



**ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DE
CHIMBORAZO**

**FACULTAD DE MECÁNICA
ESCUELA DE INGENIERÍA AUTOMOTRIZ**

**“DISEÑO, CONSTRUCCIÓN E IMPLEMENTACIÓN
DEL BANCO DIDÁCTICO FUNCIONAL DE LA
GEOMETRÍA DE LA DIRECCIÓN VEHICULAR DE
LA ESCUELA DE INGENIERÍA AUTOMOTRIZ”**

**CRISTIAN LUIS INCA BALSECA
JOSÉ FERNANDO ARGÜELLO RODRÍGUEZ**

TESIS DE GRADO

Previa a la obtención del Título de:
INGENIERO AUTOMOTRIZ

RIOBAMBA – ECUADOR

2013

ESPOCH

Facultad de Mecánica

CERTIFICADO DE APROBACIÓN DE TESIS

2011-07-26

Yo recomiendo que la Tesis preparada por:

INCA BALSECA CRISTIAN LUIS

Titulada:

**“DISEÑO, CONSTRUCCIÓN E IMPLEMENTACIÓN DEL BANCO DIDÁCTICO
FUNCIONAL DE LA GEOMETRÍA DE LA DIRECCIÓN VEHICULAR DE LA
ESCUELA DE INGENIERÍA AUTOMOTRIZ”**

Sea aceptada como parcial complementación de los requerimientos para el Título de:

INGENIERO AUTOMOTRIZ

Ing. Geovanny Novillo A.

DECANO DE LA FAC. DE MECÁNICA

Nosotros coincidimos con esta recomendación:

Ing. Raúl Cabrera.
DIRECTOR DE TESIS

Ing. Edgar Costales.
ASESOR DE TESIS

ESPOCH

Facultad de Mecánica

CERTIFICADO DE APROBACIÓN DE TESIS

2011-07-26

Yo recomiendo que la Tesis preparada por:

ARGÜELLO RODRÍGUEZ JOSÉ FERNANDO

Titulada:

**“DISEÑO, CONSTRUCCIÓN E IMPLEMENTACIÓN DEL BANCO DIDÁCTICO
FUNCIONAL DE LA GEOMETRÍA DE LA DIRECCIÓN VEHICULAR DE LA
ESCUELA DE INGENIERÍA AUTOMOTRIZ”**

Sea aceptada como parcial complementación de los requerimientos para el Título de:

INGENIERO AUTOMOTRIZ

Ing. Geovanny Novillo A.
DECANO DE LA FAC. DE MECÁNICA

Nosotros coincidimos con esta recomendación:

Ing. Raúl Cabrera.
DIRECTOR DE TESIS

ASESOR DE TESIS

Ing. Edgar Costales.

ESPOCH

Facultad de Mecánica

CERTIFICADO DE EXAMINACIÓN DE TESIS

NOMBRE DEL ESTUDIANTE: Inca Balseca Cristian Luis.

TÍTULO DE LA TESIS: “DISEÑO, CONSTRUCCIÓN E IMPLEMENTACIÓN DEL BANCO DIDÁCTICO FUNCIONAL DE LA GEOMETRÍA DE LA DIRECCIÓN VEHICULAR DE LA ESCUELA DE INGENIERÍA AUTOMOTRIZ”

Fecha de Examinación: 2013-02-07

RESULTADO DE LA EXAMINACIÓN:

COMITÉ DE EXAMINACIÓN	APRUEBA	NO APRUEBA	FIRMA
Ing. Pablo Sinchiguano. (PRESIDENTE TRIB. DEFENSA)			
Ing. Raúl Cabrera. (DIRECTOR DE TESIS)			
Ing. Edgar Costales. (ASESOR)			

* Más que un voto de no aprobación es razón suficiente para la falla total.

RECOMENDACIONES: _____

El Presidente del Tribunal certifica que las condiciones de la defensa se han cumplido.

f) Presidente del Tribunal

ESPOCH

Facultad de Mecánica

CERTIFICADO DE EXAMINACIÓN DE TESIS

NOMBRE DEL ESTUDIANTE: Argüello Rodríguez José frenando.

TÍTULO DE LA TESIS: “DISEÑO, CONSTRUCCIÓN E IMPLEMENTACIÓN DEL BANCO DIDÁCTICO FUNCIONAL DE LA GEOMETRÍA DE LA DIRECCIÓN VEHICULAR DE LA ESCUELA DE INGENIERÍA AUTOMOTRIZ”

Fecha de Examinación: 2013-02-07

RESULTADO DE LA EXAMINACIÓN:

COMITÉ DE EXAMINACIÓN	APRUEBA	NO APRUEBA	FIRMA
Ing. Pablo Sinchiguano. (PRESIDENTE TRIB. DEFENSA)			
Ing. Raúl Cabrera. (DIRECTOR DE TESIS)			
Ing. Edgar Costales. (ASESOR)			

* Más que un voto de no aprobación es razón suficiente para la falla total.

RECOMENDACIONES: _____

El Presidente del Tribunal certifica que las condiciones de la defensa se han cumplido.

f) Presidente del Tribunal

DERECHOS DE AUTORÍA

El trabajo de grado que presentamos, es original y basado en el proceso de investigación y/o adaptación tecnológica establecido en la Facultad de Mecánica de la Escuela Superior Politécnica de Chimborazo. En tal virtud, los fundamentos teórico - científicos y los resultados son de exclusiva responsabilidad de los autores. El patrimonio intelectual le pertenece a la Escuela Superior Politécnica de Chimborazo.

f) Cristian Luis Inca Balseca

f) José Frenando Argüello Rodríguez

DEDICATORIA

Este trabajo le dedico a Dios por haberme dado la vida, la fuerza necesaria para continuar en el camino pese a las serias dificultades que he tenido y también de manera especial a toda mi familia a mis padres a mis hermanos, a mis abuelitos y al amor de mi vida mi novia que siempre estuvieron ahí cuando los necesite y aún más a mi querida madre que ha sido un pilar muy importante para culminar mi carrera conjuntamente con mi padre y que me han sabido inculcar valores que me servirán para toda mi vida.

Cristian Inca Balseca

Agradezco a Dios por haberme dado la mano en todas mis caídas para volverme a levantar, a mi papa José Argüello que me está mirando desde el cielo en los días que estuvo conmigo dedico su vida para que yo y mis hermanos estudiemos, a mi madre Judith Rodríguez me enseña cada día a superar las dificultades, a mi amigo Cristian Inca porque fue y sera mi brazo derecho en los buenos y malos momentos, a mi tía Gloria Rodríguez que siempre estuvo pendiente de mí y a la Escuela Superior Politécnica por darme el conocimiento para defenderme como profesional.

José Argüello Rodríguez

AGRADECIMIENTO

El más sincero agradecimiento a la Escuela Superior Politécnica de Chimborazo, en especial a la Escuela de Ingeniería Automotriz, por brindarnos la oportunidad de obtener una profesión y ser personas útiles a la sociedad.

Y en especial para todos los amigos, compañeros y personas que nos apoyaron de una u otra manera para culminar con éxito una etapa de nuestras vidas.

Cristian Inca Balseca

El más sincero agradecimiento a la Escuela Superior Politécnica de Chimborazo, en especial a la Escuela de Ingeniería Mecánica, por brindarnos la oportunidad de obtener una profesión y ser personas útiles a la sociedad.

Y en especial para todos los amigos, compañeros y personas que nos apoyaron de una u otra manera para culminar con éxito una etapa de nuestras vidas.

José Argüello Rodríguez

CONTENIDO

Pág.

1. GENERALIDADES

1.1	Antecedentes.....	1
1.2	Justificación.....	3
1.3	Objetivos.....	3
1.3.1	<i>Objetivo general</i>	3
1.3.2	<i>Objetivos específicos</i>	3

2. MARCO TEÓRICO

2.1	Sistema de dirección.....	4
2.1.1	<i>Función</i>	4
2.1.2	<i>Disposición de los elementos sobre el vehículo</i>	6
2.1.3	<i>Estudio de los órganos constructivos</i>	7
2.1.3.1	<i>Volante</i>	7
2.1.3.2	<i>Columna de dirección</i>	7
2.1.3.3	<i>Caja o mecanismo de dirección</i>	8
2.1.3.4	<i>Tirantería de la dirección</i>	18
2.2	Sistema de suspensión.....	20
2.2.1	<i>Características que debe reunir la suspensión</i>	21
2.2.2	<i>Tipo de suspensión</i>	23
2.2.2.1	<i>Suspensión eje rígido</i>	23
2.2.2.2	<i>Suspensiones independientes</i>	24
2.3	Análisis físico de la geometría de la dirección.....	28
2.3.1	<i>Análisis de la geometría de giro</i>	28
2.3.1.1	<i>Conceptos introductorios</i>	28
2.3.1.2	<i>Cinemática de los sistemas de dirección</i>	31
2.3.2	<i>Análisis de la geometría de las ruedas</i>	37
2.3.2.1	<i>Conceptos introductorios</i>	38
2.3.2.2	<i>Ángulos de la rueda y sus funciones</i>	42
2.3.3	<i>Análisis dinámico</i>	48
2.3.3.1	<i>Ángulo de deriva</i>	48
2.3.3.2	<i>Resistencia a la rodadura</i>	51
2.4	Consecuencias en los cambios en la geometría de la dirección.....	54
2.4.1	<i>Variación de la inclinación o salida (king - pin)</i>	54
2.4.2	<i>Variación de la caída (camber)</i>	55

2.4.3	<i>Variación de la convergencia y divergencia (toe in - out).....</i>	55
2.4.4	<i>Variación del avance (caster).....</i>	56

3. DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE LA ESTRUCTURA, SENSORES Y MECANISMOS NECESARIOS PARA EL FUNCIONAMIENTO DEL BANCO

3.1	Diseño de la estructura, sensores y mecanismos necesarios para el funcionamiento del banco.....	57
3.1.1	<i>Diseño de la estructura y mecanismos necesarios.....</i>	57
3.1.1.1	<i>Requerimientos, funcionalidad y explicación de los objetivos de la estructura y los mecanismos.....</i>	57
3.1.1.2	<i>Estructura del banco.....</i>	70
3.1.2	<i>Construcción de la estructura del banco, selección y acoplamiento de componentes.....</i>	89
3.1.2.1	<i>Construcción de la estructura del banco.....</i>	89
3.1.2.2	<i>Adaptación de mecanismos de modificación del camber y caster.....</i>	92
3.1.2.3	<i>Acoplamiento, adaptaciones de la suspensión.....</i>	93
3.1.2.4	<i>Acoplamiento, adaptaciones de la dirección.....</i>	103
3.1.2.5	<i>Acoplamiento de los motores, para la automatización del banco.....</i>	107
3.1.2.6	<i>Selección e implementación de los sensores.....</i>	112

4. AUTOMATIZACIÓN DEL BANCO MEDIANTE LA IMPLEMENTACIÓN DE SISTEMAS DE CONTROL E INSTRUMENTACIÓN

4.1	Introducción a los microcontroladores.....	123
4.1.1	<i>Microcontrolador.....</i>	123
4.1.1.1	<i>Historia.....</i>	124
4.1.1.2	<i>Características.....</i>	125
4.2	Importancia de la instrumentación y el control en el banco.....	127
4.2.1	<i>Necesidad de sistemas de control en el banco.....</i>	127
4.2.2	<i>Necesidad de sistemas de instrumentación en el banco.....</i>	128
4.3	Automatización de los mecanismos del banco mediante la implementación de sistemas de control.....	129
4.3.1	<i>Automatización en la modificación del camber y el caster.....</i>	129
4.3.1.1	<i>Mecanismos empleados en el control.....</i>	129
4.3.2	<i>Circuitos electrónicos del banco.....</i>	131
4.3.2.1	<i>Circuito de control.....</i>	131
4.3.2.2	<i>Circuito de los sensores.....</i>	134

4.3.2.3	<i>Circuito de potencia</i>	136
4.4	Diagramas de flujo.....	139

5. ELABORACIÓN DE LAS GUÍAS DE PRÁCTICA REALIZABLES EN EL BANCO DIDÁCTICO DE LA GEOMETRÍA DE LA DIRECCIÓN

5.1	Importancia de las guías de práctica.....	140
5.2	Prácticas realizables en el banco didáctico funcional de la geometría de la dirección.....	140
5.2.1	<i>Prácticas relacionadas con la geometría de giro</i>	143
5.2.1.1	<i>Práctica 1: Análisis de la geometría de giro (cálculo de la batalla)</i>	143
5.2.1.2	<i>Práctica 2: Análisis de la geometría de giro (cálculo de la zona de arrastre)</i>	147
5.2.2	<i>Prácticas relacionadas con la geometría de las ruedas</i>	156
5.2.2.1	<i>Práctica 3: Análisis de la geometría de las ruedas (fuerzas actuantes sobre la mangueta, pivote y rodamientos)</i>	156
5.2.2.2	<i>Práctica 4: Análisis de la geometría de las ruedas (alineación)</i>	160

6. ANÁLISIS DE COSTOS DEL PROYECTO

6.1	Costos de construcción.....	166
6.1.1	<i>Costos de mano de obra</i>	166
6.1.2	<i>Costos de materiales</i>	166
6.1.3	<i>Costos de equipos</i>	168
6.1.4	<i>Costo directo</i>	169
6.2	Imprevistos.....	169
6.3	Costos de puesta en marcha	169
6.4	Costo total.....	170

7. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

7.1	Conclusiones.....	171
7.2	Recomendaciones.....	172

REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

BIBLIOGRAFÍA

LINKOGRAFÍA

ANEXOS

PLANOS

LISTA DE TABLAS

	Pág.
1 Coeficiente de rodadura	- 51 -
2 Cálculo del torque necesario en el tornillo para desplazar horizontalmente la carga. -	65 -
3 Cálculo de esfuerzos y el factor de seguridad en el tornillo.	- 66 -
4 Cálculo de la capacidad dinámica y estática de los rodamientos	- 70 -
5 Propiedades del acero estructural ASTM A36	- 76 -
6 Peso del mecanismo de modificación del camber y caster	- 86 -
7 Peso del sistema de suspensión.....	- 87 -
8 Pesos del neumático, mesetas, puntas de ejes.....	- 88 -
9 Valores de batalla (L) calculamos mediante α y β	- 150 -
10 Costos de elementos mecánicos y materiales del banco de pruebas	- 171 -
11 Costos de componentes electrónicos	- 169 -
12 Total costos de materiales.....	- 170 -
13 Costos de mano de obra.....	- 170 -
14 Costos de equipo.....	- 171 -
15 Costos directos	- 172 -
16 Costos imprevistos	- 172 -
17 Costo de puesta en marcha.....	- 172 -
18 Costo total	- 173 -

LISTA DE FIGURAS

	Pág.
1 Esquema de componentes del sistema de dirección	- 6 -
2 Volante.....	- 7 -
3 Columna de la dirección	- 7 -
4 Posición del cajetín de dirección	- 8 -
5 Dirección de tornillo sinfín	- 9 -
6 Tornillo sinfín y rodillo.....	- 9 -
7 Tornillo sinfín y dedo	- 10 -
8 Tornillo sinfín y tuerca	- 10 -
9 Tornillo sinfín y sector dentado	- 11 -
10 Tornillo sinfín y tuerca con bolas circulantes o recirculación de bolas.....	- 11 -
11 Dirección de cremallera	- 12 -
12 Dirección de cremallera de relación variable	- 13 -
13 Dirección asistida de cremallera.....	- 14 -
14 Componentes de dirección asistida EPS.....	- 15 -
15 Dirección asistida electrohidráulica.....	- 16 -
16 Servodirección hidráulica de asistencia variable	- 18 -
17 Tirantería de la dirección.	- 18 -
18 Tipos de oscilaciones que se presentan en un vehículo	- 21 -
19 Eje rígido.....	- 23 -
20 Suspensiones independientes.....	- 24 -
21 Suspensión con ballesta y brazo articulado	- 24 -

22	Suspensión por trapecio articulado	- 25 -
23	Sistema de suspensión de semiejes oscilantes	- 26 -
24	Suspensión McPherson	- 27 -
25	Orientación de las ruedas directrices al atravesar una trayectoria	- 28 -
26	Orientación de las ruedas directrices	- 28 -
27	Orientación de las ruedas directrices al tomar una curva	- 29 -
28	Disposición de las ruedas directrices	- 30 -
29	El sistema de Ackerman	- 32 -
30	Tirantearía de la dirección	- 32 -
31	Comportamiento de un vehículo en una curva	- 33 -
32	Proyección del centro de giro de la curva coincida con la prolongación de los ejes -	34 -
33	Valor en radianes, correspondiente a la ecuación de los ángulos α y β	- 35 -
34	Rueda directriz en posición de reposo	- 36 -
35	La fuerza vertical o fuerza P, se desarrolla al contacto de la rueda con el suelo...	- 37 -
36	Fuerzas actuantes en la mangueta	- 38 -
37	Fuerza transversal (T), que actúa sobre la banda de rodadura	- 39 -
38	Distancia AB entre el eje del pivote y el eje vertical de la rueda	- 40 -
39	Explicación de superposición de A en C para de esta manera disminuir distancias -	41 -
40	Ángulo de salida o king-pin	- 42 -
41	Ángulo de caída o camber	- 42 -
42	Efecto cono que genera que la rueda en una trayectoria circular	- 43 -
43	Convergencia y divergencia	- 44 -
44	Ángulo de avance o caster	- 45 -

45	Inclinación del pivote.....	- 46 -
46	Ángulo de deriva.....	- 48 -
47	Presión del neumático sobre el suelo.....	- 48 -
48	Magnitud de la fuerza transversal F.....	- 49 -
49	Fuerzas a las que está sometido un vehículo en movimiento.....	- 50 -
51	Diagrama sobre el reparto de fuerzas en el neumático.....	- 50 -
52	Inclinación de la suspensión McPherson.....	- 55 -
53	Mecanismo para modificar la torreta McPherson.....	- 55 -
54	Corte del mecanismo de modificación del camber.....	- 56 -
55	Alojamiento del muñón.....	- 57 -
56	Mecanismo de modificación del camber y caster con la McPherson.....	- 58 -
57	Operación de relleno mediante soldadura para adaptación de motores.....	- 60 -
58	Soldadura de una copa # 10 para el acoplamiento de los motores.....	- 60 -
59	Resultado de haber acoplado la copa al mecanismo de modificación del camber.....	- 60 -
60	Modificación del ángulo de avance de la rueda.....	- 61 -
61	Mecanismo de modificación del camber, tuerca-husillo.....	- 62 -
62	Mecanismo de modificación del camber y caster.....	- 62 -
63	Operación de relleno mediante soldadura para adaptación de motores del caster.....	- 63 -
64	Resultado de haber acoplado la copa al mecanismo de modificación del caster.....	- 63 -
65	Carga de tracción que soporta el tornillo.....	- 64 -
66	Cargas en el tornillo y área crítica.....	- 66 -
67	Conjunto disco y rodamiento para el giro de las ruedas directrices.....	- 67 -
68	Vista frontal del conjunto encargado del giro de las ruedas directrices.....	- 68 -

69	Rodamiento axial de bolas de simple efecto.....	- 68 -
70	Cargas a las que está siendo sometido el rodamiento	- 69 -
71	Vista isométrica de la base de la estructura donde se apoyan los discos.....	- 71 -
72	Disco de asentamiento de la rueda.....	- 71 -
73	Modelo FRONT AXLE MEASURING STAND	- 72 -
74	Vista frontal de la estructura del banco	- 72 -
75	Estructura del banco de pruebas	- 73 -
76	Banco acoplado la dirección, suspensión y mecanismos de modificación.....	- 73 -
77	Probeta de acero para ensayo.....	- 74 -
78	Curva del ensayo de tracción	- 75 -
79	Especificaciones generales del tubo cuadrado.....	- 77 -
80	Unión emperrada.....	- 79 -
81	Unión de la estructura superior e inferior	- 79 -
82	Estructura del banco.....	- 85 -
83	Restricciones asignadas a la estructura del banco	- 85 -
84	Cargas derivadas del mecanismo de modificación del camber y caster	- 86 -
85	Cargas derivadas del sistema de dirección y brazos de suspensión.....	- 87 -
86	Cargas derivadas del sistema de suspensión, neumático, mesetas y puntas de ejes	- 88 -
87	Mallado de la estructura del banco	- 89 -
88	Tensión de Von Mises	- 91 -
89	Desplazamiento resultante	- 91 -
90	Deformación unitaria equivalente.....	- 93 -
91	Factor de seguridad.....	- 94 -

92	Corte de elementos para la estructura	- 95 -
93	Estructura soldada del banco	- 95 -
94	Planchas metálicas soldadas en la parte inferior de la estructura	- 96 -
95	Acoplamiento de los discos giratorios a la estructura.....	- 96 -
96	Discos giratorios acoplados a la estructura.....	- 96 -
97	Acoplamiento del rodamiento axial de bolas de simple efecto	- 97 -
98	Rodamiento axial de bolas de simple efecto.....	- 97 -
99	Acoplamiento del mecanismo del camber y caster con una prensa.....	- 98 -
100	Acoplamiento del mecanismo de modificación del camber y caster	- 98 -
101	Pines delanteros sometidos a la fragua	- 99 -
102	Forjado del material para la adaptación de la mangueta.....	- 99 -
103	Material de adaptación de la mangueta forjado a una forma en L.....	- 100 -
104	Soldadura de la pieza en L al amortiguador	- 100 -
105	Operación de taladrado para la adaptación del conjunto de la McPherson	- 101 -
106	Piezas en L con sus respectivos taladros	- 101 -
107	Mangueta adaptada para el sistema de suspensión McPherson.....	- 101 -
108	Conjunto amortiguador, muelle y torreta McPherson	- 102 -
109	Acoplamiento del muñón	- 102 -
110	Soldadura de tuercas para adaptaciones del muñón al sistema McPherson	- 103 -
111	Soldadura de las tuercas al muñón.....	- 103 -
112	Sistema McPherson acoplado al mecanismo de modificación del camber	- 104 -
113	Soldadura del tirante de suspensión a la estructura del banco	- 104 -
114	Brazo inferior de la suspensión.....	- 105 -
115	Brazo inferior acabado.....	- 105 -

116	Barras de torsión cortadas para aumentar su longitud	- 106 -
117	Soldadura de los pernos guías y la barra de torsión.....	- 106 -
118	Barra de torsión.....	- 106 -
119	Taladrado de las platinas de la barra de torsión.....	- 107 -
120	Disposición y montaje de la barra de torsión a la estructura del banco.....	- 107 -
121	Montaje de la barra de torsión al sistema de suspensión	- 108 -
122	Soldadura de travesaños para el montaje de la barra de la dirección	- 108 -
123	Colgantes para el montaje y sujeción de la barra de dirección	- 109 -
124	Acoplamiento de la junta cardán y soldadura de la columna de la dirección	- 109 -
125	Operaciones para el acoplamiento de la columna de la dirección	- 110 -
126	Adaptaciones de la columna de la dirección.....	- 110 -
127	Acoplamiento de la columna de dirección.....	- 110 -
128	Acoplamiento del volante	- 111 -
129	Motor de corriente continua.....	- 112 -
130	Aditamentos para el montaje del motor encargado de modificar el caster	- 113 -
131	Platina para el montaje del motor encargado de modificar el caster	- 113 -
132	Soldadura de los pernos para la sujeción del motor del caster	- 114 -
133	Motor encargado de modificar el caster, acoplado al banco.....	- 114 -
134	Eje de acoplamiento de los motores encargados del camber.....	- 115 -
135	Operación de taladrado del eje de deslizamiento.....	- 115 -
136	Machuelado del eje de deslizamiento de los motores del camber	- 115 -
137	Disposición del montaje del motor encargado de modificar el camber.....	- 116 -
138	Montaje del motor encargado de modificar el camber	- 116 -

139	Sensor de giro XV – 3500CB	- 117 -
140	Ubicación del sensor encargado de apreciar la variación del camber	- 117 -
141	Ubicación del sensor encargado de apreciar la variación del caster.....	- 118 -
142	Ubicación del sensor encargado de apreciar la variación del ángulo de giro	- 119 -
143	Sensor de distancia por infrarrojos GP2D120XJ00F.....	- 119 -
144	Ubicación del sensor para medir la convergencia y divergencia.....	- 120 -
145	Rueda de teflón para el sensor de distancia por infrarrojos.....	- 120 -
146	Diagrama de flujo de construcción de la estructura.....	- 121 -
147	Diagrama de flujo de construcción del mecanismo de camber y caster	- 122 -
148	Diagrama de flujo de construcción y adaptación del sistema de dirección	- 123 -
149	Diagrama de flujo de construcción y adaptación del sistema de suspensión.....	- 124 -
150	Diagrama de flujo de la adaptación de los motores de corriente continua	- 125 -
151	Diagrama de flujo de la operación de pintura del banco	- 126 -
152	Diagrama de flujo de la parte electrónica del banco.....	- 126 -
153	Estructura de un microcontrolador	- 129 -
154	Flujo de información en el banco	- 131 -
155	Interacción entre usuario y sistemas del banco.....	- 132 -
156	Modificación del camber	- 133 -
157	Avances transversales de la torreta.....	- 134 -
158	Circuito de control	- 135 -
159	Circuito de control	- 136 -
160	Vista en 3D del circuito de control	- 137 -
161	Señal del sensor de distancia	- 138 -
162	Circuito de los sensores	- 139 -

163	Vista 3D del circuito de los sensores	- 140 -
164	Circuito de potencia	- 141 -
165	Vista 3D del circuito de potencia	- 141 -
166	Pantalla de presentación.....	- 145 -
167	Pantalla de menú	- 146 -
168	Cálculo de la batalla.....	- 148 -
169	Menú principal del banco, práctica 1	- 149 -
170	Ruedas directrices tomando una curva	- 152 -
171	Menú principal del banco, práctica N°2.....	- 152 -
172	Centro de curvatura, ruedas directrices.....	- 153 -
173	Triángulo formado por la trayectoria de la rueda interior	- 154 -
174	Distancia real, entre el centro de curvatura de todas las ruedas y rueda exterior	- 156 -
175	Zona de arrastre	- 157 -
176	Fuerzas actuantes sobre la mangueta.....	- 160 -
177	Fuerzas actuantes sobre la mangueta, pivote y rodamientos, en forma vertical..	- 161 -
178	Fuerzas actuantes sobre la mangueta, pivote y rodamientos, en forma longitudinal....	- 162 -
179	Menú principal del banco, práctica N°3.....	- 163 -
180	Ángulo de caída o camber	- 164 -
181	Menú principal del banco, práctica N°4, camber	- 165 -
182	Ángulo de avance.....	- 165 -
183	Menú principal del banco, práctica N°4, caster	- 166 -
184	Convergencia y divergencia.....	- 167 -
185	Menú principal del banco, práctica N°4, convergencia y divergencia.....	- 167 -

LISTA DE ABREVIACIONES

Toe In	Convergencia
Toe out	Divergencia
D	Carga muerta
ASTM	Sociedad Americana para Pruebas y Materiales (<i>American Society for Testing and Materials</i>)
AWS	Sociedad Americana de Soldadura (<i>American Welding Society</i>)
F.E.A	Análisis de elementos finitos (<i>finite element analysis</i>)
IR	Rayos infrarrojos
DSP	Procesador digital de señal
ABS	Sistema antibloqueo de ruedas (<i>Antilock brake system</i>)
CAN	Protocolo de comunicaciones desarrollado por la firma alemana Robert Bosch GmbH. (<i>Controller area network</i>)
IVA	Impuesto al valor agregado

LISTA DE ANEXOS

- A** Tutorial de simulación en Solidworks
- B** Sensor de giro, camber, caster, giro ruedas directrices
- C** Sensor de distancia por infrarrojos gp2d120xj00f, convergencia y divergencia
- D** Manual de usuario del banco de pruebas de la geometría de la dirección vehicular
- E** Tablas de costos de mano de obra y equipos
- F** Tablas del diseño de las juntas empernadas del banco
- G** Tablasde selección de rodamientos

RESUMEN

Se ha construido un Banco Didáctico Funcional de la Geometría de la Dirección Vehicular, para la Escuela de Ingeniería Automotriz de la ESPOCH, con el propósito de contribuir al mejoramiento de la capacitación técnica de los estudiantes.

Adquirimos un sistema de suspensión McPherson, un sistema de dirección mecánica por cremallera, los cuales fueron sometidos a un riguroso proceso de mantenimiento, adaptación, y puedan operar de forma eficaz fijados sobre un bastidor diseñado para cumplir con los requerimientos necesarios.

Se ha implementado un sistema electrónico de control para la automatización del banco, en la elaboración de dicho sistema. Se ha utilizado las herramientas que hoy en día la electrónica, moderna facilita; para optimizar el uso de este banco didáctico, se ha considerado las normas de seguridad, operación y mantenimiento; con sus respectivas guías de laboratorio.

Construimos un banco didáctico, que brinda la posibilidad de disponer de un sistema de suspensión y dirección, con un sistema electrónico de control, operando en condiciones reales dentro del laboratorio y permite a los estudiantes, basándose en las guías de laboratorio diseñadas, realizar prácticas tanto de la geometría de giro, como reglaje automático de las cotas de dirección contribuyendo a su preparación técnica.

Recomendamos, tomar en cuenta las normas de seguridad y de mantenimiento de este banco didáctico y poder salvaguardar la integridad de los estudiantes, así como prolongar la vida útil del equipo.

ABSTRACT

A Functional Didactic Bank of the Vehicle Steering Geometry for Automotive Engineering School at the ESPOCH was built, with the purpose of contributing to the improvement of technical students.

A McPherson suspension system, and a mechanical direction system by rack were acquired and submitted to a rigorous process of maintenance and adaptation, so that, they can function effectively, fixed on a frame designed to fulfill the necessary requirements.

An electronic control system for automating the bank, has been used. In order to optimize the use of this didactic supplies bank, the safety rules, operating and maintenance guides with their laboratory have been considered

The Didactic bench was built to provide the availability of a suspension and steering system with an electronic control system, operating under real conditions into the laboratory and enabling students to have experience of both rotational geometry as automatic adjustment direction of the levels which contribute to their technical preparation.

It is recommended to take into account the safety rules and maintenance of this didactic bank and can safeguard the integrity of students, as well as to widen the lifetime of the equipment

CAPÍTULO I

1. GENERALIDADES

1.1 Antecedentes

En los primeros vehículos el accionamiento de la dirección se hacía mediante una palanca o manubrio.

Posteriormente por razones prácticas se adoptó el volante redondo que hasta hoy conocemos, además se hizo necesario darle firmeza al sistema logrando cierta irreversibilidad, sobretodo cuando las ruedas chocaban contra un objeto sólido o ante las irregularidades del camino, que repercutían con violencia sobre el timón, haciéndole perder el rumbo al vehículo con gran facilidad, con los peligros consiguientes.

Adicionalmente el mover el volante debía ser una maniobra sencilla, y suave de ejecutar por lo cual se montaron los primeros sistemas de desmultiplicación, que aumentaban la suavidad de operación del sistema.

La mezcla de estas dos características necesarias, produjo a lo largo de su evolución hasta nuestros días, sistemas más suaves, precisos y sensibles para el conductor, que debe percibir a través de él, el camino por el que transita.

Hasta finales de los años 30, los vehículos usaban eje delantero rígido. Con este primitivo sistema bastaba con poner pivotes en los extremos del eje, para que las ruedas pudieran girar. Una simple barra sólida se encargaba de transmitir el movimiento del timón a la caja de dirección y de allí a los brazos de dirección (terminales), para finalizar el recorrido en las ruedas.

En los últimos años se ha popularizado el sistema de dirección de cremallera, usado en los años 30 por BMW. Este tipo de dirección también puede utilizar asistencia.

En los años 40 y 50 se comenzaron a utilizar en los Estados Unidos, sistemas de asistencia de dirección, que sumados a la desmultiplicación lograda, hacían muy peligroso el conducir

un vehículo, ya que la dirección quedaba demasiado suave y sensible. Este problema motivó el desarrollo de dispositivos que endurecieran la dirección, a medida que aumentaba la velocidad de desplazamiento del vehículo.

Componentes del sistema de dirección:

Timón o volante: Desde él se posan las manos del conductor, para dirigir la trayectoria del vehículo.

Barra de dirección: Une el volante con la caja de dirección, antiguamente era de una sola pieza, y en la actualidad como mecanismo de protección para el conductor en caso de colisión está compuesta por partes pequeñas, que se doblan para evitar lesiones.

Caja de dirección: Recibe el movimiento del timón y la barra y lo reparte a las ruedas, mediante movimientos realizados por engranajes. Puede ser de tipo bolas recirculantes, o de cremallera.

Biela: Pieza ubicada a la salida de la caja de dirección, que se encarga de unir la caja de dirección con la varilla central. Es una parte exclusiva de las direcciones de bolas recirculantes.

Varilla central: Recibe el movimiento de la caja de dirección y lo transmite a los terminales de dirección.

Terminales de dirección: Son uniones (tipo rótula) con cierta elasticidad para absorber las irregularidades del piso, y tiene como función principal unirse con cada una de las ruedas direccionales.

Referente al tema de la geometría de la dirección se han desarrollado diversos estudios analíticos enfocados a los accionamientos rápidos, ya que en esta clase de sistemas, el tiempo en el que se produce el movimiento es tan corto que generalmente el movimiento se realiza en estado transitorio[1].

1.2 Justificación

El Proyecto a desarrollar, se realiza por la necesidad que tiene la carrera de Ingeniería Automotriz, ya que no cuenta con un banco de pruebas de la geometría de la dirección, optimizando así los servicios que prestará el mismo a los estudiantes de la facultad de mecánica de la Escuela Superior Politécnica de Chimborazo.

Un sistema de pruebas de la dirección, permitirá que los estudiantes optimicen sus principales tareas, mejorando el aprendizaje en tiempo real, por el sistema que será implementado, permitiendo al personal docente y estudiantes realizar simulaciones de ángulo de giro, rozamiento de las ruedas y comprobar el funcionamiento de la barra de la dirección de un vehículo.

1.3 Objetivos

1.3.1 *Objetivo general.* Implementar un banco didáctico funcional de la geometría de la dirección vehicular para la Escuela de Ingeniería Automotriz de la ESPOCH.

1.3.2 *Objetivos específicos*

Determinar como el diseño y construcción del banco didáctico funcional de la geometría de la dirección incide en el correcto funcionamiento y dirección de los ángulos de salida.

Recolectar la información teórica acerca a del funcionamiento de la dirección del vehículo.

Recolectar la información necesaria sobre microcontroladores.

Elaborar las guías de prácticas realizables en el banco funcional.

CAPÍTULO II

2. MARCO TEÓRICO

2.1 Sistema de dirección

Se conoce como el sistema de dirección de un vehículo a todos los órganos que permiten orientar las ruedas directrices, en función de las maniobras realizadas por el piloto sobre un mando de accionamiento.

2.1.1 *Función.* La función del sistema de dirección es permitir un control direccional, suficientemente preciso para realizar el trazado en las curvas, las acciones de adelantamiento o de evasión ante obstáculos presentes en la carretera y las maniobras a baja velocidad.

En la adaptación del sistema de dirección se buscará un buen asilamiento de las perturbaciones procedentes de la carretera, al mismo tiempo que asegure un contacto adecuado neumático-calzada y que logre un compromiso aceptable entre esfuerzos reducidos en el mando de la dirección en maniobras a baja velocidad y una adecuada estabilidad a velocidades elevadas.

La dirección, conjuntamente con los frenos, es el mecanismo de seguridad de mayor importancia del automóvil. Una avería de este mecanismo durante la marcha del vehículo puede ocasionar las más fatales circunstancias por representar para el conductor la pérdida del más importante órgano de control que posee en su automóvil. De ahí que la dirección debe recibir un trato de especial.

El sistema de dirección es sin duda uno de los más importantes del vehículo. De la dirección depende en gran parte la seguridad en carretera que presente el vehículo, por ello debe reunir una serie de cualidades que proporcionen al conductor, durante la marcha del vehículo, la comodidad y seguridad necesaria en la conducción; estas cualidades son las siguientes:

- Reversibilidad controlada
 - Suavidad
 - Precisión
 - Estabilidad
- **Reversibilidad controlada.** La irreversibilidad de la dirección escrita en la consecución de un control de las ruedas, en general de la trayectoria del vehículo por parte del usuario sin que las irregularidades del terreno afecten al control de la dirección, pero que al mismo tiempo permita la capacidad autodireccional de la misma. Esto se consigue mediante la adecuación de los elementos de transmisión de que consta el mecanismo de la dirección.
 - **Suavidad.** El mecanismo debe ser lo suficientemente ligero como para permitir una buena maniobrabilidad sin la necesidad de realizar esfuerzos excesivos sobre el volante, ello se consigue, mediante el adecuado sistema desmultiplicador.
 - **Precisión.** Si la dirección fuera excesivamente suave nos encontraríamos con una significativa pérdida de precisión, resultaría muy difícil durante la conducción evitar que el volante no se moviera ligeramente en uno u otro sentido, lo que provocaría que el vehículo circulara, en mayor o menor medida, dando bandazos de un lado a otro de la calzada. Por otro lado, si la dirección resulta excesivamente dura, la conducción resultaría fatigosa e imprecisa.

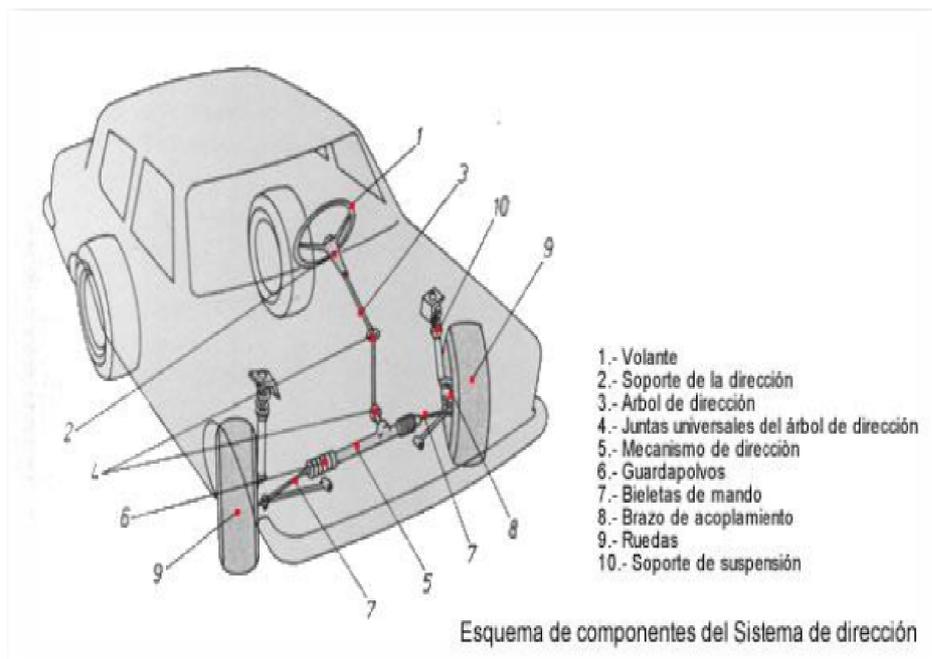
Entre las causas que pueden hacer que el sistema de dirección resulte impreciso cabe destacar:

- El excesivo juego en los órganos de la dirección.
- El alabeo o abolladura de las llantas de las ruedas.
- Un desgastes desigual en los neumáticos.
- La inadecuada presión de hinchado de los neumáticos, que si no es igual en las dos ruedas directrices provocara que el vehículo tienda a irse a uno de los lados.

- **Estabilidad.** Es la característica básica de la dirección, se consigue como conjunción de todas las anteriores y resulta fundamental para garantizar la seguridad de la conducción, esta depende también de factores como la fiabilidad del mecanismo y la calidad de los materiales empleados[2].

2.1.2 *Disposición de los elementos sobre el vehículo.* El conjunto de elementos que intervienen en la dirección está formada por los elementos (Ver figura 1).

Figura 1. Esquema de componentes del sistema de dirección



Fuente: http://www.imac.unavarra.es/web_imac/pages/Sistemas_de_direccion.pdf

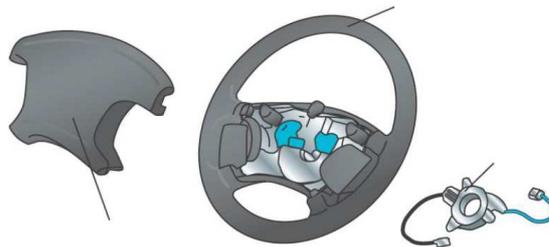
En funcionamiento, cuando el conductor acciona el volante unido a la columna de dirección transmite a las ruedas el ángulo de giro deseado. La caja de dirección y la relación de palancas realizan la desmultiplicación de giro y la multiplicación de fuerza necesaria para orientar las ruedas con el mínimo esfuerzo del conductor.

Los brazos de mando y acoplamiento transmiten el movimiento desde la caja de dirección a las ruedas.

2.1.3 Estudio de los órganos constructivos

2.1.3.1 *Volante*. Está diseñado con una forma ergonómica con dos o más brazos, con la finalidad de obtener mayor facilidad de manejo y comodidad. Su misión consiste en reducir el esfuerzo que el conductor aplica a las ruedas. Ahora los volantes vienen incorporados con dispositivos de seguridad pasiva de protección del conductor (airbag).

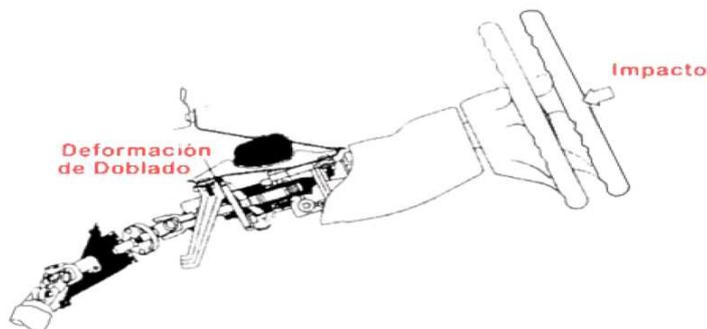
Figura 2. Volante



Fuente: http://www.imac.unavarra.es/web_imac/pages/Sistemas_de_direccion.pdf

2.1.3.2 *Columna de dirección*. Está constituida por un árbol articulado que une el mecanismo de dirección con el volante. La columna de dirección tiene una gran influencia en la seguridad pasiva. Todos los vehículos están equipados con una columna de dirección retráctil, formada por dos o tres tramos con el fin de colapsarse y no producir daños al conductor en caso de colisión. Estos tramos están unidos mediante juntas cardán y elásticas diseñadas para tal fin.

Figura 3. Columna de la dirección

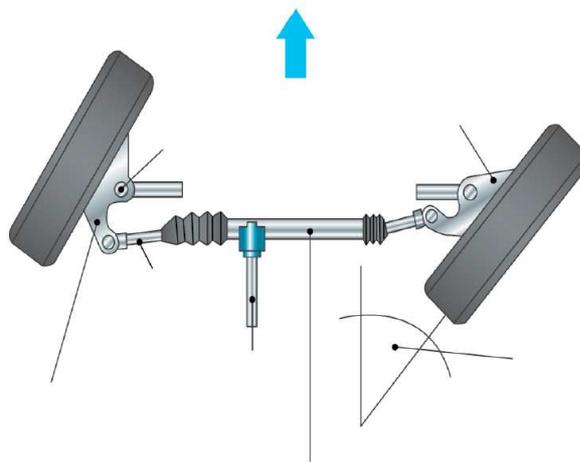


Fuente: http://www.imac.unavarra.es/web_imac/pages/Sistemas_de_direccion.pdf

La columna de dirección permite la regulación del volante en altura y en algunos casos también en profundidad, para facilitar la conducción.

2.1.3.3 *Caja o mecanismo de dirección.* El movimiento giratorio del volante se transmite a través del árbol y llega a la caja de dirección que transforma el movimiento giratorio en otro rectilíneo transversal al vehículo. A través de barras articuladas con rotulas, el mecanismo de dirección alojado en la caja transmite el movimiento transversal a las bieletas o brazos de acoplamiento que hacen girar las ruedas alrededor del eje del pivote.

Figura 4. Posición del cajetín de dirección



Fuente: http://www.imac.unavarra.es/web_imac/pages/Sistemas_de_direccion.pdf

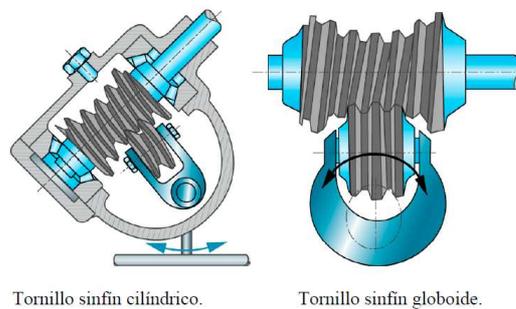
Existen los siguientes tipos de cajas o mecanismos de dirección:

- Tornillo sinfín y rodillo.
- Tornillo sinfín y dedo.
- Tornillo sinfín y tuerca.
- Tornillo sinfín y sector dentado.
- Tornillo sinfín y tuerca con bolas circulantes o recirculación de bolas.
- Cremallera.
- Cremallera de relación variable.
- Dirección asistida de cremallera.

- **Dirección de tornillo sinfín**

Es un mecanismo basado en un tornillo sinfín. Puede ser cilíndrico o globoide. Esta unido al árbol del volante para transmitir su movimiento de rotación a un dispositivo de traslación que engrana con el mismo, generalmente un sector, una tuerca, un rodillo o un dedo, encargados de transmitir el movimiento a la palanca de ataque y esta a su vez a las barras de acoplamiento.

Figura 5. Dirección de tornillo sinfín



Tornillo sinfín cilíndrico.

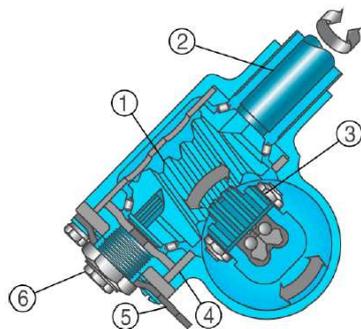
Tornillo sinfín globoide.

Fuente: http://www.imac.unavarra.es/web_imac/pages/Sistemas_de_direccion.pdf

- **Tornillo sinfín y rodillo**

Formado por un sinfín globoide apoyado en cojinetes de rodillos cónicos. Un rodillo está apoyado en el tornillo sinfín, que al girar desplaza lateralmente el rodillo produciendo un movimiento angular en el eje de la palanca de ataque.

Figura 6. Tornillo sinfín y rodillo



1 Tornillo sinfín de la dirección.

2 Eje de la columna de la dirección.

3 Rodillo de dirección.

4 Casquillo excéntrico.

5 Palanca de ajuste para el juego de flancos.

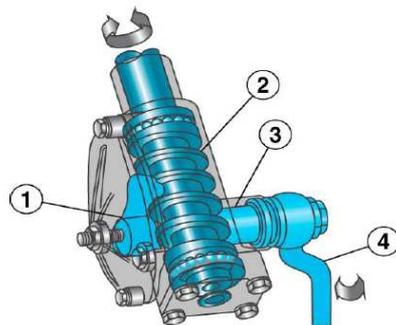
6 Tornillos de ajuste para el eje de la columna de la dirección.

