

029096



MEMORIA DESCRIPTIVA
para solicitar
P A T E N T E D E I N V E N C I O N
en
E S P A Ñ A
por VEINTE años

a nombre de SOCIETE ANONYME ANDRE CITROEN, entidad francesa, establecida en 117 à 167, Quai André-Citroën, Paris (Sena), Francia, por:

"UN DISPOSITIVO DE FRENADO PARA VEHICULOS"

5 Se sabe que en un vehículo el esfuerzo de frenado óptimo a transmitir a cada eje es proporcional a la carga soportada por este eje. Ahora bien, en un vehículo de motor, la carga sobre el eje delantero aumenta bajo el efecto de la deceleración debida al frenado mientras que la carga sobre el eje posterior disminuye. Por el contrario, la carga sobre el eje remolcado queda sensiblemente constante.

10 Resulta de ello que, cuando un remolque o un semi-remolque está enganchado a un vehículo tractor, el esfuerzo

14 JUN 1954

de frenado debe seguir, en función de la deceleración, una ley de representación parabólica de pendiente creciente para el eje delantero del vehículo tractor, una ley de representación parabólica de pendiente decreciente para su eje posterior, y una ley sensiblemente rectilínea para el eje remolcado. Estas leyes no son seguidas prácticamente con los dispositivos de frenado de semi-remolques o de remolques concebidos hasta el presente.

La presente invención tiene por objeto un dispositivo de frenado para vehículos de varios ejes, en particular para vehículos articulados, que permite, por el contrario, obtener esfuerzos de frenado sobre los diferentes ejes que tienen los valores deseados.

El dispositivo de frenado según la invención está caracterizado por que comprende, en combinación, un balancín para repartir el esfuerzo de mando entre el circuito de frenado del o de los ejes de carga creciente con la deceleración y el del o de los ejes de carga decreciente, unos medios para limitar el desplazamiento de la parte del balancín de reparto o distribución correspondiente al circuito de frenado del o de los ejes de carga decreciente y un órgano de mando del circuito de frenado del o de los ejes de carga sensiblemente constante, que está unido mecánicamente a un punto intermedio del balancín de reparto.

El desplazamiento de la parte del balancín de reparto correspondiente al circuito de frenado de los ejes de carga decreciente puede estar limitado a un valor fijo; la limitación puede ser igualmente progresiva para obtener o no un valor fijo. Esta limitación puede ser variables o no con la carga.



Se han descrito a continuación, a título de ejemplos no limitativos, diversos modos de realización del dispositivo de frenado según la invención con referencia a los dibujos adjuntos en los cuales:

5 La figura 1 muestra las curvas de frenado ideales y las que pueden obtenerse con un dispositivo según la invención;

 La figura 2 es un esquema del dispositivo de frenado;

10 La figura 3 es una vista en corte esquemática de una válvula doble compensada susceptible de ser utilizada en el dispositivo de la figura 2;

 La figura 4 es un detalle de una variante de la válvula de la figura 3;

15 Las figuras 5 y 6 muestran las curvas de frenado obtenidas con la válvula modificada de la figura 4;

 La figura 7 es un detalle de otra variante de la válvula de la figura 3;

 Las figuras 8 y 9 muestran las curvas de frenado obtenidas con la válvula modificada en la figura 7.

20 En la figura 1 se ve en 1 la curva ideal de frenado del eje delantero de un vehículo tractor, en 2 la del eje posterior de este vehículo, y en 3 de un eje remolcado. La curva 3 es una recta en la figura 1 para simplificar; sin embargo, presenta de hecho una ligera concavidad que está vuelta hacia abajo en el caso de un semi-remolque y hacia arriba en el caso de un remolque.

25 La figura 2 representa esquemáticamente un dispositivo de frenado que permite obtener estas curvas de manera muy satisfactoria.

