



300617
18
2y

UNIVERSIDAD LA SALLE

ESCUELA DE INGENIERIA
CON ESTUDIOS INCORPORADOS A LA U. N. A. M.

**DISEÑO DE LA DIRECCION, TRANSMISION
Y SUSPENSION DE UN AUTOMOVIL RURAL**

**TESIS CON
FALLA DE ORIGEN**

T E S I S

QUE PARA OBTENER EL TITULO DE
INGENIERO MECANICO ELECTRICISTA
AREA MECANICA

P R E S E N T A

FRANCISCO JAVIER FUENTES CORRO

DIRECTOR DE TESIS: ING. FERNANDO CHONG LARA



Universidad Nacional
Autónoma de México



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 está 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.

I N D I C E

Pág.

<i>INTRODUCCION</i>		1
<i>I</i>	<i>PARAMETROS DE DISEÑO</i>	5
	1.1. <i>Traficabilidad del automóvil</i>	5
	1.1.1 <i>Momento de impulsión</i>	6
	1.1.2 <i>Resistencia a la rodadura</i>	9
	1.1.3 <i>Adherencia del automóvil</i>	13
	1.1.4 <i>Mecanismo diferencial</i>	15
	1.1.5 <i>Parámetros geométricos de la traficabilidad</i>	16
	1.2 <i>Propiedades fisicomecánicas del neumático</i>	19
	1.3 <i>Geometría del automóvil</i>	23
	1.4 <i>Suavidad de marcha</i>	27
<i>II</i>	<i>DISEÑO DE LA DIRECCION</i>	32
	2.1 <i>Dirigibilidad del automóvil</i>	32
	2.2 <i>Principio de Ackerman</i>	43
	2.3 <i>Influencia de la elasticidad lateral de los neumáticos en la dirigibilidad del vehículo.</i>	44
	2.4 <i>Estabilización de las ruedas dirigidas</i>	49
	2.4.1 <i>Giro sin diferencial.</i>	55
	2.5 <i>Diseño del mecanismo de dirección.</i>	56
<i>III</i>	<i>DISEÑO DE LA TRANSMISION</i>	70
	3.1 <i>Eficiencia de la transmisión</i>	71
	3.2 <i>Momento de impulsión en marcha inestable</i>	74
	3.3 <i>Fuerza tangencial de tracción</i>	76
	3.4 <i>Fuerzas de resistencia a la marcha</i>	77
	3.4.1 <i>Resistencia aerodinámica</i>	80
	3.5 <i>Balance de tracción y aceleración del automóvil.</i>	83

I N D I C E

- 2 -

	Pág.
3.6 Potencia del motor	85
3.7 Embrague	93
3.8 Reducción principal y cambios de velocidad	94
IV DISEÑO DE LA SUSPENSION	104
4.1 Suspensión trasera	105
4.1.1 Sistema Hotchkiss	106
4.1.2 Brazos longitudinales	107
4.1.3 Brazos transversales	108
4.1.4 Geometría de la suspensión trasera	109
4.1.5 Constante del resorte	114
4.1.6 Constante del amortiguador	116
4.2 Suspensión delantera	128
4.2.1 Trapecio articulado	129
4.2.2 Suspensión McPerson	130
4.2.3 Brazos longitudinales	131
4.2.4 Geometría de la suspensión delantera	132
4.2.5 Constante del resorte	139
4.2.6 Constante del amortiguador	141
CONCLUSIONES Y ESPECIFICACIONES FINALES	147
APENDICE A Momentos de inercia de las principales masas en rotación de los diferentes árboles de la transmisión	151
APENDICE B Momento de inercia de la rueda respecto al eje de horquilla	153
APENDICE C Estimación del costo del automóvil rural	154
BIBLIOGRAFIA	156

INTRODUCCION

Uno de los sectores que más importancia tiene para el desarrollo de cualquier país es el campo; de ahí la necesidad de -- volverlo cada vez más productivo, lo cual se consigue únicamente por medio de la industrialización. Desgraciadamente en México esto no sucede debido a múltiples factores. El más importante de ellos es la falta de recursos económicos, que genera un -- atraso tecnológico con respecto a los países desarrollados. Es por estas razones que la tesis que se presenta pretende aportar una alternativa para dicha industrialización que consiste en el diseño de algún tipo de maquinaria que revolucione el campo y -- la sociedad rural en general. Para tal fin, lo primero que hay que tomar en cuenta es el aspecto económico, es decir, para que sea factible la realización del proyecto, éste debe tener un -- costo tal que el campesino tenga posibilidades de adquirirlo.

Todo lo anterior implica lo siguiente: primero, todas las partes y materiales que integran el proyecto deberán ser de fabricación nacional, hasta donde nuestras limitaciones lo permitan. Segundo, el diseño deberá ser tal que los procesos de manufactura que intervengan en su fabricación sean los más económicos. Tercero, los diseños deberán ser simples para que de esta manera se reduzca el número de piezas, y por lo tanto, los -- costos de material y fabricación. Por último, los costos de -- operación y mantenimiento deberán ser mínimos dados los problemas de obtención de energéticos y refacciones en una sociedad -- rural.

Un aspecto no menos importante que el económico es la funcionalidad del diseño; con ello se desea aclarar que lo que se tratará de hacer es buscar un balance entre estos dos factores; por lo tanto, aunque los mecanismos del diseño sean simples, se buscarán rendimientos óptimos.

Hasta este momento se podrían proponer diferentes tipos de maquinaria con las características antes mencionadas; sin embargo, muchas de ellas estarían diseñadas especialmente para re

resolver un problema específico. Todo esto lleva a considerar un factor más: la versatilidad del diseño.

Como ya se sabe, los problemas del campo son muy variados, no obstante, es necesario destacar la falta de comunicaciones y transportes, además de la mecanización del cultivo de las tierras, los cuales tienen una solución común: un automóvil que pueda hacer las funciones de un tractor y de un camión. Imagínese un automóvil ligero pero potente, pequeño y de fácil manejo, que pueda circular por cualquier tipo de camino, y que además tenga la opción de jalar diferentes aditamentos, como por ejemplo un remolque. Con él se podrían transportar diferentes materiales por caminos de terracería o simplemente veredas, lo que proporcionaría los elementos clave para la creación de infraestructuras nuevas.

Por otra parte, se podría adaptar un arado o cualquier otro mecanismo, como los utilizados para cosechar las siembras, o bien, una caja para transportar semillas, granos, frutas, gente, etc.

En casos extremos, el automóvil podría ser empleado en operaciones de rescate en incendios o accidentes forestales, transportando heridos, agua, bomberos, etc. En fin, lo que se intenta ejemplificar es la amplia gama de usos que se le puede dar a un automóvil de este tipo y, por lo tanto, la gran ayuda que representa a una sociedad rural debido a su versatilidad, baja inversión inicial y bajo costo de operación y mantenimiento.

Los estudios 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 estructurales del automóvil, las cuales salen del objetivo de la tesis.

En el Capítulo I se presentan los parámetros que fijan los puntos de partida de los diseños que se analizan en esta tesis y que surgen de la necesidad de satisfacer las condiciones de

trabajo al que va a estar sujeto el vehículo. En primer lugar, se estudiará la traficabilidad del automóvil, ya que en función a esta cualidad se define gran parte de la geometría del automóvil que a su vez tiene influencia en el cálculo de la potencia del motor, al igual que otros conceptos analizados, tales como el momento de impulsión, la resistencia a la rodadura y la adherencia.

Por otro lado, las propiedades del neumático ayudan a familiarizar al lector con las deformaciones que éste sufre durante su explotación y su influencia en la dirigibilidad del automóvil. Otro tema de gran importancia es la suavidad de marcha que establece las bases para evaluar la funcionalidad de la suspensión.

El Capítulo II está dedicado al estudio de la capacidad de giro de los vehículos. En primer término, se analizarán las características de los diferentes tipos de dirección y se elegirá el mecanismo que mejor se adapte a las condiciones de trabajo del automóvil rural.

Más tarde, se discutirá la forma en que la deformación lateral del neumático afecta al giro del automóvil y cómo controlarla. Un tema muy importante es el dedicado a la estabilización de las ruedas dirigidas, ya que habla de los diferentes ángulos de instalación del mango, necesarios para el diseño de la dirección y la suspensión delantera.

Por último, se desarrollará un algoritmo para fijar las dimensiones óptimas del mecanismo de dirección por medio de un programa de computadora.

El diseño de la transmisión se lleva a cabo en el Capítulo III, en donde primero se justifica el tipo de la transmisión del automóvil rural y posteriormente se analiza su eficiencia que, junto con las fuerzas de resistencia a la marcha y la fuerza tangencial de tracción, interviene en el cálculo de la potencia del motor.

Más adelante se realizarán los cálculos necesarios para -

adaptar un embrague comercial a la transmisión del vehículo y, por último, se diseñarán los cambios de relación de la caja de velocidades.

El Capítulo IV está dividido en dos secciones: el diseño de la suspensión trasera y el diseño de la suspensión delantera. En cualquiera de los dos casos se discutirán primero los diferentes tipos de suspensiones y se elegirá la más adecuada para el automóvil rural. Más tarde se diseñará su geometría y en base a ella se harán los cálculos respectivos de la constante del resorte y la constante del amortiguador. Esta última se evaluará por medio de un programa de computadora que toma en cuenta la suavidad de marcha del automóvil.

Por último, se presentan las conclusiones de la tesis, donde además se incluye una tabla con las especificaciones finales del vehículo.

I PARAMETROS DE DISEÑO

Uno de los principales objetivos de la ingeniería es el de resolver cualquier tipo de problema que se presente en la vida cotidiana del ser humano. 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 de diseño de cualquier tipo de vehículo, destacando los parámetros que se utilizarán en la elaboración del diseño del automóvil rural.

En primer lugar, se analizará la traficabilidad, tema fundamental para el cálculo de la transmisión y para el diseño de la geometría del vehículo. Posteriormente se analizarán otros parámetros importantes tales como las propiedades del neumático y la suavidad de la marcha.

1.1 TRAFICABILIDAD DEL AUTOMOVIL.

Por traficabilidad de los automóviles se comprende su capacidad de marchar por malos caminos y a campo traviesa.

Debido a factores tales como la finalidad del vehículo, - el campo de su utilización y condiciones específicas de trabajo, la traficabilidad no puede ser la misma para todos los tipos de automóviles, por lo que es conveniente separarlos en tres categorías de acuerdo a su finalidad y fórmula de ruedas: vehículos de 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 automóvil que tenga cuatro ruedas y dos de ellas --

sean motrices, tendrá por fórmula de ruedas el símbolo 4 X 2.

Los automóviles de traficabilidad normal están destinados primordialmente para la marcha por carreteras y caminos de tierra. En este grupo entra la parte principal de vehículos con un solo eje motriz y fórmula de ruedas 4 X 2.

En la categoría de automóviles de traficabilidad alta se encuentran los vehículos que pueden trabajar tanto por caminos como a campo traviesa. Estos automóviles generalmente poseen dos o tres ejes motrices y se fabrican según los esquemas 4 X 4 y 6 X 6. En la agricultura se utilizan preferentemente automóviles y camiones del tipo 4 X 4 fabricados en grandes series según las características de los vehículos de traficabilidad normal.

Los vehículos de traficabilidad especial se diseñan por lo general con todos los ejes motrices. Como finalidad, deben ser capaces de marchar por cualquier camino de mala calidad y a campo traviesa, superando todos los obstáculos que encuentran a su paso. En este grupo se encuentran los automóviles que poseen más de tres ejes motrices, vehículos semioruga y anfibios, encontrando su mayor aplicación en el campo, la construcción y en operaciones militares.

De acuerdo con esta clasificación, el vehículo que se designará se sitúa en la categoría de automóviles de traficabilidad 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, como se verá más adelante.

Por tal motivo, la fórmula de ruedas del automóvil en cuestión quedará definida como 4 X 2.

Para definir completamente la traficabilidad de un automóvil no basta con fijar su fórmula de ruedas, sino que es necesario tomar en cuenta otros factores, los cuales se estudian a continuación.

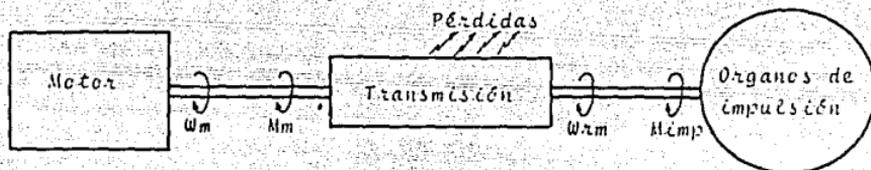
1.1.1 MOMENTO DE IMPULSION

En un automóvil, la cualidad dinámica que más influye en su traficabilidad es el momento de impulsión "Mimp" o par motor aplicado a las ruedas motrices, ya que si éste aumenta, también

aumenta su capacidad de aceleración, su facilidad para subir -- pendientes, mover cargas y vencer resistencias.

En la figura 1.1 se muestran esquemáticamente las principales partes del automóvil que hacen posible la aparición del momento de impulsión en las ruedas motrices.

FIGURA 1.1 Partes del automóvil que generan el momento de impulsión.



Los motores son las máquinas que transforman la energía calorífica obtenida de los combustibles en energía mecánica. La cantidad de energía por unidad de tiempo que el motor genera, se llama potencia del motor y se expresa por:

$$P_m = M_m \omega_m \quad (\text{EC. 1.1})$$

siendo:

P_m = potencia del motor

M_m = torque o par motor

ω_m = velocidad angular de la flecha que transmite el torque del motor, llamada árbol cigüeñal.

Análogamente, la potencia en los órganos de impulsión (o ruedas motrices para el automóvil) está dada por:

$$P_{rm} = M_{imp} \omega_{rm}$$

La transmisión es el mecanismo que transfiere la potencia del motor a los órganos de impulsión a la velocidad angular y torque requeridos. Por la naturaleza de las transmisiones, siempre existen pérdidas de energía en la transferencia de la potencia. Se define la eficiencia de la transmisión como la relación entre la potencia efectiva en los órganos de impulsión y la potencia del motor, es decir:

$$\eta_{tr} = \frac{P_{rm}}{P_m}$$

sustituyendo:

$$\eta_{tr} = \frac{M_{imp} W_{rm}}{M_m W_m} \quad (EC. 1.2)$$

A la relación que existe entre la velocidad angular de entrada W_m y la velocidad angular de salida W_{rm} de la transmisión se le llama relación de reducción, la cual se expresa por:

$$i_{tr} = \frac{W_m}{W_{rm}} \quad (EC. 1.3)$$

Sustituyendo la ecuación anterior en la ecuación 1.2 y haciendo las simplificaciones necesarias, se obtiene el momento de impulsión para régimen estable, es decir, cuando el automóvil marcha uniformemente:

$$M_{imp} = M_m i_{tr} \eta_{tr} \quad (EC. 1.4)$$

De la ecuación 1.4 se deduce que el momento de impulsión puede crecer de tres maneras diferentes:

1). Aumentando el par motor. - Si se fija la velocidad angular en la ecuación 1.1, la única forma de aumentar el par motor es aumentando la potencia de la máquina. Como se verá más adelante, el momento de impulsión tiene un valor límite de finido por las características de adherencia del vehículo, por lo que se podría pensar que la potencia de la máquina que alcanzara dicho límite sería la más adecuada; sin embargo, el rendimiento de combustible disminuye en función al incremento de la potencia. Por tanto, la potencia del motor no se elegirá en base a la trafieabilidad del vehículo, sino en función a las resistencias que el automóvil debe vencer para viajar a la velocidad máxima de traslación.

2). Aumentando la relación de reducción. - Si un motor cuya potencia es P_m , suministra a una transmisión un par igual a M_m , se cumple que:

$$W_m = \frac{P_m}{M_m} = \text{constante}$$

Si se sustituye este valor en la ecuación 1.3, la única manera de aumentar la relación de reducción es disminuir la velocidad angular de las ruedas motrices y, por lo tanto, la velocidad de traslación del automóvil. En consecuencia, la relación de reducción se escogerá de tal manera que se encuentre un balance entre el momento de impulsión y la velocidad de traslación del automóvil, como veremos en el capítulo de transmisiones.

3). Aumentando la eficiencia de la transmisión.- La transmisión más eficiente es aquella en la cual el motor se conecta directamente a los órganos de impulsión y consta únicamente de un eje motriz; sin embargo, en la transferencia de potencia casi siempre son necesarios otros mecanismos tales como embragues, engranes, bandas, etc., que disminuyen la eficiencia de la transmisión.

De la ecuación 1.2 se puede deducir que la eficiencia de las transmisiones disminuye por dos principales motivos:

1. Pérdida del par motor debido a la fricción viscosa y rozamiento entre superficies duras.

2. Pérdida en la velocidad angular, debido al deslizamiento entre los distintos mecanismos como en el caso de las bandas.

A diferencia de las transmisiones automáticas, las transmisiones estándar sólo tienen pérdidas debidas a la fricción, por lo que siempre son más eficientes. Este motivo es suficiente para justificar la elección de una transmisión estándar en el automóvil que se diseñará.

1.1.2 RESISTENCIA A LA RODADURA

Una parte del momento de impulsión se emplea para vencer el momento de resistencia al rodamiento generado por las deformaciones de los neumáticos y del camino. Mientras más grande sea dicho momento de resistencia, menor será la potencia efectiva

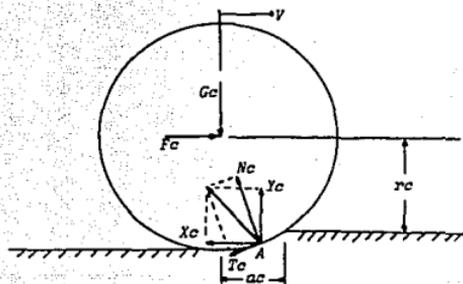
va que las ruedas motrices transmitan al camino. Es por esto - que el momento de resistencia a la rodadura afecta negativamente a la traficabilidad y por lo tanto, habrá que minimizarlo.

En el caso de marcha por caminos deformables, una forma de reducir el momento de resistencia a la rodadura es disminuir -- las presiones sobre la superficie del camino empleando neumáticos de perfil más ancho. Alternativamente, la reducción de dichas presiones se puede llevar a cabo regulando la presión del aire en los neumáticos. Sin embargo, este método no es recomendable ya que el correspondiente aumento en el área de contacto con el suelo implica una disminución en el radio estático de rodadura "Rest", que es la distancia desde el eje de rotación hasta el área de contacto con el suelo, y que también influye negativamente en el momento de resistencia a la rodadura.

Para evaluar la resistencia a la rodadura, considérese la marcha de una rueda conducida. Para simplificar, supóngase que la rotación de la rueda es uniforme y que la marcha transcurre por un sector horizontal.

La rueda conducida (Fig. 1.2), gira bajo la acción de la fuerza "Fc", aplicada a la rueda desde el bastidor del vehículo y que impulsa a la rueda en el sentido de la marcha indicado con la flecha "v". Además de la fuerza "Fc", también actúa sobre la rueda la fuerza vertical "Gc", que se compone de la carga vertical transmitida al eje de la rueda desde el bastidor del vehículo, y del peso de la propia rueda, el momento de rozamiento en los cojinetes se desprecia a causa de su pequeñez.

FIGURA 1.2 Esquema de las reacciones que originan la resistencia a la rodadura de una rueda conducida.



Bajo la acción de las fuerzas indicadas, la rueda en movimiento penetra en el suelo y crea en él la rodada. Como resultado, surgen las reacciones normales y tangenciales del terreno. Las primeras están dirigidas por la normal a la superficie de la llanta, o sea, por los radios. Ellas producen la resultante "Nc" aplicada en cierto punto "A" del arco de contacto de la rueda con el suelo y que pasa por el eje de la rueda "O". Las reacciones tangenciales son las fuerzas de frotamiento entre la llanta de la rueda y el suelo. Estas tienden a hacer girar la rueda en sentido horario. Sustituyendo las fuerzas tangenciales de rozamiento por la fuerza resultante "Tc", y suponiendo que está aplicada en el mismo punto "A" que la reacción resultante normal "Nc", se puede descomponer la suma geométrica de las fuerzas "Nc" y "Tc" en dos componentes; la vertical "Yc", dirigida hacia arriba, y la horizontal "Xc", dirigida en sentido contrario al movimiento de la rueda.

La desviación del punto "A", donde se aplica la reacción vertical "Yc", de la vertical que pasa por el eje de la rueda, ocasiona el momento de resistencia al rodamiento "Mrc", cuya magnitud es:

$$Mrc = Yc \cdot ac = Gc \cdot ac$$

ya que:

$$Yc = Gc$$

El valor del momento "Mrc" con la carga vertical "Gc" pre fijada, depende de la dimensión del brazo "ac", o sea, de la profundidad de la rodada creada por la rueda. Cuanto más profunda es la rodada, tanto mayor será el brazo "ac", y con ello, será mayor el momento de resistencia a la rodadura de la rueda.

Además del momento de resistencia a la rodadura, en la rueda actúan también la fuerza "Fc", que impulsa la rueda, y la reacción del terreno "Xc", igual en magnitud a la primera, pero que actúa en dirección contraria. El brazo de este par, o sea, la distancia desde el eje "O" de la rueda hasta la superficie horizontal en la cual se halla el punto "A", es el radio dinámico de la rueda "rc". Cuando la rueda gira por un camino duro a pe

queña velocidad, casi sin dejar rodada, el radio dinámico es - aproximadamente igual al estático; en el caso general, al mar char por una calzada deformable, el radio dinámico es mayor -- que la distancia desde el eje de la rueda hasta la superficie- no deformada y menor que la distancia desde el eje de la rueda hasta el fondo de la rodada. Para fines prácticos, es común - tomar un radio dinámico de rodadura igual al 90% del radio li- bre de la rueda "Rl".

Para mantener la rotación uniforme de la rueda, el momen- to del par de fuerzas "Xc" y "Fc", debe ser igual al momento - de resistencia a la rodadura "Mrc", es decir:

$$F_c r_c = M_{rc}$$

de donde:

$$F_c r_c = G_c a_c$$

$$\text{o bien: } F_c = G_c \frac{a_c}{r_c}$$

En la realidad la relación a_c/r_c permanece constante para ensayos semejantes por lo que comúnmente se conoce con el nom-- bre de coeficiente de resistencia a la rodadura de la rueda con ducida y se denomina con el símbolo "f". Partiendo de esto, la fuerza convencional de resistencia a la rodadura "Fc" se expre- sa por:

$$F_c = f G_c \quad (\text{EC. 1.5})$$

De esta manera, para asegurar la marcha uniforme de la -- rueda conducida por un camino paralelo a su eje, debe ser apli- cada una fuerza de impulsión igual a la fuerza de resistencia a la rodadura. Si el frotamiento en los cojinetes de la rueda es tan considerable que no puede ser despreciado, así como en el - caso de originarse resistencias de inercia con la rotación ace- lerada de la rueda, la fuerza de impulsión requerida aumenta.

De la ecuación anterior se tiene también, que:

$$f = \frac{F_c}{G_c}$$

de donde resulta que el coeficiente de resistencia a la rodadu- ra de la rueda conducida puede ser determinado midiendo la fuer- za de impulsión necesaria para el movimiento uniforme de la rue- da con cierto peso de carga elegido, con las condiciones del ca

mino preestablecidas en un sector horizontal.

Otro aspecto importante es que todas las ruedas tengan el mismo ancho de rodada para que las ruedas traseras vayan -- por la rodada hecha por las ruedas que les precedían. Para el diseño del automóvil en cuestión, este punto fija la disposición geométrica de las ruedas, es decir, en un caso general -- las ruedas estarán distribuidas en las esquinas de un rectángulo cuyas dimensiones se definirán más adelante.

1.1.3 ADHERENCIA DEL AUTOMOVIL

La capacidad de aceleración del automóvil aumenta en función a la potencia suministrada a los órganos de impulsión hasta que se alcanza un límite en donde se produce el derrape entre el neumático y el suelo. Una vez que esto sucede, la potencia efectiva que transmiten las ruedas motrices alcanza un valor constante que depende únicamente de las características de adherencia entre el neumático y el suelo.

En consecuencia, la potencia necesaria para alcanzar dicho límite es más grande cuanto mayor es la adherencia de los medios de impulsión con el camino. Por tal motivo, un incremento en la adherencia implica un aumento en la traficabilidad del automóvil.

Las cualidades de adherencia de los órganos de impulsión, que caracterizan sus facultades de desarrollar o recibir las fuerzas tangenciales que aparecen en el área de contacto con el camino, se evalúan con el coeficiente de adherencia. Este coeficiente, en cierta medida, es análogo al coeficiente de rozamiento entre dos superficies duras, empleado en la mecánica, aunque en realidad los procesos de interacción de los órganos motrices con el camino tienen un carácter mucho más complicado, ya que no sólo dependen de la reacción normal, sino que también influyen el área y la forma de la superficie de contacto de dichos órganos de impulsión con el suelo.

Se designa a la suma de los esfuerzos tangenciales que aparecen en el área de contacto a causa del momento de impul--

sión como fuerza tangencial de tracción "P".

De acuerdo a la analogía antes expuesta, el coeficiente de adherencia se considera como la relación de la fuerza tangencial de tracción máxima que puede ser obtenida en la zona de contacto de los órganos motrices con el camino, a la carga normal por ellos transmitida. Designando a la fuerza tangencial de tracción máxima como "Pmax" (Fig. 1.3), el coeficiente de adherencia se expresa por:

$$\varphi = \frac{P_{max}}{Y_m}$$

donde: $Y_m = G_m$

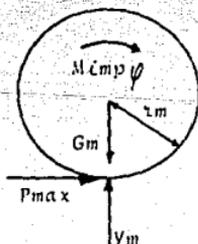
En consecuencia, el momento de impulsión máximo que la rueda puede transmitir sin derrapar es:

$$M_{imp\varphi} = P_{max} r_m$$

siendo: r_m = radio dinámico de rodadura de la rueda motriz.

$$\text{o también: } M_{imp\varphi} = \varphi Y_m r_m \quad (\text{EC. 1.6})$$

FIGURA 1.3 Diagrama de cuerpo libre de la rueda motriz un instante antes de derrapar.



En la tabla siguiente se encuentran tabulados los valores típicos del coeficiente de adherencia.

TABLA 1.1 Valores típicos del coeficiente de adherencia (1)

TIPO DE CAMINO	φ
Carretera asfaltada	0,60-0,75
Camino de grava	0,50-0,65
Camino de tierra seco	0,50-0,70
Camino de tierra después de llover	0,35-0,50
Arena	0,65-0,75
Camino de nieve apisonada	0,30-0,35

En resumen, el momento de impulsión máximo de un automóvil se puede elevar de las siguientes maneras:

1. Elevando la carga transmitida por el neumático al suelo - "Gm".
2. Elevando el coeficiente de adherencia " φ ":
 - a) Empleando neumáticos de rodada ancha.
 - b) Seleccionando la forma del dibujo de la llanta de acuerdo a las características del terreno.

1.1.4 MECANISMO DIFERENCIAL.

Cuando un automóvil se encuentra virando, las ruedas que se encuentran más alejadas del centro de giro tienen que recorrer mayor distancia que las que se encuentran cerca de él y, en consecuencia, su velocidad angular es mayor.

Si dos ruedas motrices están unidas mediante un eje motriz rígido, esta diferencia de velocidades no puede existir, por lo que un viraje en el automóvil genera una torsión en el eje motriz y el derrape de la rueda con menor adherencia al suelo. El efecto correspondiente es una tendencia del automóvil a desplazarse en línea recta, lo cual disminuye su facultad de gi-

(1) Fundamentos de la teoría y el cálculo de tractores y automóviles, D.A.Chudakov (Editorial Mir Moscú), pp 481

ro. Para evitar este fenómeno, existe un mecanismo que puede transmitir potencia a dos ruedas motrices girando a diferente velocidad angular: el diferencial.

La desventaja principal de la transmisión diferencial consiste en la influencia negativa en las cualidades de tracción del vehículo en aquellos casos cuando las ruedas motrices se hallan en diferentes condiciones de adherencia con el camino, ya que, por ejemplo, en un automóvil 4 X 2 con diferencial, la fuerza tangencial de tracción máxima es:

$$P_{max} = 2 Y_m \varphi_{mínimo}$$

y si $\varphi_{mín.}$ es igual a cero, la fuerza tangencial de tracción también es cero.

En cambio, el mismo automóvil sin diferencial, podría utilizar por completo las posibilidades de adherencia de ambas ruedas y de esta manera elevar la traficabilidad del vehículo.

La fuerza tangencial máxima para un automóvil 4 X 2 sin diferencial viene dada por:

$$P_{max} = Y_m (\varphi_{máximo} + \varphi_{mínimo})$$

Como se ve en la ecuación anterior, aunque $\varphi_{mín.}$ sea igual a cero, el automóvil podrá seguir desplazándose.

Con base en estos razonamientos y a que el efecto diferencial se puede lograr de otra forma, como se estudiará en el capítulo II, es justificable eliminar el diferencial en la transmisión del automóvil que se diseñará.

1.1.5 PARAMETROS GEOMETRICOS DE LA TRAFICABILIDAD.

Entre los parámetros geométricos de la traficabilidad de automóviles, se pueden enumerar:

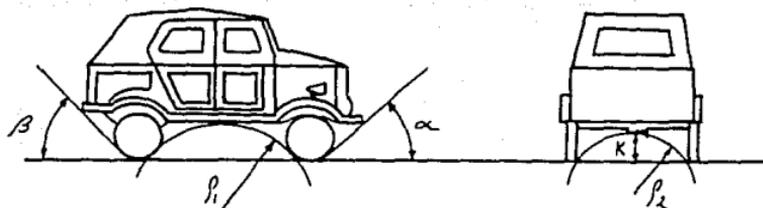
- 1.- Luz sobre el suelo del vehículo.
- 2.- Angulos delantero y trasero de traficabilidad.
- 3.- Radios longitudinal y transversal de traficabilidad.

La luz sobre el suelo "K" (fig.1.4), es la distancia entre el punto más bajo del vehículo y el camino, y es una medida de las irregularidades máximas sobre las cuales puede pasar el ve-

hículo. En los automóviles de tráficoabilidad normal la luz sobre el suelo se toma entre los límites de 150 a 220 mm, de 220- a 240 mm para los automóviles de turismo, y de 240 a 300 mm para los vehículos de tráficoabilidad alta.

Para el automóvil rural se tomará un promedio del rango de vehículos de tráficoabilidad alta, o sea, 270 mm.

FIGURA 1.4 Parámetros geométricos de la tráficoabilidad.



La capacidad del automóvil para pasar por zanjas, montes y otros obstáculos depende de los ángulos de inclinación α y β (Fig. 1.4), de las tangentes trazadas a las respectivas ruedas desde los puntos delantero y trasero más distantes del automóvil.

Para mejorar dichos parámetros del automóvil, es deseable que estos ángulos sean grandes. Los valores comúnmente utilizados son los siguientes. (2)

TABLA 1.2.- Valores típicos de los ángulos de inclinación

	α	β
- Vehículos de tráficoabilidad normal	20 - 30°	15 - 20°
- Vehículos de tráficoabilidad alta, no menos de	45 - 50°	35 - 40°

(2) Fundamentos de la Teoría y el Cálculo de Tractores y Automóviles. D.A. Chudakov (Ed. Mir Moscú), pp. 239

Si se toma en cuenta que la anchura entre surcos que comúnmente se utiliza en los arados es de 30 cm. y que el ancho de vfa de los automóviles de traficabilidad normal es de 150 cm., - el número de surcos que pueden pasar debajo del vehículo que se diseña, está dado por:

$$n = \frac{B}{m} = \frac{150 \text{ cm}}{30 \text{ cm}} = 5 \text{ surcos}$$

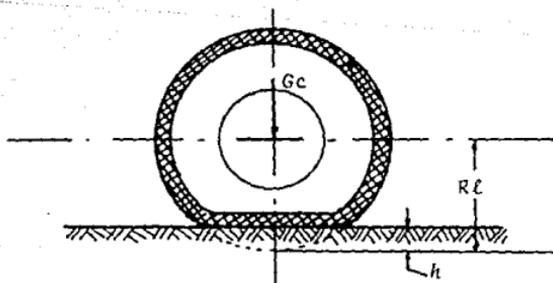
1.2 PROPIEDADES FISICONECICAS DEL NEUMATICO.