Fuente: http://www.imac.unavarra.es/web_imac/pages/Sistemas_de_direccion.pdf

- **Tornillo sinfín y dedo**

Está formada por un sinfín cilíndrico y un dedo o tetón. Al girar el sinfín, el dedo se desplaza sobre las ranuras del sinfín transmitiendo un movimiento oscilante a la palanca de ataque.

Figura 7. Tornillo sinfín y dedo



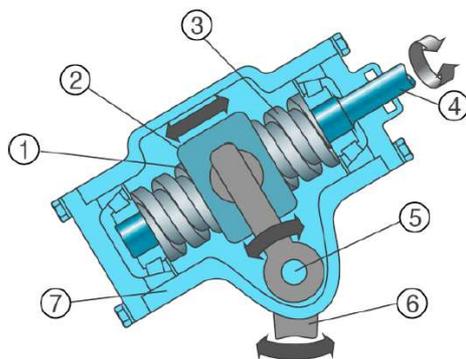
- 1 Dedo de rodadura.
- 2 Tornillo sinfín.
- 3 Eje de la biela de mando.
- 4 Biela de mando de la dirección.

Fuente: http://www.imac.unavarra.es/web_imac/pages/Sistemas_de_direccion.pdf

- **Tornillo sinfín y tuerca**

Está formada por un sinfín cilíndrico y una tuerca. Al girar el sinfín produce un desplazamiento longitudinal de la tuerca. Este movimiento es transmitido a la palanca de ataque unida a la tuerca.

Figura 8. Tornillo sinfín y tuerca



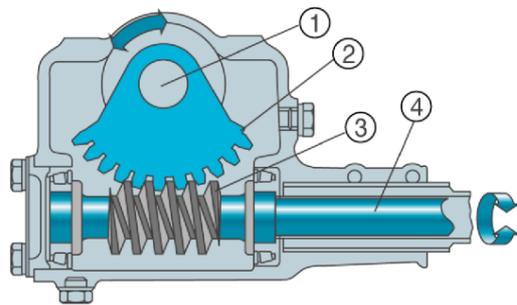
- 1 Elementos deslizantes.
- 2 Tuerca de dirección.
- 3 Tornillo de dirección.
- 4 Eje de la columna de la dirección.
- 5 Eje de la biela de mando.
- 6 Biela de mando de la dirección.
- 7 Horquilla de dirección.

Fuente: http://www.imac.unavarra.es/web_imac/pages/Sistemas_de_direccion.pdf

- **Tornillo sinfín y sector dentado**

Está formado por un sinfín cilíndrico, apoyado en sus extremos sobre dos cojinetes de rodillos cónicos. El movimiento se transmite a la palanca de mando a través de un sector dentado, cuyos dientes engranan con el tornillo sinfín en toma constante.

Figura 9. Tornillo sinfín y sector dentado



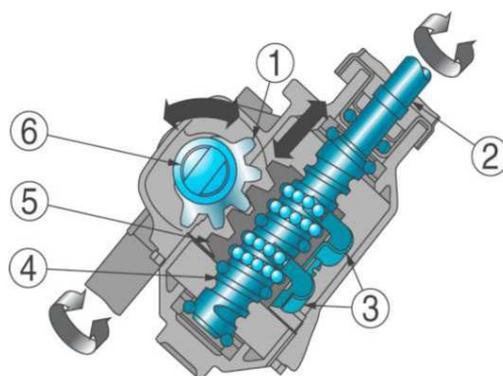
- 1 Eje de la biela de mando hacia la biela de mando de la dirección.
- 2 Segmento de dirección o sector dentado.
- 3 Tornillo sinfín cilíndrico.
- 4 Eje de la columna de la dirección

Fuente: http://www.imac.unavarra.es/web_imac/pages/Sistemas_de_direccion.pdf

- **Tornillo sinfín y tuerca con bolas circulantes o recirculación de bolas**

Este mecanismo consiste en intercalar una hilera de bolas entre el tornillo sinfín y una tuerca. Esta a su vez dispone de una cremallera exterior que transmite el movimiento a un sector dentado, el cual lo transmite a su vez a la palanca de ataque.

Figura 10. Tornillo sinfín y tuerca con bolas circulantes o recirculación de bolas



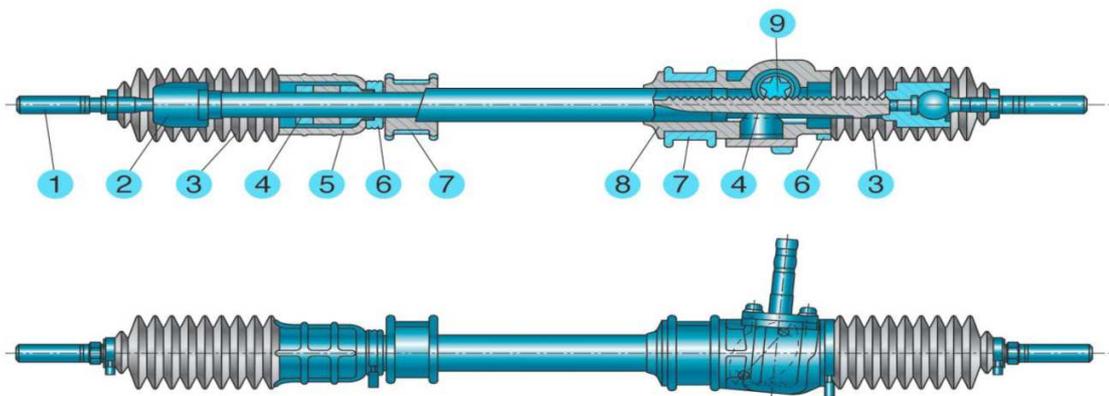
- 1 Segmento de dirección.
- 2 Eje de la columna de la dirección.
- 3 Tubos de retorno de las bolas.
- 4 Tornillo de dirección.
- 5 Tuerca de dirección.
- 6 Tuerca de dirección.
- 7 Eje de la biela de mando.

Fuente: http://www.imac.unavarra.es/web_imac/pages/Sistemas_de_direccion.pdf

- **Cremallera**

Este tipo de dirección se caracteriza por su mecanismo desmultiplicador (piñón-cremallera) y su sencillez de montaje. Elimina parte de la timonería de mando. Está constituida por una barra en la que hay tallada un dentado de cremallera, que se desplaza lateralmente en el interior de un cárter apoyada en unos casquillos de bronce o nailon. Esta accionada por el piñón, montado en extremo del árbol del volante, engranando con la de cremallera.

Figura 11. Dirección de cremallera



- 1 Barra de dirección.
- 2 Rótula barra de dirección.
- 3 Guardapolvos cremallera de dirección.
- 4 Cremallera.
- 5 Casquillo cremallera de dirección.

- 6 Fijación guardapolvos.
- 7 Taco elástico.
- 8 Caja de dirección.
- 9 Sinfin de la dirección.

Fuente: http://www.imac.unavarra.es/web_imac/pages/Sistemas_de_direccion.pdf

La cremallera se une directamente a los brazos de acoplamiento de las ruedas a través de dos bielas de dirección, en cuyo extremo se sitúan las rotulas que, a su vez son regulables para modificar la convergencia.

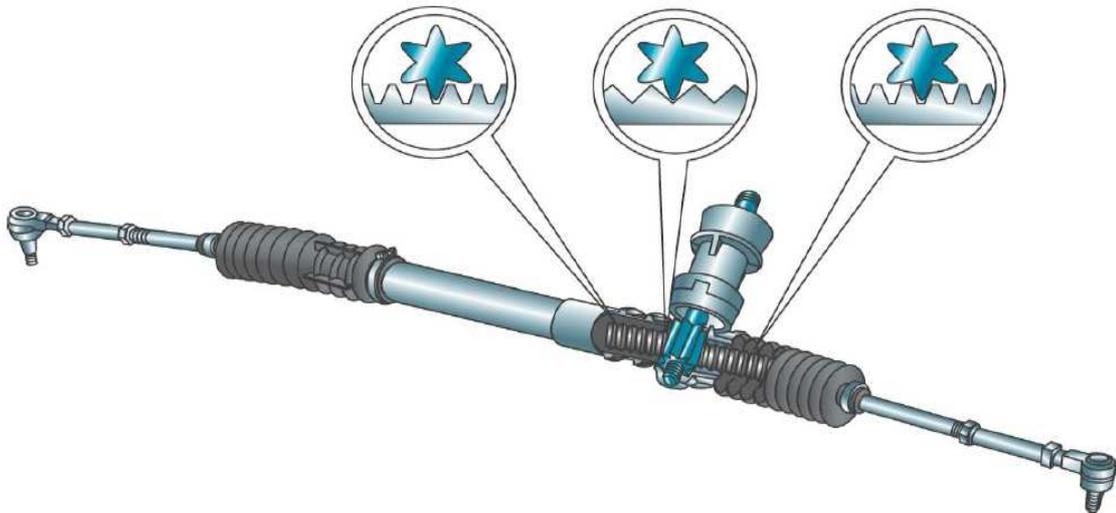
- **Cremallera de relación variable**

En las direcciones mecánicas de cremallera con relación constante, se realiza el mismo esfuerzo sobre el volante tanto en maniobras de aparcamiento como en carretera.

La principal característica constructiva de esta dirección es la cremallera, la cual dispone de unos dientes con: módulo variable.

Con estas modificaciones en la cremallera conseguimos hacer menor esfuerzo cuando necesitamos aparcar y una dirección más firme cuando vamos por carretera.

Figura 12. Dirección de cremallera de relación variable



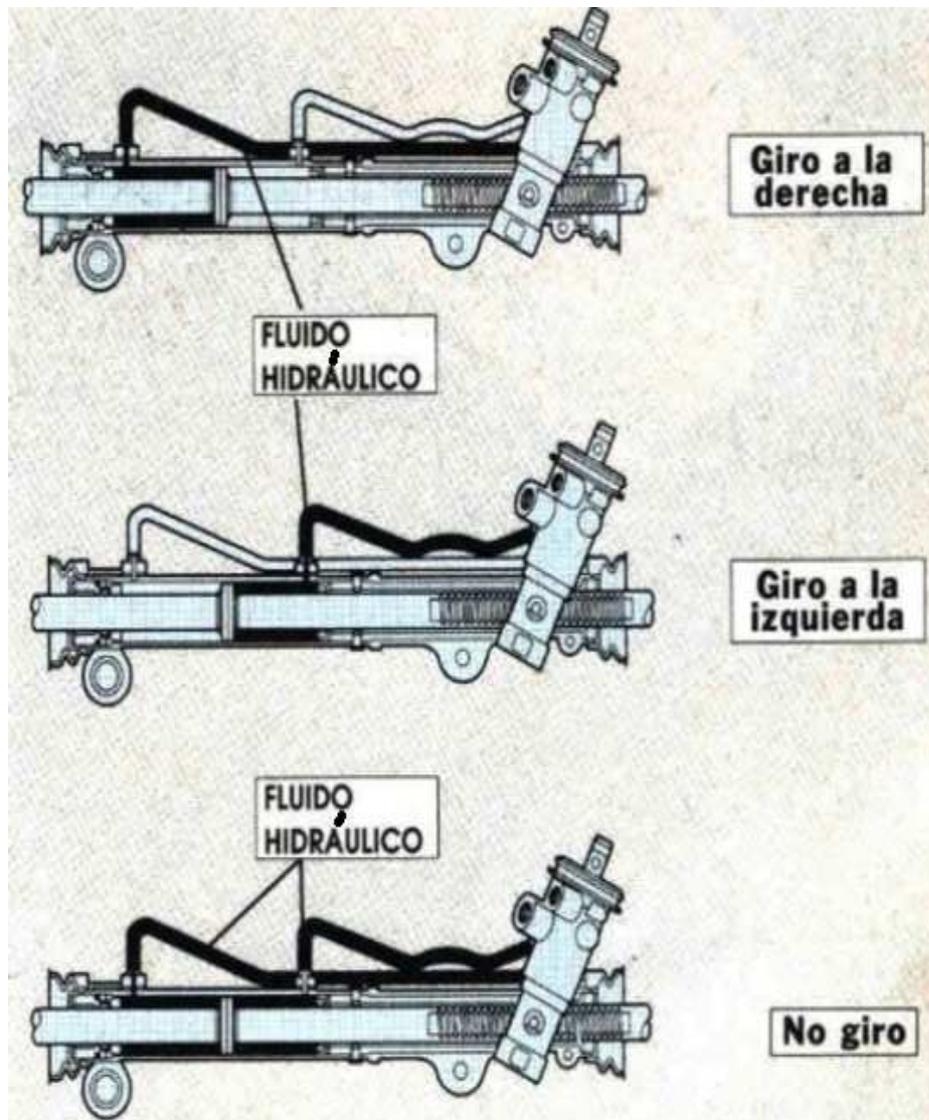
Fuente: http://www.imac.unavarra.es/web_imac/pages/Sistemas_de_direccion.pdf

- **Dirección asistida de cremallera**

La propia caja de cremallera constituye el cilindro hidráulico o cárter hidráulico, de asistencia con dos cámaras y la cremallera incorpora el pistón con un émbolo de doble efecto. En los extremos van colocados los retenes de estanqueidad para evitar las pérdidas de aceite.

Cuando se aplica un movimiento al volante, la válvula distribuidora proporciona líquido a presión a una u otra cara del émbolo y por tanto, proporciona la asistencia desplazando la cremallera de dirección en uno u otro sentido[3].

Figura 13. Dirección asistida de cremallera

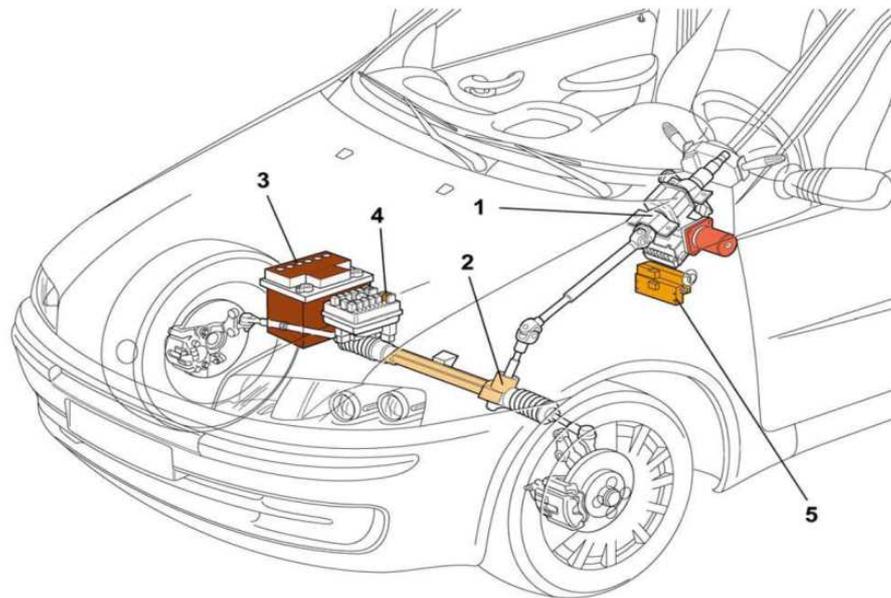


Fuente: http://www.imac.unavarra.es/web_imac/pages/Sistemas_de_direccion.pdf

- **Dirección asistida eléctrica.**
- **Descripción.** La dirección asistida EPS (*Electrical power steering*) fabricada por DELPHI es un dispositivo de servo asistencia de la dirección que aligera el esfuerzo necesario para accionar el volante en la fase de giro, sobre todo en las maniobras a baja velocidad.

1. Dirección asistida EPS.
2. Caja de dirección mecánica.
3. Batería.
4. Centralita de derivación en el motor.
5. Centralita de derivación bajo el salpicadero.

Figura 14. Componentes de dirección asistida EPS



Fuente: <http://www.aficionadosalamecanica.net/direccion-asistida-electr.htm>

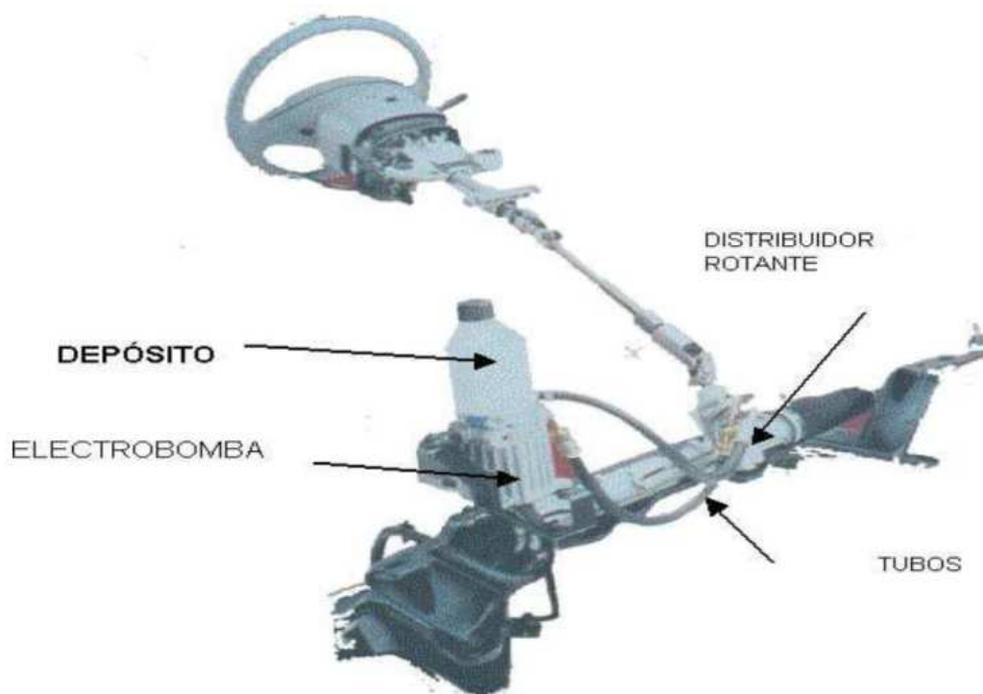
- **Principio de funcionamiento.** La acción de giro se produce mediante el mecanismo piñón-cremallera. Al girar, la fuerza del conductor sobre el volante se añade la acción de un motor eléctrico que, mediante un acoplamiento tornillo sin fin-rueda helicoidal que lo acopla a la columna de dirección, suministra un cierto par que aligera el esfuerzo del conductor.

Una centralita dirige el dispositivo de servo asistencia de la dirección que, midiendo el par de fuerza que se ejerce sobre el volante, la posición angular del mismo y la velocidad del vehículo, decide qué cantidad de par de fuerza debe suministrar el motor eléctrico, alimentándolo con una corriente eléctrica proporcional, haciendo girar la caña de la dirección y así proceder al movimiento en la caja de dirección piñón-cremallera.

- **Dirección asistida electrohidráulica**

La dirección asistida electrohidráulica desempeña la misma función que la dirección asistida hidráulica, es decir reduce el esfuerzo de giro del volante, con la diferencia de que, en este tipo de aplicación, el accionamiento de la bomba hidráulica se efectúa mediante un motor eléctrico. Una consecuencia positiva es la posibilidad de accionar la bomba sólo cuando se gira evitando un consumo inútil de energía como en el caso tradicional de conexión del mando al motor del vehículo.

Figura 15. Dirección asistida electrohidráulica



Fuente: <http://www.slideshare.net/juancooper00/direccion-electrohidraulica-14688396>

- **Servodirección hidráulica de asistencia variable**

Este sistema permite adaptar la tasa de asistencia a la velocidad del vehículo, o lo que es lo mismo varía el esfuerzo que hay que hacer sobre el volante dependiendo de la velocidad del

vehículo y del valor de fricción, esfuerzo rueda-suelo. Haciendo variar el esfuerzo que hay que hacer en el volante según la velocidad, este sistema de dirección tiene dos fases de funcionamiento:

- Cuando el vehículo está parado o circulando a muy baja velocidad, la tasa de asistencia tiene que ser grande para facilitar las maniobras cuando más falta hace.
- Cuando el vehículo aumenta la velocidad la tasa de asistencia tiene que ir disminuyendo progresivamente, endureciendo la dirección, con el fin de ganar en precisión de conducción y en seguridad.

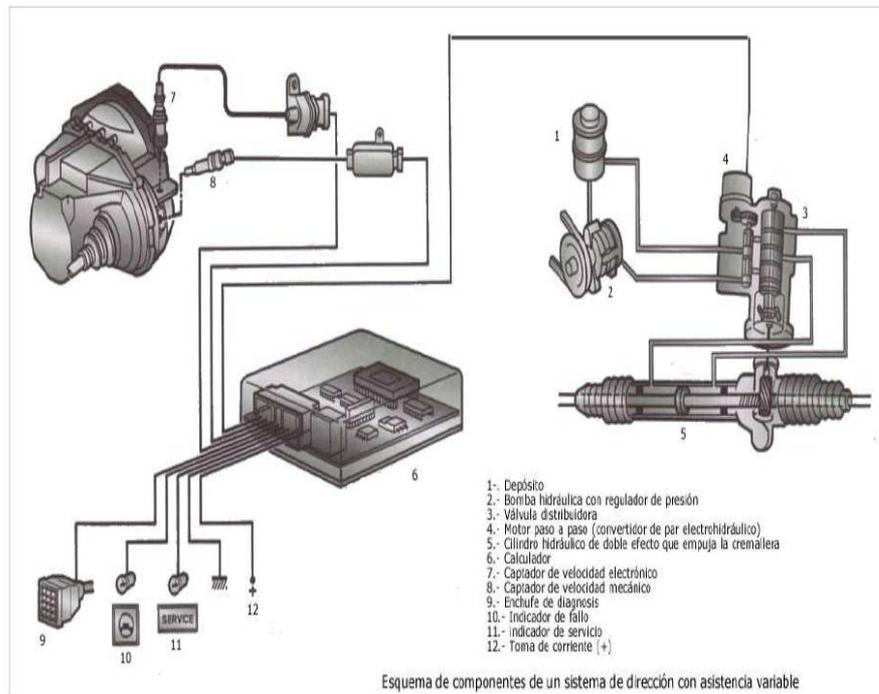
El sistema toma los componentes de base de la dirección asistida clásica con:

- Cilindro hidráulico de doble efecto integrado en el cárter o caja de dirección.
- Depósito.
- Bomba de alta presión y regulador de presión (caudal).
- Válvula distribuidora rotativa.
- Canalizaciones.

A los anteriores se les viene añadir los elementos siguientes:

- Regulador de caudal integrado en el cárter de la válvula rotativa y constituida por un elemento de regulación cuyos desplazamientos están controlados por un motor eléctrico paso a paso o también por un convertidor electrohidráulico.
- Un calculador electrónico situado bajo el asiento del pasajero que pilota el motor paso a paso, la velocidad se le transmite por medio de dos captadores, uno mecánico y otro electrónico.

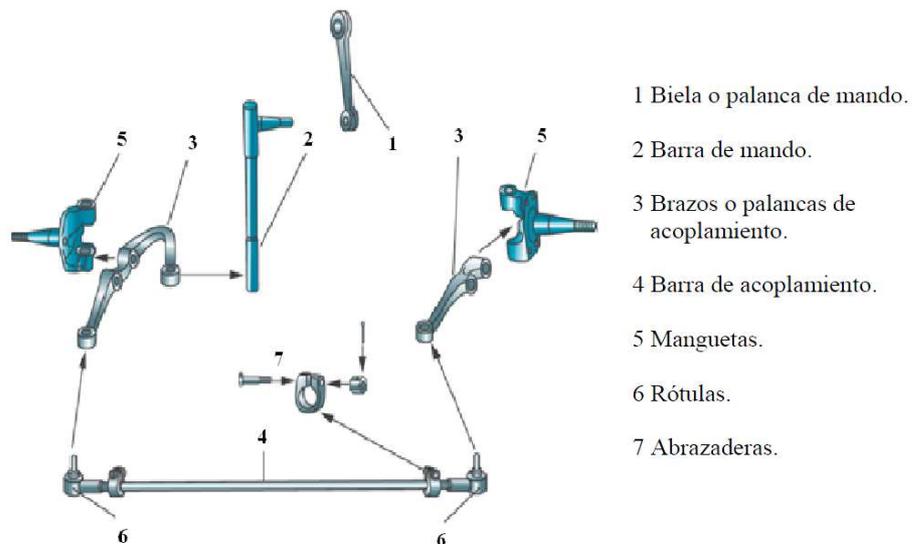
Figura 16. Servodirección hidráulica de asistencia variable



Fuente: <http://www.aficionadosalamecanica.net/direccion-asistencia-variable.htm>

2.1.3.4 *Tirantería de dirección.* Está constituida por un conjunto de elementos que transmite el movimiento desde el mecanismo de dirección a las ruedas.

Figura 17. Tirantería de la dirección



Fuente: <http://efamoratalaz.com/recursos/1%C2%BAEI-Fluidos-T8.pdf>

- **Palanca de ataque.** Palanca o biela de mando, va unida a la salida de la caja de dirección mediante un estriado fino. Recibe el movimiento de rotación de la caja de dirección para transmitirlo, en movimiento angular, a la barra de mando.
- **Barra de mando.** El movimiento direccional se transmite por medio de una barra de mando unida, por un lado, a la palanca de ataque y, por el otro, a las barras de acoplamiento de la dirección. En otros sistemas el mecanismo de la dirección ataca directamente los brazos de acoplamiento de las ruedas, como ocurre en las direcciones de cremallera.
- **Brazos de acoplamiento.** Estos elementos transmiten a las ruedas el movimiento obtenido en la caja de la dirección y constituyen el sistema direccional para orientar las mismas. Este sistema está formado por unos brazos de acoplamiento montados sobre las manguetas de forma perpendicular al eje de las ruedas y paralelos al terreno. Estos brazos llevan un cierto ángulo de inclinación para que la prolongación de sus ejes coincida sobre el centro del eje trasero y tienen por misión el desplazamiento lateral de las ruedas directrices.
- **Barras de acoplamiento.** También se llaman bieletas de dirección. Realizan la unión de las dos ruedas por medio de una o varias barras de acoplamiento, según el sistema empleado. Las barras de acoplamiento realizan la unión de los dos brazos para que el movimiento en las dos ruedas sea simultáneo y conjunto de ambas ruedas, al producirse el desplazamiento lateral en una de ellas. Están formadas por un tubo de acero en cuyos extremos van montadas las rótulas, cuya misión es hacer elástica entre los brazos de acoplamiento de las ruedas y adaptarlas a las variaciones de longitud producidas por las incidencias del terreno. Sirven además para la regulación de la convergencia de las ruedas, acortando o alargando la longitud de las barras.
- **Rótulas.** Están constituidas por un muñón cónico en cuyos extremos tiene, por una parte, la unión roscada que permite su desmontaje y, por otra parte, una bola o esfera alojada en una caja esférica que realiza la unión elástica. Su misión consiste en realizar la unión elástica entre la caja de dirección y los brazos de acoplamiento de las ruedas, además de permitir las variaciones de longitud para corregir la convergencia de las ruedas[4].

2.2 Sistema de suspensión

El sistema de suspensión es un conjunto de elementos convenientemente dispuestos en el vehículo, de acuerdo a su construcción estructural y usos para el que se ha diseñado. Este sistema de suspensión puede estar ubicado en el vehículo ya sea entre el suelo y el bastidor o entre el suelo y la carrocería para el tipo monocasco autoportante.

Este sistema soporta el peso del vehículo permite su movimiento elástico controlado sobre sus ejes y es el encargado de absorber la energía producida por las trepidaciones del camino para mantener la estabilidad del vehículo, proporcionando mayor confort y seguridad a los pasajeros y/o carga que se transporta.

Está constituido genéricamente por los mismos componentes para todo tipo de vehículos diferenciándose en sus tipos y dimensiones de acuerdo a las prestaciones del vehículo y su función. La suspensión contribuye a mejorar la comodidad y seguridad de marcha y proteger la carga y las piezas del vehículo.

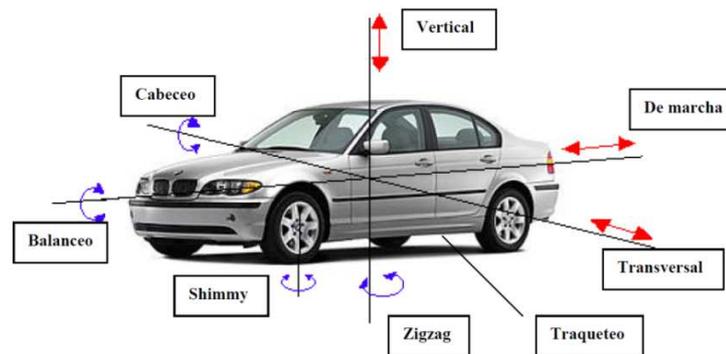
Los movimientos de la suspensión deben amortiguarse por medio de amortiguadores. Decisiva para la comodidad durante la marcha es la aceleración vertical de la carrocería. Con una suspensión blanda las aceleraciones verticales de la carrocería son suaves; una suspensión dura empeora la comodidad. Es importante para la seguridad de la marcha la variación de la carga de las ruedas durante el viaje. Se consiguen pequeñas oscilaciones dinámicas de la carga de las ruedas, por medio de fuerzas de amortiguación grandes, ejes de poco peso y neumáticos blandos.

Las suspensiones blandas y los neumáticos blandos no deben perjudicar el comportamiento en las curvas. La sintonía entre suspensión y amortiguación de oscilaciones es un compromiso entre comodidad y seguridad durante la marcha.

- **Tipos de oscilaciones que se presentan en un vehículo**

- **De marcha.** Oscilaciones rectilíneas en sentido del eje longitudinal del vehículo.
- **Transversal.** Oscilaciones rectilíneas en sentido del eje transversal.
- **Vertical.** Oscilaciones rectilíneas en sentido del eje vertical.
- **Balanceo.** Oscilaciones giratorias alrededor del eje longitudinal.
- **Cabeceo.** Oscilaciones giratorias alrededor del eje transversal.
- **Zigzag.** Oscilaciones giratorias alrededor del eje vertical.
- **Derrape.** Zigzag con resbalamiento de varios neumáticos sobre la calzada.
- **Traqueteo.** Oscilaciones giratorias de ejes rígidos alrededor de un eje de giro paralelo al eje longitudinal (Ejemplo eje cardán).
- **Shimmy.** Oscilaciones giratorias de las ruedas de la dirección alrededor de los pivotes de la dirección.

Figura 18. Tipos de oscilaciones que se presentan en un vehículo



Fuente: <http://es.scribd.com/doc/6588309/Sistema-de-Suspension>

2.2.1 *Características que debe reunir la suspensión.* Como los elementos de suspensión han de soportar todo el peso del vehículo, deben ser lo suficientemente fuertes para que las cargas que actúan sobre ellos no produzcan deformaciones permanentes.

A su vez, deben ser elásticos, para permitir que las ruedas se adapten continuamente al terreno. Esta elasticidad en los elementos de unión produce una serie de oscilaciones de intensidad decreciente que no cesan hasta que se ha devuelto la energía absorbida, lo que

coincide con la posición de equilibrio de los elementos en cuestión; dichas oscilaciones deben ser amortiguadas hasta un nivel razonable que no ocasione molestias a los usuarios del vehículo.

- **Influencia de la carga en la suspensión.** Si en los vehículos las cargas fueran constantes resultaría fácil adaptar una suspensión ideal, pero como esto no se da en ningún caso al ser la carga variable, especialmente en vehículos de transporte los elementos elásticos deben calcularse para que aguanten el peso máximo sin pérdida de elasticidad.

En estas condiciones es imposible obtener una suspensión ideal, ya que si se calcula para un peso mínimo, la suspensión resulta blanda en exceso cuando aquel aumenta; si se calcula para el peso máximo, entonces resulta dura cuando el vehículo marcha en vacío o con poca carga.

- **Efectos de un elemento de flexibilidad variable**

Se ha visto, que el período de oscilación aumenta con la deformación y disminuye cuando ésta es menor. Por tanto, si se mantiene la deformación constante, se consigue que el período no varíe, obteniendo, en este caso, una suspensión que se acerca a la ideal.

Para ello se tiene que colocar un elemento de unión cuya flexibilidad sea variable, de modo que, al aumentar la carga, aumente asimismo su rigidez para mantener constante la deformación.

Esto es muy difícil de conseguir con resortes metálicos; por tanto, las suspensiones basadas en este tipo de elementos (ballestas, muelles, barras de torsión, etc.) necesitan llevar acoplado un sistema amortiguador de oscilaciones que recoja la energía mecánica producida y evite su transmisión a la carrocería.

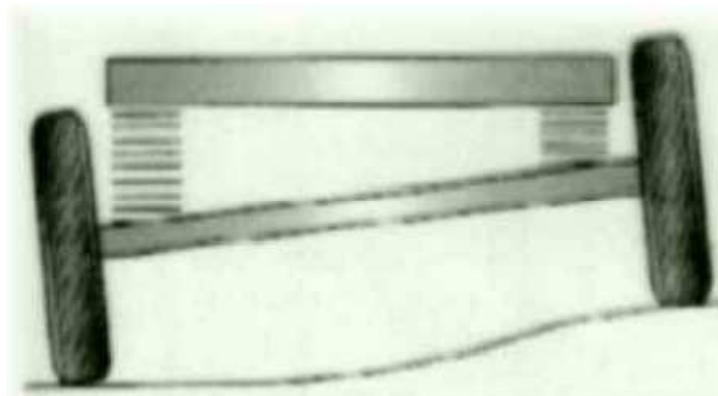
En las suspensiones neumáticas o hidroneumáticas se consigue la flexibilidad variable aumentando o disminuyendo la presión interna en sus elementos [5].

2.2.2 Tipos de suspensión

2.2.2.1 *Suspensión con eje rígido.* Eje común para ambas ruedas. Los golpes, trepidaciones y desniveles del camino que afectan a una rueda, afectan también la otra del mismo eje.

Los vehículos de propulsión trasera con puente rígido, emplean para la suspensión ballestas o muelles, apoyados sobre las trompetas de los mismos, y amortiguadores telescópicos unidos en su parte superior a la carrocería o bastidor. El montaje de las ballestas puede realizarse longitudinalmente o transversalmente, como se analizó.

Figura 19. Eje rígido



Fuente: <http://es.scribd.com/doc/6588309/Sistema-de-Suspension>

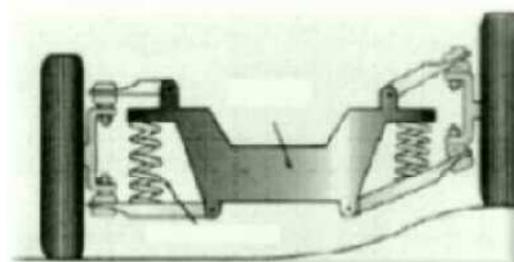
Uno de los inconvenientes de las ballestas es su tendencia a la deformación, bajo los esfuerzos originados en las aceleraciones y frenados, cuando se usan como elementos de empuje en la propulsión. Este inconveniente se reduce colocando unos tirantes longitudinales unidos a cada lado del puente y el otro extremo al chasis o carrocería, de forma que sean éstos los que absorban la reacción del empuje y liberen a las ballestas de este trabajo, ayudando además a mantener el eje en posición. Este sistema es también utilizado cuando el vehículo lleva dos puentes traseros.

En el caso de colocar muelles, estos tirantes son imprescindibles, ya que en este caso, son ellos los únicos elementos de empuje en la propulsión.

Como los ejes rígidos transmiten los rebotes y oscilaciones de una rueda a la otra con movimientos pendulares de la carrocería, para mantener el eje en posición y la carrocería estable, se coloca un tirante transversal unido por un lado del puente y por el otro a la carrocería, de una forma pivotante actuando, por consiguiente, como una barra estabilizadora.

2.2.2.2 *Suspensiones independientes.* Eje independiente para cada una de las ruedas. Los golpes, trepidaciones y desniveles del camino, que afectan a una rueda no afectan a la otra del mismo eje.

Figura 20. Suspensiones independientes

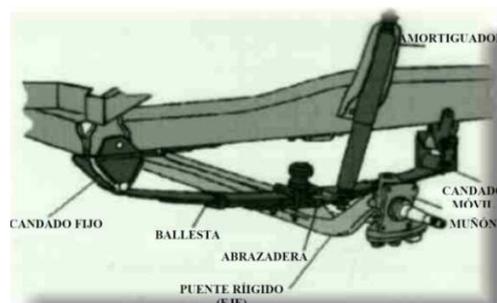


Fuente: <http://es.scribd.com/doc/6588309/Sistema-de-Suspension>

- **Suspensión con ballesta y brazo articulado**

Este tipo de montaje (Ver figura 21) está constituido por una ballesta colocada longitudinalmente, haciendo la función de muelle, un amortiguador y una barra estabilizadora, sujetos al chasis a través de unos candados.

Figura 21. Suspensión con ballesta y brazo articulado



Fuente: <http://es.scribd.com/doc/6588309/Sistema-de-Suspension>

- **Suspensión por trapecio articulado**

Este sistema (Ver figura 22) está constituido por dos trapecios o brazos oscilantes unidos al travesaño o puente de suspensión, sobre la que se apoya la carrocería. En los vértices de estos trapecios se unen la mangueta a través de dos rótulas.

Entre el trapecio inferior y el travesaño o carrocería, se coloca el resorte helicoidal en unos huecos que llevan para el asiento del muelle y se amarra el amortiguador que va instalado por el interior del mismo. Al trapecio inferior y al travesaño se fija la barra estabilizadora con interposición de tacos de goma.

La disposición de todo el conjunto, condiciona el comportamiento de las ruedas cuando el vehículo pasa sobre las irregularidades del terreno que a su vez, afectan a la dirección, estabilidad y desgaste de los neumáticos.

Si los trapecios son de igual longitud ocurre que, al subir y bajar en los baches, las ruedas se mantienen en la verticalidad y en las curvas se inclinan hacia fuera, acompañando a la carrocería y disminuyendo su superficie de contacto. En los diseños modernos los brazos no son paralelos ni de igual longitud, ya que el superior es más corto, con lo que la rueda, al tomar los baches, se inclina ligeramente hacia adentro. Esto mejora su comportamiento en las curvas, ya que al inclinarse hacia fuera por efecto del peso, contrarresta este ángulo manteniéndolo perpendicular al suelo y evitando así el desgaste irregular de los neumáticos.

Figura 22. Suspensión por trapecio articulado



Fuente: <http://es.scribd.com/doc/6588309/Sistema-de-Suspension>

- **Sistema de suspensión de semiejes oscilantes**

En los vehículos de propulsión con o sin motor trasero que efectúan la transmisión por medio de semiejes oscilantes, si éstos van protegidos por un tubo que pivota sobre la carcasa del diferencial, la suspensión se realiza apoyando sobre estos tubos los muelles o ballestas y la unión del amortiguador. Se acoplan también tirantes de empuje de forma análoga que para los puentes rígidos. Como en estos casos el grupo motopropulsor o grupo cónico va amarrado a la carrocería, no hay desplazamiento lateral y no necesitan, por tanto, la barra transversal para mantener el puente en equilibrio.

Otros sistemas empleados para semiejes desnudos son los brazos arrastrados y brazo semiarrastrado, en los que cada rueda trasera se apoya en unos brazos articulados unidos al bastidor y sobre los que se apoyan los muelles y amortiguadores.

En el sistema de brazo arrastrado, éstos van montados sobre pivotes que forman ángulos rectos con el eje longitudinal del vehículo, haciendo la unión del bastidor a las ruedas. Este sistema mantiene las ruedas firmemente en posición, al tiempo que les permite un movimiento oscilante de subida y bajada.

Figura 23. Sistema de suspensión de semiejes oscilantes



Fuente: <http://es.scribd.com/doc/6588309/Sistema-de-Suspension>

- **Suspensión McPherson**

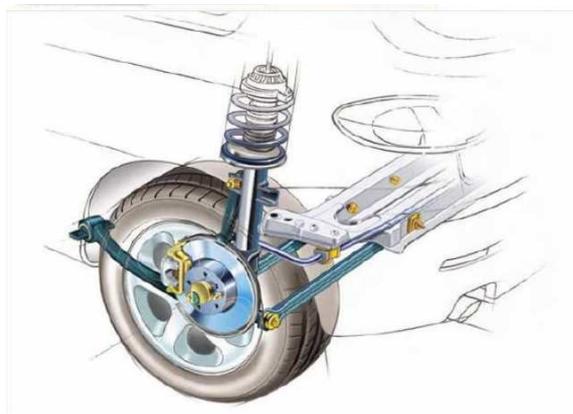
Se conoce como suspensión automotriz, a las formas de utilizar las fuerzas mecánicas de torsión, con la pretensión, de amortiguar y suavizar el desplazamiento, de un vehículo, sobre irregularidades de la superficie de un terreno los amortiguadores, que tienen la función de graduar el proceso de acción y reacción; ayudando a que las fuerzas de torsión, tengan un movimiento suave.

La suspensión basada en un brazo de control inferior transversal y una columna telescópica formada por el amortiguador tomó su nombre de trabajo patentado en 1958. Hoy en día, los autos utilizan un sistema de suspensión delantera que permite que las ruedas giren con la dirección al mismo tiempo que se mueven hacia arriba y hacia abajo a velocidades y distancias diferentes. Para lograr esto, los componentes del sistema que sirven para la otra rueda deben ser independientes de los componentes que sirven para la otra rueda.

En lugar de un sistema de suspensión, son dos (un sistema independiente por cada rueda). El eje sólido de la suspensión delantera es muy fuerte y se utiliza en los camiones de volteo y en la parte trasera de muchos vehículos.

La suspensión trasera independiente es mucho más compleja y costosa, y como resultado de ello, se emplea en pocos vehículos como los de tracción en las cuatro ruedas o en los de lujo [6].

Figura 24. Suspensión McPherson



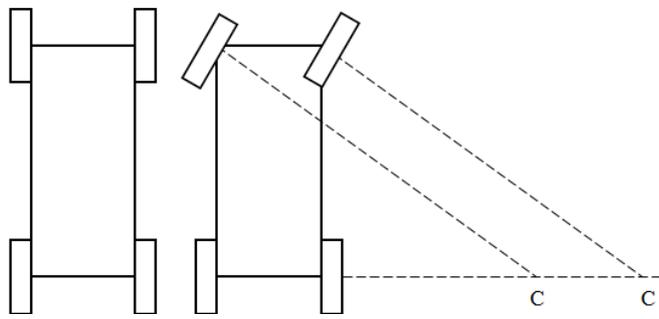
Fuente: <http://es.scribd.com/doc/6588309/Sistema-de-Suspension>

2.3 Análisis físico de la geometría de la dirección

2.3.1 Análisis de la geometría de giro

2.3.1.1 *Conceptos introductorios.* En un automóvil que circula por una trayectoria curvilínea, el camino que las ruedas toman es distinto, porque cada una posee un radio y centro diferente de curvatura. Si las ruedas directrices tuvieran la misma orientación en el momento de atravesar la trayectoria, cada una giraría en torno a un centro de rotación diferente y sus radios de rotación serían paralelos.

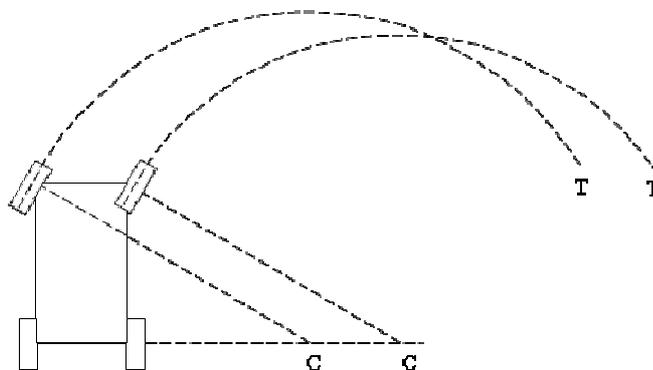
Figura 25. Orientación de las ruedas directrices al atravesar una trayectoria



Fuente: <http://es.scribd.com/doc/50099889/ACKERMAN>

Si la orientación de las ruedas directrices es igual, estas se alejarían y se acercarían conforme avancen por la trayectoria demarcada por cada radio individual de las mismas.

Figura 26. Orientación de las ruedas directrices

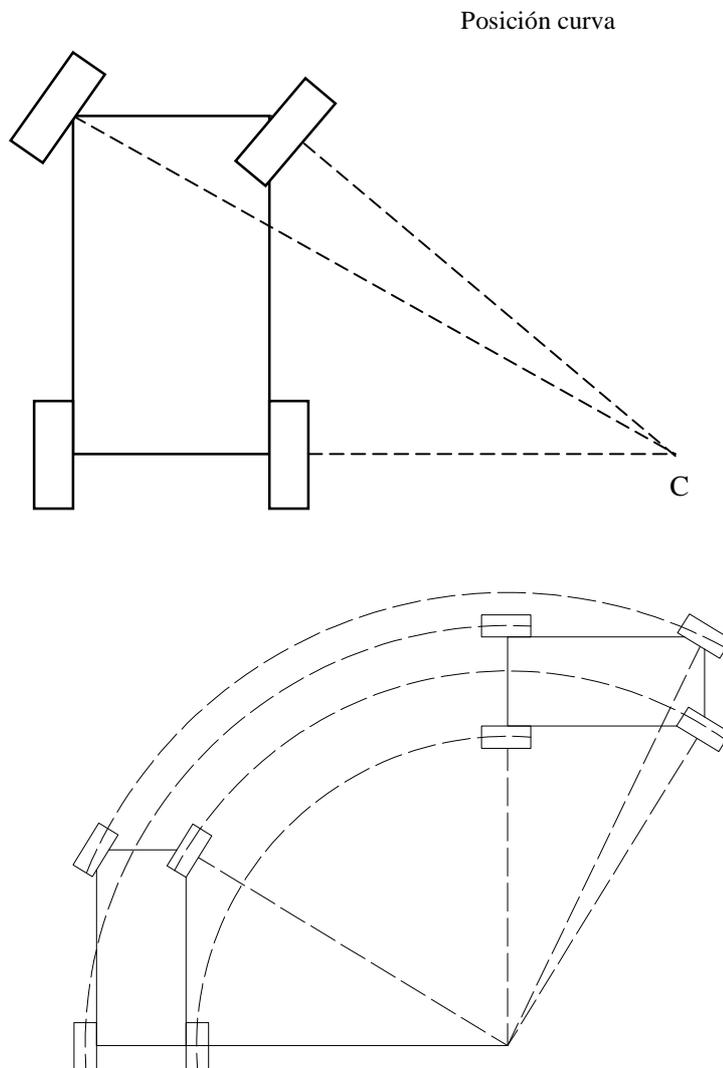


Fuente: <http://es.scribd.com/doc/50099889/ACKERMAN>

Los mecanismos componentes del sistema de dirección hacen que el conjunto sea rígido, estos acercamientos y distanciamientos serían inaceptables, produciendo el arrastre de una o de las dos ruedas directrices o delanteras, y un efecto similar en las ruedas guiadas o posteriores, acelerando el desgaste de los neumáticos y reduciendo drásticamente su vida útil.