30



5 El pedal de freno 4 del vehículo está unido por un varillaje 5 a la palanca de mando 6 de una válvula compensada 7 que asegura el frenado del semi-remolque, Está igualmente unido por un varillaje 8 a una palanca pivotante 9 que actúa en un punto intermedio 10 de un balancín flotante 11. Los extremos 12 y 13 de este balancín mandan unas válvulas compensadas que aseguran respectivamente el frenado del eje posterior del tractor y el del eje delantero de este tractor. Un tope 14, cuya posición es variable o no con la carg, limita el desplazamiento del extremo 12 del balancín.

10 Las curvas de frenado reales 15 y 16 (figura 1) para el eje posterior están constituidas por una recta común hasta que el balancín encuentra al tope 14 (punto 17) A partir de este momento, la curva 16 se transforma en una recta horizontal mientras que la curva 15 se transforma en una recta de pendiente superior a la de la recta común; esta pendiente es doble si, por ejemplo, el punto 10 está en medio del balancín. Por su parte, la curva de frenado real 18 para el eje remolcado está, gracias a la unión mecánica entre el punto 10 del balancín 11 y el órgano de mando 6, representa por la recta común a las curvas 15 y 16 así como por su prologación 18 más allá del punto 17. Se ve en el dibujo que las curvas de frenado prácticas están próximas a las curvas de frenado ideales.

25 La figura 3 muestra esquemáticamente una válvula doble compensada que permite asegurar el frenado deseado del tractor. Esta válvula comprende un cuerpo 19 en el cual están montados deslizantes dos pistones de distribución huecos 20a y 20b. El pistón 20a lleva un orificio

14 JUL 1954

21a movil delante de un orificio 22a unido a una fuente
 de aire a presión y delante de un orificio 23a de comuni-
 cación con el aire libre; cada uno de los orificios 22a
 y 23a puede ser puesto en comunicación, por desplazamiento
 5 del pistón 20a, con un orificio 24a unido a los cilindros
 de freno posterior. De manera análoga, el desplazamiento
 del pistón 20b permite poner un orificio 24b unido a los
 cilindros de freno delantero, en comunicación, sea con un
 orificio 23b de comunicación con el aire libre, sea con un
 10 orificio 22b unido a la fuente de aire a presión.

El balancín flotante 11 tiene sus extremos aco-
 plados en unos manguitos 25a y 25b que actúan sobre los
 pistones 20a y 20b por intermedio de resortes de compensa-
 ción 26a y 26b, en oposición a la presión que reina res-
 15 pectivamente en los cilindros de freno posterior y delante-
 ro.

La palanca de mando 9, montada pivotante en 27
 sobre el cuerpo 19 y unida al pedal de freno 4, coopera con
 una varilla 28 aplicada sobre la parte media del balancín
 20 11 y permite desplazar los pistones 20a y 20b, lo que tiene
 por efecto poner los orificios 24a y 24b en comunicación
 con los orificios de alimentación 22a y 22b.

El manguito 25b es solidario de una simple vari-
 lla de guía 29 montada deslizando en el cuerpo 19. Por el
 25 contrario el manguito 25a es solidario de una varilla 30
 que está igualmente montada deslizando en el cuerpo 19
 pero sobre la cual está fijado un tope 31.

El tope 31 coopera con una leva 14 que está mon-
 tada pivotante en un punto fijo 32 y es solidaria de una
 30 palanca 33. Esta palanca está unida a unos medios no



representados que son sensibles a la carga del eje posterior y hacen pivotar la palanca en el sentido de la flecha 34 cuando la carga aumenta. Se ve en el dibujo que la longitud del radio vector de la leva aumenta cuando este radio se desplaza en el sentido de la flecha 34.

Cuando se empuja sobre el pedal de freno 4, la palanca 9 pivota en el sentido de la flecha 35 de manera que el balancín 11 se desplaza paralelamente a si mismo mientras que la carrera de la varilla 30 es inferior al juego J entre el tope 31 y la leva 14.