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.

En la figura 1.6 se representa la deformación "h" del neumático a causa de la acción de la carga normal "Gc" aplicada a 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 "Rl" del neumático sin carga.

FIGURA 1.6 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 del 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.

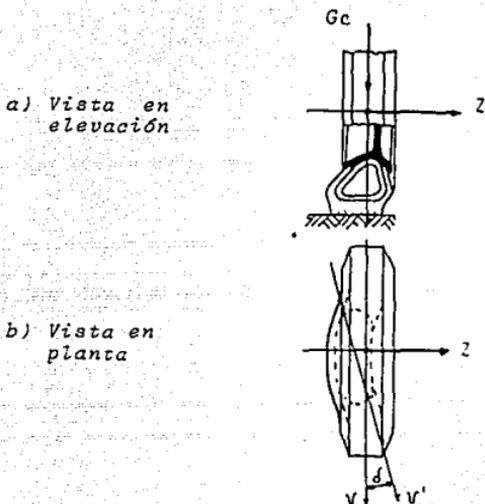
La relación $\lambda = Gc/h$ se denomina coeficiente medio de rigidez del neumático en dirección normal. Su valor depende principalmente de la presión del aire en el neumático y de las dimensiones, estructura y materiales empleados para la fabricación del neumático.

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 sobre las ruedas. A la parte de la deformación circular que se produce por los momentos y fuerzas indicados, se le denomina deformación tangencial.

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

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. 1.7), 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 la fuerza lateral "Z" que accione a lo largo del eje de la rueda, se provoca una deformación del perfil del neumático y un cambio en la forma de su área de contacto con el camino. Todo esto ocasiona el llamado desvío lateral del neumático, lo que se expresa por el hecho de que la rueda se desvíe de la dirección inicial y comienza a moverse bajo cierto ángulo respecto a ella.

FIGURA 1.7 Desviación lateral del neumático.



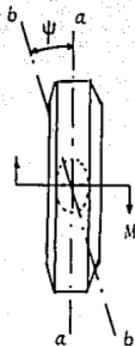
La resistencia al desvío lateral del neumático, es una -- propiedad que influye grandemente en la estabilidad del vehículo, ya que cuando ésta disminuye, la tendencia a la volcadura aumenta.

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.

Por último, la figura 1.8 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 del camino. La deformación angular se manifiesta en que la línea central de la banda de rodadura $a - a$ 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 1.8 Deformación Angular del Neumático



En las propiedades mecánicas del neumático, particularmente en sus cualidades de adherencia, la forma de la banda de rodadura ejerce una influencia considerable. Esta tiene una importancia especial para los tractores y los vehículos de gran facultad de tránsito. En ellos se utilizan neumáticos con estrías cuya misión es asegurar una buena adherencia en dirección longitudinal y transversal y la autolimpieza del perfil al marchar por terrenos deformables, barro y nieve. Con base en su baja deformación radial, tangencial y angular, se escogen para el automóvil 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.

Una llanta que cumple con estas características y que existe en el mercado nacional, es la TRAIL PRO CARLISLE 22 X 11 X 8 utilizada en la motocicleta marca TORO.

1.3 GEOMETRIA DEL AUTOMOVIL.

En el diseño de la forma del automóvil rural, como en cualquier otro tipo de diseño, debe cuidarse la economía, la funcionalidad y la estética. Estos tres aspectos, aunque muy diferentes, dependen el uno del otro de manera que no es conveniente concentrarse solamente en alguno de ellos y dejar de pensar en los otros dos.

Así pues, el diseño que con mayor equilibrio combine estos tres factores para satisfacer las exigencias del automóvil rural, será el mejor.

Por todo esto, la forma y las dimensiones del vehículo se fijarán teniendo en cuenta los siguientes puntos:

1. La forma del automóvil deberá cumplir con los parámetros geométricos de traficabilidad (tema 1.1.5), los cuales se fijan de acuerdo a la finalidad del vehículo.

2. Todas las partes del bastidor y de la carrocería deberán tener características estructurales.

3. La estructura deberá estar compuesta únicamente de partes indispensables, las cuales, en conjunto, formen una sola unidad.

4. La forma de la carrocería deberá ser tan aerodinámica como nuestras posibilidades lo permitan.

5. Para las dimensiones del automóvil deben tomarse en consideración la anatomía de los pasajeros y las restricciones de carga.

A continuación se muestra la forma propuesta del automóvil rural, la cual ha sido elegida teniendo en cuenta todo lo anterior.

...

FIGURA 1.9 Estructura tubular del Automóvil rural
Cotas cm
Esc. 1:10

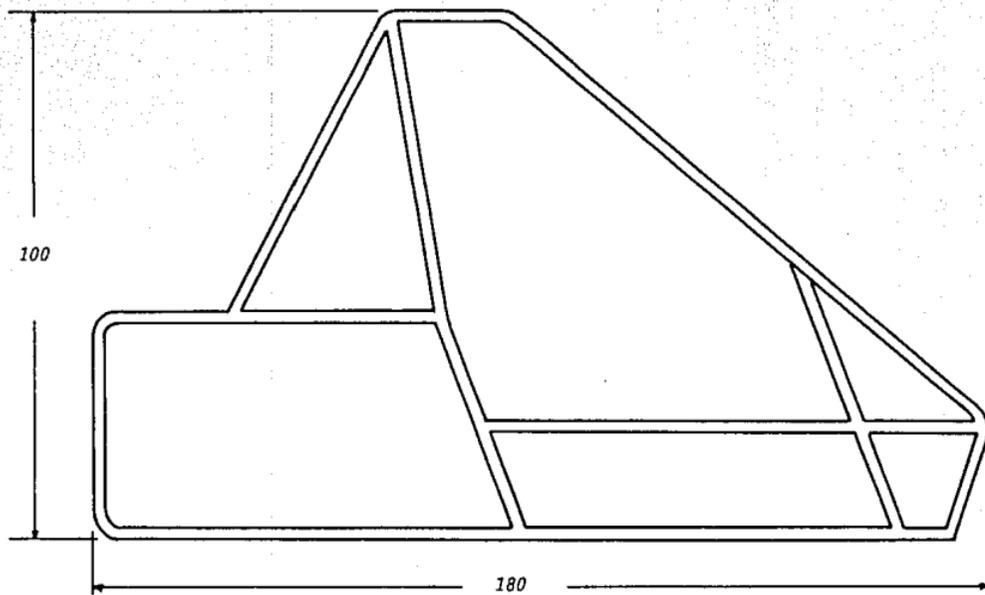


FIGURA 1.10 Vista lateral del Automóvil Rural
Cotas: cm. - Esc. 1:10

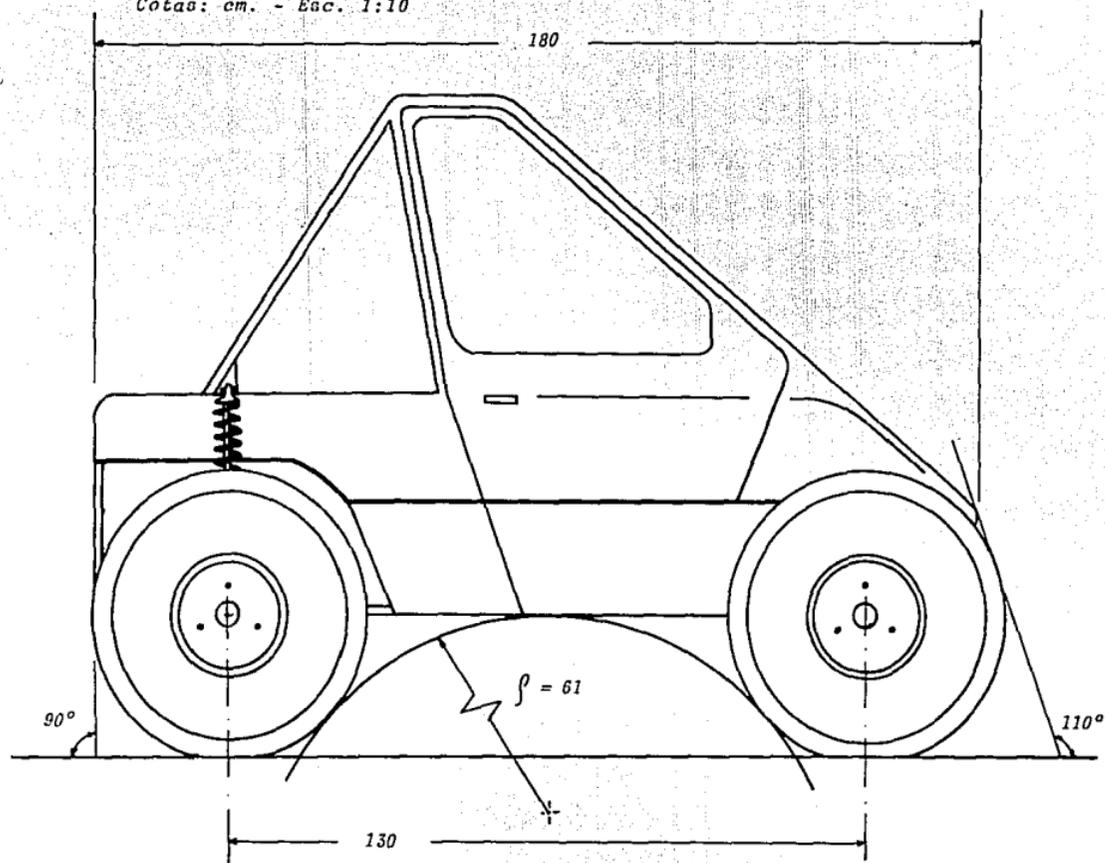
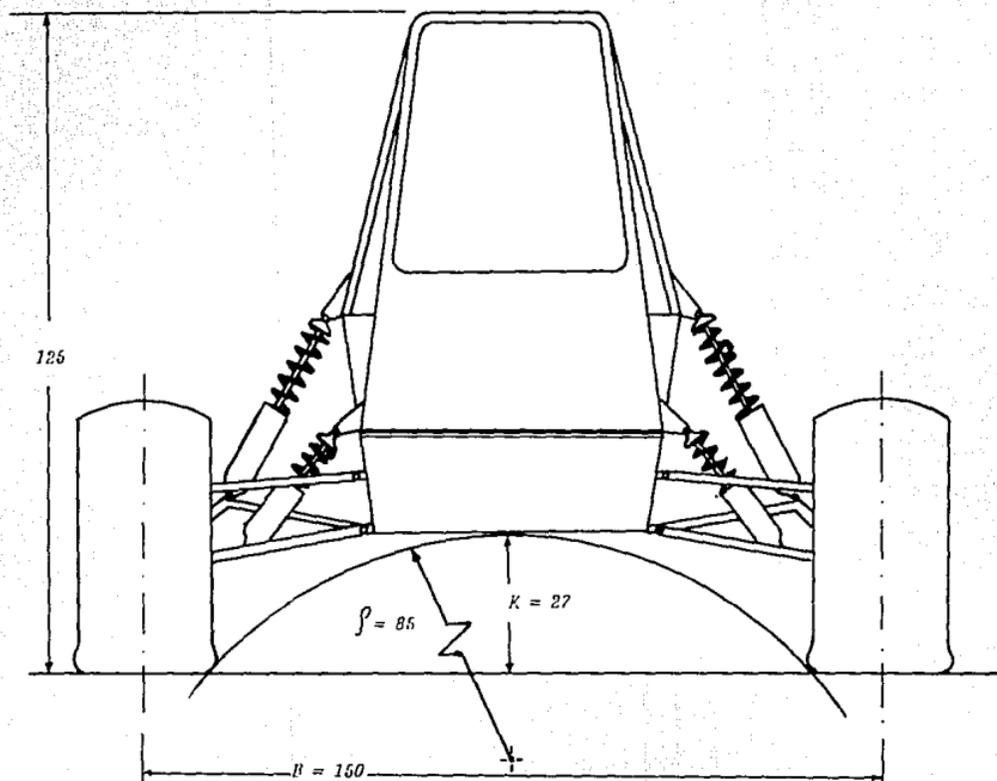


FIGURA 1.11 Vista frontal del automóvil rural

Cotas: cm. - Esc: 1:10



1.4 SUAVIDAD DE MARCHA.

Por suavidad de marcha del vehículo se entiende su capacidad de amortiguar diversos choques y vibraciones que surgen durante la marcha. La suavidad de marcha tiene una gran importancia en la comodidad de los pasajeros, la integridad de las cargas que se transportan, la seguridad de tráfico y la longevidad del vehículo. Además, en los tractores, una deficiente suavidad de marcha ejerce una influencia negativa en las cualidades de tracción.

La suavidad de marcha depende del carácter y el valor de las fuerzas perturbadoras que provocan sensaciones desagradables, de la composición general del vehículo y de sus particularidades estructurales, especialmente de los elementos elásticos del sistema de suspensión, y por fin, de la pericia del conductor.

Los motivos que provocan las fuerzas perturbadoras pueden ser internos o externos. Los motivos internos pueden ser, por ejemplo, el desequilibrio de las piezas y la irregularidad de su rotación. Entre los motivos externos, el más importante es la irregularidad del camino. A causa de los motivos internos, principalmente se excitan oscilaciones de alta frecuencia, vibraciones cuya influencia en los pasajeros no es tan considerable. Por ello, en lo sucesivo, la suavidad de marcha se analiza desde el punto de vista de la acción ejercida por las irregularidades del camino.

Las irregularidades pueden ser unitarias y repetidas. En los caminos de pavimento duro, las irregularidades generalmente se dividen en ondas y baches. Las ondas son las elevaciones y descensos de la superficie que se originan a causa de defectos de pavimentación. Los baches son defectos del pavimento que -- surgen durante el trabajo encima de él. A medida que empeora el estado de la superficie de la carretera, la cantidad de baches aumenta y la longitud de las irregularidades disminuye.

El perfil de los caminos de tierra y grava es menos estable y está expuesto a frecuentes cambios, especialmente en pri-

mavera y otoño, cuando la elevada humedad y la disminución brusca de las cualidades mecánicas del suelo provocan grandes deformaciones.

En el campo, las irregularidades más características son las crestas abatidas y surcos que quedan después del arado principal, las cuales tienen una altura entre 75 y 150 mm y una distancia entre ellas de 300 a 500 mm.

Para el análisis de la suavidad de marcha, la masa total de un automóvil se puede dividir en dos grupos: masas amortiguadas y sin amortiguar. Las amortiguadas son aquellas cuyo peso se transmite a los elementos elásticos de la suspensión. En los automóviles, las masas amortiguadas son la carrocería y el bastidor con los mecanismos fijados en él; las ruedas, junto con los puentes, son masas sin amortiguar.

Hay piezas que están fijadas simultáneamente en las masas amortiguadas y sin amortiguar (las piezas de la suspensión, los amortiguadores, etc.). Convencionalmente, se distribuye la masa de estas piezas por la mitad entre las masas amortiguadas y sin amortiguar.

La razón de las masas amortiguadas a las masas sin amortiguar se denomina "coeficiente de las masas amortiguadas". Designando este coeficiente por " μ ", es posible escribir:

$$\mu = \frac{m}{m_1 + m_2}$$

donde: m = masas amortiguadas

m_1 y m_2 = masas sin amortiguar de las ruedas delanteras y traseras respectivamente y de las piezas sin amortiguar que se relacionan con ellas.

El valor del coeficiente de las masas amortiguadas es una característica importante del sistema oscilatorio de un automóvil.

La reducción del peso de las masas sin amortiguar disminuye

La fuerza de los choques que se transmiten a las masas amortiguadas, mientras que el aumento del peso de las masas amortiguadas reduce su sensibilidad a los choques indicados. Por ello, el valor del coeficiente de las masas amortiguadas tiende a aumentar mediante la posible disminución del peso de las masas -- sin amortiguar.

En los vehículos que tienen una variación considerable de carga, como los camiones, el valor del coeficiente de las masas amortiguadas disminuye siendo incompleta la carga y más aún al trabajar sin carga. Esto provoca el empeoramiento de la suavidad de la marcha.

El concepto "masas sin amortiguar" es en cierta medida convencional, ya que estas masas tienen apoyo flexible en los neumáticos. Estos tienen la capacidad de absorber durante su deformación pequeñas irregularidades con las que se choca.

Cuanto menor es la presión interior del neumático y mayores son sus dimensiones, tanto más aumenta esta cualidad. La rigidez de la suspensión es varias veces menor que la de los -- neumáticos, por ello, la influencia de estos últimos en la rigidez total del mecanismo de suspensión es insignificante.

Cualquier sistema oscilatorio real tiene resistencias que obstaculizan las oscilaciones. Unas se originan como resultado del rozamiento, como por ejemplo en las articulaciones; otras -- se crean especialmente con ayuda de amortiguadores de uno u -- otro tipo. En los automóviles modernos se utilizan principalmente amortiguadores hidráulicos, cuya fuerza de resistencia es proporcional a la velocidad de desplazamiento de sus piezas y -- depende de las dimensiones del amortiguador y de la viscosidad del aceite que se emplea en él.

Otro tipo de resistencia la ejercen los neumáticos por haber en ellos rozamientos mecánicos internos, por ello, los neumáticos también son elementos que extinguen las oscilaciones.

La función de los amortiguadores que se utilizan en los -- vehículos es extinguir las oscilaciones de la suspensión mediante la absorción de gran parte de la energía que tienen dichas --

oscilaciones. En otras palabras, los amortiguadores no permiten que se acumulen las oscilaciones de las masas del automóvil cuando la acción de las irregularidades del camino es frecuente.

Sin embargo, el uso de amortiguadores cada vez más resistentes tiende a volver rígida la suspensión, por lo que el amortiguador ideal es aquel que extingue más rápido las oscilaciones, conservando cierto grado de suavidad de marcha.

Las oscilaciones del automóvil se caracterizan por las siguientes magnitudes: las frecuencias, las amplitudes, la velocidad de oscilación y las aceleraciones verticales. En las sensaciones de la persona durante las oscilaciones pueden ejercer -- una influencia predominante diferentes parámetros del proceso oscilatorio en dependencia de la frecuencia de oscilaciones, como las oscilaciones de baja frecuencia del automóvil, que son proporcionales a las aceleraciones durante las oscilaciones. En consecuencia, los índices más utilizados para evaluar la suavidad de marcha son las aceleraciones verticales.

Con base en las aceleraciones verticales de la caja del automóvil, también es posible, en cierta medida, jugar acerca de la integridad de la carga que se transporta. Si la aceleración es mayor que "g" (9.81 m/s^2), la carga sin amarrar se arranca del piso y luego cae. En estos casos, las aceleraciones al golpear la carga contra el piso pueden llegar hasta 40g.

Al evaluar la suavidad de marcha según las aceleraciones, es preciso tener en cuenta, además del valor de las aceleraciones, su repetición. El registro en conjunto de estos dos factores corresponde al punto de vista de los fisiólogos acerca de la fatiga, como consecuencia de la intensidad y frecuencia de irritantes externos.

Al mismo tiempo se debe señalar que las reacciones de protección que se elaboran en el cuerpo humano para contrarrestar los cambios de aceleración vertical por medio del aumento correspondiente en la tensión muscular, no se originan a tiempo cuando la velocidad de variación de la aceleración es alta, es

decir, la tercera derivada del desplazamiento con respecto al tiempo en dirección vertical, también influye en el confort de los pasajeros del automóvil.

Partiendo de las premisas anteriores, J. Brenshstein propuso para la evaluación práctica de la suavidad de marcha del automóvil la siguiente escala: (3)

TABLE 1.3 Indices de Suavidad de Marcha

EVALUACION DE LA SUAVIDAD DE MARCHA	ACELERACIONES VERTICALES MAXIMAS, m/s^2						N° DE GOLPES POR KILOMETRO RECORRIDO
	2	2 - 3	3 - 5	5 - 7	7 - 10	10	
EXCELENTE	15-20	2-5	-	-	-	-	
BIEN	25-30	12-15	1-2	-	-	-	
REGULAR	-	30-40	10-12	0-1	-	-	
INSUFICIENTE	-	-	-	10	1	-	
MUY MAL	-	-	-	11	2-5	1	

(3) D.A.Chudakov, Fundamentos de la Teoría y el Cálculo de Tractores y Automóviles, pag. 339.

II. DISEÑO DE LA DIRECCION

La dirección es uno de los mecanismos más importantes del automóvil. Generalmente consta de "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 automóvil rural.

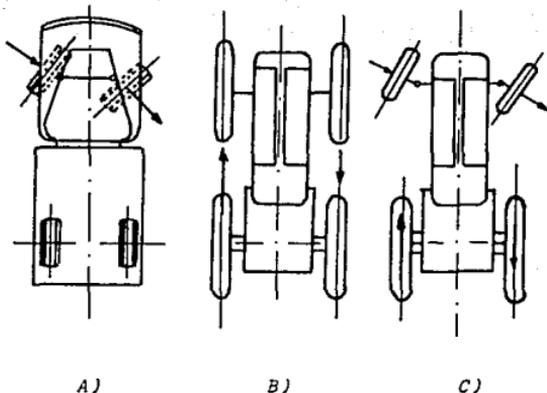
2.1 DIRIGIBILIDAD DEL AUTOMOVIL

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".

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.

FIGURA 2.1 Métodos utilizados para efectuar el giro de los vehículos



Con el primer método, la dirección de movimiento de las ruedas dirigidas se cambia virando sus ejes (Fig. 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 figura, las cuales obligan a que el vehículo gire.

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 dife-

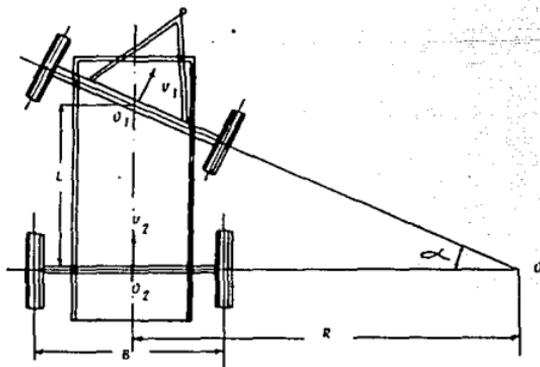
rente magnitud. La regulación de los momentos de impulsión se logra con mecanismos sofisticados, análogos a los empleados en los tractores de oruga.

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, el más adecuado para el automóvil rural 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 de movimiento de las ruedas. Existen diferentes mecanismos 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).

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



Para el análisis cinemático del mecanismo se adopta que el giro se efectúa con un radio constante y velocidad de marcha estable, 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.

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 01 - del centro del eje delantero y del punto 02 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 01 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 0 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 0 se denomina "centro de giro". La distancia "R" desde el centro de giro hasta el centro del puente traseros es llamada "radio de giro", que viene dado por:

$$R = L \operatorname{ctg} \alpha \quad (\text{EC. 2.1})$$

Siendo:

L = distancia entre ejes o batalla del vehículo.

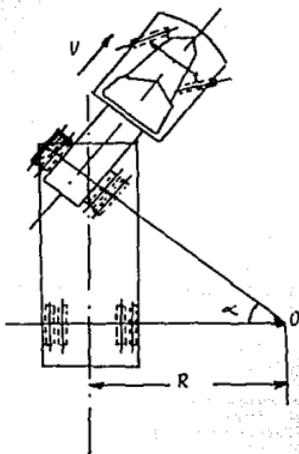
α = ángulo de desviación de la rueda delantera de su posición -- rectilínea o neutral.

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:

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

Este mecanismo se utiliza comúnmente en semiremolques como el mostrado en la figura siguiente:

FIGURA 2.3 Rotación de un Eje en un Semiremolque



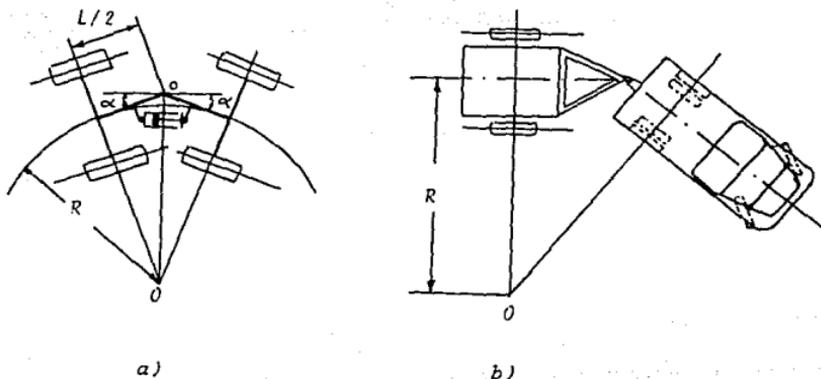
Existe otro mecanismo (fig. 2.4, a) en el cual el bastidor del vehículo consta de dos secciones unidas entre sí en forma articulada en el punto O , dispuesto en este caso particular en el centro del bastidor.

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.

FIGURA 2.4 Esquema del Mecanismo Direccional Utilizado en Vehículos de Tipo Articulado:

a) en Tractores - b) en Camiones

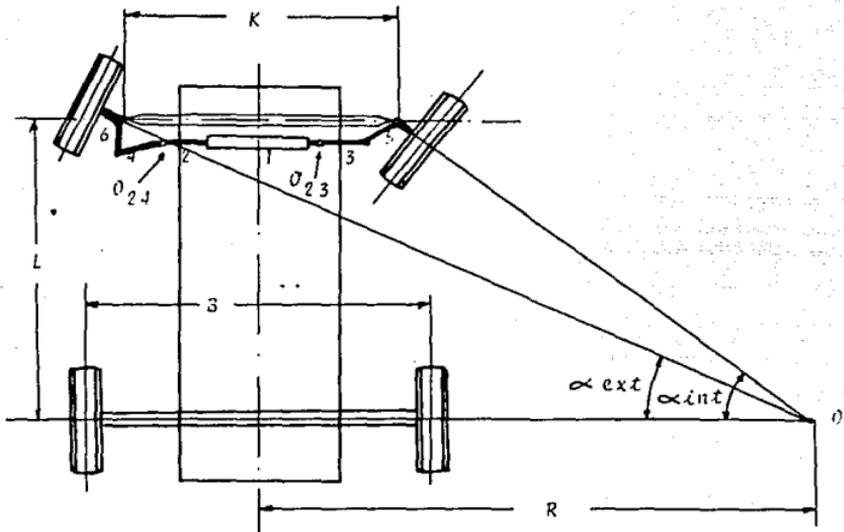


En el caso particular de la figura 2.4, a, cuando la articulación O se encuentra en el centro del vehículo se cumple que:

$$R = \frac{L}{2 \cdot \text{Tg } \alpha} \quad (\text{EC. 2.2})$$

El mecanismo más utilizado en la actualidad para lograr el giro de los automóviles, es aquel que consta de 6 eslabones como el que se muestra en la figura siguiente:

FIGURA 2.5 Mecanismo Direccional de seis eslabones.



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 que todas las ruedas marchen sin resbalamiento lateral, 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. Por trigonometría se deduce que:

$$\text{Tg}(\alpha_{ext}) = \frac{L}{R + (K/2)} \quad (\text{EC. 2.3})$$

$$\text{Tg}(\alpha_{int}) = \frac{L}{R - (K/2)} \quad (\text{EC. 2.4})$$

Dado que el radio de giro es el mismo, se puede igualar en las dos ecuaciones siguientes:

$$R = \frac{L}{\text{Tg}(\alpha \text{ ext})} - \frac{K}{2} = \frac{L}{\text{Tg}(\alpha \text{ int})} + \frac{K}{2}$$

Haciendo las simplificaciones necesarias se obtiene que:

$$\frac{1}{\text{Tg}(\alpha \text{ ext})} = \frac{1}{\text{Tg}(\alpha \text{ int})} + \frac{K}{L} \quad (\text{EC. 2.5})$$

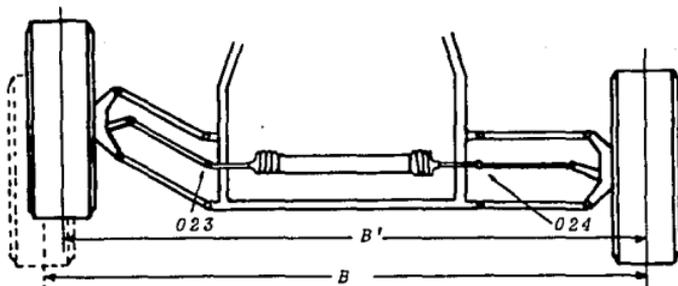
Siendo: $\alpha \text{ int}$, $\alpha \text{ ext}$ = Desplazamiento angular de las ruedas dirigidas.

K = Distancia entre los pivotes de los mangos de las ruedas dirigidas.

En la correlación exigida entre los ángulos $\alpha \text{ int}$ y $\alpha \text{ ext}$ influyen tanto la posición como la dimensión de los eslabones del mecanismo.

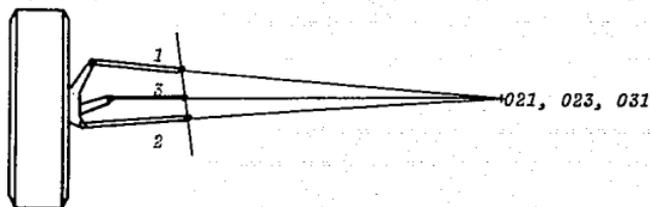
Un aspecto importante de este tipo de dirección es que -- cuando los centros instantáneos de giro 023 y 024 de la figura 2.5, están alineados con las articulaciones de la suspensión -- (fig. 2.6), las desviaciones de las ruedas de la posición neutral por efecto de la variación en el ancho de vía "B", debido al movimiento de la suspensión, son mínimas.

FIGURA 2.6 - Vista Frontal del Mecanismo Direccional de 5 Eslabones.



En este tipo de dirección, en los casos en que las horquillas 1 y 2 (fig. 2.7) 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:

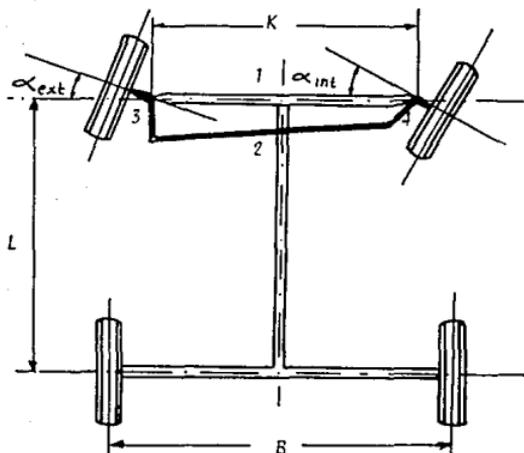
FIGURA 2.7 Orientación del Brazo de la Dirección



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

Un mecanismo similar al anterior es el "trapecio de dirección" (fig. 2.8), el cual consta únicamente de una barra rígida que une a los dos mangos de las ruedas dirigidas. Tal sencillez hace que su costo sea muy bajo a comparación del mecanismo de 6 eslabones, ya que se reducen el número de rótulas y partes maquinadas.

FIGURA 2.8 Mecanismo de 4 eslabones llamado "Trapecio de Dirección".



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} . Sin embargo, como los movimientos en la suspensión son instantáneos, estas variaciones no tienen una influencia importante en la dirigibilidad del vehículo.

