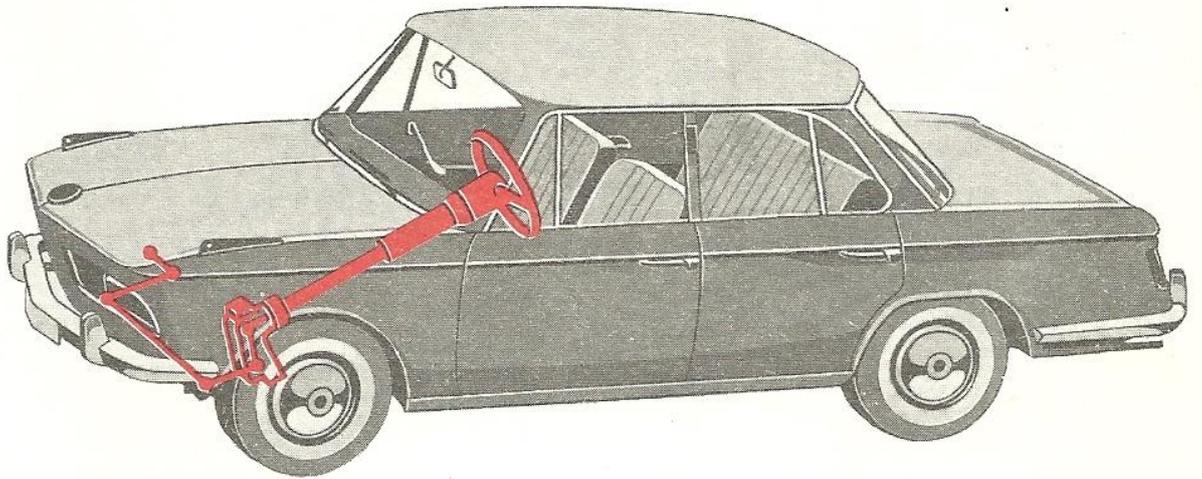


Dirección



Todos los automóviles necesitan, para mantener su dirección de circulación o estar en condiciones de modificarla, un dispositivo de dirección. Este mecanismo debe transmitir el movimiento del volante de mando a las ruedas delanteras, sin influenciar su normal rodaje.

Sistemas de dirección. Un automóvil se puede conducir del modo más sencillo por giro del eje delantero sobre un pivote (Fig. 318). Pero esta *dirección de par rotatorio* requiere mucho espacio y concede al coche una situación insegura sobre el suelo. Este tipo de dirección perdura tan sólo en los remolques.

Los automóviles tienen siempre una dirección por *rotación de los muñones* (Figura 319). La distancia entre ruedas permanece por ello en los giros, prácticamente invariable, y el coche conserva en las curvas una buena estabilidad de dirección. Además, de esta forma el motor puede estar más bajo, con lo que se mejora la adaptación del vehículo al terreno. Por lo general se conduce con

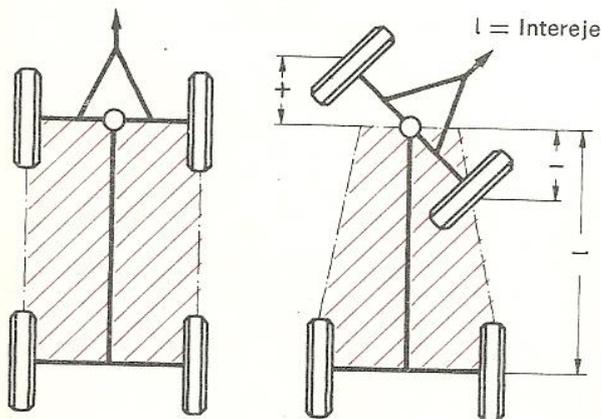
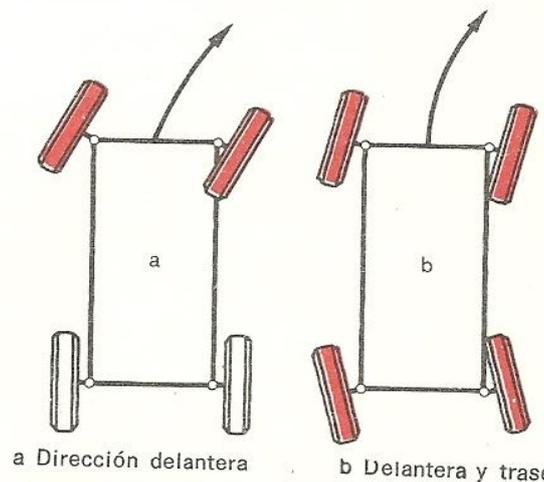
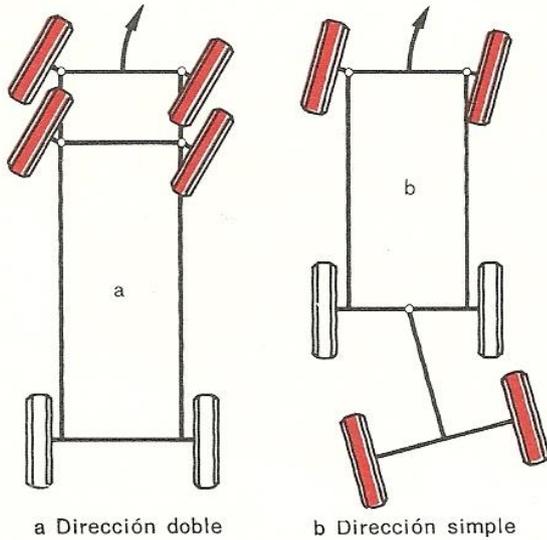


Fig. 318 Representación de la dirección de par rotativo.



a Dirección delantera b Delantera y trasera
Fig. 319 Representación de la dirección por rotación de los muñones.



- 1 Brazo de acoplamiento
- 2 Barra de acoplamiento
- 3 Mecanismo de la dirección
- 4 Columna de la dirección
- 5 Palanca de la dirección

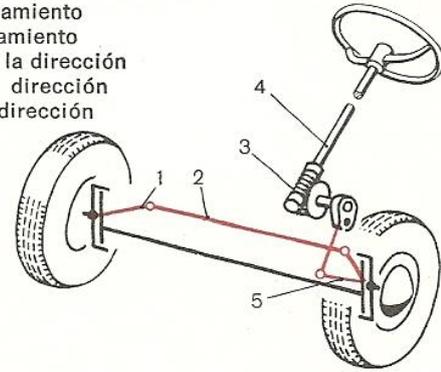


Fig. 321 Piezas principales de la dirección por rotación de los muñones.

Fig. 320 Representación de la dirección múltiple.

las ruedas delanteras, si bien es posible la disposición de todas ellas como directrices. En su virtud, se diferencia una *dirección por ruedas delanteras* de otra *dirección afectando a todas ellas*. Los automóviles comerciales poseen en ocasiones, a causa de su mejor aptitud directora, dos pares de ruedas directrices (Fig. 320). Giran simultáneamente y requieren un diámetro pequeño de viraje.

Mecanismo de dirección. Los movimientos de giro del volante se transmiten por lo general a través de un engranaje al *mecanismo de dirección*. Consiste en varias palancas, que se pueden mover libremente y que unen entre sí los dos brazos del eje (Fig. 321). La desviación de la dirección depende del ajuste de la barra de acoplamiento.

Esta barra de acoplamiento constituye, en unión con los dos brazos de acoplamiento, un *cuadrilátero articulado*. Cuando este cuadrilátero es un paralelogramo, ambas ruedas experimentan las mismas desviaciones. Las huellas de rodaje naturales de ambas ruedas, no tienen entonces centro común de giro, y se cortan en las curvas (Figura 322). Por efecto del paralelogramo articulado se ven forzadas a recorrer trayectorias distintas, creando con ello un movimiento adicional de resbalamiento. La rueda que describe la curva interior está más intensamente solicitada que la que cursa por el exterior, y los bandajes barren la carretera.

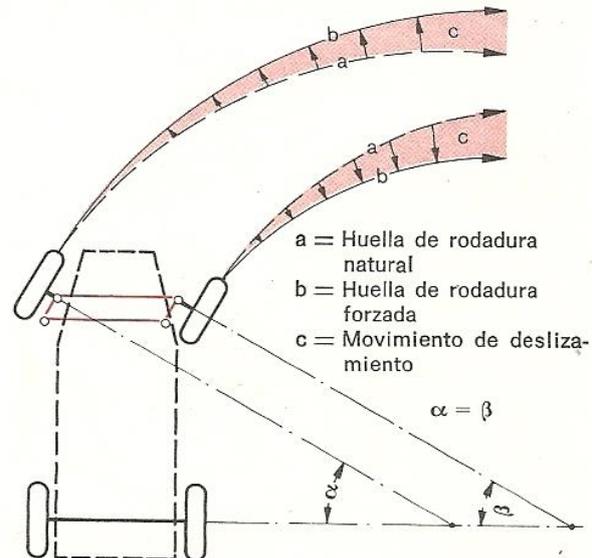


Fig. 322 Huellas de rodadura en caso de un paralelogramo articulado.

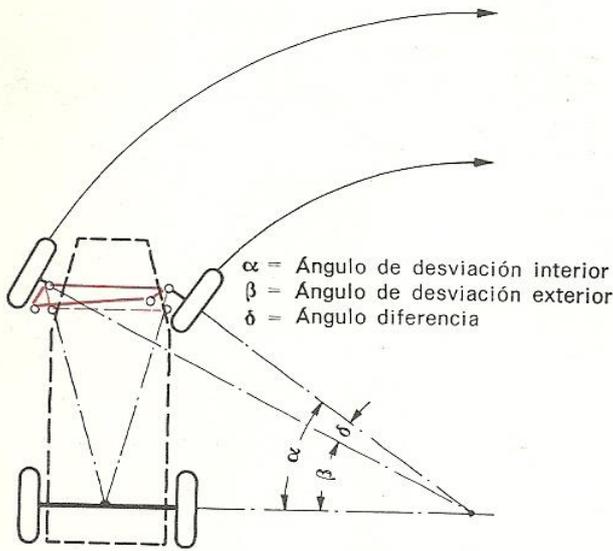


Fig. Fig. 323 Huellas de rodadura en caso de trapecio articulado.

