



ESPAÑA

19 ES	11	NUMERO	10 A1
		466427	
22	21	FECHA DE PRESENTACION	

3^a

20 SET. 1978

PATENTE DE INVENCION

Concedido el Registro de acuerdo con los datos que figuran en la presente descripción y según el contenido de la Memoria adjunta.

466.427 A1 781016 B60T 15/02

50 PRIORIDADES:	52 FECHA	53 PAIS
51 NUMERO		
763.582	28-1-77	USA

47 FECHA DE PUBLICIDAD	51 CLASIFICACION INTERNACIONAL	62 PATENTE DE LA QUE ES DIVISIONARIA
	F16K	

54 TITULO DE LA INVENCION
" VALVULA DE CONTROL DE FRENO NEUMATICO DOBLE Y SISTEMA CON ELLO RELACIONADO "

71 SOLICITANTE (S)
MIDLAND-ROSS CORPORATION

DOMICILIO DEL SOLICITANTE
55, Public Square, Cleveland, Ohio 44113, USA

72 INVENTOR (ES)
JAMES EDWARD FENT

73 TITULAR (ES)

74 REPRESENTANTE
DON FERNANDO ALVAREZ LOPEZ Agente Oficial de la Propiedad Industrial

POOR
QUALITY

El invento se refiere a una válvula de freno neumático y a un sistema correspondiente.

Los vehículos comerciales de transporte de carga por carretera pueden clasificarse en camiones de chasis único y combinaciones de camión de tracción y remolque. Corrientemente se emplean sistemas de freno dobles, tanto en camiones como en camiones tractores en los cuales el suministro de aire bajo presión se hace independientemente a los ejes delantero y posterior. En los camiones, se emplean corrientemente dispositivos limitadores de presión tales como válvulas de relación, las cuales, por ejemplo, limitan el suministro de aire a los frenos de los ejes delanteros a un valor igual aproximadamente al 50% del valor aplicado a los ejes posteriores en una gama inferior de fuerzas de frenado. A niveles de fuerza de frenado más elevados, estos dispositivos se abren para que sea posible aplicar presiones máximas iguales a ambos ejes.

Una práctica corriente consiste en utilizar válvulas limitadoras de presión además de las válvulas de control de aire doble accionadas con el pie, con el objeto de limitar la presión que se aplica a los frenos de eje delantero en camiones tractores, pero este procedimiento no es satisfactorio en todas las condiciones de utilización del tractor. La distribución de la presión de frenado en el camión de tracción es probablemente menos crítica cuando el

tractor está conectado con un semi-remolque, en razón de la fuerza de frenado sustancial, sino preponderante, que se produce durante la utilización de los frenos del remolque, aunque la fuerza total de frenado puede ser mejorada por el invento. Sin embargo, en el caso de utilización del camión tractor, sin semi-remolque, se juzga ventajoso, aunque esto sea contrario a la práctica corriente, limitar la presión aplicada a los frenos del eje posterior cuando los niveles de presión de aplicación de los frenos son reducidos. Un tractor sin semi-remolque está más fuertemente cargado en el eje delantero, lo que se debe generalmente a la posición del motor y de la cabina situados en la parte delantera. Por tanto, la mayor presión aplicada a los frenos del eje delantero hace que el tractor sin semi-remolque tiene una mayor capacidad de frenado y puede realizar un frenado más eficaz que el que puede ser obtenido por medio de los ejes posteriores menos cargados. En esta situación, la limitación de la presión aplicada a los frenos del eje posterior ayuda a impedir los saltos del eje y permite obtener distancias de parada más cortas, debido a la transmisión de una mayor parte de la fuerza de frenado a las ruedas delanteras. Este procedimiento de frenado es igualmente conveniente en los camiones que están sometidos a condiciones de utilización en las cuales el eje posterior está poco cargado, por ejemplo en camiones o conjuntos de tractor

y remolque con cajas de transporte de carga amovibles. Como se considera actualmente, es igualmente ventajoso aplicar una fuerza de frenado más importante al eje delantero del camión tractor cuando el remolque
5 está fuertemente cargado, debido al efecto de torsión aplicado al eje delantero que es transmitido por la carga del remolque a través de la quinta rueda.