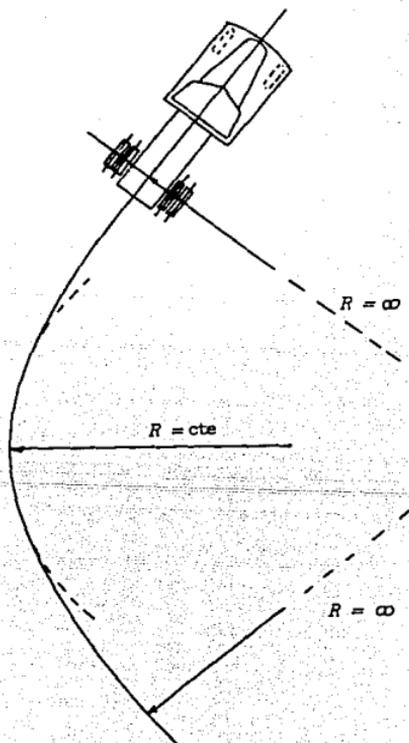
En cuanto al análisis cinemático del giro con este tipo de dirección, si se supone que no existen deformaciones ni desplazamientos en los neumáticos y que el efecto debido al movimiento de la suspensión es despreciable, se puede aplicar con bastante aproximación la ecuación 2.5 que se emplea en el análisis del mecanismo de 6 eslabones.

Debido a que el automóvil que se diseña no requiere una precisión alta en su dirigibilidad, como en el caso de los vehículos de pista, el trapecio de dirección es el mecanismo más adecuado para hacerlo girar, ya que su costo es muy bajo, es funcional y de fácil fabricación.

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 $R = \text{cte}$. En forma análoga, la salida del giro se realiza por el arco, cuyo radio de curvatura aumenta paulatinamente desde $R = \text{cte}$ 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.

FIGURA 2.9 Variación del radio de giro durante el viraje del automóvil.

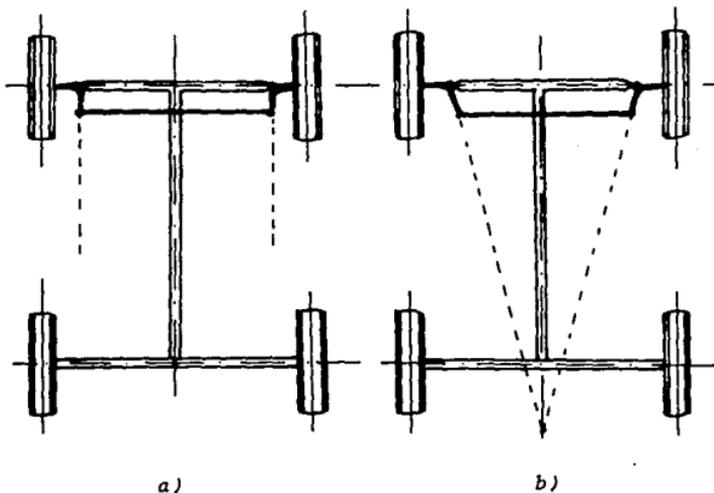


2.2 PRINCIPIO DE ACKERMAN

Como se ha visto, en las direcciones de 6 y 4 eslabones -- que cumplen con la cinemática de giro ideal de un automóvil, es necesario que los ángulos de desviación α_{ext} y α_{int} se relacionen entre sí según la ecuación 2.5. En la realidad no existe ningún mecanismo que se apegue 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.

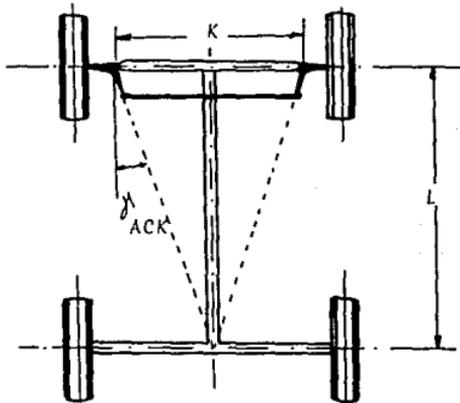
Para el mecanismo de 4 eslabones, cuando los mangos de la dirección son paralelos (fig. 2.10 a), el desplazamiento angular de las ruedas es el mismo. En cambio, si se hace converger la dirección de los mangos en algún punto cerca de las ruedas traseras (fig. 2.10 b), la rueda interior respecto al centro 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 2.10 Efecto de la orientación del mango en el desplazamiento angular de las ruedas.



Ackerman determinó que cuando las direcciones de los mangos convergen en el centro del eje trasero (fig. 2.11), las diferencias entre los ángulos de desviación teóricos (ecuación -- 2.5) y los reales son mínimos.

FIGURA 2.11 Orientación del mango de la dirección según Ackerman.



De la figura 2.11 se deduce que el valor del ángulo " δ_{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:

$$\delta_{ACK} = \text{Tg}^{-1}(K/2L) \quad (\text{EC. 2.6})$$

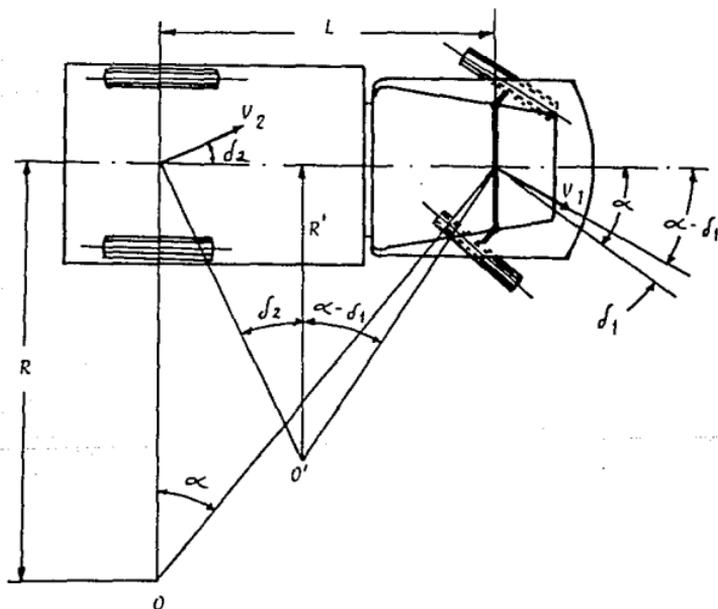
2.3 INFLUENCIA DE LA ELASTICIDAD LATERAL DE LOS NEUMÁTICOS EN LA DIRIGIBILIDAD DEL VEHICULO.

Para comprender el giro del automóvil teniendo en cuenta el deslizamiento lateral de los neumáticos, es muy útil la Fig. 2.12.

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.

FIGURA 2.12 Efecto del deslizamiento lateral de los neumáticos en el giro de un vehículo.



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:

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

$$\text{de donde: } R' = \frac{L}{\operatorname{Tg}(\delta_2) + \operatorname{Tg}(\alpha - \delta_1)} \quad (\text{EC. 2.7})$$

Debido a que los valores de los ángulos de deslizamiento son muy pequeños y a 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:

$$R' = \frac{L}{\alpha + \delta_2 - \delta_1} \quad (\text{EC. 2.8})$$

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 2.8 con el radio de giro $R = (L/\operatorname{Tg} \alpha) \approx (L/\alpha)$, que resultaría en condiciones análogas al no haber deslizamiento lateral de los neumáticos, se observa que:

- A) Si $\delta_1 = \delta_2$, entonces el desplazamiento lateral de los neumáticos no ejerce influencia en el radio de giro 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.

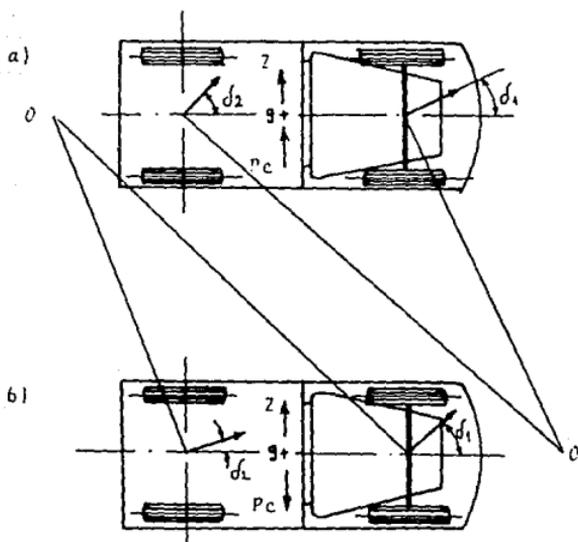
Siendo la facultad de giro insuficiente para obtener el radio de giro requerido, las ruedas dirigidas se tienen que desviar de la posición neutral a un ángulo mayor del que se necesitaría en las mismas condiciones en caso de no haber deslizamiento lateral de los neumáticos y, con una facultad de giro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

Analice 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. 2.13 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 movimien-

to rectilíneo se transforma en curvilíneo con el centro "O", - dispuesto del lado contrario a la dirección de la fuerza lateral "Z".

FIGURA 2.13 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 acrecenta el deslizamiento. Si no se toman las medidas oportunas para reestablecer 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. 2.13b), 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 "Pc" 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 "Pc" 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.

2.4 ESTABILIZACION 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 casual de las ruedas debe corregirse con el volante, lo que hace que el manejo del vehículo sea extremadamente fati-

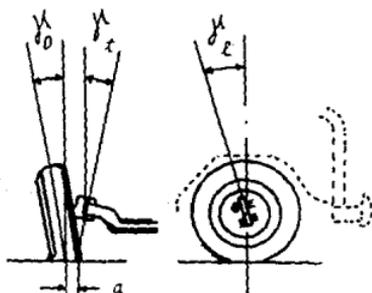
goso. Por otro lado, una buena estabilización de las ruedas - durante el viraje ayuda a que éstas retornen por sí solas a la posición neutral al final del giro.

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 corres- pondientes respecto a los ejes de giro de los mangos que sopor - tan a las ruedas.

Dichos momentos estabilizadores dependen principalmente - de cuatro ángulos: el Camber, el Toe, el Caster y el KingPin.

El camber o ángulo de inclinación lateral de las ruedas γ_0 (fig. 2.14) es el ángulo de inclinación del plano medio de la - rueda respecto al plano longitudinal, perpendicular a la super - ficie del camino.

FIGURA 2.14 Angulos de instalación del mango.



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

Los ejes de giro o pivotes de los mangos de las ruedas se - instalan con inclinación en dos planos: transversal y longitu - dinal. El Kingpin o ángulo de inclinación transversal del pivote γ_t siempre está dirigido como se muestra en la figura 2.14,

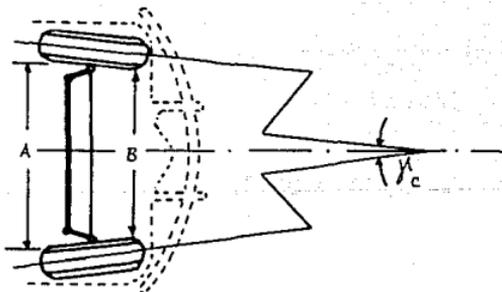
o sea, el extremo superior del pivote está dispuesto más cerca del centro del vehículo que el inferior.

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

El toe o ángulo de convergencia de las ruedas γ_c (Fig. 2.15) 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 si tuadas 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.

FIG. 2.15 Ángulo de convergencia de las ruedas dirigidas.



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 ac-

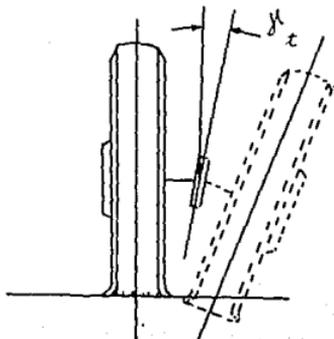
túan en la rueda respecto al eje de giro del mango, en vista - de la variación de los ángulos de instalación de las ruedas y - a la falta de datos confiables acerca de la distribución de -- las reacciones del suelo en la zona de contacto con el neumáti - co. Sin embargo, se puede analizar a grandes rasgos el efecto de los ángulos de instalación en la estabilización de las rue - das dirigidas.

En primer lugar, considérese el Kingpin. Al existir tal inclinación, cualquier desviación de la rueda de la posición - neutral provoca la elevación del puente delantero del vehculo. Esto se deduce del esquema expuesto en la fig. 2.16, donde con línea punteada está indicada 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 vehculo es - preciso invertir trabajo, cuyo valor será tanto mayor cuanto - más grande sea el ángulo de inclinación transversal de los pi - votes. Por tal motivo, las ruedas del automóvil tenderán a -- permanecer en la posición neutral.

No obstante, el aumento del Kingpin acrecenta la resisten - cia al giro y, como consecuencia, se dificulta el manejo del - vehculo. Este motivo limita el aumento del ángulo analizado.

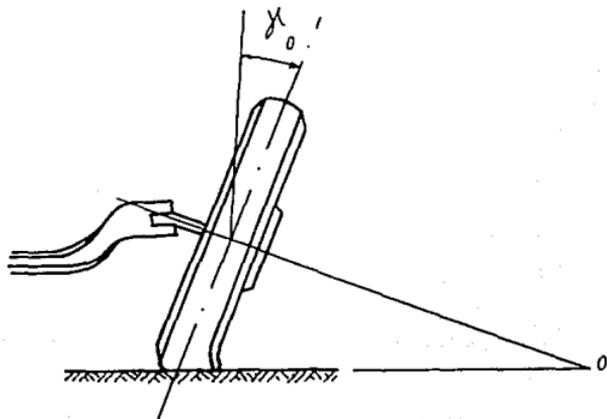
FIGURA 2.16 Giro imaginario de la rueda a un ángulo de 180°



El Kingpin en conjunto con el Camber disminuye la distancia "a" (fig. 2.14), 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 2.17 en donde una rueda se instala con camber positivo.

FIGURA 2.17 Efecto del Camber en las ruedas



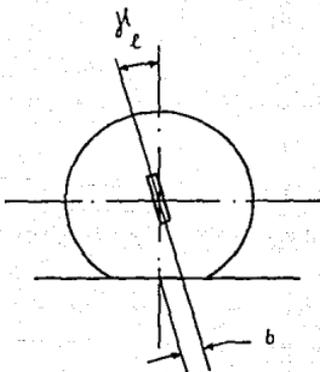
El resultado es que la rueda tiende a rodar por un círculo cuyo centro O se encuentra en el punto donde la prolongación del eje de la rueda corta el piso, al igual que un cono tumbado giraría alrededor de su vértice. Este efecto se presenta en la marcha rectilínea y, debido a la deformación lateral del 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 = 0. En los automóviles con tracción delantera sucede lo mismo.

Otro método para estabilizar las ruedas es la inclinación longitudinal del pivote o caster (fig. 2.18). 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".

FIGURA 2.18 Angulo de inclinación longitudinal del pivote del mango.



2.4.1 GIRO SIN DIFERENCIAL

Andógamente 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 tomamos 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 ca-

so 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 única mente por efecto del caster, pero si giramos estos mismos 90° - la rueda exterior al giro, dichos ángulos se restan haciendo su bir o bajar la rueda según el Kingpin sea menor o mayor que el -caster respectivamente. Lo primero favorece al giro sin dife--rencial pero lo segundo lo perjudica. Por este motivo y porque las ruedas no pueden girarse a ángulos tan grandes, es conve--niente que el caster sea de 3 a 5° mayor que el 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 diferen--cial a viajar por una trayectoria rectilínea.

Con referencia a lo anterior, es recomendable para el auto--móvil rural una distribución de peso del 60% atrás y el 40% ade--lante.

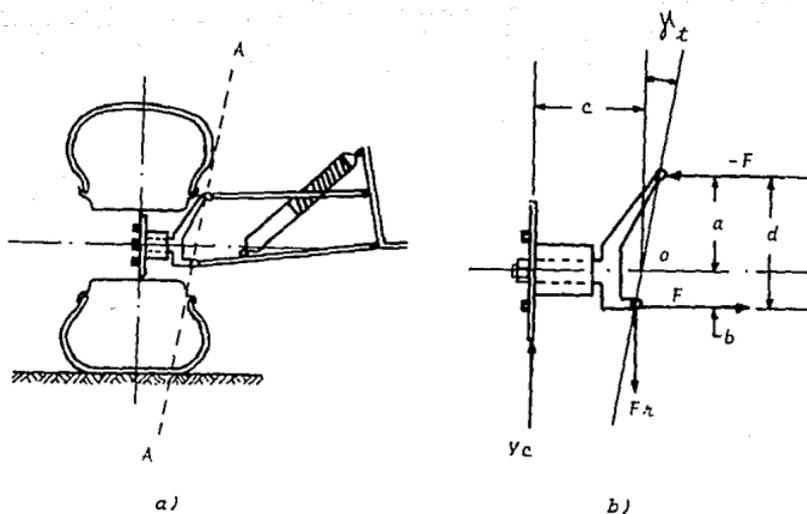
2.5 DISEÑO DEL MECANISMO DE DIRECCION

Se ha visto que el mecanismo más adecuado para el automóvil rural es el trapecio de dirección; también se ha definido el an cho de vfa "B" del automóvil y el tipo de neumático, así como al--gunos otros parámetros. Sin embargo, falta especificar las di--

mensiones exactas del trapecio de dirección, tales que el movimiento resultante de las ruedas dirigidas se apegue a la cinemática de giro del automóvil. Por lo tanto, para encontrar dichas dimensiones, el siguiente paso es diseñar el mango que soporta a las ruedas.

Los mangos pueden estar pivotados de diferentes maneras. En nuestro caso se adopta que el mango pivota en el eje $A-A'$ que pasa por las dos rótulas de las horquillas de la suspensión (fig. 2.19 a). Esto se justificará en el capítulo de suspensiones.

FIGURA 2.19 a) Instalación física del mango.
b) Diagrama de Cuerpo libre del mango.



Del diagrama de cuerpo libre del mango (fig. 2.19 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 horqui-

llas en posición horizontal es:

$$F \approx \frac{Yc \cdot c}{d}$$

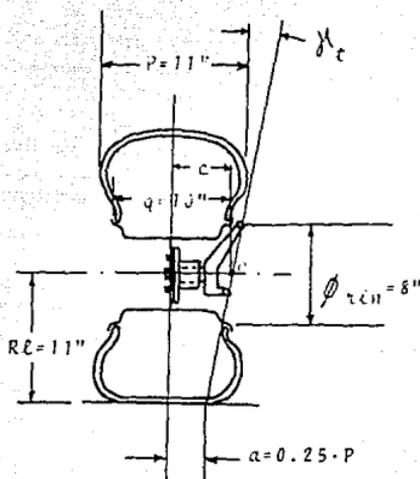
donde: F = fuerza que soportan las horquillas
 Yc = reacción del camino sobre la rueda
 d, c = brazo de palanca del par de fuerzas y de la reacción del camino --
 respectivamente.

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 (reduciéndose así la luz sobre el suelo del vehículo), 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 se 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 medios de sujeción de la rótula al mango, se toma el valor de "b" como la tercera parte de "a", de donde:

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

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 2.20. 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.

FIGURA 2.20 Acoplamiento del mango de la dirección sobre la rueda



con ayuda de la figura 2.20 se tiene que el valor del ángulo de inclinación transversal o Kingpin es:

$$\lambda_t = \text{Tg}^{-1} \left[\frac{0.5 q - 0.25 \cdot P}{RL + 0.5 \phi_{rin}} \right] = \text{Tg}^{-1} \left[\frac{5 - 2.75}{11 + 4} \right] = 8.53^\circ$$

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:

$$c = RL \text{Tg} \lambda_t + \alpha = 11 \text{Tg}(8.53^\circ) + 0.25(11) = 4.4 \text{ pul. (11.2 cm)}$$

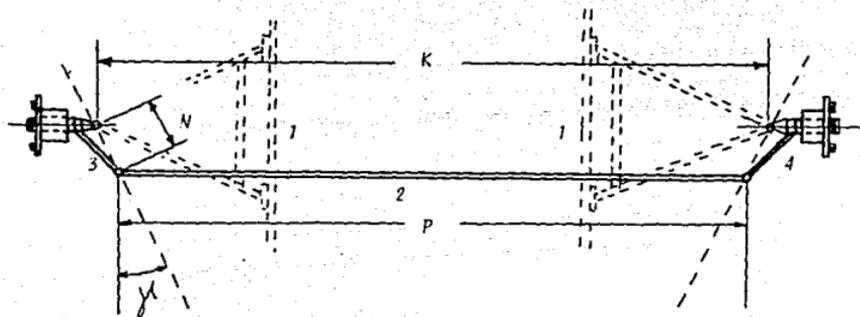
La distancia "K" (fig. 2.21), medida desde el pivote imaginario del eje de la rueda izquierda O hasta el pivote derecho -- O', es:

$$K = B - 2c.$$

donde: B = ancho de vía

sustituyendo: $K = 59'' - 2(4.40'') = 50.2''$ (127.5cm)

FIGURA 2.21 Esquema de la geometría de la dirección del automóvil rural



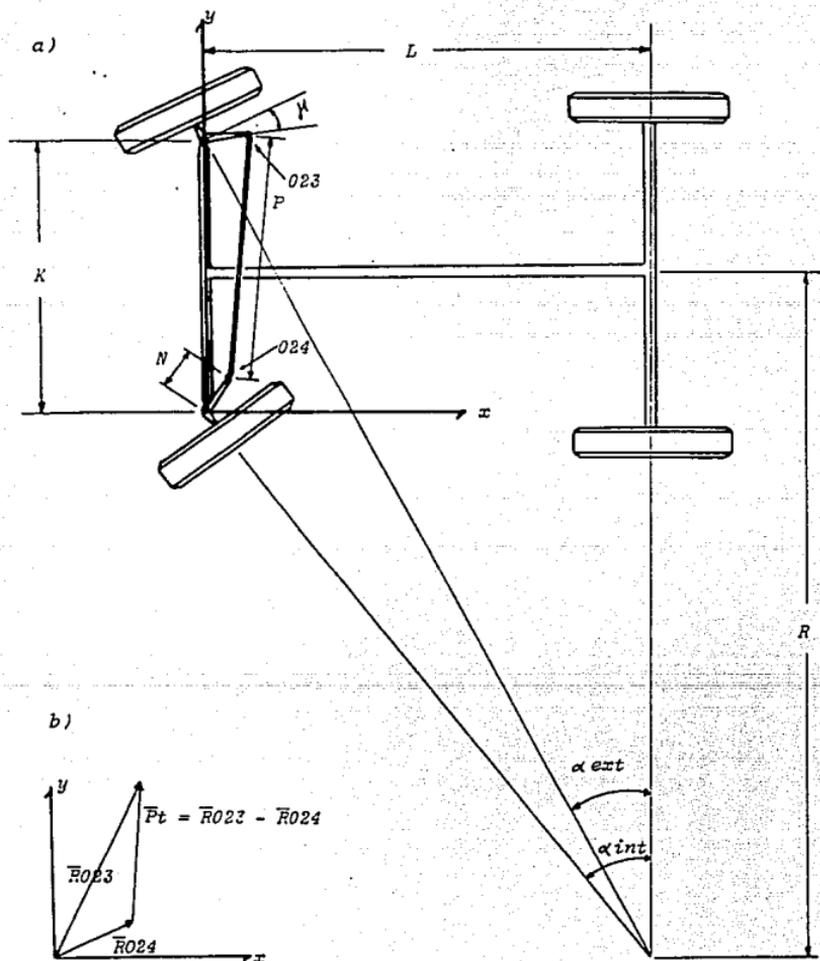
Una vez definida la distancia "K", que representa el primer eslabón del trapecio articulado, resta encontrar la magnitud del brazo de palanca del mango "N", su orientación " λ " y la longitud "P" de la barra de la dirección, la cual se define al dar valores a "N" y a " λ ". Para encontrar el valor óptimo de dichas variables, piense que en la realidad siempre existe un error entre los ángulos de desviación teóricos (Ec. 2.5) 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 "Pt" de la barra de la dirección, considérese un vehículo (fig.2.22) con una distancia -

FIGURA 2.22 Diseño de la dirección.

a) Nomenclatura b) Diagrama de cuerpo libre



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 " λ " el ángulo comprendido entre el plano medio de la rueda y el brazo de palanca del mango.

Si se desplazan las ruedas a los ángulos de desviación teóricos " α_{ext} " y " α_{int} ", dados por la ecuación 2.5, se genera el centro de giro "O", localizado a una distancia "R" perpendicular al plano medio del automóvil.

Elijiendo 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:

$$\bar{R}_{O24} = [N \cos(\alpha_{int} + \lambda)] \hat{i} + [N \sin(\alpha_{int} + \lambda)] \hat{j}$$

$$\bar{R}_{O23} = [N \cos(\alpha_{ext} - \lambda)] \hat{i} + [K + N \sin(\alpha_{ext} - \lambda)] \hat{j}$$

Del diagrama vectorial del trapecio de dirección figura -- 2.22, b, se obtiene que:

$$\bar{P}_t = \bar{R}_{O23} - \bar{R}_{O24}$$

o sea:

$$\begin{aligned} \bar{P}_t = & [N \cos(\alpha_{ext} - \lambda) - N \cos(\alpha_{int} + \lambda)] \hat{i} + \dots \\ & \dots + [K + N \sin(\alpha_{ext} - \lambda) - N \sin(\alpha_{int} + \lambda)] \hat{j} \end{aligned}$$

...

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

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

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:

$$P = K - 2N \sin \lambda$$

Defínase el parámetro "D" como el valor absoluto de la diferencia entre " P_t " y "P," o sea:

$$D = P_t - P \quad (\text{EC. 2.9})$$

Al expresar la ecuación 2.9 con todos sus términos desarrollados, es posible iterarla para diferentes valores de N, λ , 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.

A continuación se presenta un programa de computadora para iterar la ecuación 2.9, en el cual se hace variar " α_{int} " desde cero, para la posición neutral, hasta " α_{int} máximo," que viene dado por la ecuación 2.4, al sustituir el valor mínimo del radio de giro del automóvil:

$$\alpha_{int \text{ máx}} = \text{Tg}^{-1} \left[\frac{L}{R_{\text{mín}} - (K/2)} \right] \quad (\text{EC. 2.10})$$

Asimismo, la dirección del brazo del mango " λ " se hace variar de acuerdo al siguiente intervalo:

ANGULO GAMA= 12.45457 DEG

N# 10 cm AINT= .573 DEG D=-3.055251E-04 cm FLECHA= 4.555067E-04 cm
 N# 10 cm AINT= 14.5401 DEG D=-.4634000 cm FLECHA= .2642000 cm
 N# 12 cm AINT= .573 DEG D=-1.106251E-03 cm FLECHA= 5.255081E-04 cm
 N# 12 cm AINT= 14.5401 DEG D=-.561346 cm FLECHA= .313446 cm
 N# 14 cm AINT= .573 DEG D=-1.356868E-03 cm FLECHA= 6.251074E-04 cm
 N# 14 cm AINT= 14.5401 DEG D=-.6762055 cm FLECHA= .3668841 cm
 N# 16 cm AINT= .573 DEG D=-1.545721E-03 cm FLECHA= 7.244107E-04 cm
 N# 16 cm AINT= 14.5401 DEG D=-.775075 cm FLECHA= .422114 cm
 N# 18 cm AINT= .573 DEG D=-1.74056E-03 cm FLECHA= 8.237171E-04 cm
 N# 18 cm AINT= 14.5401 DEG D=-.9719444 cm FLECHA= .4755655 cm
 N# 20 cm AINT= .573 DEG D=-1.950028E-03 cm FLECHA= 9.230174E-04 cm
 N# 20 cm AINT= 14.5401 DEG D=-1.9666125 cm FLECHA= .5264352 cm

ANGULO GAMA= 12.12455 DEG

N# 10 cm AINT= .573 DEG D=-7.271767E-04 cm FLECHA= 5.524702E-04 cm
 N# 10 cm AINT= 14.5401 DEG D=-.4634000 cm FLECHA= .2642000 cm
 N# 12 cm AINT= .573 DEG D=-8.46386E-04 cm FLECHA= 7.109643E-04 cm
 N# 12 cm AINT= 14.5401 DEG D=-.4162192 cm FLECHA= .3743119 cm
 N# 12 cm AINT= 28.50721 DEG D=-1.151156 cm FLECHA= 1.239048 cm
 N# 14 cm AINT= .573 DEG D=-1.001358E-03 cm FLECHA= 8.294583E-04 cm
 N# 14 cm AINT= 14.5401 DEG D=-.4840017 cm FLECHA= .4566973 cm
 N# 16 cm AINT= .573 DEG D=-1.132488E-03 cm FLECHA= 9.479522E-04 cm
 N# 16 cm AINT= 14.5401 DEG D=-.5513072 cm FLECHA= .4990826 cm
 N# 18 cm AINT= .573 DEG D=-1.275579E-03 cm FLECHA= 1.066446E-03 cm
 N# 18 cm AINT= 14.5401 DEG D=-.6181121 cm FLECHA= .5614678 cm
 N# 20 cm AINT= .573 DEG D=-1.394749E-03 cm FLECHA= 1.18494E-03 cm
 N# 20 cm AINT= 14.5401 DEG D=-.6844155 cm FLECHA= .6238522 cm

ANGULO GAMA= 26.12455 DEG

N# 10 cm AINT= .573 DEG D=-4.177755E-04 cm FLECHA= 6.580357E-04 cm
 N# 10 cm AINT= 14.5401 DEG D=-.162280 cm FLECHA= .342610 cm
 N# 10 cm AINT= 28.50721 DEG D=-.4265904 cm FLECHA= 1.117336 cm
 N# 10 cm AINT= 56.44141 DEG D=-.7587074 cm FLECHA= 2.157726 cm
 N# 10 cm AINT= 56.44141 DEG D=-1.101136 cm FLECHA= 3.351346 cm
 N# 12 cm AINT= .573 DEG D=-4.768772E-04 cm FLECHA= 7.896424E-04 cm
 N# 12 cm AINT= 14.5401 DEG D=-.2174891 cm FLECHA= .4127358 cm
 N# 12 cm AINT= 28.50721 DEG D=-.451257 cm FLECHA= 1.340877 cm
 N# 12 cm AINT= 56.44141 DEG D=-.7587074 cm FLECHA= 2.157726 cm
 N# 12 cm AINT= 56.44141 DEG D=-1.149915 cm FLECHA= 3.021855 cm
 N# 14 cm AINT= .573 DEG D=-5.467588E-04 cm FLECHA= 9.212494E-04 cm
 N# 14 cm AINT= 14.5401 DEG D=-.2565897 cm FLECHA= .4812258 cm
 N# 14 cm AINT= 28.50721 DEG D=-.523404 cm FLECHA= 1.564298 cm
 N# 14 cm AINT= 40.44741 DEG D=-.741804 cm FLECHA= 3.019258 cm
 N# 14 cm AINT= 56.44141 DEG D=-1.3498197 cm FLECHA= 4.672165 cm
 N# 16 cm AINT= .573 DEG D=-6.198881E-04 cm FLECHA= 1.052857E-03 cm
 N# 16 cm AINT= 14.5401 DEG D=-.3067466 cm FLECHA= .5498581 cm
 N# 16 cm AINT= 28.50721 DEG D=-.6241688 cm FLECHA= 1.787766 cm
 N# 16 cm AINT= 40.44741 DEG D=-.8579711 cm FLECHA= 3.446005 cm
 N# 16 cm AINT= 56.44141 DEG D=-1.5053558 cm FLECHA= 5.262473 cm
 N# 18 cm AINT= .573 DEG D=-6.79492E-04 cm FLECHA= 1.184461E-03 cm
 N# 18 cm AINT= 14.5401 DEG D=-.3528289 cm FLECHA= .6185795 cm
 N# 18 cm AINT= 28.50721 DEG D=-.7068176 cm FLECHA= 2.011241 cm
 N# 18 cm AINT= 40.44741 DEG D=-.9362979 cm FLECHA= 3.876766 cm
 N# 18 cm AINT= 56.44141 DEG D=-1.716281 cm FLECHA= 6.032785 cm
 N# 20 cm AINT= .573 DEG D=-7.271767E-04 cm FLECHA= 1.316971E-03 cm
 N# 20 cm AINT= 14.5401 DEG D=-.4072266 cm FLECHA= .6872266 cm
 N# 20 cm AINT= 28.50721 DEG D=-.8240468 cm FLECHA= 2.243711 cm
 N# 20 cm AINT= 40.44741 DEG D=-1.0844705 cm FLECHA= 4.307511 cm
 N# 20 cm AINT= 56.44141 DEG D=-1.9504157 cm FLECHA= 6.703092 cm

