



EXTENSIÓN LATACUNGA

DEPARTAMENTO DE ENERGÍA Y MECÁNICA

“DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN SISTEMA DE
DIRECCIÓN PARA UN VEHÍCULO TRIMOTO”

CARLOS ALFREDO SUNTAXI LLUMIQUINGA

Tesis presentada como requisito previo a la obtención del grado
de:

INGENIERO AUTOMOTRIZ.

Año 2014

UNIVERSIDAD DE LAS FUERZAS ARMADAS - ESPE
EXTENSIÓN LATACUNGA
CARRERA DE INGENIERÍA AUTOMOTRIZ
DECLARACIÓN DE RESPONSABILIDAD

Yo: Carlos Alfredo Sntaxi Llumiquinga

DECLARO QUE:

El proyecto de grado denominado “**DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN SISTEMA DE DIRECCIÓN PARA UN VEHÍCULO TRIMOTO**”, ha sido desarrollado con base a una investigación exhaustiva, respetando derechos intelectuales de terceros, conforme las citas que constan el pie de las páginas correspondiente, cuyas fuentes se incorporan en la bibliografía.

Consecuentemente este trabajo es mi autoría.

En virtud de esta declaración, me responsabilizo del contenido, veracidad y alcance científico del proyecto de grado en mención.

Latacunga, Febrero del 2014.

Carlos Alfredo Sntaxi Llumiquinga.

CI: 172018184-9

UNIVERSIDAD DE LAS FUERZAS ARMADAS - ESPE
EXTENSIÓN LATACUNGA
CARRERA DE INGENIERÍA AUTOMOTRIZ

CERTIFICADO

ING. GUIDO TORRES (DIRECTOR)

ING. FÉLIX MANJARRÉS (CODIRECTOR)

CERTIFICAN:

Que el trabajo titulado “DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN SISTEMA DE DIRECCIÓN PARA UN VEHÍCULO TRIMOTO”, realizas por Suntaxi Llumiquinga Carlos Alfredo, ha sido guiado y revisado periódicamente y cumple con normas y estatutarias establecidas por la ESPE, en el Reglamento de Estudiantes de la Universidad de las Fuerzas Armadas-ESPE.

Debido a que constituye un trabajo de excelente contenido científico que contribuirá a la aplicación de conocimientos y al desarrollo profesional de nuestros alumnos, si se recomienda su publicación.

El mencionado trabajo consta de un documento empastado y un disco compacto el cual contiene los archivos en formato portátil de Acrobat (pdf). Autorizan a **SUNTAXI LLUMIQUINGA CARLOS ALFREDO** que lo entregue al **ING. JUAN CASTRO**, en su calidad de Director de la Carrera.

Latacunga, Febrero del 2014.

Ing. Guido Torres

DIRECTOR

Ing. Félix Manjarrés.

CODIRECTOR

**UNIVERSIDAD DE LAS FUERZAS ARMADAS - ESPE
EXTENSIÓN LATACUNGA
CARRERA DE INGENIERÍA AUTOMOTRIZ**

AUTORIZACIÓN

Yo: Suntaxi Llumiquinga Carlos Alfredo

Autorizo a la Universidad de las Fuerzas Armadas-ESPE la publicación, en la biblioteca virtual de la Institución del trabajo **“DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN SISTEMA DE DIRECCIÓN PARA UN VEHÍCULO TRIMOTO”**, cuyo contenido, ideas y criterio son de mi exclusiva responsabilidad y autoría.

Latacunga, Febrero 2014

Carlos Alfredo Suntaxi Llumiquinga.

CI: 172018184-9

DEDICATORIA

Para empezar un gran proyecto, hace falta valentía y para culminarlo, hace falta perseverancia, así como de personas buenas y amables que han estado a lo largo de mi vida, por esta razón dedico a todos y cada uno de ellos, especialmente:

A Dios quien fue el creador de todas las cosas, el que me ha dado fortaleza para continuar cuando a punto de caer he estado; por ello lo dedico con toda la humildad que de mi corazón puede emanar.

A ti madre, que con tu cariño y sencillez a quien siempre admirare por su forma de afrontar la vida, tú me diste la vida y pagarte no podré, pero, a tu lado siempre me podrás encontrar.

A ti ñaño Juan Carlos por haberme brindado todo el apoyo a lo largo de mi carrera y enseñarme que no debo rendirme, ni en los más duros momentos que enfrente en mi vida, y luchar hasta conseguir culminar con éxito mis sueños.

A ti padre, por tu apoyo, comprensión a lo largo de mi formación profesional, tu perseverancia el mejor legado para mí.

Carlos A. Suntaxi LL.

AGRADECIMIENTO

Primero y antes que nada, dar gracias a Dios, por estar conmigo en cada paso que doy, por fortalecer mi corazón e iluminar mi mente y por haber puesto en mi camino a aquellas personas que han sido mi soporte y compañía durante todo el periodo de formación profesional.

A ti madre que estés en mi vida, llenándola con tanta felicidad. Sé que puedo contar contigo en momentos difíciles, en mis alegrías y tristezas.

A ti ñaño Juan Carlos, que has esta a lo largo de mi vida, principalmente en el momentos más importante por tu ayuda y aliento para culminar con éxito el presente proyecto.

A mi familia hoy y siempre por el esfuerzo realizado por ellos. El apoyo en mis estudios, de ser así no hubiese sido posible.

A mis amigos Edwin y Christian que descansen en paz, que se convirtieron en mis hermanos en mi proceso de formación profesional.

A ti padre y demás familiares quienes me brindan el apoyo, la alegría y me dan la fortaleza necesaria para seguir adelante.

Carlos A. Suntaxi LL.

ÍNDICE DE CONTENIDOS

PORTADA.....	i
DECLARACIÓN DE RESPONSABILIDAD	ii
CERTIFICADO	iii
AUTORIZACIÓN	iv
DEDICATORIA.....	v
AGRADECIMIENTO.....	vi
ÍNDICE DE CONTENIDOS	vii
ÍNDICE DE FIGURAS.....	xv
ÍNDICE DE TABLAS	xxii
RESUMEN	1
SUMMARY.....	2
CAPÍTULO 1	3
1. DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN SISTEMA DE DIRECCIÓN PARA UN VEHÍCULO TRIMOTO.....	3
1.1 ANTECEDENTES	3
1.2 PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA	3
1.3 JUSTIFICACIÓN E IMPORTANCIA	4
1.4 OBJETIVOS	5
1.5 ÁREA DE INFLUENCIA	6
CAPÍTULO 2	7
2. MARCO TEÓRICO	7
2.1 VEHÍCULO TRIMOTO.....	7
2.1.1 VENTAJAS.....	7

2.1.2 DESVENTAJAS.....	8
2.2 VEHÍCULOS TRIMOTO	8
2.2.1 SIDECAR.....	8
2.2.2 CAN AM.....	9
2.2.3 PIAGGIO MP3	9
2.3 GENERALIDADES Y COMPONENTES.....	10
2.3.1 BASTIDOR	10
2.3.2. TIPOS DE BASTIDOR.....	11
2.4 SISTEMA DE SUSPENSIÓN.....	14
2.4.1 INTRODUCCIÓN.....	14
2.5 AMORTIGUADORES	14
2.6 TIPOS DE SUSPENSIÓN	15
2.6.1 SUSPENSIÓN RÍGIDA.....	15
2.6.2 SUSPENSIÓN INDEPENDIENTE	15
2.6.3 SUSPENSIÓN MCPHERSON.....	16
2.6.4 SUSPENSIÓN DE DOBLE TRAPECIO.....	17
2.7 SISTEMA DE DIRECCIÓN.....	20
2.7.1 CARACTERÍSTICAS QUE DEBEN REUNIR TODO SISTEMA DIRECCIÓN	20
2.8 SISTEMAS UTILIZADOS	21
2.8.1 POR TORNILLO SIN FIN	21
2.8.2 POR TORNILLO Y PALANCA.....	22
2.8.3 POR CREMALLERA	22
2.8.4 MANILLAR.....	23
CAPÍTULO 3.....	24

3. CONCEPTOS TÉCNICOS SOBRE VEHÍCULOS	24
3.1 INTRODUCCIÓN.....	24
3.2 MASAS SUSPENDIDAS Y NO SUSPENDIDAS	24
3.2.1 MASAS SUSPENDIDAS	24
3.2.2 MASAS NO SUSPENDIDAS	24
3.3 DISTANCIA ENTRE EJES	25
3.3.1 CARACTERÍSTICAS PARA LA DISTANCIA ENTRE EJES.	25
3.4 ANCHO DE VÍA.....	26
3.4.1 CARACTERÍSTICAS PARA EL ANCHO DE VÍA.	26
3.5 TRANSFERENCIA DE PESO	26
3.5.1 TRANSFERENCIA TRANSVERSAL	26
3.5.2 TRANSFERENCIA LONGITUDINAL	27
3.6 CENTRO DE GRAVEDAD O DE MASAS	28
3.7 CENTRO DE BALANCEO	29
3.8 UBICACIÓN DEL CENTRO DEL BALANCEO	29
3.8.1 CENTRO DE BALANCEO POR ENCIMA DEL NIVEL DEL PISO	29
3.8.2 CENTRO DE BALANCEO A LA ALTURA DEL PISO.....	30
3.8.3 CENTRO DE BALANCEO POR DEBAJO DEL NIVEL DEL PISO	30
3.9 MANIOBRABILIDAD	31
3.9.1 COTAS DE REGLAJE DE LA DIRECCIÓN.....	31
3.9.2 ÁNGULO DE SALIDA.....	31
3.9.3 ÁNGULO DE CAÍDA	32
3.9.4 ÁNGULO DE AVANCE	33

3.9.5 CONVERGENCIA	34
3.10 PRINCIPIO DE ACKERMAN.....	35
3.11 COMPORTAMIENTO DE UNA MOTOCICLETA.....	36
3.12 FUERZAS EXTERNAS EN EL VIRAJE.....	37
CAPÍTULO 4.....	38
4. DISEÑO Y SELECCIÓN DE PARÁMETROS	38
4.1 LA CASA DE LA CALIDAD.....	38
4.2 VOZ DEL USUARIO	38
4.3 VOZ DEL INGENIERO	39
4.4 CONCLUSIONES DE LA CASA DE LA CALIDAD	40
4.5 ESPECIFICACIONES TÉCNICAS	41
4.6 ANÁLISIS FUNCIONAL.....	42
4.6.1 DEFINICIÓN MODULAR DE PROCESO	42
4.7 GENERACIÓN DE ALTERNATIVAS SUSPENSIÓN	43
4.7.1 ALTERNATIVA S3.....	45
4.8 METODOLOGÍA DEL PROYECTO	45
4.9 PARÁMETROS DE DISEÑO.....	47
4.9.1 SELECCIÓN DE GEOMETRÍA DE TRAPECIOS.....	47
4.9.2 SELECCIÓN DE TRAPECIOS PARALELOS	48
4.9.3 SELECCIÓN DEL ÁNGULO DE SALIDA	48
4.9.4 SELECCIÓN DEL ÁNGULO DE AVANCE, CAMBER Y CONVERGENCIA.....	50
4.9.5 SELECCIÓN DE LA UBICACIÓN DEL CENTRO DE BALANCEO	51
4.10 UBICACIÓN DEL CENTRO DE MASA	52

4.11 DISTANCIAS DE LOS EJES DELANTERO Y TRASERO RESPECTO DEL CENTRO DE MASA	54
4.12 DISTANCIA DEL CENTRO DE MASAS HACIA EL EJE DE BALANCEO.....	55
4.13 DISTRIBUCIÓN DE CARGAS EN EL VEHÍCULO	57
4.13.1 DETERMINACIÓN DE CARGA MUERTA.....	57
4.13.2 DETERMINACIÓN DE CARGAS VIVAS	58
4.14 DISTANCIA ENTRE EJES (BATALLA)	60
4.15 DETERMINACIÓN DE MASAS CON RESPECTO AL CENTRO DE GRAVEDAD	61
4.16 MASAS SUSPENDIDAS	62
4.17 MASA NO SUSPENDIDA	64
4.18 TRANSFERENCIA DE CARGA EN ACELERACIÓN BRUSCA	65
4.19 TRANSFERENCIA DE CARGA EN FRENADA BRUSCA	68
4.20 TRANSFERENCIA DE CARGA DURANTE LA CURVA	71
4.20.1 TRASFERENCIA DE CARGA A 0 GRADOS	73
4.20.2 TRASFERENCIA DE CARGA A 25 GRADOS	78
4.20.3 TRASFERENCIA DE CARGA A 30 GRADOS	82
4.20.4 VELOCIDAD DE LÍMITE DE VUELCO PARA 0 GRADOS	86
4.20.5 VELOCIDAD DE LÍMITE DE VUELCO PARA 25-30 GRADOS	87
4.21 ANÁLISIS DE CARGAS	88
4.22 DETERMINACIÓN DE CARGAS DEL CONJUNTO RESORTE-AMORTIGUADOR	89
4. 23 DISEÑO DEL SISTEMA DE DIRECCIÓN	90
4.23.1 PRINCIPIO DE ACKERMAN	90

CAPÍTULO 5	92
5. MODELACIÓN, SIMULACIÓN Y ANÁLISIS.....	92
5.1 INTRODUCCIÓN.....	92
5.2 HERRAMIENTA COMPUTACIONAL CAD.....	93
5.2.1 COMO MODELADOR PARAMÉTRICO.....	93
5.3 HERRAMIENTA COMPUTACIONAL CAE.....	93
5.4 MÓDULOS DE SIMULACIÓN.....	94
5.4.1 STATIC STRUCTURAL.....	94
5.4.2 TRANSIENT STRUCTURAL.....	94
5.5 TEORÍAS ESTÁTICAS.....	94
5.5.1 ESFUERZO.....	94
5.5.2 TENSIÓN DE VON MISES.....	95
5.5.3 DEFORMACIÓN.....	96
5.5.4 ENERGÍA DE DEFORMACIÓN.....	96
5.6 TEORÍAS DINÁMICAS.....	97
5.6.1 GOODMAN.....	97
5.6.2 FACTOR DE SEGURIDAD.....	97
5.7 ASIGNACIÓN DEL MATERIAL.....	98
5.8 ANÁLISIS DE LOS ELEMENTOS DEL SISTEMA DE SUSPENSIÓN.....	100
5.8.1 ANÁLISIS DE TRAPÉZIOS DE SUSPENSIÓN.....	100
CAPÍTULO 6	144
6. CONSTRUCCIÓN Y MONTAJE.....	144
6.1 INTRODUCCIÓN.....	144

6.2 CONSTRUCCIÓN DEL BASTIDOR Y SUJECIONES PARA EL SISTEMA DE SUSPENSIÓN.....	145
6.2.1 CORTE, DOBLADO Y MAQUINADOS DE LOS TUBOS. ..	145
6.3 BASTIDOR	146
6.3.1 MONTAJE DEL BASTIDOR	149
6.4 CONSTRUCCIÓN Y ENSAMBLAJE DEL SISTEMA DE SUSPENSIÓN.....	151
6.4.1 TRAPECIO INFERIOR	151
6.4.2 TRAPECIO SUPERIOR	152
6.5 MANGUETA	153
6.6 PUNTA DE EJE.....	154
6.8 ENSAMBLE DEL SISTEMA DE DIRECCIÓN PARA VEHÍCULO TRIMOTO	156
6.9 DIAGRAMA DE PROCESOS	157
CAPÍTULO 7.....	165
7. PRUEBAS.....	165
7.1 DEFINICIÓN DEL ESCENARIO DE PRUEBA.....	165
7.2 PARÁMETROS PARA LA PRUEBA.....	166
7.3 PRESENTACIÓN Y ANÁLISIS DE RESULTADOS.....	167
CAPÍTULO 8.....	169
8. COSTOS.....	169
8.1 INTRODUCCIÓN.....	169
8.2 MATERIALES.....	169
8.3 ELEMENTOS MECÁNICOS.....	170
8.4 ELEMENTOS MECÁNICOS DE SUSPENSIÓN DELANTERA .	171
8. 5 ELEMENTOS MECÁNICOS DEL SISTEMA DE DIRECCIÓN .	171

8.6 ELEMENTOS MECÁNICOS DEL SISTEMA DE FRENOS	172
8.7 COSTOS REFERENTES A MANUFACTURA.....	172
8.8 COSTO DE DISEÑO	174
8.9 COSTOS VARIOS.....	174
8.10 COSTO TOTAL DEL PROYECTO	175
CAPÍTULO 9.....	176
9. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES.....	176
9.1 CONCLUSIONES.....	176
9.2 RECOMENDACIONES	178
9.3 BIBLIOGRAFÍA.....	179
9.4 LINKOGRAFÍA	180
ANEXOS.....	181

ÍNDICE DE FIGURAS

CAPÍTULO 2

Figura 2.1: Sidecar 1910.....	9
Figura 2. 2: Can Am.....	9
Figura 2.3: Piaggio MP3 LT 400 ie.....	10
Figura 2.4: Bastidor touring.....	11
Figura 2.5: Bastidor multi-tubular cuna simple.....	12
Figura 2. 6: Bastidor multi-tubular cuna semidoble.....	12
Figura 2.7: Bastidor multi-tubular cuna doble.....	13
Figura 2.8: Bastidor tubular triangular Ducati.....	13
Figura 2.9: Amortiguador de gas.....	15
Figura 2.10: Suspensión rígida.....	15
Figura 2.11: Suspensión Independiente.....	16
Figura 2.12: Suspensión McPherson.....	16
Figura 2. 13: Suspensión de doble trapecio.....	17
Figura 2.14: Suspensión de doble trapecio tipo "A" de igual longitud.....	18
Figura 2.15: Suspensión de doble trapecio tipo "A" de diferente longitud.....	18
Figura 2.16: Rotulas para trapecios.....	19
Figura 2.17: Componentes del sistema de dirección.....	21
Figura 2.18: Tornillo sin fin.....	21
Figura 2.19: Tornillo y palanca.....	22
Figura 2.20: Cremallera.....	22
Figura 2.21: Manillar.....	23

CAPÍTULO 3

Figura 3.1: Interpretación de masas suspendida y no suspendida.....	25
Figura 3.2: Transferencia de peso transversal.....	27
Figura 3.3: Transferencia transversal de pesos.....	28
Figura 3.4: Centro de gravedad.....	28
Figura 3.5: Centro de balanceo por encima del nivel del piso.....	30

Figura 3.6: Centro de balanceo a la altura del piso.....	30
Figura 3.7: Centro de balanceo por debajo del nivel del piso.	31
Figura 3.8: Ángulo de salida y sus efectos sobre la orientación.	32
Figura 3.9: Ángulo de caída y sus efectos sobre la orientación.	33
Figura 3.10: Ángulo de avance y sus efectos sobre la orientación.	34
Figura 3.11: Tipos de convergencia.....	34
Figura 3.12: Principio de Ackerman.	36
Figura 3.13: Ejes de rotación.	36
Figura 3.14: Fuerzas en viraje.	37

CAPÍTULO 4

Figura 4.1: División modular	43
Figura 4.2: Boceto de chasis, ruedas y eje central.	47
Figura 4.3: Boceto Ángulo de salida.	49
Figura 4.4: Boceto de la geometría que cumple con los requisitos.	49
Figura 4.5: Boceto Ángulo de avance.	50
Figura 4.6: Ubicación del centro de balanceo.	51
Figura 4.7: Ubicación del centro de masas 3D.	52
Figura 4.8: Movimiento del centro de masas en 2D.....	53
Figura 4.9: Ubicación del centro de masas en el eje X.	53
Figura 4.10: Ubicación del centro de masas en el eje Y.	54
Figura 4. 11: Distancia mínima entre ejes generados por software.	55
Figura 4.12: Distancia Centro de masas hacia el centro de balanceo.	56
Figura 4.13: Distribución de fuerzas respecto al centro de gravedad.	60
Figura 4.14: Posición de los neumáticos frontales 0 grados.	72
Figura 4.15: Radio de curvatura - Trasferencia de carga.....	76
Figura 4.16: Movimiento dinámico del centro de masas (25 grados).	77
Figura 4.17: Radio de curvatura - Trasferencia de carga.....	80
Figura 4.18: Movimiento dinámico del centro de masas (30 grados).	81
Figura 4.19: Radio de curvatura - Trasferencia de carga.....	84
Figura 4.20: Distribución eje delantero, transferencia de inclinación.	86

Figura 4.21: Limite de vuelco, Velocidad-radio de curvatura.	88
Figura 4.22: Principio de Ackerman aplicado al prototipo.	91

CAPÍTULO 5

Figura 5.1: Modelado del sistema de dirección para vehículo trimoto.	92
Figura 5.2: Sistema de dirección montado en un vehículo trimoto.	93
Figura 5.3: Diagrama de Esfuerzos.	95
Figura 5.4: Diagrama Esfuerzo vs Deformación.	97
Figura 5.5: Asignación de sujeciones y fuerzas en trapecio inferior izquierdo.	101
Figura 5.6: Análisis de esfuerzo de Von Mises trapecio inferior (Static Structural).	102
Figura 5.7: Análisis de esfuerzo principal máximo trapecio inferior (Static estructural).	103
Figura 5.8: Análisis de deformación trapecio inferior (Static estructural).	103
Figura 5.9: Análisis factor de seguridad trapecio inferior (Static Structural).	104
Figura 5.10: Análisis de esfuerzo de Von Mises trapecio inferior (Transient Structural).	105
Figura 5.11: Análisis de esfuerzo principal máximo trapecio inferior (Transient estructural).	106
Figura 5.12: Análisis de deformación trapecio inferior (Transient estructural).	106
Figura 5.13: Análisis de deformación trapecio inferior (Trancient estructural).	107
Figura 5. 14 Análisis factor de seguridad en el trapecio inferior (Trancient estructural).	108
Figura 5.15: Asignación de sujeciones y fuerzas en trapecio superior izquierdo.	110

Figura 5.16: Análisis de esfuerzo de Von Mises trapecio superior (Static Structural).	111
Figura 5.17: Análisis de esfuerzo principal máximo trapecio superior (Static estructural).	111
Figura 5.18: Análisis de deformación trapecio superior (Static estructural).	112
Figura 5.19: Análisis factores de seguridad trapecio inferior (Static Structural).	113
Figura 5. 20: Análisis de esfuerzo de Von Mises trapecio superior (Transient Structural).	114
Figura 5.21: Análisis de esfuerzo principal máximo trapecio superior (Transient estructural).	114
Figura 5. 22: Análisis de deformación trapecio superior (Transient estructural).	115
Figura 5.23: Análisis de deformación trapecio superior (Trancient estructural).	115
Figura 5.24: Análisis factor de seguridad en el trapecio superior (Trancient estructural).	116
Figura 5.25: Asignación de sujeciones y fuerzas en conjunto mangueta-eje.	119
Figura 5.26: Análisis de esfuerzo de Von Mises conjunto mangueta-eje (Static Structural).	120
Figura 5.27: Análisis de esfuerzo principal máximo conjunto mangueta-eje (Static estructural).	120
Figura 5.28: Análisis de deformación conjunto mangueta-eje (Static estructural).	121
Figura 5.29: Análisis factor de seguridad conjunto mangueta-eje (Static Structural).	122
Figura 5.30: Análisis de esfuerzo de Von Mises conjunto mangueta-eje (Transient Structural).	123

Figura 5.31: Análisis de esfuerzo principal máximo conjunto mangueta-eje (Transient estructural).....	123
Figura 5.32: Análisis de deformación conjunto mangueta-eje (Transient estructural).....	124
Figura 5.33: Análisis de deformación conjunto mangueta-eje (Trancient estructural).....	124
Figura 5.34: Análisis factor de seguridad conjunto mangueta-eje (Trancient estructural).....	125
Figura 5. 35: Asignación de sujeciones y fuerzas en el bastidor.....	127
Figura 5.36: Análisis de esfuerzo de Von Mises del bastidor (Static Structural).	128
Figura 5.37: Análisis de esfuerzo principal máximo del bastidor (Static estructural).....	129
Figura 5.38: Análisis de deformación del bastidor (Static estructural) ...	129
Figura 5.39: Análisis factor de seguridad del bastidor (Static Structural).	130
Figura 5.40: Análisis de esfuerzo de Von Mises del bastidor (Transient Structural).	131
Figura 5.41: Análisis de esfuerzo principal máximo del bastidor (Transient estructural).....	132
Figura 5.42: Análisis de deformación del bastidor (Transient estructural).....	132
Figura 5.43: Análisis de deformación del bastidor (Trancient estructural).....	133
Figura 5.44: Análisis factor de seguridad del bastidor (Trancient estructural).....	134
Figura 5.45: Asignación de sujeciones y fuerzas en la Barra de inclinación.....	136
Figura 5.46: Análisis de esfuerzo de Von Mises la Barra de inclinación (Static Structural).....	137

Figura 5.47: Análisis de esfuerzo principal máximo la Barra de inclinación (Static estructural).	137
Figura 5.48: Análisis de deformación de la Barra de inclinación (Static estructural).	138
Figura 5.49: Análisis factor de seguridad Barra de inclinación (Static Structural).	139
Figura 5 50: Análisis de esfuerzo de Von Mises Barra de inclinación (Transient Structural).	140
Figura 5.51: Análisis de esfuerzo principal máximo Barra de inclinación (Transient estructural).	141
Figura 5.52: Análisis de deformación Barra de inclinación (Transient estructural).	141
Figura 5.53: Análisis de deformación Barra de inclinación (Trancient estructural).	142
Figura 5.54: Análisis factor de seguridad Barra de inclinación (Trancient estructural).	143

CAPÍTULO 6

Figura 6.1: Chasis de partida.	144
Figura 6.2: Corte de tubo ASTM A-500 Grado B.	145
Figura 6.3: Biselado de tubos.	146
Figura 6.4: Puntos de unión del bastidor.....	146
Figura 6.5: Proceso de soldadura GMAW.....	147
Figura 6.6: Soldadura del bastidor (Proceso GMAW).	148
Figura 6.7: Cordón de soldadura del bastidor.	148
Figura 6.8: Bastidor finalizado.....	149
Figura 6.9: Montaje del bastidor.....	150
Figura 6.10: Platinas para bases de trapecios.	150
Figura 6.11: Soldadura de bases para trapecios.	151
Figura 6.12: Trapecio inferior.	152
Figura 6.13: Trapecio superior.	152

Figura 6.14: Proceso de fresado de manguetas.	153
Figura 6.15: Manguetas finalizadas.	153
Figura 6.16: Ejes de acero sin maquinar.....	154
Figura 6.17: Punta de eje, bocines y tuerca castillo.....	154
Figura 6.18: Conjunto mangueta - eje.....	155
Figura 6.19: Barra de inclinación.	155
Figura 6.20: Elementos de sujeción SAE grado 8.....	156
Figura 6.21: Elementos montados del sistema.	156

CAPÍTULO 7

Figura 7.1: Circuito de prueba del mecanismo montado en un vehículo trimoto.....	165
Figura 7. 2: Curva 9 y 10 del circuito.....	166

ANEXOS

Figura 10.1: Soldadura base de los amortiguadores.	183
Figura 10.2: Conjunto de amortiguadores, barra de inclinación.....	183
Figura 10.3: Vista frontal mecanismo montado en un vehículo trimoto..	184
Figura 10.4: Vista derecha mecanismo montado en un vehículo trimoto.....	184
Figura 10.5: Vista isométrica mecanismo en un vehículo trimoto.	185
Figura 10. 6: Vista isométrica mecanismo proceso de pintura.....	185
Figura 10. 7: Mecanismo montado en un vehículo trimoto en curva.....	186
Figura 10.8: Mecanismo montado en un vehículo trimoto en curva.	186

ÍNDICE DE TABLAS

CAPÍTULO 4

Tabla 4. 1: Especificaciones técnicas para diseño y construcción.....	41
Tabla 4. 2: Diagrama morfológico de proceso.	44
Tabla 4. 3: Proceso de metodológica de investigación.....	46
Tabla 4. 4: Resultados del movimiento del centro de masas.	53
Tabla 4.5: Distancia de los ejes con respecto al centro de masas.....	55
Tabla 4. 6: Elementos que conforman la carga muerta.....	57
Tabla 4.7: Elementos que conforman la carga viva.	58
Tabla 4.8: Fuerzas generadas bajo una carga crítica y su distribución con respecto al centro de masas.	61
Tabla 4.9: Elementos que no serán considerados como masa suspendida.	63
Tabla 4.10: Ubicación del centro de masas a 0 grados.	72
Tabla 4.11: Velocidad, radio y aceleración normal generadas a 0 grados.	73
Tabla 4.12: Transferencia total de carga en el vehículo a 0 grados.....	74
Tabla 4. 13: Distribución de cargas en sus ejes con respecto con respecto al centro de masas.	76
Tabla 4.14: Ubicación del centro de masas 25 grados.	78
Tabla 4.15: Velocidad, radio de curvatura y aceleración normal generada a 25 grados.	78
Tabla 4.16: Transferencia total de carga en el vehículo a 25 grados.....	79
Tabla 4.17: Distribución de cargas en sus ejes con respecto con respecto al centro de masas.	80
Tabla 4.18: Ubicación del centro de masas 30 grados.	81
Tabla 4.19: Velocidad, radio de curvatura y aceleración normal generada a 25 grados.	81
Tabla 4.20: Transferencia total de carga en el vehículo a 30 grados.....	83

Tabla 4.21: Distribución de cargas en sus ejes con respecto con respecto al centro de masas.	83
Tabla 4.22: Aceleración normal en los diferentes escenarios de inclinación.	85
Tabla 4.23: Transferencia de cargas en los diferentes escenarios de inclinación.	85
Tabla 4.24: Distribución de cargas en los diferentes escenarios de inclinación.	85
Tabla 4.25: Limite de vuelco en diferentes escenarios de manejo.....	88
Tabla 4.26: Distribución de carga en el vehículo.	89

CAPÍTULO 5

Tabla 5.1: Propiedades mecánicas de los materiales utilizados en el sistema.	99
Tabla 5.2: Parámetros de simulación con Static Structural en el trapecio inferior.	102
Tabla 5. 3: Esfuerzo resultantes y deformación trapecio inferior (Static structural).	104
Tabla 5. 4: Parámetros de simulación con Transient Structural para el trapecio inferior.	105
Tabla 5.5 Esfuerzo resultantes y deformación trapecio inferior (Trancient structural).	107
Tabla 5.6: Parámetros de simulación con Static Structural en el trapecio superior.	110
Tabla 5.7: esfuerzo resultantes y deformación trapecio superior (Static structural).	112
Tabla 5.8: Parámetros de simulación con Transient Structural para el trapecio superior.	113
Tabla 5.9: Esfuerzo resultantes y deformación trapecio superior (Trancient structural).	116

Tabla 5.10: Parámetros de simulación con Static Structural en conjunto mangueta-eje.....	119
Tabla 5.11: Esfuerzo resultantes y deformación conjunto mangueta-eje (Static structural)	121
Tabla 5. 12: Parámetros de simulación con Transient Structural para conjunto mangueta-eje.....	122
Tabla 5.13: Esfuerzo resultantes y conjunto mangueta-eje (Trancient structural)	125
Tabla 5.14: Parámetros de simulación con Static Structural en el bastidor.....	128
Tabla 5.15: Tabla esfuerzo resultantes y deformación del bastidor (Static structural)	129
Tabla 5.16: Parámetros de simulación con Transient Structural en el bastidor.	130
Tabla 5.17: Tabla esfuerzo resultantes y deformación del bastidor (Trancient structural)	133
Tabla 5.18: Parámetros de simulación con Static Structural en la Barra de inclinación.....	136
Tabla 5.19: Esfuerzo resultantes y deformación Barra de inclinación (Static structural)	138
Tabla 5. 20: Parámetros de simulación con Transient Structural para el trapecio superior.	139
Tabla 5.21: Esfuerzo resultantes y deformación Barra de inclinación (Trancient structural)	142

CAPÍTULO 7

Tabla 7. 1. Definición del escenario de prueba	165
Tabla 7. 2: Resultados de maniobrabilidad en el circuito.	166
Tabla 7. 3: Análisis de resultados de pruebas.	167

CAPÍTULO 8

Tabla 8.1: Materiales.....	169
Tabla 8.2: Elementos mecánicos.....	170
Tabla 8.3 : Elementos mecánicos de suspensión delantera.....	171
Tabla 8.4: Elementos mecánicos del sistema de dirección.....	171
Tabla 8.5: Elementos mecánicos del sistema de frenos.....	172
Tabla 8.6: costos referentes a manufactura.....	172
Tabla 8.7: Costo de diseño	174
Tabla 8.8: Costos varios	174
Tabla 8. 9: Costo total del proyecto	175

RESUMEN

La necesidad de vehículos alternativos más compactos, con alta seguridad y buena maniobrabilidad, motiva a que la Ingeniería Automotriz busque mejorar nuevos sistemas, lo cual lleva al desarrollo y construcción de un mecanismo de dirección para vehículo trimoto, dando como prioridad la investigación del comportamiento del sistema. El mecanismo se ejecuto gracias a herramientas informáticas, que permite un diseño previo de los sistemas mecánicos, con precisión, y ayudan a reducir los tiempos de trabajo con la posibilidad de realizar cambios en fase de diseño, bajo altos proceso de calidad, se manufacturó cada una de las piezas, así como el proceso de montaje a un bastidor multi-tubular de cuna simple de una motocicleta comercial. Se elaboró el sistema bajo factores de comportamientos críticos de conducción, el vehículo dotado del sistema mueve activamente su centro de masas para que la transferencia de cargas resultante producida por la fuerza centrífuga, se dirija siempre en una dirección en la cual obtengamos un equilibrio dinámico, que no tienda a desestabilizar el vehículo garantizando su conducción segura, con las restricciones determinadas en fase de diseño.

SUMMARY

The need for more compact alternative vehicles with high safety and good maneuverability, motivates the Automotive Engineering seeks to improve new systems, which leads to the development and construction of a steering mechanism for trimoto vehicle, giving priority to the investigation of the behavior of this system. The mechanism is run by software tools that allows a previous design of mechanical systems, accurately, and help reduce the working time with the ability to make changes in the design phase, under high quality process, it has manufactured each one of the parts, and the assembly process to a multi- tubular frame cradle of a commercial single motorcycle. The system under critical factors driving behaviors was developed, the vehicle equipped with the system actively moves its center of mass so that the resulting transfer of loads produced by the centrifugal force is always directed in a direction in which we obtain a dynamic equilibrium, which does not tend to destabilize the vehicle ensuring their safe driving, with certain restrictions in the design.

CAPÍTULO 1

1. DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN SISTEMA DE DIRECCIÓN PARA UN VEHÍCULO TRIMOTO

1.1 ANTECEDENTES

La historia de los autos se encuentra en fuentes bibliográficas de todo el mundo, donde se nota que el principio de todo fue un triciclo. Tres ruedas equilibrando el peso y facilitando la dirección de una energía física.

En la actualidad existen muchos autos de tres ruedas, tanto conceptos, como adaptaciones y autos de serie, los vehículos de tres ruedas siempre han sido considerados en diseño. Ahora con la incursión de la ergonomía aplicada a la industria automotriz, junto a la búsqueda de energías alternativas y a la reducción de consumos de derivados del petróleo, han disparado en cierto sentido el mercado de estos autos ya que hemos avanzado lo suficiente dentro de este sector para ofrecer prestaciones muy superiores a las de su vehículos antecesores, con la mitad de peso, consumo, y con un doble de seguridad vial ingresando con nuevas tendencias en lo involucra a la conducción y maniobrabilidad.

1.2 PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA

El constante incremento del flujo vehicular en el Ecuador hace necesario un proyecto que aporte al mejoramiento en la movilidad urbana, diseñaremos un sistema de dirección para vehículo trimoto

tomando como punto de partida la conducción, estabilidad y maniobrabilidad de una forma alternativa a la utilizada en el automovilismo.

Comúnmente los vehículos procuran tener un centro de gravedad bajo con respecto al ancho de su base. El sistema de dirección para vehículo trimoto mueve activamente su centro de masas para que la fuerza resultante producida por la gravedad y la fuerza centrífuga, se dirija siempre en una dirección en la cual no se aplique torque que tienda a volcar al vehículo. Esto es aprovechado para diseñar vehículos muy angostos sin sacrificar la estabilidad. Así se consigue que sean ligeros, sumamente ágiles en curvas y con un área frontal pequeña que ayuda a tener un bajo coeficiente de arrastre aerodinámico dando como resultado vehículos eficientes permitiendo incursionar en el mercado automotriz con la utilización de vehículos alternativos con altas prestaciones de seguridad y amigables con el ambiente los cuales permitirá una mejor movilidad vial.

1.3 JUSTIFICACIÓN E IMPORTANCIA

En el campo automotriz el confort de los vehículos ha ido evolucionando notablemente, por lo que los sistemas de dirección han tenido asistencias de todo tipo, para que el conductor ejerza una menor fuerza en el volante al direccionar el vehículo, lo cual le permitirá realizar maniobras más delicadas y sensibles desde la posición de parada hasta la máxima velocidad. Un ingeniero automotriz debe tener la capacidad de combinar sus conocimientos para ejecutar proyectos en mejora de nuevos sistemas que ayude al vehículo en su rendimiento.

El desarrollo del presente proyecto involucra el conocimiento de diseño mecánico ya que se verificara valores de esfuerzo aplicado en los

diferentes materiales así como su deformación, adquiriendo propiedades diferentes a las que tenía, iniciando con un proceso de diseño que involucra la necesidad, para luego plantear el problema concreto, también realizando análisis y síntesis hasta concluir con el diseño final que se enfoca a la contribución para la mejora de la seguridad, maniobrabilidad y estabilidad, de un vehículo trimoto dotándolo de un sistema de dirección alternativo.

Con el resultado final del proyecto se obtendrá una visión más clara del efecto que tendrá del funcionamiento de un sistema de dirección para vehículo trimoto en el concepto de distribución de masas, así como la interpretación de las diferentes fuerzas que involucran en su accionamiento, logrando mostrar al público la iniciativa de adquirir medios de transporte alternativos tanto para consumo, rendimiento, maniobrabilidad, seguridad y confort.

1.4 OBJETIVOS

1.4.1 OBJETIVO GENERAL

Diseñar y construir un sistema de dirección para un vehículo trimoto, para obtener una buena maniobrabilidad en conducción y mejorar la seguridad en curvas.

1.4.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS

- Determinar las funciones, restricciones y objetivos del sistema. planteando alternativas para una buena estabilidad en curvas.
- Diseñar la geométrica y dimensiones del sistema.
- Seleccionar los materiales verificando su existencia en el país a proveedores.

- Diseñar el sistema de dirección con la ayuda de herramientas computacionales de última generación CAD.
- Analizar el sistema de dirección con la ayuda de herramientas computacionales CAE.
- Implementar parámetros optimizados de diseño en manufactura de la estructura y partes mecánicas del sistema.
- Realizar un protocolo de pruebas de campo para verificar el comportamiento y desempeño para así generar información estadística del vehículo trimoto.
- Estudiar los costos inherentes al sistema de dirección del vehículo trimoto para verificar la accesibilidad de compra y adaptación.

1.5 ÁREA DE INFLUENCIA

- **DEPARTAMENTO DE ENERGÍA Y MECÁNICA**

El desarrollo de presente proyecto tendrá incursión en el área de diseño mecánico, análisis computacional por medio de software, así como la mejora de nuevos sistemas automotrices que ayude al vehículo en su rendimiento, con la finalidad de conocer el proceso de diseño y construcción del sistema alternativo de dirección para un vehículo trimoto.

- **ECUADOR COMERCIAL**

El constante incremento de vehículo de grandes dimensiones con capacidad para varios pasajeros en las ciudades principales del Ecuador, hace una opción favorable la adquisición del vehículo trimoto dotado con un sistema de dirección alternativo más compacto, con alta seguridad y buena maniobrabilidad.

CAPÍTULO 2

2. MARCO TEÓRICO

2.1 VEHÍCULO TRIMOTO

Es un vehículo de tres ruedas el cual es equilibrando su peso y facilitando la dirección de una energía física, generalmente impulsado por un motor de combustión interna que puede entrar en la categoría de triciclos motorizados que son muy similares a una motocicleta.

2.1.1 VENTAJAS

- La reducción de consumos de derivados del petróleo, por tener la mitad del peso de los vehículos comerciales con poco consumo, y con un doble de seguridad vial.
- La forma triangular es también más aerodinámica que un vehículo tradicional, lo cual significa que se consigue un mejor ahorro solo por su diseño.
- La reducción de espacio en la vialidad de las ciudades actuales que tienden a ser cada vez más grandes y más pobladas, por lo cual solucionara el problema de exceso vehicular, tráfico y de estacionamiento, sobre todo en zonas céntricas.
- Ofrecen más seguridad que las motos, por su estabilidad en curvas ya que activamente mueven su centro de gravedad para que la fuerza resultante producida por la gravedad y la fuerza centrífuga, apunte siempre en una dirección. (Vehículos con ruedas delanteras y sistema de dirección inclinable)
- En muchos países, los vehículos de tres ruedas son tratados como motocicletas en temas de licencias y carnés de conducir.

2.1.2 DESVENTAJAS

- Uno de los principales problemas de los vehículos de tres ruedas es la inestabilidad. Esto es especialmente cierto en las curvas. Hay ciertas configuraciones que pueden dar más estabilidad, como por ejemplo poner las dos ruedas en la parte delantera. Esto los hace mucho más estables y seguros, de hecho la mayoría de los modelos de hoy en día siguen este patrón.
- A lo largo de la historia no han existido muchos modelos de tres ruedas grandes, la mayoría siendo pequeños y del tamaño de una motocicleta. Esto significa que no podremos ver modelos con grandes motores.
- Debido a su menor tamaño, los vehículos de tres ruedas no ofrecen las opciones de asientos y almacenamiento que la mayoría de los coches de cuatro ruedas.
- Pueden ser lo suficientemente grandes para ser usado por ciudad, pero no son ideales para toda una familia o hacer viajes largos con mucha carga.

2.2 VEHÍCULOS TRIMOTO

2.2.1 SIDECAR

Un carro con una rueda lateral que se une a un lado de la motocicleta. Consta de un bastidor de una sola rueda y de una carrocería que protege al pasajero. La motocicleta que lo arrastra, se convierte en un vehículo de tres ruedas y su conducción se controla mediante el giro del manillar, al no poder ejecutarse la basculación.



Figura 2.1 Sidecar 1910.

Fuente: <http://comunidad.patiotuerca.com>.

2.2.2 CAN AM

La nueva generación de vehículo de tres ruedas con la siguiente disposición, dos ruedas en el eje delantero y una rueda motriz en el eje trasero. Este diseño le permite un estilo de deportividad y estabilidad.



Figura 2. 2: Can Am.

Fuente: <http://canamatv.com.ar>.

2.2.3 PIAGGIO MP3

El nuevo Piaggio MP3 se dirige a quién busca una solución nueva, ágil y segura para la movilidad urbana. Piaggio MP3 es el primer scooter que se puede conducir con el carnet de coche. Tres ruedas, dos delante, son la

revolucionaria intuición técnica que ha marcado el extraordinario éxito del Mp3, un scooter único en el mundo que con la innovadora solución de las dos ruedas delanteras independientes y basculantes ha redefinido incluso el concepto de la estabilidad dinámica.



Figura 2.3: Piaggio MP3 LT 400 ie.

Fuente: <http://www.piaggiomp3.com>.

2.3 GENERALIDADES Y COMPONENTES

2.3.1 BASTIDOR

El bastidor de un vehículo es la estructura metálica que sirve para fijar y relacionar entre sí los distintos órganos y grupos mecánicos del vehículo. Así, tiene la doble finalidad de asegurar la unión entre los grupos mecánicos que constituyen el vehículo y soportar la carga. Además, el bastidor debe asegurar que la posición relativa de unos órganos respecto a otros permanezca fija o varíe dentro de posiciones preestablecidas para su correcto funcionamiento, como es el caso del puente posterior, las ruedas, entre otros.

a. Característica que deben cumplir un bastidor:

- Gran rigidez, es decir, ha de poder soportar los esfuerzos que se producen en la marcha, sin deformarse, en cualquier sentido.
- Elevada resistencia a la fatiga.

- Peso relativamente pequeño, para mantener baja la relación peso/potencia por una parte y abaratar el coste por otra.

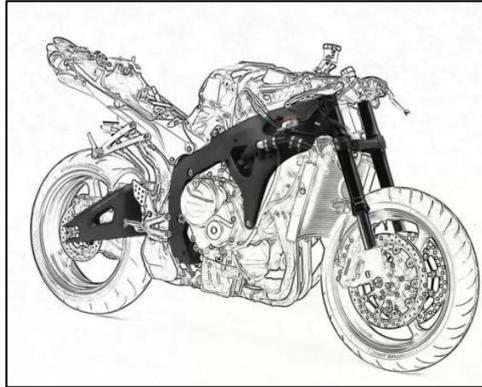


Figura 2.4: Bastidor touring.

Fuente: <http://motosvanblog.wordpress.com/>

2.3.2. TIPOS DE BASTIDOR

Los tipos de bastidor se clasifican en función de la forma de unión del cabezal de dirección con la zona del anclaje del basculante.

a. Bastidor multi-tubular con curvaturas

Es el tipo de bastidor más común que se puede encontrar, consiste en una estructura compuesta de tubos de secciones rectas, curvadas y unidas entre sí por medio de soldaduras. La estructura, compuesta por tubos soldados, alberga al motor en su interior. Dentro de esta clasificación se encuentra los siguientes tipos de chasis:

b. Cuna simple

El tubo inferior describe una curva por debajo del motor.



Figura 2.5: Bastidor multi-tubular cuna simple.

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

c. Cuna semidoble

El tubo inferior se divide en dos.



Figura 2. 6: Bastidor multi-tubular cuna semidoble.

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

d. Cuna doble

El tubo inferior es sustituido por dos tubos.

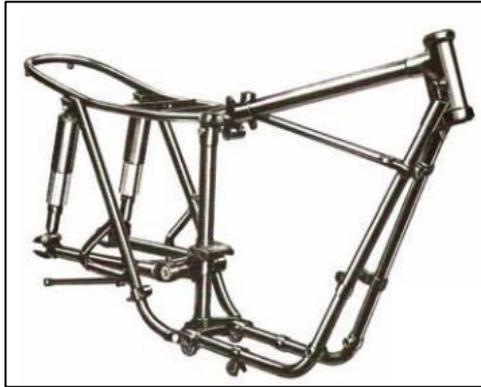


Figura 2.7: Bastidor multi-tubular cuna doble.

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

e. Triangular

Estos forman estructuras triangulares debido a que esta de forma presenta una alta eficiencia estructural. Comúnmente este tipo de estructuras son utilizadas en motocicletas con motores muy grandes y poderosos que requieren un chasis con mucha rigidez.



Figura 2.8: Bastidor tubular triangular Ducati.

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

2.4 SISTEMA DE SUSPENSIÓN

2.4.1 INTRODUCCIÓN

Las funciones principales que debe cumplir el sistema de suspensión, asegurar el confort de marcha y la estabilidad del vehículo.

La suspensión en un automóvil, camión o motocicleta, 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 el chasis y las ruedas, las cuales reciben de forma directa las irregularidades de la superficie transitada.

Básicamente una suspensión tiene dos misiones principales:

- Mantener las ruedas en contacto con el suelo en todo momento.
- Procurar que las partes del vehículo que están ancladas a las ruedas, es decir, todo aquello que no son las ruedas y la parte fija a ellas, se mantenga en una trayectoria rectilínea con respecto al suelo.

2.5 AMORTIGUADORES

Los amortiguadores funcionan con un émbolo dotado de un pistón con láminas que recorre el cilindro. Hay varios tipos de amortiguadores, con botellas de gas separadas, con botella en el cuerpo, e incluso aquellos que mezclan el gas con el aceite, de manera que la mezcla puede comprimirse directamente en el cilindro principal.



Figura 2.9: Amortiguador de gas.

