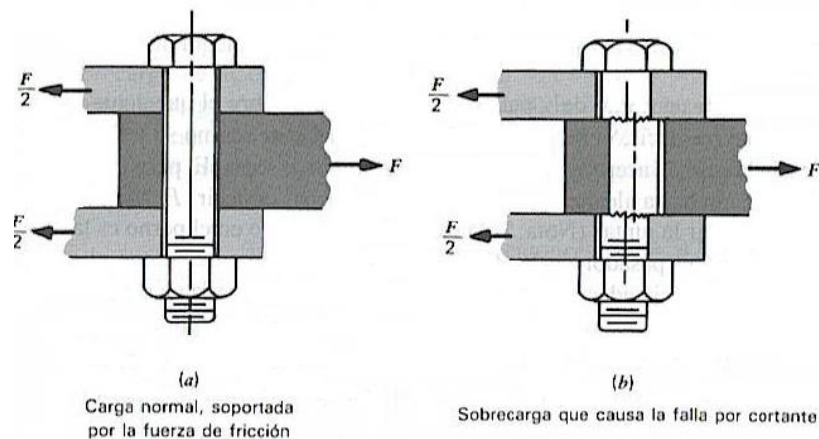


Figura 3.46 Perno sometido a corte doble.³²

Los pernos sirven también para resistir cargas al cortante. El esfuerzo cortante al que está sometido el perno es:

³² Fuente: SHIGLEY, Joseph; "Diseño en Ingeniería Mecánica", 8ª edición, McGRAW-HILL, México.

$$\tau = \frac{(F \text{ perno})}{A} = \frac{(4 F \text{ perno})}{\pi D^2} \quad \text{Ecuación 3.44}$$

Dónde:

F-perno = Fuerza que soporta cada perno

D = Diámetro del perno

A = Área de corte

$$S_{sy} = 0.577 S_y \quad \text{Ecuación 3.45}^{33}$$

Además es posible determinar un factor de seguridad a partir de: τ

$$N_{sep} = \frac{S_y}{\tau} \quad \text{Ecuación 3.46}$$

3.9.3.1 SELECCIÓN DE PERNO PARA ELEMENTOS SUSPENSIÓN

La selección de pernos se la realiza para soportar cargas a tensión y para soportar cargas a corte, para la selección de los pernos se tomara en cuenta la fuerza que se produce cuando el vehículo cae o sube un obstáculo en la vía de circulación , que produce una fuerza cortante.

Grado SAE	Intervalo de tamaños (inclusive) (in)	Resistencia límite mínima a la tracción S_p (ksi)	Resistencia de fluencia mínima a la tracción S_y (ksi)	Resistencia última mínima a la tracción S_u (ksi)
1	¼ a 1½	33	36	60
2	¼ a ¾	55	57	74
	7/8 a 1½	33	36	60
4	¼ a 1½	65	100	115
5	¼ a 1	85	92	120
	1 1/8 a 1½	74	81	105
5.2	¼ a 1	85	92	120
7	¼ a 1½	105	115	133
8	¼ a 1½	120	130	150
8.2	¼ a 1	120	130	150

Tabla 3.16 Características de pernos.

Fuente: <http://blog.utp.edu.co/ivanegas/files/2011/08/Cap8.pdf>

Datos.

Pernos seleccionados es 1 perno de W 3/8” x 2 1/2” Grado 5.2

Se utiliza la fuerza que se aplica para el diseño del resorte delantero.

$$F_{rd} = 194.78 \text{ [Kg]} \Rightarrow 428.516 \text{ (lbs)}$$

³³ SHIGLEY, Joseph;, “Diseño en Ingeniería Mecánica”, 8ªedición, McGRAW-HILL, México,Paj438.

$$P = \text{Carga a Corte} = 428.516 \text{ (lbs)}$$

3.9.3.2 FACTOR DE SEGURIDAD PERNOS PARA CARGA A CORTE

Con esta selección se puede determinar si los pernos pueden soportar cargas a corte, para lo cual se calcula el esfuerzo cortante al que está sometido el perno.

$$\tau = \frac{(F \text{ perno})}{A} = \frac{(4 F \text{ perno})}{\pi D^2}$$

La carga a corte que se tiene es : $P = 428.516 \text{ (lbs)}$

En la sujeción de las tijeras para la rotación de la suspensión se ubicó 2 pernos en la tijera inferior y 1 perno en la tijera superior, es por esta razón que la fuerza que ejercerá sobre perno de la tijera superior mayor es:

$$P = \frac{\text{Peso}}{\# \text{ Pernos}}$$

$$P = \frac{428.516 \text{ (lb)}}{1}$$

$$P = 428.516 \text{ (lb)}$$

$$\tau = \frac{(4 F \text{ perno})}{\pi D^2}$$

$$\tau = \frac{4 * 428.516 \text{ (lb)}}{\pi * 0.375^2 \text{ (plg)}^2}$$

$$\tau = 3879.8 \text{ (Psi)}$$

La resistencia de fluencia al cortante.

$$S_y = 92.662 \text{ (Ksi)} \quad \text{Del perno W3/8 (5.2)}$$

$$S_{sy} = 0.577 * S_y$$

$$S_{sy} = 0.577 * 92.662 \text{ (Ksi)}$$

$$S_{sy} = 53.465 \text{ (Ksi)} = 53465 \text{ (Psi)}$$

A continuación determinar un factor de seguridad para saber si los pernos resistirán cargas a tensión.

$$N_{sep} = \frac{S_{sy}}{\tau}$$

$$N_{sep} = \frac{53465 \text{ (Psi)}}{3879.8 \text{ (Psi)}}$$

$$N_{sep} = 13.78$$

Se toma en cuenta este factor de seguridad se puede llegar a la conclusión que el perno va a resistir cargas a corte y se toma como base la selección de este perno W3/8 Grado 5.2 para los otros elementos utilizados como perno pasador utilizado en los bocines de las tijeras y para la suspensión posterior.

3.9.4 DISEÑO SOPORTES (OREJAS)

El diseño de estos soportes se realiza mediante el diseño de un placa se utiliza esta oreja para la suspensión delantera y posterior con el fin de obtener elementos iguales.

La carga para el diseño de estas orejas se utiliza la carga máxima en la suspensión delantera que se aplica al amortiguador esta orejas sujetaran el amortiguador Figura 3.47. Se utiliza el mismo material diseñado para el soporte delantero y posterior.



Figura 3.47 Soporte de amortiguador delantero (orejas)

Fuente: Los Autores

3.9.4.1 ESFUERZO DE APOYO ENTRE PASADOR Y SOPORTE³⁴

$$\sigma = \frac{P}{A} \quad \text{Ecuación 3.47}$$

Dónde:

σ : Esfuerzo de apoyo entre pasador y soporte.

P: Fuerza aplicada

A: Área (mm)

El área transversal del soporte colgante que atraviesa su orificio de tornillo, se debe de hacer un cálculo parecido, pero con un esfuerzo admisible distinto y un área distinta. El área transversal neta, es decir, el área que queda después de haber perforado el orificio en la barra, es igual al ancho neto por el espesor.

Se selecciona soporte de platina 40x4mm, la perforación \varnothing : 10 mm. Figura.3.48.

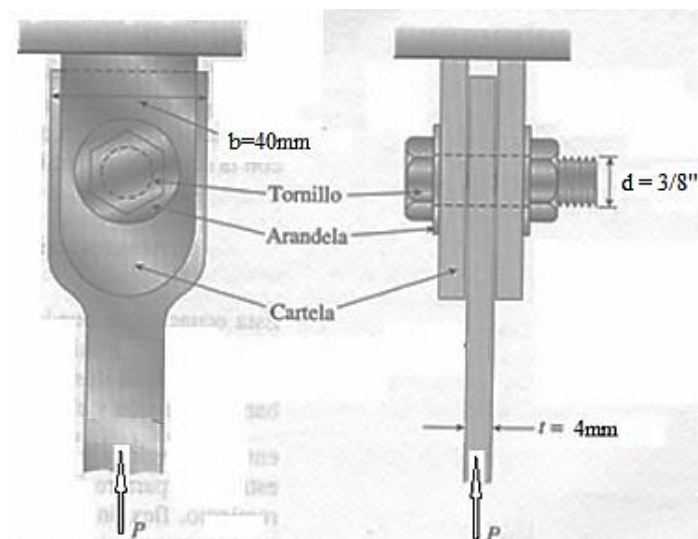


Figura 3.48 Esquema Soporte de amortiguador (orejas).

Fuente: GERE, James ; Mecánica de materiales”, Séptima edición, Ediciones , 2009

Datos.

$$F_{rd} = 194.78 \text{ [Kg]} \Rightarrow 428.51 \text{ Lb.} = P$$

$$t_G = 3 \text{ (mm)}$$

³⁴ “GERE, James ; Mecánica de materiales”, Séptima edición, Ediciones , 2009

$$d_{pas} = 10 \text{ (mm)}$$

b = ancho de platina 40(mm)

a) cálculo

$$\sigma = \frac{P}{2(b-d_{pas})t_G}$$

$$\sigma = \frac{428.51 \text{ Kg}}{2*(38\text{mm}-10\text{mm})*4\text{mm}}$$

$$\sigma = 1.91 \frac{\text{Kg}}{\text{mm}^2} = 191.3 \frac{\text{Kg}}{\text{cm}^2}$$

b) Factor de seguridad.

$$FS = \frac{0.6*S_y}{\sigma_{max}}$$

$$FS = \frac{0.6*2536.36 \frac{\text{Kg}}{\text{cm}^2}}{191.3 \frac{\text{Kg}}{\text{cm}^2}}$$

$$FS = 7.9$$

Mediante este cálculo y un factor de seguridad alto se utiliza este material para los diferentes soportes de la suspensión (orejas) delanteras y posterior.

3.9.4.2 SIMULACIÓN DE SOPORTES (OREJAS) CON INVENTOR 2010.

El análisis del siguiente elemento se realiza con la ayuda del programa (Inventor 2010 Environments simúlate) con el cual se localiza los lugares donde se genera el mayor esfuerzo al ser sometido a las cargas máximas de exposición.

La carga a aplicar: $F_{rd} = 194.78 \text{ Kg} \Rightarrow 1908.84 \text{ N}$. El proceso se muestra en las siguientes figuras desde las fig.3.49 hasta fig. 3.52

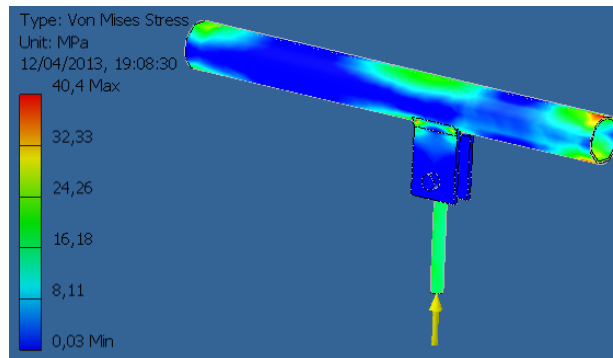


Figura 3.49 Aplicación de carga soporte (orejas).

Fuente: Los Autores

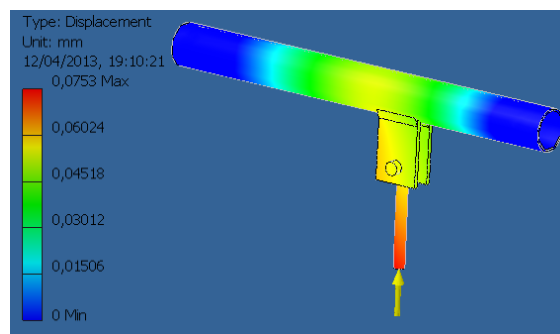


Figura 3.50 Desplazamientos soporte (orejas).

Fuente: Los Autores

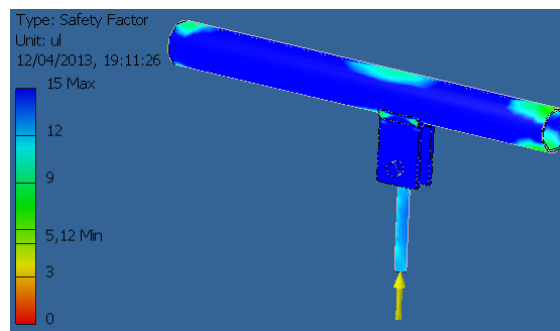


Figura 3.51 Factor de seguridad soporte (orejas).

Fuente: Los Autores

☐ **Result Summary**

Name	Minimum	Maximum
Volume	118134 mm ³	
Mass	0,929842 kg	
Von Mises Stress	0,0349244 MPa	40,4025 MPa
1st Principal Stress	-21,8507 MPa	57,7488 MPa
3rd Principal Stress	-63,5564 MPa	21,0882 MPa
Displacement	0 mm	
Safety Factor	5,12345 ul	15 ul
Stress XX	-60,8432 MPa	55,1924 MPa
Stress XY	-17,1555 MPa	15,1232 MPa
Stress XZ	-7,44892 MPa	7,60169 MPa
Stress YY	-33,5347 MPa	23,6428 MPa
Stress YZ	-12,9425 MPa	13,3924 MPa
Stress ZZ	-25,2241 MPa	23,6529 MPa
X Displacement	-0,00764521 mm	0,0302157 mm
Y Displacement	0 mm	
Z Displacement	-0,00332224 mm	0,00433717 mm
Equivalent Strain	0,000000154239 ul	0,000193812 ul
1st Principal Strain	0,0000000974903 ul	0,000211081 ul
3rd Principal Strain	-0,000236261 ul	0,000000799355 ul
Strain XX	-0,000219465 ul	0,000195256 ul
Strain XY	-0,000106201 ul	0,00009362 ul
Strain XZ	-0,0000461124 ul	0,0000470581 ul
Strain YY	-0,00017084 ul	0,000104606 ul
Strain YZ	-0,0000801205 ul	0,0000829052 ul
Strain ZZ	-0,00007572 ul	0,0000616929 ul
Contact Pressure	0 MPa	
Contact Pressure X	-69,9894 MPa	74,2546 MPa
Contact Pressure Y	-73,2227 MPa	80,05 MPa
Contact Pressure Z	-53,9879 MPa	33,9195 MPa

Figura 3.52 Resultados simulación de soporte (orejas).

Fuente: Los Autores

Para este elemento el factor de seguridad mínimo señalado de 5 aceptable.

3.9.5 DISEÑO BASE SUPERIOR SUSPENSIÓN DELANTERA

En la figura 3.53 se muestra la base superior de la suspensión delantera con identificada con números donde.

1. Soporte porta tijera superior.
2. Porta tijera superior.
3. Soporte vertical.

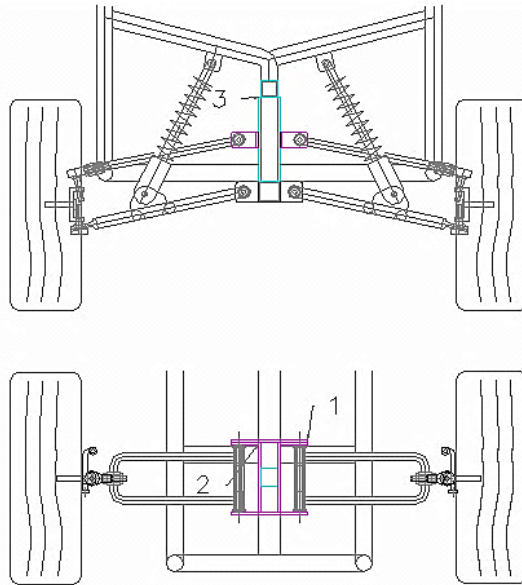


Figura 3.53 Base delantera superior suspensión delantera.

Fuente: Los Autores

3.9.5 .1 DISEÑO PORTA TIJERA SUPERIOR.

El análisis del siguiente elemento se realiza con la ayuda del programa (Inventor 2010 Environments simulate) con el cual se localiza los lugares donde se genera el mayor esfuerzo al ser sometido a las cargas máximas de exposición. El proceso se muestra en las siguientes figuras desde las fig.3.54 hasta fig. 3.57

La carga a aplicar:

Vertical es $2F_{iy} = 2 * 406 \text{ N} = 812 \text{ N}$; Horizontal $F_{ix} = 1515.5 \text{ N}$

Material. Pt.38*4mm A-36.

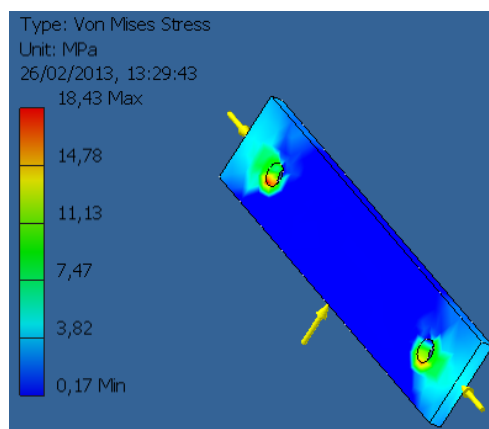


Figura 3.54 Carga sobre porta tijera superior.

Fuente: Los Autores

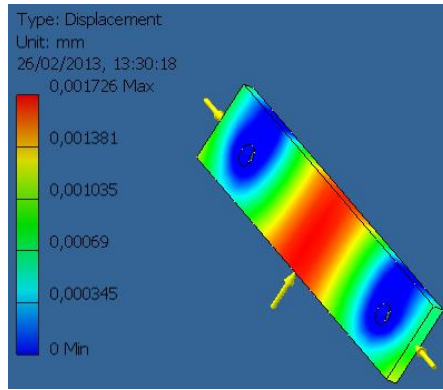


Figura 3.55 Desplazamientos porta tijera superior.

Fuente: Los Autores

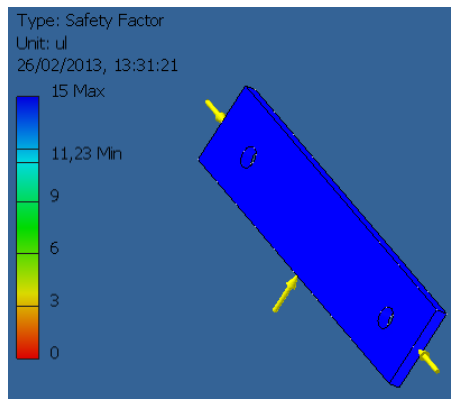


Figura 3.56 Factor de seguridad porta tijera superior.

Fuente: Los Autores

☐ **Result Summary**

Name	Minimum	Maximum
Volume	47057,6 mm ³	
Mass	0,369402 kg	
Von Mises Stress	0,169604 MPa	18,4287 MPa
1st Principal Stress	-5,47576 MPa	9,195 MPa
3rd Principal Stress	-18,7587 MPa	1,72612 MPa
Displacement	0 mm	0,0017258 mm
Safety Factor	11,2325 ul	15 ul
Stress XX	-17,0634 MPa	8,78585 MPa
Stress XY	-9,3221 MPa	9,35587 MPa
Stress XZ	-3,5382 MPa	3,75904 MPa
Stress YY	-7,92287 MPa	5,8656 MPa
Stress YZ	-1,87412 MPa	1,65077 MPa
Stress ZZ	-6,99615 MPa	2,10386 MPa
X Displacement	-0,00124421 mm	0,00122988 mm
Y Displacement	-0,00172578 mm	0,000388435 mm
Z Displacement	-0,0000506634 mm	0,0000483744 mm
Equivalent Strain	0,000000700108 ul	0,0000784803 ul
1st Principal Strain	0,000000477224 ul	0,0000541101 ul
3rd Principal Strain	-0,000085324 ul	-0,000000526179 ul
Strain XX	-0,0000730806 ul	0,0000516092 ul
Strain XY	-0,0000577082 ul	0,0000579173 ul
Strain XZ	-0,0000219032 ul	0,0000232702 ul
Strain YY	-0,0000491595 ul	0,000036701 ul
Strain YZ	-0,0000116017 ul	0,0000102191 ul
Strain ZZ	-0,00000371301 ul	0,0000154321 ul

Figura 3.57 Resultados porta tijera superior.