Un aspecto no satisfactorio de la combinación de válvula de control de freno neumático doble
10 y de válvula de relación de eje delantero utilizada hasta ahora es la presión inicial baja desarrollada normalmente por esta combinación en el eje posterior, antes de la aplicación de cualquier presión al eje delantero. En la práctica del presente invento, se
15 considera ventajoso obtener una presión inicial sustancialmente más elevada en los frenos del eje delantero, o si se desea, del eje posterior, para obtener una acción de frenado preliminar sustancial en aquel eje que está sometido a la presión inicial más eleva-
20 da. En la práctica convencional, la combinación de la válvula de relación y de la válvula de control de aire doble accionada con el pie presenta un inconveniente suplementario que consiste en que no deja que la presión reinante en el sistema de eje limitado alcance el valor de la presión reinante en el otro sistema de eje cuando las presiones aplicadas al conjunto del sistema tienen valores medios.

De acuerdo con el invento, se proporciona

una válvula de control de freno neumático doble que incluye: un cárter que contiene cinco cámaras coaxiales situadas sucesivamente entre una extremidad de recepción de fuerza de empuje y una extremidad de descarga del aire, es decir concretamente una primera cámara de suministro de presión que contiene un pistón que puede ser desplazado por unos medios externos; una segunda cámara de válvula que contiene un primer elemento de válvula que está normalmente acoplado de manera elástica con un asiento coaxial anular situado entre la primera cámara y la segunda cámara, estando dicho elemento de válvula, cuando está en una posición inactiva, separado por una pequeña distancia del primer pistón, pudiendo dicho primer elemento de válvula ser desplazado con relación a dicho asiento por dicho primer pistón; una tercera cámara de relé de presión; una cuarta cámara de suministro de presión, estando dichas tercera y cuarta cámaras definidas cada una, parcialmente, por una superficie interna cilíndrica y un segundo pistón que puede realizar un movimiento de vaivén en ella y que separa las tercera y cuarta cámaras; estando dicho segundo pistón empujado hacia una posición inactiva en dirección a la segunda cámara; y una quinta cámara ocupada por un segundo elemento de válvula normalmente apoyado de manera elástica contra un asiento de válvula coaxial anular entre las cuarta y quinta cámaras; estando dichos elementos de válvula y dicho segundo pistón abier-

tos en su centro hacia dicha extremidad de descarga.

Un conducto distinto de dichas cámaras y que interconecta las extremidades de las primera y tercera cámaras, adyacente a la segunda cámara, para
5 que dicho segundo pistón pueda efectuar un movimiento de vaivén debido a las variaciones de la presión del aire transmitidas a partir de la primera cámara hasta dicha tercera cámara.

Estando provista cada una de dichas cámaras
10 de suministro de presión de un orificio de salida.

Teniendo cada una de dichas dos cámaras de válvula un orificio de entrada.

Teniendo dicho segundo pistón un conducto central abierto axialmente cuya parte interna está
15 en comunicación abierta con el interior de dichos elementos de válvula, teniendo dicho conducto una superficie de extremidad que puede acoplarse en contacto continuo con una superficie anular del segundo elemento de válvula, pero que, cuando está en posición
20 inactiva, está separada por una cierta distancia de dicho elemento de válvula.

Y un segundo elemento de válvula que tiene una superficie externa cilíndrica guiada herméticamente con relación a una porción de pared de dicho carácter que contiene dicha quinta cámara.
25

Teniendo dicho segundo asiento de válvula un diámetro sustancialmente superior al diámetro de dicha superficie externa cilíndrica del segundo ele-

mento de válvula para que sea posible establecer una presión inicial importante en dichas primera y tercera cámaras durante el funcionamiento, antes de que se desarrolle la presión en el interior de dicha cuarta cámara.