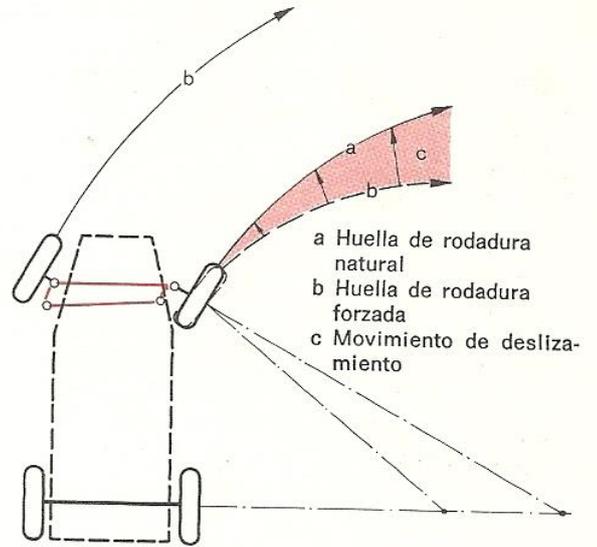


Fig. 324 Huellas de rodadura en caso de brazo de acoplamiento arqueado.

Los brazos de acoplamiento están, por este motivo, dispuestos de forma que sus prolongaciones se corten en el centro del eje trasero, con lo que entonces las curvas de rodaje tienen un centro común (Fig. 323). Los brazos de acoplamiento, con la barra de acoplamiento de la dirección y el eje delantero, constituyen el denominado *trapecio articulado*. La rueda que cursa interiormente, se agarra más fuertemente al suelo que la que cursa exteriormente, lo que se traduce en una mejor adaptación de las trayectorias de las ruedas al curso de las curvas. Por otra parte la conducción se hace más fácil.

En la determinación del trapecio articulado se parte de un ángulo de desviación medio. Un ángulo distinto da lugar a rodaduras diferentes, influenciando así el curso de las ruedas.

Las relaciones varían también en el caso de un brazo de acoplamiento arqueado (Fig. 324). La rueda que describe la curva interna experimenta una reacción del suelo mayor que la otra, lo que conduce a un resbalamiento lateral. El ajuste de las ruedas debería por tanto verificarse tras todo choque violento de las mismas.

Barra de acoplamiento de la dirección. La barra de acoplamiento debe trans-

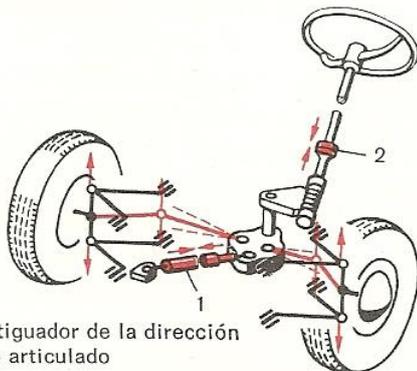


Fig. 325 Disposición de barras de acoplamiento dobles.

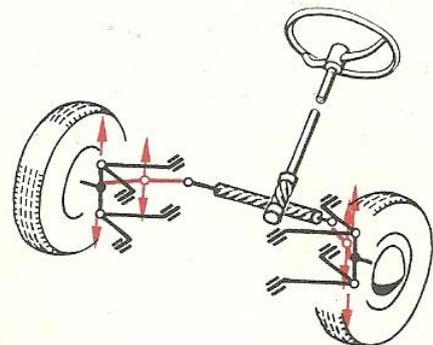


Fig. 326 Disposición de barras de acoplamiento de igual longitud.

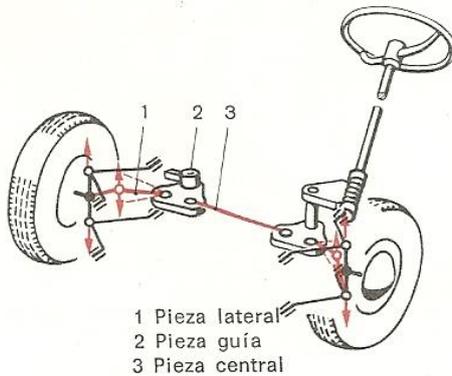
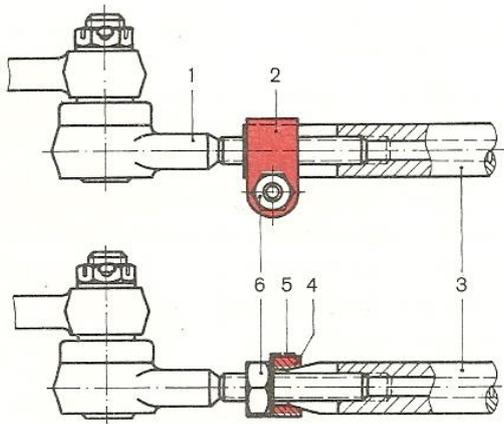
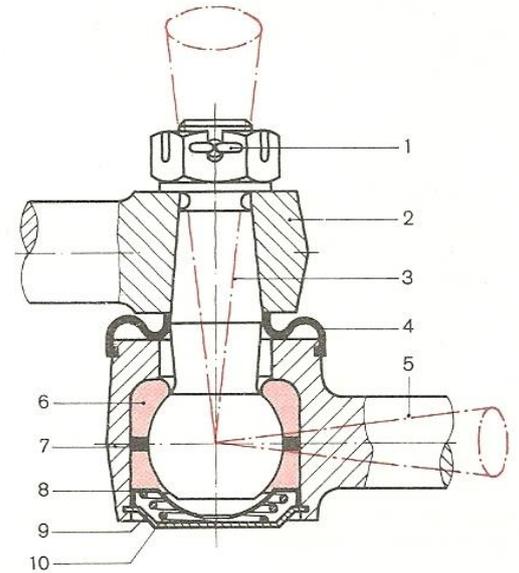


Fig. 327 Disposición de barras de acoplamiento triples.



1 Cabeza de la barra de acoplamiento
2 Brida de tensión
3 Tubo de la barra de acoplamiento
4 Anillo de tensión
5 Chapa de seguridad
6 Tuerca hexagonal



1 Pasador
2 Palanca de dirección
3 Muñón de bola
4 Manguito de goma
5 Cabeza de la barra de acoplamiento
6 Camisa de apoyo
7 Anillo intermedio
8 Plato de presión
9 Tapa de presión
10 Muelle de presión

Fig. 328 Articulación de rótula de una barra de acoplamiento.

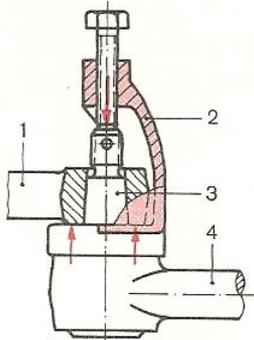
Fig. 329 Empalme de las barras de acoplamiento.

mitir el movimiento del volante uniformemente a ambos muñones de las ruedas directrices. Pero las sacudidas del volante no deben, por transmisión elástica, repercutir sobre las ruedas. Con ejes oscilantes proceden barras de acoplamiento de dirección compuestas de dos partes (Fig. 325). Si éstas tienen brazos de palanca distintos, se presentan oscilaciones que actúan desfavorablemente sobre el mecanismo de dirección y su proceso funcional.

Tales oscilaciones se pueden suprimir mediante un *amortiguador de la dirección* y una arandela elástica en las articulaciones. Lo mejor hasta ahora ha sido una barra de acoplamiento de la dirección compuesta de tres partes. Las palancas laterales están ajustadas a las longitudes de las palancas oscilantes y efectúan durante la acción elástica iguales desplazamientos. Como pieza intermedia se usa, las más de las veces, una crenallera que transmite de modo directo todo esfuerzo de la dirección a los brazos de acoplamiento de las ruedas (Figura 326).

Las barras de acoplamiento compuestas de tres secciones poseen a menudo otra *articulación de conducción* (Fig. 327), que se afirma sobre el chasis del coche y que constituye la conexión a la sección central.

Los movimientos del volante de dirección pueden transmitirse perfectamente mediante *articulaciones de rótula*. El muñón esférico, fijo a la palanca de dirección, encaja en un cojinete alojado en la cabeza de la barra de acoplamiento



- 1 Palanca de dirección
- 2 Dispositivo de apriete
- 3 Perno esférico
- 4 Cabeza de la barra de acoplamiento

Fig. 330 Estructura de los pernos esféricos.

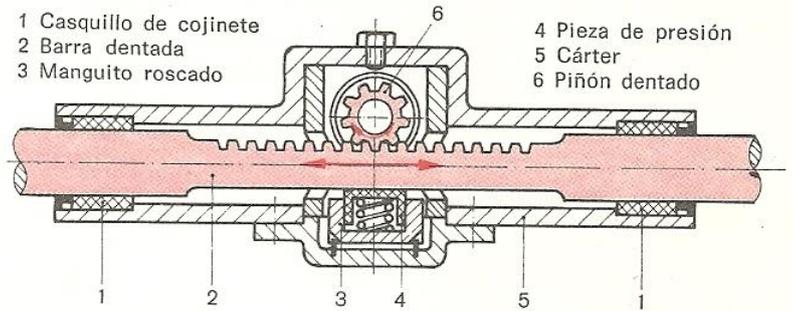


Fig. 331 Engranaje de dirección con cremallera.