Fuente: Los Autores

El resultado generado por el programa para este elemento factor de seguridad señalado es aceptable.

3.9.5.2 DISEÑO SOPORTE PORTA TIJERA SUPERIOR.

El análisis del siguiente elemento se realiza con la ayuda del programa (Inventor 2010 Environments simulate) con el cual se localiza los lugares donde se genera el mayor esfuerzo al ser sometido a las cargas máximas de exposición. El proceso se muestra en las siguientes figuras desde las fig.3.58 hasta fig. 3.61

La carga a aplicar:

Vertical es $F_{jy} = 2 \cdot 406 \text{ N} = 812 \text{ N}$; Horizontal $F_{jx} = 1515.5 \text{ N}$
Material. Pt.38*4mm A-36.

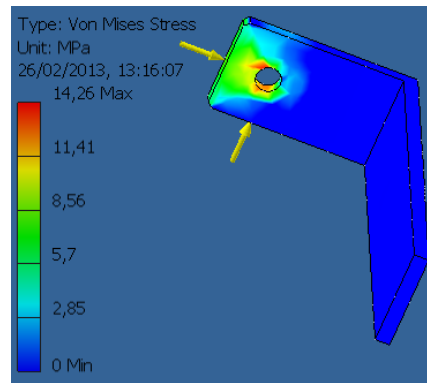


Figura 3.58 Carga sobre Soporte porta tijera superior.

Fuente: Los Autores

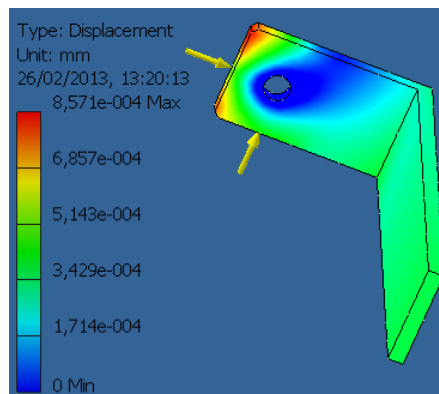


Figura 3.59 Desplazamientos soporte porta tijera superior.

Fuente: Los Autores

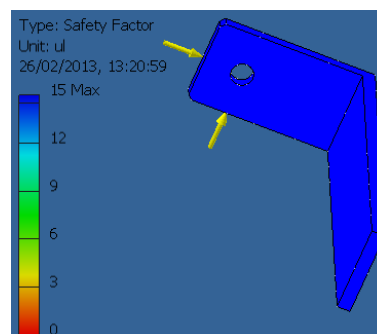


Figura 3.60 Factor de seguridad soporte porta tijera superior.

Fuente: Los Autores

☐ **Result Summary**

Name	Minimum	Maximum
Volume	52783,1 mm ³	
Mass	0,414347 kg	
Von Mises Stress	0,000000647486 MPa	14,2609 MPa
1st Principal Stress	-6,71795 MPa	10,4184 MPa
3rd Principal Stress	-17,8622 MPa	2,41715 MPa
Displacement	0 mm	0,000857129 mm
Safety Factor	14,5152 ul	15 ul
Stress XX	-17,4339 MPa	8,88273 MPa
Stress XY	-1,94074 MPa	2,11637 MPa
Stress XZ	-7,26705 MPa	6,81784 MPa
Stress YY	-7,37405 MPa	3,28429 MPa
Stress YZ	-1,10856 MPa	0,916689 MPa
Stress ZZ	-7,14626 MPa	3,52081 MPa
X Displacement	-0,00000127414 mm	0,000800191 mm
Y Displacement	-0,000138081 mm	0,0000467306 mm
Z Displacement	-0,000125312 mm	0,00045353 mm
Equivalent Strain	0,000000000027477 ul	0,0000602196 ul
1st Principal Strain	-0,000000000140168 ul	0,0000505615 ul
3rd Principal Strain	-0,000066738 ul	-0,0000000000177159 ul
Strain XX	-0,0000642702 ul	0,0000472133 ul
Strain XY	-0,0000120141 ul	0,0000131013 ul
Strain XZ	-0,0000449865 ul	0,0000422057 ul
Strain YY	-0,00000357404 ul	0,0000181741 ul
Strain YZ	-0,00000686254 ul	0,00000567474 ul
Strain ZZ	-0,0000384563 ul	0,0000319309 ul

Figura 3.61 Resultados soporte porta tijera superior.

Fuente: Los Autores

Para este elemento el factor de seguridad señalado nos indica un factor alto.

3.9.5.3 DISEÑO SOPORTE VERTICAL.

El análisis del siguiente elemento se realiza con la ayuda del programa (Inventor 2010 Environments simúlate) con el cual se localiza los lugares donde se genera el mayor esfuerzo al ser sometido a las cargas máximas de exposición. El proceso se muestra en las siguientes figuras desde las fig.3.62 hasta fig. 3.65

La carga a aplicar:

$$\text{Vertical es } 2F_i = 2 * 1653.192 \text{ N} = 3306 \text{ N}; \text{ Horizontal } F_{jx} = 1515.5 \text{ N}$$

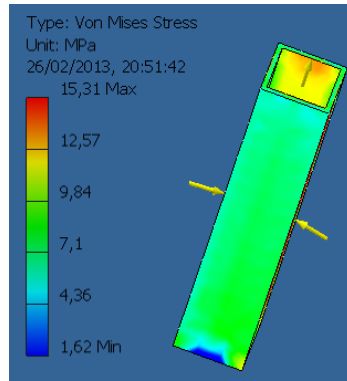


Figura 3.62 Carga soporte vertical.

Fuente: Los Autores

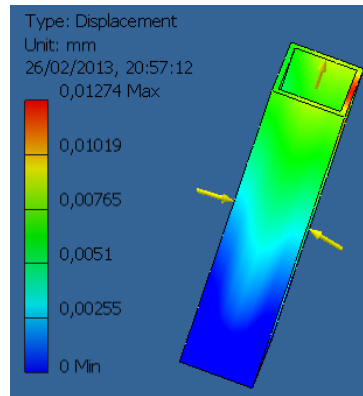


Figura 3.63 Desplazamientos soporte vertical.

Fuente: Los Autores

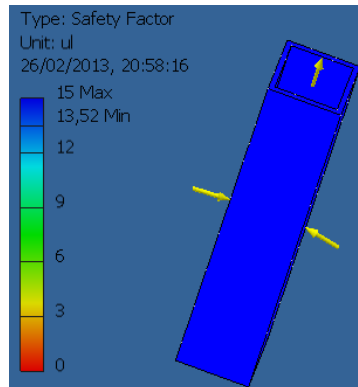


Figura 3.64 Factor de seguridad soporte vertical.

Fuente: Los Autores

☐ **Result Summary**

Name	Minimum	Maximum
Volume	88800 mm ³	
Mass	0,69708 kg	
Von Mises Stress	1,62459 MPa	15,3116 MPa
1st Principal Stress	-2,43043 MPa	19,7862 MPa
3rd Principal Stress	-12,5285 MPa	7,63211 MPa
Displacement	0 mm	0,0127423 mm
Safety Factor	13,5191 ul	15 ul
Stress XX	-12,5269 MPa	13,6295 MPa
Stress XY	-1,5238 MPa	1,6848 MPa
Stress XZ	-3,37039 MPa	3,32159 MPa
Stress YY	-10,0506 MPa	8,28079 MPa
Stress YZ	-3,58674 MPa	3,73058 MPa
Stress ZZ	-6,83487 MPa	19,5968 MPa
X Displacement	-0,00413018 mm	0,00411983 mm
Y Displacement	-0,00452474 mm	0,00952332 mm
Z Displacement	-0,00000533632 mm	0,00846618 mm
Equivalent Strain	0,00000761935 ul	0,0000637371 ul
1st Principal Strain	0,00000176954 ul	0,0000764784 ul
3rd Principal Strain	-0,0000650499 ul	-0,000000243091 ul
Strain XX	-0,0000650089 ul	0,0000479901 ul
Strain XY	-0,00000943307 ul	0,0000104297 ul
Strain XZ	-0,0000208643 ul	0,0000205622 ul
Strain YY	-0,0000570685 ul	0,0000210378 ul
Strain YZ	-0,0000222036 ul	0,0000230941 ul
Strain ZZ	-0,0000241778 ul	0,0000753057 ul

Figura 3.65 Resultados soporte vertical.

Fuente: Los Autores

El resultado generado por el programa para este elemento factor de seguridad señalado es aceptable.

3.10 DISEÑO DEL SOPORTE POSTERIOR

El sistema posterior con un soporte posterior y dos amortiguadores de muelle mostrados en la figura 3.66.



Figura 3.66 Suspensión posterior VP.

Fuente: Los Autores

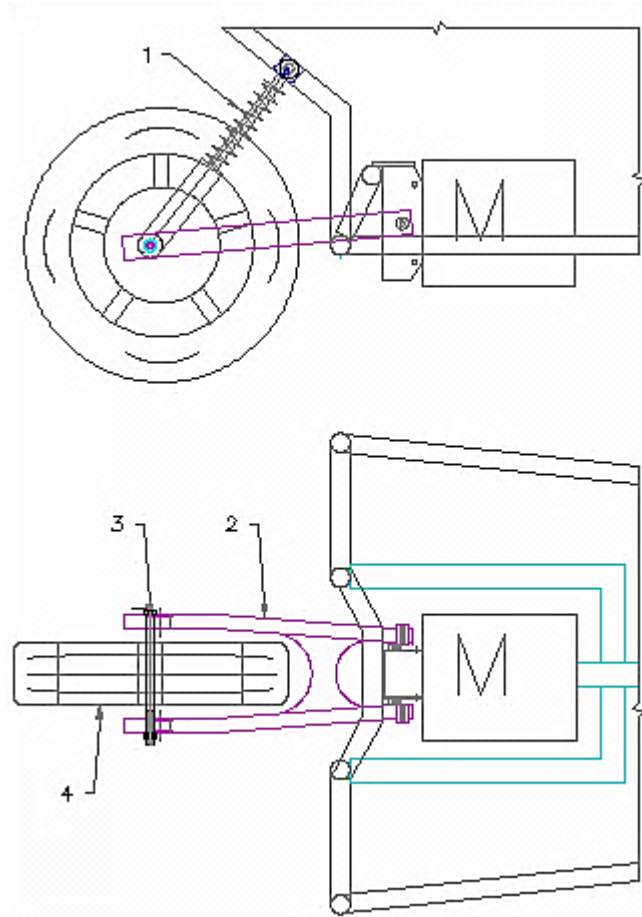


Figura 3.67 Elementos de suspensión posterior.

Fuente: Los Autores

En la figura 3.67 se muestran los elementos del soporte posterior que se detallan a continuación:

- 1) Amortiguadores.
- 2) Soporte posterior.
- 3) Perno de rueda.
- 4) Rueda con llanta posterior moto.

3.10.1 CARGA APLICADA SOPORTE POSTERIOR

La carga máxima aplicada en la llanta es vertical como se muestra en la figura que a mediante el teorema de Pitágoras se obtiene la fuerza resultante aplicada para la selección del amortiguador. Figura 3.68.

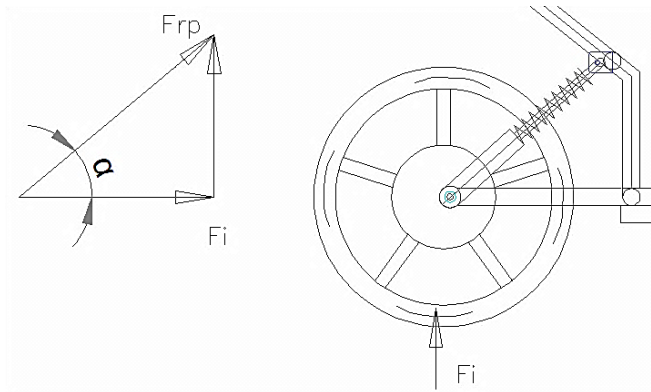


Figura 3.68 Aplicación de fuerza hacia el amortiguador mecánico posterior.

Fuente: Los Autores

Datos.

$$\alpha = 60^\circ$$

$$M_p = 0.48 * C_d$$

$$M_p = 0.48 * 330$$

$$M_p = 158.4 \text{ Kg.}$$

$$F \text{ impacto llanta posterior} = 3001 \text{ N} \Rightarrow 306.29 \text{ (Kg)}$$

$$F_{rp} = \frac{F_i}{\text{Sen } 60^\circ}$$

$$F_{rp} = \frac{306.29 \text{ Kg}}{\text{Sen } 60^\circ}$$

$$F_{rp} = 353.67 \text{ Kg}$$

$$M_{rp} = \frac{M_p}{\text{Sen } 60^\circ}$$

$$M_{rp} = \frac{158.4 \text{ Kg.}}{\text{Sen } 60^\circ}$$

$$M_{rp} = 182.9 \text{ Kg.}$$

3.10.2 ANALISIS Y FACTOR DE SEGURIDAD DE AMORTIGUADOR POSTERIOR³⁵

El diseño se realiza con el procedimiento del diseño del resorte de la suspensión delantero.

³⁵ SHIGLEY, Joseph; MISCHKE, Charles, "Diseño en Ingeniería Mecánica", Octava edición, McGRAW-HILL/Interamericana editores, México, Paj. 499-539

Datos.

$m =$ Carga de carga sobre amortiguador $M_{rp} = 182.9 \text{ Kg}$.

F impacto llanta sobre amortiguador = 353.67 (Kg)

En el soporte posterior se colocan dos amortiguadores se asumen que las cargas serán divididas para dos.

Datos del resorte del amortiguador seleccionado.

Material del resorte AISI 5160

$$\sigma_y = 4080 \frac{\text{Kg}}{\text{cm}^2}$$

$$\sigma_u = 6400 \frac{\text{Kg}}{\text{cm}^2}$$

$$D_{\text{res}} = 60 \text{ mm} = 2.362 \text{ (plg)}$$

$$d_{\text{esp}} = 7.9375 \text{ mm} = \frac{5}{16} \text{ (plg.)}$$

$$F_{\text{max}} = \frac{F_{rd}}{2} = \frac{353.27}{2} = 176.63 \text{ (Kg)} = 388.59 \text{ (lb)}$$

$$F_{\text{min}} = \frac{M_{rp}}{2} = \frac{182.9}{2} = 91.45 \text{ (Kg)} = 201.19 \text{ (lb.)}$$

Cálculo.

a) Determinar la fuerza alternante F_a y media F_m para el caso de fatiga.

$$F_a = \frac{F_{\text{max}} - F_{\text{min}}}{2} \text{ Ecuación 3.29}$$

$$F_a = \frac{388.59 - 201.19}{2} \text{ (lb)} = 93.7 \text{ (lb)}$$

$$F_m = \frac{F_{\text{max}} + F_{\text{min}}}{2} \text{ Ecuación 3.30}$$

$$F_m = \frac{388.59 + 201.19}{2} \text{ (lb)} = 294.89 \text{ (lb)}$$

b) Calcular el Índice del resorte.

$$C_r = \frac{D_{res}}{d_{esp}} \quad \text{Ecuación 3.31}$$

$$C_r = \frac{2.362 \text{ (plg)}}{0.3125 \text{ (plg)}}$$

$$C_r = 7.558$$

c) Coeficiente de multiplicación de la tensión de corte [K_s].

$$K_s = 1 + \frac{5}{C_r} \quad \text{Ecuación 3.32}$$

$$K_s = 1 + \frac{5}{7.558}$$

$$K_s = 1.066$$

d) Tensiones alternante (τ_a) y media (τ_m) en el resorte.

$$\tau_a = K_s * \left(\frac{8 * F_a * D_{res}}{\pi * d_{esp}^3} \right) \quad \text{Ecuación 3.33}$$

$$\tau_a = 1.066 \left(\frac{8 * 93.7 \text{ [lb]} * 2.362 \text{ (plg)}}{\pi * (0.3125 \text{ (plg)})^3} \right)$$

$$\tau_a = 19.68 \text{ (Kpsi)}$$

$$\tau_m = K_s * \left(\frac{8 * F_m * D_{res}}{\pi * d_{esp}^3} \right) \quad \text{Ecuación 3.34}$$

$$\tau_m = 1.066 \left(\frac{8 * 294.89 \text{ (lb)} * 2.362 \text{ (plg)}}{\pi * (0.3125 \text{ (plg)})^3} \right)$$

$$\tau_m = 61.96 \text{ (Kpsi)}$$

e) Cálculo del factor de Wahl (K)

$$K = \left(\frac{4C_r - 1}{4C_r - 4} + \frac{0.615}{C_r} \right) \quad \text{Ecuación 3.35}$$

$$K = \left(\frac{4 * 7.55 - 1}{4 * 7.55 - 4} + \frac{0.615}{7.55} \right)$$

$$K = 1.19$$

f) Factor de curvatura

$$K_c = \frac{K}{K_s} \quad \text{Ecuación 3.36}$$

$$K_c = \frac{1.19}{1.066}$$

$$K_c = 1.121$$

g) factor de concentración del esfuerzo

$$K_e = \frac{1}{K_c} \quad \text{Ecuación 3.37}$$

$$K_e = \frac{1}{1.121}$$

$$K_e = 0.89163$$

h) factor de confiabilidad

$$K_{ks} = 0.814$$

De la Tabla 3.13 se selecciona el factor de confiabilidad

i) Límites de fatiga. S_{se}

Resorte graneado 67,5 Kpsi 465 mpa

Resorte no graneado 45 Kpsi 310 mpa

$$S'_{se} = 45 \text{ Kpsi}$$

$$S_{se} = K_{ks} * k_e * S'_{se} \quad \text{Ecuación 3.38}$$

$$S_{se} = 0.814 * 0.891 * 45 \text{ Kpsi}$$

$$S_{se} = 32.66 \text{ Kpsi}$$

j) resistencia a la tensión.

$$S_{sut} = \frac{A}{d^m} \quad \text{Ecuación 3.39}$$

De la Tabla 3.14 Constantes resistencia a tensión aceros para resortes. $m = 0.167$

$$S_{sut} = \frac{169}{0.3125^{0.167}}$$

$$S_{sut} = 205.23 \text{ (Kpsi)}$$

$$S_{su} = 0.6 * S_{sut}$$

$$S_{su} = 0.6 * 205.23 \text{ (Kpsi)}$$

$$S_{su} = 123.1396 \text{ (Kpsi)}$$

k) coeficientes de fatiga en ciclos altos

$$b = -\frac{1}{3} \log \frac{0.8 S_{su}}{S_{se}} \quad \text{Ecuación 3.40}$$

$$0.8 * S_{su} = 0.8 * 123.1396 \text{ (Kpsi)} = 98.511 \text{ (Kpsi)}$$

$$b = -\frac{1}{3} \log \frac{98.511 \text{ (Kpsi)}}{32.66 \text{ (Kpsi)}}$$

$$b = -0.1598$$

$$C = \log \frac{0.8 S_{su}}{S_{se}} \quad \text{Ecuación 3.41}$$

$$C = \log \frac{98.511 \text{ (Kpsi)}}{32.66 \text{ (Kpsi)}}$$

$$C = 2.47$$

l) Resistencia de duración finita

$$S_{sf} = 10^c * (n)^b \quad \text{Ecuación 3.42}$$

$$n = 50 \times 10^3 \text{ Ciclos}$$

$$S_{sf} = 10^{2.47} * (50e3)^{-0.1598}$$

$$S_{sf} = 52.71 \text{ (kpsi)}$$

m) Factor de seguridad

$$F_s = \frac{S_{sf}}{\tau_a} \quad \text{Ecuación 3.43}$$

$$F_s = \frac{52.71}{19.68}$$

$$F_s = 2.6775$$

Para comprobar los resultados se realiza una tabla en Excel mostrada la Tabla.3-15

fmax (lb)	388,59	fa (lb)	93.7		
fmin (lb)	201.19	fm (lb)	294.89		
D (plg)	2,362	Cr	7,5584	Ks	1,06615157
d (plg)	0,3125				
				τ_a (kpsi)	19.6891726
				τ_m (kpsi)	61.9652094
				k	1,19572359
				Kc	1,12153246
				Ke	0,89163715
A Kpsi	169			kkc	0,814
d	0,3125	Sut Kpsi	205,2328	Sse' (kpsi)	45
m	0,167			Sse (kpsi)	32,6606687
Ssu	123,1396745				
0,8*Ssu	98,51173962				
b	-0,15982097			FS	2,6775
c	2,472950905				
		Ssf (kpsi)	52,71776		
n	50000				

Tabla 3.17 Hoja de cálculo para factor de seguridad resorte posterior.