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

2.6 TIPOS DE SUSPENSIÓN

2.6.1 SUSPENSIÓN RÍGIDA

Se usa en vehículos industriales por la simplicidad del mecanismo y reducido número de elementos que consta. El objetivo es disponer de grupos de ejes para que funcionen como unidad, con esto se consigue repartir la carga entre los neumáticos.

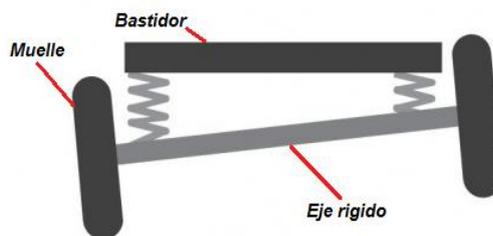


Figura 2.10: Suspensión rígida.

Fuente: <http://wiki.ead.pucv.cl/index.php>.

2.6.2 SUSPENSIÓN INDEPENDIENTE

Una suspensión Independiente permite que las ruedas suban o bajen sobre sí mismas sin afectar la rueda opuesta. En este caso, las ruedas de transmisión están conectadas mediante juntas universales con ángulos de

balanceo. 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.

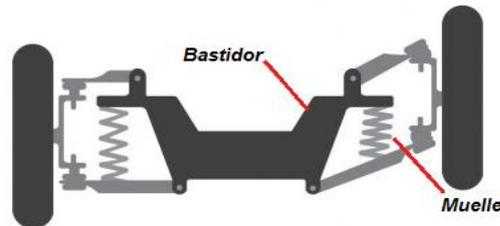


Figura 2. 11: Suspensión Independiente.

Fuente: <http://wiki.ead.pucv.cl/index.php>.

2.6.3 SUSPENSIÓN MCPHERSON

Puede ser utilizada tanto en el eje delantero como en el trasero, al utilizarse en el eje delantero, proporciona un punto de apoyo a la dirección

Tiene como ventajas su simplicidad y bajo costo de fabricación, tiene un problema geométrico, ya que debido a su configuración no es posible que el movimiento de la rueda sea vertical, sino que el ángulo vertical varía algunos grados durante su movimiento. Además transmite el movimiento directamente del asfalto al chasis, lo que provoca ruidos y vibraciones en el habitáculo.



Figura 2.12: Suspensión McPherson.

Fuente: http://www.carbibles.com/suspension_bible.html.

2.6.4 SUSPENSIÓN DE DOBLE TRAPECIO

También denominado suspensión de trapecios superpuestos: el amortiguador no forma parte de la estructura y las manguetas, que son piezas que unen la suspensión a la rueda; no ha de soportar grandes esfuerzos. En un sistema de doble triángulo las masas no suspendidas son menores y pesan menos, lo que mejora el comportamiento del vehículo.

Se emplea este tipo de suspensión en quads deportivas. Este sistema de trapecios superpuestos, además, permite regular los brazos de la suspensión, lo que permite variar la geometría de dirección tanto en avance como en caída; teniendo mayor manejabilidad y estabilidad, según se prefiera, en los vehículos dotados de este sistema.



Figura 2. 13: Suspensión de doble trapecio.

Fuente: http://www.carbibles.com/suspension_bible.html.

a. Suspensión de doble trapecio tipo “A” de igual longitud

Suspensión de doble trapecio tipo “A” ofrece gran ventaja sobre los otros tipos porque usa sus trapecios rígidos para conectar los postes de la dirección del chasis. Estos trapecios previene las deflexiones durante un viraje severo, lo que asegura que la dirección y la alineación de las ruedas

permanecen constantes, desafortunadamente para un manejo de alto desempeño, este sistema no proporciona ninguna ganancia de camber, por lo que las llantas frontales pierden camber cuando el cuerpo gira y el poder de viraje se pierde.



Figura 2.14: Suspensión de doble trapecio tipo “A” de igual longitud.

Fuente: Suspension Geometry and Computation.

b. Suspensión de doble trapecio tipo “A” de diferente longitud

En este tipo de suspensión se tiene mayor ganancia de caída gracias a que el trapecio superior es más corto, esto causara que la parte superior del poste de dirección jale hacia dentro más rápidamente que el brazo más largo. La ventaja de esta ganancia de caída es que desarrollara su máximo poder de viraje, y el carro ira más rápido alrededor de las curvas.

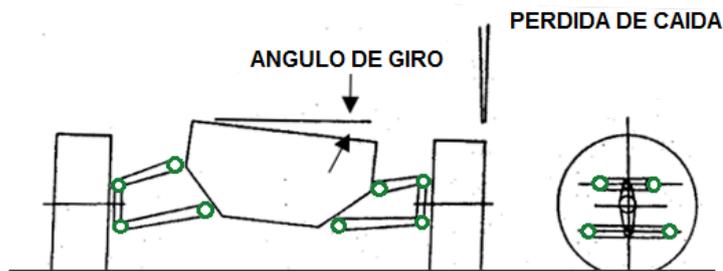


Figura 2.15: Suspensión de doble trapecio tipo “A” de diferente longitud.

Fuente: Suspension Geometry and Computation.

c. Rotula

La rótula de suspensión es una junta esférica que permite el movimiento vertical y de rotación de las ruedas directrices de la suspensión delantera. La rótula de suspensión compuesta básicamente por bujes de fricción y de perno encerrados en una carcasa.

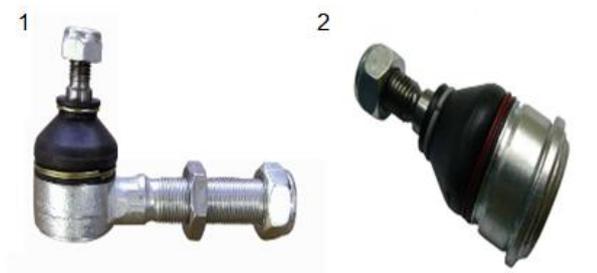


Figura 2.16: Rotulas para trapecios.

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

- La primera es una rotula unida a un vástago roscado, que permite la variación del ángulo de caída mediante el desplazamiento del vástago frente al soporte del trapecio.
- La segunda rotula es una rotula empotrada y se acopla al soporte del trapecio inferior del sistema de suspensión.
- Los rodamientos permiten un buen deslizamiento entre el pasador fijo al bastidor y el brazo del trapecio. Son rodamientos de jaula de aguja.
- Los bujes mantienen centrados el rodamiento en la articulación y aíslan el trapecio de las orejas del bastidor. Pueden ser plásticos, metálicos.

2.7 SISTEMA DE DIRECCIÓN

El conjunto de mecanismos que componen el sistema de dirección tienen la misión de orientar las ruedas delanteras para que el vehículo tome la trayectoria deseada por el conductor.

Para que el conductor no tenga que realizar esfuerzo en la orientación de las ruedas directrices, el vehículo dispone de un mecanismo desmultiplicador, en los casos simples o de servomecanismo de asistencia en la actualidad.

2.7.1 CARACTERÍSTICAS QUE DEBEN REUNIR TODO SISTEMA DIRECCIÓN

- **Seguridad:** depende de la fiabilidad del mecanismo, de la calidad de los materiales empleados y del mantenimiento adecuado.
- **Suavidad:** se consigue con un montaje preciso, una desmultiplicación adecuada y un perfecto engrase.
- **Precisión:** se consigue haciendo que la dirección no sea muy dura ni muy suave. Si la dirección es muy dura por un excesivo ataque (mal reglaje) o pequeña desmultiplicación (inadecuada), la conducción se hace fatigosa e imprecisa; por el contrario, si es muy suave, por causa de una desmultiplicación grande, el conductor no siente la dirección y el vehículo sigue una trayectoria imprecisa.
- **Irreversibilidad:** consiste en que el volante debe mandar el giro, por el contrario, las oscilaciones que toman estas, debido a las incidencias del terreno, no deben ser transmitidas al volante. Esto se consigue dando a los filetes del sin fin la inclinación adecuada, que debe ser relativamente pequeña.

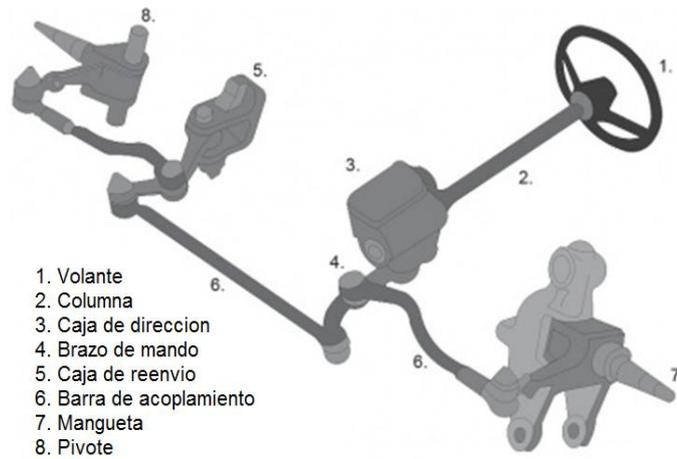


Figura 2.17: Componentes del sistema de dirección.

Fuente: <http://wiki.ead.pucv.cl/index.php>.

2.8 SISTEMAS UTILIZADOS

2.8.1 POR TORNILLO SIN FIN

En cuyo caso la columna de dirección acaba enroscada. Si ésta gira al ser accionada por el volante, mueve un engranaje que arrastra al brazo de mando y a todo el sistema.



Figura 2.18: Tornillo sin fin.

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

2.8.2 POR TORNILLO Y PALANCA

En el que la columna también acaba enroscada, y por la parte enroscada va a moverse un pivote o palanca al que está unido el brazo de mando accionando así todo el sistema.

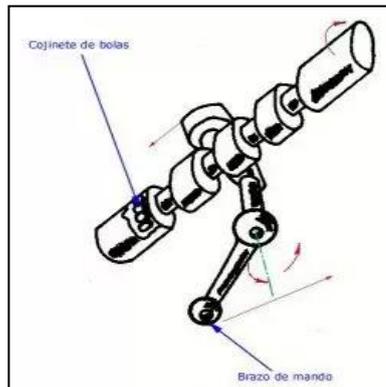


Figura 2.19: Tornillo y palanca.

Fuente: <http://motoresgasolinasena.blogspot.com/2008/03/centro-mecanica-automotriz-taller-33.html>.

2.8.3 POR CREMALLERA

En este sistema, la columna acaba en un piñón. Al girar por ser accionado el volante, hace correr una cremallera dentada unida a la barra de acoplamiento, la cual pone en movimiento todo el sistema.

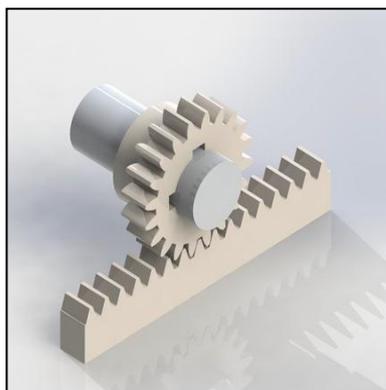


Figura 2.20: Cremallera.

Fuente: Propia.

2.8.4 MANILLAR

El manillar, llamado en algunos países manubrio, se refiere al mecanismo de dirección, el equivalente de un volante. Además de la dirección, el manillar también en la mayoría de las veces, según su posición de conducción, dan soporte a una parte del peso del usuario y proporciona un lugar conveniente para el montaje de las palancas de freno, palancas de cambio, timbres y accesorios.



Figura 2.21: Manillar.

Fuente: <http://i.redhl.com/98861>.

CAPÍTULO 3

3. CONCEPTOS TÉCNICOS SOBRE VEHÍCULOS

3.1 INTRODUCCIÓN

En este apartado se explica conceptos técnicos utilizados a lo largo del presente proyecto para demostraciones y justificaciones. Se centran principalmente en dimensiones generales de los vehículos así como las ubicaciones de puntos de partida para el análisis, en las de definiciones de las masas y en el estudio de las cargas.

3.2 MASAS SUSPENDIDAS Y NO SUSPENDIDAS

La diferencia de posición de las masas determinan si estas son suspendidas o no suspendidas, teniendo en consideración que las masas del auto es la suma de los dos.

La diferencia de las mismas permite realizar definiciones y cálculos que son de gran importancia.

3.2.1 MASAS SUSPENDIDAS

Las masas suspendidas son aquellas que están soportadas por los elementos elásticos de la suspensión, por ejemplo: motor, caja de cambios, carrocería, entre otros.

3.2.2 MASAS NO SUSPENDIDAS

Las masas no suspendidas son aquellas que están soportadas directamente por el neumático, masas, porta masas, calipers o mordazas de freno y disco de freno.

La masa no suspendida será la cual el amortiguador debe mantener en control y mantenerla en contacto con el suelo.

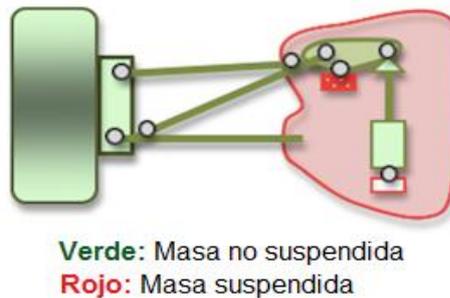


Figura 3.1: Interpretación de masas suspendida y no suspendida.

Fuente: <http://blog.ppedreira.com/red-bull-2010-y-la-suspension-misteriosa/>.

3.3 DISTANCIA ENTRE EJES

Es la distancia entre el centro del eje delantero y del eje trasero.

3.3.1 CARACTERÍSTICAS PARA LA DISTANCIA ENTRE EJES.

- **Estabilidad:** Una mayor distancia entre ejes implica que, con el mismo ángulo de giro de las ruedas, el vehículo gire menos ya que recorre una trayectoria con un radio mayor. Esto significa que se vuelve más estable a altas velocidades y en curvas amplias pero menos manejables a bajas velocidades y en curvas cerradas.
- **Momento de Inercia respecto al giro del chasis:** En un vehículo relativamente ligero, el peso de los ejes, ruedas, frenos y suspensiones supone un porcentaje considerable respecto al total del chasis. Al aumentar la distancia entre ejes alejamos este peso del eje vertical de giro (situado entre los ejes). Esto supone aumentar el momento de inercia del vehículo respecto a los giros,

por lo que cuesta más cambiar la dirección: se vuelve más lento de reacciones - aunque también más estable.

3.4 ANCHO DE VÍA

Es la medida entre el centro de la huella del neumático izquierdo y derecho. Puede ser diferente en el tren delantero y en el trasero.

3.4.1 CARACTERÍSTICAS PARA EL ANCHO DE VÍA.

- **Transferencia lateral de pesos:** Al tomar una curva se sobrecargan las ruedas exteriores al transferirse parte del peso del vehículo. Esta transferencia disminuye al aumentar el ancho de vía.
- **Peso:** Mayor anchura implica mayor peso total.
- **Área frontal:** Mayor anchura suele implicar mayor área frontal y mayor resistencia aerodinámica.
- **Manejabilidad:** Del mismo modo que vimos en la distancia entre ejes, una mayor anchura implica una menor maniobrabilidad al aumentar el momento de inercia respecto al eje vertical. En otras palabras, el vehículo se vuelve algo más "lento" pero también más estable.
- **Elección de trayectoria:** Una mayor anchura obliga a que el centro del vehículo tenga que pasar algo más alejado del borde de la curva, alejándonos de la trayectoria ideal. Este efecto se nota más en curvas de radio reducido.

3.5 TRANSFERENCIA DE PESO

3.5.1 TRANSFERENCIA TRANSVERSAL

Al tomar una curva la fuerza centrífuga hace que haya una transferencia de peso hacia la rueda del exterior de la curva. Es directamente

proporcional a la fuerza centrífuga y al centro de gravedad e inversamente proporcional al ancho de vía del vehículo.

Esta transferencia se manifiesta por el balanceo de la carrocería y hace que los neumáticos del interior de la curva pierdan capacidad de adherencia lateral, tracción y frenada, y los del exterior aumentan la adherencia.

El balanceo produce una modificación de los ángulos de suspensión que hace que la pisada del neumático no sea la ideal. Para controlar el balanceo se recurre al control del centro de gravedad, variación de vía, dureza de los muelles y sobre todo la barra estabilizadora.

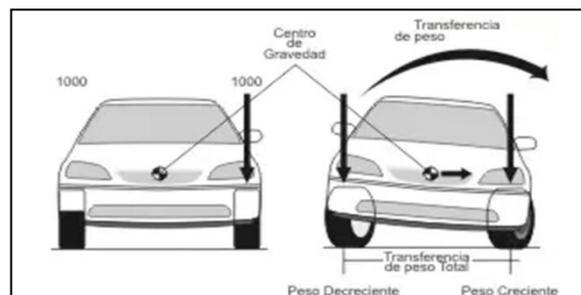


Figura 3.2: Transferencia de peso transversal.

Fuente: http://www.monroe.com.ve/service_details.php?id=11.

3.5.2 TRANSFERENCIA LONGITUDINAL

Al acelerar se transfiere peso hacia el eje trasero, el delantero se descarga y hay menos capacidad de tracción, por eso los tracción trasera tienen mejores condiciones de aceleración, más cuando el terreno es hacia arriba.

Al frenar sucede lo contrario, el tren trasero se descarga y el delantero se comprime además cambia la geometría de suspensiones, por eso la frenada es mayor en el tren delantero.

Cuando más alto esté el CG mayor transferencia de pesos se producirá en las ruedas delanteras por lo que disminuirá la fuerza de frenada total.

Para disminuir estos efectos se diseñan las suspensiones con efecto anti hundimiento. Para el hundimiento longitudinal se diseñan las articulaciones con un ángulo que ayude a controlar estos movimientos en función del centro de gravedad CG.

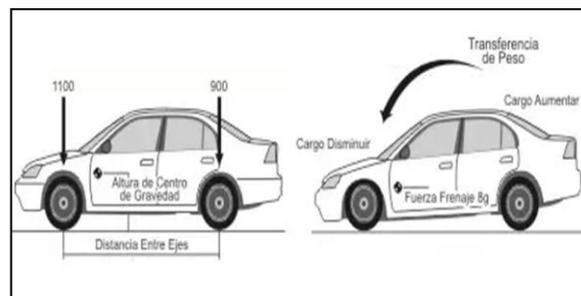


Figura 3.3: Transferencia transversal de pesos.

Fuente: http://www.monroe.com.ve/service_details.php?id=11.

3.6 CENTRO DE GRAVEDAD O DE MASAS

El Centro de Gravedad (CG) es el punto en el cual podríamos concentrar toda la masa del vehículo más piloto sin que cambiase el comportamiento dinámico del mismo. También puede definirse como aquel punto en el que se puede aplicar cualquier fuerza ejercida sobre el vehículo obteniendo el mismo efecto que en la realidad.



Figura 3.4: Centro de gravedad.

Fuente: Tony Foale Desings 2003.

Si el centro de gravedad está muy adelantado, la moto tendrá una dirección muy precisa, mientras que si está retrasado o próximo a la rueda posterior favorecerá la tracción haciendo la dirección más torpe. Si lo observamos en vertical, lo ideal sería contar con un centro de gravedad bajo en el que los cambios de inclinación de moto y piloto apenas afectan y ayudan a la estabilidad en marcha; un centro de gravedad alto es poco aconsejable ya que desequilibran al conductor en las inclinaciones.

3.7 CENTRO DE BALANCEO

El centro de balanceo se define como el punto, en el plano vertical transversal al vehículo y que contiene los centros geométricos de cualquier par de ruedas, en el que se puede aplicar fuerzas laterales a la masa suspendida sin que se produzca un balance de la suspensión.

El balanceo de la masa suspendida depende de la situación del centro de balanceo (CB), además de la rigidez de las suspensiones. La distancia entre el centro de gravedad (CG) y el de balanceo es definitiva para que la inclinación sea de mayor o menor magnitud.

3.8 UBICACIÓN DEL CENTRO DEL BALANCEO

Existe principalmente tres posibilidades de ubicación del centro de balanceo la primera posibilidad es encontrarla el centro de balanceo por encima del nivel del piso; la segunda, encontrarlo a la altura del piso; y la tercera posibilidad, encontrarla por debajo del nivel del piso.

3.8.1 CENTRO DE BALANCEO POR ENCIMA DEL NIVEL DEL PISO

Es uno de los casos más comunes. La fuerza vertical que actúa en la descomposición de fuerzas, cuando es mayor es la altura del centro de balanceo, mayor componente vertical tiene, lo cual hace que el vehículo se eleve en los virajes. Esta condición es indispensable pues varía la altura

del chasis en los virajes y por ende varios parámetros de suspensión. Se puede decir que con mayor altura del centro de balanceo se obtiene mejor compensación de camber.

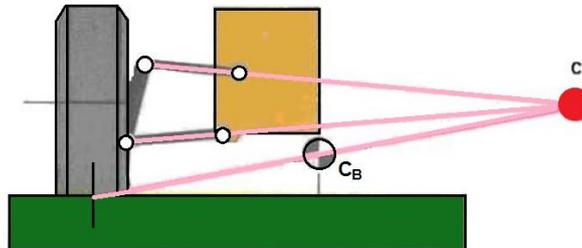


Figura 3.5: Centro de balanceo por encima del nivel del piso.

Fuente: Suspension Geometry and Computation.

3.8.2 CENTRO DE BALANCEO A LA ALTURA DEL PISO

Este caso también usado esta alternativa elimina la fuerza vertical, el chasis no sube ni baja en curvas. Sería teóricamente el punto ideal, pero no se cuenta con la compensación de camber necesario para contrarrestar la deformación del neumático.

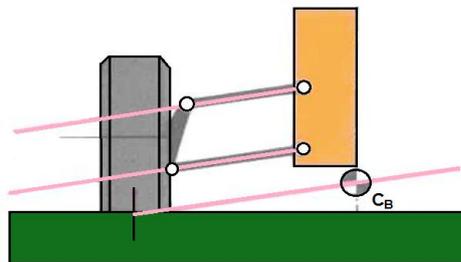


Figura 3.6: Centro de balanceo a la altura del piso.

Fuente: Suspension Geometry and Computation.

3.8.3 CENTRO DE BALANCEO POR DEBAJO DEL NIVEL DEL PISO

Es un caso muy especial, es solo usado en Formula uno a causa de distribución de cargas aerodinámicas en el tren de rodaje. Tiene como

inmensa desventaja la de tener la mínima compensación de camber, pero es la de menos deformación lateral del neumático.

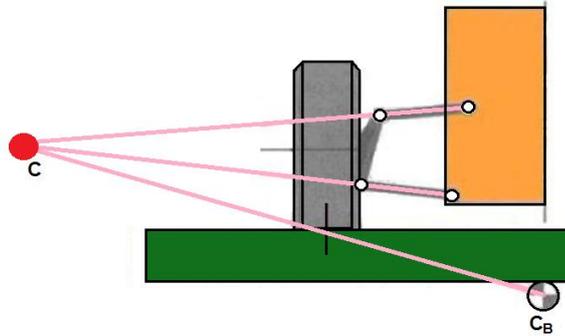


Figura 3.7: Centro de balanceo por debajo del nivel del piso.

Fuente: Suspension Geometry and Computation.

3.9 MANIOBRABILIDAD

3.9.1 COTAS DE REGLAJE DE LA DIRECCIÓN

Para que el funcionamiento de la de dirección resulte adecuado, es preciso que los elementos que lo forman cumplan unas determinadas condiciones, llamadas cotas de dirección o geometría de dirección, mediante las cuales, se logra que las ruedas obedezcan fácilmente al volante de la dirección y no se altere su orientación por las irregularidades del terreno o al efectuar una frenada, resultando así la dirección segura y de suave manejo. También debe retornar a la línea recta y mantenerse en ella al soltar el volante después de realizar una curva.

3.9.2 ÁNGULO DE SALIDA

Se llama ángulo de salida al ángulo (A_s) que forman la prolongación del eje del pivote, sobre el que gira la rueda para orientarse, con la prolongación del eje vertical que pasa por el centro de apoyo de la rueda.

Este ángulo suele estar comprometido entre 5 y 10° , siendo en la mayoría de los vehículos de 6 a 7° .

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

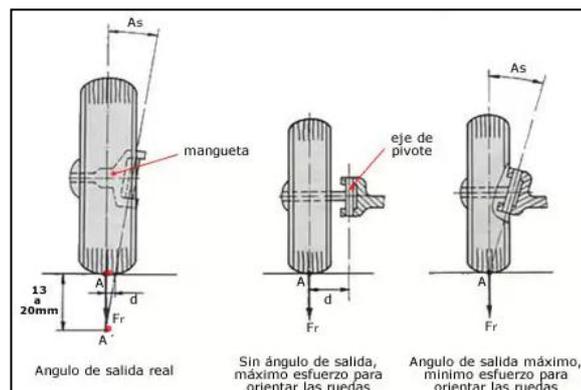


Figura 3.8: Ángulo de salida y sus efectos sobre la orientación.

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

3.9.3 ÁNGULO DE CAÍDA

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

Este ángulo se consigue dando al eje de la mangueta una cierta inclinación con respecto a la horizontal. Tiene por objeto desplazar el peso

del vehículo que gravita sobre este eje hacia el interior de la mangueta, disminuyendo así el empuje lateral de los cojinetes sobre los que se apoya la rueda.

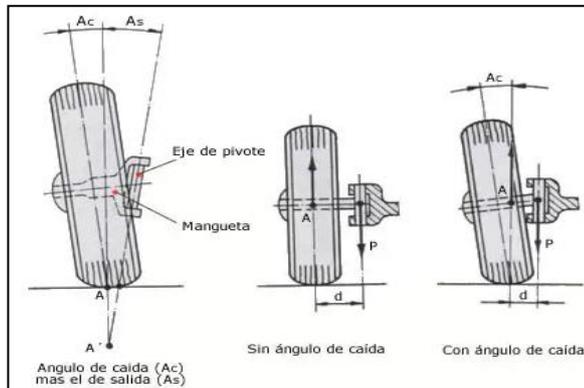


Figura 3.9: Ángulo de caída y sus efectos sobre la orientación.

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

3.9.4 ÁNGULO DE AVANCE

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

Gracias a este Ángulo se consigue dar a la dirección fijeza y estabilidad, ya que las desviaciones que pueda tomar la rueda por las desigualdades del terreno, forman un par de fuerzas que la hacen volver a su posición de línea recta.

El avance debe ser tal, que cumpla la misión encomendada sin perturbar otras condiciones direccionales. Si este ángulo es grande, el par creado también lo es, haciendo que las ruedas se orienten violentamente. Si el ángulo es pequeño o insuficiente, el par de orientación también lo es, resultando una dirección inestable.

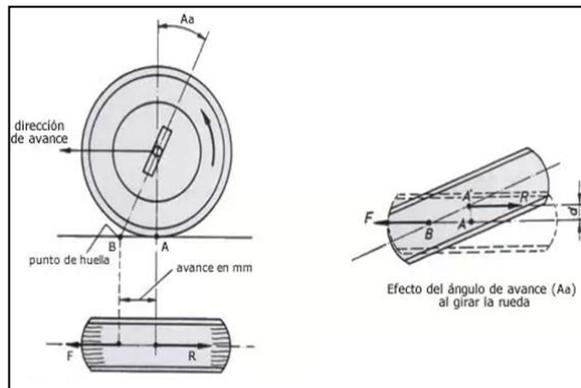


Figura 3.10: Ángulo de avance y sus efectos sobre la orientación de las ruedas.

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

3.9.5 CONVERGENCIA

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

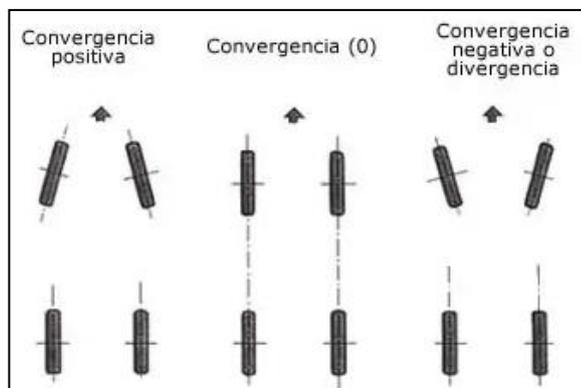


Figura 3.11: Tipos de convergencia.

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

a. Efectos de convergencia

- Una convergencia excesiva, al producir mayor tendencia en la orientación de las ruedas para seguir la trayectoria en línea recta, produce un desgaste irregular en los neumáticos que se manifiesta por el desgaste lateral que se produce en su banda de rodadura.
- En los vehículos con propulsión trasera, la resistencia a la rodadura de las ruedas delanteras crea un par que tiende a abrir ambas ruedas, para compensar este efecto, se contrarresta con un ángulo de convergencia positivo.

3.10 PRINCIPIO DE ACKERMAN

El principio de Ackerman enuncia que cuando un vehículo gira en una curva, los ejes de todas las ruedas deben concurrir en un punto, el centro instantáneo de rotación. La mangueta de la rueda interior debe de girar un ángulo mayor que la de la rueda exterior, luego se precisa una divergencia de las ruedas delanteras cuando se toman las curvas para evitar el desgaste de las cubiertas y evitar el deslizamiento. Los vehículos de pasajeros tienen una geometría de dirección entre dirección Ackerman y dirección paralela mientras que es común que los vehículos de carrera usen Ackermann negativo en competencia ya que se va a someter a factores de aceleraciones laterales muy elevadas y por la inercia que esto produce va a tener mejor asentamiento y adherencia al piso el neumático del exterior, por lo que usando anti Ackermann se va a tener una mejor respuesta en curva.

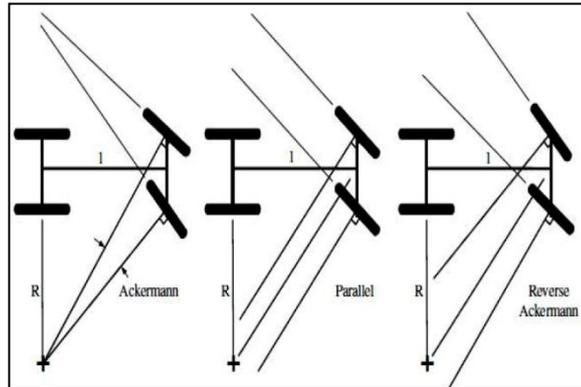


Figura 3.12: Principio de Ackerman.

Fuente: <http://www.smithees-racetech.com.au/ackerman.html>.

3.11 COMPORTAMIENTO DE UNA MOTOCICLETA

Para analizar el comportamiento de la motocicleta hay que definir los movimientos que esta realiza. Además de los movimientos lineales, la motocicleta realiza movimientos angulares sobre sus tres ejes. Estos movimientos son el balanceo, el viraje y el cabeceo. El balanceo es la llamada inclinación de la moto. El viraje es el movimiento en torno al eje vertical y ocurre cuando se traza una trayectoria curva, Y el movimiento de cabeceo tiene lugar en las aceleraciones y frenadas, así como las irregularidades del terreno.



Figura 3.13: Ejes de rotación.

Fuente: Tony Foale Desings 2003.

3.12 FUERZAS EXTERNAS EN EL VIRAJE

Al situar un sistema de referencia no inercial en la moto, podemos observar que las principales fuerzas a las que está sometido el sistema piloto-moto, el peso, la fuerza normal del suelo, la fuerza centrífuga y la fuerza lateral de los neumáticos.

Una moto traza las curvas inclinándose hacia el interior. La fuerza centrífuga que intenta sacarla hacia el exterior se anula por la componente del peso que impide su vuelco y por la adherencia de los neumáticos que impiden su deslizamiento al exterior. Es evidente que cuanto más se incline la motocicleta más fuerte el agarre de los neumáticos; por tanto, es más seguro inclinar menos la moto. De ellos se ha derivado una técnica actualmente muy común que consiste en descolgar el cuerpo hacia el interior de la curva. De esta manera el centro de gravedad se desplaza de manera similar, pero con la ventaja de ser necesaria una menor inclinación de la moto, por lo que se aleja el punto crítico de adherencia de los neumáticos; siendo así una conducción más segura, es muy útil ya que permite realizar maniobras más rápidas y precisas.



Figura 3.14: Fuerzas en viraje.

Fuente: Tony Foale Desings 2003.

CAPÍTULO 4

4. DISEÑO Y SELECCIÓN DE PARÁMETROS

4.1 LA CASA DE LA CALIDAD

Es este apartado se van a describir los requisitos que deben cumplir el prototipo, así como los requerimientos de validación y criterio de aceptación que se impondrá en fases posteriores.

Las especificaciones técnicas de las maquinas son determinadas por medio de la casa de la calidad, que un herramienta del QFD (Quality function deployment) cuyo fin principal es el de plasmar los requerimientos y deseos del cliente en el producto, y permite la planificación de la calidad durante todo el ciclo de vida.

Para elaborar la casa de la calidad se requiere, en primer lugar conocer la voz del cliente, mediante la cual este manifiesta sus requerimientos y deseos del producto, luego estos son traducidos, por medio del criterio del ingeniero, en requerimientos técnicos. Finalmente estos requerimientos técnicos son evaluados aquellos de mayor importancia.

Con los resultados en la QFD podemos identificar y analizar directrices que macaran el diseño del mecanismo de dirección.

4.2 VOZ DEL USUARIO

De acuerdo al criterio del usuario, el presente proyecto debe contar con las siguientes características:

- Que sea liviano.
- Que sea seguro en curvas.
- Que sea ergonómico y comfortable.

- Que sea durable.
- Que posea dirección regulable.
- Que sea seguro al frenar.
- Que sea resistente a impactos.
- Que tenga una buena aerodinámica.
- Que tenga facilidad de montaje y desmontaje.
- Que sea de coste reducido.
- Que pueda llevar un acompañante.
- Que no consuma combustible.
- Que no sea ruidoso.

4.3 VOZ DEL INGENIERO

Una vez conocidos los requerimientos y deseos del usuario, se procede a traducirlos a especificaciones o características técnicas:

- Dimensiones.
- Absorción de impactos por los amortiguadores de la suspensión.
- Peso neto.
- Material de construcción.
- Anchura del centro de gravedad.
- Ángulo de salida.
- Ángulo de avance.
- Rotulas desplazables.
- Grado de antihundimiento.
- Tratamiento superficial.
- Tipo de motor.
- Distancia entre ejes.

4.4 CONCLUSIONES DE LA CASA DE LA CALIDAD

La casa de la calidad nos ha brindado información valiosa acerca de las características técnicas que satisfacen en mayor medida del cliente. Así se tiene que los requerimientos técnicos más relevantes son:

- Material de construcción para que sea resistente a los impactos para que tenga una capacidad de soportar la deformación torsional con el tiempo.
- El requerimiento de una dirección ligera que será controlada y podrá ser regulada gracias al Angulo de salida y avance por medio de rotulas desplazables.
- Un alto poder de absorción de impacto por los amortiguadores de la suspensión el cual viene dado con respecto a peso neto del mecanismo.

El mecanismo de dirección de vehículo estará conformado por el movimiento dinámico del trapecio de la suspensión el cual se encarga de conectar la rueda, el chasis y el conjunto resorte-amortiguador. Debe estar formado por un material resistente ya que soportara grandes esfuerzos debido al movimiento constante de la rueda con respecto al chasis.

El material debe tener un compromiso entre dureza y peso para que el componente no aumente en exceso la masa no suspendida del vehículo, por lo tanto el peso del mecanismo de dirección afectar notablemente a las prestaciones dinámicas del vehículo.

En lo que respecta a su fabricación, la geometría del prototipo de mecanismo de dirección deberá unir puntos de conexión como son bastidor, conjunto resorte-amortiguador y trapecios el cual su paralelismo entre si nos dará el funcionamiento correcto del sistema. Este hecho tendrá como resultado que sea necesaria nuevas geometrías y que el mecanismo sea dividido en partes soldadas. Por lo tanto, el material debe

permitir que se pueda adaptar a la geometría deseada y tener una buena soldabilidad.

4.5 ESPECIFICACIONES TÉCNICAS

Con la ayuda de la casa de la calidad se ha establecido los siguientes parámetros técnicos:

Tabla 4. 1: Especificaciones técnicas para diseño y construcción.

ESPECIFICACIONES TÉCNICAS PARA DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN				
Empresa Cliente:		Producto: Prototipo de mecanismo de dirección para vehículo trimoto.		Fecha Inicial:
Diseñador: Carlos Sntaxi Llumiquinga				Ultima revisión:
Especificaciones				
Concepto	Fecha	Propone	R/D	Descripción
Función		D	D	Mecanismo que nos permita una inclinación correcta en curvas y una conducción segura en toda su trayectoria.
Fuerzas		D	R R	Disminución de esfuerzo en el manillar de la dirección. Absorción correcta de impactos de la suspensión disminuyendo la vibración generadas por la masa no suspendidas del vehículo.
Soldabilidad		C	R	Proceso de soldadura MIG/MAG el cual está basado en un arco bajo gas protector con electrodo consumible.
Energía		C	D	Bajo consumo de combustible NAFTA.

Mantenimiento		D	R D	Reglaje de la geometría de los ángulos de la dirección por medio de rotulas desplazables. De fácil montaje y desmontaje.
<p>Propone: M= Márquetin, D= Diseño, P= Producción, F=Fabricación. R/D: R=Requerimiento; D=Deseo, MR=Modificación de Requerimiento.</p>				

Fuente: Propia.

4.6 ANÁLISIS FUNCIONAL

4.6.1 DEFINICIÓN MODULAR DE PROCESO

La modularidad consiste en decir el producto en varios bloques (módulos) funcionales o constructivos. El diseñador de productos tomando en cuenta la modularidad ayuda enormemente en varios aspectos tales como la facilidad de mantenimiento, la maniobrabilidad, seguridad y confort de los usuarios.

Debido a que dentro del diseño y construcción de un sistema de dirección para un vehículo trimoto cumple varias funciones, resulta conveniente llevar a cabo una división modular. Para esto se analiza cuidadosamente los diagramas funcionales para establecer la división modular más apropiada tomando en cuenta las interfaces de los flujos energéticos de material y de funcionamiento.

Se puede establecer conjuntos funciones principales:

- Inclinación del mecanismo de la dirección y absorción de impacto por la suspensión “Conducción en plano” hasta “Conducción en curvas”
- Estabilizar y asegurar la conducción del vehículo “Accionamiento del mecanismo de inclinación de la dirección” hasta “Finalizar el ciclo de inclinación e iniciar un nuevo”

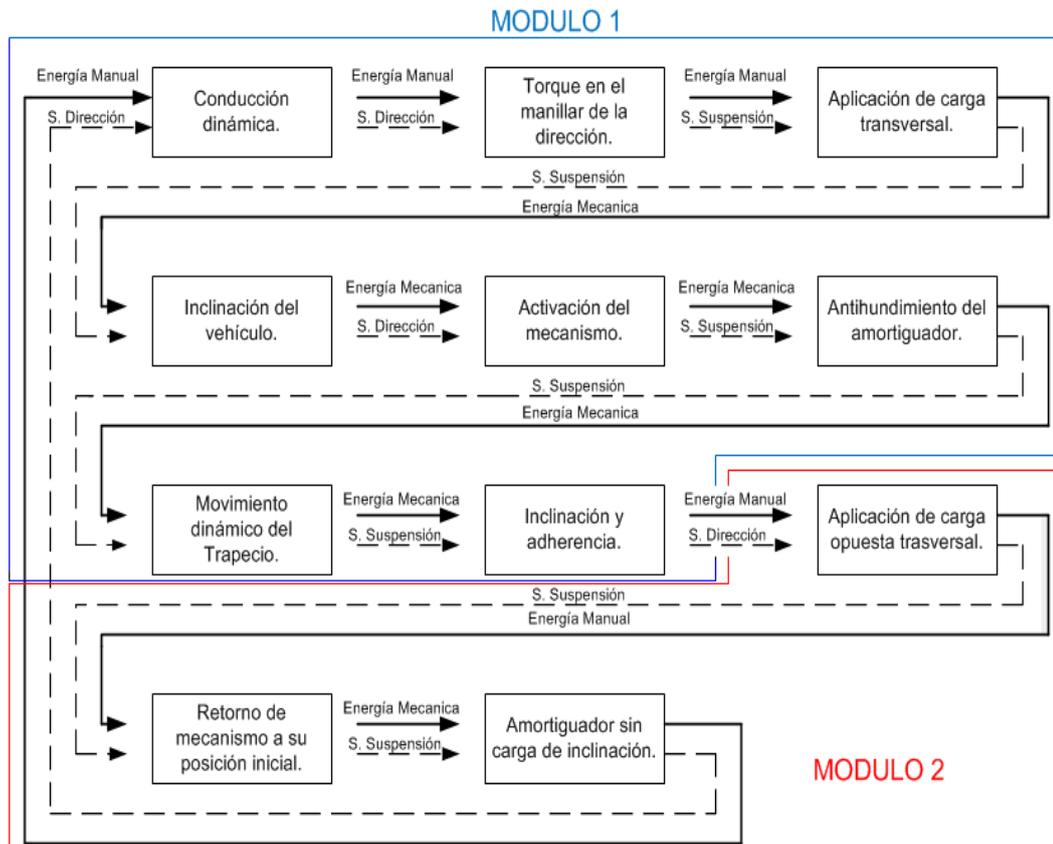


Figura 4.1: División modular

Fuente: Propia.

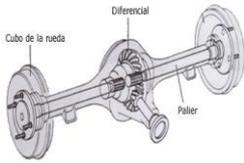
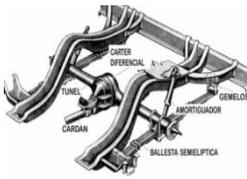
4.7 GENERACIÓN DE ALTERNATIVAS SUSPENSIÓN

A partir del análisis funcional se puede observar que el problema global que fue considerado desde el principio como soportar el vehículo y dinámicamente se ha dividido en subfunciones que juntas cumple la función global. De esta forma la metodología de diseño permite solucionar el problema principal haciéndonos cargo por separado de cada uno de los problemas secundarios.

Es importante decir que han existido a través de la historia diferentes tipos de suspensión que han sido utilizadas en vehículos de toda clase. Por supuesto sus componentes y sus diferentes configuraciones han sido diseñados para cumplir cada una de las subfunciones que se muestra.

Tomando como referencia a Phal&Beitz, el diagrama morfológico utiliza la estrategia de subdividir el problema para tratar de encontrar la mejor solución para cada proceso y que ellas en conjunto representen una alternativa de solución coherente y bien estructurada. Sin embargo en este caso se mostrara para describir los mecanismos utilizados por cada tipo de suspensión y dirección dinámica para cumplir las subfunciones referidas en la modulación de procesos.

Tabla 4. 2: Diagrama morfológico de proceso.

	<p>Solución Hotchkiss</p> 	<p>Solución Mcpherson</p> 	<p>Solución doble trapecio</p> 
<p>Transmitir energía como fuerza y desplazamiento</p>			
<p>Amplificar fuerza y disminuir desplazamiento</p>			
<p>Almacenar energía</p>			

Disipar energía			
Estabilizar el vehículo			
	ALTERNATIVA S1	ALTERNATIVA S2	ALTERNATIVA S3

Fuente: Phal&Beitz.

Los procesos de alternativa esta estrictamente relacionado con las ponderaciones dadas en la casa de la calidad por lo que se tomo una decisión rápida y sin inconvenientes en la selección de alternativa.

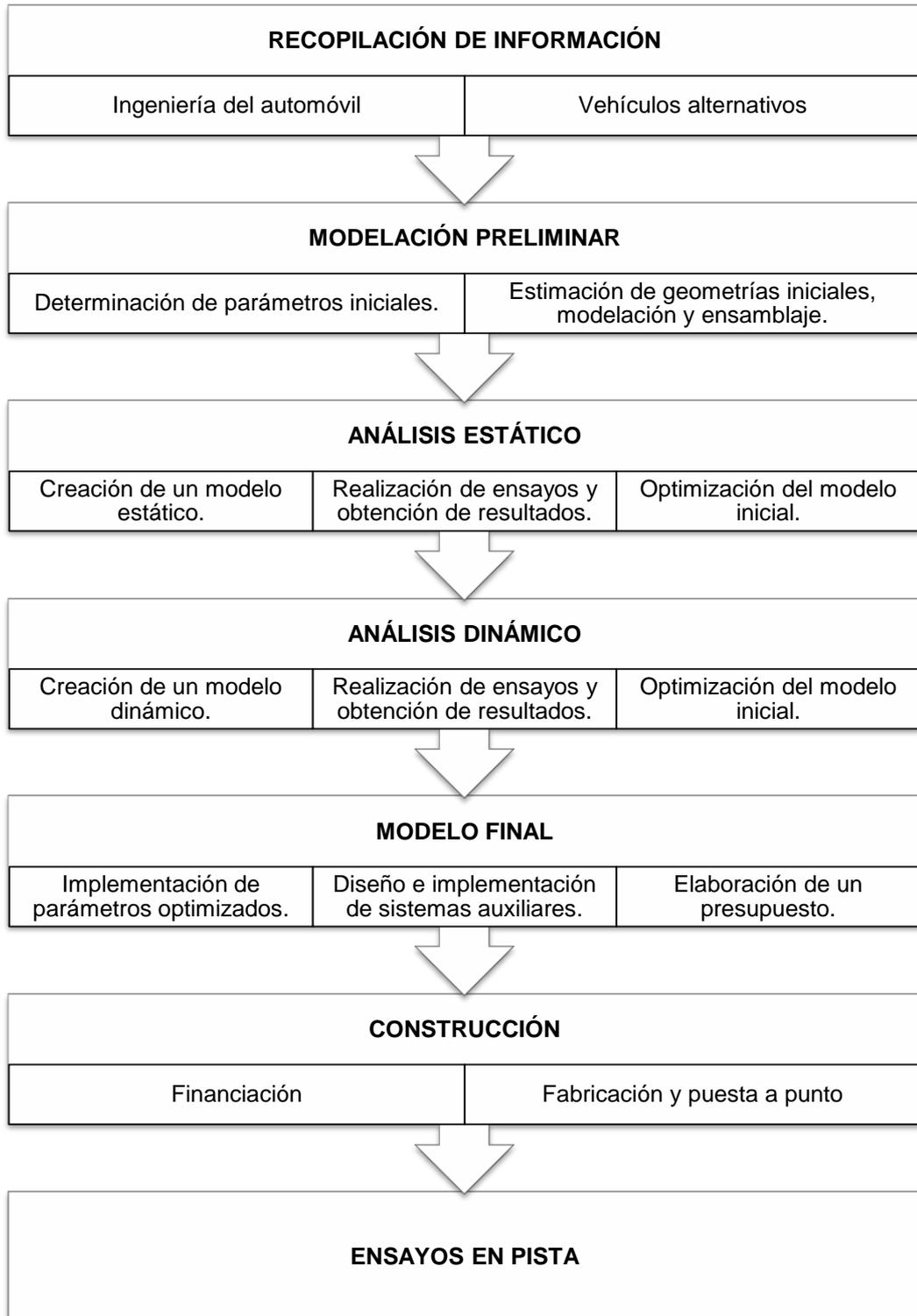
4.7.1 ALTERNATIVA S3

Este sistema de trapecios superpuestos, a demás, permite regular los brazos de la suspensión, lo que permite variar la geometría de dirección tanto en avance como en camber, teniendo mayor manejabilidad y estabilidad, según se prefiera, en los vehículos dotados de este sistema, sin embargo tendremos que obviar la barra estabilizar por el concepto de inclinación del vehículo trimoto.

4.8 METODOLOGÍA DEL PROYECTO

En este apartado se detalla el proceso que conlleva la creación de un prototipo un sistema de dirección para un vehículo trimoto desde los planteamientos iniciales hasta las respectivas pruebas en pista.

Tabla 4. 3: Proceso de metodología de investigación.



Fuente: Propia.

4.9 PARÁMETROS DE DISEÑO

4.9.1 SELECCIÓN DE GEOMETRÍA DE TRAPECIOS

La finalidad del diseño de los trapecios de suspensión es generar un cambio de posición favorable para el mecanismo de inclinación, junto con una variación controlada del Angulo camber y del ancho de vía cuando la suspensión se comprima o extienda. Además se pone como condición obtener el más bajo ancho de vía posible dentro de los márgenes para conseguir el efecto deseado en funcionamiento del mecanismo.

