



UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA DE MEXICO

FACULTAD DE INGENIERIA

EJE DIRECCIONAL PARA REMOLQUE

T E S I S

Que para obtener el título de:
INGENIERO MECANICO ELECTRICISTA

P r e s e n t a n:

Guillermo J. de J. Acevedo Angeles

L. Carlos Arciniega Guzmán

Gerardo Arevalo Arriola

Fco. Javier Lara Rodríguez

Luis J. Novelo Rivera

1 9 8 3



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 esta protegido por la Ley Federal del Derecho de Autor (LFDA) de los Estados Unidos Mexicanos (México).

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

- I N D I C E -

INTRODUCCION
OBJETIVOS

I) LA DIRECCION Y SU GEOMETRIA
 I.1) DIFERENTES TIPOS DE DIRECCION.....
 DIRECCION DE SINFIN Y SEGMENTO.....
 DIRECCION DE SINFIN Y RODILLO.....
 MECANISMO DE DIRECCION DE LEVA Y PALANCA.....
 MECANISMO DE DIRECCION DE SINFIN Y TUERCA....
 DIRECCION MEDIANTE AIRE.....
 SISTEMA HIDRAULICO DE DIRECCION.....
 DIRECCION DE TORNILLO Y TUERCA-CREMALLERA CON
 BOLAS CIRCULANTES Y SECTOR.....
 DIRECCION POR CREMALLERA.....
 I.2) ELEMENTOS DE UNION EN EL SISTEMA DE DIRECCION
 ELEMENTOS QUE SOPORTAN LA CARGA.....
 PUENTE.....
 HORQUILLAS Y PIVOTES.....
 MANGOS.....
 ROTULAS.....

II) COMPONENTES QUE SOPORTAN LA CARGA.....
 II.1) BASTIDOR.....
 II.2) DIFERENTES ELEMENTOS DE ACOPLAMIENTO ENTRE EL
 EJE Y EL BASTIDOR (SUSPENSION).....

	MUELLES.....	
	RESORTES (MUELLES HELICOIDALES).....	
	BARRA DE TORSION.....	
	AMORTIGUADORES.....	
	RINES.....	
	LLANTAS.....	
II.3)	BOGIES.....	
	LOCALIZACION DEL EJE.....	
	GEOMETRIA NO REACTIVA.....	
	ESTABILIDAD DE GIRO.....	
	ADECUADO MONTAJE AL CHASIS.....	
	FACILIDAD DE MANEJO DEL BOGIE EN ESQUINAS....	
	ARTICULACION.....	
	ANGULO DE APOYO ENTRE EJES.....	
III)	GENERALIDADES DE DISEÑO.....	
	ALTERNATIVAS DE DISEÑO.....	
	VENTAJAS Y DESVENTAJAS DE LAS ALTERNATIVAS...	
	DISEÑO Y SUS CONCEPCIONES INICIALES.....	
	DISEÑO GENERAL Y SUS CARACTERISTICAS.....	
IV)	DISEÑO Y CALCULO DE LOS ELEMENTOS A CONSIDERAR EN- NUESTRO PROTOTIPO.....	
V)	MECANISMO DE CONTROL PARA EL SISTEMA DE DIRECCION.	
	SISTEMA DE CONTROL PARA EL PROTOTIPO.....	
	TEORIA DE ACKERMAN.....	
	ANGULOS DE DIRECCION.....	
	DISEÑO FINAL.....	

VI) PRUEBAS.....

VII) CONCLUSIONES.....

INTRODUCCION

El hecho de hablar en México de un gran desarrollo económico e industrial, es motivado por la implantación de una serie de proyectos que tienden a incrementar rápidamente la infraestructura existente en el país, o a crear una nueva capaz de lograrlo; ya que en función del crecimiento de ésta, se tendrá la capacidad de solucionar algunos de los graves problemas económicos que afronta en la actualidad el país.

Dentro del crecimiento de la infraestructura, un factor vital para ésta son los medios de comunicación, ya que a través de ellos se lleva a cabo la movilización de los elementos de su lugar de origen a los centros productivos.

Debido a las características geográficas y al gran crecimiento que ha tenido México, la red de carreteras resulta inadecuada para efectuar el traslado de equipos de grandes dimensiones hacia los desarrollos industriales.

Cuando estas condiciones de transporte no se han podido resolver, se ha recurrido al desensamble del equipo para su traslado, lo cual repercute en grandes pérdidas económicas.

OBJETIVOS

Esta tesis, proporciona una opción para resolver la problemática que encierra la transportación de equipos voluminosos, utilizando los medios económicos y la tecnología existente en nuestro país.

Dicha opción consiste en la fabricación de un eje direccional para remolques, basandose en los principios fundamentales de dirección y suspensión.

En función a las experiencias de cada uno de los participantes, se logró la realización de un modelo a escala cuyo diseño busca mostrar en forma práctica y sencilla, los principales factores a considerar para la construcción de un mecanismo que cumpla las condiciones requeridas, de acuerdo con la carga a movilizar.

Tal mecanismo, deberá ser afectado por diversos parámetros que irán en función del tipo de uso para el cual se destine el remolque, así como a sus niveles de producción en serie.

CAPITULO I

I. LA DIRECCION Y SU GEOMETRIA.

Para asegurar la estabilidad, facilitar el movimiento de dirección y reducir el desgaste de las llantas, - las ruedas deben estar bien alineadas. El término geometría direccional se dá a la correlación de los ángulos entre los ejes, ruedas, algunas piezas de la dirección y la estructura.

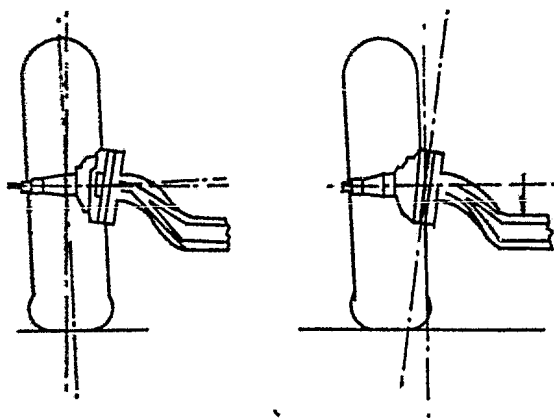
Los nombres de los ángulos usados en geometría direccional son cáster, cáamber, inclinación del vástago, - convergencia y divergencia de las ruedas en las vueltas.

ANGULO CASTER: Es la inclinación del eje hacia el frente o hacia atrás del remolque. Con este ángulo, las ruedas hacen contacto con el camino detrás del centro de gravedad del eje. Esto produce un efecto de tracción que

ayuda a guiar la rueda en la dirección a la que es jalada.

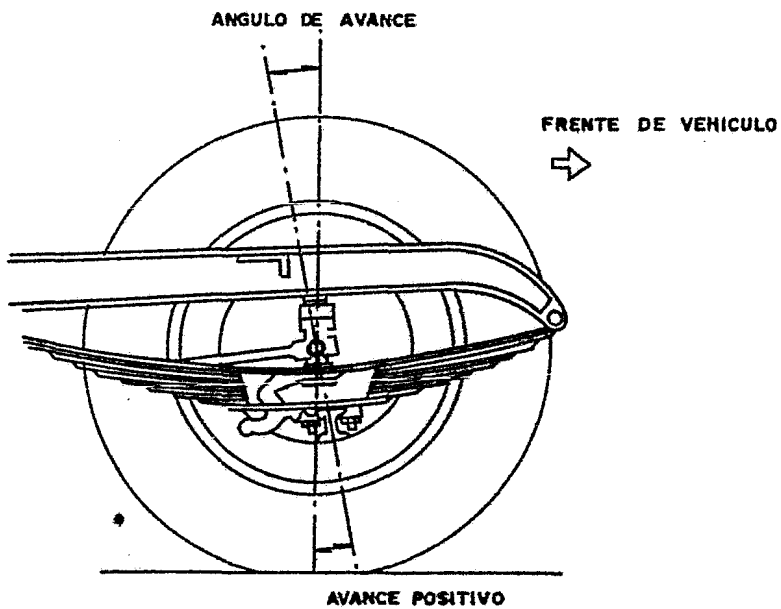
Si la inclinación es hacia adelante, el cáster es negativo; si la inclinación es hacia atrás, es positivo.

ANGULO CAMBER: Es la inclinación de las ruedas con relación a la vertical, que tiende a llevar el punto de contacto entre la llanta y el camino más directamente al centro de gravedad. Si la inclinación es hacia fuera, el cámben es positivo; si es hacia adentro, es negativo. (FIG. I.1.1.)



(FIG. I.1.1.)

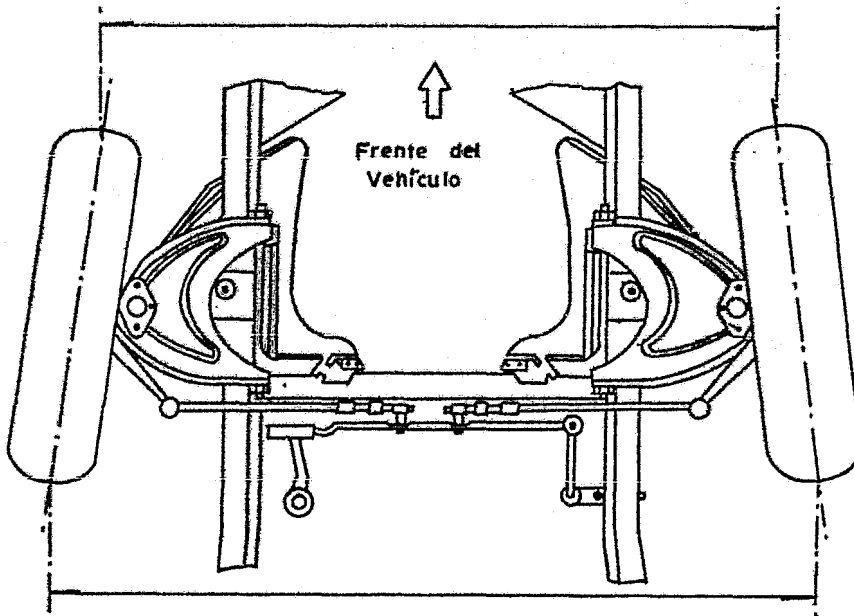
INCLINACION DEL VASTAGO: Es el ángulo resultante - entre la línea trazada del centro del vástago superior - al inferior y una línea vertical. Su objeto es regresar las ruedas a la posición recta y al frente después de - que el remolque ha girado. (FIG. I.1.2.)



(FIG. I.1.2.)

CONVERGENCIA: Esta tiene lugar cuando las ruedas - están en ángulo una de otra, o sea más cerca adelante - que atrás, vistas desde arriba. La convergencia es la diferencia entre la distancia de centro a centro.

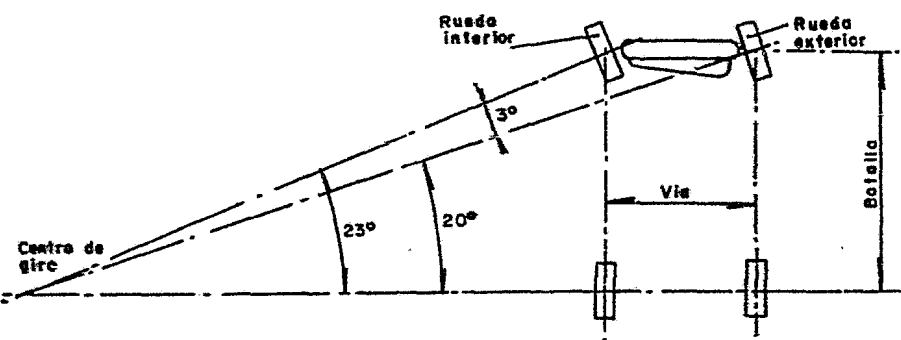
El objeto de la convergencia, es eliminar el molesto balanceo causado por el camber. (FIG. I.1.3.)



(FIG. I.1.3.)

DIVERGENCIA EN VUELTAS: Es la diferencia de los ángulos de las ruedas interior y exterior cuando el vehículo gira. Puesto que el remolque utiliza el principio direccional de Ackerman, la rueda interior gira en ángulo más agudo que la exterior; por lo tanto, las ruedas tienen que apartarse en el frente al girar el remolque.

(FIG. I.1.4.)



(FIG. I.1.4.)

ALINEAMIENTO: Esto significa que las ruedas deben rodar a lo largo de líneas paralelas. Las ruedas bien alineadas, evitan el excesivo desgaste de las llantas y mantienen la estabilidad.

I.1 DIFERENTES TIPOS DE DIRECCION.

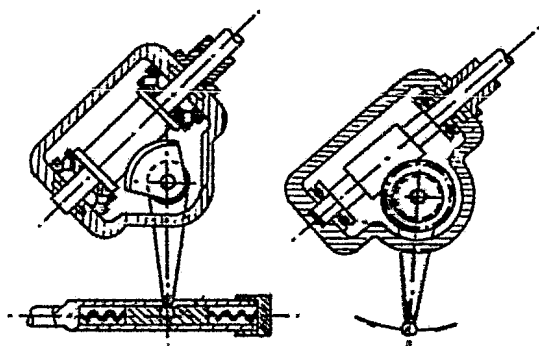
Los sistemas de dirección varían en su diseño; sin embargo, todos dan prácticamente, el mismo resultado. Con fieren ventajas mecánicas en los mangos de la dirección de las ruedas, ofreciendo el control sobre éstas, con el mínimo de esfuerzo. No sólo ayudan al mecanismo al girar los mangos de dirección en el sentido deseado, sino que también le ayudan a sostener las ruedas en posición. Sin un sistema direccional apropiado, cualquier irregularidad en el camino, causaría que las ruedas giraran o se desviarán a pesar de la buena forma en que el brazo principal sea sostenido.

El sistema de dirección se puede dividir en dos secciones, elementos de unión en el sistema de dirección y los componentes de la misma.

DIRECCION DE SINFIN Y SEGMENTO.

En este tipo de mecanismo de dirección, el eje del brazo Pitman lleva un engranaje que encaja con el sinfin en el eje del mecanismo. Generalmente, sólo se usa un segmento del engrane, toda vez que éste gira alrededor de un arco de 70° únicamente.

La barra de dirección hace girar el sinfin del engranaje el cual hace mover el segmento y al eje del brazo Pitman. El sinfin está armado entre cojinetes de rodillos ahusados que soportan el empuje y la carga. Hay una tuerca o tapón para ajustar el juego de extremo del sinfin. También existe algún medio de ajustar el juego de extremo del eje transversal. (FIG. I.1.5)



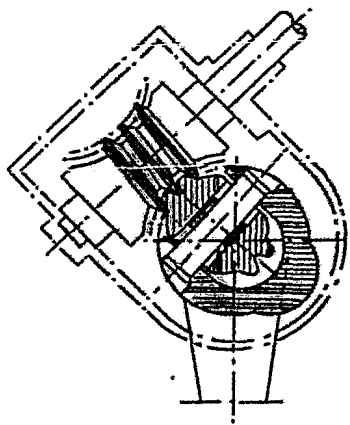
(FIG. I.1.5)

DIRECCION DE SINFIN Y RODILLO.

El mecanismo de dirección de sinfin y rodillo, es muy similar al de sinfin y segmento, excepto que un rodillo es sostenido por cojinetes de bolas o rodillos, dentro del segmento que está montado en el eje del brazo Pitman. Estos cojinetes ayudan a disminuir las pérdidas ocasionadas por el rozamiento. A medida que el engranaje sinfin gira bajo control del volante de dirección, el rodillo se mueve con él, pero obliga al sector y al eje del brazo Pitman a virar.

El tornillo sinfin de filetes convergentes, ésto es, ahusados desde ambos extremos al centro, permite mejor contacto entre el tornillo sinfin y el rodillo en todas las posiciones. Proporciona una relación variable para contar con una dirección más rápida y más eficiente. Relación variable quiere decir, que ésta es mayor en una posición que en otra y en consecuencia, las ruedas del eje giran más velozmente en ciertos puntos que en otros.

En el centro o posición de vista al frente, la relación del mecanismo de dirección es alta, dando más ventaja mecánica. Sin embargo, a medida que las ruedas son retraídas o vueltas a un lado, dicha relación disminuye de tal suerte que, la acción es mucho más rápida. Esta construcción es muy útil para maniobrar fácilmente el vehículo. (FIG. I.1.6)



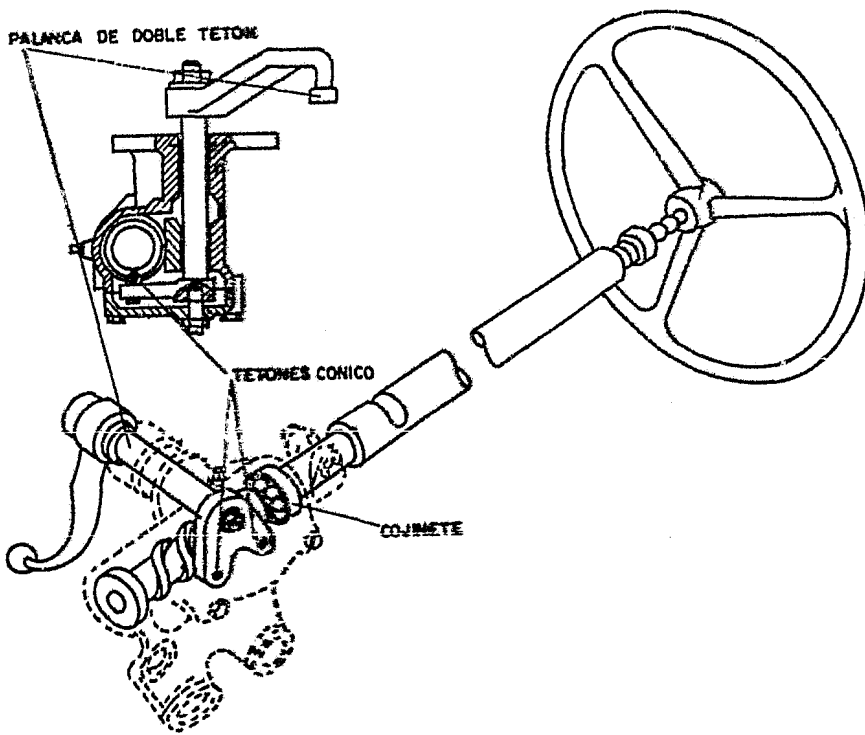
(FIG. I.1.6.)

MECANISMO DE DIRECCION DE LEVA Y PALANCA.

En este tipo de mecanismo, el eje del brazo Pitman lleva una palanca en el extremo interno. Posee un pasador que engrana con la leva. Dicho pasador puede ser parte integral de la palanca o estar montado en cojinetes de rodillos, los cuales reducen el rozamiento y facilitan la dirección del vehículo. Conforme se hace girar el volante de dirección, el pasador se mueve de arriba hacia abajo en la leva y lleva la palanca consigo para hacer girar el eje del brazo Pitman.

La palanca se mueve más rápidamente, a medida que se acerca a cualquiera de los extremos de la leva, ya que entonces forma un ángulo superior con la misma. La mayor acción de palanca ocurre en la posición de línea recta, cuando la palanca forma un ángulo recto con la leva. Esto hace más fácil la vuelta inicial de las ruedas. Se vé, en consecuencia, que se adquiere una relación variable con dirección de leva y palanca. En un modelo reciente para vehículos más pesados, se usa una palanca doble prevista de dos pasadores para obtener di -

rección más estable y positiva. (FIG. I.1.7.)



(FIG. I.1.7)

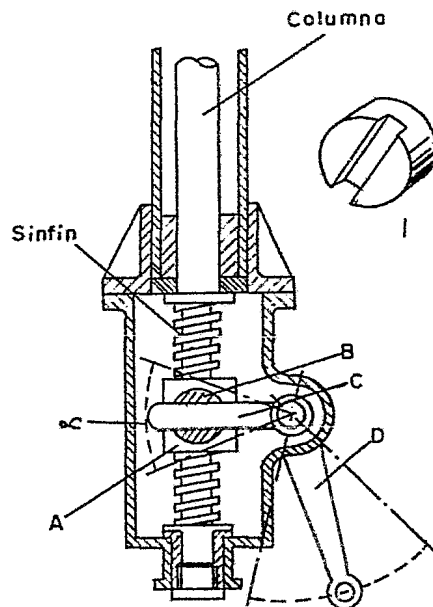
MECANISMO DE DIRECCION DE SINFIN Y TUERCA.

Otra forma de mecanismo de dirección es la de sinfin y tuerca, que es utilizado en varias combinaciones diferentes. Una tuerca engrana con el sinfin y se atorilla de arriba hacia abajo en el mismo. La tuerca puede operar el brazo Pitman directamente a través de una palanca o de un segmento en el eje del brazo Pitman.

En este mecanismo de dirección, la tuerca en forma de una barra, está montada en una serie continua de bolas en el sinfín para reducir el rozamiento. Se encuentra provista de guías tubulares para regresar las bolas diagonalmente, a través de la tuerca para hacerles circular otra vez, a medida que ésta se mueve de arriba a abajo en el tornillo sinfin. Con tal construcción, la tuerca es movida en el sinfin por rodadura en vez de contacto de resbamiento. El movimiento del sinfin obliga al segmento y al eje del brazo Pitman a girar.

(FIG. I.1.8.)

- 1.- Detalle cilindro ranurado
A.- Tuerca
B.- Cilindros ranurados
C.- Horquilla
D.- Brazo de Mando



(FIG. I.1.8)

DIRECCION MEDIANTE AIRE.

Los vehículos pesados son difíciles de dirigir por que las cargas en los neumáticos, aumentan su resitencia a girar. Esta dificultad no puede ser salvada satisfactoriamente usando un mecanismo de dirección con una relación alta de reducción, porque se necesitarían muchas revoluciones de volante para virar las ruedas de la unidad. Por consiguiente, es conveniente alguna forma de fuerza para ayudar al conductor a dirigir los vehículos más pesados. La dirección mediante aire, es un método mecánico muy satisfactorio, porque los vehículos de mayor peso en los cuales sería usado, normalmente tienen un sistema de frenos de aire de donde puede obtenerse la presión indispensable. Si no se dispone de este sistema, se necesita un compresor y un depósito para adquirir ésta.

El mecanismo de control mediante aire, consta principalmente de tres unidades importantes: Una combinación de palancas montadas en el eje del brazo Pitman del mecanismo de dirección, dos válvulas de control y un cilindro que contiene un piston de acción doble. Las

válvulas de control están montadas directamente en el cilindro, controlando cada una de ellas a un lado del mismo. La presión transmitida desde la línea de aire al cilindro, es proporcional a la fuerza aplicada encima de la varilla levantaválvulas por la varilla de control. Las válvulas son accionadas por un brazo oscilante de manera que el aire sea transmitido a un lado del cilindro cada vez. Dichas válvulas están ajustadas de tal manera que el aire puede ser expulsado de ambos lados del cilindro simultáneamente, pero la presión sólo es transmitida a un lado en cada ocasión. Existen tres palancas montadas en el eje del brazo Pitman; la de control, la intermedia y el brazo Pitman. La palanca de control está unida directamente al eje del brazo Pitman. La palanca intermedia se encuentra pivoteada cerca de su centro, y en su extremo inferior a la de control. La parte superior de la intermedia, tiene un diámetro interior ligeramente mayor que la del eje transversal, de modo que se produce movimiento libre y está conectado por una horquilla a la varilla de control. La barra de unión está unida a un lado del brazo Pitman y el vástago del pistón del cilindro está sujeto justamente arriba de la barra de unión.

Si se vira el volante de dirección, se vira también el eje del brazo Pitman y se hace girar la palanca de control en una dirección u otra. Si la palanca es movida hacia la derecha, el extremo superior de la intermedia que está libre, se mueve hacia la izquierda porque ésta se encuentra pivoteada al brazo Pitman. Esto hace que la varilla de control se mueva hacia la izquierda y que a través del brazo oscilante, ejerza presión sobre la varilla levantaválvula de la válvula izquierda de control, que está conectada al lado izquierdo del cilindro. Se admitirá en el cilindro aire a presión, hasta que la fuerza que se produce en el pistón, sea equivalente a la resistencia de giro de las ruedas y mueva la varilla del pistón para empujar el brazo Pitman hacia la derecha; mientras el volante de dirección esté virado, la válvula permanecerá abierta. Cuando el volante deja de girar, el pistón continúa moviéndose hasta que el extremo superior de la palanca intermedia inclina la varilla de control hacia la derecha y cierra la válvula izquierda, obstaculizando así cualquier corriente adicional de aire. La válvula derecha es operada de igual forma, cuando se hace girar la palanca de control hacia la izquierda y di -

cha palanca admite aire por el lado derecho del pistón, moviendo en consecuencia el brazo Pitman hacia la izquierda.

El sistema de dirección mediante aire, reduce las sacudidas del camino y la tendencia de las ruedas a zigzaguear, porque el funcionamiento de las válvulas de control es invertido por un movimiento muy ligero de la barra de unión. Al maniobrar este tipo de dirección, se debe ejercer cierta resistencia predeterminada por el sistema de palancas y exactamente proporcional al ángulo de giro. Si la presión de aire falla, las ruedas aún pueden ser dirigidas mediante el sistema mecánico directo. (FIG. I.1.9 y I.1.10).