ANGULO GAMA= 39.12455 DEG

N= 10	CM	AINT= 14.577 DEG	D= -7.26046E-04	CM	FLECHA= 8.20817E-04	CM
N= 10	CM	AINT= 14.5401 DEG	D= -7.1628E-04	CM	FLECHA= 8.20817E-04	CM
N= 10	CM	AINT= 14.5025 DEG	D= -7.06514E-04	CM	FLECHA= 8.20817E-04	CM
N= 10	CM	AINT= 14.4649 DEG	D= -6.96748E-04	CM	FLECHA= 8.20817E-04	CM
N= 11	CM	AINT= 14.577 DEG	D= -7.26046E-04	CM	FLECHA= 8.20817E-04	CM
N= 11	CM	AINT= 14.5401 DEG	D= -7.1628E-04	CM	FLECHA= 8.20817E-04	CM
N= 11	CM	AINT= 14.5025 DEG	D= -7.06514E-04	CM	FLECHA= 8.20817E-04	CM
N= 11	CM	AINT= 14.4649 DEG	D= -6.96748E-04	CM	FLECHA= 8.20817E-04	CM
N= 14	CM	AINT= 14.577 DEG	D= -7.26046E-04	CM	FLECHA= 8.20817E-04	CM
N= 14	CM	AINT= 14.5401 DEG	D= -7.1628E-04	CM	FLECHA= 8.20817E-04	CM
N= 14	CM	AINT= 14.5025 DEG	D= -7.06514E-04	CM	FLECHA= 8.20817E-04	CM
N= 14	CM	AINT= 14.4649 DEG	D= -6.96748E-04	CM	FLECHA= 8.20817E-04	CM
N= 16	CM	AINT= 14.577 DEG	D= -7.26046E-04	CM	FLECHA= 8.20817E-04	CM
N= 16	CM	AINT= 14.5401 DEG	D= -7.1628E-04	CM	FLECHA= 8.20817E-04	CM
N= 16	CM	AINT= 14.5025 DEG	D= -7.06514E-04	CM	FLECHA= 8.20817E-04	CM
N= 16	CM	AINT= 14.4649 DEG	D= -6.96748E-04	CM	FLECHA= 8.20817E-04	CM
N= 18	CM	AINT= 14.577 DEG	D= -7.26046E-04	CM	FLECHA= 8.20817E-04	CM
N= 18	CM	AINT= 14.5401 DEG	D= -7.1628E-04	CM	FLECHA= 8.20817E-04	CM
N= 18	CM	AINT= 14.5025 DEG	D= -7.06514E-04	CM	FLECHA= 8.20817E-04	CM
N= 18	CM	AINT= 14.4649 DEG	D= -6.96748E-04	CM	FLECHA= 8.20817E-04	CM

ANGULO GAMA= 52.12454 DEG

N= 10	CM	AINT= 14.577 DEG	D= 2.96077E-04	CM	FLECHA= 8.67241E-04	CM
N= 10	CM	AINT= 14.5401 DEG	D= 2.86311E-04	CM	FLECHA= 8.67241E-04	CM
N= 10	CM	AINT= 14.5025 DEG	D= 2.76545E-04	CM	FLECHA= 8.67241E-04	CM
N= 10	CM	AINT= 14.4649 DEG	D= 2.66779E-04	CM	FLECHA= 8.67241E-04	CM
N= 11	CM	AINT= 14.577 DEG	D= 2.96077E-04	CM	FLECHA= 8.67241E-04	CM
N= 11	CM	AINT= 14.5401 DEG	D= 2.86311E-04	CM	FLECHA= 8.67241E-04	CM
N= 11	CM	AINT= 14.5025 DEG	D= 2.76545E-04	CM	FLECHA= 8.67241E-04	CM
N= 11	CM	AINT= 14.4649 DEG	D= 2.66779E-04	CM	FLECHA= 8.67241E-04	CM
N= 14	CM	AINT= 14.577 DEG	D= 2.96077E-04	CM	FLECHA= 8.67241E-04	CM
N= 14	CM	AINT= 14.5401 DEG	D= 2.86311E-04	CM	FLECHA= 8.67241E-04	CM
N= 14	CM	AINT= 14.5025 DEG	D= 2.76545E-04	CM	FLECHA= 8.67241E-04	CM
N= 14	CM	AINT= 14.4649 DEG	D= 2.66779E-04	CM	FLECHA= 8.67241E-04	CM
N= 16	CM	AINT= 14.577 DEG	D= 2.96077E-04	CM	FLECHA= 8.67241E-04	CM
N= 16	CM	AINT= 14.5401 DEG	D= 2.86311E-04	CM	FLECHA= 8.67241E-04	CM
N= 16	CM	AINT= 14.5025 DEG	D= 2.76545E-04	CM	FLECHA= 8.67241E-04	CM
N= 16	CM	AINT= 14.4649 DEG	D= 2.66779E-04	CM	FLECHA= 8.67241E-04	CM
N= 18	CM	AINT= 14.577 DEG	D= 2.96077E-04	CM	FLECHA= 8.67241E-04	CM
N= 18	CM	AINT= 14.5401 DEG	D= 2.86311E-04	CM	FLECHA= 8.67241E-04	CM
N= 18	CM	AINT= 14.5025 DEG	D= 2.76545E-04	CM	FLECHA= 8.67241E-04	CM
N= 18	CM	AINT= 14.4649 DEG	D= 2.66779E-04	CM	FLECHA= 8.67241E-04	CM

Como se puede observar, el programa de computadora proporciona una 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 una medida del error entre los ángulos de desviación teóricos y reales y, por otro lado, el parámetro "FLECHA", que es 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 aumentará 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 "c", medido desde el eje imaginario que pasa por sus rótulas hasta el plano medio de la rueda.

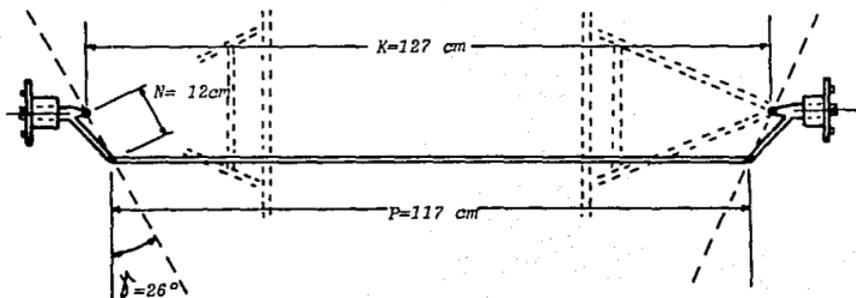
Volviendo al programa de computadora, también observamos que para valores del ángulo " δ " menores al ángulo " δ_{ACK} ", la barra real debería acortarse para cumplir con los ángulos de desviación teóricos y que esta disminución en su longitud debería ser tanto mayor cuanto más grande fuese el ángulo de desviación de las ruedas.

En contraposición a lo anterior, para valores del ángulo " δ " mayores al ángulo " δ_{ACK} ", la barra de la dirección tiende a -- alargarse cada vez más a medida que aumenta el ángulo " δ ".

Por otro lado, cuando el ángulo " δ " tiene el mismo valor que el ángulo " δ_{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.

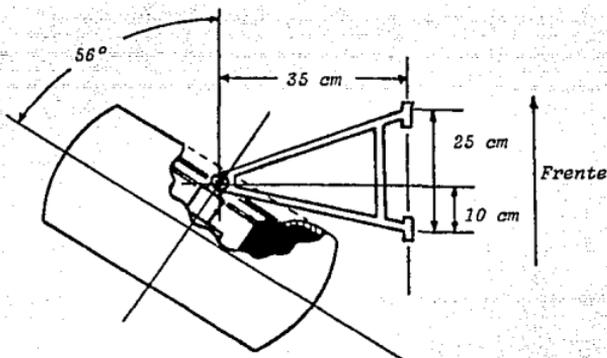
De esta manera, queda demostrada la validez del principio de Ackerman por lo que el valor de dicho ángulo será elegido para el ángulo " δ " del mango de la dirección. A continuación se -- muestra un esquema del mecanismo direccional en el que se inclu -- yen las especificaciones finales del mismo.

FIGURA 2.23 Dimensiones finales del mecanismo direccional del automóvil rural.



El radio de giro mínimo está restringido únicamente por el valor del ángulo " $\alpha_{int/max}$ " (Ec. 2.10), 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.

FIGURA 2.24 Esquema que muestra la manera en que el ángulo de desviación afecta a la geometría de la horquilla.



Debido a que el automóvil rural no posee diferencial, 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 mencionar 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 1.5-2 vueltas del volante hacia cada lado. La - reducción del número indicado mejora la maniobrabilidad del ve- hículo; sin embargo, al disminuirlo demasiado, la marcha del ve- hículo resulta inestable y se dificulta su manejo.

* * *

III. DISEÑO DE LA TRANSMISION

La transmisión, como su nombre lo indica, es el mecanismo por medio del cual se transfiere la potencia del motor a los medios de impulsión. Esta transferencia se puede llevar a cabo con diferentes mecanismos, como por ejemplo, los engranes, las cadenas, las bandas, etc.

Una de las cualidades más importantes de las transmisiones es que gracias a ellas se puede obtener en los medios de impulsión la velocidad y torque adecuados para la explotación del vehículo. Para ello, generalmente cuentan con una reducción de velocidad que amplifica el par generado por el motor en la misma proporción que se reduce la velocidad en los órganos de impulsión.

Por su reducción, las transmisiones se clasifican en transmisiones de reducción constante y transmisiones de reducción variable. Las transmisiones de reducción constante tienen aplicaciones muy específicas, ya que el rango de variación de velocidad angular, si es que existe, se logra gracias a las características del motor únicamente. Estas transmisiones son comúnmente usadas en los motorreductores. Las transmisiones de reducción variable cuentan además con cambios de velocidades que pueden ser de dos tipos: continuos, cuando la relación de reducción cambia a cada instante en función a la velocidad angular y carga del motor, y discretos, cuando se cuenta con un número finito de cambios de relación de reducción.

Según su operación, las transmisiones de reducción variable se clasifican en transmisiones manuales y transmisiones automáticas. A diferencia de las transmisiones automáticas que presentan pérdidas por fricción y pérdidas de velocidad angular, algunas transmisiones manuales, como la de engranes, sólo presentan pérdidas por fricción. Esto las hace más eficientes y por lo tanto, de ahora en adelante, se concentrará este estudio en ellas.

Las transmisiones manuales cuentan con un mecanismo muy -

importante llamado embrague. Este tiene la función de desconectar el motor de la transmisión durante los cambios de velocidad y de proteger las partes del motor y de la transmisión de posibles sobrecargas.

En el presente capítulo se analizarán aspectos tales como las fuerzas de resistencia al avance, la potencia del motor, - etc., que son indispensables para el cálculo de la transmisión del automóvil. Otros temas, como por ejemplo la aceleración -- del automóvil, se presentan como complemento al capítulo.

3.1 EFICIENCIA DE LA TRANSMISION

Como se discutió en el capítulo I, el tercer factor que influye en el valor del momento de impulsión, es el rendimiento mecánico de la transmisión η_{tr} , que tiene en cuenta las pérdidas por frotamiento, chapoteado del aceite, etc. Su valor depende del número de pares de engranajes que se hallan engranados, el tipo de engranajes y el método de su acoplamiento; el tipo, - la estructura y la cantidad de chumaceras en las que giran los árboles de la transmisión, la estructura y cantidad de retenes dispuestos para empaquetar los cárteres de las transmisiones, - la viscosidad, cantidad y nivel de aceite que se emplea, la frecuencia de rotación de los árboles de la transmisión, así como también de una serie de otros factores.

El Dr. D. A. Chudakov(4), menciona que parte de las pérdidas enumeradas dependen del valor de los pares que se transmiten y que las pérdidas restantes dependen principalmente de la velocidad de rotación de las piezas de la transmisión; con una velocidad prefijada en la caja y con un régimen térmico estable del aceite, conservan aproximadamente un valor constante, independientemente del hecho de que se trabaje la transmisión con carga o en vacío.

(4) D.A.Chudakov, Fundamentos de la Teoría y el Cálculo de -- Tractores y Automóviles, P. 22

De esta manera, el rendimiento mecánico de la transmisión se puede representar en forma del siguiente producto:

$$\eta_{tr} = \eta_{vac} \eta_{car} \quad (EC. 3.1)$$

siendo:

η_{vac} = rendimiento que tiene en cuenta las pérdidas con la marcha en vacío

η_{car} = rendimiento que tiene en cuenta las pérdidas creadas durante la transmisión de la carga.

En correspondencia a la suposición de que las pérdidas en la marcha en vacío permanecen constantes, se puede escribir:

$$\eta_{vac} = 1 - \frac{M_{vac}}{M_m} = 1 - \xi \frac{M_n}{M_m}$$

donde:

M_m = par motor

M_{vac} = Par de resistencia reducido al árbol primario de la transmisión, creado durante la rotación en vacío.

ξ = factor que determina la parte del par motor nominal " M_n " que compone el par " M_{vac} ".

El par motor nominal " M_n " es el par que el motor genera al trabajar a la potencia máxima. Si el aceite de la transmisión está suficientemente caliente, " ξ " está en los límites 0.03 - 0.05. Su valor crece al aumentar la frecuencia de rotación del motor y al elevar la velocidad de marcha.

Las pérdidas complementarias en la transmisión que surgen al aplicarle una carga exterior, son aproximadamente proporcionales al valor de la carga actuante. Entre ellas, las pérdidas en los engranes ocupan un lugar principal. En correspondencia con ello, el coeficiente " η_{car} " puede calcularse con aproximación con la fórmula:

$$\eta_{car} = \eta_1^{n_1} \eta_2^{n_2}$$

donde:

η_1 y η_2 = rendimiento del par cilíndrico y cónico respectivamente.

n_1 y n_2 = número de pares cilíndricos y cónicos respectivamente, que trabajan en la transmisión con marcha prefijada.

Los valores típicos de estos rendimientos son:

$$\eta_1 = 0.985 - 0.99$$

$$\eta_2 = 0.975 - 0.98$$

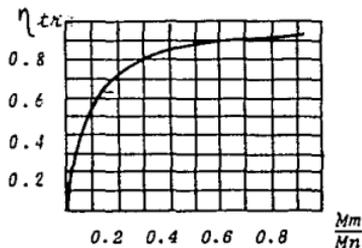
Sustituyendo los valores de η_{vac} y η_{oar} en la ecuación 3.1 se obtiene la siguiente fórmula para el cálculo de la eficiencia de la transmisión:

$$\eta_{tr} = \eta_1^{n_1} \eta_2^{n_2} \left[1 - f \frac{Mn}{Mm} \right] \quad (\text{EC. 3.2})$$

La relación del rendimiento mecánico de la transmisión con la carga que ella transmite tiene carácter hiperbólico y puede ser representada gráficamente por la curva:

$\eta_{tr} = f(Mm)$ mostrada en la siguiente figura:

FIGURA 3.1 Curva característica de la eficiencia de una transmisión estándar.



En las transmisiones de automóviles de tipo común, el valor del rendimiento mecánico con pares próximos al nominal N_n , - se encuentra en los límites $\eta_{tr} = 0.88 - 0.93$.

3.2 MOMENTO DE IMPULSION EN MARCHA INESTABLE

La ecuación 1.4, dada en el capítulo I, sólo es válida para un régimen estable de marcha, es decir, cuando el automóvil se mueve uniformemente. A diferencia de ella, el cálculo del momento de impulsión durante la marcha inestable del auto, acelerada o retardada, debe realizarse teniendo en cuenta los momentos de inercia de las piezas que se encuentran girando bajo estas circunstancias. Despreciando las variaciones instantáneas del par motor M_m por causas intrínsecas al funcionamiento de la máquina, se puede definir el par motor en marcha inestable como:

$$M_m' = M_m - I_m \frac{d\omega_m}{dt}$$

siendo: M_m', M_m = par motor transmitido del árbol cigüeñal del motor a la caja de velocidades en condiciones de funcionamiento inestable y estable respectivamente.

$\frac{d\omega_m}{dt}$ = aceleración angular del árbol cigüeñal que, para el movimiento retardado, tiene valor negativo.

I_m = momento de inercia de las piezas giratorias del motor, reducido al árbol cigüeñal.

Análogamente al momento de impulsión en marcha estable y - teniendo en cuenta la influencia de las masas restantes que intervienen en la transferencia del giro del cigüeñal a los órganos motrices, así como la masa de dichos órganos motrices, el mo

mento de impulsión en régimen inestable está dado por:

$$M_{imp}' = M_m i_{tr} \eta_{tr} - \sum I_x \frac{d\omega_x}{dt} i_x \eta_x - I_{rm} \frac{d\omega_{rm}}{dt}$$

donde:

I_x = momento de inercia de cada pieza giratoria de la - -
transmisión y de los órganos motrices, calculados - -
respecto a su eje de rotación.

$\frac{d\omega_x}{dt}$ = aceleraciones angulares de las piezas indicadas, ne-
gativas para la marcha retardada.

i_x y η_x = relaciones de reducción y valores del rendimien-
to mecánico de las transmisiones respectivamente, -
que unen la pieza dada con los órganos motrices.

I_{rm} = Momento de inercia de las ruedas motrices, calculado
respecto a sus ejes de rotación.

$\frac{d\omega_{rm}}{dt}$ = aceleración angular de las ruedas motrices.

Sustituyendo el valor del par motor en régimen inestable y
haciendo las simplificaciones necesarias, la ecuación anterior -
se transforma en:

$$M_{imp}' = (M_m i_{tr} \eta_{tr}) - (I_m \frac{d\omega_m}{dt} i_{tr} \eta_{tr} + \sum I_x \frac{d\omega_x}{dt} i_x \eta_x + \dots \\ \dots + I_{rm} \frac{d\omega_{rm}}{dt}) \quad (EC. 3.3)$$

Para simplificar, se expresan las aceleraciones angulares
de las piezas en rotación en función de la aceleración lineal -
del vehículo $j = dv/dt$, y se cambia el término encerrado en el
primer paréntesis, que por definición es el momento de impul-
sión en régimen estable, por "Mimp".

Siempre y cuando no exista deslizamiento entre los meca-
nismos de la transmisión, la aceleración angular del cigüeñal -
se puede transformar de la siguiente manera:

$$\frac{d\omega_m}{dt} = \frac{d\omega_{rm} i_{tr}}{dt} = \left(\frac{d\omega_{rm}}{dt} \right) \left(\frac{r_m}{r_m} \right) = \left(\frac{dv}{dt} \right) \left(\frac{i_{tr}}{r_m} \right) = j \frac{i_{tr}}{r_m}$$

siendo:

r_m = radio dinámico de rodadura de las ruedas motrices.

En forma análoga a lo anterior se puede obtener que:

$$\frac{dWx}{dt} = j \frac{ix}{r_m}; \quad \frac{dWrm}{dt} = \frac{j}{r_m}$$

Haciendo las sustituciones correspondientes, la ecuación 3.3 queda como:

$$Mimp' = Mimp - j \frac{(Im \ i tr^2 (tr + ix) ix^2 (x + irm))}{r_m} \quad (EC. 3.4)$$

3.3 FUERZA TANGENCIAL DE TRACCION

La transmisión del momento de impulsión provoca el surgimiento de las correspondientes reacciones tangenciales entre las ruedas motrices y el camino (Fig. 3.2). Estas reacciones están orientadas en la dirección de la marcha del vehículo y lo impulsa hacia adelante. Por ello, la resultante de las reacciones indicadas se denomina fuerza tangencial de tracción y se expresa con la letra "P".

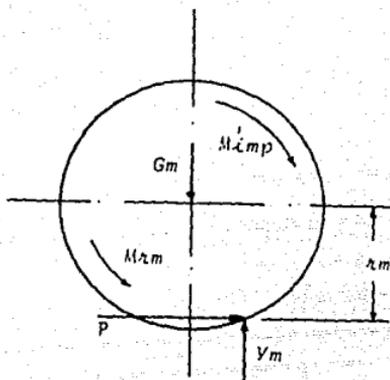
Tomando al radio dinámico de rodadura r_m como el brazo de palanca sobre el cual acciona esta fuerza en relación al eje de giro de las ruedas motrices, y considerando el efecto de la resistencia a la rodadura de las ruedas motrices (análoga a la resistencia a la rodadura de las ruedas conducidas sección 1.1.2), se puede escribir que:

$$P = \frac{Mimp' - Mrm}{r_m} \quad (EC. 3.5)$$

donde:

Mrm = momento necesario para superar la resistencia a la rodadura de las ruedas motrices.

FIGURA 3.2 Diagrama de cuerpo libre de la rueda motriz.

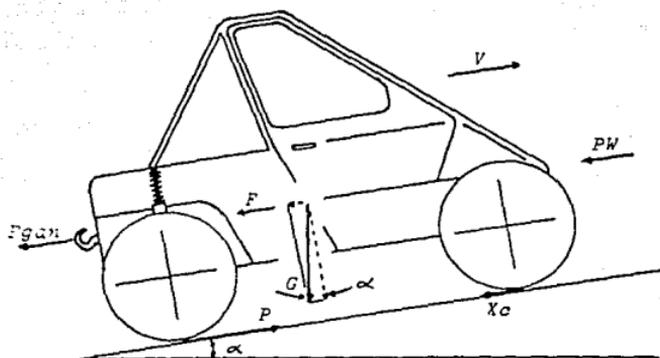


3.4 FUERZAS DE RESISTENCIA A LA MARCHA.

Cuando un automóvil se encuentra en marcha, actúan en él diferentes fuerzas que se oponen a su movimiento. En el caso más general, cuando la marcha tiene un carácter inestable, el camino tiene una rampa ascendente y al gancho de remolque del vehículo se aplica una resistencia de tracción, aparecen las siguientes fuerzas de resistencia:

- 1) Fuerzas debidas al momento de resistencia a la rodadura de la rueda conducida "Xc".
- 2) Peso del automóvil "G".
- 3) Fuerza de inercia "F", que surge al acelerar el automóvil.
- 4) Resistencia del aire "Pw".
- 5) Resistencia de tracción "Pgan".

FIGURA 3.3 Fuerzas que afectan al automóvil durante su marcha.



En la figura 3.3 está mostrado un automóvil que marcha en las condiciones indicadas y bajo las fuerzas de resistencia antes mencionadas. El automóvil tiene las ruedas traseras motrices, por lo que en ellas aparece la fuerza tangencial de tracción. Para simplificar, las ruedas están dibujadas en forma de círculos, cuyos radios son iguales al radio dinámico de rodadura " r_m ", que tiene en todas las ruedas igual valor. Por último, la pendiente de la rampa es igual a " α ".

La reacción " X_c ", que acciona desde el camino sobre las ruedas delanteras en movimiento, puede ser determinada partiendo de que tal reacción debe crear un momento en relación al eje de giro de las ruedas, capaz de hacerlas rotar.

Si se desprecia el frotamiento en los cojinetes de las ruedas delanteras, la condición indicada puede expresarse como:

$$X_c r_c = M_{rc} + I_{rc} \frac{dW_{rc}}{dt}$$

siendo:

Mrc = Momento de resistencia a la rodadura de las
ruedas delanteras (conducidas).

Irc = Momento de inercia de las ruedas delanteras
calculado en relación a su eje de giro.

$\frac{dWrc}{dt}$ = Aceleración angular de las ruedas delanteras.

Despejando Xc de la ecuación anterior y expresando la aceleración lineal del vehículo igual que como se hizo para las ruedas motrices, se tiene:

$$Xc = \frac{Mrc}{rc} + j \frac{Irc}{rc^2} \quad (EC. 3.6)$$

La fuerza del peso "G", aplicada al centro de gravedad del automóvil, puede ser descompuesta durante la marcha en ascenso - en dos fuerzas: $G \cos \alpha$, normal a la superficie del camino y $G \sin \alpha$, paralela a la superficie del camino. La primera aprieta las ruedas al camino y, como consecuencia, aparecen las correspondientes reacciones normales y surgen los momentos de resistencia a la rodadura " Mrm " y " Mrc ", que se oponen al giro de las ruedas. La segunda componente $G \sin \alpha$, está dirigida en dirección contraria a la marcha y obstaculiza el ascenso del vehículo.

La fuerza de inercia total "F", de todas las piezas del automóvil en movimiento rectilíneo de avance, puede ser calculada considerando el automóvil como una sola pieza:

$$F = j(G/g) \quad (EC. 3.7)$$

donde:

g = Aceleración debida a la gravedad.

La fuerza "F" está aplicada en el centro de gravedad del vehículo en dirección contraria a la aceleración.

La resistencia de tracción en el gancho "Pgan" se supone paralela a la superficie de la marcha. En realidad, ésta puede estar orientada bajo cierto ángulo respecto a la superficie mostrada.

3.4.1 RESISTENCIA AERODINAMICA

Supóngase que una masa de un fluido sin viscosidad se encuentra con un cuerpo en su movimiento. En consecuencia, sus moléculas deberán separarse después de chocar con el cuerpo para poder pasar alrededor de él. Después de esto, las moléculas del fluido volverán a juntarse porque la propia presión del fluido impide que queden permanentemente espacios vacíos o a presión inferior.

Si al cerrarse, la masa del fluido no cambiara de dirección ni se originaran remolinos en su seno, sus moléculas acabarían por recuperar el mismo régimen que tenían antes de encontrar al cuerpo, lo cual indicaría que el fluido no ha ejercido ninguna acción sobre dicho cuerpo, ya que, en caso contrario, la formación de remolinos representa una pérdida de energía, -- que provendría del trabajo originado por el choque del fluido -- contra el cuerpo.

Teóricamente, un cuerpo, por grande que fuera, podría moverse dentro de un fluido sin viscosidad, sin sufrir ninguna resistencia al avance, siempre que su forma fuese tal que permitiera que la masa del fluido se separase y se cerrase progresivamente, sin experimentar cambios en su dirección que produjeran remolinos en su seno.

Evidentemente, en la práctica esto no es realizable. Los fluidos reales presentan determinada resistencia a que los cuerpos se muevan en su interior, aún cuando se le da al cuerpo una forma tal que permita el paso de la masa del fluido sin producir cambios bruscos en su dirección, o sea, dando a la proa y a la popa una forma afilada y uniéndolos por una superficie continua ajustada lo más posible a la dirección de las líneas de corriente del fluido, a fin de que no se produzcan depresiones ni remolinos. Pero, aún así, se produce una fricción entre el fluido y el cuerpo, debido a la viscosidad (aunque ésta sea pequeña como sucede con el aire) y la formación de pequeños torbellinos.

En consecuencia, la resistencia al avance de un cuerpo en el seno de un fluido real, se divide en dos partes: arrastre - de fricción y arrastre de presión. En los automóviles normales el arrastre de presión tiene un papel predominante debido a que, por cuestiones económicas y de espacio, las formas de estos vehículos no son suficientemente aerodinámicas como para que no se formen turbulencias durante el paso del cuerpo a través del aire.

En el estudio de la resistencia al avance influyen múltiples factores, los cuales pueden clasificarse en dos grupos: -- los que dependen del cuerpo y los que dependen del fluido.

Entre los factores que dependen del cuerpo están:

- A) El tamaño.- Para cada familia de cuerpos semejantes, este factor puede definirse por una dimensión lineal - característica "L" (longitud, diámetro, etc.)
- B) La velocidad del cuerpo, designada por "V".
- C) Otros factores.- Aunque hay otros factores, como por ejemplo, la posición del cuerpo con respecto a la dirección de la velocidad, se puede suponer que, para ensayos semejantes, permanecen constantes.

Los factores que dependen del fluido son los siguientes:

- A) La densidad del fluido designada por " ρ ".
- B) Fricción superficial que depende de la viscosidad del fluido " μ ".
- C) Otros factores.- También existen otros factores como la turbulencia, la presión, la temperatura, que en ciertos casos deben ser considerados; pero en ensayos semejantes se pueden suponer constantes.

En otras palabras, la resistencia al avance " P_w " es función de la velocidad y el tamaño del cuerpo, y de la densidad y viscosidad del fluido, o sea:

$$P_w = f(L, V, \rho, \mu)$$

En una forma general, se puede escribir la función ρ de la siguiente manera:

$$P_w = \pm K (L^a V^b \rho^c \mu^d)$$

siendo "K" un coeficiente numérico sin dimensiones. Pero, por el análisis dimensional, se sabe que la suma de los exponentes de una determinada cantidad en un miembro debe ser igual a la suma de los exponentes de dicha cantidad en el otro.

Ahora bien, las dimensiones respectivas son:

$$\begin{array}{ll} P_w = \text{fuerza} & \dots \dots \dots MLT^{-2} \\ L = \text{longitud} & \dots \dots \dots L \\ V = \text{velocidad} & \dots \dots \dots LT^{-1} \\ \rho = \text{densidad} & \dots \dots \dots ML^{-3} \\ \mu = \text{viscosidad} & \dots \dots \dots ML^{-1}T^{-1} \end{array}$$

Por lo que:

$$MLT^{-2} = (L^a)(L^b T^{-b})(M^c L^{-3c})(M^d L^{-d} T^{-d})$$

o bien:

$$MLT^{-2} = M^{(c+d)} L^{(a+b-3c-d)} T^{(-b-d)}$$

igualando los exponentes se tiene:

$$\begin{array}{l} c + d = 1 \\ a + b - 3c - d = 1 \\ b + d = 2 \end{array}$$

Resolviendo estas ecuaciones en función de "d", se obtienen los siguientes resultados:

$$\begin{array}{l} c = 1 - d \\ b = 2 - d \\ a = 2 - d \end{array}$$

Por lo tanto:

$$P_w = \pm K L^{(2-d)} V^{(2-d)} \rho^{(1-d)} \mu^d$$

o también:

$$P_w = \pm K L^2 V^2 \rho \left(\frac{LV\rho}{\mu} \right)^{-d}$$

y como L^2 tiene las dimensiones de una superficie "S" y $\frac{LVf}{\mu}$ es el número adimensional de Reynolds, se tiene:

$$P_w = \mu K [S V^2 / (Re)^{-d}]$$

Si se asume que la densidad del fluido es prácticamente constante, como para el caso del aire a velocidades bajas, y -- que, como se ha demostrado experimentalmente, la variación de la función del número de Reynolds $K(Re)^{-d}$ es despreciable, se puede escribir la ecuación anterior en la forma siguiente:

$$P_w = K_w S V^2 \quad (EC. 3.8)$$

Siendo: P_w = Resistencia al avance.

K_w = Coeficiente reducido de resistencia del aire.

S = Área frontal del vehículo, o sea, la proyección del contorno del vehículo en el plano perpendicular a la superficie de la marcha.

V = Velocidad de la marcha.

A pequeñas velocidades de marcha, la fuerza de resistencia al avance es insignificante y se puede desear. Pero, ya que la fuerza " P_w " crece proporcionalmente al cuadrado de la velocidad de la marcha, y la potencia consumida para superarla -- crece proporcionalmente al cubo de la velocidad, a velocidades altas, esta fuerza puede ser dominante.

El Dr. D. A. Chudakov evalúa los valores del coeficiente " K_w " entre los límites 0.015 - 0.02 $\text{KgF S}^2/\text{m}^4$ para automóviles con elevadas características aerodinámicas (5).

