

308917



UNIVERSIDAD PANAMERICANA

ESCUELA DE INGENIERÍA

CON ESTUDIOS INCORPORADOS A LA
UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA DE MÉXICO

"DISEÑO Y ADAPTACIÓN DEL SISTEMA DE LA DIRECCIÓN PARA EL
PROTOTIPO DE UN AUTOMÓVIL TUBULAR PARA CAMPO TRAVIESA".

T E S I S

QUE PARA OBTENER EL TÍTULO DE
INGENIERO MECÁNICO ELECTRICISTA
ÁREA: INGENIERÍA MECÁNICA

P R E S E N T A

ARCHIBALDO DENEKEN TOLEDANO

L

DIRECTOR

ING. JAIME CERVERA PEÑA.

México, D.F.

1997

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN



Universidad Nacional
Autónoma de México

Dirección General de Bibliotecas de la UNAM

Biblioteca Central



UNAM – Dirección General de Bibliotecas
Tesis Digitales
Restricciones de uso

DERECHOS RESERVADOS ©
PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL

Todo el material contenido en esta tesis esta protegido por la Ley Federal del Derecho de Autor (LFDA) de los Estados Unidos Mexicanos (México).

El uso de imágenes, fragmentos de videos, y demás material que sea objeto de protección de los derechos de autor, será exclusivamente para fines educativos e informativos y deberá citar la fuente donde la obtuvo mencionando el autor o autores. Cualquier uso distinto como el lucro, reproducción, edición o modificación, será perseguido y sancionado por el respectivo titular de los Derechos de Autor.



UNIVERSIDAD PANAMERICANA

Al creador y su obra.

*A mis padres, quienes con su apoyo, cariño
y ejemplo me han guiado a lograr mis metas.*

*A mis hermanas y abuelitos por su presencia
y toda la ayuda que me han brindado siempre.*

*A mi esposa y a su familia por el amor y apoyo;
estímulo para concretar esta meta en mi vida.*

*Al Ingeniero Jaime Cervera por sus
consejos en la elaboración de este trabajo.*

*A todos mis compañeros IME por tan buenos recuerdos,
en especial a los que trabajaron conmigo en "Banshee".*

*A los ingenieros Piotr Rusek, Oscar Cervantes,
Alfredo González y Pedro Creuheras, por su
colaboración en este proyecto y en
agradecimiento a sus enseñanzas y amistad.*

A Banshee, donde quiera que se encuentre.

INDICE

ÍNDICE GENERAL

INTRODUCCIÓN

CAPÍTULO I	
PARÁMETROS DEL DISEÑO	1
A Pruebas en Mini-Baja.	3
1. Pruebas estáticas.	3
a. Diseño mecánico y seguridad.	3
b. Presentación ingenieril.	3
2. Pruebas dinámicas.	4
a. Maniobrabilidad.	4
b. Aceleración.	4
c. Ascenso de colina.	4
d. Carrera de resistencia.	4
B. Modularidad del diseño.	5
C. Traficabilidad.	7
D. Propiedades fisicomecánicas del neumático.	8
1. Deformación radial.	8
2. Deformación circular.	10
3. Deformación lateral.	10
4. Deformación angular.	11

CAPÍTULO 2	
LA DIRECCIÓN Y SUS MECANISMOS	13
A Dirigibilidad del automóvil	15
1 Métodos para efectuar el giro en automóviles.	15
2 Mecanismos direccionales.	17
3 Cinemática de giro.	20
B Principio de Ackerman.	28
C Influencia de la elasticidad lateral de los neumáticos en la dirigibilidad del vehículo.	31
D Estabilización de las ruedas dirigidas.	36
1 Principales ángulos de la dirección.	37
a. Camber.	37
b. Kingpin.	38
c. Caster.	38
d. Toe.	38
2 Giro sin diferencial.	43
E Distintos tipos de mecanismos reductores.	45
1 Tipos de mecanismos.	45
a. Tipo simple.	46
b. Tipo caja.	47
2 Desmultiplicación.	48
3 Principales cualidades de la dirección.	49
4 Matriz de evaluación.	51
CAPÍTULO 3	
DISEÑO Y ADAPTACIÓN	53
A Dimensiones del trapecio de dirección.	57
B Adaptación y fabricación de las piezas.	67
1. Mango.	68
2. Brazos.	69
3. Caja de dirección.	70
4. Soporte de la dirección.	72
5. Eje de la dirección.	72
a. Cadena de unión.	72
b. Soporte inferior.	74
c. Crucecita.	74
d. Eje del volante.	74
e. Soporte superior.	74
f. Soporte del volante.	75

6. Volante.	75
7. Piezas adicionales para seguridad	75
a. Topes positivos.	75
b. Sujeción de los brazos.	76
c. Protección de la caja.	76
C Resultados, pruebas y ajustes.	76
1. Pruebas estáticas.	77
a. Ángulos de la dirección.	77
b. Juegos en los órganos.	77
c. Presión de inflado de los neumáticos.	78
d. Compatibilidad con la suspensión.	78
e. Radio de giro.	78
f. Resistencia.	78
2. Pruebas dinámicas.	79
a. Juegos en los órganos.	79
c. Presión de inflado de los neumáticos.	79
d. Compatibilidad con la suspensión.	80
e. Radio de giro.	80
f. Resistencia.	80

CAPÍTULO 4	
FABRICACIÓN EN SERIE	81
A. Fabricación en serie.	83
1. Definición del proceso.	83
2. Diagramas del proceso de fabricación.	85
B. Análisis de costos.	88
CONCLUSIONES	90
ANEXOS	99
A. Planos finales.	100
1. Mango.	101
2. Brazo.	102

3. Caja.	103
4. Soporte de la caja.	105
5. Eje de la dirección.	106
6. Topes positivos	109
B Breve descripción de la evaluación de Mini-Baja	110
C Resultados obtenidos en Mini-Baja.	112

BIBLIOGRAFÍA

INTRODUCCIÓN

INTRODUCCIÓN

Existe una competencia a nivel internacional organizada por la *Society of Automotive Engineers* (SAE), llamada Mini-Baja. Esta competencia tiene como objetivo principal, el simular de manera real, el desarrollo de un proyecto de diseño ingenieril y sus correspondientes retos. Así, cada equipo de alumnos deberá efectuar, construir, probar y competir con su diseño para que sea aceptado por una firma ficticia y sea fabricado en serie.

Por lo tanto, la meta de cada equipo es el diseñar y construir un auto prototipo de cuatro ruedas; monoplaza, es decir, para un solo pasajero, para todo tipo de terreno, y que sea recreativo. Como se pretende vender a cualquier persona que disfrute el manejar un auto "off-road" en las peores condiciones de terreno sin ser un profesional, el auto también deberá ser: seguro, fácil de mantener, fácil de manejar, fácil de transportar y con un costo de fabricación muy bajo.

Mini-Baja se lleva a cabo todos los años y es un evento a nivel estudiantil, pudiendo participar alumnos no graduados de las universidades de México, Estados Unidos y Canadá. La Universidad Panamericana tiene ya tres participaciones: una en 1990 en donde se debutó con un auto llamado Pionero; la segunda fue en 1993 con Lázaros y la última participación fue en este año 1994 con Banshee, en donde se obtuvo el 11vo. lugar general dentro de 62 competidores y el 3er. lugar nacional de 13 universidades mexicanas.

A pesar de la poca experiencia con la que cuenta la universidad, (ya que tan solo ha participado en 2 años de los 18 con los que ya cuenta esta competencia) se han logrado grandes avances. Estos son el resultado de experiencias previas ya que los alumnos que participaron en 1993 fueron los mismos que concursaron en 1994.

Toda la experiencia adquirida en 1993 fue aplicada al prototipo de 1994 y de esta manera se lograron buenos resultados y así habría que pensar en el futuro. Desgraciadamente un alumno no puede permanecer en la escuela toda la vida y transmitir la experiencia a todas las generaciones que se entusiasmen a participar en Mini-Baja.

Es por lo anterior que se decidió tratar el tema del diseño y adaptación del sistema de la dirección para el prototipo de un automóvil tubular tipo "off-road". Así, los estudiantes que pretendan participar tengan alguna base en qué apoyarse para la construcción de su prototipo.

Este trabajo pretende mostrar dos años de experiencia en el diseño de la dirección junto con datos que fueron de gran utilidad. Dando tanto las bases para construir una dirección como el diseño en sí de la dirección del proyecto Banshee. Quedará ya para alumnos de otros años perfeccionar este diseño o incluso realizar uno nuevo apoyándose en este estudio.

Los temas que se presentarán acerca de este automóvil, se enfocarán principalmente al análisis cinemático y en algunos casos, dinámico de sus mecanismos, excluyendo las resistencias de algunas partes del automóvil, las cuales salen del objetivo de la tesis.

El capítulo uno trata de mostrar, brevemente, los parámetros que fijan los puntos de partida del diseño que se analiza y que nacen de la necesidad de satisfacer las condiciones de trabajo a las que se encontrará sometido el automóvil. En primer lugar, se establecerán las normas de la competencia y se tomará especial atención a las pruebas a las que estará sometido el diseño ya que será la forma en que el jurado se basará para calificarlo. Por otro lado se analizará la trafieabilidad y las propiedades del neumático que ayudarán a familiarizarse con las deformaciones que éste sufre durante su explotación y su influencia sobre la dirigibilidad del automóvil.

Cabe mencionar que la reglamentación y el tipo de pruebas pueden llegar a cambiar con el tiempo y es por ello que se recomienda a los interesados comunicarse con la SAE¹.

El capítulo dos está dedicado a los principales componentes de una dirección, la capacidad de giro de los vehículos, y a los distintos tipos de mecanismos existentes. En primer término, se analizarán las características de los diferentes tipos de dirección y se elegirá el que mejor se adapte a las condiciones de trabajo. Más adelante, se discutirá la forma en la que la deformación lateral del neumático afecta al giro del automóvil y cómo controlarla. Un tema importante es el dedicado a la estabilización de las ruedas dirigidas; aquí se analizan los diferentes ángulos de instalación necesarios para el diseño de la dirección. Finalmente, se evaluarán, con base a sus principales beneficios, los distintos tipos de mecanismos para determinar cuál es el mejor para este caso.

Posteriormente, en el capítulo tres, se muestra el diseño y la manera de construirlo y adaptarlo al proyecto. Inicialmente, se determinarán las dimensiones del trapecio de dirección ideal. La adaptación y

¹SAE (Society of Automotive Engineers) HQ
400 Commonwealth Drive, Warrendale PA 15096
Tel. (412) 776-8841
Fax (412) 776-9765

la forma de fabricar ciertas piezas también será tema de este capítulo. Y por último, se verán las pruebas del diseño y los ajustes realizados en el mismo.

En el capítulo cuatro se presenta el análisis de fabricación del presente diseño, en donde se estudia la forma más sencilla de llevarlo a la realidad; y también dentro de este capítulo, se verán los costos del diseño.

Para finalizar este trabajo, se presentan las conclusiones de esta tesis, en las cuales se intenta resumir tanto los puntos fuertes como las áreas de oportunidad del diseño.

CAPÍTULO 1
PARÁMETROS DEL DISEÑO

CAPÍTULO I

PARÁMETROS DEL DISEÑO

Uno de los principales objetivos de la ingeniería es el de resolver cualquier tipo de problema que se presente en la vida cotidiana. Desde este punto de vista, una vez que se presenta dicho problema, el ingeniero debe estudiarlo ampliamente con el fin de hallar los pilares que sustentarán toda la elaboración del proyecto que dará solución al problema. A estos pilares se les llama "parámetros de diseño". Estos pueden ser de diversos tipos: parámetros que se definen por restricciones físicas; parámetros que se adoptan por normas establecidas; por la experiencia, etc.

En el presente capítulo, se presentará la teoría necesaria para fijar los parámetros del diseño de la dirección de cualquier vehículo, destacando los parámetros que se utilizarán en la elaboración del prototipo.

En primer lugar, se analizarán las normas de Mini-Baja en lo que se refiere al sistema que se fabricará. Posteriormente se analizarán los parámetros más importantes tales como las propiedades del neumático y la traficabilidad.

A. Pruebas en Mini-Baja.

La dirección juega un papel muy importante en este tipo de autos, ya que por ser para todo tipo de terreno, los impactos que pueda llegar a tener deberán ser soportados por el sistema. Es por esto que el diseño deberá contemplar todas las pruebas a las que se encontrará sometido durante la competencia, y no perdiendo de vista el aspecto económico para que sea factible su construcción.

Las pruebas en esta competencia se pueden clasificar en dos: pruebas estáticas y pruebas dinámicas.

I Pruebas Estáticas

a. Diseño mecánico y seguridad.

Aquí se califica el diseño de acuerdo a la apariencia, funcionalidad, producción masiva e innovación, así como la seguridad del mismo. Se pide que el diseño cuente con unos topes anti-bloqueo en las ruedas delanteras y que el conductor no se atore bajo ninguna circunstancia con el sistema, teniendo en cuenta que sea fácil de construir y que sea atractivo a la vista.

b. Presentación ingenieril.

Se deberá mostrar el costo de fabricación de cada sistema tomando en cuenta la producción en serie. Se hará una presentación formal en donde se mostrará y explicará las ventajas del diseño y se contestarán dudas a los jueces.

2 Pruebas dinámicas

a. Maniobrabilidad

Esta es una prueba de agilidad en donde se verá la funcionalidad (*performance*) del diseño. Habrá que conducir a través de una pista de terracería que tiene vanas curvas cerradas y que se encuentran trazadas por medio de llantas. El recorrido deberá hacerse en el menor tiempo posible y sin derribar ninguna llanta. Esta es la prueba más importante para el diseño: poder brindar buena funcionalidad al sistema.

b. Aceleración.

En esta prueba el auto deberá ir lo más rápido posible en una recta de 50 yardas. Aquí la dirección no interviene de forma importante.

c. Ascenso de colina

Aquí, el auto se coloca justo al pie de la colina y éste deberá subirla en el menor tiempo posible. La dirección juega un papel importante, ya que el conductor deberá mover las llantas rápidamente de un lado a otro cuando sienta que se ha detenido el avance.

d. Carrera de resistencia.

Esta es la prueba más importante de toda la competencia, ya que es la que más puntuación otorga. La prueba dura cuatro horas y el ganador de este evento será aquel que dé el mayor número de vueltas a la pista en este tiempo. Debido a que el tiempo es vital en esta prueba, se intenta que un conductor permanezca en el auto aproximadamente una hora, lo cual implica que el auto debe ser cómodo para su manejo, y, desde luego, el diseño deberá resistir las condiciones de la pista, las cuales no son las mejores.

Tomando en cuenta el aspecto económico, se puede concluir lo siguiente: primero, todas las partes y materiales que integran el sistema deberán ser de fabricación nacional, hasta donde se pueda. Segundo, el diseño deberá ser tal que los procesos de manufactura que intervengan en su fabricación sean los más económicos. Tercero, el diseño deberá ser simple para que así se reduzca el número de piezas, y por lo tanto, los costos de material y fabricación. Y, cuarto, los costos de mantenimiento deberán ser mínimos.

Otro aspecto no menos importante es la funcionalidad del diseño, y en cuanto a este respecto se puede concluir lo siguiente: primero, deberá ser una dirección suave, es decir, que el conductor requiera de un mínimo esfuerzo para virar. Segundo, que se pueda virar rápidamente hacia ambos sentidos. Tercero, que el radio de giro sea pequeño. Cuarto, el sistema deberá ser: pequeño, para que no estorbe al conductor; modular, que tenga piezas independientes para que se pueda reparar y mantener fácilmente; y ligero.

Finalmente, se buscará un balance entre ambos factores (económico y funcional); por lo tanto, se buscará un mecanismo simple pero con rendimientos óptimos.

B. Modularidad del Diseño.

Una de las directrices de este diseño será la modularidad y la estandarización de piezas y herramientas, ya que sólo de esta forma se podría optimizar el armado y por lo tanto el cambio de piezas defectuosas. Si se toma en cuenta que este diseño es una parte del diseño total de un automóvil, hay que pensar en facilitar la adaptación del sistema, o mejor dicho, de este módulo a los demás sistemas.

La modularidad consiste en conseguir que el sistema sea lo más independiente posible del proyecto general y que a su vez, dicho sistema se pueda partir en subsistemas que también, dentro de lo posible, sean independientes. Esto es, hacer el diseño de la dirección lo más independientemente posible de los demás sistemas que pudieran afectarla y conseguir dividir cada uno de sus componentes de la dirección en subsistemas.

Así, desde el principio, el proyecto general, un automóvil tubular para campo traviesa se dividió en 5 sistemas o módulos: estructura, suspensión, transmisión, frenos y dirección. Todos ellos dependen entre sí y es por esto que primero habría que estudiar e identificar y luego estar en estrecho contacto con aquellos en los que se tenga mayor interferencia.

Después de una minuciosa búsqueda de errores en el auto anterior se realizaron una serie de juntas con el equipo para definir la interacción de los siguientes módulos y fijar algunos parámetros. De esta forma, se definió que los sistemas con los que la dirección iba a interactuar eran la suspensión y la estructura. Los otros dos sistemas no interactuaron con la dirección ya que se decidió diseñar un automóvil con transmisión trasera y frenos también traseros. Más adelante, se verá la forma en la que interactúa la dirección con estos dos sistemas.

La división por subsistemas dentro de la dirección y de los demás sistemas, ayudaba a aislar la zona de interacción de los mismos. Por ejemplo, la dirección interactuaba con la suspensión en su módulo delantero exclusivamente.

Otra directriz importante en el diseño fue la estandarización de las piezas dentro del sistema de la dirección. El principal objetivo de esto fue el lograr cambiar piezas dentro del sistema lo más rápido posible. Así en caso de que alguna de ellas fallara o tuviera que reemplazarse, esto podría hacerse

rápidamente utilizando el mínimo de herramientas y logrando que el auto estuviera listo para continuar la carrera.

C. Traficabilidad.

Se entiende por traficabilidad de los automóviles su capacidad de marchar por malos caminos y a campo traviesa.

Es por medio de factores tales como la finalidad del vehículo, el campo de utilización y condiciones de trabajo como se determina la traficabilidad. Y con base en éstos, los automóviles se clasifican en tres categorías: traficabilidad normal, alta y especial.

La fórmula de ruedas de un automóvil indica el número de ruedas que éste posee y cuántas de ellas son motrices, así, por ejemplo, un vehículo que tenga cuatro ruedas y dos de ellas sean motrices, tendrá por fórmula de ruedas el símbolo 4x2.

Los automóviles de traficabilidad normal están destinados para la marcha por carreteras y caminos de piedra. Aquí se encuentran los autos con un solo eje motriz y con fórmula 4x2.

En la categoría de los automóviles de traficabilidad alta, se encuentran los vehículos que pueden trabajar tanto por caminos como a campo traviesa. Estos generalmente tienen dos o tres ejes motrices y se fabrican según los esquemas 4x4 y 6x6.

Finalmente, los vehículos de traticabilidad especial se diseñan para marchar por cualquier camino de mala calidad y a campo traviesa, superando todos los obstáculos que encuentren a su paso. En este grupo se encuentran los vehículos que poseen más de tres ejes y todos son motrices. Encontrando su mayor aplicación en vehículos militares.

De acuerdo con esta clasificación, el auto que se diseñará se sitúa en la categoría de automóviles de traticabilidad alta; sin embargo, se caracterizará por tener un solo eje motriz con el fin de eliminar el uso de mecanismos diferenciales en la transmisión que aumentarían el peso y la complejidad del automóvil. Adicionalmente, como ya se mencionó, es norma de Mini-Baja que el auto cuente con cuatro ruedas. Así, la fórmula de ruedas de este auto quedará definida como 4x2. Lo que indica que el auto tendrá tracción solamente en el eje trasero.

D. Propiedades fisicotécnicas del neumático.

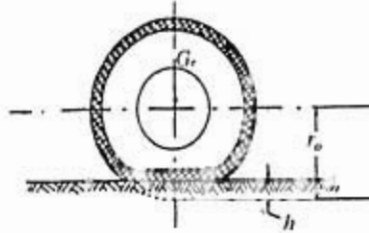
Bajo la acción de cargas externas, el neumático sufre diversas deformaciones que se hallan relacionadas entre sí. Para facilitar el estudio de las deformaciones se debe analizar cada una por separado. Pueden destacarse cuatro tipos de deformaciones del neumático: radial (normal), circular (tangencial), transversal (lateral), y angular.

1. Deformación radial.

En la figura 1.1, se representa la deformación h del neumático por acción de la carga normal G , aplicada en la rueda. La deformación del neumático se expresa por la disminución de la

distancia desde el eje de la rueda hasta su superficie de apoyo, en comparación con el radio libre r_0 del neumático sin carga.

Figura 1.1 Deformación radial del neumático.



En este caso, se crea la superficie de contacto entre el neumático y el suelo sobre la que accionan las reacciones normales del camino que equilibran la carga transmitida por la rueda. Durante la deformación del neumático disminuye un tanto el volumen del aire dentro de él, sin embargo, en comparación con el volumen total del aire, esta variación es insignificante y por consiguiente, se adopta que la deformación no ejerce influencia en la presión del aire en el neumático.