DIAGRAMA DE DIRECCION MEDIANTE AIRE

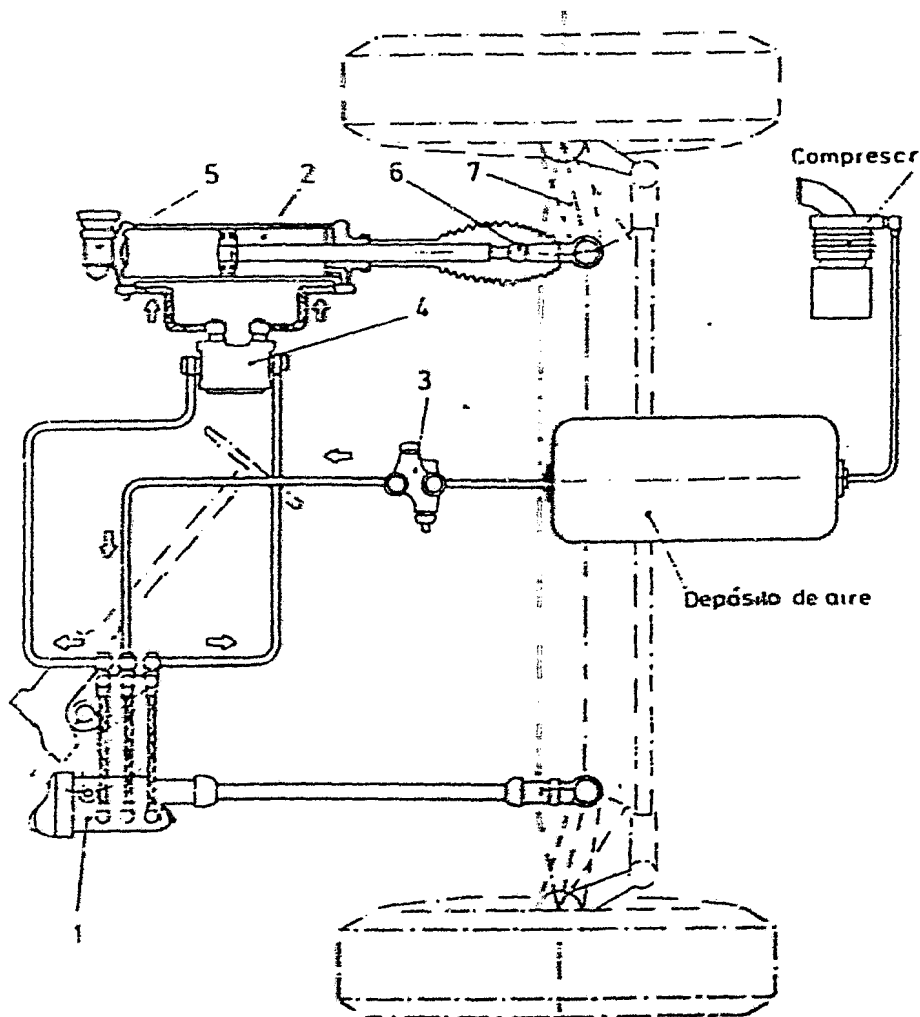


FIG. I.1.9

- 1.- VALVULA DISTRIBUIDORA
- 2.- CILINDRO DE EMPUJE
- 3.- VALVULA DE PASO AUTOMATICO DE AIRE
- 4.- TUBERIAS Y FILTRO RACOR
- 5.- ROTULA Y SOPORTE DE FIJACION DEL CILINDRO DE EMPUJE
- 6.- ROTULA DE LA EXTREMIDAD DEL VASTAGO DEL CILINDRO
- 7.- BRAZO DE UNION ENTRE VASTAGO DEL CILINDRO Y EL MANGO.

DIRECCION NEUMATICA A PRESION ATMOSFERICA.

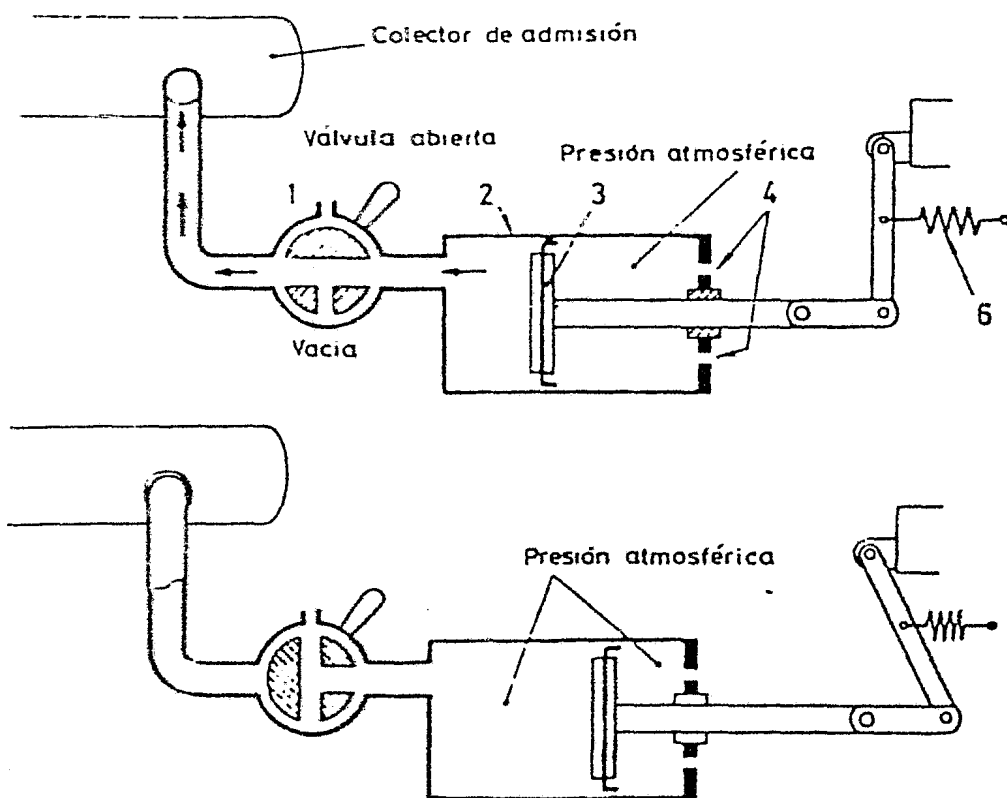


FIG. I.1.10

- 1.- VALVULA
- 2.- CILINDRO
- 3.- PISTON
- 4.- ORIFICIOS DE ENTRADA DE LA PRESION ATMOSFERICA
- 5.- RESORTE

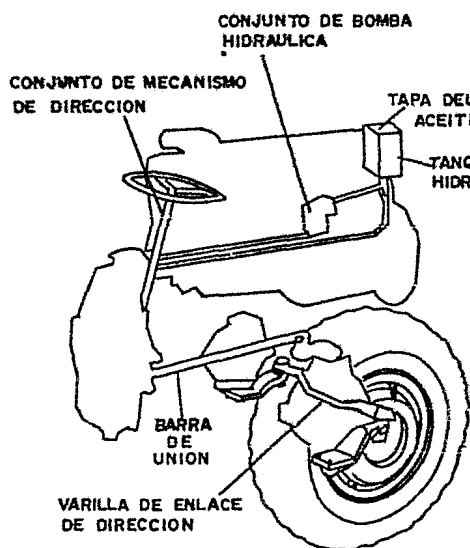
SISTEMA HIDRAULICO DE DIRECCION.

El sistema hidráulico de dirección, consiste en un cilindro con un pistón colocado en la parte superior de la caja del mecanismo, y una válvula de control hidráulico junto a la base de la caja de éste. La sección hidráulica del sistema contiene un depósito de aceite, integrado a la parte interna de la cubierta posterior del motor y conectado mediante líneas con una bomba, ubicada en el lado izquierdo del motor e impulsado por la cadena de transmisión del mismo. La bomba conduce el aceite a presión a la válvula de control. En dicha bomba existe un tubo de paso para que el flujo pueda ser desviado si no es requerido en la válvula.

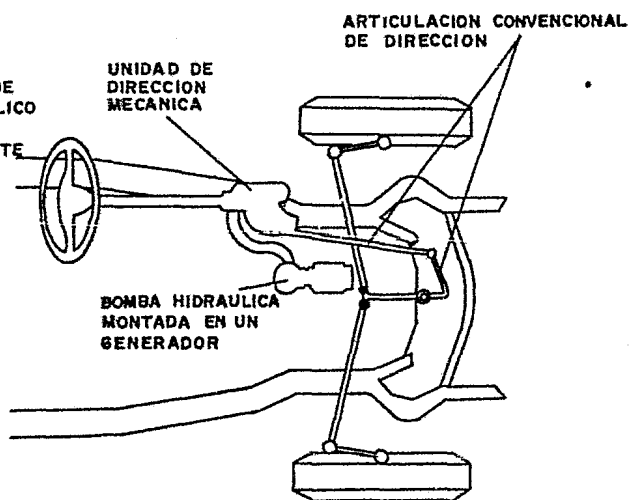
Si el volante es girado hacia la derecha o hacia la izquierda, el sistema hidráulico entra en funcionamiento para evitar esfuerzos considerables en el eje de dirección. Esto se logra mediante la conducción del aceite bajo presión, a través de tuberías desde la válvula hasta el cilindro hidráulico donde el fluido acciona el pistón que aplica.

presión en las palancas del engranaje. Siempre que se disminuye el esfuerzo en el árbol de dirección, se equilibra la presión de aceite y el sistema hidráulico queda inactivo, haciendo que sea desviado hacia el depósito.

(FIG. I.1.11 y I.1.12.)



(FIG. I.1.11.)

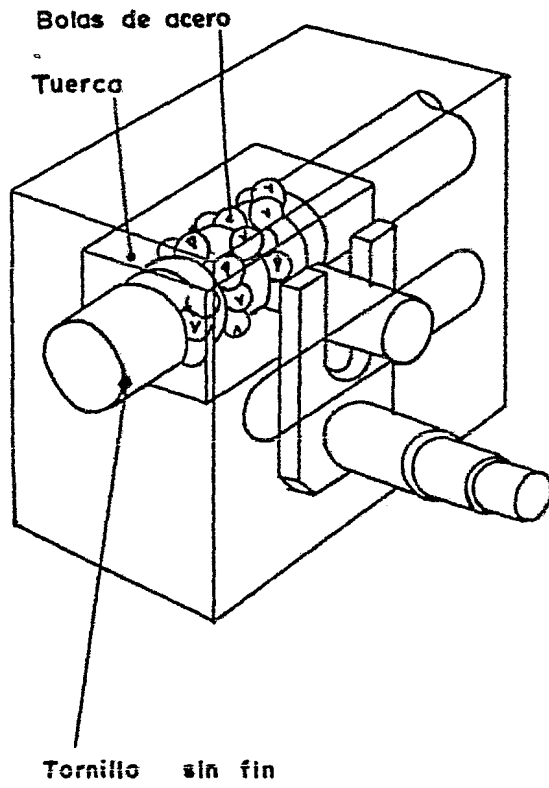


(FIG. I.1.12.)

DIRECCION DE TORNILLO Y TUERCA CREMALLERA CON BO -
LAS CIRCULANTES Y SECTOR.

Puede decirse que este sistema es realmente una com
binación de sinfín con tuerca y sector con cremallera. -
Es un procedimiento caro, usado por lo tanto, en vehícu-
los de gran costo, que elimina el primordial inconveniente
del sistema de tuerca y tornillo, su gran rozamiento-
se evita introduciendo entre el tornillo y la tuerca una
larga hilera de bolas.

Tiene unas guías tubulares para que las bolas pue -
dan regresar en espiral y continuar su movimiento sobre
el tornillo. La parte inferior del dado que forma la -
tuerca, está dentado como una cremallera en la que engrana
el sector, fijo como siempre al eje del brazo de man-
do, por lo tanto, los desplazamientos longitudinales de-
la cremallera al girar el árbol de la dirección, suponen
un giro del sector dentado. La leyenda de la figura dá -
una clara idea del funcionamiento de las piezas que com-
ponen el mecanismo. (FIG. I.1.13.)



(FIG. I.1.13)

DIRECCION POR CREMALLERA.

Un procedimiento de concepción elemental es la del mando de la dirección por cremallera, empleado en los primeros vehículos para caer pronto en desuso, como consecuencia de la gran reversibilidad que el sistema tenía, ya que todas las vibraciones y golpes en las ruedas repercutían en el árbol de dirección.

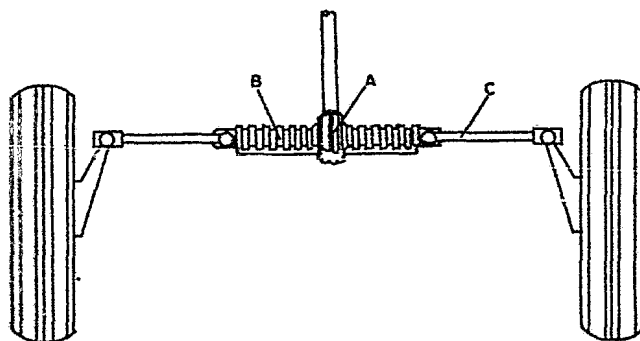
Sin embargo, el sistema se ha vuelto a poner de actualidad, sobre todo en vehículos de turismo y de poco peso, montado sobre suspensiones independientes.

En los modelos modernos suele ser de dientes helicoidales y generalmente, éste no forma parte íntegra del árbol de la dirección, puesto que vá unido a ella mediante una o más juntas que lo permiten colocar en un plano inclinado.

La cremallera generalmente está dentro de una carcasa y asoma por los extremos de ésta en forma cilíndrica por guías roscadas, donde se unen las dos barras de

acoplamiento por medio de rótulas, que realmente con la cremallera, forman una barra de acoplamiento de tres partes. (FIG. I.1.14.)

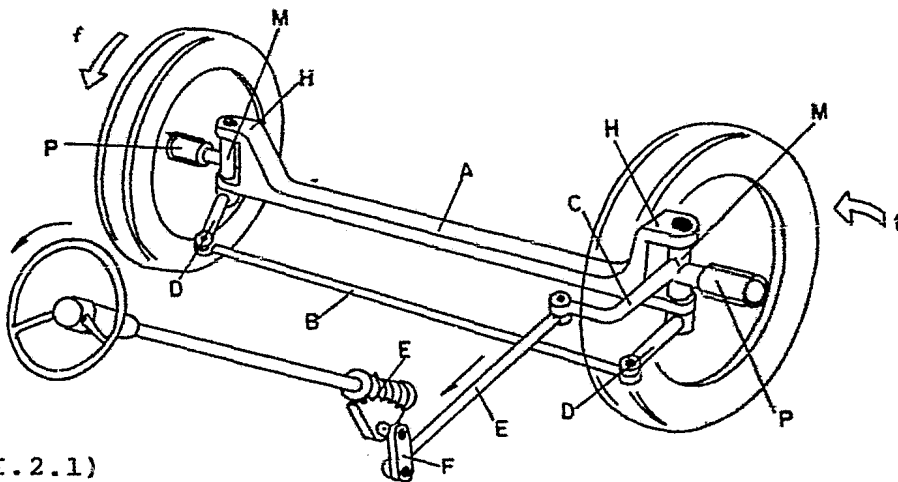
A - PIÑÓN
B - CREMALLERA
C - BARRA DE
ACOPLAMIENTO



I.2 ELEMENTOS DE UNION EN EL SISTEMA DE DIRECCION.

ELEMENTOS QUE SOPORTAN LA CARGA.

Los elementos principales que soportan la carga de un sistema de eje articulado de dirección, se pueden representar con el siguiente esquema, el cual tiene el eje fijo al bastidor del vehículo, y cada rueda se monta en los extremos del eje llamados mangos.



(FIG. I.2.1)

A.	eje	P.	pivote
H.	horquillas	D.	brazos de acoplamiento
M.	mangos	B.	barra de acoplamiento
C.	palanca de ataque	E.	barra de dirección
		F.	brazo de mando o Pitman

El eje A, termina en las horquillas H que abrazan a los mangos M, y permiten que giren con centro en el pivote P. Ambos están unidos entre sí por medio de los brazos y barra de acoplamiento D y B. Lo mismo que los brazos, la palanca de ataque C, está unida al mango. A la palanca está sujeta a su vez la biela de dirección E, y ésta al brazo de mando o Pitman F, el que por medio de algún mecanismo de dirección, transmite el movimiento. (FIG. I. 2.1)

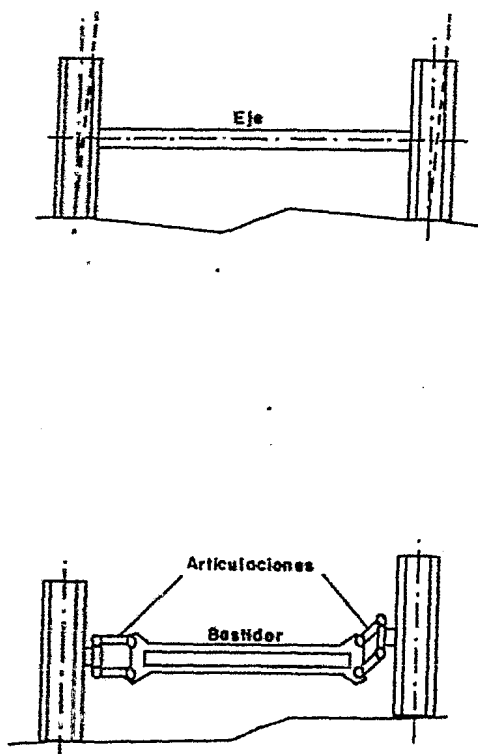
PUENTE

Los ejes como elementos de carga son barras de forma variada en su sección, que terminan con sus extremos torneados y en los cuales giran las ruedas. Debido a estas características, técnicamente debe denominarse puente delantero y nunca eje, ya que lo que actúa realmente como ejes, son los mangos montados en el extremo del puente que está fijo al bastidor a través de la suspensión.

En la inmensa mayoría de los turismos actuales y en algunos camiones, ya no se emplea el puente delantero formado por una barra de sección diversa (aunque la forma más usual es la de doble T), en los que cualquier obstáculo en una de las ruedas, repercute en la otra por estar ambas montadas en el mismo eje con una suspensión común.

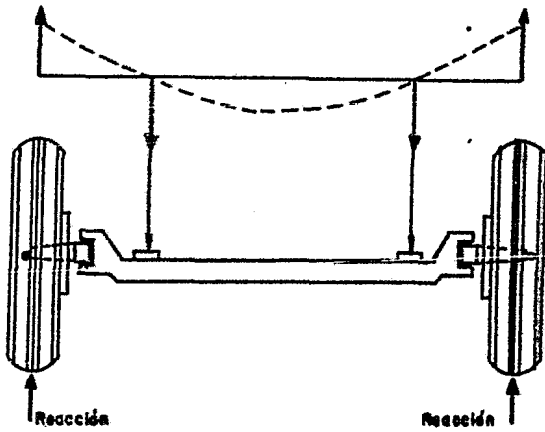
Actualmente se emplean los puentes delanteros, formados de chapa de acero estampada de 2 a 5 mm, sujeta -

con puntos de soldadura eléctrica para formar una viga -
de sección rectangular. Como ilustración de estos casos
tenemos la figura I.2.2.



(FIG. I.2.2)

Las principales deformaciones a las que está sometido el puente, son efectos de flexión; es lógico teniendo en cuenta la carga que actúa sobre él y la reacción del piso a través de las ruedas y mangos como lo indica la figura I.2.3.



(FIG. I.2.3)

También puede el puente torcerse hacia atrás, como resultado de un choque con algún obstáculo, pero esta deformación, que puede darse como resultado de percusiones repetitivas, no es un efecto lógico del trabajo continuado, sino más bien de fuerzas anormales.

Los puentes están fabricados de acero al cromo-níquel semiduro de gran calidad, forjados por estampa y secciones ya sea doble T o sección rectangular que les dan una gran resistencia con poco peso. Como respuesta de los esfuerzos señalados, el montaje de los mangos y demás articulaciones, requieren formas y cualidades especiales, para poder transmitir aquellos al eje sin deformaciones de estas piezas, y recibir los esfuerzos debidos a la carga de la misma manera.

HORQUILLAS Y PIVOTES.

El enlace entre las ruedas directrices y su soporte, debe permitir la rotación de las ruedas y su cambio de orientación, la cual se efectúa alrededor del eje de giro o pivote 1, y el movimiento de rotación alrededor del mango 2,

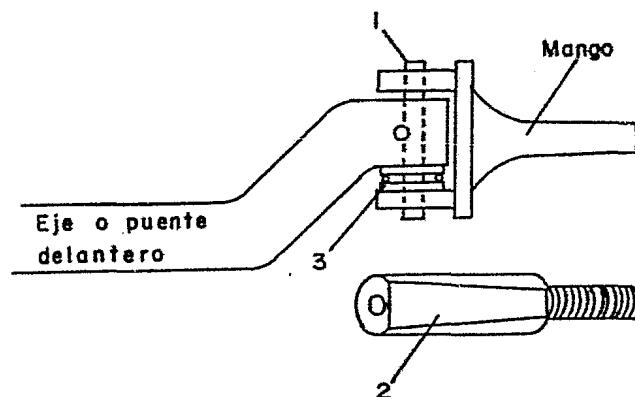
El pivote constituye pues, el enlace propiamente dicho, entre el mango y el soporte. Las diferentes realizaciones de este enlace pueden reducirse a dos tipos: el primero llamado de horquilla abierta (o soporte fijo), y el segundo de horquilla cerrada (o de soporte móvil). (FIG. I.2.5)



(FIG. I.2.5)

En el primer caso, el mango termina en unos orificios por los que pasa el pivote 1, que fija al eje por medio de pasador de cuña 2, en el orificio que lleva para este efecto, de tal manera que el pasador se aloja parte en el puente con acoplamiento cónico y sobre el pivote 1, por medio de un plano inclinado en una caja que lleva este para el caso. De esta forma, el pivote queda fijo al extremo del puente y el mango gira sobre él, con interposición de casquillos de bronce.

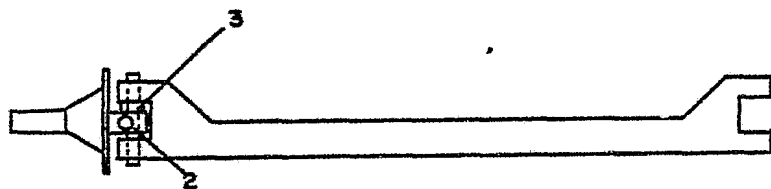
En la parte inferior de la articulación, entre el regresamiento del puente y la rama inferior de la horquilla se coloca el cojinete de bolas axial 3, que permite soportar mejor los grandes rozamientos que se originan con el giro, como consecuencia del peso. (FIG.I.2.6)



(FIG. I.2.6)

En el segundo caso, es el puente el que termina con sus extremos en forma de horquilla y donde tiene generalmente el pivote fijo al mango (que ahora tiene el regruesamiento), produciéndose el rozamiento del giro entre los orificios del puente encasquillados con bronce y el pivote que gira con el mango.

En la figura I.2.7., puede verse este tipo de disposición, en el cual el cojinete axial 3, está colocado entre la rama superior de la horquilla del eje y el mango 2, ya que con este sistema es por donde se transmite el peso a la rueda.

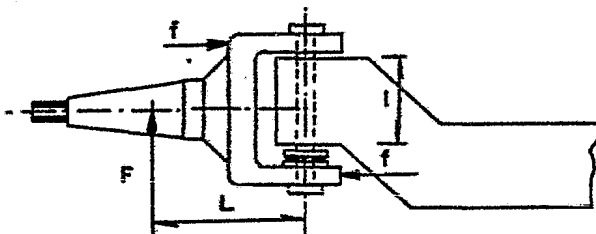


(FIG. I.2.7)

Las horquillas están formadas por los extremos de las barras o de los resortes en caso de suspensión de ruedas independientes.

Cualquiera que sea el montaje adoptado, las articulaciones del mango sobre el pivote, están sometidas a es fuerzos transversales y verticales.

Como hemos visto, el mango gira para orientar a las ruedas con el centro en el eje del pivote. Este eje está sometido principalmente a esfuerzos cortantes, como consecuencia de los que transmite el mango según se indica en la figura I.2.8.



(FIG. I.2.8)

El par de reacción producido por la fuerza F del peso del vehículo y el brazo L a que actúa, es igual al de las dos fuerzas f por $1/2$ de l , como queda representada será:

$$F \times L = 2f \times 1/2 l = f \times l$$

El material con que son construídos, es acero de gran calidad, cementado y rectificando, que soporta los esfuerzos de rozamiento, generadas por las f en funcionamiento normal.

Como hemos visto anteriormente, las ramas del mango o puente que rozan con el pivote, tienen cojinetes planos de casquillos de bronce fosforado con alta dureza y resistencia al desgaste, pero ante un golpe brusco en el mango, puede sobrevenir el corte rápido del pivote, sobre todo si a éste se le ha dado un temple excesivo, lo que hace al acero más frágil.

MANGOS.

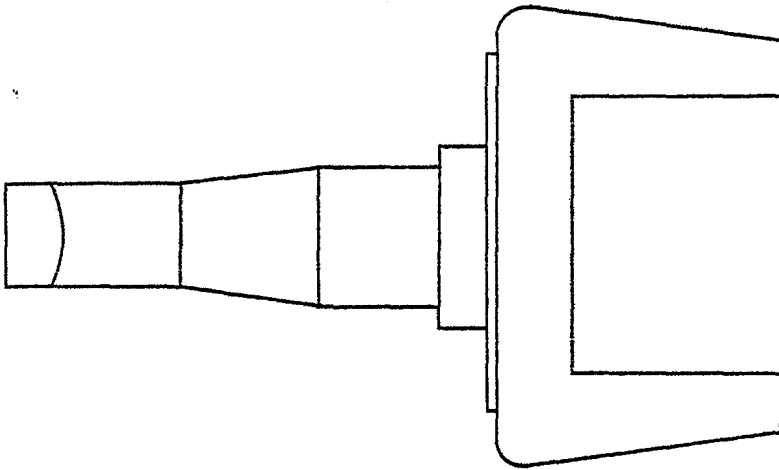
Los mangos van montados en los extremos del puente, por medio del pivote ya conocido. Según como termine el eje, en forma de horquilla o en un regruesamiento que entra en la horquilla del eje, o una horquilla que abraza al eje o puente.

Dichos mangos, son piezas sumamente rígidas y robustas, de acero de gran calidad que apenas sufren deformaciones. Su cálculo se ha hecho para que tengan rigidez, siendo su deflexión muy pequeña, como resultado de los esfuerzos de flexión originados por el peso.

El peso del vehículo a la rueda, al suelo y las percusiones de la rueda sobre el mango, se transmiten por conducto de dos cojinetes, generalmente de rodillos cónicos sobre los que se monta la rueda en él.