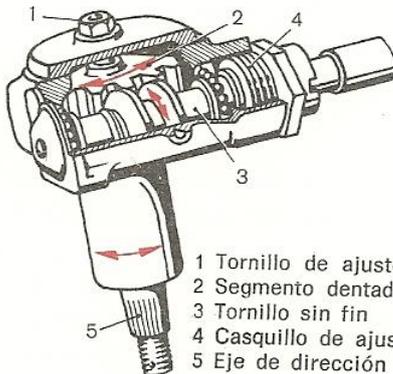
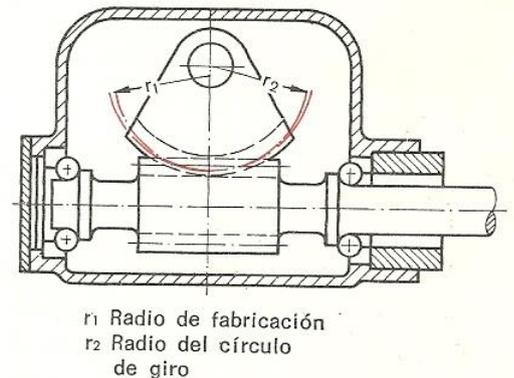


Fig. 332 Engranaje de dirección con segmento dentado.

- 1 Tornillo de ajuste
- 2 Segmento dentado
- 3 Tornillo sin fin
- 4 Casquillo de ajuste
- 5 Eje de dirección

Fig. 333 Relaciones de engranaje del segmento dentado.



- r_1 Radio de fabricación
- r_2 Radio del círculo de giro

(Figura 328). Esta cabeza dispone de una parte roscada mediante la que se atornilla a la propia barra. Las barras de dirección pueden así ser ajustadas en longitud (Fig. 329).

Las articulaciones de rótula en general no exigen atención alguna. Cuando su juego se ha hecho demasiado amplio, procede su sustitución. A tal fin debe soltarse la tuerca y presionar hacia afuera de la palanca el muñón de rótula (Figura 330), lo que se consigue preferentemente con la ayuda de un dispositivo. Los golpes de martillo son improcedentes, ya que tuercen la palanca y alteran el ajuste de la dirección.

Tras cualquier operación o trabajo en la barra de dirección debe comprobarse la anchura entre huellas, y en su caso someterla a nuevo ajuste.

Engranaje de dirección. El engranaje de dirección debe transformar el movimiento de giro del tornillo de dirección en movimiento rectilíneo, y al propio tiempo reducir el esfuerzo para una fácil conducción.

Esto se consigue del modo más sencillo mediante un *piñón dentado* engranando con una cremallera (Fig. 331). La cremallera transmite directamente el movimiento del tornillo de dirección a la palanca de dirección. El conductor

tiene por tanto en todo momento un perfecto contacto con la carretera y está en condiciones de supervisar mejor sus propios movimientos de mando del vehículo. La resistencia necesaria a la torsión se gradúa mediante un manguito roscado. Un muelle de presión amortigua las sacudidas. Lo más frecuente es utilizar un *mecanismo de tornillo sin fin* (Fig. 332). Permite una mayor reducción y absorbe mejor los esfuerzos. El tornillo sin fin de la dirección posee un perfil trapecial en sus espiras, y está dispuesto entre dos cojinetes de bolas gra-

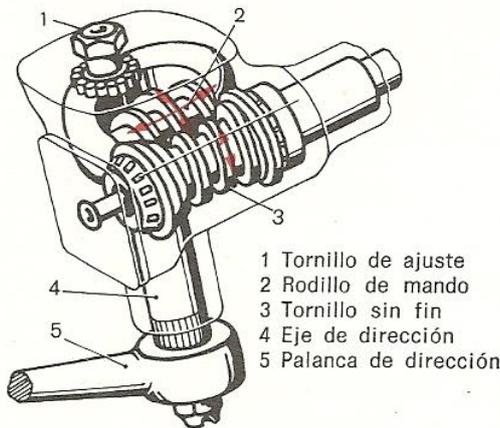


Fig. 334 Mecanismo de dirección con rodillo de mando.

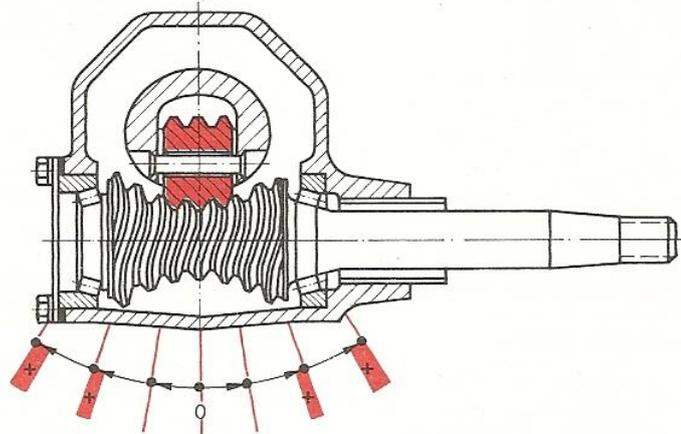


Fig. 335 Relaciones de movimiento del rodillo de mando.

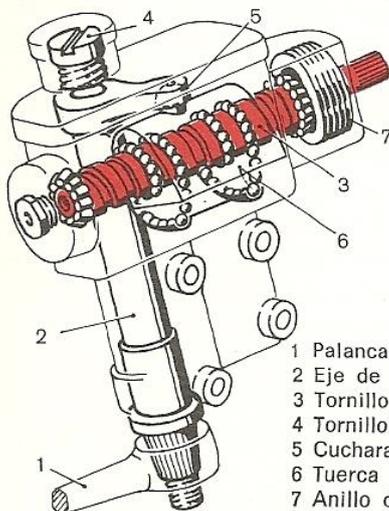
duables. Sobre el *árbol de dirección*, que lleva la *palanca de mando de la dirección*, existe un *segmento dentado*, que con la rotación del volante de mando efectúa un movimiento oscilante.

El *juego de flancos* se ajusta por desplazamiento del árbol de dirección. La circunferencia de giro del sector dentado no coincide con la circunferencia primitiva; el juego de flancos varía por tanto al girar las ruedas y sólo procede en consecuencia su ajuste a situación media (Fig. 333).

Otros mecanismos de dirección tienen, en lugar del sector dentado un *rodillo de mando* (Fig. 334), que describe durante el movimiento de la dirección, un arco de círculo. El *tornillo sin fin* no es cilíndrico, sino que se estrecha hacia su punto medio y posee además distintos pasos. El rodillo recorre por consiguiente mayor espacio en las posiciones extremas, y las ruedas entran en función más rápidamente (Fig. 335). Mediante el movimiento de rodadura el esfuerzo de dirección es pequeño.

El rodillo no debe tener juego alguno en su posición media. Ello puede ser conseguido por presión de los tornillos de ajuste o bien por interposición de arandelas. El ajuste se efectúa a una rotación de las ruedas directrices de 90° . Entonces deberán éstas poder girar con facilidad hacia ambos lados.

El sistema más acreditado hasta ahora es un mecanismo de naturaleza helicoidal. El movimiento de torsión del tornillo de la dirección se transmite a una tuerca mediante bolas circulantes (Figs. 336 y 337). Este mecanismo recibe también la denominación de *mecanismo de transmisión por bolas circulantes*. Una articulación de palanca, o bien un sector dentado, constituye la unión al árbol de dirección. Estos mecanismos son de sencillo funcionamiento y no tienen apenas desgaste.



- 1 Palanca de la dirección
- 2 Eje de la dirección
- 3 Tornillo sin fin
- 4 Tornillo de apriete
- 5 Cuchara esférica
- 6 Tuerca de dirección
- 7 Anillo de ajuste

El juego axial del tornillo sin fin de dirección se puede graduar mediante una *arandela roscada*, que se fija al árbol por un *tornillo de presión*. El tornillo de dirección no debe tampoco tener juego alguno en posición media. Ante un juego irregular procede renovar el equipo de bolas, o bien el total mecanismo.

Fig. 336 Mecanismo de dirección por bolas circulantes.

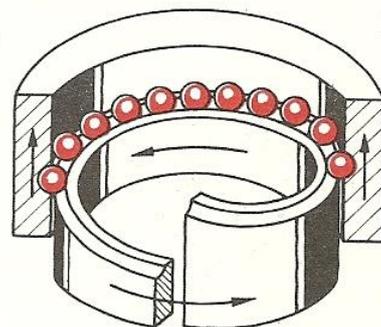
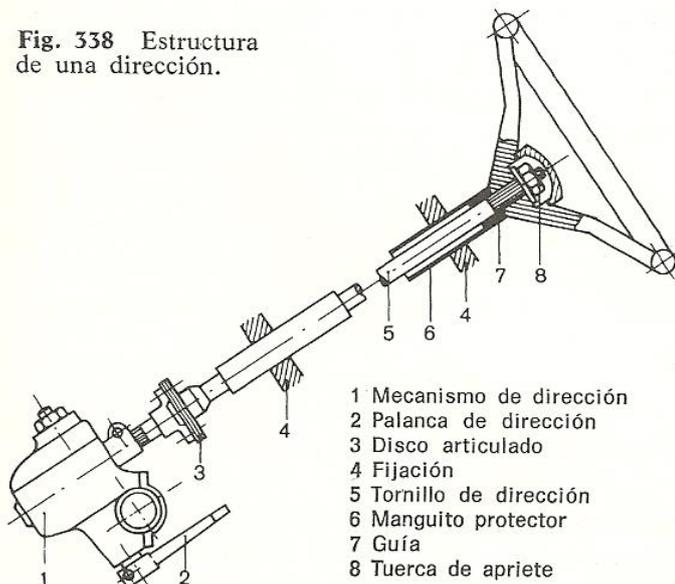


Fig. 337 Representación de la transmisión de fuerzas.

El estado del aceite en el cárter de la dirección debe ser revisado periódicamente, y llenado en su caso con hypoidöl del tipo de viscosidad SAE 90.

Fig. 338 Estructura de una dirección.