5 La válvula de control de aire doble descrita e ilustrada en capax, no solamente de distribuir separadamente el aire a los ejes delantero y posterior de un vehículo, sino que puede funcionar en una gama de potencia incluida entre valores altos y valores
10 bajos, del conjunto de sistema de frenos de un vehículo, para establecer una relación entre las presiones distribuida a los ejes, y para cambiar la relación que existe entre dichas presiones cuando la fuerza
15 de frenado aumenta.

Estructuralmente, la válvula, accionada normalmente con el pie, incluye un cárter dotado de cinco cámaras, es decir una primera cámara de suministro de presión que contiene un pistón accionado por un
20 pedal u otro medio, una segunda cámara de válvula que contiene un primer elemento de válvula normalmente acoplado con un asiento anular entre la primera y la segunda cámara y que puede ser desplazado con relación a este por el primer pistón, una tercera cámara
25 de relé de presión conectada con la primera cámara por medio de un conducto situado excéntricamente, una cuarta cámara de suministro de presión que comparte una pared cilíndrica con la tercera cámara, ocupada

por un segundo pistón que puede efectuar un movimiento de válvula producido por el aire que fluye a partir de la primera cámara hasta la tercera cámara a través de un conducto de interconexión excéntrico, y una
5 quinta cámara ocupada por un segundo elemento de válvula normalmente apoyado contra un asiento de válvula anular entre las tercera y cuarta cámara.

Las dos cámaras de suministro de presión están provistas de orificios de escape normalmente
10 conectados con el equipo de frenado de los ejes delantero y posterior. Las dos cámaras de válvula tienen orificios de entrada normalmente conectados con depósitos de aire de alta presión distintos.

Por tanto, cuando se separa de su asiento
15 el primer elemento de válvula situado en la segunda cámara, la primera cámara puede someterse a una presión y es posible suministrar aire al equipo de frenado asociado con un eje. La presión que se desarrolla en la primera cámara es transmitida a la tercera
20 cámara para desplazar el segundo pistón en un grado suficiente para separar de su asiento el segundo elemento de válvula situado en la quinta cámara, después de lo cual el aire fluye desde la quinta cámara hasta la cuarta cámara, que funciona como fuente de suministro para el equipo de frenado del otro eje.
25

La "presión inicial" es un factor importante en este invento y se define como siendo la presión que se crea previamente en la primera cámara para su-

perar la resistencia a la fricción, la resistencia de los muelles de recuperación del segundo pistón y la resistencia del segundo elemento de válvula durante su movimiento para alejarse de su asiento, así como
5 la resistencia a la apertura del segundo elemento de válvula en contra de la presión que reina en la quinta cámara.

Una característica esencial del invento consiste en que se ha descubierto que la presión inicial,
10 y el perfil de cambio de la diferencia entre las presiones desarrolladas en las dos cámaras de suministro de presión, pueden determinarse por medio de la relación que existe entre la superficie del asiento de
válvula del segundo elemento de válvula situado en la
15 quinta cámara y la superficie de la sección transversal de una superficie externa del segundo elemento de válvula en contacto deslizando hermético con una pared circundante de la quinta cámara. En principio, la superficie del asiento de válvula puede ser aum-
20 tada de modo que sea superior a la superficie de la sección transversal, para obtener la presión inicial deseada. Se ha comprobado también que otras superficies descritas más adelante tienen un efecto sobre el equilibrado de las presiones de eje cuando las fuer-
25 zas de frenado son elevadas.

Como otro aspecto del invento, la válvula descrita más arriba está incluida en un sistema de freno doble lo que permite eliminar otros dispositi-

vos de limitación de presión.

El invento podrá entenderse más claramente leyendo la siguiente descripción no limitativa de un ejemplo de realización de la misma, que se hace con referencia a los dibujos adjuntos en los cuales:

La figura 1 es un diagrama de un sistema de frenos de camión-tractor de la técnica anterior, del cual se han suprimido las porciones del sistema que prestan servicio a un semi-remolque o a un sistema de freno de aparcamiento.

La figura 2 es un diagrama de un sistema de frenos de camión o de camión-remolque de acuerdo con el presente invento, del cual se han suprimido las porciones que prestan servicio a un semi-remolque o a un sistema de freno de aparcamiento.