La reacción de la rueda, se reparte entre los dos cojinetes, pero no pasa por el centro del mango, sino por un punto que está más próximo al cojinete interior,-

con lo que se disminuye el momento de flexión; para lo -
cual este cojinete y el mango son mayores aquí que en la
parte exterior. (FIG. I.2.9)



(FIG. I.2.9)

Existen varios componentes de fuerzas actuantes sobre el mango, el eje de giro pivote y sus rodamientos, - que pueden ser fuerzas verticales, longitudinales y - transversales, que a continuación expondremos:

FUERZA VERTICAL: Esta es la que se desarrolla al contacto de la rueda con el suelo.

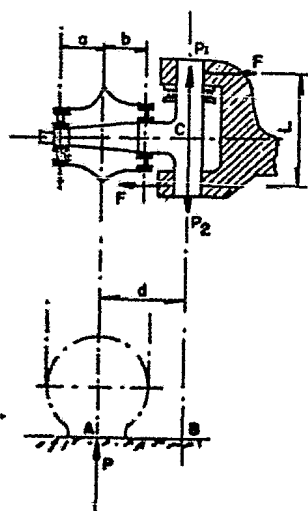
Apliquemos en el punto C del eje del pivote, dos - fuerzas P_1 y P_2 de sentido contrario, iguales y paralelas a P. En lo que concierne al pivote o eje de giro, - las fuerzas P y P_2 , dan origen a un par de momento P.d, que tiene como efecto, el presionar el pivote contra - sus cojinetes con una fuerza F tal que $F.L = P.d$.

En cuanto a la fuerza P_1 , puede verse que actúa repartida sobre el cojinete de bolas.

Por lo que respecta al mango, la fuerza P, está repartida entre los rodamientos proporcionalmente a las - distancias a y b.

Para disminuir la fuerza F , la cual provoca el desgaste de los apoyos, es necesario reducir el momento $P \cdot d$ del par, es decir, reducir d . Por otra parte, a fin de hacer que la mayor parte de la carga sea soportada por el rodamiento interior, es preciso disminuir b .

(FIG. I.2.10)



(FIG. I.2.10)

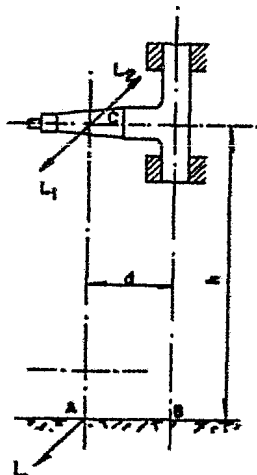
Este resultado puede alcanzarse haciendo menor la -
distancia del punto A al punto B.

FUERZA LONGITUDINAL: (L) Esta es debida en forma -
permanente a la resistencia a la rodadura, eventualmente
al esfuerzo de tracción y excepcionalmente al frenado.

Incluyamos al punto C del mango, dos fuerzas L_1 y -
 L_2 de sentidos contrarios, iguales y paralelas a L.

Las fuerzas L_1 y L_2 , dan origen a un par de momento.
 $L.h$, el cual provoca la rotación de la rueda, o tiende a
bajar la velocidad cuando actúan los frenos.

(FIG. I.2.11)



(FIG. I.2.11)

La fuerza L_1 , desarrolla con respecto al eje del pivote, un par de momento $L_1 \cdot d$ el cual tiende a virar la rueda, y cuyos efectos deben quedar neutralizados por la barra de acoplamiento.

Para disminuir el esfuerzo en el viraje, se precisa reducir el brazo de palanca (d), haciendo menor la distancia del punto A al punto B.

FUERZA TRANSVERSAL: (T) Esta es debida a la fuerza centrífuga que toma origen en los virajes, o a la componente lateral de la acción del viento.

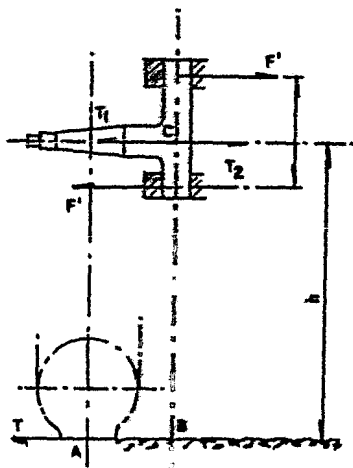
Pongamos en el punto C del eje del pivote dos fuerzas T_1 y T_2 de sentidos contrarios, iguales y paralelas a T. Las T_1 y T_2 , producen un par de momento $T \cdot h$, que tiene como efecto, el apoyar el pivote contra sus cojinetes, con una fuerza F' tal que $F' \cdot L = T \cdot h$.

En un viraje, F' se suma a la fuerza F , debida al peso para la rueda interior y se resta de F , para la rueda.

exterior. En cuanto a T_1 , puede verse que somete al pivote a una flexión y que modifica las fuerzas de apoyo contra sus cojinetes.

Además, la fuerza T , somete a la brida de la rueda a un esfuerzo cortante que puede ser causa de ruptura, e igualmente somete al mango a un esfuerzo de flexión.

Para disminuir los efectos de la fuerza T , es necesario disminuir h , o sea, equipar los vehículos con ruedas lo más pequeñas posible, compatibles con la velocidad máxima del vehículo, reducir tanto como sea necesario T , no tomando los virajes a una velocidad demasiado alta. (FIG. I.2.12)



(FIG. I.2.12)

ROTULAS.

En el mecanismo de dirección, los dos tipos más utilizados de barras de acoplamiento son:

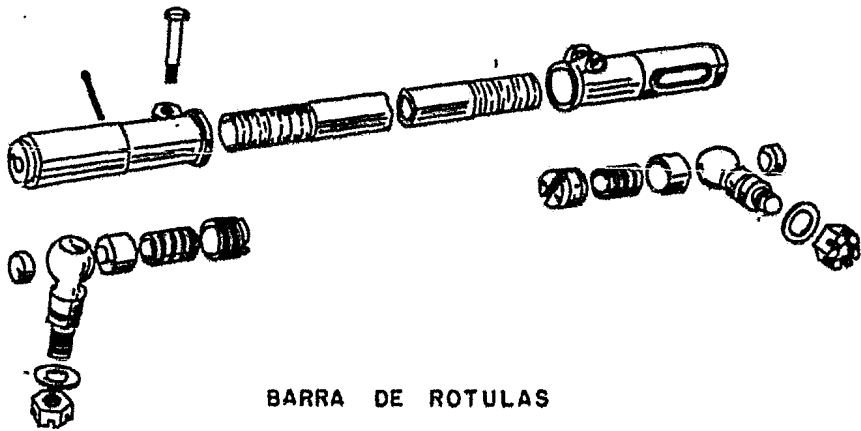
La barra de acoplamiento curvada para que no tropiece con otros elementos del bastidor sin rótulas, que son sustituidas por horquillas de mayor seguridad como se demuestra en la figura I.2.13)



BARRA DE ACOPLAMIENTO CURVADA

(FIG. I.2.13)

La otra, termina normalmente en dos rótulas que pueden roscarse más o menos sobre la barra, que sirven para variar la longitud de ésta y con ello, hacer que las ruedas estén paralelas, convergentes o divergentes, para actuar en el reglaje de la cota de la dirección llamada convergencia. Este tipo de barra se muestra en la figura - I.2.14.



BARRA DE ROTULAS

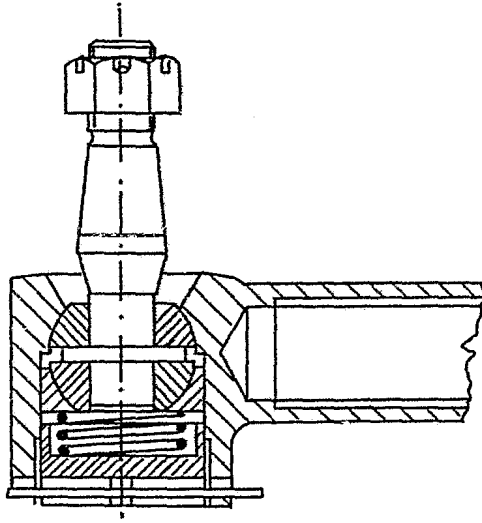
(FIG. I.2.14)

Cualquiera que sea el montaje realizado, existen forzosamente una o varias piezas del dispositivo de mando, - de las cuales un extremo sigue los desplazamientos verticales de la parte suspendida del vehículo, mientras que - el otro sigue los de la parte no suspendida. Este es siempre el caso de la barra de dirección, y en cuanto a la barra de acoplamiento, son igualmente diferentes los desplazamientos verticales de sus extremos cuando la suspensión es de ruedas independientes. Consecuencia de ello es que las articulaciones de las barras sobre las palancas, es - tén siempre realizadas mediante rótulas. Sólo pueden en principio ser excepción de esta regla, las articulaciones de los extremos de la barra de acoplamiento, cuando el - vehículo está provisto de un eje rígido.

Existen dos tipos de rótulas que difieren sustancialmente, ya que en unas el montaje de la esfera se hace sin amortiguación elástica lateral.

Lo que es lo mismo, sin posible variación en la longitud que separa las piezas enlazadas por la barra que -

lleve este tipo de rótulas, como lo demuestra la figura I.2.15.

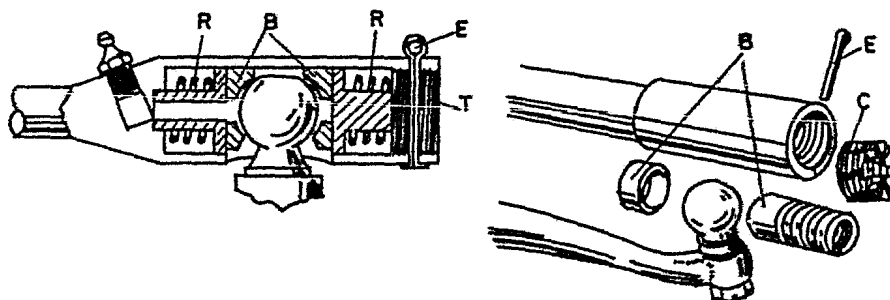


(FIG. I.2.15)

Que permitiera cierta amortiguación, muy necesaria, pues debe tenerse en cuenta, que mientras la unión al brazo de mando es a un punto fijo, por estar éste unido al bastidor a través de la fijación de la caja de mecanismos, el otro extremo oscila con suspensión, ya que es la palanca de ataque fijo al mango.

Esto obliga a cierta amortiguación, que al mismo tiempo absorba las pequeñas variaciones de longitud que durante el trabajo se producen.

El sistema puede ser de un sólo muelle o de dos. En la figura I.2.16., se vé un corte longitudinal y un despiece.



(FIG. I.2.16)

Los cojinetes esféricos B, son obligados a fijarse - en la esfera de la rótula por la acción de los muelles R, que a su vez aumentan su apriete cuando se rosca el tornillo tapón fileteado T, que vá en el interior de la barra- o biela de dirección, para permitir un pequeño reglaje en la dureza de la unión, y corregir ciertos desgastes. Este tapón o tornillo de reglaje, se suele fijar por una grupilla E, o por un tornillo prisionero.

Todas estas uniones tienen su correspondiente grase- ra, pero en la actualidad tenemos montajes en los cuales- los semi-cojinetes esféricos son de plástico o de baquelita, que exigen no solamente el engrase, sino que la super- ficie de la esfera esté cromada, pues de lo contrario, se produce una oxidación prematura en la parte metálica que- destruye muy rápidamente las partes de la pasta. En algu- nos casos se han combinado la grasa con grafito coloidal, para hacer más suave el rozamiento.

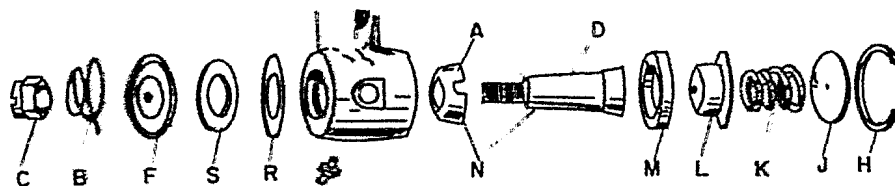
El estado de las articulaciones del mecanismo de di-

rección tiene gran importancia. Todo juego es causa de un tiempo muerto de respuesta entre el momento en el que el conductor actúa sobre el volante, y en el que las ruedas acusan esta acción. La suma de los juegos en todas las articulaciones, no puede dar lugar a una carrera muerta del volante, superior a 4 cm., cuando las ruedas están en posición de marcha en línea recta.

Por otra parte, los juegos en las articulaciones, lo mismo que la elasticidad de los acoplamientos con rótula, modifican la orientación de las ruedas.

En la figura I.2.17 . , puede verse el despiece de una articulación de rótula moderna, utilizada con mucha frecuencia en vehículos pesados en que las piezas N, constituyen la rótula propiamente dicha, la cual no termina en una esfera como puede apreciarse. La pieza postiza A, se acopla en el cono superior de D, y es la que hace de cojinete (más bien un semi-cojinete esférico). La parte superior que en otras articulaciones constituye la otra media esfera, aquí esta formada por la arandela centradora M, la capucha guía L del muelle K, y la tapa J, con seguro elástico H.

La parte inferior es ya común a casi todos los modelos: tuerca fijadora C, muelle B, arandela de copa F, guarda polvos S y arandela plana R.



(FIG. I.2.17)

CAPITULO II

II. COMPONENTES QUE SOPORTAN LA CARGA.

II.1 BASTIDOR.

Su función principal, es la de soportar la carga y estructurar la suspensión y dirección, desde el punto de vista de la Ingeniería, el bastidor es una estructura que recibe todas las cargas del camino y flexiones, debidas a esfuerzos de tensión, compresión y torsión.

El diseño de un bastidor, depende del tipo de vehículo y el servicio al cual se le destina.

En la iniciación de la Industria Automotriz y de Transporte, y durante muchos años, todos los automóviles apoyaban el motor y su carrocería en una armadura robusta de perfiles de hierro, que constituía el bastidor (chasis) de cuya resistencia dependía la solidez del conjunto del automóvil, y la sujeción de la carrocería.

Hoy, esta concepción se mantiene solamente en algu -

nos vehículos, tendiéndose a diseñar carrocerías que tengan en su propia constitución la resistencia necesaria, - con lo que el esfuerzo confiado al bastidor es bastante menor.

BASTIDORES DE CAMION: Los camiones hasta de una tonelada de capacidad, tienen bastidores similares a los - de los vehículos de pasajeros (rieles laterales, travesaños y refuerzos unidos con remaches o soldados, para formar una estructura en forma de "A", "X", "Y" o "K", para asegurar la rigidez con peso ligero).

Para camiones más grandes, los bastidores son de - construcción sencilla y resistente de hierro en U, los - rieles laterales, usualmente están paralelos entre sí a - distancias establecidas por la Sociedad de Ingenieros de Automóviles, para permitir el montaje de transmisiones, - conjuntos de transferencia, ejes traseros, y otros objetos similares.

Los camiones que van a ser usados como remolcadores, tienen un refuerzo extra de los rieles laterales y los -

travesaños traseros, para compensar los esfuerzos adicionales de tracción.

Algunos fabricantes para construir el bastidor, emplean tubos de acero de gran diámetro, en lugar de largueros con sección en U o rectangular.

El factor más importante del bastidor es la acción de flexión, por consiguiente, la capacidad de un bastidor se mide por su "resistencia al momento flexionante"-RMF. (Resisting Bending Moment: R.B.M).

El R.M.F, puede usarse como término de comparación de bastidores que tengan diferente configuración, donde R.M.F, es el resultado de multiplicar el módulo de sección por resistencia a la cedencia del material:

$R.M.F = \text{módulo de sección} \times \text{resistencia a la cedencia.}$

En México, se produce en acero al carbón con una resistencia a la cedencia de $36000 \text{ Lb/pulg}^2 = 2530.8 \frac{\text{kg.}}{\text{cm.}^2}$

Los miembros transversales, dan rigidez a la torsión y estabilidad al bastidor. (FIG. II 1.1).

DIFERENTES CONSTRUCCIONES DE BASTIDORES.

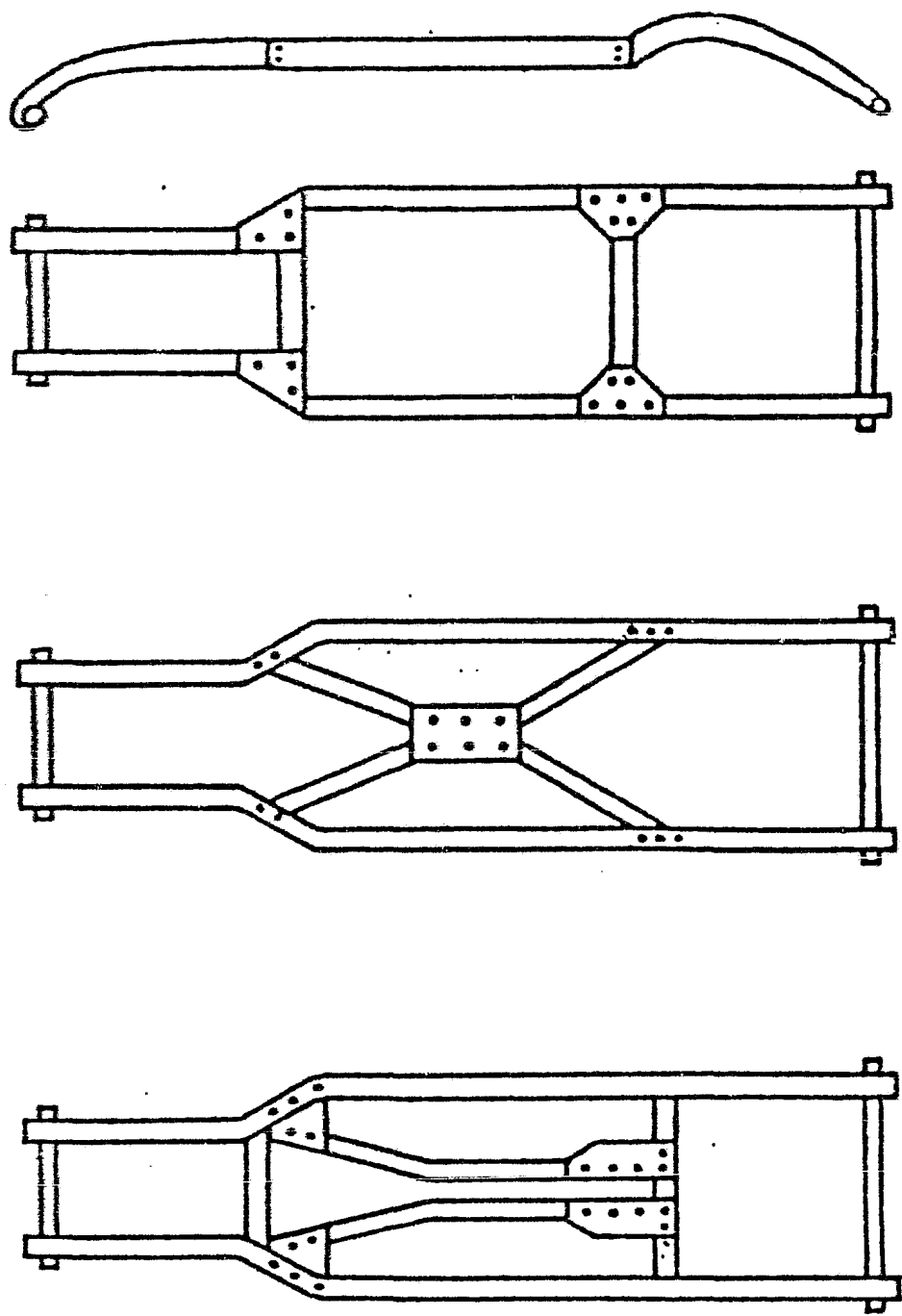


FIG. II.1.1

II.2 DIFERENTES ELEMENTOS DE ACOPLAMIENTO ENTRE EL EJE Y- EL BASTIDOR (SUSPENSION).

- Necesidades de un contacto elástico con el terreno.
- Planteamiento del problema fundamental:
Conciliar el confort y la estabilidad.
- Las diferentes soluciones propuestas.

Con el término suspensión, se indica generalmente el conjunto de órganos mecánicos que en un vehículo unen las ruedas a la estructura principal.

Si la carretera, o en cualquier caso la superficie - sobre la que se mueven los vehículos fuera perfectamente-nivelada y lisa, la unión rueda-vehículo, podría simplifi- carse y ser en el límite rígida, en el sentido de que, el eje sobre el que gira la rueda, se fijara directamente al bastidor, ésto se puede llevar a cabo con determinado ti- po de vehículos, que debido a sus velocidades tan bajas,- se considera suficiente la flexibilidad de los neumáticos para absorber las imperfecciones del camino.

Como las carreteras nunca son perfectamente lisas y presentan un firme irregular, es necesario contar con dispositivos de unión, rueda-bastidor, capaces de asumir las siguientes funciones: ELASTICIDAD, es decir, el medio para absorber y transmitir suavemente las asperezas y obtener el necesario confort de marcha, AMORTIGUACION, es la capacidad para controlar las oscilaciones producidas por nuestro dispositivo elástico, finalmente, una serie de órganos mecánicos que, con una determinada disposición de los puntos de anclaje, permiten controlar los movimientos verticales de las ruedas, para que las características de marcha se acerquen lo más posible a las deseadas por el conductor.

Por tales motivos, nuestro vehículo podría confiar estas importantes funciones exclusivamente a los neumáticos por blandos que fuesen, (aunque éstos tienen como una de sus propiedades, absorber las asperezas más pequeñas y conservar silenciosa la marcha del vehículo).

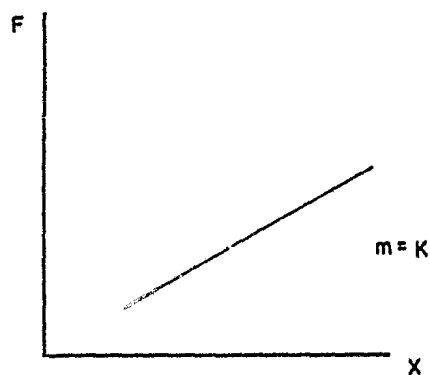
Los elementos componentes de las suspensiones, se dividen con base a sus funciones en tres grupos: MUELLES-

(elementos elásticos), amortiguadores (disipadores de energía) y los órganos geométricos y estructurales de la unión rueda - bastidor (brazos, rótulas, pivotes, mangos etc).

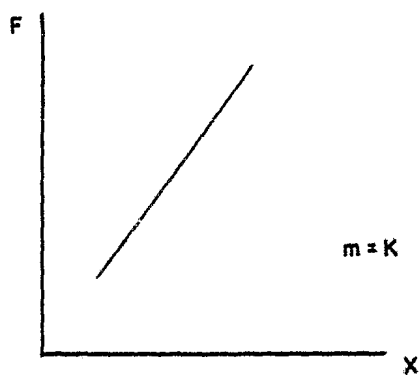
MUELLES.

Como mencionamos, son uno de los principales componentes en la suspensión de un vehículo; las definimos como elementos mecánicos que pueden deformarse de manera no permanente almacenando energía potencial, para después restituirla parcial o totalmente, en función de su característica de amortiguamiento.

Las muelles tienen una aplicación muy amplia en cualquier sector de la técnica, pueden ser de metal, caucho, plástico, madera, etc. El esfuerzo de la pieza podrá ser de tracción, compresión, de flexión o de torsión. Cualesquiera que sea la forma y el material de una muelle, su comportamiento se pone de relieve con la curva característica, que expresa la relación entre esfuerzo y deformación conocida como constante de un elemento elástico.



Muelle suave



Muelle rígida

Dicha curva característica nos muestra que a mayor pendiente se tiene una muelle mas rígida, determinada por la ecuaciones:

$$K = \frac{F}{X}$$

DONDE

K = Constante de elemento elástico

F = Esfuerzo

X = Deformación

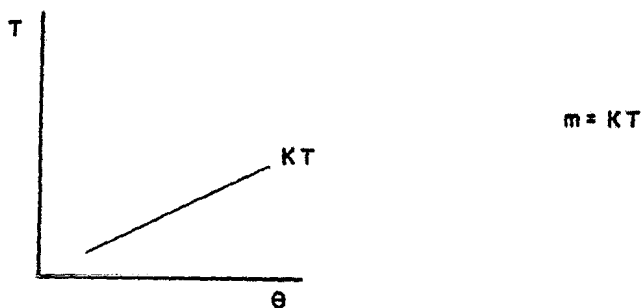
O BIEN PARA EL CASO DE UNA BARRA

$$K = \frac{T}{\theta}$$

DONDE

T = Esfuerzo de torsión

θ = Angulo de Torsión



Las muelles se clasifican de acuerdo a sus condiciones -

de trabajo en:

- Muelles de hoja o ballestas.
- Muelles de torsión (barras).
- Muelles helicoidales (resortes).

En caso necesario, se hacen otras sub-divisiones, de acuerdo al servicio que prestan o su capacidad en cargas:

- Muelles para servicio ligero o extrema comodidad.
- Muelles para servicio pesado o de carga.

MUELLES DE BALLESTA (DE HOJA).

Como ya hemos dicho, una de sus principales funciones es almacenar energía al flexionarse y liberarla al recuperar su posición original; independientemente de ser un elemento de carga y de contribuir a un buen control de la estabilidad lateral de nuestro vehículo.

En su ciclo de trabajo; el esfuerzo sobre la muelle no debe exceder de un determinado máximo o se producirá una falla prematura, esta consideración, limita el valor de energía que puede almacenar, otra limitación pudiera ser el peso mismo de la muelle, comparativamente con otro tipo, como es el caso de los resortes helicoidales-

o barras de torsión que son mucho más ligeros, pero esto puede ser balanceado con otra función muy importante, - que es el poder utilizar una muelle de hojas planas como un eslabón entre la suspensión y la carrocería, o sea - como parte estructural del vehículo, lo cual hace económicamente competitiva con otras opciones.