3.5 BALANCE DE TRACCION Y ACELERACION DEL AUTOMOVIL.

El balance de tracción de un automóvil, moviéndose bajo las circunstancias mostradas en la figura 3.3. está dado por la

(5) D. A. Chudakov, Fundamentos de la Teoría y Cálculo de Tractores y automóviles, Pp. 32.

sumatoria de las proyecciones de las fuerzas sobre el eje paralelo al movimiento del vehículo y deben contemplarse tanto las fuerzas que impulsan al vehículo, como las que obstaculizan su marcha, es decir:

$$P = Xc + F + G \operatorname{sen} \alpha + Pw + Pgan$$

Sustituyendo los valores de "P", "Xc" y "F", dados en -- las ecuaciones 3.5, 3.6 y 3.7 respectivamente, se puede escribir esta ecuación en la forma:

$$\frac{Mimp' - Mrm}{rm} = \frac{Mrc}{rc} + \frac{j \cdot Irc}{rc^2} + (G/g)j + G \operatorname{sen} \alpha + Pw + Pgan$$

o bien:

$$\frac{Mimp'}{rm} - j \left(\frac{Irc}{rc^2} + G/g \right) = \left(\frac{Mrm}{rm} + \frac{Mrc}{rc} \right) + G \operatorname{sen} \alpha + Pw + Pgan$$

(EC. 3.9)

La expresión que se encuentra dentro del segundo paréntesis es la fuerza de resistencia a la rodadura de las ruedas motrices y conducidas. Según lo expuesto en la sección 1.1.2 y si se asume que tanto el tipo de neumático como el radio dinámico de rodadura son los mismos para las ruedas conducidas que para las motrices, se puede escribir:

$$\left(\frac{Mrm}{rm} + \frac{Mrc}{rc} \right) = f Gm + f Gc = f(Gm + Gc) = f G \cos \alpha$$

siendo:

$$rm = rc$$

f = coeficiente de resistencia a la rodadura de las ruedas.

Gm y Gc = cargas soportadas por las ruedas motrices y conducidas, respectivamente.

Sustituyendo el valor de la fuerza total de resistencia a la rodadura $fG \cos \alpha$, y la ecuación del momento de impulsión para régimen inestable (EC. 3.4) en la ecuación 3.9, y haciendo las simplificaciones necesarias, se obtiene:

$$\frac{M_{imp}}{r_m} - \frac{j}{r_m^2} [I_m i_{tr}^2 \eta_{tr} + \pm I_x i_x^2 \eta_x + I_{rm} + I_{rc} + (G/g) \dots \\ \dots r_m^2] = G (f \cos \alpha + \text{sen} \alpha) + P_w + P_{gan}$$

Despejando "j" de la ecuación anterior, se obtiene la aceleración lineal del vehículo:

$$j = \frac{M_{imp} r_m - [G(f \cos \alpha + \text{sen} \alpha) + P_w + P_{gan}] r_m^2}{I_m i_{tr}^2 \eta_{tr} + \pm I_x i_x^2 \eta_x + r_m^2 (G/g) + I_{rm} + I_{rc}} \quad (EC. 3.10)$$

Como se puede observar en esta ecuación, la aceleración - aumenta en función al momento de impulsión y disminuye en función de la magnitud de las fuerzas de resistencia al movimiento y del valor de las masas y momentos de inercia de todas las piezas del automóvil, tanto las que giran, como las que permanecen fijas.

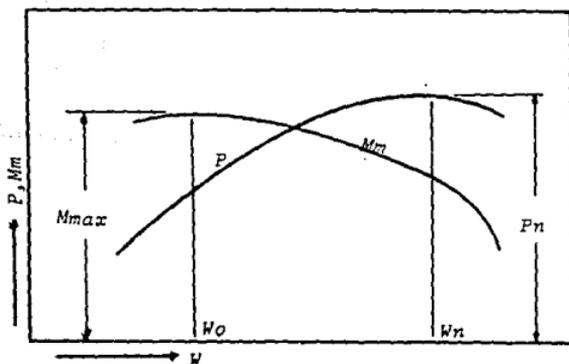
3.6 POTENCIA DEL MOTOR

Los motores son máquinas que transforman la energía calorífica obtenida de los combustibles en energía mecánica. En los automóviles esta energía se utiliza para vencer las fuerzas de resistencia a la marcha que se presentan durante la explotación del vehículo. La rapidez con que el motor genera dicha energía se denomina potencia. Esta es una propiedad intrínseca a la máquina y depende principalmente de la cantidad de mezcla inflamable que el motor puede admitir y de su relación de compresión. De acuerdo con la ecuación 1.1, el valor de la potencia se expresa con el producto del par motor por la frecuencia de rotación del árbol cigüeñal. Sin embargo, el par motor no es constante y varía en función a la frecuencia de rotación del árbol cigüeñal. Esto se explica por el hecho de que a frecuencias bajas se mejora el llenado de los cilindros con la mezcla inflamable. En consecuencia, la potencia del motor tampoco es constante.

Por otro lado, es posible regular la potencia del motor aumentando o disminuyendo la resistencia aerodinámica en el sistema de admisión del motor por medio de la válvula de mariposa. Es por ésto que el análisis de los problemas relacionados con el funcionamiento de la máquina se basan en las curvas características del motor, registradas para diferentes ángulos de abertura de la válvula de mariposa.

La figura 3.4 muestra las curvas características de un motor de carburación, registradas estando completamente abierta la válvula de mariposa. Una de ellas es la curva "Pm", que representa la relación entre la potencia efectiva del motor y la frecuencia de rotación del cigüeñal "W". En esta curva se puede observar que el valor de la potencia crece al aumentar el número de revoluciones del motor hasta llegar a un valor máximo denominado potencia nominal del motor "Pn", al que le corresponde la frecuencia de rotación "Wn".

FIGURA 3.4 Curvas características de un motor de carburación registradas con la válvula de mariposa completamente abierta.



La curva "Mm" muestra la variación del torque del motor en función a las revoluciones del motor. El torque máximo - - "Mmax" se presenta del lado izquierdo de la gráfica y se obtiene con la frecuencia de rotación "Wo".

El sector de las curvas características apto para el -- trabajo es el comprendido entre la potencia máxima "Pn" y el -- par máximo "Mmax", o lo que es lo mismo, el sector comprendido entre las frecuencias de rotación del cigüeñal "Wo" y "Wn". - La razón de esto es que una sobrecarga del motor, cuando funciona en este rango, se compensa con el aumento del par motoral disminuir la frecuencia de rotación del cigüeñal. En cambio, en el sector de las curvas comprendido del lado izquierdo del punto "Mmax", el funcionamiento del motor es inestable y cualquier carga adicional puede hacer que la frecuencia de rotación disminuya progresivamente hasta apagar el motor.

La potencia del motor del automóvil que se proyecta debe ser suficiente para asegurar la marcha a la velocidad máxima "Vmax" prefijada, cuando el automóvil utiliza la capacidad normal de carga.

Bajo estas condiciones, la potencia del automóvil se encuentra en su valor máximo y las resistencias al avance se -- equilibran con la fuerza de impulsión, por lo que la aceleración en estas circunstancias es nula. Sustituyendo tales condiciones en la ecuación 3.10, se obtiene:

$$\frac{M_{imp}}{r_m} = G (f \cos \alpha + \text{sen } \alpha) + P_w + P_{gan}$$

Multiplicando ambos miembros de la ecuación por la velocidad máxima de traslación "Vmax", se obtiene la ecuación de la potencia máxima efectiva en los órganos motrices:

$$P_{rm} = [G (f \cos \alpha + \text{sen } \alpha) + P_w + P_{gan}] V_{max}$$

Por lo tanto, la potencia máxima del motor será:

$$P_n = \frac{[G (f \cos \alpha + \text{sen } \alpha) + P_w + P_{gan}] V_{max}}{\eta_{tr}}$$

(EC. 3.11)

ya que, de la EC. 1.2, se tiene:

$$\eta_{tr} = \frac{P_{rm}}{P_m}$$

Debido a que cuando el vehculo remolca alguna carga, no es necesario viajar a la velocidad máxima, la resistencia de -- tracción "Pgan" se puede desechar de la ecuación 3.11.

Por otro lado, es aconsejable considerar que el vehculo viaja por una pendiente cuya inclinación es de 1-2° con el fin de asegurar una reserva de energía para que el automóvil pueda superar las resistencias locales adicionales sin reducir la velocidad máxima.

El peso del automóvil "G" es un factor importante en el cálculo de los problemas relacionados con la aceleración y la potencia del automóvil, y es fundamental para encontrar el valor de la fuerza de resistencia a la rodadura y para el diseño de la suspensión.

Sin embargo, es imposible definir exactamente esta cantidad debido a que no existe ningún prototipo de dicho automóvil. No obstante, se puede hacer una buena aproximación con base en los parámetros que ya se han definido, como por ejemplo, la geometría del automóvil, el tipo de neumáticos, etc., y por otro lado, se pueden estimar los pesos de las partes restantes comparándolas con vehculos similares al automóvil rural.

En la tabla siguiente se ha realizado una estimación del peso del vehculo que se proyecta, tomando en cuenta todo lo anterior:

Tabla 3.1 (Pase a la siguiente hoja)

TABLA 3.1 Estimación del peso del automóvil rural

DESCRIPCION	CANTIDAD	PESO UNITARIO	PESO (KG)	TOTAL (KG)
CARGA NORMAL:				
Pasajeros	1.00 P.	75.00 Kg/p	75.00	75.00
ESTRUCTURA:				
Tubería 1" calibre 16	20.50 m	0.97 Kg/m	19.90	19.00
DIRECCION:				
Barra 3/4"	1.00 m	2.23 Kg/m	2.23	
Rótulas	4.00 Pz	0.20 Kg/m	0.80	3.03
SUSPENSION DELANTERA:				
Rótulas	4.00 Pz	0.20 Kg/pz	0.80	
* Horquilla superior	2.00 Pz	0.50 Kg/pz	1.00	
* Horquilla inferior	2.00 Pz	0.50 Kg/pz	1.00	
Mango y masa delanteras	2.00 Pz	3.00 Kg/pz	6.00	
* Amortiguador y resorte	2.00 Pz	1.50 Kg/pz	3.00	
Llanta y rin	2.00 Pz	12.00 Kg/pz	24.00	35.80
SUSPENSION TRASERA:				
* Horquilla	2.00 Pz	2.30 Kg/pz	4.60	
Masa y baleros	2.00 Pz	2.50 Kg/pz	5.00	
* Amortiguador y resorte	2.00 Pz	3.00 Kg/pz	6.00	
Llanta y rin	2.00 Pz	12.00 Kg/pz	24.00	39.60
TRANSMISION:				
* Juntas universales	2.00 Pz	1.00 Kg/pz	2.00	
* Barra 1"	1.50 m	3.97 Kg/m	6.00	
Caja de engranes	1.00 Pz	15.00 Kg/pz	15.00	
Embrague (disco y plato)	1.00 Pz	10.00 Kg/pz	10.00	33.00
MOTOR	1.00 Pz	25.00 Kg/pz	25.00	25.00
TANQUE DE GASOLINA				
Cap. 20 Lt. (lleno)	1.00 Pz	15.00 Kg/pz	15.00	15.00
OTROS				15.00
TOTAL MASAS AMORTIGUADAS = 190 Kg.				
TOTAL MASAS SIN AMORTIGUAR = 70 Kg.				
			GRAN TOTAL	260.00 Kg.
COEFICIENTE DE LAS MASAS AMORT. = 2.71				
DISTRIBUCION DE PESO: 60% EN LA TRACCION				

* La masa de estas partes se divide entre las masas amortiguadas y las no amortiguadas.

Según lo expuesto en el tema 1.1.2, el coeficiente de resistencia a la rodadura puede ser encontrado experimentalmente midiendo la fuerza de resistencia al rodamiento de los neumáticos al aplicarles una carga conocida.

Los resultados obtenidos al experimentar en un camino de tierra seco (propio de las zonas rurales), fueron los siguientes:

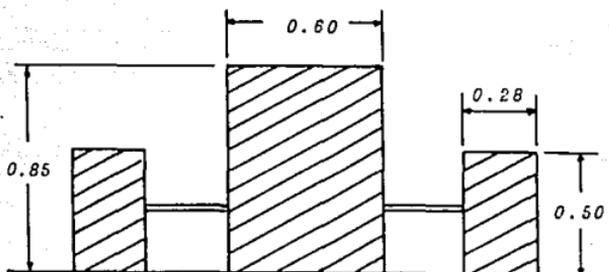
TABLA 3.2 Cálculo Experimental del coeficiente de Resistencia a la rodadura

CARGA G (Kg. f)	FUERZA DE RESISTENCIA AL RODAMIENTO F (Kg. f)	COEFICIENTE DE RESIS TENCIA A LA RODADURA $f = F/G$
175	10.3	0.059
250	15.7	0.063

$$\text{Por lo tanto, } f \text{ promedio} = \frac{0.059 + 0.063}{2} = 0.061$$

La velocidad máxima de traslación "Vmax", está definida por los objetivos de explotación del vehículo. En nuestro caso, el automóvil rural deberá ser capaz de circular sin carga por caminos de terracería a una velocidad máxima de 80 km/hr. A pesar de que ésta es una velocidad moderada, la fuerza de resistencia del viento deja de ser despreciable, por lo que será necesario calcularla. Para ello, se utilizarán los esquemas mostrados en el capítulo I de la geometría del automóvil. Mediante estos diagramas, se puede conocer el área aproximada de la proyección de la superficie frontal del vehículo, como se muestra en la figura de la siguiente página:

FIGURA 3.5 Proyección del área frontal del vehículo
(Cotas Mts.)



De la figura:

$$S = 2 (0.28)(0.50) + (0.60)(0.85) = 0.79 \text{ m}^2$$

Tomando el valor más desfavorable del coeficiente reducido de resistencia del aire $K_w = 0.02$ y sustituyendo este valor en la ecuación 3.8, al igual que el valor de la proyección de la superficie frontal del vehículo "S", se obtiene la resistencia del aire para una velocidad de 80 Km/hr. (22.22 m/s):

$$P_w = (0.02 \text{ Kg f s}^2/\text{m}^4)(0.79 \text{ m}^2)(22.22 \text{ m/s})^2 = 6.72 \text{ Kg f}$$

La eficiencia de la transmisión se puede obtener de la ecuación 3.2:

$$\eta_{tr} = \eta_1^{n_1} \eta_2^{n_2} \left[1 - f \frac{M_n}{M_m} \right]$$

Considerando que el automóvil viaja a la velocidad máxima, se deduce que el par motor tiene el mismo valor que el par nominal y el valor de $f = 0.04$. Por otro lado, todos los pares de la transmisión son cilíndricos, siendo su número igual a 4 por existir 4 flechas transmitiendo potencia con marcha prefijada. Sustituyendo estas condiciones en la Ec. anterior, se tiene:

$$\eta_{tr} = (0.975)^4 (1 - 0.04) = 0.87$$

Sustituyendo todos los valores hallados hasta el momento - en la ecuación de la potencia nominal del vehículo (Ec. 3.11), - se obtiene lo siguiente:

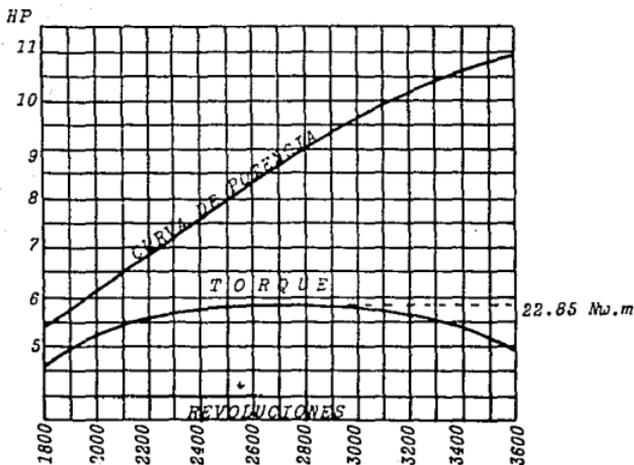
$$F_n = \frac{[(260 \text{ kgf})(0.61 \cos 2^\circ + \text{sen } 2^\circ) + 6.72 \text{ kgf}](22.22 \text{ m/s})}{0.87}$$

$$F_n = (835.68 \text{ Kg f m/s}) \left(\frac{1 \text{ HP}}{76.04 \text{ Kg f m/s}} \right) = 10.99 \text{ HP} \approx 11 \text{ HP}$$

Una vez definida la potencia del motor se puede proceder a su elección. Para ello es útil comparar las curvas características de diferentes motores y así poder elegir el que mejor se adapte a las condiciones de trabajo prefijadas.

A continuación se muestran las curvas características de un motor Briggs & Stratton de 11 caballos de potencia, el cual tiene un alto rendimiento, un rango útil de trabajo aceptable y una buena adaptación al trabajo en régimen variable de carga.

FIGURA 3.6 Curvas Características del motor de combustión interna, a gasolina, de cuatro tiempos y 400 -- cm^3 de desplazamiento. Fuente Briggs & Stratton.



De las curvas se obtiene la siguiente información:

TABLA 3.3 Valor de la potencia y torque máximos del automóvil

	VALOR	FRECUENCIA
POTENCIA MAXIMA P_n	11 HP	$N_n = 3\ 600\ rpm$
PAR MAXIMO M_{max}	22.85 Kw.m	$W_o = 2\ 700\ rpm$

3.7 EMERAGUE

Durante la rotación desacelerada del cigüeñal, el motor - transmite un torque Mm' mayor al par motor Mm , debido a la aparición de las fuerzas tangenciales de inercia de las masas en movimiento del motor. Cuanto mayor es el retardo angular del cigüeñal, tanto más considerable es la magnitud del momento de inercia. Si el acoplamiento del cigüeñal del motor con el árbol primario de la transmisión se realizara rígidamente, la magnitud del momento de inercia podría crecer ilimitadamente, lo que acarrearía rupturas y deformaciones inadmisibles de las piezas del motor y de la transmisión. Por ello, en los automóviles, el acoplamiento del árbol cigüeñal y la transmisión se realiza mediante un embrague de fricción. Estos pueden transmitir únicamente torques de valores limitados ya que, cuando estos límites se exceden, el embrague comienza a deslizarse.

Para una transmisión fiable del par motor, el momento de fricción del embrague " M_{emb} " debe ser un tanto mayor al momento máximo del motor " M_{max} ". La relación de los momentos citados se denomina coeficiente de reserva del embrague, el cual, para los automóviles, tiene el siguiente valor:

$$\beta = \frac{M_{emb}}{M_{max}} = 1.5$$

siendo:

β = Coeficiente de reserva del embrague.

Para el automóvil rural, se sabe que el par máximo tiene un valor de 22.8 Nw.m, por lo que el momento calculado del embrague será:

$$Memb = 1.5(22.8 \text{ Nw m}) = 34.2 \text{ Nw.m}$$

Como la fabricación de un embrague especial para el automóvil rural elevaría los costos de fabricación, se puede adaptar un embrague de fabricación nacional. Para ello, será necesario amplificar el torque del motor mediante una primera reducción fija " λ_1 ", entre el cigüeñal y el árbol primario de la transmisión, de tal manera que el embrague adaptado deslice -- con la misma carga con que deslizaría el embrague calculado. -- De acuerdo con lo anterior se cumple que:

$$Memb(\text{comercial}) = \lambda_1 Memb(\text{calculado})$$

De donde:

$$\lambda_1 = \frac{Memb(\text{comercial})}{Memb(\text{calculado})}$$

Mientras menor sea la relación de reducción λ_1 , menores -- serán los esfuerzos con que trabaje la transmisión. Por tal motivo, es conveniente que el embrague comercial sea lo más pequeño posible. Un embrague que cumple con estas características -- es utilizado en el Renault 4, el cual transmite como máximo 84 Nw.m.

Sustituyendo el valor de los pares correspondientes en la ecuación anterior, se tiene:

$$\lambda_1 = \frac{84 \text{ Nw.m}}{34.2 \text{ Nw.m}} = 2.45 \approx 2.5$$

3.8 REDUCCION PRINCIPAL Y CAMBIOS DE VELOCIDAD.

Si el embrague o las ruedas no patinan, entonces, entre -- la velocidad "V" de movimiento del automóvil y la frecuencia de

rotación del motor " ω_m ", existe cierta dependencia que se expresa por:

$$V = \omega_m r_m = \frac{\omega_m r_m}{i_{tr}} \quad (\text{Ec. 3.12})$$

De acuerdo con esta ecuación, al aumentar el número de revoluciones del motor, también aumenta la velocidad del vehículo. No obstante, el motor sólo puede trabajar en el rango de las -- curvas características limitado por el número de revoluciones -- " ω_0 " a las que ocurre el torque máximo y el número de revoluciones " ω_n " a las que ocurre la potencia máxima.

Por lo tanto, una vez que el motor alcanza la potencia máxima, el vehículo deja de acelerar, de manera que un incremento posterior de velocidad sólo es posible mediante un cambio de relación en la transmisión, que reduzca la frecuencia de rotación del árbol cigüeñal sin reducir la velocidad de avance del automóvil. Por ello, en los automóviles la relación de reducción de la transmisión " i_{tr} " puede tomar los valores: i_{tr_1} , i_{tr_2} ... i_{tr_n} .

La parte de la relación de reducción " i_{tr} " que no varía -- con los cambios de velocidad " i_x ", se denomina reducción principal " i_0 ".

En los automóviles, esta reducción se realiza generalmente en el diferencial. En el automóvil rural, una parte de la -- reducción principal " λ_1 ", se realizará antes del embrague y la parte restante " λ_2 ", después de la caja de velocidades.

La elección de la reducción principal " i_0 ", se basa en el hecho de que el automóvil debe desarrollar la velocidad máxima con la última marcha. Esta generalmente es directa, es decir, -- tiene un valor de 1:1 y se obtiene en el tercero o cuarto cambio de velocidad, dependiendo de las características del motor. De acuerdo con esto, se tiene:

$$i_0 = \frac{\omega_n r_m}{V_{\max} i_x}$$

$$i_0 = \frac{(3600 \text{ rpm})(2\pi/60)(0.9)(0.28 \text{ m})}{22.22 \text{ m/s}} = 4.27$$

y como: $i_0 = 1.112$

se tiene: $i_2 = \frac{4.27}{2.5} = 1.7$

La elección de la relación de reducción del primer escalón de la transmisión "11" se basa en el completo aprovechamiento de las cualidades de adherencia del automóvil. Bajo estas condiciones, el par motor es máximo y, considerando que $i_{tr} = i_0 i_1$, el momento de impulsión correspondiente es:

$$M_{imp} = M_{max} i_0 i_1 \eta_{tr}$$

Pero como, según lo indicado, las ruedas están a punto de deslizarse, el momento máximo de impulsión que se puede transmitir (EC. 1.6) es:

$$M_{imp} = \phi Y_m r_m$$

Igualando estas ecuaciones y haciendo las simplificaciones necesarias, se obtiene el valor de la reducción del primer escalón de la transmisión:

$$i_1 = \frac{\phi Y_m r_m}{i_0 M_{max} \eta_{tr}} \quad (\text{EC. 3.14})$$

Para este caso, el coeficiente de adherencia se toma de la tabla 1.1 dada en la sección 1.1.3, para camino de tierra seco. El valor de la reacción normal del camino sobre las ruedas motrices " Y_m ", se deduce de la distribución de peso del automóvil dada en la Tabla 3.1, donde el 60% del peso total del automóvil era soportado por las ruedas motrices. El par motor máximo se obtiene de las curvas características del motor y las variables restantes ya han sido calculadas, así que:

$$i_1 = \frac{(0.5)[(0.6)(260 \text{ Kg})(9.81)][(0.9)(0.28 \text{ m})]}{(4.27)(22.85 \text{ Nm})(0.86)} = 2.3$$

$$i_0 = \frac{(3600 \text{ rpm})(2\pi/60)(0.9)(0.28 \text{ m})}{22.22 \text{ m/s}} = 4.27$$

y como: $i_0 = 1112$

$$\text{se tiene: } \lambda_2 = \frac{4.27}{2.5} = 1.7$$

La elección de la relación de reducción del primer escalón de la transmisión "i1", se basa en el completo aprovechamiento de las cualidades de adherencia del automóvil. Bajo estas condiciones, el par motor es máximo y, considerando que $i_{tr} = i_0 i_1$, el momento de impulsión correspondiente es:

$$M_{imp} = M_{max} i_0 i_1 \eta_{tr}$$

Pero como, según lo indicado, las ruedas están a punto de deslizar, el momento máximo de impulsión que se puede transmitir (EC. 1.6) es:

$$M_{imp_f} = \phi Y_m r_m$$

Igualando estas ecuaciones y haciendo las simplificaciones necesarias, se obtiene el valor de la reducción del primer escalón de la transmisión:

$$i_1 = \frac{\phi Y_m \cdot r_m}{i_0 M_{max} \eta_{tr}} \quad (\text{EC. 3.14})$$

Para este caso, el coeficiente de adherencia se toma de la tabla 1.1 dada en la sección 1.1.3, para camino de tierra seco. El valor de la reacción normal del camino sobre las ruedas motrices "Ym", se deduce de la distribución de peso del automóvil dada en la Tabla 3.1, donde el 60% del peso total del automóvil era soportado por las ruedas motrices. El par motor máximo se obtiene de las curvas características del motor y las variables restantes ya han sido calculadas, así que:

$$i_1 = \frac{(0.5)[(0.6)(260 \text{ Kg})(9.81)] / [(0.9)(0.28 \text{ m})]}{(4.27)(22.85 \text{ Nw m})(0.86)} = 2.3$$

Las marchas restantes se eligen partiendo del objetivo de asegurar la máxima intensidad de aceleración. Para este propósito, las relaciones de reducción se calculan de tal forma que la aceleración con cada marcha comience con la frecuencia de rotación " ω_0 " y terminen con la frecuencia " ω_n ". Observar esta condición da la posibilidad de utilizar, para la aceleración con todas las marchas, la potencia media máxima del motor. Por otro lado, para una transición suave de una marcha a otra, es preciso que la velocidad con la que comienza la aceleración con la marcha dada, sea igual a la velocidad del final de la aceleración con la marcha anterior. La igualdad de las velocidades indicadas se expresa por:

$$\frac{\omega_0 r_m}{i_0 i_x} = \frac{\omega_n r_m}{i_0 i(x-1)}$$

de donde:

$$\frac{i(x-1)}{i_x} = \frac{\omega_n}{\omega_0} = q \quad (\text{EC. 3.15})$$

donde "q" es una constante que se puede calcular con ayuda de -- las curvas características del motor:

$$q = \frac{\omega_n}{\omega_0} = \frac{3600}{2700} = 1.33$$

de esta manera se tiene:

$$i_2 = \frac{i_1}{q} = \frac{2.30}{1.33} = 1.72$$

$$i_3 = \frac{i_2}{q} = \frac{1.72}{1.33} = 1.29$$

$$i_4 = \frac{i_3}{q} = \frac{1.29}{1.33} = 0.97$$

En realidad, al cambiar las marchas, durante cierto tiempo el movimiento transcurre por inercia y, como resultado, la velocidad del automóvil se reduce. Cuanto mayor es la velocidad, -

tanto más intensa es su disminución. Por ello, al corregir definitivamente las relaciones de reducción, es recomendable que:

$$\frac{i_1}{i_2} > \frac{i_2}{i_3} > \dots > \frac{i_{(x-1)}}{i_x}$$

haciendo caso a lo anterior, las relaciones de reducción de la caja de cuatro velocidades del automóvil rural quedan como:

TABLA 3.4 Relaciones de reducción de la caja de velocidades del automóvil rural

MARCHA	RELACION
1a	2.30
2a	1.73
3a	1.31
4a	1.00

Para evaluar los resultados obtenidos es necesario hablar de la aceleración y la capacidad de carga del vehículo. Por ello, habrá que analizar primeramente la ecuación 3.10 que expresa la aceleración del automóvil en función del momento de impulsión y de las fuerzas de resistencia a la marcha:

$$j = \frac{M_{imp} r_m - [G(f \cos \alpha + \text{sen } \alpha) + F_w + P_{gan}] r_m^2}{I_m i_{tr}^2 \eta_{tr} + \sum I_x i_x^2 \eta_x + r_m^2 (G/g) + I_{rm} + I_{rc}}$$

En primer lugar, el momento de impulsión puede ser calculado con la ecuación 1.4

$$M_{imp} = M_m i_{tr} \eta_{tr}$$

A su vez, el valor promedio del par motor puede obtenerse con ayuda de las curvas características del motor (fig. 3.6), de la siguiente manera:

TABLA 3.5 Valores del par motor a diferentes revoluciones del cigüeñal

rpm	2, 800	3, 000	3, 200	3, 400	3, 600	SUMA
Mm (Nw/m)	22.85	22.7	22.6	22.4	21.7	112.25

$$Mm \text{ prom} = \frac{112.25}{5} = 22.45 \text{ Nw m}$$

El valor de la eficiencia se puede calcular con aproximación mediante la ecuación 3.2 tomando $Mn/Mm \approx 1$ y $f = 0.04$.

Debido a que las pruebas de aceleración de los automóviles se efectúan en un tramo plano, recto, horizontal, sin viento y sin carga, el término encerrado entre corchetes en la ecuación de la aceleración se simplifica de la siguiente manera:

$$G(f \cos \alpha + \sin \alpha) + P_w + P_{gan} \Rightarrow f G + P_w$$

Donde "f" es el coeficiente de resistencia a la rodadura del vehículo y "P_w" es la resistencia promedio del viento durante la marcha correspondiente, expresada por:

$$P_w = K S (V_{prom})^2$$

$$K = 0.02 \text{ Kg} \cdot \text{s}^2 / \text{m}^4$$

$$S = 0.79 \text{ m}^2$$

V_{prom} = Velocidad promedio

Tomando el radio dinámico de rodadura $r_m = 0.9R_l = 25 \text{ cm.}$, la velocidad de traslación puede calcularse por la ecuación - - 3.12:

$$v = \frac{(2\pi/60)(\text{rpm})(r_m)}{i_{tr}}$$

Por último, los valores de los momentos de inercia pueden obtenerse del apéndice A.

A continuación se muestra un resumen en tablas de todos - los datos necesarios para el cálculo de la aceleración del auto móvil.

TABLA 3.6 Valor promedio de la resistencia del aire para los diferentes rangos de velocidad - del automóvil.

Marcha	VELOCIDAD DE TRASLACION Km/h			PW Kgf.
	a 2700 rpm	a 3600 rpm	PROMEDIO	
1a	26.00	35.00	30.50	1.13
2a	34.70	46.28	40.50	2.00
3a	45.88	61.18	53.50	3.50
4a	60.00	80.00	70.00	6.00

TABLA 3.7 Valor de la relación de reducción de los diferentes árboles de la transmisión calculados para cada cambio de velocidad.

Marcha	RELACION DE REDUCCION i_x			
	i_{tr}	1	2	3
1a	9.81	3.91	1.70	1.0
2a	7.39	2.94	1.70	1.0
3a	5.59	2.22	1.70	1.0
4a	4.27	1.70	1.70	1.0

TABLA 3.8

Valor del momento de inercia de las masas en rotación de los diferentes árboles de la transmisión.

MOMENTO DE INERCIA	
<i>I</i>	<i>I</i> (Kg m ²)
<i>m</i>	0.0422
1	0.0234
2	0.0116
3	0.0205
<i>rm</i>	1.4260

TABLA 3.9

Valor de la eficiencia de cada árbol de la transmisión.