Fuente: Los Autores

3.11 SELECCION DE ELEMENTOS NORMALIZADOS

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

3.12 SISTEMA DE MOVIMIENTO POSTERIOR.

La selección del sistema de movimiento posterior es de una motocicleta marca (Motor uno Forte 200cc.) En el anexo A3.2 se encuentra la ficha técnica de la motocicleta.

La función principal de este sistema es:

- Soporte de rueda posterior.
- Puntos de apoyo posterior del vehículo.

- Punto de apoyo del motor.

Este conjunto viene con los siguientes elementos.

- Soporte posterior.
- Rueda con aro enlantada R17.
- Sistema de transmisión de cadena.
- Motor 150cc.

3.12.1 SOPORTE POSTERIOR

El soporte posterior mostrado en la figura 3.69 es el que sujeta la rueda posterior.



Figura 3.69 Soporte inferior posterior marca (Motor uno Forte 200).

Fuente: MOTOR UNO, Catalogo de ventas motor uno

3.12.1.1 SIMULACIÓN DE CARGA SOBRE SOPORTE POSTERIOR

El análisis del siguiente elemento se realiza con la ayuda del programa (Inventor 2010 Environments simúlate) con el cual se localiza los lugares donde se genera el mayor esfuerzo al ser sometido a las cargas máximas de exposición.

La carga a aplicar: $F_{rp} = 3001 \text{ N}$. El proceso se muestra en las siguientes figuras desde las fig.3.70 hasta fig. 3.74.

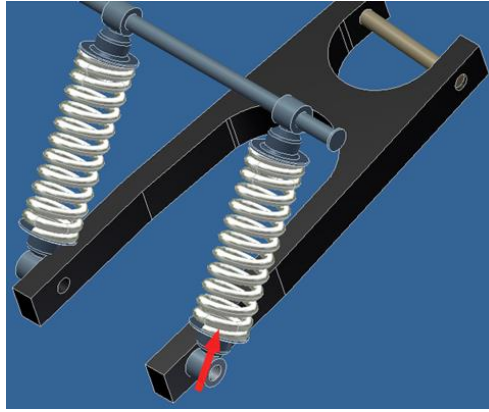


Figura 3.70 Carga sobre soporte posterior. (Vista derecha)

Fuente: Los Autores

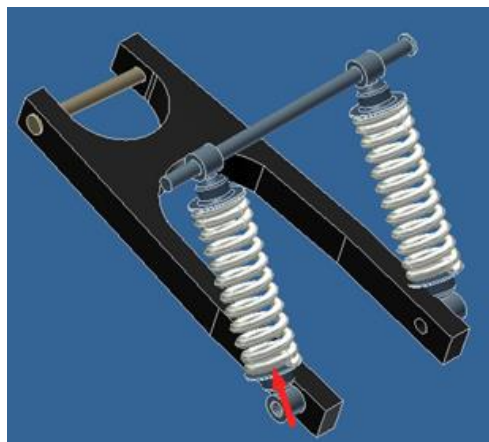


Figura 3.71 Carga sobre soporte posterior. (Vista Izquierda)

Fuente: Los Autores

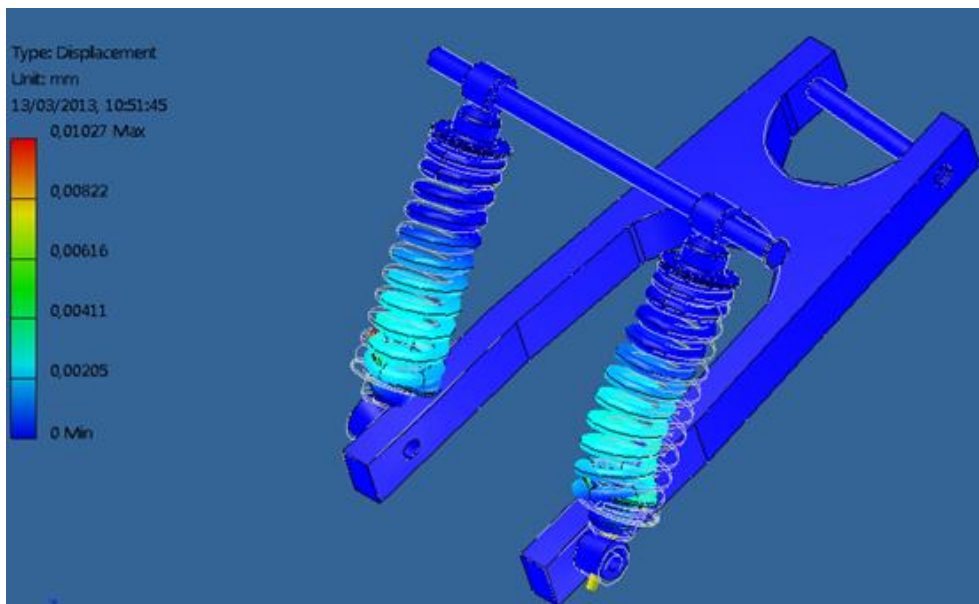


Figura 3.72 Desplazamiento sobre soporte posterior.

Fuente: Los Autores

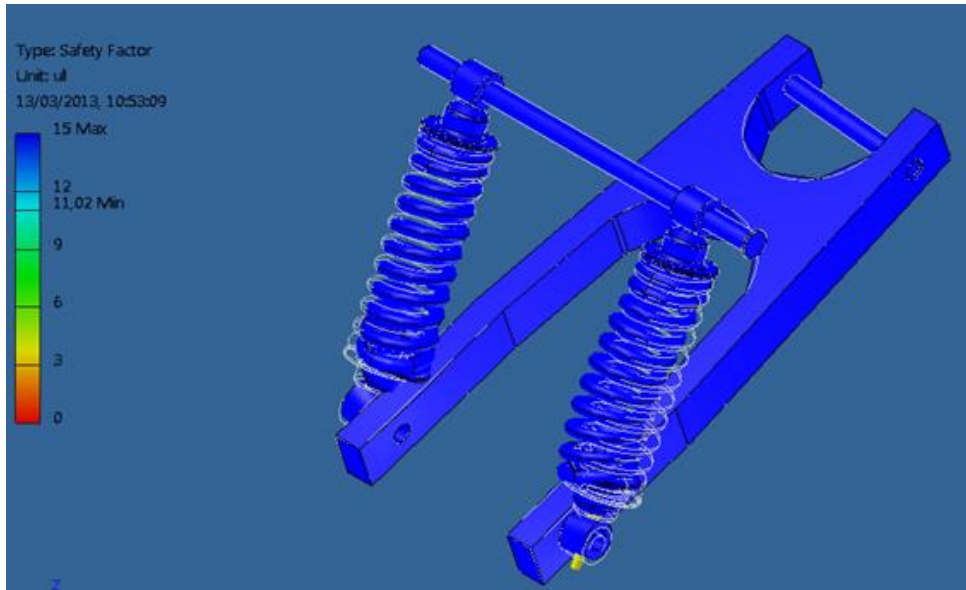


Figura 3.73 Factor de seguridad sobre soporte posterior.

Fuente: Los Autores

☐ Result Summary

Name	Minimum	Maximum
Volume	17573500 mm ³	
Mass	137,952 kg	
Von Mises Stress	0 MPa	18,7818 MPa
1st Principal Stress	-1,69103 MPa	22,3958 MPa
3rd Principal Stress	-17,266 MPa	6,21368 MPa
Displacement	0 mm	0,0102733 mm
Safety Factor	11,0213 ul	15 ul
Stress XX	-9,62519 MPa	19,6845 MPa
Stress XY	-4,15123 MPa	7,76239 MPa
Stress XZ	-7,07167 MPa	6,97097 MPa
Stress YY	-16,6335 MPa	19,8384 MPa
Stress YZ	-3,84986 MPa	7,43461 MPa
Stress ZZ	-4,68312 MPa	19,6777 MPa
X Displacement	-0,00233937 mm	0,00431648 mm
Y Displacement	-0,0037411 mm	0,00402838 mm
Z Displacement	-0,00178622 mm	0,00872879 mm
Equivalent Strain	0 ul	0,0000819965 ul
1st Principal Strain	-0,00000000225581 ul	0,0000937138 ul
3rd Principal Strain	-0,0000687583 ul	0,00000133335 ul
Strain XX	-0,000031899 ul	0,0000782022 ul
Strain XY	-0,0000256981 ul	0,0000480529 ul
Strain XZ	-0,000043777 ul	0,0000431536 ul
Strain YY	-0,0000665888 ul	0,0000801169 ul
Strain YZ	-0,0000238325 ul	0,0000460238 ul
Strain ZZ	-0,0000291109 ul	0,0000737749 ul

Figura 3.74 Resultados de soporte posterior.

Fuente: Los Autores

El resultado generado por el programa para este elemento, factor de seguridad señalado es aceptable.

3.13 SELECCIÓN DE PIÑÓN DE TRANSMISIÓN Y CADENA DEL MOTOR

El piñón motriz que transmite la potencia del eje del motor es un elemento que viene ya diseñado para trabajar a la potencia suministrada del motor y que viene junto al motor.

El código del piñón motriz es: 40A14. (Figura 3.75)

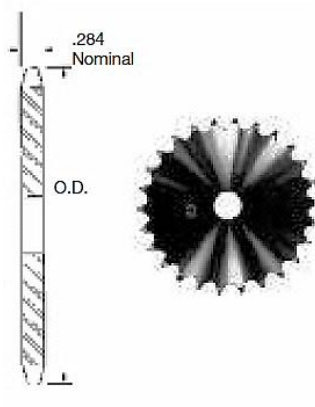


Figura 3.75 Piñón motriz. Motocicleta marca (Motor uno Forte 200).

Fuente: MOTOR UNO, Catalogo de ventas motor uno.

El fabricante del motor seleccionado recomienda un piñón conducido 40A42 para complementar el sistema de tracción para transmitir el movimiento desde el motor a la rueda posterior.

El Piñón conducido se acopla fácilmente a la rueda posterior del vehículo ya que tiene en su centro unas guías que se sujeta en la base de la rueda posterior mediante pernos W 3/8 x 5/8. La cadena es pitch 40, paso ½ pulgada que debe tener el mismo paso que el piñón motriz para su correcto funcionamiento.

3.13.1 RELACIÓN DE TRANSMISIÓN.

De los piñones recomendados por el fabricante se procede a comprobar su selección.

$$\frac{W_2}{W_1} = \frac{Z_1}{Z_2} \quad \text{Ecuación 3.48}$$

Dónde:

$W_2 =$ Velocidad angular piñón conducido.(rpm)

$W_1 =$ Velocidad angular piñón motriz. (rpm)

$Z_2 =$ Numero de dientes piñón conducido.

$Z_1 =$ Numero de dientes piñón motriz.

$$W_1 = \frac{W_2 * Z_2}{Z_1}$$

$$W_1 = \frac{600 \text{ (rpm)} * 42}{14}$$

$$W_1 = 1800 \text{ rpm}$$

Para la selección se utiliza la potencia de 8Hp. 1800 Rpm. (Tabla3.18)

Se realiza esta selección teniendo en cuenta que la selección del piñón el fabricante de piñones recomienda utilizar la potencia del motor utilizada y no la potencia nominal que trabajara como máximo el motor.

En el anexo A 3.7 se encuentra la tabla completa de Cadena sencilla de rodillo No.40 Paso 1/2"

TABLA DE CAPACIDAD
CADENA ESTANDAR SENCILLA DE RODILLOS No. 40 PASO 1/2"

No. de dientes piñón conductor	R.P.M DEL PIÑON CONDUCTOR																								
	10	25	50	100	200	300	400	500	700	900	1000	1200	1400	1600	1800	2100	2400	2700	3000	3500	4000	4500	5000	5500	6000
9	0.09	0.19	0.36	0.67	1.26	1.81	2.35	2.87	3.89	4.88	5.36	6.32	6.02	4.92	4.13	3.27	2.68	2.25	1.92	1.52	1.25	1.04	0.89	0.77	0.58
10	0.10	0.22	0.41	0.76	1.41	2.03	2.63	3.22	4.36	5.46	6.01	7.08	7.05	5.77	4.83	3.84	3.14	2.63	2.25	1.78	1.46	1.22	1.04	0.90	0.79
11	0.11	0.24	0.45	0.84	1.56	2.25	2.92	3.57	4.83	6.06	6.66	7.85	8.13	6.65	5.58	4.42	3.62	3.04	2.59	2.06	1.68	1.41	1.20	1.04	0.92
12	0.12	0.26	0.49	0.92	1.72	2.47	3.21	3.92	5.31	6.65	7.31	8.62	9.26	7.58	6.35	5.04	4.13	3.46	2.95	2.34	1.92	1.61	1.37	1.19	1.04
13	0.13	0.29	0.54	1.00	1.87	2.70	3.50	4.27	5.78	7.25	7.97	9.40	10.4	8.55	7.16	5.69	4.65	3.90	3.33	2.64	2.16	1.81	1.55	1.34	0
14	0.14	0.31	0.58	1.09	2.03	2.92	3.79	4.63	6.27	7.86	8.64	10.2	11.7	9.55	8.01	6.35	5.20	4.36	3.72	2.95	2.42	2.03	1.73	1.50	0
15	0.15	0.34	0.63	1.17	2.19	3.15	4.08	4.99	6.75	8.47	9.31	11.0	12.6	10.6	8.88	7.05	5.77	4.83	4.13	3.27	2.68	2.25	1.92	1.66	0
16	0.16	0.36	0.67	1.26	2.34	3.38	4.37	5.35	7.24	9.08	9.98	11.8	13.5	11.7	9.78	7.76	6.35	5.32	4.55	3.61	2.95	2.47	2.11	1.83	0
17	0.17	0.39	0.72	1.34	2.50	3.61	4.67	5.71	7.73	9.69	10.7	12.6	14.4	12.8	10.7	8.50	6.96	5.83	4.98	3.95	3.23	2.71	2.31	2.01	0
18	0.18	0.41	0.76	1.43	2.65	3.83	4.97	6.07	8.22	10.3	11.3	13.4	15.3	13.9	11.7	9.26	7.58	6.35	5.42	4.30	3.52	2.95	2.52	0	0
19	0.19	0.43	0.81	1.51	2.82	4.07	5.27	6.44	8.72	10.9	12.0	14.2	16.3	15.1	12.7	10.0	8.22	6.89	5.88	4.67	3.82	3.20	2.73	0	0
20	0.20	0.46	0.86	1.60	2.98	4.30	5.57	6.80	9.21	11.5	12.7	15.0	17.2	16.3	13.7	10.8	8.88	7.44	6.35	5.04	4.13	3.46	2.95	0	0

Tabla 3.18 Tabla de capacidad de cadena No. 40 Paso 1/2".

Fuente: http://www.intermec.com.co/web_intermec/images/M_images/pdfs/transmision_potencia.pdf

3.14 RUEDA ENLLANTADA POSTERIOR

Criterio de selección.

La rueda R17 es la más utilizada en el mercado para motocicleta de 200cc y debe acoplarse al soporte posterior y la misma es la que transmite el movimiento al vehículo, y debe tener una base para el piñón seleccionado de transmisión de cadena.

Se utiliza un aro con llanta posterior R17 de una motocicleta marca (Motor uno Forte 200). Se selecciona un neumático 130/55 ZR17 66 P.

La tabla 3.19 muestra las características técnicas de la rueda seleccionada.

Características	Dimensiones
Ancho del neumático	130 mm
Diámetro Exterior	$(17*25.4)+(2*0.55*130)=574$
Material Aro	Aleación aluminio
Tipo ZR	Deportiva Radial
Índice de carga 66	300 Kg. Por rueda
Código de velocidad T	Velocidad máxima 150 Km/h

Tabla 3.19 Características de neumático seleccionado.

Fuente: GENERAL ECUADOR.

Para el índice de carga existe una tabla donde indica con el código la carga que soporta la llanta.³⁶

Para el código de velocidad existe una tabla donde indica con el código la velocidad lineal máxima que soporta la llanta.³⁷

La rueda posterior seleccionada es un elemento normalizado que la encontramos en el mercado nacional sus elementos está conectada a otros elementos que funcionan en la rueda estos son:

³⁶ <http://www.clubsunroller.com>

³⁷ <http://www.fulda.com>

- 1 Aro R17 rueda posterior con tambor interior de freno.(Figura 3.76)
- 1 manzana de giro.
- 1 Base para rueda catalina.
- 2 Bocines de guía perno.
- 2 Rodamientos de bolas que permiten el movimiento de la llanta posterior.
- Frenos con dos pastillas.
- Llanta R17 para asfalto.
- Perno punta roscado eje rotación.

Los frenos de tambor o de pastillas, viene incluida en una rueda posterior completa para un correcto acople en el eje y este sistema consta de zapatas, regulador de freno, elemento de sujeción de cable, etc.



Figura 3.76 Rueda posterior R17.

Fuente: MOTOR UNO, Catalogo de ventas motor uno.