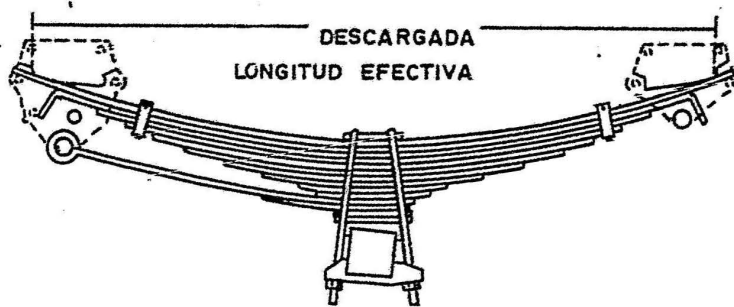
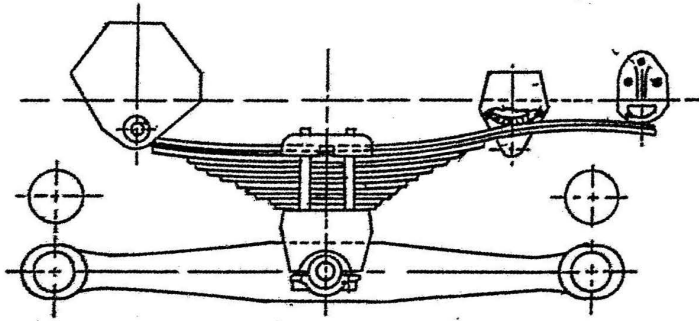
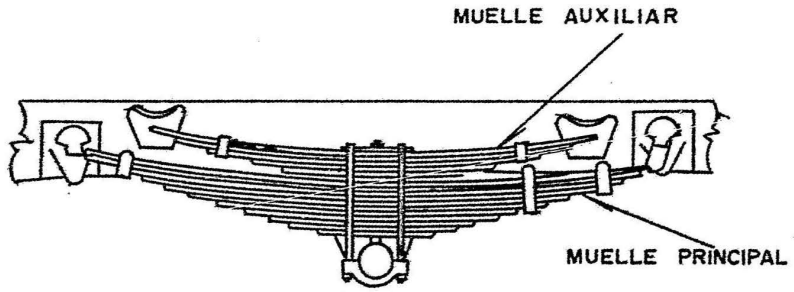
Esta es la más utilizable en la actualidad, tanto - en automóviles como camiones de carga y autobuses de - pasajeros entre otros, lo cual es debido a su versatili- dad, mencionada en párrafos anteriores, y a su bajo - costo de fabricación.

El ensamble se compone de varios elementos, entre - ellos están las hojas, que de acuerdo a la cantidad, - colocación, longitud, espesor y diseño, nos determinarán su funcionamiento.

Cuando el diseño lo requiere, se tienen hojas sobre puestas a la principal que se denomina hojas de rebote, su función principal es almacenar energía ocasionada por sobresaltos en el vehículo, torceduras al momento de - frenado o al arranque.

Esta muelle trabaja por flexión. Puede estar construída por una lámina o por varias, agrupadas en un paquete, - en este último caso, el rozamiento que se crea por el frotamiento de las hojas, confiere cierto efecto amortiguador. La rigidez de dichas muelles, aumenta con su espesor, la anchura y el número de hojas, y disminuye al aumentar su longitud.

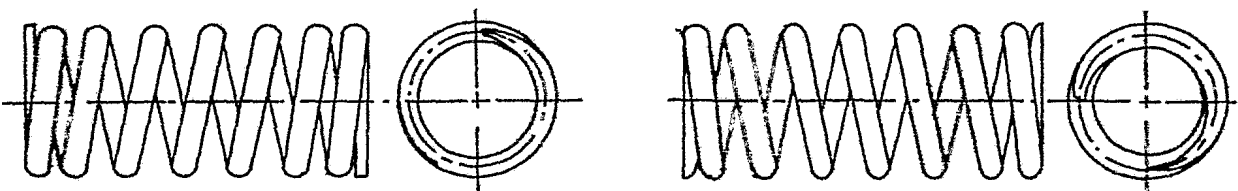
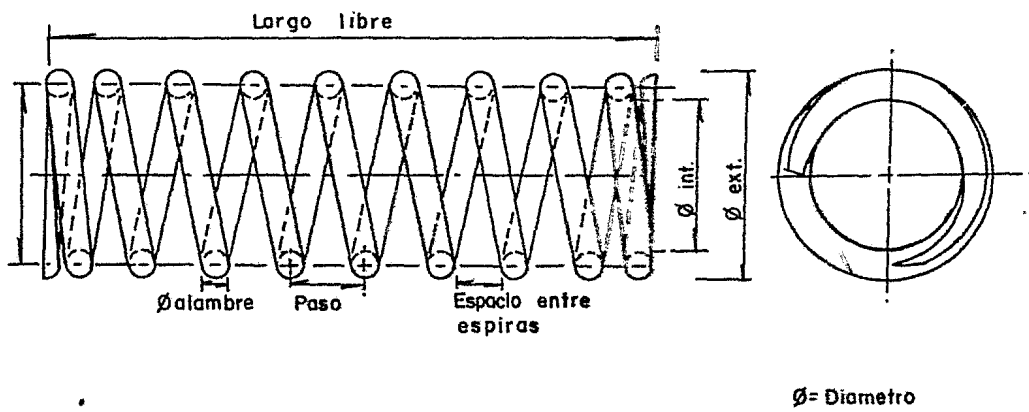
Poseen una gran dureza transversal, que ha sido utilizada en vez de un verdadero anclaje en esa dirección. Esta característica, junto con su capacidad de soportar fuertes cargas y de asumir condiciones elásticas especialmente tirantes, las hace aptas para suspensiones muy simples con gran capacidad de carga. (FIG. II.2.1).



(FIG. II. 2. 1)

RESORTES. (MUELLES HELICOIDALES)

Están constituidos por una barra, generalmente de sección circular, enrollada en caliente o en frío sobre un cilindro, pueden ser de paso constante o variable: Los primeros son lineales, mientras que los segundos son de características duras; de hecho, durante la compresión, las espiras de paso menor se ponen en contacto y no contribuyen a la deformación de la muelle. Cuando se carga la muelle con una determinada fuerza con dirección según el eje del cilindro de enrollamiento, la barra de que está formado el resorte, es solicitada al mismo tiempo, por torsión, por flexión y por cortante, pero principalmente por torsión. La rigidez de la muelle helicoidal, a igualdad del número de espiras y el radio de enrollamiento, aumenta con la cuarta potencia del diámetro de la barra; con igualdad de diámetro del hilo y el radio de enrollamiento, la dureza disminuye al aumentar el número de espiras; a similitud del número de espiras y de diámetro del hilo, la rigidez disminuye con el cubo de radio de enrollamiento. (FIG. II.2.2).



EXTREMOS ESCUADRADOS

a) EMBOBINADO A LA IZQUIERDA

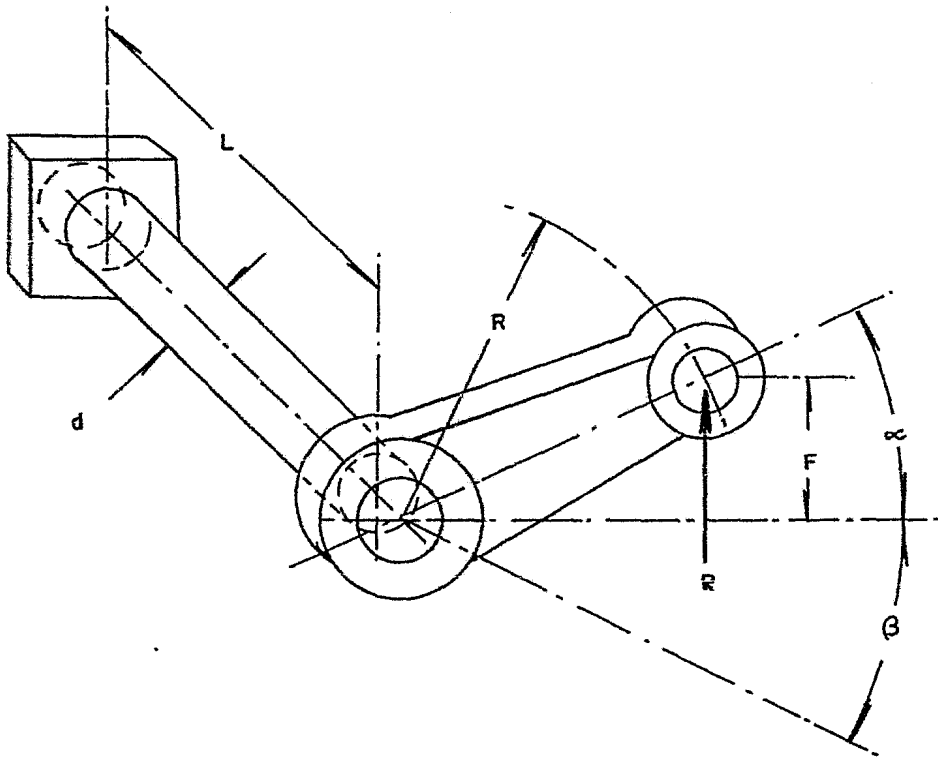
b) EMBOBINADO A LA DERECHA

(FIG. II.2.2)

Un problema que se debe tener presente en la elección del tipo y dimensiones de las muelles, es el de la resonancia, fenómeno por el que una muelle sometida a alta frecuencia, es recorrida por ondas de compresión en las espiras, que producen irregularidades en la acción de retorno. Para eliminar dicho inconveniente, es necesario que la masa en movimiento de la muelle, sea lo más pequeña posible, y sobre todo, que la frecuencia propia de vibración no llegue a igualar a la frecuencia de resonancia del sistema. •

BARRAS DE TORSION.

Las barras de torsión, son unas muelles de eje rectilíneo, generalmente circular, y con unos cabezales de fijación; su rigidez crece con la cuarta potencia del diámetro, y disminuye al aumentar su longitud. Estas encuentran además gran aplicación como estabilizadoras del balanceo, y como elementos elásticos de las suspensiones. (FIG.II.2.3)



(FIG. II.2.3)

Las barras de torsión almacenan energía al aplicarles un momento, uno de los extremos se fija a la carrocería y el otro a un elemento capaz de soportar un peso (generalmente el chasis). Cuando las dos ruedas del mismo eje suben y bajan simultáneamente, las barras se limitan a girar en sus soportes sin acción sobre la suspensión. Pero cuando una sola rueda se eleva o baja, o cuando la carrocería se inclina, las barras de torsión tienen la función de oponerse al movimiento.

AMORTIGUADORES.

Este es otro de los elementos importantes a considerar en nuestro diseño.

Como su nombre lo indica, es un mecanismo hidráulico - de amortiguación que se emplea para reducir las vibraciones originadas en las muelles. Es decir, que opone resistencia a los movimientos de las muelles, con el objeto de realizar un control sobre éstas, tanto a compresión como a tensión;- esta resistencia es determinada por el tipo de vehículo que se trate, la suspensión que se emplee, y la ubicación y - posición en que el amortiguador deberá ser montado, poniéndose de relieve la ecuación característica:

$$C = \frac{F}{\alpha}$$

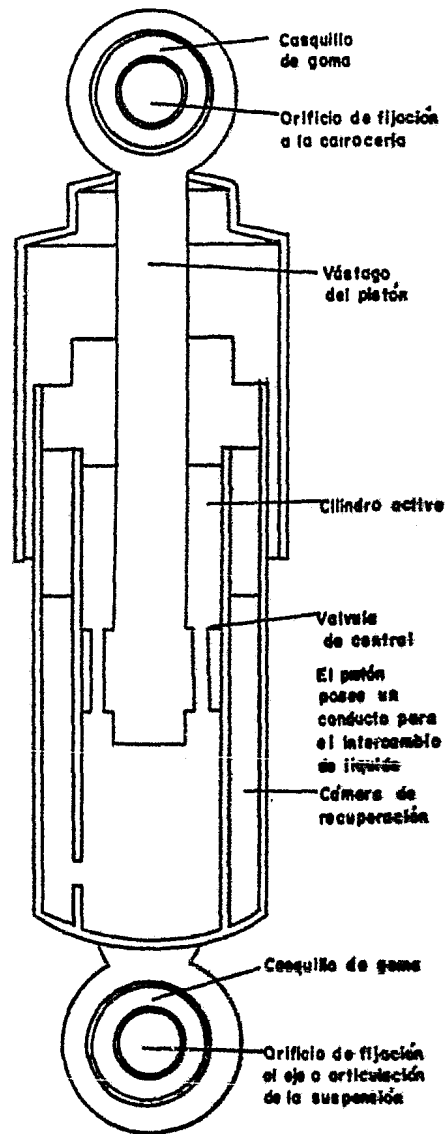
DONDE

C = Constante de Amortiguación

F = Esfuerzo aplicado

α = Velocidad de Compresión o tensión

Los amortiguadores también ejercen control sobre movimientos de balanceo, ladeo o cualquier cambio en la posición del peso de la carrocería al tomar curvas, arrancar o parar. La resistencia que desarrolla, se realiza forzando-



(FIG. II.2.4)

aceite a través de pasajes restringidos, por lo cual, el control requerido se lleva a cabo modificando el tamaño de dichos pasajes. (FIG. II.2.4).

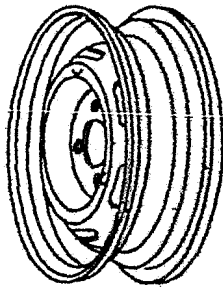
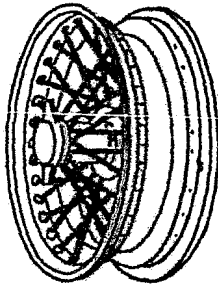
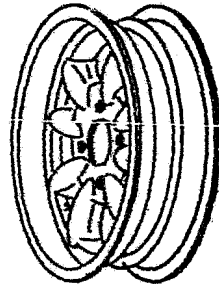
El secreto de una buena suspensión, estriba en que no debe producirse resonancia (acumulación de oscilaciones) en diversas partes del sistema que comprende tanto los neumáticos como los asientos de las muelles.

Cada muelle posee su propia frecuencia de resonancia, y lo mismo sucede con los demás elementos. La diferencia entre estas frecuencias y la capacidad de amortiguación, contrarresta la resonancia y proporciona una marcha confortable.

Debido a que mientras mayor es un amortiguador, absorbe más energía y la dispersa al ambiente más rápido; los vehículos operan bajo condiciones de trabajo pesado y en caminos difíciles, son dotados con amortiguadores más grandes, especialmente diseñados para soportar este uso.

RINES.

La mayoría de los vehículos actuales, utilizan rines de disco de acero estampado. Son ligeros, fuertes, rígidos y resistentes a los golpes. También son fáciles de producir en grandes cantidades y a precio moderado. (FIG.II.2.5).

**DISCO DE ACERO
ESTAMPADO****RUEDA DE RADIOS****DISCO DE ALEACION LIGERA****(FIG. II.2.5)**

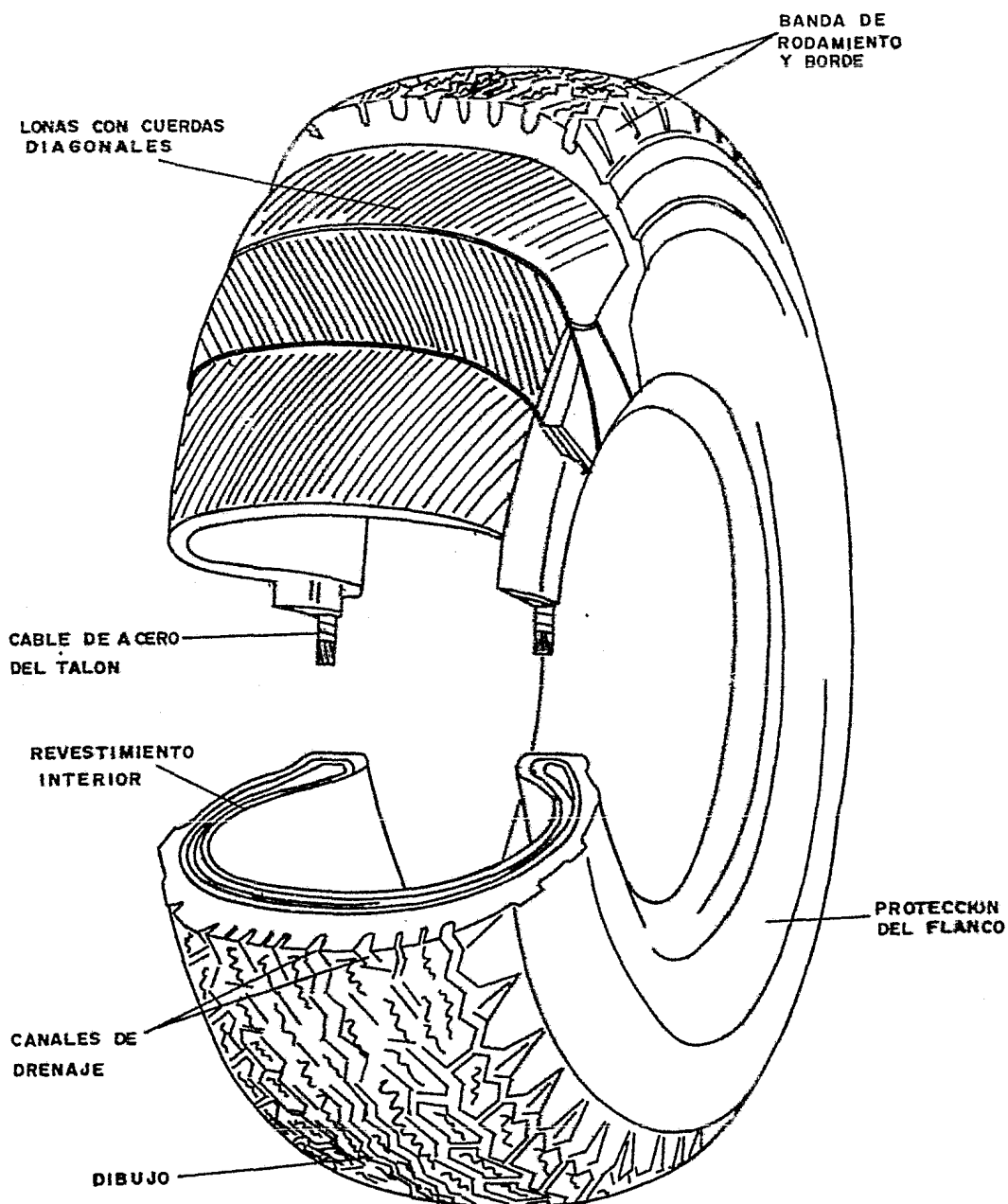
Los rines están sometidos a grandes esfuerzos, tienen que soportar el peso del vehículo, las fuerzas de aceleración y frenado, y las que se producen en los cambios de dirección. Con frecuencia se ven obligados a soportar varias de estas fuerzas al mismo tiempo. Puede ocurrir por ejemplo, que se combinen la aceleración o frenado con un cambio de dirección.

Para que el control de la dirección sea perfecto, las ruedas deben ser de construcción rígida. No existe dificultad en obtener esta dureza, si la rueda es de aleación ligera, pues la fundición prevee unos esfuerzos que semejan "radios" cortos y gruesos. En las ruedas de acero estampado, la forma de la parte radial, es casi cónica para proporcionar mayor rigidez lateral.

LLANTAS

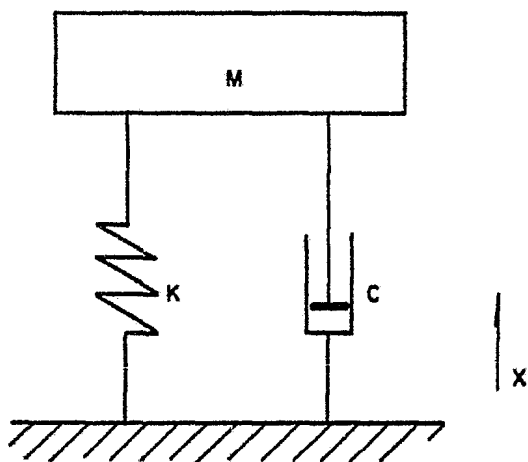
El dibujo de una llanta, está formado por una red de -
acanaladuras diferentes en anchura y profundidad, su disposi -
ción está determinada por la estabilidad cuya condición -
viene dirigida por las condiciones del terreno seco mojado.
De hecho, en un neumático para empleo sobre carretera, o -
sea, no concebido para un determinado uso, la banda de roda -
miento y por lo tanto el dibujo, consiste en una serie de -
tacos que con su comportamiento bajo los esfuerzos, condi -
cionan la adherencia y el desgaste; en consecuencia, éstos
dependerán tanto de la extensión de la superficie de la -
huella respecto a la dirección del movimiento, Cuanto más -
grande sea su flexibilidad, mayor será el ángulo de deriva
que adoptará el neumático en las curvas (FIG. II.2.6).

El principio del funcionamiento de una llanta o neumá -
tico, es muy similar al de la rueda de rayos, la carga que
actúa sobre el aro que constituye el piso, no está sosteni -
da por el aire, sino por las fibras superiores del centro -
del neumático sometidas a tracción (como en una rueda de -
bicicleta). El aire sirve solamente para mantener en tensión
todas las fibras.



(FIG. II.2.6)

La característica principal de una llanta es el tener propiedades de un sistema de vibración compuesto por una masa suspendida por un resorte y un amortiguador como se muestra en la fig.



II.3 BOGIES.

Analizaremos los puntos que generalmente se consideran para que una suspensión "BOGIE", trabaje con una eficiencia óptima, mismos que a continuación enunciamos:

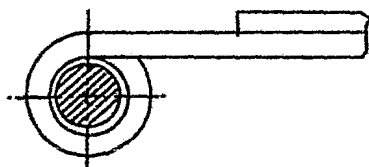
1. Localización del eje.
2. Geometría "NO REACTIVA".
3. Estabilidad de giro.
4. Adecuado montaje al chasis.
5. Facilidad de manejo del "BOGIE" en esquinas.
6. Articulación.
7. Angulo de apoyo entre ejes.

1. LOCALIZACION DEL EJE

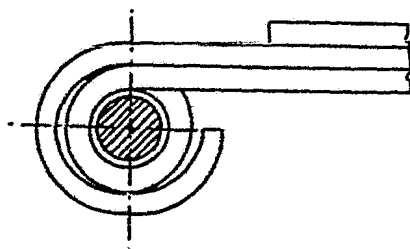
Este punto lo hemos considerado el de mayor importancia, debido a que si una de las perchas que unen al eje con el chasis llegara a fallar, dejaría al vehículo fuera de control del conductor.

Particular atención es necesaria poner en los ojales de la muelle, ya que es mucho mejor colocar una muelle do

ble (FIG. II.3.1), que proteja al bogie y al perno, que una sola (FIG. II.3.2.), puesto que si esta última llegara a fallar, habría forma de evitar un aparatoso accidente, que podría causar graves pérdidas humanas y económicas; en tanto que con la muelle doble, tenemos tiempo de detener el vehículo.



(FIG. II.3.2)



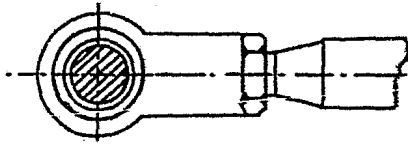
(FIG. II.3.1)

Los radios de las rótulas son generalmente diseñados dentro de los límites de tensión dinámica, pero se debe observar las tuercas de seguridad en rótulas ajustables.-

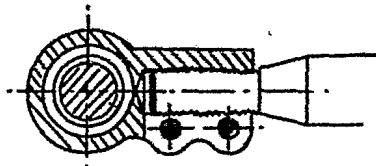
(FIG. II.3.3.)

Por la razón de que al producirse una articulación -
cruzada de los ejes, las rótulas están sujetas a torsión, -
lo que puede ocasionar que las tuercas trabajen sueltas. -
Las rótulas con rosca interior y tornillos sujetadores, -
son mucho mejores, pero por supuesto, las no ajustables -
son superiores, desde el punto de vista seguridad.

(FIG. II.3.4.)



(FIG. II.3.3)



(FIG. II.3.4)

Si es necesario el ajuste, éste puede obtenerse de - distintas maneras, tales como pernos excéntricos a través de los ojales o guías soldadas en soportes colgantes, hasta que los ejes son alineados con el chasis para proceder a soldar.

Otra forma es, un correcto ensamble final en el cual se alinean los ejes sin necesidad de ajuste alguno.

2. GEOMETRIA NO REACTIVA

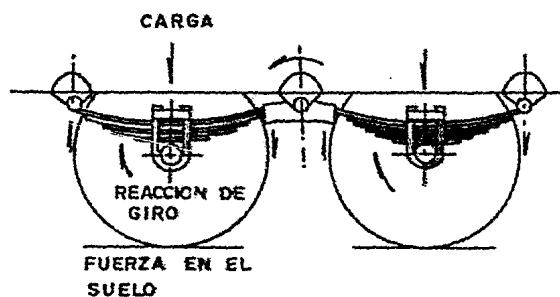
El segundo punto de la lista, llamado geometría "NO-REACTIVA", puede ser muy complejo y extenso para el observador usual.

Para una mayor comprensión de lo que significa esto, se explicará lo siguiente:

Cuando un movimiento o frenado es aplicado en dos ejes formando un "BOGIE", donde los ejes llevan igual carga y por lo tanto, tienen el mismo peso sobre el piso, se desea que esta igualdad se mantenga uniforme durante toda la aplicación de movimiento o frenado, para lograrlo, el-

diseñador deberá tomar en cuenta, dos fuerzas dinámicas - que actúan sobre cualquier eje. Esto puede usualmente definirse como la fuerza hacia abajo, resultado de la acción - de un peso; empuje hacia adelante cuando se trata de un movimiento, o cuando se frena y esfuerzo de torsión alrededor del centro debido a la reacción contra la fuerza de - conducción entre la llanta y el suelo.

Lo más importante de las anteriores consideraciones, - es el esfuerzo de torsión por lo que en muchos diseños, - los efectos de la torsión no están balanceados. Tomemos como ejemplo el "BOGIE" de cuatro muelles con balancín central (FIG. II.3.5.)