La figura 3 es una vista en sección transversal, tomada a lo largo del eje de una válvula de control de aire doble, del tipo incorporado en el sistema de la figura 2.

La figura 4 es un gráfico que presenta las curvas de la relación, expresadas en ordenada y abscisa, entre las presiones aplicadas a partir de las dos secciones de la válvula de control de aire doble modificada de acuerdo con el invento.

La figura 1 ilustra esquemáticamente un sistema de frenos altamente simplificado, para camión o camión-tractor, de la técnica anterior, en el cual una válvula de control de aire doble 5 acciona-

da con el pie distribuye aire bajo presión a las unidades de freno 6 para frenar las ruedas 7 de un eje delantero por medio de las tuberías 8, 9 y de una sección de la válvula 5, a partir de un depósito secundario 10 conectado con la válvula por una tubería 11. En el caso de las unidades de freno de eje posterior, el aire bajo presión es conducido a partir del depósito secundario 12 a través de la tubería 15, la otra sección de la válvula 5, la tubería 16, una unidad de control de bloqueo de ruedas 17, y las tuberías 18, 19, hasta las unidades de freno 21. Para que las ruedas 7 estén sometidas a una acción de frenado inferior a la que reciben las ruedas de eje posterior 22, las tuberías 8 y 9 están unidas por una válvula de relación 24, la cual limita de manera convencional la presión aplicada a las ruedas 7, a un nivel algo inferior al nivel transmitido a las unidades 21 de las ruedas traseras. El aire se suministra al conjunto del sistema por medio de una bomba 26 conectada con el depósito principal 27, el cual suministra a continuación el aire bajo presión a los depósitos 10, 12 a través de las válvulas de retención 28.

Como se representa en la figura 1, la sección 31 de la válvula 5, más próxima al pedal 32, se acciona directamente por medio del pedal u otro dispositivo de empuje externo para suministrar el aire a los frenos de eje posterior. La sección 34, que

controla la circulación hacia los frenos de eje delantero, funciona como una válvula convencional accionada por el pie, bien por accionamiento directo o bien a modo de relé, es decir por medio del aire que pasa de la sección primaria 31 a la sección secundaria 34 de la válvula. Usualmente, existe por lo menos un ligero retardo y/o una presión de aire inferior que hace que el esfuerzo de frenado aplicado al eje delantero sea inferior al que se aplica al eje posterior. Esta reducción de la fuerza está controlada en un grado importante por la válvula de relación 24 que mantiene la presión aplicada a los frenos de eje delanteros sustancialmente inferior a la que se aplica al eje posterior, salvo en caso de acción de parada brusca ejercida sobre el vehículo.

En la figura 2, como lo indican los números, el sistema de frenos es similar al de la figura 1, con la excepción que consiste en que la tubería procedente del depósito secundario 10 de eje delantero se prolonga a través de la sección 41 de una válvula 40 más próxima al pedal 42 accionado directamente por actuación mecánica y a las unidades de freno 6 de eje delantero, lo que permite que el aire bajo presión sea transmitido a las unidades delanteras sin modificación, es decir sin utilizar la válvula de relación, del tipo que se representa en la figura 1. La presión de aire transmitida a las unidades de eje posterior 21 de la figura

2 se modula en la sección 43 de la válvula 40 como se indica más adelante.

El cárter de la válvula 40 incluye dos elementos 46, 47 que definen internamente un conducto central que se extiende a través de ellos a lo largo de un eje N-N a partir de la extremidad de recepción de fuerza hasta una extremidad de escape de aire. De una manera general, el elemento 46 contiene la sección primaria de la válvula y el elemento 47 contiene su sección de relé. El conducto está limitado por una serie de superficies de pared cilíndrica coaxiales internas, de diámetro variable, que determinan y definen parcialmente, en el orden indicado: una primera cámara de suministro de presión 51, una segunda cámara de válvula 52, una tercera cámara de relé de presión 53, una cuarta cámara de suministro de presión 54, y una quinta cámara de válvula 55 adyacente a la extremidad de escape.