3.14.1 PERNO PASADOR POSTERIOR

Es importante tener en cuenta que el agujero para el soporte de la rueda posterior es únicamente para $\varnothing 15$, su esquema de funcionamiento mostrado en la fig. 3.77. Para la sujeción de la rueda posterior se selecciona un perno normalizado que es utilizado en la rueda posterior de la motocicleta con las siguientes características:

- Rosca: UNF 9/16 ”.
- Longitud total 10”
- Longitud de punta roscada: 2”

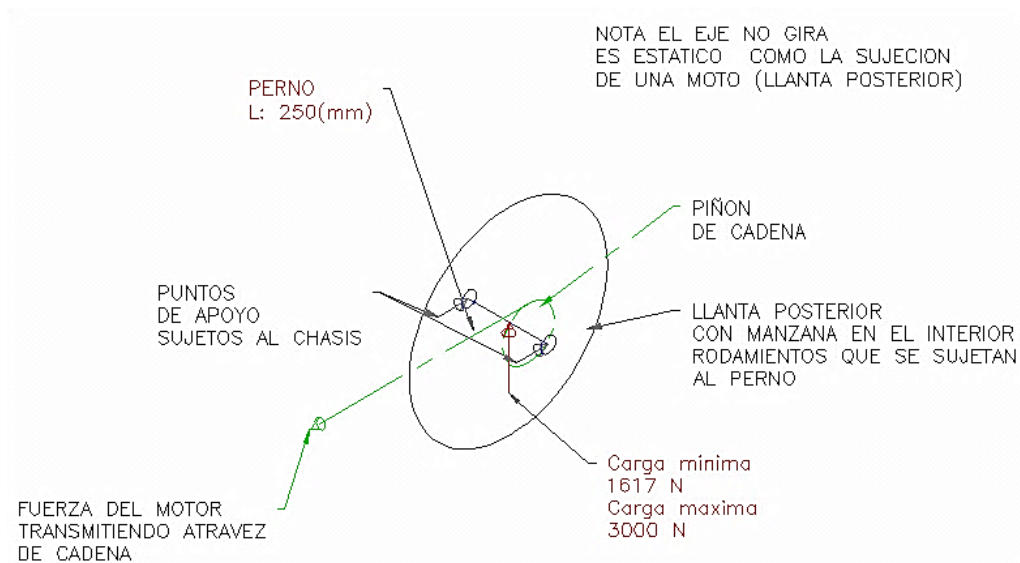


Figura 3.77 Esquema funcionamiento eje posterior.

Fuente: Los Autores.

3.14.2 SIMULACION EN INVENTOR DE EJE DE RUEDA POSTERIOR.

El soporte posterior tiene un peso de 165 Kg, esta fuerza es aplicada cuando el vehículo está estático y el torque es el generado por el motor calculado en análisis y factor de seguridad del eje delantero. Se considera que la carga cuando hay un resalte es absorbida por el amortiguador posterior.

$T = 103 \text{ N}\cdot\text{m}$ de la ecuación 3.10. El proceso se muestra en las siguientes figuras desde la fig. 3.78 hasta la fig. 3.82.

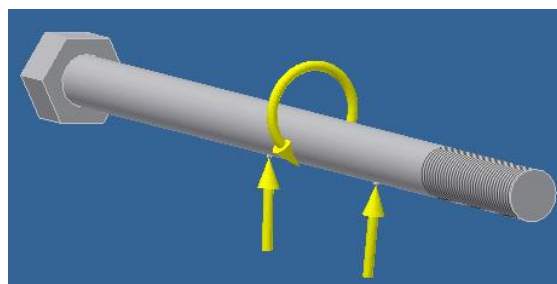


Figura 3.78 Modelación eje de rueda posterior.

Fuente: Los Autores.

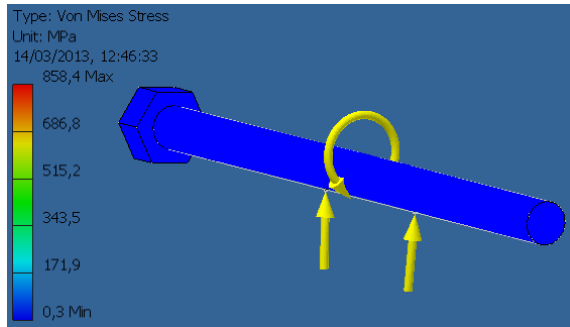


Figura 3.79 aplicación de carga sobre eje de rueda posterior.

Fuente: Los Autores.

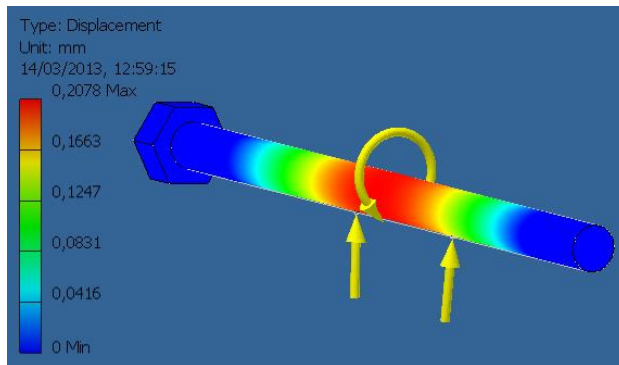


Figura 3.80 Desplazamientos sobre eje de rueda posterior.

Los Autores.

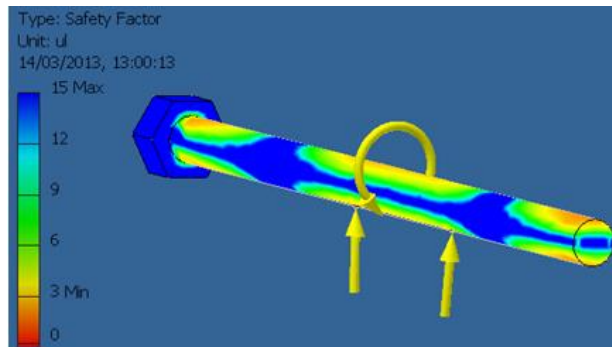


Figura 3.81 Factor de seguridad eje de rueda posterior.

Los Autores.

Result Summary

Name	Minimum	Maximum
Volume	50283 mm ³	
Mass	0,394722 kg	
Von Mises Stress	0,251006 MPa	858,442 MPa
1st Principal Stress	-227,719 MPa	203,51 MPa
3rd Principal Stress	-1073,45 MPa	66,403 MPa
Displacement	0 mm	0,207847 mm
Safety Factor	3 ul	15 ul
Stress XX	-1045,32 MPa	70,0017 MPa
Stress XY	-285,161 MPa	286,959 MPa
Stress XZ	-304,99 MPa	272,18 MPa
Stress YY	-326,5 MPa	98,7298 MPa
Stress YZ	-45,7606 MPa	38,5476 MPa
Stress ZZ	-412,611 MPa	198,161 MPa
X Displacement	-0,000150641 mm	0,207847 mm
Y Displacement	-0,001337 mm	0,000921958 mm
Z Displacement	-0,0193903 mm	0,0192957 mm
Equivalent Strain	0,00000105497 ul	0,00379577 ul
1st Principal Strain	0,00000087286 ul	0,00191616 ul
3rd Principal Strain	-0,00447733 ul	-0,000000370636 ul
Strain XX	-0,00430319 ul	0,000225495 ul
Strain XY	-0,00176528 ul	0,00177641 ul
Strain XZ	-0,00188803 ul	0,00168493 ul
Strain YY	-0,00016445 ul	0,000953693 ul
Strain YZ	-0,00028328 ul	0,000238628 ul
Strain ZZ	-0,000641664 ul	0,00188305 ul

Figura 3.82 Resultados eje de rueda posterior.

Fuente: Los Autores.

Para este elemento el factor de seguridad señalado nos indica un factor mínimo de 3 que es aceptable.

3.15 SISTEMA DE RODAJE

Criterio de selección.

Se realizó un análisis del sistema de suspensión en la selección de alternativas, donde se determinó la selección de la suspensión delantera de un cuadro, dicho cuadro de capacidad 250cc y carga de 350 kg que se muestra en el Anexo A3.3; el mismo que contiene:

- Sistema de rodaje
- Sistema de frenos

Siendo un solo un conjunto estos 2 sistemas mostrados desde la figura 3.83 hasta figura 3.86; las restricciones al ser un solo sistema son las siguientes.

- Punta de eje \varnothing : 17 para manzana de rueda R13.
- Manzana delantera con rodamientos cónicos $d_{Int.}$: 17mm.



Figura 3.83 Tijeras delanteras de suspensión cuadron.

Fuente: Los autores



Figura 3.84 Punta de eje cuadron.

Fuente: Los autores

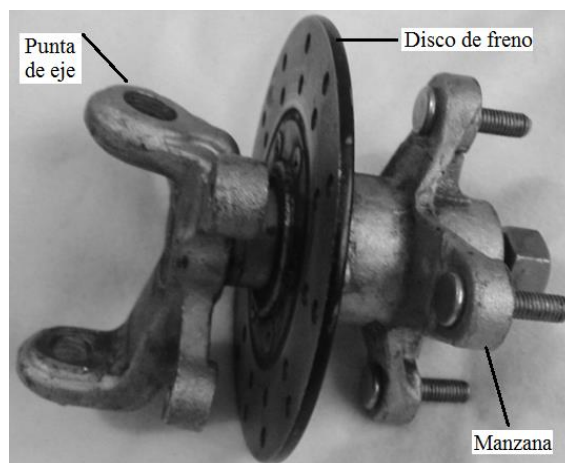


Figura 3.85 Acople: Punta de eje-Disco de freno-Manzana.

Fuente: Los Autores

El acople de la punta de eje se introduce en las rotulas de la tijera inferior y superior.



Figura 3.86 Acople: Tijera-Punta de eje-Disco de freno-Manzana-Mordaza de freno.

Fuente: Los Autores

Como se muestra en la figura 3.86 estos tres sistemas forman un solo conjunto.

3.15.1 RUEDA ENLLANTADA DELANTERA

La rueda delantera es una pieza normalizada y puede ser: tipo cuadrón y a su vez un neumático normal pero debe acoplarse al sistema de rodaje (manzana seleccionada).

Se selecciona un neumático completo 165/65 R13 77T.

La tabla 3.20 muestra las características técnicas de la rueda seleccionada.

Características	Dimensiones
Ancho del neumático	165 mm
Diámetro Exterior	$(13 \cdot 25.4) + (2 \cdot 0.65 \cdot 195) = 544$
Material Aro	Aleación aluminio
Tipo	Radial
Índice de carga 77	442 Kg. Por rueda
Código de velocidad T	Velocidad máxima 190 Km/h

Tabla 3.20 Características de neumático seleccionado.

Fuente: GENERAL ECUADOR.

Para el índice de carga existe una tabla donde indica con el código la carga que soporta la llanta.³⁸

Para el código de velocidad existe una tabla donde indica con el código la velocidad lineal máxima que soporta la llanta.³⁹

Para identificar los códigos de la rueda se muestra en la Figura 3.87.



Figura 3.87 Características de neumáticos.

Fuente: [http:// www.euromaster-neumaticos.es](http://www.euromaster-neumaticos.es)

3.15.2 EJE DELANTERO

Criterio de selección

El eje ayuda a soportar el peso del vehículo publicitario y de la carga. Este eje debe acoplarse al conjunto del sistema de rodaje anteriormente mencionado.

Características:

Base con perforaciones Ø 10mm para acople de tijeras y mordaza de disco de freno.

Eje para manzana Ø: 17mm.

Para el diseño del vehículo publicitario se va a utilizar un eje que va a soportar 168.69 Kg. El eje seleccionado es el eje delantero de un cuadrón marca (Motor uno), Rocket 250. Diámetro 17mm. Material Acero bonificado 705.

Muestra en la figura 3.88 es un eje estático que sobre el gira la manzana para el rodaje de la rueda delantera.

³⁸ <http://www.clubsunroller.com>

³⁹ [http:// www.fulda.com](http://www.fulda.com)

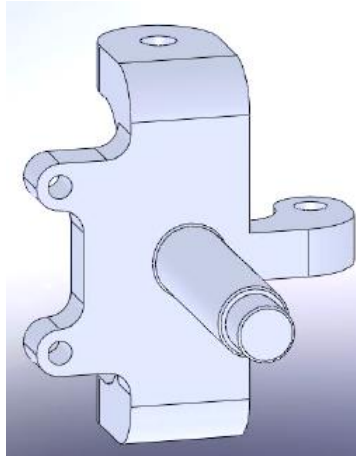


Figura 3.88 Punta de eje cuadrón marca (Motor uno), Rocket 250.

Fuente: MOTOR UNO, Catalogo de ventas motor uno

Tanto el sistema de suspensión como las llantas y los ejes están normalizados, no es necesario ser de la misma marca para acoplarse y funcionar correctamente. Para este sistema se encuentra un stock completo de repuestos en el mercado nacional.

3.15.2.1 ANALISIS Y FACTOR DE SEGURIDAD DEL DIÁMETRO DE PUNTA DE EJE DELANTERO.

El eje tiene una sección transversal circular se usan a menudo para transmitir la potencia desarrollada por una máquina. Cuando se usan para este fin, quedan sometidos a pares de torsión que dependen de la potencia generada por la máquina y de la velocidad angular.

La velocidad de giro de la manzana que va sobre el eje se expresa en la siguiente ecuación:

$$W = \frac{V}{r} \quad \text{Ecuación 3.49}$$

Dónde:

W= velocidad angular $\left(\frac{\text{rad}}{\text{s}^2}\right)$

V = Velocidad lineal de la rueda $\left(\frac{\text{m}}{\text{s}}\right)$

r = radio de la rueda (m)

Datos:

Fi: Fuerza de impacto 1653 N

Potencia generada es: 8.45 Hp => 6303.7 W

$$V = 60 \left(\frac{\text{Km}}{\text{h}} \right) \Rightarrow 16.66 \left(\frac{\text{m}}{\text{s}} \right)$$

Diámetro rueda delantera: 540mm R: 0.27 m

Diámetro del eje: 17 mm

a) Velocidad angular

$$W = \frac{16.66 \left(\frac{\text{m}}{\text{s}} \right)}{0.27 \text{ m}}$$

$$W = 61.7 \frac{\text{rad}}{\text{s}} * \frac{1 \text{ rev}}{2\pi\text{rad}} * \frac{60\text{s}}{1 \text{ min}}$$

$$W = 589 \text{ rpm}$$

b) Torque

De la ecuación 3.10.

$$T = \frac{P}{W}$$

$$T = \frac{6303.7 \text{ Watt}}{61.7 \text{ rad/s}}$$

$$T = 102.16 \text{ N} * \text{m}$$

En la tabla 3.21 se muestra las propiedades del Acero bonificado 705.

Sut	90-110 Kg/mm ²
Sy	70 Kg/mm ²

Tabla 3.21 Propiedades del Acero bonificado 705

Fuente:<http://centraltrust.net/ivanbohman/productpdf/acero%20bonificado%20705=Aisi%204140.pdf>

3.15.2.2 REACCIONES SOBRE PUNTA DE EJE DELANTERO.

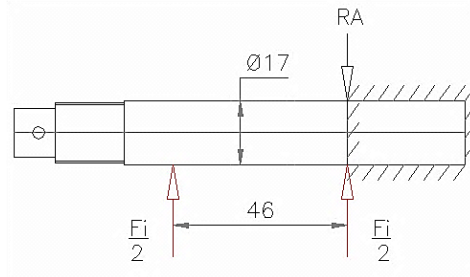


Figura 3.89 Diagrama de cuerpo libre del eje de rodaje.

Fuente: Los autores

En la figura 3.89 se muestra el diagrama del eje con las cargas. $F_i = 1653 \text{ N}$

$$\Sigma F_y = 0$$

$$826.5 + 826.5 = R_A$$

$$R_A = 1653 \text{ N}$$

$$M_{\max} = 826.5 \text{ N} * 0.046 \text{ m}$$

$$M_{\max} = 38.01 \text{ N} * \text{m}$$

3.15.2.3 DISEÑO DEL EJE DE RODAJE POR FLEXIÓN Y TORSIÓN

El esfuerzo de torsión para ejes se encuentra calculado por la siguiente expresión:

$$\tau = \frac{T * r}{J} \quad \text{Ecuación 3.50}$$

Dónde:

T = Esfuerzo a torsión MPa

T = Torque N * m

r = radio del eje (m)

J = momento polar de la inercia m^4

$$J = \frac{\pi * d^4}{32} \quad \text{Ecuación 3.51}$$

El esfuerzo por flexión se encuentra calculado por la siguiente expresión:

$$\sigma = \frac{MC}{I} \quad \text{Ecuación 3.52}$$

Dónde:

σ = Esfuerzo por flexión

M= Momento máximo

C = Distancia del eje neutro al extremo

I = Momento de inercia

$$I = \frac{\pi * d^4}{64} \quad \text{Ecuación 3.53}$$

$$C = \frac{D}{2} \quad \text{Ecuación 3.54}$$

Reemplazando la ecuación Ec.3.53 y la ecuación Ec.3.54 en la ecuación Ec.3.52 se obtiene:

$$\sigma = \frac{32M}{\pi * d^3} \quad \text{Ecuación 3.55}$$

3.15.2.4 FACTOR DE SEGURIDAD DEL DIÁMETRO DE PUNTA EJE.

a) Momento polar.

$$J = \frac{\pi * d^4}{32}$$

$$J = \frac{\pi * 0.017^4}{32}$$

$$J = 8.19 \text{ E}^{-9} \text{ (m}^4\text{)}$$

b) Por el esfuerzo de torsión

$$\tau = \frac{T * r}{J}$$

$$\tau = \frac{102.16 \text{ N*m} * 8.5 \text{ E}^{-3} \text{ m}}{8.19 \text{ E}^{-9} \text{ (m}^4\text{)}}$$

$$\tau = 96.48 \text{ MPa}$$

c) Por el esfuerzo de flexión

$$\sigma = \frac{32M}{\pi * d^3}$$

$$\sigma = \frac{32 * 38.01 \text{ N * m}}{\pi * 0.017^3}$$

$$\sigma = 78.8 \text{ MPa}$$

Según la teoría de la máxima energía de deformación se tiene que:

$$[\sigma] = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2} \quad \text{Ecuación 3.56}^{40}$$

$$[\sigma] = \sqrt{78.8 \text{ Mpa}^2 + 3 * 96.48 \text{ Mpa}^2}$$

$$[\sigma] = 184 \text{ Mpa}$$

Sabiendo que

$$[\sigma] = \frac{0.6 Sy}{FS}$$

$$FS = \frac{0.6 * Sy}{\sigma}$$

$$(0.6) * 70 \frac{\text{Kg}}{\text{mm}^2} = 42 \frac{\text{Kg}}{\text{mm}^2} * \frac{(1000\text{mm})^2}{1\text{m}^2} * \frac{9.8 \text{ N}}{1 \text{ Kg}} = 411.6 \text{ MPa.}$$

$$FS = \frac{411.6}{\sigma}$$

$$FS = \frac{411.6 \text{ Mpa}}{184 \text{ Mpa}}$$

$$FS = 2.23$$

Mediante este factor de seguridad de la punta de eje seleccionada se puede comprobar su confiabilidad para esta carga y esta velocidad del vehículo publicitario.

3.15.3 MANZANA DE GIRO.

Criterio de selección.

Siendo un elemento más del conjunto del rodaje se menciona la manzana que va sobre la punta de eje de la rueda delantera del prototipo. La manzana es de un cuadrón marca (Motor uno), Rocket 250 para un correcto acople.



Figura 3.90 Manzana rueda delantera marca (Motor uno), Rocket 250 con disco de freno.

Fuente: Los Autores

⁴⁰ SHIGLEY, Joseph; Ibip, 8ª edición , Paj. 356

Características técnicas.

- En la manzana se encuentran alojados dos rodamientos cónicos diámetro interior 17mm, que permiten el movimiento de las rueda.
- Cuatro pernos para sujeción de aro UNF1/2”.
- Base para disco de freno
- Disco de freno D:130 e:3.5mm

3.16 RODAMIENTOS

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

Carga Radial: Debido a la reacción que ejerce el piso sobre la llanta en dirección perpendicular al eje de la punta de eje.

Carga Axial: debido a la reacción que ejerce el piso sobre la llanta cuando se encuentra con irregularidad no directamente en la dirección perpendicular, si no ligeramente desviada de la dirección vertical. Este tipo de carga se presenta también cuando el prototipo aborda una curva.