EFICIENCIA	
<i>i_x</i>	η
<i>tr</i>	0.87
1	0.89
2	0.91
3	0.94

Sustituyendo los valores correspondientes en la Ecuación-3.10, se obtiene el valor de la aceleración para cada rango de velocidades con marcha prefijada:

$$j_x = \frac{4.88(itr) - [15.8 + Pw](0.61)}{0.0367(itr)^2 + 0.0208(i1)^2 + 0.0106(i2)^2 + 17.69}$$

TABLA 3.10 Aceleración promedio del automóvil rural durante cada rango de velocidad.

$$\begin{aligned}
 j1^a &= 1.74 \text{ m/s}^2 \\
 j2^a &= 1.26 \text{ m/s}^2 \\
 j3^a &= 0.816 \text{ m/s}^2 \\
 j4^a &= 0.406 \text{ m/s}^2
 \end{aligned}$$

Una vez obtenidas tales aceleraciones, es posible conocer la distancia y el tiempo que tarda el automóvil hasta alcanzar el 80% de la velocidad máxima de traslación (en los ensayos no se llega a obtener la velocidad máxima, ya que en las últimas etapas de aceleración la velocidad de marcha crece lentamente y

para alcanzar la velocidad máxima se necesitaría recorrer adicionalmente un camino relativamente grande).

TABLA 3.11 Tiempos y desplazamientos parciales en que tiene lugar la aceleración - del automóvil, de 0-64 Km/h.

i	j (m/s ²)	RANGO DE VELOCIDAD (Km/h)	t=(Vf-Vo)/a (SEG)	S=Vot+at ² /2 (MTS)
1 ^a	1.74	26-35.0	1.44	12.20
2 ^a	1.26	34.7-46.3	2.56	28.65
3 ^a	0.816	45.8-61.2	5.22	77.62
4 ^a	0.408	60.0-64.0	2.73	46.00
S U M A			11.94 seg.	164.00 mts.

Los tiempos y longitudes halladas son puramente teóricos y en la realidad tienden a aumentar por efecto de la transición de un cambio de velocidad a otro. Por tal motivo, el tiempo que tarda en acelerar el automóvil, no sólo depende de sus cualidades dinámicas, sino que también influye la pericia del conductor.

La carga máxima que el automóvil puede jalar sobre un camino plano, despreciando el peso del remolque y considerando que tiene el mismo coeficiente de resistencia a la rodadura que el vehículo, es:

$$Q_{ix} = \frac{(M_{imp}/r_m - P_w)}{f} - G \quad (EC. 3.16)$$

Sustituyendo los valores correspondientes del momento de impulsión y de la resistencia del viento para cada rango de velocidad, se obtiene la siguiente tabla:

TABLA 3.12 Carga máxima remolcable para los diferentes rangos de velocidad - del automóvil sobre terreno plano.

RANGO DE VELOCIDAD	CARGA MAXIMA REMOLCABLE
26-35	$Q1^a = 1030 \text{ Kgf}$
35-46	$Q2^a = 690 \text{ Kgf}$
46-60	$Q3^a = 430 \text{ Kgf}$
60-80	$Q4^a = 210 \text{ Kgf}$

Las cargas máximas arriba calculadas, pueden disminuir sensiblemente en caminos inclinados, no obstante, éstas pueden transportarse en el rango de velocidades respectivas.

Cabe señalar que en la mayoría de los automóviles de elevada traficabilidad se emplean reductores en la transmisión. Estos se utilizan principalmente para elevar el valor de la fuerza de impulsión o para obtener, en caso necesario, velocidades de marcha muy reducidas. De cualquier manera, al implementar un reductor en la transmisión, se debe tener en cuenta la capacidad de adherencia del vehículo.

IV DISEÑO DE LA SUSPENSIÓN

La suspensión es una de las partes más importantes del automóvil, ya que en gran medida dependen de ella la comodidad de los pasajeros, la integridad de las cargas que se transportan, la seguridad de tráfico y la longevidad del vehículo.

En todos los tipos de suspensiones se pueden distinguir tres partes principales: los elementos elásticos, los amortiguadores y el dispositivo de guía. A veces las funciones de las tres partes pueden realizarse con un sólo elemento elástico, como en el caso de las ballestas.

Los elementos elásticos permiten reducir los esfuerzos dinámicos que actúan en la suspensión a la vez que sustentan al automóvil. Estos pueden ser de dos tipos:

- A) *Metálicos.* - También llamados resortes, son los elementos elásticos más utilizados ya que tienen una característica lineal, es decir, la fuerza del resorte " F_r " es proporcional a la deformación " x " que éste experimenta. Un ejemplo de este tipo de elementos elásticos son los resortes cilíndricos helicoidales, las barras de torsión, las ballestas, etc.
- B) *No metálicos.* - De goma, madera y sintéticos, generalmente tienen una característica no lineal. Se utilizan principalmente en los topes de la suspensión y para absorber las vibraciones de los motores y de las cajas de carga de los camiones.

Los amortiguadores son elementos que se utilizan en los vehículos para extinguir las oscilaciones de la suspensión. Estos funcionan principalmente con líquidos que al pasar por pequeños orificios producen una fuerza de resistencia proporcional a la velocidad de desplazamiento de sus partes.

Para evaluar el buen funcionamiento de una suspensión se -

utilizan los índices de suavidad de marcha (Capítulo I). Estos dependen del carácter y el valor de las fuerzas perturbadoras - que provocan las oscilaciones de las masas del automóvil, de la composición general del vehículo y de sus particularidades estructurales, especialmente de los elementos de la suspensión.

Para mejorar la suavidad de marcha, comúnmente se emplean en la suspensión elementos elásticos más blandos, es decir, con menor rigidez. Esta es la razón de que en los automóviles los resortes se encuentren precargados.

Por otro lado, el uso de amortiguadores cada vez más resistentes tiende a volver rígida la suspensión y, en consecuencia, a disminuir la suavidad de marcha. Por esto, el amortiguador óptimo es aquel que extingue más rápido las oscilaciones -- del vehículo conservando la suavidad de marcha prefijada.

Dependiendo de la marca y modelo de los automóviles se -- puede encontrar una amplia gama de suspensiones. No obstante, se pueden mencionar cinco tipos principales: Suspensión tipo - - Hotchkiss, tipo McPherson, Brazos longitudinales, Brazos transversales y el trapecio articulado. Todas estas suspensiones se pueden utilizar tanto en la parte anterior del automóvil como - en la posterior, encontrando algunas variantes debido a la locación del eje motriz y del sistema de dirección.

4.1 SUSPENSION TRASERA.

En el cálculo de la suspensión trasera de un automóvil, - es muy importante considerar las probables variaciones de carga, es decir, si la suspensión está diseñada para soportar el ve- - hículo a plena carga, será demasiado dura cuando éste marche -- sin ella. Del mismo modo, si los resortes sólo soportan bien - el peso del vehículo, serán demasiado blandos cuando éste mar- - che a plena carga. Por lo tanto, lo común en estos casos es -- trabajar con una carga promedio menor a la carga máxima.

En el automóvil rural el problema de la variación de carga no se presenta debido a que éste se limita a jalar un remol-

que en donde se transporta la carga. En consecuencia, de acuerdo con lo expuesto en el tema 2.5, la suspensión trasera se diseñará para soportar el 60% del peso de las masas amortiguadas (dato que puede obtenerse de la tabla 3.1).

Toda suspensión debe tener la capacidad de absorber las irregularidades del camino, tanto ondas como baches. Por esto, comúnmente se toma la suspensión comprimida $1/3$ de su carrera cuando soporta la carga arriba descrita; para que pueda subir con las ondas y bajar con los baches.

Generalmente, las ruedas traseras son paralelas y su dirección es constante. El camber o ángulo de inclinación lateral es un factor importante en las cualidades de adherencia del automóvil, por ello se recomienda que su variación sea tal que permita el contacto permanente de los neumáticos con el suelo, principalmente cuando el automóvil se inclina a causa de la fuerza centrífuga que aparece durante la marcha curvilínea.

En la práctica existen diferentes tipos de suspensiones traseras que cumplen con las restricciones mencionadas. No obstante, no todas son adecuadas para el automóvil rural, por lo que a continuación se estudian sus características principales.

4.1.1 SISTEMA HOTCHKISS

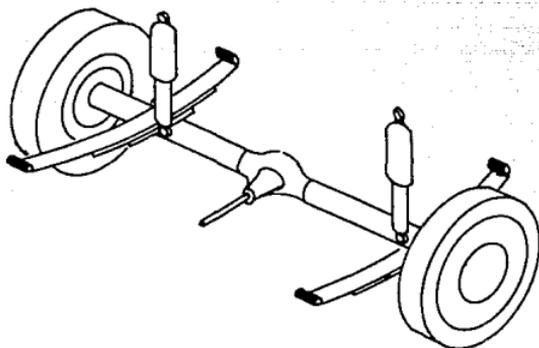
El modelo que con más sencillez combina la suspensión y la localización del eje de transmisión, es el mecanismo Hotchkiss (Fig. 4.1), en el que dos ballestas se fijan sobre el eje. Una de sus características más importantes es que el grupo cónico diferencial, el eje y las masas forman una sola unidad. Generalmente se incluyen en estas suspensiones, tirantes longitudinales y transversales para reducir las deformaciones no deseadas en las ballestas y que aparecen a causa de las reacciones que actúan sobre el neumático durante el frenado y la aceleración.

Cuando el camino es plano (sin importar si es peraltado o no), este mecanismo permite un contacto perpendicular entre el -

neumático y el suelo; sin embargo, sus características de confort no son muy buenas debido a que las oscilaciones de las --ruedas no son independientes.

Para el automóvil rural, el sistema Hotchkiss presenta --dificultades para la conexión del motor con la transmisión a --causa de la ausencia del conjunto diferencial.

FIGURA 4.1 Sistema de suspensión trasera tipo Hotchkiss.



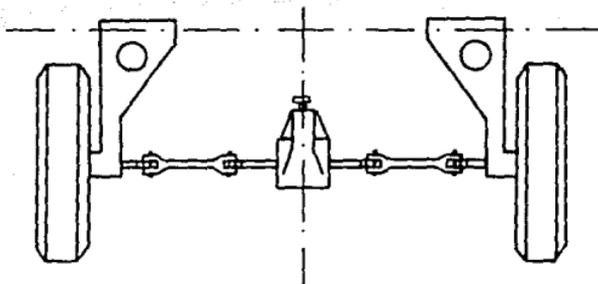
4.1.2 BRAZOS LONGITUDINALES.

En este sistema, también llamado de brazos arrastrados, ca da rueda se apoya sobre un brazo articulado al bastidor (fig. --4.2).

El eje de giro de las ruedas forma un ángulo recto con el plano de simetría del automóvil de modo que, cuando la rueda pasa por las irregularidades del camino, su alineación y el ángulo que forma con el piso no se altera. No obstante, durante los vi rajes, la adherencia de los neumáticos se ve disminuida a causa de que las ruedas se inclinan en conjunto con el bastidor del ve hículo.

La suspensión por brazos longitudinales ofrece una mayor comodidad que el mecanismo Hotchkiss, ya que las oscilaciones de las ruedas traseras son independientes. Las principales desventajas para su uso en el automóvil rural, son su baja resistencia a los impactos laterales y la necesidad de utilizarlos juntas universales en cada semi-eje motriz.

FIGURA 4.2 Vista Superior de la suspensión por brazos longitudinales.



4.1.3 BRAZOS TRANSVERSALES

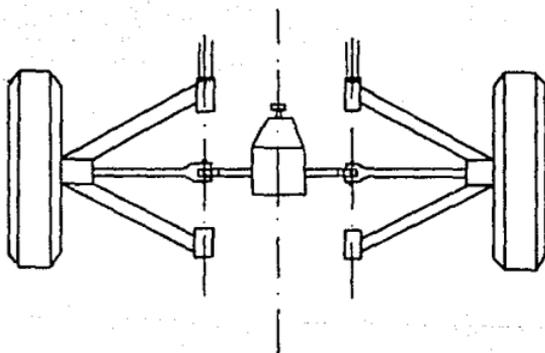
La suspensión independiente por brazos transversales (fig. 4.3), tiene el eje de giro de las horquillas paralelo al eje de simetría del automóvil y se caracteriza por tener una gran variación del *camber* o ángulo de inclinación lateral de las ruedas.

Tal variación aumenta la estabilidad del automóvil durante los virajes, ya que al comprimirse la suspensión aumenta el ancho de vía del vehículo.

Para evitar el desgaste excesivo de las ruedas y disminuir las pérdidas de potencia, esta suspensión debe permitir que las ruedas permanezcan perpendiculares al suelo (condición de *camber* nulo), cuando el automóvil transporta la carga promedio.

Para el automóvil rural este mecanismo presenta el mayor número de ventajas, ya que su fabricación es muy simple; tiene excelentes cualidades de robustez y confort, sólo utiliza una junta en cada semi-eje motriz y la conexión del motor y la transmisión es sencilla. Por tales motivos, se elige el sistema de brazos transversales para la suspensión trasera del automóvil que se diseña.

FIGURA 4.3 Vista superior de la suspensión por brazos transversales.



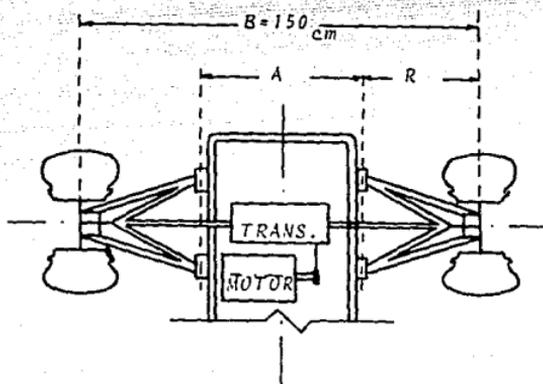
4.1.4 GEOMETRIA DE LA SUSPENSION TRASERA.

La geometría de la suspensión trasera está limitada por dos aspectos principales: el espacio y la funcionalidad.

En cuanto al primero, podemos mencionar restricciones tales como el ancho de vía del vehículo "B", el diámetro del rin, las dimensiones máximas del motor y la transmisión, etc. (fig. -

4.4). Por otra parte, la funcionalidad exige que la longitud "R" de la horquilla, medida desde su eje hasta el plano medio de la rueda, sea máxima. Esto con el fin de disminuir la variación del camber de la rueda.

FIGURA 4.4 Geometría de la suspensión trasera del automóvil rural (Vista Superior).

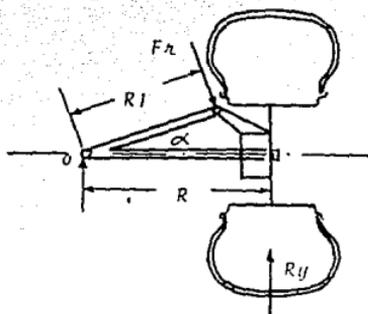


Tomando en cuenta lo anterior, se dará a la dimensión "A" del bastidor un valor de 60 cm. De esta manera se tiene que:

$$R = \frac{B - A}{2} = \frac{(150 - 60) \text{ cm}}{2} = 45 \text{ cm}$$

Por otro lado, es importante arriostrar la horquilla para evitar que se flexione a causa del par producido por la fuerza del resorte "Fr" y la reacción vertical transmitida por la rueda "Ry". Para ello se utiliza una horquilla de longitud "R1", cuyo eje sea el mismo eje que el de la otra y que forme un ángulo "α" respecto a ella como se muestra en la figura 4.5.

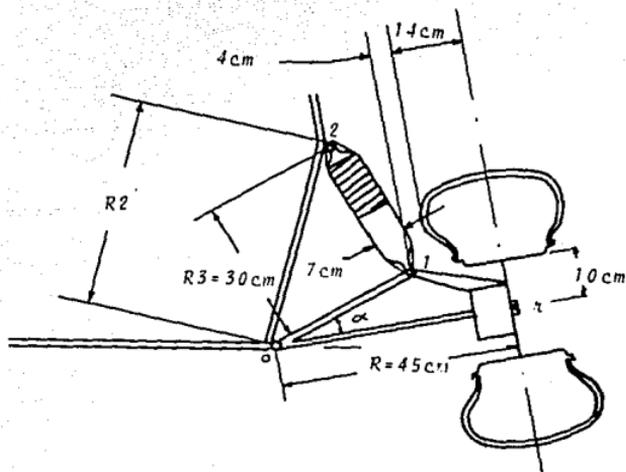
FIGURA 4.5 Vista lateral de la horquilla de la suspensión trasera.



Ahora bien, para continuar con el diseño de la geometría de la suspensión trasera, es necesario especificar el tipo de amortiguador y su carrera. Por motivos de simplicidad, y de acuerdo con las cargas que soporta la suspensión en la parte trasera (Tabla 3.1), es suficiente utilizar resortes y amortiguadores de motocicleta, los cuales generalmente se acoplan en un conjunto telescópico cuya longitud libre entre pivotes es de 15 pul. (39 cm.), poseen una carrera de 3.5 pul. (9 cm.) y ocupan un espacio circular de 2.5 pul. (7 cm.) de diámetro.

Para encontrar la posición de los pivotes 1 y 2 del amortiguador, considérese primero que éste se encuentra totalmente comprimido (fig. 4.6). Bajo esta condición, el amortiguador ha consumido toda su carrera y en consecuencia, su longitud entre pivotes es de 30 cm. Por otro lado, deberá ser perpendicular a la horquilla "R1" para asegurar el máximo momento restaurador en la suspensión y su contorno no deberá chocar con la rueda, como se muestra en la figura 4.6 de la siguiente página:

FIGURA 4.6 Suspensión totalmente comprimida
(Condición 1)



Por simple geometría se puede deducir que:

$$\alpha = \text{Tg}^{-1} \left[\frac{10 \text{ cm.}}{(45 - 18) \text{ cm}} \right] = 20^\circ$$

Por lo que:

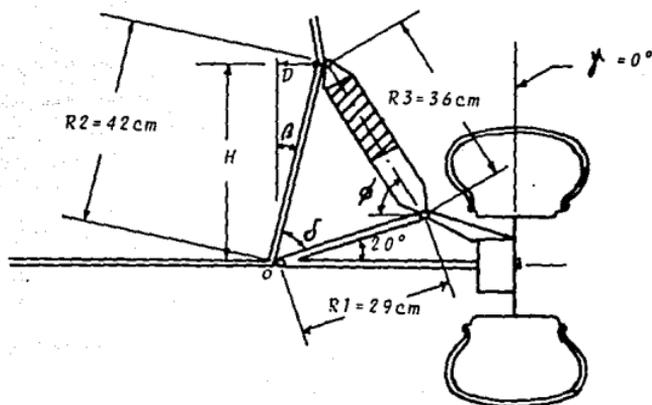
$$R1 = \frac{(45 - 18) \text{ cm}}{\cos 20^\circ} = 29 \text{ cm}$$

Bajo las circunstancias arriba descritas, los centros instantáneos de giro 0, 1, 2, coinciden con los vértices de un triángulo rectángulo, y en consecuencia, la distancia R2, medida desde el pivote de la horquilla "o", hasta el pivote superior del amortiguador 2, está dada por:

$$R2 = \sqrt{R1^2 + R3^2} = \sqrt{(29)^2 + (30)^2} = 42 \text{ cm}$$

Sin embargo, para conocer la posición exacta del pivote superior del amortiguador 2, es necesario evaluar la suspensión en otro punto conocido. Teniendo en cuenta que cuando el automóvil soporta la carga promedio, el amortiguador debe estar comprimido 1/3 de su carrera y el camber de la rueda debe ser nulo (fig. 4.7), se pueden obtener los datos faltantes:

FIGURA 4.7 Camber Nulo
(Condición 2)



Utilizando la ley de cosenos se obtiene que:

$$i = \cos^{-1} \left[\frac{R1^2 + R2^2 - R3^2}{2 R1 R2} \right] = \cos^{-1} \left[\frac{(29)^2 + (42)^2 - (36)^2}{2(29)(42)} \right] = 57.5^\circ$$

Por otro lado, se tiene:

$$A = 90^\circ - i - \alpha = 90^\circ - 57.5^\circ - 20^\circ = 12.5^\circ$$

De donde las coordenadas rectangulares del pivote superior del amortiguador, tomando como origen el eje de giro de la horquilla son:

$$D = R2 \operatorname{sen} A = (42) \operatorname{sen} 12.5 = 9 \text{ cm.}$$

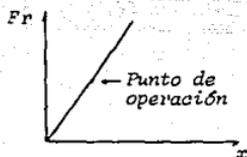
$$H = R2 \operatorname{cos} A = (42) \operatorname{cos} 12.5 = 41 \text{ cm.}$$

Por último, en la posición mostrada en la figura 4.7, el ángulo de inclinación del amortiguador #1, respecto a la horizontal, es:

$$\theta_1 = \text{sen}^{-1} \left[\frac{2H - \theta r \sin}{2R3} \right] = \text{sen}^{-1} \left[\frac{(2)(41) - 20}{(2)(36)} \right] = 59.5^\circ$$

4.1.5 CONSTANTE DEL RESORTE.

Los resortes helicoidales son elementos elásticos que se deforman proporcionalmente a la fuerza que actúa en ellos. Siendo "K" la constante del resorte, la fuerza "Fr" del resorte está dada por:

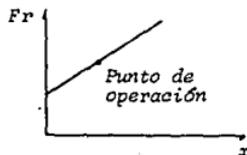


$$Fr = K x$$

donde:

x = deformación del resorte.

En la mayoría de los automóviles, los resortes se encuentran deformados una longitud $x = P$ sin que actúe ninguna fuerza sobre la suspensión. Esta deformación se denomina precarga y se explica por el hecho de que para obtener el mismo efecto con un resorte precargado que con uno normal, el resorte precargado debe ser menos rígido que el otro y por lo tanto, la suspensión se vuelve más confortable. La fuerza de un resorte precargado está dada por:



$$Fr = K (x + P) \quad (\text{EC. 4.1})$$

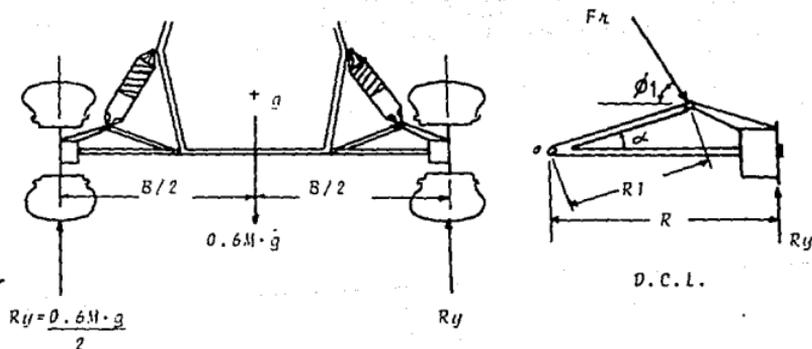
donde:

P = Precarga del resorte

La constante del resorte se puede deducir de la condición de que, para la posición sin camber de las ruedas, el momento restaurador generado por la fuerza del resorte, cuyo brazo de palanca es "R1", debe estar en equilibrio con el momento generado en la horquilla a causa de la reacción vertical de la rueda. Bajo estas condiciones, la carrera del amortiguador se halla -- disminuida 1/3 de su valor total.

Es importante aclarar que estos cálculos consideran únicamente el peso de las masas amortiguadas de la parte trasera (Tabla 3.1). Con ayuda de la figura 4.8, se hace la suma de momentos correspondiente:

FIGURA 4.8 Diagrama de cuerpo libre de la horquilla



$$Ry = \frac{0.6M \cdot g}{2}$$

Ry

$$\sum Mo = 0$$

$$\sum Ry R - Fr R1 \text{ sen}(\phi1 + \alpha) = 0 ; Ry = \frac{0.6(M g)}{2}$$

sustituyendo:

$$Fr = K(x + P) = \frac{(0.6)(R M g)}{2 R1 \text{ sen}(\phi1 + \alpha)}$$

de donde:

$$K = \frac{(0.6)(R M g)}{2(x + P) R1 \text{ sen}(\phi1 + \alpha)}$$

De los datos anteriores se sabe que:

$$M = 190 \text{ Kg.}$$

$$x = 3 \text{ cm.}$$

$$\phi_1 = 59.5^\circ; \alpha = 20^\circ$$

Tomando la precarga del resorte como 1/3 de la carrera -- del amortiguador y sustituyendo todos los valores conocidos, se tiene:

$$K = \frac{(0.6)(45\text{cm})(190 \text{ Kg})(9.81 \text{ m/s}^2)}{2(3\text{cm} + 3\text{cm})(29\text{cm}) \text{ sen}(59.5^\circ + 20^\circ)} = 147 \text{ Nw/cm}$$

o bien:

$$K = 14,700 \text{ Nw/m}$$

4.1.6 CONSTANTE DEL AMORTIGUADOR.

Para determinar la constante del amortiguador, el estudio siguiente se basa en la condición de que la aceleración máxima "a" que perciba el conductor del vehículo al superar un obstáculo, no deberá ser mayor a las citadas en la evaluación de la suavidad de marcha (Tabla 1.3). De acuerdo con esto, considérese que el automóvil rural marcha a velocidad constante "Vx" y en su camino se encuentra con un obstáculo de geometría definida. En este caso, la suspensión comienza a comprimirse al mismo tiempo que el vehículo empieza a acelerarse hacia arriba, debido al incremento en la fuerza de los resortes y a la aparición de la fuerza del amortiguador. La correlación entre dichas fuerzas y la aceleración del automóvil se deduce del siguiente esquema:

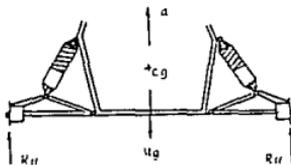
$$\sum F_y = M a \uparrow +$$

$$2 R_y - M g = M a$$

de donde:

$$R_y = \frac{M(a + g)}{2}$$

siendo g = valor de la gravedad.



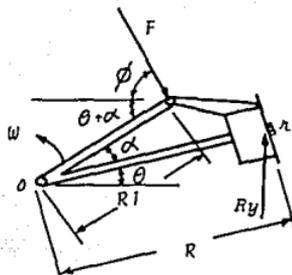
Por otro lado, del diagrama de cuerpo libre de la horquilla trasera, se encuentra que:

$$\sum M_o = I_x \frac{dw}{dt} +)$$

$$I_x \frac{dw}{dt} = R R_y \cos \theta - \dots$$

$$\dots - R_1 F \sin(\phi + \theta + \alpha)$$

Sustituyendo el valor de "Ry" y haciendo las simplificaciones necesarias, se obtiene:



$$F = \frac{R M(a + g) \cos \theta - 2 I_x \frac{dw}{dt}}{2 R_1 \sin(\phi + \theta + \alpha)} = F_r + F_a \quad (\text{EC. 4.2})$$

donde:

F_a = fuerza del amortiguador

F_r = fuerza del resorte

I_x = momento de inercia de la rueda respecto al eje de giro de la horquilla (ver Apéndice B)

dw/dt = aceleración angular de la horquilla.

Tanto la fuerza del resorte " F_r ", como la del amortiguador " F_a ", tienen la dirección del vector que une los pivotes 1 y 2 del amortiguador. Situando la suspensión en un marco de referencia y haciendo el diagrama vectorial de sus partes (fig. 4.9), se puede deducir lo siguiente:

FIGURA 4.9 Diagrama Vectorial de la horquilla

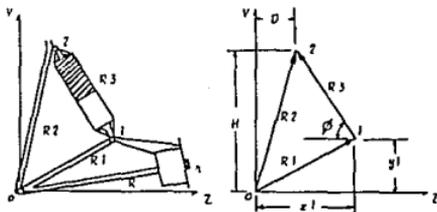
$$\vec{R1} + \vec{R3} = \vec{R2}$$

$$\vec{R3} = \vec{R2} - \vec{R1}$$

$$\vec{R2} = D \hat{k} + H \hat{j}$$

$$\vec{R1} = z_1 \hat{k} + y_1 \hat{j}$$

$$\vec{R3} = (D - z_1) \hat{k} + (H - y_1) \hat{j}$$



Pero como el punto 1 se mueve por una circunferencia:

$$z1 = \sqrt{R1^2 - y1^2}$$

de donde:

$$\vec{R3} = \left[D - \sqrt{R1^2 - y1^2} \right] \hat{i} + (H - y1) \hat{j}$$

y su magnitud se expresa por:

$$R3 = \left\{ \left[D - \sqrt{R1^2 - y1^2} \right]^2 + (H - y1)^2 \right\}^{1/2} \quad (EC. 4.3)$$

El ángulo de inclinación del amortiguador respecto a la horizontal está dado por:

$$\phi = \text{Tg}^{-1} \left[\frac{y1 - H}{D - \sqrt{R1^2 - y1^2}} \right] \quad (EC. 4.4)$$

De la ecuación 4.1 se puede deducir que:

$$Fr = K (L - R3 + P) \quad (EC. 4.5)$$

siendo:

L = longitud libre entre pivotes del amortiguador

$L - R3$ = deformación x del resorte

Por otro lado, la fuerza del amortiguador es proporcional a la velocidad de desplazamiento de sus partes, es decir:

$$Fa = C Va \quad (EC. 4.6)$$

donde:

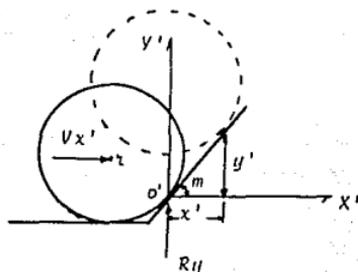
C = constante de amortiguamiento

Va = velocidad de desplazamiento de las partes del amortiguador.

Sustituyendo las ecuaciones 4.5 y 4.6 en la ecuación 4.2 y haciendo las simplificaciones necesarias, se obtiene:

$$C = \frac{1}{V\alpha} \left[\frac{R M(\alpha + \varphi) \cos \theta - 2 I_x (dw/dt)}{2 R I \sin(\theta + \theta + \alpha)} - K (L - R_3 + P) \right] \quad (\text{EC. 4.7})$$

Situando los ejes X' , Y' , Z' , en el punto donde el neumático choca con el obstáculo, se puede deducir lo siguiente:



$$y' = m x'$$

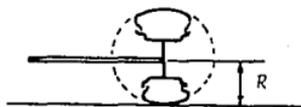
Siendo:

m = pendiente del obstáculo.