El movimiento del balancín 11 es transmitido por los manguitos y los resorte a los pistones 20a y 20b de manera que los orificios 21a y 21b quedan enfrente de los orificios de alimentación 22a y 22b y que el fluido de frenado es enviado a los cilindros de freno delanteros y traseros. Al mismo tiempo este fluido de frenado actúa sobre los pistones 20a y 20b comprimiendo los resortes 26a y 26b hasta que la compresión de estos resortes equilibra la presión de frenado. Se ve así que la presión de frenado es tanto más grande cuanto que los resortes 26a y 26b están más comprimidos, es decir cuanto mayor es el propio esfuerzo ejercido sobre el pedal de freno 4; si la disposición de los resortes 26a y 26b y de los pistones es simétrica, la presión de frenado es la misma delante y atrás.

Si el esfuerzo de mando aumenta y la carrera de la varilla alcanza el juego J, el tope 31 vá a aplicarse sobre la leva 14. Si el esfuerzo ejercido sobre el pedal 4 aumenta aún, solamente el pistón 20b continúa desplazándose, estando inmovilizado el pistón 20a. La presión



en el circuito de frenado delantero continua creciendo mientras que la presión en el circuito posterior queda constante. Como el balancín 11 pivota entonces alrededor de su punto de contacto con el manguito 25a que está, en este momento, fijo, la presión en el circuito de frenado delantero aumenta más deprisa que anteriormente; este aumento es dos veces más importante si, como se representa en la figura 3, la varilla 28 actúa en la mitad del balancín 11.

La alimentación del circuito de frenado del semi-remolque se hace por una válvula compensada simple, siendo los movimientos de su palanca de mando 6 sensiblemente proporcionales a los de la varilla 28.

En el modo de realización de la figura 3, el valor, al cual la presión de frenado posterior está limitado, depende de la carga; pero podría ser constante reemplazando la leva 14 por un tope fijo.

En la variante de la figura 4, el tope 31 está montado deslizante sobre la varilla 30; una espiga 36, llevada por la varilla y encajada en una lumbrera 37 del tope, limita el deslizamiento de estos dos órganos uno con relación al otro. Un resorte 38 no comprimido al comienzo, está interpuesto entre el fondo de un vaciado del tope 31 y un resalte 39 en que termina la varilla 30 y cuyo diámetro es superior del vaciado del tope.

En estas condiciones, cuando la carrera de la varilla 30 sobrepasa el juego J, el pistón 20a continúa desplazándose, pero menos deprisa que anteriormente, para una misma carrera de la varilla 28, pues la compresión del resorte 38 se opone a este desplazamiento; inversamente el



pistón 20b se desplaza más deprisa que anteriormente. Las variaciones de esfuerzos que eran las mismas para la parte delantera y la parte trasera resultan simplemente proporcionales. Cuando la carrera de la varilla alcanza el juego $J + J_1$, siendo J_1 el juego entre el resalte 39 de la varilla 30 y el tope 31, el pistón 20a es inmovilizado ya la presión en el circuito de frenado posterior permanece constante.

Las curvas prácticas de frenado obtenidas con la variante de la figura 4 son representadas en la figura 5, en 40 para el esfuerzo de frenado de adelante y en 41 para el esfuerzo de frenado de atrás. La figura 6 muestra en 42 la curva ideal de frenado del eje de un semi-remolque y en 43 la curva realmente obtenida. Se vé que las curvas reales 40, 41 y 43 están extremadamente próximas a las curvas ideales 1, 2 y 42.

En la variante de la figura 7, el resalte 39 está suficientemente alejado del tope 32 para no poder entrar en contacto con él. En estas condiciones cuando el tope 31 encuentra a la leva 14, el esfuerzo de frenado de atrás continúa creciendo, pero la variación de este esfuerzo de frenado se hace inferior a la del esfuerzo de frenado de adelante, resultando a la vez proporcional a él.

Esto se muestra en la figura 8, en la que se vé en 44 y 45 las curvas prácticas de frenado obtenidas. La figura 9 representa en 46 la curva ideal de frenado para los ejes de un remolque y en 47 la curva realmente obtenida.