Por estas razones, las ruedas directrices deben tener orientaciones diferentes al transitar por una curva, con el fin de que los radios posean un centro de curvatura en común.

Figura 27. Orientación de las ruedas directrices al tomar una curva



Fuente: <http://es.scribd.com/doc/50099889/ACKERMAN>

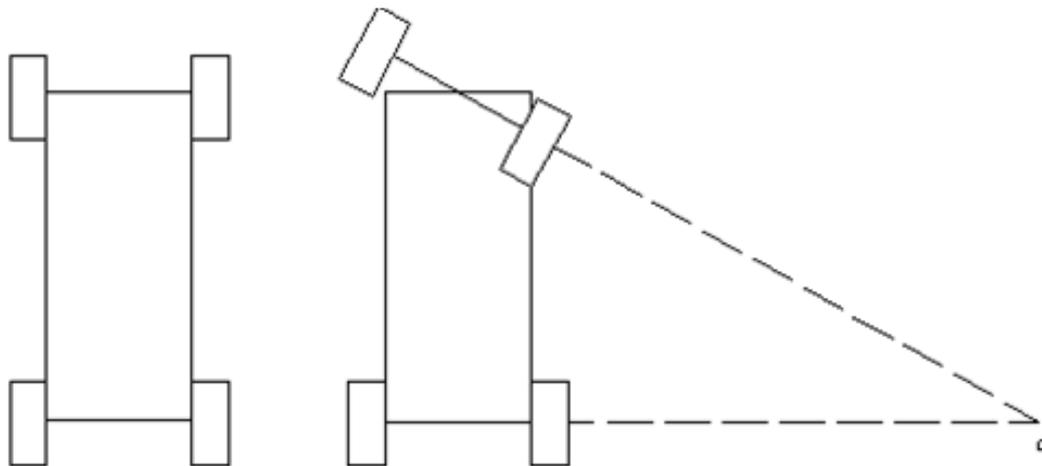
Las ruedas de un vehículo que cumplan con esta condición harán que el mismo tome una trayectoria curvilínea como si se tratase de un único y sólido conjunto, esto involucra que los ejes transversales de cada rueda coincidan en un punto en común, convirtiéndose en el centro de curvatura de todo el automóvil. Posteriormente se tomará en cuenta el efecto de deriva, que obliga al automóvil a tomar una trayectoria distinta a la demarcada inicialmente, debido a la forma en que se adhieren los neumáticos al terreno.

2.3.1.2 Cinemática de los sistemas de dirección

- **Eje rígido**

Los primeros automóviles poseían un sistema de dirección en un eje rígido que giraba de manera solidaria con las ruedas directrices, el cual obviaba problemas relacionados con un centro de giro distinto entre éstas (Ver figura 28), porque la prolongación de los ejes transversales estaba superpuesta para todos los ángulos de giro posibles.

Figura 28. Disposición de las ruedas directrices que giraban de manera solidaria con un eje rígido



Fuente: <http://es.scribd.com/doc/50099889/ACKERMAN>

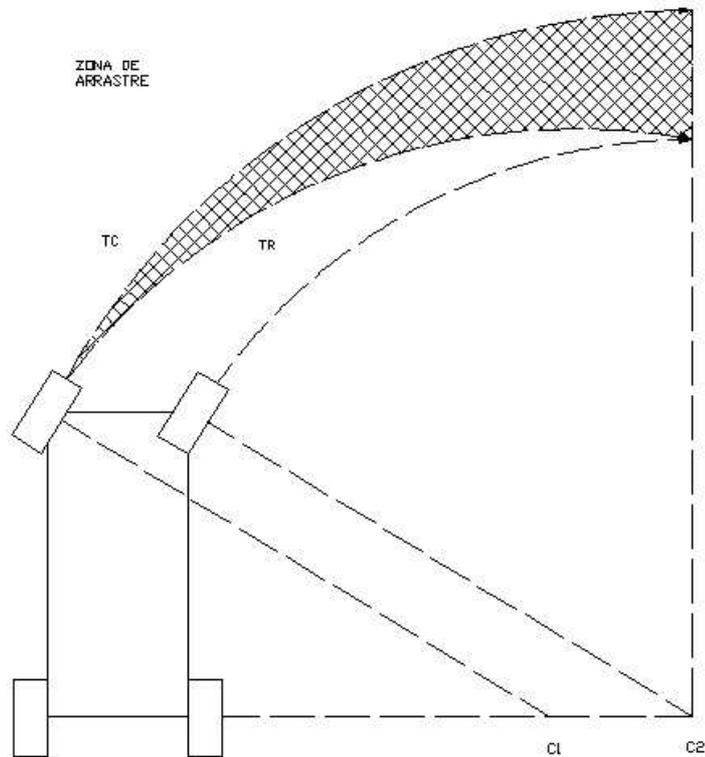
Sin embargo, este sistema de dirección se discontinuó, porque presentaba los siguientes inconvenientes:

- Las irregularidades del camino alteraban la trayectoria del automóvil y la transmitía hacia el conductor a través del volante, por ello, el conductor tenía que actuar, nosolamente ante los cambios de trayectoria, sino también, para mantener la estabilidad de la misma.
- Se tenía que realizar un gran esfuerzo para maniobrar la dirección, por esto los volantes eran de gran tamaño, al igual que las desmultiplicaciones utilizadas en la caja de dirección. Para disminuir los esfuerzos se disminuyó el ancho de vía anterior del vehículo, es decir, la distancia entre ejes delanteros, incluso, llegó a tener solamente una rueda directriz, haciendo la dirección más inestable.
- El radio de giro del vehículo era muy grande debido a que el eje delantero no tenía un ángulo de giro amplio, lo cual disminuía la maniobrabilidad del vehículo.
- Era muy difícil realizar una suspensión delantera que pudiese acoplarse al sistema de eje rígido, además de que se tenían que acoplar estructuras giratorias para la unión de la suspensión con la carrocería.
- Se requería un sistema mecánico muy complejo, para que las ruedas directrices sean a su vez motrices, y esto significaba una inversión muy alta.

- **Sistema de Ackerman**

Este sistema hacía girar las ruedas sobre puntos de pivotamiento distintos, haciendo rígida la tirantería de la dirección, eliminando los problemas que presentaba el sistema de eje rígido. Además permitía obtener radios de pivotamiento más pequeños, generando una reducción del par que era necesario aplicar a la tirantería de la dirección para girar las ruedas. Al disminuir el momento de direccionamiento, también disminuyó el tamaño de los mecanismos de caja de dirección, permitiendo aumentar la maniobrabilidad y velocidad del vehículo. El sistema de Ackerman sobrepasaba por mucho al sistema de eje rígido, pero tenía una dificultad, las ruedas no giraban sobre trayectorias paralelas cuando poseían una misma orientación (Ver figura 29), al no tener un centro de giro en común.

Figura 29. El sistema de Ackerman



Fuente: <http://es.scribd.com/doc/50099889/ACKERMAN>

En 1978, en Francia, Jeantaud, encontró la solución a este problema. La tirantería de dirección (Ver figura 30), vendría a ser el eje que mantiene las ruedas sujetas firmemente (viga) y sirve de base de punto de giro de cada una; las dos manguetas, poseen un brazo de biela que les permite realizar un movimiento rotativo; y por último la barra de acoplamiento, encargada de hacer rotar las manguetas y realizar los giros de las ruedas.

Figura 30. Tirantería de la dirección

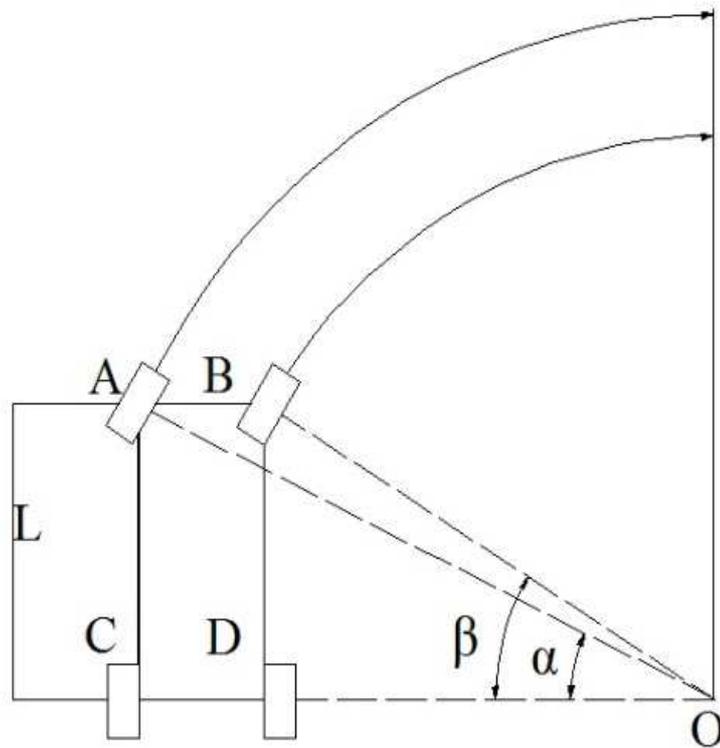


Fuente: <http://es.scribd.com/doc/50099889/ACKERMAN>

El mecanismo de tirantería de la dirección, en conjunto con las ruedas directrices, debe cumplir con las siguientes condiciones:

- Cuando las ruedas del automóvil tomen una curva, la proyección de los ejes longitudinales de cada una de ellas, debe coincidir en un solo punto, que será el centro de rotación del automóvil en la curva.

Figura 31. Comportamiento de un vehículo en una curva

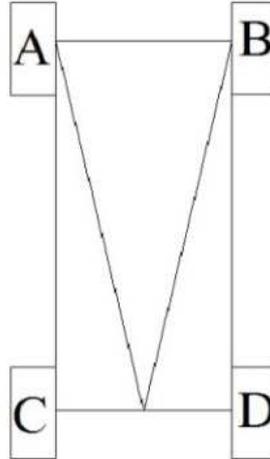


Fuente: <http://es.scribd.com/doc/50099889/ACKERMAN>

Para esto, la figura geométrica formada por la viga, las bielas y la barra de acoplamiento, debe ser una figura trapezoidal.

- Para que el centro de giro de la curva coincida con la prolongación de los ejes longitudinales de las ruedas traseras, para cualquier valor, la prolongación de los brazos de biela de las ruedas directrices deben cruzar con cualquier punto de la primera proyección (Ver figura 32).

Figura 32. Proyección para que el centro de giro de la curva coincida con la prolongación de los ejes longitudinales de las ruedas traseras



Fuente: <http://es.scribd.com/doc/50099889/ACKERMAN>

Esto no se puede cumplir, porque el cuadrilátero que se está utilizando es un trapezoido articulado, el cual genera que las posiciones donde las intersecciones de las bielas coincidan con la prolongación del eje trasero sean escasas, por lo cual se debe buscar un diseño que se aproxime a la respuesta ideal del problema, para lo cual se trabajó con un diagrama básico de la dirección.

En la figura 33, se puede obtener la función que asocia las variables α y β que son respectivamente los ángulos de giro de las ruedas directrices y que haría dependientes los cambios asociados entre uno y otro respectivamente, para esto se observa que por geometría se puede obtener los dos ángulos citados.

$$\tan \alpha = \frac{L}{OC} \quad (1) \quad \tan \alpha = \frac{L}{OD} \quad (2)$$

Despejando el cateto adyacente de cada una de las dos expresiones:

$$OD = \frac{L}{\tan \alpha} \quad (4)$$

$$OC = \frac{L}{\tan \alpha} \quad (3)$$

El valor del ancho de vía (a) es la distancia entre las ruedas y la batalla (L) es la distancia entre los ejes, la batalla se expresa como:

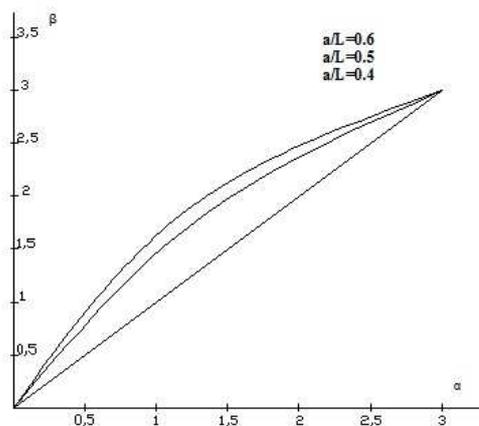
$$a = OC - OD \quad (5)$$

Obteniendo una relación entre el ancho de vía y la batalla se obtiene una expresión que relaciona a α y β con un valor constante, ya que a y b son valores constantes:

$$\frac{a}{L} = \frac{OC - OD}{L} = \frac{\frac{L}{\tan \alpha} - \frac{L}{\tan \beta}}{L} = \frac{1}{\tan \alpha} - \frac{1}{\tan \beta}$$

$$\frac{a}{L} = \cot \alpha - \cot \beta \quad (6)$$

Figura 33. Valor en radianes, correspondiente a la ecuación de los ángulos α y β con valores muy comunes de a/L



Fuente: <http://es.scribd.com/doc/50099889/ACKERMAN>.

Cuando la batalla (L) es el doble del ancho de vía (a) la variación de α y β es muy lineal, incluso puede lograr que los valores de ambos ángulos sean casi iguales. Se puede observar que si la batalla es 2.5 o 1.66 veces el ancho de vía se pierde la linealidad a los 30° (0.5 rad) aproximadamente, este valor al estar dentro de los valores extremos de giro de las ruedas, hace que los fabricantes puedan trabajar entre estos rangos, con una tendencia de 2:1[7].

2.3.2 Análisis de la geometría de las ruedas

2.3.2.1 Conceptos introductorios

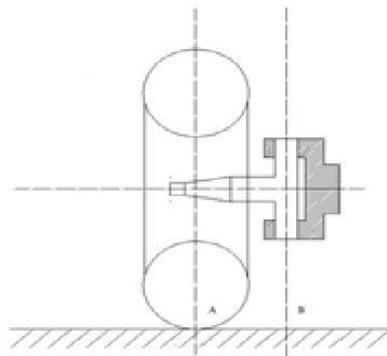
En cada momento de conducción, el sistema de dirección está sometido a distintas fuerzas externas que tienen una importante influencia en las prestaciones del mecanismo, los componentes que se ven más impactados por estas fuerzas son los que están en contacto con el terreno, por ejemplo, las ruedas y los componentes que las mantienen sujetas al automóvil: manguetas, soportes y ejes. La geometría de las ruedas disminuye estos esfuerzos, y el desgaste de los neumáticos, y utiliza algunas fuerzas presentes para mejorar y optimizar las cualidades del sistema de dirección.

También, contempla cuatro cotas angulares, conocidas como: ángulo de salida (king - ping), ángulo de caída (camber), ángulo de avance (caster) y convergencia (toe in) o divergencia (toe out), que conforman una sola cota angular.

- **Fuerzas actuantes sobre la mangueta, pivote y rodamientos**

En la figura 34, se muestra una rueda directriz en posición de reposo, esta rueda se encuentra en posición vertical los esfuerzos longitudinales, verticales y transversales originados por el desplazamiento de dicha rueda afectan a todos los elementos de fijación igualmente que al eje pivote en donde gira la rueda[8].

Figura 34. Rueda directriz en posición de reposo



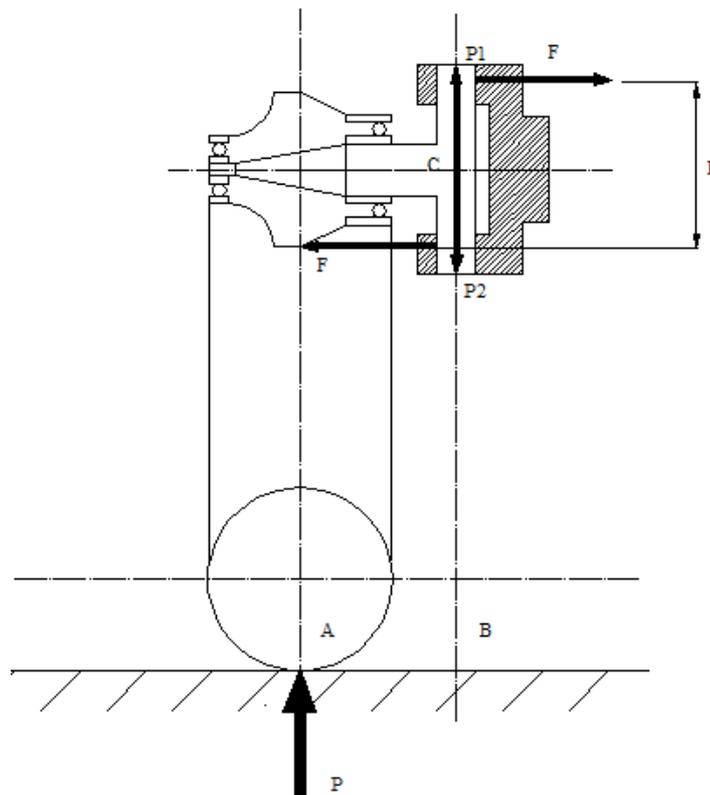
Fuente: <http://www.aficionadosalamecanica.com/direccion-geometria.htm>.

Se debe analizar la fuerza vertical, longitudinal y transversal que actúan sobre la banda de rodadura, separada del segmento AB del centro del eje del pivote, la mangueta y rodamientos, ya que los esfuerzos afectan principalmente a la rueda.

La fuerza vertical o fuerza P (Ver figura 35), se desarrolla al contacto de la rueda con el suelo. En el punto central C del eje del pivote se aplica dos fuerzas de distinta dirección e igual magnitud, P1 y P2, que se generan por la transmisión del peso del vehículo hacia la rueda a través del pivote y la reacción de la cavidad del mismo que evita el deslizamiento.

La fuerza P, conjuntamente con la distancia AB genera un par que afecta al pivote y crea una fuerza F que desgasta los apoyos superiores del pivote, F tiene una reacción de igual magnitud y sentido contrario, generada en el soporte inferior, desgastándolo y creando un nuevo par de giro compuesto por F y la distancia L.

Figura 35. La fuerza vertical o fuerza P, se desarrolla al contacto de la rueda con el suelo



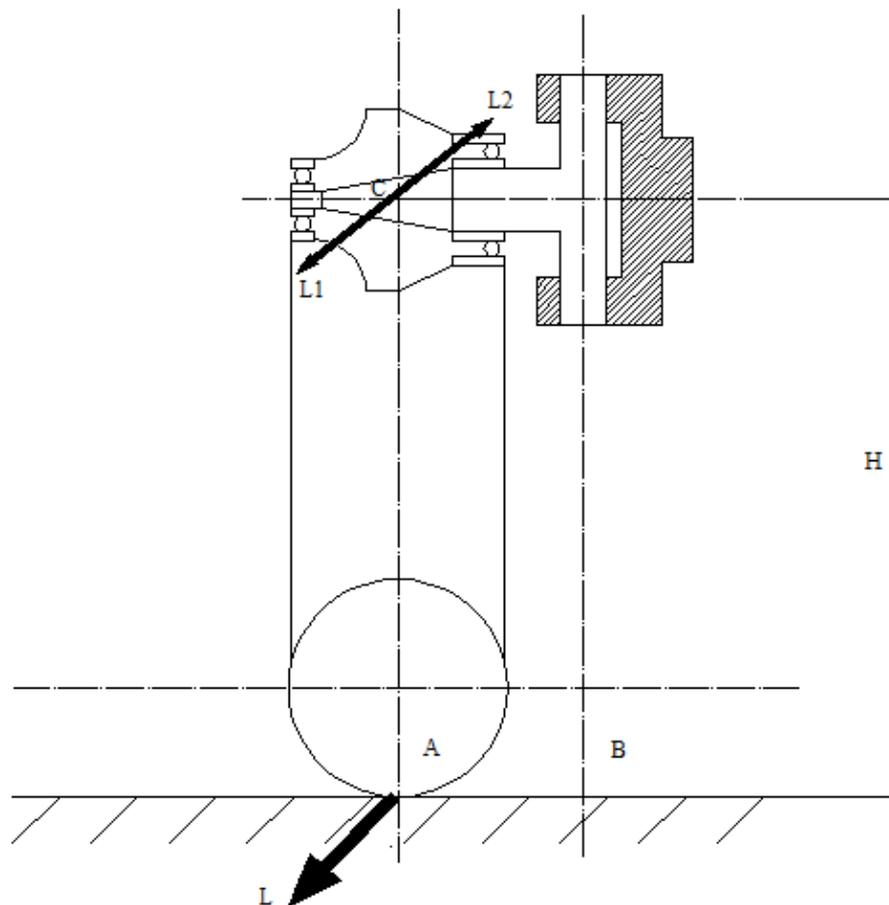
Fuente: <http://www.aficionadosalamecanica.com/direccion-geometria.htm>.

La fuerza P_1 actúa sobre los rodamientos de la mangueta proporcionalmente, F se genera como consecuencia de P , por lo cual:

$$F \times L = P \times d_{AB}(7)$$

Si AB disminuye, F disminuye y consecuentemente el desgaste en los extremos de los rodamientos será menor. La fuerza longitudinal, generada por la presencia de la resistencia a la rodadura, por la tracción de las ruedas directrices y excepcionalmente por fuerza de frenado. Tomando en cuenta las fuerzas generadas longitudinalmente (Ver figura 36), nombrándolas L , se genera el punto C de la mangueta, dos fuerzas de igual magnitud, diferente sentido y paralelas a L , llamadas L_1 y L_2 .

Figura 36. Fuerzas actuantes en la mangueta



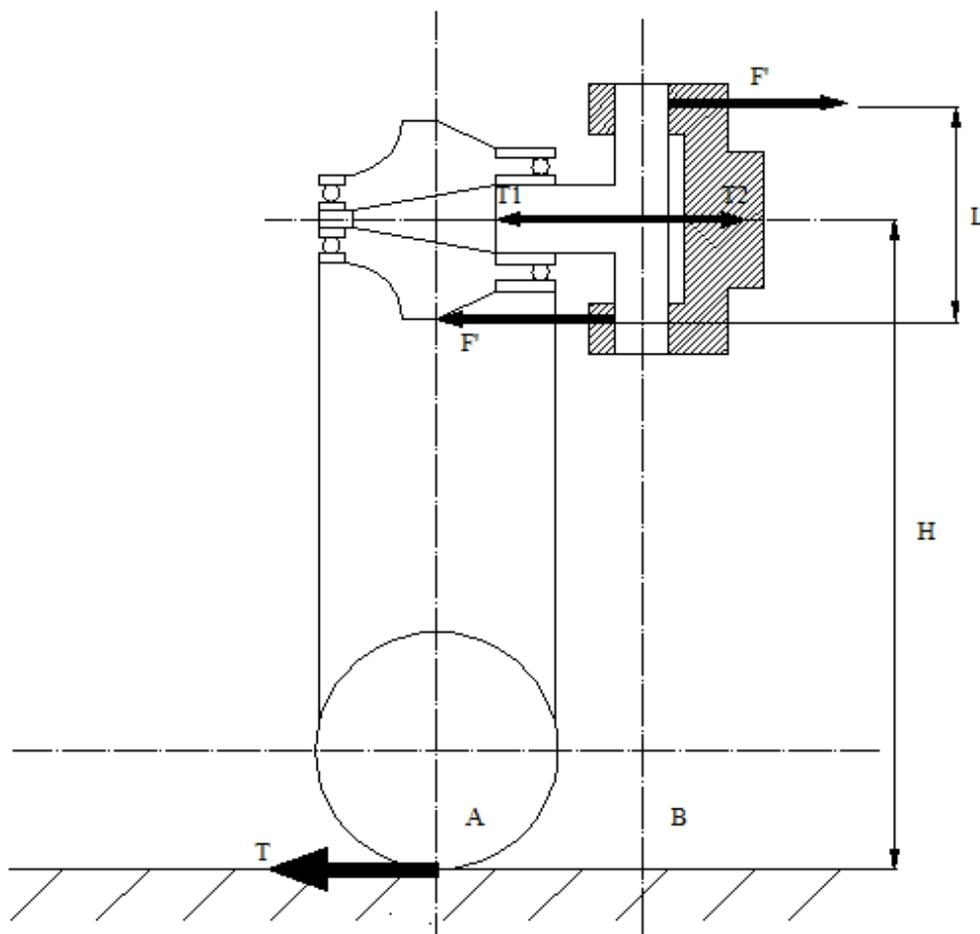
Fuente: <http://www.aficionadosalamecanica.com/direccion-geometria.htm>.

L2 y L, crean dos fuerzas que actúan sobre la rueda para que tienda a rotar y así ayudar al frenado. La fuerza L1 multiplicada por AB crea un par de giro que intentará cambiar la orientación de la rueda y cuyo esfuerzo debe intentar ser neutralizado por la barra de acoplamiento, y de esta manera aminorar el esfuerzo, sobre la barra se debe disminuir la distancia AB, ya que la magnitud de esta fuerza será:

$$F_{\text{GIRO}} = L_1 \times d_{\text{AB}} \quad (8)$$

La fuerza transversal (T), se da por la fuerza centrífuga generada cuando el automóvil atraviesa una trayectoria curvilínea (Ver figura 37), que actúa sobre la banda de rodadura.

Figura 37. Fuerza transversal (T), que actúa sobre la banda de rodadura



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

Sobre el punto C, fijarán T1 y T2 (fuerzas paralelas a T, de igual magnitud y sentido contrario). T2, en conjunto con T, genera un par debido a la altura h entre C y el terreno, el cual genera un apoyo excesivo de pivote a sus cojinetes, el cual se denominará fuerza F' que actúa igual que F, cuando se toma una curva F' se suma a F actuante sobre la rueda exterior de la curva, F' se relaciona con T mediante:

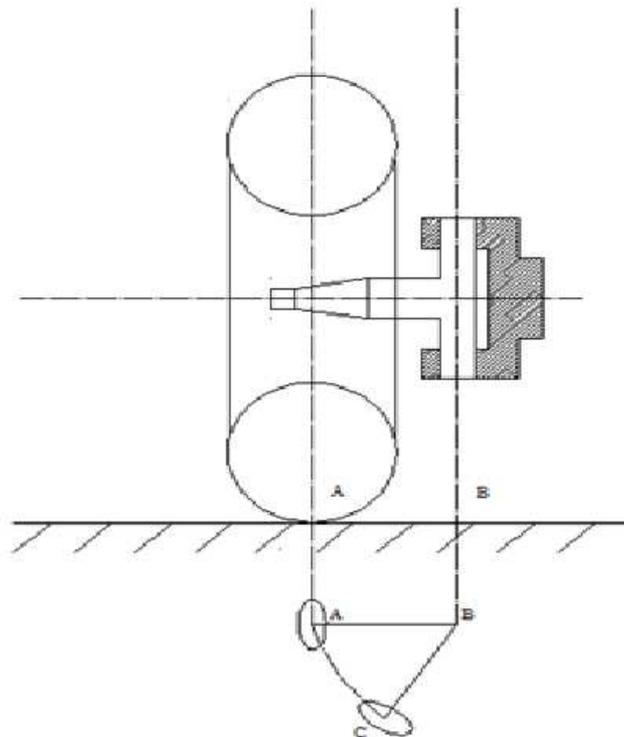
$$F' \times L = T \times H \quad (9)$$

T1 actúa sobre el eje del pivote, provocando una flexión y modificando las fuerzas del pivote contra sus cojinetes.

2.3.2.2 Ángulos de la rueda y sus funciones

- **Inclinación o salida (king-ping)**

Figura 38. Distancia AB entre el eje del pivote y el eje vertical de la rueda

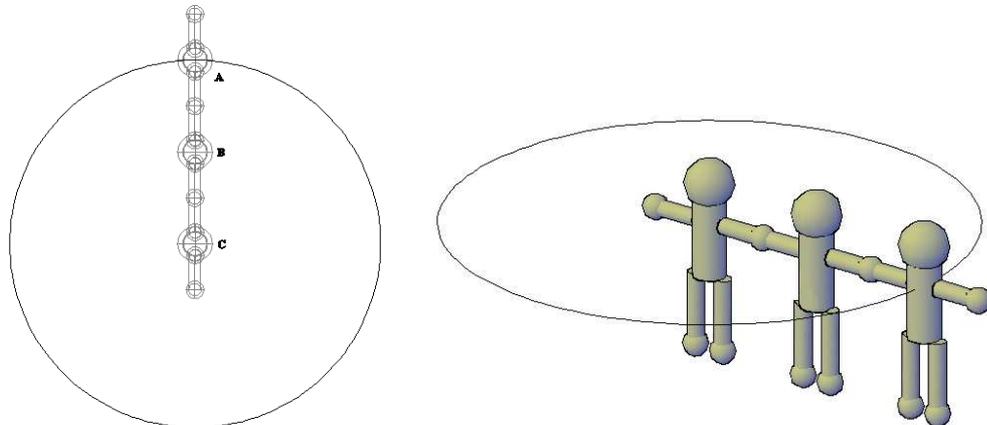


Fuente: <http://maquinariaautomotriz.blogspot.com/geometria-de-la-direccion-del-giroy.html>.

Anteriormente se dijo que la mayoría de los problemas de los esfuerzos, creados en los elementos de la dirección, se relacionaban estrechamente con la distancia AB entre el eje del pivote y el eje vertical de la rueda (Ver figura 38). Si la rueda y el pivote estuvieran en posición perpendicular al suelo, la rueda giraría sobre el pivote, aumentando la trayectoria del recorrido.

Para una mejor explicación, si tres personas (A, B y C) se encuentran girando, tomados de las manos (Ver figura 39), A es la persona que recorre una mayor distancia por estar al exterior, mientras C gira alrededor de sí mismo por estar al interior y coincidir con el centro de la trayectoria curvilínea. El objetivo para disminuir la distancia AB es intentar superponer A en la posición de C.

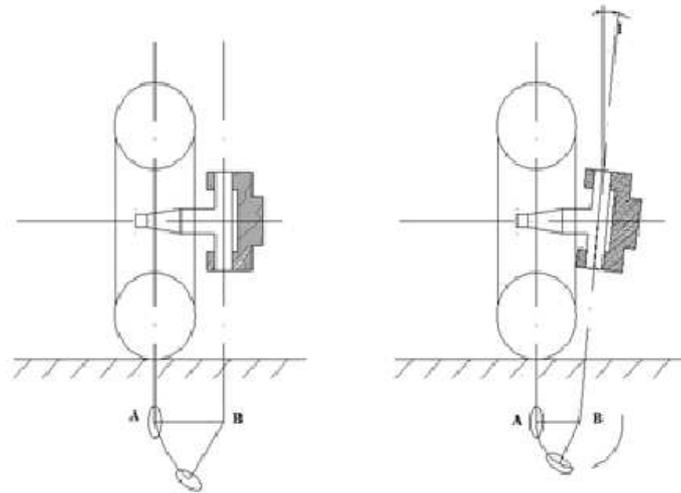
Figura 39. Explicación de superposición de A en C para de esta manera disminuir distancias



Fuente:http://earchivo.uc3m.es/bitstream/10016/12865/1/PFC_DAVID_JUBERIAS_FERNANDEZ.pdf.

La separación de AB se da cuando el eje del pivote se aproxima lo mayormente posible hacia el plano de la rueda y se inclina generando el ángulo θ (Ver figura 40), conocido como ángulo de salida o king – pin.

Figura 40. Ángulo de salida o king-pin

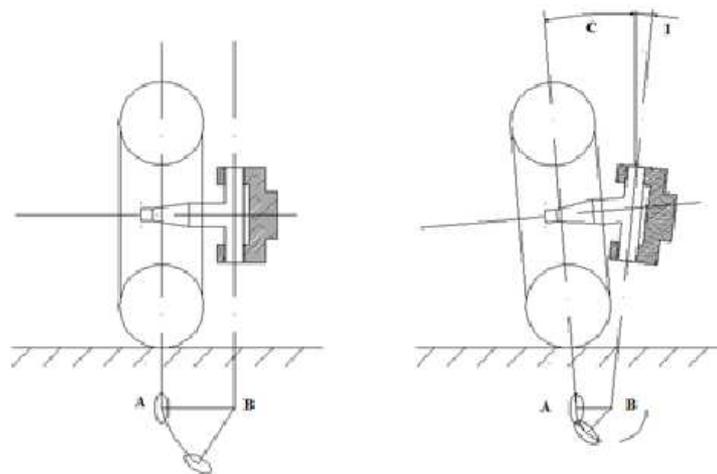


Fuente:<http://maquinariaautomotriz.blogspot.com/geometria-de-la-direccion-del-giro.html>.

- **Caída (camber)**

Ahora se intentará disminuir la distancia existente entre A y B, inclinando ligeramente la rueda, de tal manera que se acerque lo más que se pueda a la proyección del eje del pivote (Ver figura 41). El ángulo formado por el eje de la rueda y la vertical al piso es el de caída o camber (C); cuando la mangueta de la rueda apunta hacia abajo se dice que la caída es positiva, caso contrario la caída es negativa.

Figura 41. Ángulo de caída o camber

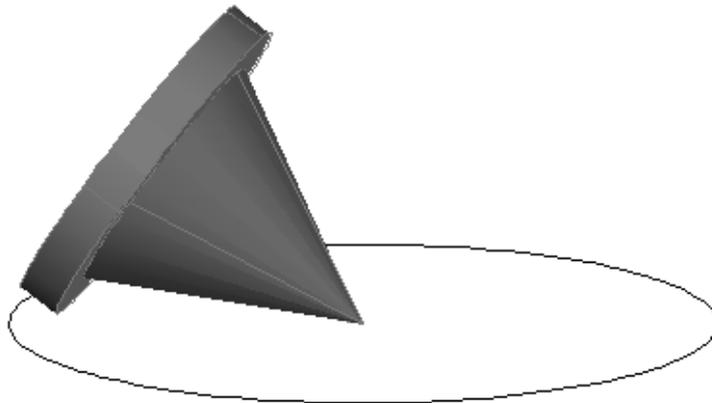


Fuente:<http://maquinariaautomotriz.blogspot.com/geometria-de-la-direccion-del-giro.html>

Al inclinar una rueda con ángulo de caída se generan dos inconvenientes:

1. La trayectoria que trazaría la rueda en su desplazamiento se verá afectada al estar inclinada por el efecto cono que se forma y que genera que la rueda intente tomar una trayectoria circular (Ver figura 42), las ruedas tienden a separarse al aparecer esfuerzos que generan jalones entre éstas.
2. La zona de contacto de la rueda no está en la parte central de la banda de rodadura, sino en el borde exterior, lo que hace que el desgaste del neumático no sea uniforme y su vida útil disminuya.

Figura 42. Efecto cono que genera que la rueda con cierta inclinación intente tomar una trayectoria circular

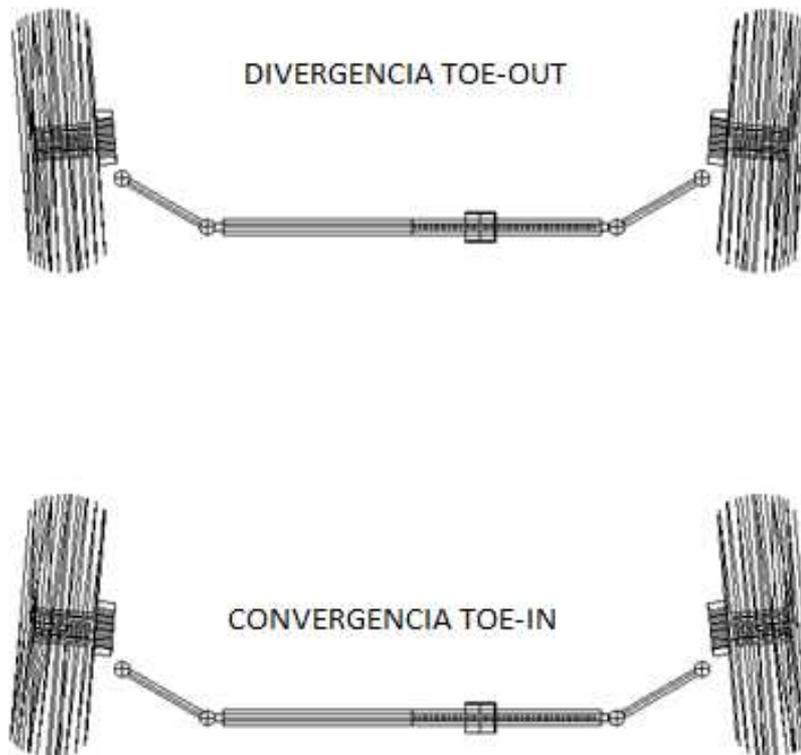


Fuente:http://earchivo.uc3m.es/bitstream/10016/12865/1/PFC_DAVID_JUBERIAS_FERNANDEZ.pdf.

- **Convergencia y divergencia**

La convergencia o divergencia de las ruedas, ayuda a solucionar los problemas ocasionados por la caída (Ver figura 43). La convergencia se obtiene cerrando las ruedas ligeramente por la parte delantera y abriéndolas por la parte trasera. La divergencia se realiza abriendo las ruedas ligeramente por la parte delantera y cerrándolas por la parte trasera.

Figura 43. Convergencia y divergencia



Fuente:<http://maquinariaautomotriz.blogspot.com/geometria-de-la-direccion-del-giroy.html>

La convergencia evita el desgaste excesivo generado en las zonas exteriores de los neumáticos, al contrarrestar el efecto producido por la caída y mantiene las especificaciones originales de la dirección.

La fuerza producida por la tracción de las ruedas directrices y la resistencia a la rodadura cuando las ruedas son empujadas, también afectan a la dirección.

Cuando las ruedas directrices son motrices a la vez, en la banda de rodadura se genera la fuerza longitudinal anteriormente explicada. La fuerza predominante es la de rozamiento, que al ser mayor a la resistencia a la rodadura creará una tendencia en las ruedas a cerrarse y converger en un punto común del eje del automóvil, se puede contrarrestar este efecto,

dependiendo del grado de convergencia de las ruedas, a través del ángulo de salida y la divergencia.

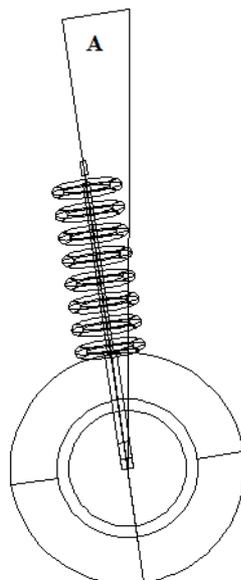
Cuando la fuerza predominante es la resistencia a la rodadura, se crea una tendencia en las ruedas a abrirse y divergir en un punto común del eje del automóvil, según el grado de divergencia que tengan las ruedas, se puede contrarrestar este efecto, mediante un ángulo de salida y la convergencia.

- **Avance (caster)**

Cuando un vehículo funciona a propulsión, existe una gran influencia de la fuerza de resistencia a la rodadura, la cual retrasa la marcha y cuya dirección es contraria al movimiento del vehículo; cuando el eje de pivotamiento se encuentra por delante de la zona de contacto de la rueda con el suelo, ésta fuerza produce un efecto de auto orientación de la rueda.

Para lograrlo, se inclina ligeramente el pivote, con respecto a la perpendicular al suelo, formando el ángulo A (Ver figura 44), llamado ángulo de avance o caster.

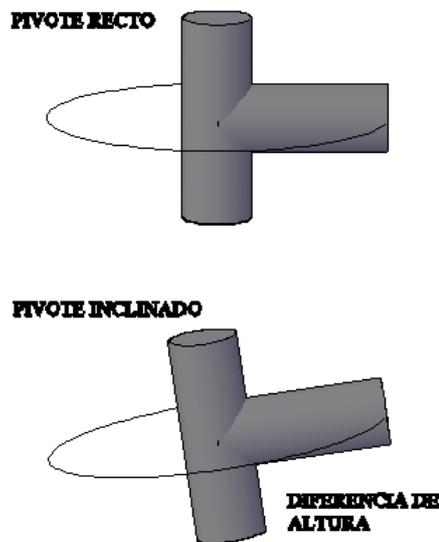
Figura 44. Ángulo de avance o caster



Fuente:<http://maquinariaautomotriz.blogspot.com/geometria-de-la-direccion-del-giroy.html>

Al realizarse esta inclinación, la fuerza generada por la resistencia a la rodadura queda retrasada de la proyección del eje pivote, por lo que para cualquier ángulo de giro de las ruedas, la resistencia a la rodadura creará un par autoalineante que aumentará conjuntamente con el valor del ángulo de avance, porque la distancia entre fuerza y centro de giro será cada vez más grande (Ver figura 45).

Figura 45. Inclinación del pivote



Fuente:<http://maquinariaautomotriz.blogspot.com/geometria-de-la-direccion-del-giroy.html>

No solamente el ángulo de avance interviene en la autoalineación de la ruedas, el ángulo de salida, al girar el pivote del automóvil, hace que el extremo de la mangueta deje de girar sobre un plano horizontal paralelo al piso, el plano en el que girara la mangueta al tener ángulo de salida será uno inclinado.

Esto hace que el punto extremo de la mangueta disminuya su altura conforme se desplaza por la órbita de la curvatura, esto hace que la rueda realice lo mismo que el extremo de la mangueta, al tener el mismo comportamiento, pero como la rueda está asentada en el terreno y no puede disminuir su altura, empujará a la carrocería elevándola de su posición original, razón por la cual, el peso del automóvil realizará el retorno de las ruedas a una trayectoria recta cuando se tome una curva, porque la carrocería intenta retornar a su posición original.

2.3.3 *Análisis dinámico.* La dinámica de la dirección representa cambios ideales en la conducción de los automóviles. El presente análisis dinámico se ha realizado sobre consideraciones teóricas expuestas sobre modelos anteriores, que ayudan a definir características geométricas del tren delantero del vehículo.

Es análisis propuesto es netamente teórico y práctico, ya que el banco didáctico cuenta con valores reales como, la distancia entre los ejes y hasta el mismo sistema de suspensión. El análisis dinámico cuenta con un factor muy importante, el peso del vehículo, el cual influye directamente sobre la rueda y ésta genera un ángulo que es capaz de producir efectos en la conducción como el sobreviraje y subviraje.

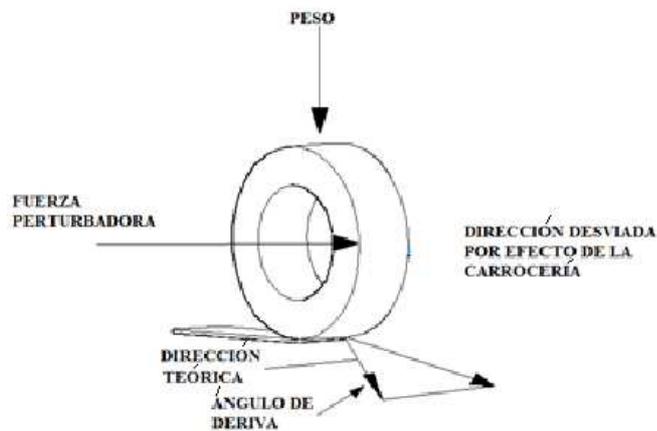
2.3.3.1 *Ángulo de deriva*

Los neumáticos pueden deformarse debido a una fuerza transversal originada por una curva o un efecto del viento; el ángulo que forman los dos ejes longitudinales de la huella, antes y después de la deformación se llama ángulo de deriva. La deformación origina que las perpendiculares a los ejes de las huellas de los neumáticos giren de una forma que no varíe la situación esperada del centro de rotación, incluso dejando de existir. Los ángulos de deriva de cada rueda son distintos e influyen en la conducción del vehículo, corrigiendo su efecto con giros adicionales en el volante. Para que los ángulos de deriva ocasionados, tengan menor influencia en la dirección, se debe tener en cuenta la distribución del peso entre los ejes y la presión de inflado del neumático.

Si los ángulos de deriva de las ruedas traseras son mayores que en las delanteras, el vehículo marchando en línea recta, tiende a tomar una trayectoria curva y de ir en curva, la tendencia es de trayectoria más cerrada. En ambos casos, se corrige con el giro del volante, así se dirige al vehículo en la misma dirección que la fuerza lateral, es decir el vehículo está sobrevirado.

Si los ángulos de deriva de las ruedas delanteras son mayores que los de las traseras, se hace lo contrario, se dice que el vehículo está subvirado.

Figura 46. Ángulo de deriva



Fuente: <http://www.imt.mx/archivos/Publicaciones/PublicacionTecnica/pt249.pdf>.

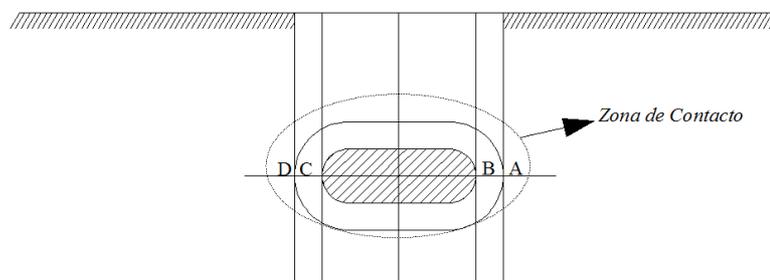
En la figura 46 encontramos una cubierta neumática de un vehículo en posición de parada, el neumático se aplasta sobre el suelo al soportar el peso P.

La zona de contacto puede descomponerse según su longitud y anchura, en tres partes, en cuyos extremos hay una toma o una pérdida de contacto progresiva del neumático con el suelo.

Longitudinalmente, la presión del neumático sobre el suelo es nula en A (Ver figura 47), crece desde A hasta B, y es constante desde B hasta C, decrece desde C a D.

Lateralmente ocurre lo mismo, puede admitirse que el peso soportado es igual al producto de la superficie rayada por la de inflado aumentada por efecto de la rigidez del neumático.

Figura 47. Presión del neumático sobre el suelo

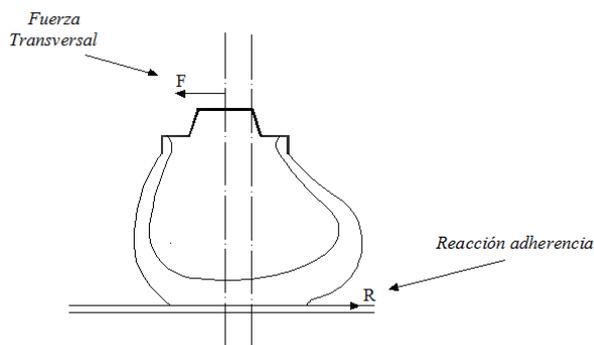


Fuente: <http://www.imt.mx/archivos/Publicaciones/PublicacionTecnica/pt249.pdf>.

Una rueda parada y sometida a una fuerza transversal F , se deforma asimétricamente hasta que la resultante R de las reacciones debidas a la adherencia sean igual a F .

La magnitud de la fuerza F (Ver figura 48), depende principalmente de la adherencia, ya que es susceptible a ser equilibrada sin deslizamiento por la deformación del neumático.

Figura 48. Magnitud de la fuerza transversal F



Fuente: <http://www.imt.mx/archivos/Publicaciones/PublicacionTecnica/pt249.pdf>.