Con la ayuda de un software CAD se dibujo un esquema de las suspensiones vistos desde la parte frontal, con estos bocetos se pueden dibujar figuras y figur algunas cotas dejando otras dependientes de las primeras. Lo que se consigue en este caso es una forma rápida de ver cómo afecta al centro de balanceo los cambios que se van introduciendo en la geometría.

El primer paso es representar las posiciones de los anclajes en el chasis y de las ruedas con los ejes centrales para saber el espacio que quedara libre para los trapecios y manguetas.

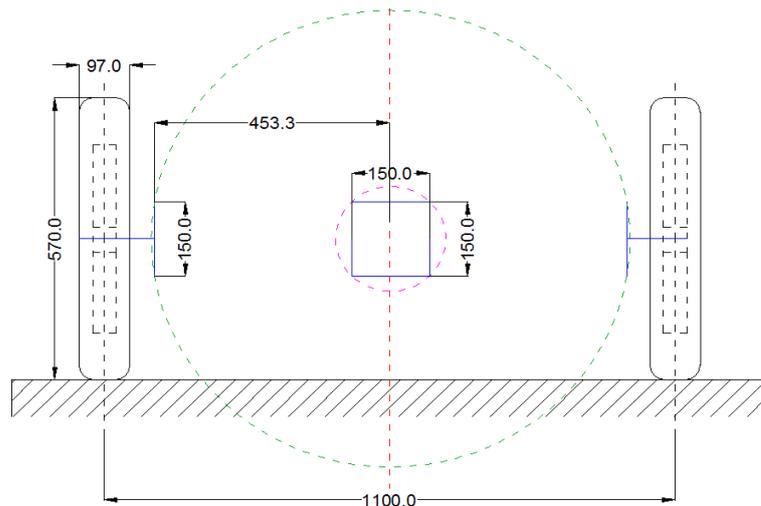


Figura 4.2: Boceto de chasis, ruedas y eje central.

Fuente: Propia.

4.9.2 SELECCIÓN DE TRAPECIOS PARALELOS

La característica fundamental de este tipo de configuración, es con respecto a sus movimientos, en el momento de afrontar un obstáculo la rueda que sufre el desplazamiento, se mueve de forma tal, que el ángulo de camber no varía, sin embargo esta configuración se modifica al ser un sistema de inclinación dinámico, obteniendo la ganancia deseada la cual no genera una esfuerzo lateral en los neumáticos.

Hay que tomar en cuenta que el momento de afrontar una curva el cuerpo del vehículo sufre inclinación, girando alrededor del centro de balanceo, por consiguiente, las ruedas toman el mismo ángulo que el descrito por el bastidor lo que es muy favorable para el presente proyecto, delimitando la inclinación a 30 grados, conjuntamente con sistema de amortiguación trabajando a su mayor capacidad.

4.9.3 SELECCIÓN DEL ÁNGULO DE SALIDA

En los automóviles de serie una de las funciones principales del ángulo de salida es la de reducir los esfuerzos en los rodamientos y la mangueta, reduciendo su desgaste.

En el caso del proyecto colocamos un Angulo nulo de salida ya que los neumáticos son relativamente delgados, el vehículo es ligero y el tren delantero soporta menos peso que el trasero y su conducción es dinámicamente activa, así los esfuerzo generado en las manguetas serán distribuidas con el movimiento vertical de los neumáticos producidos por la inclinación del sistema.

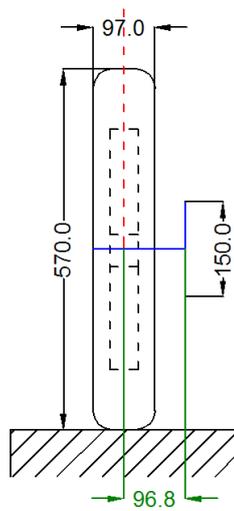


Figura 4.3: Boceto Ángulo de salida.

Fuente: Propia.

La disposición de la altura del chasis viene dada al eje central de los neumáticos considerando una de las mitades de la altura que conforma el trapecio superior e inferior con respecto a la mangueta.

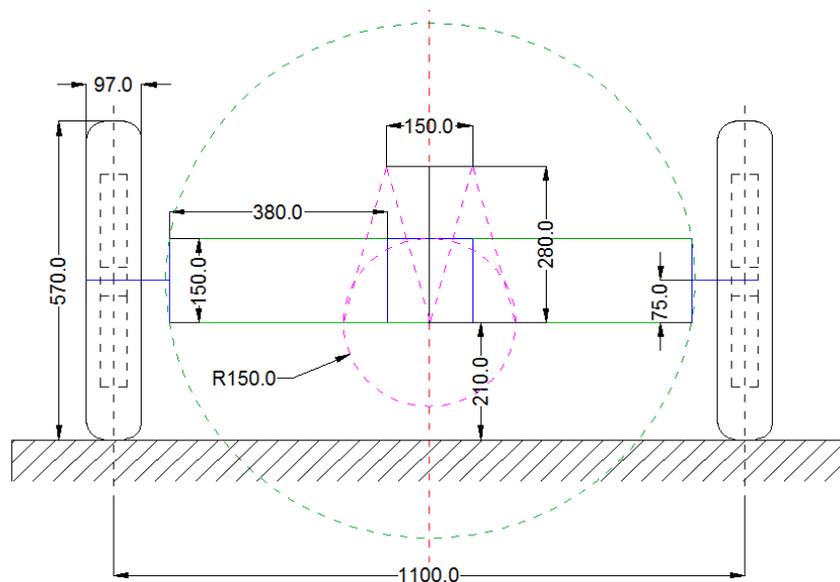


Figura 4.4: Boceto de la geometría que cumple con los requisitos.

Fuente: Propia.

Si se sobrepasa un valor determinado se pierde superficie de contacto, sobre todo se tratase un neumático ancho. Se fija para el modelo inicial 0° , en el caso del proyecto el ángulo camber es dinámicamente activo al ser dotado de un mecanismo de inclinación.

El ángulo de convergencia sirve para contrarrestar la deformación producida en la suspensión cuando el vehículo esta en movimiento. Es difícil de optimizar por lo que se fija un valor normal de los vehículo de tracción trasera. $0^\circ 15'$

4.9.5 SELECCIÓN DE LA UBICACIÓN DEL CENTRO DE BALANCEO

a. A la altura del piso

Como se dijo anteriormente esta alternativa elimina la fuerza vertical, el chasis no sube ni baja en curvas. Seria teóricamente el punto ideal, pero no se cuenta con la compensación de camber necesario para contrarrestar la deformación del neumático, sin embargo es la mejor para el presente proyecto ya que la inclinación del sistema compensa la ganancia de camber.

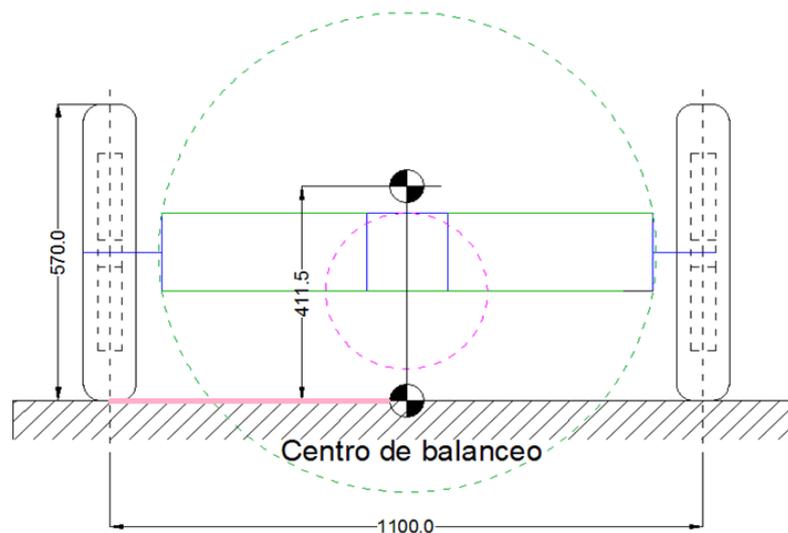


Figura 4.6: Ubicación del centro de balanceo.

Fuente: Propia.

4.10 UBICACIÓN DEL CENTRO DE MASA

La ubicación del centro de masa juega un papel fundamental en la dinámica del vehículo, por ello los cálculos y diseño deben estar orientados a que este esté lo más bajo posible.

Con la ayuda del un software modelador mecánico se ensambla el sistema montándolo en el vehículo trimoto y siguiendo cada uno del los parámetros seleccionado el diseño preliminar, para poder localizar la ubicación del centro de masas de todo el vehículo, el cual nos va a ser muy útil en posteriores análisis.



Figura 4.7: Ubicación del centro de masas 3D.

Fuente: Propia.

Al tener un centro de masas activamente dinámico, con la ayuda de un software de simulación dinámica importamos nuestro boceto de CAD, para poder verificar el movimiento del centro de masas, para así obtener la posición del centro de masas en los vectores (X,Y).

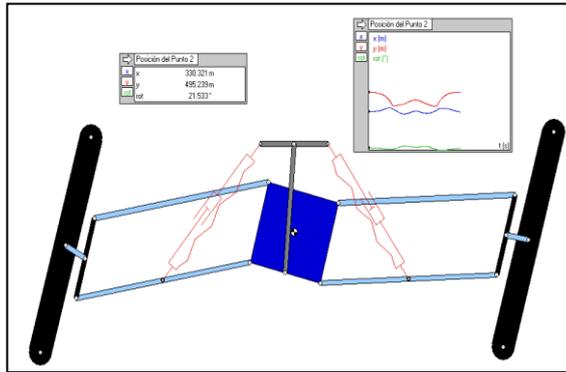


Figura 4.8: Movimiento del centro de masas en 2D.

Fuente: Propia.

Tabla 4. 4: Resultados del movimiento del centro de masas.

UBICACIÓN DEL CENTRO DE MASAS		
Rot (Grados)	x (mm)	y (mm)
0	0	411.49
5.042	6.591	411.216
10.027	13.058	410.361
15.011	19.426	408.947
25.038	31.742	404.458
30.023	37.526	401.443

Fuente: Propia.

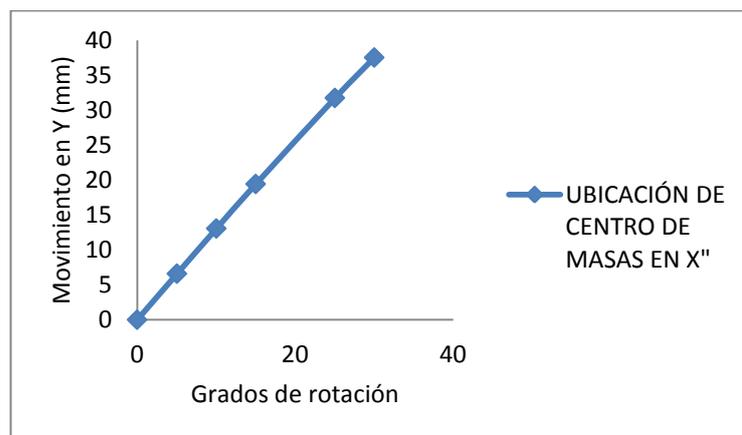


Figura 4.9: Ubicación del centro de masas en el eje X.

Fuente: Propia.

Al llegar a su máxima rotación delimitada a 30 grados se verifica un cambio de posición del centro de masa con respecto a su eje vertical, en el eje X el cual será de gran importancia en estudios posteriores.

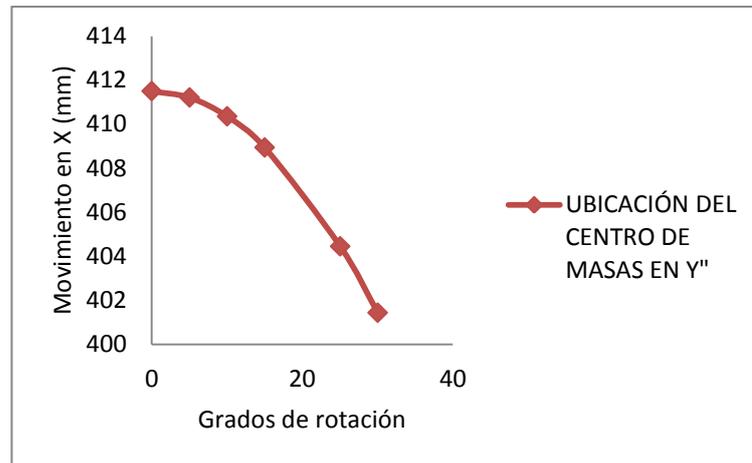


Figura 4.10: Ubicación del centro de masas en el eje Y.

Fuente: Propia.

Al llegar a su máxima rotación delimitada a 30 grados se verifica un cambio de posición en concepto de reducción de altura con respecto al suelo del centro de masas en el eje Y el cual será de gran importancia en estudios posteriores.

4.11 DISTANCIAS DE LOS EJES DELANTERO Y TRASERO

RESPECTO DEL CENTRO DE MASA

La batalla o distancia entre ejes, es un parámetro muy importante condiciona el diseño de la suspensión, y del vehículo en general. Por ello es de vital importancia saber cuál es la distancia de los ejes respecto a centro de masas.

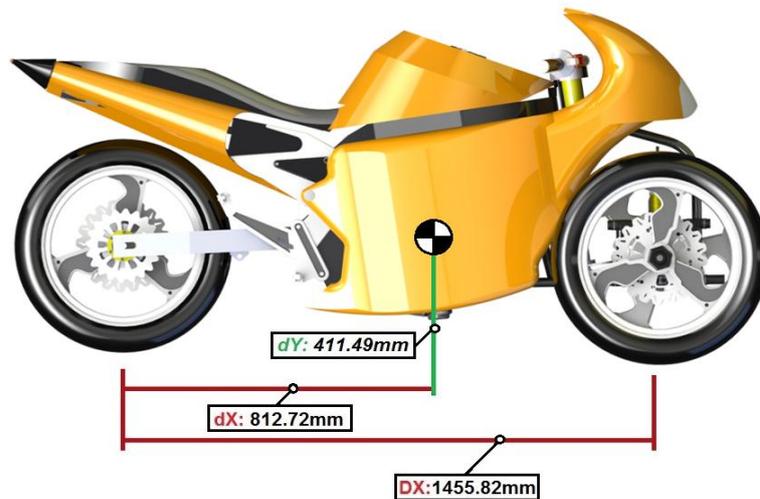


Figura 4.11: Distancia mínima entre ejes generados por software.

Fuente: Propia.

Tabla 4.5: Distancia de los ejes con respecto al centro de masas.

DISTANCIA AL CENTRO DE MASAS	
Distancias de CG al eje Delantero	643.1 mm
Distancias de CG al eje Posterior	812.72 mm
Distancia mínima entre ejes (Batalla)	1455.82 mm

Fuente: Propia.

4.12 DISTANCIA DEL CENTRO DE MASAS HACIA EL EJE DE BALANCEO

La ubicación del centro de balanceo esta estrictamente relacionado por la posición de los trapecios en este caso paralelos, teniendo como resultado un centro de balanceo a la altura del piso, el chasis no sube ni baja en curvas. Seria teóricamente el punto ideal, pero no se cuenta con la compensación de camber necesario para contrarrestar la deformación del neumático, sin embargo es el mejor para el presente proyecto ya que la inclinación del sistema compensa la ganancia de camber.

Como ya se conoce la altura del centro de masa, ahora se determinará geoméricamente la distancia entre el centro de balanceo y el centro de masas en la misma línea del centro de masas.

$$h = h_{CG} - h_{CB} \quad (4.1)$$

Donde:

h = Distancia del centro de masas y centro de balanceo.

h_{CG} = Altura del centro de masas apartir el suelo.

h_{CB} = Altura del centro de balceo apartir del suelo.

$$h = (411.49 - 0)mm$$

$$h = 411.49mm$$

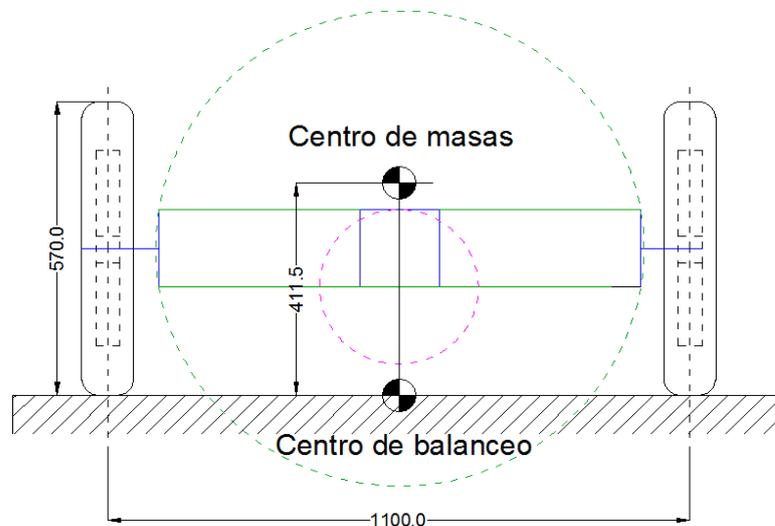


Figura 4.12: Distancia del Centro de masas hacia el centro de Balanceo.

Fuente: Propia.

4.13 DISTRIBUCIÓN DE CARGAS EN EL VEHÍCULO

4.13.1 DETERMINACIÓN DE CARGA MUERTA

El software utilizado en modelación mecánica, calcula automáticamente el peso de la estructura, al no contar con las especificaciones y ubicación exacta como es el peso total y otros accesorios del vehículo, se debe determinar un factor de carga muerta:

Tabla 4. 6: Elementos que conforman la carga muerta.

CARGA MUERTA	MASA (kg)
Estructura tubular	40
Bastidor	20
Transmisión	15
Carrocería	5
Llanta y frenos	30
Suspensión	10
Dirección	5
Sistema eléctrico	5
Pedales y sistemas de cambios	5
Total	116

Fuente: Propia.

Fuerza generada por carga muerta

$$F_{cm} = m_{mt} * a \quad (4.2)$$

Donde:

- F_{cm} = Fuerza generada carga muerta

- $m_{mt} = \text{Masa de carga muerta}$
- $a = \text{Aceleracion } (g = 9.8 \frac{m}{s^2})$

$$F_m = 116kg * 9.8 \frac{m}{s^2}$$

$$F_m = 1136.8 N$$

Fuerza bajo un factor critico

$$F_{m(30\%)} = F_m + 0.3(F_m)$$

$$F_{m(30\%)} = 1136.8 N + 0.3(1136.8 N)$$

$$F_{m(30\%)} = 1477.84N$$

4.13.2 DETERMINACIÓN DE CARGAS VIVAS

La carga viva es aquella que puede cambiar de posición y magnitud. Por esta razón se considera carga viva al peso de la persona quien maneja el vehículo y el motor del mismo.

Tabla 4.7: Elementos que conforman la carga viva.

CARGA VIVA	MASA (kg)
Persona promedio del 95% percentil x 2	140
Motor mono cilíndrico 4 Tiempos	30
Total	170

Fuente: Propia.

Fuerza generada por cargas vivas

$$F_{cv} = m * a \tag{4.3}$$

Donde:

- F_{cv} = Fuerza generada por carga viva
- m = masa del piloto

$$F_{cv} = 140kg * 9.8 \frac{m}{s^2}$$

$$F_{cv} = 1371 N$$

$$F_{cv(30\%)} = F_{pl} + 0.3(F_{cv})$$

$$F_{cv(30\%)} = 1371 N + 0.3(1371 N)$$

$$F_{cv(30\%)} = 1783.6 N$$

$$F_{mt} = m * a$$

Determinación de la carga total

$$\sum \text{Carga muerta y Carga viva} = \text{Carga total}$$

$$\sum (170 + 116)kg = 286 kg$$

$$m_t = 286 kg$$

Determinación de la fuerza total

$$F_t = F_{cv(30\%)} + F_{cm(30\%)} \quad (4.4)$$

Donde:

- F_t = Fuerza total generada
- $F_{cm(30\%)}$ = Fuerza generada carga muerta mas un 30%
- $F_{cv(30\%)}$ = Fuerza generada carga viva mas un 30%

$$F_t = 1783.6 + 1477.84$$

$$F_t = 3261.44 N$$

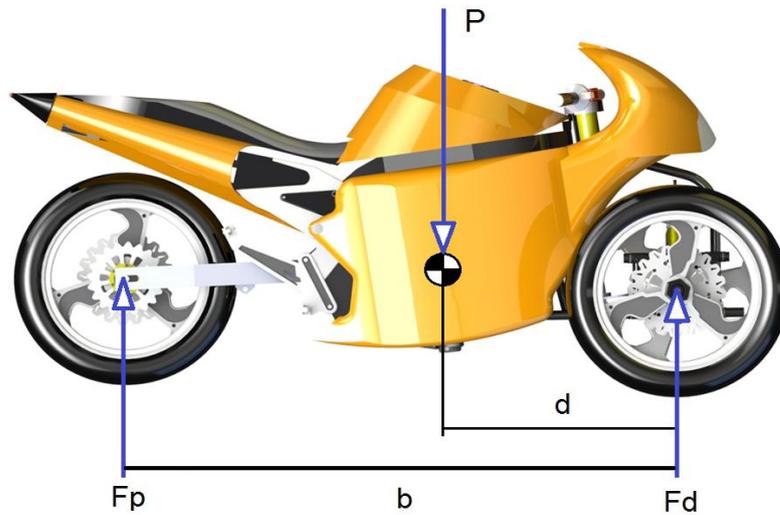


Figura 4.13: Distribución de fuerzas respecto al centro de gravedad.

Fuente: Propia.

4.14 DISTANCIA ENTRE EJES (BATALLA)

La distancia entre ejes juega un papel crucial en el comportamiento dinámico del vehículo, pues tiene mucho que ver en el diseño de suspensión y dirección del prototipo.

El cálculo de la distancia entre ejes se puede realizar midiendo de eje a eje, pero resulta más conveniente medirlo respecto al centro de masas por motivos de cálculos.

$$b = (b - d) + d \tag{4.5}$$

$$b = (814.72 + 641.1)mm$$

$$b = 1455.82mm$$

Determinación de fuerza sobre el eje delantero bajo un factor crítico de carga del 30%.

$$F_d = F_t * \frac{d}{b} \tag{4.6}$$

$$F_d = 3261.44 N * \frac{643.1 mm}{1455.8 mm}$$

$$F_d = 1440.74 N$$

Determinación de fuerza sobre el eje posterior bajo un factor crítico de carga del 30%.

$$F_p = F_t * \frac{b-d}{b} \tag{4.7}$$

$$F_p = 3261.44 N * \frac{814.72 mm}{1455.82 mm}$$

$$F_p = 1825.19 N$$

Tabla 4.8: Fuerzas generadas bajo una carga crítica y su distribución con respecto al centro de masas.

DISTRIBUCIÓN DE FUERZAS RESPECTO AL CENTRO DE MASAS		
	Fuerza (N)	Porcentaje (%)
Eje delantero	1440.74	44.17
Eje posterior	1825.19	55.83

Fuente: Propia.

4.15 DETERMINACIÓN DE MASAS CON RESPECTO AL CENTRO DE GRAVEDAD

En este apartado determinaremos y analizaremos como se está distribuyendo las masas en todo el vehículo tomando como referencia la distancia hacia el centro de masas y la masa total del vehículo.

Masa Total en el Eje delantero

$$m_{st}^d = \frac{m_t * d}{b} \tag{4.8}$$

$$m_{st}^d = \frac{286 \text{ kg} * 643.1 \text{ mm}}{1455.8 \text{ mm}}$$

$$m_{st}^d = 126.34 \text{ kg}$$

El resultado define la masa total soportada por el eje delantero con respecto al centro de masas.

Masa Total en el Eje Posterior

$$m_{st}^p = \frac{m_t * (b-d)}{b} \tag{4.9}$$

$$m_{st}^p = \frac{286 \text{ kg} * 814.72 \text{ mm}}{1455.8 \text{ mm}}$$

$$m_{st}^p = 160.05 \text{ kg}$$

El resultado define la masa total que soporta el eje Posterior con respecto al centro de masas.

4.16 MASAS SUSPENDIDAS

Analizar por separado el comportamiento de las masas suspendida y no suspendida garantiza conocer de mejor manera el comportamiento dinámico del vehículo.

- Las masas suspendidas son aquellas que están soportadas por lo elementos elásticos de las suspensión.
- La masa no suspendida son aquellas que están soportadas directamente por la rueda o neumático y se considera que se mueve con él.

Por lo que para el cálculo de la masa suspendida restaremos varios elementos a la carga total.

Tabla 4.9: Elementos que no serán considerados como masa suspendida.

ELEMENTOS	MASA(Kg)
Transmisión	15
Llanta y frenos	30
Suspensión	10
Total (m_{sn})	55

Fuente: Propia.

$$m_{ts} = m_t - m_{sn} \quad (4.10)$$

Donde:

- m_{ts} = Masa total suspendida
- m_t = Carga total
- m_{sn} = Carga no suspendida

$$m_{ts} = 286 \text{ kg} - 55 \text{ kg}$$

$$m_{ts} = 231 \text{ kg}$$

El resultado define la masa total suspendida restados varios elementos.

Masa suspendida en el eje delantero

$$m_{sd} = \frac{m_{ts} \cdot d}{b} \quad (4.11)$$

$$m_{sd} = \frac{231 \text{ kg} \cdot 643.1 \text{ mm}}{1455.8 \text{ mm}}$$

$$m_{sd} = 102.04 \text{ kg}$$

El resultado define la masa suspendida en el eje delantero con respecto al centro de masas.

Masa suspendida en el eje posterior

$$m_{sp} = \frac{m_{ts}*(b-d)}{b} \quad (4.12)$$

$$m_{sp} = \frac{231 \text{ kg} * 814.72 \text{ mm}}{1455.8 \text{ mm}}$$

$$m_{sp} = 128.95 \text{ kg}$$

El resultado define la masa suspendida en el eje posterior con respecto al centro de masas.

4.17 MASA NO SUSPENDIDA

Para determinar estos valores basta con hacer una relación de sustracción entre la masa total y la masa suspendida.

Masa no suspendida Eje Delantero

$$m_{ss}^d = m_{st}^d - m_{sd} \quad (4.13)$$

$$m_{ss}^d = 126.34 \text{ kg} - 102.04 \text{ kg}$$

$$m_{ss}^d = 24.30 \text{ kg}$$

El resultado define la masa no suspendida en el eje delantero con respecto al centro de masas.

Masa no suspendida Eje posterior

$$m_{ss}^p = m_{st}^p - m_{sp} \quad (4.14)$$

$$m_{ss}^p = 160.05 \text{ kg} - 128.95 \text{ kg}$$

$$m_{ss}^p = 31.10 \text{ kg}$$

El resultado define la masa no suspendida en el eje posterior con respecto al centro de masas.

4.18 TRANSFERENCIA DE CARGA EN ACELERACIÓN BRUSCA

Al acelerar se transfiere peso hacia el eje trasero, el delantero se descarga y hay menos capacidad de tracción, por eso los tracción trasera tienen mejores condiciones de aceleración, más cuando el terreno es hacia arriba.

Cuando más alto esté el centro de masas mayor transferencia de pesos se producirá en las ruedas delanteras por lo que disminuirá la fuerza de frenada total y la variabilidad de esta transferencia será muy importante.

Velocidad Alcanzada

El vehículo trimoto recorrerá 70 metros en un tiempo de 4 segundos, él cual fue cronometrado.

$$v = \frac{d_r}{t_p} = \frac{70 \text{ m}}{4 \text{ s}} = 17.5 \text{ m/s}$$

Donde:

- $v = \text{velocidad promedio}$
- $d_r = \text{distancia promedio recorrida}$
- $t_p = \text{tiempo promedio}$

Aceleración Máxima

$$a = \frac{v^2}{2d_r} = \frac{\left(17.5 \frac{\text{m}}{\text{s}}\right)^2}{2 * 70\text{m}} = 2.18 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$$

En Milliken (2003) se determina la transferencia de carga durante la Aceleración como:

$$W_a = \frac{a \cdot m_t \cdot h_{CG}}{b} \quad (4.15)$$

Donde:

- $w_a =$ Transferencia de carga
- $a =$ aceleración
- $m_t =$ masa total
- $h_{CG} =$ altura del centro de masas
- $b =$ distancia entre ejes

$$w_a = \frac{2.18 \frac{m}{s^2} * 286 \text{ kg} * 0.41149m}{1.45 \text{ m}}$$

$$w_a = 176.93 \text{ N}$$

Trasferencia de carga bajo un factor crítico.

$$W_{a(30\%)} = w_a + 0.3(w_a)$$

$$W_{a(30\%)} = 176.93 \text{ N} + 0.3(176.93 \text{ N})$$

$$W_{a(30\%)} = 230.01 \text{ N}$$

Tomando en consideración la distribución de cargas en los ejes de (44%/56%) en el eje delantero y posterior respectivamente obtendremos:

Carga en el eje delantero en aceleración brusca

$$m_{ac}^d = (m_{st}^d * \gamma_P) + \left(\frac{W_{a(30\%)}}{g} * \gamma_v\right) \quad (4.16)$$

Donde:

$m_{ac}^d =$ Carga eje delantero aceleración brusca

$m_{st}^d =$ masa total del eje delantero

$w_{a(30\%)} = \text{Carga durante la aceleracion}$

$\gamma_P = \text{Factor de carga permanente (1.33)}$

$\gamma_v = \text{Factor de carga variable (1.50)}$

$$m_{ac}^d = (126.34 \text{ kg} * 1.33) + \left(\frac{230.01 \text{ N}}{9.8 \frac{m}{s^2}} * 1.50 \right)$$

$$m_{ac}^d = (168.03 \text{ kg}) + (35.20 \text{ kg})$$

$$m_{ac}^d = 203.23 \text{ kg}$$

El resultado define la carga durante aceleración brusca en el eje delantero con respecto al centro de masas y considerando la masa total delantera multiplicando por una factor de carga permanente y carga variable que asegurara fiabilidad por concepto de falla mecánica del los diferentes componentes del vehículo.

Carga en el eje posterior en aceleración brusca

$$m_{ac}^p = (m_{st}^p * \gamma_P) + \left(\frac{w_{a(30\%)}}{g} * \gamma_v \right) \quad (4.17)$$

Donde:

$m_{ac}^p = \text{Carga eje delantero aceleracion brusca}$

$m_{st}^p = \text{masa total del eje posterior}$

$w_{a(30\%)} = \text{Carga durante la aceleracion}$

$\gamma_P = \text{Factor de carga permanente (1.33)}$

$\gamma_v = \text{Factor de carga variable (1.50)}$

$$m_{ac}^p = (160.05 \text{ kg} * 1.33) + \left(\frac{230.01 \text{ N}}{9.8 \frac{m}{s^2}} * 1.50 \right)$$

$$m_{ac}^p = (212 \text{ kg}) + (35.20 \text{ kg})$$

$$m_{ac}^p = 247.2 \text{ kg}$$

El resultado define la carga durante aceleración brusca en el eje posterior con respecto al centro de masas y considerando la masa total posterior multiplicando por una factor de carga permanente y carga variable que asegurara fiabilidad por concepto de falla mecánica del los diferentes componentes del vehículo.

4.19 TRANSFERENCIA DE CARGA EN FRENADA BRUSCA

En el momento que se pisa el pedal de freno la energía mecánica se convierte en energía hidráulica, la misma que a su vez se convierte en energía mecánica para luego convertirse en energía calorífica y disiparse en el ambiente, esta acción ocasiona que los muelles del eje delantero se compriman y los del trasero extiendan, provocando principalmente una transferencia de cargas al eje delantero, que debe ser controlada de tal manera que la parte frontal del vehículo no choque contra el piso, y adicional a ello que la distribución de masas de los ejes y la fuerza hidráulica en el sistema de frenos sea precisa para que el vehículo pueda bloquear sus ruedas y desplazarse linealmente.

El tren trasero se descarga y el delantero se comprime además cambia la geometría de suspensiones, por eso la frenada es mayor en el tren delantero.

Transferencia de Carga Durante el Frenado

$$V_o = 27.8 \frac{m}{s} = 100 \frac{Km}{h}$$

$$V_f = 0$$

Tiempo de frenada = $t = 3s$

Se considero un tiempo de frenada en situaciones críticas y de reacción inmediata por el conductor para vehículos de este tipo con una configuración de dos llantas delanteras y una posterior.

$$V_f = V_o + a \cdot t \quad (4.18)$$

$$a = \frac{V_f - V_o}{t}$$

$$a = \frac{-27.8 \frac{m}{s}}{3 s}$$

$$a = -9.26 \frac{m}{s^2}$$

En Milliken (2003) se determina la trasferencia de carga en frenado como:

$$w_f = \frac{a_f \cdot m_t \cdot h_{CG}}{b} \quad (4.19)$$

Donde:

- $w_f =$ transferencia de carga durante el frenado
- $a =$ aceleración
- $m_t =$ masa total
- $h_{CG} =$ altura del centro de masa
- $b =$ distancia entre ejes

$$w_f = \frac{9.26 \frac{m}{s^2} * 286 kg * 0.41149m}{1.45 m}$$

$$w_f = 751.56 N$$

Trasferencia de carga bajo un factor crítico.

$$w_{f(30\%)} = w_f + 0.3(w_f)$$

$$w_{f(30\%)} = 751.56 \text{ N} + 0.3(751.56 \text{ N})$$

$$w_{f(30\%)} = 977.03 \text{ N}$$

Tomando en consideración la distribución de cargas en los ejes de (44%/56%) en el eje delantero y posterior respectivamente obtendremos:

Carga en el eje delantero en frenada brusca.

$$m_f^d = (m_{st}^d * \gamma_P) + \left(\frac{w_{f(30\%)}}{g} * \gamma_v\right) \quad (4.20)$$

Donde:

m_f^d = Carga eje delantero frenada brusca

m_{st}^d = Masa total del eje delantero

$w_{f(30\%)}$ = Carga durante la frenada

γ_P = Factor de carga permanente (1.33)

γ_v = Factor de carga variable (1.50)

$$m_f^d = (126.34 \text{ kg} * 1.33) + \left(\frac{977.03 \text{ N}}{9.8 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}} * 1.50\right)$$

$$m_f^d = (168.03 \text{ kg}) + (149.54 \text{ kg})$$

$$m_f^d = 317.54 \text{ kg}$$

El resultado define la carga durante frenada brusca en el eje delantero con respecto al centro de masas y considerando la masa total delantera multiplicando por una factor de carga permanente y carga variable que asegurara la fiabilidad por concepto de falla mecánica del los diferentes componentes del vehículo.

Carga en el eje posterior en frenada brusca.

$$m_f^p = (m_{st}^p * \gamma_P) + \left(\frac{W_{f(30\%)}}{g} * \gamma_V\right) \quad (4.21)$$

Donde:

m_f^p = Carga eje delantero frenada brusca

m_{st}^p = Masa total del eje posterior

$W_{f(30\%)}$ = Carga durante la frenada

γ_P = Factor de carga permanente (1.33)

γ_V = Factor de carga variable (1.50)

$$m_f^p = (160.05 \text{ kg} * 1.33) + \left(\frac{977.03 \text{ N}}{9.8 \frac{m}{s^2}} * 1.50\right)$$

$$m_f^p = (212 \text{ kg}) + (149.54 \text{ kg})$$

$$m_f^p = 361.54 \text{ kg}$$

El resultado define la carga durante frenada brusca en el eje posterior con respecto al centro de masas y considerando la masa total posterior multiplicando por una factor de carga permanente y carga variable que asegurara fiabilidad por concepto de falla mecánica del los diferentes componentes del vehículo.

4.20 TRANSFERENCIA DE CARGA DURANTE LA CURVA

Cuando el vehículo entra a una curva se produce fuerzas que generan transferencia de carga en el caso de nuestro vehículo, se dará en el neumático interno a la curva, el cual contrarresta la fuerza centrífuga

generada en curva considerando un ancho de vía relativamente bajo, así como un centro de masas dinámicamente activo.

El modelo de radio de curvatura para el análisis corresponde a aquellas curvas amplias que podemos encontrarnos en cualquier autopista o carretera de buen trazado.

Por concepto de análisis del peor de los casos se consideran velocidades, radios de curvatura así como el cambio de posición dinámico del centro de masas que se detalla a continuación.

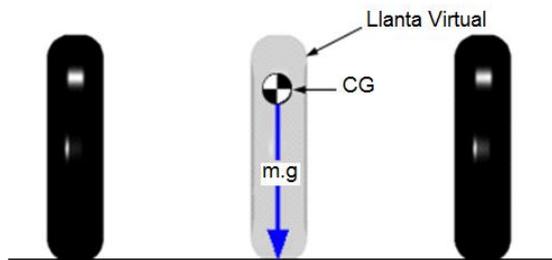


Figura 4.14: Posición de los neumáticos frontales 0 grados.

Fuente: Propia.

Tabla 4.10: Ubicación del centro de masas a 0 grados.

UBICACIÓN CENTRO DE MASAS	
X(m)	Y(m)
0	0.41

Fuente: Propia.

En Milliken (2003) se determina la aceleración normal en curva como:

$$A_n = \frac{v^2}{r} \quad (4.22)$$

Donde:

A_n = Aceleracion normal

$v = \text{Velocidad}$

$r = \text{Radio de curvatura}$

Tabla 4.11: Velocidad, radio y aceleración normal generadas a 0 grados.

ACELERACIÓN NORMAL A 0 GRADOS			
v (Km/h)	v (m/s)	r (m)	An (m/s ²)
40	11.11	60	2.05720167
40	11.11	100	1.234321
40	11.11	150	0.82288067
60	16.66	60	4.62592667
60	16.66	100	2.775556
60	16.66	150	1.85037067
80	22.22	60	12.8528817
80	22.22	100	4.937284
80	22.22	150	3.29152267

Fuente: Propia.

4.20.1 TRASFERENCIA DE CARGA A 0 GRADOS

En Milliken (2003) se determina la transferencia en curva como:

$$W_c = \frac{A_n * m_t * h_{CG}}{Av} \quad (4.23)$$

Donde:

$W_c = \text{Trasferencia de masas en curva}$

$A_n = \text{Aceleracion normal}$

$m_t = \text{masa total}$

$h_{CG} = \text{Altura del centro de masas}$

$Av = \text{Ancho de via}$

Tabla 4.12: Transferencia total de carga en el vehículo a 0 grados.

TRANSFERENCIA DE CARGA EN CURVA "0" GRADOS
Wc (N)
219.297698
131.578619
87.7190791
493.123783
295.87427
197.249513
1370.11719
526.314474
350.876316

Fuente: Propia.

Tomando en consideración la distribución de cargas en los ejes de (44%56%) en el eje delantero y posterior respectivamente obtendremos:

Carga en el eje delantero en curva.

$$W_{cd} = \frac{A_n * m_t * h_{CG} * 0.44}{Av} \quad (4.24)$$

Carga en el eje posterior en curva.

$$W_{cp} = \frac{A_n * m_t * h_{CG} * 0.56}{Av} \quad (4.25)$$

Tomando en consideración la distribución de cargas en el eje delantero es del 44% por lo que correspondería el 22% a cada una de sus llantas respectivamente obtendremos:

Carga en la llanta del eje delantero en la cual se registra un aumento de transferencia.

$$m_f^i = (m_{st}^d * \gamma_P * 0.22) + \left(\frac{w_c}{g} * \gamma_v\right) \quad (4.26)$$

Donde:

m_f^i = Carga a la llanta expuesta en curva

m_{st}^p = Masa total del eje delantero

w_c = Carga durante la curva

γ_P = Factor de carga permanente (1.33)

γ_v = Factor de carga variable (1.50)

Tomando en consideración la distribución de cargas en el eje delantero es del 44% por lo que correspondería el 22% a cada una de sus llantas respectivamente obtendremos:

Carga en la llanta del eje delantero en la cual se registra disminución de transferencia de carga.

$$m_f^d = (m_{st}^d * \gamma_P * 0.22) - \left(\frac{w_c}{g} * \gamma_v\right) \quad (4.27)$$

Donde:

m_f^d = Carga a la llanta menos expuesta en curva

m_{st}^p = Masa total del eje delantero

w_c = Carga durante la curva

γ_P = Factor de carga permanente (1.33)

γ_v = Factor de carga variable (1.50)

Tabla 4. 13: Distribución de cargas en sus ejes con respecto con respecto al centro de masas.

DISTRIBUCIÓN DE CARGAS		CARGA EJE DELANTERO 44%(W_{cd})	
Eje Delantero 44%(kg)	Eje Posterior 66%(kg)	Llanta Izquierda 22%(kg)	Llanta Derecha 22%(kg)
96.49098697	122.8067107	68.91457138	98.45262862
57.89459218	73.68402642	74.82218283	92.54501717
38.59639479	49.12268428	77.77598855	89.59121145
216.9744644	276.1493183	50.4732228	116.8939772
130.1846786	165.689591	63.75737368	103.6098263
86.78978575	110.4597273	70.39944912	96.96775088
602.8515617	767.265624	8.589598218	175.9567982
231.5783687	294.7361057	48.23793132	119.1292687
154.3855792	196.4907371	60.05315421	107.3140458

Fuente: Propia.

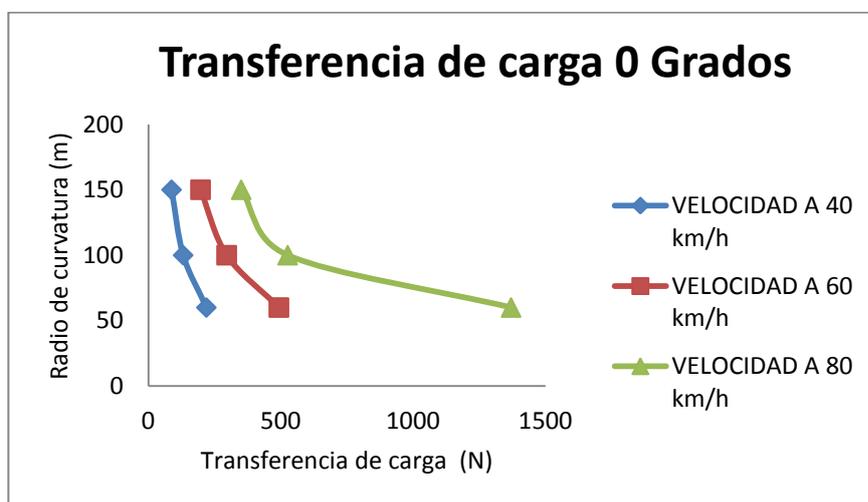


Figura 4.15: Radio de curvatura - Trasterencia de carga.

Fuente: Propia.

Los resultado definen la trasferencia de cargas en curva cuando el vehículo dotado con el sistema de dirección alternativo afronta varios

parámetros como son el radio de curvatura, velocidad y un centro de masas constante, considerando como principal análisis la transferencia de cargas en el eje delantero y en cada una de las llantas también ayudados por la masa total en el eje delantero y por un factor de carga permanente y carga variable, aumentado el valor final para la aplicación de análisis estructural que asegurara fiabilidad por concepto de falla mecánica del los diferentes componentes del vehículo.

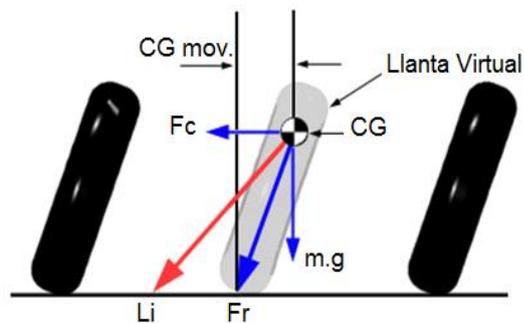


Figura 4.16: Movimiento dinámico del centro de masas (25 grados).

Fuente: Propia.

Donde:

CG mov. = Desplazamiento del centro de masa en inclinacion

Fc = Fuerza Centrifuga

CG = Centro de masas

Li = Limite de inclinacion (25 grados)

m.g = Peso

Fr = Fuerza Resultante

Tabla 4.14: Ubicación del centro de masas 25 grados.

UBICACIÓN CENTRO DE MASAS	
X(m)	Y(m)
0.31	0.40

Fuente: Propia.

Tabla 4.15: Velocidad, radio de curvatura y aceleración normal generada a 25 grados.

ACELERACIÓN NORMAL A 25 GRADOS			
V (Km/h)	v (m/s)	r (m)	An (m/s ²)
40	11.11	60	2.05720167
40	11.11	100	1.234321
40	11.11	150	0.82288067
60	16.66	60	4.62592667
60	16.66	100	2.775556
60	16.66	150	1.85037067
80	22.22	60	8.22880667
80	22.22	100	4.937284
80	22.22	150	3.29152267

Fuente: Propia.

4.20.2 TRASFERENCIA DE CARGA A 25 GRADOS

En Milliken (2003) se determina la transferencia en curva como:

$$W_c = \frac{A_n * m_t * h_{CG}}{Av} \quad (4.28)$$

Donde:

W_c = Transferencia de masas en curva

A_n = Aceleración normal

$m_t = \text{masa total}$

$h_{CG} = \text{Altura del centro de masas}$

$Av = \text{Ancho de via}$

Considerando que el centro de masas se mueve dinámicamente con coordenadas (X,Y) se realiza una operación vectorial para encontrar la resultante de la transferencia de masas que genera a la inclinación de 25 grados.

$$W_{c(x)} = \frac{A_n * m_t * h_{CG(x)}}{Av} \quad (4.29)$$

$$W_{c(y)} = \frac{A_n * m_t * h_{CG(y)}}{Av} \quad (4.30)$$

$$W_c = \sqrt{W_{c(x)}^2 + W_{c(y)}^2} \quad (4.31)$$

La operación planteada será la única modificación para el análisis para inclinación con respecto al anterior a análisis a 0 grados.

Tabla 4.16: Transferencia total de carga en el vehículo a 25 grados.

TRANSFERENCIA DE CARGAS EN CURVA "25" GRADOS		
Wcx (N)	Wcy (N)	[Wc] (N)
165.810454	213.9489733	270.6792751
99.4862726	128.369384	162.407565
66.3241817	85.57958933	108.27171
372.849689	481.0963733	608.6629702
223.709814	288.657824	365.1977821
149.139876	192.4385493	243.4651881
663.241817	855.7958933	1082.7171
397.94509	513.477536	649.6302602
265.296727	342.3183573	433.0868401

Fuente: Propia.

Tabla 4.17: Distribución de cargas en sus ejes con respecto con respecto al centro de masas.

DISTRIBUCIÓN DE CARGAS		CARGA EJE DELANTERO 44% (W_{cd})	
Eje Delantero 44%(kg)	Eje Posterior 66%(kg)	Llanta Izquierda 22%(kg)	Llanta Derecha 22%(kg)
119.098881	151.580394	101.9130206	65.45417943
71.45932862	90.94823643	94.62125234	72.74594766
47.63955241	60.63215762	90.97536823	76.39183177
267.8117069	340.8512633	124.6751878	42.69201221
160.6870241	204.510758	108.2785527	59.08864733
107.1246828	136.3405053	100.0802351	67.28696488
476.3955241	606.3215762	156.6012823	10.76591773
285.8373145	363.7929457	127.4342094	39.93299064
190.5582097	242.5286305	112.8506729	54.51652709

Fuente: Propia.