Derivando la ecuación respecto al tiempo, se obtiene que:

$$Vy' = m Vx' \quad (\text{EC. 4.8})$$

Debido a que el automóvil utiliza neumáticos esféricos, la componente vertical de la velocidad en el punto de aplicación de la reacción " Ry " es igual a la componente vertical de la velocidad en el punto " r ", situado en el eje de la rueda; como se deduce a continuación:

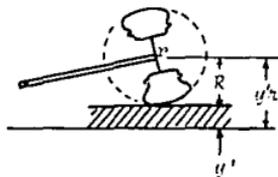


De la figura se tiene que:

$$y'r = y' + R \quad (\text{EC. 4.9})$$

Derivando ambos miembros de la ecuación, se obtiene:

$$Vy'r = Vy' + \frac{dR}{dt} \quad (\text{EC. 4.10})$$



Pero como:

$$R = \text{Cte.}$$

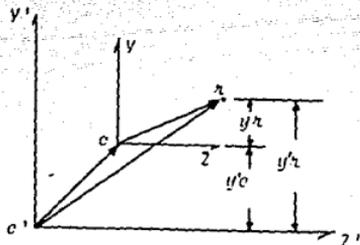
se concluye que:

$$V_{y'r} = V_{y'} \quad (\text{EC. 4.11})$$

y por lo tanto, la ecuación 4.8 queda como:

$$V_{y'r} = m \cdot V_{z'} = \text{Cte.} \quad (\text{EC. 4.12})$$

Si se relacionan ahora los ejes X, Y, Z , situados en el bastidor del automóvil, con los ejes X', Y', Z' , situados en el camino, por medio de sus posiciones relativas, se tiene:



$$y'r = y_r + y'o$$

derivando respecto al tiempo:

$$V_{y'r} = V_{y_r} + V_{y'o}$$

donde:

$$V_{y'o} = \text{Cte.}$$

Derivando por segunda vez respecto al tiempo, se obtiene:

$$a_{y'r} = a_{y_r} + a_{y'o}$$

por lo que:

$$a_{y_r} = - a_{y'o}$$

siendo:

$$a_{y'o} = \text{aceleración vertical permisible "a"}$$

Por lo tanto:

$$a_{y_r} = \frac{dV_{y_r}}{dt} = - a \quad (\text{EC. 4.13})$$

Si se integra la ecuación 4.13, se puede obtener la velocidad vertical del punto "r", respecto al bastidor del automóvil, es decir:

$$\int_{V_{y0}}^{V_{yr}} dV_{yr} = -a \int_{t=0}^t dt$$

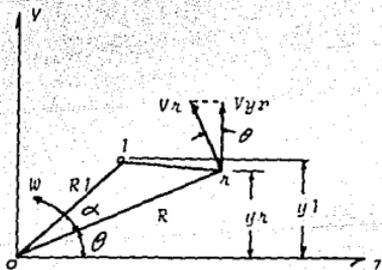
Resolviendo la integral se tiene:

$$V_{yr} = V_{y0} - a t$$

En el instante en que choca la rueda con el obstáculo -- ($t = 0$), V_{yr} tiene el mismo valor que $V_{y'r}$, cuyo valor está dado por la ecuación 4.12, por lo que:

$$V_{yr} = m V_{x'} - a t \quad (\text{EC. 4.14})$$

Tomando en cuenta el desplazamiento angular de la horquilla, se pueden deducir otras relaciones importantes:



$$w = \frac{V_r}{R}$$

Pero:

$$V_r = \frac{V_{yr}}{\cos \theta}$$

por lo que:

$$w = \frac{V_{yr}}{R \cos \theta}$$

Sustituyendo la ecuación 4.14 en la ecuación anterior se tiene:

$$w = \frac{m V_{x'} - a t}{R \cos \theta} = \frac{dw}{dt} \quad (\text{EC. 4.15})$$

derivando esta ecuación respecto al tiempo, se obtiene la aceleración angular de la horquilla:

$$\frac{dw}{dt} = \frac{(R \cos \theta)(-a) - (m V_{x'} - a t)(-R \operatorname{sen} \theta \frac{d\theta}{dt})}{R^2 \cos^2 \theta}$$

Tomando en cuenta que $d\theta/dt = \omega$, y haciendo las simplificaciones necesarias, la ecuación anterior queda como:

$$\frac{d\omega}{dt} = \omega^2 \operatorname{Tg} \theta - \frac{a}{R \cos \theta} \quad (\text{EC. 4.16})$$

Por otra parte, integrando la ecuación 4.15, se tiene:

$$R \int_0^\theta \cos \theta \, d\theta = \int_0^t (m V x' - a t) \, dt$$

Resolviendo la ecuación se tiene:

$$R \operatorname{sen} \theta = m V x' t - \frac{1}{2} a t^2$$

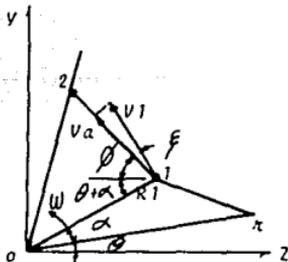
de donde:

$$\theta = \operatorname{sen}^{-1} \left[\frac{m V x' t}{R} - \frac{a t^2}{2 R} \right] \quad (\text{EC. 4.17})$$

De la figura anterior también se puede deducir que:

$$y_1 = R_1 \operatorname{sen}(\theta + \alpha) \quad (\text{EC. 4.18})$$

Por último, la velocidad de desplazamiento de las piezas del amortiguador "Va", se deduce con ayuda del siguiente diagrama:



$$V_a = V_1 \cos \varphi = \omega R_1 \cos \varphi$$

Pero:

$$\varphi = 90 - (\theta + \theta + \alpha)$$

Por lo que:

$$V_a = \omega R_1 \operatorname{sen}(\theta + \theta + \alpha)$$

$$(\text{EC. 4.19})$$

En resumen, la constante de los amortiguadores traseros está dada por:

$$C = \frac{1}{V_a} \left[\frac{R M(a + g) \cos \theta - 2 I_x(dw/dt)}{2 R l \sin(\theta + \theta + \alpha)} - K(L - R_3 + P) \right] \quad (\text{EC. 4.7})$$

Siendo:

$$\theta = \sin^{-1} \left[\frac{m V_x' t}{R} - \frac{a t^2}{2 R} \right] \quad (\text{EC. 4.17})$$

$$w = \frac{m V_x' - a t}{R \cos \theta} \quad (\text{EC. 4.15})$$

$$\frac{dw}{dt} = w^2 \operatorname{tg} \theta - \frac{a}{R \cos \theta} \quad (\text{EC. 4.16})$$

$$y_1 = R l \sin(\theta + \alpha) \quad (\text{EC. 4.18})$$

$$\phi = \operatorname{Tan}^{-1} \left[\frac{y_1 - H}{D - \sqrt{R l^2 - y_1^2}} \right] \quad (\text{EC. 4.4})$$

$$R_3 = \left[(D - \sqrt{R l^2 - y_1^2})^2 + (H - y_1)^2 \right]^{1/2} \quad (\text{EC. 4.3})$$

$$V_a = w R l \sin(\phi + \theta + \alpha) \quad (\text{EC. 4.19})$$

Nota: El valor de I_x puede obtenerse del Apéndice B.

A continuación se presenta un programa de computadora que contiene la información anterior. Este resulta de gran ayuda para conocer la constante de amortiguamiento deseada y así poder elegir un amortiguador comercial con características similares.

PROGRAMA 4.1.- Cálculo de la constante de amortiguamiento de la suspensión trasera.

```

10 PRINT "          CALCULO DE LA CONSTANTE DE AMORTIGUAMIENTO DE LA SUSPENSION."
20 PRINT "PROPORCIONA LOS SIGUIENTES DATOS"
30 INPUT "R (cm)=":R
40 INPUT "M (kg)=":M
50 INPUT "F1 (cm)=":F1
60 INPUT "F2 (cm)=":F2
70 INPUT "ANGULO ALFA (DEG)=":AF
80 ALFA=AF/57.3
90 INPUT "COORDENADA DEL FIVOTE D (cm)=":D1
100 E=D1/100
110 INPUT "COORDENADA DEL FIVOTE H (cm)=":H1
120 H=H1/100
130 INPUT "CARGA DEL AMORTIGUADOR (cm)=":CA1:CA=CA1/100
140 INPUT "LONGITUD LIBRE DEL AMORTIGUADOR L (cm)=":L1
150 L=L1/100
160 INPUT "MASA TOTAL DEL AUTOMOVIL (kg)=":M
170 INPUT "FRECUENCIA DE AMORTIGUACION (kg/s)=":MI
180 INPUT "DISTRIBUCION DE PESO DEL AUTOMOVIL (% EN LA PARTE TRASERA)=":PF1:PF=1-PF1
190 INPUT "MOMENTO DE INERCIA DEL AUTOMOVIL (kg/cm)=":I1
200 INPUT "FRECUENCIA DEL RESORTE F (cm/s)=":F1
210 F=1/100
220 INPUT "VELOCIDAD V (m/hr)=":VI
230 V=V/100
240 INPUT "ACELERACION PERMISIBLE (m/s)=":IS
250 INPUT "ALTURA DEL OBSTACULO (cm)=":DES1
260 DES=DES1/100
270 INPUT "PENDIENTE DEL OBSTACULO (DES)=":FE1:FE=TA1/FE1/57.3
280 FE=FE/100
290 CL1=
300 I=I1*F1*SIN(ALFA)+L*CA
310 F1=MI*(1+I*F1)
320 F1=MI*(1+I*F1)
330 F1=MI*(1+I*F1)
340 F1=MI*(1+I*F1)
350 F1=MI*(1+I*F1)
360 F1=MI*(1+I*F1)
370 F1=MI*(1+I*F1)
380 F1=MI*(1+I*F1)
390 F1=MI*(1+I*F1)
400 F1=MI*(1+I*F1)
410 F1=MI*(1+I*F1)
420 F1=MI*(1+I*F1)
430 F1=MI*(1+I*F1)
440 F1=MI*(1+I*F1)
450 F1=MI*(1+I*F1)
460 F1=MI*(1+I*F1)
470 F1=MI*(1+I*F1)
480 F1=MI*(1+I*F1)
490 F1=MI*(1+I*F1)
500 F1=MI*(1+I*F1)
510 F1=MI*(1+I*F1)
520 F1=MI*(1+I*F1)
530 F1=MI*(1+I*F1)
540 F1=MI*(1+I*F1)
550 F1=MI*(1+I*F1)
560 F1=MI*(1+I*F1)
570 F1=MI*(1+I*F1)
580 F1=MI*(1+I*F1)
590 F1=MI*(1+I*F1)
600 F1=MI*(1+I*F1)
610 F1=MI*(1+I*F1)
620 F1=MI*(1+I*F1)
630 F1=MI*(1+I*F1)
640 F1=MI*(1+I*F1)
650 F1=MI*(1+I*F1)
660 F1=MI*(1+I*F1)
670 F1=MI*(1+I*F1)
680 F1=MI*(1+I*F1)
690 F1=MI*(1+I*F1)
700 F1=MI*(1+I*F1)
710 F1=MI*(1+I*F1)
720 F1=MI*(1+I*F1)
730 F1=MI*(1+I*F1)
740 F1=MI*(1+I*F1)
750 F1=MI*(1+I*F1)
760 F1=MI*(1+I*F1)
770 F1=MI*(1+I*F1)
780 F1=MI*(1+I*F1)
790 F1=MI*(1+I*F1)
800 F1=MI*(1+I*F1)
810 F1=MI*(1+I*F1)
820 F1=MI*(1+I*F1)
830 F1=MI*(1+I*F1)
840 F1=MI*(1+I*F1)
850 F1=MI*(1+I*F1)
860 F1=MI*(1+I*F1)
870 F1=MI*(1+I*F1)
880 F1=MI*(1+I*F1)
890 F1=MI*(1+I*F1)
900 F1=MI*(1+I*F1)
910 F1=MI*(1+I*F1)
920 F1=MI*(1+I*F1)
930 F1=MI*(1+I*F1)
940 F1=MI*(1+I*F1)
950 F1=MI*(1+I*F1)
960 F1=MI*(1+I*F1)
970 F1=MI*(1+I*F1)
980 F1=MI*(1+I*F1)
990 F1=MI*(1+I*F1)

```



```

QUIERES VARIAR OTRO DATO (S/N)?
PRECARGA(P) VELOCIDAD(V) OBSTACULO(O) PENDIENTE(M)
VELOCIDAD(V) (km/hr) = 80
¿LSUI? OTRO DATO? (S/N)N

1) P = 975E-02b Nw/m F = 0 cm V = 80 km/hr A = 5 m.s2 OBS = 15 cm m = 20
2) PAPA I = 1.5 LA CONSTANTE PMS C = 14.2167e 107.8 m
3) PAPA I = 1.00000E-00 LA CONSTANTE PMS C = 10.0000e 107.8 m
4) PAPA I = 1.1154E-00 LA CONSTANTE PMS C = 10.0000e 107.8 m

C promedio = 10.0581

QUIERES VARIAR OTRO DATO (S/N)?
PRECARGA(P) VELOCIDAD(V) OBSTACULO(O) PENDIENTE(M)
VELOCIDAD(V) (km/hr) = 80
¿LSUI? OTRO DATO? (S/N)N

1) P = 975E-02b Nw/m F = 0 cm V = 80 km/hr A = 5 m.s2 OBS = 15 cm m = 20
2) PAPA I = 1.5 LA CONSTANTE PMS C = 14.2167e 107.8 m
3) PAPA I = 1.00000E-00 LA CONSTANTE PMS C = 10.0000e 107.8 m
4) PAPA I = 1.1154E-00 LA CONSTANTE PMS C = 10.0000e 107.8 m

```

La información que contiene el Programa puede servir para elegir la constante de amortiguamiento y para observar la forma en que cada variable afecta el comportamiento de la suspensión. Enfocándose a esto último, se puede notar que el aumento en la precarga del resorte "P" acarrea la disminución de su constante que a su vez permite una mejor absorción de los impactos, debido a que a desplazamientos iguales de la suspensión, un resorte menos rígido genera una fuerza menor, mejorándose así la suavidad de marcha. En cuanto al valor de la constante de amortiguamiento, se nota que la precarga no tiene una gran influencia sobre ella.

Por otro lado, al incrementar el valor de la aceleración permisible "a", que es la máxima aceleración que puede percibir el pasajero durante el intervalo en que el automóvil supera el obstáculo, se nota que también se incrementa el valor de la constante de amortiguamiento. Por tal motivo, el valor de la aceleración permisible se elige de acuerdo a la tabla 1.3, la cual evalúa la suavidad de marcha en función a las aceleraciones verticales máximas y al número de golpes por kilómetro de recorrido.

Del mismo programa de computadora, se observa que el incremento en la velocidad de traslación del automóvil acarrea una disminución en la constante de amortiguamiento, debido al aumento de la velocidad de desplazamiento de las partes del

amortiguador. Esto quiere decir que una vez fijadas las características de amortiguamiento en un automóvil, la sensación de aceleración crece a medida que aumenta la velocidad de traslación y, en consecuencia, la suavidad de marcha disminuye. Por ello, la velocidad que se toma para elegir el valor de la constante de amortiguamiento es cercana al promedio del rango de velocidad del automóvil rural.

Por último, la pendiente del obstáculo también afecta negativamente a la suavidad de marcha debido a que, al igual que la velocidad, el incremento de la inclinación del obstáculo aumenta la rapidez con que el impacto se transmite al vehículo.

Fijando los valores de las variables anteriores en el programa de computadora, se puede ver que el valor de la constante de amortiguamiento obtenida por este medio varía desde un valor máximo para $t=0$ hasta un valor mínimo. Esto se explica por el hecho de que en realidad es imposible que el automóvil se acelere hacia arriba a un ritmo constante al superar el obstáculo. En el programa sucede que en el instante $t=0$, en que se presenta el choque del neumático con el obstáculo, la fuerza del resorte no contribuye a la aceleración del automóvil; por ello, en ese instante la constante es máxima. Posteriormente, la velocidad de desplazamiento de las partes del amortiguador disminuye paulatinamente a la vez que la fuerza del resorte es cada vez mayor. Esto hace que después de un tiempo, la aceleración permisible se genere a causa de la fuerza del resorte únicamente y, por lo tanto, la constante del amortiguador sea nula.

Como es lógico, en la realidad esto no sucede así. La variable que permanece sin cambiar es la constante del amortiguador, mientras que la aceleración que percibe el pasajero aumenta progresivamente. Esto hace pensar que si se elige la constante de amortiguamiento máxima que proporciona el programa, seguramente la aceleración permisible será superada por la aceleración que percibe el pasajero y, por otro lado, si elegimos el valor mínimo, seguramente la extinción de oscilaciones del automóvil no será eficaz.

Con base en estos razonamientos, se incluye en el programa de computadora el valor promedio de la constante de amortiguamiento, ya que una suspensión que tenga tales características genera una aceleración cuyo valor oscila cerca de la aceleración permisible al superar un obstáculo bajo condiciones prefijadas.

Las especificaciones finales de la suspensión trasera del automóvil rural se muestran en la siguiente tabla:

TABLA 4.1 Especificaciones de la suspensión trasera del automóvil rural.

T I P O	CONSTANTE DEL RESORTE Nw/m	PRECARGA cm	CONSTANTE DEL AMORTIGUADOR Kg f s/m
Brazos Transversales	14 698	3	14.2

4.2 SUSPENSION DELANTERA.

Al igual que la suspensión trasera, la delantera sirve para amortiguar los diversos choques y vibraciones que surgen durante la marcha. En consecuencia, los tipos de mecanismos de suspensión delanteros y traseros son básicamente los mismos y su diseño se apoya en principios similares.

Para el automóvil rural, la suspensión delantera carga únicamente el 40% del total de las masas amortiguadas, por lo que los esfuerzos dinámicos a los que está sujeta son, lógicamente, menores a los que se presentan en la suspensión trasera.

Por otro lado, el camber de las ruedas delanteras no está restringido por el movimiento de ninguna flecha y por lo tanto, su variación puede elegirse de tal manera que la inclinación del bastidor del automóvil durante la marcha curvilínea no disminuya

el área de contacto entre el neumático y el suelo, ya que esto afecta negativamente la adherencia del vehículo.

El diseño de la suspensión delantera debe incluir los ángulos de instalación del mango de las ruedas (descritos en el tema 2.4), ya que, gracias a ellos, se pueden obtener en el vehículo excelentes características de dirigibilidad.

Por otro lado, para la suspensión delantera también es válida la condición de que cuando el automóvil soporta la carga promedio, su carrera esté disminuida en un tercio, por los mismos motivos que en la suspensión trasera.

Por último, debido a que las ruedas delanteras giran libremente, es recomendable alinearlas bajo una convergencia de $1/16 - 1/8$ pul., para que las fuerzas de resistencia a la rodadura y las fuerzas de frenado las regresen a su paralelismo -- ideal.

En la elección de una suspensión intervienen múltiples factores tales como la finalidad del vehículo, posibilidades de instalación, etc. Por ello, a continuación se estudian las características de los tipos más comunes de suspensión delantera.

4.2.1 TRAPECIO ARTICULADO.

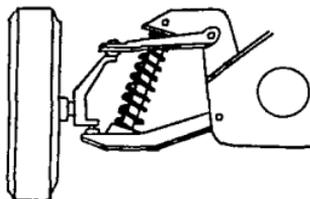
Un mecanismo muy corriente de suspensión delantera independiente es el trapecio articulado, en el que dos brazos triangulares se articulan por su base a la carrocería y por su vértice al mango que soporta a las ruedas (fig. 4.10). Además de mantener las ruedas en posición y de transmitir las cargas al resorte y al amortiguador, los brazos también deben resistir las fuerzas originadas durante la aceleración, el frenado y las curvas. Como las dos primeras son paralelas al eje longitudinal del coche, se hace necesaria una pieza triangular -- en forma de horquilla.

La disposición de todo el conjunto condiciona el compor-

tamiento de las ruedas cuando el automóvil pasa por las irregularidades del camino. A su vez, este comportamiento afecta a la dirección, a la estabilidad y al desgaste de los neumáticos.

Si los brazos superior e inferior son paralelos y de igual longitud, las ruedas no se inclinarán al subir y bajar por los baches. Sin embargo, el ancho de vía sí se modifica, ocasionando efectos negativos en la duración de los neumáticos, además de que en las curvas las ruedas se inclinan hacia afuera como lo hace el bastidor, disminuyéndose la adherencia. Para evitar estos efectos, las horquillas generalmente no son paralelas y la superior es más corta que la inferior.

FIGURA 4.10 Esquema del trapecio articulado



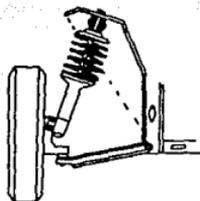
4.2.2 SUSPENSION McPHERSON

En lugar del doble brazo oscilante, algunos mecanismos de suspensión constan de un brazo único y de un soporte telescópico donde se alojan el resorte y el amortiguador. Esta disposición se llama sistema McPherson (Fig. 4.11).

El mango forma parte de la mitad inferior del soporte telescópico. Este soporte gira al accionar la dirección y se une a la carrocería por medio de un elemento elástico. Por abajo -- una rótula lo une al brazo inferior. Este sistema resulta mecánicamente sencillo y funcional; sin embargo, el soporte telescópico necesario para el automóvil rural no es comercial, por lo -

cual se dificultaría la fabricación de la suspensión delantera.

FIGURA 4.11 Suspensión tipo McPherson



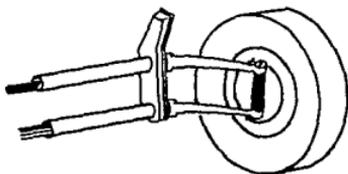
4.2.3 BRAZOS LONGITUDINALES

En algunas suspensiones se acopla el mango de la rueda a dos brazos longitudinales conectados a una barra de torsión o bien, a un resorte helicoidal. Tal disposición absorbe con más suavidad las irregularidades del camino debido a que, a diferencia de las otras suspensiones, ésta puede absorber la componente longitudinal de las reacciones que actúan sobre el neumático.

No obstante, los brazos longitudinales deben ser muy robustos (generalmente se fabrican con materiales forjados), para soportar los impactos y fuerzas laterales tales como las que aparecen durante los virajes.

En el siguiente esquema se muestra la geometría típica de este sistema:

FIGURA 4.12 Suspensión delantera por medio de brazos longitudinales.



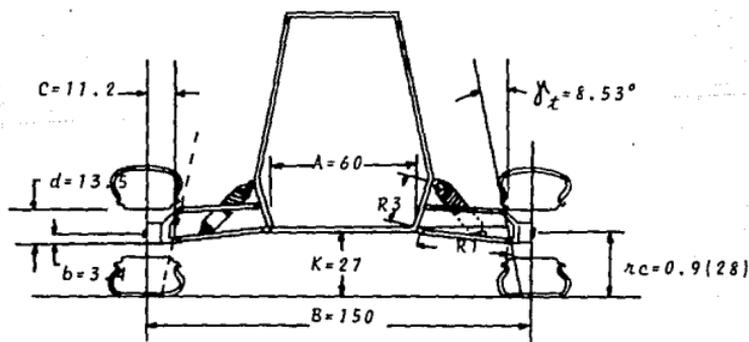
En la actualidad, existen otros tipos de suspensiones de lanteras, pero que por su complejidad salen de los objetivos de esta tesis.

Como resultado de la comparación de los sistemas descritos arriba, se escoge el trapecio articulado para suspender la parte delantera del automóvil rural en virtud de su alta resistencia, funcionalidad y facilidad de fabricación.

4.2.4 GEOMETRIA DE LA SUSPENSION DELANTERA.

A lo largo de esta tesis se han definido diferentes parámetros que limitan la geometría de los mecanismos estudiados. - En el diseño de la suspensión delantera pasa lo mismo, por lo que a continuación se presenta un esquema del trapecio articulado con todos los parámetros que intervienen en su diseño y que ya han sido discutidos. Tales parámetros se hallan evaluados para la condición en la que el automóvil transporta la carga -- promedio; que en este caso es el peso del piloto.

FIGURA 4.13 Esquema del montaje del trapecio articulado en el automóvil rural. (cotas:cm)



Tomando la suspensión del lado derecho del diagrama y se parando el triángulo formado por la horquilla inferior, la horizontal y parte del mango, se encuentra por trigonometría que:

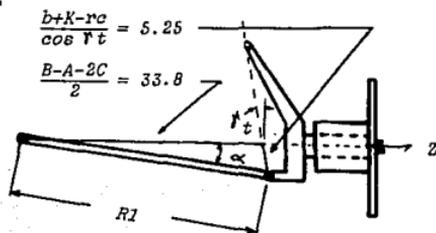
Utilizando la ley de cosenos;

$$R1^2 = (33.8)^2 + (5.25)^2 - \dots \\ - 2(33.8)(5.25)\cos(98.3^\circ)$$

$$R1 = \sqrt{1222.8} = 35 \text{ cm.}$$

$$\alpha = \text{sen}^{-1} \left[\frac{b + K - rc}{R1} \right]$$

$$\alpha = \text{sen}^{-1} \left(\frac{5.22}{35} \right) = 8.54^\circ$$



La posición y la dimensión de la horquilla superior dependen de la variación deseada en el camber de las ruedas al subir y bajar la suspensión. Tal variación deberá compensar la desviación de las ruedas de la vertical a causa de la inclinación del bastidor durante la marcha curvilínea. Haciendo caso a lo anterior, es conveniente que las ruedas tengan un camber negativo del orden de 2 a 4° cuando la suspensión está totalmente comprimida, y del orden de 1 a 2° positivos cuando la suspensión baja completamente.

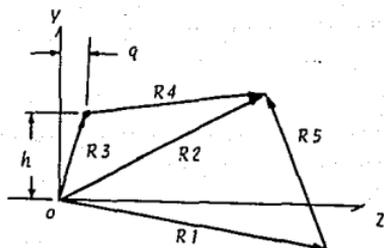
Por otro lado, cuando el automóvil transporta la carga promedio, la carrera de la suspensión deberá estar comprimida 1/3 de su valor total y las ruedas no deberán tener camber. Aunado a esto, es importante saber que en casi todos los tipos de suspensiones los amortiguadores tienen una doble función: extinguir las oscilaciones del automóvil y limitar la carrera de la suspensión. Por ello, para encontrar los límites superior e inferior de la suspensión, es necesario conocer las características geométricas del amortiguador.

De acuerdo con las cargas que soporta la suspensión en la parte delantera del automóvil. (Tabla 3.1), es suficiente utilizar amortiguadores telescópicos de motocicleta cuya longitud máxima -

entre pivotes es de 13 pul. (33 cm.), poseen una carrera de 3.5 pul. (9 cm.) y ocupan un espacio circular de 3 pul. (7 cm.) de diámetro.

En la figura 4.14 se muestra un diagrama simplificado de la suspensión delantera, donde los eslabones del mecanismo se han cambiado por vectores para facilitar su estudio.

FIGURA 4.14 Diagrama simplificado de la suspensión delantera del automóvil rural.



El vector "R3" indica la posición del eje de la horquilla superior y su magnitud es constante debido a que tal eje está fijo sobre el bastidor del automóvil. El vector "R2" indica la posición de la articulación que une la horquilla superior con el mango. Dicha articulación se mueve por una circunferencia con centro fuera del origen y cuya ecuación está dada por:

$$(R2x - q)^2 + (R2y - h)^2 = R4^2 \quad (\text{EC. 4.20})$$

En tal ecuación intervienen tres incógnitas que son las coordenadas del eje de la horquilla superior (q, h) y su longitud $R4$. Por lo tanto, para encontrarlas, se debe evaluar la ecuación anterior en tres condiciones diferentes, obteniéndose así el siguiente sistema de ecuaciones:

...

$$(A - q)^2 + (B - h)^2 = R4^2 \quad 1)$$

$$(C - q)^2 + (E - h)^2 = R4^2 \quad 2)$$

$$(F - q)^2 + (G - h)^2 = R4^2 \quad 3)$$

Resolviendo el sistema de ecuaciones se obtiene que:

$$h = \frac{NI - MJ}{2(PJ - NL)} \quad (\text{EC. 4.21})$$

$$q = -\frac{M + 2Ph}{2N} \quad (\text{EC. 4.22})$$

siendo:

$$I = A^2 + B^2 - F^2 - G^2$$

$$J = F - A$$

$$L = G - B$$

$$M = C^2 + E^2 - F^2 - G^2$$

$$N = F - C$$

$$P = G - E$$

Sustituyendo los valores de h y q en la ecuación 1) se encuentra el valor de $R4$.

$$R4 = \sqrt{(A - q)^2 + (B - h)^2} \quad (\text{EC. 4.23})$$

Por último, sólo resta evaluar las ecuaciones anteriores para las condiciones arriba descritas:

CONDICION 1:

El automóvil transporta la carga promedio; esto implica que:

- El amortiguador está comprimido 1/3 de su carrera
- El camber de la rueda es nulo

$$\overline{R2} = \overline{R1} + \overline{R5}$$

$$\overline{R1} = 35 \cos(8.5^\circ) \hat{k} - 35 \sin(8.5^\circ) \hat{j}$$

$$\overline{R5} = -13.6 \sin(8.5^\circ) \hat{k} + 13.6 \cos(8.5^\circ) \hat{j}$$

$$\overline{R1} = 34.6 \hat{k} - 5.2 \hat{j}$$

$$\overline{R5} = -2.02 \hat{k} + 13.5 \hat{j}$$

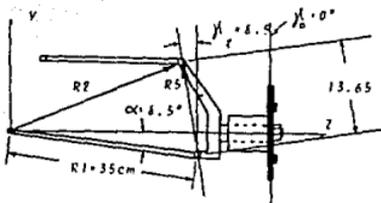
$$\overline{R2} = 32.58 \hat{k} + 8.3 \hat{j}$$

Por lo tanto:

$$R2x = 32.58 ; R2y = 8.3$$

Sustituyendo estos valores en la ecuación 4.20 se tiene que:

$$A = 32.6 ; B = 8.3$$



La posición del amortiguador puede elegirse arbitrariamente; sin embargo, su inclinación respecto a la horizontal no deberá ser menor a 45° .

Con objeto de que el amortiguador no choque con el mango, se coloca su pivote inferior sobre la horquilla "R1" a 25 cm. -- del eje de giro. La longitud del amortiguador para esta condición es de 30 cm. y su inclinación con respecto a la horizontal se elige igual a 50° .

$$H = 30 \sin(50^\circ) - 25 \sin(8.54^\circ)$$

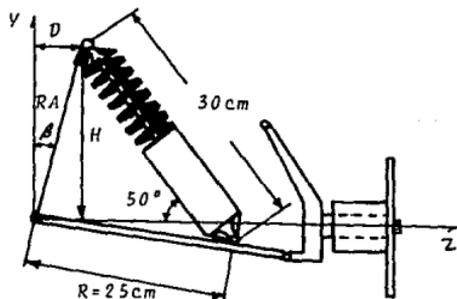
$$H = 19.27$$

$$D = 25 \cos(8.54^\circ) - 30 \cos(50^\circ)$$

$$D = 5.44 \text{ cm}$$

$$RA = \sqrt{(19.27)^2 + (5.44)^2} = 20 \text{ cm}$$

$$\theta = \text{Tg}^{-1} \left[\frac{5.44}{19.27} \right] = 15.7^\circ$$



CONDICION 2:

La suspensión no soporta carga alguna. Implica que:

- El amortiguador está completamente expandido.
- Camber + 2°.

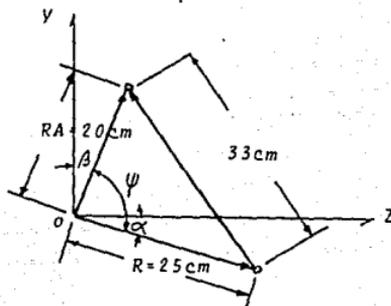
Haciendo el diagrama del amortiguador se tiene que:

$$\psi = \cos^{-1} \left[\frac{20^2 + 25^2 - 33^2}{(2)(20)(25)} \right]$$

$$\psi = 93.67^\circ$$

$$\alpha = \psi + \beta - 90^\circ$$

$$\alpha = 93.6^\circ + 15.7^\circ - 90^\circ = 19.37^\circ$$



Ahora bien, del diagrama del trapecio articulado se encuentra que:

$$\vec{R2} = \vec{R1} + \vec{R5}$$

$$\vec{R1} = 35 \cos(19.37^\circ) \hat{k} - 35 \sin(19.37^\circ) \hat{j}$$

$$\vec{R5} = 13.65 \sin(6.53^\circ) \hat{k} + 13.65 \cos(6.53^\circ) \hat{j}$$

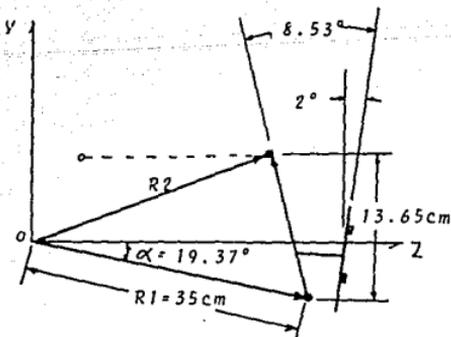
$$\vec{R1} = 33 \hat{k} - 11.6 \hat{j}$$

$$\vec{R5} = -1.55 \hat{k} + 13.56 \hat{j}$$

$$\vec{R2} = 31.45 \hat{k} + 1.96 \hat{j}$$

Por lo tanto:

$$C = 31.45 ; E = 1.96$$



CONDICION 3:

Suspensión bloqueada. Implica que:

- El amortiguador está totalmente comprimido.
- Camber -4° .