Teniendo presente estos conceptos se procede a describir los rodamientos de acuerdo a los diámetros de las puntas de eje seleccionado.

3.16.1 SELECCIÓN DE RODAMIENTO DE BOLAS

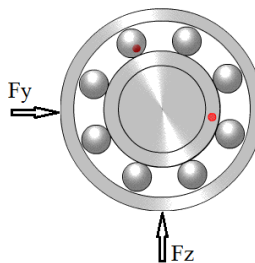


Figura 3.91 Diagrama en el rodamiento de bolas.

Fuente: Los Autores

La figura 3.91 muestra el rodamiento de bolas con las cargas. Este rodamiento va en la rueda posterior.

Fz = fuerza de impacto posterior 3001 (N)

Fy = Fuerza motriz FM₁ = 4253.1 (N) como son tres ruedas divide para Tres. Fy = 1417.7 (N)

Entonces la fuerza radial aplicada sobre el rodamiento es:

$$F_D = \sqrt{F_y^2 + F_z^2}$$

F_D = 3319 (N) Esta fuerza se divide para dos rodamientos. =>1659 (N)

$$C_{10} = F_D \left[\frac{L_D * n_D * 60}{L_R * n_R * 60} \right]^{1/a} \quad \text{Ecuación 3.57}$$

Dónde:

a = 3 constante para cojinetes de bolas; y L_R * n_R * 60 = 10E⁶ fabricante de cojinetes⁴¹

F_D = Fuerza radial Deseada. (N)

L_D = Vida Deseada. (Horas)

n_D = Velocidad deseada (Rpm)

Datos.

F_D Fuerza radial deseada. Fuerza posterior 3000N como son dos rodamientos es 1500N.

Nº horas = 5000.

F_D = 5000 Horas

n_D = 600 (Rpm)

$$C_{10} = 1659N \left[\frac{5000 * 600 * 60}{10E^6} \right]^{1/3}$$

$$C_{10} = 4347.8 N$$

⁴¹ SHIGLEY, Joseph; 8ª edcion, Ibip, Paj.554

Con este valor y el diámetro se procede a verificar el rodamiento que va en la manzana de la rueda posterior.

La figura 3.92 muestra características técnicas del rodamiento de la rueda posterior.

Rodamiento de bola de una hilera 6002-2Z.

Principal dimensions			Basic load ratings		Speed ratings		Designation
d	D	B	dynamic C	static C_0	Reference speed	Limiting speed	* SKF Explorer
mm			kN		r/min		-
15	32	9	5,85	2,85	50000	26000	6002-2Z *

Technical drawing of a 6002-2Z ball bearing. The drawing shows two views: a front view and a side view. Dimensions are given in millimeters. The front view shows an outer diameter $D = 32$, an inner diameter $d = 15$, and a width $B = 9$. The distance from the inner diameter to the outer diameter is $D_2 = 28,2$. The distance from the inner diameter to the center of the balls is $d_1 = 20,5$. The distance from the center of the balls to the outer diameter is $r_{1,2min} = 0,3$. The side view shows a maximum diameter $D_{amax} = 30$ and a minimum diameter $d_{amin} = 17$. The distance from the center of the balls to the outer diameter is $r_{amax} = 0,3$. Calculation factors are given as $k_r = 0,025$ and $f_D = 14$.

Figura 3.92 Rodamientos rígidos de bolas, de una hilera

Fuente: <http://www.skf.com/skf/productcatalogue/jsp/viewers/productTableViewer>

3.16.2 SELECCIÓN DE RODAMIENTO CÓNICO

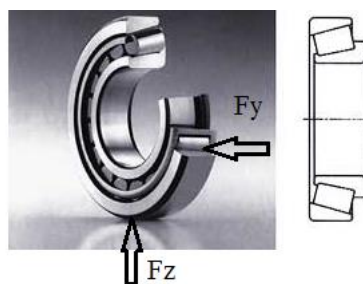


Figura 3.93 Diagrama de rodamiento cónico con carga radial.

Fuente: Los Autores

La figura 3.93 muestra el rodamiento cónico con carga radial. Este rodamiento va en la rueda posterior.

Fz = fuerza de impacto delantero 1653 (N)

Fy = Fuerza motriz FM₁ = 4253.1 (N) como son tres ruedas divide para Tres. Fy = 1417(N)

Entonces la fuerza radial aplicada sobre el rodamiento es:

$$F_{yB} = \sqrt{Fy^2 + Fz^2}$$

F_{yB} = 2177.22 (N) Esta fuerza se divide para dos rodamientos. =>1088.61 (N)

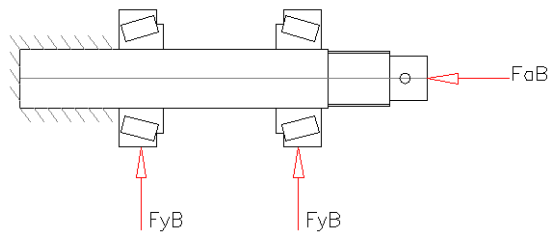


Figura 3.94 Diagrama de rodamiento cónico delantero con carga radial y axial.

Fuente: Los Autores

La figura 3.94 muestra el rodamiento cónico con carga radial y axial.

Carga radial equivalente dinámica montaje de una fila.

$$P_A = 0.4F_{yB} + K_B * F_{aB} \quad \text{Ecuación 3.58}^{42}$$

Dónde:

P_A = Carga radial equivalente dinámica.

$$K_B = 1.5^{43}$$

Factor K específico de la geometría y viene de la relación entre el ángulo de inclinación del rodillo.

F_{aB} = Carga axial

F_{yB} = Carga radial

⁴² SHIGLEY, Joseph; 8ª edición, Ibip, Paj 578

⁴³ SHIGLEY, Joseph; 8ª edición, Ibip, Paj.572

Datos.

$F_{aB} = 1653$ N Fuerza ejercida vehículo en curva. $F_c = 6357.6$ (N) como son dos ruedas delanteras y cada rueda tiene dos rodamientos divide para cuatro. 1589.4 (N)

$$P_A = 0.4 * 2177.2 \text{ N} + 1.5 * 1589.4 \text{ N}$$

$$P_A = 3255 \text{ N}$$

$$C_{10} = P \left[\frac{L_p}{4.48 * f_x * f_v (1 - R_o)^{2/3} * 90 (10^6)} \right]^{1/a} \quad \text{Ecuación 3.59}^{44}$$

Dónde:

C_{10} = Carga dinámica del rodamiento.

$$L_p = n_D * 600 * 60 \text{ (horas)}$$

n_D = Velocidad deseada (Rpm)

f_x = Factor de temperatura.

f_v = Factor de viscosidad.

R_o = Carga vida confiabilidad

$a = \frac{10}{3}$ constante para cojinetes de bolas; fabricante de cojinetes⁴⁵

P = carga radial.

$$L_p = N^\circ \text{ horas} * n * 60^{46}$$

n = rpm

Datos.

$$R_o = \sqrt{0.99} = 0.995 \text{ Carga vida confiabilidad}$$

Con 50° C y 600 Rpm (figura 11.16) $\Rightarrow f_x = 1.1$ ⁴⁷

Con 50° C (figura 11.17) $\Rightarrow f_v = 0.97$ ⁴⁸

N° horas = 5000.

$$C_{10} = 3255 \text{ N} \left[\frac{5000 * 600 * 60}{4.48 * 1.1 * 0.97 (1 - 0.995)^{2/3} * 90 (10^6)} \right]^{3/10}$$

$$C_{10} = 7231.5 \text{ N}$$

⁴⁴ SHIGLEY, Joseph; 8ª edición, Ibip, Paj 577

⁴⁵ SHIGLEY, Joseph; 8ª edición, Ibip, Paj 576

⁴⁶ SHIGLEY, Joseph; 8ª edición, Ibip, Paj.581

⁴⁷ SHIGLEY, Joseph; 8ª edición, Ibip, Paj 576

⁴⁸ SHIGLEY, Joseph; 8ª edición, Ibip, Paj.576

Con este valor y el diámetro se procede a verificar el rodamiento que viene en la manzana de la rueda delantera.

La figura 3.95 muestra características técnicas del rodamiento de la rueda delantera.

Rodamientos de rodillo cónico de una hilera en cada manzana.

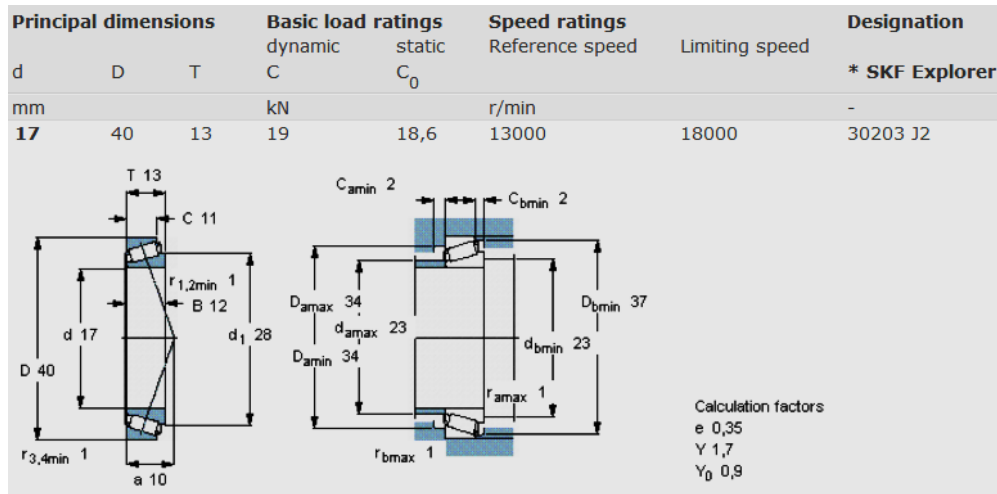


Figura 3.95 Rodamiento rodillos cónicos, de una hilera.

Fuente: <http://www.skf.com/skf/productcatalogue/jsp/viewers/productTableView>

3.17 SISTEMA DE FRENOS

Criterio de selección

Son parte del conjunto seleccionado del sistema de rodaje es un kit más donde sus elementos que componen los frenos deben acoplarse a la punta de eje y manzana seleccionada en los apartados anteriores.

Los componentes del sistema de frenos (Figura 3.96) son de un cuadrón marca TongKo para cuadrón (Motor uno), Rocket 250, son los siguientes:

- Frenos de disco D:130; e:3.5mm
- Mordazas
- Bomba de freno

- Manguera
- Cable del freno y embrague: Diámetro 1/8"; Material: Acero.



Figura 3.96 Kit completo de frenos cuadrón Rocket 250⁴⁹

3.18 SISTEMA DE DIRECCIÓN

El tipo de dirección utilizado se realizó mediante la selección de alternativas.

El control de la dirección es directo y los elementos son de una motocicleta marca (motor uno forte 200).

El sistema para controlar el volante y guiar el vehículo que representa este mecanismo se muestra en la figura 3.97.

- 1 Guidón.
- 2 Base de mandos
- 3 Soporte de dirección.
- 4 Árbol de dirección.
- 5 Juntas universales del árbol de dirección.
- 6 Mecanismo de dirección.
- 7 Bieletas de mando.
- 8 Brazo de acoplamiento.
- 9 Ruedas.

⁴⁹ http://www.tongkomotos.com/mr/index.php?option=com_content&view=article&id=106:partes-de-freno&catid=36:noticias

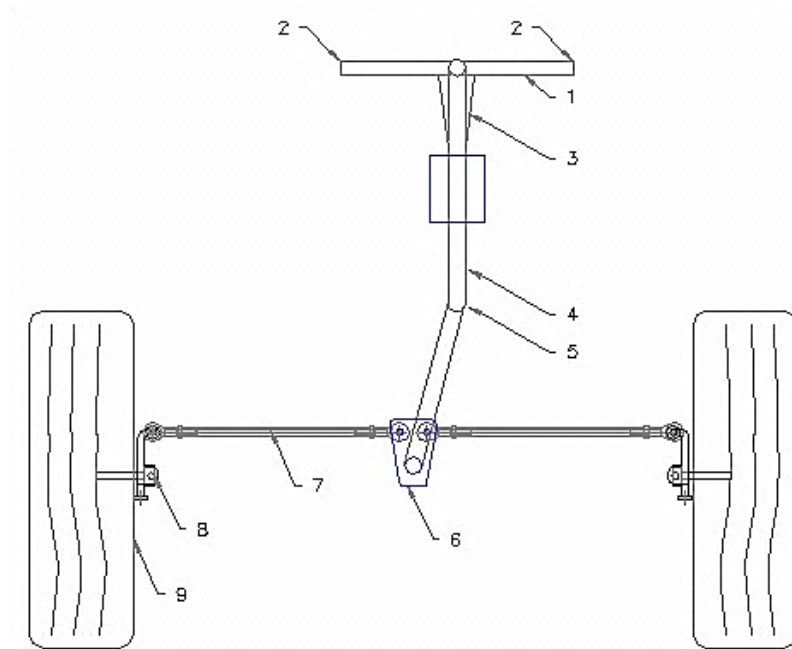


Figura 3.97 Esquema de componentes del sistema de dirección.

Fuente: los Autores

3.18.1 MECANISMO DE DIRECCIÓN

Criterio de selección

Luego de haber seleccionado el sistema en el capítulo de selección de alternativas.

Este mecanismo se acopla directamente a la punta de eje para girar o mantener la dirección desde el control del guindo hacia ruedas.

Se selecciona un mecanismo de dirección directa de un cuadrón marca (Motor uno) modelo Rocket 250.

Los elementos de este mecanismo son:

- a) Bieletas de mando Ø: 16 con rotulas M10 en sus extremos.
- b) Placa soldada para eje de dirección.

3.18.2 CARGAS SOBRE LA PLACA DE DIRECCIÓN

Torque aplicado a placa.

Ecuación 3.10

$$T = F * d$$

a) Torque en el volante

Datos.

Fuerza en cada mano de una persona. 40Kg. =>392 N

Diámetro del volante. 0.48m R=0.24m

$$T_1 = F * d$$

$$T_1 = 392 \text{ N} * 0.23\text{m}$$

$$T_1 = 94.08 \text{ N} * \text{m}$$

Como son dos manos el torque será por dos.

$$T_1 = 188.16 \text{ N} * \text{m}$$

b) Torque para girar la rueda.

Datos.

Peso sobre la rueda delantera 171.6 Kg =>1682 N

Distancia desde centro de eje a brazo de acoplamiento. 60mm.

$$T_2 = F * d$$

$$T_2 = 1682 \text{ N} * 0.045 \text{ m}$$

$$T_2 = 75.69 \text{ N} * \text{m}$$

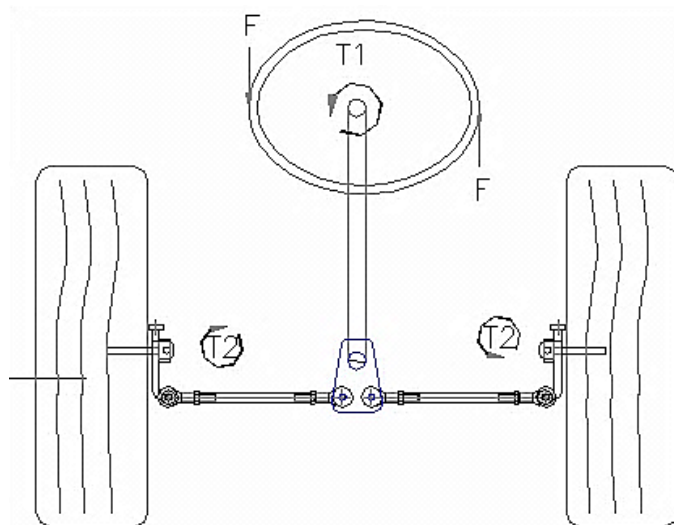


Figura 3.98 Torque sobre placa de volante.

Fuente: Los Autores

3.18.3 DISEÑO EN INVENTOR DE LA PLACA VOLANTE.

El análisis del siguiente elemento se realiza con la ayuda del programa (Inventor 2010 Environments simúlate) con el cual se localiza los lugares donde se genera el mayor esfuerzo al ser sometido a las cargas máximas de exposición El proceso se muestra en las siguientes figuras desde la (fig.3.99 hasta fig.3.102)

Datos para aplicar.

$T_1 = 188.16 \text{ N}\cdot\text{m}$ en el agujero mayor; $T_2 = 75.69 \text{ N}\cdot\text{m}$ en el agujero menor,
Material de placa A-36 e: 6mm.

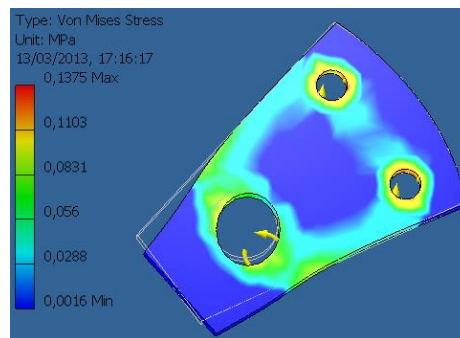


Figura 3.99 Carga sobre placa volante.

Fuente: Los Autores

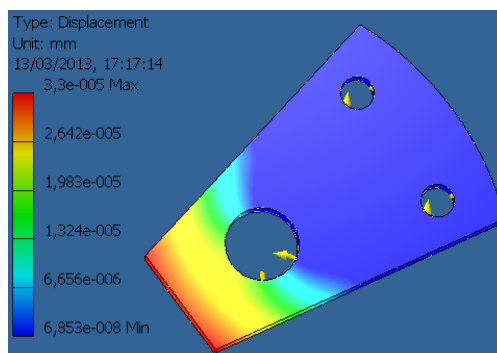


Figura 3.100 Desplazamientos sobre placa volante.

Fuente: Los Autores

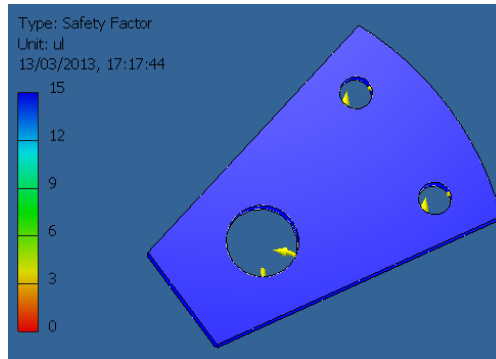


Figura 3.101 Factor de seguridad placa volante.

Fuente: Los Autores

☐ Result Summary

Name	Minimum	Maximum
Volume	28724,2 mm ³	
Mass	0,225485 kg	
Von Mises Stress	0,00159909 MPa	0,137501 MPa
1st Principal Stress	-0,00170167 MPa	0,103436 MPa
3rd Principal Stress	-0,102352 MPa	0,00255531 MPa
Displacement	0,000000685333 mm	0,0000330044 mm
Safety Factor	15 ul	15 ul
Stress XX	-0,0012045 MPa	0,0792242 MPa
Stress XY	-0,0760852 MPa	0,072604 MPa
Stress XZ	-0,00484581 MPa	0,00648932 MPa
Stress YY	-0,092582 MPa	0,0936016 MPa
Stress YZ	-0,0081493 MPa	0,00630274 MPa
Stress ZZ	-0,0135944 MPa	0,012062 MPa
X Displacement	-0,00000298465 mm	0,0000320371 mm
Y Displacement	-0,0000118092 mm	0,0000118526 mm
Z Displacement	-0,000000351456 mm	0,000000480075 mm
Equivalent Strain	0,0000000660877 ul	0,000000567634 ul
1st Principal Strain	0,0000000291372 ul	0,00000051752 ul
3rd Principal Strain	-0,000000520573 ul	-0,0000000298532 ul
Strain XX	-0,000000469709 ul	0,000000420522 ul
Strain XY	-0,000000471004 ul	0,000000449453 ul
Strain XZ	-0,0000000299979 ul	0,000000040172 ul
Strain YY	-0,000000505457 ul	0,000000511984 ul
Strain YZ	-0,0000000504481 ul	0,000000039017 ul
Strain ZZ	-0,000000133697 ul	0,000000137388 ul

Figura 3.102 Resultados placa volante.

