

## CAPÍTULO II

### Los usuarios del camino.

El camino ha de servir al tráfico; es su función básica. El camino debe tener condiciones tales, que el tráfico pueda circular con la máxima seguridad, comodidad, eficacia y economía; para ello, el camino ha de satisfacer unas condiciones de trazado y sección que permitan a los vehículos salvar, económicamente, sus pendientes y usar sus curvas con un mínimo de seguridad; la superficie del camino deberá tener la *resistencia* imprescindible, para que no se deteriore bajo la acción de los vehículos que circulen por ella. Todo ello, obliga a estudiar los vehículos como usuarios del camino, en su doble aspecto de las condiciones de marcha, que nos determinarán las que el trazado y las secciones del camino han de cumplir; y de su acción sobre el firme, que servirá para fijar las características de resistencia de éste. A ambos efectos, clasificaremos los vehículos, por cuanto se refiere al camino ordinario, en vehículos de tracción animal y de tracción mecánica; en relación con los ferrocarriles consideraremos las características del material ferroviario móvil, en cuanto pueden influir en el proyecto de trazado.

**20. Vehículos de tracción animal.** — Prescindiendo de los vehículos de tracción animal para personas, que van desapareciendo rápidamente, nos ocuparemos exclusivamente de los vehículos de mercancías.

Los carros pueden ser de dos ruedas, de cuatro o más. Tanto en un caso como en otro, los ejes van unidos a un bastidor, pudiendo, en los de cuatro ruedas, girar el juego delantero alrededor de un eje vertical que pasa por su punto medio; en general, el ángulo máximo de giro es de  $30^\circ$ .

Se denomina batalla de un vehículo, a la distancia entre el eje posterior y el punto de giro del eje delantero.

Si llamamos  $r$ ,  $r_1$ ,  $r_2$ ,  $r_3$  a los radios que en la figura 14 se señalan,

y  $\alpha$  al ángulo de giro del eje delantero;  $a$ , la batalla del vehículo, y  $b$ , su ancho, de la figura se deduce fácilmente:

$$\cot \alpha = \frac{r}{a} = \frac{r_1 + \frac{b}{2}}{a}; \quad \text{sen } \alpha = \frac{a}{r_2 + \frac{b}{2}},$$

$$r_1 = a \cot \alpha - \frac{b}{2}; \quad r_2 = \frac{a}{\text{sen } \alpha} - \frac{b}{2}; \quad r_3 = \cancel{\frac{a}{\text{sen } \alpha}} + \cancel{\frac{b}{2}} + \frac{a}{\text{sen } \alpha} + \frac{b}{2};$$

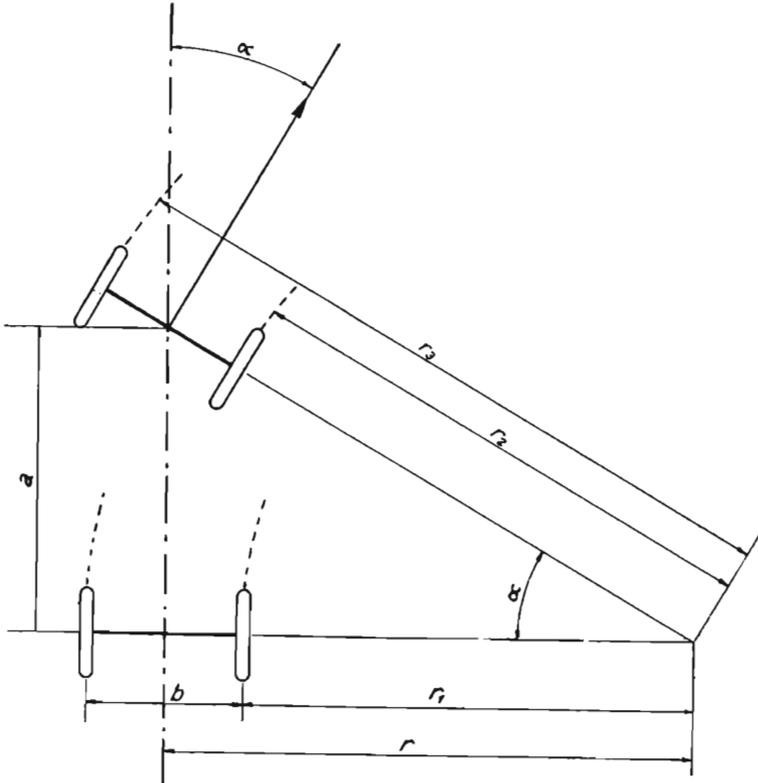


Figura 14.

el espacio que ocupa el vehículo al girar, según la curva menor posible, está comprendido entre las circunferencias de radio  $r_3$  y  $r_1$ ; el radio mínimo de giro,  $r_1$ , depende de las tres características del vehículo:  $a$ ,  $b$ , y  $\alpha$ .

Algunos vehículos especiales, para poder ceñirse mejor a las curvas, tienen ambos ejes articulados; en otros, el ángulo  $\alpha$  puede tener valores mayores de  $30^\circ$ , llegando a entrar debajo de la caja.

El ancho del vehículo no debe ser superior a 2,50 m.; el diámetro de la rueda varía normalmente entre 0,40 y 1 metro; en el II Congreso Internacional de Carreteras de Bruselas, en 1910, se fijó la fórmula  $P = 150 \sqrt{D}$ , en la cual,  $P$  es la carga por centímetro de ancho de rueda, y  $D$ , su diámetro, también en centímetros; la llanta de la rueda es metálica, y su ancho está regulado en relación con la carga; nuestro Código de circulación, teniendo en cuenta que la carga depende del número de animales de tiro, relaciona éstos con el ancho de la llanta, haciendo así más simple la vigilancia del cumplimiento del reglamento. El artículo 78 determina:

#### CARROS DE DOS RUEDAS.

Ancho mínimo reglamentario de las llantas	Tiro máximo correspondiente
6 centímetros.....	Una o dos caballerías mayores; una mayor y otra menor.
7 centímetros.....	Dos caballerías mayores y una menor.
8 centímetros.....	Tres caballerías mayores.
9 centímetros.....	Tres caballerías mayores y una menor (dos apareadas).
10 centímetros.....	Cuatro caballerías mayores (dos apareadas por lo menos).

#### CARROS DE CUATRO RUEDAS.

Ancho mínimo de las llantas de las ruedas		Tiro máximo correspondiente
Delanteras Centímetros	Posteriores Centímetros	
5	6	Una, dos o tres caballerías mayores.
6	8	Cuatro caballerías mayores.
7	10	Cinco caballerías mayores (dos apareadas por lo menos).
8	11	Seis caballerías mayores (cuatro apareadas por lo menos).
9	12	Siete caballerías mayores (seis apareadas por lo menos).
11	14	Ocho caballerías mayores (todas apareadas).

Cada res vacuna se considera, a los efectos de fuerza de tiro, como equivalente a dos caballerías mayores.

Nuestro Código de la circulación dispone que, en casos excepcionales, los ingenieros jefes de los servicios podrán autorizar tiros mayores que los señalados, previa petición del interesado, dando cuenta a la Dirección General de Caminos.

En Alemania se prescribe que el ancho mínimo de llanta debe ser 5 centímetros, excepto para aquellos vehículos que pesan menos de 1.000 kilogramos. Los pesos máximos autorizados son los siguientes:

Ancho de la llanta Centímetros	Carga máxima Kilogramos	Peso de la carga por cm. de ancho de ruedas
5-6 $\frac{1}{2}$	2.000	100
6 $\frac{1}{2}$ - 10	2.500	96
10-15	5.000	125
15 ó mas.	7.500	125

Los frenos de los vehículos de tracción animal son de cepto de madera, que actúa sobre la llanta de la rueda; la buena conservación del firme exige que no marchen los carros en las pendientes con las ruedas inmovilizadas.

**21. Vehículos de tracción mecánica.** — Los vehículos de tracción mecánica están accionados con motor de gasolina, otros carburantes o gasógenos, que pueden ser de carbón — vegetal o mineral — o acetileno; para recorridos relativamente reducidos puede utilizarse tracción eléctrica con acumuladores, o modernamente, tomando la energía de un conductor aéreo, trolebuses.

Todos los vehículos de tracción mecánica constan de un bastidor o chasis, formado de vigas, rígidamente unidas, sobre el cual va la caja, que será de forma diferente, según sea el uso a que vaya destinada; el bastidor va suspendido sobre las ruedas por intermedio de ballesas o muelles. Independientemente de la caja, va colocado sobre el chasis, el motor; éste transmite su movimiento por intermedio de un eje, a un

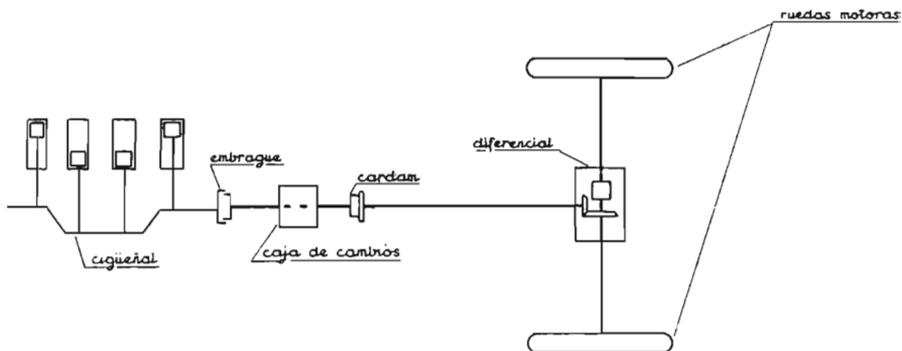


Figura 15.