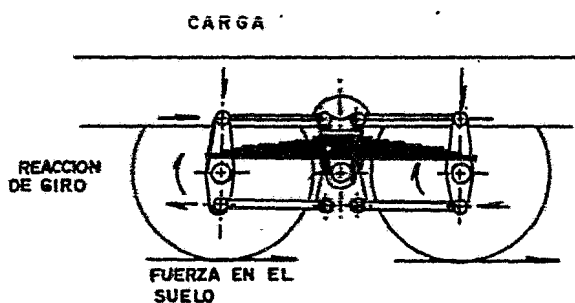
(FIG. II.3.5)

En este tipo de bogie, el eje delantero está ligado - hacia el chasis por el ojal de la muelle delantera, y la - parte trasera de la muelle del eje delantero, se encuentra empotrada al balancín central.

La muelle del eje trasero, va a la inversa de la ante - riormente descrita.

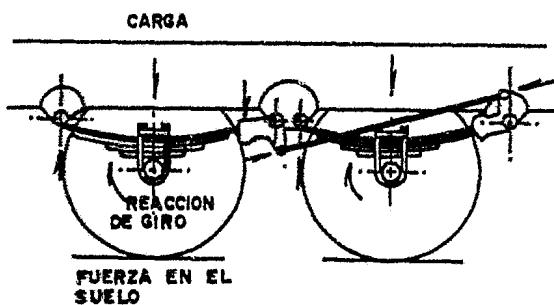
Si observamos el efecto de la reacción de torsión del eje delantero cuando existe conducción, hallaremos que la - muelle trata de girar en el sentido de reloj, forzando a - la parte delantera de la muelle del eje delantero hacia - arriba, y a la parte posterior con un movimiento hacia aba - jo. La misma reacción se aplica para el eje trasero, con - el resultado de que el balancín está sujeto a una fuerza - hacia abajo de la parte delantera de la muelle, y una fuer - za hacia arriba de la parte trasera de la misma. Como es - tas dos fuerzas están en igual dirección contra las maneci - llas del reloj, dá como resultado la transmisión de peso - del eje trasero al eje delantero.

Por supuesto, si se aplica mayor fuerza de conducción la fuerza de torsión aumenta y el peso transmitido es mayor hasta que las llantas traseras disminuyan la adherencia al suelo, y la conducción se dificulte o se pierda. Suspensiones típicas que son no reactivas, son las de conexión paralela (FIG. II.3.6.)



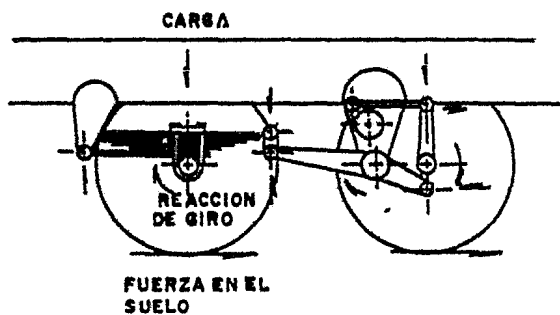
(FIG. II.3.6)

La de cuatro muelles con barras de tensión y manivela de campana (FIG. II.3.7.)



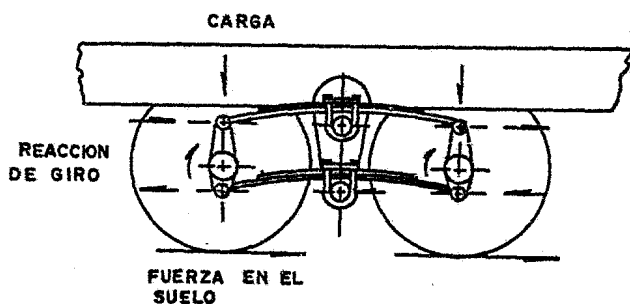
(FIG. II.3.7)

Dos muelles con brazos de balance (FIG. II.3.8.)



(FIG. II.3.8)

Y la de muelles gemelas (FIG. II.3.9.)

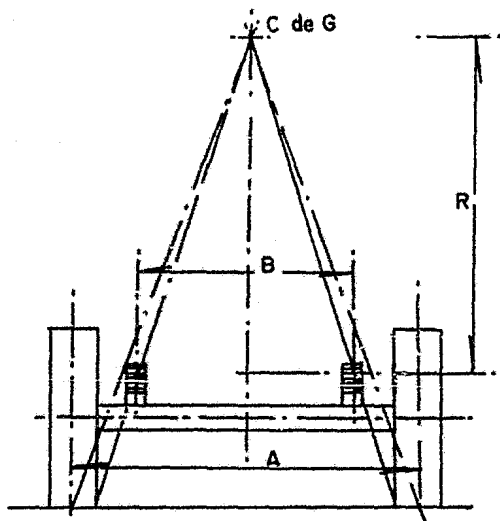


(FIG. II.3.9)

Las fuerzas bajo conducción o manejo, se muestran en los dibujos de cada una de las suspensiones antes mencionadas.

Si el manejo simple es empleado, entonces un conjunto diferente de reglas debe aplicarse, ya que si la conducción es en un eje, entonces el diseñador debe tratar de lograr tanto peso como sea posible en el eje de conducción. Si esto se logra con transferencia de peso bajo condiciones de manejo es bueno, pero bajo frenado, el bogie debe ser aún no reactivo. En el bogie figura II.3.10, con la

disposición mostrada, se logran ambos requerimientos.



(FIG. II.3.10)

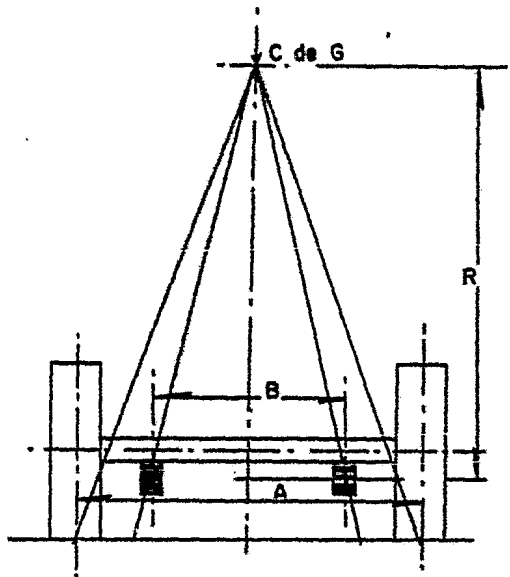
Tal característica, también es importante cuando un -
doble eje es usado, por si uno de ellos está en suelo res-
baladizo y el otro trata de conducir el vehículo hacia el-
bogie; donde los ejes llevan igual carga y por lo tanto, -
tienen el mismo peso sobre el suelo; se desea que la igual
dad se mantenga durante toda la aplicación, para obtener -
ésto, el diseñador debe tomar nota de las fuerzas dinámi -
cas actuando en cualquier eje, lo cual puede usualmente de
finirse como fuerza hacia abajo de peso aplicado, empuje -
hacia adelante para manejo, o lo opuesto para frenado y -
fuerza de torsión o rotación alrededor del eje central, de
bido a la reacción contra la fuerza de manejo o conducción
entre la llanta y el suelo.

Lo más importante, es el esfuerzo de torsión o rota -
ción, porque en muchos diseños el efecto de las reacciones
de esfuerzo de torsión, no tienen balance.

3. ESTABILIDAD DE GIRO

Es importante este punto cuando uno considera la velo
cidad y peso de los transportes modernos, especialmente en
bogies de trailers.

Existe una o dos reglas vitales que deben aparecer en mente, cuando se considera la estabilidad de giro. Primera mente, el punto medio de la muelle debe ser colocado tan separado transversalmente a través del vehículo como sea posible, y segundo, la muelle debe estar tan lejana como se pueda, en relación del centro de gravedad del bogie, de acuerdo a la siguiente ilustración. (FIG. II.3.11)



(FIG. II.3.11)

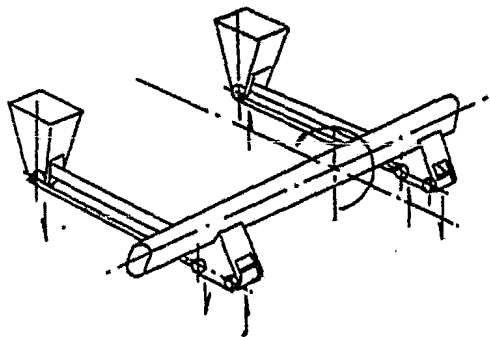
4. ADECUADO MONTAJE AL CHASIS

El cuarto punto a tratar de la lista, es el montaje al chasis al cual también se le debe dar atención considerable, dependiendo del vehículo requerido. Como regla general, la carga del chasis a los ejes debe separarse una distancia razonable, los montajes de tipo de junta paralela en punto central, figura II.3.6 y II.3.9, no son muy buenos comparados con el montaje en dos puntos como se muestra en la figura II.3.8, o en tres puntos como se observa en las figuras II.3.6 y II.3.7. Como en toda regla, existe una excepción y esto ocurre con un tanque cisterna donde una simple caja tirante, es construída hacia el tanque y una junta paralela "BOGIE", puede montarse en el borde de esta caja.

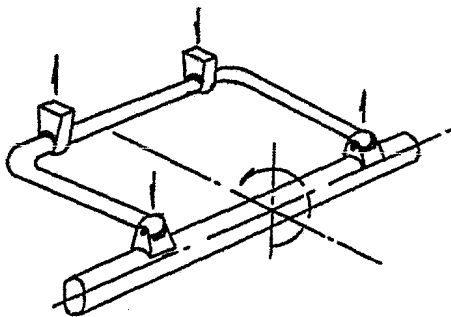
El otro punto importante sobre montajes separados, es que cuando el vehículo dá la vuelta en una esquina, el bogie debe de achaparrarse para seguir la curva. Si se usa el montaje central, entonces las fuerzas o tensiones laterales aumentan, y son a veces atrapadas por la adición de redes largas diagonales y abrazaderas, desplegándose a lo largo de la armadura del chasis, desde el miembro transversal.

Muestran la influencia de estos factores, la dimensión R , que es la medida del brazo del centro de gravedad de carga al centro efectivo de giro, A : es la base de estabilidad de la llanta y B : la base de estabilidad de la muelle. Podemos observar que el efecto de muelles altas y separadas sobre las flechas muy bajas, es un tanto sustancial.

Por supuesto, los resortes centrales y su altura sobre el suelo, no son el único factor importante de la resistencia de giro, sino hay muchos dispositivos que son usados para ayudar. Las barras de torsión, son a veces incorporadas y el hule puede ser utilizado por la conexión entre ejes y radios de brazos, para usar ejes torsionales como estabilizadores (FIG. II.3.12. y II.3.13)



(FIG. II.3.12)



(FIG. II.3.13)

5. FACILIDAD DE MANEJO DEL "BOGIE" EN ESQUINAS

El objetivo de todos los diseñadores cuando consideren ya sea vehículos rígidos o articulados, es conseguir un giro circular donde todos los ejes sigan tan cerca como sea posible la misma trayectoria.

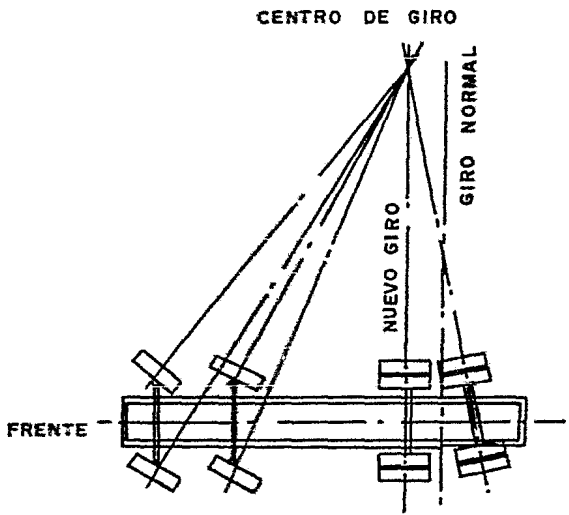
El corte de los ejes traseros, no es deseable por las siguientes razones:

- a) El círculo de giro, aumenta la fuerza centrífuga actuando en el centro de gravedad e incrementa la magnitud de giro.
- b) Con las limitaciones a que están sujetas las compañías constructoras; los fabricantes de vehículos largos deben pensar que dicha unidad se corra lo menos posible al carril contrario en la curva.

Un bogie con igual carga en ambos ejes, se manejará en una línea transversal a través de la línea central del bogie, pero si esa línea puede ser adelantada, entonces la efectividad de la base de las ruedas es reducida y la vuelta en la esquina es mejorada.

Una manera de hacerlo es, consiguiendo que en la suspensión el montaje del eje trasero a la parte final del balancín, sea mucho menor que el punto de apoyo de los balancines.

Con esta disposición, cuando el vehículo gira en las esquinas, el eje se mueve hacia atrás en el radio exterior de la curva y hacia adelante en el radio interior. Esto tiene los efectos mostrados en la figura II.3.14.



(FIG. II.3.14)

Otra ventaja de eje direccional, es que un bogie normal trata de avanzar en una línea recta y entonces resiste los efectos de la dirección del eje delantero; mientras que con el eje trasero direccional, el bogie ayuda al vehículo a tomar la curva.

6. ARTICULACION

Los bogies con tracción, deben diseñarse de tal manera que mantengan sus ruedas en la tierra durante todo el tiempo; y por lo tanto, la cantidad de articulación diseñada en el bogie, es importante para cualquier vehículo que transite generalmente en lugares construídos, reducidos u otro tipo, tales como una bodega o arsenal.

7. ANGULO DE APOYO ENTRE EJES

Cuando un doble diferencial es empleado, generalmente existe una flecha tractiva con juntas que unen al eje trasero con el delantero, esta flecha tendría iguales ángulos en ambas juntas en posición normal de movimiento, y no tendría ángulos excesivos cuando se presentara toda la articulación.

El tipo de suspensión mostrada en la figura II.3.5 - es usualmente mala en este respecto, debido a que los ejes son levantados en dirección opuesta de la articulación.

CAPITULO III

III. GENERALIDADES DE DISEÑO.

Ya expuestos los principios y mecanismos básicos que constituyen los remolques, en este capítulo fundamentaremos las concepciones iniciales para que nuestro prototipo de remolque satisfaga las condiciones de dirección y control en la plataforma de carga.

La creación de un remolque con eje trasero direccional surgió con la necesidad de la transportación de estructuras con exceso de largo, que es muy limitado en nuestro país, ya que por el trazado de las carreteras actuales, los riesgos que implican su movilización pueden ser varios, tales como:

- a) Invadir con el remolque el carril de circulación contrario al realizar trayectorias cerradas, o bien el tope de la estructura con el talud.
- b) En caso de que la estructura a transportar forme parte del remolque, por el exceso de longitud, -

siempre se presenta un arrastre de llantas en los últimos ejes de carga, lo que implica que dichas estructuras deberán considerar en su diseño, los esfuerzos a que son sometidas en su transportación.

- c) Su gran movilización si no cuenta con áreas grandes para realizar maniobras de acomodo y descarga.

Para ejemplificar esta problemática, expondremos de manera muy simple un caso, suponiendo los siguientes datos:

R=20 mts. RADIO DE CURVATURA DE LA CARRETERA
L=20 mts. LONGITUD DE LA ESTRUCTURA A TRANSPORTAR
a=1.5 mts. DISTANCIA ENTRE LOS EJES DEL REMOLQUE

Lo cual se demuestra en la parte correspondiente a los ángulos de dirección.

Por otra parte, para la transportación de equipo con exceso de carga es necesaria la utilización de más puntos de apoyo, lo que incrementa el número de ejes en la plataforma, este aumento nos implica una serie de problemas por la rigidez de ésta, siendo los más importantes, su movilización en trayectorias cerradas, arrastre de las llantas más distantes del remolque a la plataforma, y los limitantes de diseño para mayores cargas.

Conociendo todas estas necesidades, limitaciones y antecedentes, definimos como siguiente paso las condiciones que tendrá que satisfacer nuestro mecanismo:

Lograr que se pueda posicionar nuestra plataforma de carga, de modo tal que las maniobras que efectúe sean acordes a una trayectoria establecida de desplazamiento.

Análogamente, proponer condiciones que permitan una sincronización de ejes para su empleo en plataformas de equipo pesado.

ALTERNATIVAS DE DISEÑO

Para seleccionar las características adecuadas del vehículo, se tuvieron que estudiar varias alternativas y después de recurrir a algunos modelos, estudios de ventajas y desventajas que a continuación presentamos, llegamos a las concepciones iniciales de nuestro diseño; las alternativas que consideramos son las siguientes:

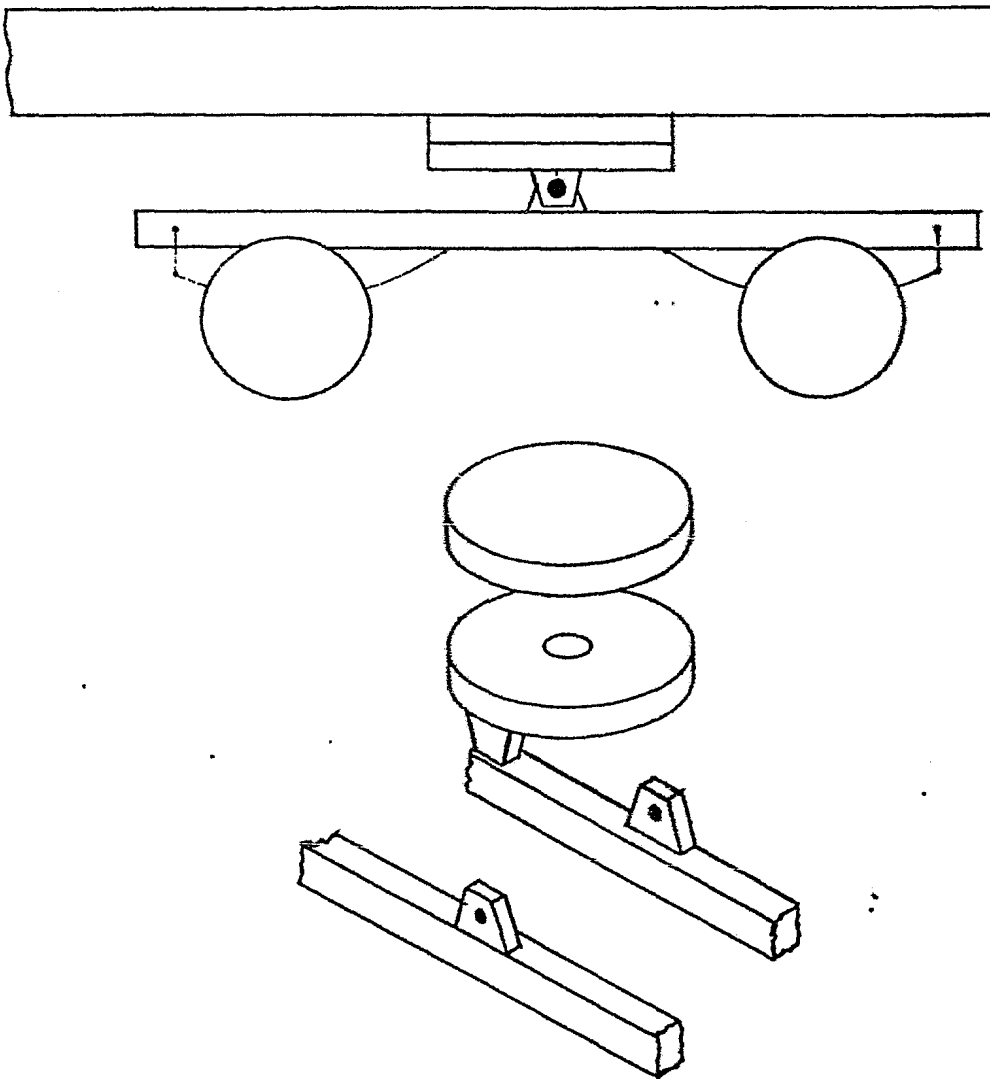
1. ESTRUCTURA INDEPENDIENTE AL CHASIS CON SUSPENSION PROPIA.

Esta alternativa se consideró tomando en cuenta la posibilidad de contar con una plataforma con giro de 360 grados y que soportara parte de la carga de nuestro remolque por medio de una suspensión propia, es decir, que tendríamos una estructura rígida con un determinado número de ejes (dependiendo de la carga) unidos al chasis por muelles y amortiguadores.

La plataforma independiente sería unida al chasis del remolque con una articulación, con la finalidad de ceder a los diferentes ángulos que formaran plataforma y remolque.

El giro de dicho dispositivo sería total, es decir, que describiríamos un círculo con centro en el punto de apoyo del vehículo.

ALTERNATIVA I



2. EJES DIRECCIONALES

La alternativa de eje direccional consistió en forma general en una serie de ejes con un sólo centro de giro y cada uno con sus respectivas ruedas, la suspensión puede ser por muelles, resortes en cada eje, muelle atravesada o resorte al centro; generalmente estos ejes requieren de barras de control para evitar desplazamientos longitudinales.

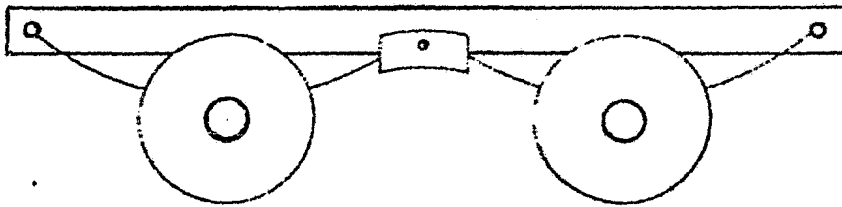
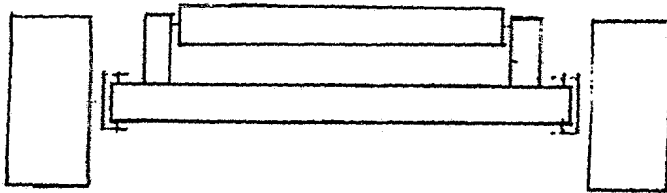
También se puede utilizar una placa de apoyo en lugar de la barra de control.

3. RUEDAS CON DIRECCION DE MOVIMIENTO INDEPENDIENTE

Otra de las alternativas que nos planteamos fué la de contar con articulaciones entre ejes y ruedas, estas se utilizan en forma convencional en la mayoría de los vehículos.

El principio de este sistema consiste en tener el eje unido a través de articulaciones (rótulas o pernos) a los elementos que sirven para sujetar las ruedas (mangos).

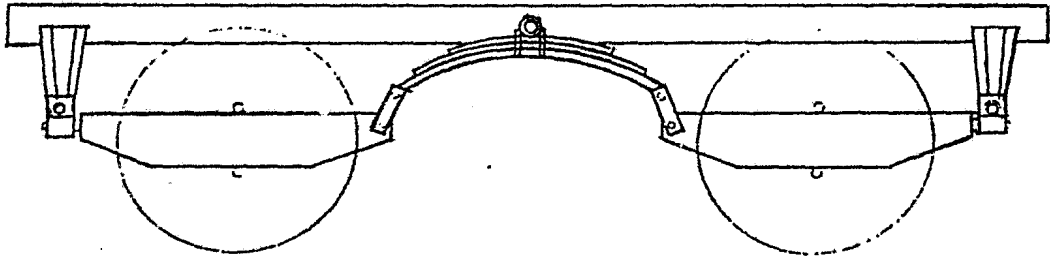
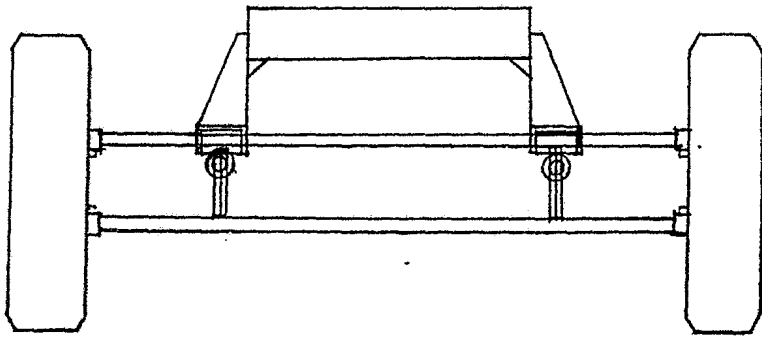
A L T E R N A T I V A 2



Dichos mangos aunados con brazos, palancas y articulaciones, proporcionan otro medio para llevar a cabo el control de la dirección del vehículo.

Esta alternativa permite el uso de una suspensión - compuesta por resortes helicoidales o muelles, dispuestos como se muestra en la siguiente figura.

A L T E R N A T I V A 3



VENTAJAS Y DESVENTAJAS DE LAS ALTERNATIVAS

ALTERNATIVA 1

Las ventajas que encontramos en este tipo de alternativa, consisten principalmente en:

- La facilidad para el giro del vehículo, debido a que se puede llevar a cabo su alineación en cualquier dirección en 360°, así como el realizar dicho giro sin tener un mecanismo de varillaje complicado.
- Poder emplear una suspensión sencilla, ya que todos sus elementos giran hermanados con dicha estructura independiente.

Las desventajas que implican este diseño son:

- Complejidad en la orientación debido a que se forman una serie de fuerzas de fricción en las llantas, las cuales oponen gran resistencia al movimiento y consecuentemente, originan un arrastre que es lo que tratamos de evitar.

- Requerir de un sistema demasiado complicado para controlar la dirección del vehículo, ya que como sólo va apoyado al centro, tiene poca estabilidad.

ALTERNATIVA 2

La ventaja que encontramos en este tipo de alternativa es:

- El bajo costo derivado de las pocas piezas móviles que la forman; por lo mismo, se requiere de los mínimos elementos para proporcionar dirección a los ejes.