Fuente: Los Autores

El resultado generado por el programa para este elemento el factor de seguridad señalado es aceptable.

3.18.4 SELECCIÓN CHUMACERA

Para guiar la dirección del volante se coloca una chumacera $\phi 7/8$ (figura 3.103 y 3.104) como guía del eje. Se considera una carga estática por que la velocidad se considera cero ya que es una velocidad angular máxima de 180° de vai-ven.

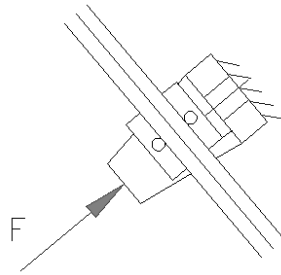


Figura 3.103 Diagrama de cuerpo libre de chumacera de guía de volante.

Fuente: Los Autores

Datos.

$F = 392 \text{ N}$ como son dos manos $F = 784 \text{ N}$

La figura 3.104 muestra características técnicas de la chumacera seleccionada.

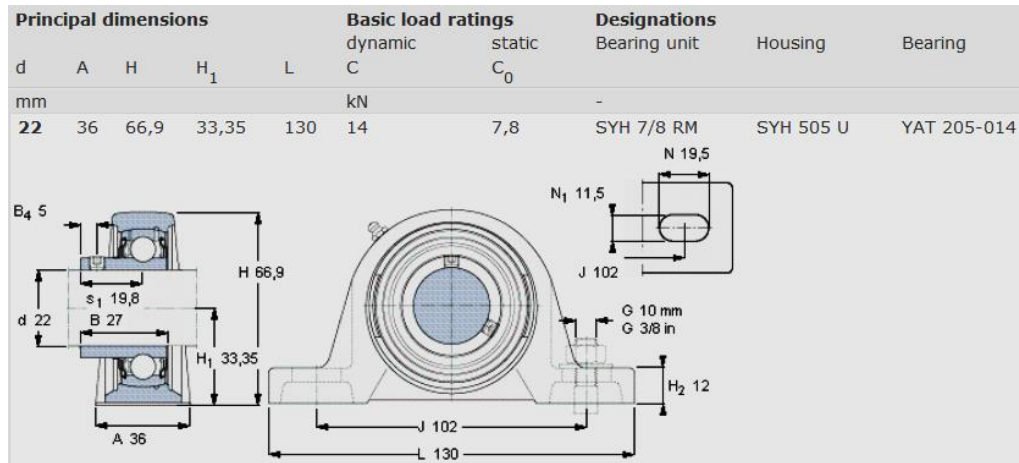


Figura 3.104 Soportes de pie con rodamiento y prisionero.

Fuente: <http://www.skf.com/skf/productcatalogue/jsp/viewers/productTableViewer>

3.18.4 DISEÑO EN INVENTOR DE SOPORTE SUJECCIÓN DE VOLANTE

El análisis del siguiente elemento se realiza con la ayuda del programa (Inventor 2010 Environments simúlate) con el cual se localiza los lugares donde se genera el mayor esfuerzo al ser sometido a las cargas máximas de exposición.

El proceso se muestra en las siguientes figuras desde la (fig.3.105 hasta fig.3.109)

Material del tubo es $\text{Ø}1 \frac{1}{2}$ " de sujeción. Perfil U60x30x2mm

Cargas. $T1 = 188.16 \text{ N}\cdot\text{m}$ $F = 60\text{Kg} \Rightarrow 588\text{N}$.

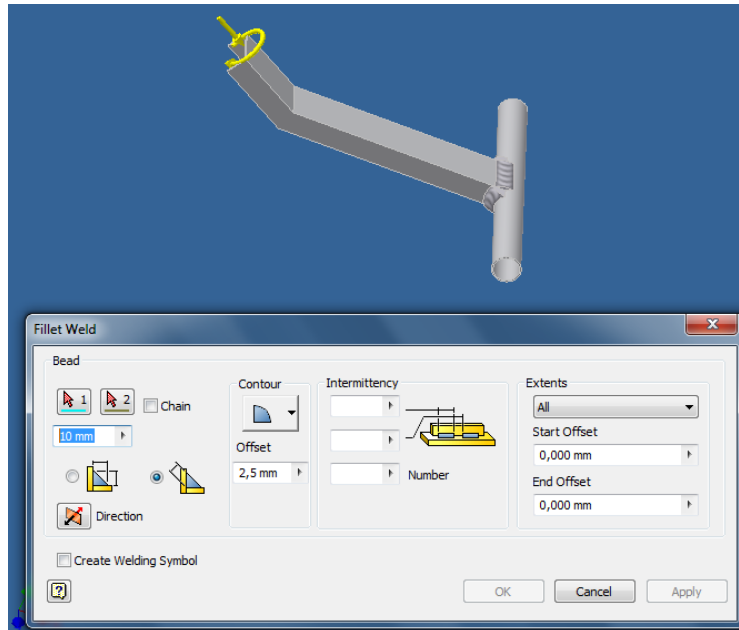


Figura 3.105 Simulación soldadura sobre soporte volante

Fuente: Los Autores

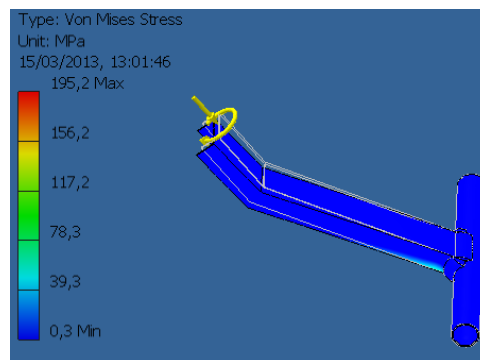


Figura 3.106 Carga sobre elemento soporte Volante

Fuente: Los Autores

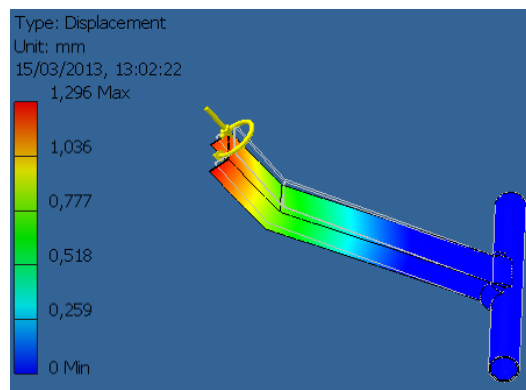


Figura 3.107 Desplazamientos elemento soporte volante.

Fuente: Los Autores

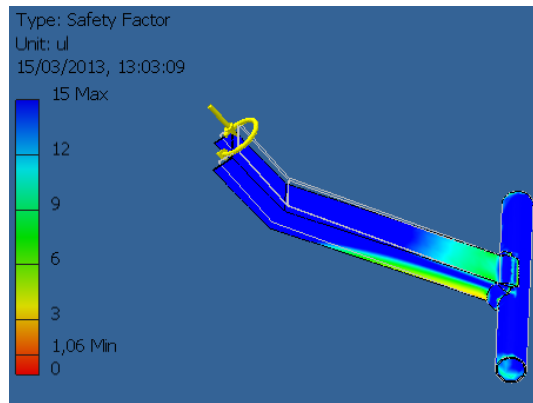


Figura 3.108 Factor de seguridad soporte volante.

Fuente: Los Autores

☐ Result Summary

Name	Minimum	Maximum
Volume	192885 mm ³	
Mass	1,51433 kg	
Von Mises Stress	0,29873 MPa	195,195 MPa
1st Principal Stress	-75,9557 MPa	105,02 MPa
3rd Principal Stress	-281,734 MPa	25,6542 MPa
Displacement	0 mm	1,29562 mm
Safety Factor	1,06048 ul	15 ul
Stress XX	-267,762 MPa	72,7669 MPa
Stress XY	-51,436 MPa	36,667 MPa
Stress XZ	-27,7466 MPa	24,9745 MPa
Stress YY	-91,0162 MPa	88,5715 MPa
Stress YZ	-14,6992 MPa	16,1548 MPa
Stress ZZ	-98,1166 MPa	31,8632 MPa
X Displacement	-0,221095 mm	0,0952153 mm
Y Displacement	-1,29021 mm	0,00498111 mm
Z Displacement	-0,0227335 mm	0,0231024 mm
Equivalent Strain	0,00000123456 ul	0,000873413 ul
1st Principal Strain	-0,0000105495 ul	0,000422511 ul
3rd Principal Strain	-0,00106166 ul	0,00000432263 ul
Strain XX	-0,000980685 ul	0,000281601 ul
Strain XY	-0,000298095 ul	0,000212502 ul
Strain XZ	-0,000160804 ul	0,000144739 ul
Strain YY	-0,00023486 ul	0,000322383 ul
Strain YZ	-0,000090995 ul	0,0000972988 ul
Strain ZZ	-0,000120178 ul	0,00013495 ul
Contact Pressure	0 MPa	73,9795 MPa
Contact Pressure X	-62,0249 MPa	73,5684 MPa
Contact Pressure Y	-37,0295 MPa	58,6352 MPa
Contact Pressure Z	-37,788 MPa	40,1069 MPa

Figura 3.109 Resultados soporte Volante

Fuente: Los Autores.

Para este elemento el factor de seguridad nos indica en la escala es muy bajo. Debido a que es el principal elemento donde estará los controles se procede a reforzar el perfil con tubo Ø3/4" a cada lado como indica la figura 3.110 con esto obtenemos un mayor factor de seguridad.

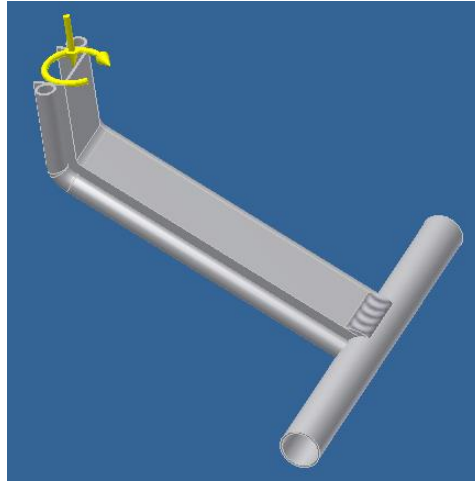


Figura 3.110 Refuerzo soporte Volante

Fuente: Los Autores

3.18.5 MANDOS DE CONTROL

Criterio de selección.

Se selecciona los mandos que se acoplen al guidón de dirección siendo un control directo de una motocicleta marca (motor uno forte 200). Se hace una adaptación del mando izquierdo para que funcione como el cambio de marchas.

En el mando (figura 3.111) vienen con los siguientes elementos:

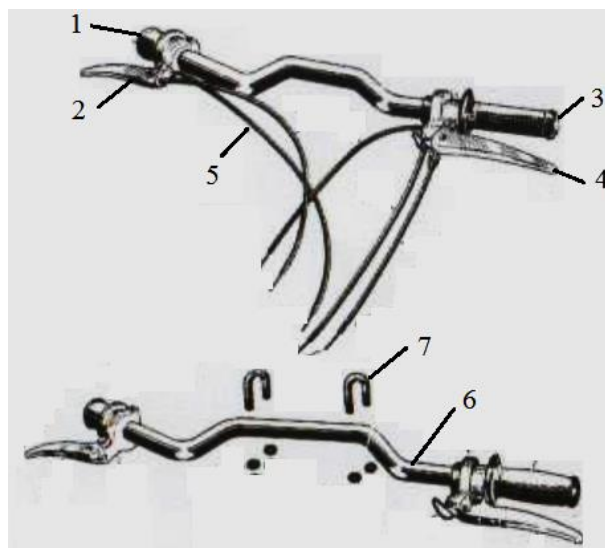


Figura 3.111 Mandos de control.

Fuente: <http://ciclotrans.foroactivo.com/t63-analisis-mando-derecho-cadet>

1. Mando derecho acelerador.
2. Mando derecho freno.
3. Mando izquierdo cambio de marchas
4. Mando izquierdo embrague
5. Cables acerado Ø1/8.
6. Guidón o volante.
7. Sujetador del guidón.

3.19 SISTEMA ELÉCTRICO

El vehículo publicitario eléctrico requiere de un sistema completo de luces (Figura 3.112) que permite ver y ser visto al circular por la calles, este sistema debe cumplir con el reglamento que establece el CNTTTSV.



Figura 3.112 Kit de conexión eléctrica.⁵⁰

Características.

El sistema de alumbrado consiste en un kit de la una motocicleta marca (Motor uno Forte 200). Se compone de una caja central de conexiones de la cual salen todas las extensiones hacia los puntos de luz y donde se conectan la entrada de corriente proveniente de la batería 12V.

El kit posee:

⁵⁰http://www.tongkomotos.com/mr/index.php?option=com_content&view=article&id=130&Itemid=174

- Dos lámparas delanteras,
- Luz de alumbrado vehicular y también luz altas,
- Cuatro lámparas de luz intermitente para direccionales,
- Dos luces medias para la parte posterior
- Una luz de stop de activación cuando se frena.

Colores de cables para la conexión: Verde masa, Rojo positivo, Negro contacto, Amarillo alternador.

3.19.1 EL TABLERO

Elemento que se ubica al alcance de la vista, mediante señales permiten al conductor mantener la vigilancia del funcionamiento de algunos elementos del vehículo.

Se selecciona tablero de una motocicleta (figura3.113) marca (Motor uno Forte 200)

La información que nos da un instrumento para tener un control de funcionamiento son:

1. Indicador del nivel de combustible.
2. indicador de distancia recorrida.
3. Indicador de la velocidad de giro del motor.
4. Indicador de luces.



Figura 3.113 Tablero motocicleta.

Fuente: <http://www.todoautos.com.pe/f71/manuales-de-motos-5153/index52.html>

3.20 DISEÑO DE SOLDADURA

Antes de realizar el diseño adecuado de soldadura de elementos que conforma el vehículo publicitario es necesario conocer algunos criterios generales de soldadura.

El diseño de la soldadura de los elementos estructurales que conforman el perfil principal y la jaula de seguridad, se realiza considerando los procedimientos de soldadura; en los planos de construcción de los Anexos, se representan las soldaduras que se deben realizar, para unir los elementos metálicos del vehículo. Se utiliza el proceso MIG con electrodo continuo ER70S-6 de diámetro 1.2 (mm) según las especificaciones nombradas a continuación.

3.20.1 ESPECIFICACIONES DE SOLDADURA

En la construcción se utiliza el proceso de soldadura eléctrica bajo protección de gas con alimentación continua de electrodo sólido, conocida como Soldadura por Arco de metal y Gas⁵¹, el cual emplea un arco entre un electrodo continuo de metal aporte y el charco de soldadura, en la Tabla 3.22 se especifica el proceso de soldadura.

Detalle	Especificación
Alambre	Norma AWS ER 70 S-3
Proceso	MIG
Atmosfera de Protección	Mezcla de gases (Ar 80%; CO ₂ 20%)
Resistencia ala tracción	74 000 (psi) 5202,7 (Kg / cm ²)
Elongación	34%

Tabla 3.22 Especificaciones del proceso de soldadura.

Fuente: Catalogo de electrodos, AGA Linde; mayo 2002

Elaboración: LOS AUTORES

⁵¹ Su traducción y sus siglas en ingles Metal Arc Welding (GMAW).

En la tabla 3.23, se muestran los esfuerzos permisibles establecidos en el reglamento de la AISC, empleados en metales de soldadura.

ESFUERZO PERMISIBLES			
Tipo de carga	Tipo de Soldadura	Esfuerzo permisible	Factor de seguridad
Tensión	A tope	0,6 Sy	1,67
Aplastamiento	A tope	0,9 Sy	1,11
Flexión	A tope	0,66 Sy	1,67
Compresión	A tope	0,6 Sy	1,67
Cortante	A tope o filete	0,4 Sy	1,44

Tabla 3.23 Tabla de esfuerzos permisibles soldadura.⁵²

Mediante la tabla 3.24 se escoge el valor referencial de la garganta de la soldadura.

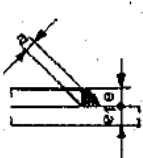
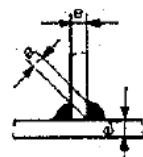
Medios de unión	GARGANTAS a DE SOLDADURAS EN ANGULO PARA UNIONES DE FUERZA									TABLA 24 . 6
	Espeor e mm.	a máx. mm.	a mín. mm.	Espeor e mm.	a máx. mm.	a mín. mm.	Espeor e mm.	a máx. mm.	a mín. mm.	
	4,0 - 4,2	2,5	2,5	10,7 - 11,3	7,5	4,0	21,3 - 22,6	15,0	6,5	
	4,3 - 4,9	3,0	2,5	11,4 - 12,0	8,0	4,0	22,7 - 24,0	16,0	6,5	
	5,0 - 5,6	3,5	2,5	12,1 - 12,7	8,5	4,5	24,1 - 25,4	17,0	7,0	
	5,7 - 6,3	4,0	2,5	12,8 - 13,4	9,0	4,5	25,5 - 26,8	18,0	7,0	
	6,4 - 7,0	4,5	2,5	13,5 - 14,1	9,5	5,0	26,9 - 28,2	19,0	7,5	
	7,1 - 7,7	5,0	3,0	14,2 - 15,5	10,0	5,0	28,3 - 31,1	20,0	7,5	
	7,8 - 8,4	5,5	3,0	15,6 - 16,9	11,0	5,5	31,2 - 33,9	22,0	8,0	
	8,5 - 9,1	6,0	3,5	17,0 - 18,3	12,0	5,5	34,0 - 36,0	24,0	8,0	
	9,2 - 9,9	6,5	3,5	18,4 - 19,7	13,0	6,0	38,1 - 40,0	27,0	9,0	
	10,0 - 10,6	7,0	4,0	19,8 - 21,2	14,0	6,0				

Tabla 3.24 Gargantas de soldadura en ángulo⁵³

3.20.2 ANÁLISIS Y FACTOR DE SEGURIDAD DE SOLDADURA

Para un electrodo continuo ER70S-6 se tiene $S_y = 5202.7$ (Kg/cm²).

Se ha identificado que se requiere mayor resistencia de la soldadura en las uniones de los soportes de suspensión y perfil principal por lo que se verifica el factor de seguridad de dicha soldadura. La carga en el cordón de la soldadura viene dada por la fuerza de la suspensión producida en un resalte de impacto

⁵² SHIGLEY, Joseph; MISCHKE, Charles, "Diseño en Ingeniería Mecánica", Octava edición, McGRAW-HILL/Interamericana editores, México, Paj 472.

⁵³ LARBURU, Nicolás, "MÁQUINAS, PRONTUARIO, TÉCNICAS, 2ª Edición, Madrid, 1990, Paj. 217

Se procede a realizar un análisis y a verificar su factor de seguridad para los siguientes elementos soldados.

- Soportes para el amortiguador delantero. sujetos a tensión
- Viga principal.