par de ruedas (fig. 15), normalmente las traseras; hay algunos tipos de vehículos en los cuales la tracción es delantera. El par de ruedas que no son motoras, gira loco sobre el eje. En las curvas, cada rueda puede girar a la velocidad que corresponda a su recorrido, que es diferente en la rueda interna y la externa. Entre el motor y el eje de transmisión se intercala el embrague, corrientemente de fricción, que sirve para unir o separar el motor y la transmisión; si ésta fuera rígidamente unida a los ejes de las ruedas motoras, en las curvas, una de ellas tendría que patinar,

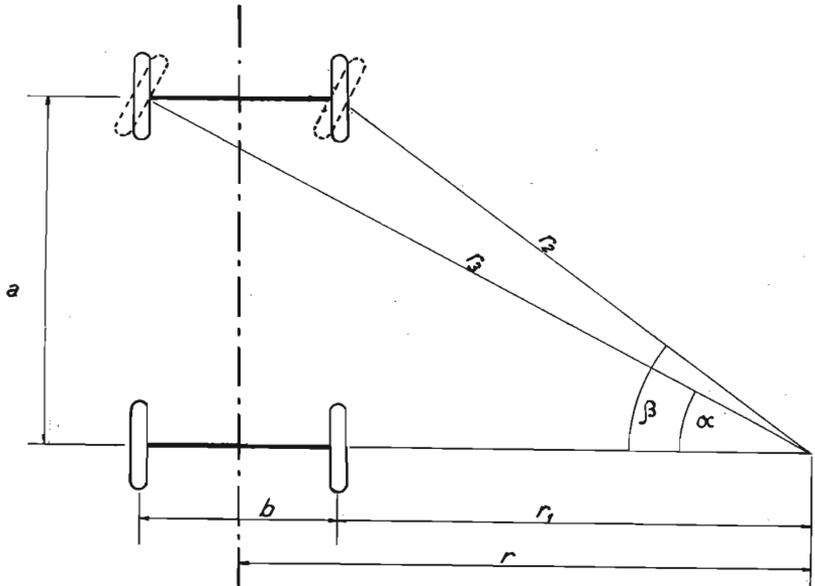


Figura 16.

para que los recorridos de ambas fuesen los mismos; el diferencial, evita que esto suceda; el eje que acciona las ruedas motoras está dividido en dos partes y tiene interpuesto un juego de piñones locos, con lo cual, en vez de resbalar las ruedas sobre el suelo, son los satélites los que resbalan sobre los piñones. La dirección se logra, haciendo girar las ruedas delanteras alrededor de sus ejes de sustentación, por la acción de simples transmisiones de palanca, que actúan mandadas por un tornillo sin fin. Las relaciones que ligan las dimensiones fundamentales del vehículo son (figura 16):

$$a \cotg \alpha = r + \frac{b}{2} = r_1 + b; \quad a \cotg \beta = r - \frac{b}{2} = r_1;$$

$$\cotg \alpha - \cotg \beta = \frac{b}{a}; \quad r_1 = a \cotg \beta; \quad r_3 = \frac{a}{\text{sen } \alpha}; \quad r_2 = \frac{a}{\text{sen } \beta}.$$

El ángulo máximo de giro de las ruedas es  $45^\circ$ .

Los vehículos de motor mecánico llevan ruedas con llanta metálica cubiertas con bandas de caucho, que pueden ser macizas o huecas; en los vehículos de turismo, y hoy día en gran número de los de carga, las ruedas van montadas con neumáticos de aire; la llanta rígida, según el Código de Circulación español, sólo puede emplearse en vehículos tractores cuya velocidad no exceda de 12 km./hora. Normalmente, tienen cuatro ruedas; en vehículos para grandes cargas, o en aquellos que han de marchar por caminos malos, se emplean seis ruedas, y excepcionalmente, más.

Los medios mecánicos de transporte han aumentado en los últimos años en proporciones insospechadas; la reducción del consumo de gasolina y el perfeccionamiento de su parte mecánica, ha hecho de ellos un sistema de transporte que se ha extendido a la clase media, en los automóviles particulares, y que para cierta clase de mercancías, es tan cómodo y barato como el transporte ferroviario. Son características generales, una mayor velocidad comercial, que, unida al aumento del número de vehículos, hace imprescindible un estudio del trazado y firme, que ha de cumplir exigencias que no eran precisas hace unos años.

## **22. El movimiento de los vehículos. Adherencia y rozamiento.**

Todo vehículo se mueve debido a un esfuerzo de tracción. Del esfuerzo total que el motor, animal o mecánico, desarrolla, una parte se absorbe por las resistencias internas del vehículo; el que resta, se aplica a las ruedas y produce el movimiento.

En el fenómeno del movimiento intervienen diferentes factores que es preciso conocer exactamente, para que sea posible determinar la relación entre el vehículo y el camino. Tres constantes es necesario definir y determinar: el coeficiente de adherencia, el coeficiente de rozamiento por rotación y el coeficiente de resistencia a la rodadura.

Si tenemos dos cuerpos,  $A$  y  $B$ , en contacto, según una superficie horizontal, y entre ambos actúa una fuerza vertical,  $P$ , y una horizontal,  $F$ , los cuerpos no se separarán hasta que  $F$  alcance un valor límite  $F = \mu_a \times P$ ;  $\mu_a$  es el coeficiente de adherencia entre las dos superficies; para valores de  $F > \mu_a \times P$ , los cuerpos se desplazarán horizontalmente;  $\mu_a$  es una constante física que depende de la naturaleza de los cuerpos en contacto; se determina por la relación  $\frac{F}{P}$  en el momento en que se inicia el movimiento.

Iniciado el movimiento, hay que considerar otra constante de naturaleza similar a  $\mu_a$ , pero de valor diferente; el coeficiente de rozamiento

por rotación,  $\mu_r$ , que es la relación, en el momento de iniciarse el deslizamiento, entre el esfuerzo que determina el movimiento y el vertical que aplica la rueda contra el firme; gracias a este rozamiento de la rueda y el firme, el par motor produce una fuerza tangencial de la rueda sobre el pavimento, que, a su vez, es origen de una reacción de éste sobre la rueda, que hace avanzar el vehículo; cuando la fuerza tangencial es igual al producto de la fuerza vertical por el coeficiente

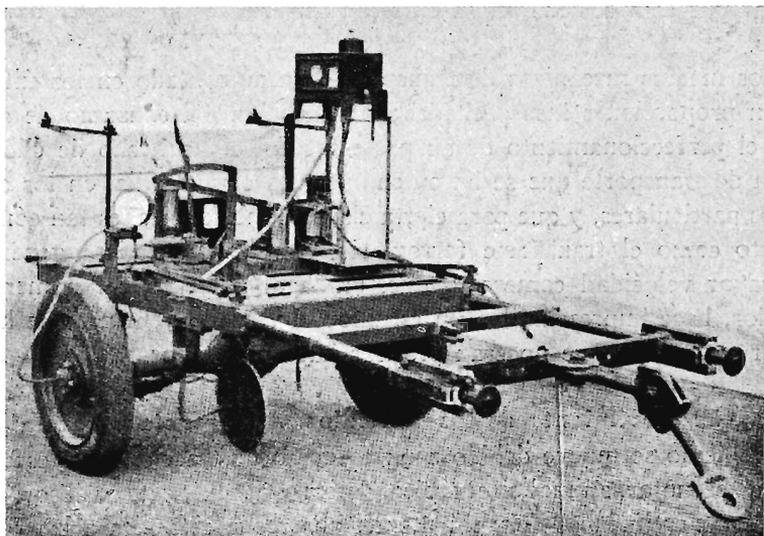


Fig. 17.—Carro del I. S. S., de Milán.

de rozamiento por rotación, se inicia el deslizamiento de la rueda sobre el firme; el aumento de esfuerzo motor y, por tanto, de valor de la fuerza tangencial, sólo tendrá como consecuencia un aumento de deslizamiento; la rueda patinará; existe un límite del esfuerzo motor para cada velocidad de la rueda ( $\mu_r$  depende, entre otras cosas, de la velocidad), el producto  $P \times \mu_r$ , del peso adherente  $P$ , por el coeficiente de rozamiento por rotación  $\mu_r$ . Este fenómeno tiene consecuencias perfectamente conocidas; un automovilista que conduce su coche en un terreno de pequeño coeficiente de rozamiento, cuando el coche empieza a patinar, no se le ocurrirá sacarlo adelante aumentando el par motor; si lo hace así, el coche patinará cada vez más. Para salvar una fuerte rampa en un ferrocarril, no se consigue nada aumentando la potencia de la locomotora a partir de un cierto límite; habrá que aumentar, al mismo tiempo, el peso adherente de la locomotora, el peso que actúa sobre las ruedas motoras;

si solamente se aumenta la potencia, la locomotora patinará cuando el esfuerzo motor sea superior al producto del peso adherente, por el coeficiente de rozamiento por rotación.