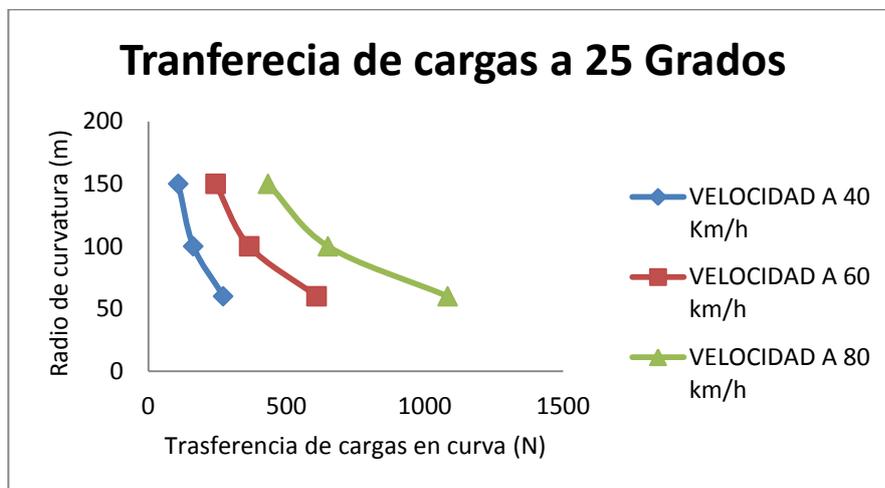


Figura 4.17: Radio de curvatura - Trasferencia de carga.

Fuente: Propia.

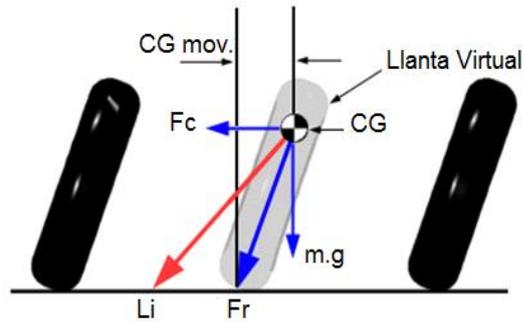


Figura 4.18: Movimiento dinámico del centro de masas (30 grados).

Fuente: Propia.

Donde:

CG mov. = Desplazamiento del centro de masa en inclinacion

Fc = Fuerza Centrifuga

CG = Centro de masas

Li = Limite de inclinacion (30 grados)

m.g = Peso

Fr = Fuerza Resultante

Tabla 4.18: Ubicación del centro de masas 30 grados.

UBICACIÓN CENTRO DE MASAS	
X(m)	Y(m)
0.37	0.40

Fuente: Propia.

Tabla 4.19: Velocidad, radio de curvatura y aceleración normal generada a 25 grados.

ACELERACIÓN NORMAL A 30 GRADOS			
v (Km/h)	v (m/s)	r (m)	An (m/s ²)
40	11.11	60	2.05720167

40	11.11	100	1.234321
40	11.11	150	0.82288067
60	16.66	60	4.62592667
60	16.66	100	2.775556
60	16.66	150	1.85037067
80	22.22	60	8.22880667
80	22.22	100	4.937284
80	22.22	150	3.29152267

Fuente: Propia.

4.20.3 TRASFERENCIA DE CARGA A 30 GRADOS

En Milliken (2003) se determina la transferencia en curva como:

$$W_c = \frac{A_n * m_t * h_{CG}}{Av} \quad (4.32)$$

Donde:

W_c = *Trasferencia de masas en curva*

A_n = *Aceleracion normal*

m_t = *masa total*

h_{CG} = *Altura del centro de masas*

Av = *Ancho de via*

Considerando que el centro de masas se mueve dinámicamente con coordenadas (X,Y) se realiza una operación vectorial para encontrar la resultante de la transferencia de masas que genera a la inclinación de 30 grados.

$$W_{c(x)} = \frac{A_n * m_t * h_{CG(x)}}{Av} \quad (4.33)$$

$$W_{c(y)} = \frac{A_n * m_t * h_{CG(y)}}{Av} \quad (4.34)$$

$$W_c = \sqrt{W_{c(x)}^2 + W_{c(y)}^2} \quad (4.35)$$

La operación planteada será la única modificación para el análisis para inclinación con respecto al anterior a análisis a 0 grados.

Tabla 4.20: Transferencia total de carga en el vehículo a 30 grados.

TRANSFERENCIA DE CARGAS EN CURVA "30" GRADOS		
Wcx (N)	Wcy (N)	[Wc] (N)
197.9028	213.9489733	291.4441311
118.74168	128.369384	174.8664787
79.1611201	85.57958933	116.5776525
445.014145	481.0963733	655.3558651
267.008487	288.657824	393.2135191
178.005658	192.4385493	262.1423461
791.611201	855.7958933	914.7765251
474.966721	513.477536	699.4659147
316.644481	342.3183573	466.3106098

Fuente: Propia.

Tabla 4.21: Distribución de cargas en sus ejes con respecto con respecto al centro de masas.

DISTRIBUCIÓN DE CARGAS		CARGA EJE DELANTERO 44% (W_{cd})	
Eje Delantero 44%(kg)	Eje Posterior 66%(kg)	Llanta Izquierda 22%(kg)	Llanta Derecha 22%(kg)
128.2354177	163.2087134	103.3114701	64.05572994
76.94125062	97.92522806	95.46032203	71.90687797
51.29416708	65.28348537	91.53474802	75.83245198
288.3565807	366.9992845	127.8198113	39.54738867

173.0139484	220.1995707	110.1653268	57.2018732
115.3426323	146.7997138	101.3380845	66.02911547
512.9416708	402.8348537	177.8950802	5.172119777
307.7650025	391.7009122	130.7904881	36.57671187
205.1766683	261.1339415	115.0881921	52.27900791

Fuente: Propia.

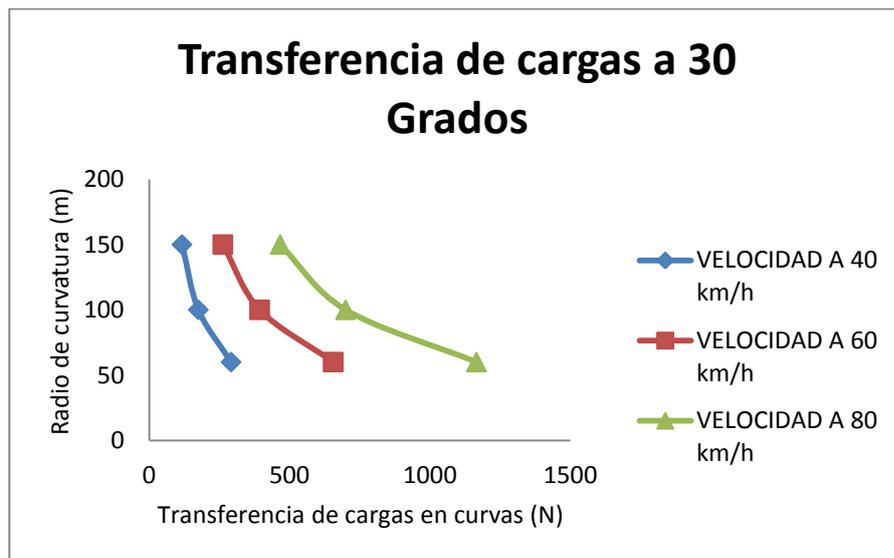


Figura 4.19: Radio de curvatura - Trasterencia de carga.

Fuente: Propia.

En los cálculos realizado bajo un centro de masas dinámico se verifica que la mayor trasferencia de carga en los diferentes escenarios se da a una velocidad de 80 km/h con un radio de curvatura de 60 metros y una inclinación de 30 grados.

Generando los siguientes valores:

Tabla 4.22: Aceleración normal en los diferentes escenarios de inclinación.

ACELERACIÓN NORMAL				
GRADOS	v (Km/h)	v (m/s)	r (m)	An (m/s ²)
0	80	22.22	60	8.2288
25	80	22.22	60	8.2288
30	80	22.22	60	8.2288

Fuente: Propia.

Tabla 4.23: Transferencia de cargas en los diferentes escenarios de inclinación.

TRANSFERENCIA DE CARGAS EN CURVA			
GRADOS	Wcx (N)	Wcy (N)	[Wc] (N)
0	-	-	1370.11719
25	663.2418	855.7958	1082.7171
30	791.6112	855.7958	914.7765

Fuente: Propia.

Tabla 4.24: Distribución de cargas en los diferentes escenarios de inclinación.

No	Grados	DISTRIBUCIÓN DE CARGAS		CARGA EJE DELANTERO 44%	
		Eje Delantero 44%(kg)	Eje Posterior 66%(kg)	Llanta Izquierda 22%(kg)	Llanta Derecha 22%(kg)
1	0	602.8515	767.2656	8.5895	175.9567
2	25	476.3955	606.3215	156.6012	10.7659
2	30	512.9416	402.8348	177.8950	5.1721

Fuente: Propia.

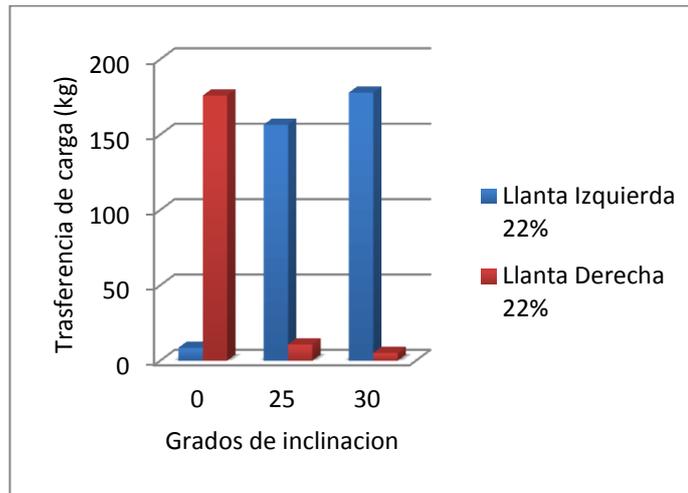


Figura 4.20: Distribución eje delantero, transferencia de carga-grados de inclinación.

Fuente: Propia.

Se puede notar que el vehículo con una transferencia de carga a 0 grados, en una curva al encontrarse bajo la incidencia de la fuerza centrífuga da como resultado la mayor transferencia de carga en los elementos más alejados a la curva, mientras que la carga para el vehículo dotado con el sistema de dirección su transferencia será proporcional a la inclinación y será soportada por los elementos que se encuentran más cerca a la curva buscando un equilibrio dinámico y acercándose más a la conducción de una motocicleta pero con la seguridad de un vehículo bajo el concepto de estabilidad.

Conviene tener siempre muy presente que, cuanto más grande sea el radio de la curvatura que estamos abordando, menor fuerza centrífuga tendremos que soportar, por ello, aquel trazado que más se aproxime en la medida de lo posible a la recta será el más estable y seguro.

4.20.4 VELOCIDAD DE LÍMITE DE VUELCO PARA 0 GRADOS

En Milliken (2003) se determina el límite de vuelco como:

La presente formula verifica la velocidad limite de vuelco con un centro de masas sin movimiento dinámico.

$$V = \sqrt{g * r * \frac{Av}{2h_{CG}}} \quad (4.36)$$

Donde:

V = Velocidad de vuelco

g = Gravedad

r = Radio de curvatura

Av = Ancho de via

h_{CG} = Altura del centro de gravedad

4.20.5 VELOCIDAD DE LÍMITE DE VUELCO PARA 25-30 GRADOS

Al registrar un centro de masas dinámico en el vehículo trimoto que permite la inclinación de en curvas se considera la siguiente fórmula para verificar el límite de vuelco conociendo la inclinación del vehículo con respecto a su eje vertical.

$$V = \sqrt{g * r * \tan(\theta)} \quad (4.37)$$

Donde:

V = Velocidad de limite vuelco

g = Gravedad

r = Radio de curvatura

θ = Angulo de inclinacion del vehiculo con respecto al eje vertical.

Tabla 4.25: Limite de vuelco en diferentes escenarios de manejo.

r(m)	LIMITE A 0 GRADOS		LIMITE A 25 GRADOS		LIMITE A 30 GRADOS	
	V(m/s)	V(km/h)	V(m/s)	V(km/h)	V(m/s)	V(km/h)
60	10.28	37.00	16.55	59.58	18.42	66.31
100	13.28	47.80	21.37	76.93	23.78	85.60
150	16.26	58.53	26.18	94.26	29.13	104.86

Fuente: Propia

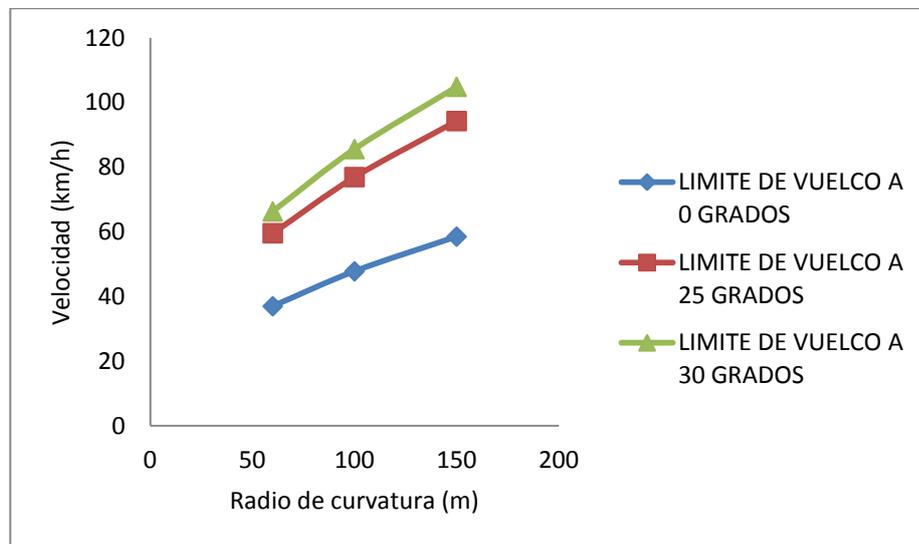


Figura 4.21: Limite de vuelco, Velocidad-radio de curvatura.

Fuente: Propia

4.21 ANÁLISIS DE CARGAS

De los cálculos realizados obtenemos una tabla detallada de las cargas a las cuales se encuentra sometido el vehículo trimoto dotado del sistema alternativo de dirección, bajo factores de carga en maniobras de alto rendimiento.

Tabla 4.26: Distribución de carga en el vehículo.

En reposo	Aceleración brusca
<p>63.17 kg 63.17 kg</p>  <p>160.05 kg</p>	<p>101.61 kg 101.61 kg</p>  <p>247.20 kg</p>
Frenada brusca	Curva inclinación 30 grados
<p>158.77 kg 158.77 kg</p>  <p>361.54 kg</p>	<p>177.89 kg 5.17 kg</p>  <p>402.83 kg</p>

Fuente: Propia.

4.22 DETERMINACIÓN DE CARGAS DEL CONJUNTO RESORTE-AMORTIGUADOR

El conjunto resorte amortiguador disponible en el mercado tiene una distancia natural de 35 cm con un recorrido total de 6 cm y una constante elástica de $50 \frac{kg}{cm}$.

$$50 \frac{kg}{cm} = 49000 N.m$$

$$k = 49000 \text{ N.m}$$

$$F = -k(X - X_0) \quad (4.38)$$

Donde:

F = fuerza generada por el conjunto resorte – amortiguador.

k = constante del conjunto resorte – amortiguador

X = Distancia natural del conjunto resorte amortiguador.

X_0 = Distancia final del conjunto resorte amortiguador a compresion.

$$F = -49000(0.35 - 0.32)$$

$$F = -1470 \text{ N}$$

$$F_x = \text{Cos}(\varphi) \cdot F \quad (4.39)$$

$$F_x = \text{Cos } 75 \cdot -1470$$

$$F_x = -380.46 \text{ N}$$

$$F_y = \text{Sen}(\varphi) \cdot F \quad (4.40)$$

$$F_y = \text{Sen } 75 \cdot -1470$$

$$F_y = -1419.91 \text{ N}$$

4. 23 DISEÑO DEL SISTEMA DE DIRECCIÓN

4.23.1 PRINCIPIO DE ACKERMAN

Ackermann positivo conseguimos una geometría óptima para la dirección. Para seguir este principio se hace que el ángulo de giro de la rueda interior sea mayor que la exterior.

Teniendo en cuenta que el radio de giro mínimo en los vehículos suele ser aproximadamente el doble de la batalla o distancia entre ejes: $R = 2 b$.

$$\frac{1}{\tan Ave} - \frac{1}{\tan Avi} = \frac{a}{b} \quad (4.41)$$

Donde:

Ave = Angulo de viraje exterior.

A_{vi} = Angulo de viraje interior.

A_x = Angulo de desviacion angular.

a = Ancho de via.

b = Distancia entre ejes o batalla.

El ángulo de viraje máximo entre las ruedas es:

$$\operatorname{tg}(A_{vi}) = \frac{2b}{4b-a} \quad (4.42)$$

$$\operatorname{tg}(A_{vi}) = \frac{2(1.45)}{4(1.45) - 1.1}$$

$$A_{vi} = 31^\circ$$

$$\operatorname{tg}(A_{ve}) = \frac{2b}{4b+a} \quad (4.43)$$

$$\operatorname{tg}(A_{ve}) = \frac{2(1.45)}{4(1.45) + 1.1}$$

$$A_{ve} = 23^\circ$$

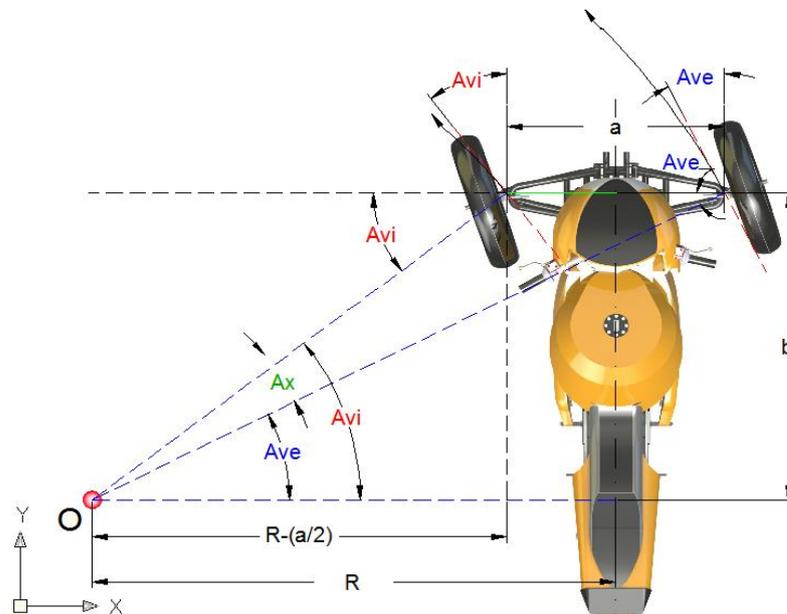


Figura 4.22: Principio de Ackerman aplicado al prototipo.

Fuente: Propia.

CAPÍTULO 5

5. MODELACIÓN, SIMULACIÓN Y ANÁLISIS

5.1 INTRODUCCIÓN

Utilizaremos herramientas computacionales CAD y CAE, en donde podemos diseñar, y simular condiciones reales de funcionamiento, y así mejorar los puntos críticos de estos, asegurando la efectividad en su funcionamiento, sin necesidad de previamente comprar o fabricar el elemento para probarlo experimentalmente, por esto nos ayuda a ahorrar tiempo y recursos.

La modelización en 3D de cada uno de los componentes del sistema de suspensión y dirección es fundamental en el proceso de diseño y desarrollo de los sistemas, por la posibilidad de realizar un ensamblaje total a través de la unión de todos sus componentes.

De esta forma podremos obtener una visión clara de sus dimensiones, características y la distribución de los elementos en su espacio generado por las condiciones geométricas del vehículo.

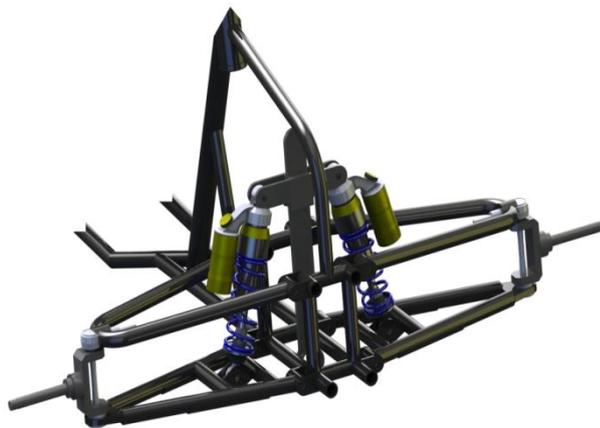


Figura 5.1: Modelado del sistema de dirección para vehículo trimoto.

Fuente: Propia.

5.2 HERRAMIENTA COMPUTACIONAL CAD

SolidWorks se basa en técnicas de modelado paramétrico. Los usuarios comienzan diseñando piezas que se pueden combinar en ensamblajes, corrigiendo piezas y ensamblajes pueden obtenerse diversas variantes.

5.2.1 COMO MODELADOR PARAMÉTRICO.

Un modelador paramétrico permite modelar la geometría, dimensión y material de manera que si se alteran las dimensiones, la geometría actualiza automáticamente basándose en las nuevas dimensiones.

Esto permite que el diseñador almacene sus conocimientos de cálculo dentro del modelo, a diferencia del modelado no paramétrico, que está más relacionado con un tablero de bocetos digitales.



Figura 5.2: Sistema de dirección montado en un vehículo trimoto.

Fuente: Propia.

5.3 HERRAMIENTA COMPUTACIONAL CAE

Workbench nos ayuda a realizar cálculos estáticos y dinámicos que involucra cierta complejidad, de tal forma que se puede obtener resultados mucho más precisos optimizando tiempo y recursos.

5.4 MÓDULOS DE SIMULACIÓN

5.4.1 STATIC STRUCTURAL

Es un modulo para análisis por simulación que está encaminada a realizar modelos matemáticos bajo cargas mecánicas sobre elementos en forma estática.

5.4.2 TRANSIENT STRUCTURAL

Puede llevar a cabo análisis transitorios estructurales conocido también como ciclo de análisis por tiempo este tipo de análisis se utiliza para determinar los desplazamientos variables de tiempo que involucra el conocer tensiones , fuerzas y las fracturas que se puede generar un elemento mecánico bajo cargas por ciclos dinámicos.

5.5 TEORÍAS ESTÁTICAS

5.5.1 ESFUERZO

Los esfuerzos con dirección normal a la sección, se denotan como σ (sigma) y representa un esfuerzo de tracción cuando apunta hacia afuera de la sección, tratando de estirar al elemento analizado. En cambio, σ representa un esfuerzo de compresión cuando apunta hacia la sección, tratando de aplastar al elemento analizado.

El esfuerzo con dirección paralela al área en la que se aplica se denota como τ (tau) y representa un esfuerzo de corte. Este esfuerzo, trata de cortar el elemento analizado, tal como una tijera cuando corta papel, uno de sus filos mueven el papel hacia un lado mientras el otro filo lo mueve

en dirección contraria resultando en el desgarro del papel a lo largo de una línea.

Las unidades de los esfuerzos son las mismas que para la presión, fuerza dividida por área, se utilizan con frecuencia: **MPa**, **psi**, **Kpsi**, **Kg/mm²**, **Kg/cm²**.

Se analizará la situación de un trozo pequeño de material ubicado dentro de una viga u otro elemento estructural. Este pequeño trozo tendrá forma de cubo con aristas infinitesimales de valor: dx , dy , dz . Este cubo tiene seis caras y en cada una de ellas se considerará que actúan tres esfuerzos internos: uno normal y dos de corte. La notación utilizada es: s_x para el esfuerzo normal aplicado en la cara normal al eje x , de igual forma se definen s_y , s_z . Para los esfuerzos cortantes, la notación es t_{ab} que denota el esfuerzo de corte que actúa en la cara normal al eje 'a' y que apunta en la dirección del eje 'b'. De esta forma se tienen: t_{xy} t_{xz} t_{yx} t_{yz} t_{zx} t_{zy} .

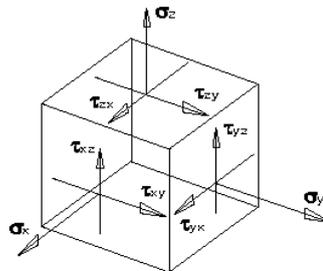


Figura 5. 3: Diagrama de Esfuerzos.

Fuente: Robert L. Mott.

5.5.2 TENSIÓN DE VON MISES

La tensión de Von Mises es una magnitud física proporcional a la energía de distorsión. En ingeniería estructural se usa en el contexto de las teorías de fallo como indicador de un buen diseño para materiales dúctiles.

La tensión de Von Mises puede calcularse fácilmente a partir de las tensiones principales del tensor tensión en un punto de un sólido deformable, mediante la expresión:

$$\sigma_{VM} = \sqrt{\frac{(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_4)^2}{2}} \quad (5.1)$$

Siendo $\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3$, las tensiones principales, y habiéndose obtenido la expresión a partir de la energía de distorsión en función de las tensiones principales:

$$E_{def,dist} = \frac{1}{6G} \left[\frac{(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_4)^2}{2} \right] \quad (5.2)$$

5.5.3 DEFORMACIÓN

La deformación es el cambio en el tamaño o forma de un cuerpo debido a esfuerzos internos producidos por una o más fuerzas aplicadas sobre el mismo o la ocurrencia de dilatación térmica.

La magnitud más simple para medir la deformación es lo que en ingeniería se llama deformación axial o deformación unitaria se define como el cambio de longitud por unidad de longitud:

$$\varepsilon = \frac{\Delta S}{S} = \frac{S' - S}{S} \quad (5.3)$$

5.5.4 ENERGÍA DE DEFORMACIÓN

Energía necesaria para deformar un material una cantidad determinada. Es el área bajo la curva en el diagrama esfuerzo-deformación hasta un punto de deformación específico, tal como se muestra en el diagrama siguiente:

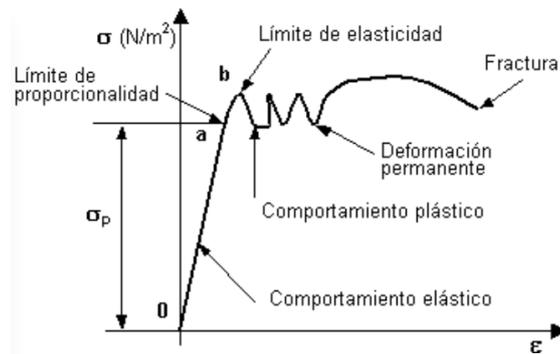


Figura 5. 4: Diagrama Esfuerzo vs Deformación.

Fuente: Robert L. Mott.

5.6 TEORÍAS DINÁMICAS

5.6.1 GOODMAN

Al aumentar un esfuerzo máximo de tracción, disminuye la resistencia a la fatiga en términos de la amplitud de esfuerzos. Para la ingeniería asistida se usara la teoría de Goodman por ser la más utilizada por mucho tiempo en diseños de elementos y experimentales se ha demostrado que es la más efectiva

5.6.2 FACTOR DE SEGURIDAD

En los cálculos de resistencia mecánica, el factor de seguridad se aplica principalmente de dos maneras:

- Multiplicando el valor de las sollicitaciones o fuerzas que actúan sobre un elemento resistente por un coeficiente mayor a uno (coeficiente de mayoración). En este caso se calcula como si el sistema fuera sollicitado en mayor medida de lo que se espera que lo sea en la realidad.
- Dividiendo las propiedades favorables del material que determinan el diseño por un número mayor que uno (coeficiente de

minoración). En este caso se modela el material como si fuera peor de lo que se espera que sea.

En ambos casos el resultado es el mismo: un sobredimensionamiento del componente.

Este sobredimensionamiento se justifica por variadas causas, como por ejemplo: previsiones de desgaste o corrosión, posibles errores o desviaciones en las propiedades previstas de los materiales que se manejan, diferencias entre las propiedades tabuladas y las obtenibles en la realidad, tolerancias de fabricación o montaje, tolerancias por incertidumbre en las solicitaciones a que se someterá el elemento, la propia incertidumbre del método de cálculo, etc.

Los valores usados como factores de seguridad, por lo general, provienen de la experiencia empírica o práctica, por lo cual están tabulados y contemplados en las normas o la literatura, o bien se aplican según la experiencia personal del diseñador. En general, para el mismo tipo de elemento dependerán del tipo de uso o servicio que se le piense dar y de la posibilidad de riesgo derivada para usuarios y terceras personas. Por ejemplo, para una máquina de uso continuo se usará un factor de seguridad mayor que para una de uso esporádico.

Un factor de seguridad mayor a 1 nos asegura un diseño libre de problemas.

5.7 ASIGNACIÓN DEL MATERIAL

Para seleccionar el material se consulto con los proveedores en el país los cuales facilitan la adquisición basándose en la necesidad del cliente, en razón de la construcción que se va a realizar.

Analizando sus propiedades mecánicas más importantes, se selecciono el material para manufactura del bastidor, de la misma manera se escogió el

material para los trapecio, conjunto mangueta-eje, y los demás componentes.

Tabla 5.1: Propiedades mecánicas de los materiales utilizados en el sistema.

PROPIEDADES MECÁNICAS DEL MATERIALES						
Componente del mecanismo	Designación del material	Grado, producto o geometría	Resistencia a la tensión		Resistencia de fluencia	
			(ksi)	(MPa)	(Ksi)	(MPa)
Bastidor, Trapecio superior e inferior	ASTM A-500	Tubo Redondo, grado B	58	400	42	290
Conjunto mangueta-punta de eje	ASTM A36	Barra, eje	58	400	36	250
Barra de inclinación	ASTM A36	Plancha	58	400	36	250

Fuente: Robert L. Mott, Apendice 7.

Utilizando Workbench de Ansys se realiza el análisis del bastidor con las siguientes características y condiciones iniciales.

- Al ser modelado en Solid Works se importa como archivo *.step al Workbench.
- Se introduce las propiedades del material.

5.8 ANÁLISIS DE LOS ELEMENTOS DEL SISTEMA DE SUSPENSIÓN

5.8.1 ANÁLISIS DE TRAPPECIOS DE SUSPENSIÓN

En el presente análisis se ha aplicado las diferentes cargas permanentes generadas en los neumáticos así como las cargas variables de mayor magnitud obtenidas en maniobras de aceleración, frenado y curva, las cuales produce reacciones en los diferentes elementos por lo que es importante analizar para cuidar el diseño correcto y fuera de problemas.

a. Trapecio inferior

La mayor fuerza se generara en las maniobra de frenada brusca, maniobra de curva con una inclinación de 30 grados, así como la carga soportada por su distribución de pesos.

- Fuerza generada por trasferencia de masas en frenada brusca:

$$m = 158.77 \text{ kg}$$

Al tener dos trapecios se dividirá para cada uno de ellos.

$$m_1 = \frac{158.77 \text{ kg}}{2}$$

$$m_1 = 79.38 \text{ kg}$$

$$F_1 = 79.38 \text{ kg} * 9.8 \frac{m}{s^2}$$

$$F_1 = 777.9 \text{ N}$$

- Fuerza generada por trasferencia de masas en curva a 30 grados:

$$m_2 = 177.89 \text{ kg}$$

Al tener dos trapecios se dividirá la carga generada para cada uno de ellos.

$$m_2 = \frac{177.89 \text{ kg}}{2}$$

$$m_2 = 88.94 \text{ kg}$$

$$F_2 = 88.94 \text{ kg} * 9.8 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$$

$$F_2 = 871.66 \text{ N}$$

- Fuerza generada por distribución de masas:

$$m_3 = 63.17 \text{ kg}$$

Al tener dos trapecios se dividirá la carga generada para cada uno de ellos.

$$m_3 = \frac{63.17 \text{ kg}}{2}$$

$$m_3 = 31.58 \text{ kg}$$

$$F_3 = 31.58 \text{ kg} * 9.8 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$$

$$F_3 = 309.53 \text{ N}$$

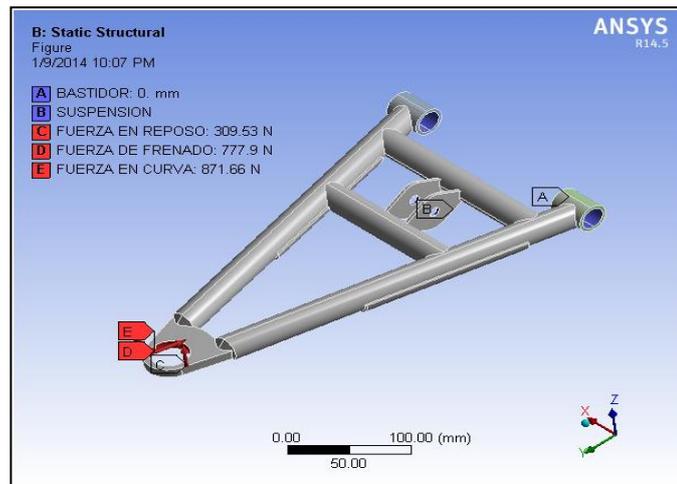


Figura 5. 5: Asignación de sujeciones y fuerzas en trapecio inferior izquierdo.

Fuente: Propia.

Tabla 5.2: Parámetros de simulación con Static Structural en el trapecio inferior.

Object Name	FUERZA EN REPOSO	FUERZA DE FRENADO	FUERZA EN CURVA
Definition			
Magnitude	309.53 N (ramped)	777.9 N (ramped)	871.66 N (ramped)

Fuente: Propia.

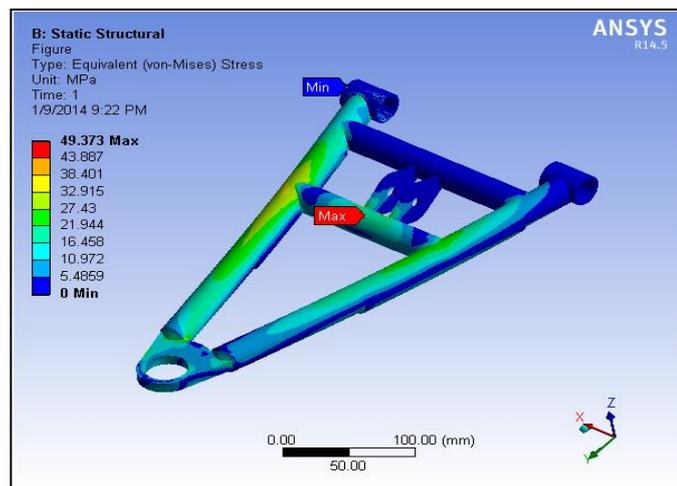


Figura 5. 6: Análisis de esfuerzo de Von Mises trapecio inferior (Static Structural).

Fuente: Propia.

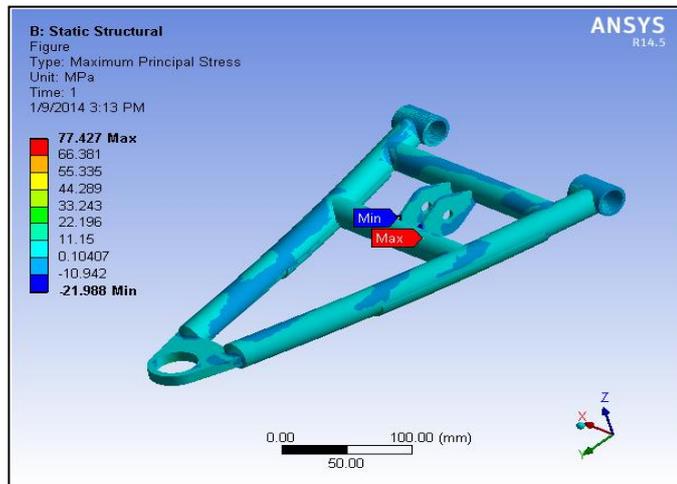


Figura 5.7: Análisis de esfuerzo principal máximo trapecio inferior (Static estructural).

Fuente: Propia.

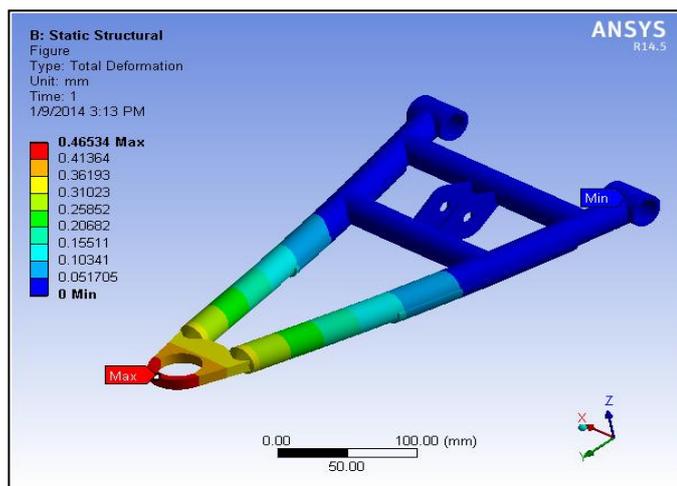


Figura 5.8: Análisis de deformación trapecio inferior (Static estructural).

Fuente: Propia.

Tabla 5. 3: Esfuerzo resultantes y deformación trapecio inferior (Static structural).

Parámetro	Esfuerzo Von Mises	Esfuerzo principal máximo	Deformación
Mínimo	0. MPa	-21.988 MPa	0. mm
Máximo	49.373 MPa	77.427 MPa	0.46534 mm

Fuente: Propia.

El esfuerzo máximo del trapecio inferior se produce en la zona cercana al montaje de la rotula el cual es de 77.427 MPa, el cual se encuentra por debajo del límite de fluencia del material que ofrece el material empleado (290 MPa.)

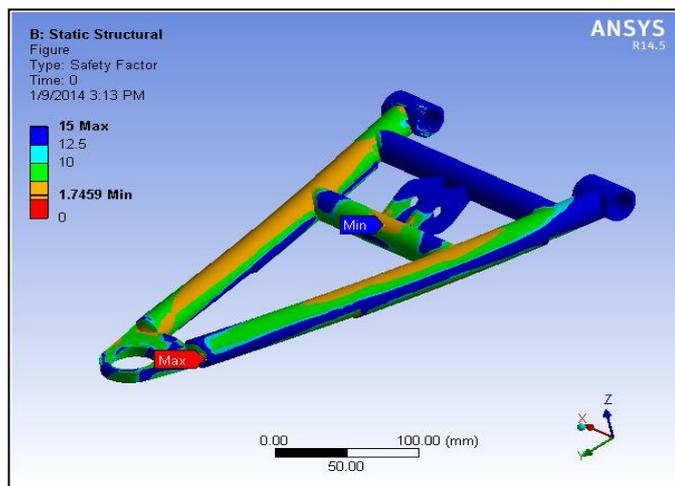


Figura 5.9: Análisis factor de seguridad trapecio inferior (Static Structural).

Fuente: Propia.

EL trapecio inferior ofrece un factor de seguridad mínimo de 1.74 el cual es apropiado bajo cargas estáticas que plantea un escenario de simulación en condiciones extremas, aseverando que su estructura es muy confiable en todos sus puntos.

Tabla 5. 4: Parámetros de simulación con Transient Structural para el trapecio inferior.

Step Controls			
Step End Time	1.e-004 s		
Initial Time Step	1.e-005 s		
Minimum Time Step	1.e-005 s		
Maximum Time Step	5.e-005 s		
Definition			
Object Name	<i>FUERZA EN REPOSO</i>	<i>FUERZA EN FRENADO</i>	<i>FUERZA EN CURVA</i>
Magnitude	309.53 N (step applied)	777.9 N (step applied)	871.66 N (step applied)

Fuente: Propia.

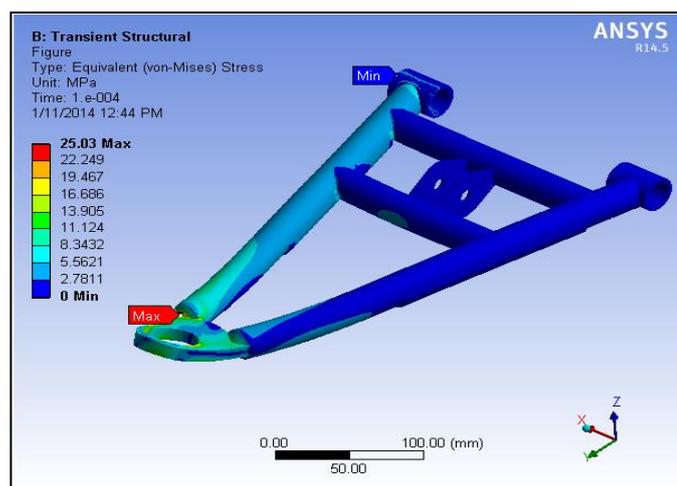


Figura 5.10: Análisis de esfuerzo de Von Mises trapecio inferior (Transient Structural).

Fuente: Propia.

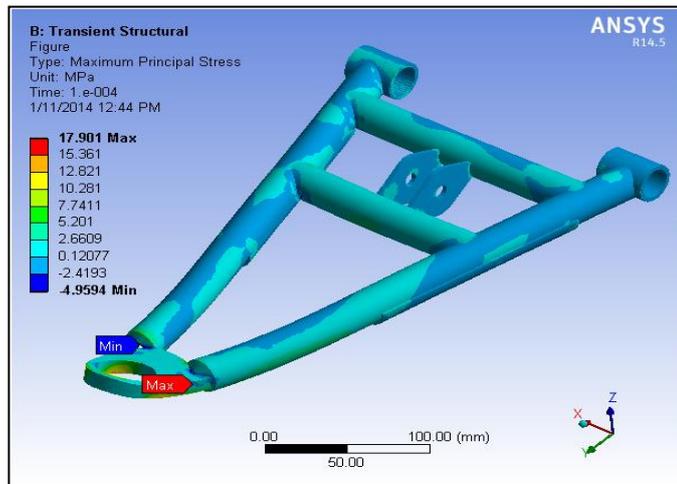


Figura 5.11: Análisis de esfuerzo principal máximo trapecio inferior (Transient estructural).

Fuente: Propia.

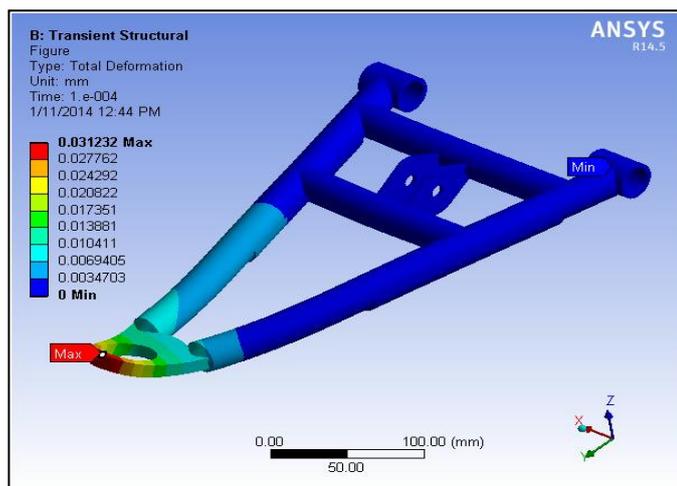


Figura 5.12: Análisis de deformación trapecio inferior (Transient estructural).

Fuente: Propia.

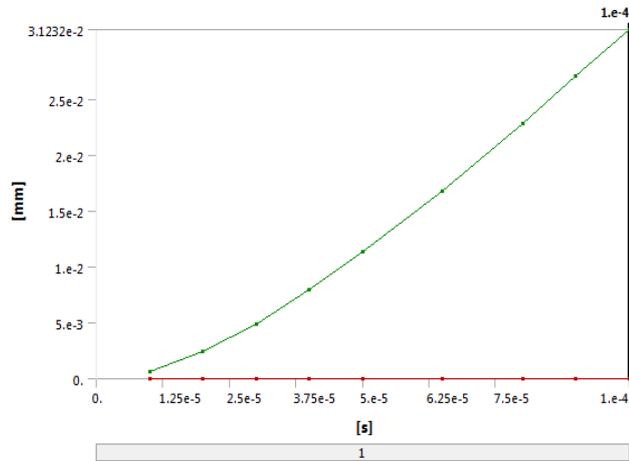


Figura 5.13: Análisis de deformación trapezoidal inferior (Trancient estructural).

Fuente: Propia.

Se aprecia una curva uniforme de deformación siguiendo un patrón de adecuado, tomando en cuenta que la carga aplicada es cíclica sin presencia de picos de deformación extremos.

Tabla 5.5 Esfuerzo resultantes y deformación trapezoidal inferior (Trancient estructural).

Parámetro	Esfuerzo Von Mises	Esfuerzo principal máximo	Deformación
Mínimo	0. MPa	-4.9594 MPa	0. mm
Máximo	25.03 MPa	17.901 MPa	3.1232e-002 mm

Fuente: Propia.

El esfuerzo máximo del trapezoidal inferior se produce en la zona cercana al montaje de la rotula el cual es de 17.901 MPa, el cual se encuentra por debajo del límite de fluencia del material que ofrece el material empleado (290 MPa.)

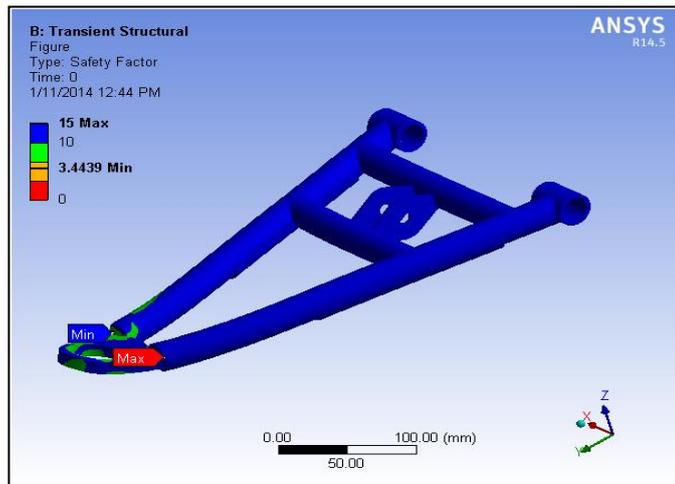


Figura 5. 14: Análisis factor de seguridad en el trapecio inferior (Trancient estructural).

Fuente: Propia.

EL trapecio inferior ofrece un factor de seguridad mínimo de 3.44 el cual es apropiado bajo cargas dinámicas que plantea un escenario de simulación en condiciones extremas, aseverando que su estructura es muy confiable en todos sus puntos

b. Trapecio superior

La mayor fuerza se generara en las maniobra de frenada brusca, maniobra de curva con una inclinación de 30 grados, así como la carga soportada por su distribución de pesos.

- Fuerza generada por trasferencia de masas en frenada brusca:

$$m = 158.77 \text{ kg}$$

Al tener dos trapecios se dividirá para cada uno de ellos.

$$m_1 = \frac{158.77 \text{ kg}}{2}$$

$$m_1 = 79.38 \text{ kg}$$

$$F_1 = 79.38 \text{ kg} * 9.8 \frac{m}{s^2}$$

$$F_1 = 777.9 \text{ N}$$

- Fuerza generada por transferencia de masas en curva a 30 grados:

$$m_2 = 177.89 \text{ kg}$$

Al tener dos trapecios se dividirá la carga generada para cada uno de ellos.

$$m_2 = \frac{177.89 \text{ kg}}{2}$$

$$m_2 = 88.94 \text{ kg}$$

$$F_2 = 88.94 \text{ kg} * 9.8 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$$

$$F_2 = 871.66 \text{ N}$$

- Fuerza generada por distribución de masas:

$$m_3 = 63.17 \text{ kg}$$

Al tener dos trapecios se dividirá la carga generada para cada uno de ellos.

$$m_3 = \frac{63.17 \text{ kg}}{2}$$

$$m_3 = 31.58 \text{ kg}$$

$$F_3 = 31.58 \text{ kg} * 9.8 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$$

$$F_3 = 309.53 \text{ N}$$

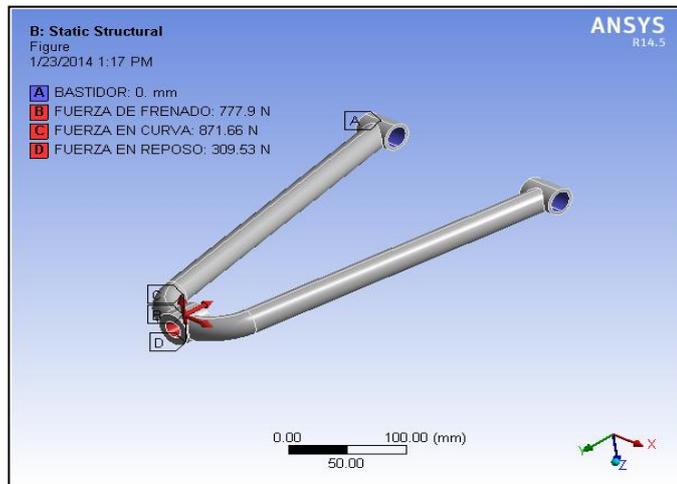


Figura 5.15: Asignación de sujeciones y fuerzas en trapecio superior izquierdo.