La relación $\lambda = G_r/h$ se denomina coeficiente medio de rigidez del neumático en dirección normal. Su valor depende principalmente de la presión del aire en el neumático y de las dimensiones, estructura y materiales empleados para la fabricación del neumático.

Esta deformación permite, al variar la presión del neumático, variar la superficie de contacto (agarre) con la superficie de apoyo y la dificultad de mover el neumático, tanto para avanzar como para virar.

2. Deformación circular.

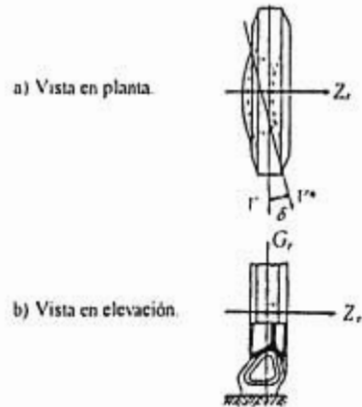
La flexibilidad del neumático en sentido circular es considerablemente menor que en el radial. Las deformaciones circulares acompañan a las normales y surgen al mismo tiempo que éstas, pero se provocan principalmente por la acción de los momentos de rotación (y de las fuerzas circulares) sobre las ruedas. Aquella parte de la deformación circular que se produce por los momentos y fuerzas indicados, se denomina deformación tangencial.

La rigidez tangencial del neumático se caracteriza por la relación entre el momento de rotación aplicado y el ángulo de torsión del neumático que éste acarrea.

3. Deformación lateral.

Desde el punto de vista de la dirigibilidad del vehículo, tiene gran importancia la flexibilidad del neumático en dirección lateral. Si a una rueda en posición vertical (fig. 1.2) cargada con una fuerza radial y que se mueve en el plano de su rotación en la dirección señalada por la flecha V' , se le aplica una fuerza lateral Z_r que accione a lo largo del eje de la rueda, esto provocará una deformación del perfil del neumático y un cambio en la forma de su área de contacto con el camino. El perfil del neumático no sólo se deforma en la zona de contacto, sino también fuera de sus límites. Todo esto ocasiona el así llamado desvío lateral del neumático, lo que se expresa por el hecho de que la rueda se desvía de la dirección inicial y comienza a moverse bajo cierto ángulo δ respecto a ella, como está representado en la figura 1.2 con la flecha V'' . El ángulo δ se denomina ángulo de desvío lateral. La relación $K_{dLS} = Z_r / \delta$ es llamada coeficiente de resistencia al desvío lateral y se mide en Kg/grad.

Figura 1.2 Desviación lateral del neumático.



Este coeficiente es una propiedad que influye grandemente en la estabilidad del vehículo, ya que cuando éste disminuye, la tendencia a la volcadura aumenta.

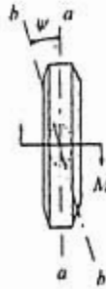
La estructura y las medidas del neumático, así como la presión del aire que se utiliza en él, ejercen una influencia principal en la resistencia de los neumáticos al desvío lateral. En algunos casos se aumenta dicha resistencia llenando los neumáticos con agua o, en menor grado, aumentando la presión del aire dentro de ellos.

4. Deformación angular.

La figura 1.3 muestra la deformación angular del neumático que surge cuando a la rueda cargada con la fuerza normal se le aplica el momento M , paralelo a la superficie de camino. La deformación angular se manifiesta en que la línea central de la banda de rodamiento $a-a'$ se desvía en

cierto ángulo ψ de la línea central $b-b$ de la superficie de contacto del neumático con el camino. A consecuencia de la flexibilidad angular del neumático, la rueda puede, en ciertos límites, desviarse de la dirección de su marcha sin un aparente resbalamiento del neumático por el camino.

Figura 1.3 Deformación angular del neumático.



Con base en su baja deformación radial, tangencial y angular, se escogen para el auto que se diseña, neumáticos de perfil ancho, los cuales proporcionan mayor adherencia y menor resistencia a la rodadura en caminos deformables, además de que mejoran la dirigibilidad y la estabilidad del automóvil. Por otra parte, la forma de la banda de rodadura deberá ser tal que permita marchar por todo tipo de terreno. Una característica adicional es que la banda de rodadura sea esférica para asegurar que exista siempre un área de contacto con el suelo, independientemente de la inclinación de la rueda con respecto al camino.

Por lo anterior las llantas que cumplen con estas características y que existen en el mercado nacional son: Chincheng (de Taiwan). Para las llantas delanteras se escogieron las dimensiones de 20x10x7 pulgadas; y 22x11x8 pulgadas para las traseras.

CAPÍTULO 2
LA DIRECCIÓN Y SUS MECANISMOS

CAPÍTULO 2

LA DIRECCIÓN Y SUS MECANISMOS

La dirección es uno de los mecanismos más importantes del automóvil. Generalmente consta de dos partes: un "mecanismo reductor" y del "accionamiento de la dirección". El mecanismo reductor convierte el movimiento de rotación del volante en el desplazamiento de una cremallera o de una palanca. Como característica debe disminuir la fuerza requerida por el conductor para mover el volante.

El accionamiento de la dirección está formado por el sistema de tirantes y palancas que unen al mecanismo reductor con los ejes de las ruedas dirigidas, asegurando la correcta cinemática de éstas durante el giro.

El presente capítulo se enfoca principalmente al estudio de los diferentes tipos de accionamientos de la dirección, con el propósito de seleccionar el más apto para el prototipo que se quiere diseñar.

A. Dirigibilidad del automóvil.

Por dirigibilidad del automóvil se entiende su capacidad de conservar con exactitud la dirección prefijada de marcha y por medio de la acción correspondiente cambiarla por la trayectoria requerida. La primera propiedad se denomina "estabilidad de rumbo" y la segunda "facultad de giro del vehículo".

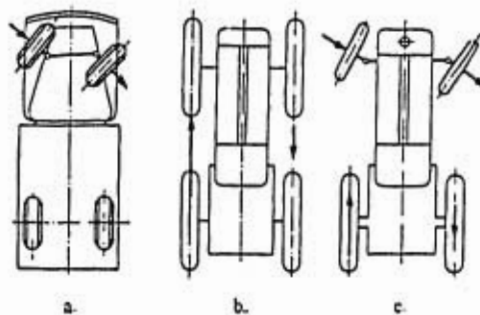
1. Métodos para efectuar el giro en automóviles.

Existen tres diferentes métodos para efectuar el giro de los automóviles:

- a. Cambiando la dirección del movimiento de las ruedas dirigidas.
- b. Creando una diferencia entre el momento de impulsión de las ruedas motrices.
- c. Combinando ambos métodos.

Con el primer método, la dirección de movimiento de las ruedas dirigidas se cambia variando sus ejes, tal como se muestra en la figura 2.1.a. Lo más frecuente es que las ruedas dirigidas sean las delanteras. Cuando las ruedas se desvían de la posición que ocupaban durante la marcha rectilínea, en ellas comienzan a actuar las reacciones laterales del camino, indicadas con flechas en la misma figura, las cuales obligan a que el vehículo gire.

Figura 2.1 Métodos utilizados para efectuar el giro de los vehículos.



El segundo método se emplea en automóviles con cuatro ruedas motrices, en aquellos casos cuando a causa del gran diámetro de las ruedas, sus ejes pueden ser virados a un ángulo limitado, insuficiente para obtener el radio de giro deseado. Con este método (fig. 2.1.b), la posición de las ruedas respecto al chasis o bastidor del automóvil no varía. El cambio de dirección se produce como consecuencia del diferente valor del momento de impulsión que se crea en las ruedas derechas o izquierdas. Las fuerzas tangenciales de tracción correspondientes se muestran en la figura con vectores de sentido contrario; sin embargo, el giro también se puede lograr con vectores del mismo sentido pero diferente magnitud. La regulación de los momentos de impulsión se logra con mecanismos sofisticados, análogos a los empleados en los tractores de oruga.

Por último, en algunos automóviles, como complemento al cambio de la dirección de marcha de las ruedas dirigidas, se cuenta con la posibilidad de crear diferentes momentos de impulsión en las ruedas motrices frenando, en dependencia de si el giro es a la derecha o a la izquierda, el semieje de la rueda derecha o izquierda respectivamente (fig. 2.1.c). Este método requiere por fuerza el uso de una transmisión con diferencial.

Comparando los tres métodos anteriores y tomando en cuenta las conclusiones del capítulo anterior, el método más adecuado para el automóvil es el primero, debido a que sus mecanismos son más simples y a que, como se verá más adelante, no es indispensable el uso del diferencial.

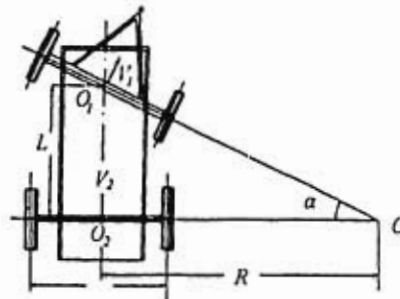
De aquí en adelante se entenderá que el método a analizar es el que logra el giro del automóvil por medio del cambio de la dirección del movimiento de las ruedas dirigidas.

2. Mecanismos direccionales.

Existen básicamente dos mecanismos diferentes que aplican este principio, el más simple de todos es aquel que permite el giro del puente que une a las ruedas dirigibles (fig. 2.2).

Para el análisis cinemático del mecanismo se adopta que el giro se efectúa con un radio constante y velocidad de marcha estable y, suponiendo que los neumáticos no tienen elasticidad lateral. En estas condiciones, la marcha del automóvil durante el viraje puede considerarse como el giro alrededor de un eje constante.

Figura 2.2
Cambio de la dirección del movimiento de las ruedas dirigidas por medio de la rotación del puente delantero.



Para hallar su posición es suficiente determinar dónde se cruzan los planos normales a las velocidades de dos puntos cualesquiera del chasis del vehículo. Por ejemplo, del punto O_1 del centro del eje delantero y del punto O_2 del centro del eje trasero. Ya que las velocidades V_1 y V_2 de los puntos indicados son perpendiculares a los ejes respectivos; por consiguiente, el plano normal a la velocidad del punto O_1 pasa por el eje geométrico de la rueda delantera, y el plano normal al vector de la velocidad V_2 , por el eje geométrico de las ruedas traseras. El punto O , en el que estos ejes se cruzan determina la

posición de la proyección del eje de giro buscado en la superficie del camino. El punto O se denomina "centro de giro". La distancia R que va desde el centro de giro hasta el centro del puente trasero es llamada "radio de giro", y esta dada por

$$R = L \cdot \operatorname{ctg} \alpha,$$

Siendo L = distancia entre ejes o batalla del vehículo.

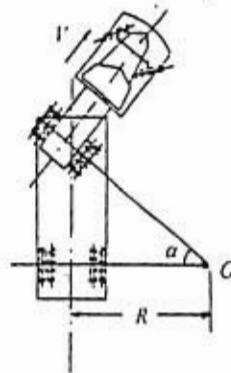
α = ángulo de desviación de la rueda delantera de su posición rectilínea o neutral

El radio mínimo de giro R_{\min} , depende del valor de la distancia entre ejes y del valor máximo posible del ángulo de desviación, es decir:

$$R_{\min} = L \cdot \operatorname{ctg} \alpha_{\max}$$

El valor del ángulo alfa máximo generalmente está entre 35° y 40° . Este mecanismo se utiliza comúnmente en semiremolques como el mostrado en la figura 2.3.

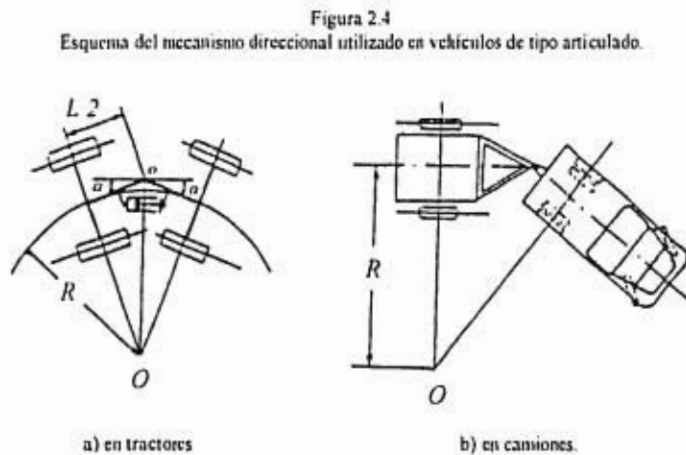
Figura 2.3 Rotación de un eje en un semiremolque.



Existe otro mecanismo (fig 2.4 a) para cambiar la dirección de las ruedas, en el cual, el bastidor del vehículo consta de dos secciones unidas entre sí en forma articulada en el punto O , dispuesto en este caso particular en el centro del bastidor.

Entre las secciones puede haber un cilindro hidráulico de doble efecto mediante el cual las secciones pueden plegarse y como resultado, las ruedas se posicionan bajo cierto ángulo respecto a la dirección inicial de marcha.

Tal esquema de giro se utiliza en los tractores de gran potencia que tienen todas las ruedas motrices y en vehículos de tipo articulado en los que un eslabón, por ejemplo, es un camión, y el otro un remolque como el de la figura 2.4 b.



En el caso particular de la figura 2.4.a, cuando la articulación O se encuentra en el centro del vehículo se cumple que:

$$R = L \cdot 2 \operatorname{ctg} \alpha$$

Por lo tanto el mecanismo que se utilizará, por ser el más simple, es aquel que permite el giro del puente que une a las ruedas dirigibles (fig. 2.2).

3. Cinemática de giro del mecanismo.

En la figura 2.5, se muestra la cinemática de giro de un automóvil que tiene dos ruedas delanteras dirigidas. Para que todas las ruedas marchen sin resbalamiento lateral y sin deformaciones laterales de los neumáticos, el centro de giro O debe estar dispuesto en la intersección de los ejes de todas las ruedas. Para ello es necesario desplazar las ruedas dirigidas de la posición neutral a diferentes ángulos, caracterizados por las siguientes relaciones:

$$\operatorname{ctg} \alpha_{int} = (R-a) : L \quad ? \quad \operatorname{ctg} \alpha_{ext} = (R+a) : L \quad (Ecs. 2.1)$$

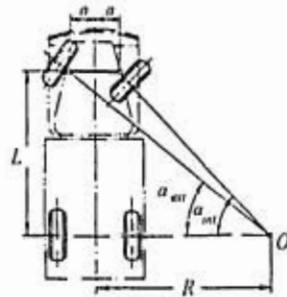
siendo, α_{int} y α_{ext} = desplazamiento angular de las ruedas dirigidas.

$2a$ = distancia entre los pivotes de los mangos de las ruedas dirigidas.

Dado que el radio de giro en las ecuaciones anteriores es el mismo, se pueden igualar para así obtener la siguiente relación:

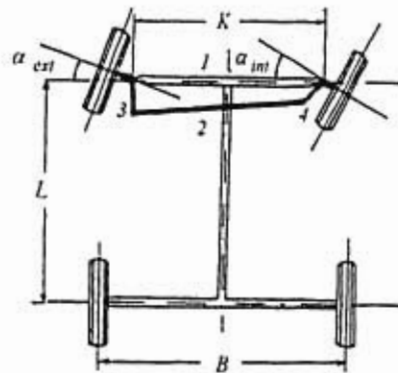
$$\operatorname{ctg} \alpha_{ext} - \operatorname{ctg} \alpha_{int} = 2a : L \quad (Ec. 2.2)$$

Figura 2.5
Cinemática de giro de un automóvil con dos ruedas delanteras dirigidas.



Para obtener la correlación exigida entre los ángulos α_{ext} y α_{int} , es frecuente el empleo de un mecanismo especial de cuatro eslabones (fig. 2.6), para girar los pivotes de las ruedas, llamado trapecio de dirección. Cuando la elección de sus parámetros es la adecuada, es posible obtener correlaciones suficientemente próximas a las teóricas.

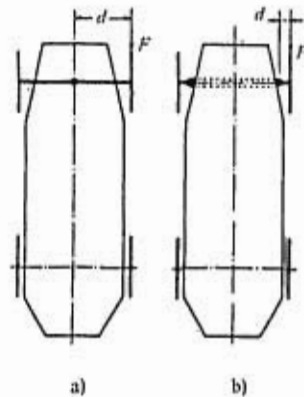
Figura 2.6
Cinemática de giro de un automóvil con dos ruedas delanteras dirigidas.



Este mecanismo consta de una barra rígida que une a los dos mangos de las ruedas dirigidas tal como se ve en la figura 2.6. Tal sencillez hace que su costo sea muy bajo. Sin embargo, un aspecto desfavorable de este tipo de dirección es que los movimientos de la suspensión generan variaciones en los ángulos de desviación α_{ext} y α_{int} . Debido a esto, para este prototipo, se utilizará el mecanismo de seis eslabones el cual logra evitar que los movimientos de la suspensión influyan de manera directa en la dirigibilidad del vehículo proporcionando así seguridad en el manejo.

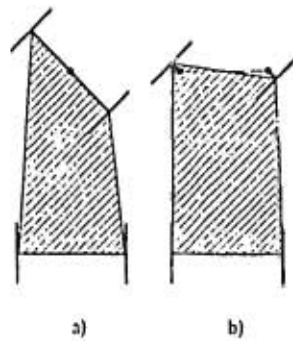
Cabe mencionar que con este mecanismo se logra que toda la fuerza horizontal F , necesaria para hacer girar el vehículo, se reduzca. Esto se logra porque en el caso de que la dirección se encuentre asegurada por un eje rígido (fig. 2.7.a), toda fuerza horizontal F que se origine intentará hacer girar al eje director. En cambio, cuando el pivote central es reemplazado por otros dos, situados lo más cerca posible de las ruedas, la distancia cambia, lo cual reduce el momento ejercido en la rueda (fig. 2.7.b). De esta manera se cumple con uno de los objetivos, que es reducir al máximo el esfuerzo que le es exigido al conductor.

Figura 2.7
Comparación de la fuerza necesaria para girar dadas las diferentes posiciones del pivote central.



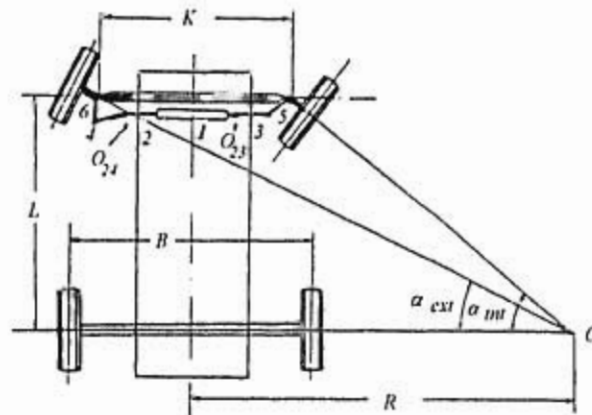
Adicionalmente, esta dirección presenta la ventaja de aumentar la estabilidad en los virajes (fig. 2.8).

Figura 2.8
Gráfica del área de estabilidad en los virajes dadas las diferentes
posiciones del pivote central.



En la figura anterior se puede observar que el cuadrilátero de sustentación toma, en los virajes pronunciados, una forma alargada (fig. 2.8.a), que puede dar lugar a que la resultante de fuerzas aplicadas al vehículo, encuentre al suelo fuera de la base de sustentación provocando el vuelco. Por el contrario, con la dirección de 6 eslabones, el cuadrilátero de sustentación prácticamente no sufre deformaciones (fig. 2.8.b), lo cual aumenta la estabilidad.

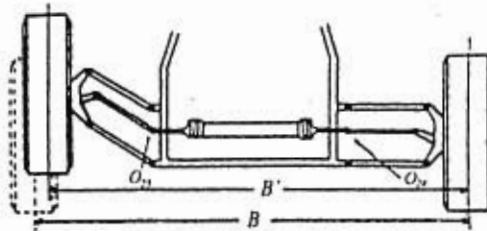
Figura 2.9
Mecanismo direccional de seis eslabones.



El mecanismo de 6 eslabones es el más utilizado en la actualidad para lograr el giro de los automóviles y consta de las siguientes partes (fig. 2.9) el eslabón 1 es el bastidor del vehículo, el 2 una barra deslizante; el 3 y 4 son los brazos de la dirección, y el 5 y 6 los mangos de la dirección que forman parte de los ejes de las ruedas.

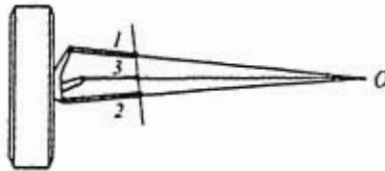
Para lograr que las desviaciones de las ruedas de la posición neutral, por efecto de la variación en el ancho de vía B , debido al movimiento de la suspensión sean mínimas, es necesario que los centros instantáneos de giro O_{23} y O_{24} de la figura 2.7 estén alineados con las articulaciones de la suspensión (fig. 2.9).

Figura 2.10
Vista frontal del mecanismo direccional de 5 eslabones.



En este tipo de dirección, en los casos en que las horquillas 1 y 2 (fig. 2.10) de la suspensión no sean paralelas, el brazo de la dirección 3 debe orientarse de tal manera que su centro instantáneo de giro sea el mismo que el de las horquillas, como se muestra en la figura 2.11.

Figura 2.11
Orientación del brazo de la dirección.