El valor del coeficiente de rozamiento por rotación,  $\mu_r$ , es función muy compleja de las características físicas de las dos superficies en contacto (en definitiva de  $\mu_a$ ) y de su velocidad relativa; y es diferente según se mida en el sentido de la marcha o transversalmente a ella; hecho

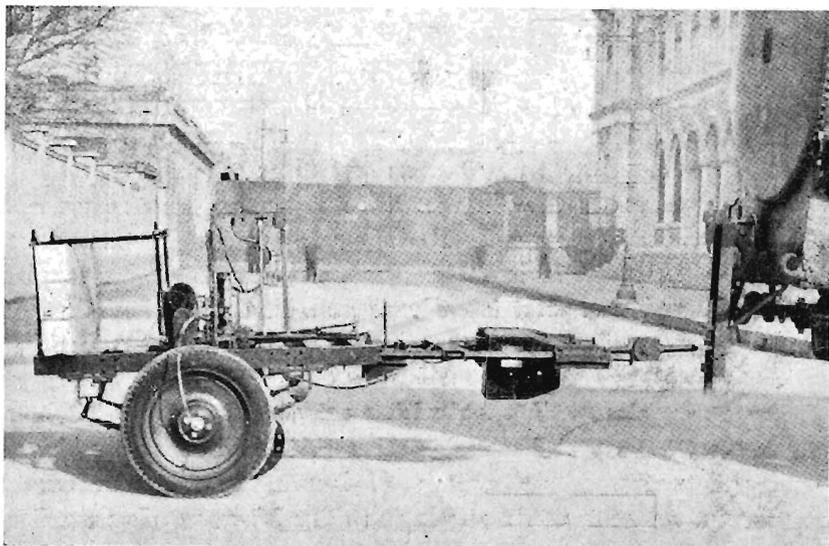


Fig. 18. — Carro del I. S. S., de Milán.

perfectamente lógico, pues es distinta la velocidad relativa en las dos direcciones.

No se puede, por tanto, determinar más que experimentalmente, midiendo las fuerzas que en el movimiento intervienen; la determinación, para que sea lo más exacta posible, ha de hacerse en la realidad, cuando el vehículo rueda sobre un firme en una extensión relativamente grande. Existen diversos aparatos de medida, fundados todos ellos en el mismo principio: disponer un carrito remolcado por un tractor, en el cual se mida el peso que actúa sobre las ruedas y el esfuerzo tractor, por medio de un dinamómetro. El profesor ARRIANO, Director del Instituto Sperimentale Stradale de Milán, para hallar el coeficiente de rozamiento por rotación entre los neumáticos y las diferentes clases de firme, emplea el carro de medida de las figuras 17 y 18, carro que une a un tractor o camión; el peso del carro de prueba puede variar dentro de ciertos

límites, lastrándolo convenientemente; el americano MOYER emplea el dispositivo de la figura 19; los franceses, el de la figura 20, en el cual se puede cambiar el ángulo de la rueda, con objeto de medir los coeficientes del deslizamiento transversal. El coeficiente de rozamiento por rotación varía con la velocidad, con la naturaleza y estado del neumático, con su presión interna de aire, con la naturaleza del pavimento de la carretera y su estado de sequedad y humedad.

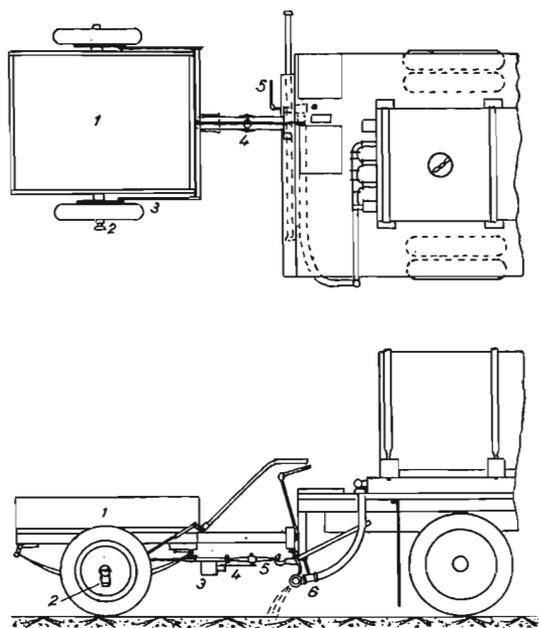


Fig. 19.—Carro del Prof. MOYER.

El coeficiente de rozamiento por rotación tiene un valor cuando se mide en el sentido de la marcha: al entrar el vehículo en una curva, aparece la fuerza centrífuga que, compuesta con la motriz, da una resultante,  $F$ ; si el producto del peso por el coeficiente de rozamiento en dirección transversal es superior a la fuerza centrífuga, el vehículo no patina; pero cuando es menor, se produce el deslizamiento transversal. El coeficiente de rozamiento transversal tiene valores distintos del coeficiente de rozamiento por rotación en sentido de la marcha; es función de la velocidad, pero en menor proporción, cosa perfectamente lógica, pues, según antes hemos dicho, la velocidad relativa es menor y el fenómeno es más similar al deslizamiento de dos superficies sin movimiento de rotación; hasta un cierto ángulo,  $15^\circ$  a  $18^\circ$ , con la direc-

ción de la marcha, depende de él; para ángulos mayores es independiente de su valor.

De los estudios presentados al Congreso Internacional de La Haya, de 1938, especialmente de la Memoria de MOYER, se deduce:

a) Al aumentar la velocidad, en general, disminuyen los coeficientes de rozamiento por rotación, a menos que se trate de firmes de piedra partida.

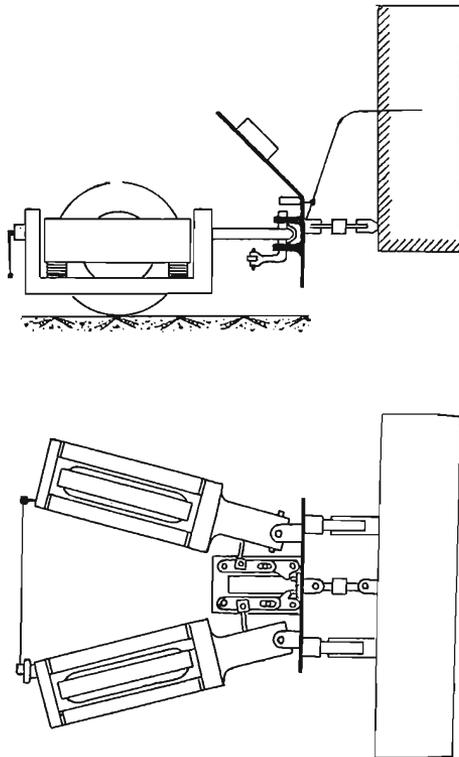


Fig. 20. — Carró francés.

b) El coeficiente de rozamiento transversal es, generalmente, mayor que el longitudinal; por otra parte, el primero es menos sensible que el segundo, a las variaciones de la velocidad.

c) El agua no siempre hace decrecer el coeficiente de rozamiento; para algunos tipos de firmes, lo aumenta.

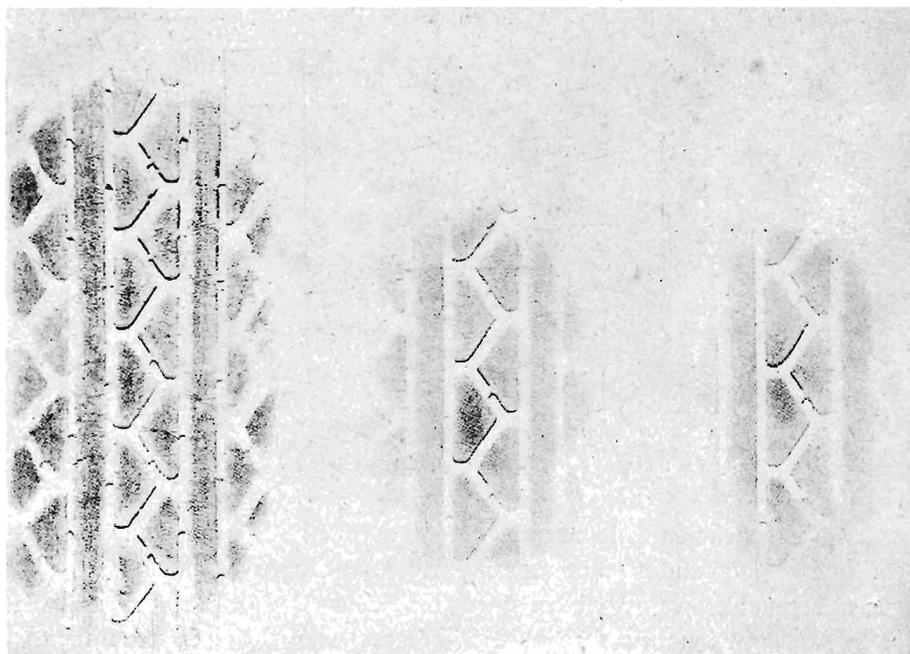
d) Entre las distintas clases de firmes existen diferencias notables: el mínimo no corresponde a los firmes más lisos; los firmes bituminosos nos son necesariamente más deslizantes que los otros.

e) El valor de los coeficientes varía desde 1 hacia abajo, igualándose los valores de los dos coeficientes, longitudinal y transversal, en las proximidades de 0,60.

Como términos medios, se pueden tomar para una velocidad de 40 kilómetros a la hora los siguientes coeficientes de rozamiento:

	Longitudinal	Transversal
Hormigón de cemento.....	0,75 a 0,50	0,70 a 0,60
Mosaico .....	0,65 a 0,30	0,60 a 0,50
Macadam bituminoso.....	0,80 a 0,40	0,50
Adoquinado .....	0,60 a 0,20	

Probablemente, el examen de las cifras anteriores producirá al lector extrañeza, al ver coeficientes más bajos para firmes que, en general, se consideran menos deslizantes, y es que, de acuerdo con la conclusión *d)*, antes citada, no es lo mismo una pequeña rugosidad que da una



(1)

(2)

(3)

Fig. 21.—Influencia de la presión del neumático en la superficie de contacto con el firme; neumático de 4 X 17, con carga de 150 Kg. sobre firme de hormigón liso.  
(1): presión, 1 Kg./cm.<sup>2</sup>; (2): presión, 3 Kg./cm.<sup>2</sup>; (3): presión, 5 Kg./cm.<sup>2</sup>

gran superficie de contacto entre la rueda y el firme, que la desigualdad, que, en algunos pavimentos, como ciertos adoquinados, hace disminuir muy rápidamente la superficie de contacto; pues, como dice el Profesor **ARRIANO**: “Una rugosidad muy acentuada puede disminuir el contacto entre el vehículo y el firme, aumentando así el peligro del deslizamiento”. Las fotografías de la figura 21, reproducidas del trabajo de **ARRIA-**



Fig. 21, a. — Como en la figura 21, sobre firme de hormigón rugoso.

no, *Rugosidad y pendiente*, demuestran cómo puede disminuir la superficie de contacto de la rueda y el firme, según la naturaleza de éste, y cómo un firme muy rugoso, pasando de un cierto límite, puede ser causa de un menor coeficiente de rozamiento por rotación.