- 1 Mecanismo de dirección
- 2 Palanca de dirección
- 3 Disco articulado
- 4 Fijación
- 5 Tornillo de dirección
- 6 Manguito protector
- 7 Guía
- 8 Tuerca de apriete

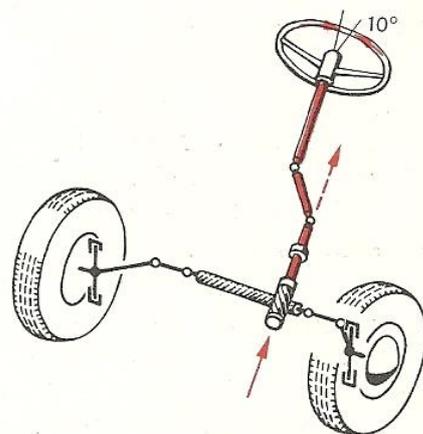


Fig. 339 Disposición de un tornillo de dirección dividido.

Columna de dirección. El tornillo de dirección se encuentra en general cubierto con un *manguito protector*, que se afirma por su parte superior a la estructura del coche y que puede alojar otros órganos de conexión (Fig. 338). El volante de dirección en forma de plato se une mediante un dentado en entalle al tornillo de dirección, estando éste a veces al lado del engranaje de la dirección (Fig. 339) y así el conductor en caso de accidente no está tan expuesto a ser lesionado.

Existen también tornillos de dirección constituidos por dos partes, que en un choque se desplazan uno interiormente al otro amortiguando así elásticamente su efecto.

El juego permisible de la dirección se comprueba sobre el volante de mando. Antes de que el impulso de desviación llegue a las ruedas directrices, el volante puede experimentar como máximo un giro de 10°. No siendo así, procede verificar todas las articulaciones y sus juegos de curso y reajustarlas.

El acceso a los elementos internos en el árbol de dirección requiere la previa separación del volante, para lo que procede preferentemente la utilización de un dispositivo adecuado.

Elementos auxiliares de la dirección. El servicio de maniobra del volante supone un determinado esfuerzo. En realidad contribuyen a facilitararlo la relación de transmisión mecánica y las dimensiones del volante, pero no obstante, ante intensas cargas sobre las ruedas directrices puede elevarse de tal forma que determine el cansancio prematuro del conductor. Los grandes camiones poseen por este motivo elementos especiales *auxiliares de dirección*, que robustecen el esfuerzo manual y permiten un desplazamiento más rápido de la dirección.

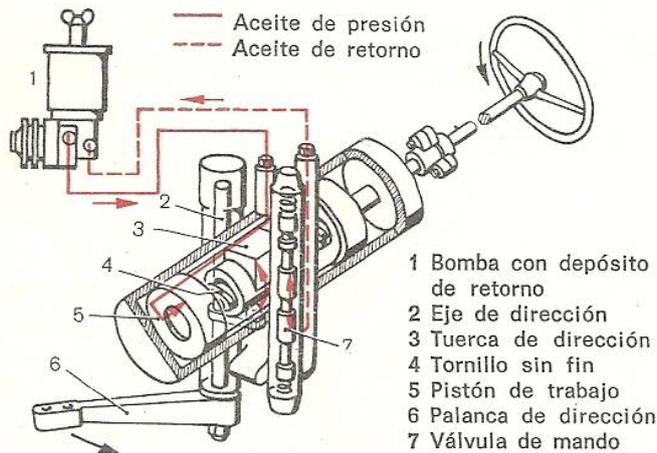


Fig. 340 Estructura de un dispositivo de dirección hidráulico.

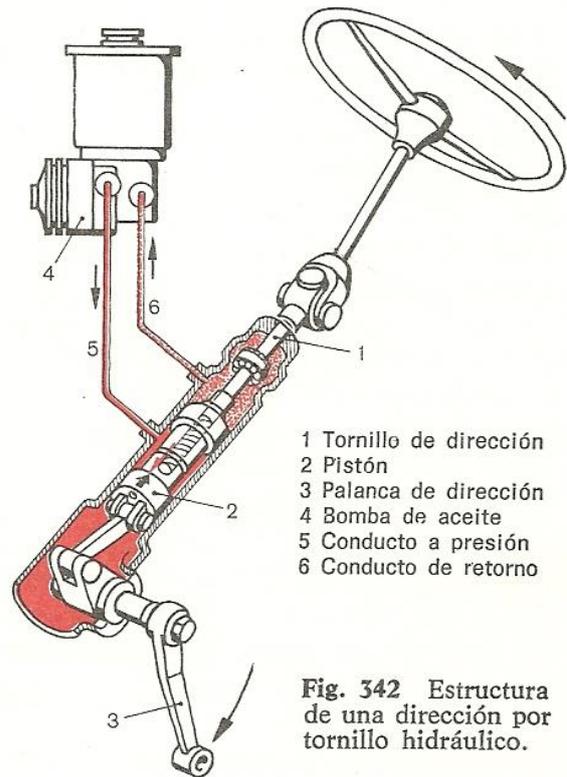


Fig. 342 Estructura de una dirección por tornillo hidráulico.

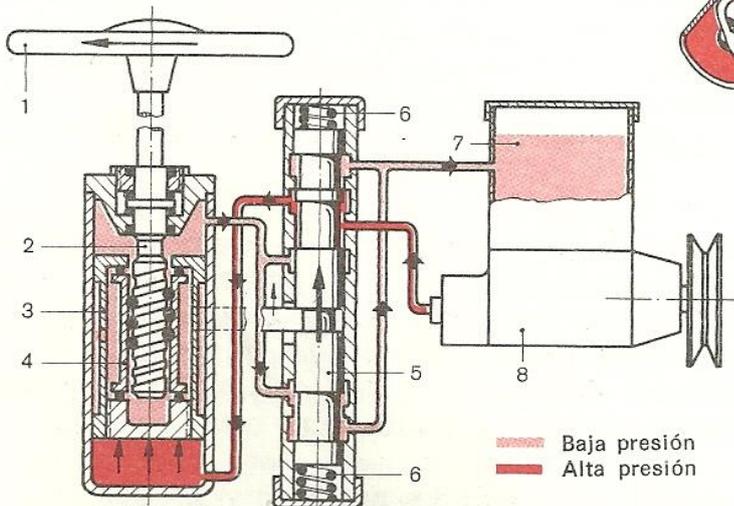


Fig. 341 Funcionamiento del dispositivo hidráulico de dirección.

- | | | | | |
|--------------------|----------------------|-----------------------|-------------------|--------------------|
| 1 Volante | 3 Pistón de trabajo | 4 Tuerca de dirección | 5 Pistón de mando | 7 Depósito nodriza |
| 2 Tornillo sin fin | 6 Muelle de reacción | | 8 Bomba de aceite | |

Como mejor sistema, se ha acreditado hasta ahora el hidráulico. Los esfuerzos adicionales necesarios son gobernados por un mecanismo articulado y actúan creando una determinada contrapresión en el proceso de maniobra de la dirección (Fig. 340).

La tuerca del dispositivo de transmisión de dirección por bolas circulantes, acciona el desplazamiento del *émbolo de mando* en su cilindro, que constituido en función distribuidora, da lugar a un ciclo de circulación de aceite (Fig. 341). Otro cuerpo formado también por su cilindro y émbolo correspondientes y denominado de *reacción*, crea la contrapresión necesaria reglamentando así la aportación del esfuerzo humano.

La presión de este émbolo es originada por una *bomba de aceite de alta presión*. Una *válvula reductora* la limita a 60 atm aproximadamente. El aceite a presión accede, a través de la instalación de circulación, al mecanismo de dirección, para fluir luego en retorno a un depósito de reserva. Para la efectiva acción de este dispositivo auxiliar, se requiere en el volante de mando del coche tan sólo un pequeño esfuerzo de maniobra (unos 700 p).

Los grandes camiones poseen por lo general un *accionamiento hidráulico de la dirección* (Fig. 342). La válvula de distribución se encuentra, con todos los demás elementos, entre el tornillo de la dirección y el árbol de mando, incluidos en la misma caja. En caso de fallo de la instalación hidráulica puede ejercerse la dirección a mano.

El aceite a presión cursa por medio de una bomba de impulsión y se regula por válvulas. El tornillo de la dirección rige el acceso de la circulación de aceite a la cámara correspondiente del cilindro. El esfuerzo de dirección rendido depende del valor de la presión de aceite.

Todos los dispositivos de dirección hidráulica trabajan sólo impecablemente a correcto ajuste de la presión de aceite. Esta presión requiere, por tanto, ser periódicamente revisada. Ante la necesidad de aceite, por carencia o escasez, debe siempre recurrirse al aceite especial prescrito.

A veces se utiliza también aire comprimido como agente auxiliar para el dispositivo de dirección.

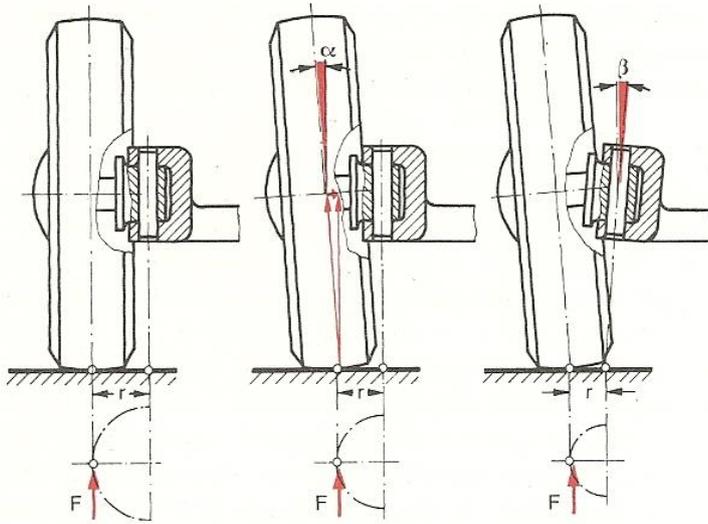
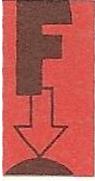
Relaciones de movimiento en la dirección

La aptitud de dirección de un automóvil depende de la adaptación de las ruedas delanteras a la carretera. La que a su vez es función de la adherencia al terreno y de las reacciones que éste determina.