Por modificación de la longitud de los brazos

de las diversas palancas, en particular del balancín 11, o bien de la sección de los diferentes pistones tales como 20a y 20b, es posible resolver cualquier problema de frenado. La variación con la carga del límite del esfuerzo de frenado de atrás puede ser subordinada de una manera cualquiera a la carga del eje posterior.

Por otra parte la invención es aplicable igualmente a los vehículos articulados que comprenden más de tres o cuatro ejes, así como a los vehículos rígidos de varios ejes. En este caso, lo que ha sido indicado antes a propósito del eje delantero, del eje posterior, y del eje remolcado se aplica respectivamente a los ejes cuya carga cree con la deceleración, a los ejes cuya carga decrece con esta deceleración y a los ejes cuya carga queda sensiblemente constante. Por otra parte, en el caso de un remolque, la válvula 7 puede ser reemplazada por una válvula distribuidora, por ejemplo del tipo de la representada en la figura 3, de manera que se haga variar en función de la deceleración la distribución de los esfuerzos de frenado sobre los ejes del remolque, Lo esencial es que haya una unión mecánica entre el órgano de regulación de la presión de mando de los ejes remolcados y el balancín que reparte el esfuerzo de mando entre los ejes de carga creciente con la deceleración y los de carga decreciente.

Es evidente que la invención no debe ser considerada como limitada a los modos de realización descritos y representados sino que cubre, por el contrario todas las variantes, de ellos.

Esta solicitud que corresponde la presentada



en Francia el 27 de Enero de 1966, bajo el número 47.472, se acoge a los beneficios del Artículos 51 del vigente Estatuto sobre Propiedad Industrial.

5

N O T A

10 Los puntos de invención propia y nueva que se presenta para que sean objeto de esta solicitud de Patente de Invención en España por VEINTE años, son los siguientes:

15 1.- Un dispositivo de frenado para vehículos que comprenden más de dos ejes, en particular para vehículos articulados, caracterizado porque comprende en combinación un balancín para repartir el esfuerzo de mando entre el circuito de frenado del o de los ejes de carga creciente con la deceleración y el del o de los ejes de carga decreciente, unos medios para limitar el desplazamiento de la parte del balancín de distribución correspondiente al circuito de frenado del o de los ejes de carga decreciente y, un organo de mando del circuito de frenado del o de los ejes de carga sensiblemente constante, que está unido mecánicamente a un punto intermedio del balancín de distribución.

25 2.- El dispositivo del punto 1, en el cual el desplazamiento de la parte del balancín de distribución correspondiente al circuito de frenado de los ejes de carga decreciente está limitado a un valor fijo correspondiente a un valor dado de la deceleración.

30 3.- El dispositivo de los puntos 1 y 2 en el

14 JUL



cual la limitación del desplazamiento de la parte del balancín de distribución correspondiente al circuito de frenado de los ejes de carga decreciente es progresiva a partir de un cierto valor de la deceleración.

5 4.- El dispositivo de los puntos 1, 2 y 3 en el cual esta limitación progresiva está a su vez limitada a un valor fijo.

10 5.- El dispositivo de los puntos 1 a 4 en el cual la limitación del desplazamiento de la parte del balancín de distribución correspondiente al circuito de frenado de los ejes de carga decreciente es variable con la carga.

6.- Un dispositivo de frenado para vehículos.

15 Tal y como se ha descrito en la Memoria que antecede, representado en los dibujos que se acompañan y para los fines que se han especificado.

Esta Memoria consta de once hojas escritas a máquina por una sola cara.

14 JUL 1966

Madrid,

20

P.A.