3.20.3 ANALISIS SOLDADURA DE SOPORTE DE AMORTIGUADOR DELANTERO.

La figura 3.114 muestra el diagrama para la soldadura de soporte del amortiguador.

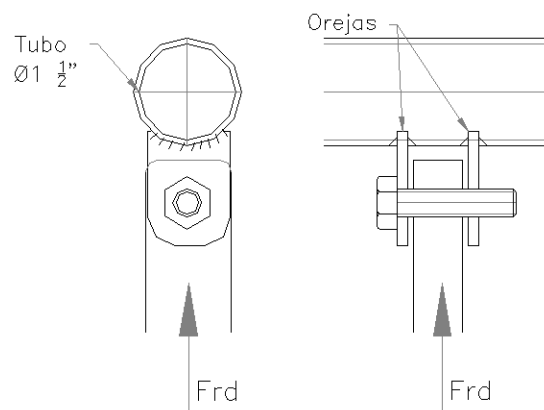


Figura 3.114 Diagrama de cuerpo libre de soldadura de soporte de amortiguador.

Fuente: Los Autores

Soldadura placa soporte de amortiguador sujeto a tensión

Se realiza la comprobación del filete de soldadura para para las orejas soportes de la suspensión.

Se calcula la soldadura de ángulo para uniones, tracción. (Figura 3.115)

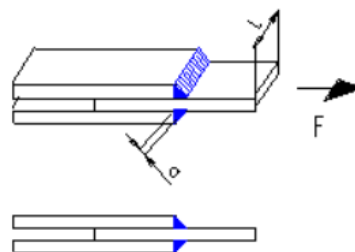


Figura 3.115 Doble soldadura frontal.

Fuente: Los Autores

$$\frac{F}{0.85 \cdot \Sigma a \cdot l} \leq \sigma_u$$

Ecuación 3.60⁵⁴

Dónde:

σ_u = esfuerzo del material permisible (N /m²)

a = garganta de soldadura (m)

l = longitud de soldadura (m)

F = fuerza aplicada a la soldadura (N)

Datos:

a = 2.5 (mm) Garganta de soldadura.

l = 20 (mm) Platina 38x4 mm.

Se menciona que la longitud del cordón es solamente de 20mm.

Cálculos.

Como son dos placa se utiliza la mitad de $F_{rd} = 168.69 \text{ Kg}$. $F = 84.345 \text{ Kg}$.

$$\frac{84.345 \text{ Kg}}{0.85 \cdot (2 \cdot 20)} \leq \sigma_u$$

$$2.48 \frac{\text{Kg}}{\text{mm}^2} = 248 \frac{\text{Kg}}{\text{cm}^2}$$

Factor de seguridad.

$$F_s = \frac{0.6 \cdot S_y}{\sigma_u}$$

$$F_s = \frac{0.6 \cdot 5202.7 \text{ (Kg/cm}^2\text{)}}{248 \text{ (Kg/cm}^2\text{)}}$$

$$F_s = 12.58$$

De acuerdo a este factor de seguridad la soldadura resiste la carga de tensión generada por la base del amortiguador.

El análisis es válido para elementos de soldadura delantera y posterior.

⁵⁴ LARBURU ,Nicolas., “MÁQUINAS, PRONTUARIO, TÉCNICAS, 2ª Edición, Madrid, 1990, Paj.219

3.20.4. SOLDADURA PLACA SOPORTE DE TIJERAS A VIGA PRINCIPAL SUJETO A FLEXIÓN FRONTAL

Se utiliza la fuerza que se aplica $F_j = 1617.8 \text{ N}$. Tiene cuatro soportes esta fuerza será para $F = 404 \text{ N}$

En la figura 116 se muestra al elemento con la carga.

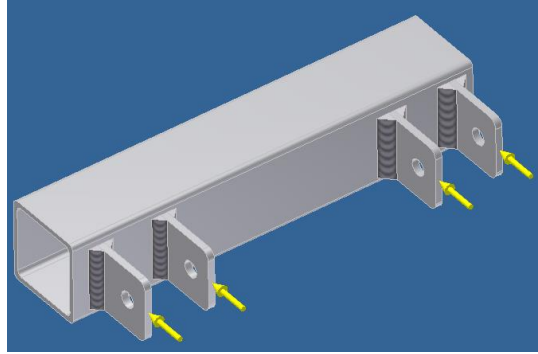


Figura 3.116 Aplicación de cargas sobre soportes soldados.

Fuente: Los Autores

En la figura 117 se muestra las dimensiones de la carga sobre el elemento soldado.

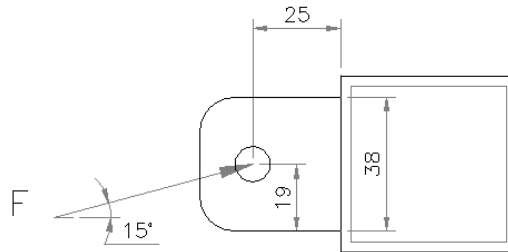


Figura 3.117 Dimensiones de aplicación de fuerza sobre soportes soldados.

Fuente: Los Autores

3.2.0.5 CALCULO EN INVENTOR DE SOLDADURA PLACA SOPORTE

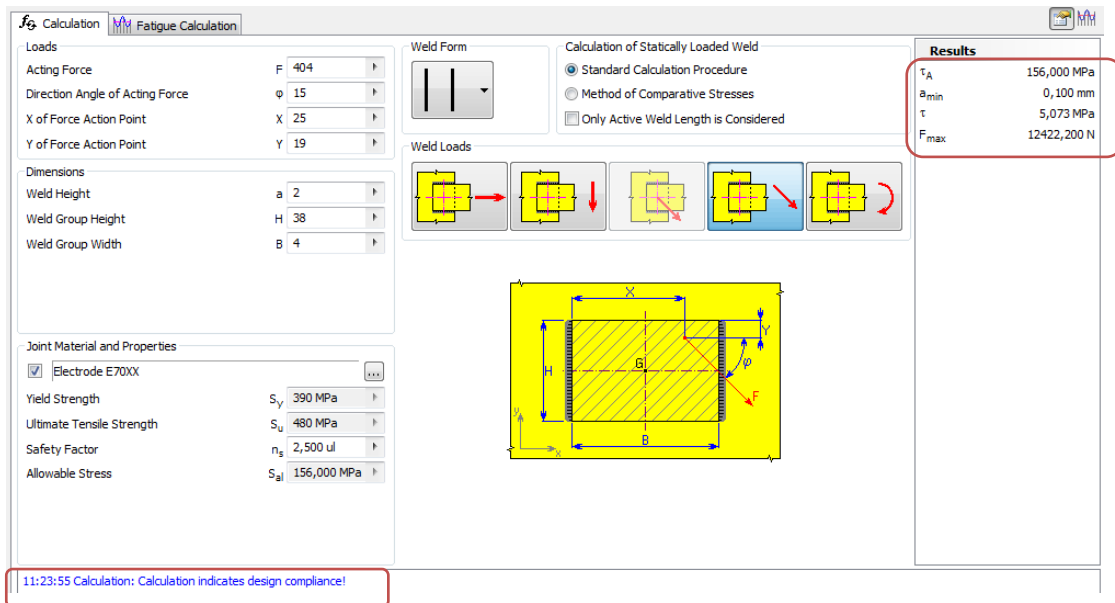


Figura 3.118 Resultados de soldadura de soportes para tijeras

Fuente: Los Autores

De los resultados generados por inventor nos indica que la soldadura es confiable con factor de seguridad de 2.5.

CAPITULO IV

4. CONSTRUCCIÓN, MONTAJE, PRUEBAS DE CAMPO

En el presente capítulo se procede a describir el procedimiento constructivo para el vehículo publicitario conducido por una persona con capacidades especiales, tomando en consideración los parámetros de diseño definidos anteriormente; y paralelamente a la construcción, se realizará el control de calidad para finalmente proceder a las pruebas de funcionamiento del mismo.

4.1 RESTRICCIONES Y LIMITACIONES

Luego de un análisis y estudio, las principales restricciones y limitaciones del diseño de un vehículo publicitario son:

- El vehículo debe ser evaluado y aprobado por la CORPAIRE para la circulación en las vías.
- Es importante tomar en cuenta el tiempo de importación de algunos elementos del vehículo publicitario que puede retardar la construcción.
- El conductor obligatoriamente para conducir este vehículo debe tener una licencia tipo A para un conductor normal y licencia tipo E para una PCE para que pueda circular por las calles.
- No tiene una marcha de retro pero el tamaño del vehículo es pequeño y puede estacionarse en lugares pequeños.

4.2 ESPECIFICACIONES DEL PRODUCTO

Son factores a los cuales estará sometido el VP que debe cumplir para garantizar el funcionamiento y son los siguientes:

- Capacidad de carga
- Tamaño y peso
- Materiales

- Vida Útil
- Ambiente de Trabajo

4.2.1 CAPACIDAD DE CARGA

Este vehículo publicitario está diseñado para transportar una persona con una carga máxima de 100 Kg; un peso para la silla de ruedas de 23 Kg.

4.2.2 TAMAÑO Y PESO

Este vehículo liviano, tiene las dimensiones exteriores inferiores a un vehículo liviano más pequeño del mercado.

Dimensión de vehículo más pequeño del mercado son: 3.64m x1.597 y altura 1.552⁵⁵

Medidas exteriores del VP.

- Longitud: 2.3m
- Ancho: 1.23m
- Alto total: 1.66m
- Peso: 330 Kg.

4.2.3 MATERIALES

Para la construcción de la estructura del VP se utiliza Acero comercial A-36, que se encuentra con facilidad en el mercado local.

En la tabla 4.1 se detalla los materiales utilizados.

Elementos	Material
Base Inferior	Plancha e =2mm Aluminio
	Tubo A-36. Ø1 1/2" e:2mm
	Tubo A-36 50x50x3
Travesaños y soportes	Tubo A-36. Ø1 1/2" e:2mm
Perfil lateral	Tubo A-36. Ø1 1/2" e:2mm

⁵⁵ <http://www.medidasdecoches.com/medidas-coches-chevrolet.html>

Sujeción y suspensión Posterior	Tubo A-36. Ø1 1/2" e:2mm
	Platina A-36. 38x4mm
Armadura Delantera	Tubo A-36. Ø1 1/2" e:2mm
Techo	Tubo A-36. Ø1 " e:2mm
Suspensión delantera y guía.	Tubo A-36. Ø1 " e:2mm
Soportes	Platina A-36. 38x4mm
OTROS	Tubo A-36. Ø1 1/2" e:2mm
	Plancha e:6mm, 4mm
	Varios

Tabla 4.1 Materiales de la estructura del vehículo publicitario.

Fuente: Los Autores

Los accesorios que se utiliza ya sea por requerimiento o por protección son: neumáticos, accesorios de recubrimiento, batería, Kit eléctrico, asiento, etc., también materiales como pintura, pernos, remaches y otros.

La selección de estos elementos se realiza por catálogos, considerando la disponibilidad de estos productos en el mercado.

4.2.4 VIDA ÚTIL

Vida útil de los activos fijos

En términos generales, la ley a considerado que los vehículos y computadores tienen una vida útil de 5 años⁵⁶.

Se hace una comparación partiendo que este diseño es un elemento considerado como motocicleta. Donde pertenece a este grupo y se determina su vida útil de 5 años. Estos valores, claro está, no son siempre reales, puesto que habrán vehículos que duren más de 5 años y otros que duran menos. Depende en gran medida de la forma en que se conduzca y el mantenimiento que se le brinde.

Su vida útil se alarga en la medida en que su propietario le preste atención a todos los desperfectos y se apresure a arreglarlos. Existen factores que propician un mayor desgaste como por ejemplo: circular por carreteras en mal estado o por calles donde

⁵⁶ <http://www.gerencie.com/vida-util-de-los-activos-fijos.html>

se debe frenar con asiduidad. Provocando un desgaste de los neumáticos, los amortiguadores y discos de freno.

4.2.5 AMBIENTE DE TRABAJO

Se considera que el transporte de las personas con capacidades especiales y la publicidad se realizan principalmente en las zonas urbanas, por lo que debe resistir y desarrollarse en los distintos caminos que presenta nuestro país dentro de esta zona. Se menciona que no puede viajar en carreteras de alta velocidad debido a que su velocidad de circulación máxima del vehículo publicitario es 50Km/h.

4.3 ELEMENTOS PARA LA CONSTRUCCIÓN.

Este proyecto debe realizarse en un taller que brinde todas las facilidades en cuanto a herramientas y maquinaria.

El personal debe estar capacitado, para realizar operaciones individuales o en equipo.

Las herramientas y maquinaria utilizadas son:

4.3.1 MÁQUINAS Y EQUIPOS

- Cortadora de disco.
- Plasma.
- Soldadora; MIG 300A 220v.
- Dobladora de tubos.
- Prensa Hidráulica.
- Compresor 5Hp.
- Mesa de trabajo.
- Amoladora.
- Esmeril.
- Taladro.

4.3.2 HERRAMIENTAS

- Juego de llaves inglesas.
- Juego de copas.
- Llave de pico.
- Juego de desarmadores.
- Pistola de pintura.
- Pinzas
- Playo de presión.

4.3.3 INSTRUMENTOS DE MEDICIÓN Y VERIFICACIÓN

- Flexómetro.
- Calibrador pie de rey.
- Escuadra fija y móvil.
- Nivel.
- Cronómetro.
- Voltímetro.
- Regla.

4.3.4 MANO DE OBRA

Para desarrollar este proyecto es necesario contar con un equipo de operarios en las áreas involucradas en el proceso de construcción, bajo la supervisión de un personal capacitado en el área como se describe a continuación

- Operario 1. Ayudante Mecánico.
- Operario 2. Armador.
- Operario 3. Soldador.
- Operario 4. Pintor.
- Operario 5. Mecánico de Motos.
- Operario 6. Tapicero
- Supervisor. Ingeniero.

4.4 PROCESO DE CONSTRUCCIÓN DE VEHÍCULO

El proceso se presenta para observar mediante fotografías, que van desde el inicio de la construcción hasta llegar al producto final. Ver desde figura 4.1 hasta figura 4.12

Elaboración de planos

Los planos de construcción del vehículo se los presenta en el anexo A1 que contienen la ingeniería de detalle que permite la construcción y montaje de todas las piezas que componen el proyecto.

A las medidas del plano se corta y dobla elementos de la jaula de seguridad, según la distribución de los elementos que componen la estructura.



Figura 4.1 Doblado de tubos.

Fuente: Los Autores



Figura 4.2 Armado de tubo perfil lateral y base.

Fuente: Los Autores



Figura 4.3 Armado de jaula de seguridad.

Fuente: Los Autores

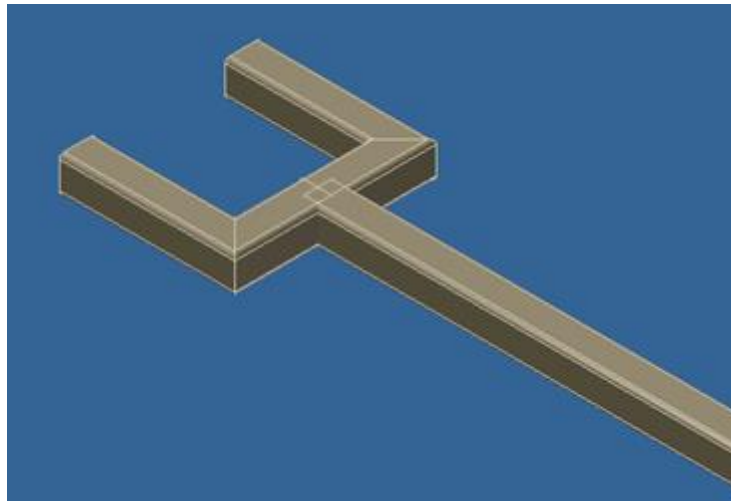


Figura 4.4 Construcción de perfil principal.

Fuente: Los Autores



Figura 4.5 Armado y soldado estructura principal.

Fuente: Los Autores

Se realiza un proceso de soldadura MIG con en la estructura de jaula de seguridad.



Figura 4.6 Soldado estructura principal.

Fuente: Los Autores



Figura 4.7 Pintura estructura Jaula de seguridad y perfil principal.

Fuente: Los Autores



Figura 4.8 Ensamblaje suspensión delantera y eje de rodaje.

Fuente: Los Autores



Figura 4.9 Ensamblaje Soporte Posterior.

Fuente: Los Autores



Figura 4.10 Colocación del Motor.

Fuente: Los Autores

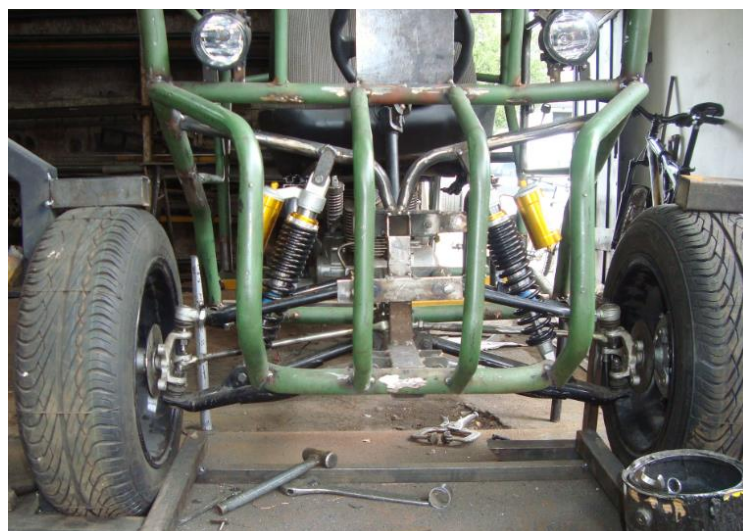


Figura 4.11 Colocación de volante y centrado de ruedas delanteras.

Fuente: Los Autores



Figura 4.12 Colocación de carpa y asiento.

Fuente: Los Autores

4.5 PRUEBAS

Una vez construida la máquina se debe proceder con las pruebas en el equipo basándose en el protocolo de pruebas (Anexo A1) con la finalidad de evaluar y verificar el funcionamiento del vehículo como también la facilidad que el conductor PDFI tiene para conducir.

Mediante las fotografías se muestran las pruebas realizadas. Ver desde figura 4.13 hasta figura 4.15.



Figura 4.13 Pruebas con PCE.

Fuente: Los Autores



Figura 4.14 Pruebas de vehículo Av. Brasil Quito.

Fuente: Los Autores



Figura 4.15 Pruebas de vehículo Av. Zamora Quito.

Fuente: Los Autores

4.6 LEY DE TRANSITO PARA CONDUCCIÓN DE PCE

En Ecuador la ley de tránsito deben cumplirse y respetarse.

La Agencia Nacional de Regulación y Control del Transporte Terrestre, Tránsito y Seguridad Vial, es el ente encargado de la regulación, planificación y control del transporte terrestre, tránsito y seguridad vial en el territorio nacional, en el ámbito de sus competencias, con sujeción a las políticas emanadas del Ministerio del Sector.

Requisitos para Licencia De Conducir Tipo F Por Primera Vez.⁵⁷

En el Anexo 3.1 se muestra los importantes artículos referenciales al manejo, obtención de licencia, y obtención de habilitantes para una persona con capacidad especial.

4.7 MODO DE OPERACIÓN GENERAL

Se procede a explicar acerca de cómo poner en funcionamiento el vehículo y los elementos que debe revisar el conductor antes durante y después del funcionamiento.