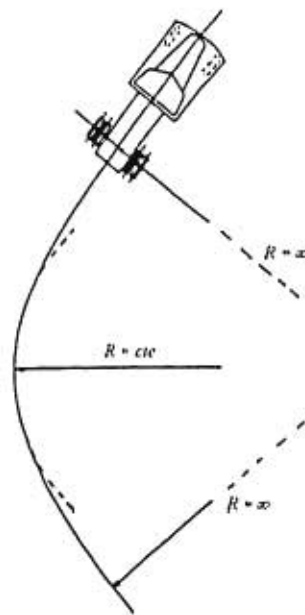


Esta característica también debe cumplirse en suspensiones con una sola horquilla, como por ejemplo en la suspensión tipo Mc. Pherson.

En cuanto al análisis cinemático del giro con este tipo de dirección, si se supone que no existen deformaciones ni desplazamientos en los neumáticos y que el efecto debido al movimiento de la suspensión es despreciable, se puede aplicar con bastante exactitud la ecuación 2.2 que se emplea en el análisis de mecanismo de 6 eslabones.

Por último, cabe mencionar que la transición de la marcha rectilínea a la curvilínea con un radio estable no se realiza instantáneamente, sino por un arco cuyo radio de curvatura se reduce paulatinamente desde su valor inicial hasta el valor final predestinado $R=cte$. En forma análoga, la salida del giro se realiza por el arco cuyo radio de curvatura aumenta paulatinamente desde $R=cte$ hasta $R=\infty$. De esta manera, la marcha por un radio constante tiene lugar únicamente en una parte de la trayectoria del giro como se muestra en la siguiente figura 2.12.

Figura 2.12
Variación del radio de giro durante el viraje del automóvil.



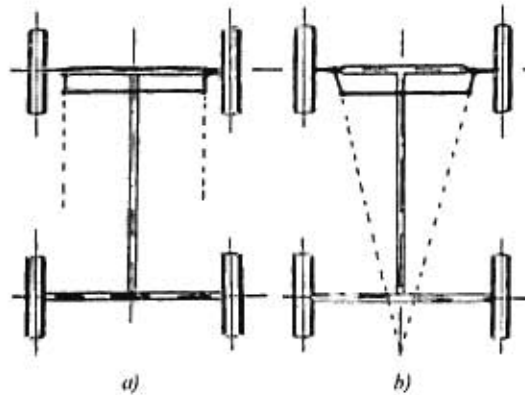
B. Principio de Ackerman.

Como se ha visto, en la dirección que se va a utilizar (de 6 eslabones) que cumple con la cinemática de giro ideal de un automóvil, es necesario que los ángulos de desviación se relacionen entre sí según la ecuación 2.2. En la realidad no existe ningún mecanismo que se apege exactamente a dicha relación, no obstante, es posible minimizar las diferencias entre los ángulos de desviación teóricos y reales eligiendo la geometría óptima del mecanismo.

En 1818, el inventor alemán Rudolf Ackerman patentó un dispositivo basado en el principio de la dirección geoméricamente correcta. Estableció que cuando un vehículo sigue una trayectoria curvilínea, sus ruedas deben describir círculos concéntricos. Si una de ellas no lo hace, tenderá a deslizarse, lo que se traducirá en un desgaste excesivo y en la pérdida de adherencia.

Para el mecanismo de cuatro eslabones, cuando los mangos de la dirección son paralelos (figura 2.13.a) el desplazamiento angular de las ruedas es el mismo. En cambio, si se hace converger la dirección de los mangos en algún punto cerca de las ruedas traseras (figura 2.13.b), la rueda interior respecto al centro de giro describe un desplazamiento angular mayor que la rueda exterior. La diferencia de los desplazamientos angulares de cada rueda es tanto mayor cuanto más cerca del eje delantero convergen las direcciones de los mangos.

Figura 2.13
Efecto de la orientación del mango en el desplazamiento angular de las ruedas.

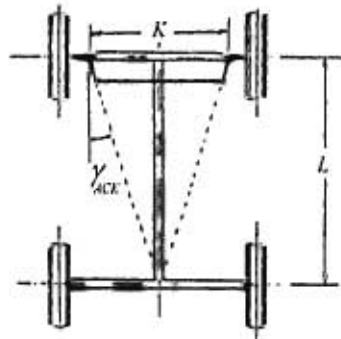


Ackerman determinó que cuando las direcciones de los mangos converjan en el centro del eje trasero (fig. 2.14), las diferencias entre los ángulos de desviación teóricos (Ec. 2.2) y los reales son mínimos.

De la figura 2.14 se deduce que el valor del ángulo γ_{ACK} entre el plano paralelo al plano medio de la rueda que pasa por el pivote del mango, y el plano longitudinal del brazo de palanca del mango que cumple con el principio de Ackerman es:

$$\gamma_{ACK} = Tg^{-1}(k/2L) \quad (Ec. 2.3)$$

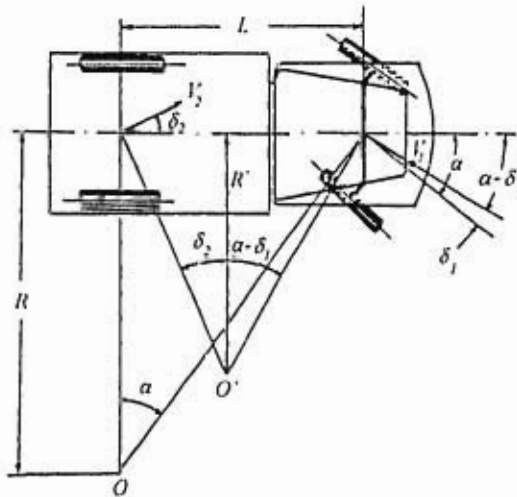
Figura 2.14
Orientación del mango de la dirección según Ackerman.



C. Influencia de la elasticidad lateral de los neumáticos en la dirigibilidad del vehículo.

Para comprender el giro del automóvil, teniendo en cuenta el deslizamiento lateral de los neumáticos, es muy útil la figura 2.15

Figura 2.15
Efecto del deslizamiento lateral de los neumáticos en el giro de un vehículo.



El deslizamiento de los neumáticos durante el giro se origina bajo la acción de la componente lateral de la fuerza centrífuga y otras fuerzas laterales como el viento, la inclinación del camino, etc. En el caso general, los ángulos de deslizamiento de los neumáticos de las ruedas delanteras y traseras tienen

diversos valores. Por eso se designan como δ_1 y δ_2 respectivamente. Por otro lado, los ángulos de deslizamiento de los neumáticos derecho e izquierdo de las ruedas de cada eje pueden considerarse iguales. Como resultado del deslizamiento de los neumáticos, los movimientos de los ejes delantero y trasero se desvían de la trayectoria por la que ellos se desplazarían si no hubiera deslizamiento.

El eje trasero del vehículo marchará por la dirección del vector V_2 , inclinado bajo un ángulo δ_2 respecto al eje longitudinal del vehículo, y el eje delantero por la dirección del vector V_1 , inclinado respecto al eje indicado bajo un ángulo $\alpha - \delta_1$, siendo α el valor medio de los ángulos de giro de los ejes de las ruedas delanteras.

El centro instantáneo de giro del vehículo se trasladará del punto O , donde él se hallaría al no haber deslizamiento lateral de los neumáticos, al punto O' , dispuesto en la intersección de las perpendiculares a los vectores de las velocidades V_2 y V_1 .

A consecuencia de ello, el radio de giro del vehículo en lugar de R resulta ser R' y su valor se puede determinar de la correlación:

$$L = R' \operatorname{Tg}(\delta_2) - R' \operatorname{Tg}(\alpha - \delta_1)$$

de donde:

$$R' = L / [\operatorname{Tg}(\delta_2) - \operatorname{Tg}(\alpha - \delta_1)]$$

Debido a que los valores de los ángulos de deslizamiento son muy pequeños y que el deslizamiento lateral de los neumáticos puede tener un valor considerable únicamente al marchar por curvas ligeras a velocidades elevadas y ángulos también pequeños, se puede adoptar, sin cometer un gran error, que:

$$R' = L / (\alpha + \delta_2 - \delta_1) \quad (\text{Ec. 2.4})$$

ya que la tangente de un ángulo es aproximadamente igual al ángulo (en radianes) cuando dichos ángulos son pequeños.

Comparando el radio R' de la ecuación 2.4 con el radio de giro $R = (L \cdot \text{Tga}) = (L \cdot \alpha)$, que resultaría en condiciones análogas al no haber deslizamiento lateral de los neumáticos, se observa que:

- a) Si $\delta_1 = \delta_2$, entonces el deslizamiento lateral de los neumáticos no ejerce influencia en el radio y en consecuencia $R' = R$.
- b) Si $\delta_1 > \delta_2$, entonces $R' > R$, es decir, el giro se efectuará por una curva más suave que con las ruedas que no tienen elasticidad lateral.
- c) Si $\delta_1 < \delta_2$, entonces $R' < R$ y por lo tanto, el giro se realizará por una curva más abrupta que con ruedas sin elasticidad lateral.

De esta manera, a consecuencia de la elasticidad de los neumáticos, la trayectoria del giro resulta depender no sólo de la posición de las ruedas dirigidas, sino también de la velocidad de marcha, del radio de giro y otros factores que influyen en el deslizamiento lateral de los neumáticos.

La correlación entre los radios R' y R caracteriza la facultad de giro del automóvil, que puede ser:

- a) Normal, cuando $R' = R$.
- b) Excesiva, si $R' < R$.
- c) Insuficiente, para $R' > R$.

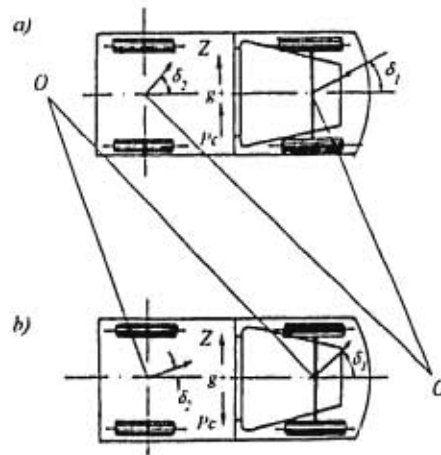
Para una facultad de giro normal del automóvil el valor de los ángulos de desviación de las ruedas dirigidas de la posición neutral, necesarios para obtener el radio de giro requerido, no depende de la elasticidad lateral de los neumáticos y conserva su valor como si no hubiera deslizamiento lateral. No obstante, la trayectoria de giro puede ser en este caso diferente, ya que dicho deslizamiento genera un cambio en la posición del centro de giro.

Siendo la facultad de giro insuficiente para obtener el radio de giro requerido, las ruedas dirigidas se tienen que desviar de la posición neutral a un ángulo mayor del que se necesitaría en las mismas condiciones en caso de no haber deslizamiento lateral de los neumáticos y, con una facultad de giro excesivo, a un ángulo menor.

La facultad de giro también influye en la estabilidad de rumbo de los automóviles, o sea, en su capacidad de oponerse a un giro espontáneo y restituir la dirección de la marcha preestablecida, si ésta fuese perturbada por alguna causa externa.

Analizando el giro espontáneo de un vehículo bajo la acción de la fuerza Z aplicada a su centro de gravedad, ésta puede deberse, por ejemplo, a un viento cruzado. Si el automóvil posee facultad de giro excesiva (fig. 2.16.a), entonces, como resultado del deslizamiento lateral de las ruedas delanteras a un ángulo δ_1 y las traseras a un ángulo δ_2 , siendo $\delta_2 > \delta_1$, el movimiento rectilíneo se transforma en curvilíneo con el centro O , dispuesto del lado contrario a la dirección de la fuerza lateral Z .

Figura 2.16
 Efecto de la elasticidad lateral de los neumáticos sobre la estabilidad del rumbo.
 a) Facultad de giro excesiva.
 b) Facultad de giro insuficiente.



Al comenzar la marcha curvilínea aparece una fuerza centrífuga que da la componente lateral P_c , dirigida en el mismo sentido que la fuerza perturbadora Z . Como resultado de la adición de las fuerzas P_c y Z , los ángulos de deslizamiento aumentan, lo que acarrea la reducción del radio de la curva por la que marcha el automóvil. La reducción del radio de giro provoca el correspondiente aumento en la fuerza centrífuga y, como consecuencia, se acrecienta el deslizamiento. Si no se toman las medidas oportunas para restablecer el movimiento rectilíneo como resultado, el automóvil marchará por una curva cuyo radio disminuirá constantemente. Para contrarrestar el deslizamiento, el conductor debe girar el volante en sentido contrario a la dirección de giro.

En estas mismas condiciones, un automóvil con facultad de giro insuficiente, para el cual $\delta_1 > \delta_2$ (fig. 2.16.b), comenzará a marchar por una trayectoria curvilínea con centro de giro en O , dispuesto por el lado del automóvil hacia donde está dirigida la fuerza lateral Z que provoca el deslizamiento de los neumáticos. La componente P_c de la fuerza centrífuga, que se origina durante el giro, se opone en este caso a la fuerza Z y obstaculiza el crecimiento de los ángulos de deslizamiento lateral. Cuanto mayor es la velocidad de marcha, tanto más elevado es el valor de la fuerza P_c y tanto más eficaz su resistencia al desplazamiento de los neumáticos. De esta manera, con una facultad de giro insuficiente, el automóvil está dotado de la capacidad de conservar automáticamente la marcha rectilínea.

En conclusión, se puede regular la facultad de giro de los automóviles eligiendo los ángulos de deslizamiento δ_1 y δ_2 según convenga. Esto se logra desplazando el centro de gravedad del vehículo hacia el eje en donde se quiera que aparezcan las deformaciones más altas, o bien, regulando la presión de los neumáticos delanteros o traseros, según se necesite una facultad de giro insuficiente o excesiva respectivamente.

D. Estabilización de las ruedas dirigidas.

La facultad de las ruedas dirigidas de conservar la posición neutral durante la marcha rectilínea y volver por sí solas a dicha posición, en caso de desviarse de ella, se denomina capacidad de estabilización. Teniendo las ruedas dirigidas una estabilización alta, se puede conservar por largo tiempo el movimiento rectilíneo sin intervención del conductor. En cambio, si las ruedas tienen una estabilización deficiente, cualquier desviación causal de las ruedas debe corregirse con el volante, lo que

hace que el manejo del vehículo sea extremadamente fatigoso. Por otro lado, una buena estabilización de las ruedas durante el viraje ayuda a que éstas retornen por sí solas a la posición neutral al final del giro.

La estabilización de las ruedas dirigidas se basa en la utilización de las diferentes reacciones del suelo que actúan en las ruedas para crear los momentos estabilizadores correspondientes respecto a los ejes de giro de los mangos que soportan las ruedas.

1. Principales ángulos de la dirección.

Dichos momentos estabilizadores dependen principalmente de cuatro ángulos: el *camber*, el *toe*, el *caster* y el *kingpin*.



a. El "*camber*" o ángulo de inclinación lateral de las ruedas γ_0 (fig. 2.17) es el ángulo de inclinación del plano medio de la rueda respecto al plano longitudinal, perpendicular a la superficie del

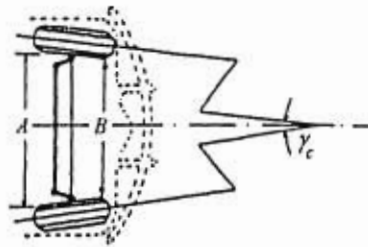
camino. El "camber" se considera positivo si la parte superior de la rueda se halla más lejos del centro del vehículo que la inferior, como se muestra en el esquema.

Los ejes de giro o los pivotes de los mangos de las ruedas se instalan con inclinación en dos planos: transversal y longitudinal.

b. El "kingpin" o ángulo de inclinación transversal del pivote γ , siempre está dirigido como se muestra en la figura 2.17, o sea, el extremo superior del pivote está dispuesto más cerca del centro del vehículo que el inferior.

c. El "caster" o ángulo de inclinación longitudinal del pivote γ_l , se considera positivo cuando el extremo inferior del pivote esté dispuesto delante del extremo superior.

Figura 2.18
Ángulo de convergencia de las ruedas dirigidas.



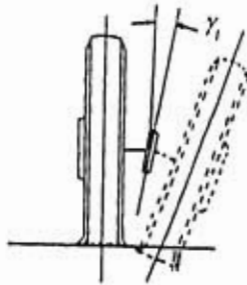
d. El "toe" o ángulo de convergencia de las ruedas γ_c (fig. 2.18), se caracteriza por la diferencia entre las distancias A y B, medidas por las partes laterales interiores de los neumáticos en el plano horizontal que pasa por el centro de ambas ruedas situadas en posición neutral.

Cuando la distancia por la parte delantera de las ruedas es menor que por la parte trasera, este ángulo se considera positivo y se denomina "toe in". Si la distancia es mayor, se considera negativo y se denomina "toe out".

El valor de los ángulos anteriormente descritos no es constante debido a que los movimientos de suspensión y del mecanismo de dirección los afectan. Por ello, sólo se puede hablar de un valor determinado de dichos ángulos en condiciones estáticas, generalmente cuando el automóvil soporta la carga promedio con las ruedas dirigidas en posición neutral.

Es difícil determinar matemáticamente la magnitud y la dirección del momento resultante creado por las reacciones que actúan en la rueda respecto al eje de giro del mango, en vista de la variación de los ángulos de instalación de las ruedas y a la falta de datos confiables acerca de la distribución de las reacciones del suelo en la zona de contacto con el neumático. Sin embargo, se puede analizar a grandes rasgos el efecto de los ángulos de instalación en la estabilización de las ruedas dirigidas.

Figura 2.19
Giro imaginario de la rueda a un ángulo de 180°.



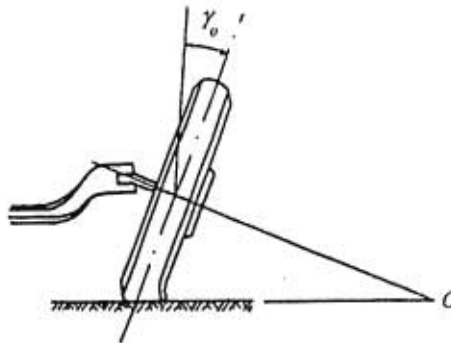
El primer lugar, considerándose el "*kingpin*". Al existir tal inclinación, cualquier desviación de la rueda de la posición neutral provoca la elevación del puente delantero del vehículo. Esto se deduce del esquema de la figura 2.19, donde con línea punteada se indica la posición de la rueda después de hacerla girar 180° alrededor del pivote. De no elevarse el puente delantero, la rueda debería descender más abajo de la superficie por donde se marcha, lo cual no es posible. Para la elevación de la parte delantera del vehículo es preciso invertir trabajo, cuyo valor será tanto mayor cuanto más grande sea el ángulo de inclinación transversal de los pivotes. Por tal motivo, las ruedas del automóvil tenderán a permanecer en la posición neutral.

No obstante, el aumento del "*kingpin*" acrecienta la resistencia al giro y, como consecuencia, se dificulta el manejo del vehículo. Este motivo limita el aumento del ángulo analizado.

El "*kingpin*" en conjunto con el "*camber*" disminuye la distancia a (fig. 2.17), entre el plano medio de la rueda y el punto de intersección del eje del pivote con la superficie del camino. Esta distancia se denomina *brazo de rodaje de la rueda*. La disminución del *brazo de rodaje* reduce respectivamente el valor de los momentos de giro originados con respecto al eje del pivote por las fuerzas tangenciales que actúan sobre la rueda, es decir, por las fuerzas de resistencia al movimiento y las fuerzas de frenado. Cuando estos momentos en las ruedas derecha o izquierda son iguales, ellos se equilibran entre sí por medio de la barra de la dirección. Una considerable diferencia entre ellos puede ocasionar el giro de las ruedas alrededor de los pivotes y la desviación espontánea del vehículo de la dirección prefijada de marcha. La disminución del *brazo de rodaje* resulta ser favorable para la estabilidad de marcha, sin embargo, a medida que éste se reduce, aumenta la fuerza necesaria para girar la rueda. Por este motivo no se recomiendan valores muy pequeños del *brazo de rodaje*.

La inclinación lateral de las ruedas o "camber" tiene un efecto importante en la dirigibilidad de los automóviles. Esto se puede apreciar en la figura 2.20 en donde una rueda se instala con "camber" positivo.

Figura 2.20
Efecto de "camber" en las ruedas.

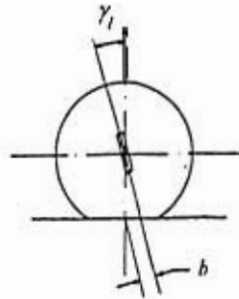


El resultado es que la rueda tiende a rodar por un círculo cuyo centro O se encuentra en el punto donde la prolongación del eje de la rueda corta el piso, al igual que un cono tumbado giraría alrededor de su vértice. Este efecto se presenta en la marcha rectilínea y, debido a la deformación lateral del neumático, aumenta durante el viraje.

Por tal razón, es conveniente que el "camber" de las ruedas sea nulo con el fin de eliminar el efecto anterior, además de obtener una máxima adherencia entre el neumático y el suelo. No obstante, pequeños valores positivos del ángulo de "camber" reducen la fuerza necesaria para girar las ruedas.