La rigidez se caracteriza por el valor de la fuerza transversal, que se necesita para provocar una deformación lateral de 1 cm.

Si una zona activa de contacto comprende 10 elementos y cada elemento tiene una rigidez de 30 Kgf/cm, o sea, una fuerza transversal de 30 kgf, cada elemento está sometido a una fuerza de 15 kgf y su deriva es a 0,5 cm, la zona de contacto rayada se desplaza paralelamente a sí misma 0,5 cm en sentido opuesto a la fuerza, es decir, el neumático sufre una deriva lateral uniforme de 0,5 cm.

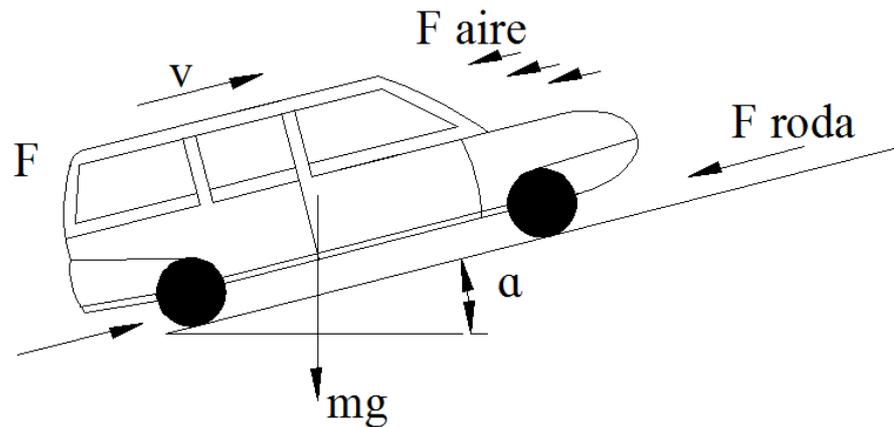
2.3.3.2 Resistencia a la rodadura

La resistencia aerodinámica y a la rodadura del vehículo, intervienen como fuerzas retardadoras en el proceso de frenado, su influencia es pequeña al compararla con la fuerza de frenado, pero igual ayuda durante el proceso de desaceleración.

La resistencia a la rodadura está compuesta por la fricción neumático – suelo y pérdidas mecánicas en el sistema de transmisiones, su valor es pequeño.

El valor de la resistencia a la rodadura crece proporcionalmente a la velocidad. En la figura 49 el reparto de las fuerzas presentes en el vehículo son de vital importancia para establecer un cálculo.

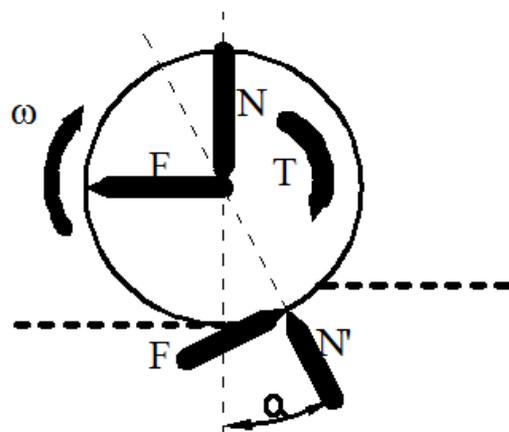
Figura 49. Fuerzas a las que está sometido un vehículo en movimiento



Fuente: <http://www.imt.mx/archivos/Publicaciones/PublicacionTecnica/pt249.pdf>.

Las fuerzas presentes en la rueda de un vehículo que atraviesa por una carretera firme y horizontal (sin ondulaciones ni deformaciones), generan reacciones y se obtiene un diagrama sobre el reparto de fuerzas en el neumático, el cual nos permite realizar el cálculo del coeficiente de rodadura[9].

Figura 50. Diagrama sobre el reparto de fuerzas en el neumático



Fuente: http://sirio.ua.es/proyectos/manual_%20carreteras/01010302.pdf.

Encontramos las ecuaciones generadas por los componentes que se forman por el diagrama:

$$F' \cdot \cos \alpha - N' \cdot \sin \alpha = F \quad (10)$$

$$N' \cdot \cos \alpha - F' \cdot \sin \alpha = N \quad (11)$$

Iguualamos las ecuaciones y despejamos, obteniendo lo siguiente:

$$T = F' \cdot R \quad (12)$$

El coeficiente de rodadura depende tanto del tipo de neumático como de la velocidad del mismo, para lo cual se desarrolló la tabla 1:

Tabla 1. Coeficiente de rodadura

Neumático	Wong (v en Km/h)	Gillespie (v en millas/h)
Radial turismo	$f_r = 0,0136 + 0,04 \times 10^{-6} v^2$	
Diagonal turismo	$f_r = 0,0169 + 0,19 \times 10^{-6} v^2$	
Radial camión	$f_r = 0,005 + 0,23 \times 10^{-6} v^2$	$f_r = (0,0041 + 0,000041)v C_h$
Diagonal camión	$f_r = 0,007 + 0,45 \times 10^{-6} v^2$	$f_r = (0,0066 + 0,000046)v C_h$
$C_h = 1.0$ para hormigón $C_h = 1.2$ para asfalto $C_h = 1.5$ para asfalto en verano		

Fuente: Tecnología del Automóvil, Tomo 4

2.4 Consecuencias en los cambios en la geometría de la dirección

2.4.1 *Variación de la inclinación o salida (king - pin).* Es el ángulo que forma el pivote de dirección de un automóvil visto de frente con la vertical hasta el suelo, que produce los siguientes resultados:

- El punto de intersección con el suelo está más al interior que el centro del neumático, tenemos salida positiva.
- Al frenar, las dos fuerzas generadas abren la dirección y el vehículo se desestabiliza, prolonga la vida de los rodamientos.

- El punto de intersección con el suelo está más al exterior que el centro del neumático. Tenemos salida negativa, al frenar, las dos fuerzas que se obtienen cierran la dirección, ganamos estabilidad en frenadas.
- Este es el reglaje más habitual en competición. También brinda retornabilidad de la dirección a baja velocidad (el volante se endereza al soltarlo) porque el neumático al girar pasa por debajo de la cota cero.
- El punto de intersección con el suelo coincide con el punto medio del neumático. La salida es neutra y la estabilidad no cambia al frenar.

2.4.2 *Variación de la caída (camber)*. El camber positivo está incluido en vehículos en reposo, para contrarrestar la creación de camber negativo cuando el vehículo está en movimiento, debido a la curvatura de las carreteras, peso de los ocupantes, fuerzas creadas por la superficie de la carretera y otros factores de la geometría de suspensión. Consecuentemente, lo que se busca es llegar a un camber 0 de promedio.

Los ajustes impropios del camber son los causantes del desgaste excesivo del borde de las ruedas, al estar mal ajustado, la rueda se desplaza en línea recta, y el lado en el que existe la inclinación se desplaza más a prisa y recibe mayor proporción del peso del vehículo. El camber debe estar dentro de $\frac{1}{4}^\circ$ lado a lado, caso contrario causa tirantez hacia el lado positivo.

2.4.3 *Variación de la convergencia y divergencia (toe in - out)*. La abertura que se da en las ruedas delanteras de los vehículos con tracción en la parte frontal, es la divergencia o convergencia negativa, pero existen otras variaciones en el sistema de dirección, que ayudan a obtener en el vehículo lo siguiente:

- Facilidad de conducción.
- Mayor adherencia a la carretera.
- Suavidad en la marcha.
- Mejor estabilidad.
- Menos desgaste en las llantas.

Si las modificaciones en la dirección no son correctas, las llantas delanteras se desgastan anormalmente ya que además de dar suavidad al vehículo, los neumáticos deben soportar los esfuerzos durante la aceleración, el frenado y las curvas, se debe conocer sus componentes, para poder elegir los de más rendimiento y seguridad.

2.4.4 *Variación del avance (caster)*. Un caster positivo, proyecta hacia adelante el eje geométrico de giro y establece el punto de carga delante del punto de contacto de la rueda sobre el pavimento, hace que las ruedas se mantengan orientadas con la fuerza direccional, hacia adelante.

El “caster dinámico” se produce cuando el vehículo posee llantas con flexión lateral de magnitud considerable o neumáticos de baja presión. No es un ángulo de desgaste de llantas, aunque sea un ángulo crítico para el control.

Un caster incorrecto reduce la estabilidad direccional a alta velocidad y el esfuerzo direccional requerido a baja velocidad; aumenta la estabilidad direccional a alta velocidad y el esfuerzo direccional requerido a baja velocidad; causa vibraciones a alta velocidad y crea una marcha errática del vehículo, tirantez hacia un lado y ocasiona un defecto de tracción bajo condiciones rigurosas de frenado[10].

CAPÍTULO III

3. DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE LA ESTRUCTURA, IMPLEMENTACIÓN DE SENSORES Y MECANISMOS NECESARIOS PARA EL FUNCIONAMIENTO DEL BANCO

3.1 Diseño de la estructura, sensores y mecanismos necesarios para el funcionamiento del banco

3.1.1 Diseño de la estructura y mecanismos necesarios

3.1.1.1 Requerimientos, funcionalidad y explicación de los objetivos de la estructura y los mecanismos

Ya que se ha estudiado los datos físicos necesarios en el capítulo 1, se puede proceder a la construcción del banco didáctico funcional de la geometría de dirección, para lo cual, previamente se listarán las funciones y requerimientos de un banco, para así entender y concebir de mejor manera el conjunto de la estructura y sus mecanismos.

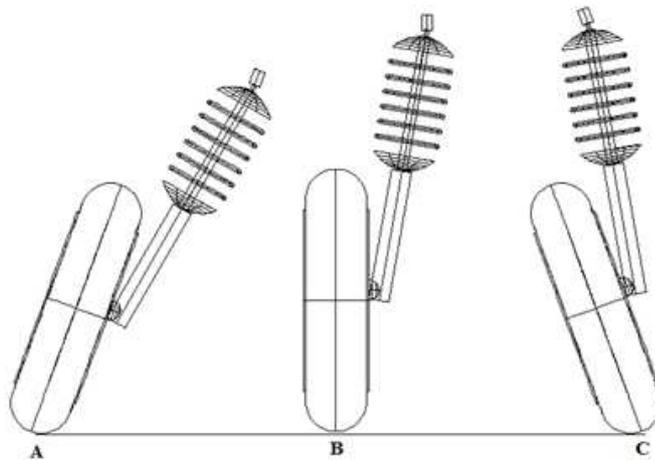
Las funciones mecánicas de un banco permiten:

1. La modificación del ángulo de caída de la rueda (camber), y del ángulo de avance de la rueda (caster), positiva y negativamente en ambos casos.
2. El giro de las ruedas y la medición de los ángulos de cada una de ellas para verificar el cumplimiento del sistema de Ackerman.
3. Captar las variaciones de convergencia (toe in) y divergencia (toe out).

- **Mecanismo de modificación del ángulo de caída de la rueda (camber)**

El sistema de suspensión con el que se va a trabajar es de tipo McPherson, este sistema es independiente y estará instalado en cada rueda directriz. Tiene la característica de estar rígidamente unido a la rueda, por lo que si la parte superior de la McPherson girara, el movimiento sería transmitido a la rueda directamente (Ver figura 52).

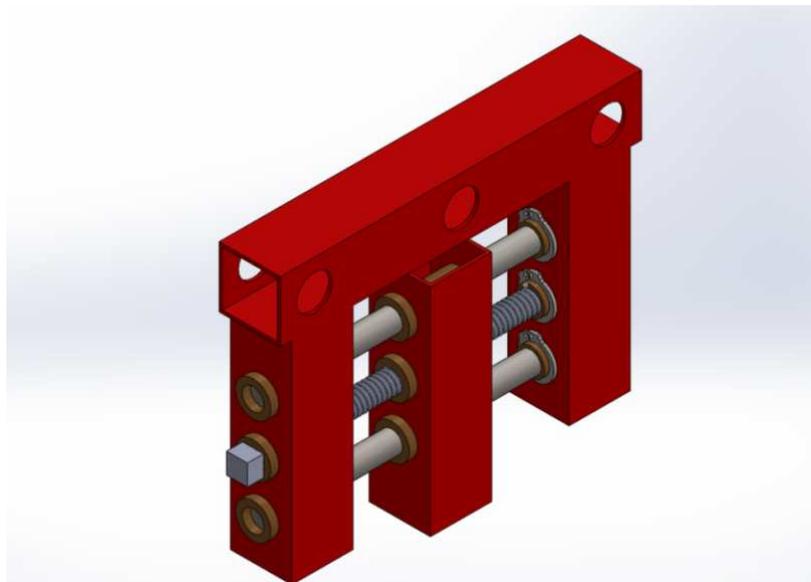
Figura 51. Inclinación de la suspensión McPherson



Fuente: Autores

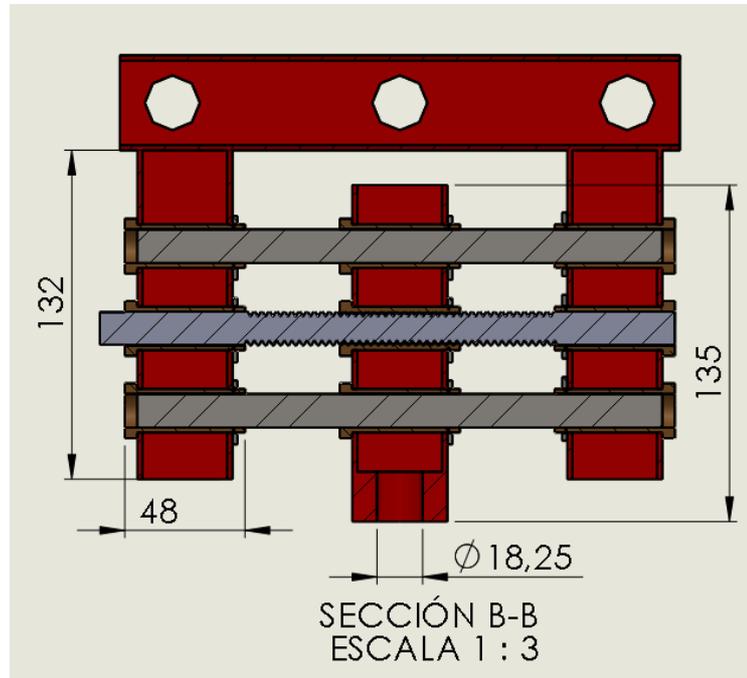
Si se pudiera construir un mecanismo que logre inclinar la torreta o extremo superior de la McPherson, se pudiera afectar directamente el valor del ángulo de salida de la rueda, porque el movimiento se transmitiría de forma solidaria hacia el eje de la rueda.

Figura 52. Mecanismo que logra modificar la torreta McPherson para modificar el ángulo de caída de la rueda



Fuente: Autores

Figura 53. Corte del mecanismo de modificación del camber



Fuente: Autores

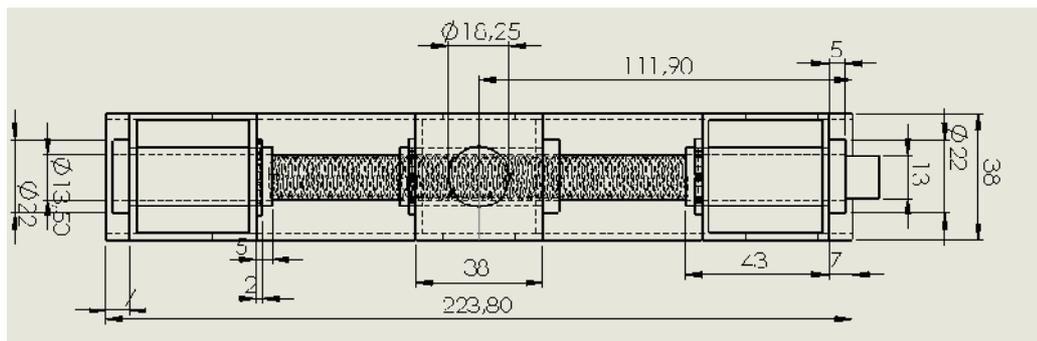
En sus extremos van a estar ubicados unos bujes que van a servir de guía tanto para los ejes de deslizamiento como el roscado los mismos que van ir asegurados con vinchas de sujeción, y en la parte central va a estar constituido por unos bujes que van a servir de guía para los ejes, y un buje con taladro roscado para poder realizar la modificación del camber, y en la parte inferior va a ver un taladro roscado ubicado para que de esta manera poder alojar un muñón en la parte inferior para evitar la rigidez al momento de efectuar avances en la torreta y a esta va ir acoplado el conjunto McPherson para poder modificar el ángulo de caída del neumático.

Ésta estructura consta de 4 elementos, dos laterales uno central y una superior, la estructura se construyó con un tubo cuadrado de 1"1/2.

Los elementos laterales poseen agujeros en donde se alojarán las guías el tornillo correspondiente a la guía de desplazamiento del camber, y en donde estarán dos bulones de bronce para la disminución del desgaste al efectuarse el giro del tornillo los mismos que van a ir sujetos con vinchas de sujeción, y se podrán sustituir cuando estén deteriorados.

El elemento central va a estar constituido por un buje que van a servir de guía para los ejes, y un buje con taladro roscado para poder realizar la modificación del camber, y en la parte inferior va a ver un taladro roscado ubicado para que de esta manera poder alojar un muñón en la parte inferior para evitar la rigidez al momento de efectuar avances en la torreta y a esta va ir acoplado el conjunto McPherson para poder modificar el ángulo de caída del neumático.

Figura 54. Alojamiento del muñón





Fuente: Autores

En la parte superior se realizarán taladros para poder acoplar el mecanismo de modificación del camber al del caster ya que los dos funcionan en conjunto.

El trabajo de todo el conjunto será igual al trabajo combinado de todos los elementos que intervienen anteriormente citados en el mismo que se puede notar el acoplamiento del muñón el mismo que irá acoplado en el taladro en la parte inferior del mecanismo central que va a ser el encargado de la modificación del camber que va a evitar como se mencionó anteriormente la rigidez del conjunto facilitando con esto la movilidad de los componentes para de esta manera poder efectuar las modificaciones tanto del camber, caster y apreciación del sistema de Ackerman.

Figura 55. Mecanismo de modificación del camber y caster con la McPherson



Fuente: Autores

El mecanismo está constituido por tres ejes, dos que son guías, y un tornillo para poder efectuar la modificación del camber, en el mismo que se realizó una modificación para poder acoplar motores de corriente continua con aplicación a limpiaparabrisas de automóvil para poder automatizar el banco, en las siguientes figuras se puede observar las modificaciones que se realizaron.

Figura 56. Operación de relleno mediante soldadura para adaptación de motores al mecanismo de modificación del camber



Fuente: Autores

Se tuvo que efectuar modificaciones para las adaptaciones de los motores de corriente continua (Ver figura 58), para lo cual se realizó un relleno mediante soldadura para de esta manera poder acoplar una copa de 10 mm, para que haya una adecuada transmisión del movimiento del motor al tornillo para la modificación del camber.

Figura 57. Soldadura de una copa # 10 para el acoplamiento de los motores



Fuente: Autores

Figura 58. Resultado de haber acoplado la copa al mecanismo de modificación del camber

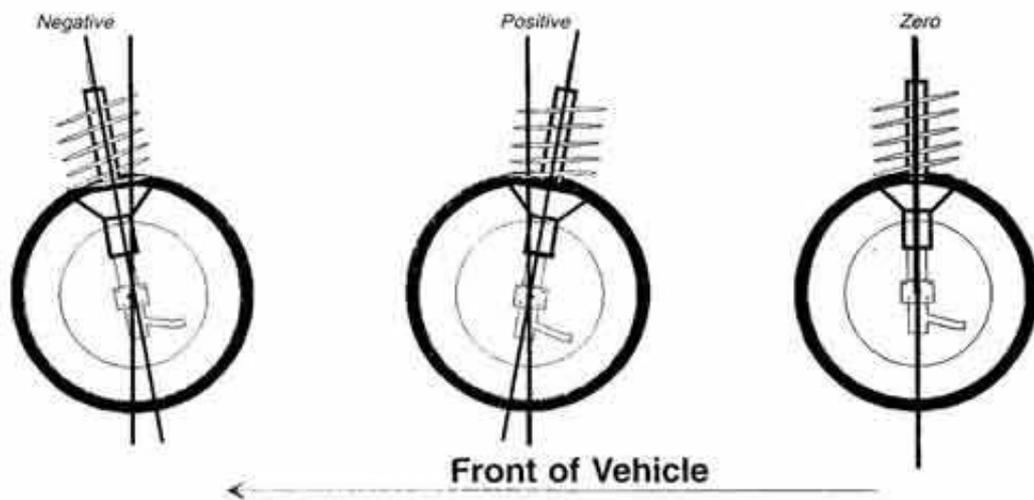


Fuente: Autores

- **Mecanismo de modificación del ángulo de avance de la rueda (caster) y su estructura**

La modificación del ángulo de avance de la rueda se da por la inclinación del eje de pivotamiento de la rueda (Ver figura 60).

Figura 59. Modificación del ángulo de avance de la rueda

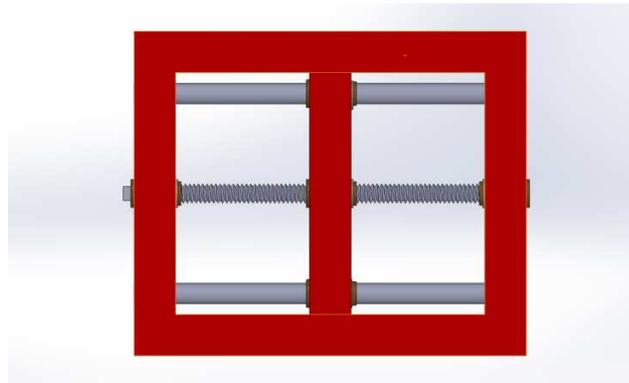


Fuente: <http://www.siceditorial.com/ArchivosObras/obrapdf/analisisdinamico.pdf>

Para esto se implementará en el mecanismo de modificación del camber, un mecanismotuerca-husillo.

Las guías hechas en las partes exteriores de la estructura permitirán el traslado de la estructura haciendo que el tornillo sea el transmisor del movimiento (Ver figura 61), los problemas que se presentaban por giros o modificaciones de altura de la torreta McPherson, serán solucionados por el muñón localizado en la parte inferior del elemento central del mecanismo del camber.

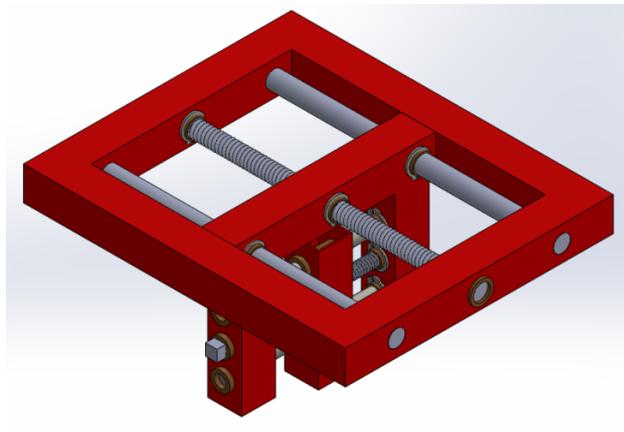
Figura 60. Mecanismo de modificación del camber, tuerca-husillo



Fuente: Autores

Como se puede observar igualmente se dispone de una estructura en forma rectangular de tubo cuadrado de 1"1/2 en la misma que en sus extremos se realizó unos taladros para que dé similar forma se pueda acoplar bujes para así minimizar desgastes y facilitar el desplazamiento tanto del tornillo como de los ejes de apoyo.

Figura 61. Mecanismo de modificación del camber y caster



Fuente: Autores

Al girar el segundo tornillo, transmitirá su movimiento rotativo a la placa superior de la estructura del mecanismo de modificación del ángulo de caída de la rueda, todo este cuerpo se trasladará y permitirá el desplazamiento de la torreta, modificando el valor de ángulo de avance (Ver figura 62) de manera positiva o negativa.

Igualmente se realizaron modificaciones para poder adaptar motores eléctricos, para lo cual se partió de la misma forma que para el mecanismo del camber.

Figura 62. Operación de relleno mediante soldadura para adaptación de motores en el mecanismo de modificación del caster



Fuente: Autores

Primeramente se procedió a realizar un relleno en base a soldadura, para posteriormente poder adaptarle una copa de 10 mm para que haya una adecuada zona de contacto para poder transmitir el par motor y de esta manera mover el tornillo y modificar el ángulo de avance.

Figura 63. Resultado de haber acoplado la copa al mecanismo de modificación del caster



Fuente: Autores

- **Diseño del mecanismo husillo-tuerca**

El diseño del mecanismo está fundamentado en el hecho que debemos desplazar el mecanismo del camber y caster en avances horizontales, el mismo que está conformado por bujes en sus extremos que van hacer a su vez una especie de collarín a partir de lo cual empezamos con el diseño del mecanismo.

Para el diseño se asumirá el caso más crítico que es cuando el tornillo se desplaza en sentido horizontal, entonces el tornillo queda expuesto a la carga de tracción estática conformada por el peso del mecanismo de modificación del camber y caster (W_{CC}), el peso de la suspensión McPherson ($W_{McPherson}$).

La carga de tracción estática (W) que soportara el tornillo es:

Figura 64. Carga de tracción que soporta el tornillo



Fuente: Autores

$$W = W_{CC} + W_{McPherson} = 355,55 \text{ N}$$

También el tornillo estará expuesto a un torque siempre y cuando se requiera desplazar el mecanismo y a su vez la suspensión McPherson, pero para el diseño se asumirá que el torque a torsión (T) también será constante.

- **Cálculo del torque necesario que se debe aplicar al tornillo para desplazar la carga**

Para determinar el torque necesario para desplazar la carga se requieren los cálculos que se presentan en la siguiente tabla [11]:

Tabla 2. Cálculo del torque necesario en el tornillo para desplazar horizontalmente la carga

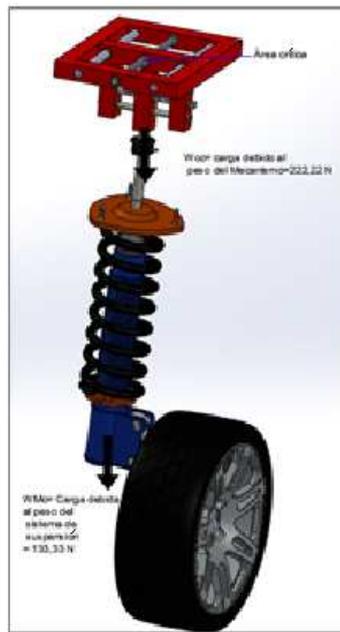
Parámetro	Ecuación	Valor
Radio del cuerpo del Tornillo (r_1)	$r_1 = \frac{d_c}{2}$ (13) $d_c =$ Diámetro de cresta= 19mm	$r_1 = 9,5$ mm
Radio del collarín (r_c)	$r_c = \frac{D_c}{2}$ (14) $D_c =$ Diámetro del collarín= 22,4 mm	$r_c = 11,2$ mm
Diámetro de raíz (d_r)	$d_r = 16,3$ mm	$d_r = 16,3$ mm
Paso(p)	$p = \frac{1}{n}$ (15) $n =$ # de hilos por pulgada= 10/in	$p = 10$ /in
Diámetro de paso (d_p)	$d_p = d_c - 0,5p - 0,01$ (16)	$d_p = 17,72$ mm
Avance (l)	Paso rosca simple $l = p$ (17)	$l = 2,54$ mm
Angulo de avance(α)	$\alpha = \tan^{-1} \left(\frac{l}{\pi d_p} \right)$ (18)	$A = 2,6^\circ$
Angulo de cargas de la rosca θ_n	$\theta_n = \tan^{-1} \left(\cos \alpha * \tan \left(\frac{\beta}{2} \right) \right)$ (19) $B =$ ángulo de rosca= 60°	$\theta_n = 30^\circ$
Torque necesario aplicado al tornillo para desplazar la carga (T)	$T = \left(\frac{\mu_1 l + \pi d_p}{l - \mu_1 \pi d_p} \right) \left(\frac{W d_p}{2} \right) + \mu_2 r_c W$ (20) $\mu_1 =$ Coeficiente de fricción entre roscas = 0,27 $\mu_2 =$ Coeficiente del collarín = 0,17	$T = 14$ N.m

Fuente: Autores

- **Cálculo de los esfuerzos y factor de seguridad**

A continuación se representan las cargas del tornillo:

Figura 65. Cargas en el tornillo y área crítica



Fuente: Autores

El diámetro y el área de la sección crítica respectivamente son:

$$d= 0,019 \text{ m} \quad A= 2,83 \times 10^{-4} \text{ m}^2$$

Para un tornillo de acero 1212 se tiene $S_y= 193\text{Mpa}$

Tabla 3. Cálculo de esfuerzos y el factor de seguridad en el tornillo

Parámetros	Ecuación	Valor
Esfuerzo axial (σ_a)	$\sigma_a = \frac{W}{A}(21)$	$\sigma_a = 1,256 \times 10^6 \text{ Pa}$
Esfuerzo a torsión (T_t)	$T_t = \frac{16T}{\pi d^3}(22)$	$T_t = 43,3 \text{ M Pa}$
Factor de seguridad (n)	Criterio de Von Mises: $\sqrt{\sigma_A^2 + 3 \cdot T_t^2} = \frac{S_y}{n}(23)$	n= 4

Fuente: Autores

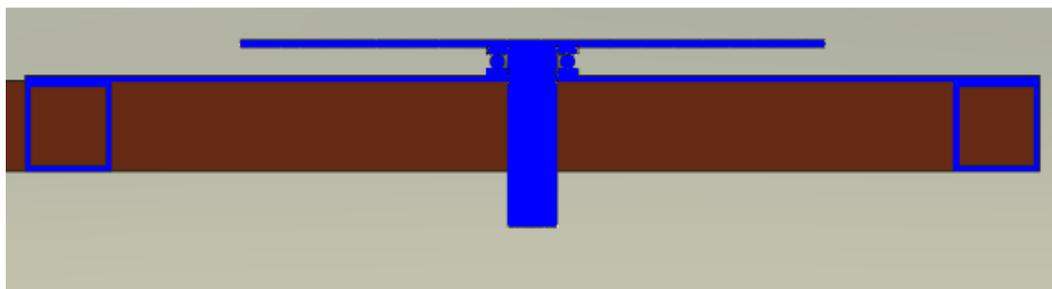
- **Mecanismo de medición del ángulo de la convergencia (toe in) y divergencia (toe out) y sistema de Ackerman**

Para que no se altere el mecanismo original del sistema de dirección, al diseñar éste mecanismo de medición, se deben cumplir los siguientes aspectos:

- El giro adecuado de las ruedas sobre su eje vertical, a la derecha e izquierda.
- La manipulación de los mecanismos de regulación y ajuste de convergencia y divergencia de las ruedas, para poder calibrar las magnitudes.
- El centro de giro de las ruedas con respecto al piso debe coincidir con el centro de giro del mecanismo, así se podrá tomar una medida más exacta de los ángulos girados al no existir desplazamiento.

En la figura 67 se observa un diseño compuesto por dos conjuntos que funcionan de igual manera., una para cada rueda directriz.

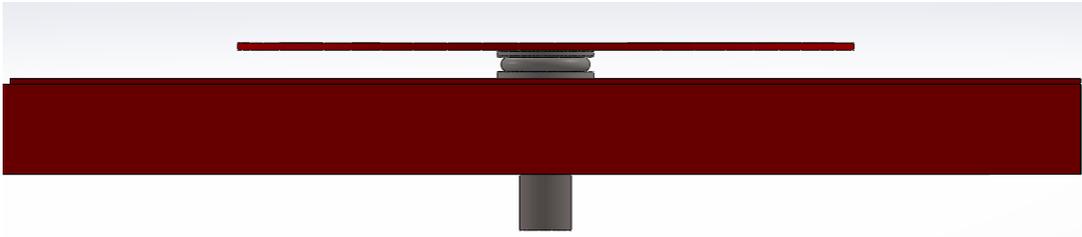
Figura 66. Conjunto disco y rodamiento para el giro de las ruedas directrices



Fuente: Autores

Este conjunto está conformado por un disco superior donde asentará el neumático y que mediante el contacto de la banda de rodadura con el disco se logrará proveerle de movimiento giratorio al sistema para así lograr obtener la medición de convergencia, divergencia y sistema de Ackerman.

Figura 67. Vista frontal del conjunto encargado del giro de las ruedas directrices



Fuente: Autores

Este disco va apoyado en la estructura del banco en una plancha metálica, y como se puede apreciar al mismo va soldado en su parte central un perno, y se colocó un rodamiento axial de bolas de simple efecto, su montaje es muy simple, ya que los componentes se pueden montar por separado, y va sujetado mediante contratuerca por la parte inferior.

Figura 68. Rodamiento axial de bolas de simple efecto

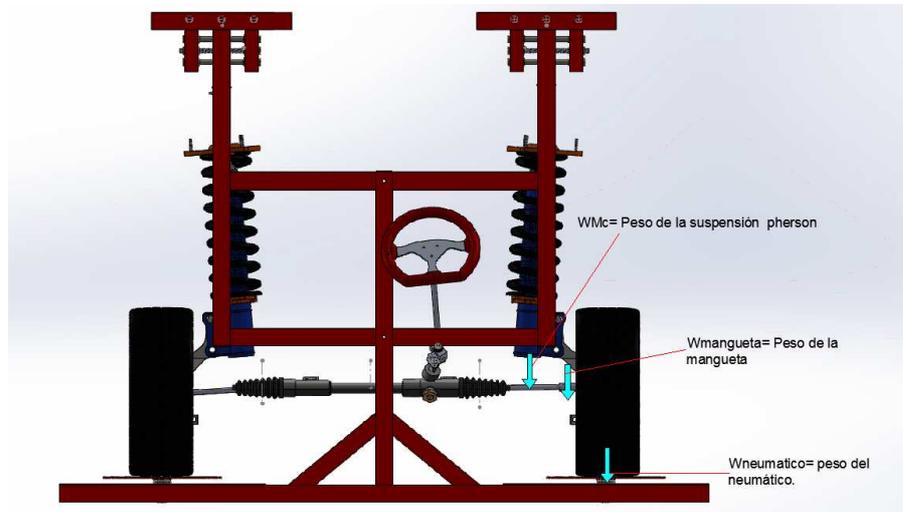


Fuente: http://www.nskamericas.com/cps/rde/xbcr/na_es/Rodamientos_Self-Lube.pdf

- **Selección de rodamientos**

A continuación se va a seleccionar los rodamientos que son utilizados en los discos giratorios donde se apoyan los neumáticos, para lo cual se procedió a calcular las reacciones sobre los discos giratorios y se obtuvo los siguientes resultados.

Figura 69. Cargas a las que está siendo sometido el rodamiento



Fuente: Autores

$$R_x = 0$$

$$R_y = 755 \text{ N}$$

En resumen, la fuerza radial y la fuerza axial que se utilizaran respectivamente para la selección son:

$$F_r = 0 \quad F_a = 755 \text{ N}$$

Una vez obtenidas las cargas a las que vana estar sometidos los ejes de los discos giratorios se recurre al catálogo de rodamientos axiales de bolas FAG[12], por lo cual requerimos de rodamientos que soporten cargas axiales en un solsentido por lo que se seleccionó un rodamiento axial de bolas de efecto simple FAG 51104.

Para un funcionamiento de 10h al mes por 5 años, tenemos un tiempo de vida de $L_h = 600h$, con lo cual mediante el Anexo G, se tiene un factor de esfuerzos dinámicos $f_L = 1,06$ y mediante la velocidad a la que va a estar sometido el eje del disco giratorio se asumió la mínima de 10 r.p.m, y mediante esto y el Anexo G se obtuvo el factor de velocidad $f_v = 1,49$.

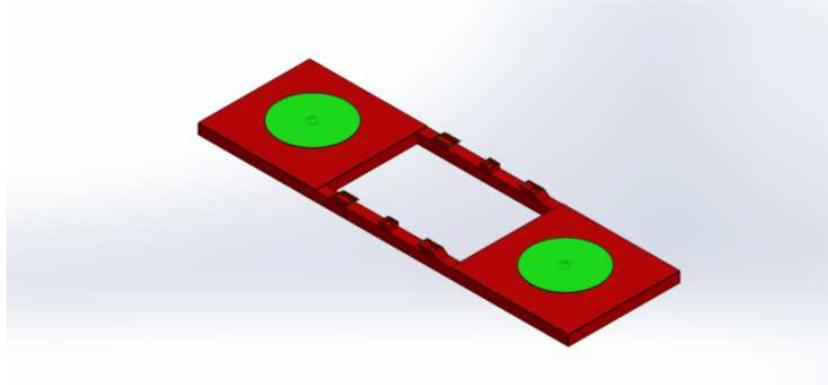
En la siguiente tabla se representa el cálculo de la capacidad de carga dinámica y estática.

Tabla 4. Cálculo de la capacidad dinámica y estática de los rodamientos situados en los discos giratorios

Parámetros	Ecuación	Resultado	Condición
Capacidad de carga dinámica tabulada $((C)_T)$		$(C)_T = 12,7 \text{ KN}$ (Anexo G)	
Capacidad de carga estática tabulada $((C_O)_T)$		$(C_O)_T = 20,8 \text{ KN}$ (Anexo G)	
Carga dinámica equivalente (P)	$P = P_O = F_a$ (24)	$P = 755 \text{ N}$	
Carga estática equivalente (P_O)		$P_O = 755 \text{ N}$	
Factor de esfuerzo estático (f_s)		$f_s = 0,7$	Exigencias reducidas
Capacidad de carga dinámica calculada $((C)_C)$	$(C)_C = \frac{f_L}{f_n} \cdot P$ (25)	$(C)_C = 537,11 \text{ N}$	$(C)_T \geq (C)_C$ $12700 \text{ N} \geq 537,11 \text{ N}$ Este rodamiento si cumple con los requerimientos a carga dinámica.
Capacidad de carga estática calculada $((C_O)_C)$	$(C_O)_C = f_s \cdot P_O$ (26)	$((C_O)_C) = 528,5 \text{ N}$	$((C_O)_T) \geq ((C_O)_C)$ $20800 \text{ N} \geq 528,5 \text{ N}$ Este rodamiento si cumple con los requerimientos a carga estática.

Fuente: Autores

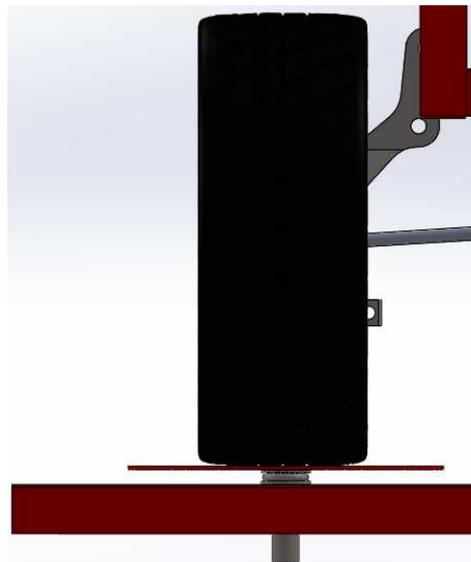
Figura 70. Vista isométrica de la base de la estructura donde se apoyan los discos



Fuente: Autores

En la figura 72 se puede apreciar cómo está asentado el neumático en el disco giratorio, de la misma forma se aprecia el acoplamiento de todos los elementos anteriormente citados.

Figura 71. Disco de asentamiento del neumático



Fuente: Autores

El mecanismo se incorporará en la parte inferior de la estructura del banco y será empleado para la medición de los valores citados.

Las variaciones de convergencia y divergencia se realizarán manualmente a través de los mecanismos del sistema de dirección.

3.1.1.2 Estructura del banco

El banco estudiado para diseño de su estructura, es uno fabricado por la empresa THEPRA, modelo FRONT AXLE MEASURING STAND, el cual es similar al del presente proyecto.

Los mecanismos anteriores no pertenecen a este modelo, ya que sus capacidades se han mejorado, haciendo que abarque la mayor parte de la geometría de dirección y la implementación del cálculo como respaldo de las modificaciones realizadas.

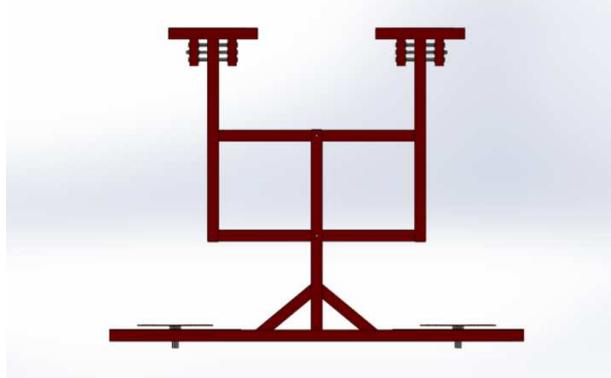
Figura 72. Modelo FRONT AXLE MEASURING STAND



Fuente: http://www.technolab.org/content/thepra/pdf/en/20015000_en.pdf

La estructura del banco está compuesta por dos cuerpos.

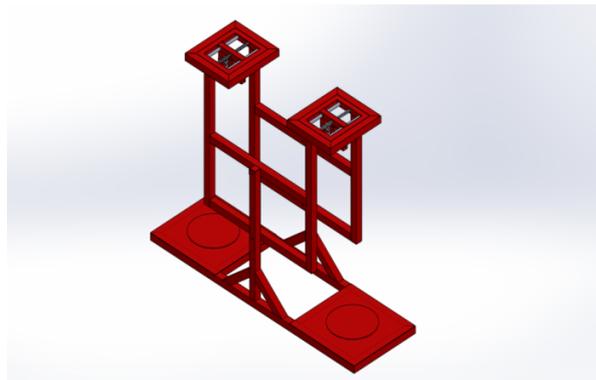
Figura 73. Vista frontal de la estructura del banco



Fuente: Autores

La parte superior de la estructura contiene los mecanismos para modificación del camber o ángulo de caída de la rueda y el caster o ángulo de avance. También posee los actuadores que permitirán la automatización del banco.

Figura 74. Estructura del banco de pruebas

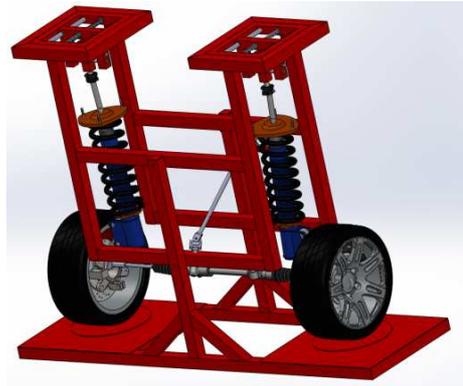


Fuente: Autores

La parte inferior es el soporte de todo el sistema de dirección y suspensión. Permite el acoplamiento de los mecanismos de medición de convergencia, divergencia y sistema de Ackerman y permitirá el acoplamiento entre éstos.

La función de la estructura del banco es servir como soporte principal, por eso, en ésta se acoplarán todos los sensores, mecanismos e interfaces utilizadas para su funcionamiento.

Figura 75. Banco acoplado la dirección, suspensión y mecanismos de modificación de ángulos de la geometría de la dirección



Fuente: Autores

Después de diseñada la estructura del banco se realizará un cálculo estructural para su posterior construcción.

- **Cargas aplicadas al banco**

Las cargas aplicadas al banco van a ser cargas muertas, que es la carga vertical aplicada sobre una estructura que incluye el peso de la misma estructura más la carga de los elementos permanentes en la estructura como mecanismos de modificación del camber y caster, suspensión, neumáticos, sistema de dirección. Su símbolo convencionalmente se lo ha adoptado como: “D” del inglés *dead* o muerto. Sus valores se obtienen considerando el peso específico del material de la estructura y el volumen de la estructura. Para efecto de cálculo las unidades serán: kN/m^2 .

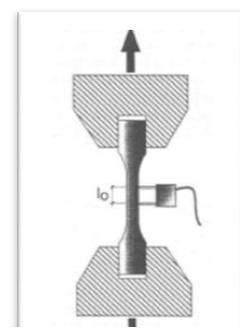
- **Acero utilizado en la construcción del banco**

El acero estructural conformado en frío. Pueden ser perfiles huecos cerrados entre ellos; redondos cuadrados y rectangulares. También pueden ser abiertos, perfiles conformados en forma de L, U, C, Ω , y Z.

Es fundamental un ensayo de tracción para tener el conocimiento de las propiedades del material.

Ensayo de tracción: EN 10002-1:1990 (UNE 7474-92), la cual se realiza en una probeta mostrada en la figura.

Figura 76. Probeta de acero para ensayo



Dónde:

A_0 = Área inicial

l_0 = Base de medida

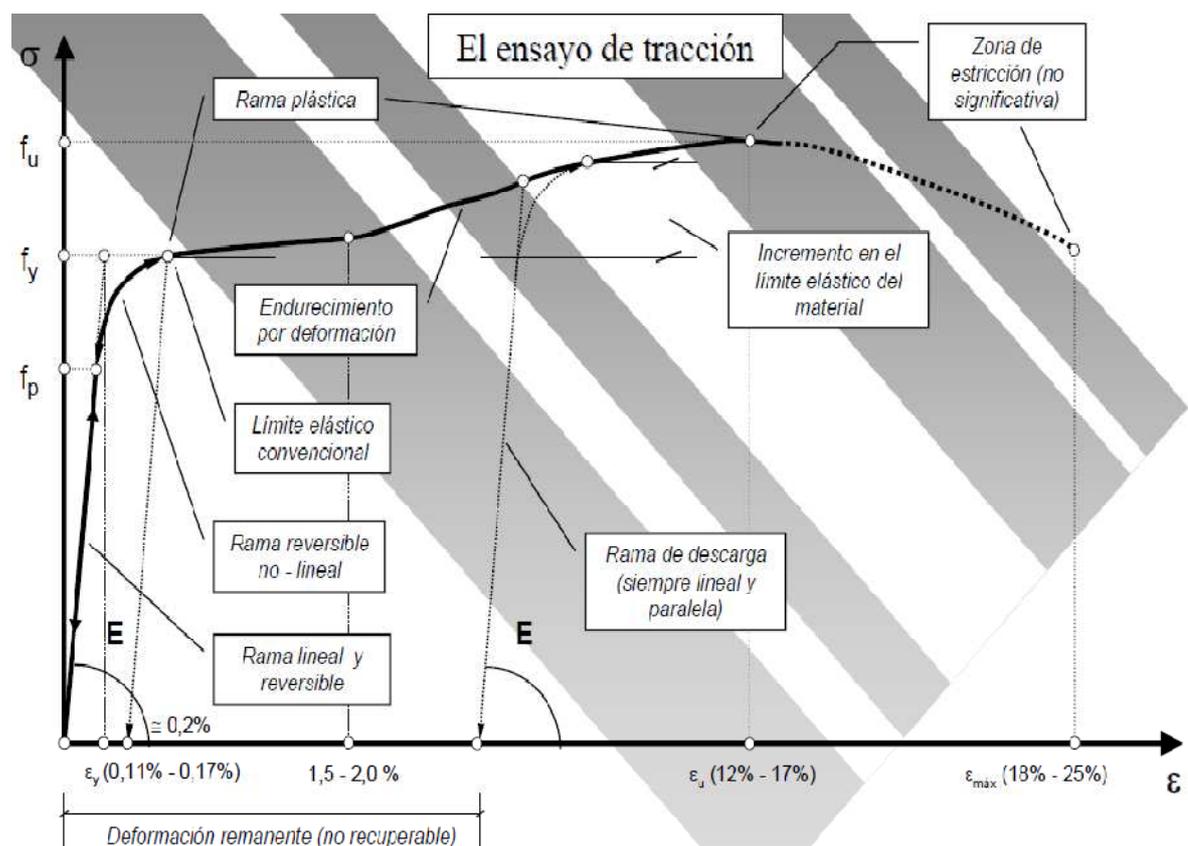
$\sigma = F/A_0$

$\epsilon = \Delta l/l_0$

Fuente: <http://www.ingenierocivilinfo.com/2010/10/ensayo-de-traccion-del-acero.html>

El resultado del ensayo de tracción, del acero estructural se obtiene la curva mostrada en la siguiente gráfica:

Figura 77. Curva del ensayo de tracción



Fuente: <http://iesvillalbahervastecnologia.files.wordpress.com/2009/09/ensayos.pdf>

Parámetros:

- **f_p**Límite de proporcionalidad.
- **f_y**Límite elástico. en teoría es el punto a partir del cual la curva deja de ser reversible.
- **E** Módulo de elasticidad.
- **f_u** Tensión última de rotura (resistencia del material).
- **ε_y**Deformación elástica.
- **ε_u**Deformación correspondiente a la tensión última.
- **ε_{máx}**Deformación máxima.