Alberto de Euzkadi
Alberto de Euzkadi
Por Poder

VIM
mau

ESCALA VARIABLE

Alberto de Euzkadi
 Ingeniero de Minas

Fig. 2

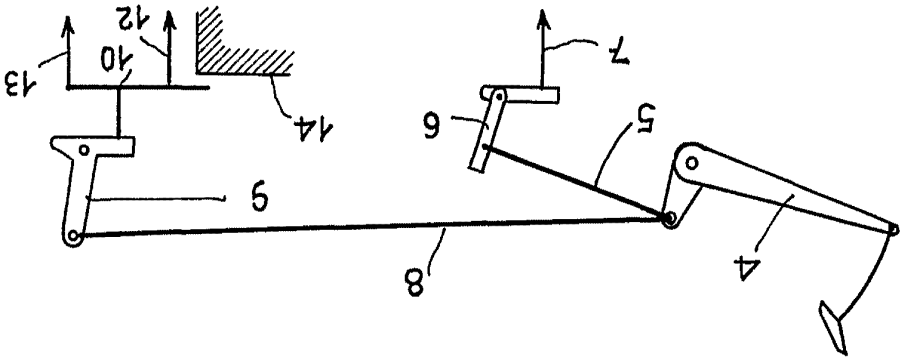


Fig. 1

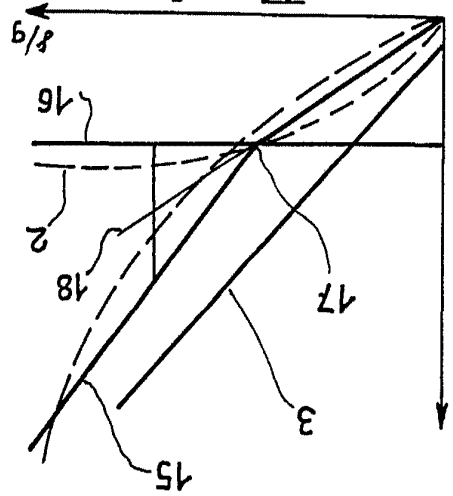
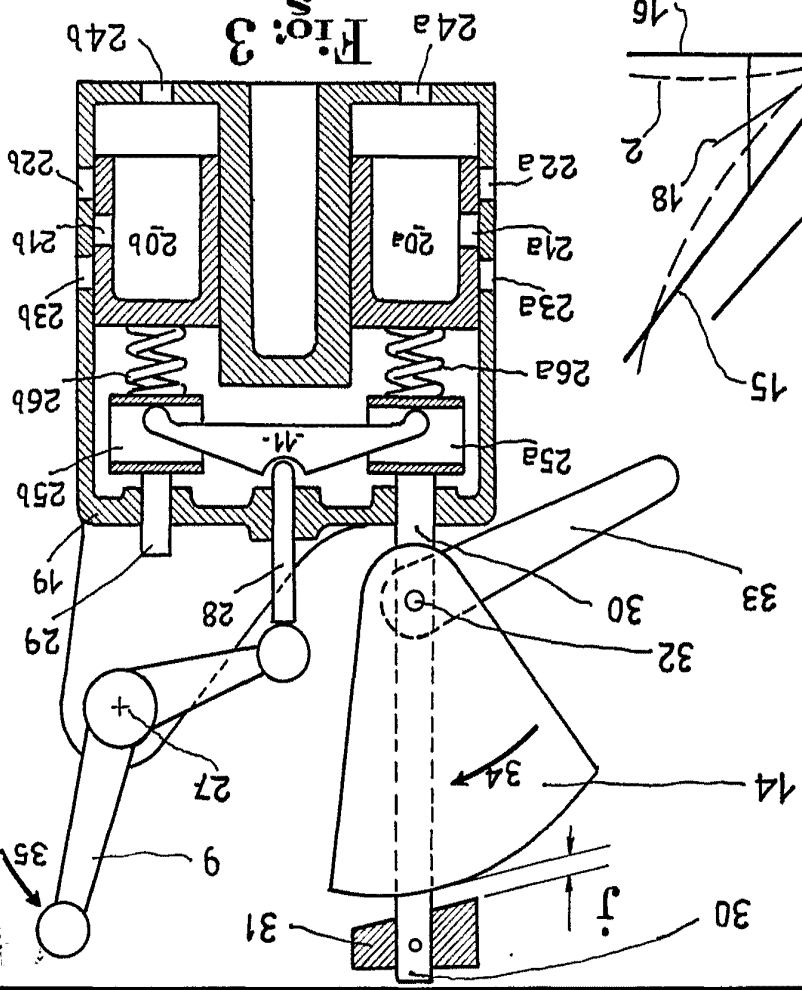