El ángulo de convergencia de las ruedas se instala con el fin de compensar la tendencia de las ruedas a desviarse de la posición neutral, es decir, si las ruedas delanteras fueran rigurosamente paralelas, la holgura y deformación del mecanismo de la dirección provocaría que perdieran ligeramente su paralelismo. En los automóviles con tracción trasera, las ruedas dirigidas se instalan con "toe in" y las motrices con "toe out". En los automóviles con tracción delantera sucede lo mismo.

Figura 2.21
Ángulo de inclinación longitudinal del pivote del mango.



Otro método para estabilizar las ruedas es la inclinación longitudinal del pivote o "caster" (fig. 2.21). Con el "caster", la desviación de la rueda de la posición neutral se contrarresta por el momento creado, con respecto al eje del pivote, por las reacciones laterales que se originan en la zona de contacto con el camino. Si se adopta que la resultante de la reacción lateral está aplicada en el centro del plano de contacto, ésta crea respecto al eje del pivote el momento estabilizador cuyo brazo de palanca es b .

2. Giro sin diferencial.

Análogamente al "kingpin", el ángulo de inclinación longitudinal del mango o "caster" hace que cuando la rueda se desplaza de su posición neutral, el puente delantero del automóvil suba o baje según la rueda sea interior o exterior al giro del automóvil respectivamente.

Si se considera que cuando una rueda es exterior al giro, la otra es por fuerza interior a él; el efecto resultante es que el puente delantero se inclina hacia el lado del automóvil exterior al giro, lo cual se ve favorecido aún más si se toma en cuenta la acción de la fuerza centrífuga del vehículo. En consecuencia, el vehículo completo se desestabiliza y tiende a girar sobre tres ruedas, dejando en el aire, o bien con muy poca adherencia, a la rueda motriz interior al giro, la cual comienza a derrapar o en el mejor de los casos, a girar libremente. De esta manera, la resistencia al giro se elimina y el automóvil comienza a virar con un radio de giro menor al teórico debido a que la fuerza resultante de impulsión que anteriormente estaba aplicada en el centro del vehículo, se traslada hacia la rueda motriz con mayor adherencia al suelo y que en este caso siempre es exterior al giro del vehículo. Esto origina un momento con respecto al centro de gravedad del automóvil, que conduce a una facultad de giro excesiva.

Por otro lado, el efecto que se logra al instalar los ángulos de "caster" y "kingpin" en conjunto se puede deducir del análisis de sus efectos por separado. Este efecto es distinto al efecto del "caster" que es ideal para el giro sin diferencial. A manera de ejemplo, si se gira 90° la rueda interior al giro (lo cual nunca es posible), el "caster" y el "kingpin" se suman haciendo descender la rueda a un desnivel mayor del que tendría únicamente por efecto del "caster", pero si se gira estos mismos 90° la rueda exterior al giro, dichos ángulos se restan haciendo subir o bajar la rueda según el "kingpin" sea menor o mayor que el "caster" respectivamente. Lo primero favorece al giro sin diferencial pero lo segundo lo

perjudica. Por este motivo y porque las ruedas no pueden girarse a ángulos tan grandes, es conveniente que el "caster" sea de 3 a 5° mayor que al "kingpin".

En los automóviles con diferencial no es necesario utilizar ángulos de "caster" tan grandes, debido a que este ángulo también eleva la fuerza necesaria para girar el volante del automóvil.

Por último, es conveniente que la distribución de peso del vehículo permita una gran adherencia de las ruedas delanteras con objeto de que la fuerza resultante de las fuerzas laterales que hacen girar al automóvil y que aparece al virar las ruedas dirigibles, sea mayor que la tendencia del vehículo sin diferencial a viajar por una trayectoria rectilínea.

Con referencia a lo anterior, es recomendable para el automóvil a diseñar, una distribución de peso del 60% atrás y el 40% adelante.

E. Distintos tipos de mecanismos reductores.

Existen diversos tipos de mecanismos reductores. En esta sección se analizará y seleccionará el mecanismo óptimo para el diseño.

I. Tipos de mecanismos.

Para facilitar su estudio, nos se han agrupado los mecanismos en dos: tipo simple y tipo caja. De esta forma, se puede seleccionar con mayor facilidad el mejor mecanismo para el diseño. Sería engorroso explicar el funcionamiento de cada uno de ellos; sin embargo, si se explicará el funcionamiento del que se elija para el diseño.

a. Tipo simple o leva central: son aquellos mecanismos que como su nombre lo indica son sencillos. Estos mecanismos son simples, ligeros, baratos, de fácil fabricación y diseño. Es por esto que son los mecanismos de mayor popularidad dentro de Mini-Baja. Sin embargo, su principal desventaja es su dureza (requieren un gran esfuerzo del conductor). Entre este tipo de mecanismos, se puede destacar cuatro de ellos: triángulo, barra fija, rótula y ranura (figura 2.22).

b. Tipo caja: dentro de este grupo se encuentran mecanismos que por requerir un ajuste tal, las piezas que siempre están en contacto se encuentran construidas dentro de una caja o carcasa. Entre ellos se encuentran los más utilizados en la industria automotriz, como son: tornillo sin fin y sector dentado; tornillo sin fin y rueda dentada; tornillo sin fin y rodillo (leva o dedo); y piñón-remallera (Fig. 2.23).

Figura 2.22
Esquema de los mecanismos de tipo simple (tipo leva).

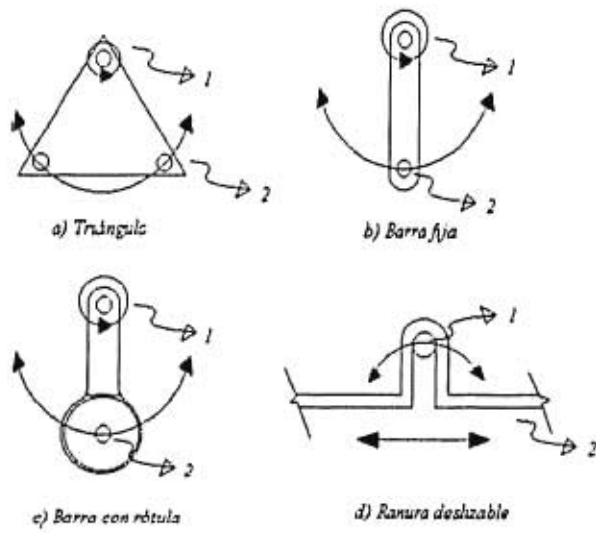
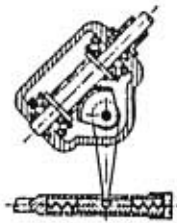
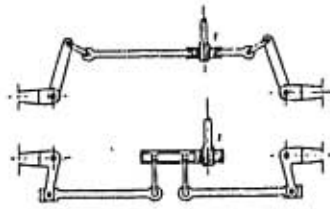


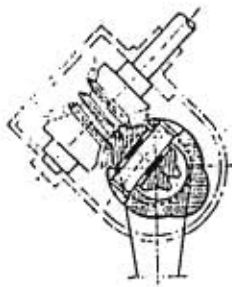
Figura 2.23
Esquema de los mecanismos tipo caja.



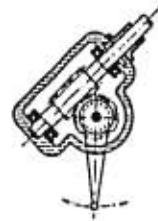
a) *Tornillo sin fin y sector dentado*



b) *Piñón cremallera*



c) *Tornillo sin fin y rodillo*



d) *Tornillo sin fin y rueda dentada*

2. Desmultiplicación.

La desmultiplicación de un mecanismo de dirección es la relación entre un desplazamiento angular del volante y el ángulo de orientación que le corresponda. Así, para una desmultiplicación de 20/1, un desplazamiento angular del volante de 20° corresponde a un ángulo de orientación de 1° , o una vuelta completa del volante corresponde a un ángulo de orientación de 18° .

La desmultiplicación se encuentra directamente ligada al tipo de mecanismo de reducción que tenga el vehículo y el esfuerzo a desarrollar por el conductor depende, además, del diámetro del volante.

Esta desmultiplicación debe ser tal que el esfuerzo exigido al conductor no exceda al esfuerzo correspondiente a una conducción sin fatiga. A partir de este punto de vista, la desmultiplicación debe ser mayor cuanto más grande sea el peso soportado por las ruedas directrices.

Por otra parte, cuanto mayor sea la velocidad es menor el tiempo disponible para efectuar la maniobra y, por tanto, desde este punto de vista, el mando de la dirección debe ser lo más directo posible, lo cual implica una desmultiplicación poco importante.

Para estas dos variables (peso y velocidad) se recomienda lo siguiente:

a) Para un coche ligero, cuya velocidad es alta, puede obtenerse un mandato suficientemente directo sin que de ello resulte un esfuerzo exagerado para el conductor.

b) Para un coche de peso medio, con velocidad alta, se requiere igualmente un mando suficientemente directo, pero es posible que el esfuerzo a exigir al conductor llegue a ser demasiado importante. En este caso, es necesario "asistir" la dirección mediante una servodirección.

c) Para un coche pesado, cuya velocidad es menos alta que la de los dos casos anteriores, puede admitirse una dirección menos directa, es decir, una desmultiplicación mayor.

Cualquiera que sea el dispositivo utilizado para facilitar la maniobra de la dirección, es necesario que subsista el mando mecánico directo a fin de que le sea permitido al conductor, en caso de fallo de la "asistencia", poder dirigir su vehículo, aun a costa de un mayor esfuerzo. Además, el esfuerzo transmitido a las ruedas tiene que ser siempre proporcional al que el conductor ejerce sobre el volante.

3. Principales cualidades de la dirección.

Se requiere de establecer criterios para poder seleccionar el tipo de dirección. Para esto, se tomará en cuenta las principales cualidades de la dirección y algunas características que se establecieron en el Capítulo I.

a. Peso. Anteriormente se mencionó que el peso del vehículo y por ende el de la dirección deberá ser el menor posible.

b. Precisión. Para que la dirección sea precisa no debe ser ni demasiado dura ni demasiado suave. Si la desmultiplicación es muy grande, el conductor no sentirá la dirección. Y por el otro lado, si la desmultiplicación es pequeña, el conductor se fatigará rápidamente.

c. Costo. Su costo de fabricación deberá ser lo más económico posible.

d. Mantenimiento. Deberá requerir el menor mantenimiento posible.

e. Espacio requerido. Ya que se tiene el espacio restringido, se seleccionará aquella que requiera un espacio pequeño.

f. Suavidad. Esta se encuentra relacionada principalmente por:

- i) Una buena mecanización de todas las piezas y articulaciones.
- ii) Un buen montaje preciso del eje de giro.
- iii) Una desmultiplicación importante.
- iv) Un engrase adecuado en todas las articulaciones.

La dureza hace difícil y desagradable la conducción. Los neumáticos a baja presión, mal inflados o de dimensiones exageradas, un avance y una inclinación demasiado grandes, una carga excesiva sobre las ruedas directrices, un eje o un chasis deformado, una recuperación de juegos exagerada, etc., son igualmente causas de dureza.

g. Seguridad. Esta depende de los materiales empleados, de la mecanización y de la conservación. La seguridad está aún ligada a otras cualidades, particularmente la precisión y la estabilidad.

h. Irreversibilidad. Si bien el volante debe accionar la orientación de las ruedas, es necesario, en cambio, que un choque sobre una de ellas sólo produzca una ligera reacción en el mismo.

i. Tiempo de instalación/adaptación. Este se requiere que sea el mínimo.

4 Matriz de evaluación.

Para determinar el tipo de dirección que se utilizará en el prototipo, se utilizó una matriz de evaluación. En esta matriz los distintos tipos de mecanismos reductores fueron evaluados en cuanto a qué tan bien cumplían con cada uno de los criterios anteriormente descritos. Así, a aquel tipo de mecanismo que cumple totalmente con algún criterio se le asignaron tres puntos; aquel que cumple a medias, se le asignaron dos puntos; y finalmente, aquel que no cumple, se le asignó un punto. Al final se sumó para obtener la puntuación final.

La siguiente tabla muestra la elección entre los dos grupos mencionados anteriormente.

CRITERIOS/MECANISMOS	SIMPLES	el CAJA
a. Peso	2	3
b. Precisión	2	3
c. Costo	3	2
d. Mantenimiento	3	3
e. Espacio requerido.	2	3
f. Suavidad	1	3
g. Seguridad.	1	3
h. Irreversibilidad	1	3
i. Tiempo de instalación	3	3
TOTAL	18	26

Como se puede observar en la tabla anterior los mecanismos con caja presentan una gran ventaja sobre los simples. Por lo anterior se utilizará algún mecanismo con caja, para definir cual de

ellos es el que se usará, se volverá a aplicar este método, pero con los distintos tipos de dirección con caja. La siguiente tabla muestra el resultado de la evaluación.

CRITERIOS/ MECANISMOS	TORNILLO SECTOR	TORNILLO RUIDA	TORNILLO ROBILLO	PIÑÓN CREMALLERA
a. Peso	2	2	2	3
b. Precisión	2	2	3	3
c. Costo	3	2	1	2
d. Mantenimiento	3	2	2	3
e. Espacio requerido	2	2	2	3
f. Suavidad	2	2	3	3
g. Seguridad	3	3	3	3
h. Irreversibilidad	3	3	3	3
i. Tiempo de instalación	2	2	2	3
TOTAL	22	20	21	26

Como se puede observar, el mecanismo a utilizar será del tipo piñón-cremallera ya que además de cumplir con todos los criterios de evaluación tiene la ventaja de ser el más fácil de instalar y tener pocas piezas (menor peso).

Recapitulando, el sistema de accionamiento que se utilizará para el diseño, será tal que para poder efectuar el giro sea necesario cambiar la dirección del movimiento de las ruedas dirigidas y esto se logrará mediante un mecanismo de 6 eslabones. Este mecanismo permitirá hacer el giro del puente que une a las ruedas dirigidas y con una cinemática tal, que permitirá que los movimientos de la suspensión no influyan de manera directa. Ahora, en cuanto al tipo de mecanismo reductor que se utilizará será del tipo piñón-cremallera debido a las ventajas que este mismo proporciona.

CAPÍTULO 3
DISEÑO Y ADAPTACIÓN

DISEÑO Y ADAPTACIÓN

CAPÍTULO 3

El presente capítulo se enfoca principalmente a dar los planos de fabricación y especificaciones necesarias para la elaboración de las diferentes partes de la dirección que se vayan a construir, así como también la manera en que deberán ensamblarse, y finalmente la forma en que el sistema se adaptará al automóvil.

Se ha seleccionado el mecanismo piñón-cremallera como la mejor opción para el diseño; sin embargo la elaboración de éste es complicada. Esto hace necesario estudiar diferentes opciones para conseguir el mecanismo:

- a) Ser fabricado por el participante.
- b) Ser fabricado por un contratista.
- c) Comprar uno ya elaborado.

La primera opción presenta múltiples desventajas, como por ejemplo, no se podría lograr el tratamiento térmico adecuado de las piezas (por limitaciones del laboratorio de manufactura); tampoco se podría tener una alineación exacta para los engranes; la caja que cubre a las piezas sería muy grande, etc. También se tendría la desventaja de que sería muy costoso y se llevaría mucho tiempo. Sin

embargo, la ventaja que presenta esta opción es que se podría hacer que este mecanismo fuera exactamente tal y como se quiere, es decir, cumpliría con todas las especificaciones y variables que se desean.

La segunda opción, ser fabricado por un contratista, tiene como principal desventaja el costo que esto representa, y, como ventajas, tiene las mismas que la opción anterior.

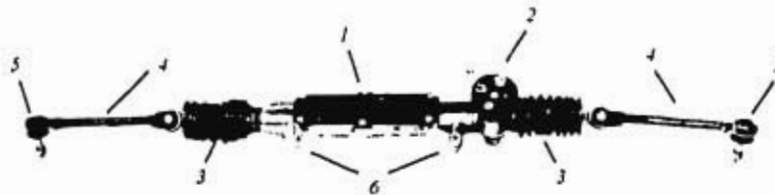
El comprar uno ya elaborado, presenta la desventaja de tener que adaptar el mecanismo a las especificaciones que se quieren y también la difícil mecanización que podrían presentar sus piezas ya que éstas seguramente estarían tratadas térmicamente. Entre sus ventajas está que el costo es mucho menor y que las piezas tienen buena calidad.

Las tres opciones fueron analizadas y evaluadas por el equipo y se optó por la última. Siendo así, y después de una larga investigación de diversos mecanismos para los automóviles actuales, se llegó a la conclusión de utilizar el mecanismo de la dirección de un Renault 8, ya que éste presenta las siguientes ventajas:

- Es muy ligero: varias de sus piezas son de aluminio.
- Ocupa poco espacio: es pequeño y sencillo.
- Tiene otras piezas de la dirección que se podrían utilizar.
- Tiene piezas útiles para la suspensión.
- Habría pocas piezas que se tendrían que fabricar.

Por lo anterior, se parte de la idea de utilizar todo el sistema de dirección del modelo anteriormente mencionado, tanto la parte de accionamiento como el mecanismo reductor. Las partes de las que cuenta este sistema son: mecanismo piñón-cremallera (1. caja de la cremallera y 2. piñón), botas de hule (3), brazos o varillas de enlace (4), rótulas (5), y soportes de la caja (6) (fig. 3.1).

Figura 3.1 Sistema de dirección de un Renault 8.

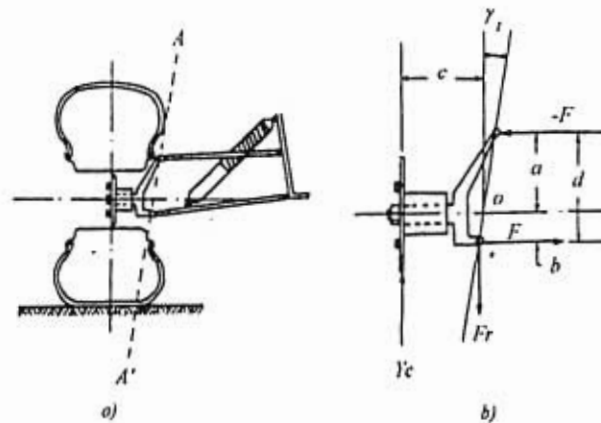


A pesar de que ya se ha definido el mecanismo y dirección más adecuado para el automóvil y el tipo de neumático, así como algunos otros parámetros, falta especificar las dimensiones exactas del trapecio de dirección, tales que el movimiento resultante de las ruedas dirigidas se apege a la cinemática de giro del automóvil. Lo que se hará es encontrar esas dimensiones, adecuar las piezas de la dirección comprada a que cumplan con dichas dimensiones y fabricar aquellas que se requieran.

A. Dimensiones del trapecio de la dirección.

Los mangos pueden estar pivoteados de diferentes maneras. En este caso se adopta que el mango pivota en el eje A-A' que pasa por las dos rótulas de las horquillas de la suspensión figura 3.2 a (ya que este es el tipo de suspensión que se decidió utilizar¹).

Figura 3.2 a) Instalación física de un mango.
b) Diagrama de cuerpo libre de un mango.



¹RIVERA, Pedro. *El Sistema de la suspensión*. México, D.F., UP 1995.

Del diagrama de cuerpo libre del mango (fig. 3.2.b), se deduce que, para el caso particular en que la fuerza del resorte que mantiene en equilibrio al mecanismo está dirigida verticalmente, la magnitud de las fuerzas que soportan las horquillas en posición horizontal es:

$$F \approx (Y_c \cdot c) / d$$

donde: F = fuerza que soportan las horquillas

Y_c = reacción del camino sobre la rueda.

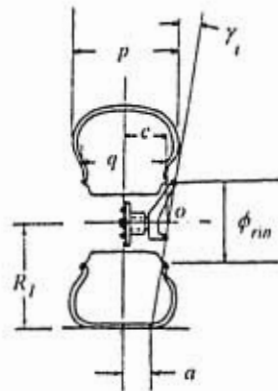
d, c = brazo de palanca del par de fuerzas y de la reacción el camino respectivamente.

En consecuencia, para reducir las fuerzas sobre las horquillas de la suspensión es necesario hacer el brazo de palanca d más grande y c más pequeño. Para ello, se hace el brazo de palanca d tan grande como el rin lo permita, sin embargo, para evitar que la horquilla inferior baje, habrá que separar el brazo de palanca d en dos brazos. Se define el brazo a como el brazo que va desde el eje hasta el extremo superior del mango, en donde pivotea la rótula y hace que su valor sea igual a la mitad del diámetro del rin. Por otra parte, se define el brazo b como el brazo que va desde el eje de la rueda hasta la rótula de la horquilla inferior. Tomando en cuenta los nudos de sujeción de la rótula al mango, se toma el valor de b como la tercera parte de a , de donde:

$$d = a - a/3 = 4a/3 = (2\phi_{rin})/3 = (2 \cdot 8)/3 = 5.3 \text{ pul} = 13.5 \text{ cm.}$$

Por otro lado, el brazo de palanca c está limitado por las dimensiones de la masa y sus rodamientos; sin embargo, se pretende que su valor sea tal, que el extremo superior del mango se encuentre dentro del diámetro nominal del rin, como se muestra en la figura 3.3.

Figura 3.3 Acoplamiento del mango de la dirección sobre la rueda.