Tabla 5. Propiedades del acero estructural ASTM A36

Módulo de elasticidad	$E = 2007.000 \text{ N/mm}^2$
Coefficiente de Poisson	$\nu = 0,30$
Modulo elasticidad transversal	$G = E/2.(1+\nu)$
Coefficiente de dilatación térmica lineal	$\alpha = 12.10 - 6^\circ\text{C} - 1$
Densidad	$\rho = 7.850 \text{ kg/m}^3$
Límite de fluencia mínimo	$F_y = 248,2 \text{ N/mm}^2$
Límite de tracción mínima	$F_u = 400 \text{ N/mm}^2$

Fuente: http://scielo.sld.cu/scielo.php?pid=S1815-59442011000300001&script=sci_arttext

- **Ventajas del acero estructural**

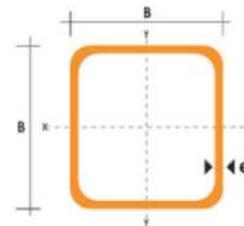
- **Alta resistencia.**La alta resistencia del acero por unidad de peso, permite estructuras relativamente livianas, lo cual es de gran importancia en cualquier tipo de construcción.
- **Homogeneidad.**Las propiedades del acero no se alteran con el tiempo, ni varían con la localización en los elementos estructurales.
- **Elasticidad.**El acero es el material que más se acerca a un comportamiento linealmente elástico (Ley de Hooke) hasta alcanzar esfuerzos considerables.
- **Ductilidad.** El acero permite soportar grandes deformaciones sin falla, alcanzando altos esfuerzos en tensión, ayudando a que las fallas sean evidentes.

- **Tenacidad.** El acero tiene la capacidad de absorber grandes cantidades de energía en deformación (elástica e inelástica).
- **Facilidad de unión con otros miembros.** El acero en perfiles se puede conectar fácilmente a través de remaches, tornillos o soldadura con otros perfiles.
- **Rapidez de montaje.** La velocidad de construcción en acero es muy superior al resto de los materiales.
- **Disponibilidad de secciones y tamaños.** El acero se encuentra disponible en perfiles para optimizar su uso en gran cantidad de tamaños y formas.
- **Se pueden prefabricar estructuras:** el acero permite realizar la mayor parte posible de una estructura en taller y la mínima en obra consiguiendo mayor exactitud.
- **Desventajas del acero estructural**
- **Corrosión:** el acero expuesto a intemperie sufre corrosión por lo que deben recubrirse siempre con esmaltes alquidáticos (primarios anticorrosivos) exceptuando a los aceros especiales como el inoxidable.
- **Pandeo elástico:** debido a su alta resistencia vs peso el empleo de perfiles lisos sujetos a compresión, los hace susceptibles al pandeo elástico.
- **Fatiga:** la resistencia del acero (así como del resto de los materiales), puede disminuir cuando se somete a un gran número de inversiones de carga o a cambios frecuentes de magnitud de esfuerzos a tensión (cargas pulsantes y alternativas).
- **Perfil estructural utilizado en la construcción del banco**

Los perfiles metálicos son aquellos productos laminados en frío, y se utilizó un perfil de sección cuadrada. En la figura 79 se presenta las especificaciones técnicas, dimensiones y pesos del tubo de sección cuadrada.

Figura 78. Especificaciones generales del tubo cuadrado

DIMENSIONES			AREA	EJES X-Xe Y-Y		
A	ESPESOR	PESO	AREA	I	W	i
mm	mm	Kg/m	cm ²	cm ⁴	cm ³	cm
20	1,2	0,72	0,90	0,53	0,53	0,77
20	1,5	0,88	1,05	0,58	0,58	0,74
20	2,0	1,15	1,34	0,69	0,69	0,72
25	1,2	0,90	1,14	1,08	0,87	0,97
25	1,5	1,12	1,35	1,21	0,97	0,95
25	2,0	1,47	1,74	1,48	1,18	0,92
30	1,2	1,09	1,38	1,91	1,28	1,18
30	1,5	1,35	1,65	2,19	1,46	1,15
30	2,0	1,78	2,14	2,71	1,81	1,13
40	1,2	1,47	1,80	4,38	2,19	1,25
40	1,5	1,82	2,25	5,48	2,74	1,56
40	2,0	2,41	2,94	6,93	3,46	1,54
40	3,0	3,54	4,44	10,20	5,10	1,52
50	1,5	2,29	2,85	11,06	4,42	1,97
50	2,0	3,03	3,74	14,13	5,65	1,94
50	3,0	4,48	5,61	21,20	8,48	1,91
60	2,0	3,68	3,74	21,26	7,09	2,39
60	3,0	5,42	6,61	35,06	11,69	2,34
75	2,0	4,52	5,74	50,47	13,46	2,97
75	3,0	6,71	8,41	71,54	19,08	2,92
75	4,0	8,59	10,95	89,98	24,00	2,87
100	3,0	8,17	7,74	122,00	34,60	3,90



Fuente: <http://es.scribd.com/doc/49974227/CATALOGO-DIPAC>

- **Soldabilidad de los perfiles estructurales**

La composición interna del acero es decir su composición química es la que nos da idea de su soldabilidad, cuando se trata de un acero sin alear (acero utilizado en la fabricación de bastidores) es decisivo el contenido de carbono que debe ser necesariamente menor o igual que el 0,22% y el contenido de azufre que debe estar en un valor inferior a 0,045% y el fósforo en la misma proporción, hay que considerar al nitrógeno ya que su valor no debe superar el 0,009%.

La composición química, la cual influye sobre la susceptibilidad a la rotura en frío de la zona afectada por el calor durante la operación de soldadura, se mide por el valor del carbono equivalente CEV como se indica en la ecuación:

$$CEV = C + \frac{Mn}{6} + \frac{Cr+Mo+V}{5} + \frac{Ni+Cu}{15}$$

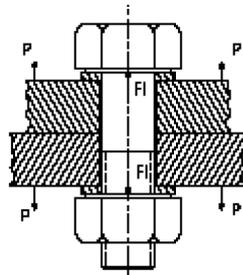
Se considera para espesores de pared inferiores a 16mm, se acepta que si el valor de CEV $< 0,40$ entonces no aparecen grietas. Para $0,40 < CEV < 0,45$ se deberá tomar algunas precauciones dependiendo del proceso de soldadura. De ser mayor que 0,45 CEV entonces necesariamente se necesita precalentamiento.

- **Juntas mecánicas en el banco**

- **Juntas empernadas.** Se va a disponer de juntas empernadas para el acoplamiento de la estructura que soporta a los mecanismos del camber y caster, y la estructura inferior que soporta los demás componentes del banco, para una mayor facilidad de montaje y operación.

- **Diseño de juntas empernadas**

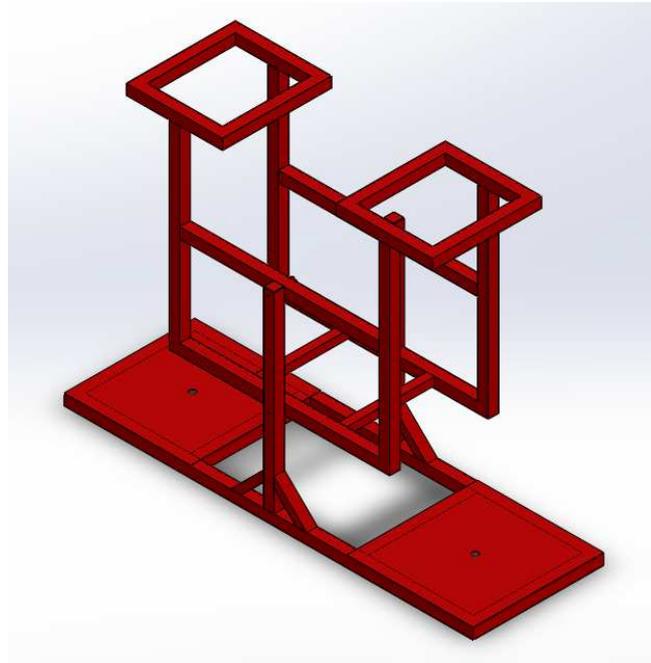
Figura 79. Unión empernada



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

Para el cálculo de las dimensiones y tipo de pernos se tiene que asumir un diámetro de perno y se realiza todo el cálculo de diseño para comprobar si ese perno cumple con todos los requerimientos de soporte de cargas. Los pernos se encuentran ubicados en la unión de la estructura superior e inferior para poder realizar alguna modificación posterior y la misma sea desmontable, para facilitar el mantenimiento.

Figura 80. Unión de la estructura superior e inferior



Fuente: Autores

Para la junta se utilizaran pernos SAE grado 5 con un diámetro nominal $d= 0,375$ in, con una área transversal $A= 0,11$ in² y una área de esfuerzo a la tracción de $A_t = 0,0878$ in² (Ver Anexo F) y el módulo de elasticidad $E= 207 \times 10^9$ Pa, se tiene la resistencia de fluencia mínima a la tracción $S_y= 92$ ksi, resistencia límite mínima a la tracción $S_p= 85$ ksi, resistencia última mínima a la tracción $S_u= 120$ ksi. El espesor del material en si es por la sección del mismo que es un tubo cuadrado de 2" x 3 mm de espesor que es de acero ASTM A 36 por lo cual el módulo de elasticidad será el mismo, entonces $E= 207 \times 10^9$ Pa, en total son 4 pernos los que van a sostener y fijar a la estructura superior e inferior $N=4$.

La longitud del perno está dada por la suma de los espesores del tubo cuadrado donde será ubicado.

$$L_p = 2L_t + h_{tuerca} + h_{arandela} \quad (27)$$

L_p = Longitud del perno, [in].

L_t = longitud del tubo de sección cuadrada, [2 in].

h_{tuerca} = Ancho de la cabeza de la tuerca hexagonal, [0,328 in]

h_{arandela} = Ancho de la arandela, [0,06 in].

$$L_p = 4,388 \text{ in}$$

Se obtuvo entonces la longitud total del perno (Ver Anexo F) se selecciona el siguiente tamaño de perno fraccionario $L = 4 \frac{1}{2}$.

Se procede a calcular los valores de la longitud roscada del perno, longitud no roscada mediante las siguientes expresiones:

$$L_R = \begin{cases} 2d + \frac{1}{4} & L \leq 6 \text{ in} \\ 2d + \frac{1}{2} & L > 6 \text{ in} \end{cases} \quad (28)$$

L_R = Longitud roscada del perno, [in].

d = Diámetro nominal, [0,375 in]

L = Longitud del perno, [4,5 in]

$$L_R = 1 \text{ in}$$

$$L_{NR} = L_p - L_R \quad (29)$$

L_{NR} = longitud no roscada del perno, [in].

L_R = longitud roscada del perno, [1 in].

L_p = Longitud del perno, [4,5 in].

$$L_{NR} = 3,5 \text{ in}$$

Se calcula los valores de la resistencia del material y del perno.

$$K_b = \frac{A_d \cdot A_t \cdot E}{A_d \cdot L_R + A_t \cdot L_{NR}} \quad (30)$$

K_b = Resistencia del perno.

A_d = Área diámetro mayor nominal, [0,11 in²].

A_t = Área de esfuerzo de tensión, [0,0878 in²]. (Ver Anexo F)

E = Modulo de elasticidad, [30 Mpsi].

L_R = Longitud roscada del perno, [1 in].

L_{NR} = Longitud no roscada del perno, [1,5 in].

$$K_b = 0,69 \text{ M lbf/in}$$

$$K_m = \frac{0.5774\pi E d}{2 \ln \left[5 \frac{0.5774 L_p + 0.5 d}{0.5774 L_p + 2.5 d} \right]} \quad (31)$$

K_m = Resistencia del material.

E = Modulo de elasticidad, [30 Mps1].

d = Diámetro nominal, [0,375 in].

L_p = Longitud del perno, [4,5 in].

$$K_m = 7,44 \text{ M lbf/in}$$

$$C = \frac{K_b}{K_b + K_m} \quad (32)$$

C = Fracción de carga.

K_b = Resistencia del perno.

K_m = Resistencia del material.

$$C = 0.084$$

El análisis del factor se lo va a efectuar por el criterio de uniones a tensión cargada en forma estática con precarga.

- **Uniones a tensión cargada en forma estática con precarga**

Se tiene una expresión para el cálculo de la carga que actúa sobre cada perno.

$$P = \frac{Q}{N} \quad (33)$$

P= Carga resultante, [lbf].

Q= Carga aplicada, [250,46 lbf].

n= Numero de pernos, 4.

$$P= 62,61 \text{ lbf} = 145,04 \text{ N}$$

Se calcula el valor de la precarga necesario para determinar el factor de seguridad de los pernos escogidos mediante la ecuación:

$$F_p = A_t \cdot S_p \quad (34)$$

S_p = Resistencia limite mínima a la tracción, [85 ksi].

A_t = Área de esfuerzo de tensión, [0,0878 in²].

$$F_p = 7463 \text{ lbf.}$$

$$F_i = \begin{cases} 0,75 F_p & \text{reutilizable} \\ 0,90 F_p & \text{permanente} \end{cases} \quad (35)$$

F_i =Precarga, [lbf].

F_p = Carga de prueba, [7463 lbf].

$$F_i = 6716,7 \text{ lbf.}$$

Se reemplaza los valores obtenidos en la ec. (36).

$$N = \frac{S_p A_t - F_i}{CP} \quad (36)$$

N= Factor de seguridad.

S_p = Resistencia limite mínima a la tracción, [85 ksi].

C=Fracción de carga, [0.084]

P= Carga resultante, [62,61 lbf].

A_t = Área de esfuerzo de tensión, [0,0878 in²].

F_i =Precarga, [6716,7 lbf].

N=14

- **Software de elementos finitos**

El análisis por elementos finitos (F.E. del inglés: *finiteelementanalysis*) es o son técnicas por medio de computador para simulación de problemas aplicados a ingeniería, en donde se basa en una técnica numérica de elementos finitos. En estas aplicaciones, el objeto o sistema se representa por un modelo geoméricamente similar que consta de múltiples regiones discretas simplificadas y conectadas. La técnica empleada es crear ecuaciones de equilibrio, que se aplican a cada elemento de la estructura, y se construye un sistema de varias ecuaciones. El sistema de ecuaciones se resuelve para los valores desconocidos usando técnicas de álgebra lineal o esquemas no lineales, dependiendo del problema. Siendo un método aproximado, la precisión de los métodos FEA puede ser mejorada refinando la discretización en el modelo, usando más elementos y nodos.

Comúnmente se usa FEA para determinar los esfuerzos y desplazamientos en sistemas mecánicos. Es además usado de manera rutinaria en el análisis de muchos otros tipos de problemas, entre los principales diseño de estructuras, transferencia de calor.

Con el análisis de elementos finitos se pueden manejar sistemas complejos cuyas soluciones analíticas son difícilmente encontradas. Entre los principales software utilizados en ingeniería mecánica automotriz están: Sap, Ansys, Inventor, Solidworks, Cosmos y Nastran. Para el diseño del banco de pruebas se utilizara Solidworks2012 por las prestaciones que presenta.

- **Diseño del banco en Solidworks**

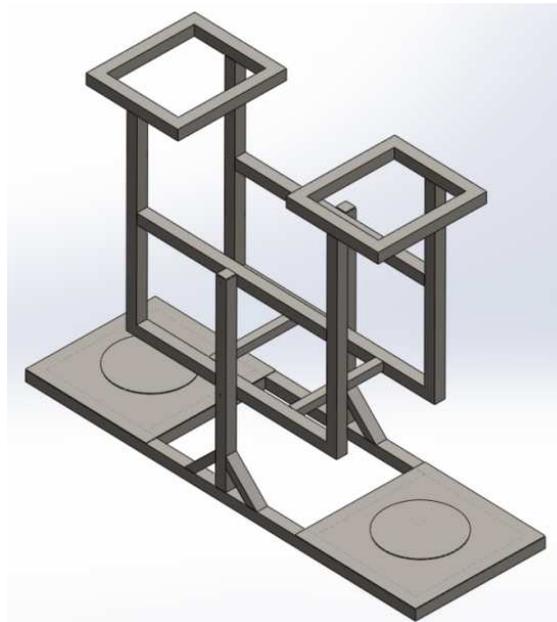
Para realizar el análisis y el diseño del banco se siguieron los siguientes pasos:

a) Dibujar la estructura del banco en el programa.

- b) Asignar las secciones a los elementos estructurales.
- c) Asignar el material de la estructura.
- d) Activar SOLIDWORKS SIMULATION, y se selecciona un análisis estático.
- e) Asignar restricciones.
- f) Asignar cargas.
- g) Crear una malla.
- h) Ejecutar el análisis.

El dibujo de la estructura se lo realizó mediante barrido en su totalidad, el perfil utilizado fue cuadrado de 50x3 mm (Ver Anexo A).

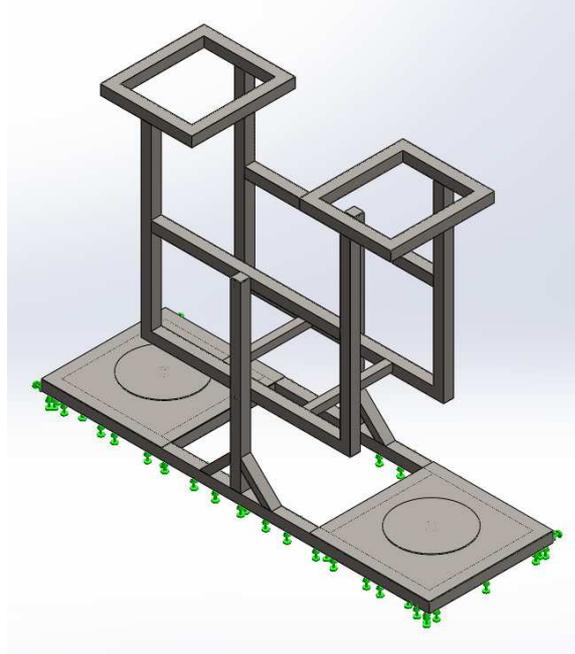
Figura 81. Estructura del banco



Fuente: Autores

Primeramente se asigna restricciones para la estructura del banco.

Figura 82. Restricciones asignadas a la estructura del banco



Fuente: Autores

Posteriormente se asigna cargas las cargas consideradas van a ser como se mencionó anteriormente cargas muertas que van a ser los pesos de los componentes del banco, a continuación se detallan los pesos de los componentes y la manera como estos actuaran sobre la estructura.

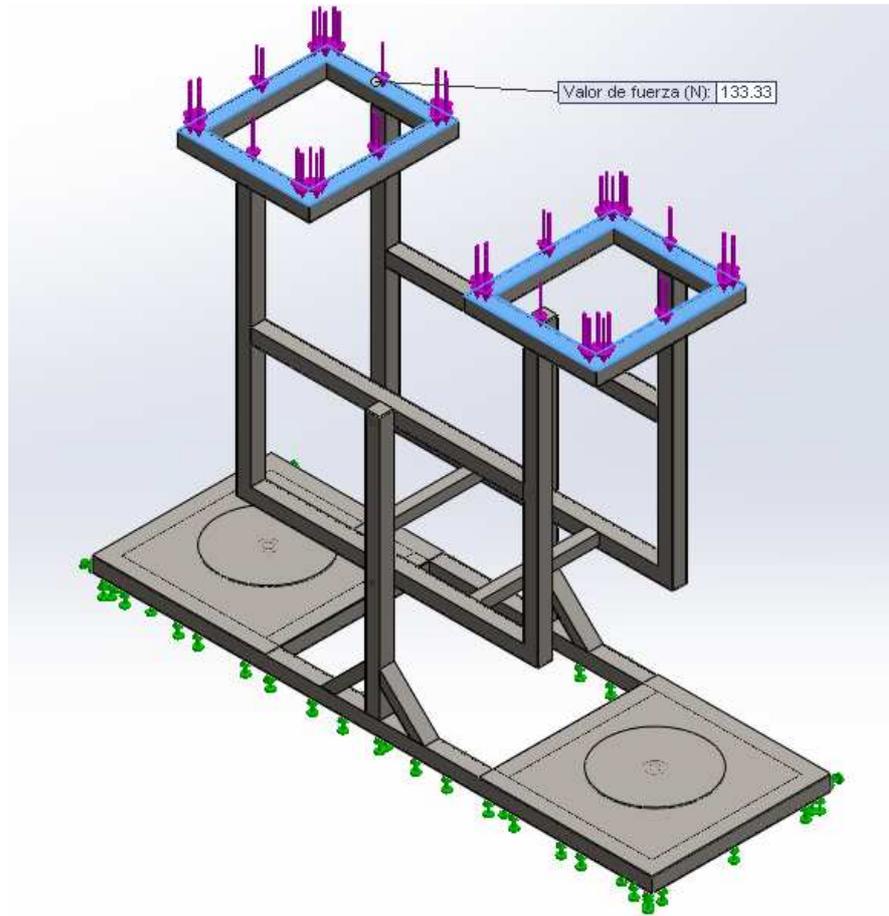
Mecanismo de modificación del camber y caster

Tabla 6. Peso del mecanismo de modificación del camber y caster

CARGA	PESO(Kg)	PESO(N)	TIPO DE CARGA	DISTRIBUCIÓN
Mecanismo de modificación	13.60	133.33	Muerta	Distribuida

Fuente: Autores

Figura 83. Cargas derivadas del mecanismo de modificación del camber y caster



Fuente: Autores

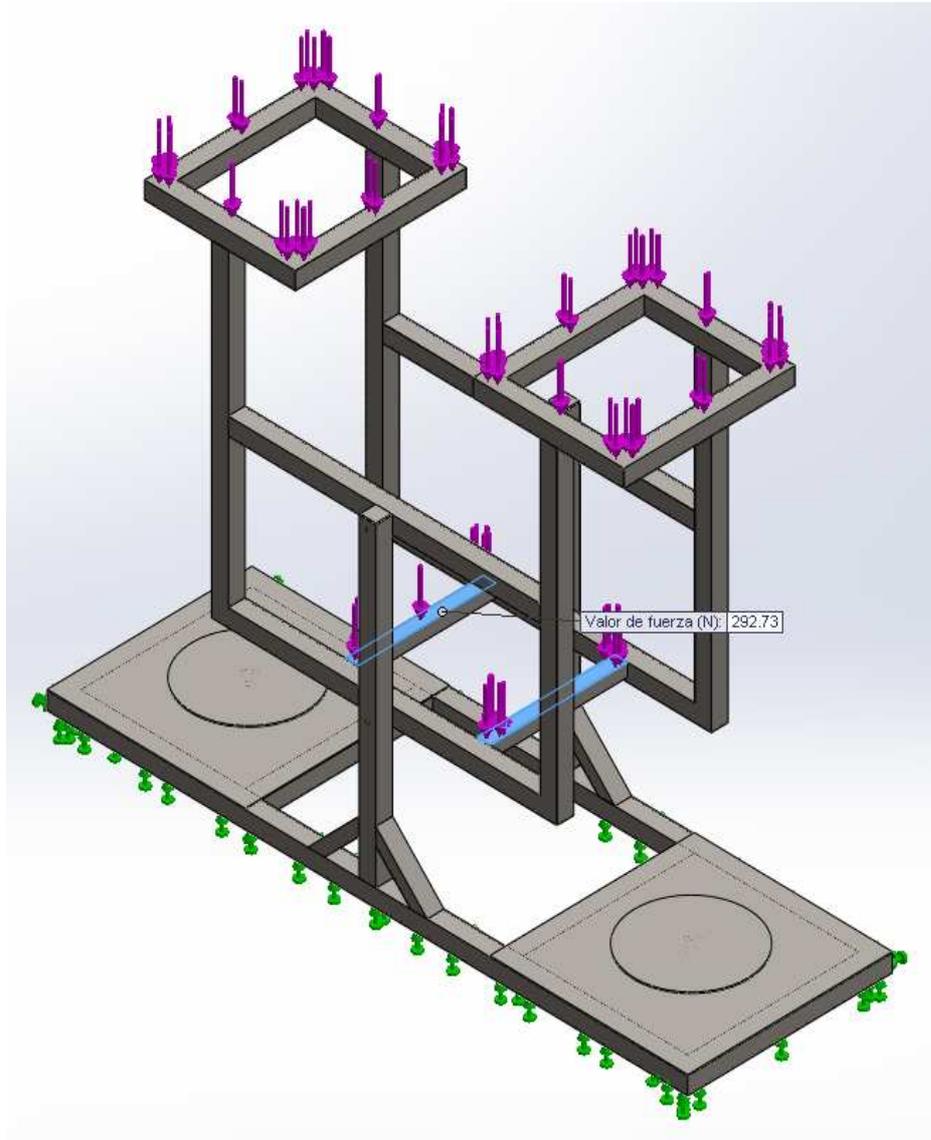
Sistema de dirección y brazos de suspensión

Tabla 7. Peso del sistema de suspensión

CARGA	PESO(Kg)	PESO(N)	TIPO DE CARGA	DISTRIBUCIÓN
Sistema de dirección	19.87	194.73	Muerta	Distribuida
Brazos de suspensión	10	98	Muerta	Distribuida
TOTAL		292.73		

Fuente: Autores

Figura 84. Cargas derivadas del sistema de dirección y brazos de suspensión



Fuente: Autores

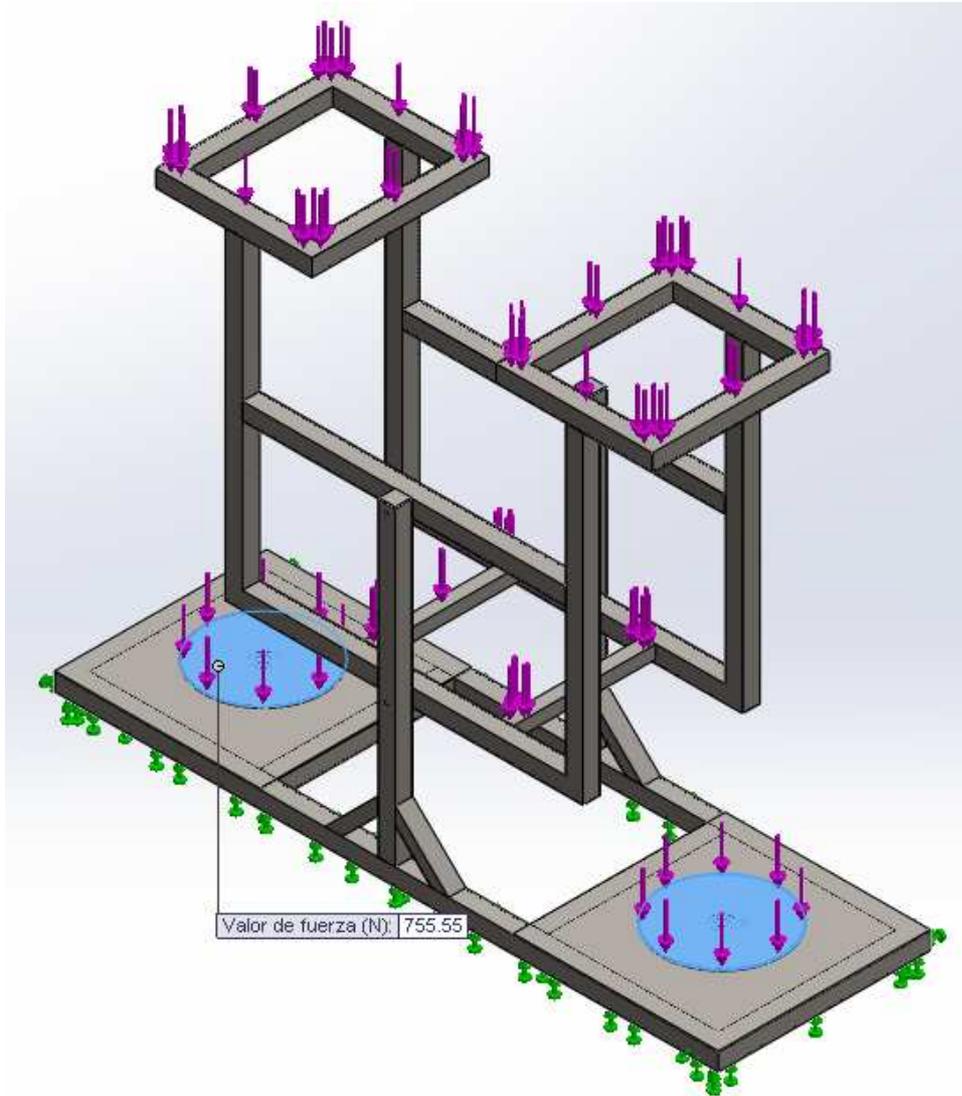
Sistema de suspensión, neumático, mesetas y puntas de ejes

Tabla 8. Pesos del neumático, mesetas, puntas de ejes

CARGA	PESO(Kg)	PESO(N)	TIPO DE CARGA	DISTRIBUCIÓN
Suspensión McPherson	22.67	222.22	Muerta	Distribuida
Neumático y mesetas y puntas de ejes	54.42	533.33	Muerta	Distribuida
TOTAL		755.55		

Fuente: Autores

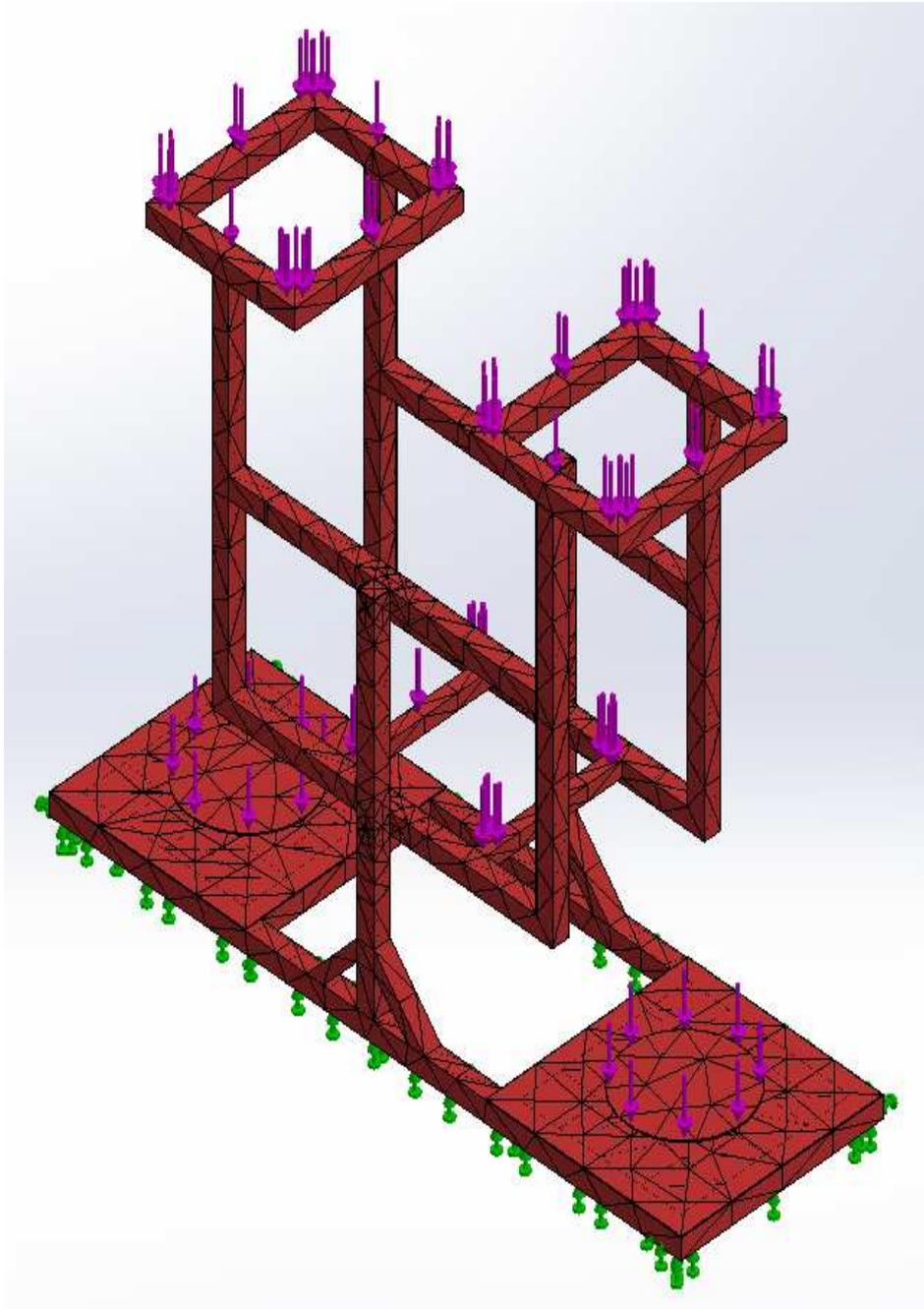
Figura 85. Cargas derivadas del sistema de suspensión, neumático, mesetas y puntas de ejes



Fuente: Autores

Posteriormente se procede a crear una malla.

Figura 86. Mallado de la estructura del banco

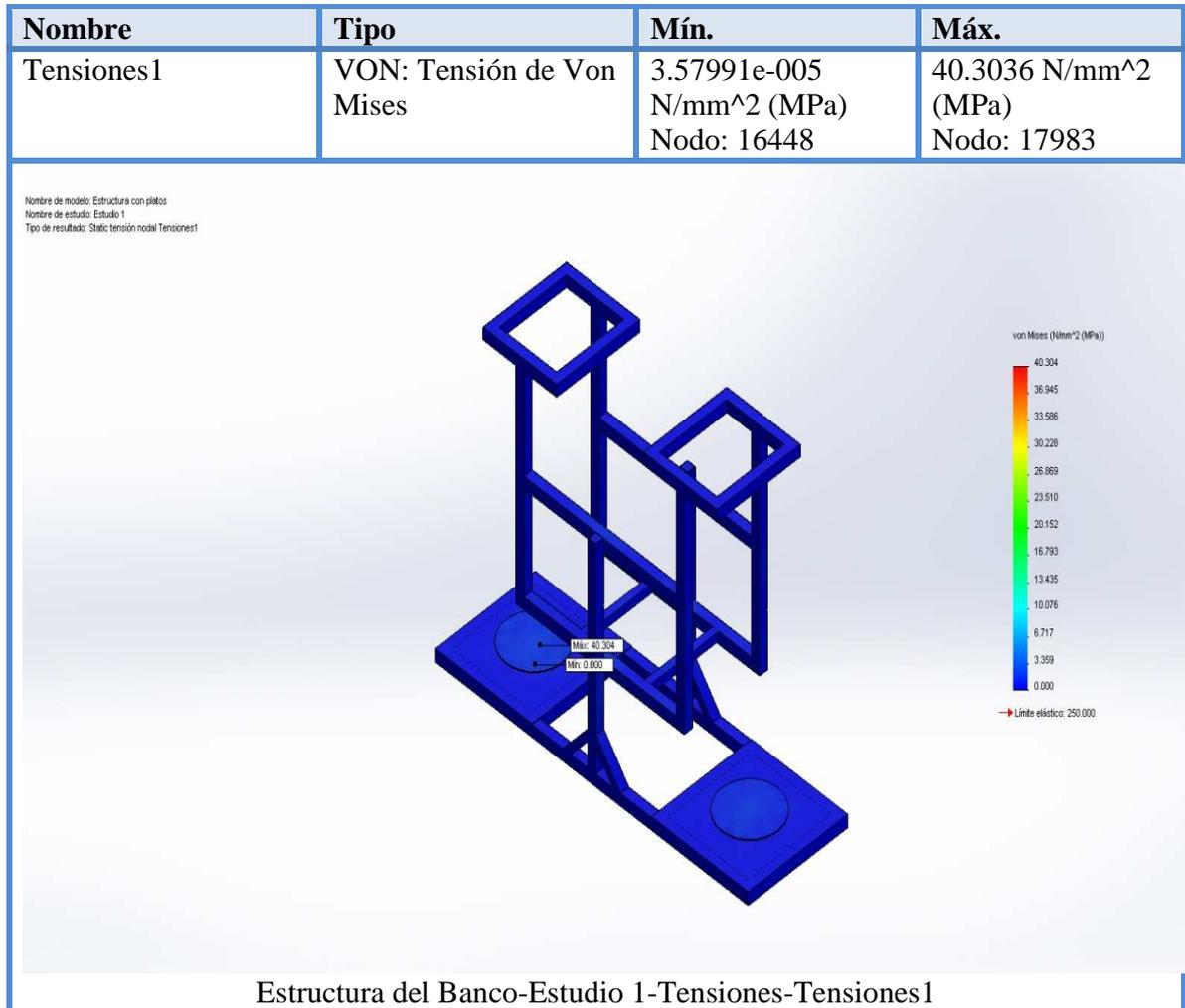


Fuente: Autores

Finalmente se ejecuta el análisis, teniendo en cuenta de que se haya asignado el material de la estructura.

- **Análisis de resultados**

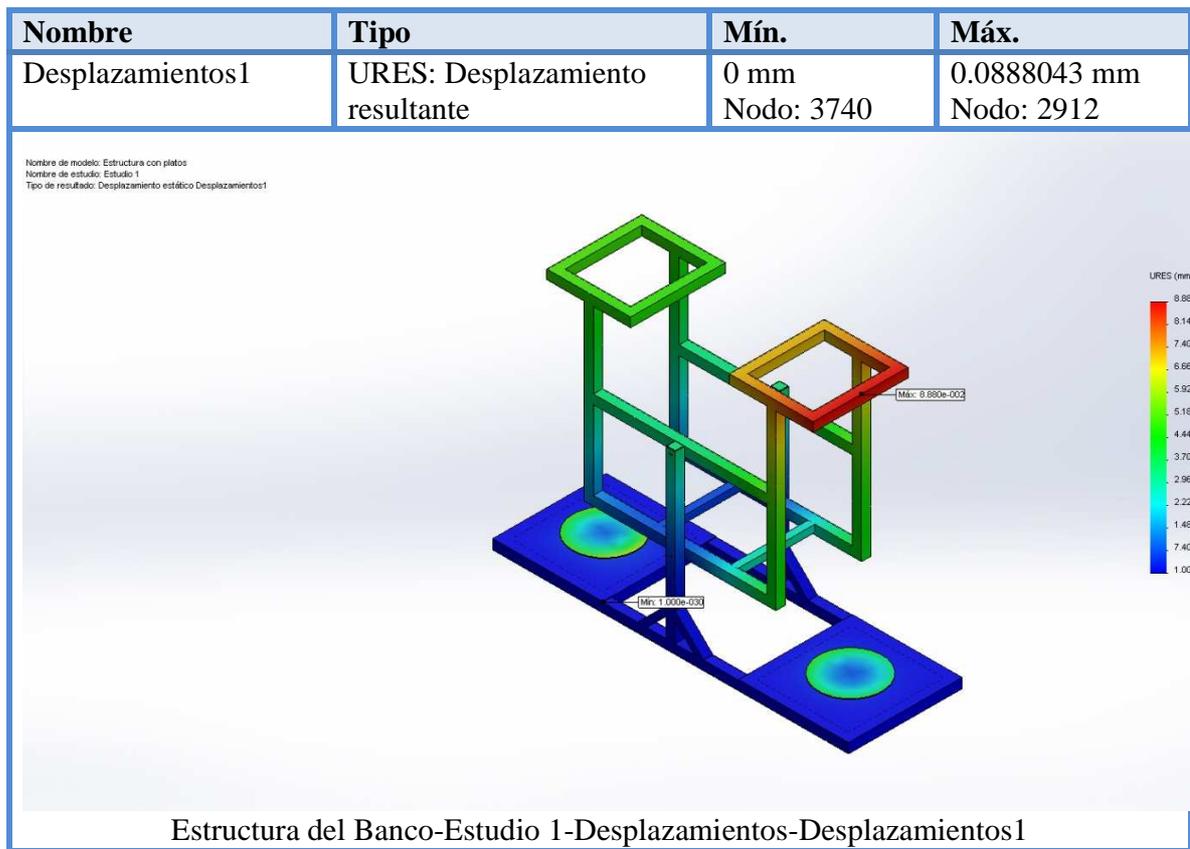
Figura 87. Tensión de Von Mises



Fuente: Autores

En la figura 88 se muestra el modelo donde se aprecia la distribución de la tensión está representada mediante los colores en el modelo , se muestra la distribución; los colores cálidos para las tensiones más altas y los colores fríos para las tensiones más bajas, también se describe los puntos máximo y mínimo de tensión a la que está sometida la estructura del banco siendo la máxima de 40Mpa, con lo que no sobrepasa el límite de elasticidad del acero ASTM A36 del que está constituido la estructura del banco con lo consiguiente de que la estructura soportara adecuadamente las cargas sin sufrir una deformación apreciable.

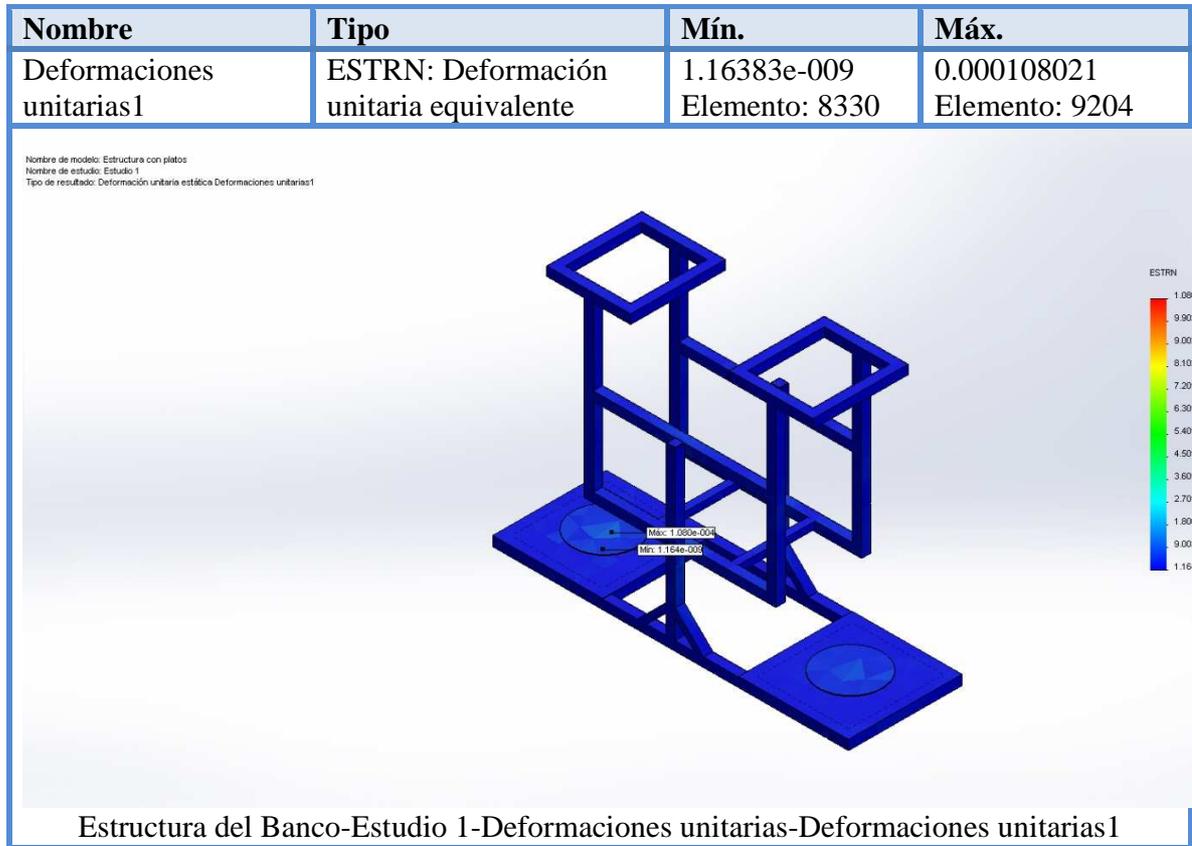
Figura 88. Desplazamiento resultante



Fuente: Autores

En la figura 89 se puede apreciar el desplazamiento resultante de la estructura del banco al aplicarle las cargas que van actuar en la misma, según la distribución de colores los cálidos representarán los desplazamientos más altos y los fríos los desplazamientos más bajos, de la estructura al aplicarle las cargas anteriormente asignadas, también se obtuvo un valor máximo de 0.088 mm y un mínimo de 0 mm, se analiza el valor máximo que es de 0.088 mm y este es mínimo con lo que no se producirá una deformación considerable en la estructura.