**23. Resistencia a la rodadura.** — Existe, por último, el coeficiente de resistencia a la rodadura, que es la relación entre la fuerza tangencial que el par motor origina, necesaria para un movimiento continuo con velocidad constante, y el peso que actúa sobre las ruedas: coeficiente que puede medirse experimentalmente con los carros de ensayo antes descritos. El coeficiente de resistencia a la rodadura depende de la velocidad del vehículo, la presión y forma de los neumáticos, la carga

que sobre ellos actúa, la naturaleza del firme y la pendiente del camino.

La resistencia a la rodadura puede expresarse por  $R = \rho P$ ;  $\rho$  es un coeficiente que depende de los diversos factores antes enumerados.

El coeficiente  $\rho$ , según los resultados obtenidos por ANDREAN, del examen del coche con el cual EYSTON alcanzó la velocidad de los 575 kilómetros por hora, y de las experiencias de la "Continental" (Profesor

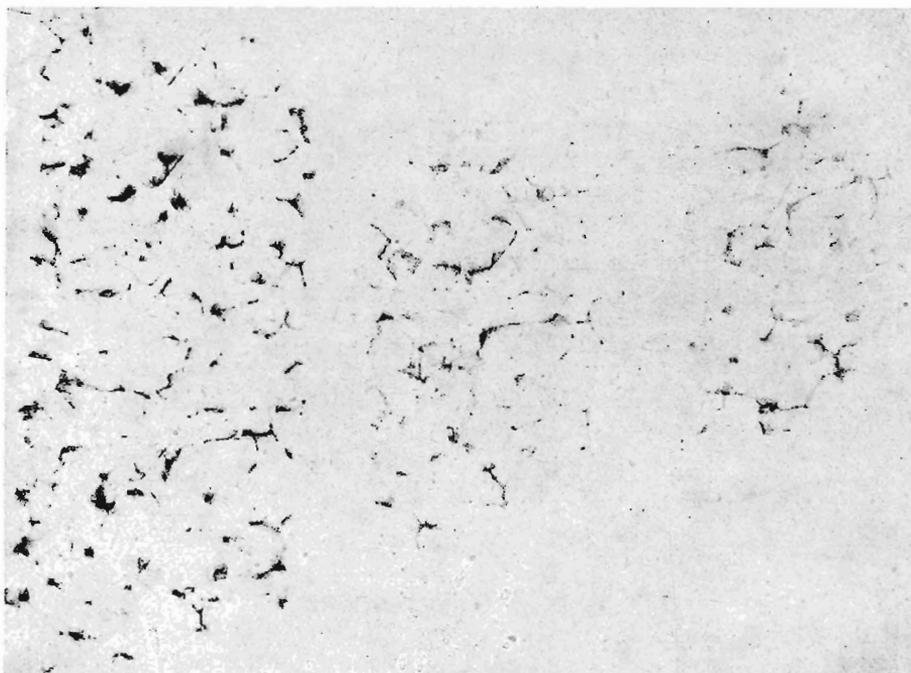


Fig. 21, b. — Como en la figura 21, sobre firme de hormigón muy rugoso.

ARRIANO, *La resistencia a la rodadura de los vehículos con ruedas de goma y algunos factores que influyen en ella*), pueden expresarse por la fórmula:

$$\rho = \frac{1}{p^{0,64}} \left( 20 + \frac{V^{3,7}}{1.294,000 - p^{1,44}} \right)$$

siendo  $p$  la presión de los neumáticos; el valor de  $\rho$  es, por tanto, directamente proporcional a la velocidad e inversamente proporcional a la presión de los neumáticos: al decrecer ésta, aumenta rápidamente el valor de  $\rho$ . Experimentalmente, el Profesor ARRIANO ha determinado los coeficientes de resistencia a la rodadura, que transcribimos a continuación:

SITIO DEL ENSAYO (MILÁN)	CLASE DEL FIRME	ESTADO DEL FIRME	COEFICIENTE DE RESISTENCIA A LA RODADURA											
			Con 370 kilogramos y presión de los neumáticos de Kg./cm. <sup>2</sup>				Con 480 kilogramos y presión de los neumáticos de Kg./cm. <sup>2</sup>				Con 590 kilogramos y presión de los neumáticos de Kg./cm. <sup>2</sup>			
			1	2,2	4,11	6	1	2,2	4,11	6	1	2,2	4,11	6
Via Boticelli . . . . .	Tratamiento superficial (alquitrán) .	Bueno . . . . .	—	0,015	0,013	0,0113	—	0,0144	0,0118	0,0108	—	0,0144	0,0116	0,0101
Via Caracciolo . . . . .	Tratamiento superficial (mezcla en frío de alquitrán y polvo asfáltico) . .	Excelente . . . . .	—	0,0135	0,0109	0,0096	—	0,0132	0,0101	0,009	—	0,014	0,0101	0,0089
Via Pier della Francesca	Capa de rodadura de gravilla embetunada apisonada.	Discreto . . . . .	—	0,0145	0,0123	0,0104	—	0,014	0,0124	0,0107	—	0,0153	0,0116	0,0099
Via Certosa . . . . .	Hormigón . . . . .	Bueno . . . . .	0,017	0,0145	0,0116	0,0101	0,0177	0,0135	0,0104	0,0092	0,0195	0,0141	0,0103	0,009
Corso Sempione . . . . .	Hormigón asfáltico tipo Topeka . . .	Excelente . . . . .	0,0177	0,013	0,0113	0,009	0,0186	0,0132	0,0109	0,0092	0,0196	0,0134	0,0097	0,009
Via Espinasse . . . . .	Adoquinado de porfido . . . . .	Excelente . . . . .	0,018	0,015	0,0118	0,0107	0,0196	0,0144	0,0104	0,0102	0,0196	0,015	0,0114	0,0094
Via Imbonati . . . . .	Idem id . . . . .	Defectuoso . . . . .	0,0208	0,017	0,0161	0,0144	0,0206	0,0157	0,0144	0,0132	0,0216	0,0165	0,0136	0,0126

Del atento examen del cuadro se deduce la influencia que tiene, a igualdad de presión del neumático e igualdad de carga, una buena pavimentación, en el coeficiente de resistencia a la rodadura; los neumáticos de baja presión, convenientes para una rodadura cómoda, especialmente con pavimentos malos, resultan caros en consumo de combustible; por ejemplo, con un buen pavimento, Corso Sempione, de hormigón asfáltico tipo Topeka, con la carga de 370 Kg. llega a disminuir de 0,0177 a 0,009, o sea el 49 por 100; con un firme de adoquinado en mal estado, vía Imbonati, sólo desciende de 0,0208 a 0,0144, o sea el 30 por 100; la mejora de la pavimentación para una presión normal de 6 Kg./cm.<sup>2</sup>, puede hacer disminuir el valor de  $\rho$  de 0,0144 a 0,0096, o sea el 50 por 100. El lector puede calcular la trascendencia de estos factores en el consumo de gasolina; la práctica demuestra, midiendo directamente el consumo de combustible, la reducción de gasto que se logra con un buen firme y una alta presión en los neumáticos, a igualdad de los demás factores.

x **24. Otras resistencias al movimiento.** — Las resistencias que un vehículo encuentra a su movimiento, exclusión hecha de la resistencia a la rodadura, son:

1.<sup>a</sup> Rozamientos internos de los mecanismos del vehículo; entre otros, rozamiento de las ruedas con sus cojinetes en los vehículos de motor mecánico, o de la rueda con el perno, en los de tracción animal.

2.<sup>a</sup> Resistencias externas:

a) Resistencia al movimiento en las rampas.

b) Resistencia del aire.

La resistencia al movimiento por rozamientos internos depende de la naturaleza del vehículo y forma de estar dispuestos sus órganos de rotación y transmisión: para un mismo vehículo, depende de su peso. Calcular matemáticamente este coeficiente, teniendo en cuenta todas las complejas características del fenómeno, es prácticamente imposible; se puede plantear el problema, como mera disquisición de orden científico, pero muy lejos de la realidad; la determinación experimental de la resistencia es el único camino lógico y seguro. El coeficiente de rozamiento interno de un vehículo de tracción animal es el rozamiento del perno con la rueda, que varía de 0,10 a 0,15 para los vehículos antiguos; hoy día puede calcularse reducido a 0,02 a 0,015; cuando la relación entre los radios del perno y de la rueda vale 1/20 (cifra normal) la resistencia varía, en los vehículos antiguos, de 15 a 30 Kg. por tonelada, y en los modernos, de 6 a 10 Kg.