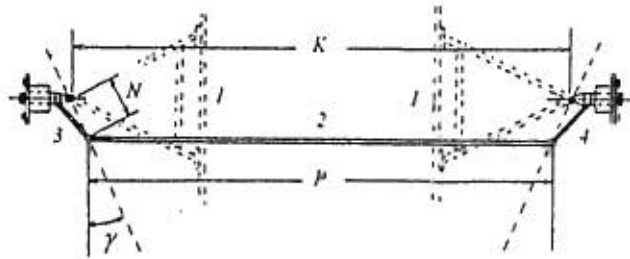
Tómese un brazo de rodaje igual a la cuarta parte de la banda de rodadura con el fin de obtener estabilidad en la dirección, al mismo tiempo que una baja resistencia para girar la rueda, con ayuda de la figura 3.3 se tiene que el valor del ángulo de inclinación transversal o "kingpin" es:

$$\gamma_t = Tg^{-1} [(0.5q - 0.25p) / (R_f - 0.5\phi_{rn})] = Tg^{-1} [(3.5 - 2) / (10 - 4)] = 6.11^\circ$$

conociendo este ángulo, el brazo de palanca c definido por la distancia entre el plano medio del rin y el pivote imaginario del eje de la rueda O , se calcula por:

$$c = R_f \cdot Tg \gamma_t + a = 10 \cdot Tg(6.11^\circ) + 0.25(8) = 3.1 \text{ pul. (7.8 cm.)}$$

Figura 3.4 Estueta de la geometría de la dirección.



Se tiene ahora la tarea de calcular la distancia K (fig. 3.4), ésta va medida desde el pivote imaginario del eje de la rueda izquierda O hasta el pivote derecho O' , es:

$$K = B - 2c$$

donde: $B =$ ancho de vía = 59 pul. (el límite es 61)

sustituyendo: $K = 59 - 2(3.1) = 52.8$ pul. (134.3 cm.)

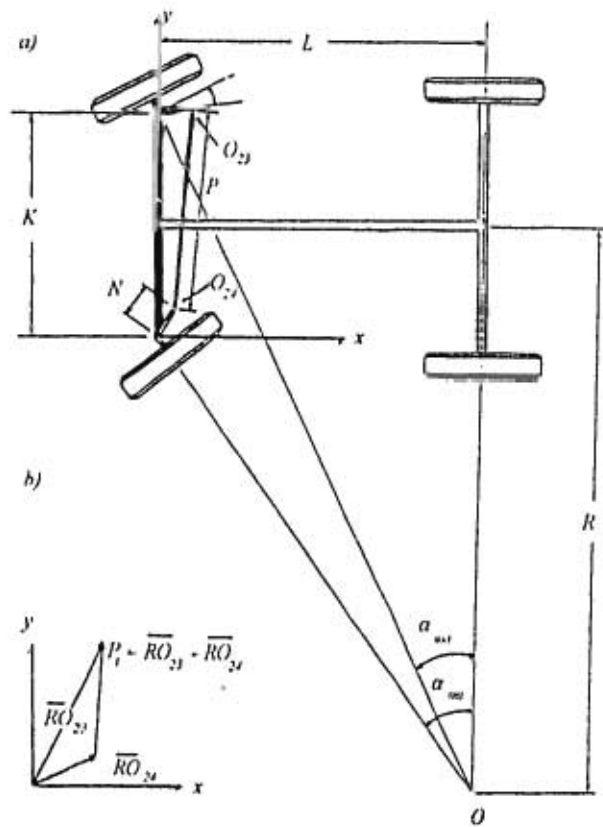
Una vez definida la distancia K , que representa el primer eslabón del trapezo articulado, resta encontrar la magnitud del brazo de palanca del mango N , su orientación γ y la longitud P de la barra de la dirección, la cual se define al dar valores a N y γ . Para encontrar el valor óptimo de dichas variables, hay que tener en cuenta que en la realidad siempre existe un error entre los ángulos de desviación teóricos (Ec. 2.2) y los ángulos de desviación reales de las ruedas dirigidas. Este error se debe

principalmente a que es prácticamente imposible construir una barra de dirección que se alargue o se acorte dependiendo de los ángulos de desviación, tal como lo haría la barra imaginaria que genera los ángulos de desviación teóricos.

Por tal razón, la diferencia entre la longitud teórica y la real de la barra de la dirección representa un parámetro para evaluar dicho error.

Para encontrar la longitud teórica P_t de la barra de la dirección, considérese un vehículo (fig 3.5) con una distancia entre ejes L , una distancia entre pivotes K , un brazo de palanca de los mangos N y una longitud real de la barra P , cuando las ruedas se encuentran en posición neutral. Sea γ el ángulo comprendido entre el plano medio de la rueda y el brazo de palanca del mango.

Figura 3.5 Nomenclatura y diagrama de cuerpo libre de la dirección.



Si se desplazan las ruedas a los ángulos de desviación teóricos α_{ext} y α_{int} , dados por la ecuación 2.2, se genera el centro de giro O , localizado a una distancia R perpendicular al plano medio del automóvil.

Eligiendo los marcos de referencia adecuados, se puede determinar la posición de las articulaciones de la barra con los mangos. De acuerdo con esto, los vectores de posición respectivos serán:

$$\begin{aligned} RO_{24} &= [N \cos(\alpha_{int} + \gamma)]i + [N \sin(\alpha_{int} + \gamma)]j \\ RO_{23} &= [N \cos(\alpha_{ext} - \gamma)]i + [K - N \sin(\alpha_{ext} - \gamma)]j \end{aligned}$$

Del diagrama vectorial del trapecio de dirección figura 3.5.b, se obtiene que:

$$P_t = RO_{23} - RO_{24}$$

o sea:

$$P_t = [N \cos(\alpha_{ext} - \gamma) - N \cos(\alpha_{int} + \gamma)]i + [K + N \sin(\alpha_{ext} - \gamma) - N \sin(\alpha_{int} + \gamma)]j$$

Por lo tanto, la longitud de la barra teórica P_t en función del brazo de palanca del mango N , su dirección γ y los ángulos de desviación α_{ext} y α_{int} , está dada por:

$$P_t = \{ [N \cos(\alpha_{ext} - \gamma) - N \cos(\alpha_{int} + \gamma)]^2 + [K + N \sin(\alpha_{ext} - \gamma) - N \sin(\alpha_{int} + \gamma)]^2 \}^{1/2}$$

La longitud real de la barra se deduce de la ecuación anterior para la posición neutral, cuando los ángulos de desviación son nulos; esto es:

$$P = K - 2N \operatorname{sen} \gamma$$

Definase el parámetro D como el valor absoluto de la diferencia entre P_1 y P , o sea:

$$D = P_1 - P \quad (\text{Ec. 3.1})$$

Al expresar la ecuación anterior con todos sus términos desarrollados, es posible iterarla para diferentes valores de N , γ , α_{int} , α_{ext} , y se puede encontrar la mínima diferencia D entre las longitudes teóricas y reales de la barra de la dirección. Esto asegura que el error en los ángulos de desviación también es mínimo y por lo tanto se habrán encontrado los valores óptimos de las dimensiones de los eslabones restantes del trapecio de dirección.

Para iterar la ecuación 3.1, hay que hacer variar α_{int} desde cero, para la posición neutral, hasta α_{int} máximo, que viene determinado por la ecuación 2.1, al sustituir el valor mínimo del radio de giro del automóvil se obtiene:

$$\alpha_{int\ max} = \text{Tg}^{-1} [L / R_{min} (K/2)] \quad (\text{Ec. 3.2})$$

Así mismo, la dirección del brazo del mango γ se debe hacer variar de acuerdo al siguiente intervalo:

$$\gamma \in [(\gamma_{ACK} - \lambda) ; (\gamma_{ACK} + \lambda)]$$

Donde: γ_{ACK} = dirección del brazo del mango según el principio de Ackerman.

λ = ángulo arbitrario que puede cambiar según los resultados del primer ciclo.

Al iterar estas ecuaciones se obtiene valiosa información para determinar la manera en que las dimensiones de los eslabones del mecanismo direccional afectan el movimiento de las ruedas dirigidas. En primer lugar, se observa que el incremento en la longitud del mango N aumenta la diferencia D , que

es la medida del error entre los ángulos de desviación teóricos y reales y, por otro lado, la separación del centro inicial de la barra de la dirección, del centro final y que afecta la conexión del mecanismo reductor con el trapecio articulado, también aumenta. Por tales motivos, la dimensión N del mango deberá ser lo más pequeña posible, sin olvidar que la disminución excesiva del mango aumenta los esfuerzos en la barra de la dirección que a su vez acarrea inestabilidad durante la marcha del vehículo.

De acuerdo con lo anterior, es recomendable tomar el brazo de palanca N aproximadamente igual que el brazo de palanca del mango e , medido desde el eje imaginario que pasa por sus rótulas hasta el plano medio de la rueda.

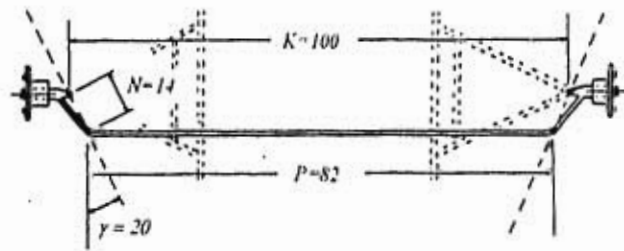
También, al iterar, se observa que para valores del ángulo γ menores al ángulo γ_{ACK} , la barra real debería acortarse para cumplir con los ángulos de desviación teóricos y que esta disminución en su longitud debería ser tanto mayor cuanto más grande fuese el ángulo de desviación de las ruedas.

En contraposición con lo anterior, para valores del ángulo γ mayores al ángulo γ_{ACK} , la barra de la dirección tiende a alargarse cada vez más a medida que aumenta el ángulo α .

Por otro lado, cuando el ángulo γ tiene el mismo valor que el ángulo γ_{ACK} , la barra de la dirección primero se acorta y después se alarga, presentándose así la menor variación entre los ángulos teóricos y reales, sin importar el valor del ángulo de desviación de las ruedas.

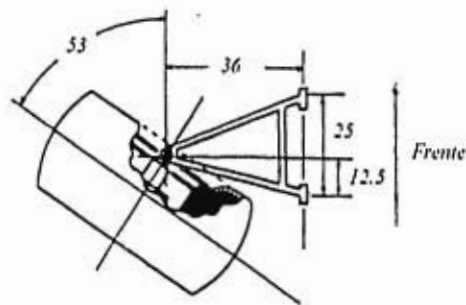
De esta manera, queda demostrada que la validez del principio de Ackerman por lo que el valor de dicho ángulo será elegido para el ángulo γ del mango de la dirección. A continuación se muestra un esquema del mecanismo direccional en el que se incluyen las especificaciones finales del mismo. (fig. 3.6).

Figura 3.6 Dimensiones finales del mecanismo (cm.).



El radio de giro mínimo está restringido únicamente por el valor del ángulo $\alpha_{\text{int máx}}$ (Ec. 3.2), que es el ángulo de desviación máximo de la rueda interior al giro que a su vez está restringido por la geometría de la rueda y de la horquilla. De esta manera, para obtener un radio de giro mínimo de 1.5 metros, la horquilla de la suspensión deberá tener la siguiente geometría (fig. 3.7).

Figura 3.7 Esquema que ilustra la forma en que el ángulo de desviación afecta a la geometría de la horquilla.



Debido a que el automóvil no posee diferencial (esto fue definido por el equipo y el encargado del sistema de la transmisión³), el valor del radio de giro mínimo real puede verse afectado de la siguiente manera:

A velocidades bajas, el radio de giro mínimo aumenta considerablemente por ser la fuerza centrífuga muy pequeña. A velocidades moderadas y altas, el radio de giro mínimo tiende a disminuir por el aumento en la desviación lateral de los neumáticos a causa de la aparición de la fuerza centrífuga y por el desplazamiento de la fuerza de impulsión hacia la rueda exterior al giro.

Por último, quisiera recordar que la relación del mecanismo reductor debe ser elegida de tal manera que la desviación de las ruedas dirigidas de la posición neutral al ángulo máximo, se efectúe por cuando mucho de 1 a 1.5 vueltas del volante hacia cada lado. La reducción del número indicado mejora la maniobrabilidad del vehículo; sin embargo, al disminuirlo demasiado, la marcha del vehículo resulta inestable y se dificulta su manejo.

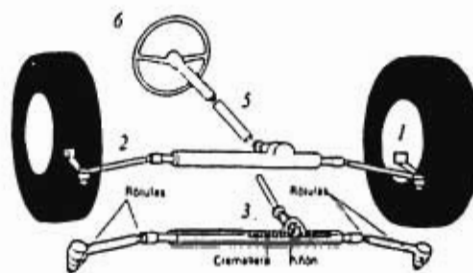
B. Adaptación y fabricación de las piezas.

En este caso, ya algunos parámetros han sido definidos por el diseño de otros sistemas como son la estructura y la suspensión del automóvil. Partiendo de estos parámetros y los que se describieron en la sección anterior, se decidirá si cada una de las partes de la dirección comprada se pueden adaptar (modificar) o habría que fabricarlas para que cumplan con el objetivo. También se mostrará cada una

³GASCA, Ulises. Diseño de la transmisión, México, D.F., UP, 1996.

de las piezas de las que consta el sistema y el modo de fabricarlas. La siguiente figura muestra el esquema general de la dirección y sus partes.

Figura 3.8 Esquema general de la dirección.



- Partes:
1. Mango.
 2. Brazos.
 3. Caja de la dirección.
 4. Soporte de la caja.
 5. Eje de la dirección.
 6. Volante.
 7. Piezas adicionales para la seguridad.

1. Mango.

Es importante mencionar que el mango a su vez se divide en dos piezas: masa y manguito. La masa es la pieza principal del mango ya que ésta hace la conexión de las ruedas delanteras con el coche por medio de los brazos de la suspensión. Y el manguito es la conexión de las ruedas dirigidas con el

resto del sistema de la dirección. La unión de estas dos piezas (masa y manguito) debe ser cuidadosamente analizado ya que el mango se encontrará sometido a grandes cargas.

Los mangos de la dirección comprada tienen dimensiones muy cercanas a las que se calcularon y por tanto, se utilizarán. Además, estos mangos también serán utilizados por el sistema de la suspensión¹. Sin embargo, para que los mangos cumplan con el diseño, requieren de, básicamente, dos modificaciones. La primera, es cambiar el manguito de posición y darle el ángulo (θ), y la distancia anteriormente definida. Y, la segunda, es diseñar y adaptar los topes positivos de la dirección (regla de seguridad). En el plano A.1 se muestra el plano final del mango. Para hacer las modificaciones fue necesario seguir el siguiente proceso:

Para lograr cambiar el manguito de posición y darle la distancia exacta, fue necesario comprar otro par de mangos. Así, de la primer pareja se sacrificó el manguito cortándolo y taladrando el sobrante del mismo, para obtener una masa limpia. Del otro par, se sacrificó la masa y se salvó el manguito. Finalmente, se insertaron los manguitos dentro de la masa y se soldó. Posteriormente, para darle el ángulo exacto al manguito, se calentó parte del mismo y se aplicó una fuerza hasta lograr el ángulo deseado.

2. Brazos

Los brazos son la barra de unión entre los manguitos y la caja de la dirección (en los extremos de la cremallera). Aunque los brazos de la dirección que se compraron no tenían el tamaño adecuado, también se utilizaron para la dirección. Esto fue debido a que estas piezas constan en sus extremos de una rótula (difícil de fabricar) que armoniza el movimiento de la dirección en conjunto con la

suspensión. Además de que dichas rótulas ya contaban con las piezas necesarias para conectarse con el manguito.

La distancia de los brazos comprados era pequeña comparada con la que se deseaba, por lo tanto fue necesario agrandarla. Para hacer esto, se cortó cada uno de los brazos por la mitad y posteriormente fueron unidos por medio de soldadura a una barra circular de acero. (plano A.2)

La unión de cada uno de los brazos con el mango fue por medio de un tornillo cónico que ya existía en la rótula; y, la unión con la cremallera, fue por medio de su extremo posterior el cual está diseñado para poder moverse hacia arriba y abajo sin dificultad junto con los brazos de la suspensión sin alterar la distancia entre los pivotes de giro de los mangos de manera importante.

3. Caja de la dirección.

La caja de la dirección debía tener tal distancia que le permitiera estar dentro de la cabina y cumplir con los parámetros antes mencionados. A diferencia de los elementos anteriores, éste debía estar dentro del auto y dentro del espacio determinado para ella. Dicho espacio fue una restricción en el diseño ya éste había sido diseñado pensando principalmente en la suspensión y en la comodidad del conductor. Así, fue necesario acortar la distancia de la cremallera de la caja de la dirección que se utilizó (planos A.3: a, b).

Para lograr cortar la caja, primero se estudió detenidamente cada una de las piezas y se determinó dónde, cómo y qué cortar. La caja que se utilizó tenía básicamente las siguientes piezas: carcasa, piñón, cremallera, resorte y topes. Después del análisis, se decidió cortar la carcasa y la

cremallera y eliminar el resorte. A pesar de que dicho resorte cumple una función importante dentro de la dirección, fue necesario quitarlo.

Al revisar la cremallera, se vio que estaba fabricada de acero tratado lo cual iba a dificultar el proceso de corte, de forma contraria, la careaza no presentaría dificultad para ser cortada, pero sí para ser unida nuevamente ya que era de aluminio.

También se vio que la cremallera contaba, además del maquinado de sus dientes, en sus extremos tenía roscas internas para poder acoplarse con los brazos de la dirección. Así, se optó por cortar un extremo de la cremallera y posteriormente taladrar y machuelar el otro extremo. El corte de la cremallera se hizo con una herramienta abrasiva de carbón (diamante) en forma de disco. Y el taladrado y machuelado no presentaron problema ya que la pieza tenía un corazón blando.

En cuanto a la careaza, antes de cortarla se estudió la forma de unirla, ya que no se podía cortar por los extremos, y que conservara todas sus propiedades. Se tomó un lugar estratégico para cortar ya que se quería conservar los bujes de sujeción que tenía la pieza y se debía tener un área de contacto igual para poder unirla. La unión se hizo por medio de soldadura de arco eléctrico, pero, con un electrodo especial para ese tipo de material, para incrementar la resistencia de la careaza y no depender exclusivamente de las propiedades de la soldadura; y para tener forma de unir la caja de la dirección con la estructura del coche, se diseñó un soporte de la caja de la dirección (plano A 4) el cual fue soldado a la estructura del automóvil. También, para unir la careaza al soporte y darle mayor sujeción, fue necesario fabricar y soldar un buje adicional a la caja.

4 Soporte de la dirección

Como se mencionó, se fabricó un soporte de sujeción para la caja de la dirección. Este, se elaboró con solera de acero, la cual se soldó a la estructura y se barrenó para poder sujetar, por medio de tornillos, a la caja de la dirección.

5. Eje de la dirección.

El eje de la dirección tiene la función de lograr la conexión del volante con el mecanismo de la dirección. Es por medio de éste que se transmiten los movimientos del volante a dicho mecanismo. A pesar de que la dirección que se adquirió contaba con su propio eje, éste tenía grandes dimensiones, por lo cual se decidió no usarlo sino diseñar uno más pequeño, que cumpliera con las necesidades.

El diseño de este eje consta de 6 partes principales: cadena de unión; soporte inferior y superior; cruceta, eje y soporte del volante. (plano A.5).

a) Cadena de unión: esta parte hace las veces de enlace entre la caja de la dirección y el extremo inferior del eje del volante. A su vez, la cadena de unión se divide en 3 piezas: catarina mayor, catarina menor y cadena. Ambas catarinas fueron fabricadas en acero y diseñadas de tal forma que se lograra que la desviación de las ruedas dirigidas de la posición neutral al ángulo máximo, se efectuara dando tan solo de 1 a 1/4 de vuelta el volante hacia cada lado. Lo anterior fue debido a: 1) la necesidad (por regla) de tener un sistema de seguridad que evitara que el conductor pudiera sacar los brazos de la

cabina en caso de volcadura. El método que se eligió fue el de atar las muñecas del conductor al volante. Lo anterior implicaba que el conductor no podría girar el volante más de 1/2 vuelta hacia cada lado, ya que incluso este giro presentaba dificultad, y 2) se quería tener una rápida respuesta de las llantas al menor movimiento del conductor. Así, se decidió utilizar una relación de 0.25. Entonces, al girar 1/4 de vuelta el volante hacia cualquier lado, el piñón debía girar 3.5 veces. Ese número de giros era el necesario para desplazar la cremallera, de la mitad de la misma hasta uno de sus extremos. Se tomó esta relación como base, y se compró el par de catarinas que cumplieran dichas especificaciones. Cabe señalar que las catarinas se compraron debido a la dificultad que presenta fabricarlas y a las limitaciones tanto de tiempo como de equipo. Revisando las catarinas comerciales, se decidió comprar una catarina de 10 dientes (catarina menor) y la otra de 40 dientes (catarina mayor) ambas con un paso de 10. También se compró una cadena (del mismo paso) para unir las y poder transmitir así el movimiento.