Fuente: Propia.

Tabla 5.6: Parámetros de simulación con Static Structural en el trapecio superior.

Object Name	<i>FUERZA EN REPOSO</i>	<i>FUERZA DE FRENADO</i>	<i>FUERZA EN CURVA</i>
Definition			
Magnitude	309.53 N (ramped)	777.9 N (ramped)	871.66 N (ramped)

Fuente: Propia.

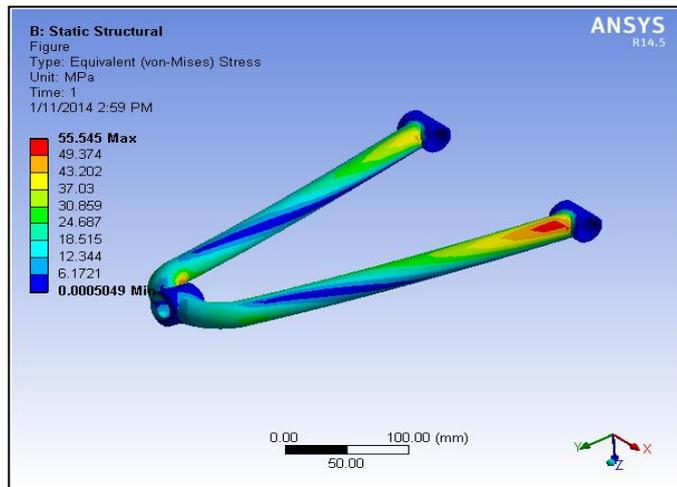


Figura 5.16: Análisis de esfuerzo de Von Mises trapecio superior (Static Structural).

Fuente: Propia.

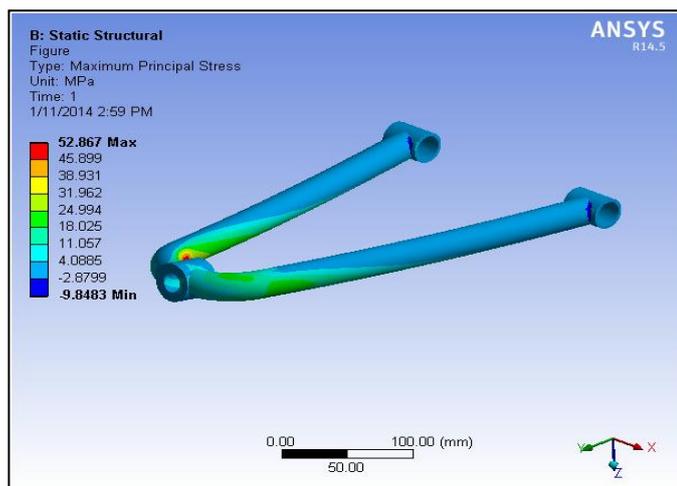


Figura 5.17: Análisis de esfuerzo principal máximo trapecio superior (Static estructural).

Fuente: Propia.

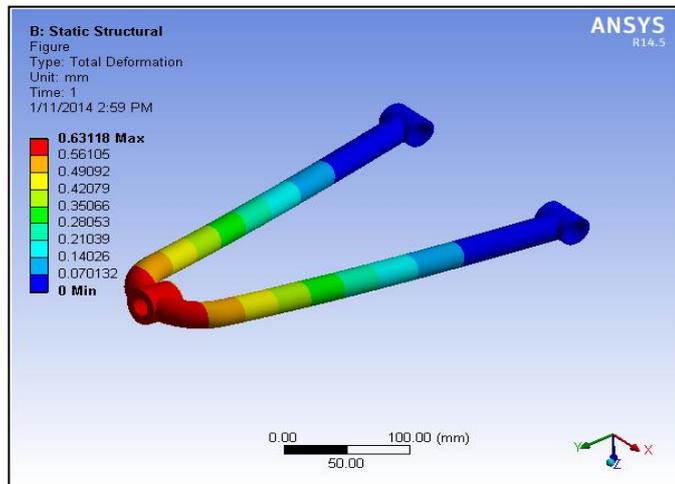


Figura 5.18: Análisis de deformación trapecio superior (Static estructural).

Fuente: Propia.

Tabla 5.7: esfuerzo resultantes y deformación trapecio superior (Static structural).

Parámetro	Esfuerzo Von Mises	Esfuerzo principal máximo	Deformación
Mínimo	5.049e-004 MPa	-9.8483 MPa	0. mm
Máximo	55.545 MPa	52.867 MPa	0.63118 mm

Fuente: Propia.

El esfuerzo máximo del trapecio superior se produce en la zona cercana al montaje de la rotula el cual es de 52.867 MPa, el cual se encuentra por debajo del límite de fluencia del material que ofrece el material empleado (290 MPa.)

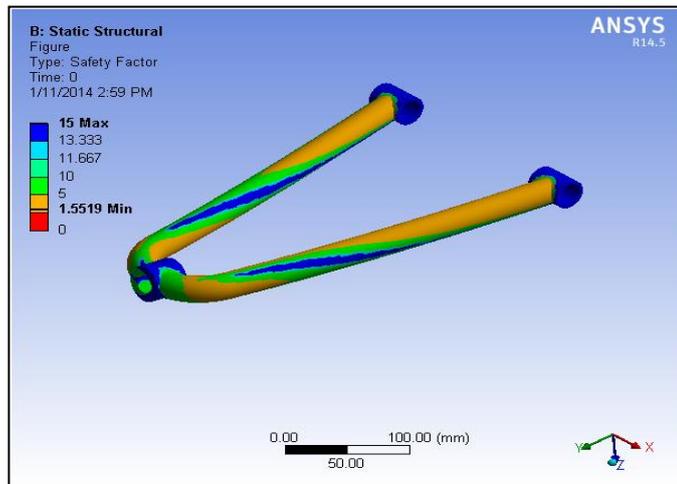


Figura 5.19: Análisis factores de seguridad trapecio inferior (Static Structural).

Fuente: Propia.

EL trapecio superior ofrece un factor de seguridad mínimo de 1.55 el cual es apropiado bajo cargas estáticas que plantea un escenario de simulación en condiciones extremas, aseverando que su estructura es muy confiable en todos sus puntos.

Tabla 5.8: Parámetros de simulación con Transient Structural para el trapecio superior.

Step Controls			
Step End Time	1.e-004 s		
Initial Time Step	1.e-005 s		
Minimum Time Step	1.e-005 s		
Maximum Time Step	5.e-005 s		
Definition			
Object Name	<i>FUERZA EN REPOSO</i>	<i>FUERZA EN FRENADO</i>	<i>FUERZA EN CURVA</i>

Magnitude	309.53 N (step applied)	777.9 N (step applied)	871.66 N (step applied)
-----------	----------------------------	------------------------	----------------------------

Fuente: Propia.

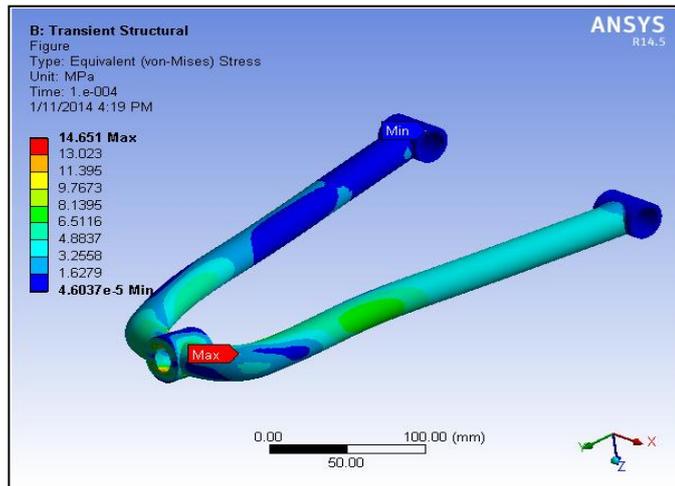


Figura 5. 20: Análisis de esfuerzo de Von Mises trapecio superior (Transient Structural).

Fuente: Propia.

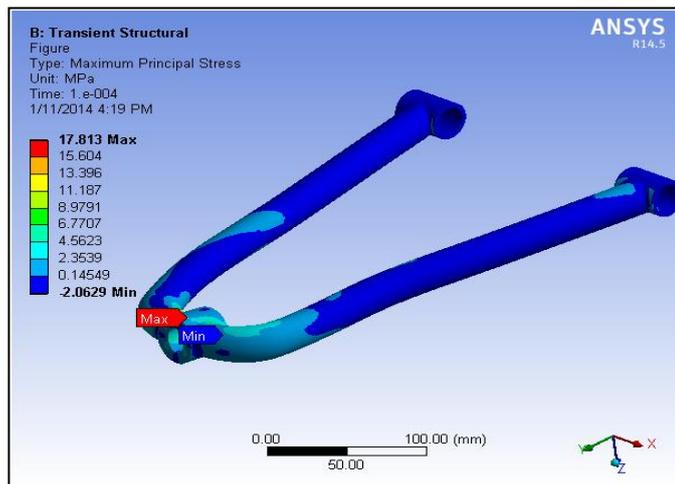


Figura 5.21: Análisis de esfuerzo principal máximo trapecio superior (Transient estructural).

Fuente: Propia.

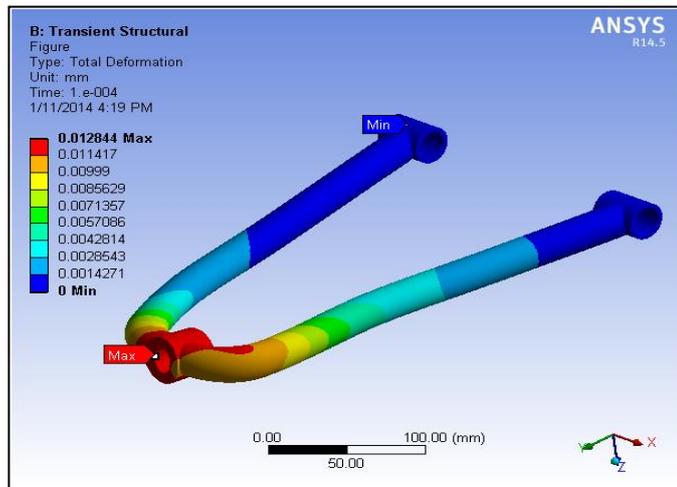


Figura 5. 22: Análisis de deformación trapecio superior (Transient estructural).

Fuente: Propia.

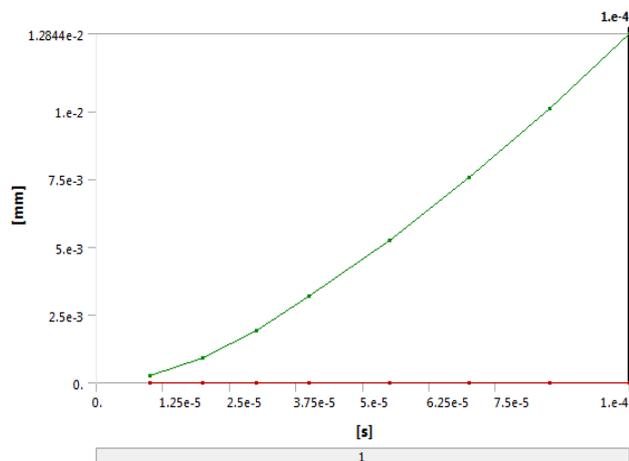


Figura 5.23: Análisis de deformación trapecio superior (Trancient estructural).

Fuente: Propia.

Se aprecia una curva uniforme de deformación siguiendo un patrón de adecuado, tomando en cuenta que la carga aplicada es dinámica sin presencia de picos de deformación extremos.

Tabla 5.9: Esfuerzo resultantes y deformación trapecio superior (Trancient structural).

Parámetro	Esfuerzo Von Mises	Esfuerzo principal máximo	Deformación
Mínimo	4.6037e-005 MPa	-2.0629 MPa	0. mm
Máximo	14.651 MPa	17.813 MPa	1.2844e-002 mm

Fuente: Propia.

El esfuerzo máximo del trapecio superior se produce en la zona cercana al montaje de la rotula el cual es de 17.813 MPa, el cual se encuentra por debajo del límite de fluencia del material que ofrece el material empleado (290 MPa.)

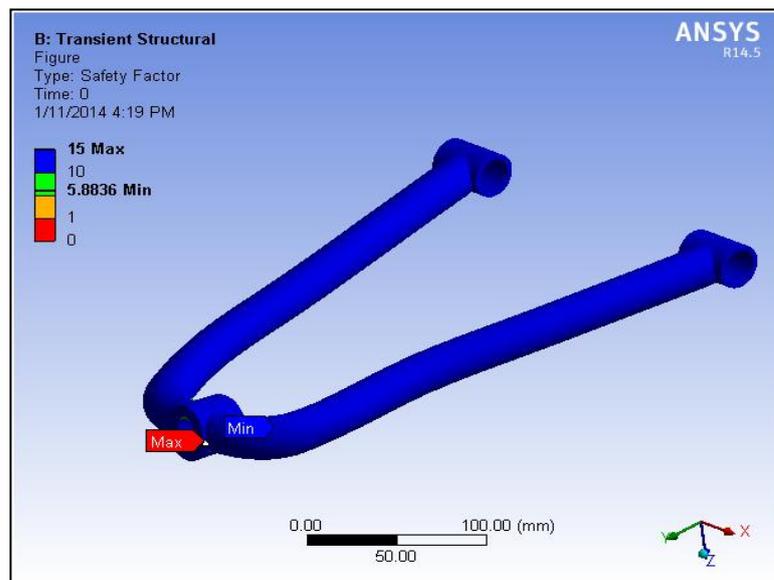


Figura 5. 24: Análisis factor de seguridad en el trapecio superior (Trancient estructural).

Fuente: Propia.

EL trapecio superior ofrece un factor de seguridad mínimo de 5.88 el cual es apropiado bajo cargas dinámicas que plantea un escenario de

simulación en condiciones extremas, aseverando que su estructura es muy confiable en todos sus puntos.

c. Conjunto mangueta – eje

La mayor fuerza se generara en las maniobra de frenada brusca, maniobra de curva con una inclinación de 30 grados, así como la carga soportada por su distribución de pesos.

c.1 Mangueta

- Fuerza generada por trasferencia de masas en frenada brusca:

$$m = 158.77 \text{ kg}$$

Al tener dos puntos de apoyo para los trapecios se dividirá para cada uno de ellos.

$$m_1 = \frac{158.77 \text{ kg}}{2}$$

$$m_1 = 79.38 \text{ kg}$$

$$F_1 = 79.38 \text{ kg} * 9.8 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$$

$$F_1 = 777.9 \text{ N}$$

- Fuerza generada por trasferencia de masas en curva a 30 grados:

$$m_2 = 177.89 \text{ kg}$$

Al tener dos puntos de apoyo para los trapecios se dividirá la carga generada para cada uno de ellos.

$$m_2 = \frac{177.89 \text{ kg}}{2}$$

$$m_2 = 88.94 \text{ kg}$$

$$F_2 = 88.94 \text{ kg} * 9.8 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$$

$$F_2 = 871.66 \text{ N}$$

- Fuerza generada por distribución de masas:

$$m_3 = 63.17 \text{ kg}$$

Al tener dos puntos de apoyo para trapecios se dividirá la carga generada para cada uno de ellos.

$$m_3 = \frac{63.17 \text{ kg}}{2}$$

$$m_3 = 31.58 \text{ kg}$$

$$F_3 = 31.58 \text{ kg} * 9.8 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$$

$$F_3 = 309.53 \text{ N}$$

c.2 Punta de eje

Las fuerzas generadas por las transferencia de cargas en el eje se los colocaran en los puntos de apoyo donde se encuentran los rodamientos.

- Fuerza generada por transferencia de masas en frenada brusca:

$$m = 158.77 \text{ kg}$$

$$F_1 = 158.77 \text{ kg} * 9.8 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$$

$$F_1 = 1555.94 \text{ N}$$

- Fuerza generada por transferencia de masas en curva a 30 grados:

$$m_2 = 177.89 \text{ kg}$$

$$F_2 = 177.89 \text{ kg} * 9.89.8 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$$

$$F_2 = 1743.32 \text{ N}$$

- Fuerza generada por distribución de masas:

$$m_3 = 63.17 \text{ kg}$$

$$F_3 = 63.17 \text{ kg} * 9.8 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$$

$$F_3 = 619.06 \text{ N}$$

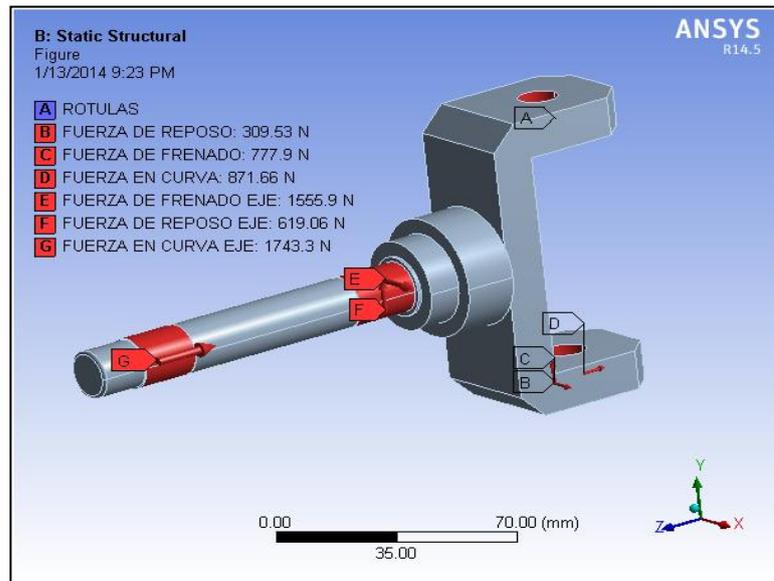


Figura 5.25: Asignación de sujeciones y fuerzas en conjunto mangueta-eje.

Fuente: Propia.

Tabla 5.10: Parámetros de simulación con Static Structural en conjunto mangueta-eje.

Object Name	<i>FUERZA DE REPOSO</i>	<i>FUERZA DE FRENADO</i>	<i>FUERZA EN CURVA</i>
Definition			
Magnitude	309.53 N (ramped)	777.9 N (ramped)	871.66 N (ramped)
Object Name	<i>FUERZA DE FRENADO EJE</i>	<i>FUERZA EN CURVA EJE</i>	<i>FUERZA DE REPOSO EJE</i>
Definition			
Magnitude	1555.9 N (ramped)	1743.3 N (ramped)	619.06 N (ramped)

Fuente: Propia.

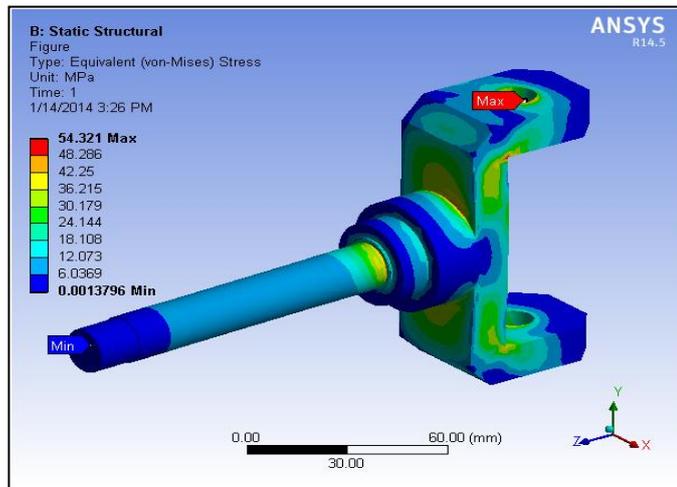


Figura 5. 26: Análisis de esfuerzo de Von Mises conjunto mangueta-eje (Static Structural).

Fuente: Propia.

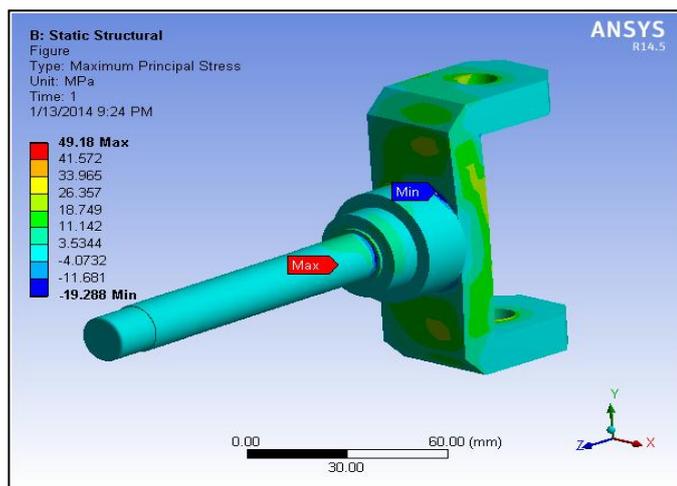


Figura 5.27: Análisis de esfuerzo principal máximo conjunto mangueta-eje (Static estructural).

Fuente: Propia.

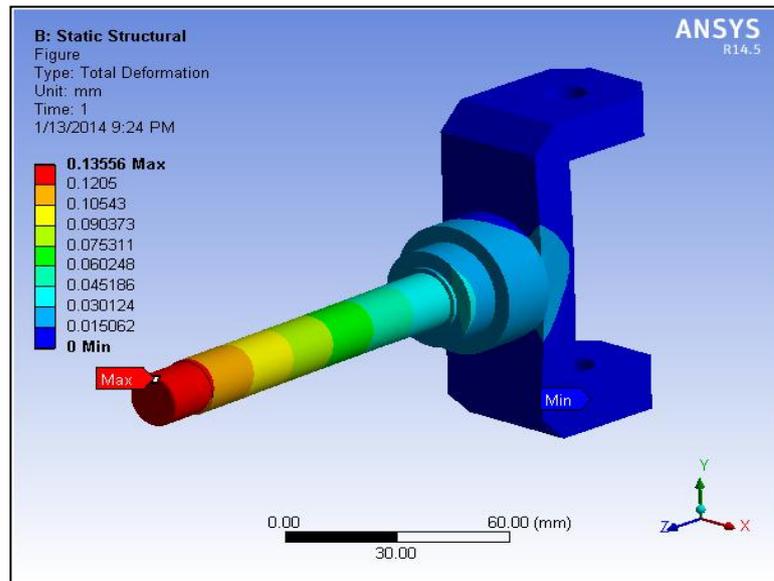


Figura 5.28: Análisis de deformación conjunto mangueta-eje (Static estructural).

Fuente: Propia.

Tabla 5.11: Esfuerzo resultantes y deformación conjunto mangueta-eje (Static structural).

Parámetro	Esfuerzo Von Mises	Esfuerzo principal máximo	Deformación
Mínimo	1.3796e-003 MPa	-19.288 MPa	0. mm
Máximo	54.321 MPa	49.18 MPa	0.13556 mm

Fuente: Propia.

El esfuerzo máximo del conjunto mangueta-eje se produce en la zona el cambio de sección cercano al eje, el cual es de 49.18 MPa, el cual se encuentra por debajo del límite de fluencia del material que ofrece el material empleado (250 MPa.)

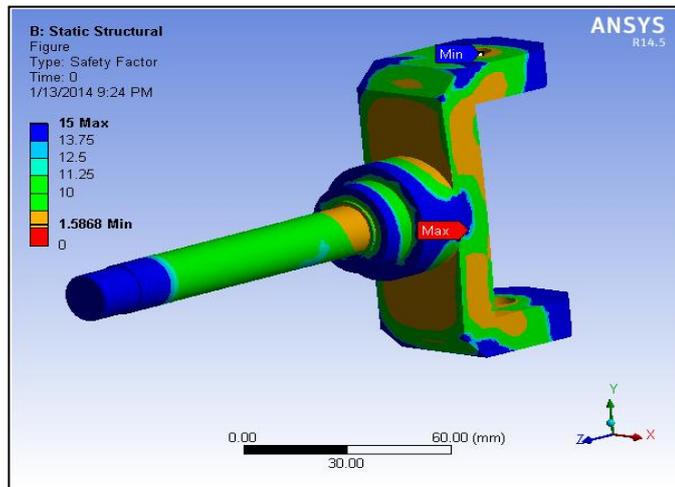


Figura 5.29: Análisis factor de seguridad conjunto mangueta-eje (Static Structural).

Fuente: Propia.

El conjunto mangueta-eje ofrece un factor de seguridad mínimo de 1.58 el cual es apropiado bajo cargas estáticas que plantea un escenario de simulación en condiciones extremas, aseverando que su estructura es muy confiable en todos sus puntos.

Tabla 5. 12: Parámetros de simulación con Transient Structural para conjunto mangueta-eje.

Step Controls				
Step End Time	1.e-004 s			
Initial Time Step	1.e-005 s			
Minimum Time Step	1.e-005 s			
Maximum Time Step	5.e-005 s			
Object Name	<i>FUERZA EN REPOSO</i>	<i>FUERZA EN FRENADO</i>	<i>FUERZA EN CURVA</i>	<i>FUERZA EN REPOSO EJE</i>

Magnitude	309.53 N (step applied)	777.9 N (step applied)	871.66 N (step applied)	619.06 N (step applied)
-----------	-------------------------------	---------------------------	-------------------------------	-------------------------------

Fuente: Propia.

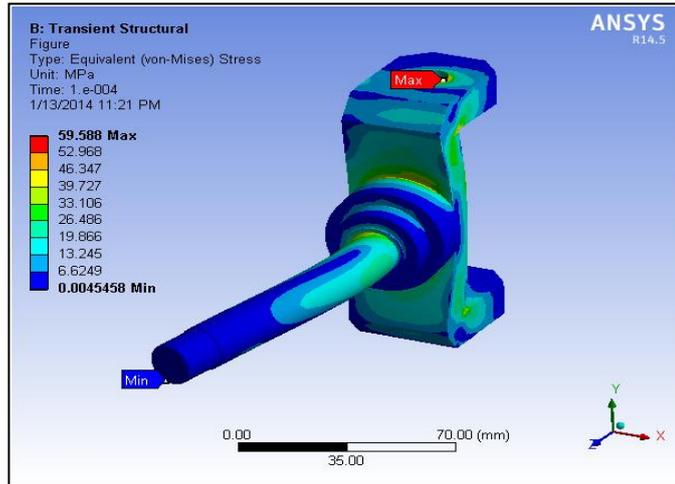


Figura 5.30: Análisis de esfuerzo de Von Mises conjunto mangueta-eje (Transient Structural).

Fuente: Propia.

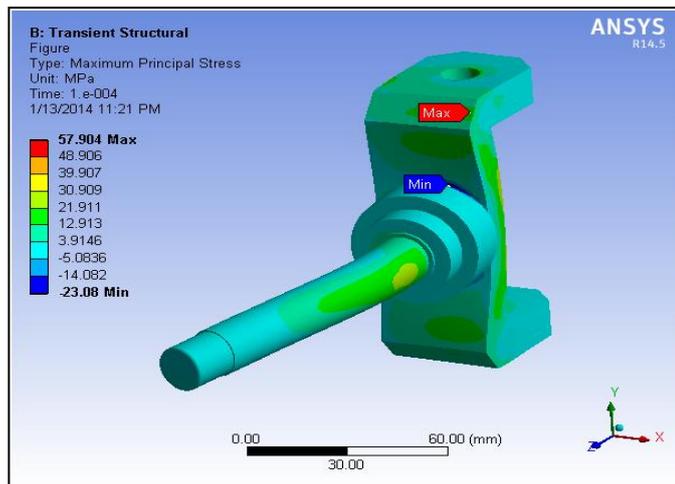


Figura 5.31: Análisis de esfuerzo principal máximo conjunto mangueta-eje (Transient estructural).

Fuente: Propia.

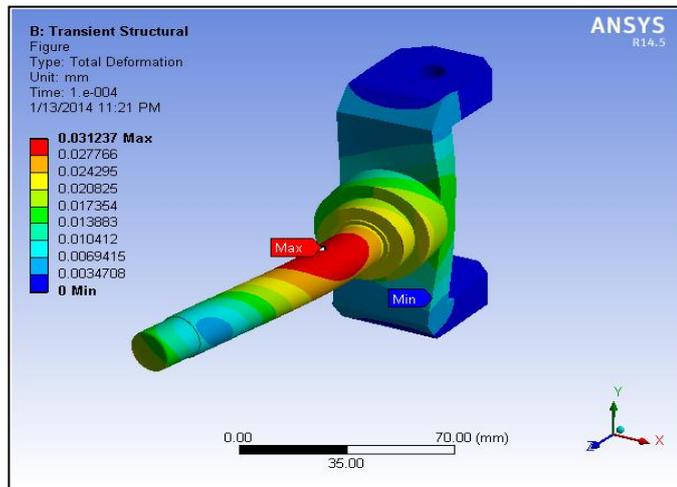


Figura 5.32: Análisis de deformación trapecio superior (Transient estructural).

Fuente: Propia.

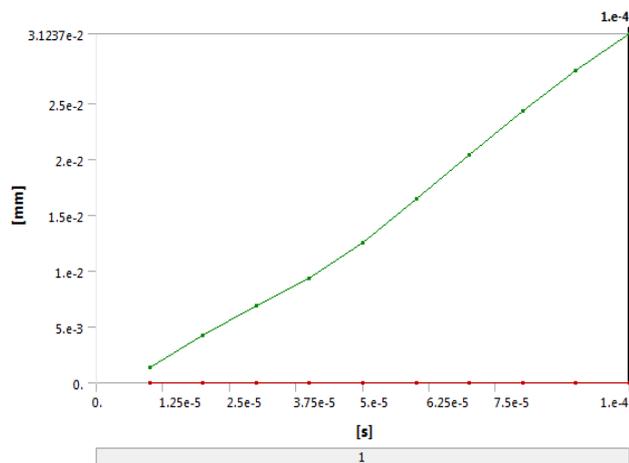


Figura 5.33: Análisis de deformación conjunto mangueta-eje (Trancient estructural).

Fuente: Propia.

Se aprecia una curva uniforme de deformación siguiendo un patrón de adecuado, tomando en cuenta que la carga aplicada son dinámicas sin presencia de picos de deformación extremos.

Tabla 5.13: Esfuerzo resultantes y conjunto mangueta-eje (Trancient structural).

Parámetro	Esfuerzo Von Mises	Esfuerzo principal máximo	Deformación
Mínimo	4.5458e-003 MPa	-23.08 MPa	0. mm
Máximo	59.588 MPa	57.904 MPa	3.1237e-002 mm

Fuente: Propia.

El esfuerzo máximo del conjunto mangueta-eje se produce en la zona de pared exterior de la mangueta cercana al cambio de sección, el cual es de 57.904 MPa, el cual se encuentra por debajo del límite de fluencia del material que ofrece el material empleado (250 MPa.)

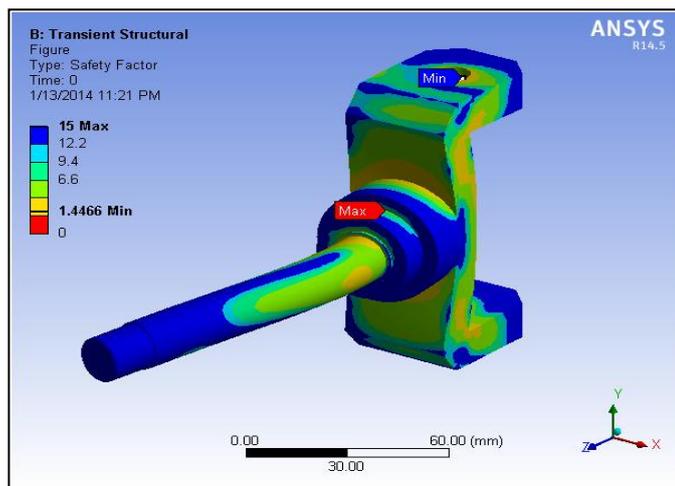


Figura 5.34: Análisis factor de seguridad conjunto mangueta-eje (Trancient structural).

Fuente: Propia.

EL conjunto mangueta-eje ofrece un factor de seguridad mínimo de 1.44 el cual es apropiado bajo cargas dinámicas que plantea un escenario de simulación en condiciones extremas, aseverando que su estructura es muy confiable en todos sus puntos.

d. Bastidor

La mayor fuerza se generara en las maniobra de frenada brusca, maniobra de curva con una inclinación de 30 grados, así como la carga soportada por su distribución de pesos.

- Determinación de fuerza sobre el eje delantero bajo un factor crítico de carga del 30%.

$$F_1 = F_t x \frac{d}{b}$$
$$F_1 = 3261.44 N x \frac{643.1 mm}{1455.8 mm}$$
$$F_1 = 1440.74 N$$

- Determinación de fuerza sobre el eje posterior crítico de carga del 30%.

$$F_2 = F_t x \frac{b - d}{b}$$
$$F_2 = 3261.44 N x \frac{814.72 mm}{1455.82 mm}$$
$$F_2 = 1825.19 N$$

- Fuerza generada por trasferencia de masas en frenada brusca para el eje delantero:

$$m_f^d = 317.54 kg$$
$$F_3 = 317.54 kg * 9.8 \frac{m}{s^2}$$
$$F_3 = 3111.89 N$$

- Fuerza generada por trasferencia de masas en frenada brusca para el eje posterior:

$$m_f^p = 361.54 kg$$

$$F_4 = 361.54 \text{ kg} * 9.8 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$$

$$F_4 = 3543.09 \text{ N}$$

- Fuerza generada por transferencia de masas en curva a 30 grados eje delantero:

$$m_{\text{curva eje del.}} = 177.89 \text{ kg} + 5.17 \text{ kg}$$

$$m_{\text{curva eje del.}} = 183.06 \text{ kg}$$

$$F_5 = 183.06 \text{ kg} * 9.8 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$$

$$F_5 = 1793.98 \text{ N}$$

- Fuerza generada por transferencia de masas en curva a 30 grados eje posterior:

$$m_{\text{curva eje post.}} = 402.83 \text{ kg}$$

$$F_6 = 402.83 \text{ kg} * 9.8 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$$

$$F_6 = 3947.74 \text{ N}$$

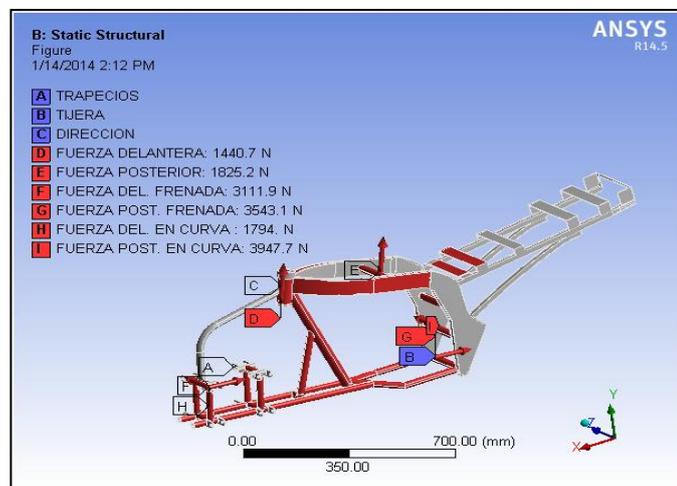


Figura 5.35: Asignación de sujeciones y fuerzas en el bastidor.

Fuente: Propia.

Tabla 5.14: Parámetros de simulación con Static Structural en el bastidor.

Object Name	<i>FUERZA DELANTERA</i>	<i>FUERZA POSTERIOR</i>	<i>FUERZA DEL. FRENADA</i>
Definition			
Magnitude	1440.7 N (ramped)	1825.2 N (ramped)	3111.9 N (ramped)
Object Name	<i>FUERZA POST. FRENADA</i>	<i>FUERZA DEL. EN CURVA</i>	<i>FUERZA POST. EN CURVA</i>
Definition			
Magnitude	3543.1 N (ramped)	1794. N (ramped)	3947.7 N (ramped)

Fuente: Propia.

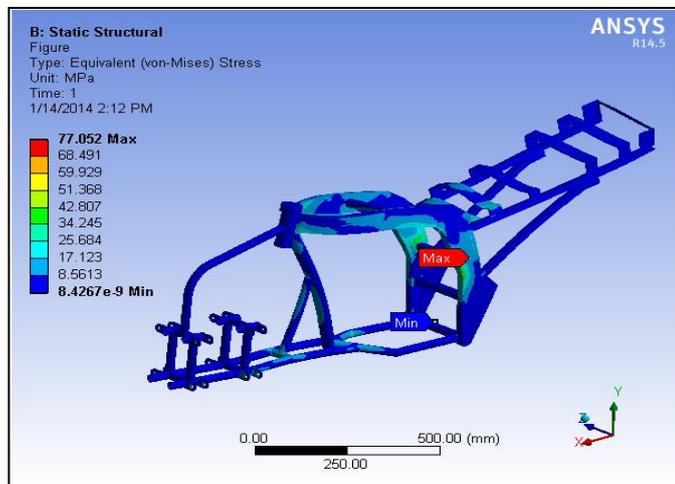


Figura 5.36: Análisis de esfuerzo de Von Mises del bastidor (Static Structural).

Fuente: Propia.

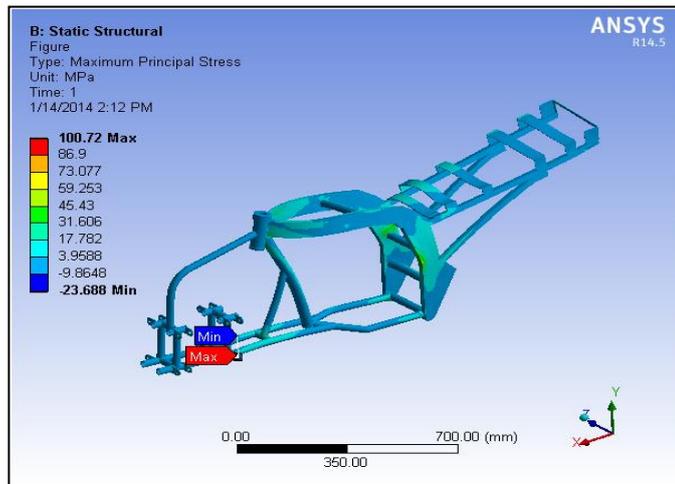


Figura 5.37: Análisis de esfuerzo principal máximo del bastidor (Static estructural).

Fuente: Propia.

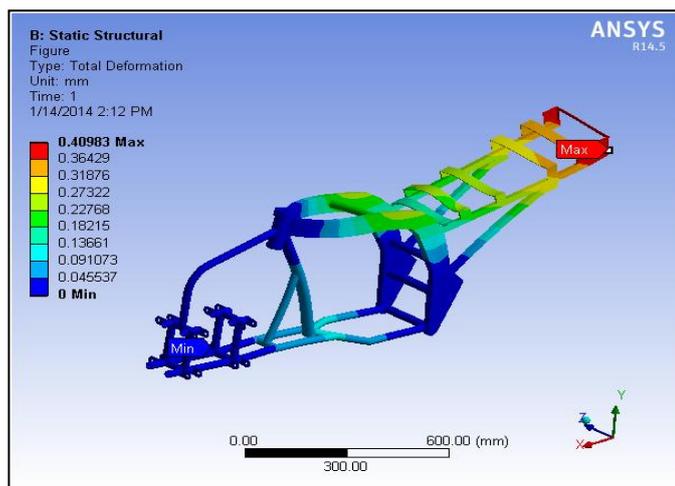


Figura 5.38: Análisis de deformación del bastidor (Static estructural)

Fuente: Propia.

Tabla 5.15: Tabla esfuerzo resultantes y deformación del bastidor (Static estructural).

Parámetro	Esfuerzo Von Mises	Esfuerzo principal máximo	Deformación
Mínimo	8.4267e-009 MPa	-23.688 MPa	0. mm

Máximo	77.052 MPa	100.72 MPa	0.40983 mm
---------------	------------	------------	------------

Fuente: Propia.

El esfuerzo máximo del bastidor se produce en la zona cercana al montaje de los soportes de los trapecios el cual es de 100.72 MPa, el cual se encuentra por debajo del límite de fluencia del material que ofrece el material empleado (290 MPa.)

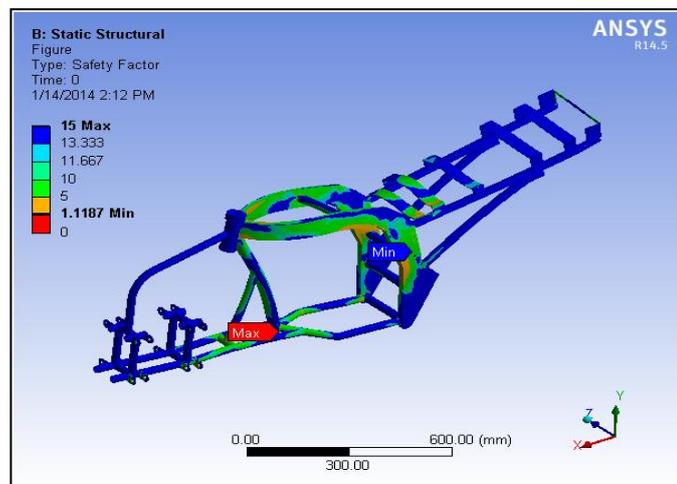


Figura 5.39: Análisis factor de seguridad del bastidor (Static Structural).

Fuente: Propia.

El bastidor ofrece un factor de seguridad mínimo de 1.11 el cual es apropiado bajo cargas estáticas que plantea un escenario de simulación en condiciones extremas, aseverando que su estructura es muy confiable en todos sus puntos.

Tabla 5.16: Parámetros de simulación con Transient Structural en el bastidor.

Step Controls	
Step End Time	1.e-004 s
Initial Time Step	1.e-005 s

Minimum Time Step		1.e-005 s	
Maximum Time Step		5.e-005 s	
Object Name	<i>FUERZA DELANTERA</i>	<i>FUERZA POSTERIOR</i>	<i>FUERZA DEL. FRENADA</i>
Definition			
Magnitude	1440.7 N (step applied)	1825.2 N (step applied)	3111.9 N (step applied)
Object Name	<i>FUERZA POST. FRENADA</i>	<i>FUERZA DEL. EN CURVA</i>	<i>FUERZA POST. EN CURVA</i>
Definition			
Magnitude	3543.1 N (step applied)	1794. N (step applied)	3947.7 N (step applied)

Fuente: Propia.

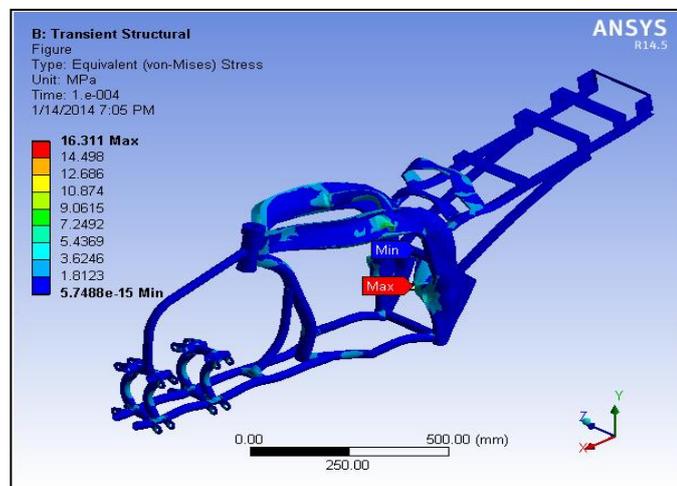


Figura 5.40: Análisis de esfuerzo de Von Mises del bastidor (Transient Structural).

Fuente: Propia.

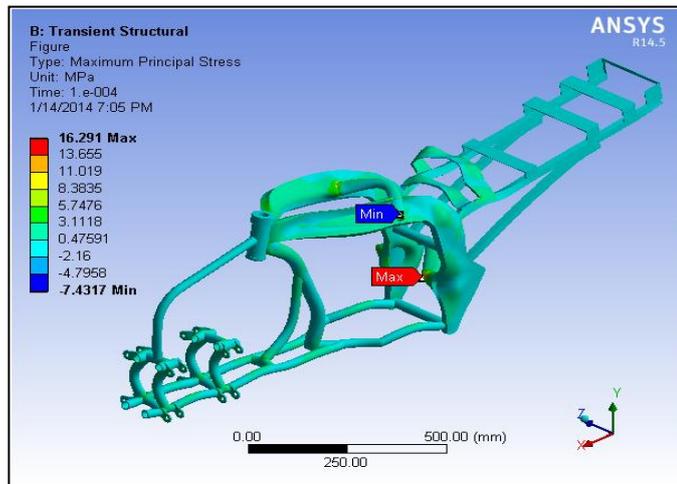


Figura 5.41: Análisis de esfuerzo principal máximo del bastidor (Transient estructural).

Fuente: Propia.

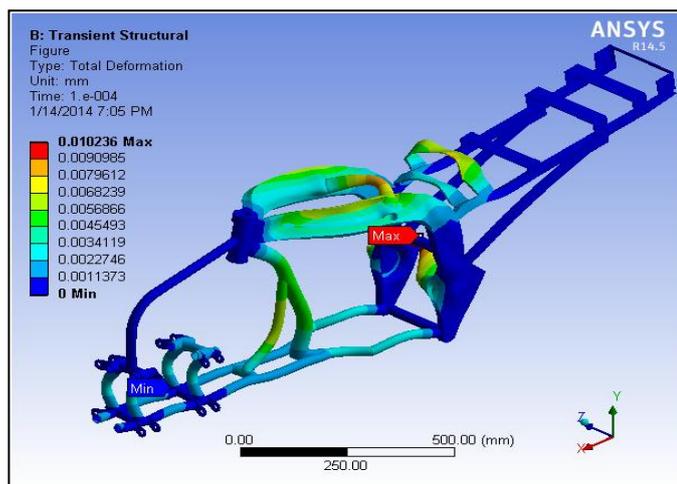


Figura 5.42: Análisis de deformación del bastidor (Transient estructural).

Fuente: Propia.

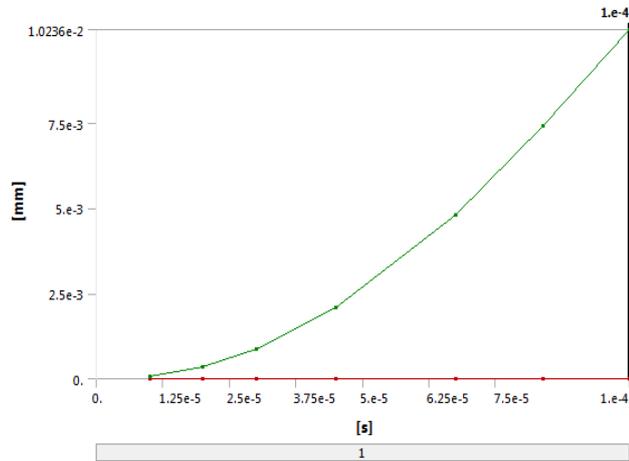


Figura 5.43: Análisis de deformación del bastidor (Trancient estructural).

Fuente: Propia.

Se aprecia una curva uniforme de deformación siguiendo un patrón de adecuado, tomando en cuenta que la carga aplicada es dinámica sin presencia de picos de deformación extremos.