En los vehículos de tracción mecánica, la determinación de los ro-

zamientos internos se hace con el aparato de la figura 22: una dínamo,  $D$ , que puede funcionar como motor, va unida a un eje,  $a$ , que lleva unos tambores,  $T$ , que pueden calarse en distintas posiciones en el eje para que sirva para diferentes anchos de vía. A la derecha, existe otro tambor,  $T'$ , que va unido a otra dínamo,  $D'$ ; el aparato va dotado de un contador de vueltas y un dispositivo para medir el par de torsión del eje. El aparato sirve para medir la potencia del automóvil y el valor de sus resistencias internas. Para medir las resistencias internas se coloca el vehículo sobre el aparato, manteniéndolo fijo en sentido longitudinal,

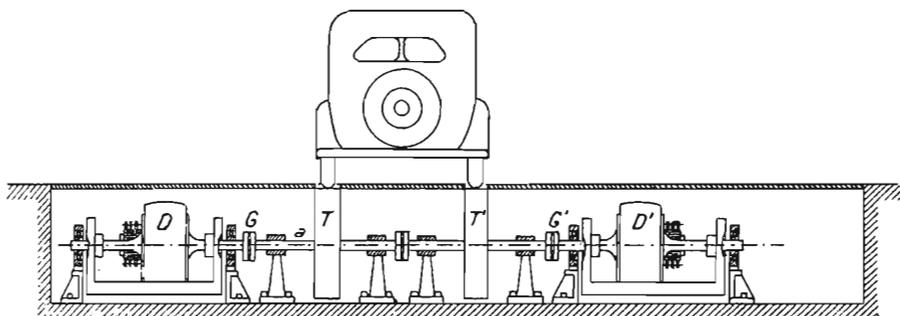


Figura 22.

mediante un tirante que lleva interpuesto un dinamómetro, y con la ruedas motrices sobre los tambores  $T$  y  $T'$ ; haciendo actuar la dínamo  $D$  como motor se obliga a girar, por rozamiento, las ruedas del vehículo, y la otra dínamo,  $D'$ , que funciona como generador. Cargando los ejes con pesos distintos y dando a las ruedas diversas velocidades, se mide la potencia consumida por la dínamo  $D$  y la engendrada por la  $D'$ , y conociendo el rendimiento del aparato, se puede determinar la resistencia por rozamientos internos. La potencia efectiva del coche, se determina haciendo funcionar el motor del automóvil y midiendo la potencia producida por las dos dinamos, actuando como generadores.

Las resistencias internas pueden, aproximadamente, determinarse por la fórmula:

$$R_i = \alpha P;$$

en la cual el coeficiente  $\alpha$  varía entre límites muy extensos, dependiendo no sólo de la clase de vehículo sino también de la naturaleza del pavimento; en un mal firme,  $\alpha$  puede llegar a valer 0,12, descendiendo hasta 0,01 en un firme liso, por ejemplo, hormigón hidráulico.

Aproximadamente, pueden tomarse como valores del coeficiente de resistencia total a la rodadura, en horizontal y recta (resistencia a la rodadura + resistencias internas) los siguientes:

Automóviles sobre firme de cemento .....	13 Kg./t.
"    "    "    macadam bueno .....	20 "
"    "    "    macadam regular .....	25 "
"    "    "    asfalto .....	15 "
"    "    "    buen adoquinado .....	30 "
Automóviles con bandajes macizos sobre firme de macadam...	30 "
Tractores con bandajes macizos sobre buen firme .....	25 "
"    "    "    "    "    macadam regular....	35 "
"    "    "    "    "    terreno regular.....	80 "

Como términos medios pueden tomarse:

Automóviles con neumáticos.....	20 Kg./t.
Camiones con bandajes macizos.....	30 "

25. **Aumento de resistencia en curva.** — Las curvas producen un pequeño aumento de resistencia, debido a que los planos de las ruedas no son exactamente paralelos al de la marcha, sino que tienen una cierta inclinación, que depende del ángulo en el centro de la curva; esta desviación del plano de la marcha produce un ligero aumento de resistencia interna, aumento que, para las curvas corrientes en las modernas carreteras (mayores de 10 metros), puede despreciarse.

26. **Resistencia al movimiento en las rampas.** — El peso,  $P$ , del vehículo (fig. 23), se descompone normal y paralelamente a la rampa, en dos fuerzas:  $P \cos \alpha$  y  $P \sin \alpha$ , siendo  $\alpha$  el ángulo del camino con

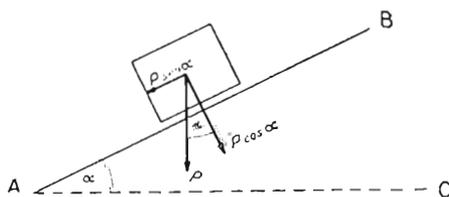


Figura 23.

la horizontal; como  $\alpha$  es muy pequeño (6 a 8 por 100 es el máximo generalmente admisible),  $\cos \alpha$  es muy próximo a la unidad;  $P \cos \alpha$ , prácticamente es igual a  $P$ ; existe otra fuerza,  $P \sin \alpha$ , que, aunque no muy grande, si la pendiente no lo es, actúa en sentido contrario del

movimiento como una resistencia suplementaria, que puede valorarse en :

$$R_p = P \operatorname{sen} \alpha \approx P \operatorname{tg} \alpha = Pi,$$

si  $i$  es la pendiente; si ésta se expresa en milésimas y  $P$  en toneladas, se puede decir que la resistencia será de tantos kilogramos por tonelada como milímetros por metro tiene de pendiente el camino.

Si en vez de recorrer el camino en el sentido de la rampa, lo hiciera el vehículo en el de la pendiente, entonces la fuerza  $Pi$  iría a sumarse al esfuerzo de tracción.

**27. Resistencia del aire.** — Tiene poca importancia en el caso de vehículos de tracción animal, que marchan a pequeña velocidad; en cambio, en los automóviles, adquiere valores que es preciso tener en cuenta. La resistencia del aire está compuesta de dos partes: la resistencia propiamente dicha, que la parte anterior del vehículo tiene que vencer, y la originada por el vacío que se forma en la parte posterior del coche: ésta tiene más importancia que la primera; para disminuir ambas, especialmente la segunda, se tiende a dar a los coches formas aerodinámicas, en las cuales la parte posterior del vehículo se adapta al vacío que se produce, reduciéndolo a un mínimo y, por tanto, a un mínimo también, el valor de esta resistencia.

La resistencia del aire, viene dada por la fórmula :

$$R_a = K S V^2,$$

en la cual  $S$  es la mayor sección transversal o gálibo del coche en metros cuadrados;  $V$ , la velocidad en kilómetros por hora, y  $K$ , un coeficiente que depende de la forma y dimensiones del vehículo, que varía de 0,005 a 0,006. El pequeño valor del coeficiente  $K$ , hace que  $R_a$  sólo adquiera una cierta importancia, a partir de velocidades elevadas. Como se ve por la fórmula, la resistencia del aire es independiente del peso del vehículo; para los valores citados de  $K$  y las unidades adoptadas,  $R_a$  viene expresada en kilogramos.

**28. Resistencia total del movimiento.** — La resistencia total del movimiento será :

$$R = R_i \pm R_p + R_a;$$

el signo  $R_p$  variará, según se trate de marcha en el sentido de la rampa o de la pendiente.

29. **Material ferroviario.** — El material ferroviario son las locomotoras y el material arrastrado o vagones; este último puede ser de diversas clases: para personas, mercancías, coches especiales, etc.; pero sus características, desde el punto de vista que nos interesa para nuestro estudio actual, el establecimiento y conservación de la explanación, son idénticos.

El material arrastrado, o vagones, está formado por vigas longitudinales, unidas por transversales extremas, intermedias y diagonales;

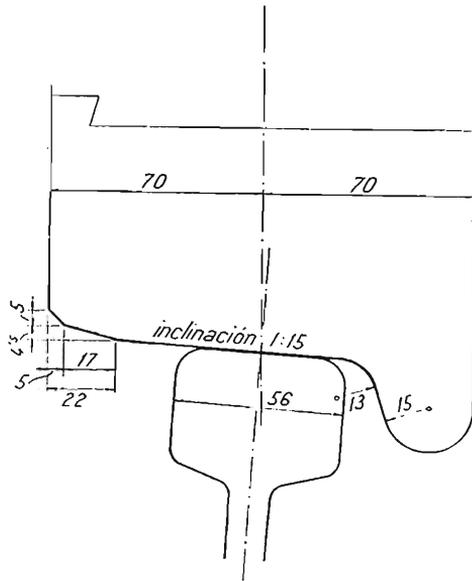


Figura 24.

el bastidor se apoya sobre los ejes de las ruedas por medio de muelles o ballestas. En los coches largos, con cuatro ejes, la caja se apoya sobre una ballesta, y ésta, por medio de muelles, sobre otra, que, a su vez, va soportada, con uniones especiales articuladas, por otro bastidor, el del carretón. Las ruedas, en el ferrocarril, difieren fundamentalmente de las ruedas de los vehículos ordinarios: éstos se pueden mover libremente dentro de la explanación de la vía; en el ferrocarril, el vehículo va forzosamente dirigido por los carriles y las ruedas van guiadas en ellos por las pestañas (fig. 24); si la llanta de la rueda fuese cilíndrica, sería preciso que el ancho interior entre las cabezas de los carriles y el exterior de las pestañas de las ruedas fuese exactamente el mismo. Si existiese una pequeña diferencia, en la marcha, se producirían golpes constantes de la rueda contra la cabeza del carril, que harían incómodo el movimiento

y, además, peligroso, pues el violento trabajo del carril y pestañas podría producir la rotura de uno u otras; este inconveniente se evita con la conicidad de la rueda, que permite un pequeño huelgo, y hace sea posible un centramiento automático y suave del material en la vía.

Los ejes pueden ir montados en forma que permanezcan constantemente paralelos entre sí, durante el movimiento; entonces, las distancias entre los ejes extremos se denomina "base rígida". En los vehículos largos, los ejes tienen un pequeño juego alrededor de un eje vertical, que los permite colocarse en las curvas, según el radio de las mismas.

Los vehículos de gran longitud van montados sobre carretones, que giran alrededor de ejes verticales. Normalmente, son de dos o cuatro carretones; más raramente, de tres o seis, y, excepcionalmente, de 10 ó 16, en grandes vagones y coches automotores.