Caída de las ruedas. Debido a la articulación de los muñones se encuentran las superficies de contacto de los neumáticos, exteriores a su centro de oscilación. Los neumáticos describen por tanto, durante una dirección oblicua, una semicircunferencia. Cuando las ruedas son perpendiculares a la calzada, se tiene un gran radio de rodaje (Fig. 343). Las resistencias al rodamiento actúan entonces con un gran brazo de palanca y dificultan por ello el proceso de conducción. Debido a esto se les da una ligera inclinación hacia afuera.

La «caída de las ruedas», así denominada, disminuye el brazo efectivo de palanca y origina al propio tiempo una presión axial contra el cojinete interior de la rueda. Las ruedas son así susceptibles de mejor conducción.

Salida de las ruedas. Como quiera que una caída demasiado intensa de las



α = Ángulo de caída
 β = Ángulo de convergencia
 F = Resistencia de rodaje
 r = Radio del círculo de giro

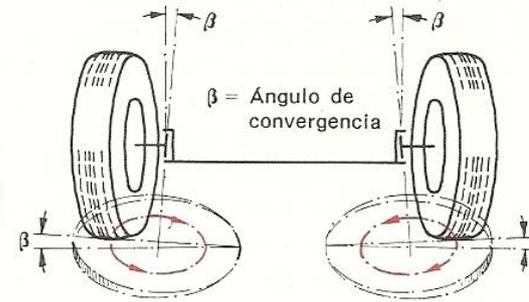


Fig. 344 Efecto de la convergencia.

Fig. 343 Circunferencias de rodaje de las ruedas delanteras.

ruedas da lugar a oscilaciones por torsión, se adopta en su sustitución un pequeño *ángulo de inclinación o de salida* del muñón del eje de dirección de las mismas, hacia adentro. Esta «salida de las ruedas» mejora la adaptación del coche a la calzada. Ambos ángulos, afectando a la posición de las ruedas (Fig. 343), definen el radio de rodadura.

Este radio no debe ser demasiado pequeño, ya que de no ser así el rodamiento no sería correcto para los neumáticos, que experimentarían entonces un derrape. Además las ruedas en tales circunstancias no girarían sobre sus centros.

Debido a la inclinación de los muñones éstos describen un arco de círculo, que alcanza su más alta posición en curso rectilíneo de las ruedas y que en los giros hacia ambos lados disminuye (Fig. 344). Las ruedas se mueven entonces sobre dos planos inclinados entre sí. Pero sobre una calzada plana este movimiento se efectúa inversamente sobre los muñones. La totalidad del vehículo se eleva un poco uniformemente en las curvas. El peso del coche hace recuperar a las ruedas su posición inicial. La salida de las ruedas crea una *fuerza de repulsión* y mantiene el vehículo en dirección rectilínea.

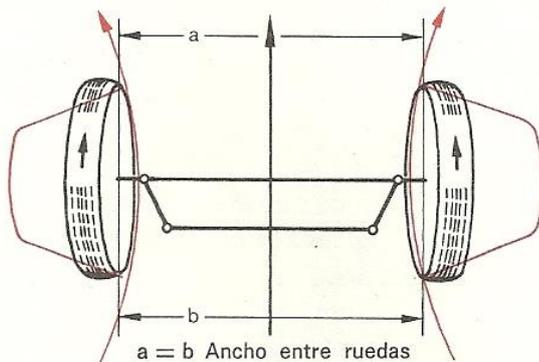


Fig. 345 Efecto de la caída de la rueda.

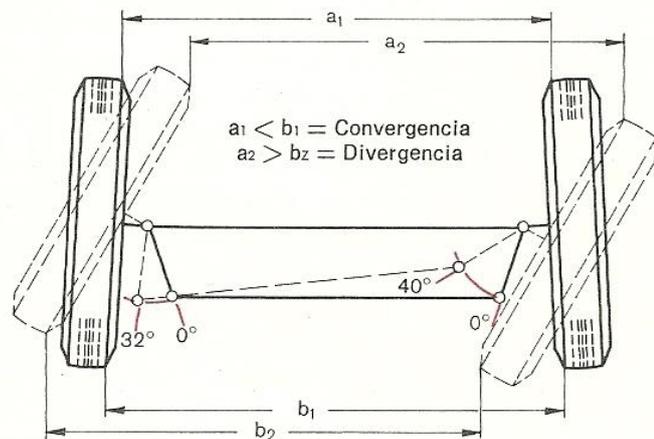


Fig. 346 Representación de la variación de la traza.

Convergencia. Debido a la caída de las ruedas las superficies de contacto de los neumáticos adoptan transitoriamente una forma cónica. Como quiera que los ejes de estos conos se cortan en el plano de la calzada, crean un esfuerzo de desplazamiento hacia afuera de las ruedas que perturba el curso de rodamiento (Fig. 345). Se presentan entonces oscilaciones, que cargan notablemente sobre el árbol de dirección y dificultan los movimientos de giro.

Para resolver esto, las ruedas presentan en su parte delantera una menor distancia entre sí. Esta «convergencia», así denominada, se gradúa por medio de la barra de dirección. Se deduce de la diferencia entre ambos valores de separación en las pestañas de las llantas. Ahora bien, la convergencia varía durante los movimientos de dirección de las ruedas (Fig. 346), y de la convergencia anterior se pasa a una divergencia posterior.

El ángulo de diferencia entre trazas obtenido δ ($\delta =$ delta) depende de la situación de las ruedas, del radio de la curva y de la distancia entre las ruedas (Figura 347). Puede calcularse partiendo de la correspondiente función trigonométrica:

$$\text{Función trigonométrica} = \frac{\text{Situación de las ruedas}}{\text{Radio de la curva} \pm 1/2 \text{ distancia entre ruedas}}$$

$$\tan \alpha = \frac{l}{r - \frac{a}{2}} \quad \text{y} \quad \tan \beta = \frac{l}{r + \frac{a}{2}}$$

Ángulo diferencia de trazas =

= Interior \sphericalangle - exterior \sphericalangle

$$\delta = \alpha - \beta$$

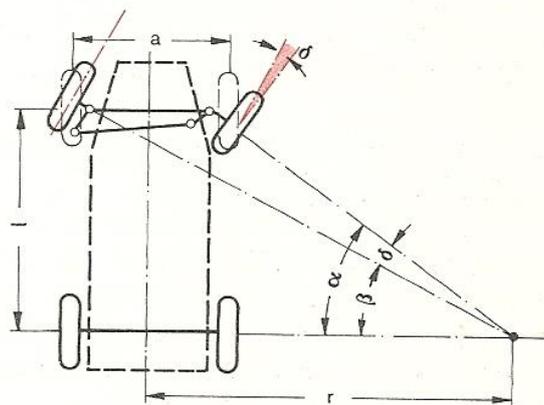


Fig. 347 Valores característicos del ángulo de diferencia entre trazas.

Ejemplo: Un automóvil tiene una anchura entre ruedas de 1500 mm y una distancia entre ejes de 2800 mm. ¿Cuál es el ángulo de diferencia entre trazas para un radio de curva de 10 m?

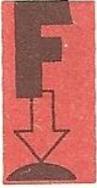
$$\tan \alpha = \frac{l}{r - \frac{a}{2}} = \frac{2800}{10\,000 - \frac{1500}{2}} = 0,3026 = 16^\circ 50' \text{ según tabla} \quad \begin{array}{l} a = 1\,500 \text{ mm} \\ l = 2\,800 \text{ mm} \\ r = 10\,000 \text{ mm} \end{array}$$

$$\tan \beta = \frac{l}{r + \frac{a}{2}} = \frac{2800}{10\,000 + \frac{1500}{2}} = 0,2604 = 14^\circ 40' \text{ según tabla}$$

$$\delta = \alpha - \beta = 16^\circ 50' - 14^\circ 40' = 2^\circ 10'$$

Los valores se obtienen por lo general con un ángulo de dirección de 20° . Los valores nominales pueden tomarse de la oportuna tabla.

Avance. Las fuerzas presentadas durante la marcha crean en el muñón de dirección de las ruedas un momento de torsión (Fig. 348). En dirección rectilínea



de las ruedas se anulan ambos momentos de torsión, si bien varían luego con la inclinación de las ruedas, influenciando entonces el proceso de la dirección. La rueda que cursa interiormente a la curva recibe una reacción más intensa, y sólo se puede girar a su posición originaria mediante un considerable esfuerzo.

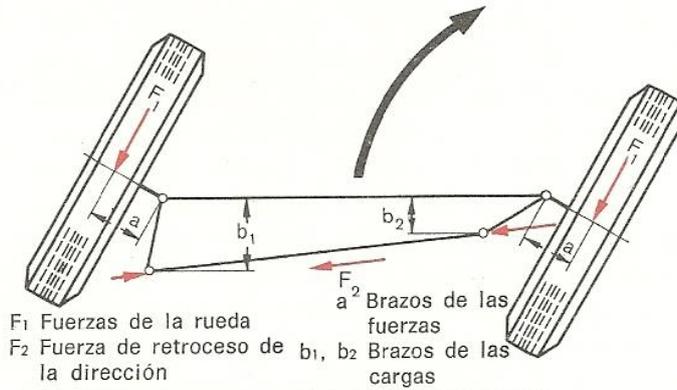


Fig. 348 Fuerzas en el trapecio articulado.