Tabla 5.17: Tabla esfuerzo resultantes y deformación del bastidor (Trancient estructural)

Parámetro	Esfuerzo Von Mises	Esfuerzo principal máximo	Deformación
Mínimo	5.7488e-015 MPa	-7.4317 MPa	0. mm
Máximo	16.311 MPa	16.291 MPa	1.0236e-002 mm

Fuente: Propia.

El esfuerzo máximo del bastidor se produce en la zona cercana al montaje del sistema de basculación posterior el cual es de 16.291 MPa, el cual se encuentra por debajo del límite de fluencia del material que ofrece el material empleado (290 MPa.)

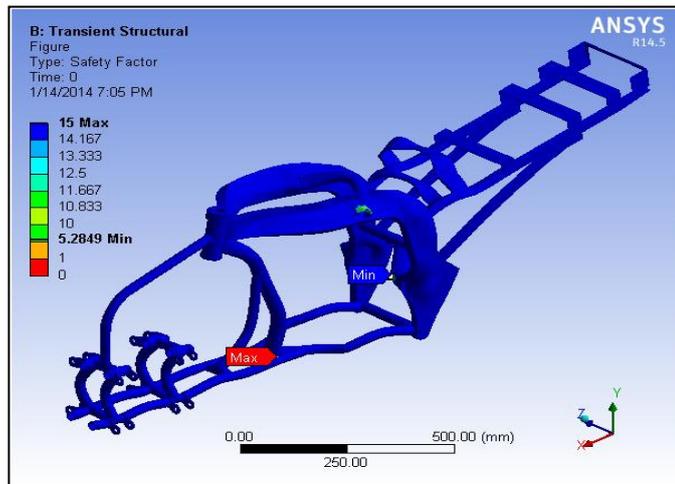


Figura 5.44: Análisis factor de seguridad del bastidor (Trancient estructural).

Fuente: Propia.

EL bastidor ofrece un factor de seguridad mínimo de 5.28 el cual es apropiado bajo cargas dinámicas que plantea un escenario de simulación en condiciones extremas, aseverando que su estructura es muy confiable en todos sus puntos.

e. Barra de inclinación

La mayor fuerza en la barra de inclinación esta generada por la acción del los amortiguadores considerando su ubicación, constante elástica, así como las maniobras en curva con una inclinación de 30 grados, sin olvidar el torque que se genera en la base de la barra que está directamente relacionada con el bastidor.

- Fuerza generada por accionamiento del sistema de suspensión

$$F = -1470 \text{ N}$$

$$F_x = \text{Cos}(\varphi) \cdot F$$

$$F_x = \text{Cos } 75 \cdot -1470$$

$$F_x = -380.46 \text{ N}$$

$$F_y = \text{Sen}(\varphi) \cdot F$$

$$F_y = \text{Sen } 75 \cdot -1470$$

$$F_y = -1419.91 \text{ N}$$

Los valores negativos nos indican la oposición que genera el amortiguador en la acción de compresión para considerar extensión basta con cambiar el signo de los valores encontrados e ingresarlos en software de análisis en forma vectorial.

- Fuerza generada por transferencia de masas en el eje delantero llanta con mayor incidencia.

Al estar directamente sobre uno de los trapecios consideraremos solo la carga que le corresponde al mismo.

$$m_{\text{llanta in.}} = 88.94 \text{ kg}$$

$$F_3 = 88.94 \text{ kg} * 9.8 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$$

$$F_3 = 871.66 \text{ N}$$

- Fuerza generada por transferencia de masas en el eje delantero llanta con mayor incidencia.

$$m_{\text{llanta ex.}} = 2.58 \text{ kg}$$

$$F_4 = 2.58 \text{ kg} * 9.8 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$$

$$F_4 = 25.33 \text{ N}$$

- Momento generado por la rotación de la barra en torno al eje de sujeción del bastidor.

$$m_{\text{curva eje del.}} = 177.89 \text{ kg} + 5.17 \text{ kg}$$

$$m_{\text{curva eje del.}} = 183.06 \text{ kg}$$

$$F_5 = 183.06 \text{ kg} * 9.8 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$$

$$F_5 = 1793.98 \text{ N}$$

$$M = F_5 * \text{Distancia de la barra}$$

$$M = 1793.98 \text{ N} * 0.28 \text{ m}$$

$$M = 502.31 \text{ Nm}$$

Consideramos la mayor fuerza distribuida generada en la curva a cada uno de los neumáticos al ser este punto el principal apoyo para el sistema de suspensión e inclinación.

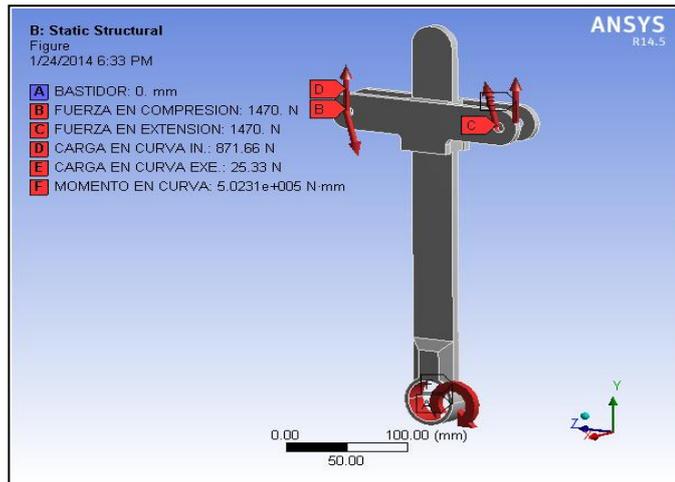


Figura 5.45: Asignación de sujeciones y fuerzas en la Barra de inclinación.

Fuente: Propia.

Tabla 5.18: Parámetros de simulación con Static Structural en la Barra de inclinación.

Object Name	<i>FUERZA EN COMPRESIÓN</i>		<i>FUERZA EN EXTENSIÓN</i>	
Definition				
X Component	0. N (ramped)			
Y Component	-1419.9 N (ramped)		1419.9 N (ramped)	
Z Component	-380.46 N (ramped)		380.46 N (ramped)	
Object Name	<i>CARGA EN CURVA IN.</i>	<i>CARGA EN CURVA EX.</i>	<i>MOMENTO EN CURVA</i>	

Definition			
Magnitude	871.66 N (ramped)	25.33 N (ramped)	5.0231e+005 N-mm (ramped)

Fuente: Propia.

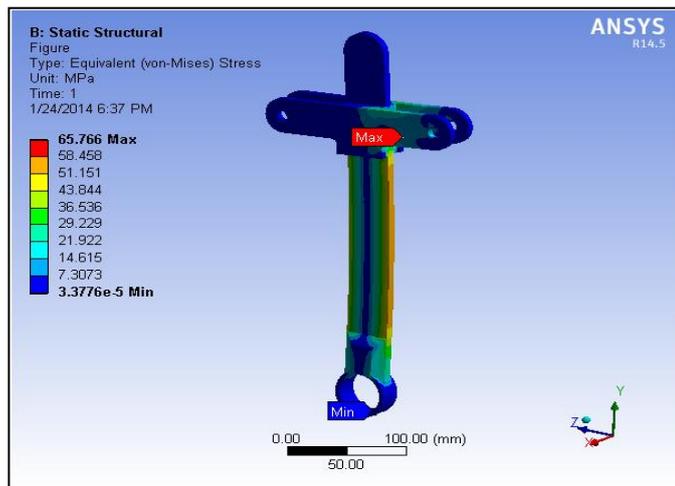


Figura 5.46: Análisis de esfuerzo de Von Mises la Barra de inclinación (Static Structural).

Fuente: Propia.

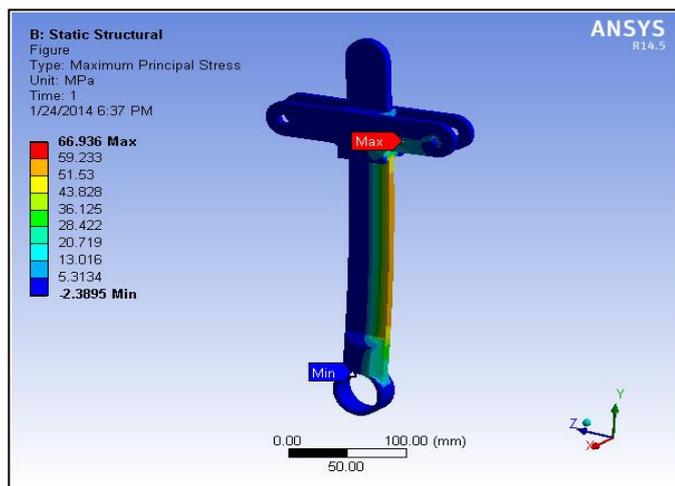


Figura 5.47: Análisis de esfuerzo principal máximo la Barra de inclinación (Static estructural).

Fuente: Propia.

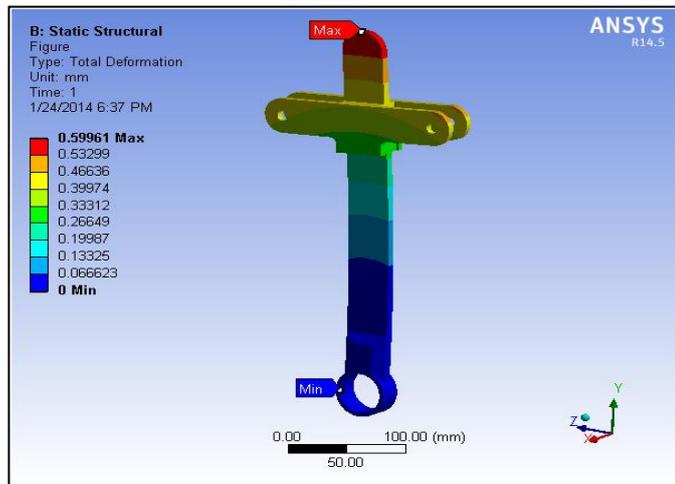


Figura 5.48: Análisis de deformación de la Barra de inclinación (Static estructural).

Fuente: Propia.

Tabla 5.19: esfuerzo resultantes y deformación Barra de inclinación (Static structural).

Parámetro	Esfuerzo Von Mises	Esfuerzo principal máximo	Deformación
Mínimo	3.3776e-005 MPa	-2.3895 MPa	0. mm
Máximo	65.766 MPa	66.936 MPa	0.59961 mm

Fuente: Propia.

El esfuerzo máximo de la barra de inclinación se produce en la zona cercana al montaje de conjunto amortiguador-resorte que se encuentra bajo acción de extensión, el cual es de 66.936 MPa, el cual se encuentra por debajo del límite de fluencia del material que ofrece el material empleado (250 MPa.)

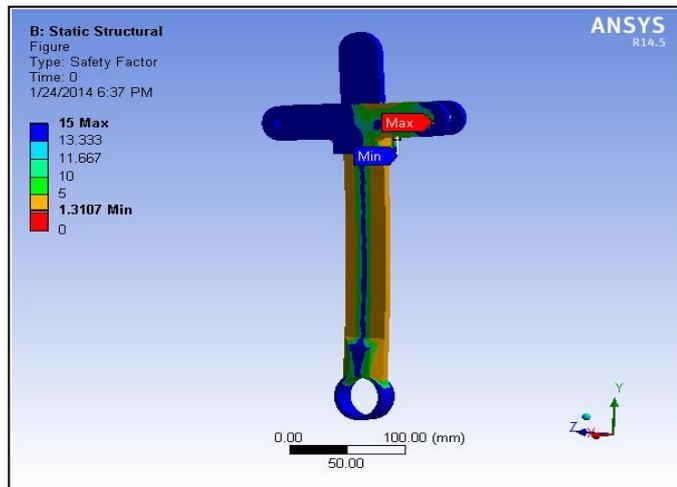


Figura 5.49: Análisis factor de seguridad Barra de inclinación (Static Structural).

Fuente: Propia.

EL trapecio superior ofrece un factor de seguridad mínimo de 1.31 el cual es apropiado bajo cargas estáticas que plantea un escenario de simulación en condiciones extremas, aseverando que su estructura es muy confiable en todos sus puntos.

Tabla 5. 20: Parámetros de simulación con Transient Structural para el trapecio superior.

Step Controls		
Step End Time		1.e-004 s
Initial Time Step		1.e-005 s
Minimum Time Step		1.e-005 s
Maximum Time Step		5.e-005 s
Object Name	<i>FUERZA EN COMPRESIÓN</i>	<i>FUERZA EN EXTENSIÓN</i>
X Component	0. N (step applied)	

Y Component	-1419.9 N (step applied)		1419.9 N (step applied)
Z Component	-380.46 N (step applied)		380.46 N (step applied)
Object Name	<i>CARGA EN CURVA IN.</i>	<i>CARGA EN CURVA EX.</i>	<i>MOMENTO EN CURVA</i>
Define By	Components		Vector
Magnitude	871.66 N (step applied)	25.33 N (step applied)	5.0231e+005 N-mm (step applied)

Fuente: Propia.

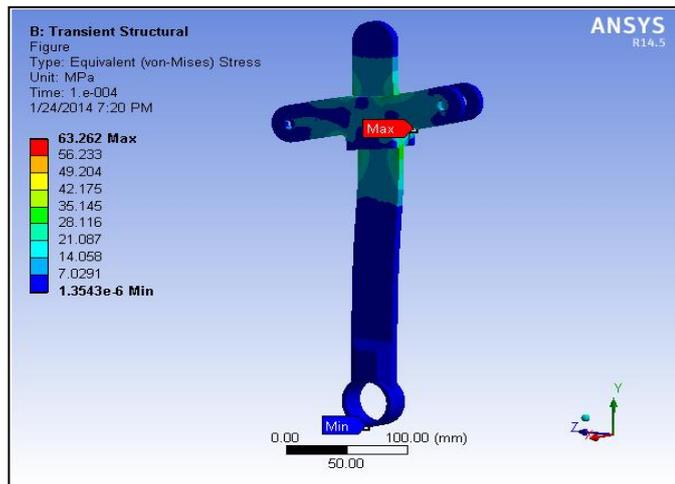


Figura 5.50: Análisis de esfuerzo de Von Mises Barra de inclinación (Transient Structural).

Fuente: Propia.

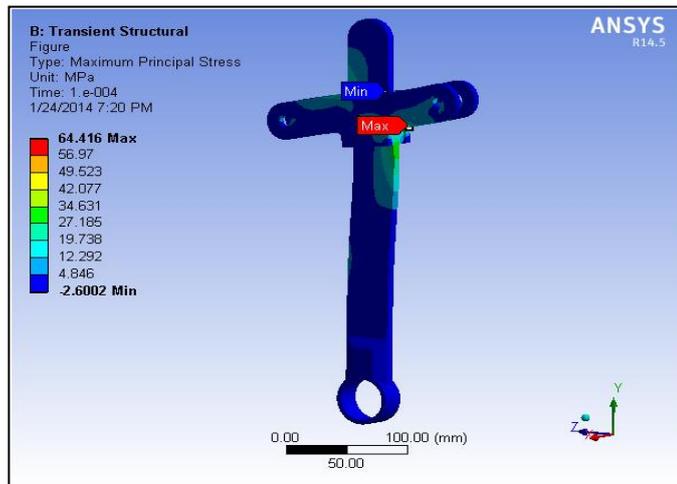


Figura 5.51: Análisis de esfuerzo principal máximo Barra de inclinación (Transient estructural).

Fuente: Propia.

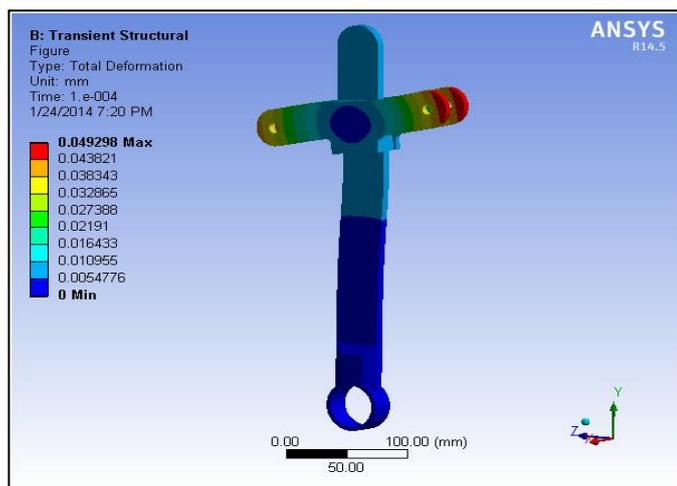


Figura 5.52: Análisis de deformación Barra de inclinación (Transient estructural).

Fuente: Propia.

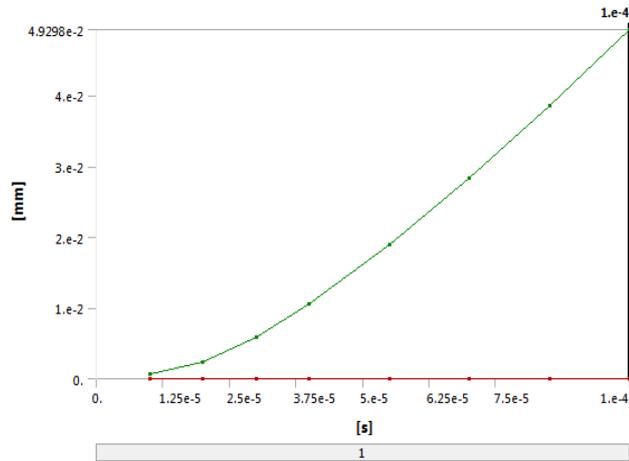


Figura 5.53: Análisis de deformación Barra de inclinación (Trancient estructural).

Fuente: Propia.

Se aprecia una curva uniforme de deformación siguiendo un patrón de adecuado, tomando en cuenta que la carga aplicada es dinámica sin presencia de picos de deformación extremos.

Tabla 5.21: esfuerzo resultantes y deformación Barra de inclinación (Trancient structural).

Parámetro	Esfuerzo Von Mises	Esfuerzo principal máximo	Deformación
Mínimo	1.3543e-006 MPa	-2.6002 MPa	0. mm
Máximo	63.262 MPa	64.416 MPa	4.9298e-002 mm

Fuente: Propia.

El esfuerzo máximo de la barra de inclinación se produce en la zona cercana al montaje de conjunto amortiguador-resorte el cual es de 64.416 MPa, el cual se encuentra por debajo del límite de fluencia del material que ofrece el material empleado (250 MPa.)

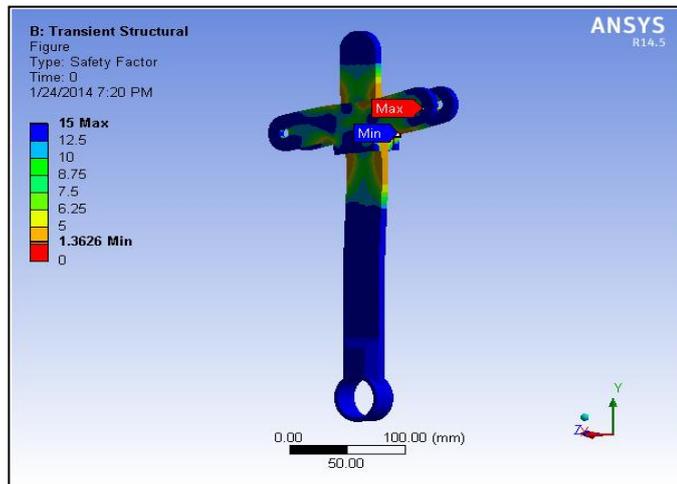


Figura 5.54: Análisis factor de seguridad Barra de inclinación (Trancient estructural).

Fuente: Propia.

EL trapecio superior ofrece un factor de seguridad mínimo de 1.36 el cual es apropiado bajo cargas dinámicas que plantea un escenario de simulación en condiciones extremas, aseverando que su estructura es muy confiable en todos sus puntos.

CAPÍTULO 6

6. CONSTRUCCIÓN Y MONTAJE

6.1 INTRODUCCIÓN

Para la construcción del sistema tomamos en cuenta todos los factores estáticos y dinámicos.

El objetivo ahora es construir los diseños realizados. Para esto se debe tener en cuenta que como se vio en los capítulos anteriores, la geometría propia de los sistemas de suspensión y dirección, es decir ángulos, distancias entre otros, que han sido obtenidas luego de un largo proceso de análisis, por lo cual es imprescindible manejar precisión en la construcción que garantice un mínimo de diferencia entre lo diseñado y lo fabricado.



Figura 6.1: Chasis de partida.

Fuente: Propia.

6.2 CONSTRUCCIÓN DEL BASTIDOR Y SUJECIONES PARA EL SISTEMA DE SUSPENSIÓN.

6.2.1 CORTE, DOBLADO Y MAQUINADOS DE LOS TUBOS.

El proceso de corte de tubos se lo realiza siguiendo los planos extraídos del software de modelación y un corte sobre medida del 0.5% de su longitud para evitar problemas por perdida de material en momento de corte.



Figura 6.2: Corte de tubo ASTM A-500 Grado B.

Fuente: Propia.

Excepto en el caso de tubos cuadrado o rectangular, es necesario dar la forma a los extremo de los tubos para que encajen en la estructura o tubo al que se tiene que soldar. Esto es hecho comúnmente con una fresadora y un cortador de diámetro apropiado a un ángulo requerido o con una maquina especial para hacer muescas a los tubos.



Figura 6.3: Biselado de tubos.

Fuente: Propia.

6.3 BASTIDOR

Para realizar el proceso de soldadura del chasis es necesario presentar cada uno de los tubos sobre el marco ya construido y colocar puntos en las uniones de los tubos. Se tiene que verificar que los tubos estén alineados entre sí.



Figura 6.4: Puntos de unión del bastidor.

Fuente: Propia.

La soldadura del bastidor se realizara con el proceso GMAW (Gas Metal Arc Welding) conocido también como soldadura MIG. Donde el proceso

de soldadura es por una alta deposición de material proveniente de un alambre que es continuamente alimentado desde un carrete, también es utilizado un gas inerte que forma el arco plasma y protege el pozo de soldadura fundida. El material del alambre de alimentación cambia dependiendo del material base a soldar así también el gas inerte que puede ser Ar, He, o CO₂ una combinación de estos en una determinada proporción. (1) Dirección de avance. (2) Tubo de contacto. (3) Alambre. (4) Gas inerte. (5) Pozo de soldadura derretida. (6) Metal de soldadura. (7) Metal base.

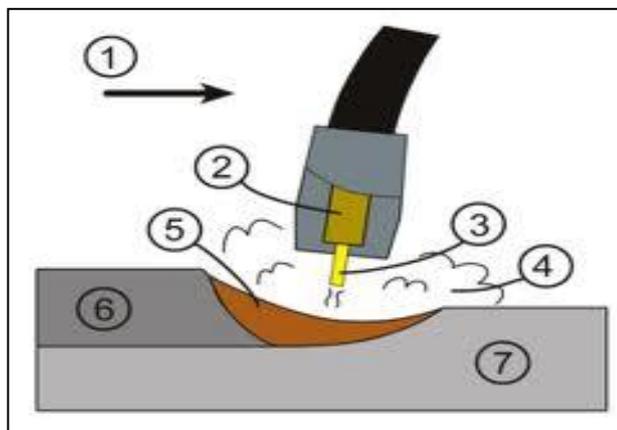


Figura 6.5: Proceso de soldadura GMAW.

Fuente: <http://welding138.blogspot.com/2008/10/soldadura-gmaw-de-wikipedia>.

Cuando se suelda un tubo normalizado de acero ASTM A500 el mejor material de deposición es una aleación de acero al bajo carbono especificación dada por AWS (American Welding Society) correspondiente al alambre MIG para acero de bajo carbono ER 70 S-3, 0.7 mm y se debe utilizar un gas de protección MAG (CO₂).



Figura 6.6: Soldadura del bastidor (Proceso GMAW).

Fuente: Propia.



Figura 6.7: Cordón de soldadura del bastidor.

Fuente: Propia.

La característica principal de este material de aporte:

Sin porosidades y libre de fracturas, el contenido de carbono de este material nominalmente es de 0.06% con lo que se puede utilizar para la deposición en el material a soldar relativamente altos contenidos de carbono, en este caso 0.27% de acero ASTM A500.

- Permite aumenta la velocidad de soldeo y reducir perdidas por salpicadura y operaciones de acabado posterior.

- Ofrece una mayor tolerancia entre la corriente (alimentación del alambre) y la tensión (voltaje), lo que facilita la calibración de la máquina para soldar.
- Con lo anterior se espera que el cordón de soldadura tenga una resistencia a la tracción aproximada de 590 a 690 MPa.



Figura 6.8: Bastidor finalizado.

Fuente: Propia.

6.3.1 MONTAJE DEL BASTIDOR

El bastidor será montado en bastidor original de la motocicleta previo al análisis estructural, arrojando como resultado un buen comportamiento dinámico por concepto de resistencia en sus puntos de anclaje seleccionados.

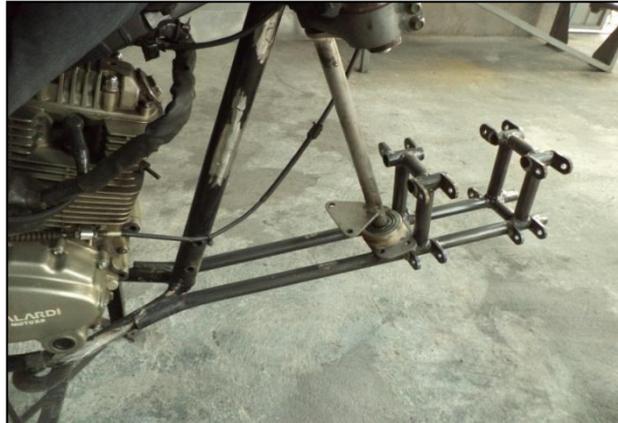


Figura 6.9: Montaje del bastidor.

Fuente: Propia.

6.3.2 BASES PARA TRAPÉCIOS

El conjunto de bases para el montaje del trapecio de la suspensión se lo realiza en bases a los parámetros de diseño utilizando placa de acero ASTM A-36 previamente cortadas de 35 mm X 40 mm X 4 mm



Figura 6.10: Platinas para bases de trapecios.

Fuente: Propia.



Figura 6.11: Soldadura de bases para trapecios.

Fuente: Propia.

6.4 CONSTRUCCIÓN Y ENSAMBLAJE DEL SISTEMA DE SUSPENSIÓN

6.4.1 TRAPECIO INFERIOR

Usando tubo estructural ASTM A-500 de 25,4 x 2 mm se construye los trapecios los cuales están anclados al chasis por dos bujes los cuales puedan ser lubricados para un mejor comportamiento dinámico y evitando un desgaste prematuro y a la mangueta por una rotula empotrada, estos elementos están mutuamente unidos por proceso de suelda MIG.



Figura 6.12: Trapecio inferior.

Fuente: Propia.

6.4.2 TRAPECIO SUPERIOR

Usando tubo estructural ASTM A-500 de 25,4 x 2 mm se construye los trapecios los cuales están anclados al chasis por dos bujes metálicos los cuales puedan ser lubricados para un mejor comportamiento dinámico y evitando un desgaste prematuro y a la mangueta por una rotula regulable, estos elementos están mutuamente unidos por proceso de suelda MIG.



Figura 6.13: Trapecio superior.

Fuente: Propia.

6.5 MANGUETA

Se la fabrico de una barra rectangular de acero ASTM A-36 según las especificaciones de los planos, realizando un fresado cuidando las dimensiones especificadas por ser punto importante en el mecanismo.



Figura 6.14: Proceso de fresado de manguetas.

Fuente: Propia.



Figura 6.15: Manguetas finalizadas.

Fuente: Propia.

6.6 PUNTA DE EJE

Se utilizo ejes de acero ASTM A-36 de 32mm de diámetro por 200 mm de longitud el cual soportar altas exigencias de resistencia y tenacidad, realizando el maquinado del mismo bajo a tolerancias de ajuste.



Figura 6.16: Ejes de acero sin maquinar.

Fuente: Propia.

Los ejes fueron maquinados en el torno en función de los parámetros de diseño y adaptación a la mangueta para formar parte importante en la movilidad de las llantas utilizadas en la trimoto.



Figura 6.17: Punta de eje, bocines y tuerca castillo.

Fuente: Propia.



Figura 6.18: Conjunto mangueta - eje.

Fuente: Propia.

6.7 BARRA DE INCLINACIÓN

Se utilizó una plancha de acero ASTM –A36 de 10mm de espesor el cual fue expuesto a un proceso de fresado para obtener las dimensiones deseadas determinados por los planos.



Figura 6.19: Barra de inclinación.

Fuente: Propia.

6.8 ENSAMBLE DEL SISTEMA DE DIRECCIÓN PARA VEHÍCULO TRIMOTO

Al tener completo el proceso de manufactura de los elementos que conformaran el sistema, procedemos a montarlos en el bastidor, siguiendo el plano de montaje y colocando los elementos de sujeción escogidos como son pernos alle, tuercas, arandelas planas, arandelas de presión, turcas de castillo con un grado SAE 8 de dureza que será suficiente para soportar los esfuerzos dinámicos del mecanismo.



Figura 6.20: Elementos de sujeción SAE grado 8.

Fuente: Propia.

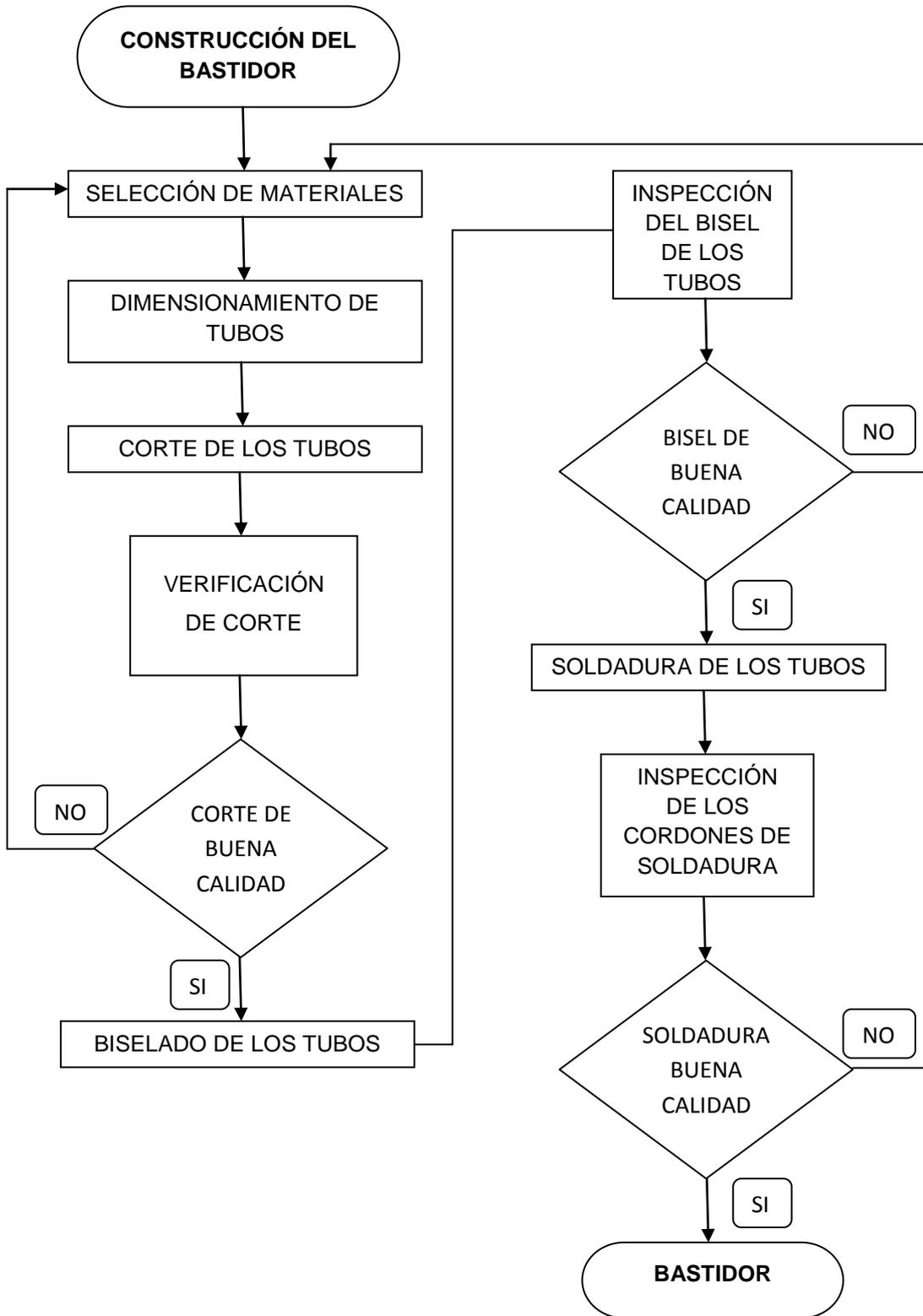


Figura 6.21: Elementos montados del sistema.

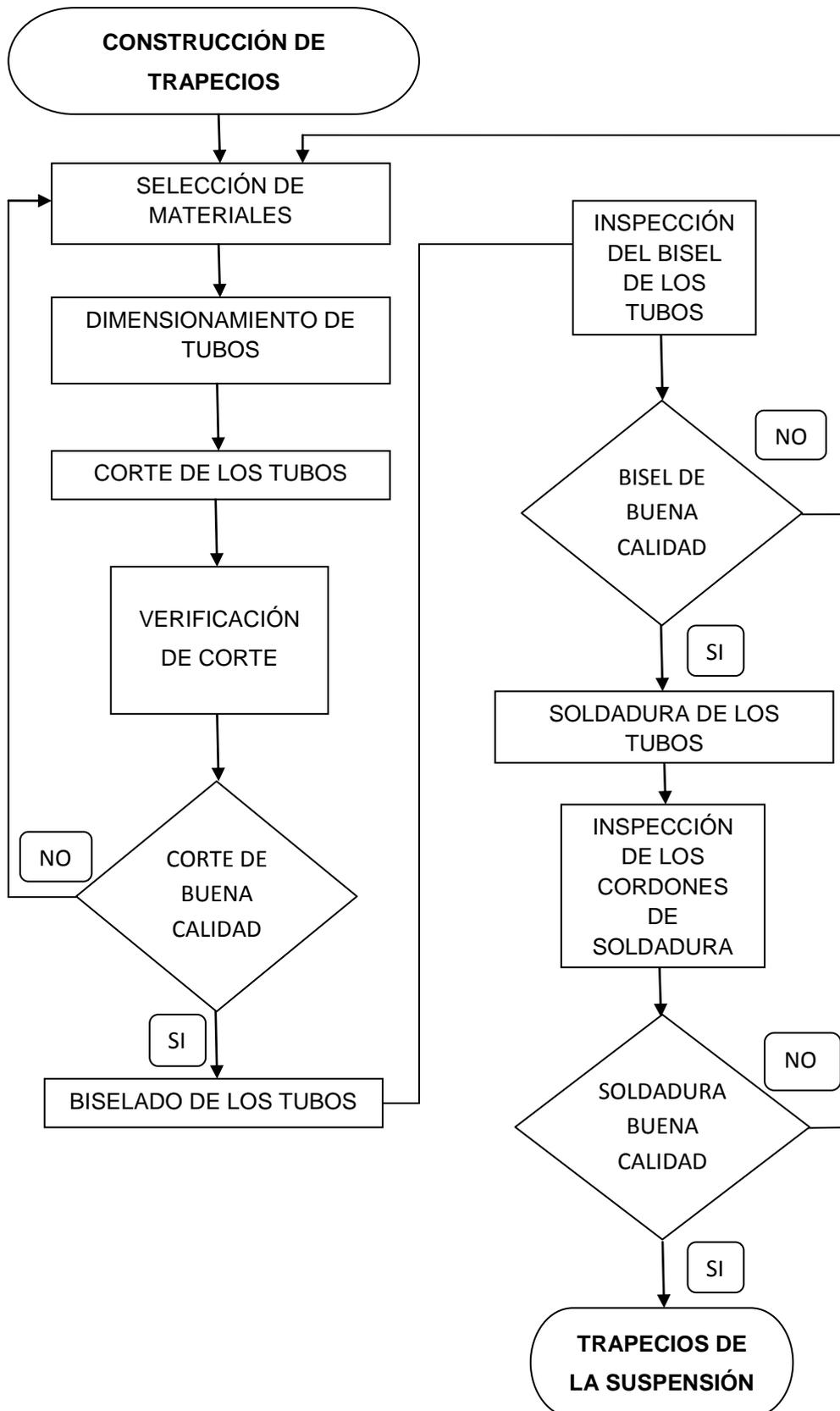
Fuente: Propia.

6.9 DIAGRAMA DE PROCESOS

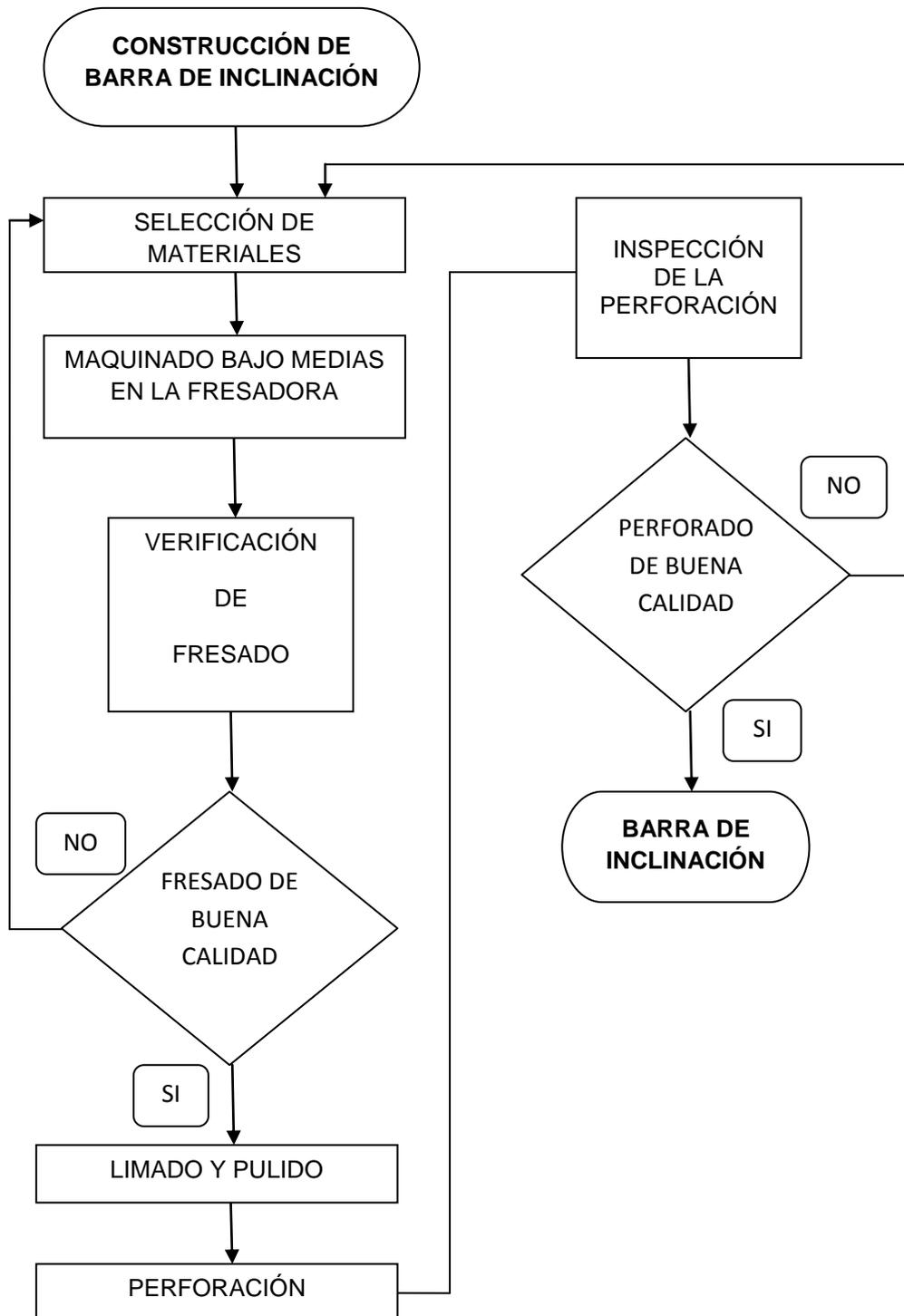
Proceso 1: Bastidor.



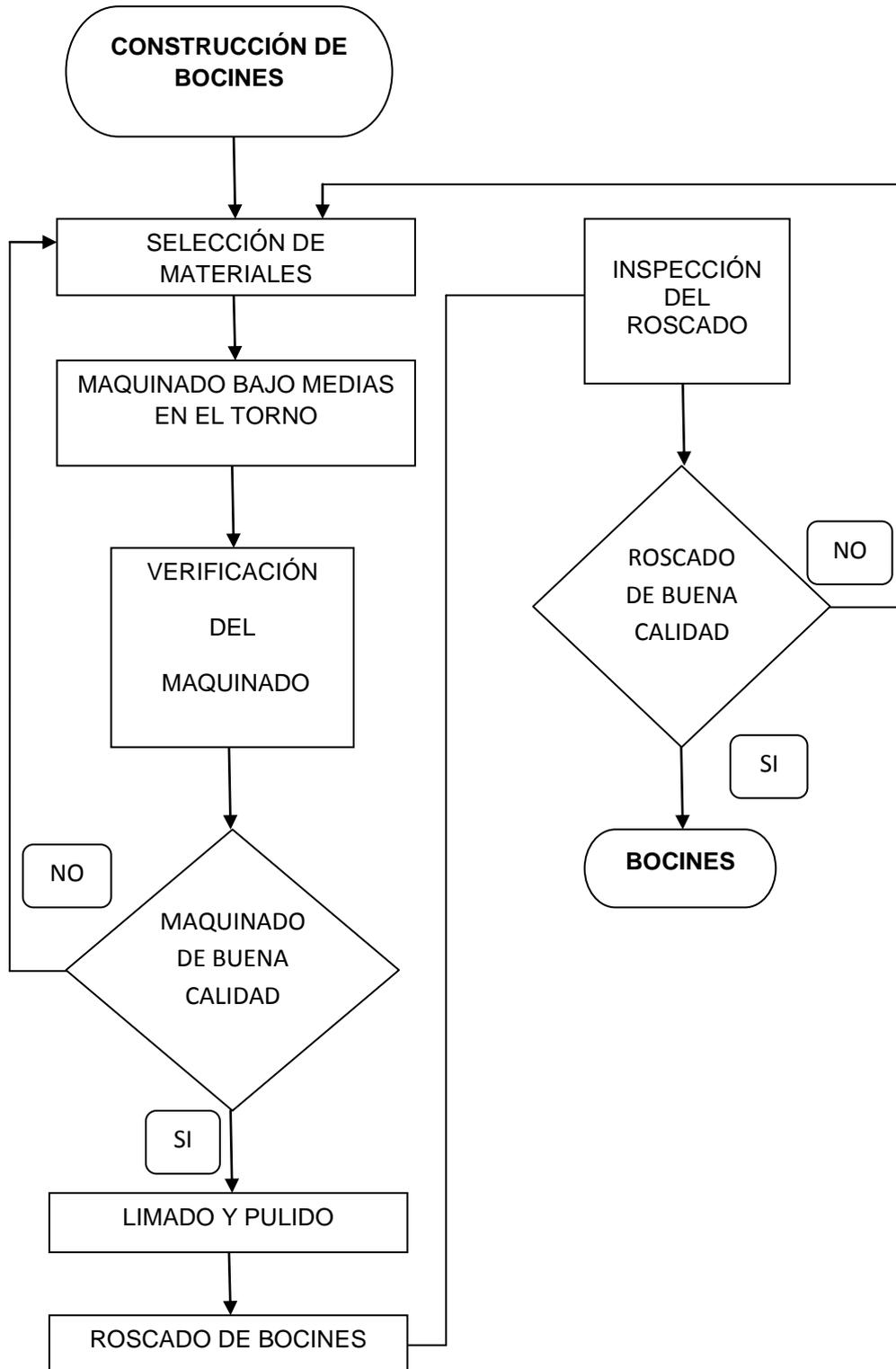
Proceso 2: Trapecios.



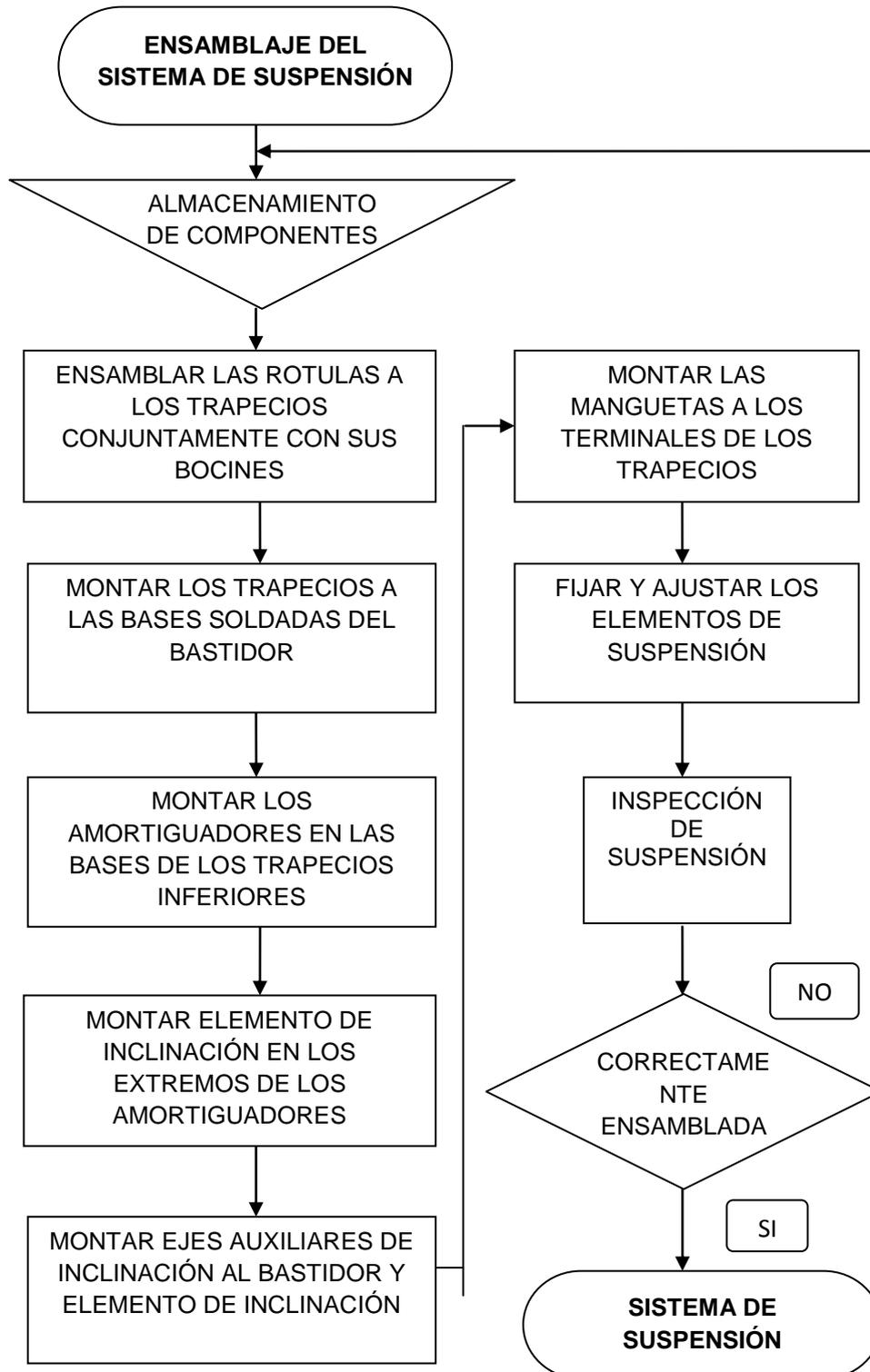
Proceso 3: Barra de inclinación.