Las desventajas que implica este diseño son:

- La inestabilidad al girar el eje, ya que tiende a quedar paralelo al eje longitudinal del chasis.
- Grandes momentos debido a que se forma un largo brazo de palanca entre el centro y el apoyo de las ruedas con el piso.
- El exceso de altura, ya que las llantas tienen que librar la plataforma al efectuar el movimiento de la dirección.

ALTERNATIVA 3

Las ventajas que encontramos con esta alternativa -
consisten principalmente en que:

- Se reduce a sólo mover las ruedas y no todo el -
bastidor que las soporta.
- Por la facilidad de poder dar ángulos de giro -
distintos a cada una de las ruedas, se reduce al
mínimo el deslizamiento de éstas con el piso.
- Nos da una mejor estabilidad aún cuando se esté-
llevando a cabo un cambio en la dirección con el
vehículo en movimiento, debido a que permite co-
locar apoyos en los extremos.
- Como es un sistema convencional en ejes direccioo
nales, se cuenta con la facilidad para la obten-
ción de piezas originada por disponibilidad en -
el mercado.

Las desventajas que implica este diseño son:

- Mayor complejidad en el sistema, causada por la utilización de un mayor número de piezas.
- Menor capacidad de carga.
- Mayor costo.
- Mayor mantenimiento, ya que tiene más piezas que sufren desgaste.

DISEÑO Y SUS CONCEPCIONES INICIALES.

El diseño elegido fue el mencionado en la tercera alternativa, debido a que las ventajas mencionadas favorecerían nuestros requerimientos, haciendo notar que para una aplicación distinta, podríamos utilizar alguna variación de las otras dos alternativas.

Inicialmente se conceptuó nuestro diseño con las ruedas con dirección independiente, conjuntamente con una muelle transversal, pero ésto nos originaba complicaciones en cuanto a la distribución de los elementos de dirección, así como la dificultad para obtener en el mercado los componentes que se adaptaran a este tipo de diseño, por lo cual se pensó en utilización de barras de torsión como elementos de la suspensión, pero nuestras necesidades de carga exigían el usar barras muy gruesas y con materiales difíciles de obtener en México, lo cual nos llevó a emplear muelles de hoja colocadas en el sentido longitudinal, conceptuando primeramente una muelle a cada lado del remolque y para cada eje, lo que nos significaba complejidad en el diseño, por lo tanto, se optó por una muelle a cada lado del remolque para cada dos -

ejes, apoyada en el centro del chasis y unida a cada eje por eslabones.

Buscando sencillez en el mecanismo de dirección, se decidió colocar una caja de dirección para cada dos ejes, proporcionando el movimiento a través de varillas al segundo eje, eliminando con ésto, la concepción inicial de una caja de dirección por cada eje.

DISEÑO GENERAL Y SUS CARACTERISTICAS.

Para seleccionar la mejor alternativa, se analizan éstas, teniendo como antecedente que deberíamos escoger aquella que cumpliera con características tales como:

- Costo mínimo
- Disponibilidad de materiales
- Accesibilidad de piezas en el mercado
- Posibilidad de realizar ajustes
- Factibilidad de servicio

Desde la primera concepción, nos concretamos a diseñar dentro de ciertos límites técnicos y mecánicos que directamente influyeran en nuestro diseño; ya que por ejemplo, el costo de la mayoría de las piezas móviles hubiera sido demasiado alto si éstas fueran diseñadas exclusivamente para tal fin; por lo que se buscaron algunos componentes ya contruídos que cumplieran con las necesidades de nuestro diseño, tales como: tambores, llantas, rines, mangos, rótulas y articulaciones de dirección y muelles.

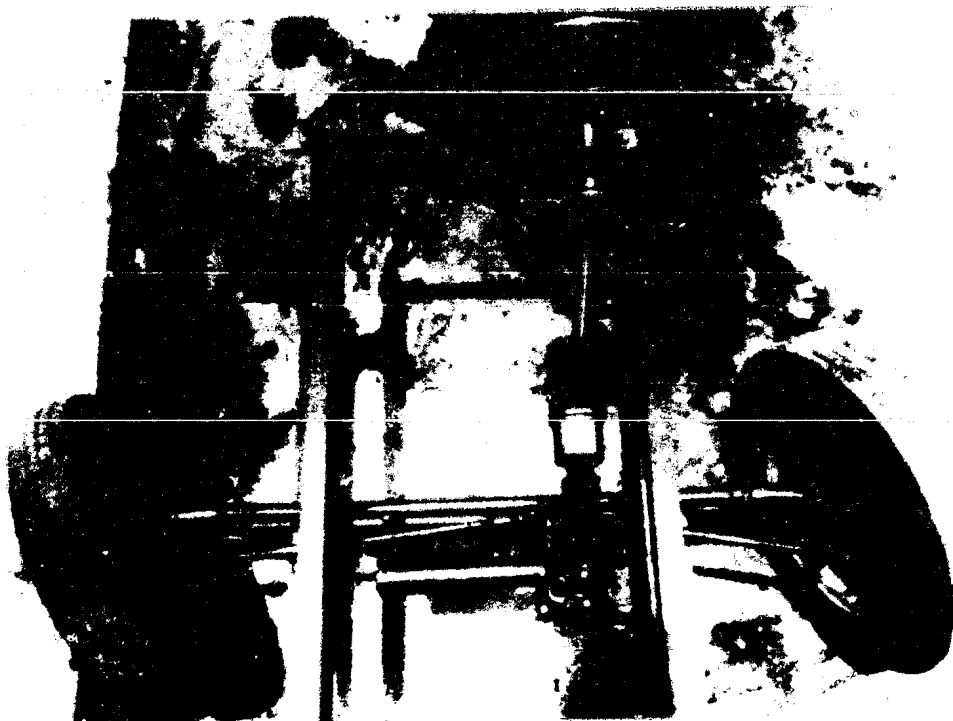
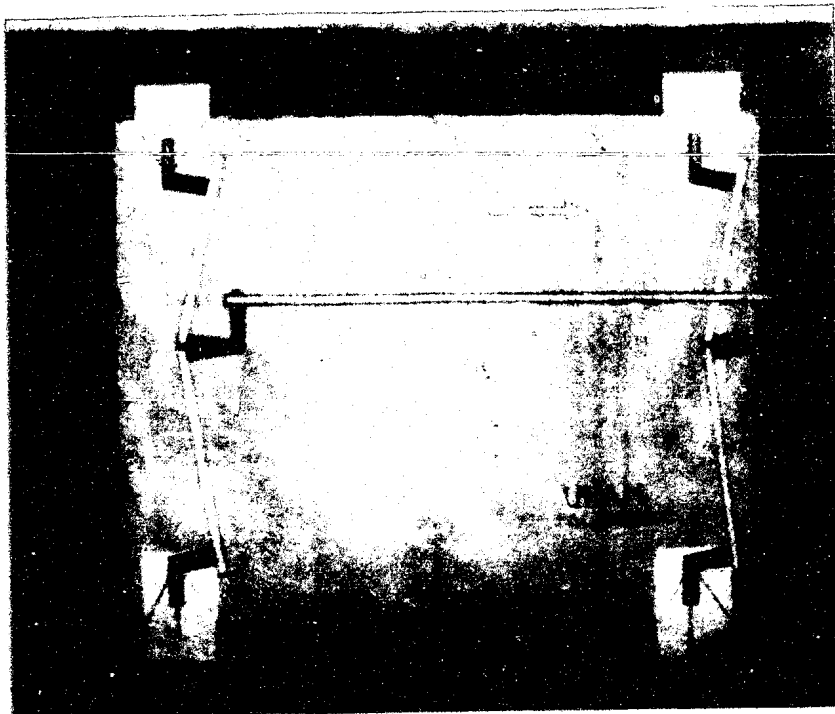
De acuerdo con las dimensiones de estas piezas, se

les ensambló en ejes a modo que nos dieran facilidad de acoplarlos a un sistema de suspensión. Pensando que este tipo de remolque se usa para grandes pesos, se obligó a diseñar que tanto eje delantero como trasero, soportaran igual peso, aún en terrenos desiguales debido a la suspensión tipo tandem.

El sistema de coordinación y alineación de las cuatro ruedas junto con la suspensión, fué lo más importante en nuestro diseño, ya que los demás elementos fueron adquiridos ya construídos.

Una vez ensambladas las partes de dirección, se coordinaron entre si, por medio de varillas de dirección con sus respectivas articulaciones en las puntas.

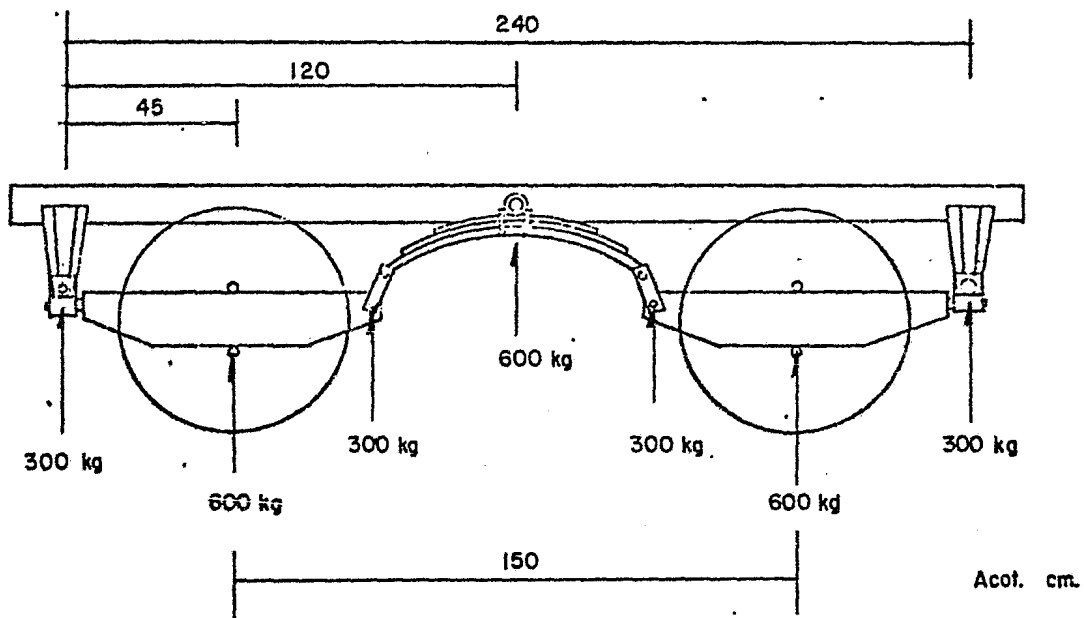
Para poder dimensionar este sistema de varillaje, se trazó y habilitó un modelo a escala 1 a 1, mostrado en las figuras.



CAPITULO IV

DISEÑO Y CALCULO DE LOS ELEMENTOS A CONSIDERAR EN
NUESTRO PROTOTIPO

Las diversas partes y piezas de nuestro prototipo de remolque deberán de tener una resistencia y rigidez mecánica



nica adecuadas, así como las demás características necesarias para su condición de trabajo.

En la anterior figura se puede observar el arreglo general de nuestro remolque, sobre el cual actuará un peso compuesto por:

Peso del vehículo	400 kg.
<u>Peso de la carga</u>	<u>2,000 kg.</u>
Peso Total	2,400 kg.

Y en base a esta distribución de cargas, se diseñó -
cada uno de los componentes enlistados a continuación y -
representados en la misma figura.

- | | |
|--|--|
| 1. Eslabones | 6. Columpios de la muelle y pasadores. |
| 2. Perno del eslabón | 7. Muelles |
| 3. Unión articulada | 8. Tope de la muelle |
| 4. Percha | 9. Chasis |
| 5. Soporte de unión de los eslabones a los columpios | |

Cada uno de estos elementos dentro de su función específica de trabajo, deberán garantizar éste en condiciones -
extremas originadas por irregularidades del camino, carga-
excesiva, trayectorias curvas, o bien a la combinación de -
éstas.

De acuerdo al tipo de carga, la cual será repetida gra
dual y con condiciones de choque suave y a la resistencia -

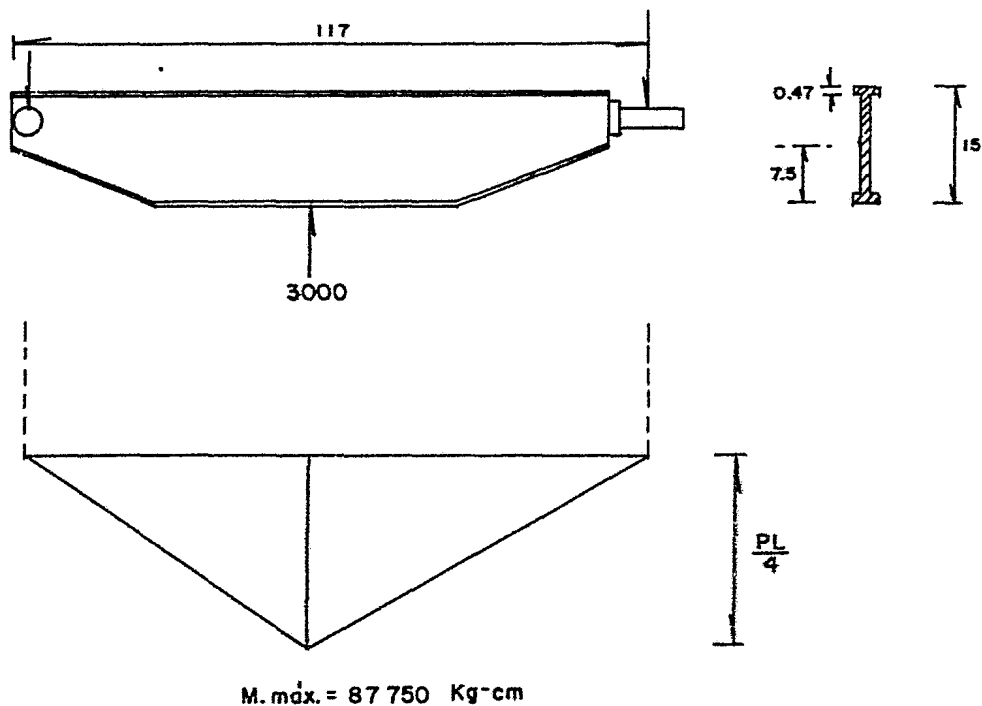
máxima de los materiales a emplear; se usará para los cálculos un coeficiente de seguridad (o de cálculo) $N = 5$, el cual podemos definirlo como:

$$\text{Coeficiente de Seguridad (N)} = \frac{\text{Carga que podría originar la rotura}}{\text{Carga real aplicada en el elemento}}$$

A continuación, con el coeficiente de seguridad mencionado, se enuncian los cálculos para cada uno de los elementos descritos anteriormente, utilizando para ello el criterio de poder soportar una carga extrema equivalente a cinco veces la especificada, lo cual nos proporcionara condiciones seguras de trabajo.

Cabe aclarar, que utilizando 2 sistemas de ejes convencionales de un automovil Sedán, y el diseño de todos estos elementos se logró la fabricación del prototipo de remolque con ruedas de dirección de movimiento independiente.

1. ESLABONES



En la figura anterior se representa la distribución de fuerzas actuantes sobre la pieza, así como el diagrama de momentos flexionantes.

De la ecuación de esfuerzo permisible aplicada a elementos sujetos a flexión, tenemos:

S = esfuerzo resultante

$$S = \frac{My}{I}$$

M = momento de inercia referido al eje centroidal

Yc = distancia al eje centroidal

Donde el esfuerzo resultante deberá ser menor al esfuerzo permisible del material a emplear.

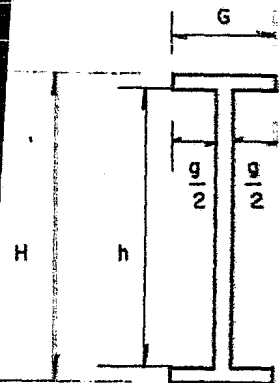
$$S > S_p \text{ (MATERIAL)}$$

De la figura, el momento máximo actuante es:

$$M_{\max} = \frac{FL}{4} = \frac{3000 \times 117}{4} \text{ kg. cm.}$$

$$M_{\max} = 87,759 \text{ kg. cm.}$$

Y el momento de inercia del perfil I de nuestra -
pieza es:



$$I = \frac{1}{12} (GH^3 - gh^3)$$

$$= \frac{1}{12} (2.54)(13)^3 - (1.905)(12.04) = 187.9 \text{ cm.}^4$$

$$Y_c = \frac{H}{2} = \frac{15}{2} = 7.5 \text{ cm.}$$

Sustituyendo estos valores en la ecuación de esfuer-
zo.

$$S = \frac{My}{I} = \frac{87,750 \times 7.5}{187.9} \frac{\text{kg. cm. cm.}}{\text{cm.}^4}$$

$$S = 3501.3 \frac{\text{kg.}}{\text{cm.}^2}$$

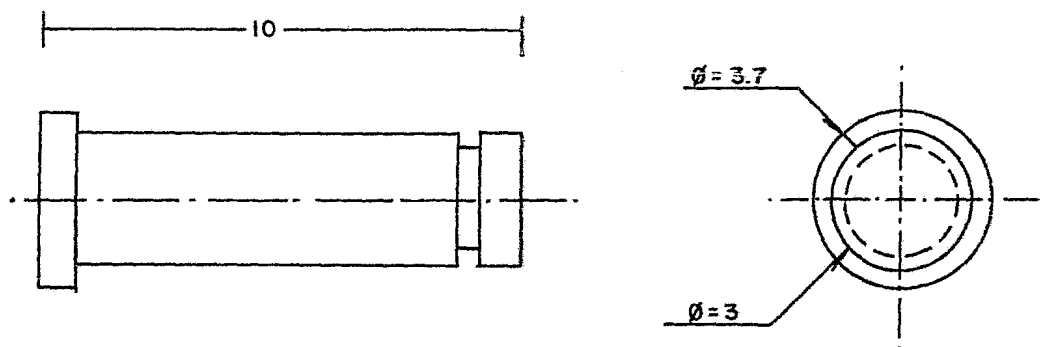
De acuerdo a sus propiedades y a la facilidad de ob-
tención, se seleccionó un acero laminado en frío AISI C1010,
usado para perfiles con:

$$\left(\begin{array}{l} \text{Resistencia} \\ \text{Máxima} \end{array} \right) S_m = 4710 \frac{\text{kg.}}{\text{cm.}^2} \quad \left(\begin{array}{l} \text{Esfuerzo cortante} \\ S_c = 3515 \frac{\text{kg.}}{\text{cm.}^2} \end{array} \right)$$

$$\left(\begin{array}{l} \text{Esfuerzo permisible} \\ \text{a la compresión} \end{array} \right) S_{pc} = 3867 \frac{\text{kg.}}{\text{cm.}^2}$$

Por lo que $Sc = 3501,3 \leq 3515$, en donde vemos que este material nos proporciona condición de trabajo segura con un coeficiente de seguridad $N = 5$.

2. PERNO DEL ESLABON



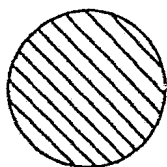
Este elemento deberá soportar los esfuerzos de flexión al transmitir la carga uniformemente distribuida, la cual ejerce un momento flexionante máximo en la unión con el eslabón, como se aprecia en la figura anterior.

Este momento es igual a:

$$M \text{ max.} = FL = 1500 \times 5.1 \text{ kg. cm.} = 7650 \text{ kg. cm.}$$

Empleando la ecuación de esfuerzo $S = \frac{My_c}{I}$

Tenemos para la sección del perno



$$I = \frac{\pi D^4}{64} ; Y_c = \frac{D}{2}$$

Y seleccionando como material un acero AISI C1010, estirado en frío, ya que es de fácil obtención y apropiado en este tipo de uso con una resistencia máxima.

$$S_m = 4710 \frac{\text{kg.}}{\text{cm.}^2} \text{ y una resistencia de esfuerzo cortante } S_c = 3515 \frac{\text{kg.}}{\text{cm.}^2}$$

Calculando el diámetro necesario del perno que soporte esta carga, con un coeficiente de seguridad $N=5$.

$$\text{Donde } S_m = 3515 \frac{\text{kg.}}{\text{cm.}^2}$$

Y sustituyendo en nuestra -

$$M = 7650 (\text{kg. cm.}) \text{ ecuación de esfuerzos}$$

$$I = \frac{\pi D^4}{64} (\text{cm.}^4)$$

$$S = \frac{My_c}{I}$$

$$y_c = \frac{D}{2} (\text{cm.})$$

$$3515 \frac{\text{kg.}}{\text{cm.}^2} = \frac{7650 \times D/2}{\frac{\pi D^4}{64}} \frac{\text{kg. cm. cm.}}{\text{cm.}^4}$$

Y despejando el diámetro

$$D = \sqrt[3]{\frac{7650 \times 32}{\pi \times 3515}} \text{ cm. ; } D = 2.8 \text{ cm.}$$

Este perno fué maquinado con dos diámetros, de los
cuales el mayor (sobre el que actúa este momento) es su
superior al obtenido.

3. UNION ARTICULADA DEL ESLABON A LA PERCHA

Para el diseño de esta unión, se deberá considerar siempre una carga axial uniforme aplicada entre el eslabón y la percha.

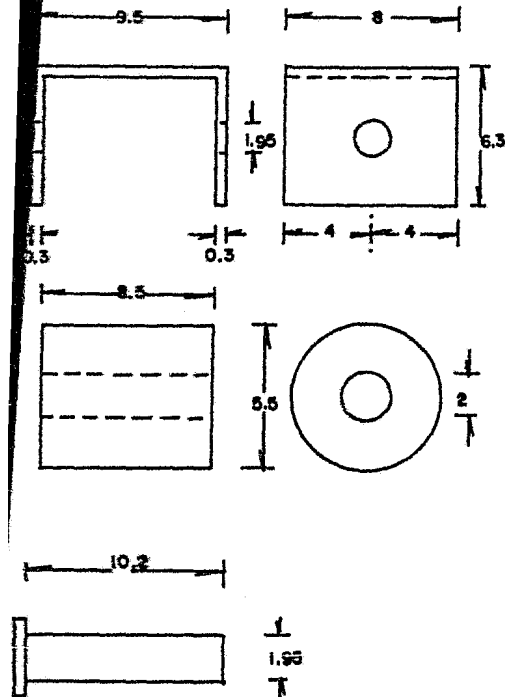
La horquilla y el buje fueron hechos con un acero comercial AICI - C1010, estirado en frío, con las siguientes características:

Módulo de elasticidad $E = 1.968 \times 10^6 \frac{\text{kg} \cdot 2}{\text{cm}}$

Resistencia a
Esfuerzo Cortante $S_c = 3515 \frac{\text{kg} \cdot 2}{\text{cm}}$

Tracción $S_t = 3867 \frac{\text{kg} \cdot 2}{\text{cm}}$

Para estos elementos, calcularemos los esfuerzos a los que trabajarán al aplicarseles las cargas de trabajo, empleando ecuaciones de esfuerzos para uniones articuladas.



En la horquilla tenemos:

$$\text{Esfuerzo de tracción } St = \frac{F}{2b(m-d)}$$

$$\text{Sustituyendo } St = \frac{1500}{2 \times 0.3 \times 5.5 - 2.0} \frac{\text{kg.}}{\text{cm. cm}}$$

$$St = 714.3 \frac{\text{kg.}}{\text{cm.}^2}$$

$$\text{Esfuerzo de compresión } Sc = \frac{F}{2bd}$$

$$Sc = \frac{1500}{2 \times 0.3 \times 2} \frac{\text{kg.}}{\text{cm. cm.}} \quad Sc = 1250 \frac{\text{kg.}}{\text{cm.}^2}$$

$$\text{Esfuerzo cortante } Ss = \frac{F}{(2b)(2e)}$$

$$Ss = \frac{1500}{2 \times 0.3 \times 2 \times 8.2} \frac{\text{kg.}}{\text{cm. cm.}} \quad Ss = 152.4 \frac{\text{kg.}}{\text{cm.}^2}$$

En el buje:

$$\text{Esfuerzo de tracción } St = \frac{F}{(d_o - d)b}$$

$$St = \frac{1500}{(5.5 - 2.0) \times 8.5} \frac{\text{kg.}}{\text{cm. cm.}} \quad St = 50.42 \frac{\text{kg.}}{\text{cm.}^2}$$

$$\text{Esfuerzo de compresión } Sc = \frac{F}{db}$$

$$Sc = \frac{1500}{2 \times 8.5} \frac{\text{kg.}}{\text{cm. cm.}} \quad Sc = 88.2 \frac{\text{kg.}}{\text{cm.}^2}$$

en el pasador:

Considerando que está soportado y cargado uniformemente, el esfuerzo de flexión será:

$$S = \frac{My_c}{I} \quad \text{donde} \quad M_{\max} = \frac{Fb}{4}$$

$$S = \frac{1500 \times 8.5 \times 8}{\pi (1.59)^3} \frac{\text{kg. cm.}}{\text{cm.}^3}; \quad Y_c = \frac{d_p}{2}$$

$$S = 8077.1 \frac{\text{kg}}{\text{cm.}^2} \quad I = \frac{\pi d_p^4}{64}$$

Debido a este esfuerzo tan grande, se emplearon como pasadores, un tornillo comercial SAE, grado 5, de un diámetro $d_p = 1.59 \text{ cm.}$, con un esfuerzo permisible

$$S_p = 8437 \frac{\text{kg.}}{\text{cm.}^2}$$

Esfuerzo cortante: $S_c = \frac{F}{A}$

$$S_c = \frac{1500 \times 4}{x (1.59)^2} \frac{\text{kg.}}{\text{cm.}^2}$$

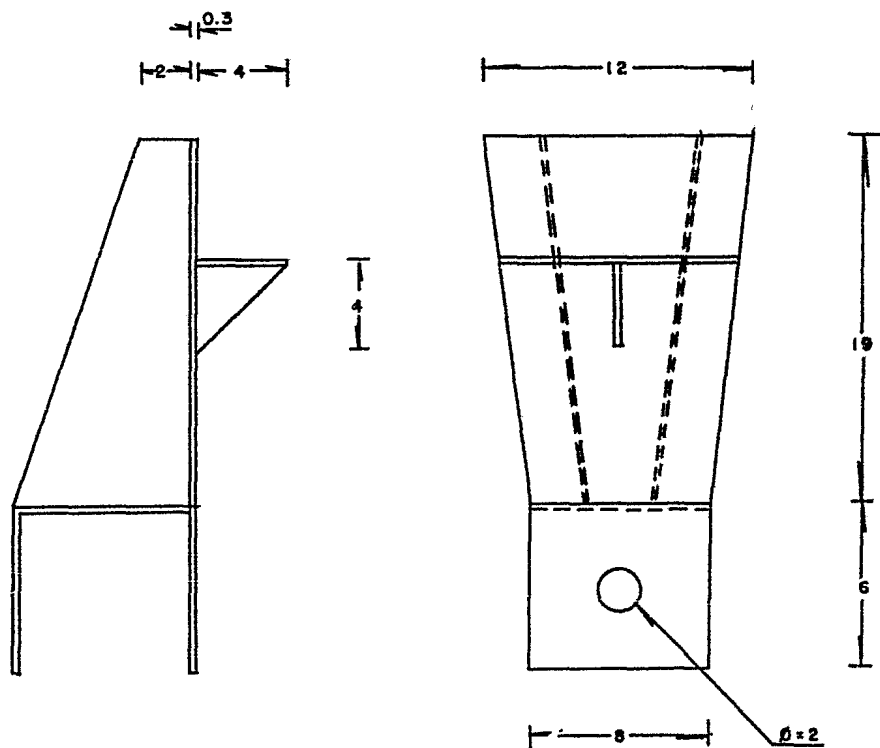
$$S_c = 755.5 \frac{\text{kg.}}{\text{cm.}^2}$$

Puede observarse que todos los esfuerzos actuantes en esta unión, son menores a los esfuerzos permisibles de los materiales empleados, por lo que cumplen con nuestros requerimientos.