El ancho normal de la vía europea es de 1,435 metros; en España y Portugal, la vía tiene un ancho de 1,674; en Rusia, el ancho es de 1,524, y en Suiza, de 0,891.

Las locomotoras pueden ser de vapor, eléctricas o de aceite pesado. El bastidor de la locomotora va apoyado sobre los ejes de las ruedas; hay ejes unidos al motor o ejes *adherentes*, y ejes que sólo tienen por función soportar el peso de la locomotora o ejes libres; en los trenes de mercancías, que deben dar un gran esfuerzo de tracción con velocidad reducida y las ruedas deben ser de pequeño diámetro, todos los ejes pueden ser adherentes; en los trenes de viajeros, de gran velocidad, donde el diámetro de ruedas ha de ser grande, necesidades constructivas obligan a reducir el número de "ejes adherentes". El tipo de locomotora se indica con tres números, el intermedio de los cuales es el de ejes adherentes, y los otros dos, el de ejes libres, antes y después de los adherentes.

**30. El movimiento. Rueda motriz. Ecuaciones del movimiento.**  
Supongamos una rueda motriz (fig. 25) que tiende a girar en el sentido de

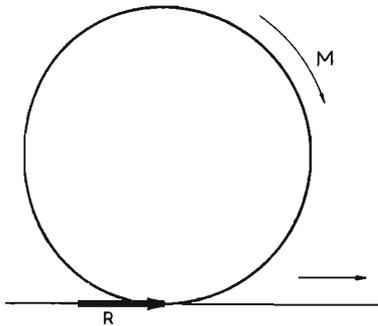


Figura 25.

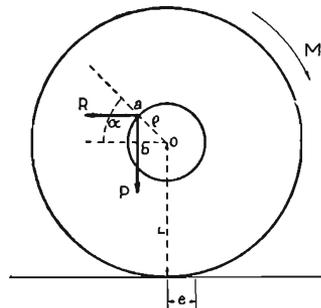


Figura 26.

la flecha; si el firme y la rueda fueran dos superficies perfectamente lisas, la rueda deslizaría sobre el firme, *patinaría*; pero como existe un coeficiente de rozamiento por rotación, el par,  $M$ , produce una reacción,  $R$ , del firme sobre la rueda, que la hace avanzar. Si  $R$  es la resistencia total al movimiento, que antes hemos valorado, y  $P$  es el peso, el par de giro,  $M$ , valdrá (fig. 26):

$$M = R(r + ab) + P(e + Ob) = R(r + ab) + P(e + \rho \cos \alpha);$$

$ab$ , menor que el radio del eje, es despreciable en relación con  $r$ , radio de la rueda; luego podemos poner:

$$M = Rr + P(e + \rho \cos \alpha);$$

la reacción  $R$ , por definición, debe ser  $R \cong \mu_r P$ ; siendo  $\mu_r$  el coeficiente de rozamiento por rotación; substituyendo, se tiene:

$$M \cong \mu_r Pr + P(e + \rho \cos \alpha);$$

si el esfuerzo se quiere reducir al esfuerzo motriz en la llanta de la rueda, podremos poner  $F_{ll} = \frac{M}{r}$ :

$$F_{ll} \cong \mu_r P + P \frac{e + \rho \cos \alpha}{r};$$

el segundo término de esta expresión es, en general, muy pequeño en relación con el primero y, despreciándolo, llegamos a la fórmula conocida:

$$F_{ll} \cong \mu_r P.$$

31. **Esfuerzo motor. Tracción animal.** — En los vehículos de tracción animal hay que considerar el esfuerzo producido por el caballo y el buey; el esfuerzo de tracción del caballo puede considerarse, para la marcha normal, de 1/5 del peso del animal; varía con la velocidad y con el tiempo, pues la fatiga del animal hace que disminuya para velocidades altas y después de un largo recorrido. El esfuerzo de tracción útil varía de 50 a 100 Kg.; en el momento de arrancar, puede alcanzar 200 y hasta 450 Kg.; el caballo puede marchar a una velocidad de 1 a 1,20 m./segundo al paso, durante 8 a 10 horas, y al trote, 2,50 a 3 m./segundo durante 2,5 a 4 horas. Un buey es capaz de desarrollar un esfuerzo de tracción de 60 a 100 Kg., y su marcha normal es de 0,80 m./segundo.

Las tres cantidades:  $F$ , esfuerzo de tracción;  $V$ , velocidad de tra-

bajo, y  $t$ , tiempo empleado, no son independientes unas de otras; están ligadas por relaciones, que se ha pretendido traducir a fórmulas, de las cuales, la más antigua y corrientemente usada es la de MASCHÉCK, en la cual se ligan los valores de  $F$ ,  $V$  y  $t$  con los normales  $F_n$ ,  $V_n$  y  $t_n$ :

$$F = F_n \left( 3 - \frac{V}{V_n} - \frac{t}{t_n} \right);$$

el trabajo diario que el animal puede desarrollar será:

$$T = F \times V \times t = F_n \left( 3 - \frac{V}{V_n} - \frac{t}{t_n} \right) V t.$$

Cuando el tiro, en vez de ser de un caballo, es de varios, no se pueden multiplicar, para obtener el esfuerzo total de tracción, el esfuerzo unitario por el número de caballerías; la no coordinación en el tiempo de los esfuerzos, hace que sea necesario aplicar un coeficiente de reducción, dependiente del número de caballerías que componen el tiro; el coeficiente de reducción es, según SCHWILGUÉ:

Para uno o dos caballos.....	1
" tres caballos .....	0,95
" cuatro caballos .....	0,89
" cinco caballos .....	0,76

El Profesor STEINER propone la fórmula:

$$F_n = n [1 - 0,07 (n - 1)] \times F,$$

en la cual  $F_n$  es el esfuerzo desarrollado por  $n$  caballos;  $F$ , el normal de uno de ellos, y  $n$ , su número total; esta fórmula da valores un poco menores que los de SCHWILGUÉ.

**32. Motores de combustión interna.** — Pueden ser Diesel, de combustión a presión constante, o de explosión, de dos, o, más corrientemente, de cuatro tiempos. En los motores Diesel o semi-Diesel se utiliza aceite pesado o gas-oil; funcionan a velocidades comprendidas entre 1.200 y 1.600 revoluciones por minuto, y el consumo de combustible es de 250/450 gramos por HP. y hora. En los motores de gasolina, el número de revoluciones es de 3.000 a 3.500 por minuto, y el consumo de combustible, de 400 a 500 gramos por HP. y hora.

La potencia fiscal del motor de cuatro tiempos, según nuestro Código de la Circulación, vendrá dada por la fórmula:

$$HP = 0,08 (0,785 D^2 R)^{0.6} \times N,$$

y para los motores de explosión de dos tiempos :

$$HP = 0,11 (0,785 D^2 R)^{0,6} \times N ,$$

en las cuales,

$D$  = diámetro del cilindro, expresado en centímetros.

$R$  = recorrido del émbolo, expresado en centímetros.

$N$  = número de cilindros de que consta el motor.

En Alemania se emplea la fórmula :

$$HP = 0,3 \times N \times D^3 \times R .$$

Las fórmulas dan resultados diferentes y distintos de la realidad; por ello, últimamente en Alemania, se determina la base contributiva, por la cubicación de los motores de 100 en 100 cm.

33. **La acción de los vehículos sobre el camino.** — Los vehículos producen sobre el firme esfuerzos mecánicos que es imprescindible tener en cuenta, para proyectarlo en forma que reúnan las debidas condiciones de resistencia.

El peso del vehículo produce en el firme una carga estática, dependiente del peso total del mismo y del número de centímetros de contacto entre la rueda y el suelo; pero el vehículo, no es parado sobre el firme cuando da origen a las máximas cargas de trabajo; en marcha, los esfuerzos de impacto, producen cargas muy superiores.

34. **Carga estática.** — Depende del diámetro y el ancho de las ruedas. Nuestro Código de la Circulación dispone que, en ningún caso, la carga por centímetro de ancho de la llanta, hasta un metro de diámetro, contada la cubierta, excederá de 150 Kg. en ruedas con neumáticos, y de 140 en las metálicas o de caucho macizo; para mayor diámetro, la carga unitaria no será superior a la que resulte de la aplicación de la fórmula  $C = 150 \sqrt{d}$  y  $C = 140 \sqrt{d}$ , respectivamente, siendo  $d$  el diámetro de la rueda en metros y resultando  $C$  en kilogramos por centímetro de ancho de rueda. Se entiende por anchura de llanta, la que, en el sentido del eje de la rueda, puede medirse en la superficie de contacto con el suelo duro, cuando la cubierta es nueva, está a la presión de servicio, y el vehículo tiene su máxima carga. Igual límite establece el reglamento alemán actual.