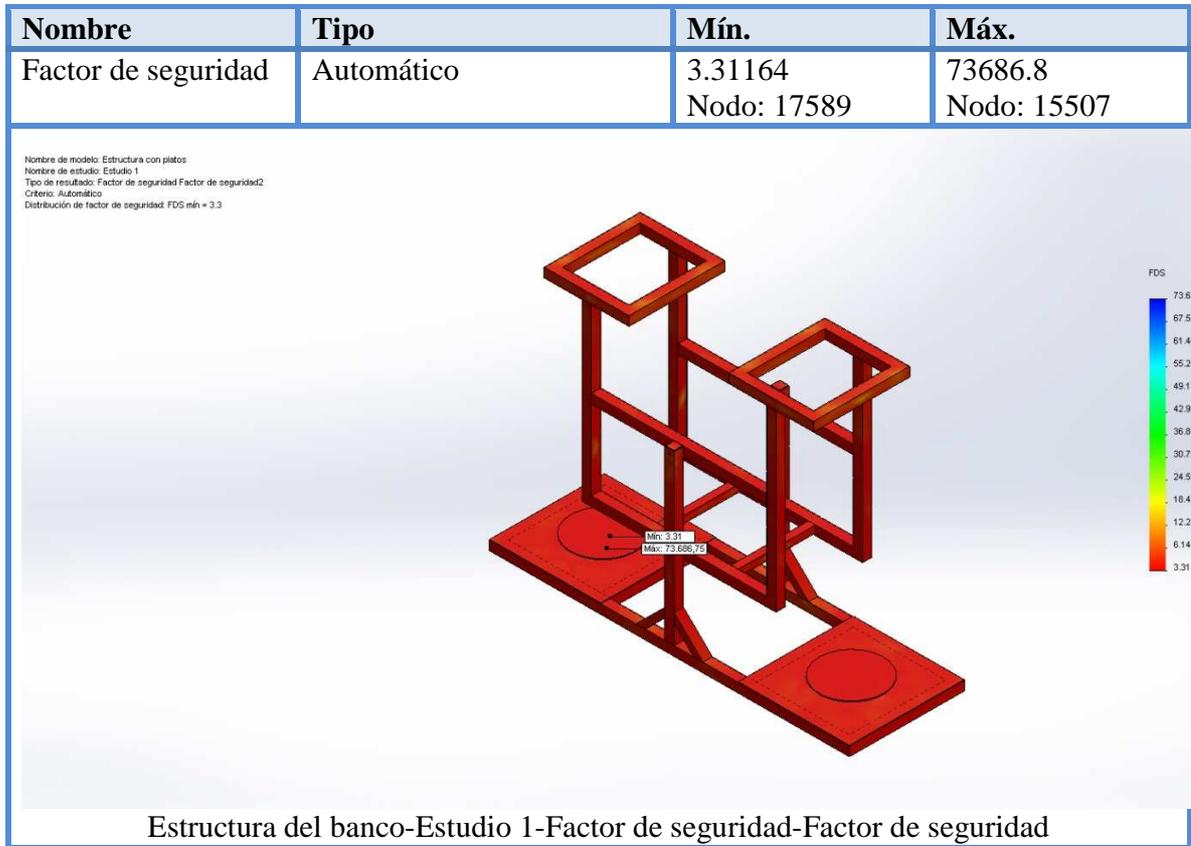
Figura 89. Deformación unitaria equivalente



Fuente: Autores

La figura 90 muestra el modelo donde se aprecia la distribución de la deformación unitaria que está representada mediante los colores en el modelo, se muestra la distribución; los colores cálidos para los puntos de mayor deformación y los colores fríos para las deformaciones menores, también se describe los puntos máximo y mínimo de deformación unitaria de la estructura del banco siendo la máxima de 0.000108021 la cual es mínima, por lo consiguiente la estructura no va a deformarse considerablemente siendo esta despreciable, y un valor mínimo de deformación unitaria.

Figura 90. Factor de seguridad



Fuente: Autores

En la figura 91 se observa la distribución del factor de seguridad sobre la estructura en la misma que denotamos valores máximos y mínimos del factor de seguridad, lo que da una referencia para ver en qué zonas de la estructura se requiere de un redimensionamiento para que esta soporte las cargas que actúan sobre ella, que son en sí cargas muertas derivadas del peso de los componentes del banco como se puede apreciar el factor de seguridad que se distribuye de una manera constante en la estructura es aproximado a 4, y el máximo valor del coeficiente donde posiblemente fallara la estructura es específicamente en el rodamiento del disco giratorio, como el banco no va a estar sometido a un trabajo prolongado de tiempo se lo considerara irrelevante.

3.1.2 Construcción de la estructura del banco, selección y acoplamiento de componentes

3.1.2.1 *Construcción de la estructura del banco.* Como anteriormente ya se diseñó la estructura del banco en Solidworks, se procedió a su realización, para lo cual se adquirió tubo cuadrado de 50x3 mm de acero ASTM A-36 por las prestaciones que brinda y su fácil adquisición en el mercado.

Primeramente se procedió al corte del material, según los planos de la estructura.

Figura 91. Corte de elementos para la estructura



Fuente: Autores

Posteriormente se procedió a soldar y se armó la estructura del banco como se muestra en la figura 93.

Figura 92. Estructura soldada del banco



Fuente: Autores

Luego se soldó planchas metálicas de 3mm de espesor en la parte inferior, donde van ir apoyados los neumáticos, y en donde posteriormente se acopló unos discos giratorios para poder medir el ángulo de giro de las ruedas.

Figura 93. Planchas metálicas soldadas en la parte inferior de la estructura



Fuente: Autores

Posteriormente se acopló los discos giratorios a la estructura (Ver figura 95).

Figura 94. Acoplamiento de los discos giratorios a la estructura



Fuente: Autores

Para la construcción de los discos se procedió a la adquisición de una plancha de acero de 4mm de espesor y se procedió a cortarle de forma circular con un diámetro de 32cm.

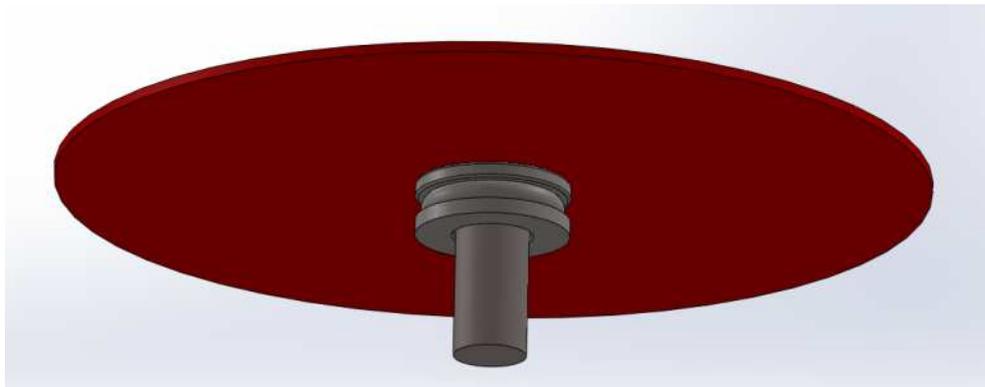
Figura 95. Discos giratorios acoplados a la estructura



Fuente: Autores

Una vez que se tuvo el disco se procedió a soldar el mismo a un perno de 3/4x3", esto se lo realizó centrándolo en el torno, también se acopló un rodamiento axial de bolas de simple efecto para poder de esta manera darle un giro suave al disco para que no haya intermitencias en el giro de las ruedas y así poder medir con facilidad el giro de las ruedas sin que haya atrancamientos ni sobre esfuerzos.

Figura 96. Acoplamiento del rodamiento axial de bolas de simple efecto



Fuente: Autores

Para la selección del rodamiento se efectuó varias pruebas hasta determinar qué tipo de rodamiento nos brindaría las prestaciones que requeríamos para el funcionamiento del banco, primeramente se analizó varias posibilidades entre emplear uno de bolas y otro de rodillos, y se optó por utilizar un rodamiento axial de bolas de simple efecto (Ver figura 98), por las prestaciones que este brindaba tanto en lo funcional como en el aspecto económico.

Figura 97. Rodamiento axial de bolas de simple efecto



Fuente: Autores

3.1.2.2 *Adaptación de mecanismos de modificación del camber y caster.* Como anteriormente se mencionó sobre los mecanismos de modificación del camber y caster, las adaptaciones que se realizaron a las mismas ahora se va a describirla manera como se acoplaron a la estructura.

Primeramente se las ubico en su lugar y se empleó una prensa para poder colocarla a presión en su alojamiento.

Figura 98. Acoplamiento del mecanismo del camber y caster con una prensa



Fuente: Autores

A continuación se empezó a utilizar un martillo para introducirle a presión al mecanismo, para de esta, manera acoplar los mecanismos a presión.

Figura 99. Acoplamiento del mecanismo de modificación del camber y caster con un martillo



Fuente: Autores

3.1.2.3 *Acoplamiento, adaptaciones de la suspensión.* Primeramente se optó por seleccionar el tipo de suspensión McPherson, debido a las prestaciones que presenta ya que seleccionando este tipo de suspensión independiente se facilita el poder modificar los ángulos de la geometría de la dirección de una manera más apropiada para el funcionamiento del banco en cuestión.

Se seleccionó una mangueta delantera, de un vehículo de propulsión trasera y se procedió a realizar las adaptaciones necesarias para poder adaptar la suspensión McPherson.

Primeramente se realizó adaptaciones en la mangueta (Ver figura 101), se empleó un pin del eje delantero que se lo llevo a la fragua para darle la forma que más nos convenía.

Figura 100. Pines delanteros sometidos a la fragua



Fuente: Autores

Después de calentarlos se empezó a forjar los pines para moldearlos a la forma que más nos convenía, aprovechando que el material estaba caliente y con la ayuda de herramientas de impacto y sujeción (Ver figura 102).

Figura 101. Forjado del material para la adaptación de la mangueta



Fuente: Autores

Finalmente se obtuvo las dos piezas que se necesitaba para la adaptación de la mangueta, en forma de L (Ver figura 103).

Figura 102. Material de adaptación de la mangueta forjado a una forma en L



Fuente: Autores

Posteriormente se procedió a realizar una matriz para poder realizar taladros en las piezas en forma de L para poder acoplarla mangueta con el conjunto amortiguador, muelle y torreta McPherson, para lo cual primeramente se soldó la pieza al amortiguador.

Figura 103. Soldadura de la pieza en L al amortiguador



Fuente: Autores

Posteriormente se procede a realizar taladros, empleando un taladro de banco, como se muestra en la figura 105.

Figura 104. Operación de taladrado para la adaptación del conjunto de la McPherson



Fuente: Autores

Posteriormente se obtuvo las dos piezas en L, con sus respectivos taladros para poder acoplar la mangueta al sistema McPherson.

Figura 105. Piezas en L con sus respectivos taladros



Fuente: Autores

Una vez realizadas estas adaptaciones, ya se dispone de la mangueta adaptada para el tipo de suspensión que se seleccionó para el banco que se está implementando.

Figura 106. Mangueta adaptada para el sistema de suspensión McPherson



Fuente: Autores

Una vez finalizado la adaptación de la mangueta se procedió a armar el conjunto amortiguador, muelle y torreta McPherson (Ver figura 108).

Figura 107. Conjunto amortiguador, muelle y torreta McPherson



Fuente: Autores

Para poder acoplar el sistema McPherson se tuvo que realizar unas adaptaciones tanto en el mecanismo de modificación del camber y caster así como en el conjunto amortiguador, muelle y torreta McPherson, primeramente se colocó una tuerca milimétrica en la parte inferior central del mecanismo de modificación del camber, para de esta manera poder solucionar los problemas que se presentaban por giros o modificaciones de altura de la torreta McPherson, para lo cual se acoplo el muñón el mismo que va localizado en la parte inferior del elemento central del mecanismo del camber (Ver figura 109).

Figura 108. Acoplamiento del muñón para minimizar los efectos de modificación de la geometría de dirección



Fuente: Autores

Para realizar el acoplamiento del muñón con el conjunto de la McPherson, se realizó la siguiente adaptación. Primeramente se procedió a soldar dos tuercas (Ver figura 110).

Figura 109. Soldadura de tuercas para adaptaciones del muñón al sistema McPherson



Fuente. Autores

Posteriormente se procedió a soldar las tuercas a la base del muñón, centrándolo en el torno (Ver figura 111).

Figura 110. Soldadura de las tuercas al muñón



Fuente: Autores

Finalmente se obtiene el sistema McPherson acoplado con el muñón, al mecanismo de modificación del camber y caster.

Figura 111. Sistema McPherson acoplado al mecanismo de modificación del camber



Fuente: Autores

Posteriormente se procede a diseñar los brazos oscilantes inferiores, para lo cual se detalla a continuación el proceso que se siguió para su creación. Primeramente se dispone de un tirante de suspensión, el mismo que se lo corto por la mitad y se procedió a soldarlo en el travesaño de la estructura del banco, para de esta manera poder disponer de un brazo inferior, cortando dos tubos cuadrados.

Figura 112. Soldadura del tirante de suspensión a la estructura del banco



Fuente: Autores

Seguidamente se dispuso a crear los brazos de suspensión inferior para lo cual se utilizó tubo cuadrado de 1”1/2x2mm, y se dispuso también de un terminal y se soldó los dos pedazos de tubo al terminal el mismo, que de una vez fue acoplado a la mangueta.

Figura 113. Brazo inferior de la suspensión



Fuente: Autores

Después finalmente se procedió a realizar algunas adaptaciones para mejorar su estética, y finalmente se dispone ya del brazo inferior de suspensión acabado (Ver figura 115).

Figura 114. Brazo inferior acabado



Fuente: Autores

También se debió optar por colocar una barra tensora para proveerle a la suspensión del banco de mayor fijación (Ver figura 116), a continuación se describe el proceso de adaptación de la barra tensora.

Primeramente se dispuso de dos barras de torsión y se procedió a cortarlas para poder aumentar su longitud para que de esta forma se adapte a la disposición del brazo inferior en el banco que se está implementando.

Figura 115. Barras de torsión cortadas para aumentar su longitud



Fuente: Autores

Para esto se adquirió pernos guías y se procedió a unir a las barras de torsión mediante soldadura.

Figura 116. Soldadura de los pernos guías y la barra de torsión



Fuente: Autores

Finalmente se obtiene ya la barra de torsión que va a ir sujeta a la estructura del banco.

Figura 117. Barra de torsión



Fuente: Autores

A continuación se analizó varias alternativas para su montaje y la más adecuada fue colocando una platina al chasis y realizando taladros en la misma para que pueda ir sujeta la barra de torsión. Para ello primeramente se dispuso de una platina y se cortaron dos pedazos y se creó una matriz con un punto de suelda para poder realizar los taladros.

Figura 118. Taladrado de las platinas de la barra de torsión



Fuente: Autores

Luego se pudo apreciar la manera como va ir sujeta la barra de torsión con la platina al banco (Ver figura 120), como se puede ver la disposición va a ser así, primeramente la platina va ir soldada al banco, seguido se va a quedar con la siguiente disposición una tuerca, rodela, caucho, platina, caucho, rodela y tuerca, para de esta manera poder dotarle de mayor fijación a la suspensión del banco que se está implementando.

Figura 119. Disposición y montaje de la barra de torsión a la estructura del banco



Fuente: Autores

Finalmente tenemos el montaje de la barra de torsión que va a dotarle al sistema de fijación y va aliviar tensiones al momento de la modificación de la geometría de la dirección (Ver figura 121), la barra de torsión va apoyada y soldada en el brazo inferior y sujeta de su otro extremo mediante la platina que va soldada a la estructura del banco.

Figura 120. Montaje de la barra de torsión al sistema de suspensión



Fuente: Autores

3.1.2.4 *Acoplamiento, adaptaciones de la dirección.* Primeramente se procede a soldar unos travesaños en la estructura del banco para poder tener un adecuado montaje de la barra de la dirección.

Figura 121. Soldadura de travesaños para el montaje de la barra de la dirección



Fuente: Autores

Seguidamente se soldó unos colgantes con tubo cuadrado para así poder sujetar la barra de la dirección, para lo cual se soldó platinas en la parte inferior de los colgantes para así mediante platinas en sujetar mediante pernos a los soportes de goma de la barra de dirección.

Figura 122. Colgantes para el montaje y sujeción de la barra de dirección



Fuente:Autores

Para el acoplamiento de la columna de la dirección, primeramente se realizó acoplamiento usando una junta cardán, para que la transmisión del movimiento sea la más adecuada (Ver figura 124).

Figura 123. Acoplamiento de la junta cardán y soldadura de la columna de la dirección



Fuente:Autores

Como se puede apreciar en la figura 124, después de acoplar la junta cardán se optó por soldar la barra de la dirección, cabe mencionar que el tipo de columna de dirección que se implementa en el banco es rígida debido a su sencillez, ya que el fin del banco es apreciar la geometría de la dirección.

A continuación se analizó varias opciones para el acoplamiento de la columna y posteriormente se procedió a realizar operaciones para adaptar la columna de la dirección, primero se realizó un taladro y una abertura, mediante la suelda eléctrica para poder acoplar adecuadamente la columna de la dirección (Ver figura 125).

Figura 124. Operaciones para el acoplamiento de la columna de la dirección



Fuente: Autores

Como se puede apreciar el taladro que se realizó fue para poder colocarle ahí una tuerca y soldarle una rodela para de esta manera poder sujetarle la columna de la dirección, a continuación se procedió a realizar una guía para la columna de dirección para su montaje (Ver figura 126).

Figura 125. Adaptaciones de la columna de la dirección



Fuente: Autores

Posteriormente se procede a colocar una platina y a sujetarle en la estructura del banco, y seguidamente se soldó la guía de la columna de dirección (Ver figura 127).

Figura 126. Acoplamiento de la columna de dirección



Fuente: Autores

Finalmente se debió acoplar el volante a la columna de dirección (Ver figura 128).

Figura 127. Acoplamiento del volante



Fuente: Autores

3.1.2.5 *Acoplamiento de los motores, para la automatización del banco.* Primeramente se analizó el tipo de motor que más nos convenía y que mejores prestaciones nos brindaba tanto económicamente como en lo funcional, por lo cual se optó por motores de corriente continua con aplicación a limpiaparabrisas de vehículos de 4 cables los mismos que poseen dos velocidades, cabe recalcar que como el propósito del banco es de automatizar procesos, eso lo vamos a aplicar para el camber y caster y como es para cada torreta McPherson se requiere de 4 motores.

- **Selección del motor**
- **Calculo de la potencia requerida**

Para el cálculo de la potencia requerida se hará uso de la ecuación de la potencia mecánica tal como se muestra a continuación:

$$P= T.N \quad (37)$$

En donde

P= Potencia requerida

T= Torque, [14,04N.m].

N = Velocidad angular, [10 rpm= 1,047 rad/s].

$$P=15,22 \text{ J/s}= 0.02 \text{ hp}= 15,22 \text{ W}$$

En vista de las pérdidas mecánicas que se producirán por la fricción en el mecanismo y por recomendación del fabricante se dispuso de un motor de corriente continua con aplicación a limpiaparabrisas que tiene las siguientes especificaciones:

Tipo: Motor de corriente continua con aplicación a limpiaparabrisas

Torsión: 8~25 N.m

Potencia de salida: 30~180w

Voltaje (V): 12

Potencia nominal: 50w

Par nominal: 8N.m

Velocidad angular: de 10 – 300 rpm.

Figura 128. Motor de corriente continua



Fuente: Autores

A continuación se detalla cómo se realizó el acoplamiento de los motores, primeramente se tomó en cuenta que el motor encargado de modificar el caster va ir montado fijo, y el encargado de modificar el camber va a desplazarse solidariamente con el mecanismo de modificación del camber al ser este afectado por el desplazamiento del caster, también se

menciona que como la zona de contacto es una copa # 10, se realizó adaptaciones en los motores soldando dos tuercas para que a ya una mejor transmisión de movimiento y soldando las mismas al eje del motor.

A continuación se detalla el montaje del motor encargado de modificar el caster, cabe recalcar que este va a tener un montaje fijo, primeramente se adquirió pernos, tuercas y rodela, a la cabeza de los pernos se las adaptó a una forma tal para que con la ayuda de una platina que va ir soldada al motor se pueda fijar al banco.

Figura 129. Aditamentos para el montaje del motor encargado de modificar el caster



Fuente: Autores

Se dispuso también de la platina a la que se le dio la forma más adecuada para el montaje que se realizó.

Figura 130. Platina para el montaje del motor encargado de modificar el caster



Fuente: Autores

Posteriormente se soldó los pernos de tal manera que puede sujetar a la platina (Ver figura 132).

Figura 131. Soldadura de los pernos para la sujeción del motor del caster



Fuente: Autores

A continuación se soldó la platina al motor y se sujetó en el banco. (Ver figura 133)

Figura 132. Motor encargado de modificar el caster, acoplado al banco



Fuente: Autores

A continuación se describe el montaje de los motores encargados de la modificación del camber, primeramente se debe considerar que estos motores deben moverse solidarios con el mecanismo de modificación del caster, por tanto no tienen un montaje fijo, por lo que primeramente se optó por un montaje deslizante para lo cual primeramente se dispuso de un eje de acero, sobre el cual va a desplazarse concéntricamente un tubo redondo el mismo que va ir soldado al motor para que así se pueda deslizar ya que como anteriormente se manifestó el montaje debe ser deslizante por todas las consideraciones anteriormente mencionadas.

Figura 133. Eje de acoplamiento de los motores encargados del camber



Fuente: Autores

Posteriormente se realizó taladros en el eje, esta operación se la efectuó en el torno para de esta manera poder fijarlo al banco.

Figura 134. Operación de taladrado del eje de deslizamiento



Fuente: Autores

Con el fin de poder acoplar los motores, y en si fijar el eje al banco se realizaron roscas en estas perforaciones del eje con machuelos (Ver figura 136).

Figura 135. Machuelado del eje de deslizamiento de los motores del camber



Fuente: Autores

A continuación (Ver figura 137), se va a determinar cómo va ir el acoplamiento de los motores encargados de la modificación del camber, como se puede observar se va a disponer de un eje citado anteriormente, y dos platinas que van ir soldadas al banco en las mismas que se realizaron taladros para poder sujetar el eje al banco.

También se puede apreciar el montaje deslizante que se realizó ya que se dispuso de un pedazo de tubo al que va soldado el motor y el mismo va a deslizarse sobre el eje.

Figura 136. Disposición del montaje del motor encargado de modificar el camber



Fuente: Autores

Finalmente se soldó las platinas al banco y se acopló todo el conjunto mencionado anteriormente al banco (Ver figura 138).

Figura 137. Montaje del motor encargado de modificar el camber



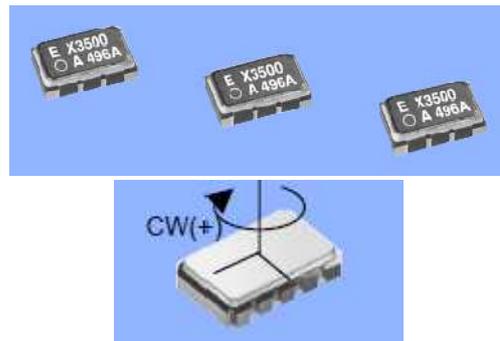
Fuente: Autores

3.1.2.6 Selección e implementación de los sensores

- **Sensor implementado para la medición del ángulo de caída de la rueda**

El sensor que se ha implementado para poder apreciar la variación del camber es un sensor de giro (sensor de velocidad angular) XV - 3500CB.

Figura 138. Sensor de giro XV – 3500CB



Fuente: <http://www.alldatasheet.com/datasheet-pdf/pdf/272730/EPSONTOYOCOM/XV-3500CB.html>

Este módulo puede ayudar a los usuarios grabar la velocidad angular instantánea en conjunción con los circuitos periféricos y proporcionar los datos necesarios para analizar la rotación de objetos. Este tiene una amplia aplicación en el control inteligente, automóvil, instalaciones deportivas, juguetes una cámara digital. Este sensor va ir localizado en el conjunto muelle amortiguador, para que pueda de esta manera apreciar la variación o modificación del ángulo de caída o camber (Ver figura 140).

Figura 139. Ubicación del sensor encargado de apreciar la variación del camber



Fuente: Autores

Se seleccionó este sensor debido a las prestaciones que nos ofrece tanto en lo funcional como en el aspecto económico, debido a que el funcionamiento del banco que se está diseñando tenemos que apreciar variaciones en el mecanismo de modificación del camber y caster y este sensor es factible ya que puede apreciar variaciones angulares tanto en el eje x e y, y z para apreciar estas dos magnitudes y de esta manera facilitando así la funcionalidad del banco en cuestión que estamos diseñando[13].

- **Sensor implementado para la medición del ángulo de avance o caster**

El sensor que se ha implementado para la modificación del caster o ángulo de avance es el mismo descrito anteriormente para el camber, y va ir acoplado en la misma posición ya que va hacer el mismo sensor el que va apreciar variaciones tanto en el eje x e y para de esta manera apreciar variaciones tanto del camber como del caster (Ver figura 141).

Figura 140. Ubicación del sensor encargado de apreciar la variación del caster



Fuente: Autores

- **Sensor implementado para la medición del ángulo de giro de las ruedas directrices**

El sensor que se ha implementado para poder apreciar el ángulo de giro de las ruedas directrices es el mismo aplicado tanto para el camber y caster.

Este sensor va a ir ubicado en los discos giratorios correspondientes a cada rueda directriz el mismo que va a apreciar el ángulo de giro tanto de la rueda interior como exterior.

Figura 141. Ubicación del sensor encargado de apreciar la variación del ángulo de giro



Fuente: Autores

- **Sensor implementado para la convergencia y divergencia**

El sensor implementado para poder apreciar la modificación de la convergencia y divergencia va a ser un sensor de distancia por infrarrojos.

Figura 142. Sensor de distancia por infrarrojos GP2D120XJ00F



Fuente: https://www.sparkfun.com/datasheets/Sensors/Infrared/GP2D120XJ00F_SS.pdf

Los sensores de distancia de Sharp son una opción popular para muchos proyectos que requieren mediciones precisas de distancia. Este sensor IR es más económico que los telémetros de sonar, sin embargo, proporciona un rendimiento mucho mejor que otras alternativas IR. El rango de detección de esta versión es de aproximadamente 4 cm a 30 cm (1,5 "a 12") [14].

Este sensor va ir montado sobre cada bieleta de la dirección (Ver figura 144), también se debió adaptar una rueda de teflón para el funcionamiento del sensor.

Figura 143. Ubicación del sensor para medir la convergencia y divergencia



Fuente: Autores

Se adaptó ruedas de teflón en ambas bieletas de la dirección a una misma distancia para así poder apreciar la variación de la convergencia y divergencia, para lo cual se realizó operaciones de taladrado centrándolo en el torno (Ver figura 145).

Figura 144. Rueda de teflón para el sensor de distancia por infrarrojos



Fuente: Autores

Después se dispuso a colocarlas a presión en cada bieleta de dirección, para de esta manera implementar el sensor de distancia por infrarrojos para apreciar la variación de la convergencia y divergencia.

- Diagramas de flujo del proceso de construcción del banco de pruebas

Figura 145. Diagrama de flujo de construcción de la estructura

Diagrama de Flujo							
Operador/Material/Equipos	Diagrama #1	Hoja 1					
Objetivo: Identificar detalladamente todas las actividades en el proceso de construcción de la estructura del banco de pruebas	Resumen						
	Actividad	Actual	Propuesta	Economía			
Actividad: Construcción de la estructura del banco	Operación	●					
	Inspección	■					
	Transporte	➔					
Método: actual	Espera	◐					
	Almacenamiento	▼					
Compuesto por:	Distancia(m)						
	Tiempo(min)						
Descripción	Cantidad(kg)	Distancia (m)	Tiempo(min)	Símbolo			Observaciones
				●	■	➔	
Adquirir material			ND				▼
Transportar el material			25			➔	
Dimensionamiento del material			40	○			
Corte del material			80	○			
Verificar dimensiones			10		■		
Soldadura de la estructura inferior			60	○			
Soldadura de la estructura superior			60	○			
Dimensionamiento para taladrado			15	○			
Ensamblaje de la estructura			45	○			
Verificar ensamblaje			15		■		
Adquirir planchas de acero			ND				▼
Transportar el material			25			➔	
Medir			15	○			
Cortar el material			30	○			
Taladrado de las planchas de acero			10	○			
Soldadura de las planchas			25	○			
Inspección			10		■		
Adquirir planchas de acero			ND				▼
Transportar el material			20			➔	
Adquirir un eje de transmisión			ND				▼
Transportar el material			10			➔	
Dimensionamiento del material			15	○			
Corte del material			25	○			
Soldadura del eje al disco			60	○			
Adquirir rodamento axial de bolas			ND				▼
Montaje del plato a la estructura			160	○			
Inspección			20		■		
Esmerilado de Soldaduras			60	○			

Fuente: Autores

Figura 146. Diagrama de flujo de construcción del mecanismo de camber y caster

Diagrama de Flujo									
Operador/Material/Equipos	Diagrama #1		Hoja 2						
Objetivo: Identificar detalladamente todas las actividades en el proceso de construcción de los mecanismos de modificación del camber y caster.	Resumen								
	Actividad	Actual	Propuesta	Economía					
Operación									
Inspección									
Transporte									
Espera									
Almacenamiento									
Compuesto por:	Distancia(m)								
	Tiempo(min)								
Descripción	Cantidad (kg)	Distancia (m)	Tiempo (min)	Símbolo					
									Observaciones
Adquirir material(Acero y bronce)			ND						
Transportar el material			25						
Dimensionamiento del material			30						
Corte del material			45						
Torneado del material			1000						
Verificar medidas			15						
Armado de la estructura			120						
Soldadura			45						
Acoplamiento de ejes			35						
Acoplamiento de bujes de bronce			90						
Colocación de seguros			40						
Verificar acoplamientos			10						
Soldadura			10						
Acoplamientos de tuercas			25						
Soldadura			10						
Acoplamiento a a la estructura			25						

Fuente: Autores

Figura 147. Diagrama de flujo de construcción y adaptación del sistema de dirección

Diagrama de Flujo									
Operador/Material/Equipos	Diagrama #1		Hoja 3						
Objetivo: Identificar detalladamente todas las actividades en el proceso de adaptación del sistema de dirección.	Resumen								
	Actividad	Actual	Propuesta	Economía					
Actividad: Adaptación del sistema de dirección.	Operación								
	Inspección								
Método: actual	Transporte								
	Espera								
Compuesto por:	Almacenamiento								
	Distancia(m)								
Tiempo(min)									
Descripción	Cantidad(kg)	Distancia (m)	Tiempo(min)	Símbolo					
									Observaciones
Adquirir elementos			ND						
Transportar elementos			25						
Medir(barra de dirección)			10						
Marcar			8						
Cortar			20						
Soldar			25						
verificar			10						
Medir(Abrazaderas de sujeción)			10						
Marcar			5						
Cortar			10						
Montar barra de dirección			20						
Verificar montaje			10						
Forja (Soporte mangueta)			60						
Medir			10						
Marcar			5						
Taladro			15						
Verificar			10						
Soldar la mangueta			25						
Encamizar			40						
Fijar			50						
Medir			5						
Cortar			10						
Soldar			10						
Colocar volante			25						
Verificar			15						
Montaje del plato a la estructura			160						
Inspección			20						
Esmerilado de Soldaduras			60						

Fuente: Autores

Figura 148. Diagrama de flujo de construcción y adaptación del sistema de suspensión

Diagrama de Flujo									
Operador/Material/Equipos	Diagrama #1		Hoja 4						
Objetivo: Identificar detalladamente todas las actividades en el proceso de adaptación y construcción del sistema de suspensión.	Resumen								
	Actividad	Actual	Propuesta	Economía					
Actividad: Adaptaciones del sistema de Suspensión.	Operación 								
	Inspección 								
Método: Actual	Transporte 								
	Espera 								
Compuesto por:	Almacenamiento 								
	Distancia(m)								
	Tiempo(min)								
Descripción	Cantidad(kg)	Distancia (m)	Tiempo(min)	Símbolo					Observaciones
									
Medir (Soporte de suspensión)			5						montaje
Marcar			2						
Cortar			5						
Soldar			10						
Verificar			5						
Medir (barra de torsión)			10						
Marcar			15						
Cortar			10						
Taladrado			10						
Soldadura			15						
Limado			60						
Verificar			10						
Montaje			20						
Verificar			10						
Medir			15						
Marcar			10						
Cortar			10						
Taladrado			15						
Soldar			40						
Montaje			50						
Verificar			15						

Fuente: Autores

Figura 149. Diagrama de flujo de la adaptación de los motores de corriente continua

Diagrama de Flujo									
Operador/Material/Equipos	Diagrama #1		Hoja 5						
Objetivo: Identificar detalladamente todas las actividades en el proceso de adaptación de los motores de corriente continua con aplicación a limpiaparabrisas.	Resumen								
	Actividad		Actual	Propuesta	Economía				
	Operación	●							
	Inspección	■							
	Transporte	➔							
Actividad: Adaptaciones de los motores.	Espera	◐							
	Almacenamiento	▼							
Método: actual	Distancia(m)								
	Tiempo(min)								
Compuesto por:	Distancia(m)								
	Tiempo(min)								
Descripción	Cantidad(kg)	Distancia (m)	Tiempo(min)	Símbolo					
				●	■	➔	◐	▼	Observaciones
Adquirir materiales			ND					▼	
Medir (Eje de deslizamiento)			15	○					
Marcar			10	○					
Cortar			25	○					
Taladrado			50	○					
Machuelado			60	○					
Verificar			15		□				
Medir(Platina de soporte)			10	○					
Marcar			5	○					
Cortar			10	○					
Soldar			10	○					
Verificar			10	○	□				
Adquirir materiales			ND					▼	
Soldar tuercas al eje			25	○					
Soldar tubo guia al motor			10	○					
Esmerilar			10	○					
Montaje			25	○					
Verificar			15		□				

Fuente: Autores

Figura 150. Diagrama de flujo de la operación de pintura del banco

Diagrama de Flujo										
Operador/Material/Equipos	Diagrama #1		Hoja 6							
Objetivo: Identificar detalladamente todas las actividades en el proceso de pintura del banco de pruebas.	Resumen									
	Actividad	Actual	Propuesta	Economía						
Actividad: Pintura del banco de pruebas.	Operación									
	Inspección									
	Transporte									
	Espera									
Método: actual	Almacenamiento									
	Compuesto por:	Distancia(m)								
	Tiempo(min)									
Descripción	Cantidad(kg)	Distancia (m)	Tiempo(min)	Símbolo					Observaciones	
										
Adquirir materiales			ND							
Macillar			60							
Lijar			300							
Limpiar el banco			60							
Forrar componentes del banco			45							
Preparar la pintura			15							
Pintar de color rojo la estructura			45							
Esperar que seque la pintura			25							
Forrar la estructura del banco			25							
Pintar los componentes del banco			15							
Esperar que seque la pintura			25							
Quitar forros del banco			15							

Fuente: Autores

Figura 151. Diagrama de flujo de la parte electrónica del banco

Diagrama de Flujo										
Operador/Material/Equipos	Diagrama #1		Hoja 7							
Objetivo: Identificar detalladamente todas las actividades en el proceso de adaptación del sistema Electrónico.	Resumen									
	Actividad	Actual	Propuesta	Economía						
Actividad: Adaptación sistema electrónico.	Operación									
	Inspección									
	Transporte									
	Espera									
Método: Actual	Almacenamiento									
	Compuesto por:	Distancia(m)								
	Tiempo(min)									
Descripción	Cantidad(kg)	Distancia (m)	Tiempo(min)	Símbolo					Observaciones	
										
Adquirir materiales			ND							
Transportar materiales			200							
Diseño de circuitos			2400							
Programación y simulación			2400							
Diseño de placas de potencia			120							
Diseño de placas de control			120							
Diseño de placa multiplexor de ensosres			120							
Montaje de sensores			240							
Verificar sensores			100							
Montaje del tablero de control			60							
Montaje de la pantalla			15							
Montaje de reles			25							
Montaje de placas			25							
Colocacion de canaletas			60							
Cableado de sensores y motores			300							
Pruebas de funcionamiento			2400							
Afinamiento del sistema			500							

Fuente: Autores

CAPÍTULO IV

4. AUTOMATIZACIÓN DEL BANCO MEDIANTE LA IMPLEMENTACIÓN DE SISTEMAS DE CONTROL E INSTRUMENTACIÓN

4.1 Introducción a los microcontroladores

4.1.1 *Microcontrolador*. Un microcontrolador (abreviado μC , UC o MCU) es un circuito integrado programable, capaz de ejecutar las órdenes grabadas en su memoria. Está compuesto de varios bloques funcionales, los cuales cumplen una tarea específica. Un microcontrolador incluye en su interior las tres principales unidades funcionales de una computadora: unidad central de procesamiento, memoria y periféricos de entrada/salida.

Algunos microcontroladores pueden utilizar palabras de cuatro bits y funcionan a velocidad de reloj con frecuencias tan bajas como 4 kHz, con un consumo de baja potencia. Por lo general, tendrá la capacidad para mantener la funcionalidad a la espera de un evento como pulsar un botón o de otra interrupción, el consumo de energía durante el sueño (reloj de la CPU y los periféricos de la mayoría) puede ser sólo nanovatios, lo que hace que muchos de ellos muy adecuados para aplicaciones con batería de larga duración. Otros microcontroladores pueden servir para roles de rendimiento crítico, donde sea necesario actuar más como un procesador digital de señal (DSP), con velocidades de reloj y consumo de energía más altos.

Al ser fabricados, la memoria ROM del microcontrolador no posee datos. Para que pueda controlar algún proceso es necesario generar o crear y luego grabar en la EEPROM o equivalente del microcontrolador algún programa, el cual puede ser escrito en lenguaje ensamblador u otro lenguaje para microcontroladores; sin embargo, para que el programa pueda ser grabado en la memoria del microcontrolador, debe ser codificado en sistema numérico hexadecimal que es finalmente el sistema que hace trabajar al microcontrolador

cuando éste es alimentado con el voltaje adecuado y asociado a dispositivos analógicos y discretos para su funcionamiento.

4.1.1.1 *Historia.* El primer microprocesador fue el Intel 4004 de 4 bits, lanzado en 1971, seguido por el Intel 8008 y otros más capaces. Sin embargo, ambos procesadores requieren circuitos adicionales para implementar un sistema de trabajo, elevando el costo del sistema total.

El Instituto Smithsonian dice que los ingenieros de Texas Instruments Gary Boone y Michael Cochran lograron crear el primer microcontrolador, TMS 1000, en 1971; fue comercializado en 1974. Combina memoria ROM, memoria RAM, microprocesador y reloj en un chip y estaba destinada a los sistemas embebidos.

Debido en parte a la existencia del TMS 1000, Intel desarrolló un sistema de ordenador en un chip optimizado para aplicaciones de control, el Intel 8048, que comenzó a comercializarse en 1977. Combina memoria RAM y ROM en el mismo chip y puede encontrarse en más de mil millones de teclados de compatible IBM PC, y otras numerosas aplicaciones.

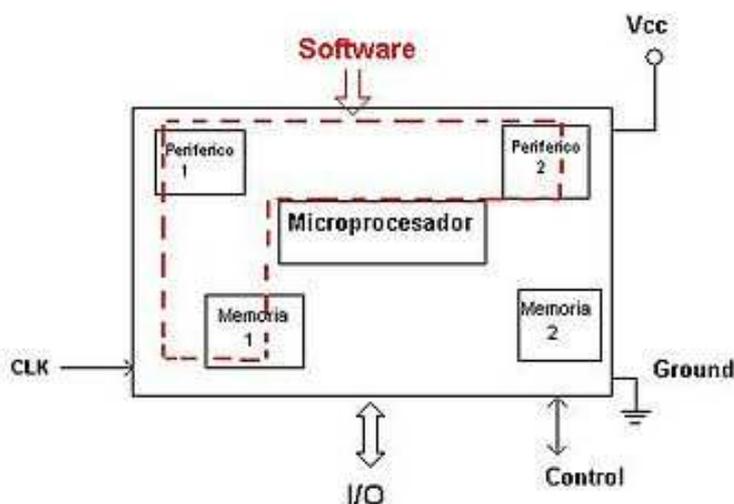
La mayoría de los microcontroladores en este momento tienen dos variantes. Unos tenía una memoria EPROM reprogramable, significativamente más caros que la variante PROM que era sólo una vez programable. Para borrar la EPROM necesita exponer a la luz ultravioleta la tapa de cuarzo transparente. Los chips con todo opaco representaban un coste menor.

En 1993, el lanzamiento de la EEPROM en los microcontroladores (comenzando con el microchip PIC16x84) permite borrarla eléctrica y rápidamente sin necesidad de un paquete costoso como se requiere en EPROM, lo que permite tanto la creación rápida de prototipos y la programación en el sistema. El mismo año, Atmel lanza el primer microcontrolador que utiliza memoria flash. Otras compañías rápidamente siguieron el ejemplo, con los dos tipos de memoria.

El costo se ha desplomado en el tiempo, con el más barato microcontrolador de 8 bits disponible por menos de 0,25 dólares para miles de unidades en 2009, y algunos microcontroladores de 32 bits a 1 dólar por cantidades similares. En la actualidad los microcontroladores son baratos y fácilmente disponibles para los aficionados, con grandes comunidades en línea para ciertos procesadores.

4.1.1.2 *Características.* Esquema de un microcontrolador (Ver figura 153), vemos al microcontrolador metido dentro de un encapsulado de circuito integrado, con su procesador (CPU), buses, memoria, periféricos y puertos de entrada/salida. Fuera del encapsulado se ubican otros circuitos para completar periféricos internos y dispositivos que pueden conectarse a los pines de entrada/salida. También se conectarán a los pines del encapsulado la alimentación, masa, circuito de completamiento del oscilador y otros circuitos necesarios para que el microcontrolador pueda trabajar.

Figura 152. Estructura de un microcontrolador



Fuente: <http://www.neoteo.com/microcontroladores>

Los microcontroladores son diseñados para reducir el costo económico y el consumo de energía de un sistema en particular. Por eso el tamaño de la unidad central de procesamiento, la cantidad de memoria y los periféricos incluidos dependerán de la aplicación. El control de un electrodoméstico sencillo como una batidora utilizará un procesador muy pequeño (4 u 8 bits) porque sustituirá a un autómata finito. En cambio, un

reproductor de música y/o vídeo digital (MP3 o MP4) requerirá de un procesador de 32 bits o de 64 bits y de uno o más códecs de señal digital. El control de un sistema de frenos ABS (*Antilock brake system*) se basa normalmente en un microcontrolador de 16 bits, al igual que el sistema de control electrónico del motor en un automóvil.

Los microcontroladores representan la inmensa mayoría de los chips de computadoras vendidos, sobre un 50% son controladores "simples" y el restante corresponde a DSPs más especializados. Mientras se pueden tener uno o dos microprocesadores de propósito general en casa, usted tiene distribuidos seguramente entre los electrodomésticos de su hogar una o dos docenas de microcontroladores. Pueden encontrarse en casi cualquier dispositivo electrónico como automóviles, lavadoras, hornos microondas, teléfonos, etc.

Un microcontrolador difiere de una unidad central de procesamiento normal, debido a que es más fácil convertirla en una computadora en funcionamiento, con un mínimo de circuitos integrados externos de apoyo. La idea es que el circuito integrado se coloque en el dispositivo, enganchado a la fuente de energía y de información que necesite, y eso es todo. Un microprocesador tradicional no le permitirá hacer esto, ya que espera que todas estas tareas sean manejadas por otros chips. Hay que agregarle los módulos de entrada y salida y la memoria para almacenamiento de información.

Un microcontrolador típico tendrá un generador de reloj integrado y una pequeña cantidad de memoria de acceso aleatorio y/o ROM/EPROM/EEPROM/flash, con lo que para hacerlo funcionar todo lo que se necesita son unos pocos programas de control y un cristal de sincronización. Los microcontroladores disponen generalmente también de una gran variedad de dispositivos de entrada/salida, como convertidor analógico digital, temporizadores y buses de interfaz serie especializados, como I²C y CAN. Frecuentemente, estos dispositivos integrados pueden ser controlados por instrucciones de procesadores especializados. Los modernos microcontroladores frecuentemente incluyen un lenguaje de programación integrado, como el lenguaje de programación BASIC que se utiliza bastante con este propósito. Los microcontroladores negocian la velocidad y la flexibilidad para facilitar su uso [15].

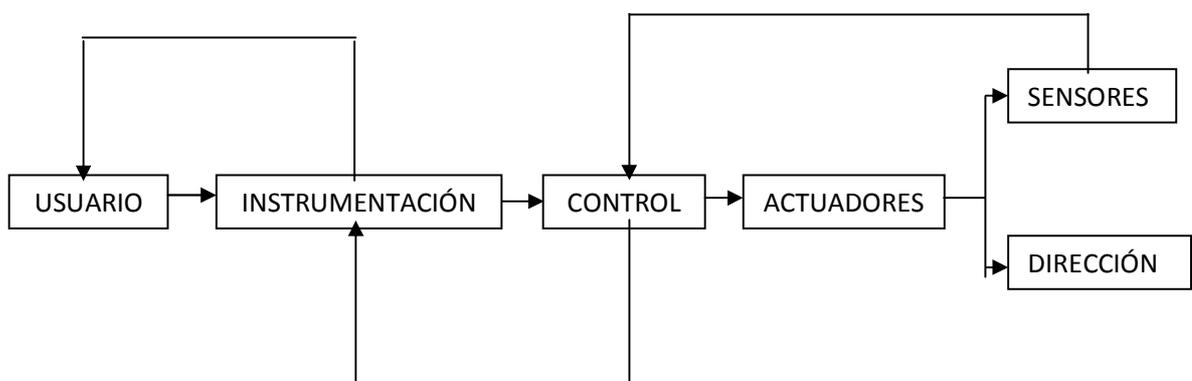
4.2 Importancia de la instrumentación y el control en el banco

4.2.1 *Necesidad de sistemas de control en el banco.* Por la automatización que se va a implementar en el banco, consecuentemente con la precisión necesaria en el manejo de datos, ángulos de giro y cotas de dirección, es fundamental dotar de sistemas de control que sean aptos para cumplir las funciones anteriormente citadas. Los sistemas de control en el banco de la geometría de la dirección deberán ser estos capaces de desarrollar las siguientes funciones:

- Controlar las modificaciones efectuadas por medio del usuario a través de los sistemas de instrumentación del banco.
- Comandar los mecanismos que son designados para efectuar la modificación de las cotas del sistema de dirección.
- Comunicar a los sistemas de instrumentación sobre modificaciones efectuadas en el banco.

En un diagrama de bloques, los sistemas de control del banco en conjunto recibirán señales de comando de los sistemas de instrumentación dictados por el usuario, procesarán la información y comandarán los actuadores necesarios para efectuar dichas gestiones, para posteriormente comunicar de las modificaciones hechas en los sistemas de instrumentación y estos a su vez al usuario (Ver figura 154).