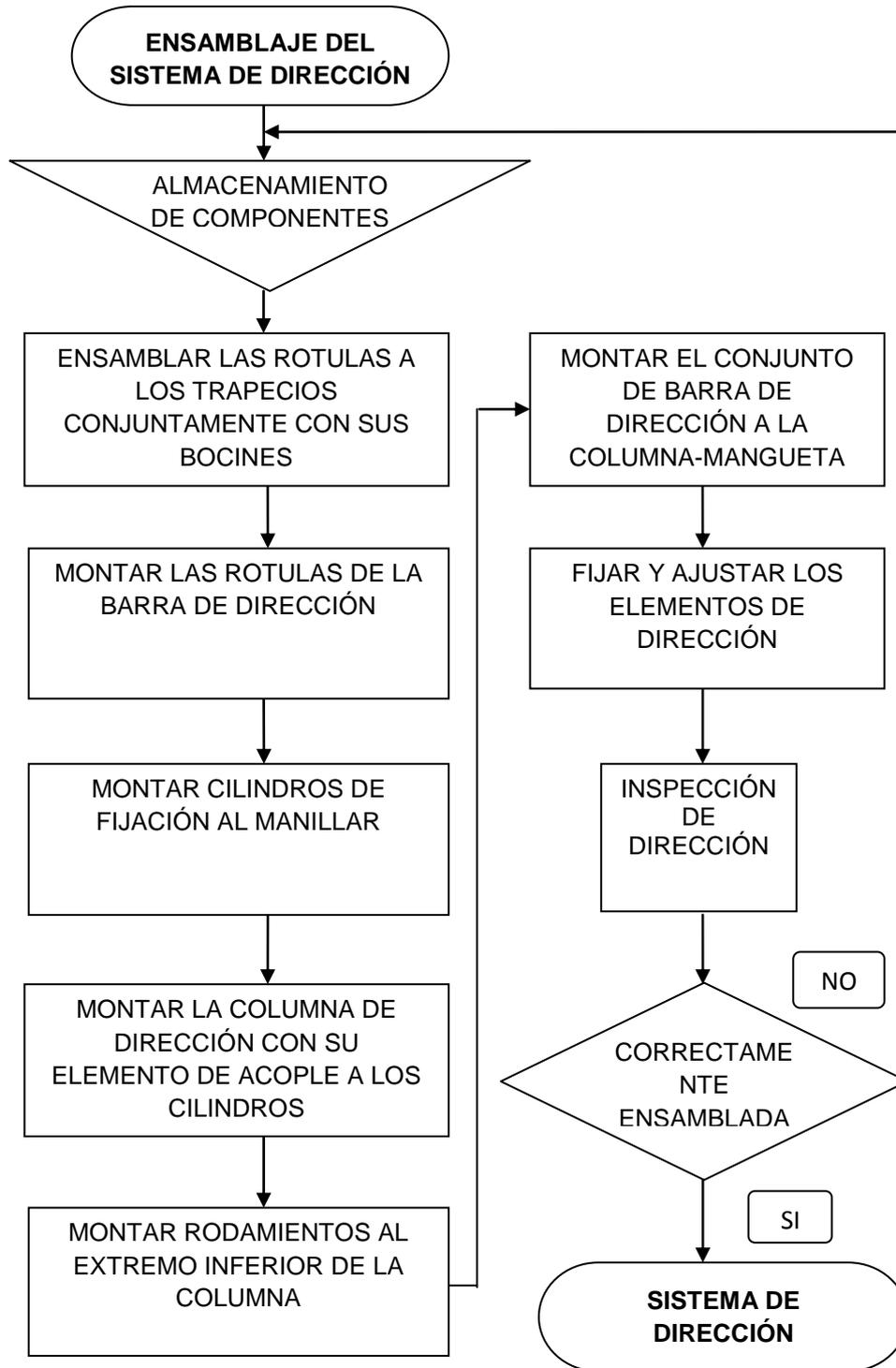
Proceso 4: Bocines.



Proceso 5: Ensamblaje de componentes del sistema de suspensión



Proceso 6: Ensamblaje de componentes del sistema de dirección y elementos auxiliares.

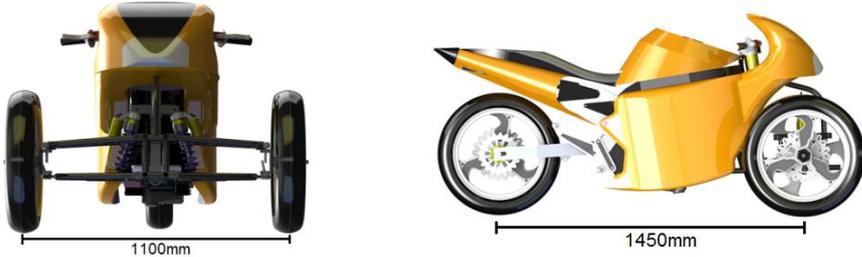


6.10 FICHA TÉCNICA DEL VEHÍCULO TRIMOTO

Se describe de las características más relevantes de vehículo trimoto de una de manera detallada, como sus especificaciones técnicas, el cual es importante para garantizar la satisfacción del consumidor, especialmente en los casos donde la incorrecta utilización de un producto puede resultar en daños personales o materiales y en el peor de los casos responsabilidades civiles o penales.

Tabla 6. 1: Ficha técnica vehículo trimoto.

FICHA TÉCNICA VEHÍCULO TRIMOTO	
	
CARACTERÍSTICAS MECÁNICAS	
Tipo	Monocilindrico, 4T, Refrigerado por aire.
Cilindrada	250 cc.
Potencia	10,3kw @ 7500 rpm.
Torque máximo	15 N.m @ 600 rpm.
Velocidad máxima	80 km/h.
Sistema de encendido	CDI.
Sistema de Arranque	Eléctrico.
Sistema de transmisión	Toma constante, 5 velocidades.

Trasmisión final	Cadena.
ESTRUCTURA DE LA TRIMOTO	
Bastidor	Multitubular, cuna simple.
Suspensión Delantera	Independiente, doble trapecio con sistema de inclinación activo a 30 grados, conjunto resorte-amortiguador.
Suspensión posterior	Brazo basculante, conjunto resorte- amortiguador.
Freno delantero	Disco.
Freno posterior	Disco.
Neumáticos delanteros	110/70/R17.
Neumático posterior	140/70/R17.
DATOS GENERALES	
Distancia al piso	210 mm.
Ancho de vía	1100mm.
Distancia entre ejes	1450mm.
Masa- Peso	146 kg.-1430.8 N.
	

Fuente: Propia.

Fuente: Google maps.

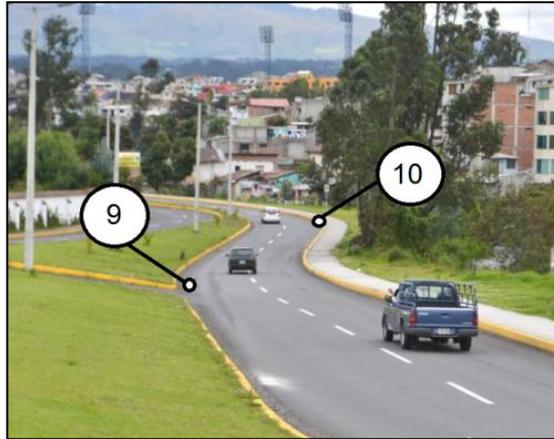


Figura 7. 2: Curva 9 y 10 del circuito.

Fuente: Propia

7.2 PARÁMETROS PARA LA PRUEBA

Se a considerando varios factores el principal el clima y tipo de piso en este caso el prototipo al ser diseñado para paseo las pruebas se han realizado en asfalto el material presente en un gran porcentaje en las carreteras del ecuador, para la parte mecánica se han tomado variables previamente calculadas y determinadas para el mecanismo.

Tabla 7. 2: Resultados de maniobrabilidad en el circuito.

MANIOBRABILIDAD EN CURVAS					
Escenarios			Velocidad promedio (km/h)		
Curva.	Radio (m)	Inclinación	40	60	80
1	60	Izquierda	E	ME	R
2	60	Derecha	E	ME	R
3	15	Derecha	R	R	R

4	70	Izquierda	E	E	ME
5	80	Derecha	E	E	ME
6	120	Izquierda	E	E	E
7	120	Derecha	E	E	E
8	100	Izquierda	E	ME	R
9	90	Derecha	E	ME	R
10	130	Izquierda	E	E	E
E: Estable, ME: Marginalmente estable R: Reducción de velocidad, I: Inestable, P: Peligro.					

Fuente: Propia

7.3 PRESENTACIÓN Y ANÁLISIS DE RESULTADOS

En este apartado se describe las pruebas que fue sometido el sistema montado en el vehículo trimoto, conjuntamente con los resultados expuestos anteriormente en referencia a maniobrabilidad en pista.

Tabla 7. 3: Análisis de resultados de pruebas.

PRUEBA	DESCRIPCIÓN	RESULTADOS	CONCLUSIÓN
Velocidad promedio	Conducción a velocidad promedio	50 Km/h	Facilidad de conducción al mantener la velocidad, estable en curvas. (1)
Velocidad máxima	Conducción a velocidad promedio	80Km/h	Facilidad de alcanzar la velocidad máxima, cuidando los radios de curvatura inferiores a 70 m.
Estabilidad Dinámica a Baja	Mantener una estabilidad correcta >50	Estable	Facilidad de conducción en radios de curvatura mayores a 70 m.

velocidad	Km/h		
Estabilidad Dinámica a máxima velocidad	Mantener una estabilidad correcta 50 Km/h < 80 km/h	Marginalmente Estable	El conductor tendrá que concentrarse en el equilibrio del vehículo, mantener su velocidad o disminuirla, para tomar curvas menores a 70 m.
Estabilidad estática	Estabilidad del vehículo en parada	Inestable	El vehículo podría ser inestable en parada, pero con un poco de práctica, el conductor puede aprender fácilmente cómo mantenerlo estable mediante la aplicación de los frenos durante la parada.
Durabilidad	Resistir las condiciones ambientales y de carreteras	Resistente	Soportó las condiciones climáticas razonables viento y lluvia. El conjunto vehículo-mecanismo se desempeña bien en superficies de carreteras, incluidas los pequeños baches e irregularidades.
Tamaño	Dentro de las dimensiones y peso especificados	Dentro de los parámetros	Dimensiones y el peso son muy por debajo de los límites máximos especificados.

Fuente: Propia.

CAPÍTULO 8

8. COSTOS

8.1 INTRODUCCIÓN

En el presente capítulo se elabora un estudio de costos que debe incurrirse para la construcción de la máquina propuesta en el presente proyecto de titulación.

Los costos se agrupan en las siguientes categorías.

- Materiales.
- Elementos mecánicos.
- Elementos mecánicos de la suspensión delantera.
- Elementos mecánicos del sistema de dirección.
- Manufactura
- Costos de diseño.

Los costos se basan en la información facilitada por proveedores de materiales y servicios ubicados en la ciudad de Quito, como se detalla en los cuadros siguientes.

8.2 MATERIALES

Tabla 8.1: Materiales.

Material	Proveedor	Costo unitario (USD.)	Cantidad	Total
Tubo redondo (25,4 x 2)mm ASTM A-500 GRADO B	PROVIACEROS	23,50	2	47,00
Plancha ASTM A-36	IVAN BOHMAN	16,80	1	16,80

Eje de ACERO ASTM A-36.(32x100)	IVAN BOHMAN	16.60	2	33,20
Eje de ACERO ASTM A-36 (25X100)	IVAN BOHMAN	9,50	2	19,00
Total				116,00

Fuente: Propia

8.3 ELEMENTOS MECÁNICOS

Tabla 8.2: Elementos mecánicos.

Material	Proveedor	Costo unitario (USD.)	Cantidad	Total
Broca HSS DIN 10	SERVIPERNOS	4,50	1	4,50
Broca HSS DIN 17	SERVIPERNOS	8,50	1	8,50
Tuerca de Acero DIN10 SAE 8.0	SERVIPERNOS	0,20	4	8,00
Perno Allen 10x60 SAE 8.0	SERVIPERNOS	0,85	4	3,40
Pernos Allen Inox 6X25 SAE 8.0	SERVIPERNOS	0,50	16	8,00
Tuerca Castilla 12x1.25	SERVIPERNOS	1,25	8	10,00
Rodela plana hierro SAE M10	SERVIPERNOS	0,65	8	5,20
Rodela presión acero SAE M10	SERVIPERNOS	0,95	8	7,60
Pasador abrir 3,20mm	SERVIPERNOS	0,25	8	2,00
Total				57,20

Fuente: Propia

8.4 ELEMENTOS MECÁNICOS DE SUSPENSIÓN DELANTERA

Tabla 8.3 : Elementos mecánicos de suspensión delantera.

Elemento mecánico	Proveedor	Costo unitario (USD.)	Cantidad	Total
Amortiguador	UNNOMOTORS	80,00	2	160,00
Aro R17	UNNOMOTORS	105,80	2	211,60
Llanta 110/80-R17	UNNOMOTORS	95	2	190,00
Total				561,60

Fuente: Propia

8.5 ELEMENTOS MECÁNICOS DEL SISTEMA DE DIRECCIÓN

Tabla 8.4: Elementos mecánicos del sistema de dirección.

Elemento mecánico	Proveedor	Costo unitario (USD.)	Cantidad	Total
Barra de dirección LH	UNNOMOTORS	20,00	1	20,00
Barra de dirección RH	UNNOMOTORS	20,00	1	20,00
Rodamiento de columna de dirección	RULIVALLE	12,00	1	12,00
Rodamientos de punta de dirección	RULIVALLE	4,50	4	18,00
Total				70,00

Fuente: Propia

8.6 ELEMENTOS MECÁNICOS DEL SISTEMA DE FRENOS

Tabla 8.5: Elementos mecánicos del sistema de frenos.

Elemento mecánico	Proveedor	Costo unitario (USD.)	Cantidad	Total
Disco de freno	UNNOMOTORS	65,80	2	131,60
Bomba de freno	UNNOMOTORS	45,50	1	45,50
Mordaza de frenos	UNNOMOTORS	115,50	2	231,00
Pastillas de freno	UNNOMOTORS	15,80	2	31,60
Fluido hidráulico de frenos	UNNOMOTORS	6,00	2	12,00
Manguera Hidraulica	FLUIDICA	8,90	3	26,70
Espiga para soldar	FLUIDICA	4,80	4	19,20
Ferrula Prensable 3/16"	FLUIDICA	5,60	4	22,40
Suelda	FLUIDICA	8,00	4	32,00
Total				552,00

Fuente: Propia

8.7 COSTOS REFERENTES A MANUFACTURA

Tabla 8.6: costos referentes a manufactura

Piezas	Trabajo a realizar	Tiempo (Min.)	Costo (USD.)	Cantidad	Total
Mangueta y eje de punta de dirección	Tornear eje de acero ASTM A-36 Ø 32x100	240	30,00	2	60,00
Eje de barra auxiliar de inclinación	Tornear eje de acero ASTM A-36 Ø 25x100	180	30,00	2	60,00

Columna de dirección	Tornear eje ASTM A-36 Ø 25,4x1000	180	30,00	1	30,00
Bocines de trapecio	Tornear eje acero ASTM A-36 Ø 20x20	240	15,00	8	120,00
Bocines de punta de eje	Tornear eje acero ASTM A-36 Ø 20x10	180	15,00	4	6,00
Bocines de cilindro de dirección	Tornear eje acero ASTM A-36 Ø 40x50	360	30,00	4	120,00
Trapecio inferior	Corte y biselado tubo (25,4x 2)mm,	360	60,00	2	120,00
Trapecio superior	Corte y biselado tubo (25,4 x 2)mm,	240	55,00	2	110,00
Elemento principal de inclinación	Fresado de plancha Acero ASTM A-36	240	25,00	2	50,00
Cortar placas de 4mm	Corte y forma de plancha ASTM A-35x40x4mm	300	5,00	20	100,00
Perforar placas	Perforar placas múltiples	300	5,00	18	90,00
Soldar elementos en general	Soldadura proceso GMAW	600	10,00	18	180,00
Total					920,00

Fuente: Propia

8.8 COSTO DE DISEÑO

Tabla 8.7: Costo de diseño

Material	Costo
Implementos de oficina	160,00
Impresiones y Plotters	45,00
Honorarios	1000,00
Total	1205,00

Fuente: Propia

8.9 COSTOS VARIOS

Tabla 8.8: Costos varios

Material	Proveedor	Costo (USD)	Cantidad	Total
Carrete de electrodo ER70 S-3, 0.7 mm	SOLQUIP	55,80	1	55,80
Contenido CO2	SOLQUIP	35,50	1	35,50
Total				91,30

Fuente: Propia

8.10 COSTO TOTAL DEL PROYECTO

Tabla 8. 9: Costo total del proyecto

RUBROS	COSTO (USD)
MATERIALES	116,00
ELEMENTOS MECÁNICOS	57,20
ELEMENTOS MECÁNICOS DE SUSPENSIÓN DELANTERA	561,60
ELEMENTOS MECÁNICOS DEL SISTEMA DE DIRECCIÓN	70,00
ELEMENTOS MECÁNICOS DEL SISTEMA DE FRENOS	552,00
MANUFACTURA	920,00
COSTO DE DISEÑO	1205,00
COSTOS VARIOS	91,30
TOTAL	3573,10

Fuente: Propia

CAPÍTULO 9

9. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

9.1 CONCLUSIONES

- Se determinó que una geometría de suspensión de brazos paralelos permite el cambio de posición del sistema en forma armónica para la inclinación del vehículo, el cual permite seguir una trayectoria en forma segura dentro de una curva.
- Se determinó que el diseño del mecanismo al dotarlo con un límite de inclinación de 30 grados con respecto a su vertical, permite un comportamiento dinámico favorable, en conducción así como la recuperación de su recorrido en carreta.
- Se determinó que el comportamiento dinámico del vehículo permite que las cargas generadas por transferencia de masas en curvas, sean distribuidas de tal forma que tienda a tener un equilibrio por acción de movimiento del centro de masas.
- Se determinó que el comportamiento dinámico del centro de masas en curvas permite que la velocidad de conducción segura, aumente en consideración al grado de inclinación del vehículo.

- Se determinó que los elementos del mecanismo los cuales fueron expuestos a cargas críticas de maniobrabilidad del vehículo trimoto, tiene una alta fiabilidad en análisis de falla mecánica.
- Se determinó que el vehículo trimoto dotado del sistema de dirección, tiene un rango de maniobrabilidad segura de conducción máxima de 80 km/h en carreteras de un buen trazado, cuidando los radios de curvaturas inferiores a 70 metros.
- Se determinó que el mecanismo de dirección puede ser adaptado a un una motocicleta comercial previo a un análisis de comportamiento de todo el vehículo para determinar los rango de conducción segura así como la fiabilidad de los elementos.

9.2 RECOMENDACIONES

- Utilizar un software de diseño para obtener dimensiones y resultados de análisis con altas precisión y rapidez, pudiendo modificar y efectuar cambios con facilidad.
- La construcción y adaptación del mecanismo de dirección se debe realizarse bajo normas de seguridad y procesos de calidad de manufactura.
- No se debe exceder la velocidad máxima promedio de conducción recomendada para el prototipo de dirección montado en el vehículo trimoto.
- Se debe realizar una inspección visual periódica y de mantenimiento adecuado del mecanismo, así como de los diferentes sistemas del vehículo trimoto para brindar seguridad al conductor.
- Revisar daños en los terminados superficiales de los diferentes elementos del mecanismo y repáralos para evitar la corrosión de los mismos.

9.3 BIBLIOGRAFÍA

- Allan, Bonnick, (2008). Automotive Science and Mathematics. Burlington. USA.
- Cocco, Gaetano, (2010). MOTORCYCLE DESIGN AND TECHNOLOGY, Motorbooks. Mineapolis, USA.
- Foale, Tony. (2003). Comportamiento dinámico y diseño de chasis, el arte y la ciencia. Madrid.
- Ing. Martínez García Fernando. (2010). Tesis de Master en Ciencias en Ingeniería Mecánica. Universidad Profesional Adolfo Lopez Mateos. Mexico.
- John, C. Dixon. (2009) Suspension Geometry and Computation, The Open Univerity, Great Britain.
- Michale, F. Ashby and David R. H. Jones (1999). Engineering Materials 2, Cambridge Univerity. England.
- Miguel de Castro, Vicente y otros. (2004). Enciclopedia CEAC del Motor y Automóvil, Transmisiones y Bastidores. 9na Edición. Barcelona. Editorial CEAC S.A.
- Milleken, William F. (2003). Race Car Vehicle Dynamics.
- Romero, Luisa y otros. (2005). Tesis de Ingeniería Mecánica. Universidad de Sevilla. Sevilla.

9.4 LINKOGRAFÍA

- Ángulo de caída y sus efectos sobre la orientación. Disponible en el URL: <http://www.aficionadosalamecanica.com/direccion-geometria.htm>.
- Bastidor touring. Disponible en el URL: <http://motosvanblog.wordpress.com/>
- Bastidor tubular triangular Ducati. Disponible en el URL: <http://www.publimotos.com>
- Camber thrust. Disponible en el URL: <http://www.tonyfoale.com/>
- Componentes del sistema de dirección. Disponible en el URL: <http://wiki.ead.pucv.cl/index.php>.
- Dynamic Stability of Three-Wheeled Vehicles in Automotive-Type Applications. Disponible en el URL: <http://www.rqriley.com/3-wheel.htm>
- El efecto giroscópico. Disponible en el URL: <http://www.drinfierno.es/pilotaje/equilibrio.htm>
- Spring into Action. Disponible en el URL: <http://www.tonyfoale.com/>
- Tilting. Disponible en el URL: http://poisson.me.dal.ca/~dp_03_4/tilting.html.

ANEXOS

ANEXO A

**FOTOGRAFÍAS DE PROCESOS DE MANUFACTURA,
PRUEBAS EN PISTA**



Figura 10.1: Soldadura base de los amortiguadores.

Fuente: Propia.



Figura 10.2: Conjunto de amortiguadores, barra de inclinación.

Fuente: Propia.



Figura 10.3: Vista frontal mecanismo montado en un vehículo trimoto.

Fuente: Propia.



Figura 10.4: Vista derecha mecanismo montado en un vehículo trimoto.

Fuente: Propia.



Figura 10.5: Vista isométrica mecanismo montado en un vehículo trimoto.

Fuente: Propia.



Figura 10. 6: Vista isométrica mecanismo proceso de pintura.

Fuente: Propia.



Figura 10. 7: Mecanismo montado en un vehículo trimoto en curva.

Fuente: Propia.



Figura 10.8: Mecanismo montado en un vehículo trimoto en curva.

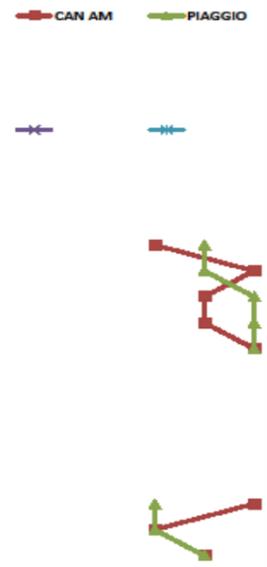
Fuente: Propia.

ANEXO B
RESULTADOS CASA DE CALIDAD

Título: SISTEMA DE DIRECCIÓN PARA UN VEHICULO TRIMOTO
 Autor: SUNTAXI LLUMIQUINGA CARLOS
 Fecha: 06 JUNIO DE 2013
 Notas:

Leyenda		
⊗	Relación Fuerte	9
○	Relación Moderada	3
△	Relación Débil	1
++	Correlación positiva Fuerte	
+	Correlación Positiva	
-	Correlación Negativa	
▼	Correlación negativa Fuerte	
▼	Objetivo para minimizar	
▲	Objetivo para maximizar	
X	Objetivo para alcanzar meta	

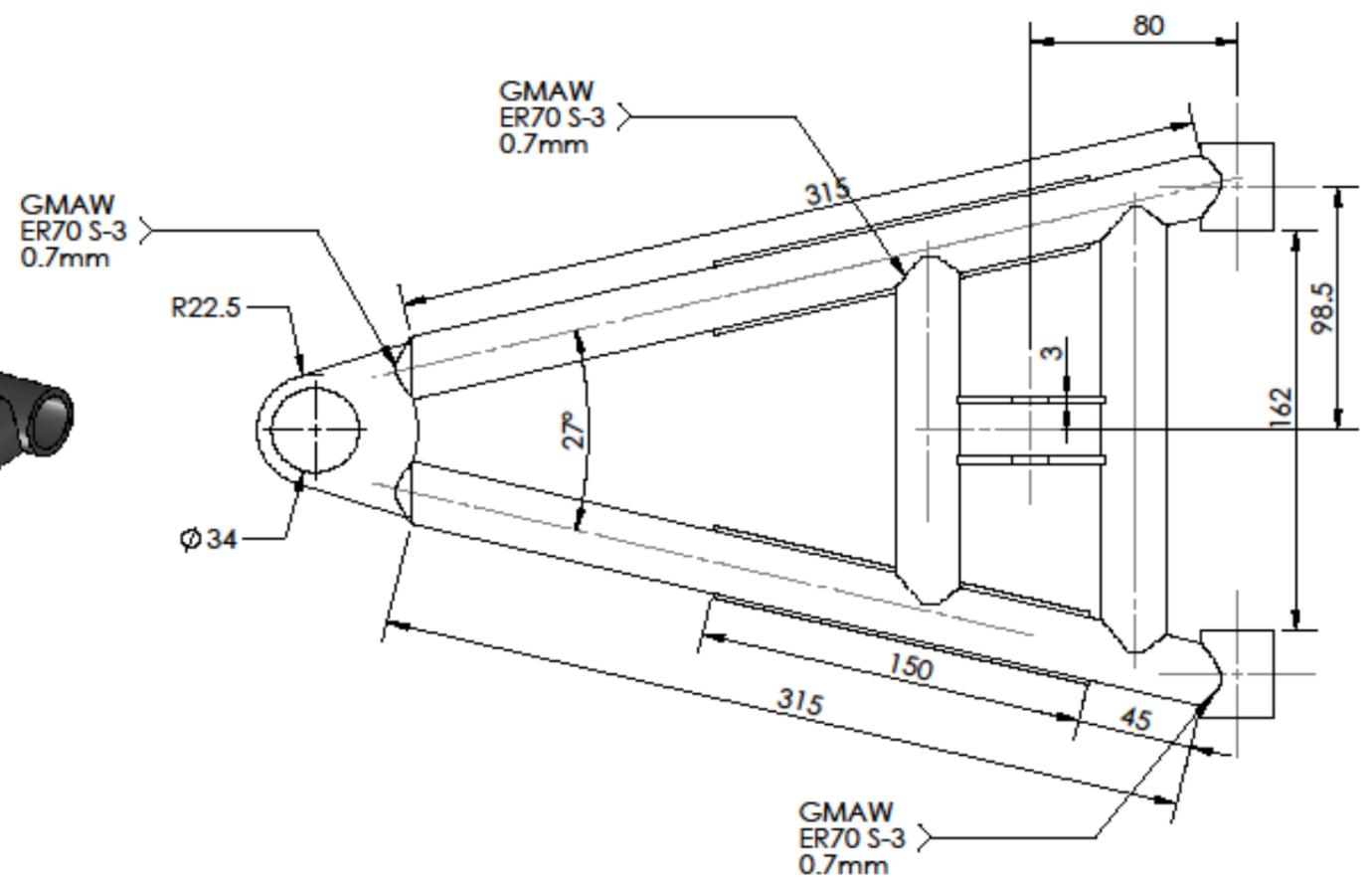
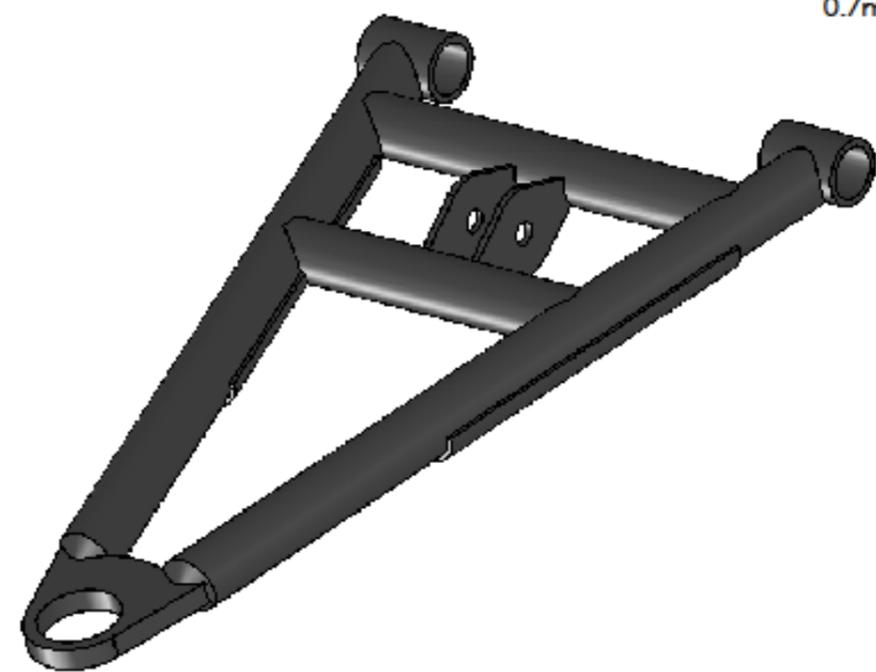
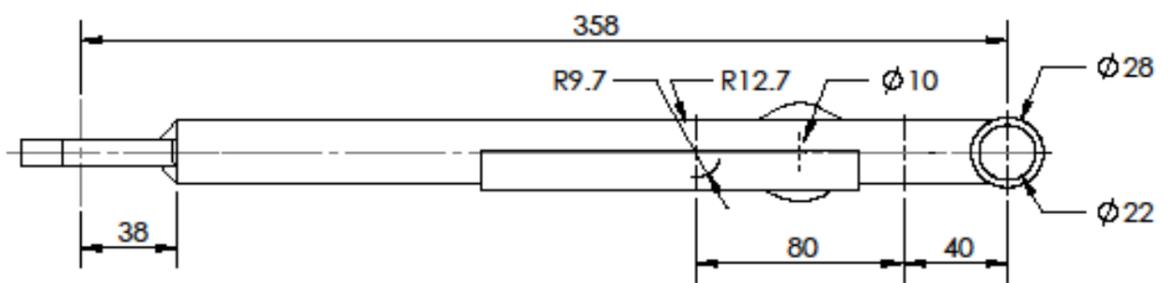
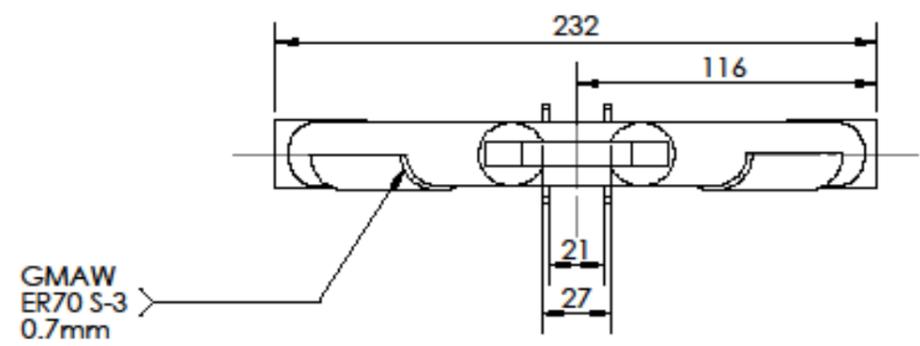
Fila N	Valor Máximo de la Relación en la Fila	Peso Relativo	Peso / Importancia	Características de la Calidad (a.k.a. "Requerimientos Funcionales" o "Cómo")	Columna #													Análisis Competitivo (D=Peor, 5=Mejor)				
					1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	CAN AM	PIAGGIO	
Dirección de Mejoramiento: Minimizar (▼), Maximizar (▲), u Objetivo (X)					DIMENSIONES.	ABSORCIÓN DE IMPACTO POR LOS AMORTIGUADORES DE LA SUSPENSIÓN.	PESO NETO.	MATERIAL DE CONSTRUCCIÓN.	ANCHURA DEL TREN DELANTERO (mm).	ALTURA DEL CENTRO DE GRAVEDAD.	ANGULO DE SALIDA.	ANGULO DE AVANCE.	ROTULAS DESPLAZABLES.	GRADO DE ANTHUNDIMIENTO.	TRATAMIENTO SUPERFICIAL.	TIPO DE MOTOR.	DISTANCIA ENTRE EJES					
1	9	7.6	4.0	QUE SEA LIVIANO.			○	○												4	4	
2	9	7.6	4.0	SEGURIDAD EN CURVAS.			○	○	○	○	○	○		○			○			5	4	
3	9	8.6	4.5	OERGNOMICO Y CONFORTABLE.	○	○		○							○	○				4	5	
4	9	5.7	3.0	QUE SEA DURABLE.				○							○	○				4	5	
5	9	6.7	3.5	POSEA DIRECCION REGULABLE.	○				○	○	○	○								5	5	
6	9	8.6	4.5	SEGURO AL FRENAR.		○	○			○				○			○			4	4	
7	9	8.6	4.5	RESISTENTE A IMPACTOS.	○		○	○												5	4	
8	9	8.6	4.5	QUE TENGA UNA BUENA AERODINAMICA.	○				○								○			5	3	
9	9	5.7	3.0	FACILIDAD DE MONTAJE Y DESMONTAJE.	○		○	○					○							3	4	
10	9	7.6	4.0	COSTE REDUCIDO.		○		○					○		○	○	○			3	3	
11	9	8.6	4.5	QUE PUEDA LLEVAR UN ACOMPAÑANTE.	○		○	○						○			○			5	3	
12	9	8.6	4.5	QUE NO CONSUMA COMBUSTIBLE.			○									○				3	3	
13	9	7.6	4.0	QUE NO SEA RUIDOS.		○										○				4	4	
14	9																					
15	9																					
Meta (Target) o Valor Limite																						
Dificultad (0=Facil de lograr, 10=Extremadamente Dificil)					5	5	7	4	3	5	3	3	7	7	4	7	5					
Valor Máximo de la relación en la Columna.					9	9	9	9	9	9	9	9	9	3	9	9	9					
Peso / Importancia					214.3	100.0	142.9	171.4	88.6	68.6	82.9	82.9	60.0	48.6	51.4	117.1	94.3					
Peso Relativo					16.2	7.6	10.8	13.0	6.7	5.2	6.3	6.3	4.5	3.7	3.9	8.9	7.1					



ANEXO C
PLANOS PARA MANUFACTURA

1 2 3 4 5 6 7 8

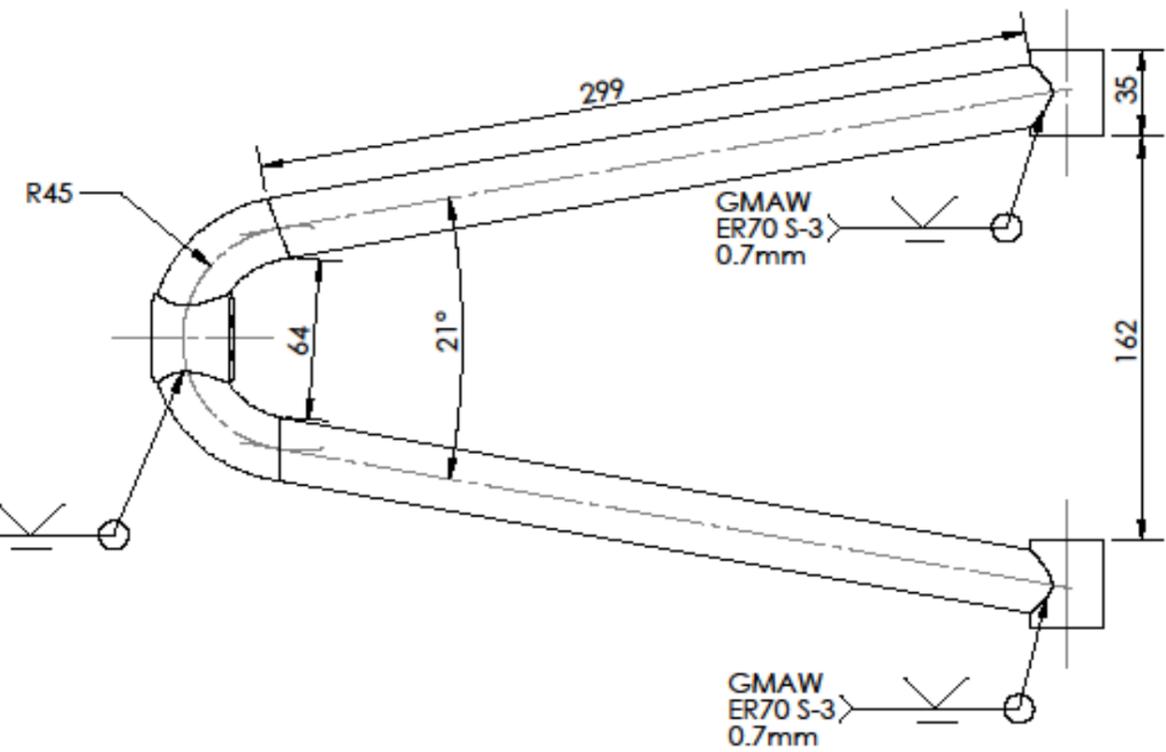
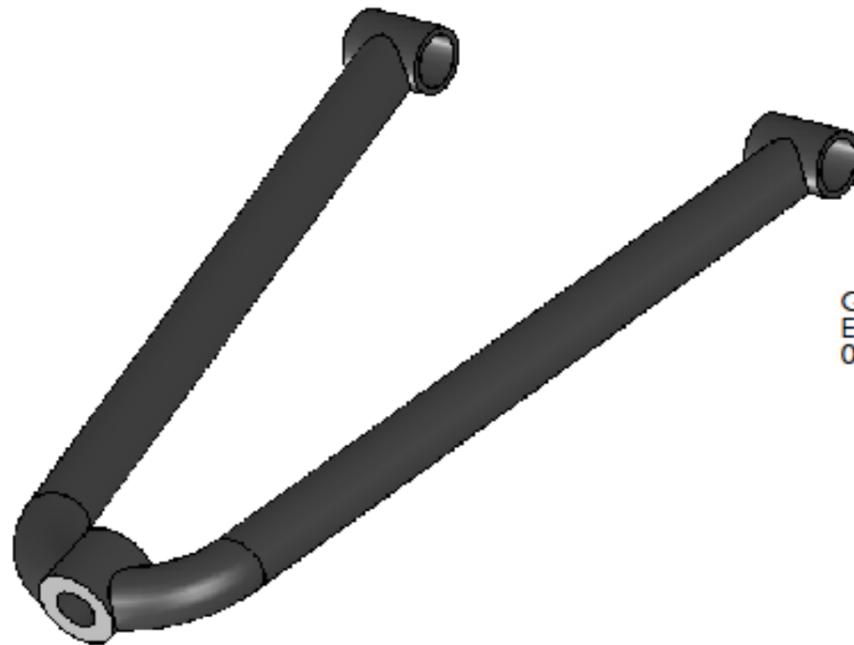
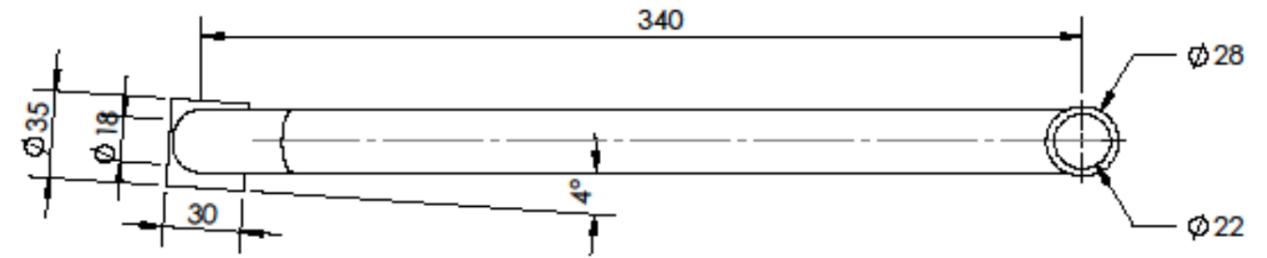
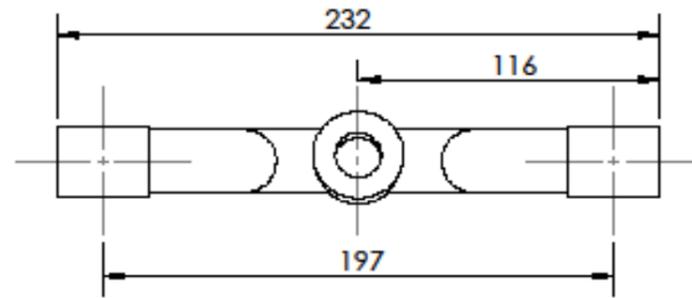
A
B
C
D
E
F



√ = Píntura poliuretano
= Toda las superficies
excepto donde se
indique otra cosa.

		Tolerancias	Peso	TUBO ESTRUCTURAL ASTM A-500 GRADO B	Escala: 1:2,5
		± 0.5 mm	15 N		
			fecha	Nombre	TRAPECIO INFERIOR
			Dib. 1/05/2014	Suntaxi Carlos A.	
			Rev. 1/28/2014	Torres-Manjarrés	
			Apro. 1/31/2014	Torres-Manjarrés	01
Edi- ción.	Modifi- cación.	Fecha.	Nombre	ESPEL-L AUTOMOTRIZ	

1 2 3 4

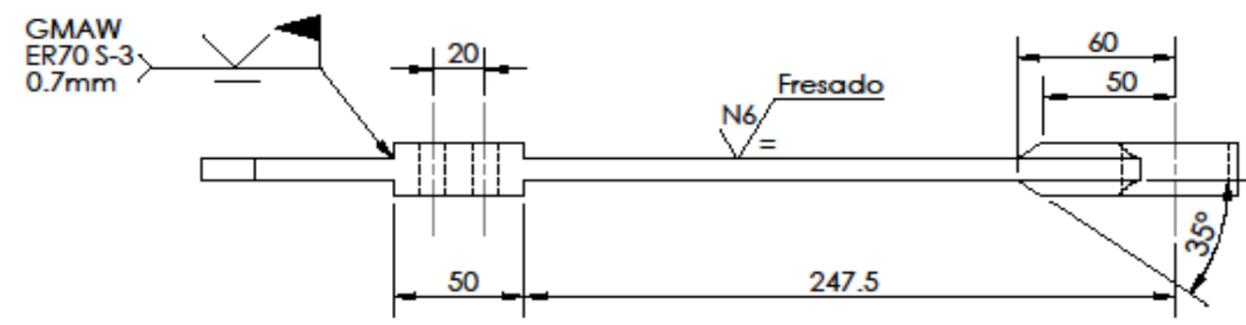
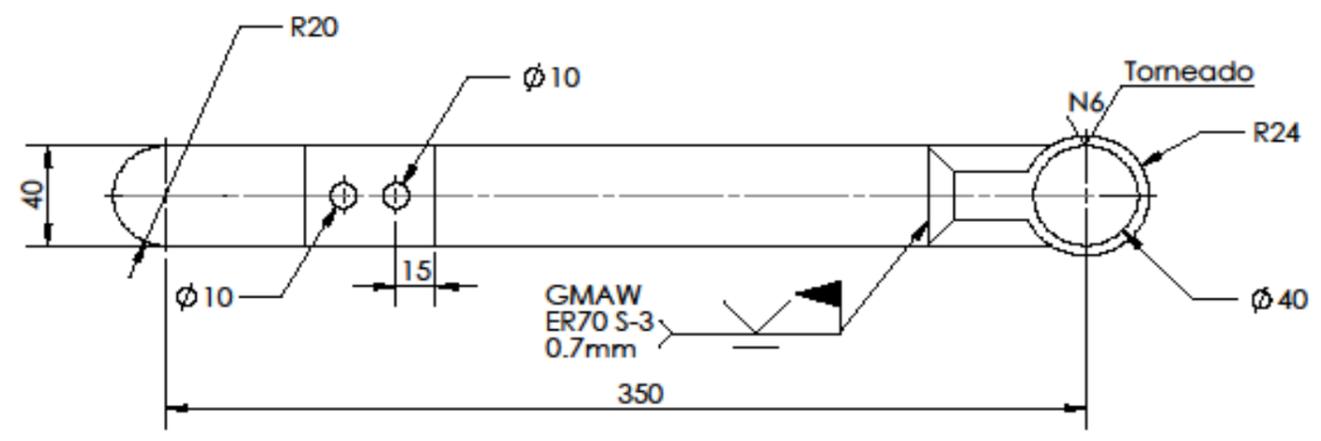


GMAW
ER70 S-3
0.7mm

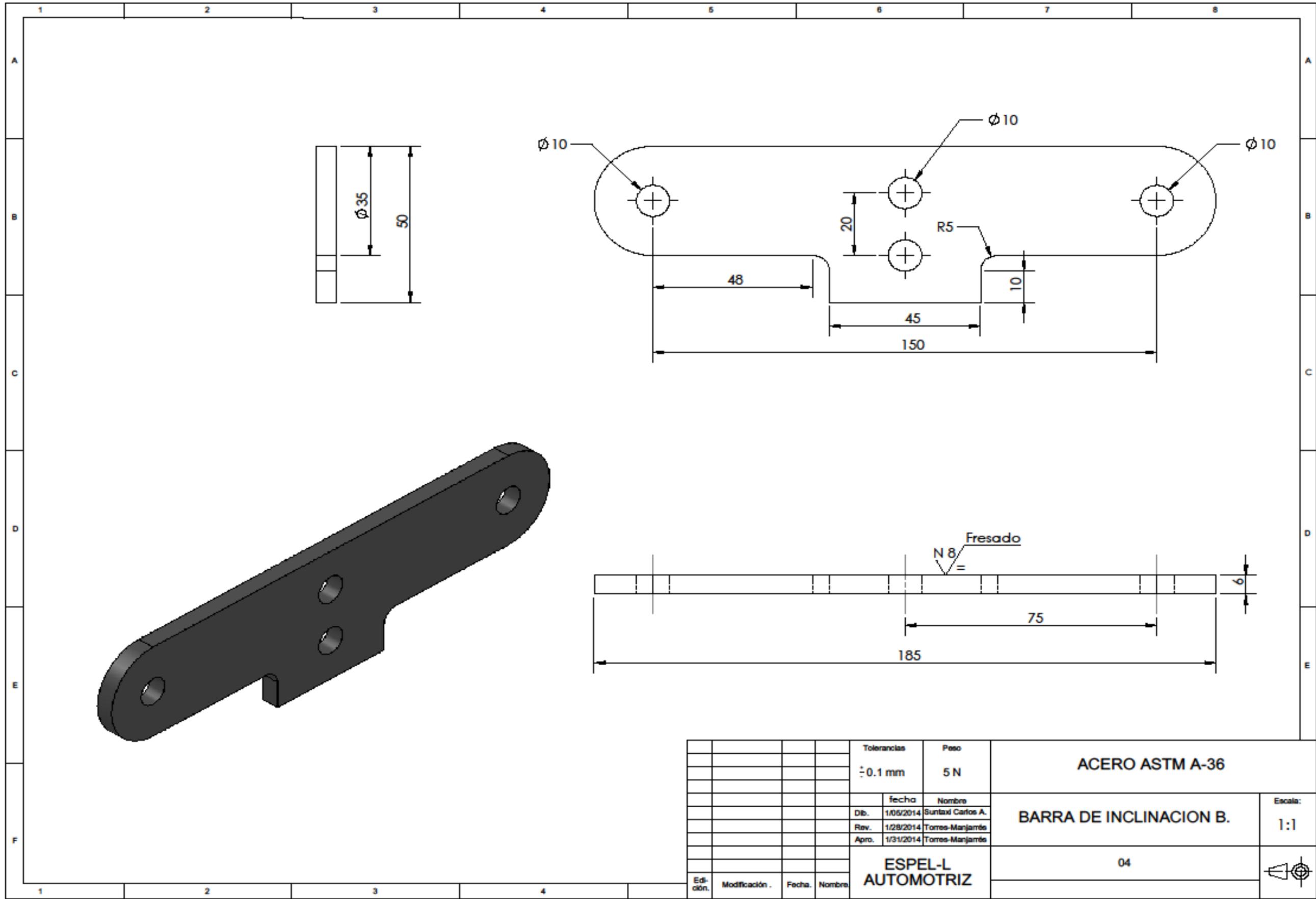
GMAW
ER70 S-3
0.7mm

√ = Pintura poliuretano
= Toda las superficies
excepto donde se
indique otra cosa.