Del diagrama del amortiguador se deduce que:

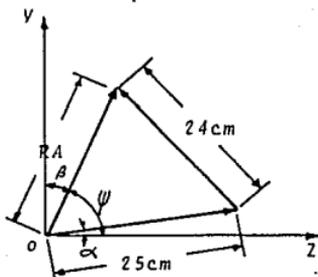
$$\psi = \cos^{-1} \left[\frac{20^2 + 25^2 - 24^2}{2(20)(25)} \right]$$

$$\psi = 63.25^\circ$$

$$\alpha = 90^\circ - (\beta + \psi)$$

$$\alpha = 90^\circ - 63.25^\circ - 15.70^\circ$$

$$\alpha = 11^\circ$$



Del diagrama del trapecio articulado se obtiene que:

$$\overline{R2} = \overline{R1} + \overline{R5}$$

$$\overline{R1} = 35 \cos(11^\circ) \hat{k} + 35 \sin(11^\circ) \hat{j}$$

$$\overline{R5} = 13.65 \sin(12.53^\circ) \hat{k} + 13.65 \cos(12.53^\circ) \hat{j}$$

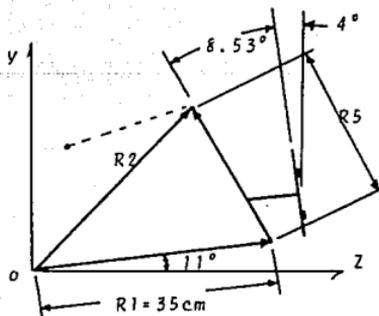
$$\overline{R1} = 34.35 \hat{k} + 6.67 \hat{j}$$

$$\overline{R5} = -2.95 \hat{k} + 13.32 \hat{j}$$

$$\overline{R2} = 31.39 \hat{k} + 20 \hat{j}$$

Por lo tanto:

$$F = 31.39 ; G = 20$$



Si se sustituyen los valores antes encontrados en las ecuaciones 4.21, 4.22 y 4.23, se tiene que:

$$\begin{aligned} I &= -253.68 & M &= -392.39 \\ J &= 1.21 & N &= -0.06 \\ L &= 11.7 & P &= 18.04 \end{aligned}$$

Por lo que las coordenadas del eje de la horquilla superior son:

$$\begin{aligned} h &= 10.87 \text{ cm} \\ q &= 1.67 \text{ cm} \end{aligned}$$

y su longitud es:

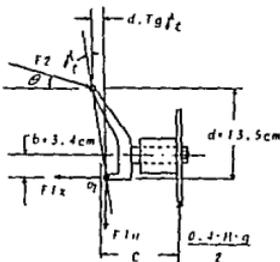
$$R4 = 31.00 \text{ cm}$$

4.2.5 CONSTANTE DEL RESORTE

Para evaluar la constante del resorte, considérese que la suspensión delantera soporta la parte de las masas amortiguadas que le corresponde en forma estática. Bajo esta condición, el resorte debe estar comprimido $1/3$ de la carrera del amortiguador. Por otro lado, se recomienda usar una precarga de 3 cm. en el resorte.

Haciendo el diagrama del cuerpo libre del mango, se pueden encontrar las fuerzas que actúan en las horquillas:

La fuerza $F2$ tiene la misma dirección -- que el vector $R4$ que simula el movimiento de la horquilla superior. Por lo tanto, su valor se obtiene de la diferencia de los vectores $R2$ y $R3$, cuyos valores -- ya han sido calculados anteriormente.



Lo anterior se expresa como:

$$\vec{R4} = \vec{R2} - \vec{R3}$$

$$\vec{R2} = 32.58 \hat{k} + 8.3 \hat{j}$$

$$\vec{R3} = 1.67 \hat{k} + 10.87 \hat{j}$$

$$\vec{R4} = 30.91 \hat{k} - 2.57 \hat{j}$$

El ángulo θ representa la inclinación de la horquilla superior respecto a la horizontal y su valor está dado por:

$$\theta = \text{Tg}^{-1} \left[\frac{2.57}{30.9} \right] = 4.75^\circ$$

Por otra parte, haciendo la suma de momentos de todas las fuerzas respecto a la rótula inferior O1, se tiene que:

$$\sum M_o = 0$$

$$F2 d \cos \theta - F2 d \sin \theta \text{Tg} \theta = \frac{(0.4) M g}{2} (c - b \text{Tg} \theta)$$

$$F2 = \frac{(0.4)(M g)(c - b \text{Tg} \theta)}{2 d (\cos \theta - \sin \theta \text{Tg} \theta)}$$

$$F2 = \frac{0.4(190 \text{ Kg})(9.81 \text{ m/s}^2)[11.2 \text{ cm} - (3.4 \text{ cm})(\text{Tg} 8.53^\circ)]}{2(13.5 \text{ cm})[\cos 4.75^\circ - (\sin 4.75^\circ)(\text{Tg} 8.53^\circ)]} = 300 \text{ Nw}$$

Haciendo la sumatoria de las fuerzas horizontales y verticales, se encuentran las componentes de la reacción que actúa sobre la horquilla inferior:

$$\sum F_y = 0$$

$$F1_y = \frac{0.4(N g)}{2} - F2 \sin \theta = \frac{(0.4)(190)(9.81)}{2} - 300 \sin(4.75^\circ) = 347.9 \text{ Nw}$$

Luego:

$$F1_x = F2 \cos \theta = 300 \cos(4.7^\circ) = 299.2 \text{ Nw}$$

Por lo tanto, el valor de la fuerza F1 que actúa sobre la horquilla inferior es:

$$F1 = \sqrt{(299.2)^2 + (347.9)^2} = 458.8 \text{ Nw}$$

Tal fuerza actúa bajo un ángulo respecto a la horizontal, cuyo valor se expresa por:

$$\theta_1 = \text{Tg}^{-1} \left[\frac{347.9}{299.2} \right] = 49.3^\circ$$

Del diagrama de cuerpo libre de la horquilla inferior se tiene:

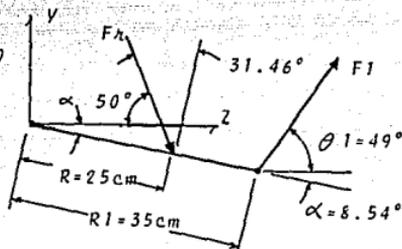
$$\sum M_o = 0$$

$$Rl F_1 \sin(\theta_1 + \alpha) - R Fr \cos(31.46^\circ) = 0$$

$$Fr = \frac{Rl F_1 \sin(\theta_1 + \alpha)}{R \cos(31.46^\circ)}$$

$$Fr = \frac{(35)(458.8) \sin(49.3^\circ + 8.54^\circ)}{25 \cos(31.46^\circ)}$$

$$Fr = 637.5 \text{ Nw}$$



Por último, la constante del resorte se deduce de la ecuación 4.1:

$$K = \frac{Fr}{x + P} = \frac{637.5 \text{ Nw}}{\left(\frac{3}{3} + \frac{3}{3}\right) \text{ cm}} = 106.25 \text{ Nw/cm} = 10625 \text{ Nw/m}$$

4.2.6 CONSTANTE DEL AMORTIGUADOR.

El comportamiento del amortiguador delantero es muy semejante al comportamiento del amortiguador trasero, por lo que, para determinar su constante, se puede hacer un modelo simplificado de la suspensión delantera, de tal forma que se pueda utilizar el mismo programa de computadora que se utilizó para el cálculo de la constante del amortiguador trasero a excepción de algunas variantes, como la distribución de peso delantero y el cálculo de la constante de resorte.

De acuerdo con lo anterior, el modelo de la horquilla delantera deberá tener los mismos efectos que la horquilla real, es decir:

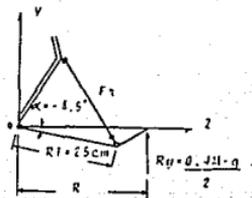
$$z_{No} = 0$$

$$R_y R = F_r R_1 \text{ sen}(50^\circ + \alpha)$$

$$R = \frac{2 F_r R_1 \text{ sen}(50^\circ + \alpha)}{0.4(M g)}$$

$$R = \frac{2(637.5 \text{ NW})(25 \text{ cm}) \text{ sen}(50^\circ - 8.5^\circ)}{0.4(180 \text{ kg})(9.81 \text{ m/s}^2)}$$

$$R = 36.46 \text{ cm}$$



A continuación se presenta el programa de computadora para evaluar la constante de la suspensión delantera:

PROGRAMA 4.2.- Cálculo de la constante de amortiguamiento de la suspensión delantera

```

10 PRINT "          CALCULO DE LA CONSTANTE DE AMORTIGUAMIENTO DE LA SUSPENSIÓN DELANTERA."
20 PRINT "          CALCULO DE LA CONSTANTE DE AMORTIGUAMIENTO DE LA SUSPENSIÓN DELANTERA."
30 PRINT
40 PRINT "PROPORCIONA LOS SIGUIENTES DATOS"
50 PRINT "PROPORCIONA LOS SIGUIENTES DATOS":LPRINT
60 INPUT "R (cm)":"R"
70 LPRINT "R (cm)":"R"
80 PRINT
90 INPUT "R1 (cm)":"R1"
100 LPRINT "R1 (cm)":"R1"
110 PRINT
120 INPUT "ALF (DEG)":"ALF"
130 LPRINT "ALF (DEG)":"ALF"
140 PRINT
150 INPUT "COORDENADA DEL PIVOTE D (cm)":"D1"
160 LPRINT "COORDENADA DEL PIVOTE D (cm)":"D1"
170 PRINT
180 INPUT "COORDENADA DEL PIVOTE H (cm)":"H1"
190 LPRINT "COORDENADA DEL PIVOTE H (cm)":"H1"
200 PRINT
210 INPUT "CARRERA DEL AMORTIGUADOR (cm)":"CA1"
220 LPRINT "CARRERA DEL AMORTIGUADOR (cm)":"CA1"
230 PRINT
240 INPUT "LONGITUD LIBRE DEL AMORTIGUADOR L (cm)":"L1"
250 LPRINT "LONGITUD LIBRE DEL AMORTIGUADOR L (cm)":"L1"
260 PRINT
270 INPUT "MASA TOTAL DEL AUTOMOVIL (kg)":"M"
280 LPRINT "MASA TOTAL DEL AUTOMOVIL (kg)":"M"
290 INPUT "MASA TOTAL AMORTIGUADA (kg)":"M1"
300 LPRINT "MASA TOTAL AMORTIGUADA (kg)":"M1"
310 INPUT "DISTRIBUCION DE PESO DEL AUTOMOVIL(%) EN LA PARTE DELANTERA":"P1"
320 LPRINT "DISTRIBUCION DE PESO DEL AUTOMOVIL(%) EN LA PARTE DELANTERA":"P1"
330 PRINT
340 INPUT "MOMENTO DE INERCIA DE LA RUEDA I (kg m^2)":"I1"
350 LPRINT "MOMENTO DE INERCIA DE LA RUEDA I (kg m^2)":"I1"
360 INPUT "FRECUENCIA DEL RESORTE (cm)":"F1"
370 LPRINT "FRECUENCIA DEL RESORTE F (cm)":"F1"
380 PRINT
390 INPUT "VELOCIDAD V1 (m/hr)":"V1"
400 LPRINT "VELOCIDAD V1 (m/hr)":"V1"
410 PRINT
420 INPUT "ACELERACION PERMISIBLE (m/s^2)":"A1"
430 LPRINT "ACELERACION PERMISIBLE (m/s^2)":"A1"
440 INPUT "ALTURA DEL OBSTACULO (cm)":"OBS1"
450 LPRINT "ALTURA DEL OBSTACULO (cm)":"OBS1"
460 PRINT
470 INPUT "PENDIENTE DEL OBSTACULO m (DEG)":"FE1"
480 LPRINT "PENDIENTE DEL OBSTACULO m (DEG)":"FE1"
490 PRINT
500 CLS
510 PRINT

```


CORRIDA DEL PROGRAMA

CALCULO DE LA CONSTANTE DE AMORTIGUAMIENTO DE LA SUSPENSION
PROPORCIONA LOS SIGUIENTES DATOS

```

F (cm) = 2.40
L (cm) = 2.40
LONGITUD AL EJE (DES) = 2.53
COORDENADA DEL PIVOTE D (cm) = 5.44
COORDENADA DEL PIVOTE H (cm) = 15.27
CONSTANTE DEL AMORTIGUADOR (cm/s) = 0
CONSTANTE DEL RESORTE (cm/s) = 0
ACELERACION PERMISIBLE (m/s^2) = 5
VELOCIDAD DE RESORTE DEL AUTOMOVIL (m/s) = 0
VELOCIDAD DE RESORTE DEL AUTOMOVIL EN LA PARTE DELANTEFA (m/s) = 40
ACELERACION DEL RESORTE (m/s^2) = 0.05
ACELERACION DEL AUTOMOVIL (m/s^2) = 0
FENDIENTE DEL OBSTACULO (DES) = 20
  
```

1 = 1000 N/m P = 3 cm Vx = 50 km/hr A = 3 m/s^2 OBS = 15 cm m = 20

```

1 FREQ = 0 LA CONSTANTE ES C = 42.77103 kgf.s/m
2 FREQ = 0.297237E-03 LA CONSTANTE ES C = 31.02202 kgf.s/m
3 FREQ = 0.394474E-03 LA CONSTANTE ES C = 17.72526 kgf.s/m
4 FREQ = 0.89171E-03 LA CONSTANTE ES C = 8.770101 kgf.s/m
  
```

C promedio = 25.57237

QUIERES VARIAR OTRO DATO (S/N) ? 5
FREC. DEL RESORTE (Hz) dV/dt(A) OBSTACULO (O) FENDIENTE (M) F
ALGUN OTRO DATO? (S/N) N

1 = 7000.000 N/m P = 6 cm Vx = 50 km/hr A = 3 m/s^2 OBS = 15 cm m = 20

```

1 FREQ = 0 LA CONSTANTE ES C = 47.89309 kgf.s/m
2 FREQ = 0.297237E-03 LA CONSTANTE ES C = 31.98111 kgf.s/m
3 FREQ = 0.394474E-03 LA CONSTANTE ES C = 18.65232 kgf.s/m
4 FREQ = 0.89171E-03 LA CONSTANTE ES C = 1.982401 kgf.s/m
  
```

C promedio = 24.60237

QUIERES VARIAR OTRO DATO (S/N) ? 5
FREC. DEL RESORTE (Hz) VELOCIDAD (V) dV/dt(A) OBSTACULO (O) FENDIENTE (M) F
ACELERACION PERMISIBLE (m/s^2) = 5
ALGUN OTRO DATO? (S/N) N

1 = 7000.000 N/m P = 6 cm Vx = 50 km/hr A = 3 m/s^2 OBS = 15 cm m = 20

```

1 FREQ = 0 LA CONSTANTE ES C = 65.4270 kgf.s/m
2 FREQ = 0.297237E-03 LA CONSTANTE ES C = 45.8813 kgf.s/m
3 FREQ = 0.394474E-03 LA CONSTANTE ES C = 33.1878 kgf.s/m
4 FREQ = 0.89171E-03 LA CONSTANTE ES C = 18.5589 kgf.s/m
5 FREQ = 1.718695E-03 LA CONSTANTE ES C = 3.24474 kgf.s/m
  
```

C promedio = 33.777

QUIERES VARIAR OTRO DATO (S/N) ? 5
FREC. DEL RESORTE (Hz) VELOCIDAD (V) dV/dt(A) OBSTACULO (O) FENDIENTE (M) F
VELOCIDAD DE RESORTE (m/s) = 80
ALGUN OTRO DATO? (S/N) N

1 = 7000.000 N/m P = 6 cm Vx = 80 km/hr A = 3 m/s^2 OBS = 15 cm m = 20

```

1 FREQ = 0 LA CONSTANTE ES C = 43.16215 kgf.s/m
2 FREQ = 1.06077E-03 LA CONSTANTE ES C = 17.9055 kgf.s/m
  
```

C promedio = 30.58001

QUIERES VARIAR OTRO DATO (S/N) ? 5
FREC. DEL RESORTE (Hz) VELOCIDAD (V) dV/dt(A) OBSTACULO (O) FENDIENTE (M) F
FENDIENTE DEL OBSTACULO (DES) = 45
ALGUN OTRO DATO? (S/N) N

1 = 7000.000 N/m P = 6 cm Vx = 80 km/hr A = 3 m/s^2 OBS = 15 cm m = 45

```

1 FREQ = 0 LA CONSTANTE ES C = 17.20984 kgf.s/m
  
```

C promedio = 17.20984

QUIERES VARIAR OTRO DATO (S/N) ?

Al igual que el programa que evalúa la suspensión trasera del automóvil, se nota en el programa anterior que tanto la velocidad como la geometría del obstáculo son factores principales - en el valor de las aceleraciones que percibe el conductor del automóvil. No obstante, si fijamos sus valores, la constante del

amortiguador que permite cierto grado de confort (elegido mediante la tabla 1.3), se calcula promediando el valor de la constante de amortiguamiento para diferentes instantes en que tiene lugar el choque del neumático con el obstáculo. Tal variación de dicha constante se explica por el hecho de que en la realidad la aceleración del vehículo por causa del choque con el obstáculo, no es constante, como se supone en el programa de computadora. Sin embargo, al tomar una constante de amortiguamiento promedio, se asegura una aceleración que oscila cerca del valor máximo permitido, siempre y cuando las condiciones del camino sobre el cual marcha el automóvil sean similares a las que se suponen en el programa de computadora.

Fijando la velocidad de traslación del vehículo a 50 km/hr, la altura del obstáculo a 15 cm y su pendiente a 20° y tomando una aceleración permisible de 3 m/s^2 , las características principales de la suspensión delantera, según el programa de computadora, se indican en la siguiente tabla:

TABLA 4.2 Especificaciones de la suspensión delantera del automóvil rural.

T I P O	Constante del resorte Nw/m	Precarga cm	Constante del amortiguador KgF s/m
Trapezio articulado	10,625	3	25.5

NOTAS:

1. Puede verse en la tabla que el valor de la constante de amortiguamiento de la suspensión delantera es mayor que el de la suspensión trasera, aún cuando las mayores cargas se soportan en la parte posterior del automóvil. Esto se debe a que la geometría de la suspensión delantera genera menores velocidades de desplazamiento en el amortiguador.

2. En la realidad, pueden utilizarse valores de la constante de amortiguamiento un tanto mayores a los presentados en la tabla. El motivo de esto es que en los cálculos precedentes se desechó el efecto de los neumáticos y del asiento del conductor en la suspensión total del automóvil.

3. Es conveniente comentar que en muchos de los automóviles de alta traficabilidad, principalmente en los utilizados para operaciones de tipo pesado, se utilizan resortes con una característica compuesta, es decir: cuando el automóvil marcha sin carga, el resorte opera en la parte de su característica en que su rigidez es pequeña para conservar cierta suavidad de marcha. No obstante, cuando marcha con carga, el resorte opera en la región de su característica con mayor rigidez. Esto hace que la carga no afecte tanto a los índices de suavidad de marcha.

CONCLUSIONES Y ESPECIFICACIONES FINALES.

A lo largo de esta tesis se han estudiado tres de los mecanismos más importantes de un automóvil: la dirección, la -- transmisión y la suspensión. No obstante, para lograr el diseño global del vehículo, es necesario analizar otros mecanismos no menos importantes que los ya mencionados. Por otro lado, -- un trabajo de este tipo debe complementarse con el estudio de factores tales como la resistencia mecánica, la lubricación, -- la fatiga, la corrosión, etc., ya que en algunos casos, éstos -- presentan tanta influencia sobre los mecanismos, que pueden generar cambios en sus diseños. Asimismo, los resultados obtenidos durante las pruebas del prototipo del automóvil, pueden -- ocasionar nuevos cambios.

Los beneficios que aporta la tesis pueden dividirse en -- dos tipos:

El primero está compuesto por los procedimientos, criterios y razonamientos que ofrece la teoría de la tesis, pensada en forma didáctica para que, en los casos en que el automóvil -- propuesto no constituya una solución por cuestiones de capacidad o restricciones de funcionamiento, el diseñador no se tope con un obstáculo y pueda hacer las modificaciones correspondientes con base en los conocimientos adquiridos.

El segundo tipo de beneficios está constituido por el diseño de los mecanismos del automóvil rural, ya que, una vez -- realizado el proyecto, teóricamente satisface los objetivos de economía, funcionalidad y versatilidad, planteados en la introducción de la tesis. Analizando más a fondo esta afirmación, -- considérese en primer lugar el aspecto económico:

Hoy en día, un elevado porcentaje de los campesinos mexicanos utilizan la yunta como principal medio de arado de tierras. Este antiguo instrumento consta de un par de bestias -- unidas a un yugo para jalar el arado y crear el surco de la -- tierra. El precio actual de una yunta oscila entre cuatro y -- cinco millones de pesos. Si se compara esta cantidad con el --

costo del automóvil rural (ver Apéndice C), se puede concluir que si el campesino puede comprar la yunta, también puede comprar el automóvil rural. No obstante, la elección de adquirir lo depende de qué tan útil puede ser. En este sentido, el vehículo puede llegar a superar el rendimiento de una yunta convencional (aproximadamente 5.6 hr/hectárea), hasta en un 300%, dependiendo de las propiedades mecánicas del suelo; y su costo de operación y mantenimiento es mínimo a comparación de la yunta.

Respecto a la funcionalidad, se puede decir que siempre fue un objetivo principal a lo largo de la tesis ya que, no obstante la sencillez de los diseños, se buscaron rendimientos óptimos. Como muestra están los programas de computadora que minimizan los errores en la dirección y proporcionan la constante de amortiguamiento óptima para el buen funcionamiento de la suspensión. Por otro lado, la transmisión se diseñó siempre pensando en reducir las pérdidas de energía a causa de las fuerzas de resistencia a la marcha con el propósito de elevar el rendimiento de combustible del automóvil.

Por último, para analizar la versatilidad del automóvil rural, considérese la siguiente tabla de especificaciones finales:

TABLA 5.1 ESPECIFICACIONES FINALES

Dimensiones (mts)	Aceleración: 0-64 km/h 11.94 seg.
Largo total	1.80
Ancho total	1.78
Altura total	1.25
Distancia entre ejes	1.30
Paso vehicular (kg)	Velocidad máxima: 80 km/hr
Atrás	156
Adelante	104
Total:	260
Motor Brigs & Stratton	Capacidad de carga remolcable kgf
Modelo Sae J609	Primera: 1030
Número cilindros 3 1	Segunda: 690
Desplazamiento cm ³ 400	Tercera: 430
Par motor máximo	Cuarta: 210
·Nw.m/rpm 22.85/2700	
Potencia máxima	
HP/rpm 11/3600	
Marcha mínima del motor/rpm 750	
Transmisión	Rendimiento de combustible:
Núm. de velocidades 4	175 gr/kw hr a 2700 rpm
Reduc. principal total 4.27:1	
Relación de engranes:	
Primera: 2.30:1	
Segunda: 1.73:1	
Tercera: 1.31:1	
Cuarta: 1.00:1	
Dirección:	
Tipo cremallera	
Radio de giro - mínimo (mts.) 1.5	
Suspensión	
Atrás: Tipo brazos transversales/resorte helicoidal	
Adelante: Tipo trapecio articulado/resorte helicoidal	
Llantas	
Trail pro carlisle 22x11x8	

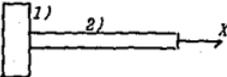
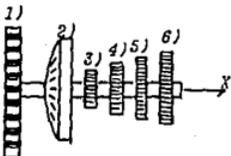
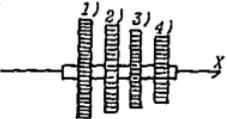
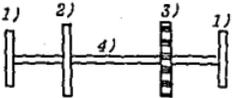
De los datos contenidos en la tabla anterior, se puede -- concluir que, gracias a que el automóvil rural puede remolcar -- hasta una tonelada de carga, éste puede realizar labores de -- transporte de granos, materiales en general, personas, etc.

Por otro lado, la velocidad máxima de traslación del auto móvil, sus cambios de marcha, su confort y facilidad de manejo permiten que éste pueda utilizarse como un medio de transporte a largas distancias, siempre y cuando la carga no exceda los - 200 kgf de peso.

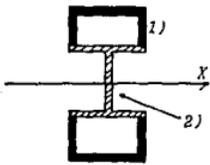
Asimismo, la alta traficabilidad del automóvil, sus reducidas dimensiones, su pequeño radio de giro mínimo y su facultad de absorber las irregularidades del camino, hacen posible que el vehículo pueda transitar por lugares poco accesibles.

Por último, como ya se ha visto, si se adapta un arado -- simple al automóvil rural, éste puede realizar también opera-- ciones de cultivo de tierras.

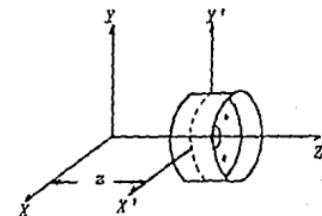
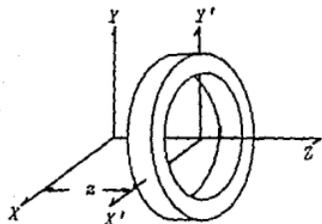
APENDICE A Momentos de inercia de las principales masas en rotación de los diferentes árboles de la transmisión

DESCRIPCIÓN DE LA PIEZA	MASA (kg)	RADIO DE GIRO (cm)	MOMENTO DE INERCIA (kg m ²) $I_x = 0.5 m r^2$	
			Parcial	Total
 <p>1) Momento de inercia del motor</p>				0.0422
1) Volante de inercia	8.00	10.00	0.0400	
2) Cigüeñal	7.00	2.50	0.0022	
 <p>1) Momento de inercia del 1er. árbol de la transmisión</p>				0.0234
1) Catarina	2.46	10.00	0.0121	
2) Embrague	2.10	10.00	0.0105	
3) Piñón 1a.	0.28	2.00	0.0001	
4) Piñón 2a.	0.22	2.14	0.0001	
5) Piñón 3a.	0.44	3.00	0.0002	
6) Piñón 4a.	0.69	3.75	0.0004	
 <p>1) Momento de inercia de 2º árbol de la transmisión</p>				0.0057
1) Engrane 1a.	1.49	5.50	0.0022	
2) Engrane 2a.	1.41	5.35	0.0020	
3) Engrane 3a.	1.00	4.50	0.0010	
4) Engrane 4a.	0.69	3.75	0.0005	
 <p>1) Momento de inercia del 3er. árbol de la transmisión</p>				0.0205
1) 2 masas	1.38	7.50	0.0038	
2) Freno	1.23	10.00	0.0062	
3) Catarina	3.15	8.00	0.0100	
4) Flecha	6.00	1.27	0.0005	

APENDICE A (continuación)

DESCRIPCION DE LA PIEZA	MASA (kg)	RADIO DE GIRO(cm)	MOMENTO DE INERCIA(kg m ²) $I_x = 0.5 m r^2$	
			Parcial	Total
 <p>1) Momento de inercia de las ruedas</p>				0.3565
1) Llanta	5	28.00	0.3150	
2) Rln	?	10.00	0.0415	

Momento de inercia de la rueda respecto al eje de giro de la horquilla



DESCRIPCION DE LA PIEZA	MASA (kg)	MOMENTO INERCIA CENTROIDAL \bar{I}_x (kg m ²)	RADIO DE GIRO (m)	MOMENTO DE INERCIA $I_x = \bar{I}_x + m a^2$ (kg m ²)
Llanta:				
Cara 1	0.85	0.0188	0.33	0.1113
Cara 2	0.85	0.0188	0.57	0.2950
Piso	3.29	0.1402	0.45	0.8080
Rin:				
Camá	4.08	0.0470	0.45	0.8732
Masa	2.92	0.0018	0.45	0.5931
S U M A				2.7228

Momento de inercia de la rueda "I_x" = 2.7228 km m²

APENDICE C Estimación del costo del automóvil rural.

DESCRIPCION	CANTIDAD	UNIDAD	COSTO UNIT.	COSTO FINAL
Estructura básica:				
Tubo redondo cal. 14	20.5	m	3,559.0	\$ 72,959.5
Lámina negra cal. 18	2.9	m ²	2,774.0	8,044.6
Solera 1" x 3/16"	0.6	m	7,475.0	4,933.5
Soldadura 7018	4.0	kg	6,366.0	25,464.0
Mano de Obra	17.8	hr	4,462.5	79,432.5
Suspensión trasera:				
Masa y rodamientos	2	Jgo.	63,000.0	126,000.0
Caja de baleros	2	Pza.	3,920.0	7,840.0
Horquilla	2	Pza.	4,982.0	9,964.0
Bujes	4	Pza.	3,520.0	14,080.0
Resorte c/amortiguador	2	Conjunto	155,250.0	310,500.0
Ruedas	2	Pza.	286,686.0	573,372.0
Mano de Obra	5.19	hr.	4,462.5	23,160.3
Suspensión delantera:				
Mango, masa y rodamientos	2	Jgo.	75,000.0	150,000.0
Rótulas	4	Pza.	22,000.0	88,000.0
Horquillas	4	Pza.	1,957.0	7,829.8
Buje	8	Pza.	3,520.0	28,160.0
Resorte c/amortiguador	2	Conjunto	86,250.0	172,500.0
Ruedas	2	Pza.	286,686.0	573,372.0
Mano de Obra	4.5	hr.	4,462.5	20,081.2
MOTOR	1	Pza.	1'943,040.0	1'943,040.0
Transmisión :				
Juego de engranes	1	Jgo.	126,144.0	126,144.0
Junta universal	2	Pza.	23,500.0	47,000.0
Flecha la.	1.5	m	12,386.0	18,579.0
Embrague	1	Pza.	170,000.0	170,000.0
Dirección :				
Accionamiento (Barra 3/4)	1.8	m	7,224.0	13,003.0
Mecanismo reductor	1	Pza.	87,200.0	87,200.0
Rótulas	4	Pza.	18,000.0	72,000.0
Mano de Obra	1.5	hr.	4,462.5	6,693.7
Acabados :				
Pintura	2.0	Lt.	26,500.0	53,000.0
Asiento	1	Pza.	120,000.0	120,000.0
Volante	1	Pza.	37,800.0	37,800.0
Pedales y conexiones	1	Sist.	13,500.0	13,500.0
Sistema de Seguridad	1	Sist.	85,300.0	85,300.0
Mano de Obra	4.0	hr.	4,462.5	17,850.0
Otros:				250,000.0
			GRAN TOTAL	5'356,803.1

APENDICE C (continuación)

NOTAS:

- 1) Actual tasa de cambio (junio 1991)
1 dólar = \$2,973.6 pesos.
- 2) Las cantidades que aparecen en la-
tabla llevan impuesto incluido.
- 3) El costo de la mano de obra es de-
3 veces el salario mínimo, que ac-
tualmente se tasa en \$11,900 pesos
en el D. F.

* * *

BIBLIOGRAFIA

1. D.A.Chudakob. FUNDAMENTOS DE LA TEORIA Y EL CALCULO DE -
TRACTORES Y AUTOMOVILES. Impreso en la URSS, 1977;
Traducción al español Editorial Mir, 1977.
2. EL LIBRO DEL AUTONOVIL. México, D.F.; Editorial Reader's
Digest México, S. A., 1975
3. Joseph E. Shigley-D. Mitchell. DISEÑO EN INGENIERIA MECA-
NICA. Editorial McGraw Hill, 1983.
4. P. Beer-Johnston. MECANICA VECTORIAL PARA INGENIEROS. Mé-
xico, D.F.; Editorial McGraw Hill, 1983.
5. C. Ordóñez R.- Robledo. AERODINAMICA, VOL. 2. México, --
D.F. Editorial UTHEA, S.A., 1979.