La carga efectiva depende de la superficie de contacto que, en realidad, existe entre el firme y la rueda; por tanto, será función de la elas-

ticidad del terreno, del diámetro de la rueda y de la elasticidad y forma de ésta. Si se considera la rueda rígida de la figura 27, se deducen las siguientes relaciones:

$$(r - c)^2 + s^2 = r^2; \quad r^2 + e^2 - 2re + s^2 = r^2,$$

$$s^2 = 2re - e^2 = e(2r - e); \quad s = \sqrt{e(2r - e)};$$

el asiento,  $e$ , del firme será siempre muy pequeño con relación al radio de

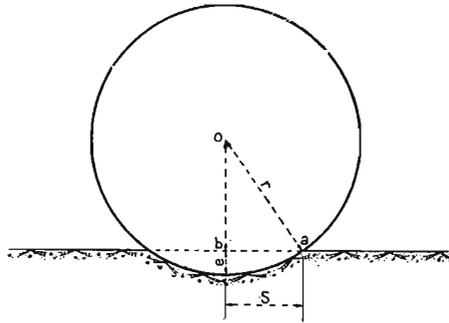


Figura 27.

la rueda y, por tanto, puede despreciarse frente a  $2r$ , y entonces, resulta:

$$s = \sqrt{2r \cdot e} = \sqrt{d \cdot e}.$$

siendo  $a$  el ancho de la rueda, el área en contacto con el firme será:

$$2s \cdot a = 2a \sqrt{d \cdot e},$$

y la carga, por centímetro, si la total por rueda es  $P$ ,

$$\sigma = \frac{P}{2a \sqrt{d \cdot e}};$$

la carga estática es, por tanto, inversamente proporcional al ancho,  $a$ , de la rueda y a la raíz cuadrada de su diámetro,  $d$ , y de la máxima deformación del terreno,  $e$ ; la fórmula deducida sería exacta, si la presión se repartiese uniformemente, en toda el área de contacto; pero no es así; la presión sobre el terreno, que llega a anularse en un cierto punto (figura 28), alcanza en el punto medio de la zona de acción un valor 1,75 veces el de la presión media de la rueda sobre el firme, cuando se trata de llanta rígida o de bandas macizas: en caso de neumáticos de alta o baja presión, la carga se reparte prácticamente de manera uniforme, de-

bido a su mayor elasticidad; esto ocurre en el caso de un firme plano y completamente uniforme; si estas condiciones cambian, por ejemplo, con el bombeo de la carretera o por desigualdades en la superficie, la carga efectiva del firme será superior a la media calculada (fig. 29).

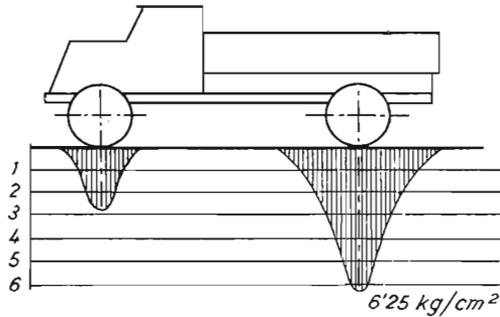


Figura 28.

Lo anteriormente expuesto se refiere a cargas estáticas; pero el vehículo está en movimiento y las desigualdades mayores o menores del firme, producirán saltos de las ruedas, que serán causa de efectos de impacto, que aumentan en gran proporción las cargas calculadas.

En el valor de estos efectos de impacto o dinámicos, tiene gran trascendencia la elasticidad de la rueda.

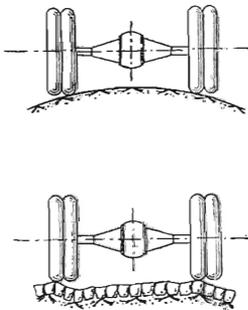


Figura 29.

**35. Diferentes clases de llantas.** — Los vehículos de tracción animal, normalmente tienen llantas rígidas, en general, de hierro; los vehículos de tracción mecánica tienen llantas elásticas, de caucho, que pueden ser macizas, elásticas con aire o semielásticas.

Las llantas rígidas no se adaptan al firme; su acción de impacto es mucho más importante que en las llantas elásticas; la circunstancia de la velocidad reducida de los vehículos de tracción animal, únicos que en la práctica emplean llanta rígida, hace que su acción destructiva del firme no sea, relativamente, tan elevada como era de esperar.

Las llantas de goma se adaptan al firme más o menos, dependiendo de su grado de elasticidad; ello hace que los esfuerzos dinámicos no sean lo elevados que deberían ser por las altas velocidades que estos vehículos alcanzan; la elasticidad de estas llantas puede ser mayor o menor, según sean completamente macizas, semielásticas, de caucho con núcleo

huevo o completamente elásticas o de aire; estas últimas pueden ser de alta presión (3 a 8 atmósferas) o de baja presión (1,5 a 3 atmósferas). Todas las llantas de caucho tienen en su superficie dibujos, que aumentan el coeficiente de rozamiento por rotación; la existencia de dibujos tiene especial importancia en firmes mojados, porque la viscosidad del agua en los huecos de los dibujos incrementa, en proporción apreciable, el coeficiente de rozamiento por rotación.

La huella de las llantas de caucho no es rectangular, como en el caso de llanta rígida, sino de forma elipsoidal; para calcular la carga estática es preciso medir la superficie real de contacto con el firme, o sea, descontando los huecos de los dibujos, que si bien aumentan el coeficiente de rozamiento por rotación, disminuyen, en cambio, la superficie real de apoyo. La superficie real de apoyo de la llanta elástica se mide haciéndola insistir, con la presión interna del trabajo y la de carga correspondiente, sobre un papel que tiene interpuesto uno de copia, que marca la huella de la llanta; una vez obtenida, se mide su superficie y se determina la carga estática unitaria (fig. 30), carga total dividida por la superficie de contacto.

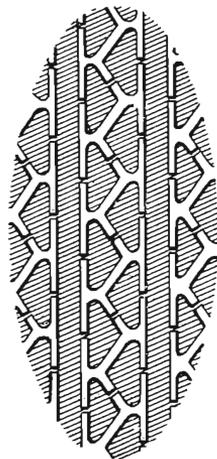


Figura 30.

Para determinar las relaciones entre la carga estática, la superficie de contacto y la presión media por centímetro cuadrado, el Profesor BECKER, de Berlín, ha realizado un gran número de ensayos, que se resumen en el gráfico de la figura 31, que HENTRICH reproduce en su obra *La moderna construcción de carreteras*.

Las curvas correspondientes a macizos semielásticos y llantas macizas, casi coinciden; la ventaja que estas últimas representan es pequeña: los neumáticos de alta presión y baja presión se separan muy apreciablemente de las curvas anteriores, especialmente cuando aumenta la superficie de contacto y la carga estática total.

**36. Esfuerzos dinámicos.** — El esfuerzo dinámico de impacto del vehículo sobre la carretera, tiene gran importancia; su medición se ha realizado en pistas experimentales: en abril de 1939, los franceses dieron cuenta en los *Annales des Ponts et Chaussées*, de los ensayos efectuados para medir los esfuerzos dinámicos producidos en los firmes por diferentes causas; la pista de ensayo empleada es la representada en la figura 32; existen dos ruedas motrices y dos que no lo son; el movimiento se obtiene por motores eléctricos; se pueden alcanzar velocidades hasta

70 Km. a la hora para ruedas de camiones, y 110 Km./hora para ruedas de automóviles de turismo. Con esta pista se determinan los siguientes efectos dinámicos:

a) Efecto de choque: esfuerzo máximo producido por un obstáculo saliente. (Una semiesfera de 30 mm. de  $\phi$  saliente del plano de rodadura 15 mm.; un plano inclinado de 20 cm. de diferencia en el extremo.)

b) Golpe de rebote o esfuerzo máximo que soporta el firme cuan-

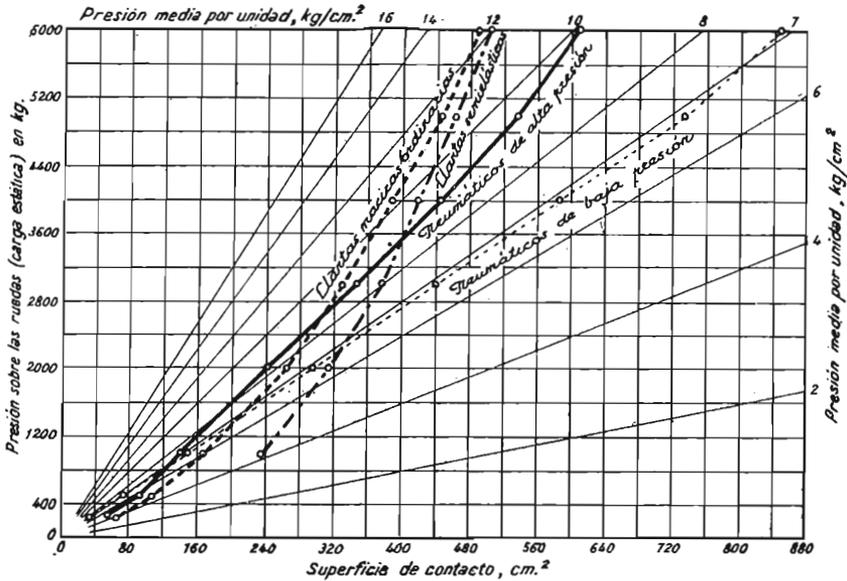


Figura 31.

do la rueda, después de haber rebotado sobre un obstáculo, cae sobre el firme.

c) Golpe de caída, sobre dos baches de bordes verticales, que tengan, respectivamente, 2 y 4 cm. de altura y una longitud de 40 cm.

d) Golpe por resalto, que es el producido a la salida del bache, al encontrarse la rueda con la pared vertical que lo limita.

En todos los casos se midió el esfuerzo vertical y la fuerza tangencial. Las medidas se hicieron por medio de dinamómetros; los resultados obtenidos en estas experiencias se resumen en los gráficos de la figura 33.