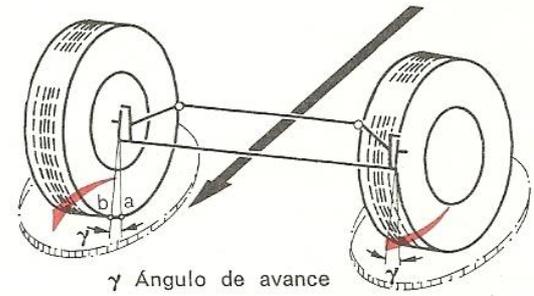
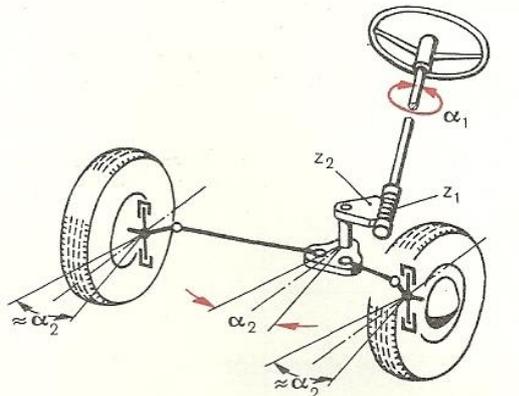


Fig. 349 Influencia del avance.

Por esta razón los muñones de dirección están inclinados hacia atrás. El punto de contacto de la rueda se encuentra ahora detrás del punto de ataque del eje (Fig. 349). Este efecto denominado «avance» origina un círculo de torsión inclinado. La rueda que describe la curva interior se mueve por tanto sobre un plano oblicuo hacia abajo, y la rueda oponente sobre un plano oblicuo hacia arriba. Sobre una calzada plana, en una curva se eleva el coche por su lado interno y se hunde contrariamente por el externo. Ello crea la reacción necesaria y las ruedas adoptan por sí mismas sus posiciones originarias.

El avance y salida definen conjuntamente el esfuerzo de reacción y conceden estabilidad a la dirección.

Relación de transmisión de la dirección. Las resistencias al rodamiento requieren una elevada relación de transmisión en la dirección. Se consigue a través del mecanismo de dirección y de la barra de dirección. Con una relación de transmisión pequeña, se obtendría una más rápida desviación de dirección, y con una gran relación de transmisión, un menor gasto de energía muscular. Por eso se adopta una relación intermedia. El volante puede por lo general, para completa desviación de dirección, admitir tres giros completos. La relación de transmisión se deduce del movimiento de giro del volante y de la desviación angular de la palanca de dirección (Fig. 350).



α_1 Ángulo de giro de la rueda
 α_2 Ángulo de giro de la palanca de dirección
 z_1 Núm. de pasos del tornillo sin fin
 z_2 Núm. de dientes del segmento de dirección

Fig. 350 Valores característicos de la transmisión de dirección.

Relación de transmisión de la dirección = $\frac{\text{Ángulo de giro del volante}}{\text{Ángulo de giro de las ruedas}}$

o bien $i = \frac{\alpha_1}{\alpha_2}$

Ejemplo: Con un giro completo del volante se obtiene una desviación de la palanca de dirección de 18°. ¿Cuál es el valor de la relación de transmisión?

$$i = \frac{\alpha_1}{\alpha_2} = \frac{360^\circ}{18^\circ} = 20 : 1 \qquad \alpha_2 = 18^\circ$$

$$\qquad \qquad \qquad \alpha_1 = 360^\circ$$

Como quiera que la longitud del brazo de palanca de la barra de dirección apenas influye sobre la relación de transmisión, se puede calcular ésta en función del número de dientes o del paso del tornillo del mecanismo de dirección. Si bien para ello debe intervenir el número total de dientes de la rueda helicoidal.

La relación de transmisión define también el valor del esfuerzo a ejercer en el volante. Para ello hay que considerar ahora los brazos de palanca efectivos actuantes y las resistencias al rozamiento presentadas. El esfuerzo a ejercer depende además de la presión de los neumáticos y de la velocidad de marcha. A coche parado, no debe sobrepasar un valor establecido (**Fig. 351**).

Momento del esfuerzo de dirección = momento resistente

o bien $F_1 \cdot r_1 \cdot z_1 = F_2 \cdot r_2 \cdot z_2$

de donde $F_1 = F_2 \frac{r_2 \cdot z_2}{r_1 \cdot z_1} = \frac{F_2}{i_1 \cdot i_2}$

$$F_2 = F_1 \frac{r_1 \cdot z_1}{r_2 \cdot z_2} = F_1 \cdot i_1 \cdot i_2$$

Ejemplo: Sobre una palanca de dirección grava una contrapresión de 30 kp. Su longitud es de 160 mm. ¿Cuál es el valor del esfuerzo a ejercer sobre el volante de dirección, que tiene un diámetro de 400 mm y una relación de transmisión de 15:1?

$$F_1 = F_2 \frac{r_2 \cdot 1}{r_1 \cdot i}$$

$$= 30 \text{ kp} \frac{160 \text{ mm}}{200 \text{ mm} \cdot 15}$$

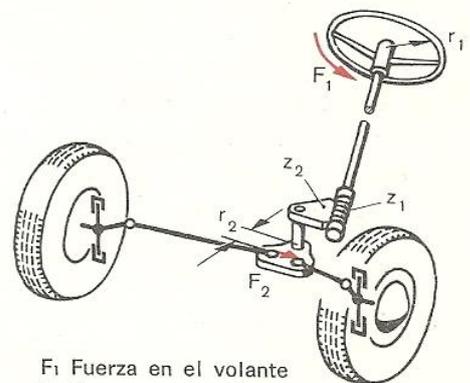
$$= 1,6 \text{ kp}$$

$$F_2 = 30 \text{ kp}$$

$$r_1 = \frac{400}{2} = 200 \text{ mm}$$

$$r_2 = 160 \text{ mm}$$

$$i_1 = 15$$



- F₁ Fuerza en el volante
- F₂ Fuerza en la palanca
- r₁ Radio del volante
- r₂ Longitud de la palanca
- z₁ Núm. de pasos del tornillo sin fin
- z₂ N; m. de dientes del piñón

Fig. 351 Valores característicos de las fuerzas de dirección.

Verificación del montaje de las ruedas

El montaje de las ruedas delanteras se verifica de un modo muy sencillo. Para ello se dispone el coche sobre una superficie plana y se le carga con el peso prescrito. Previamente los cojinetes de las ruedas y las articulaciones de



mando se comprueban con respecto a la posible existencia de juegos inadmisibles. Los neumáticos deben encontrarse igualmente en correcto estado y presentando la presión de aire adecuada.

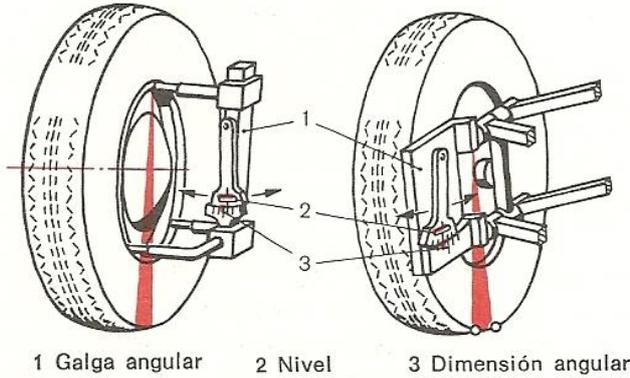


Fig. 352 Medición del ángulo de caída.

Fig. 353 Medición del ángulo de avance.

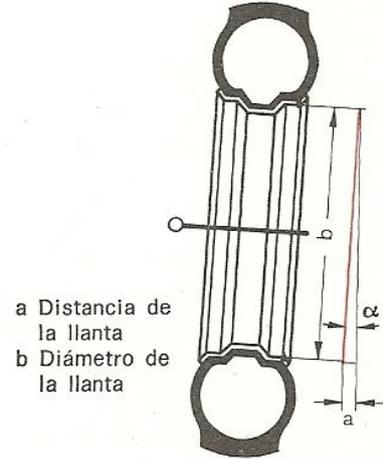


Fig. 354 Valores característicos del ángulo de caída.

Como quiera que toda modificación del ángulo de caída y avance varía también la convergencia, procede verificar primeramente estos ángulos. Para ello se utiliza preferentemente un *calibrador angular*. Para la determinación del ángulo de caída se adapta el calibrador al borde exterior de la llanta (Fig. 352). El ángulo de avance se mide, por el contrario, sobre un apoyo portátil. Muchos tipos de coches disponen en estos sitios de *superficies adecuadas para efectuar las mediciones* (Fig. 353).

El índice oscilante se equilibra mediante un nivel de agua, y acusa entonces sobre la escala de medición el ángulo de avance.

El ángulo de caída de las ruedas se obtiene también partiendo del diámetro de la llanta y de la distancia de ésta a la vertical correspondiente (Figura 354).

$$\text{Función trigonométrica} = \frac{\text{Distancia de la llanta}}{\text{Diámetro de la llanta}} \text{ o bien } \text{sen } \alpha = \frac{a}{b}$$

Ejemplo: En un diámetro de llanta de 380 mm se tiene una distancia de la llanta a la vertical de 10 mm. ¿Cuál es el valor del ángulo de caída de la rueda?

$$\text{sen } \alpha = \frac{a}{b} = \frac{10 \text{ mm}}{380 \text{ mm}} = 0,0262$$

$$\begin{aligned} a &= 10 \text{ mm} \\ b &= 380 \text{ mm} \end{aligned}$$

$$\alpha = 1^\circ 30' \text{ según tabla}$$

Muchas veces el avance viene indicado como dimensión longitudinal sobre la calzada. Esta dimensión longitudinal puede calcularse partiendo del ángulo de avance y el radio efectivo del neumático (Fig. 355).

$$\text{Avance} = \text{función trigonométrica} \cdot \text{Radio del neumático}$$

$$\text{o bien } a = \tan \gamma \cdot r_{\text{neumát.}}$$

Ejemplo: En un eje delantero se tiene un ángulo de avance de 6° y un radio de neumáticos de 285 mm. ¿Cuál es el valor del avance?

$$a = \tan \gamma \cdot r_{\text{neumático}}$$

$$= 0,1051 \cdot 285 \text{ mm}$$

$$\cong 30 \text{ mm}$$

$$\gamma = 6^\circ$$

$$\tan 6^\circ = 0,1051 \text{ según tabla}$$

$$r_{\text{neumático}} = 285 \text{ mm}$$

El avance en general no es graduable. En todo caso lo procedente es cambiar el apoyo. El ángulo de caída de las ruedas, por el contrario, se puede modificar por interposición de arandelas o bien por giro de las articulaciones. Una vez ajustados correctamente el avance y la caída de las ruedas, se mide entonces la distancia entre bordes de llantas delanteras o convergencia. A tal fin se emplea un especial *dispositivo de medición de trazas*. Este aparato se aplica primeramente a los bordes traseros de las llantas. El indicador debe estar a la altura del centro de la rueda, y marcar entonces el cero (Fig. 356). Se desplaza el coche, y se mide la misma separación sobre los bordes delanteros. El dispositivo indicador acusa la diferencia de mediciones, o sea el valor de convergencia.