Figura 153. Flujo de información en el banco



Fuente: Autores

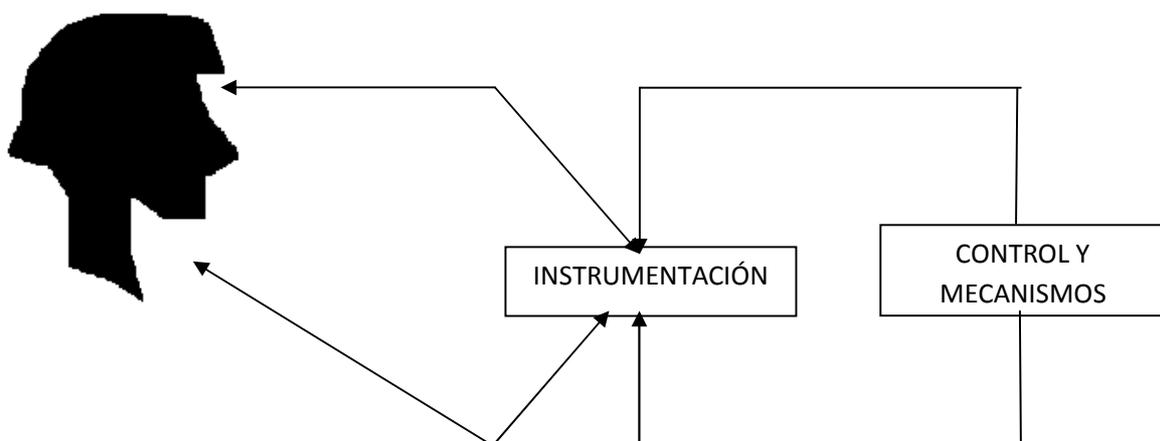
4.2.2 *Necesidad de sistema de instrumentación en el banco.* Después de analizar la gran importancia de la automatización y el control en el comando sumado al manejo de información, se ve la necesidad de construir un medio que sea adecuado para la interacción entre el usuario y los mecanismos de modificación del banco de la geometría de la dirección, los sistemas de instrumentación que utilizaran en el banco deben permitir apropiadamente la interacción con el usuario

Los sistemas de instrumentación en el banco realizaran las siguientes funciones:

- Permitir una interacción apropiada y óptima con el usuario en el manejo y muestra de información.
- Generar señales de ingreso para los sistemas de control del banco con la ayuda de comandos que van a ser dirigidos por el usuario.
- Recibir información de los sistemas de control y permitir la visualización de esta.

La función principal que desarrollara la instrumentación será la de permitir la interacción entre usuario y sistema de control para de esta manera generar el ingreso y salida de información como se muestra a continuación en el siguiente diagrama.

Figura 154. Interacción entre usuario y sistemas del banco



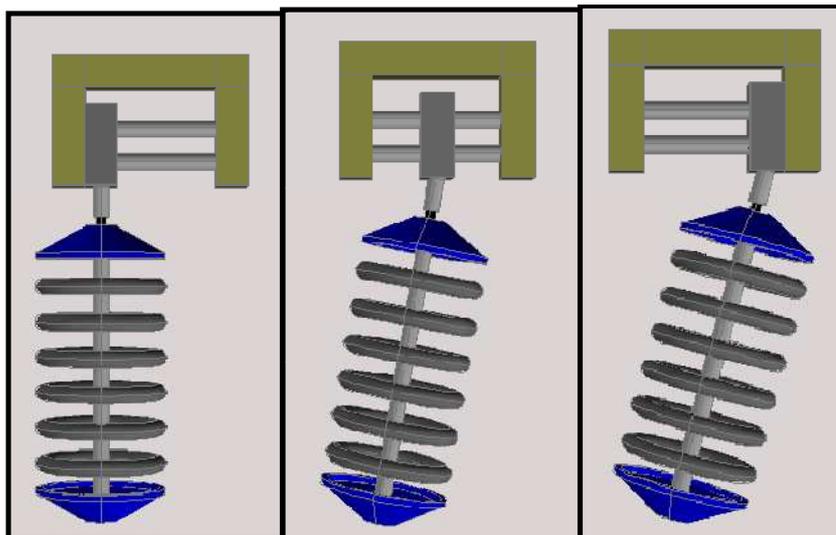
Fuente: Autores

4.3 Automatización de los mecanismos del banco mediante la implementación de sistemas de control

4.3.1 Automatización en la modificación del camber y el caster

4.3.1.1 *Mecanismos empleados en el control.* Empezaremos mencionando que para que se pueda regular el valor del ángulo de caída de la rueda (camber) se empleara un mecanismo de modificación del camber y un sensor para poder medir de esta manera el ángulo de caída de la rueda, también se tomara en cuenta la implementación de un motor de corriente continua, que va a proporcionar al sistema de una velocidad angular la misma que va a ser transformada con la ayuda de un tornillo en velocidad lineal y de esta manera permitir los avances y retrocesos del eje de la torreta McPherson, llegando con esto a modificar el camber (Ver figura 156), los mecanismos serán comandados por el sistema de control del banco, el cual mediante los sensores que van a ser implementados podremos apreciar el ángulo girado con lo que se logrará la automatización del proceso.

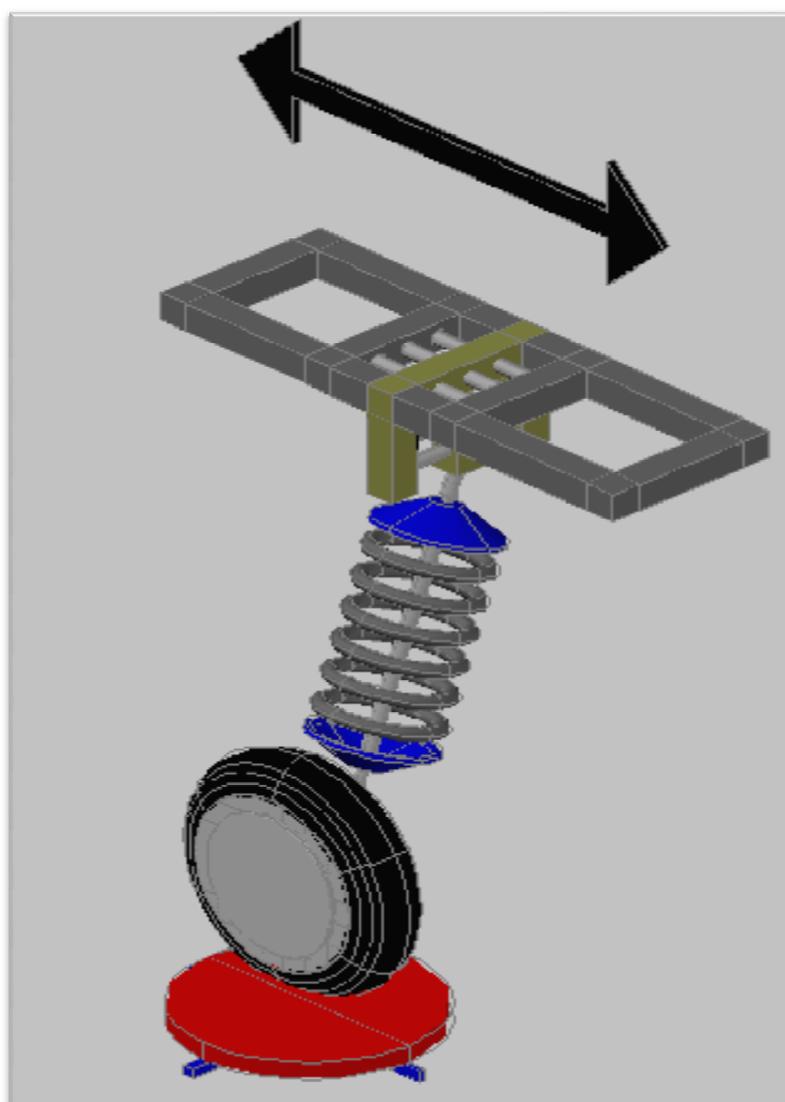
Figura 155. Modificación del camber



Fuente: Autores

De igual forma para poder apreciar el ángulo de avance de la rueda o caster, se procederá a la utilización del mecanismo de modificación del camber y el respectivo sensor para poder de esta manera efectuar la medición del ángulo de avance de la rueda, para la modificación de este ángulo también se necesitara de un motor de corriente continua, esta velocidad angular será transformada por un tornillo en velocidad lineal y permitirá los avances y retrocesos del eje de la torreta McPherson pero en este caso en sentido transversal (Ver figura 157).

Figura 156. Avances transversales de la torreta



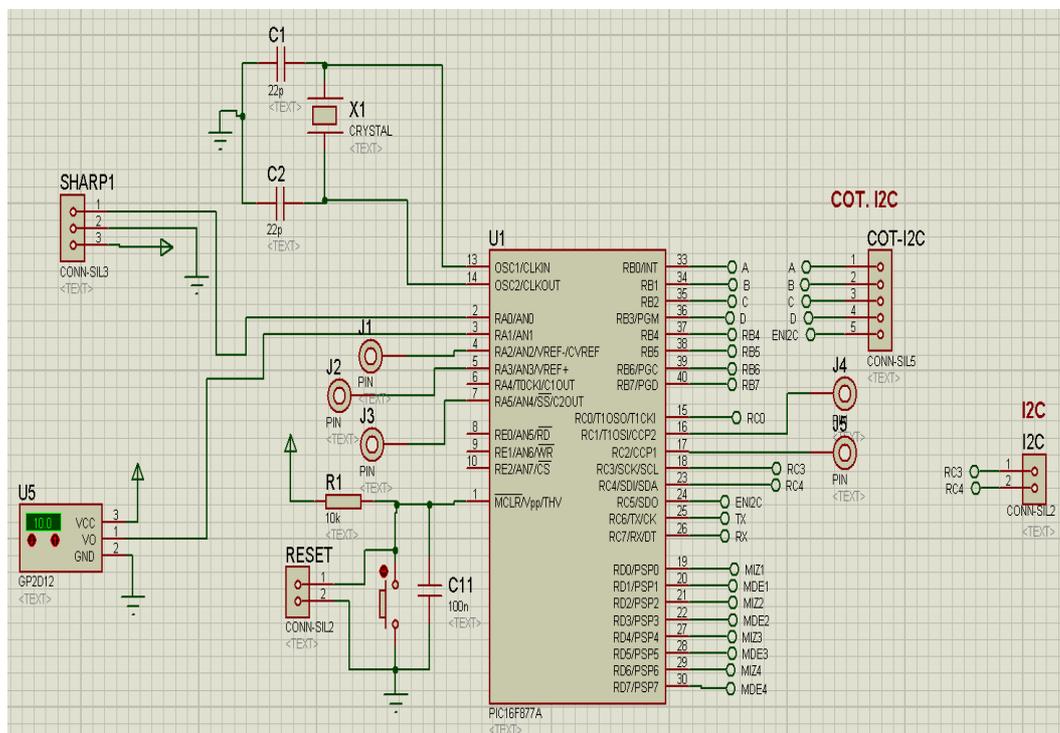
Fuente: Autores

4.3.2 *Circuitos electrónicos del banco.* Los circuitos electrónicos por los que está constituido el banco de pruebas se dividen en tres circuitos principales:

- 1) Circuito de control.
- 2) Circuito de sensores.
- 3) Circuito de potencia.

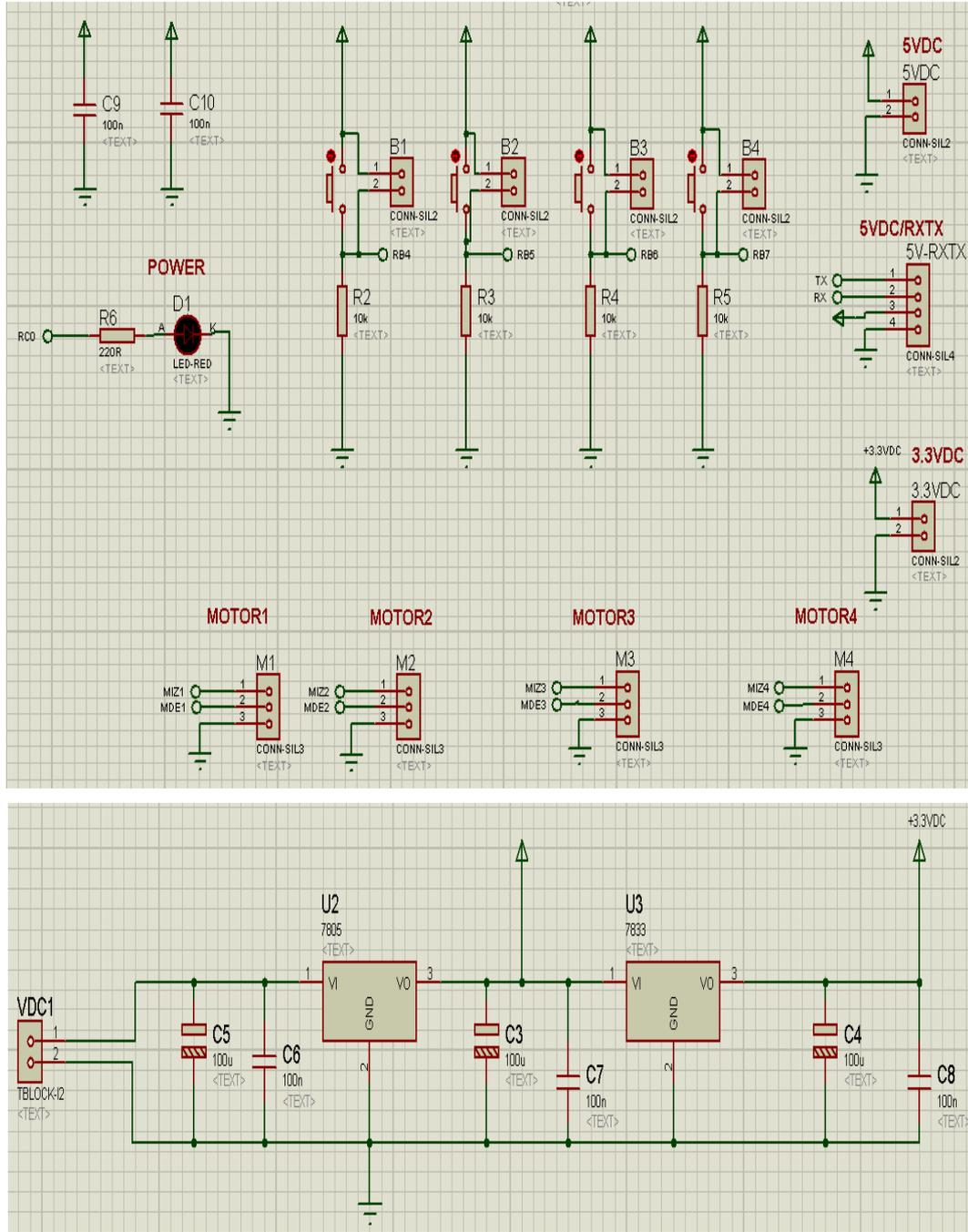
4.3.2.1 *Circuito de control.* El circuito de control está constituido por el microcontrolador PIC16877A, por dos medidores de distancia que son SHARP1 Y U5, por el conector COT.12C que es de los sensores de ángulo, también de una fuente de alimentación y un módulo 5VDC-RXTX que es para la comunicación entre el microcontrolador y la pantalla GLCD, también por conectores y pulsadores para cada motor que se va a controlar que en total son cuatro motores de corriente continua con aplicación a limpiaparabrisas.

Figura 157. Circuito de control 1



Fuente: Autores

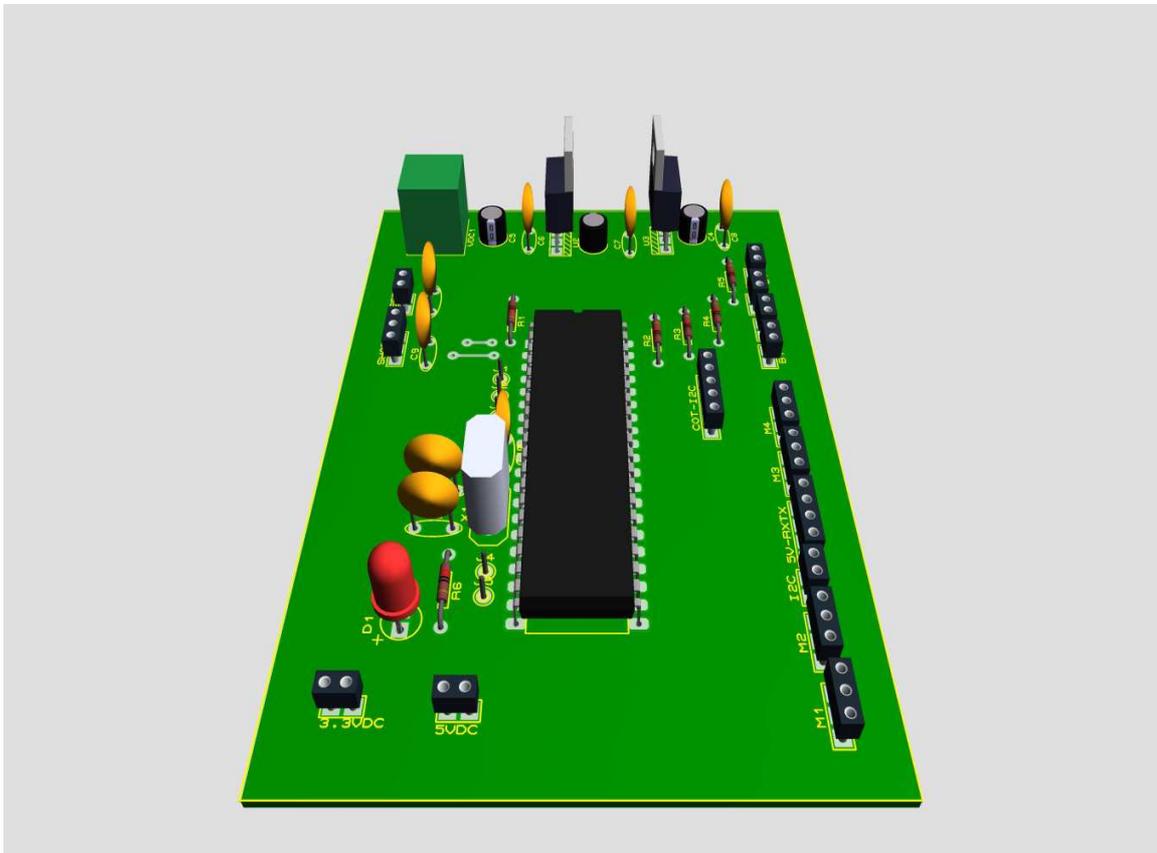
Figura 158. Circuito de control 2



Fuente: Autores

La fuente de alimentación consta de dos reguladores 7805, por dos razones la primera es porque el mismo funciona con 5V y los sensores trabajan con 3,3 V; también consta de 6 capacitores de 100μF.

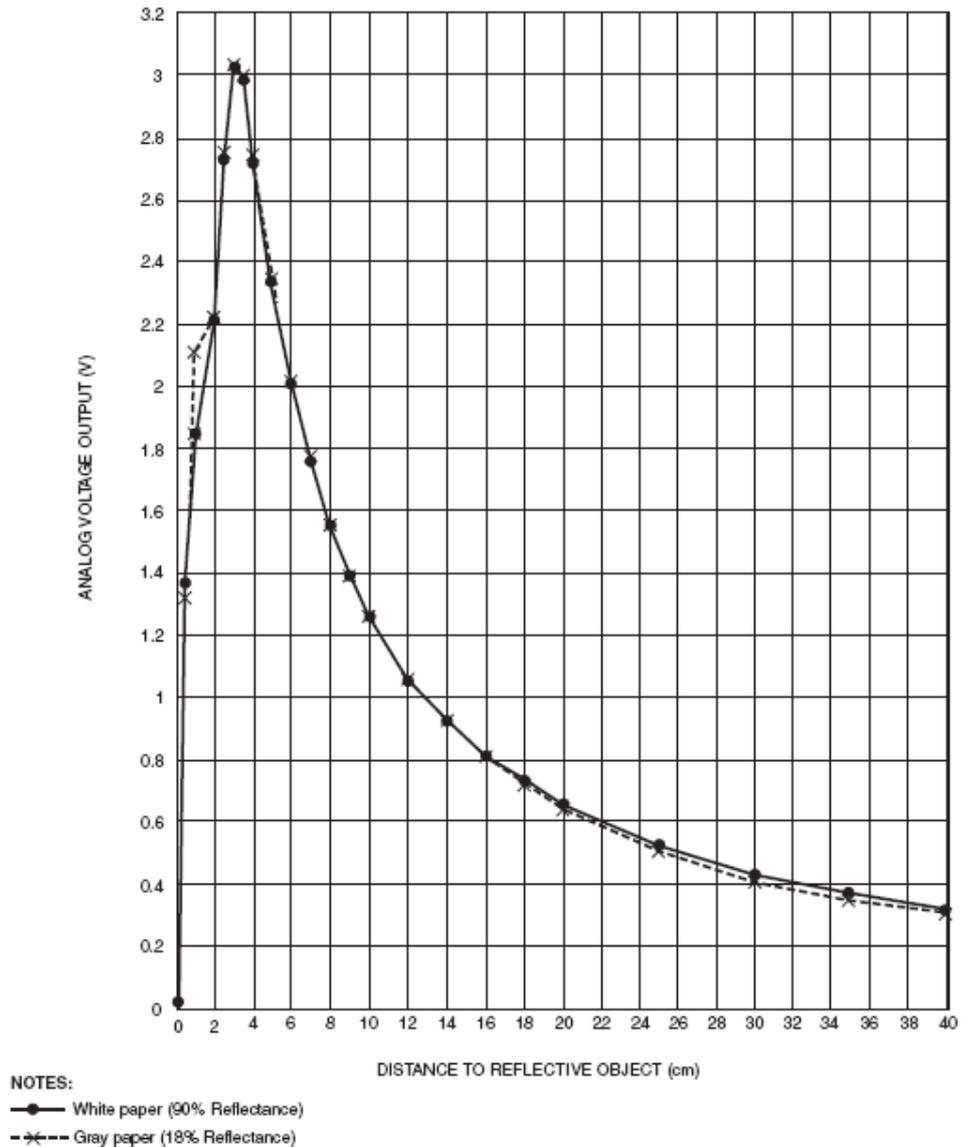
Figura 159. Vista en 3D del circuito de control



Fuente: Autores

Para la conexión al GLCD se requiere de una comunicación serial a través del módulo 5VDC-RYTX, el mismo que contiene 4 pines y la comunicación se realiza a través de estos, funciona de la siguiente manera recibimos voltajes de los sensores por ejemplo del de distancia (Ver figura 157) y el de ángulo a través del conector COT.12C, lo que hace el micro es recibir esa información y procesarla y mostrarla en el GLCD y comandar cada vez que se pulsa el botón en la pantalla viene la información del GLCD al micro a través del pin Tx del módulo 5VDC-RXTX y va hacia el micro, y cuando el micro quiere enviar la información lo hace a través del Tx del mismo al Rx del módulo 5VDC-RXTX y todas estas operaciones las procesa el micro.

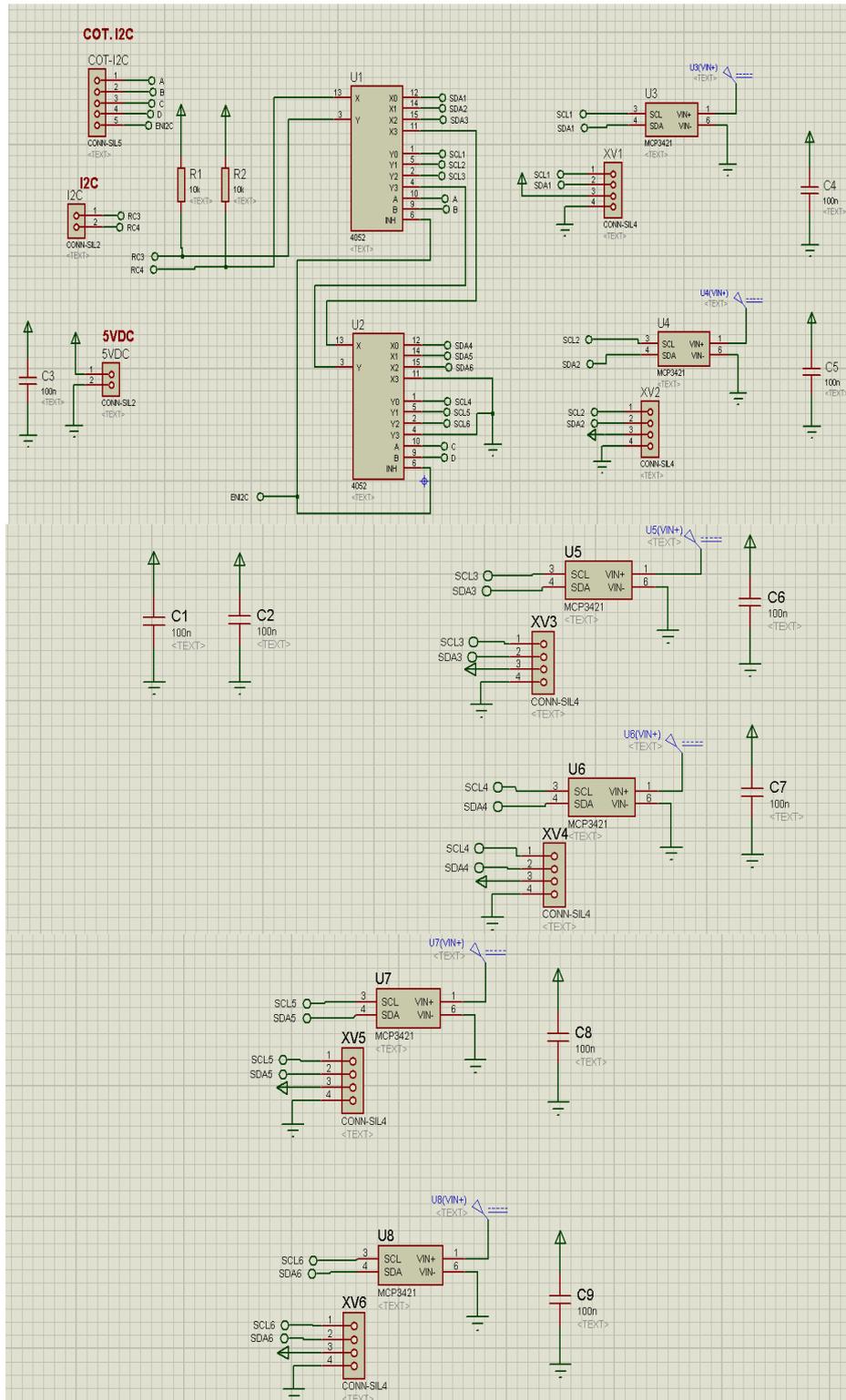
Figura 160. Señal del sensor de distancia



Fuente: <http://www.hetpro-store.com/images/stories/irsensor.pdf>

4.3.2.2 *Circuito de los sensores.* En este circuito constan los seis sensores que se va a disponer para para poder apreciar mediante dos sensores lo que es el ángulo de giro de las ruedas directrices, dos sensores de distancia para lo que es la convergencia y divergencia, y dos sensores de ángulo para lo que es el ángulo de avance y caída de la rueda izquierda como de la derecha.

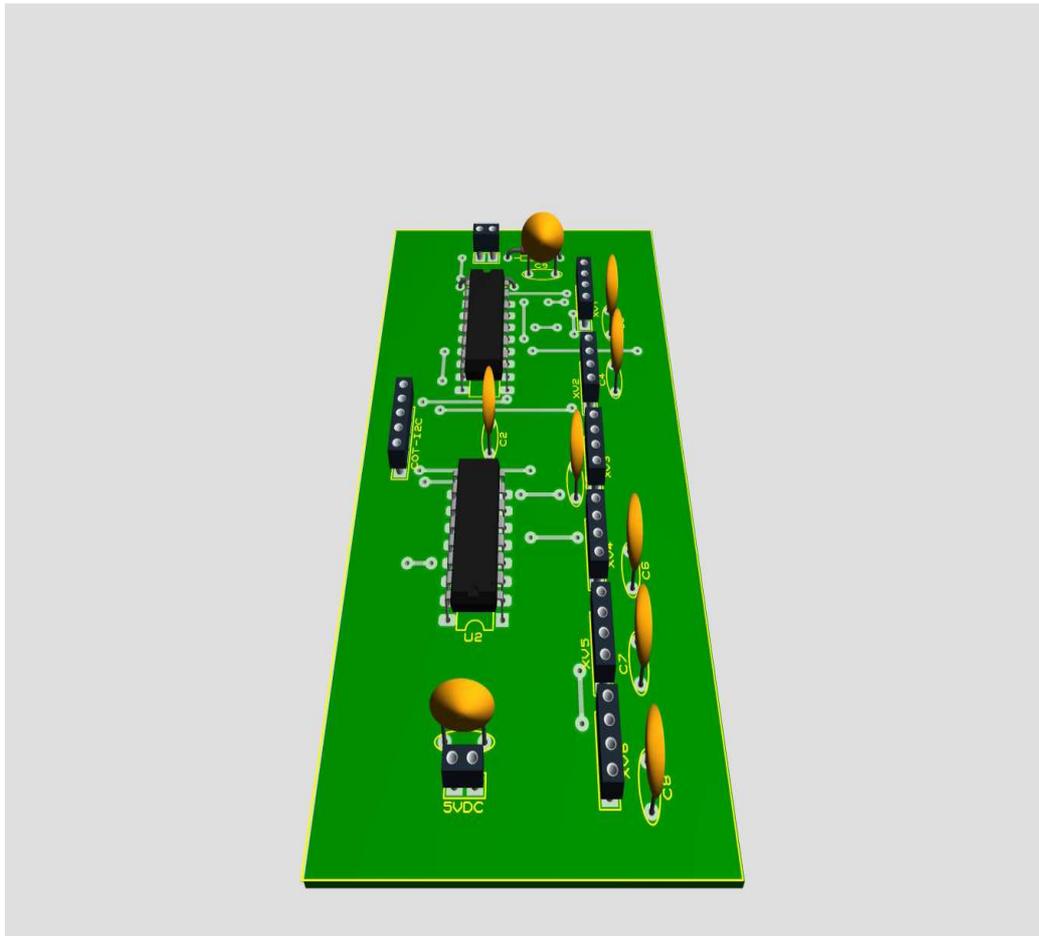
Figura 161. Circuito de los sensores



Fuente: Autores

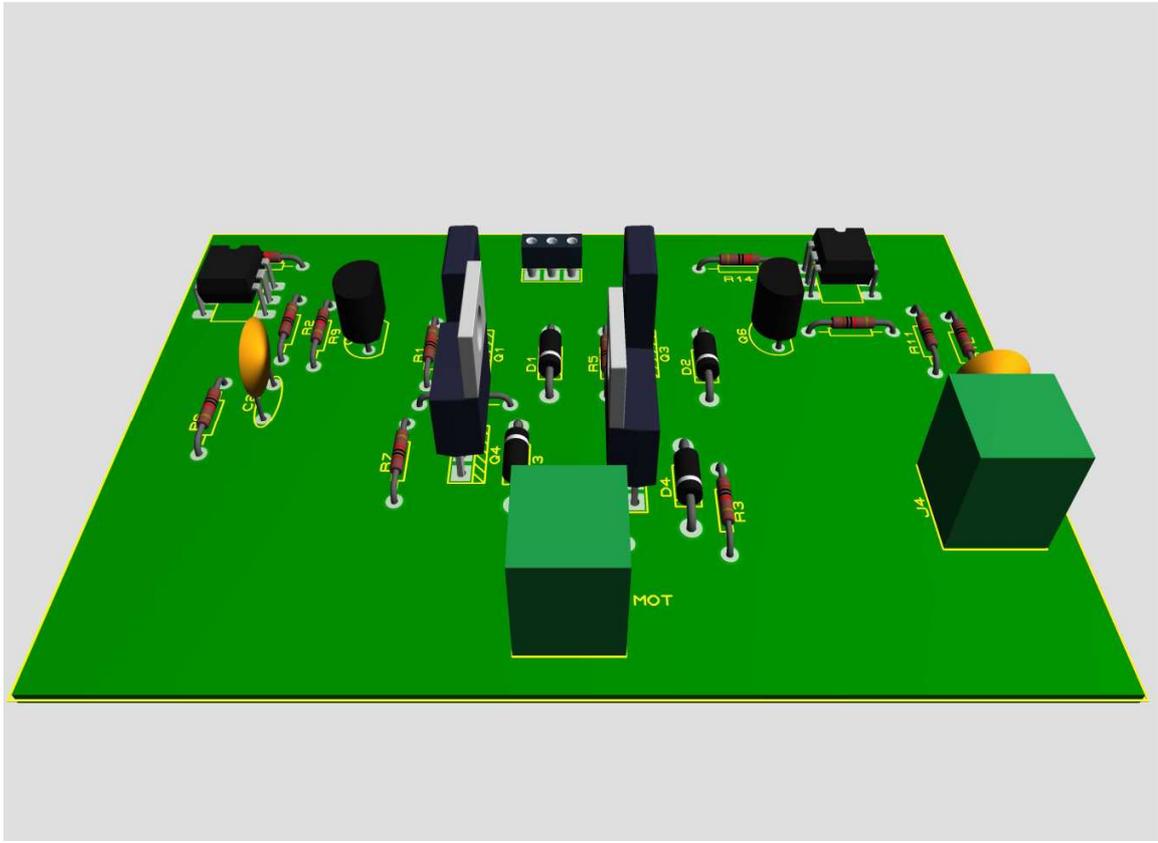
Todos los datos sensados en el circuito (Ver figura 163), son enviados a través del conector COT.12C, al microcontrolador en donde van a ser almacenadas y procesadas.

Figura 162. Vista 3D del circuito de los sensores



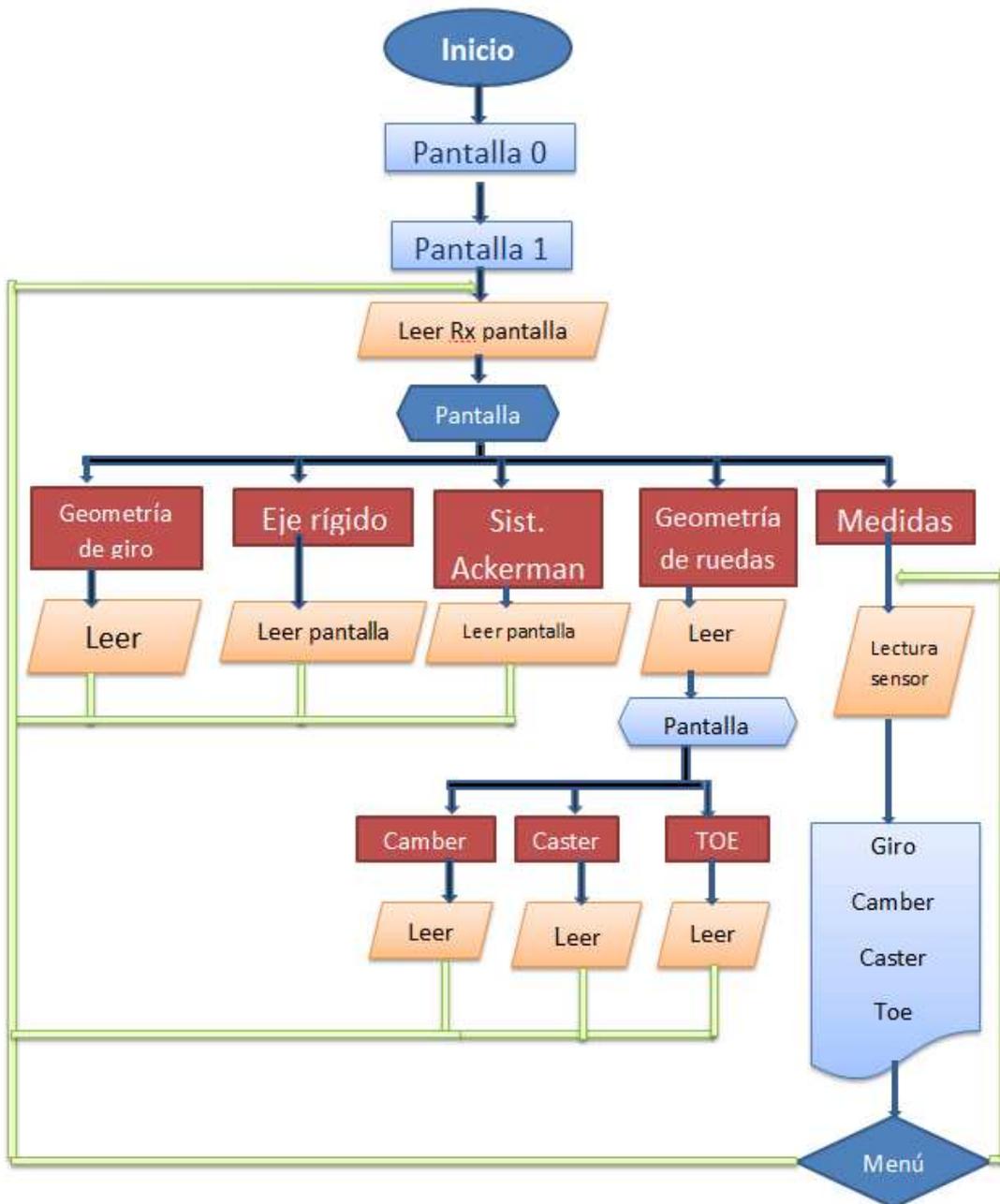
Fuente: Autores

4.3.2.3 *Circuito de potencia.* Es el encargado de comandar los motores , ese control se lo hace a través del conector J3 para cada motor, por eso se disponen de cuatro conectores para cada motor a este circuito se lo conoce como puente H, para que se dé el giro del motor se dispone de cuatro transistores MOSFET IRE9504NL los que están con la siguiente designación respectivamente: Q1, Q2, Q3, Q4; que son una especie de interruptores los mismos que para que se dé el giro del motor se debe cerrar Q1 para que pase la corriente y haga girar el motor y cierre también Q2 para que haya salida a tierra, mientras Q3 y Q4 deben permanecer abiertos.



Fuente: Autores

4.4 Diagrama de flujo



CAPÍTULO V

5. ELABORACIÓN DE LAS GUÍAS DE PRÁCTICA REALIZABLES EN EL BANCO DIDÁCTICO DE LA GEOMETRÍA DE LA DIRECCIÓN

5.1 Importancia de las guías de práctica

Las guías de práctica son importantes, porque:

- Representan la forma más adecuada de mostrar el alcance del banco didáctico de la geometría de dirección con respecto al análisis en el diseño o modificación de sistemas de dirección.
- Permiten evaluar de una manera más propicia los rangos de modificación que se pueden realizar en las cotas, las fuerzas actuantes y esfuerzos generados por las cotas angulares implantadas; el incremento o disminución del desgaste en las bandas de rodadura, además de referencias significativas en el diseño de los elementos de la dirección.

Se evaluarán distintos parámetros en la modificación y diseño de la geometría de dirección, así los estudiantes interactuarán con las prácticas propuestas, esto generará un aprendizaje efectivo y que fomente la evaluación de criterios de diseño, modificación, esfuerzos creados, estabilidad del automóvil y desgaste de las ruedas, mediante el análisis de los resultados y conclusiones, obtenidos en estas evaluaciones.

5.2 Prácticas realizables en el banco didáctico funcional de la geometría de la dirección

Las prácticas se dividirán en dos grupos: prácticas relacionadas con la geometría de giro y prácticas relacionadas con la geometría de las ruedas, las que permitirán el análisis de resultados en función de diseño, modificación, esfuerzos y desgaste.

Luego de culminar la ejecución de las prácticas, se propondrá un diseño completo de la geometría de dirección, para encontrar las cotas que más se acerquen al cumplimiento de las condiciones ideales de diseño.

Antes de realizar una práctica se deben realizar los siguientes procedimientos:

1. Examinar si existe polvo u otras impurezas en los mecanismos de modificación de los ángulos del camber como del caster así como también en los ejes de desplazamiento de los motores.
2. Lubricar los mecanismos de precisión que son los tornillos, así como también los ejes de deslizamiento de los motores encargados de la modificación del caster, se recomienda no utilizar grasa para la lubricación de los componentes mencionados debido a que con la presencia de polvo se convierte en una pasta abrasiva que ocasiona prematuro desgaste en los componentes.
3. En cuanto al comportamiento del control del banco se accionará un interruptor de encendido y este encenderá un led que indicará que el sistema esta energizado y listo para ser utilizado.
4. Luego de accionado el interruptor y energizados los componentes se enciende el GLCD y el banco está listo para ser manipulado.

Posteriormente se puede visualizar la pantalla de presentación en el GLCD (Ver figura 166).

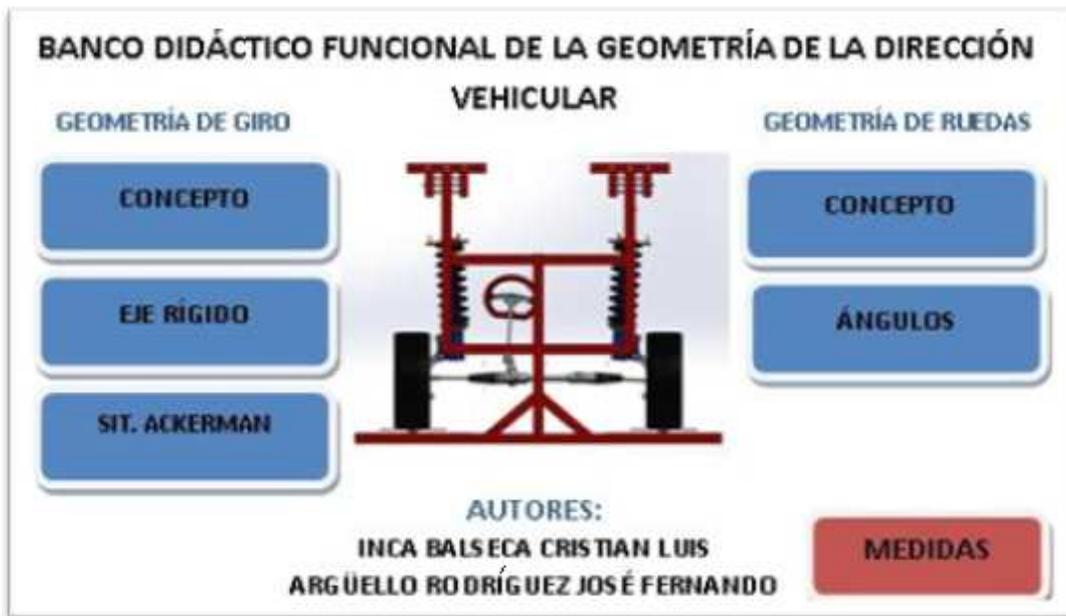
Figura 165. Pantalla de presentación



Fuente: Autores

La siguiente pantalla es la de menú(Ver figura 167).

Figura 166. Pantalla de menú



Fuente: Autores

En la misma que se puede identificar lo que es geometría de giro y geometría de ruedas, en la misma que disponemos de conceptos y gráficos, y las medidas de las cotas de la geometría de la dirección, cabe mencionar que todo esto va a estar incluido en el manual de usuario del banco didáctico funcional (Ver Anexo D).

5.2.1 *Prácticas relacionadas con la geometría de giro.* En estas prácticas se analizará el diseño del sistema de Ackerman, los errores existentes entre los sistemas de dirección ideales y reales y el estudiante podrá evaluar rangos aceptables de error generados en la modificación de las cotas correspondientes.

5.2.1.1 *Práctica 1: Análisis de la geometría de giro (cálculo de la batalla)*

Objetivos

Objetivo general

Comprobar la validez en el diseño y modificación de sistemas de dirección para automóviles, mediante el cálculo de Ackerman, para analizar la estabilidad de las ruedas posteriores o guiadas, a través de la obtención de la batalla de un automóvil.

Objetivos específicos

Realizar el cálculo de la batalla del sistema de dirección mediante el análisis de Ackerman.

Evaluar el desgaste generado en las ruedas posteriores producido por los errores de diseño en función de la variación de la batalla.

Obtener un valor de batalla promedio aceptable, para la estabilidad del automóvil y el desgaste adecuado de los neumáticos.

Marco teórico

Marco práctico

Cálculo de la batalla

Fórmula:

$$\frac{a}{L} = \cot \alpha - \cot \beta \quad (38)$$

En donde:

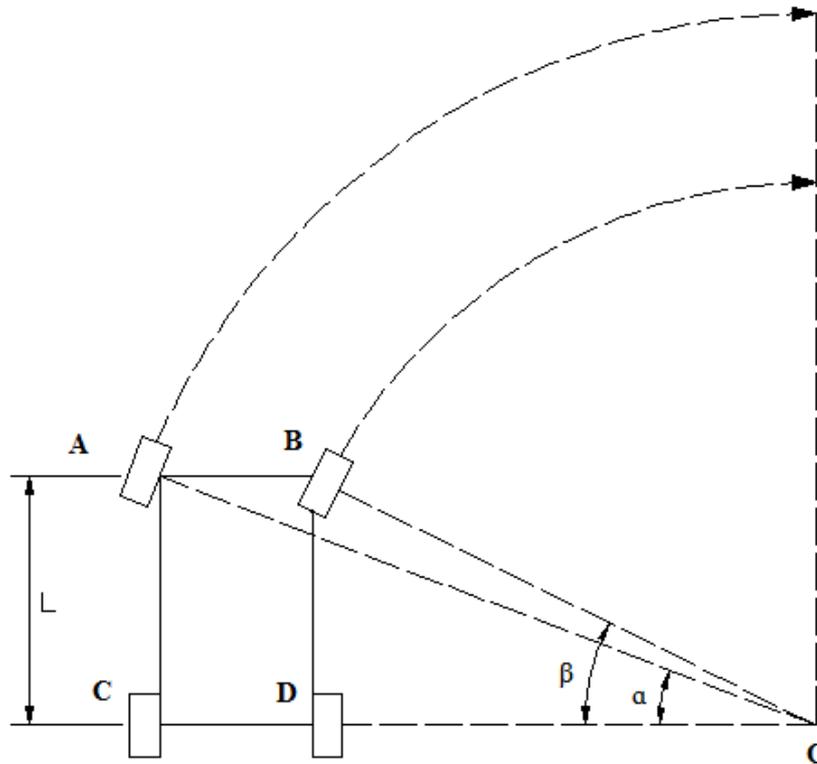
a = Distancia entre ejes

L = Batalla

α = Magnitud angular girada por la rueda directriz exterior

β = Magnitud angular girada por la rueda directriz interior

Figura 167. Calculo de la batalla



Fuente:http://catarina.udlap.mx/u_dl_a/tales/documentos/lic/gutierrez_g_f/capitulo3.pdf

La variable α corresponde a la distancia del segmento AB, distancia entre ejes, posee un valor constante de 1350 mm. Remplazando en la fórmula obtendremos:

$$\frac{a}{L} = \cot \alpha - \cot \beta$$

$$\frac{1350\text{mm}}{L} = \cot \alpha - \cot \beta$$

$$L = \frac{1350\text{mm}}{\cot \alpha - \cot \beta}$$

$$L = \frac{1350\text{mm}}{\frac{1}{\tan \alpha} - \frac{1}{\tan \beta}} \quad (39)$$

Los valores de α y β se obtienen seleccionando la opción medida dentro del menú principal del banco[16].

Figura 168. Menú principal del banco, práctica 1



Fuente: Autores

En la opción medidas escogemos la opción de giro ruedas directrices, en el mismo que debemos hacer notar que los valores de α corresponden a los valores angulares de la rueda izquierda y β a los de la derecha, porque las ruedas han girado hacia la derecha, a través del sistema de dirección, pero si girase a la izquierda, estos valores se alternarían, ya que la posición entre rueda directriz exterior e interior cambiaría entre la rueda izquierda y derecha.

Después de realizados los cálculos correspondientes, se obtienen valores de la batalla (L), se sugieren diez medidas de la batalla y deben ser anotadas en la tabla a continuación, para el cálculo de Ackerman.