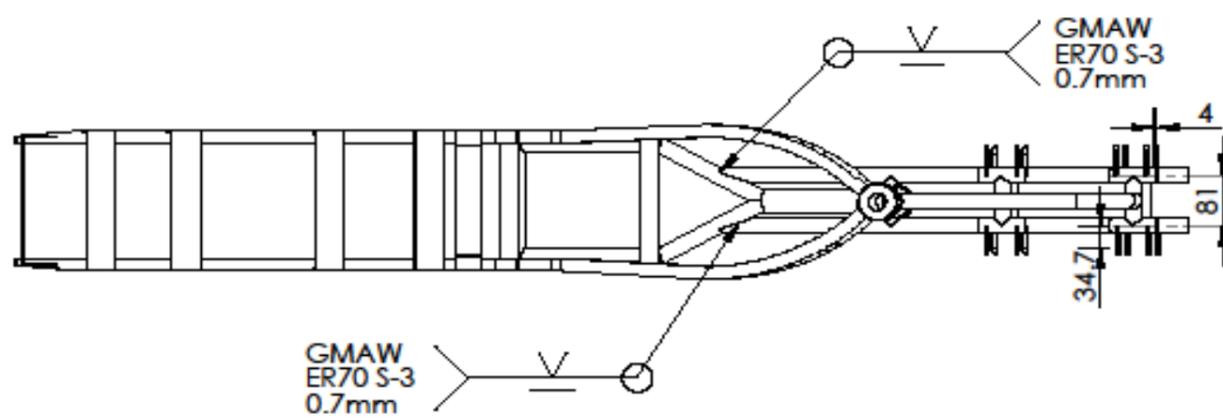
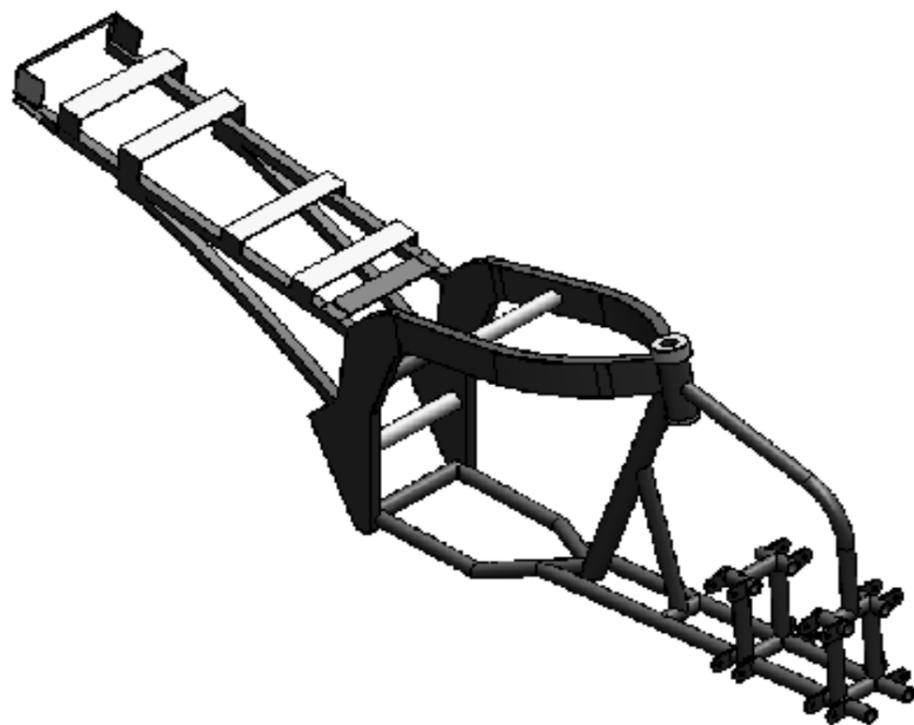
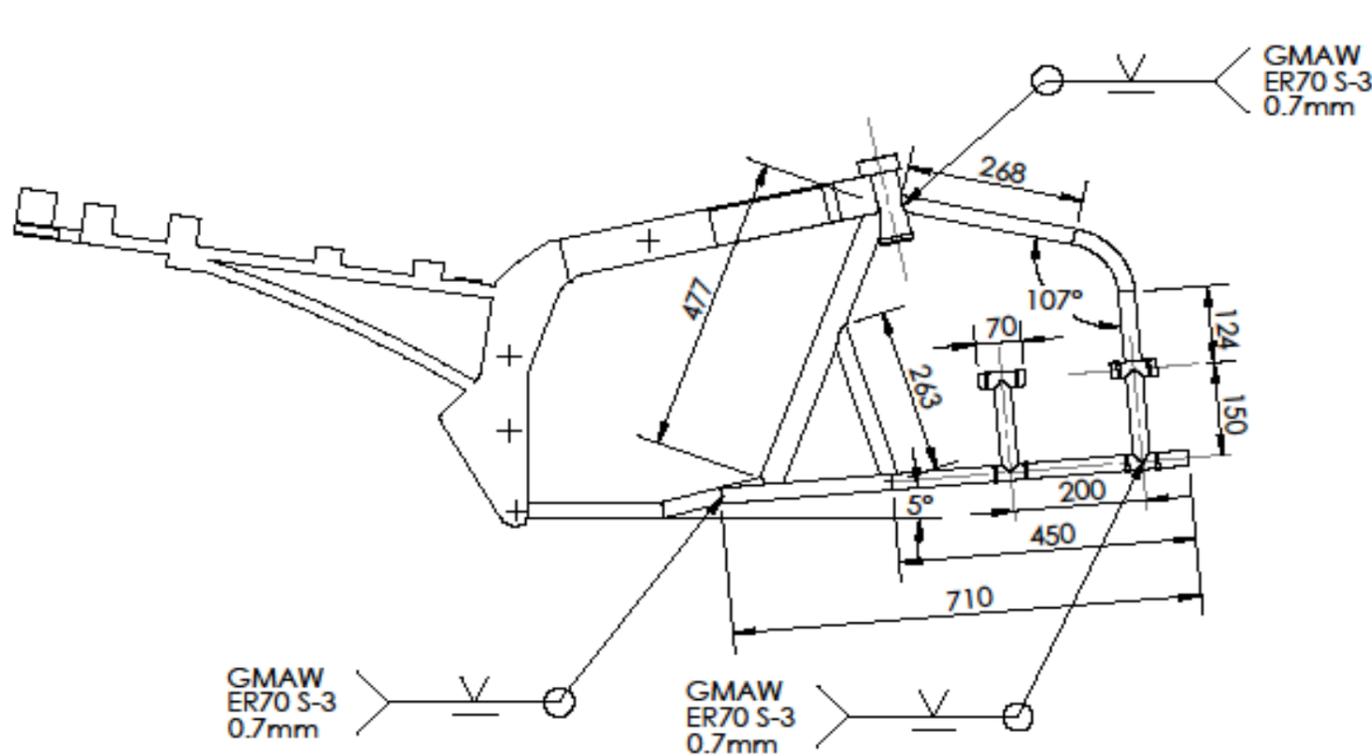
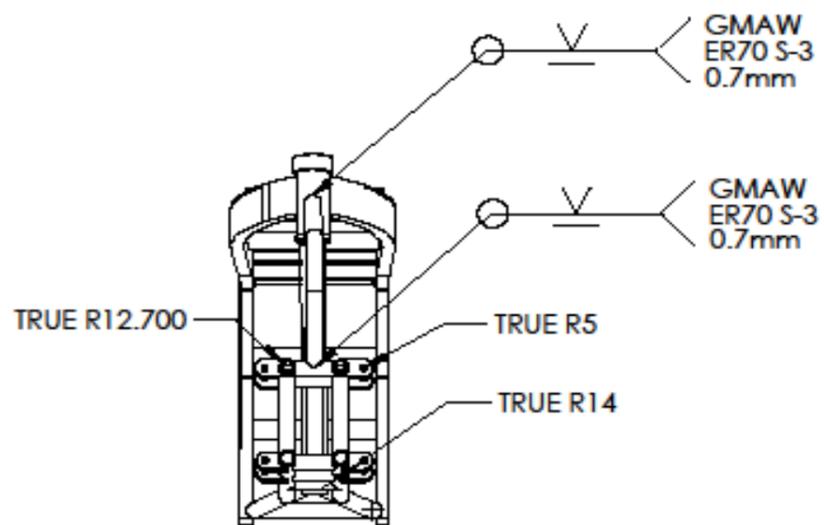
				Tolerancias	Peso	TUBO ESTRUCTURAL ASTM A-500 GRADO B	Escala: 1:2,5
				± 0.5 mm	10 N		
					fecha	Nombre	TRAPECIO SUPERIOR
				Dib.	1/05/2014	Santaxi Carlos A.	
				Rev.	1/28/2014	Torres-Manjarrés	
				Apro.	1/31/2014	Torres-Manjarrés	02
Edi- ción.	Modifi- cación.	Fecha.	Nombre	ESPEL-L AUTOMOTRIZ			



				Tolerancias	Peso	ACERO ASTM A-36	
				± 0.1 mm	20 N		
				fecha	Nombre	BARRA DE INCLINACION A.	Escala:
				Dib. 1/05/2014	Suntaxi Carlos A.		1:2,5
				Rev. 1/28/2014	Torres-Manjarés		
				Apro. 1/31/2014	Torres-Manjarés		
Edición	Modificación	Fecha	Nombre	ESPEL-L AUTOMOTRIZ		03	



				Tolerancias	Peso	ACERO ASTM A-36	
				± 0.1 mm	5 N		
				fecha	Nombre	Escala:	
				Dib. 1/05/2014	Suntax Carlos A.	1:1	
				Rev. 1/28/2014	Torres-Manjarrés		
				Apro. 1/31/2014	Torres-Manjarrés		
				ESPEL-L AUTOMOTRIZ			
				04			
Edi- ción.	Modificación	Fecha	Nombre				



Pintura Poliuretano
= Toda las superficies
excepto donde se
indique otra cosa.

Tolerancias		Peso	
± 0.5 mm		150 N	
	fecha	Nombre	
	Dib. 1/05/2014	Santxal Carlos A.	
	Rev. 1/28/2014	Torres-Manjarrés	
	Apro. 1/31/2014	Torres-Manjarrés	

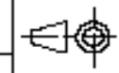
TUBO ESTRUCTURA ASTM A-500
GRADO B.

BASTIDOR

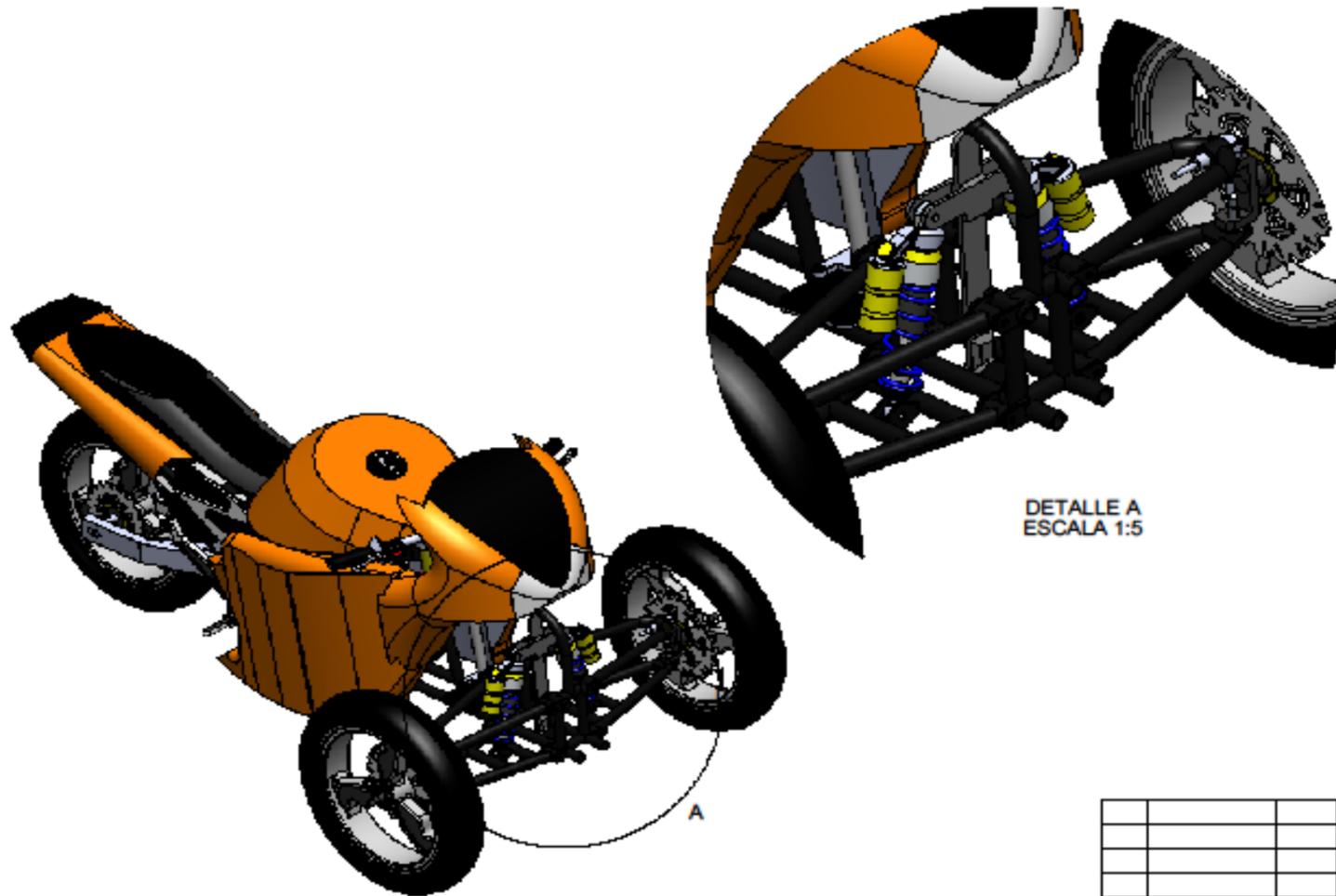
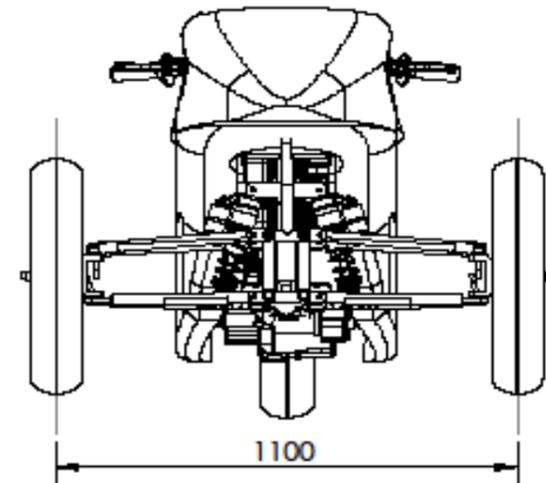
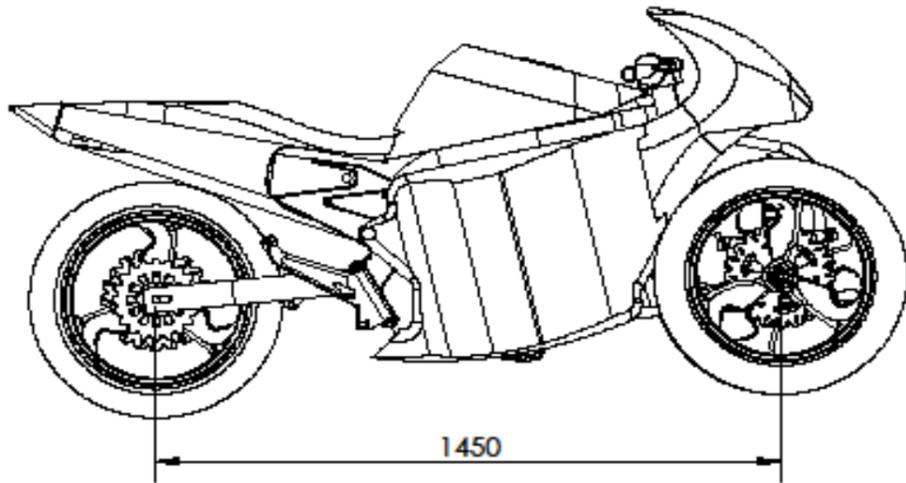
Escala:
1:10

ESPEL-L
AUTOMOTRIZ

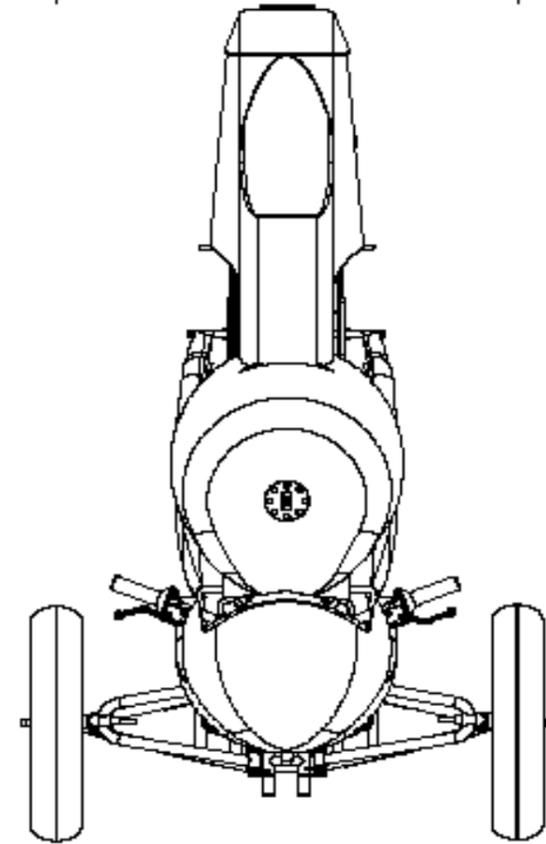
07



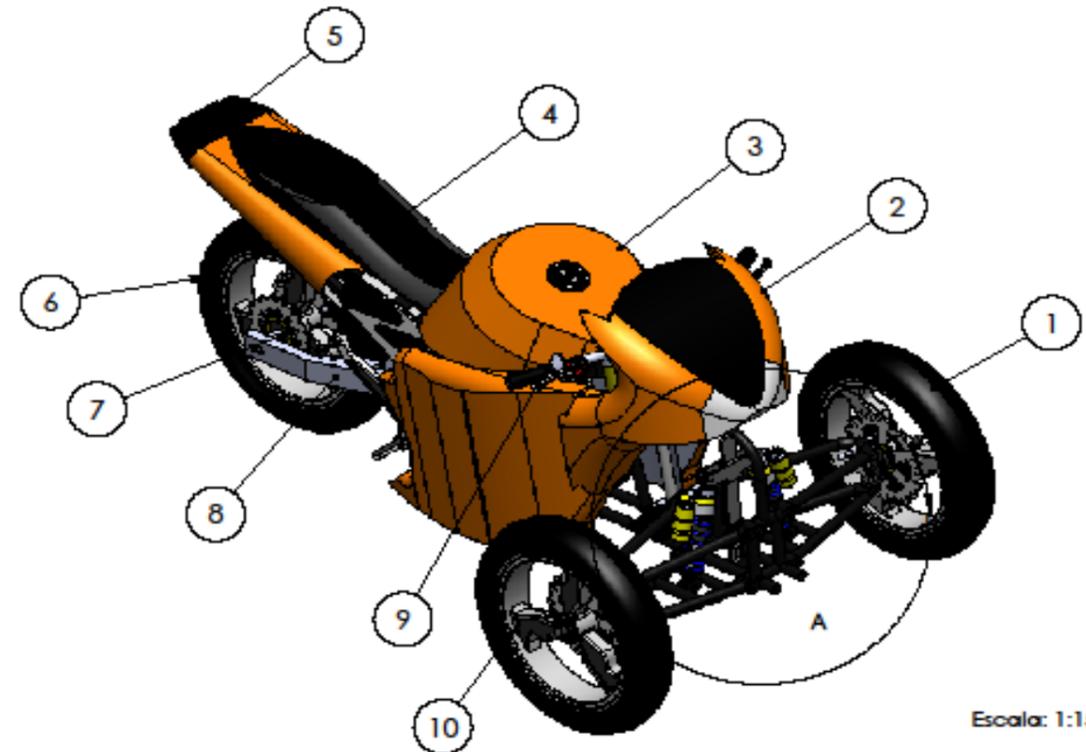
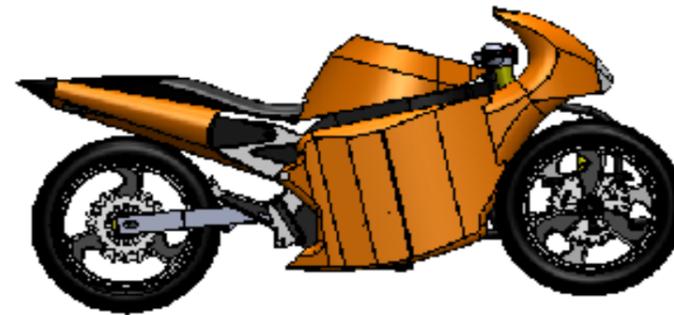
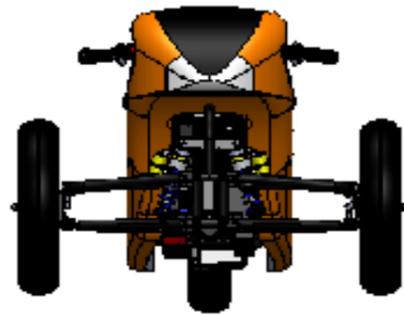
Edición	Modificación	Fecha	Nombre



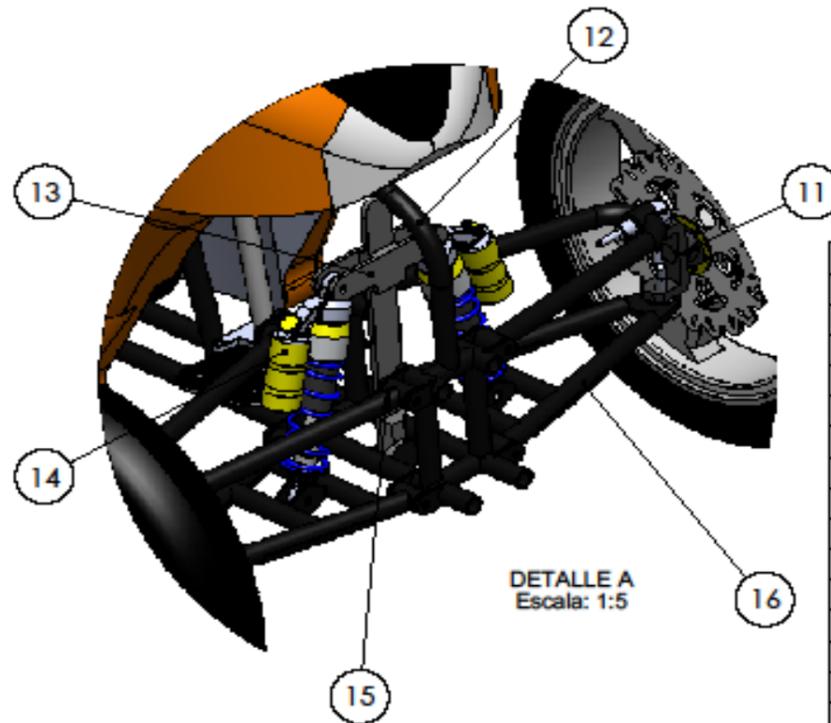
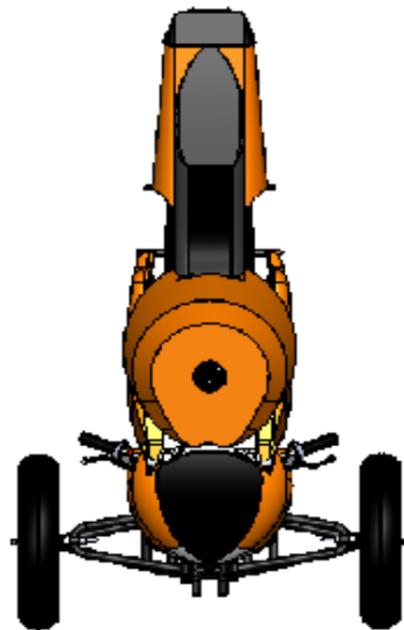
DETALLE A
ESCALA 1:5



				Tolerancias	Peso	
				± 0.5 mm	1430.8 N	
				fecha	Nombre	
				Dib. 1/05/2014	Suntaxi Carlos A.	VEHICULO TRIMOTO
				Rev. 1/28/2014	Torres-Manjarrés	
				Apro. 1/31/2014	Torres-Manjarrés	
				ESPEL-L AUTOMOTRIZ		Escala: 1:15
Edi- ción	Modifi- cación	Fecha	Nombre	08		



Escala: 1:15



DETALLE A
Escala: 1:5

2	Trapezio inferior		ASTM A-500	16		15 N	
2	Trapezio superior		ASTM A-500	15		10 N	
2	Amortiguador			14		20 N	
1	Barra de inclinación		ASTM A-36	13		25 N	
1	Bastidor		ASTM A-500	12		150 N	
2	Mangueta		ASTM A-36	11		15 N	
1	Llanta delantera derecha			10		50 N	110/70/R17
1	Manillar de dirección		ASTM A-500	9		18 N	
1	Basculante posterior		ASTM A-500	8		45 N	
1	Conjunto de transmisión			7		80 N	
1	Llanta Posterior			6		60 N	140/70/R17
1	Carcasa posterior			5		8 N	
1	Asiento			4		5 N	
1	Tanque de combustible			3		30 N	2.5 Galones
1	Carcasa frontal			2		8 N	
1	Llanta delantera izquierda			1		50 N	110/70/R17
No.	Denominación	No. de norma	Material	No. de orden	No. de modelo	Peso	Observación

		Tolerancias	Peso				
		± 0.5 mm	1430.8 N				
		fecha	Nombre				
		Dib. 1/05/2014	Suntax Carlos A.	VEHICULO TRIMOTO Escala: 1:20			
		Rev. 1/28/2014	Torres-Manjarrés				
		Apro. 1/31/2014	Torres-Manjarrés				
		ESPEL-L AUTOMOTRIZ		09			
Edi- ción.	Modificación .	Fecha.	Nombre				

ANEXO D
ARTÍCULO

DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN SISTEMA DE DIRECCIÓN PARA UN VEHÍCULO TRIMOTO

Carlos Suntaxi

Guido Torres

Félix Manjarrés

Departamento de Ciencias de la Energía y Mecánica, Universidad de las Fuerzas Armadas ESPE

Extensión Latacunga

Quijano Ordoñez y Marqués de Maenza S/N Latacunga, Ecuador

Email: krlos_ct@outlook.es, grtorres@espe.edu.ec, fxmanjarres@espe.edu.ec.

RESUMEN

La necesidad de vehículos alternativos más compactos, con alta seguridad y buena maniobrabilidad, motiva a que la Ingeniería Automotriz busque mejorar nuevos sistemas, lo cual lleva al desarrollo y construcción de un mecanismo de dirección para vehículo trimoto, dando como prioridad la investigación del sistema.

ABSTRACT

The need for more compact alternative vehicles with high safety and good maneuverability, motivates the Automotive Engineering seeks to improve new systems, which leads to the development and construction of a steering mechanism for trimoto vehicle, giving priority to the investigation of the behavior of this system.

I. INTRODUCCIÓN

Comúnmente los vehículos procuran tener un centro de gravedad bajo con respecto al ancho de su base. El sistema de dirección para vehículo trimoto mueve activamente su centro de masas para que la fuerza resultante producida por la gravedad y la fuerza centrífuga, se dirija siempre en una dirección en la cual no se aplique una incorrecta transferencia de masas que tienda a

desestabilizar el vehículo. Esto es aprovechado para diseñar vehículos muy angostos sin sacrificar la estabilidad, permitiendo incursionar en el mercado automotriz con la utilización de vehículos alternativos los cuales permitirá una mejor movilidad vial.



Figura 1. Mecanismo de dirección montado en vehículo trimoto.

Fuente: Propia.

II. PARÁMETROS DE DISEÑO Y TRASFERENCIA DE MASAS

Con la ayuda de un software CAD se dibujo un esquema de las suspensiones. Lo que se consigue en este caso es una forma rápida de ver cómo afecta al centro de balanceo los cambios que se van introduciendo en la geometría, unas veces seleccionadas a cada uno de los elementos se realiza una análisis, bajo fuerzas generadas por transferencias de masas en escenarios de manejo críticos.

a. ACELERACIÓN

El vehículo trimoto recorrerá 70 metros en un tiempo de 4 segundos, el cual fue cronometrado.

Aceleración Máxima

$$w_a = \frac{a * m_t * h_{CG}}{b}$$

Donde:

w_a = Transferencia de carga

a = aceleración

m_t = masa total

h_{CG} = altura del centro de masas

b = distancia entre ejes

$$w_a = \frac{2.18 \frac{m}{s^2} * 286 \text{ kg} * 0.41149m}{1.45 \text{ m}}$$
$$w_a = 176.93 \text{ N}$$

Trasferencia de carga bajo un factor crítico.

$$w_{a(30\%)} = w_a + 0.3(w_a)$$

$$w_{a(30\%)} = 176.93 \text{ N} + 0.3(176.93 \text{ N})$$

$$w_{a(30\%)} = 230.01 \text{ N}$$

Carga en el eje delantero.

$$m_{ac}^d = (m_{st}^d * \gamma_P) + \left(\frac{w_{a(30\%)}}{g} * \gamma_v\right)$$

Donde:

m_{ac}^d = Carga eje delantero

m_{st}^d = Masa total del eje delantero

$w_{a(30\%)}$ = Carga

γ_P = Factor de carga permanente(1.33)

γ_v = Factor de carga variable (1.50)

$$m_{ac}^d = (126.34 \text{ kg} * 1.33) + \left(\frac{230.01 \text{ N}}{9.8 \frac{m}{s^2}} * 1.50\right)$$

$$m_{ac}^d = 203.23 \text{ kg}$$

b. FRENADO

Se considero un tiempo de frenada en situaciones críticas de 100 Km/h en 3 segundos.

Frenado Brusco

$$w_f = \frac{a_f * m_t * h_{CG}}{b}$$

Donde:

w_f = transferencia de carga

a = aceleración

m_t = masa total

h_{CG} = altura del centro de masa

b = distancia entre ejes

$$w_f = \frac{9.26 \frac{m}{s^2} * 286 \text{ kg} * 0.41149m}{1.45 \text{ m}}$$
$$w_f = 751.56 \text{ N}$$

Trasferencia de carga bajo un factor crítico.

$$w_{f(30\%)} = w_f + 0.3(w_f)$$

$$w_{f(30\%)} = 751.56 \text{ N} + 0.3(751.56 \text{ N})$$

$$w_{f(30\%)} = 977.03 \text{ N}$$

Carga en el eje delantero.

$$m_f^d = (m_{st}^d * \gamma_P) + \left(\frac{w_{f(30\%)}}{g} * \gamma_v\right)$$

Donde:

m_f^d = Carga eje delantero

m_{st}^p = Masa total del eje delantero

$w_{f(30\%)}$ = Carga durante la frenada

γ_P = Factor de carga permanente(1.33)

γ_v = Factor de carga variable(1.50)

$$m_f^d = (126.34 \text{ kg} * 1.33) + \left(\frac{977.03 \text{ N}}{9.8 \frac{m}{s^2}} * 1.50\right)$$

$$m_f^d = 317.54 \text{ kg}$$

c. CURVA E INCLINACIÓN DEL VEHÍCULO TRIMOTO.

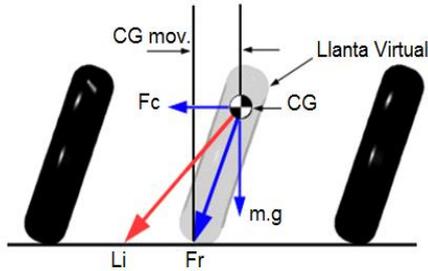


Figura 2: Movimiento dinámico del centro de masas en inclinación.

Fuente: Propia.

Donde:

CG = Centro de masa en inclinación

Fc = Fuerza Centrifuga

CG = Centro de masas

Li = Limite de inclinacion (25 grados)

m.g = Peso

Fr = Fuerza Resultante

$$A_n = \frac{v^2}{r}$$

Donde:

A_n = Aceleracion normal

v = Velocidad

r = Radio de curvatura

TRASFERENCIA DE CARGA

$$W_c = \frac{A_n * m_t * h_{CG}}{Av}$$

Donde:

W_c = Traslacion de masas en curva

A_n = Aceleracion normal

m_t = masa total

h_{CG} = Altura del centro de masas

Av = Ancho de via.

Considerando que el centro de masas se mueve dinámicamente con coordenadas (X,Y) se realiza una operación vectorial para encontrar la resultante de la transferencia de masas que genera a los grados de inclinación.

$$W_{c(x)} = \frac{A_n * m_t * h_{CG(x)}}{Av}$$

$$W_{c(y)} = \frac{A_n * m_t * h_{CG(y)}}{Av}$$

$$W_c = \sqrt{W_{c(x)}^2 + W_{c(y)}^2}$$

Tabla 1: Ubicación del centro de masas.

UBICACIÓN DEL CENTRO DE MASAS		
Rot (Grados)	x (mm)	y (mm)
0	0	411.49
5.042	6.591	411.216
10.027	13.058	410.361
15.011	19.426	408.947
25.038	31.742	404.458
30.023	37.526	401.443

Fuente: Propia.

Carga en el eje delantero en curva.

$$W_{cd} = \frac{A_n * m_t * h_{CG} * 0.44}{Av}$$

Carga en el eje posterior en curva.

$$W_{cp} = \frac{A_n * m_t * h_{CG} * 0.56}{Av}$$

Carga en la llanta del eje delantero en la cual se registra un aumento de transferencia.

$$m_f^i = (m_{st}^d * \gamma_p * 0.22) + \left(\frac{W_c}{g} * \gamma_v\right)$$

Donde:

m_f^i = Carga a la llanta expuesta

m_{st}^p = Masa total del eje delantero

w_c = Carga durante la curva

γ_p = Factor de carga permanente(1.33)

γ_v = Factor de carga variable (1.50)

$$m_f^d = (m_{st}^d * \gamma_p * 0.22) - \left(\frac{W_c}{g} * \gamma_v\right)$$

Donde:

m_f^d

= Carga a la llanta menos expuesta en curva

m_{st}^p = Masa total del eje delantero

w_c = Carga durante la curva

γ_p = Factor de carga permanente(1.33)

$\gamma_v =$ Factor de carga variable (1.50)

Fuente: Propia.

Generando los siguientes valores:

Tabla 2: Aceleración normal en los diferentes escenarios de inclinación.

ACELERACIÓN NORMAL				
GRADOS	v (Km/h)	v (m/s)	r (m)	An (m/s ²)
0	80	22.22	60	8.2288
25	80	22.22	60	8.2288
30	80	22.22	60	8.2288

Fuente: Propia.

Tabla 3: Transferencia de cargas en los diferentes escenarios de inclinación.

TRANSFERENCIA DE CARGAS EN CURVA			
GRADOS	Wcx (N)	Wcy (N)	[Wc] (N)
0	-	-	1370.11719
25	663.2418	855.7958	1082.7171
30	791.6112	855.7958	914.7765

Fuente: Propia.

Tabla 4: Distribución de cargas en los diferentes escenarios de inclinación.

No	Grados	DISTRIBUCIÓN DE CARGAS		CARGA EJE DELANTERO 44%	
		Eje Delantero 44%(kg)	Eje Posterior 66%(kg)	Llanta Izquierda 22%(kg)	Llanta Derecha 22%(kg)
1	0	602.8515	767.2656	8.5895	175.9567
2	25	476.3955	606.3215	156.6012	10.7659
2	30	512.9416	402.8348	177.8950	5.1721

Fuente: Propia.

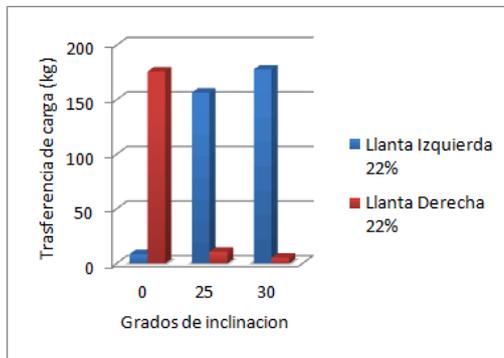


Figura 3: Distribución eje delantero, transferencia de carga-grados de inclinación.

Se puede notar que el vehículo con una transferencia de carga a 0 grados, en una curva al encontrarse bajo la incidencia de la fuerza centrífuga da como resultado la mayor transferencia de carga en los elementos más alejados a la curva, mientras que la carga para el vehículo dotado con el sistema de dirección su transferencia será proporcional a la inclinación y será soportada por los elementos que se encuentran más cerca a la curva buscando un equilibrio dinámico y acercándose más a la conducción de una motocicleta pero con la seguridad de un vehículo bajo el concepto de estabilidad.

Tabla 5: Trasferencia de masas en cada neumático

En reposo		Aceleración brusca	
63.17 kg	63.17 kg	101.61 kg	101.61 kg
160.05 kg		247.20 kg	
Frenada brusca		Curva inclinación 30 grados	
158.77 kg	158.77 kg	177.89 kg	5.17 kg
361.54 kg		402.83 kg	

Fuente: Propia.

III. SIMULACIÓN BAJO FUERZAS CRÍTICAS.

a. TRAPÉCIOS INFERIOR

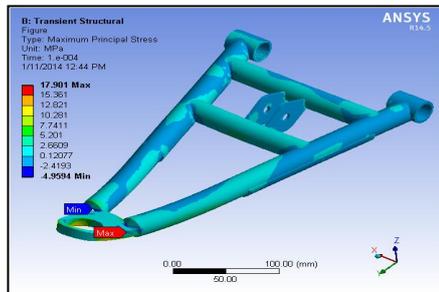


Figura 4: Análisis esfuerzo principal máximo trapecio superior.

Fuente: Propia.

El esfuerzo máximo del trapecio inferior se produce en la zona cercana al montaje de la rotula el cual es de 17.901 MPa, el cual se encuentra por debajo del límite de fluencia del material que ofrece el material empleado (290 MPa.).

b. TRAPÉCIOS SUPERIOR

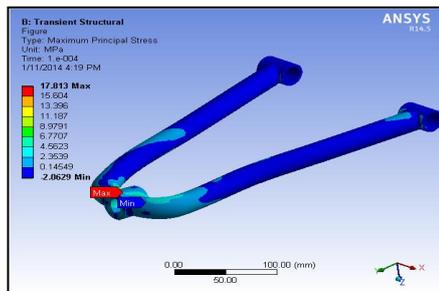


Figura 5: Análisis esfuerzo principal máximo trapecio inferior.

Fuente: Propia.

El esfuerzo máximo del trapecio inferior se produce en la zona cercana al montaje de la rotula el cual es de 17.813 MPa, el cual se encuentra por debajo del límite de fluencia del material que ofrece el material empleado (290 MPa.).

c. BASTIDOR

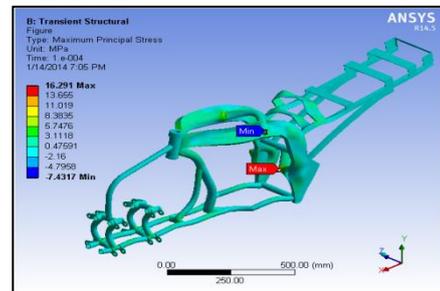


Figura 6: Análisis esfuerzo principal máximo bastidor.

Fuente: Propia.

El esfuerzo máximo del bastidor se produce en la zona cercana al montaje del sistema de basculación posterior el cual es de 16.291 MPa, el cual se encuentra por debajo del límite de fluencia del material que ofrece el material empleado (290 MPa.).

d. CONJUNTO MANGUETA-EJE

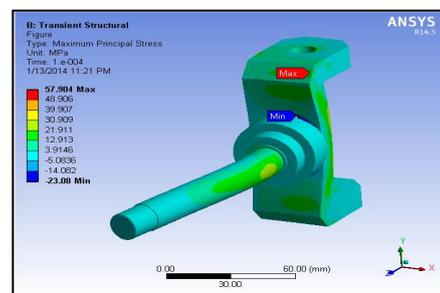


Figura 7: Análisis esfuerzo principal máximo conjunto mangueta eje.

Fuente: Propia.

El esfuerzo máximo del conjunto mangueta-eje se produce en la zona de pared exterior de la mangueta cercana al cambio de sección, el cual es de 57.904 MPa, el cual se encuentra por debajo del límite de fluencia del material que ofrece el material empleado (250 MPa.).

e. BARRA DE INCLINACIÓN

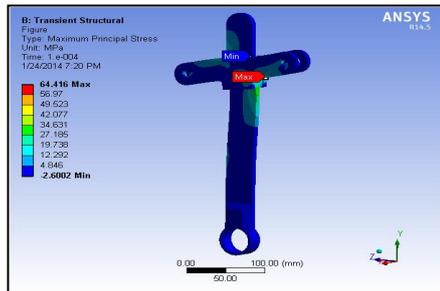


Figura 8: Análisis esfuerzo máximo barra de inclinación.

Fuente: Propia.

El esfuerzo máximo de la barra de inclinación se produce en la zona cercana al montaje de conjunto amortiguador-resorte el cual es de 64.416 MPa, el cual se encuentra por debajo del límite de fluencia del material que ofrece el material empleado (250 MPa.)

IV. MODELACIÓN SISTEMA DE DIRECCIÓN

Modelación CAD se basa en técnicas de modelado paramétrico. Los usuarios comienzan diseñando piezas que se pueden combinar en ensamblajes, corrigiendo piezas y ensamblajes pueden obtenerse diversas variantes.

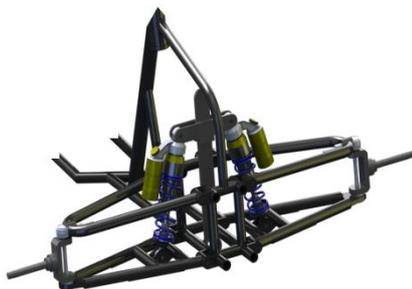


Figura 9: Sistema de dirección.

Fuente: Propia.

V. PRUEBAS Y RESULTADOS

Se a considerando varios factores el principal el clima y tipo de piso en este caso el prototipo al ser diseñado para paseo las pruebas se han realizado en asfalto el material presente en un gran porcentaje en las carreteras del ecuador, para la parte mecánica se han tomado variables previamente calculadas y determinadas para el mecanismo.

Tabla 6: Maniobrabilidad del mecanismo en curva.

MANIOBRABILIDAD EN CURVAS					
Escenarios			Velocidad promedio (km/h)		
Curva.	Radio (m)	Inclinación	40	60	80
1	60	Izquierda	E	ME	R
2	60	Derecha	E	ME	R
3	15	Derecha	R	R	R
4	70	Izquierda	E	E	ME
5	80	Derecha	E	E	ME
6	120	Izquierda	E	E	E
7	120	Derecha	E	E	E
8	100	Izquierda	E	ME	R
9	90	Derecha	E	ME	R
10	130	Izquierda	E	E	E

E: Estable, ME: Marginalmente estable R: Reducción de velocidad, I: Inestable, P: Peligro.



Figura 10: Vehículo trimoto en curva.

Fuente: Propia.

VI. CONCLUSIONES

- *Se determinó que una geometría de suspensión de brazos paralelos permite el cambio de posición del sistema en forma armónica para la inclinación del vehículo, el cual permite seguir una trayectoria en forma segura dentro de una curva.*
- *Se determinó que el comportamiento dinámico del vehículo permite que las cargas generadas por transferencia de masas en curvas, sean distribuidas de tal forma que tienda a tener un equilibrio por acción de movimiento del centro de masas.*
- *Se determinó que los elementos del mecanismo los cuales fueron expuestos a cargas bajo concepto del peor de los casos, tiene una alta fiabilidad en análisis de falla mecánica.*
- *Se determinó que el vehículo trimoto dotado del sistema de dirección, tiene un rango de maniobrabilidad segura de conducción máximo de 80 km/h en carreteras de un buen trazado, cuidando los radios de curvaturas inferiores a 70 metros.*
- *Se determinó que el mecanismo de dirección puede ser adaptado a un una motocicleta comercial previo a un análisis de comportamiento de todo el vehículo para determinar los rango de conducción segura así como la fiabilidad de los elementos.*

VII. REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- *Allan, Bonnick. (2008). Automotive Science and Mathematics. Burlington. USA.*
- *Foale, Tony. (2003). Comportamiento dinámico y diseño de chasis, el arte y la ciencia. Madrid.*
- *John, C. Dixon. (2009). Suspension Geometry and Computation, The Open Univerity, Great Britain.*
- *Milleken, William F. (2003). Race Car Vehicle Dynamics.*

BIOGRAFÍA



Carlos Suntaxi, nació en Quito, Ecuador, Ingeniero Automotriz presta sus servicios profesionales como Inspector de Línea en Consorcio ITLS Inspección Técnica Longing System Del Ecuador.



Félix Manjarrés, nació en Guayaquil – Ecuador, Ingeniero Automotriz e Ingeniero Industrial, Maestrante en la Escuela Politécnica Nacional del Ecuador, en el programa de Diseño, Producción y Automatización industrial. Docente tiempo parcial en la Universidad de las Fuerzas Armadas ESPE en la ciudad de Latacunga desde el 2010. Consultor de proyectos en el área de Ingeniería Industrial y Mecánica.



Guido Torres, nació en Alausí provincia de Chimborazo. Se graduó como Ingeniero Mecánico en la Escuela Superior Politécnica del Chimborazo-Ecuador y cuenta con un Magister en Docencia y Administración Educativa en la Universidad Tecnológica Indoamerica de Ambato – Ecuador, Magister en Gestión de Energía en la Universidad Técnica de Cotopaxi, Actualmente se desempeña como docente del departamento de ciencias de la Energía y Mecánica, en el área de Diseño y Mecánica Computacional de la Universidad de la Fuerzas Armada ESPE en la ciudad de Latacunga.

UNIVERSIDAD DE LAS FUERZAS ARMADAS - ESPE
EXTENSIÓN LATACUNGA
CARRERA DE INGENIERÍA AUTOMOTRIZ

CERTIFICACIÓN

Se certifica que el presente trabajo fue desarrollado por el Señor Carlos Alfredo Suntaxi Llumiquinga bajo mi supervisión.

.....
Ing. GUIDO TORRES
DIRECTOR

.....
Ing. FÉLIX MANJARRÉS
CODIRECTOR

.....
Ing. JUAN CASTRO
DIRECTOR DE LA CARRERA

.....
Dr. FREDDY JARAMILLO CHECA
SECRETARIO ACADÉMICO