El mango del piñón de la caja contaba ya con un estriado externo, fue entonces necesario mandar a hacer un estriado interno a la catarina menor y de esa forma adaptarla fácilmente. El mango del piñón también contaba con un roscado interno el cual se utilizó para fijar las piezas mediante un tornillo.

La catarina mayor, en cambio, fue fijada a una pequeña flecha, previamente fabricada, por medio de soldadura. Esta pequeña flecha fue fabricada con varios cambios de diámetro y barrenos para permitir la conexión con los demás componentes. En su extremo inferior se realizó un roscado interno para fijarla al soporte inferior con un tornillo. Luego, tenía algunos cambios en su diámetro para los rodamientos a los que se encontraría sujeto y, finalmente en su extremo superior, se realizó un cambio de diámetro adicional y un barrenado. Lo anterior, con el propósito de poder conectar la siguiente pieza: la cruceta. El diseño de dicha flecha se muestra en el plano A.5 a.

b) Soporte inferior: este soporte tenía dos funciones principales; la primera era la de servir como soporte de la flecha de la catarina grande y la segunda fue de servir como soporte inferior del eje de la dirección. Esta pieza fue fabricada a partir de solera de acero al igual que el soporte de la caja de la dirección. A diferencia de la anterior, ésta debía incluir un soporte especial para los rodamientos. Se armó la pieza y posteriormente fue soldada a la estructura. En este último paso se tuvo gran cuidado para lograr que ambas catarinas pudieran trabajar en un mismo plano.

c) Crucecita: esta pieza se compró y sirvió como conexión entre el eje pequeño de la catarina grande y el eje del volante. Su función era la de transmitir el movimiento del eje del volante hacia la catarina mayor pero cambiando la dirección del eje. Para adaptar la crucecita de forma que se pudiera conectar a las demás piezas, se soldó en ambos de sus extremos un trozo de tubo de acero, el cual tenía un diámetro interno mayor al de las flechas adonde se pretendía conectar y, posteriormente, para mantenerla unida a la flecha del soporte inferior y el eje del volante, se barrenaron y roscaron los extremos (de ambas) y se fijaron con tornillos de alta resistencia.

d) Eje del volante: este eje fue fabricado de una barra circular de acero y las modificaciones que se le hicieron fueron algunos cambios de diámetro, perforaciones y roscados internos para poder conectarlo con la crucecita y el soporte del volante. Tenía la función de transmitir el movimiento (plano A.5.b)

e) Soporte superior: su función era la de detener el eje del volante por su extremo superior, para este soporte se utilizó barra de acero delgada y una chumacera para permitirle el giro. Se armó y se soldó a la estructura (plano A.5.c).

f) Soporte del volante: este soporte fue fabricado a partir de una barra circular de acero 1020, el cual tuvo que ser torneada para lograr diferentes diámetros y también taladrada y machuelada para poder fijar el volante a él por medio de tornillos.

6. Volante.

Se utilizó el volante del automóvil pasado ya que cumplía con las características que se buscaban: tamaño, peso, y comodidad. También este contaba con la facilidad de tener huecos para fijar las muñequeras de seguridad.

7. Piezas adicionales para seguridad.

Debido a las reglas de seguridad de Mini Baja, fue necesario incorporar a la dirección ciertos aditamentos de seguridad exigidos para poder competir. Como se mencionó en el Capítulo 1 la dirección debía contar básicamente con tres cosas: la primera se refiere a los topes positivos de la dirección; la segunda a la de sujetar los brazos del conductor; y la tercera, a que la caja de la dirección que se encontraba dentro de la cabina, tuviera algún contacto con el conductor.

a) Topes positivos: estos topes fueron adaptados al brazo inferior de la suspensión delantera, una vez que se tenía el diseño del mismo. Para fabricarlos fue necesario contar con ambos sistemas armados y funcionando.

Se fabricaron a partir de solera de acero y fueron moldeados desgastándolos un poco en el esmeril de piso. Su función fue la de evitar que los impactos fuertes a las llantas, cuando se estuviera virando, no llegaran a trabar el sistema de la dirección (plano A 6)

b) Sujeción de los brazos del conductor. como ya se explicó, esta sujeción fue por medio de correas profesionales de automovilismo y por tanto de materiales especiales. En uno de sus extremos, se contaba con una placa de acero la cual fue sujeta al volante por medio de tornillos. Mientras que el otro extremo contaba con muñequeras ajustables por medio de velcro.

c) Protección de la caja de la dirección: para ésta se fabricó una tapa especial de lámina de acero que fue cortada y moldeada a manera que cubriera las partes peligrosas de la dirección. Esta tapa debía ser removible para poder quitarla rápidamente y trabajar en cualquier desperfecto que existiera en el mecanismo, y así fue que se determinó sujetarla a la estructura por medio de pijas

C. Resultados, Pruebas y Ajustes.

Antes de calificar al sistema como exitoso, es necesario realizar algunas pruebas y ver si se obtienen los resultados esperados. De esta forma, además de poder corregir algunos errores, también se puede ajustar la dirección de manera que mejor funcione el sistema de la dirección del automóvil.

Se realizaron varias pruebas para ver que la dirección cumpliera con los resultados esperados, éstas se pueden dividir en dos grupos: pruebas estáticas y pruebas dinámicas.

1 Pruebas estáticas.

Las pruebas estáticas fueron realizadas dentro del laboratorio en donde se construyó el automóvil. Estas fueron:

a) **Ángulos de la dirección:** se revisó que todos los ángulos de la dirección: "caster", "camber", "kingpin" y "toe" presentaran las dimensiones adecuadas para así lograr tener una buena estabilización de las ruedas dirigidas (Capítulo I). Como se puede observar en la tabla, las dimensiones que se midieron fueron muy parecidas a las diseñadas.

Ángulo	Teórico (calculado)	Real (medido)
Camber	0	0
Kingpin	6.11	6
Caster	(+)	(+)
Toe	10 (out)	10 (out)

b) **Juegos o huecos en los órganos de la dirección:** los juegos en los órganos de la dirección influyen en la precisión por el hecho de que permiten modificar la orientación de las ruedas. Estos, se traducen en un aumento del recorrido muerto del volante. Si bien en los rodamientos y en las articulaciones de la dirección no puede existir ningún juego, debe, no obstante, aceptarse un pequeño juego en la caja, ya que una caja demasiado ajustada dificulta la estabilidad de la dirección. Se revisó y no se encontró ningún juego importante.

c) Presión de inflado de los neumáticos: a los neumáticos se les dio la presión especificada por los fabricantes de las llantas utilizadas. Esta presión es la ideal para un recorrido normal. Se analizó la superficie de contacto con el suelo y se vio que era la necesaria.

d) Compatibilidad del sistema con la suspensión y con los topes positivos de la dirección: como se mencionó, una dirección es tanto más fija cuanto más débiles sean los efectos de las desviaciones verticales sufridas por las ruedas. Es importante que la maniobra se realice de tal forma que las oscilaciones de las ruedas a su paso sobre las irregularidades del camino no originen un ángulo de viraje o modifiquen el que se realiza en el mismo instante.

Ambos sistemas se probaron quitando el amortiguador y simulando el movimiento de los brazos, para cada lado, cuando el vehículo impactara una roca. Se observó que existía una buena armonía en los movimientos de los brazos de ambos sistemas y que los topes no obstruían ningún movimiento deseado. Es decir, el movimiento de los brazos de la suspensión y los topes, nunca modificaron la posición de los brazos de la dirección.

e) Radio de giro: en condiciones estáticas, se logró medir un ángulo interno (α_{int}) de 50 grados tal y como se calculó. Por lo tanto si se había logrado un radio de giro de 1.5m.

f) Resistencia: es la fuerza necesaria que el conductor debe aplicar al volante para lograr cambiar las ruedas de posición y poder virar. Se sabe que esta resistencia alcanza su mayor valor estando el auto en posición estática y que ésta disminuye cuando el automóvil se encuentra en movimiento. Al revisar esta variable, se encontró que si existía una dureza importante, sin embargo, se decidió no concluir nada hasta revisar esta medida en forma dinámica.

2. Pruebas Dinámicas.

Las pruebas dinámicas se realizaron fuera del laboratorio y en un lugar que permitiera evaluar y someter al automóvil a condiciones similares a las que se encontrarán en la competencia. El diseño fue sometido a las mismas pruebas estáticas, menos a los ángulos de la dirección. Los resultados en general fueron buenos, sin embargo, se lograron detectar los puntos que se enumeran a continuación.

a) Juegos en los órganos de la dirección: durante las pruebas no se logró detectar ningún juego, sin embargo, posteriormente, se desarmó y revisó cada uno de los órganos del sistema para ver si alguno había tenido algún desgaste excesivo. Fue entonces cuando se descubrieron varios inicios de fallas que, si el auto hubiese sido manejado a ese ritmo durante un tiempo prolongado, la dirección habría fallado. Las fallas fueron causadas debido a los múltiples cambios de sección que se presentaban en el eje del volante. Para corregir la falla fue necesario cambiar el material (un acero más resistente) y en lugar de usar tubo de acero, se utilizó barra circular de acero, que aunque un poco más pesada tenía mayor rigidez. También, todos los tornillos que se utilizarían serían de alta resistencia.

b) Presión de inflado de los neumáticos: durante el análisis de las pruebas dinámicas se vio que al variar la presión de inflado, se veían directamente afectadas las propiedades fisicomecánicas del neumático (Capítulo 1). Por ejemplo, los neumáticos a baja presión aumentaban la deformación radial del neumático y en consecuencia, se tendría mayor adherencia y agarre a la superficie de contacto, aunque el esfuerzo requerido por conductor para cambiar de sentido a las ruedas dirigidas aumentaba. No siendo así cuando la presión de los neumáticos es alta. Cuando sucede esto, aunque la superficie de contacto disminuye y se pierde agarre, se requiere menor esfuerzo al virar.

ESTA TESIS NO DEBE
SALIR DE LA BIBLIOTECA

Tomando en cuenta estos resultados, se determinó cambiar la presión de inflado de los neumáticos dependiendo el resultado que se quería de ellos. Esto es, en la prueba de alta velocidad, en la cual no se requiere girar en ningún momento, se inflarían las ruedas; para la prueba de ascenso de colina, en donde se requiere gran agarre, se bajaría la presión de los mismos; y, para la carrera general, en donde hay una combinación de las anteriores, se buscaría una presión tal que se pudiera adecuar a las necesidades.

c) Compatibilidad del sistema con la suspensión y los topes positivos de la dirección: en cuanto a los primeros, no existió ningún problema. Sin embargo, se aprendió la importancia que los topes positivos tendrían, ya que éstos absorben de forma importante algunos impactos laterales en el neumático, y que de no ser por éstos, la dirección se bloquearía. Por lo anterior, se decidió reforzarlos para así estar seguros de que no habría problema durante la competencia.

d) Radio de giro: el radio de giro que se obtuvo durante estas pruebas fue bueno. Al girar, se pintó la llanta en el pavimento y fue así como se midió el radio. Este varió un poco en relación a la medida que se quería. Dependiendo del modo de conducción y el tipo de terreno, fue que variaba el radio de giro. Así, se lograron obtener radios más pequeños y radios más grandes.

Por todo lo anterior, se vio que el radio de giro diseñado era el correcto y que el modo de conducción será crítico para lograr dar vueltas cerradas.

e) Resistencia: probando el automóvil en condiciones estáticas, se vio que a pesar de que la dirección presentara cierta resistencia al giro, se determinó que se prefería sacrificar esta propiedad y no perder nada de agilidad. Por agilidad se entiende, que con poco movimiento del volante, el automóvil podría virar más rápidamente. Fue entonces que no se modificó nada para modificar esta propiedad.

CAPÍTULO 4
FABRICACIÓN EN SERIE

CAPÍTULO 4

FABRICACIÓN EN SERIE

Como se mencionó en el primer capítulo, parte de las pruebas de la competencia incluye la presentación ingenieril. En ésta, se debe mostrar a los miembros de una firma ficticia la idea del proyecto y demostrarles, bajo un breve análisis de costos, la factibilidad de construirlo. La idea es vender el proyecto de un automóvil para que dicha firma aporte el capital y se comercialice.

Bajo esta idea, se debe incluir dentro el análisis de costos, los costos de producción de cada uno de los sistemas de los que comprende el automóvil. Para lograr esto, se tiene de antemano una restricción, ya que así lo especifican las reglas del concurso; el costo de construcción no deberá exceder \$2,500 dólares por unidad, tomando en cuenta una producción anual de 4000 unidades.

Por lo tanto, es objetivo del presente capítulo, ilustrar de forma breve la forma de fabricar en serie el sistema descrito en los capítulos anteriores y, al final, se hará un breve análisis de los costos unitarios para la materia prima y la mano de obra necesaria para fabricarlo en serie. Cabe mencionar que el grado de sencillez de dicho análisis va de acuerdo al reporte de costos solicitado en la competencia y que no se pretende, en este caso, considerar todas las variables económicas que intervienen en un proyecto real.

A. Fabricación en serie

Es lógico pensar que los métodos de manufactura empleados para una producción en serie son distintos a los usados en la construcción del prototipo; es por esto que a continuación se hará un análisis de las distintas alternativas comerciales para los procesos empleados para fabricar algunas de las piezas del sistema de la dirección, ya que habrá otras que se consideraría mejor adquirirlas ya elaboradas. Este estudio no pretende dar una amplia explicación de cada uno de los procesos, sino mencionar únicamente las características necesarias para poder hacer una comparación de distintos procedimientos y así determinar su adaptación a este diseño.

1. Definición del proceso.

Entre las piezas que se habría pensado adquirir debido a su difícil y/o costosa elaboración, se encuentran las listadas a continuación:

- a. Volante.
- b. Caja de la dirección.
- c. Rótulas de los brazos de la dirección.
- d. Cadena y candados.
- e. Cruzeta del eje de la dirección.
- f. Casarinas.

A excepción de la caja de la dirección, todas estas piezas son comerciales y tienen por lo tanto medidas estandarizadas que ya el diseño analizó. En el caso de la caja de la dirección, habría que indicarle a un proveedor las dimensiones exactas que arrojó el diseño y las características especiales que se requieran para que pudiera elaborar esta pieza.

Estas piezas, una vez adquiridas, habría que ensamblarlas junto con las fabricadas ya que juntas formarían el sistema de la dirección.

Por otro lado, existen piezas de la dirección que serían fabricadas. Sin embargo, para esto es necesario definir el proceso de fabricación adecuado. Como se sabe, para poder conformar la materia prima en algo útil, es necesario utilizar los procesos de formación o fabricación; también es importante entender las características, la aplicación y los planos de la pieza que se va a fabricar, así como los distintos procesos: sus ventajas, desventajas y limitaciones.

En nuestro caso, las piezas que se fabricarían son las siguientes:

- a. Masa y maniguito (mango).
- b. Brazos de la dirección sin rótula.
- c. Soporte de la caja.
- d. Eje de la dirección.
- e. Soporte del eje superior e inferior.
- f. Soporte del volante.

Es importante mencionar que los dispositivos de seguridad, muñequeras y tapa de la dirección, necesarios para cumplir con las reglas de seguridad que se mencionan en el capítulo I: no se encuentran en ninguna de las listas anteriores. La razón de esto es que Mini-Baja considera que estos dispositivos forman parte de los accesorios de la estructura. Por lo anterior, no serán tomados en cuenta tanto para la definición del proceso de fabricación ni para el análisis de costos del sistema.

El proceso de fabricación normal de cualquier pieza debe constar de: conformación, acabado y ensamble. Sin embargo, cada uno de ellos consta de varios tipos a definir.

Después de haber analizado cada una de las piezas y los posibles procesos, se realizó la siguiente tabla que pretende mostrar, de manera resumida, los procesos que deberán seguir estas piezas.

En cuanto al material, a lo largo de esta sección, se considerará que los materiales empleados en el prototipo serán los mismos que se utilizarán en la construcción real del automóvil.

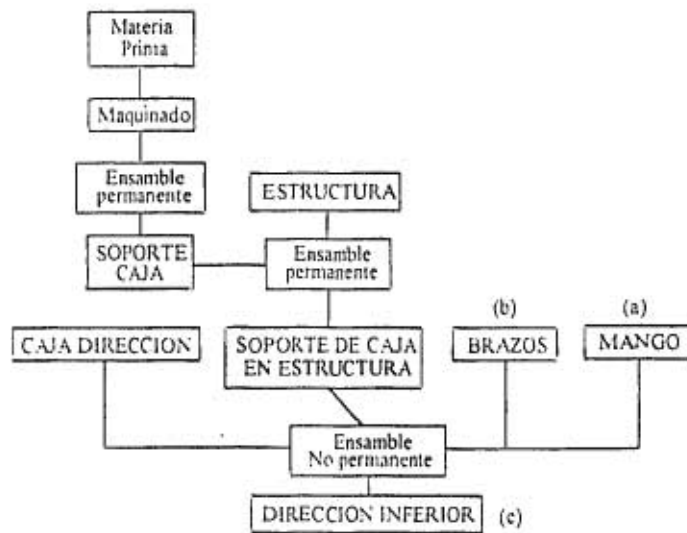
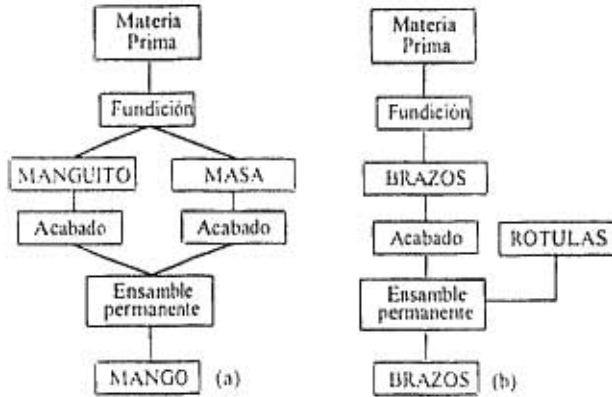
Proceso:	Cauformación			Acabado		Ensamble	
	Fundición	Maquinado	Deformación	Mecánico	Químico	Permanente	No Perm.
Masa/Manguito	✓			✓		✓	
Brazos	✓			✓		✓	
Soporte de la caja	✓			✓		✓	
Eje de la direc		✓		✓			✓
Soporte del eje sup. e inf		✓		✓		✓	
Soporte del volante		✓		✓			✓

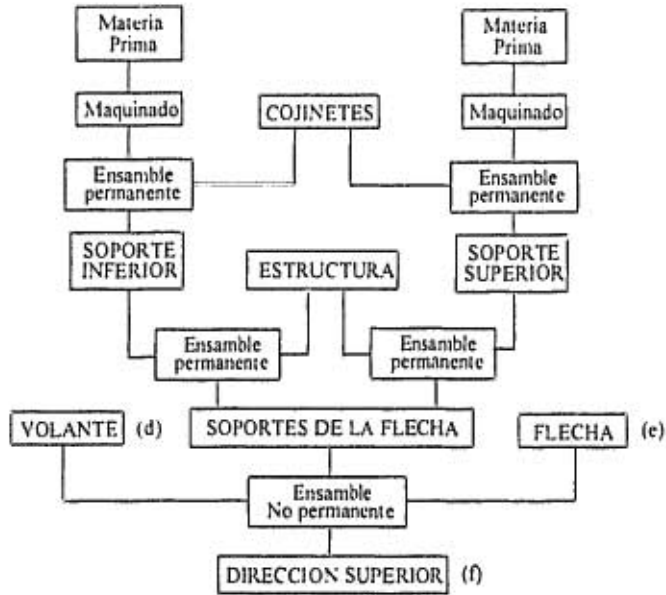
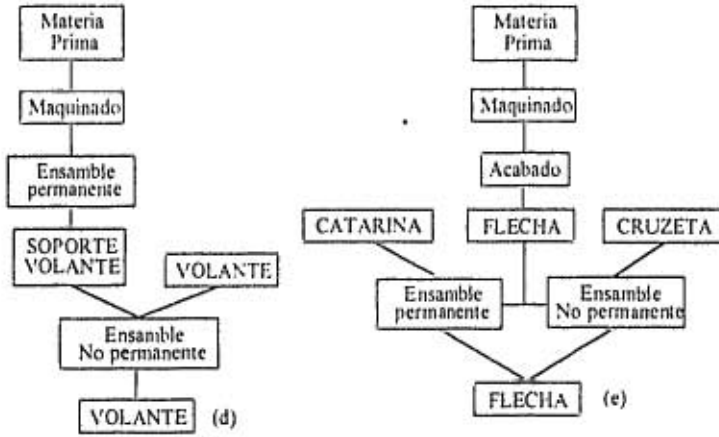
Como se puede ver, el proceso de fundición y maquinado son esenciales en este diseño. El proceso de maquinado a utilizar sería el tradicional: torno, fresa, taladro, etc. En cuanto al proceso de fundición, si se considera la baja complejidad y el tamaño de las piezas a fabricar, así como también los costos de los moldes, el moldeo en verde con vaciado por gravedad, resulta ser la mejor opción.

Para el acabado, se considerarán también los procesos de maquinado tradicionales; para el ensamble permanente se utilizará la soldadura de arco eléctrico; y para el ensamble no permanente se considerarán conexiones con tornillos, roldanas y tuercas de seguridad. Estos últimos componentes, se considerarán como piezas compradas.