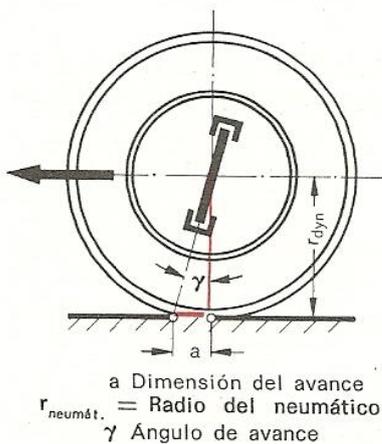
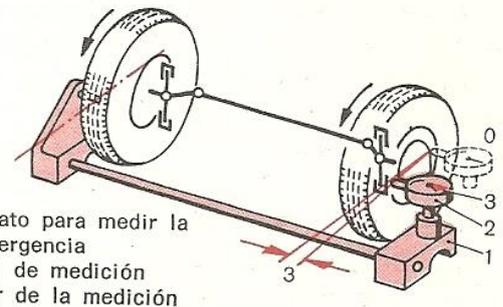


Fig. 355 Valores característicos del ángulo de avance.



1 Aparato para medir la convergencia
 2 Reloj de medición
 3 Valor de la medición

Fig. 356 Medición de la convergencia.

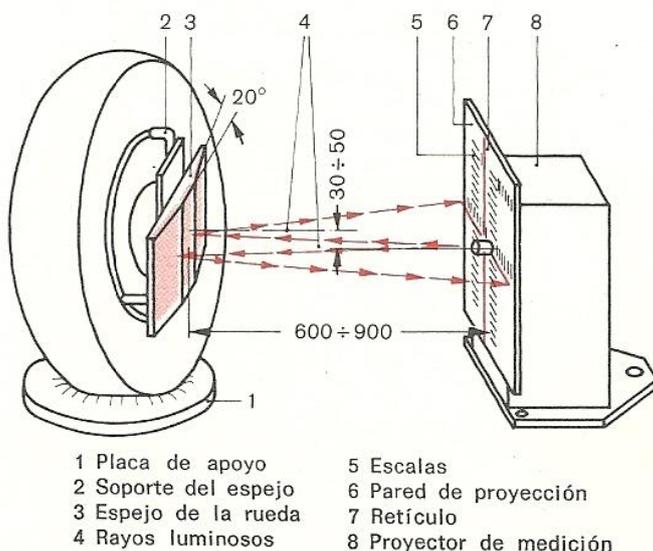
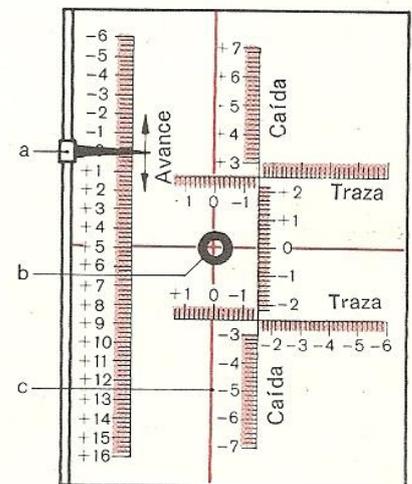


Fig. 357 Piezas principales de un aparato óptico de comprobación de los ejes.



a Indicador del avance b Objetivo c Retículo

Fig. 358 Pantalla graduada proyectada.



Comprobación geométrica de la dirección

Todos los ajustes de las ruedas pueden verificarse con más facilidad mediante un *aparato de comprobación de ejes*. Este aparato consiste en esencia en un *proyector* y un *espejo tríptico* (Fig. 357). El espejo se fija con auxilio de un soporte a la llanta de la rueda y orientado perpendicularmente a su eje. Adquiere así automáticamente su posición horizontal y refleja los rayos luminosos, procedentes del proyector, sobre una *pantalla graduada*, definiendo así una imagen sobre las escalas (Fig. 358). Un *retículo* indica sobre las escalas vertical y horizontal las desviaciones del eje de las ruedas. Igual se procede acerca de la oblicuidad de las ruedas.

Un eje sólo puede ser verificado con precisión, mediante dos sistemas ópticos opuestos y orientados según su eje óptico común. Por lo general se utilizan cuatro sistemas, comprobando así simultáneamente ambos ejes de ruedas. Pero para ello el coche debe estar rectangularmente orientado (Fig. 359). A tal efecto las ruedas traseras descansan sobre unas *placas desplazables sobre rodillos*. La distancia al proyector se mide con una cinta métrica. Igual medida debe dar en

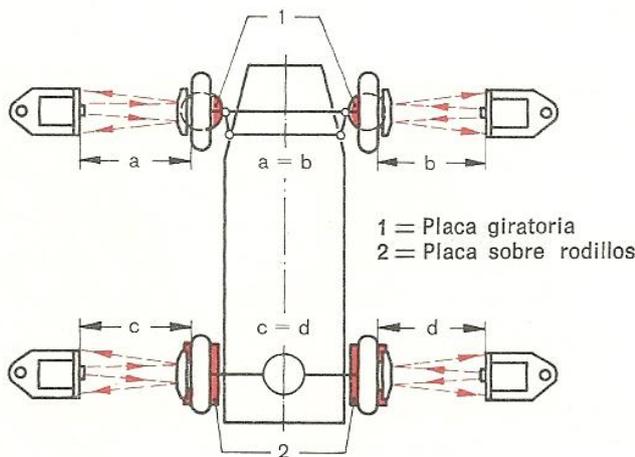


Fig. 359 Orientación del vehículo respecto al aparato de comprobación de los ejes.

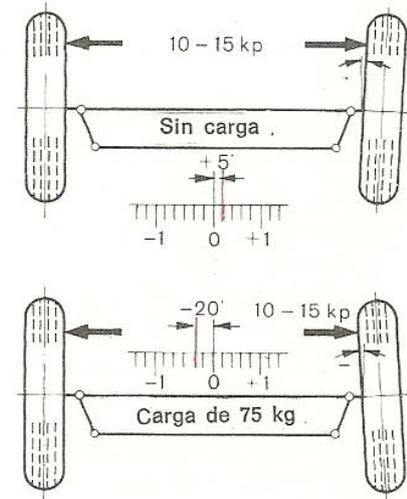


Fig. 360

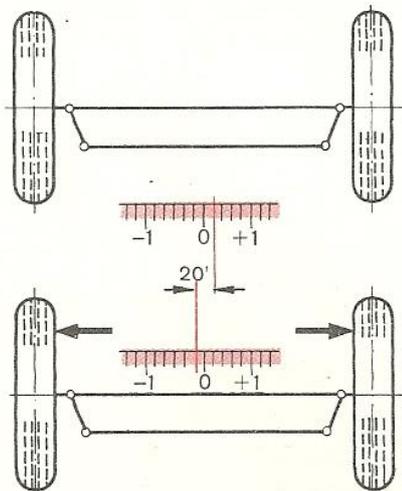


Fig. 361 Verificación del juego de la articulación.

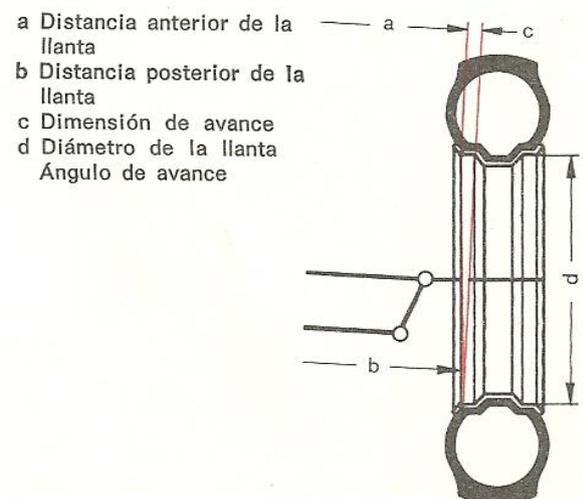


Fig. 362 Valores característicos del avance.

ambos lados. Las ruedas delanteras, por el contrario, deben poder oscilar con facilidad, y por ello se las dispone sobre *placas giratorias*.

Cuando todas las imágenes proyectadas estén centradas sobre la pantalla, se inmovilizan las placas de apoyo de las ruedas y se procede a las mediciones.

Lo más frecuente es que varíe el ajuste de la separación entre las ruedas de un mismo eje. Esta separación se mide en estado de carga y a vehículo descargado (carga 75 kp) (Fig. 360). La diferencia máxima obtenida no debe superar los 20' (Fig. 361).

El juego de las articulaciones se mide en estado normal y a separación forzada de las ruedas. La tolerancia máxima es de 40' para los automóviles pesados y 20' para los ligeros. Con un mayor juego de articulación deben ajustarse los cojinetes correspondientes de las ruedas y comprobar la barra de dirección.