5.2.1.2 *Práctica 2: Análisis de la geometría de giro (cálculo de la zona de arrastre)*

Objetivos

Objetivo general

Comprobar la validez en el diseño y modificación de sistemas de dirección para automóviles, mediante el cálculo de Ackerman, para analizar la estabilidad de las ruedas directrices o delanteras, a través de la obtención de la zona de arrastre de un automóvil.

Objetivos específicos

Realizar el cálculo de la zona de arrastre del sistema de dirección mediante el análisis de Ackerman.

Evaluar el desgaste generado en la rueda directriz exterior a una curva generado por los errores de diseño.

Obtener un valor de zona de arrastre aceptable, para la estabilidad del automóvil y el desgaste adecuado de los neumáticos.

Marco teórico

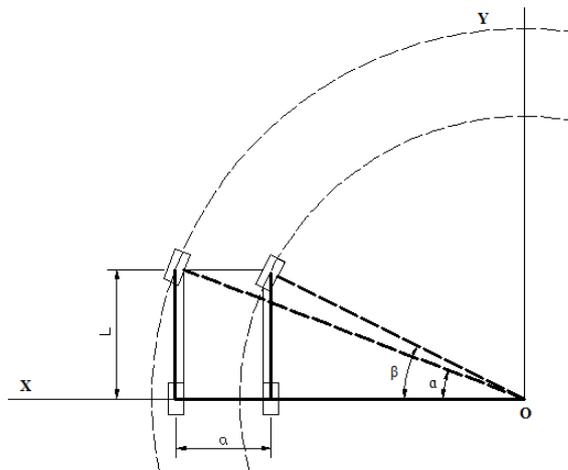
Marco práctico

Cálculo de la zona de arrastre

Utilizando el valor de batalla promedio, se construirán las curvas giradas por cada una de las ruedas directrices.

Primero se formará el triángulo de cada una de las ruedas directrices cuando éstas tomen una curva (Ver figura 170).

Figura 169. Ruedas directrices tomando una curva



Fuente: http://catarina.udlap.mx/u_dl_a/tales/documentos/lic/gutierrez_g_f/capitulo3.pdf

En la curva ideal trazada, las ruedas coinciden sus radios de rotación en un punto de giro común, que es el centro de rotación, si esta condición se cumpliera en el sistema real no existiera una zona de arrastre y por ende disminuiría el desgaste de las ruedas.

Para el cálculo de la zona de arrastre y la evaluación del desgaste de las ruedas del automóvil, específicamente la rueda directriz exterior a la trayectoria tomada se realizará los siguientes procedimientos:

1. Seleccione la opción medidas del menú principal.

Figura 170. Menú principal del banco, práctica N°2



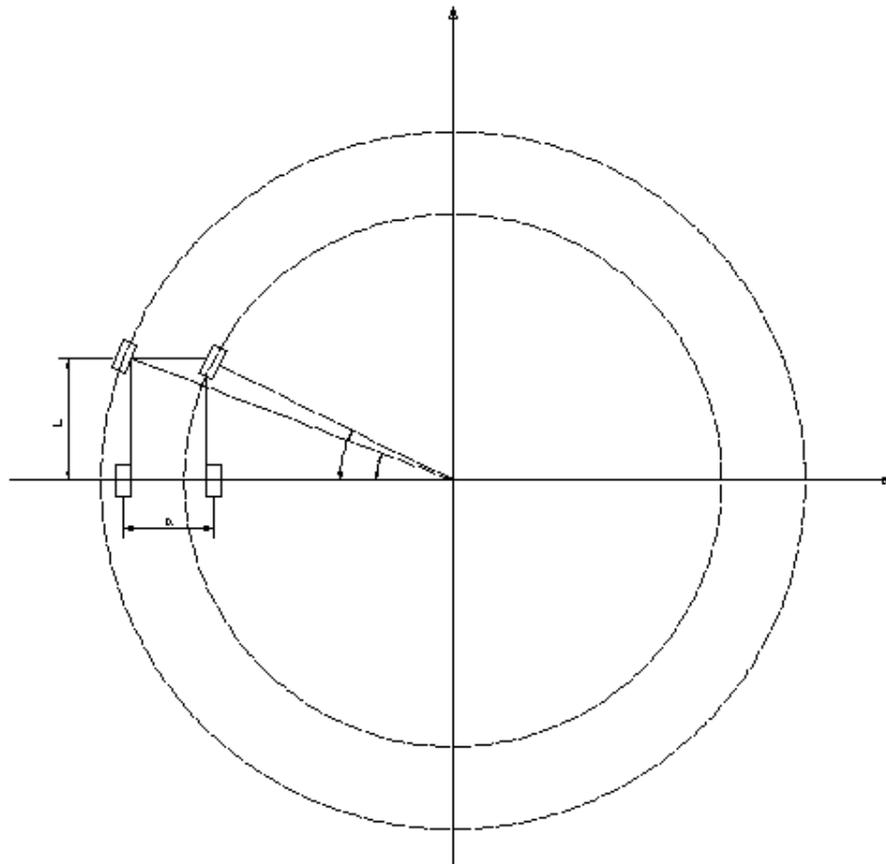
Fuente: Autores

2. Seleccionamos la opción de giro ruedas directrices y ahí podemos visualizar los valores de α y β , que son los ángulos girados por las ruedas directrices.

La batalla posee un valor constante y corresponde al cateto opuesto del triángulo formado por las ruedas directrices, las hipotenusas son los radios de giro, el cateto adyacente será la magnitud de la distancia horizontal al centro de la curvatura ideal de la trayectoria trazada por todas las ruedas del automóvil.

Suponiendo que el centro de curvatura ideal se encuentra en las coordenadas (0, 0) del sistema XY, dicho punto es resultante de la intersección de la prolongación del radio de giro de las ruedas guiadas y la hipotenusa formada por el triángulo de la rueda interior a la curva.

Figura 171. Centro de curvatura, ruedas directrices



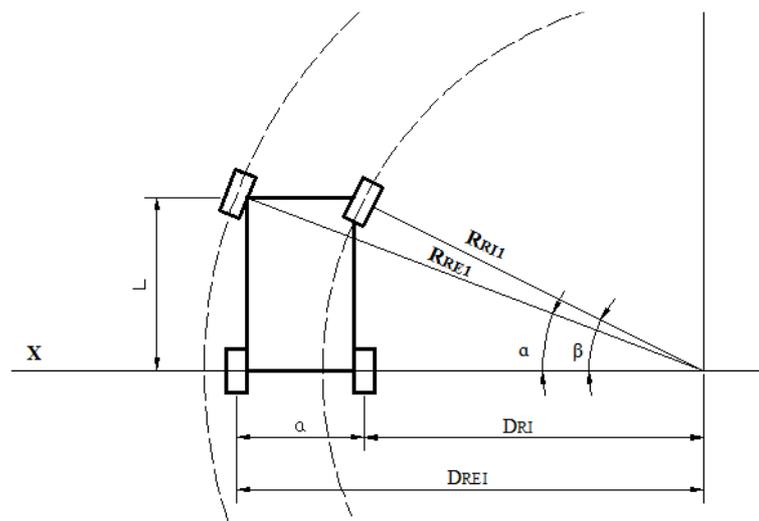
Fuente: <http://www.iit.upcomillas.es/pfc/resumenes/449badbade7b4.pdf>

La ecuación que describe únicamente la trayectoria de la rueda directriz exterior a la curva trazada, servirá para la evaluación de la zona de arrastre como un parámetro de magnitud de área comparando la diferencia existente entre la trayectoria real de la rueda y la trayectoria ideal que debería seguir según el diseño de Ackerman.

Para su construcción se realiza el siguiente análisis: el valor del cateto opuesto corresponde al de la batalla promedio que se calculó anteriormente, como su valor es constante en los dos triángulos que se forman con las ruedas directrices y la distancia vertical entre la prolongación del radio de la curvatura de las ruedas guiadas asegura que para cualquier valor de ángulo girado por las ruedas directrices, el punto de intersección de los centros de curvatura se debe localizar en el punto origen del eje Y. debido a esto se debe buscar el desplazamiento de la coordenada X, para la construcción de la ecuación real de la trayectoria para lo cual, previamente se debe obtener la ecuación ideal de trayectoria. Para construirla en el panel de control del banco, obtendremos el valor del ángulo de la rueda interior a la curvatura, en este caso β .

Del triángulo formado por la trayectoria de la rueda interior se puede calcular la distancia existente con respecto al eje X entre el centro de la rueda y el centro de la curvatura (Ver figura 173).

Figura 172. Triángulo formado por la trayectoria de la rueda interior



Fuente: http://catarina.udlap.mx/u_dl_a/tales/documentos/lic/gutierrez_g_f/capitulo3.pdf

$$\tan \beta = \frac{L}{D_{RI}}$$

$$D_{RI} = \frac{L}{\tan \beta} (41)$$

La magnitud de la distancia ideal existente entre el centro de curvatura de todas las ruedas y el centro de la rueda exterior puede entonces representarse así:

$$D_{REI} = a + D_{RI}$$

$$D_{REI} = a + \frac{L}{\tan \beta} (42)$$

Magnitud de radio de curvatura de la trayectoria ideal generada por la rueda exterior:

$$R_{REI} = \sqrt{(D_{REI})^2 + L^2}$$

$$R_{REI} = \sqrt{\left(a + \frac{L}{\tan \beta}\right)^2 + L^2} (43)$$

Ecuación de trayectoria ideal trazada por la rueda:

$$x^2 + y^2 = (R_{REI})^2$$

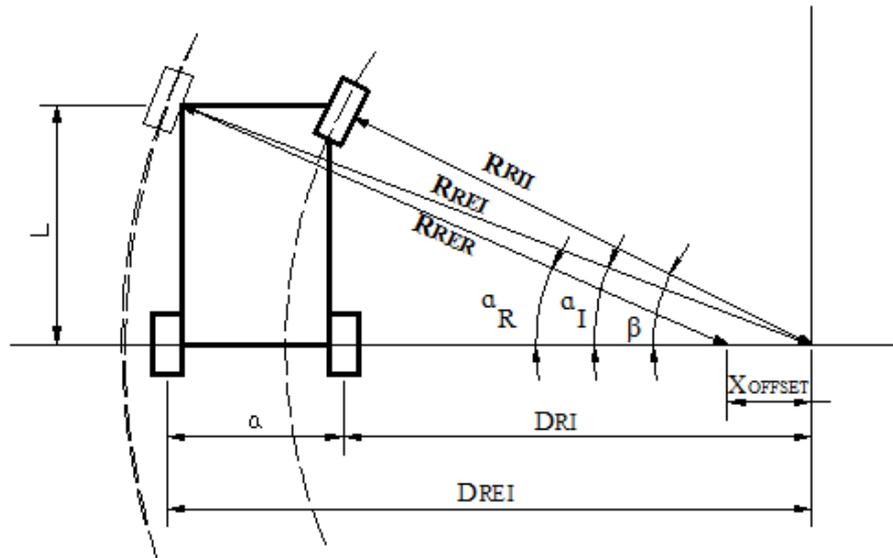
$$x^2 + y^2 = \left[\sqrt{\left(a + \frac{L}{\tan \beta}\right)^2 + L^2} \right]^2$$

$$x^2 + y^2 = \left(a + \frac{L}{\tan \beta}\right)^2 + L^2 (44)$$

Se toma el valor correspondiente a β de la pantalla en el panel de control del banco, para construir la trayectoria real trazada por la rueda directriz exterior a la curvatura.

Este valor permite calcular la magnitud de la distancia real, entre el centro de curvatura de todas las ruedas y el centro de la rueda exterior (Ver figura 174).

Figura 173. Distancia real, entre el centro de curvatura de todas las ruedas y el centro de la rueda exterior



Fuente: http://catarina.udlap.mx/u_dl_a/tales/documentos/lic/gutierrez_g_f/capitulo3.pdf

$$\tan \alpha = \frac{L}{D_{RER}}$$

$$D_{RER} = \frac{l}{\tan \alpha} \quad (45)$$

Con respecto al eje X, se calcula el desplazamiento existente entre el centro de curvatura de la trayectoria ideal y el centro de curvatura de la trayectoria real de la rueda directriz exterior.

$$D_{DESP} = D_{RER} - D_{REI} \quad (46)$$

Magnitud del radio de curvatura de la trayectoria real generada por la rueda exterior:

$$R_{RER} = \sqrt{(D_{RER})^2 + L^2}$$

$$R_{RER} = \sqrt{\left(\frac{L}{\tan \alpha}\right)^2 + L^2} \quad (47)$$

Ecuación de la trayectoria real trazada por la rueda:

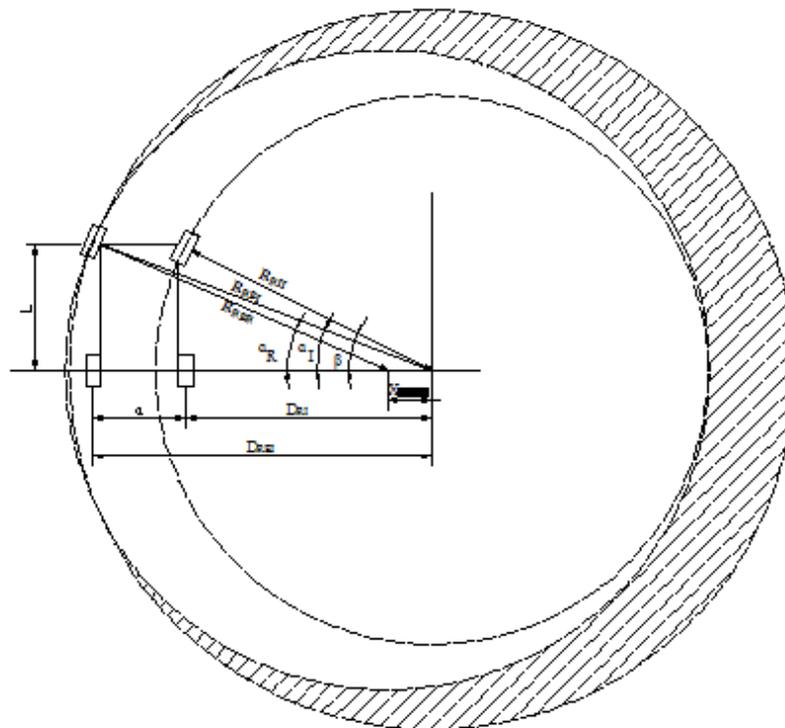
$$(x - D_{DESP})^2 + y^2 = (R_{RER})^2$$

$$[x - (D_{RER} - D_{REI})]^2 + y^2 = \left[\sqrt{\left(\frac{L}{\tan \alpha}\right)^2 + L^2} \right]^2$$

$$[x - (D_{RER} - D_{REI})]^2 + y^2 = \left(\frac{L}{\tan \alpha}\right)^2 + L^2 \quad (48)$$

Conseguido el valor de las ecuaciones real e ideal de la rueda directriz exterior a la curvatura, calculamos la magnitud del área de la zona de arrastre, análisis realizado en un arco girado de un valor de 90°, para la evaluación de dicha área se despeja la variable Y en cada ecuación (Ver figura 175).

Figura 174. Zona de arrastre



Fuente: http://catarina.udlap.mx/u_dl_a/tales/documentos/lic/gutierrez_g_f/capitulo3.pdf

Ecuación ideal:

$$y = \sqrt{\left(a + \frac{L}{\tan \beta}\right)^2 + L^2} - x^3 \quad (49)$$

Ecuación real:

$$y = \sqrt{\left(\frac{L}{\tan \alpha}\right)^2 + L^2 - [x - (D_{RER} - D_{REI})]^2} \quad (50)$$

Existen dos casos posibles de cálculo de la zona de arrastre, según el signo de la distancia de desplazamiento de la rueda directriz exterior, cuando tenga desempeño real en funcionamiento.

Distancia de desplazamiento positiva:

$$D_{RER} - D_{REI} = + \quad (51)$$

La rueda es arrastrada hacia la trayectoria ideal, el cálculo de la zona de arrastre es:

$$ZA = \int \sqrt{\left(\frac{L}{\tan \alpha}\right)^2 + L^2 - [X - (D_{RER} - D_{REI})]^2} dx - \int \sqrt{\left(a + \frac{L}{\tan \beta}\right)^2 + L^2} - x^2 dx \quad (52)$$

Distancia de desplazamiento negativa:

$$D_{RER} - D_{REI} = - \quad (52)$$

La rueda es empujada hacia la trayectoria ideal, el cálculo de la zona de arrastre es:

$$ZA = \int \sqrt{\left(a + \frac{L}{\tan \beta}\right)^2 + L^2} - x^2 dx - \int \sqrt{\left(\frac{L}{\tan \alpha}\right)^2 + L^2 - [X - (D_{RER} - D_{REI})]^2} dx \quad (53)$$

Los límites superior e inferior de las integrales son calculados igualando la ecuación real e ideal a cero el valor correspondiente.

Ecuación ideal:

$$0 = \sqrt{\left(a + \frac{L}{\tan \beta}\right)^2 + L^2} - x^2$$

$$x^2 = \pm \sqrt{\left(a + \frac{L}{\tan \beta}\right)^2 + L^2} \quad (54)$$

Ecuación real:

$$0 = \sqrt{\left(\frac{L}{\tan \alpha}\right)^2 + L^2} - [X - (D_{RER} - D_{REI})]$$

$$x = \pm \sqrt{\left(\frac{L}{\tan \alpha}\right)^2 + L^2} + (D_{RER} - D_{REI}) \quad (55)$$

Las integrales resultantes al remplazar los límites serán:

$$ZA = \int_{-\sqrt{\left(\frac{L}{\tan \alpha}\right)^2 + L^2} + (D_{RER} - D_{REI})}^{+\sqrt{\left(\frac{L}{\tan \alpha}\right)^2 + L^2} + (D_{RER} - D_{REI})} \sqrt{\left(\frac{L}{\tan \alpha}\right)^2 + L^2 - [X - (D_{RER} - D_{REI})]^2} dx -$$

$$\int_{-\sqrt{\left(a + \frac{L}{\tan \beta}\right)^2 + L^2}}^{+\sqrt{\left(a + \frac{L}{\tan \beta}\right)^2 + L^2}} \sqrt{\left(a + \frac{L}{\tan \beta}\right)^2 + L^2 - x^2} dx \quad (56)$$

Finalmente la zona de arrastre se multiplica por dos, porque mediante la integración se encuentra la mitad de su valor.

5.2.2 *Prácticas relacionadas con la geometría de las ruedas.* Se analizará principalmente el diseño del sistema de las cotas de la geometría de la dirección, los esfuerzos generados en el pivote, desgaste de la banda de rodadura y la disminución de estos parámetros gracias a la implementación de dichas cotas.

Se evaluará la correspondencia entre geometría de giro y geometría de las ruedas para la estabilidad del sistema de dirección, y por ende el incremento de la seguridad, estabilidad y durabilidad de los componentes en el automóvil.

5.2.2.1 Práctica 3: Análisis de la geometría de las ruedas (fuerzas actuantes sobre la mangueta, pivote y rodamientos)

Objetivos

Objetivo general

Analizar, calcular y determinar las magnitudes de las fuerzas creadas en los mecanismos de la dirección, los esfuerzos, que a su vez se generan de éstas y las consecuencias o influencias de dichos parámetros en el diseño de los elementos.

Objetivos específicos

Realizar un análisis físico de las fuerzas que influyen en la tirantería de la dirección. Evaluar la influencia de la geometría de las ruedas en el incremento o disminución de las fuerzas creadas. Obtener parámetros para el diseño de elementos de la tirantería de la dirección.

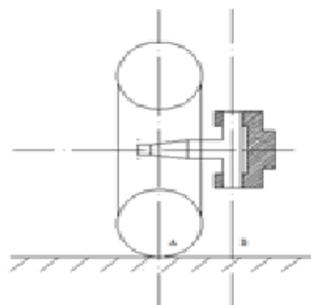
Marco teórico

Marco práctico

Fuerzas actuantes sobre la mangueta, pivote y rodamientos

Existen tres categorías de fuerzas actuantes sobre los elementos de la dirección: fuerzas transversales, longitudinales y verticales, las cuales crean esfuerzos significativos en los elementos del sistema de dirección, especialmente en el pivote de la rueda.

Figura 175. Fuerzas actuantes sobre la mangueta



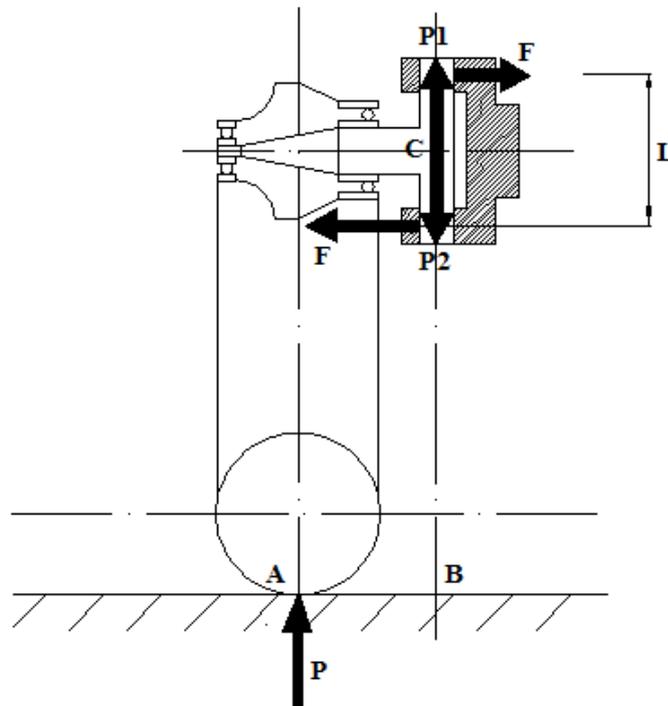
Fuente: Fuente:<http://maquinariaautomotriz.blogspot.com/geometria-de-la-direcciony.html>

Para obtener procesos de cálculo más sencillo y acertados se separan estas fuerzas por categoría.

Análisis de fuerzas actuantes en forma vertical

El peso distribuido en cada una de las ruedas es la fuerza más significativa que actúa de forma vertical sobre los ejes de los pivotes de la dirección, su acción sobre los componentes genera en conjunto fuerzas resistivas para mantener el equilibrio del sistema y momentos que dependiendo de la magnitud de la distancia AB existente entre el eje de la rueda y el eje del pivote crean fuerzas nocivas de mayor o menor tamaño para este elemento.

Figura 176. Fuerzas actuantes sobre la mangueta, pivote y rodamientos, en forma vertical



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

Fórmula para obtener la fuerza causante F de daño a las paredes del apoyo del pivote:

$$F \times L = P \times d_{AB}$$

$$F = \frac{P \times d_{AB}}{L} (57)$$

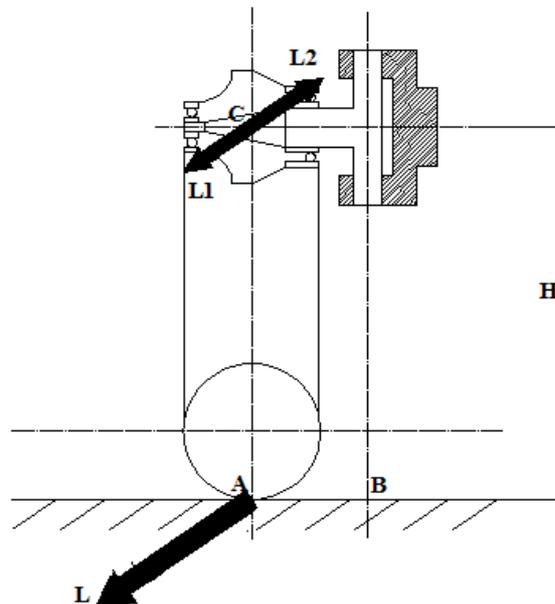
La modificación del camber puede disminuir para el caso en cuestión la magnitud de F, en el menú del panel de control seleccionamos la opción medidas, después escogemos la opción camber.

En función de la longitud de la nueva distancia AB se calcula la magnitud de la fuerza F.

Análisis de fuerzas actuantes en forma longitudinal

La resistencia a la rodadura y la fuerza producida por el frenado del automóvil, son las fuerzas más importantes que actúan en forma longitudinal sobre los ejes de los pivotes. Su acción sobre los componentes genera fuerzas sobre la rueda que cambian su orientación generando esfuerzos en los elementos de la tirantería.

Figura 177. Fuerzas actuantes sobre la mangueta, pivote y rodamientos, en forma longitudinal



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

Fórmula para la fuerza F_{GIRO} causante del cambio de orientación en las ruedas:

$$F_{GIRO} = L_1 \times d_{AB} (58)$$

La modificación del camber puede disminuir. En el menú de panel de control seleccionamos medidas.

Figura 178. Menú principal del banco, practica N°3



Fuente: Autores

Luego seleccionamos camber, y modificamos el camber, el diseño del banco fue tal que la modificación del camber y caster va a ser simultáneo para las dos torretas.

Posteriormente calculamos nuevamente la magnitud de la fuerza.

5.2.2.2 Práctica 4: Análisis de la geometría de las ruedas (alineación)

Objetivos

Objetivo general

Modificar los principales ángulos de la geometría de dirección, observar las consecuencias su equilibrio y funcionamiento.

Objetivos específicos

Analizar las ventajas, desventajas y modificar:

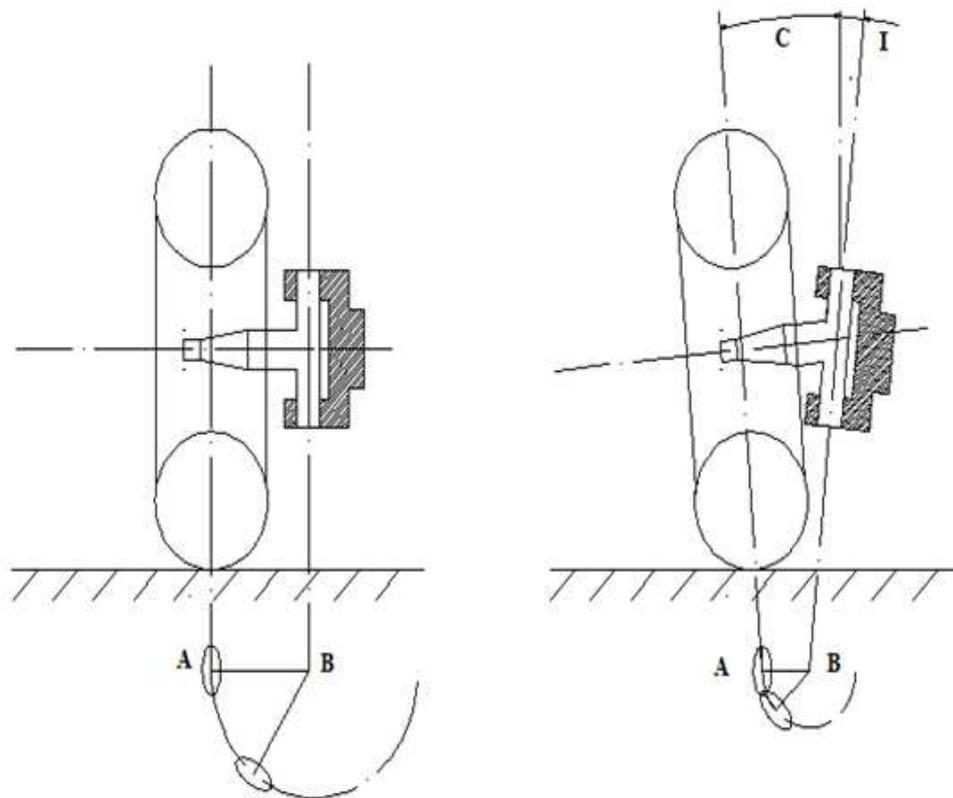
- El ángulo de caída de la rueda o camber.
- El ángulo de avance de la rueda o caster.
- La convergencia o toe in y divergencia o toe out.

Marco teórico

Marco práctico

Modificación del camber

Figura 179. Ángulo de caída o camber



Fuente: <http://maquinariaautomotriz.blogspot.com/geometria-de-la-direccion-del-giroy.html>

Algunas de las ventajas de la modificación del camber son: la disminución de esfuerzos, la mejora en el contacto entre la banda y el terreno de la curva; pero, también puede alterar la armonía del sistema de Ackerman. Por esta razón se deben encontrar valores angulares admisibles para la modificación.

En el menú del panel de control escogemos la opción medidas.

Figura 180. Menú principal del banco, practica N°4, camber

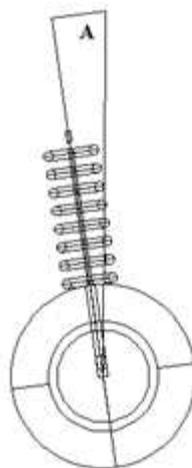


Fuente: Autores

Escogemos posteriormente la opción camber y podemos apreciar las medidas y disponemos de los botones para modificar el camber ya sea para positivo o negativo.

Modificación del caster

Figura 181. Ángulo de avance



Fuente: Autores

Ventajas de la modificación del caster:

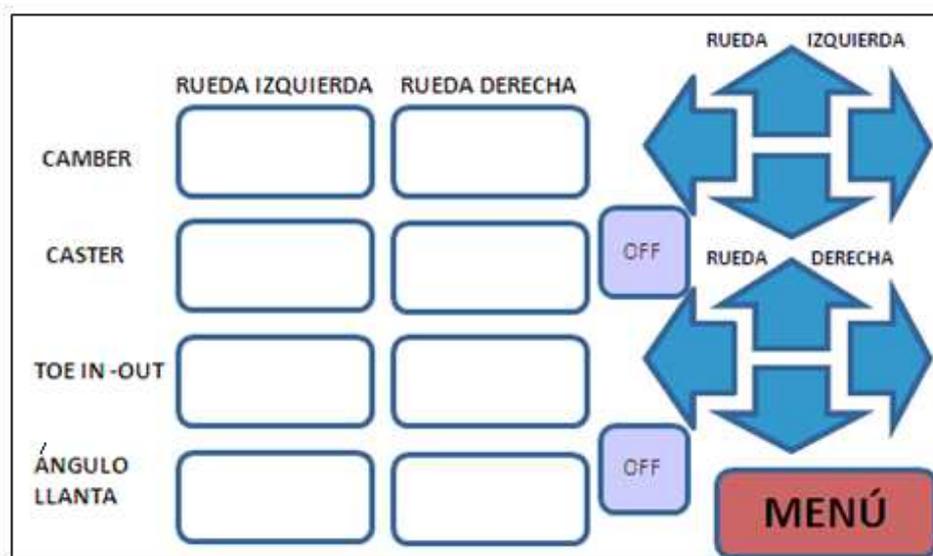
- Aumenta o disminuye el esfuerzo necesario para modificar la trayectoria del vehículo a través del volante.
- Mejora la auto recuperación del sistema de dirección después de tomar una curva, etc.

Desventaja de la modificación del caster:

- Altera la armonía del sistema de Ackerman.

El objetivo de la modificación es encontrar valores angulares admisibles para la modificación. En el menú del panel de control, seleccionamos la opción medidas.

Figura 182. Pantalla de medidas del banco, practica N°4, caster

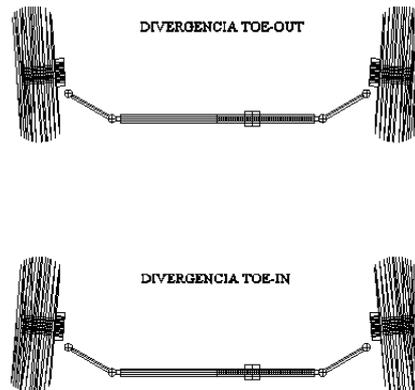


Fuente: Autores

Luego se escogió la opción caster y allí se puede visualizar la variación del ángulo al presionar los botones encargados de los avances y retrocesos del motor, encargado de realizar estas modificaciones.

Modificación de la convergencia y divergencia

Figura 183. Convergencia y divergencia



Fuente:<http://maquinariaautomotriz.blogspot.com/geometria-de-la-direccion-del-giroy.html>

Ésta modificación puede contrarrestar los efectos que se producen cuando el automóvil posee un sistema de tracción o propulsión, evita que el vehículo se oriente hacia un lado debido a una mala alineación (jale de dirección).

Pero también puede alterar la armonía del sistema de Ackerman, por lo cual se deben encontrar valores admisibles para la modificación. Seleccionamos la opción medidas del panel de control.

Figura 184. Menú principal del banco, practica N°4, convergencia y divergencia



Fuente: Autores

Seleccionamos la opción convergencia y divergencia, en esta pantalla vamos a observar cómo va ir variando las medidas de convergencia y divergencia al actuar sobre las regulaciones que dispone la barra de la dirección, tanto para la rueda derecha como para la izquierda cabe recalcar que para poder efectuar la modificación de la convergencia y divergencia las ruedas deben estar en línea recta.

CAPÍTULO VI

6. ANÁLISIS DE COSTOS DEL PROYECTO

6.1 Costos de construcción

6.1.1 *Costos de Materiales.* Se incluyen los costos de materiales de construcción de la parte mecánica y eléctrica, en donde además se incluye la adquisición de partes y piezas automotrices, así como diseño y construcción de la parte electrónica del banco de pruebas mediante la adquisición de sensores y componentes electrónicos, etc. Para todos los costos presentados a continuación incluyen el IVA.

Tabla 10. Costos de elementos mecánicos del banco de pruebas

Nº	Descripción	Cantidad	Precio unitario(\$)	Precio total(\$)
1	Tubo cuadrado 6m(50x3mm)	1	32	96
2	Tubo cuadrado(1"1/2 x2mm)	1	22	22
3	Barra de dirección	1	60	60
4	Árbol de dirección	1	20	20
5	Guardapolvos	2	5	10
6	Volante	1	25	25
7	Barra de bronce(1/2")	1	120	120
8	Cauchos	8	1	8
9	Ejes de transmisión (15mmx1m)	1	65	65
10	Eje de transmisión (8mm x1m)	1	38	38
11	Muñón	2	8	16
12	Manguetas	2	40	80
13	Neumáticos	2	35	70
14	Tapacubos	2	12	24
15	Amortiguadores	2	25	50
16	Espirales	2	15	30
17	Soportes de suspensión	2	12	24
18	terminales de dirección	2	10	20
19	Ruedas de teflón	2	8	16
20	Copas (10mm)	4	2	8
21	Eje de transmisión (8mm x32cm)	1	17	17
22	Platina	1	15	15
23	Pernos y tuercas	20	1	20

Fuente: Autores

Tabla 10. Continuación

24	Rodamientos	2	8	16
25	Planchas de acero(4mm)	2	60	120
26	Platos giratorios plancha de acero(4mm)	2	45	90
27	Garruchas	4	8	32
28	Motores de corriente continua	4	42	168
29	Electrodo E-6011(lb)	12	2.5	30
30	Lijas	5	1	5
31	Masilla	1	1.5	1.5
32	Pintura (lt)	4	8	32
33	Tiñer(lt)	3	1.25	3.75
34	Piedra de corte	4	2.25	9
			Subtotal A1	1361.25

Fuente: Autores

Tabla 11. Costos de componentes electrónicos

Nº	Descripción	Cantidad	Precio unitario (\$)	Precio total (\$)
1	GLCD touchscreen	1	190	190
2	Sensor SHARP de distancia	2	70	140
3	Sensor de velocidad angular	6	60	360
4	Microcontrolador	7	6	42
5	Placas	6	5	30
6	Relevadores	6	2.5	15
7	Tablero de control	1	20	20
8	Canaletas	5	3	15
9	Cables	1	25	25
10	Varios	1	45	45
			Subtotal A2	882

Fuente: Autores

Tabla 12. Total costos de materiales

COSTOS TOTALES MATERIALES	
Mecánico	1361.25
Electrónico	882
Total A	2243.25

Fuente: Autores

6.1.2 *Costos de mano de obra.* Este engloba los costos del personal que es empleado para la construcción, operación y funcionamiento del transportador, se consideró que se necesitó de un mecánico, un ayudante, un soldador, un pintor y un electrónico para la realización de la construcción del banco didáctico funcional de la geometría de la dirección vehicular.

Tabla 13. Costos de mano de obra

Categoría	\$/h	Total horas	SubtotalB
Mecánico	1.88	44	82.72
Ayudante	1.88	22	41.36
Soldador	1.88	11	20.68
Pintor	1.88	11	20.68
Electrónico	1.88	138	259.44
		Total B	424.88

Fuente: Ministerio de Relaciones Laborales

6.1.3 *Costos de equipos.* Estos costos están relacionados con los equipos empleados para la construcción del banco de pruebas a continuación se puede apreciar los equipos utilizados así como el costo de servicio de cada uno de ellos.

Tabla 14. Costos de equipo

Descripción	Cantidad	\$/h	Subtotal C
Sierra eléctrica	2.2	2.5	5.5
Soldadora	10.4	4	41.6
Taladro	1.4	3	4.2
Torno	22.7	5	113.5
Amoladora	1.2	2.5	3
Compresor	1	4	4
		Total C	171.8

Fuente: Autores

6.1.4 *Costo directo.* hace referencia a los costos de construcción del banco de pruebas donde se incluye lo que son:

- *Costos de materiales*
- *Costos de mano de obra*
- *Costos de equipo*

Tabla 15. Costos directos

COSTO DIRECTO	
Mano de materiales	2243,25
Costos de mano de obra	424,88
Costos de equipo	171,8
Total	2839,93

Fuente: Autores

6.2 Imprevistos

Se toma como imprevistos a costos de elementos pequeños que no se han considerado en los otros rubros, además de posibles variaciones de los precios en el tiempo que demora desarrollar el proyecto, se recomienda tomar un valor aproximado del 5% de la suma de los rubros anteriores.

Tabla 16. Costos imprevistos

Descripción	Costo en dólares
Imprevistos	142

Fuente: Autores

6.3 Costos de puesta en marcha

Los costos de puesta en marcha incluyen valores tales como: lubricantes y demás insumos se pueden necesitar en las diferentes pruebas que se realizan hasta poner a punto el banco de pruebas. Este valor es aproximadamente un 2% del costo de maquinaria y equipos.

Tabla 17. Costo de puesta en marcha

Descripción	Costo en dólares
Costos de puesta en marcha	56,79

Fuente: Autores

6.4 Costo total

El costo total hace referencia al considerar todos los costos que se requirieron para la elaboración del proyecto.

Tabla 18. Costo total

Costo Total	
Descripción	Costo en dólares
Costo directo	2839,93
Costo imprevistos	142
Costos de puesta en marcha	56,79
Total	3038,72

Fuente: Autores

CAPÍTULO VII

7. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

7.1 Conclusiones

Se ha construido un banco didáctico funcional de la geometría de la dirección vehicular, para el laboratorio de la Escuela de Ingeniería Automotriz de la ESPOCH.

Se construyó un sistema automatizado para poder apreciar de manera óptima la variación de la geometría de la dirección y de esta manera determinar cómo influyen los mismos en el correcto funcionamiento del sistema de dirección, y en el desgaste de los neumáticos.

Se logró determinar que un óptimo reglaje de los ángulos de la geometría de la dirección, influyen notoriamente en el desgaste apropiado de los neumáticos así como también determinar analizando desgastes en los mismos, que cotas de la dirección deben ser verificadas para su adecuado reglaje.

Se recolecto información detallada sobre el sistema de la dirección, suspensión y el reglaje de la geometría de la dirección vehicular.

Se diseñaron guías de laboratorio para la optimización del uso del equipo, en las mismas que se detalla el procedimiento adecuado para la realización de las prácticas por parte de los estudiantes.

Se creó un manual de uso y seguridad para la utilización de este equipo, para de esta manera poder establecer una serie de parámetros necesarios para salvaguardar la integridad tanto del usuario como del equipo.

Se obtuvo un diseño eficiente, con una distribución óptima de componentes de tal manera que los estudiantes puedan ejecutar las prácticas requeridas, teniendo acceso de una manera fácil y segura a los componentes del banco didáctico.

7.2 Recomendaciones

Antes de operar este banco didáctico, se debe leer detenidamente el manual de seguridad, ya que en este se describe exhaustivamente los parámetros de funcionamiento así como también el mantenimiento que se debe brindar al equipo.

Para la ejecución de las prácticas, los estudiantes deben de acatar los procedimientos indicados en las guías de laboratorio y jamás se debe experimentar sin la previa autorización del profesor.

Antes de la ejecución de las prácticas de laboratorio, siempre limpiar los mecanismos de alta precisión que se dispone y darles una adecuada lubricación antes de realizar alguna operación, y después de culminar las mismas nuevamente limpiarlas.

Los estudiantes en el futuro podrán implementar otros sistemas utilizados en el vehículo, para de esta manera poder así ampliar más las prestaciones que brinda este banco didáctico.

Se recomienda utilizar lubricantes y repuestos de buena calidad, para los mecanismos de precisión que requieren de una lubricación apropiada.

REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- [1] <http://mecanicayautomocion.blogspot.com/2009/03/mecanica-del-automovil.html>
- [2] <http://efamoratalaz.com/recursos/1%C2%BAEI-Fluidos-T8.pdf>
- [3] http://www.imac.unavarra.es/web_imac/pages/Sistemas_de_direccion.pdf
- [4] CROUSE, William. El libro del automóvil. España: Boixareu, 1983. Pp. 479-506.
- [5] ARIAS PAZ, Manuel Guittian. Manual de Automóviles. España: Dossat, 2001. Pág. 568-589, 601-616.
- [6] GIL, Hermógenes. Manual Práctico del Automóvil. Reparación, Mantenimiento y Prácticas. España: Ceac, 2001. Pág. 917-1037.
- [7] ALONSO, José. Técnicas del Automóvil, CHASIS. España: Paraninfo, 2010. Pág. 387-537.
- [8] CASCAJOSA, Manuel. Ingeniería de Vehículos, Sistemas y Cálculos. España: Alfaomega, 2005. Pág. 345-372.
- [9] DURÁN ABARCA, José. La dirección. España: Ceac, 1989. Pág. 158-206.
- [10] PÉREZ, Miguel. Tecnología de la Suspensión, Dirección y Ruedas. España: Dossat, 2004. Pág. 154-218.
- [11] SHIGLEY, J. Diseño en Ingeniería Mecánica. 8va Edición. México: 1999. Pág. 396-430.
- [12] Catálogo WL 41 520/3 SB (Rodamientos FAG)
- [13] <http://www.alldatasheet.com/datasheet-pdf/EPSONTOYOCOM/XV-3500CB.html>

[14] https://www.sparkfun.com/datasheets/Sensors/Infrared/GP2D120XJ00F_SS.pdf

[15] <http://www.neoteo.com/microcontroladores>

[16] http://catarina.udlap.mx/u_dl_a/tales/documentos/lic/gutierrez_g_f/capitulo3.pdf

BIBLIOGRAFÍA

ALONSO, José. Técnicas del Automóvil, CHASIS. España: Paraninfo, 2010.

ARIAS PAZ, Manuel Guittian. Manual de Automóviles. España: CIE.SL.DOSSAT, 2001.

CASCAJOSA, Manuel. Ingeniería de Vehículos, Sistemas y Cálculos. España: Alfaomega, 2005.

CROUSE, William. El libro del automóvil. España: Boixareu, 1983

DURÁN ABARCA, José, La dirección, Primera Edición, Grupo Editorial Ceac. Barcelona 1989.

GIL, Hermógenes. Manual Práctico del Automóvil. Reparación, Mantenimiento y Prácticas. España: Ceac 2001.

HIBBELER, Russell. Análisis Estructural. México: Frentice-Hall Hispanoamérica, 1997.

PÉREZ, Miguel. Tecnología de la Suspensión, Dirección y Ruedas. España: Dossat, 2004.

LINKOGRAFIA

ESTÁNDAR DE COMUNICACIONES RS-232C

<http://www.euskalnet.net/shizuka/rs232.htm>

2012-02-15

MÁQUINAS DE CORRIENTE CONTINUA

<http://www.nebrija.es/~ralvarez/apuntes-maquinas/cc.pdf>

2012-02-24

SISTEMAS DE ACKERMAN

http://translate.google.com.ec/translate?hl=es&langpair=en%7Ces&u=http://en.wikipedia.org/wiki/Ackermann_steering_geometry

2012-03-16

GEOMETRÍA DE LAS RUEDAS

<http://www.sabelotodo.org/automovil/geometriaruedas.html>

2012-03-26

SISTEMA DE DIRECCIÓN

<http://www.microcaos.net/ocio/motor/el-sistema-de-direccion>

2012-04-09

GEOMETRÍA DE LA DIRECCIÓN

<http://es.scribd.com/doc/9924296/Geometria-de-La-Direccion>

2012-04-17

DIRECCIONES ASISTIDAS

<http://www.aficionadosalamecanica.net/direccion-asistida-electr.htm>

2012-04-25

DIRECCIÓN ELECTROHIDRÁULICA

<http://www.slideshare.net/juancooper00/direccion-electrohidraulica-14688396>

2012-06-05

SERVODIRECCIÓN HIDRÁULICA DE ASISTENCIA VARIABLE

<http://www.aficionadosalamecanica.net/direccion-asistencia-variable.htm>

2012-08-10

ESTUDIO DE LA DIRECCIÓN

<http://efamoratalaz.com/recursos/1%C2%BAEI-Fluidos-T8.pdf>

2012-08-25

SISTEMA DE SUSPENSIÓN

<http://es.scribd.com/doc/6588309/Sistema-de-Suspension>

2012-08-27

SISTEMA DE SUSPENSIÓN INACAP

<http://es.scribd.com/doc/6588309/Sistema-de-Suspension>

2012-09-03

SISTEMA DE ACKERMAN

<http://es.scribd.com/doc/50099889/ACKERMAN>

2012-09-10

COTAS DE REGLAJE DE LA DIRECCIÓN

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

2012-09-16

EFFECTO DE PARÁMETROS MECÁNICOS Y GEOMÉTRICOS SOBRE EL COMPORTAMIENTO DINÁMICO DE UN VEHÍCULO UNITARIO Y UN VEHÍCULO ARTICULADO

<http://www.imt.mx/archivos/Publicaciones/PublicacionTecnica/pt249.pdf>

2012-09-19

EL VEHÍCULO

http://sirio.ua.es/proyectos/manual_%20carreteras/01010302.pdf

2012-09-24

MODELO FRONT AXLE MEASURING STAND

http://www.technolab.org/content/thepra/pdf/en/20015000_en.pdf

2012-10-10

ENSAYO DE TRACCIÓN DEL ACERO

<http://www.ingenierocivilinfo.com/2010/10/ensayo-de-traccion-del-acero.html>

2012-10-15

CATÁLOGO DIPAG

<http://es.scribd.com/doc/49974227/CATALOGO-DIPAC>

2012-10-23

DISEÑO DE TORNILLOS

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

2012-10-28

SENSOR DE GIRO XV – 3500CB

<http://www.alldatasheet.com/datasheet-pdf/pdf/272730/EPSONTOYOCOM/XV-3500CB.html>

2012-11-06

SENSOR DE DISTANCIA POR INFRARROJOS GP2D120XJ00F

https://www.sparkfun.com/datasheets/Sensors/Infrared/GP2D120XJ00F_SS.pdf

2012-11-18

MICROCONTROLADORES

<http://www.neoteo.com/microcontroladores>

2012-12-15