Fig. 3



H01A1-2



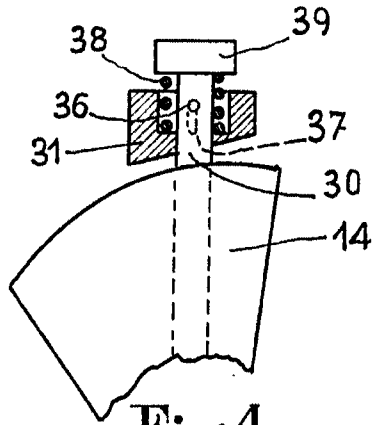


Fig:4

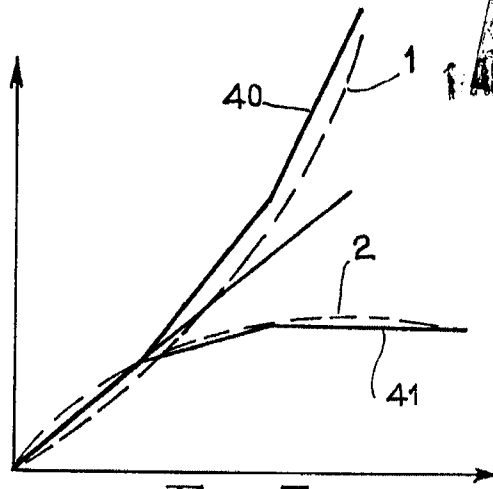


Fig:5

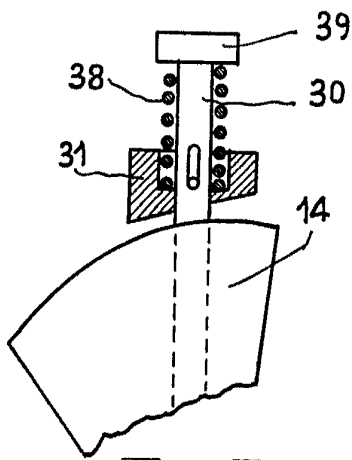


Fig:7

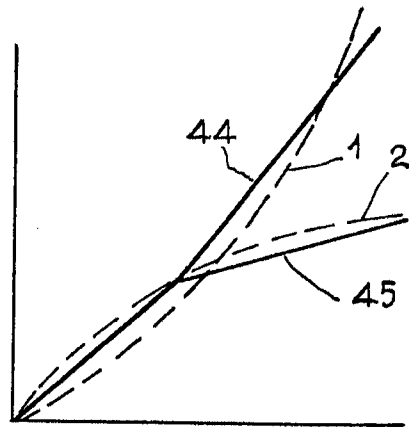


Fig:8

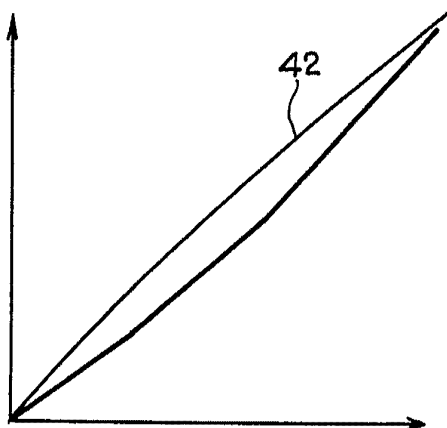


Fig:6

ESCALA VARIABLE

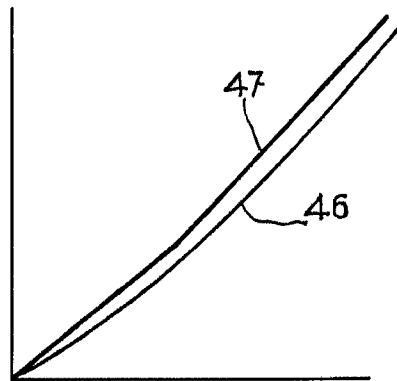


Fig:9

Alberto de Eliz
Por Favor