Las técnicas de cómo conducir en las calles de una ciudad el vehículo se debe dar en un curso previo de conducción de autos en una institución de aprendizaje de conducción.⁵⁸

El conductor debe estar informado acerca de las normas en el Ecuador para vehículos Anexo A 3.1. Para conducir se asemeja al de una motocicleta utilizando mandos que estarán el guidón y solo se utiliza las manos como se muestra en la figura 4.16.

⁵⁷<http://www.tramitesciudadanos.gob.ec/tramite.php?cd=2532>

⁵⁸http://www.dot3.state.pa.us/pdotforms/pa_forms_manuals/sp_pub490.pdf

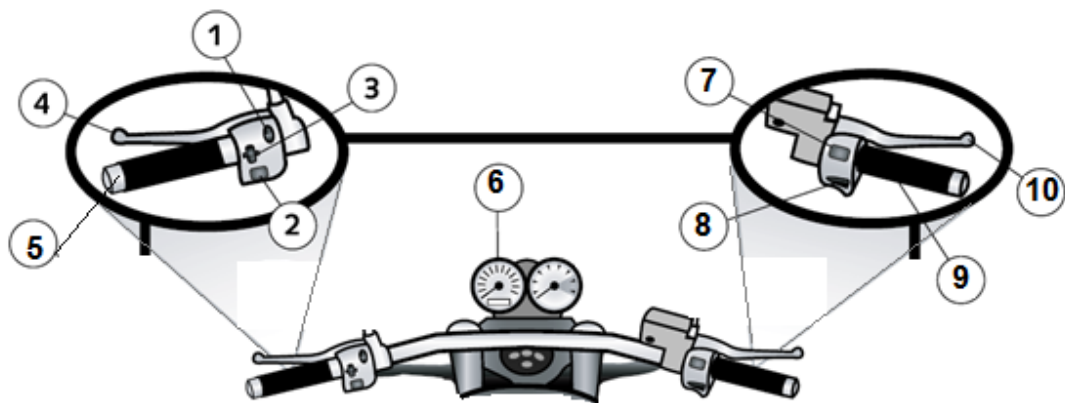


Figura 4.16 Elementos de control para conducir vehículo publicitario.

Fuente: Los Autores.

Los elementos de control para conducir vehículo publicitario son:

1. Luces
2. Direccionales
3. Pito
4. Embrague
5. Cambio de marcha
6. Tablero
7. Apagar
8. Encender
9. Acelerador
10. Freno

Es importante seguir los siguientes pasos para el manejo de este vehículo.

- Asegúrese de repasar el modo de operación general.
- Familiarícese con los controles del vehículo.
- Averigüe dónde están todos los mandos y partes principales.
- Verificar el nivel del combustible.
- Visualizar que estén las luces de giro, la bocina, el interruptor del faro delantero.
- Encuentre y accione estos controles para localizar su orden.

- Aprenda la secuencia y funcionamiento del control del vehículo.
- Accione el acelerador, y los frenos varias veces antes de empezar a usar el VP. Todos los controles reaccionan en forma algo diferente.
- Conduzca con mucho cuidado y esté al tanto de lo que lo rodea.
- Acelere suavemente, hasta una velocidad moderada y controle un espacio amplio para frenar.

Revise su vehículo publicitario.

Los siguientes elementos inspeccionar por completo su vehículo antes de usarlo.

- Neumáticos/ruedas. Examine el estado de los neumáticos, las ruedas y la presión del aire.
- Guidón, controles que estén en su correcto funcionamiento y sea manejable.
- Faros delantero y trasero. Revise ambos.
- Pruebe el interruptor para asegurarse de que funciona luz alta y la luz baja.
- Luces de giro. Accione las luces de giro derecha e izquierda.
- Controles. Revise el estado, funcionamiento y tendido.
- Embrague y acelerador. Asegúrese de que ambos están funcionando bien. El acelerador debería volver rápidamente a su posición inicial cuando usted lo suelte. El embrague debería sentirse tenso y suave.
- Espejos retrovisores. Limpie y ajuste ambos espejos retrovisores antes de arrancar.
- Frenos. Pruebe los controles del freno delantero y posterior, se sea firme, que detenga el vehículo cuando accione el freno por completo y encienda la luz de freno.
- Bocina. Pruebe la bocina, asegúrese de que funciona.

Luego de haber llevado al vehiculó de un lugar a otro se debe realizar los siguientes pasos.

- Estacionarse correctamente en un parqueadero.
- Verificar el nivel de combustible.
- Apagar luces si están encendidas

- Apagar completamente el sistema del vehículo
- Asegurarse siempre que el vehículo no se quede encendido.
- Retirar la llave.
- En caso de presentarse algún defecto comunicarse con el fabricante.

Importante

No sobre pase la carga recomendada del vehículo 100 Kg.

4.8 MANUAL DE MANTENIMIENTO

Dentro de las tareas de mantenimiento se deberá distinguir entre el mantenimiento preventivo o planificado, el cual se realiza en intervalos determinados por el fabricante y la experiencia del usuario, y el mantenimiento correctivo o no planeado, que se realiza como respuesta a problemas descubiertos por el conductor, ya sea a través de un chequeo o visualmente.

En el plan de mantenimiento se indica las tareas a realizar y el periodo con el que debe efectuarse para mantener en funcionamiento al vehículo y prolongar su vida útil.

Limpieza.

Al limpiar el VP se observan averías más fácilmente, permite detectar fugas de cualquier fluido: líquido de frenos, aceite del motor, estado de suspensión, engrase de la transmisión.

4.8.1 PLAN DE MANTENIMIENTO.

Frecuencia	Horas hombre	Actividad	Material
1000 Km	1	Cambio Aceite de motor	20W40
6000 Km	0.5	Cambio Filtro de aire	Filtro (Forte 200)
	4	Chequear Frenos	Disco (Rocket 250)
	1	Cambio Bujías	Bujía
	0.5	Revisión Presión de ruedas	Visual
10000 Km	4	Cambio de Cadena	Cadena Pitch 40 ½"
	4	Cambio Bobina eléctrica motor	(Forte 200)
Cada 3 meses	2	Revisión Líquido de frenos	Fluido Hidráulico
	0.5	Engrasar Cadena	Lubricante
Cada 1Año	1	Revisión completa de Ruedas	Ruedas
	4	Revisión Rodamientos	Ver Selección
	3	Inspección y ajuste de tuercas	
Cada 2Años	5	ABC Motor y Frenos	
Cada 5años	20	Inspección y ajuste general	Eje, Ruedas, Pintura

Tabla 4.2 Tareas más usuales existentes en mantenimiento preventivo.

Fuente: Los Autores

a) Neumáticos

Se puede observar que al menos le quede una cuarta parte de la presión recomendada 25 Lb. Rueda posterior 28 Psi Ruedas delanteras.

b) Mandos

El embrague que endurece, el cable de acelerador que no vuelve del todo a su punto inicial regular.

c) Filtro de aire

Es preciso limpiarlo regularmente con aire y cambiar generalmente cada 6.000 kilómetros, en el marco de un uso normal.

d) Frenos.

Controlar el nivel del líquido mirando el depósito, también que el circuito no tenga pérdidas. Si es de tambor regula la tensión del cable hasta que el tacto y la frenada sean los adecuados. Exactamente igual pasa con el embrague.

e) Cadena motriz.

Tensión y engrase: los dos aspectos que se deben controlar y cuidarse son la tensión y el engrase, ya que la alineación no debe plantear problemas si la tensión es correcta.

Las cadenas se han beneficiado de grandes progresos en estos últimos años, y su vida útil se ha alargado, ya que pueden alcanzar los 10 000 km; Es sin embargo es necesario cambiarla.

f) Cambio de aceite de motor.

El cambio regular de los fluidos y lubricantes de su motor es la clave de la vida útil del motor. Habrá que tener cuidado con no verter cualquier aceite en el motor.

El cambio se realiza cada 1000 Km y el Aceite es el 20W40 para motor de cuatro tiempos, su cantidad es $\frac{1}{4}$ de galón americano.

g) Las bujías

Para, el encendido del motor (Generalmente cambio cada 6.000 km).

4.10 FICHA TÉCNICA DEL VEHÍCULO PUBLICITARIO UNIPERSONAL



Figura 4.17 Vehículo publicitario encendido.

Fuente: Los Autores.

- Mono-cilindro motocicleta 150 cc
- Peso en vacío: 202 kg
- Velocidad máxima: 50 Km/h
- Consumo de combustible: 80 km/ Galón
- Combustible: Gasolina
- Capacidad del depósito: 4 galones
- Capacidad de la carga: 100Kg. (max)
- Neumáticos: delanteros Vehículo. R13; Posterior l(Moto). R17
- Conducción solo con las manos.

CAPÍTULO V

5 COSTOS

En el presente capítulo se plasma el costo de construcción del vehículo publicitario obtenido a través del estudio, investigación y desarrollo del diseño propuesto, para la movilización de una persona con capacidades especiales.

5.1 COSTOS DIRECTOS

Los costos directos son aquellos donde consta todo lo que es materia prima, material, equipos e insumos.

5.1.1 COSTOS DE MATERIALES E INSUMOS UTILIZADOS

Ítem	Descripción	Cantidad	Costo unitario USD	Total parcial USD
1	Motor 150 cc. Motocicleta marca (Motor uno Forte 200)	1	400	400
2	Tijeras suspensión cuadrón (Motor uno), Rocket 250	2	50	100
3	Amortiguador Dext. 60 desp.7.9 L:325	2	25	50
4	Amortiguador Dext. 60 desp. 7.9 L:400	2	25	50
5	Rueda posterior completa R17 Motocicleta marca (Motor uno Forte 200)	1	60	60
6	Rueda completa vehículo con Aro R13	2	70	140
7	Piñón 40A42 con cadena Motocicleta marca (Motor uno Forte 200)	1	25	25
8	Eje y Manzana cuadrón (Motor uno), Rocket 250	2	20	40
9	Sistema de dirección completo (volante Fiat premio1)	1	70	70
10	Barra estabilizadora Ø10mm L:1,5m cuadrón (Motor uno), Rocket 250	2	7.5	15
11	Kit completo eléctrico Motocicleta marca (Motor uno Forte 200)	1	75	75
12	Batería (moto 200 cc) 12 A	1	40	40
13	Kit de freno delantero cuadrón (Motor uno), Rocket 250	2	40	80
14	Asiento vehículo con guía	1	125	125
15	Tanque de gasolina 5 Gal. Con accesorios de conexión	1	30	30
16	Soporte posterior	60	1	60
17	Plancha antideslizante (Al)	1	25	25
18	Perno W1/2 x 5"	3	0,5	1,5
19	Perno W3/8 x 1"	4	0,5	2
20	Perno w3/8x 2 1/2"	2	0,5	1
21	Tubo 50x50x3	1	37,63	37,63
22	Tubo Ø1 1/2" e:2mm	7	13,3	93,7
23	Tubo Ø1 " e:2mm	2	11,86	23,72
24	Platina 40x6	1	15,96	15,96
25	Platina 30x6	1	11,86	11,86
26	Placa e:6mm A-36	0,2	140	28
27	Tubo 40x40x2	1	27,72	27,72
28	Broca Ø:10mm HSS	1	4	4
		SUBTOTAL (1)		1628.09

Tabla 5.1 Costos de materiales utilizados.

Fuente: Los Autores

El total de los materiales e insumos utilizados es de \$ 1628.09 dólares Americanos.

5.1.2 COSTOS DE MANO DE OBRA DIRECTA

Concepto	Sección	Costo por hora hombre maquina USD	No. Horas	Costo (USD)
Jaula de seguridad	Dobladora Tubos	4,8	12	57,6
	Armado	2,5	3	7,5
Chasis	Corte	4	4	16
	Armado	2,5	1	2,5
Bases suspensión delantera	Corte	4	8	32
	Armado	2,5	3	7,5
Soporte posterior	Corte	4	6	24
	Armado	2,5	2	5
Sistema de guía y dirección	Corte	4	6	24
	Armado	2,5	2	5
Base asiento	Armado	2,5	3	7,5
			SUBTOTAL (2)	188,6

Tabla 5.2 Costos mano de obra directa (Descripción por elementos Construidos)

Fuente: Los Autores

Denominación	Costo por hora hombre maquina (USD)	No. Horas	Costo (USD)
Elementos construidos			188,6
Pintura	20	4	80
Soldadura	5	8	40
Horas de montaje y puesta a punto	4	150	600
			SUBTOTAL(3)
			908,6

Tabla 5.3 Costos de mano de obra directa (Resumen general)

Fuente: Los Autores

5.2 COSTOS INDIRECTOS

Son aquellos costos a terceros como son los de fabricación o instalación, papelería es decir impresión de planos, movilización y transporte otros.

5.3 COSTOS DE MANO DE OBRA INDIRECTA

Concepto	Costo (USD)
Conexión mandos	100
Conexión eléctrica	200
Conexión de motor 150 cc	250
Sistema de escape	50
Otros	100
SUBTOTAL (3)	700

Tabla 5.4 Costos de mano de obra indirecta.

Fuente: Los Autores

5.4 RESUMEN DE COSTOS DIRECTOS E INDIRECTOS

Descripción	Valor Total (USD)
Costos de materiales e insumos utilizados	1628,09
Costos de mano de obra directa	908,6
Costos indirectos (insumos varios)	100
Costos de mano de obra indirecta	700
TOTAL COSTOS	3336.69

Tabla 5.5 Resumen de costos directos e indirectos.

Fuente: Los Autores

5.5 COSTO DE DISEÑO Y ELABORACIÓN DE PLANOS

El valor promedio se encuentra entre el 20 y el 30% del costo total de fabricación del sistema, tomando en cuenta los costos directos e indirectos, como también los costos de mano de obra directa e indirecta que intervinieron en todo el proyecto.

Para este caso el costo será del 25% de 3336.69 dólares americanos, es decir el costo del diseño y la elaboración de planos será de:

Costo de diseño y elaboración de planos	834.17 USD
---	------------

Tabla 5.6 Costos de diseño y elaboración de planos.

Fuente: Los Autores

5.6 COSTO FINAL DEL VEHICULO PUBLICITARIO

Descripción	Valor total (USD)
Costo total del vehículo	3336.69
Costo de diseño y elaboración de planos	834.17
TOTAL COSTOS	4170.86

Tabla 5.7 Costo final del vehículo publicitario.

Fuente: Los Autores

5.7 RELACIÓN EQUIPO IMPORTADO CON EL CONSTRUIDO.

Rendimiento

Relación entre el trabajo útil desarrollado por una automóvil durante un intervalo de tiempo determinado y la energía que se suministra a la misma. En los motores de combustión interna, el rendimiento es el cociente entre el trabajo útil desarrollado en un ciclo y la energía térmica suministrada por la combustión.

Capacidad de carga

Se define como el peso máximo autorizado a llevar en el vehículo, se refiere también al número de personas a transportar.

Consumo de combustible

Depende de múltiples factores, tales como el proyecto del motor, el de la carrocería, la manera de conducir y las condiciones ambientales; se expresa generalmente en galones por cada 100 km. Los fabricantes indican un consumo normalizado.

En la tabla 5.8 se realiza un análisis de las características técnicas de un auto importado y el vehículo publicitario diseñado en este proyecto.

Relación vehículo importado Vs vehículo publicitario		
	Auto importado	vehículo publicitario
Rendimiento	25%	25%
Capacidad	2 personas 150Kg	1 persona 100Kg.
Consumo	80Km/galón	100km/galón

Tabla 5.8 Relación vehículo importado Vs vehículo publicitario.

Fuente: Los Autores

El valor total del proyecto es de 4170.86 dólares el cual es inferior al costo de un prototipo parecido en el mercado. Un equipo similar al construido, en el mercado internacional oscila en costo por los 7500 dólares.

Tomando en cuenta que el equipo importado no tiene el techo para hacer la publicidad y tocaría hacer una adaptación que es un costo más al precio del elemento importado. Por lo que se evidencia que el prototipo resulta beneficioso para el cliente.

CONCLUSIONES

- En este proyecto partiendo del diseño se construye un vehículo liviano para un conductor con discapacidad física inferior que tiene un espacio para realizar publicidad logrando generar una actividad laboral para los mismos.
- Los mandos y mecanismos para conducir este vehículo están ubicados cerca y algunos en el volante, para facilitar que una persona con discapacidad física inferior conduzca el vehículo utilizando sus extremidades superiores.
- El vehículo presenta interés del público siendo un modelo que atrae la atención, por lo que se aprovecha este interés de observación hacia el mismo para captar la publicidad que se realiza.
- El conductor PCE no tiene toda la capacidad de una persona normal para realizar actividades y no puede conducir un vehículo normal por la inmovilización de sus extremidades inferiores pero este vehículo tiene el control para que sea conducido por este tipo de persona.

RECOMENDACIONES

- Siendo un vehículo especial para personas con discapacidad física inferior se debe dar una capacitación al conductor que deberá leer y entender el manual de operación por parte del fabricante donde debe cumplir obligatoriamente los parámetros de seguridad y requisitos para conducir el vehículo.
- El conductor antes de realizar un recorrido deberá familiarizarse para evitar confusiones con los mandos de control ya que tiene un sistema para manejar únicamente con las extremidades superiores y esto puede confundir al piloto.
- En el espacio que realiza la publicidad el vehículo (parte superior) se puede modificar dependiendo el bien o producto a publicar pero este deberá ser con materiales livianos con un peso máximo de hasta 5Kg.
- El conductor puede subir solo al vehículo pero como es una persona con discapacidad física inferior debe realizar una práctica bajo la supervisión de una segunda persona hasta que pueda hacerlo con facilidad.
- Al tener un motor de combustión interna a gasolina se debe controlar el tiempo de funcionamiento mediante un tacómetro para realizar los mantenimientos pertinentes establecidos en el capítulo 4.

BIBLIOGRAFÍA

- NTE ISO 3833:2008 Vehículos automotores tipos términos y definiciones.
- TORO, Restrepo, Mauricio; Diseño de un vehículo de Competición bajo los reglamentos de la formula SAE”, EAFIT, 2006
- LUQUE, Pablo; Ingeniería del automóvil Sistemas y Comportamiento Dinámico, Editorial Thomson, España, 2004
- R.C. Hibbeler, Mecánica de Materiales , 6ta Edición ,Editorial Pearson, México, 2006
- SHIGLEY, Joseph; MISCHKE, Charles, “Diseño en Ingeniería Mecánica”, Octava edición, McGRAW-HILL/Interamericana editores, México.
- BOCH, Robert, Manual de la técnica del automóvil, 3ª Edición, Editorial REVERTE S.A., Barcelona España 1999.
- JAMES, Gere, BARRY, Goodno, Mecánica de materiales, 7ª Edición, Ediciones OVA, Mexico,2009
- LARBURU ,Nicolas., “MÁQUINAS, PRONTUARIO, TÉCNICAS, 2ª Edición, Madrid, 1990
- MOTOR UNO, CATALOGO DE VENTA DE MOTOCICLETAS

PÁGINAS DE INTERNET

- <http://www.monroe.com/?lang=es>
- <http://willyandersson1.blogspot.com/2009/03/partes-del-tren-trasero.html>
- <http://suspensionydireccion.bligoo.com/content/view/192461/Sistema-de-direccion.html>
- <http://www.aficionadosalamecanica.net/direccion.htm>
- http://www.skf.com/skf/productcatalogue/jsp/viewers/productTableView.jsp?presentationType=3&lang=es&tableName=1_14_1
- <http://www.tecnun.es>

ANEXOS