4. PERCHA

Este elemento deberá dar la separación necesaria que permita la carrera de muelles de los ejes, así como soportar una carga axial en condiciones seguros. Consideraremos que esta pieza trabajará como columna y aplicando la ecuación de Euler $F_c = \frac{E A}{(L/K)^2}$

A una placa de acero comercial laminado en frío y con dimensiones de acuerdo a nuestro remolque.



$$F_c = 300 \text{ kg.}$$

$$E = 2109000 \frac{\text{kg.}}{\text{cm.}^2}$$

$$A = \text{Area de la Secc.}$$

$$L = \text{Longitud} = 17 \text{ cm.}$$

$$K = \text{Relación de esbeltez}$$

$$= \left(\frac{I}{A}\right)^{1/2}$$

$$I = \frac{bh^3}{12}$$

Sustituyendo:

$$A = bh = 8.2 \times 0.3 = 2.46 \text{ cm.}^2$$

$$I = \frac{bh^3}{12} = \frac{(8.2)(0.3)^3}{12} \text{ cm. cm.}^3$$

$$I = 0.01845 \text{ cm.}^4$$

$$K = \left(\frac{I}{A}\right)^{1/2} = \left(\frac{0.01845}{2.46}\right)^{1/2} \left(\frac{\text{cm.}}{\text{cm.}}\right)^{1/2}$$

$$K = 0.0866$$

Sustituyendo en nuestra ecuación

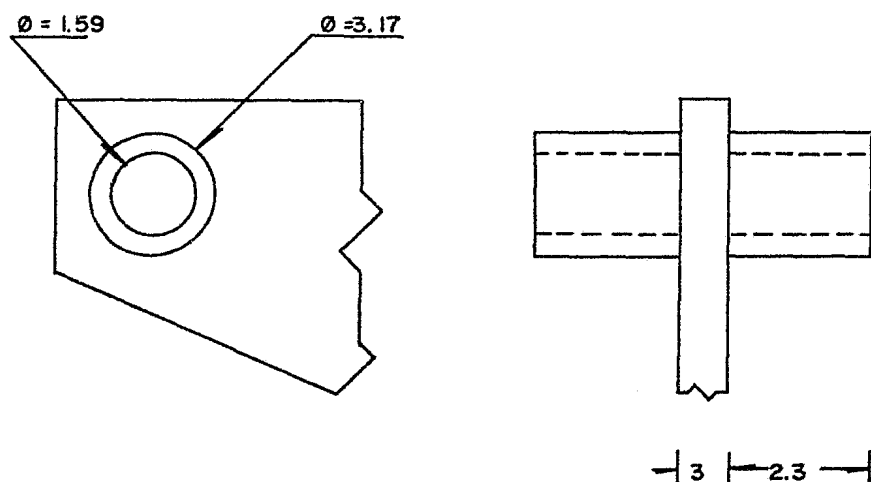
$$F_c = \frac{\pi^2 \times 2109000 \times 2.46}{\left(\frac{17}{0.0866}\right)^2} \frac{\text{kg.}}{\text{cm.}^2} \times \text{cm.}^2$$

$$F_c = 423 \text{ kg.}$$

La fuerza que soporta una placa de estas dimensiones, es superior a la de trabajo, pero considerando que esta pieza mecánica trabajara al impacto, por esta razón se diseñó con un arreglo de atiesadores, como se muestra en la figura.

Con esto se garantiza que cumplirá con los requerimientos de carga.

5. SOPORTE DE UNION DEL ESLABON A LOS COLUMPIOS



Esta unión articulada entre el eslabón y los columpios de la muelle, se consideró como: 2 bujes soldados al eslabón, los cuales por medio de pasadores se unen a los columpios. Para su cálculo supusimos una viga en cantiliber con una carga uniforme, y utilizamos un acero comercial AISI C1010, estirado en frío con un esfuerzo permisible $S_c = 3515 \frac{\text{kg.}}{\text{cm.}^2}$ y damos como condición para el buje que $D = 2d$.

Aplicando la ecuación de esfuerzos con un momento má-

$$\text{ximo } s = \frac{My}{I} \quad M \text{ max} = \frac{Fl}{2} = \frac{750 \times 2.3}{2} \text{ kg. cm.}$$

$$M \text{ max} = 862.5 \text{ kg. cm.}$$

El momento de inercia para esta sección es:

$$I_x = \frac{\pi}{64} (D^4 - d^4)$$

$$Y \text{ y } c = \frac{D}{2}$$

Sustituyendo en la ecuación de esfuerzos

$$s = \frac{My_c}{I}$$

$$3515 \frac{\text{kg.}}{\text{cm.}} = \frac{862.5 \times D/2}{\frac{\pi}{64} (D^4 - \frac{D^4}{16})} \text{ kg. cm. cm.}^4$$

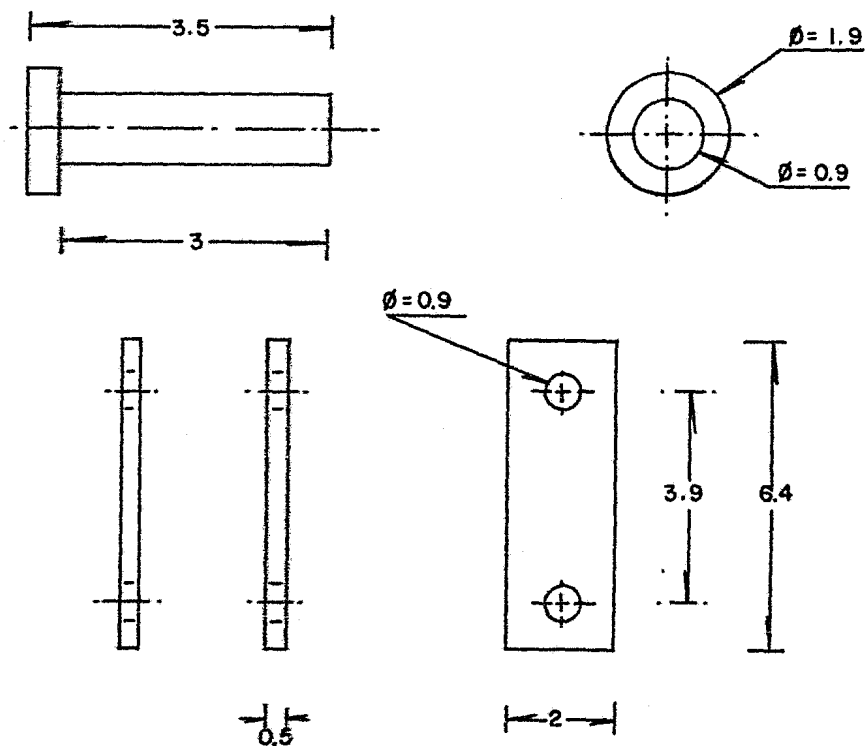
Despejando

$$D = \sqrt[3]{\frac{862.5 \times 32}{\pi (1 - \frac{1}{16}) \times 3515}} \text{ cm.} \quad D = 1.39 \text{ cm.}$$

$$y \quad d = 0.7 \text{ cm.}$$

Estos diámetros son suficientes, pero para garanti -
zar una función más segura en cualquier efecto de choque -
y no recurrir a un pasador de diámetro pequeño, y con una
gran resistencia, se aplicó en este caso $d = 1.59$ cm. y -
 $D = 3.17$ cm.

6. COLUMPIOS DE LA MUELLE Y PASADORES



Estos elementos de unión entre las muelles y el eslabón, trabajaran bajo un esfuerzo cortante, ya que esta pieza estaba cargada axialmente.

Las dimensiones fueron establecidas de acuerdo a las muelles, y al diámetro de los pernos que fuera de fácil obtención.

7. MUELLES

En referencia a la figura (5.1), de Distribución de Cargas, se tiene sobre la muelle un peso de 600 kg.

Para el caso de compresión, consideramos una flexión o flecha $X_c = 5$ cm., dada por nuestras restricciones en el diseño.

Suponiendo una constante de 80 kg./cm., para muelles de Aga en una suspensión rígida, se tiene que:

La flexión máxima

$$F \text{ max} = \frac{\text{Peso (estático)}}{\text{constante}} + \text{Flexión de Compresión}$$

$$\text{Sustituyendo: } F \text{ max} = \frac{P}{K} + X_c = \frac{600}{80} + 5 = 12.5 \text{ cm.}$$

Material: El más comunmente utilizado en muelles, según los estandares es: SAE 5160 Aleación de acero cromo - manganeso rolado en caliente, el cual tiene las siguientes características físicas:

$$\text{Esfuerzo máximo a la tensión } S \text{ Max} = 9,850 \text{ kg./cm.}^2$$

$$\text{Módulo de elasticidad } E = 2,040,000 \text{ kg./cm.}^2$$

$$\text{Factor de rigidez} = \text{F.R.} = 1.5.$$

La consideración de este valor del factor de rigidez, pensando en un vehículo para carga, con despalme en los ex tremos, evitando en lo posible pérdidas por rozamientos - y/o calentamiento.

De la fórmula para calcular el espesor T:

$$t = \frac{S ab}{\text{Exf max x FR}} \quad \text{donde: } b = a = \text{Longitud del ojillo al centro - de la muelle.}$$

$$\text{Sustituyendo: } t = \frac{9850 \times 34 \times 34}{2040\ 000 (12.5) (1.5)} = .297 \text{ cm.}$$

De acuerdo a los estandares generales de los fabricantes de muelles y los esperosres de las hojas que fabrica Al tos Hornos de México, el espesor calculado, se aproxima a - 0.3175 cm., o sea 1/8"

De la fórmula de la constante de muelle, y tomando en cuenta un coeficiente de seguridad $N = 5$, así como la longi tud de la hoja principal $L = 70$ cm. por diseño:

$$K = \frac{E}{6} \frac{Wnt^3 L(5)}{a^2 b^2} \text{ FR} \quad n = N^2 \text{ de hojas}$$

Despejando el ancho total Wn:

$$Wn = \frac{6ka^2 b^2}{Et^3 L FR (5)}$$

$$\text{Sustituyendo: } Wn = \frac{6(80) (34)^2 (34)^2}{2040 000 (.3175)^3 (70) (5) (1.5)}$$

$$Wn = 18.7 \text{ cm.}$$

Seleccionando un ancho de 5.1 cm., que esté dentro de los anchos nominales de fabricación:

$$n = \frac{18.7}{w} = \frac{18.7}{5.1} = 3.5 = 3 \text{ hojas}$$

$$\text{Espesor total} = 3 (.3175) = 0.95 \text{ cm.}$$

Las especificaciones de las muelles utilizadas son:

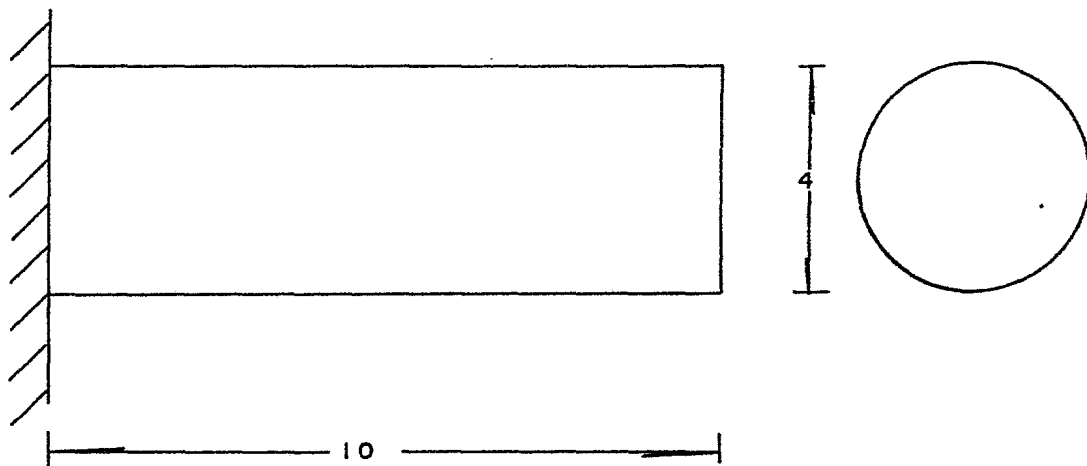
$$\text{Ancho de la hoja} = 5.1 \text{ cm.}$$

$$\text{Espesor de la hoja} = .3175 \text{ cm.}$$

$$\text{Longitud de la hoja principal} = 70 \text{ cm.}$$

Lo cual cumple con nuestros cálculos.

8. TOPE DE LA MUELLE



Este elemento unirá el chasis con la muelle y sobre el actuará gran parte de la carga total.

Aplicando la ecuación de esfuerzos:

$$S = \frac{Myc}{I} ;$$

Y con un acero comercial AISI C1010, estirado en frío con resistencia máxima:

$$S_m = 4710 \frac{\text{kg.}}{\text{cm.}^2}$$

$$\text{Esfuerzo cortante } (S_c) = 3515 \frac{\text{kg.}}{\text{cm.}^2}$$

Tenemos:

Momento max. $M_x = Fx$

$M_{\max} = (3000 \times 5) \text{ kg. cm.}$ $M_{\max} = 15000 \text{ kg. cm.}$

Y un momento de inercia para una sección circular.

$$I = \frac{\pi d^4}{64} \quad y_c = \frac{d}{2}$$

Con estas condiciones, en nuestra ecuación de esfuerzo tenemos:

$$s_c = \frac{M y_c}{I}$$

$$3515 \frac{\text{kg.}}{\text{cm.}^2} = \frac{15000 \times 32}{D^3} \frac{\text{kg. cm.}}{\text{cm.}^3}$$

Y despejando el diámetro

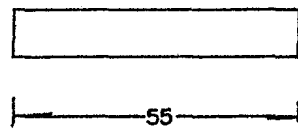
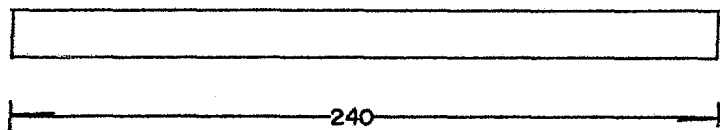
$$D = \sqrt[3]{\frac{15000 \times 32}{3515}} \text{ cm.} \quad D = 3.51 \text{ cm.}$$

Este diámetro resultó de la aplicación del coeficiente de seguridad $N = 5$, pero como este elemento soporta la-

Mayor parte de la carga, tomamos el diámetro de 4 cm. como muestra en la figura

9. BASTIDOR

El bastidor soportará 2,000 kg., de carga, más 400 - kg. de peso propio, por lo que cada viga soportará un total de 1,200 kg.


 $\frac{1}{10}$

$$M \max = \frac{wl^2}{8} = \frac{5(240)^2}{8} = 36000 \text{ kg. cm.}$$

Debido a que el bastidor fue construido de canal de 4", los valores de Y, I y S permisible, son:

$$Y = 5.05 \text{ cm.}$$

$$I = 157.9 \text{ cm.}^4$$

$$S \text{ permisible} = 3483 \text{ kg/cm.}^2$$

$$s = \frac{M \max y}{I} = \frac{36000 \times 5.05}{157.9} = 1151. \text{kg/cm.}^2$$

Entonces:

$$1151 \text{ kg./cm.}^2 \ll 3483 \text{ kg./cm.}^2$$

Como observamos, el esfuerzo flexionante producido - por 1,200 kg., para cada viga, es muy inferior al permisible para el perfil empleado; por lo que ahora calcularemos el valor de la carga máxima que nos soporta cada viga de - la fórmula de esfuerzos flexionantes.

$$S_p = \frac{M \max Y}{I}$$

Sustituimos el momento máximo

$$S_p = \frac{Wp l^2}{8 I} Y \quad \text{donde } Wp = \text{Carga Permisible distribuída uniformemente}$$

Al despejar Wp obtenemos

$$W_p = \frac{8SpI}{l^2 Y}$$

Al sustituir los valores obtenemos

$$W_p = \frac{8 (3483) 157.9}{(240)^2 (5.05)}$$

$$W_p = \underline{15.12 \text{ kg./cm.}}$$

Y como nuestra viga tiene un largo de 240 cm., tenemos que la fuerza máxima que soporta nuestro perfil es:

$$F = 3628 \text{ kg.}$$

Que incluye 200 kg. de peso propio del vehículo, pero como el bastidor se compone de 2 vigas

$$F_{\text{tot}} = 2(3628) = 7256 \text{ kg.}$$

CAPITULO V

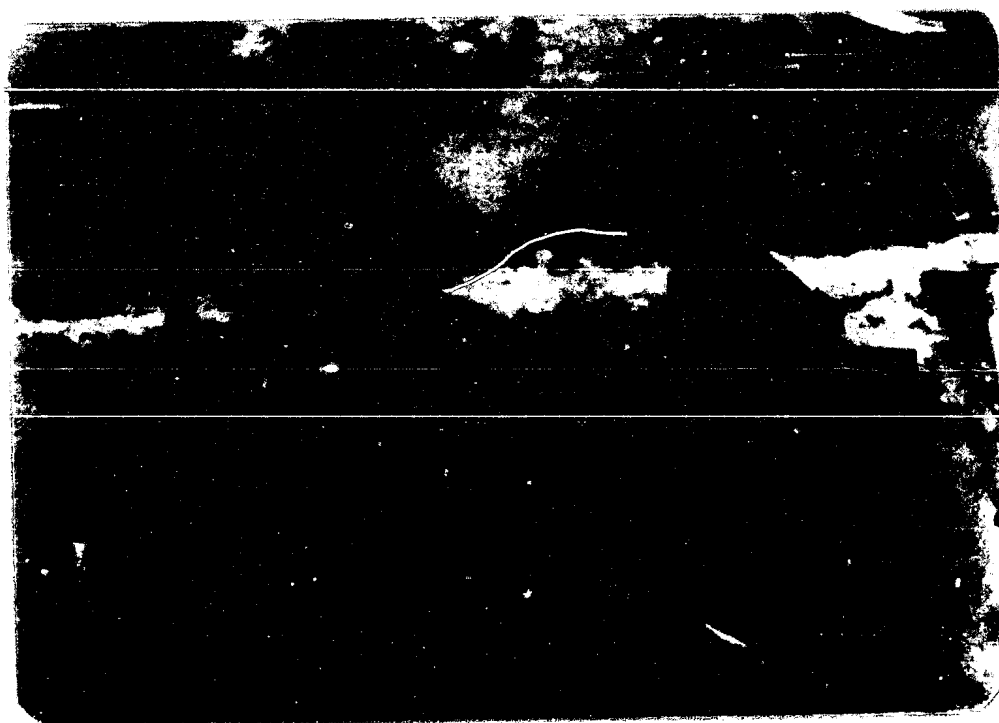
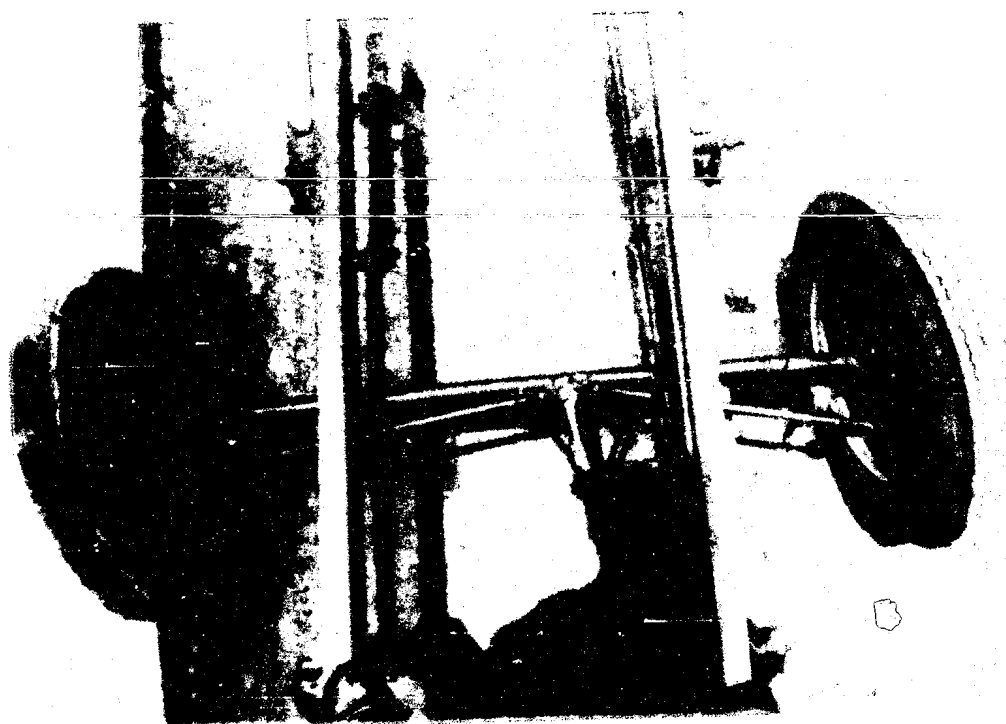
MECANISMO DE CONTROL PARA EL SISTEMA DE DIRECCION

SISTEMA DE CONTROL PARA EL PROTOTIPO

Para controlar la dirección del prototipo, se utilizó una caja sector-sinfin, montada en el eje trasero mediante un soporte, además de un perno que actúa como centro de giro del brazo Pitman, situado en el eje delantero.

El movimiento direccional de cada uno de los ejes, se llevó a cabo mediante varillas que junto con el brazo Pitman, formaron un paralelogramo usando su respectivo eje como uno de los lados.

Las medidas de cada una de las varillas, fueron resultado del tanteo realizado en este mismo capítulo, así como los ángulos de giro, calculados en un modelo a escala real del sistema, la sincronización de la dirección de ambos ejes, se efectuó también mediante una varilla cuya longitud fue obtenida del modelo, de la misma manera que las anteriores, como se muestra en la fotografía anexa.



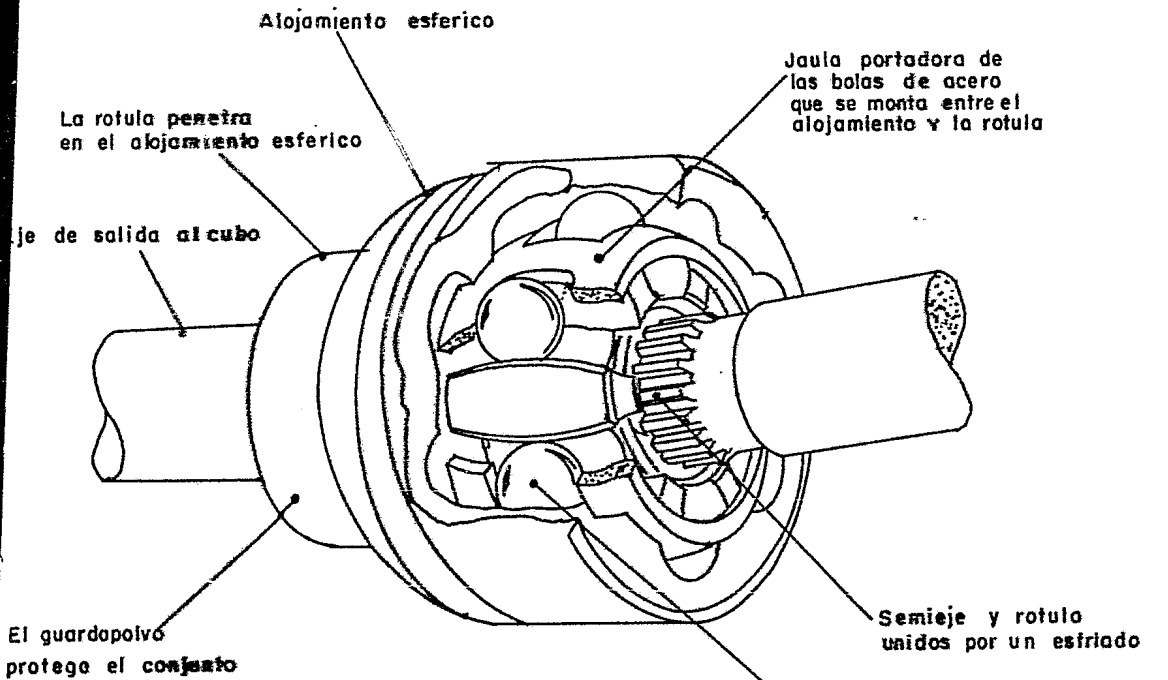
Para poder llevar a cabo pruebas con el prototipo, - se utilizó como elemento de unión entre volante y caja de dirección del eje trasero, una junta homocinética en lugar de juntas universales, ya que éstas últimas, tienen - variación en la velocidad angular y además, hubiera habido necesidad de usar dos o más de ellas.