La distancia entre trazas de las ruedas delanteras, o convergencia se calcula en función del diámetro de la llanta y del ángulo de desviación (Fig. 362).

$$\text{Distancia entre trazas} = \frac{\pi \cdot 2 \cdot \text{diám. llanta} \cdot \text{áng.}^\circ \text{ desviación}}{\text{áng.}^\circ \text{ total}}$$

$$\text{o bien } c = \frac{\pi \cdot 2 \cdot d \cdot \alpha}{360}$$

Ejemplo: En una llanta de 15" fue medido un ángulo de desviación de 40', ¿cuál es el valor de la distancia entre trazas?

$$c = \frac{\pi \cdot 2 \cdot d \cdot \alpha}{360}$$

$$= \frac{3,14 \cdot 2 \cdot 381 \text{ mm} \cdot 40}{360 \cdot 60} = 4,42 \text{ mm}$$

$$d = 15''$$

$$= 15 \cdot 25,4 = 381 \text{ mm}$$

$$\alpha = \frac{40^\circ}{60}$$

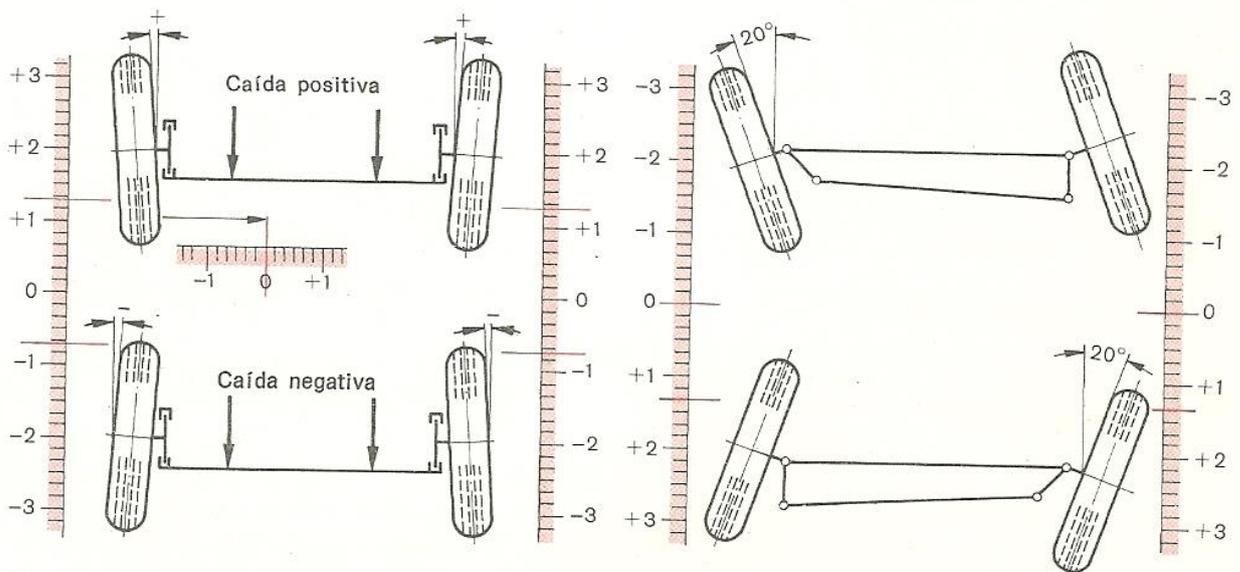


Fig. 363 Verificación del ángulo de caída.

Fig. 364 Verificación del ángulo de avance.

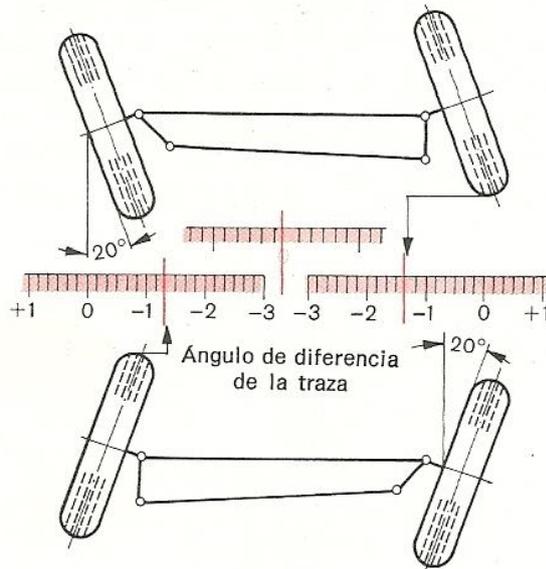
Las ruedas tienen por lo general un ángulo de caída *positivo*. Pero es susceptible de variar debido a las reacciones elásticas, y por ello procede también medirlo en estado de carga. La traza de la rueda izquierda define en el ajuste el valor cero, y no hay sino leer el ángulo de inclinación sobre la escala



vertical correspondiente. Las más de las veces se obtiene para ambas ruedas el mismo valor. El ángulo de caída positivo de la rueda derecha, debido al abombado de las calzadas, debe ser algo menor (Fig. 363).

El ángulo de avance se mide en oblicuidad de las ruedas. La rueda delantera izquierda es girada a tal fin 20° hacia la izquierda, definiendo así el cero del indicador de avance sobre la pantalla graduada (Fig. 364). La rueda derecha se gira después 20° hacia la derecha, y se lee entonces el valor del avance sobre la correspondiente escala vertical. De igual modo se obtiene el valor del avance de la rueda izquierda. Ambos valores deben coincidir.

Las relaciones geométricas del trapecio articulado influyen las desviaciones de las ruedas, por lo que de éstas cabe inversamente deducir defectos



en el trapecio articulado. La rueda izquierda se gira para ello, 20° a la izquierda y se lee en la escala de desviaciones de la rueda derecha el ángulo diferencia de trazas. Después se gira la rueda derecha 20° hacia la derecha y se vuelve a leer el ángulo diferencia de trazas en la otra escala. A correcta disposición del trapecio articulado, ambos ángulos deben ser iguales (Fig. 365).

Fig. 365 Resultados de la medición en caso de trapecio de la dirección correcto.

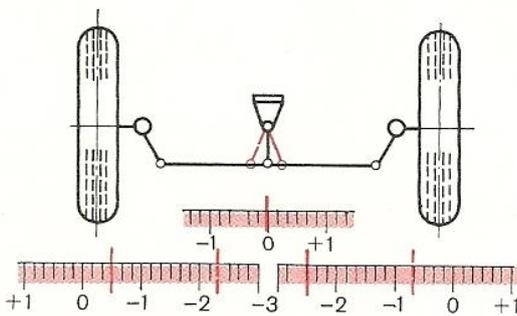


Fig. 366 Resultados de la medición en caso de posición inclinada de la palanca de dirección.

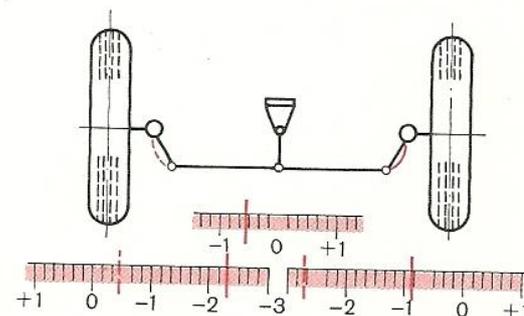


Fig. 367 Resultado de la medición en caso de acoplamiento arqueado hacia afuera.

De obtenerse, a correcto ajuste de la distancia entre ruedas, valores angulares diferentes, entonces la causa es la barra de dirección que no ataca centrada y que debe ser sometida a reajuste (Fig. 366). Pero de variar simultáneamente también la separación entre ruedas, entonces el error radica en las palancas de dirección. Una palanca de dirección arqueada hacia afuera origina un valor de medición negativo, y un arqueamiento hacia adentro acusa, contrariamente, un valor positivo (Figs. 367 y 368). La localización de los defectos se consigue partiendo de la condición del ángulo diferencia entre trazas al desviar las ruedas.

La geometría del trapecio de dirección puede también resultar influida por

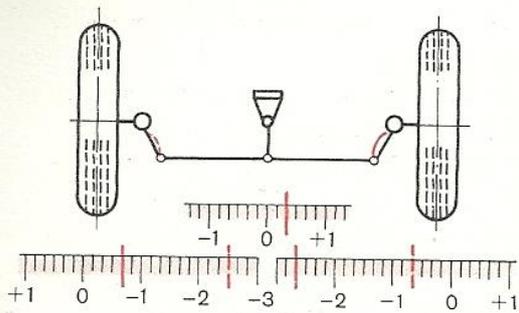
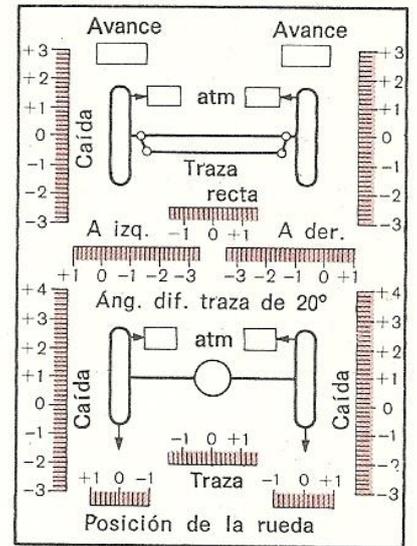


Fig. 368 Resultados de la medición en caso de brazo de acoplamiento arqueado hacia dentro.

Fig. 369 Carta de medición.



la situación del eje trasero. Por este motivo procede la verificación de ambos ejes.

Los valores de medición obtenidos se transfieren a una *carta* oportuna (Figura 369). Con ello se tiene una exacta supervisión acerca del estado de todas las ruedas y se pueden definir con más facilidad las operaciones de ajuste procedentes.