En el golpe de rebote se encontraron coeficientes que alcanzan a un máximo de 2,5 veces la carga estática para la llanta maciza y 1,5 veces para el neumático; en el caso de impacto por plano inclinado, estos

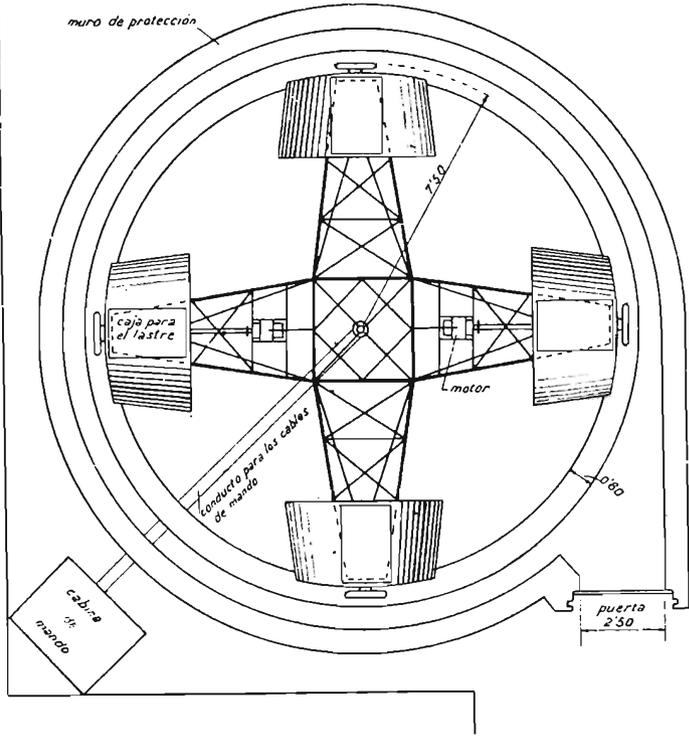
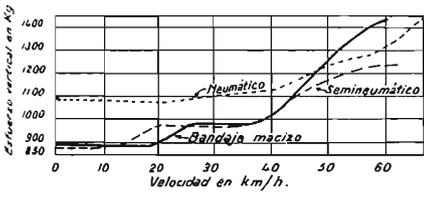
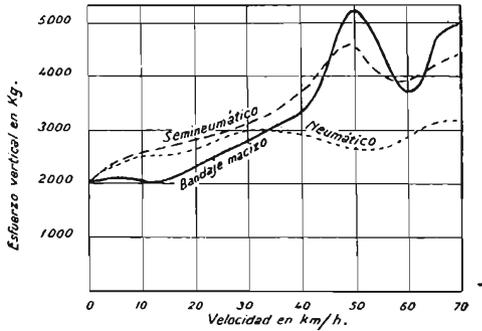


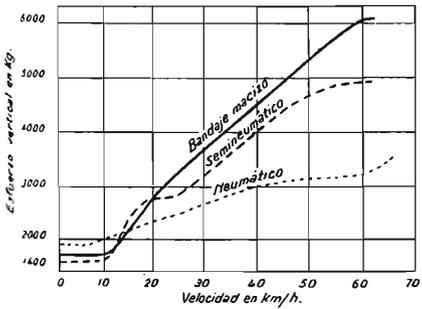
Figura 32.



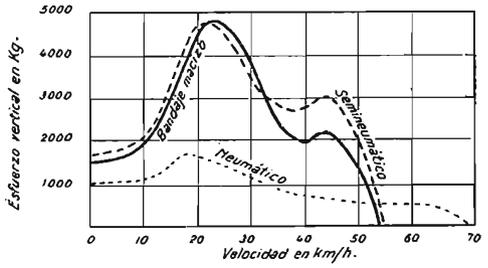
a) Paso de la rueda sobre un obstáculo .



b) Golpe de rebote o caída de la rueda .



c) Golpe de caída en un bache .



d) Golpe de salida de un bache .

Figura 33.

coeficientes son de 3,5 y 1,7; en el golpe de salida del bache, 4,75 y 2 a 60 Km./hora; se puede apreciar perfectamente, en todos los gráficos, que los neumáticos de aire producen cargas mucho menores que los bandajes macizos o semineumáticos. Los resultados obtenidos en estas experiencias, son bastante diferentes de los americanos.

Por su parte, las experiencias del Doctor BECKER (1), dan como valor de los esfuerzos dinámicos el de los estáticos máximos multiplicados por los siguientes coeficientes:

En ruedas con bandajes macizos .....	410 %
"          "          elásticos .....	230 %
"          "          neumáticos de alta presión.....	40 %
"          con neumáticos de baja presión.....	15 %

resultados para los neumáticos bastante inferiores a los obtenidos por los franceses; aun tomando éstos últimos coeficientes y para las superficies de contacto normales, deduce HENTRICH los siguientes resultados:

Para una carga por rueda de 3.000 Kg.:

	Macizos ordinarios	Macizos elásticos	Neumáticos alta presión	Neumáticos baja presión
Superficies de apoyo bajo la acción de cargas estáticas . . . . .	332 cm. <sup>2</sup>	370 cm. <sup>2</sup>	343 cm. <sup>2</sup>	453 cm. <sup>2</sup>
Presión estática media . . .	9,3 Kg./cm. <sup>2</sup>	8,1 Kg./cm. <sup>2</sup>	8,8 Kg./cm. <sup>2</sup>	6,6 Kg./cm. <sup>2</sup>
Presión estática máxima. . .	16,3 —	14,2 —	8,8 —	6,6 —
Aumentos por la acción de los esfuerzos dinámicos. .	410 0/0	230 0/0	40 0/0	15 0/0
Presión total estática y dinámica . . . . .	84 Kg./cm. <sup>2</sup>	46,8 Kg./cm. <sup>2</sup>	12,35 Kg./cm. <sup>2</sup>	7,6 Kg./cm. <sup>2</sup>

Según estos resultados, un buen firme de macadam, que no puede resistir fatigas superiores a 20/25 Kg./cm.<sup>2</sup>, no es capaz de soportar un tráfico con bandajes ordinarios o elásticos. La deducción a que se llega, examinando las cifras de BECKER, está perfectamente comprobada por la experiencia: los firmes de macadam no resisten un tráfico de mediana intensidad, máxime si se trata de camiones con bandajes macizos; hay que tener en cuenta que las fuerzas indicadas no son las únicas, que a ellas se suman los esfuerzos tangenciales y los de succión, que

(1) *Hentrich*. Obra citada.

aumentan muy considerablemente las fatigas del firme; por ello, se tiende hoy a suprimir los bandajes macizos, en los camiones y a aumentar, porque, en definitiva, resulta más económico, la resistencia de los firmes, cuando el tráfico es de cierta intensidad.

**37. Esfuerzos tangenciales.** — No son solamente los esfuerzos normales, estáticos y dinámicos, los que el tráfico origina sobre el firme; el desplazamiento del vehículo es debido a la reacción que el firme produce sobre las ruedas, como resultado del par motor; y esta reacción, en sentido paralelo a la superficie de la carretera, es debida a una acción tangencial, que origina una carga de trabajo en el firme; veamos cuál es el valor de estos esfuerzos tangenciales longitudinales.

Si  $P$  es el peso del vehículo sobre las ruedas motoras, y  $\mu$  el coeficiente de rozamiento por rotación entre el firme y las llantas del vehículo, el máximo esfuerzo tangencial que podrá desarrollar, sin que patine, será:

$$T = \mu_f \times P,$$

y, por tanto, si  $\Omega$  es la superficie de contacto, la máxima carga tangencial unitaria será:

$$t = \frac{T}{\Omega} = \frac{\mu_f P}{\Omega}.$$

Al frenar un vehículo, la fuerza viva total del mismo, con un peso  $P$  y a la velocidad  $V$ , debe absorberse por el esfuerzo tangencial de frenado,  $T_f$ , durante un recorrido,  $l_f$ , o sea, que tendremos:

$$T_f \times l_f = \frac{P v^2}{2g};$$

el esfuerzo tangencial de frenado,  $\frac{T_f}{\Omega}$ , no debe exceder del máximo admisible  $\frac{\mu_f P}{\Omega}$ ; en caso contrario, el vehículo patinaría. Según SCHENCK, con un coeficiente de rozamiento por rotación,  $\mu_f = 0,50$ , los esfuerzos tangenciales unitarios no deben exceder de:

Macizos ordinarios .....	10,4 Kg./cm. <sup>2</sup>
Macizos elásticos .....	7,8     "
Neumáticos .....	2,5     "

En las curvas se producirá, por la acción de la fuerza centrífuga, una tendencia al deslizamiento transversal, que vale :

$$T_c = \frac{P v^2}{g r};$$

siendo  $v$  la velocidad en metros por segundo, y  $r$ , el radio de la curva en metros; el esfuerzo unitario será :

$$\sigma_c = \frac{T_c}{\Omega};$$

los valores de  $\sigma_c$  son reducidos para tracción animal y pequeñas velocidades; alcanzan cifras de consideración para grandes velocidades y curvas de pequeño radio; en los modernos trazados, como más adelante veremos, la fuerza centrífuga se contrarresta con los peraltes en las curvas, y su brusca aparición, con las curvas de transición. Los esfuerzos tangenciales se componen, en cada caso, con los normales estáticos y dinámicos. para determinar la carga efectiva de trabajo del firme.

**38. Otros efectos del vehículo sobre el firme. Succión.** — Las ruedas, en su movimiento de rotación, pueden producir efectos de vacío que tienden a arrancar el recebo y las piedras del firme; este efecto de succión de las ruedas se disminuye considerablemente con los dibujos de la superficie de la cubierta, que permiten, parcialmente, la entrada del aire en la zona de contacto. Por otra parte, el vehículo, al marchar, produce, según hemos dicho al hablar de la resistencia del aire, un vacío detrás del mismo, que, por las corrientes que origina, levanta polvo, descarnando el firme de macadam sin tratamiento; al soltarse las piedras por falta de recebo, se originan baches rápidamente. Estos efectos hacen que la conservación de firmes de simple macadam, aun construídos con piedras duras, capaces de resistir los esfuerzos unitarios de las cargas de trabajo, sea muy costosa cuando tiene que soportar tráfico rápido de automóviles; un simple tratamiento superficial, da la precisa consistencia para resistir a los esfuerzos de succión, y produce una notable economía en la conservación del camino.