2. Diagramas del proceso de fabricación.

A manera de resumen, a continuación se muestran los diagramas de flujo para los procesos por los cuales deberá pasar cada una de las piezas de la dirección.







B. Análisis de costos.

Aunque la evaluación de los costos para fabricar el automóvil se hizo por el total del coche, es decir, por todos los sistemas en conjunto, en este caso solamente se presentará el análisis realizado para el sistema de la dirección.

Es importante mencionar que para este análisis se considera que el precio al mayoreo de las piezas adquiridas es equivalente al 60% del precio al menudeo (prototipo). Esta aproximación está permitida por el reglamento de la competencia de Mini-Baja. Sin embargo, en el caso de piezas fabricadas, en el costo se toma en cuenta tanto la materia prima como la mano de obra necesaria considerando una producción en serie. Estos precios también incluyen las piezas o el material necesario para el armado de las mismas.

También se hace notar que los costos o precios que se enlistan pertenecen al año de 1994, fecha en que se elaboró este trabajo, y que, debido a causas que ya bien se conocen, han cambiado de forma importante

Para facilitar el análisis, ya que al final habría que juntar el de todos los sistemas, se desarrolló la siguiente tabla bajo un formato establecido por Mini-Baja, donde de manera sencilla y breve, se quiere mostrar el costo de producción en serie del sistema de la dirección.

Universidad Panamericana				
Subensamble: La Dirección				
No.	Nombre de la pieza	Cant.	Comp./Fnh.	Costo (NS)
1	Mangos	2	C	40
2	Brazos	2	C	38
3	Caja	1	C	135
4	Tren de estrellas	1	C	35
5	Soporte de la caja	1	F	12
6	Flecha	1	F	40
7	Soporte de la flecha	2	F	16
8	Volante	1	C	50
9	Soporte del volante	1	F	12
<i>TOTAL.</i>				378

Por lo tanto el costo de este diseño sería de NS378.00.

CONCLUSIONES

CONCLUSIONES

El sistema de la dirección juega un papel muy importante en cualquier automóvil, ya que sin él no sería posible cambiar el rumbo del camino. Al momento de diseñar este sistema es necesario siempre tener presentes los llamados pilares del diseño, que en este caso se encuentran establecidos por las reglas y pruebas de la competencia; y los principios básicos que cualquier sistema de dirección debe tener. Sólo de esta forma es posible elaborar un mecanismo que realice el trabajo requerido.

También es importante, al momento de diseñar, mantener una estrecha comunicación con el resto de los sistemas que conforman el automóvil, ya que estos sistemas intervienen directa o indirectamente con la dirección y por lo tanto no pueden ser olvidados. Lo anterior implica, entre otras cosas, trabajo en equipo.

Si se logra conjuntar todas estas variables, es decir, tanto la parte técnica como la humana, será posible lograr un diseño competitivo para un automóvil de este tipo. Sin alguno de ellos es muy probable que algo salga mal, falle o no se logre realizar el diseño.

El Diseño

En general, este diseño probó ser bueno, ya que cumplió con los objetivos y las especificaciones requeridas, logrando obtener el 13vo. lugar, de un total de 63 automóviles, en la competencia más importante para este sistema, la prueba de maniobrabilidad. Sin embargo, también se encontraron algunas desventajas que pudieran ser claras áreas de oportunidad para futuros diseñadores de este sistema.

Dentro de los principales logros de este diseño se puede mencionar el concepto de diseño por módulos, la estandarización de herramientas y algunas otras ideas que la experiencia ha ayudado a encontrar.

El diseño por módulos consiste en subdividir un sistema en varios subsistemas independientes, de forma que se puedan manejar con facilidad y de forma aislada del resto del sistema. El empleo de este concepto en el diseño de la dirección permitió simplificar enormemente el proceso de mantenimiento del mismo además de que se logró agilizar el tiempo de cambio de piezas dañadas o defectuosas. Esto fue de vital importancia, ya que se tradujo en dos beneficios importantes: se logró una buena calificación en diseño general, y también se logró mantener al coche la mayor parte del tiempo circulando sobre la pista, ya que aún cuando fallaba alguna pieza de la dirección, el tiempo empleado para reemplazarla fue mínimo. La estandarización de herramienta y piezas ayudó también a este logro, ya que para cambiar una pieza bastaba utilizar una o dos herramientas.

El utilizar la estandarización de piezas y herramienta también favoreció a simplificar el diseño de la dirección, ya que la mayoría de las piezas utilizadas se comercializan en cualquier tienda de autopartes.

La ubicación del sistema dentro de la cabina del vehículo fue idóneo ya que el espacio en donde se colocó la caja de la dirección no es utilizado por el conductor. De esta forma se proporcionó la seguridad al conductor requerida por la competencia. También, la ubicación y el relativamente sencillo acceso a partes claves del sistema, permitieron hacer una rápida pero eficiente revisión del sistema cada vez que el automóvil tenía que realizar su parada obligatoria para cambiar de piloto o cargar combustible.

En cuanto al mecanismo de la dirección, se debe señalar que este debe satisfacer ciertos requisitos especiales. su relación de transmisión de las ruedas dirigidas de la posición neutral al ángulo máximo, se debe poder efectuar por 1.25 a 2 vueltas del volante hacia cada lado partiendo de la posición que éste ocupaba durante la marcha en línea recta. Esto es conveniente ya que la reducción del número indicado de vueltas mejora enormemente la maniobrabilidad del vehículo. Sin embargo, también esto dificulta el manejo, ya que el esfuerzo requerido por el conductor para hacer girar la dirección se incrementa de forma proporcional. Lo que se traduce en fatiga del conductor e implica la necesidad de estar cambiando al piloto frecuentemente. A pesar de ser esta una desventaja, se debe encontrar un punto de equilibrio entre tiempo perdido al cambiar conductor versus no tener una buena maniobrabilidad que igualmente dificultaría el manejo.

Otro punto fuerte de este diseño es el perfecto alineamiento que se logró con el sistema de la suspensión. Este punto es muy importante ya que la suspensión puede llegar a interferir al movimiento natural de la dirección cuando éste se encuentra trabajando en alguna irregularidad del camino. También, este sistema, cuando se encuentra alineado llega a proteger a los brazos de la dirección de posibles impactos con el medio exterior. Esto es importante ya que estos brazos no se encuentran diseñados para resistir impactos como los brazos de la suspensión.

Las desventajas más importantes de este diseño son el esfuerzo necesario para hacer girar las llantas de un lado al otro, como se mencionó anteriormente, y la transmisión por cadena que unía el sistema de la dirección superior (eje y volante) con el sistema de la dirección inferior (caja y resto).

Como se mencionó, el esfuerzo para hacer girar las llantas hacia la conducción causada surgió al momento de reducir el número de giros del volante al mínimo para ganar maniobrabilidad. También hay que recordar que el sistema de seguridad que se utilizó para los brazos del piloto, implicaba atar las manos del mismo al volante del vehículo. Tomando esto en cuenta, una de las posibles soluciones sería cambiar de sistema de seguridad para los brazos y de esta forma poder dar libertad al conductor para girar varias veces el volante.

Otra solución a este problema y, quizá mejor que la anterior, sería el uso de servoamplificadores, los cuales reducen el gasto de energía física para el manejo del vehículo, y permiten disminuir la relación de transmisión del mecanismo de dirección. Únicamente, habría que tener cuidado con los costos, ya que una dirección de este tipo pudiera impactarlos enormemente.

En lo que se refiere al mecanismo de unión utilizado como transmisor del movimiento del eje de la dirección al mecanismo de la dirección, se encontró que no existía una buena alineación entre ambas catarrinas. Esta falta de alineación fue un aliado más a incrementar el esfuerzo necesario para virar. Quedaría como área de estudio, evaluar otras formas de transmitir movimiento entre ejes considerando la facilidad de ésta para alinearse.

El Equipo

La parte humana en este proyecto también fue importante. A pesar de que el diseño de la dirección se manejó con cierta independencia, el trabajo en equipo es algo de lo que no se puede prescindir, ya que solamente si existe una buena unión en el equipo se lograrán buenos resultados.

Para poder realizar un buen trabajo en equipo, es necesario desde el inicio del proyecto, tener bien organizado al equipo, bien definidas las responsabilidades y una muy buena comunicación. En la organización del equipo se debe tomar en cuenta la cantidad de recursos necesarios para efectuar el trabajo y no sobrepoblar el equipo. El número de integrantes en este equipo fue de seis. Este número se definió con base en la experiencia del automóvil anterior, y por otro lado se tomó en cuenta el número de sistemas que se identificaron.

La definición clara de las responsabilidades es también uno de los factores que se puede ver directamente afectado por el número de integrantes del equipo. La intención fue que cada uno de los integrantes tuviera la misma carga de trabajo y de esta forma maximizar los recursos. Así, se dividió al equipo en cinco sistemas: suspensión, dirección, frenos, transmisión, estructura y acabados. La sexta persona se colocó en la suspensión porque ésta representaba una mayor carga de trabajo que el resto de los sistemas. Esta organización demostró ser mejor que la utilizada en el automóvil anterior, en donde, con doce integrantes no se logró definir bien las responsabilidades.

Otro punto importante en un equipo es la comunicación, ya que los sistemas no son completamente independientes. Las decisiones que se determinen para un sistema pueden llegar a afectar directamente a otro, lo cual si no se ve con tiempo esto se podría convertir en retrabajo y pérdida

de tiempo. Cabe mencionar que esta variable también se puede ver afectada si el número de integrantes es muy extenso.

Adicionalmente, para tener buenos resultados en la competencia es necesario realizar una buena planeación del proyecto ya que el tiempo es uno de los factores que no se debe perder de vista, y es por medio de la planeación como se logra combatirlo. Esta planeación debe incluir un programa de actividades que comprenderá desde la organización del equipo hasta la asignación de funciones dentro de la competencia, pasando por pruebas para el coche y sus sistemas, y tiempo para transportarse al lugar de la competencia.

Dentro de las cosas más importantes en la planeación es el tiempo de pruebas. Este periodo es muy valioso para el proyecto ya que además de poder encontrar errores, todavía se está tiempo para repararlos con cierta tranquilidad. También es útil debido a que es posible conocer las debilidades del diseño o lugares en donde es posible que llegue a fallar y fabricar o adquirir las refacciones que pudieran llegar a hacer falta. Hay que tomar en cuenta que esta ocasión va a ser la primera vez que se pruebe el coche como un todo, es decir, que se vea cómo funcionan los sistemas en conjunto. Es recomendable que este periodo sea extenso de manera que se logren hacer un análisis de cómo se comportaría el coche en cada una de las pruebas y, si no se obtienen los resultados esperados, poder ajustar el diseño de manera que se logren los objetivos. La experiencia nos ha demostrado que los coches que no son probados con detenimiento antes de la competencia no logran lugares importantes dentro de la misma o simplemente no terminan la carrera. Es muy triste que después de todo el tiempo y esfuerzo que se le dedicó al diseño, no se pueda participar por fallas corregibles y tener que salirse de la competencia.

La organización de funciones durante la competencia también es importante. Esto implica la definición de los conductores, la organización en tiempos y consumo de gasolina, la organización

estratégica de posiciones y la organización de los "pits". La intención de todo esto es mantener el automóvil circulando por la pista la mayor parte del tiempo de forma que se logre la mayor cantidad de vueltas posible.

Si se quiere ganar, se debe pensar en quién debe conducir el auto. Las reglas indican que los conductores deberán ser las mismas personas que lo fabricaron. Sin embargo, hay que encontrar y entender las habilidades que se requieren en cada prueba, así como también las características físicas de el conductor. Es de gran utilidad utilizar la etapa de pruebas del coche para evaluar posibles pilotos a distintas pruebas. La agilidad y complejidad de los pilotos es un factor importante, la carrera y las pruebas son difíciles y agresivas. Existen choques, volcaduras, paros, etc., hay que tener cuidado para conservar el coche. Las personas que sean pilotos, deben entender la pista y aprenderse el señalamiento de los jueces y de su equipo para no quedar descalificado.

Una buena organización y comunicación entre "pits", pista y conductor es la única forma de poder revisar y arreglar, en caso de ser necesario, el vehículo. Se necesita asignar a una persona para tomar tiempos de vuelta y camino recorrido por el coche para que el piloto sepa cuándo deberá detenerse para cargar el vehículo con combustible. También es necesario tener gente que vigile al automóvil en puntos específicos dentro de la pista para evitar los paros del coche en cualquier tramo escondido de la pista. Y también es necesario que al entrar el vehículo a "pits", el equipo sea capaz de realizar una completa revisión de cada sistema y evaluar si es o no necesario reparar o ajustar el sistema.

Finalmente, hay que enfatizar la importancia que tiene este tipo de competencias para el estudiante de ingeniería y su carrera profesional. Este tipo de eventos hace que el estudiante aplique de manera práctica todos sus conocimientos universitarios, lo que se traduce en un excelente complemento

de todo lo que éste aprende durante la carrera. Esto, no solamente en el sentido técnico sino, más importante, el humano, ya que este tipo de proyectos exige trabajo en equipo lo cual también implica disciplina y responsabilidad.

No solo los alumnos obtienen beneficios de este tipo de competencias. Ellos van representando a la institución que los apoya. Los logros y satisfacciones son mutuas, es por esto que la misma universidad debe fomentar la participación de los estudiantes que muestren interés en participar y poner en alto el nombre de su *alma mater*: La Universidad Panamericana.

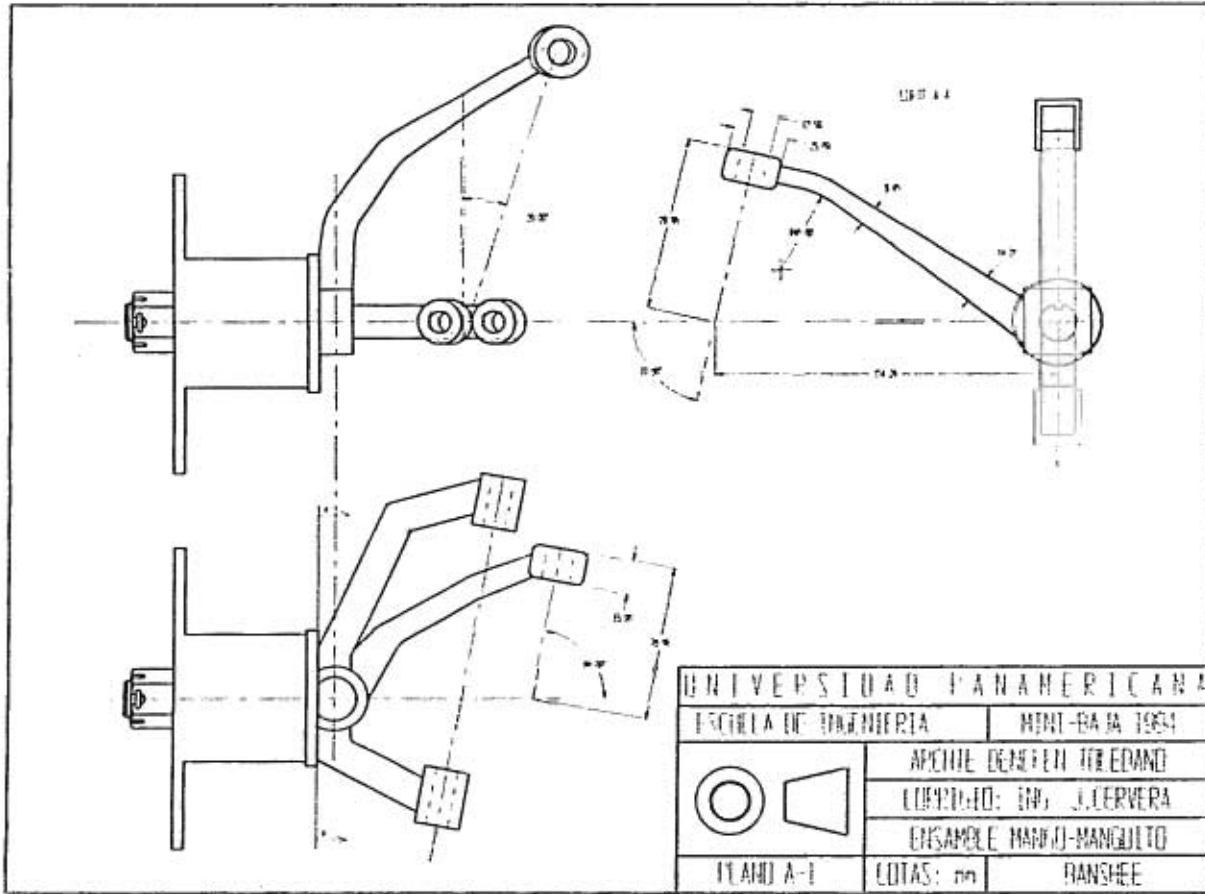
BIBLIOGRAFÍA

BIBLIOGRAFÍA

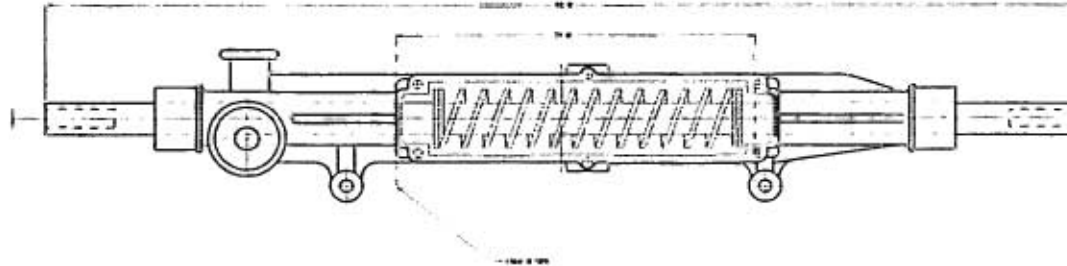
1. CHARLOREAU, Marcel. Suspensión y Dirección en Automóviles. Vallmitjana Miguel. Barcelona España. Ed.Marcombo 1979 (7ma), Tomo VII.
2. CHUDAKOB, D.A. Fundamentos de la teoría y el cálculo de tractores y automóviles. Moscú URSS, Ed.Mir, 1977.
3. El libro del automóvil. México D.F., Ed Reader's Digest 1981.
4. SALDIVAR OLANGE, José. Proyecto de un automóvil. México D.F., Tesis UNAM, 1990.
5. RAMIREZ ORTEGA, Ángel. Diseño y Fabricación de un automóvil tubular para todo tipo de terreno. México, D.F., Tesis UNAM, 1991.
6. CARRILLO HERNÁNDEZ, Felix. Diseño, Simulación y construcción de la estructura tubular de un vehículo para campo traviesa. México, D.F., Tesis UP, 1996.
7. VENK, Ernest. El Automóvil: suspensiones, dirección, alineación y frenos. México, D.F., Ed.Hispano Americana, 1977.
8. DEUTSCHMAN, D. Aaron. Diseño de Máquinas. México, D.F., Ed. CECSA, 1991.
9. CHEVALIER, A., Dibujo Industrial. México, D.F., Ed.UTEHA, 1992.
10. FUENTES CORRO, Fco. Javier. Diseño de la dirección, transmisión y suspensión de un automóvil rural. México, D.F., Tesis ULSA, 1991.
11. Reglamento de Mini-Baja West 1994.