En la junta homocinética, una de las flechas posee - una esfera hueca en uno de sus extremos, la cual tiene - seis ranuras paralelas al eje de rotación; la otra flecha está unida por medio de un estriado a una esfera, también ranurada, que se aloja en la primera.

Entre ambas esferas, existe una jaula con seis bolas de acero que son las encargadas de transmitir el par de - una flecha a otra.

Cuando las flechas sufren desalineamiento por el movimiento de la suspensión o dirección, las bolas se desplazan en las ranuras y por lo tanto, no existen variaciones de velocidad en las flechas, sin importar el ángulo - que formen.

COMPONENTES DE LA JUNTA HOMOCINETICA



En la junta Homocinética, el par se transmite a través de unas bolas de acero que unen las partes principales.

TEORIA DE ACKERMAN

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

La aplicación del principio Ackerman, supone que las líneas imaginarias resultantes de la prolongación de los ejes de todas las ruedas delanteras y traseras, se cortan o se aproximan a un punto común, que corresponde al centro de la curva que recorre el coche. Esto se consigue haciendo que el ángulo de giro de la rueda delantera interior, sea mayor que el de la exterior.

Sin embargo, los diseñadores actuales, no necesitan ajustarse rigurosamente al principio de Ackerman, debido a los progresos conseguidos en las suspensiones y neumáticos.

Cuando el vehículo toma una curva a bastante velocidad, la deflexión de los neumáticos sobre la superficie de la carretera crea una fuerza lateral que facilita el giro. Los proyectistas consideran que es más importante conseguir el menor radio de giro.

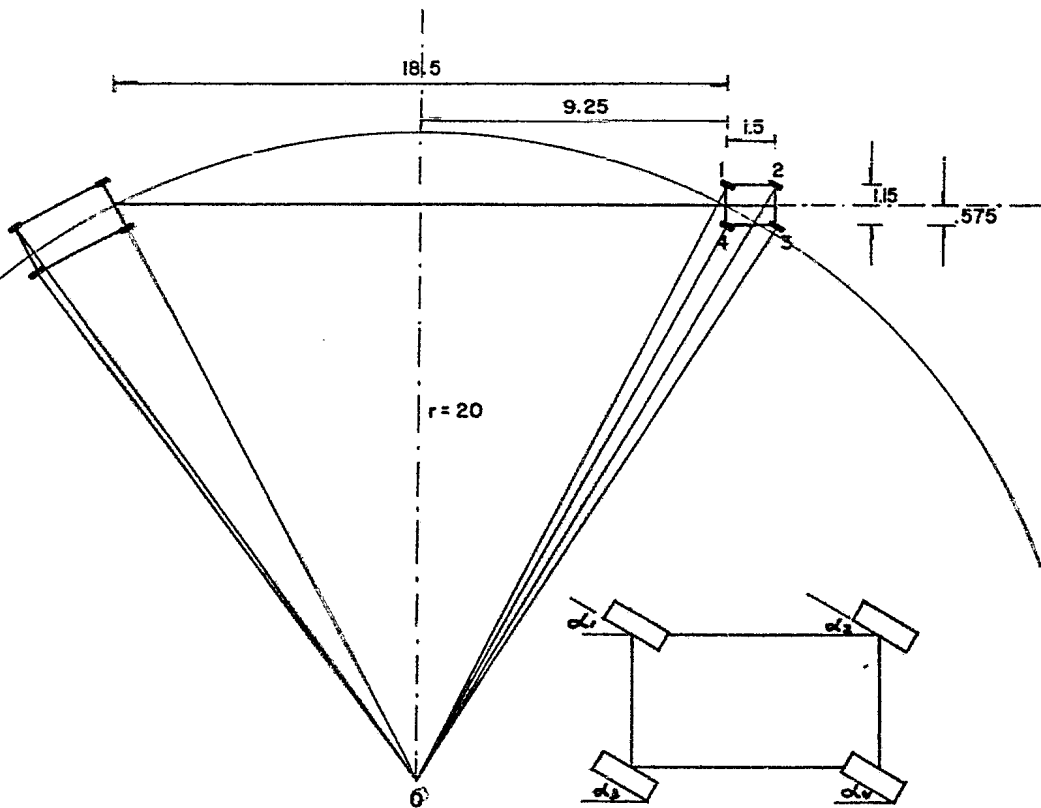
ANGULOS DE DIRECCION

Para el cálculo de los ángulos que deben tener las -
ruedas, se consideró un ángulo cero para trayectorias rec-
tas, así como nuestro prototipo en una circunferencia de -
20 mts. de radio, en la cual el remolque cumpliera con los
requisitos de dirección, en base a la teoría de Ackerman.

Tomando en cuenta dichas consideraciones extremas pa-
ra el cálculo de los ángulos, cualquier condición interme-
dia será controlable por el sistema de dirección, ya que -
éste se comporta linealmente.

Los cálculos correspondientes se indican a continua -
ción:

En base a la figura, los ángulos críticos de las rue-
das en un radio de curvatura de 20 metros, son:



f. en ms.
: 1: 200

De la cual, obteniendo la distancia $\overline{O, AB}$

$$\overline{O, AB} = \sqrt{20^2 - 9.25^2} = 17.73 \text{ metros}$$

De aquí, podemos encontrar lo que el remolque invade el camino, que es:

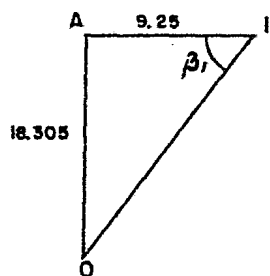
$$(\text{radio de curvatura}) - (\overline{O, AB}) = 2.27 \text{ metros}$$

Para obtener el ángulo de la rueda delantera derecha, α_1 , se tiene:

$$\overline{o,A} = 17.73 + .575 = 18.305$$

$$\overline{A,1} = 9.25$$

Del triángulo (o, A, 1)



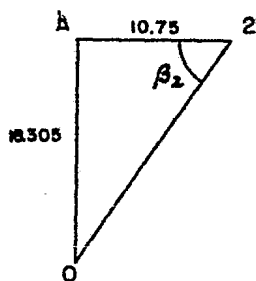
$$\tan \beta_1 = \frac{\overline{oA}}{\overline{A,1}} = \frac{18.305}{9.25} = 1.979$$

$$\beta_1 = \tan^{-1} 1.979 = 63.191^\circ$$

$$\therefore \alpha_1 = 90^\circ - 63.191^\circ = \underline{\underline{26.809^\circ}}$$

Obtención del ángulo α_2 de la rueda trasera derecha;

Del triángulo (o, A, 2)

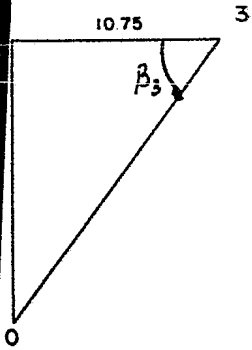


$$\tan \beta_2 = \frac{\overline{oA}}{\overline{A,2}} = \frac{18.305}{10.750} = 1.703$$

$$\beta_2 = \tan^{-1} 1.703 = 59.576^\circ$$

$$\therefore \alpha_2 = 90 - \beta_2 = 90^\circ - 59.576^\circ = 30.424^\circ$$

Obtención del ángulo α_3 de la rueda trasera izquierda.



$$\overline{B3} = 10.75$$

$$\overline{OB} = 17.73 - .575 = 17.155$$

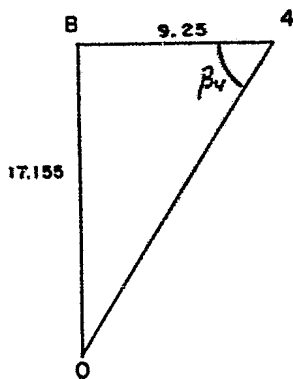
$$\tan \beta_3 = \frac{17.155}{10.75}$$

$$\beta_3 = \tan^{-1} 1.596 = 57.927^\circ$$

$$\alpha_3 = 90^\circ - \beta_3 = 90^\circ - 57.927^\circ = 32.073^\circ$$

Obtención del ángulo α_4 de la rueda delantera izquierda.

Del triángulo (o, B, 4)



$$\tan \beta_4 = \frac{17.155}{9.25} = 1.855$$

$$\beta_4 = \tan^{-1} 1.855 = 61.666^\circ$$

$$\alpha_4 = 90^\circ - \beta_4 = 90^\circ - 61.666^\circ = 28.334^\circ$$

DISEÑO FINAL

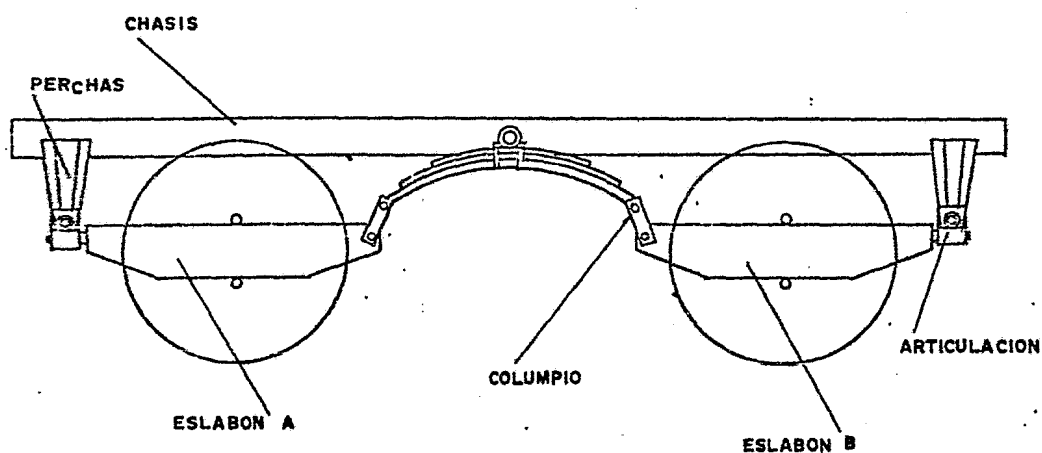
Como mencionamos anteriormente, una de las características de nuestra tesis, fue el concretarnos a diseñar dentro de ciertos límites técnicos y mecánicos, utilizando para ello algunas piezas ya construídas y previamente analizadas para adaptarlas a nuestras necesidades.

Dichas piezas fueron: llantas, rines, mazas, mangos y articulaciones (rótulas).

De acuerdo a estas restricciones, se fueron construyendo los ejes y los elementos de la suspensión, el chasis y por último la dirección.

Tomando en cuenta los factores de peso y dimensiones de la carga a transportar, se diseñó una suspensión tipo-tandem en la que todas las ruedas soportaran el mismo peso, aún en caminos no uniformes y en la cual existiera la posibilidad de emplear un eje intermedio adicional, este arreglo se muestra en la figura.

En esta, se observan los ejes soportados por los eslabones A y B, apoyados en los extremos por un lado con pernos conectados al chasis por medio de una articulación que permite el giro y la torsión del eslabón como se muestra en la figura.



Por el otro lado, se apoya y articula a través de un columpio que a la vez sirve de unión del eslabón con la

muelle, la cual tiene dos funciones:

- a) Soportar la carga absorbiendo las imperfecciones del camino.
- b) Por tener un apoyo en el centro, funciona como balancín, distribuyendo la carga entre dos ejes.

Los eslabones A y B, fueron construídos de placa laminada en frío de 3/16" y reforzados con dos patines soldados, formando una sección tipo I. Las espigas colocadas en los extremos para soporte de los eslabones, poseen ranuras para realizar la sujeción por medio de seguros de arillo.

Las articulaciones que unen a los eslabones al chasis, se fabricaron en barra hueca y fueron soldadas en forma de cruceta.

Considerando que el chasis trabajaría principalmente a flexionante y cortante, se construyó de canal tipo "U", quedando como un marco rectangular.

Para acoplar la suspensión al bastidor, se diseñaron

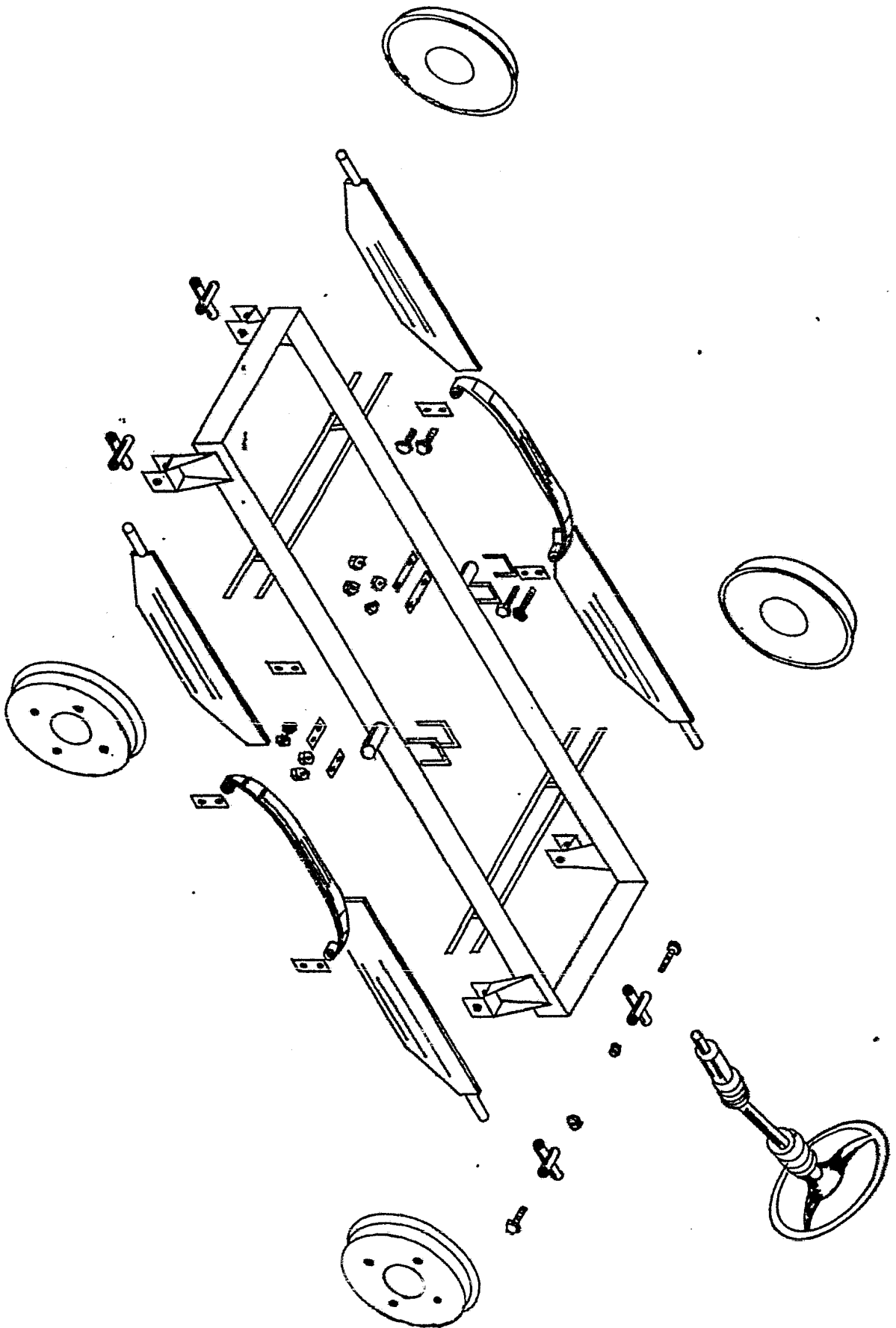
unas perchas que estructural y dimensionalmente, cumplieran con las carreras de la suspensión y soportaran los esfuerzos de la misma, por lo cual fueron reforzadas con dos cartabones a lo largo y en su unión con el chasis.

El ancho del bastidor y la distancia lateral entre los eslabones, fueron restringidos por la separación entre las rótulas del varillaje de dirección, el cual estaba ya fabricado pues fué tomado de un automóvil sedán muy popular en México, ya que de acuerdo a nuestros cálculos, se adaptaba a nuestras necesidades.

Para realizar el ensamble entre el eje y la dirección del prototipo, hubo necesidad de modificar todo el cuerpo del eje, debido a que originalmente traía incluido el sistema de barras de torsión para el muelleo. Este cambio consistió en adaptar un par de tubos por eje, a modo de que se conservara la geometría de la dirección original.

En cuanto al varillaje de dirección, este fué constituido con articulaciones disponibles en el mercado, así como con varillas previamente modificadas, calculando los

ángulos de cada rueda, a fin de lograr la sincronización entre los ejes, utilizando una sola caja de dirección, - una barra central y dos brazos Pitman, y simulando los movimientos con piezas ajustables en papel y cartón a escala real, como ya se ha mencionado anteriormente.



CAPITULO VI

PRUEBAS

Con la finalidad de comprobar el funcionamiento de nuestro prototipo, se decidió realizar una serie de experimentos en campo abierto, en donde pudiéramos simular las condiciones para las que se diseñó.

En un principio, se verificó el comportamiento del remolque en trayectorias rectas, encontrando que éste seguía la misma línea trazada por el tractor.

Posteriormente, se procedió a llevar a cabo las pruebas en trayectorias con un radio de curvatura de 20 mts., encontrando que se tenían que realizar ajustes debido a la tolerancia de las piezas que integran las articulaciones del vehículo.

Las correcciones efectuadas fueron principalmente en la alineación de las ruedas (cámbor, cáster y convergencia), en cada eje se efectuaron en varias ocasiones hasta

que el remolque siguió la trayectoria deseada.

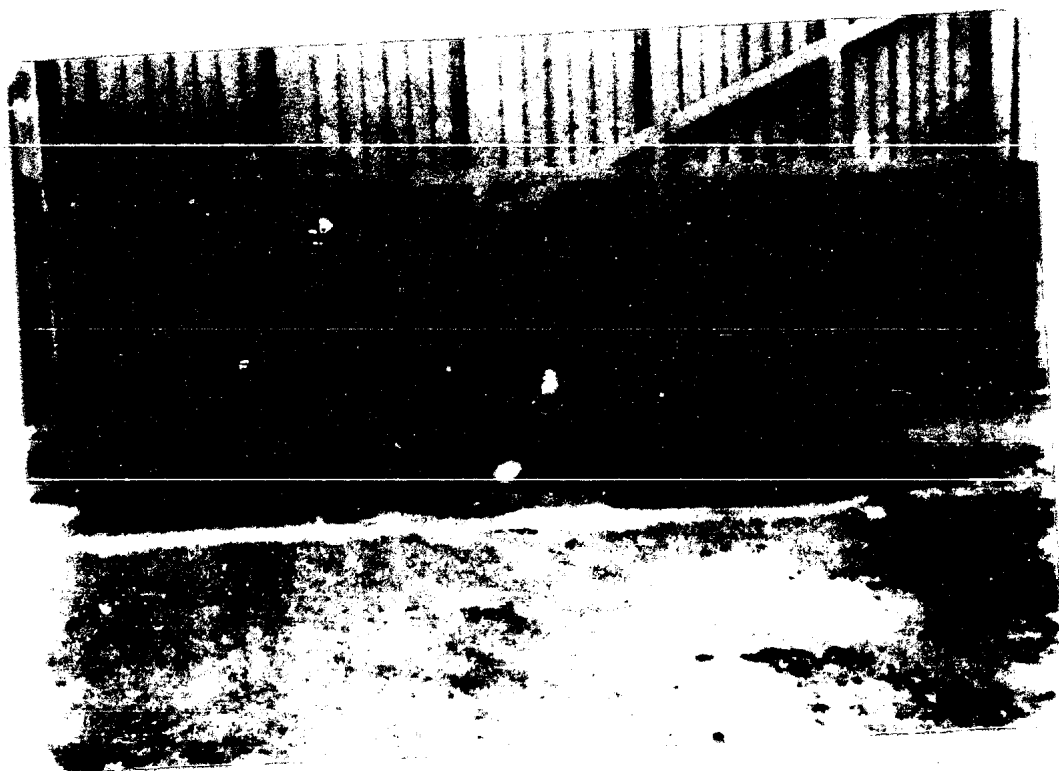
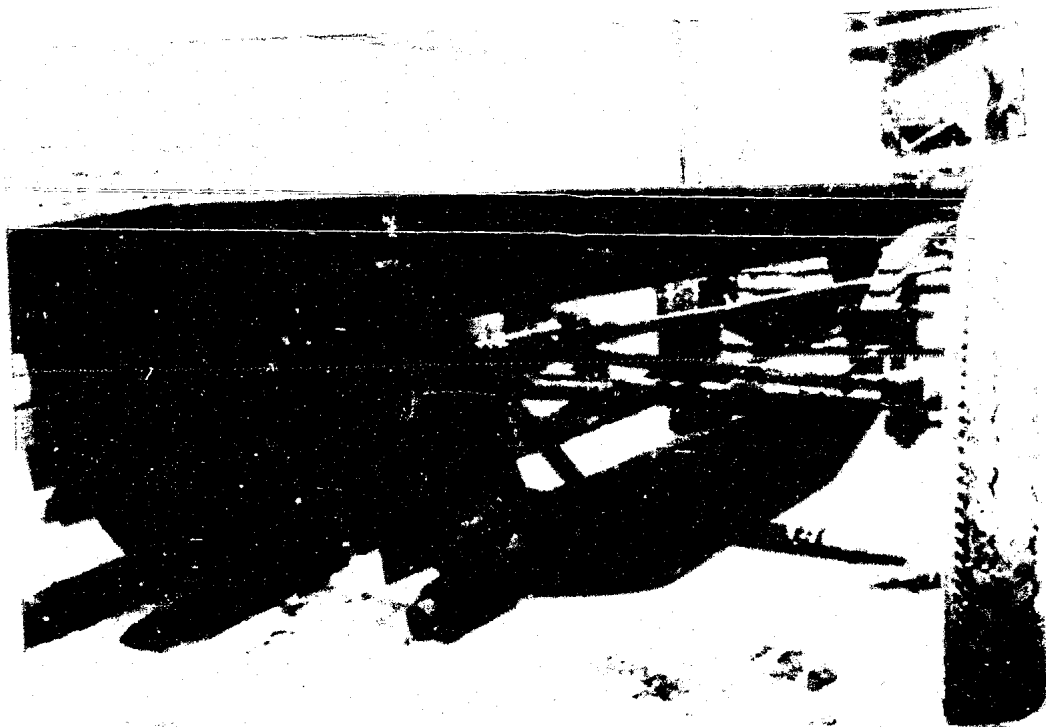
Con el fin de experimentar, procedimos a cambiar el punto de sujeción de la salida de la caja de dirección, - invirtiendo la posición del brazo, como se muestra en la fotografía anexa.

Se obtuvo como resultado una mayor maniobrabilidad, - pero en trayectorias demasiado cortas, de lo cual se desprendió su gran utilidad para espacios muy pequeños y no para radios de curvatura como los propuestos en el diseño, debido a que existe arrastre que aumenta con el tamaño - del radio de la curva.

Los datos obtenidos de las pruebas, fueron los siguientes.

TABLA DE RESULTADOS

RADIO	α_1	α_2	α_3	α_4
15 mts.	37°	41°	44°	40°
17.5 mts.	31°	35°	37°	33°
21.5 mts.	25°	28°	30°	26°
22 mts.	24°	28°	29°	26°
22.5 mts.	24°	27°	28°	25°
25 mts.	21°	24°	25°	22°



CAPITULO VII

CONCLUSIONES

De nuestro desarrollo de un eje direccional para -
remolque, obtuvimos las siguientes conclusiones:

1. Tomando en cuenta la capacidad tecnológica existente en el país, es posible encontrar los materiales, el equipo, la ingeniería de diseño y el servicio, - para con ellos implantar una línea de producción para la fabricación en serie de ejes direccionales, - sin considerar el punto de vista económico, lo cual no es el objetivo de esta tesis.
2. La construcción de este tipo de mecanismos, pretende liberar a México en cierta medida, de la dependencia tecnológica, así como evitar la fuga de divisas, resultado de la importación de estos equipos.
3. En cuanto a los objetivos de la tesis, se logró la construcción de un prototipo que en forma práctica y sencilla, nos muestre las consideraciones que ha-

brá que tomar en cuenta para cumplir las condiciones requeridas para el tipo de uso para el cual se destine el remolque.

Este trabajo, servirá de base para un estudio más profundo sobre la fabricación de un eje direccional.

BIBLIOGRAFIA

MINISTERIO DEL EJERCITO Y LA FUERZA AEREA DE LOS ESTADOS UNIDOS DE AMERICA

- " Manual de Automóviles y Vehículos Motorizados "
EDITORIAL CECSA MEXICO 1982

- ENCICLOPEDIA CEAC DEL MOTOR Y AUTOMOVIL
- " Tomo 8 Teoría y Técnica del Automóvil "
EDICIONES CEAC ESPAÑA 1972

- SELECCIONES DEL READER'S DIGEST
- " El Libro del Automóvil "
IMPRESORA Y EDITORA MEXICANA, SA. DE CV. MEXICO 1980

- CHARLOTEAUX M.
- " Suspensión y Dirección "
BOIXAREU EDITORES ESPAÑA 1979

- FAIRES VIRGIL
- " Diseño de Elementos de Máquinas "
MONTANER Y SIMON, S. A. ESPAÑA 1977

..... continúa

DURAN A. JOSE

" La Dirección "

EDICIONES CEAC

ESPAÑA 1980

CHRYSLER DE MEXICO

" Curso de Ingeniería del Producto "

MEXICO 1980

NASH WILLIAMS

" Resistencia de Materiales "

EDIT MAC GRAW-HILL

MEXICO 1981

HALL S. ALLEN JR.

" Diseño de Máquinas "

EDIT MAC GRAW-HILL

MEXICO 1979