ANEXOS

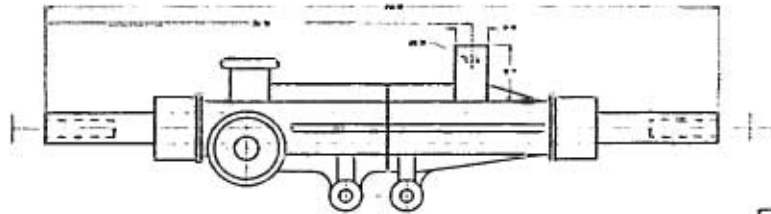
ANEXO A
PLANOS FINALES



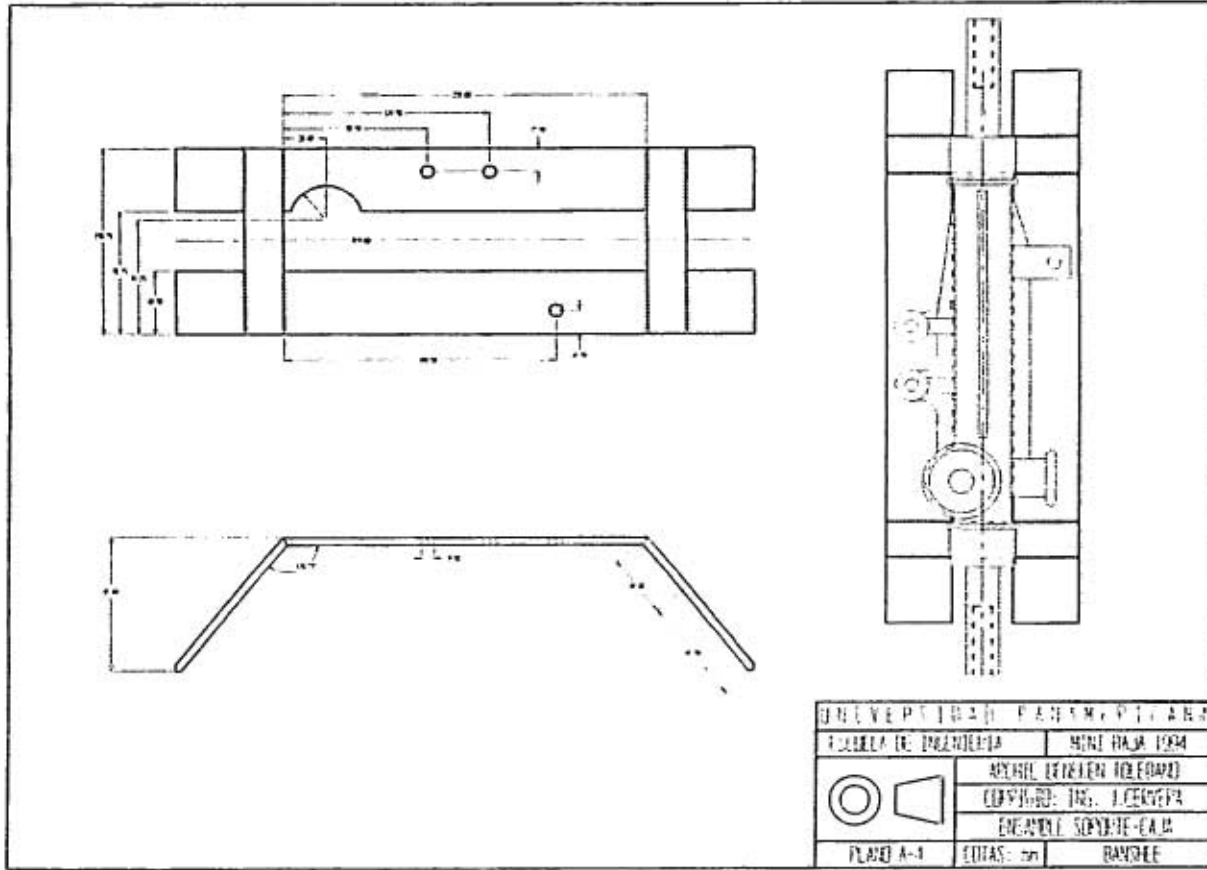
A) MELANGSOM DRYGUNA




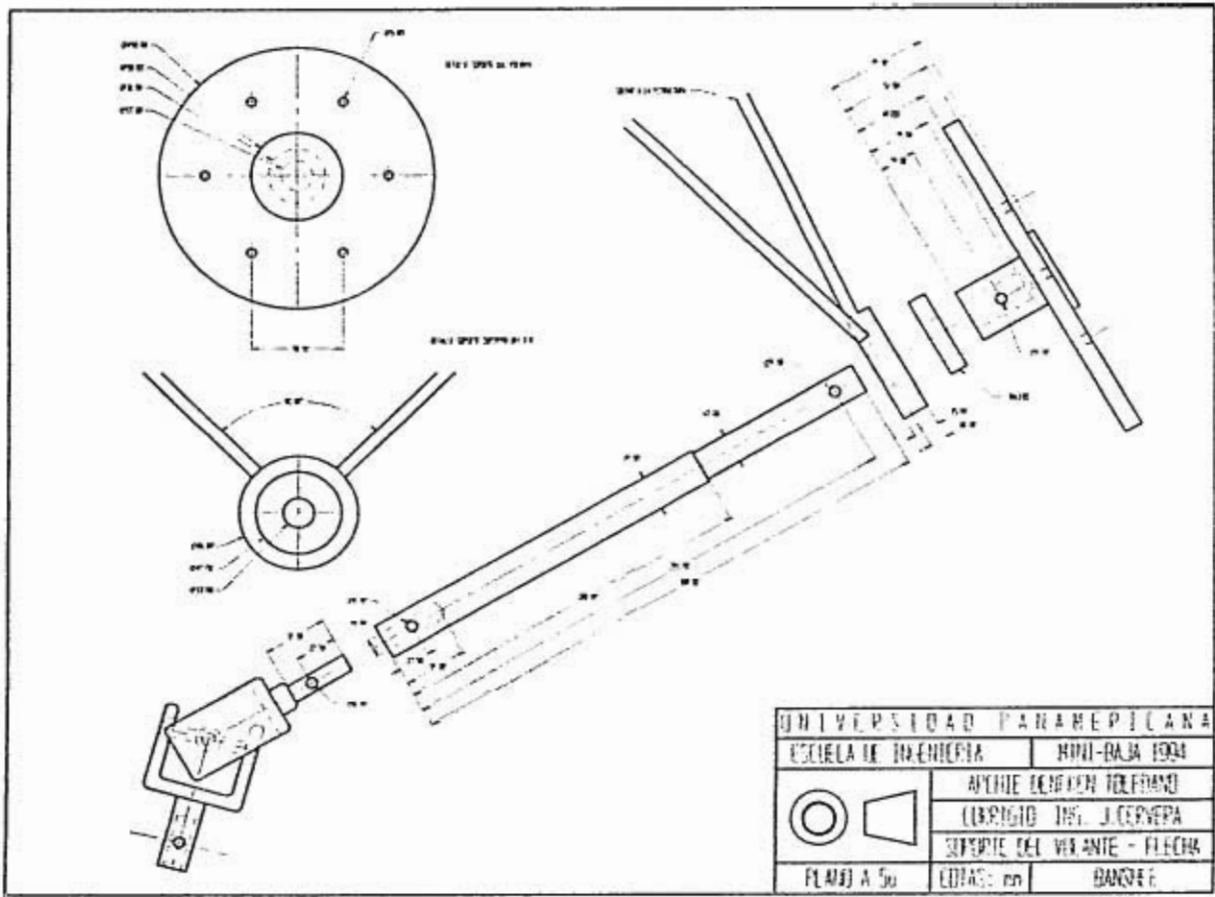
B) MELANGSOM MODIFIKASI




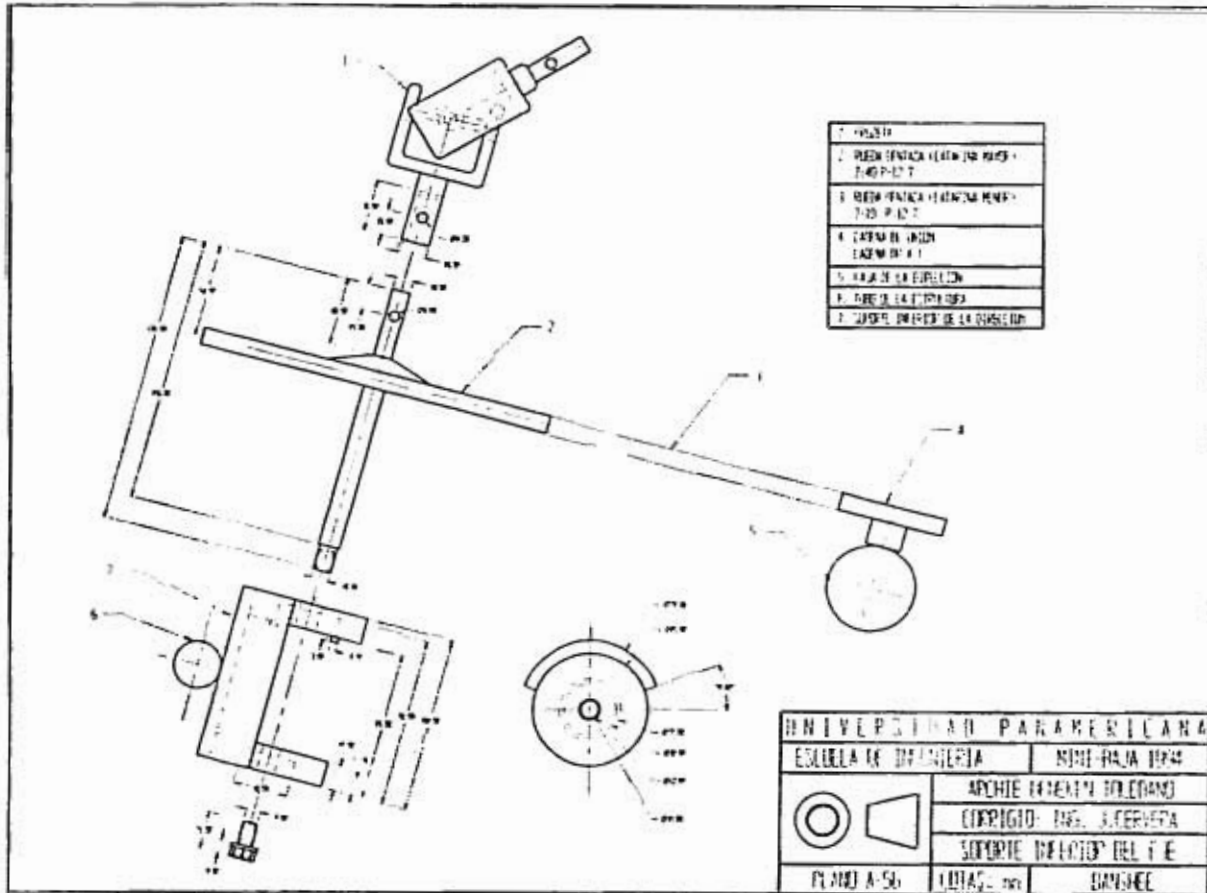
UNIVERSITAS PADJARAN		
ESKOLA IK. DIPONEGORO		MIKRO-BASA 1994
	AHYUNG ERAPEN TELUPANG	
	LAKSMI, IKA, J KURNIA	
MELANGSOM FITUR-FITUR LERA		
PLANO A 1	LETTAS: mm	BANDHEE



UNIVERSITATEA POLITEHNICA	
SCHOOL OF ENGINEERING	
MINE BAIA LON	
	APARAT DE TESTE ÎN LABOR
	CONȘTIȚOR: ING. I. CĂRĂȘA
	ENGADINĂ ȘCOALA 1-A.12
PLAȘI A-1	ETIȘAS: 020 BANCHEE

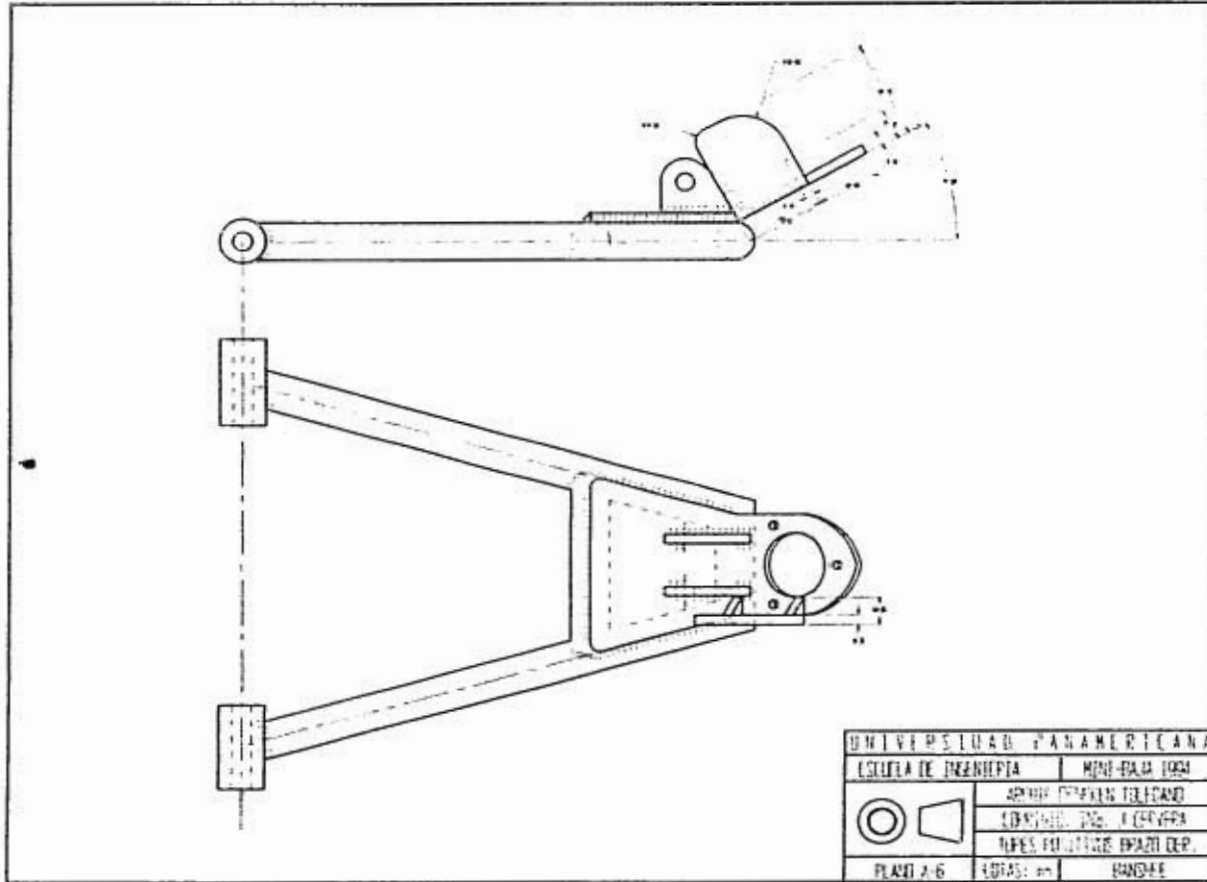


UNIVERSIDAD PARAMERICANA	
ESCUELA DE INGENIERIA	NOVI-DABA 1994
	AYUDIA TECNICA TELEFONO
	LICENCIADO ING. J. CERVERA
	SUBTEMA DEL VARIANTE - FLECHA
PLANO A 50	EDICION: 00
	DIBUJANTE



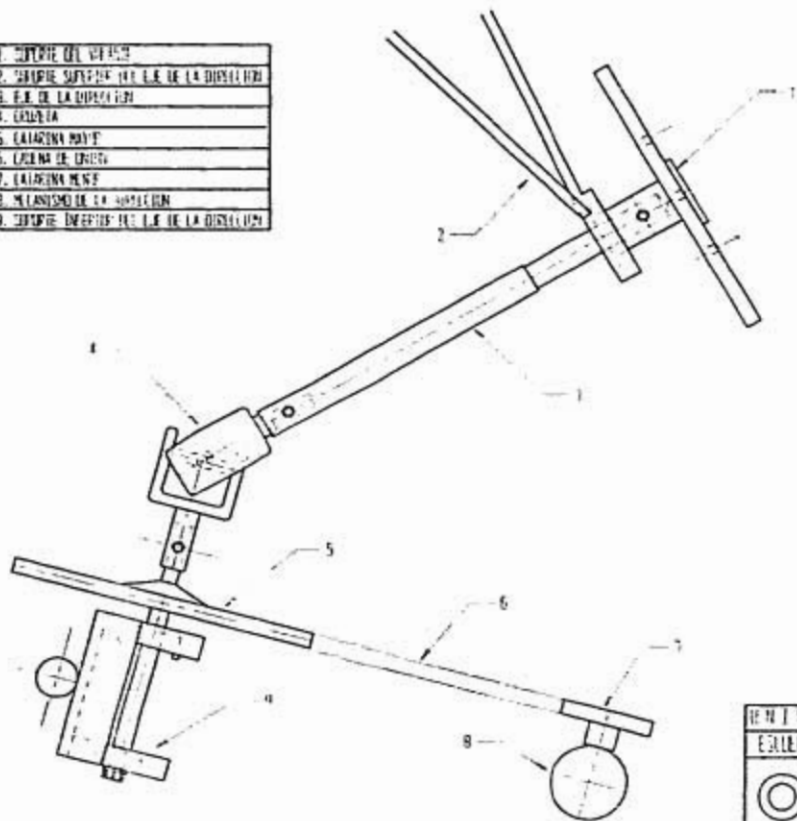
7. PLASTA
6. PIEDR. PENTACA (CATED. 100 P. 1000) - 7.40 P. 10.7
5. PIEDR. PENTACA (CATED. 100 P. 1000) - 7.40 P. 10.7
4. TUBO DE VIDRIO - 1.40 P. 10.7
3. TUBO DE LA ESPELACION
2. TUBO DE LA TUBERIA
1. SOPORTE DEL FONDO DE LA COLUMNA

UNIVERSIDAD PARAGUAYANA	
ESCUELA DE INGENIERIA	NINFA BALTA 1946
ARCHIVO INGENIERIA TOLEDO	
CORRIGIDO: ING. J. G. GONZALEZ	
SOPORTE DEL FONDO DEL TUBO	
PLANO A-50	LISTADO: 100
	BOGOTÁ



UNIVERSIDAD PANAMERICANA	
ESCUELA DE INGENIERIA	MONTECARMEN 1951
	APUNTES DE CLASES DE TELECOMUNICACIONES
	COMUNICACIONES Y TELECOMUNICACIONES
	TRABAJO DE INVESTIGACION EN TELECOMUNICACIONES
PLANO 2-6	FECHA: 1951

1. CILINDRO DEL VAPOR
2. SUPERFICIE SUPERIOR DE LA DE LA DIRECCION
3. P.A. DE LA DIRECCION
4. CARRERA
5. CARRERA MAYOR
6. CARRERA DE CRUCE
7. CARRERA MENOR
8. MECANISMO DE LA DIRECCION
9. SUPERFICIE INFERIOR DE LA DE LA DIRECCION



UNIVERSIDAD PANAMERICANA	
ESCUELA DE INGENIERIA	MINI-EJECUTIVA
ARCHIVO DE INGENIERIA	
CARRERA DE INGENIERIA	
BACHILLER EN INGENIERIA	
PLANO A-7	COTAS en milímetros

ANEXO B BREVE DESCRIPCIÓN DE LA EVALUACIÓN EN LA COMPETENCIA

La competencia consta de dos tipos de pruebas: pruebas estáticas y pruebas dinámicas. La puntuación total en la competencia es de 1000 puntos posibles, divididos como sigue:

Pruebas Estáticas.

Diseño de ingeniería y seguridad	100
Presentación ingenieril	100
Análisis de costo	100

Pruebas Dinámicas.

Maniobrabilidad	100
Aceleración	100
Ascenso de colina	100
Carrera de resistencia	400
TOTAL	1000

Diseño de ingeniería y seguridad.

Todos los vehículos son cuidadosamente inspeccionados para que cumplan con los requerimientos mínimos de seguridad. Los coches que no cumplan con estos requisitos deberán modificar su diseño para cumplirlos y así poder competir. El diseño es juzgado en base a su estética, sus dispositivos estructurales, la facilidad de producción en serie y la innovación.

Presentación ingenieril.

En cinco minutos se debe exponer a tres jueces las ventajas y cualidades del vehículo diseñado con la intención de vender el proyecto a una firma ficticia. La calidad de la presentación así como su contenido serán las variables que se medirán en esta prueba.

Análisis de costo.

Se deberá presentar un reporte de costos que ilustre a detalle cada uno de los costos en los cuales se incurriría en el caso de producir el automóvil en serie con una tasa de producción de 4000 unidades al año. La calificación del reporte de costos se divide en el costo en sí (15 puntos) y en la calidad del reporte (85 puntos). Los costos deben estar divididos por sistema. Todos los costos deberán ser soportados con notas o con cotizaciones del costo real.

Maniobrabilidad

Esta es una prueba de agilidad y capacidad del vehículo para virar en alta y baja velocidad. Los jueces trazan un circuito en terreno irregular y cada vehículo tiene derecho a circular por él dos veces. Ambas vueltas serán cronometradas y para la puntuación, se tomará en cuenta solamente el tiempo más bajo además de las penalizaciones por cada obstáculo que haya sido derribado.

Aceleración.

En una recta de 50 yardas de terreno plano cada carro tendrá dos oportunidades para realizar su mejor tiempo de aceleración. Para la puntuación, se toma el tiempo más bajo.

Ascenso de colina.

Esta es una prueba de potencia para el coche. Cada automóvil tendrá dos oportunidades para escalar una colina con una pendiente de 45 grados. La puntuación depende de la distancia que logre subir el automóvil y el tiempo que le tomó llegar ahí.

Carrera de resistencia.

La carrera de resistencia tiene un periodo de duración de cuatro horas. La calificación depende de las vueltas que logre completar el automóvil en este tiempo. La pista es totalmente irregular y consta con todo tipo de obstáculos y superficies. La formación inicial de la carrera está determinado por la puntuación obtenida en la prueba de aceleración, saliendo en primer lugar el automóvil más veloz.

ANEXO C

RESULTADOS EN MINI-BAJA '94

Pruebas estáticas.

	<u>Lugar</u>	<u>Puntos</u>
• Diseño mecánico y seguridad		57.24
- Estética	33	
- Dispositivos estructurales	20	
- Producción en masa	8	
- Innovación	15	
• Presentación ingenieril	9	74.33
• Costo	47	34.20
• Seguridad	50	98
Sub - total (pruebas estáticas)	37	263.77

nota: El primer lugar tuvo 326.41 puntos.

Pruebas Dinámicas.

• Maniobrabilidad	13	64
• Aceleración	25	69.46
• Ascenso de colina	33	30.37
• Carrera de resistencia	10	305
Sub - total (pruebas dinámicas)	10	470.83

nota: El primer lugar tuvo 625.57 puntos.

TOTAL 11 734.60

nota: El primer lugar tuvo 916.28 puntos.