La primera cámara contiene un pistón 56 que puede efectuar un movimiento de vaivén, de manera hermética con relación a su pared lateral cilíndrica 57, y que está guiado por la superficie cilíndrica interna de una pared de retención de muelle 58. La cámara 52 contiene un elemento de válvula 60 soportado elásticamente por un muelle 92 contra un asiento de válvula 61 formado por una porción de pared en la unión de las cámaras 1 y 2. Las cámaras 53 y 54 tienen una superficie cilíndrica común 108 que recibe un segundo pistón de relé 64 empujado elás.

ticamente por un muelle 97 a lo largo de esta superficie en dirección a la cámara 52. El pistón 64 incluye una parte central que está constituida parcialmente por un vástago 65 que se extiende hacia el pistón
5 56 y un conducto hueco 66 que penetra en el interior de la cuarta cámara 54 hacia la quinta cámara 55, y que se termina bajo la forma de un faldón anular 67. La cámara 55 contiene un elemento de válvula 70 sostenido de manera elástica por un muelle 105 contra un
10 asiento de válvula 71 orientado hacia la extremidad de salida del cárter.

Las primera y cuarta cámaras, es decir las cámaras 51, 54 tienen unos orificios de salida 73 y 74, respectivamente. Las segunda y quinta cámaras de
15 válvulas, es decir las cámaras 52 y 55, tienen unos orificios de entrada 75 y 76, respectivamente. Las extremidades de las primera y tercera cámaras 51, 53 más próximas a la segunda cámara 52, están conectadas por un conducto 78 dispuesto excéntricamente.

20 Como se representa en la figura 3, el pistón 56 es empujado por un muelle 81 contra un aro de retención 82 apoyado en un surco del cárter para servir como tope. El pistón 56 efectúa un movimiento de vaivén durante su accionamiento por medio del pedal
25 42 de la figura 2, el cual sobre el pistón por medio de un cierre de recepción de fuerza 83 y de un muelle 84 mantenido entre el cierre y el fondo de la cavidad central del pistón. Un anillo de retención 85 si-

tuado en un surco formado en la superficie interna del pistón impide que el cierre se escape del pistón. Esta disposición permite que el pistón ajuste las fuerzas internas de la válvula, durante su accionamiento producido por el pedal, con relación a la presión ejercida por el pedal sobre el cierre 83. La superficie interna del pistón 56 incluye dos zonas cilíndricas de diámetros diferentes, complementarias de las superficies de cárter separadas axialmente 57 y 87, de modo que el pistón pueda efectuar un movimiento de vaivén con el desplazamiento axial preciso que se necesita para el buen funcionamiento de la válvula. La estanqueidad con relación a la atmósfera se obtiene a lo largo de la superficie 57 por medio de un anillo tórico 88. El pistón 56 tiene una porción axialmente interna en forma de campana 89 cuyo borde circular externo tiene un diámetro suficiente para establecer un contacto circular continuo con la superficie de tope anular 91 del elemento de válvula 60. Como se representa en la figura 3, el primer elemento de válvula 60 se apoya contra su asiento 61, en el estado inactivo de la válvula, debido a la fuerza que le aplica un muelle 92 mantenido bajo compresión, en el interior de la cámara 52, entre una porción de pastaña anular 93 del elemento cubierta con un material flexible y un retén anular 94 sujeto en el cárter por un anillo de presión 95.

El pistón 64 es empujado por un muelle 97

hacia la cámara 52 contra la porción en forma de campana 89 del pistón 56 que sirve de tope. El faldón 67 del pistón se termina en un espacio libre 98 notablemente superior, aproximadamente 1,58 mm (1/16
5 pulgadas) a la holgura 99 que existe entre la extremidad de reborde de la campana 89 y la superficie 91 del elemento de válvula 60. Se obtiene así la seguridad que la presión de aire podrá penetrar en la cámara 51 a partir de la cámara 52 cuando el elemento 60
10 se separe del asiento 61, antes de que el segundo elemento de válvula 70 se separe de su asiento.

El elemento de válvula 70 es del mismo tipo general de construcción que el elemento de válvula 60, aunque con dimensiones diferentes. Incluye una
15 porción de pastaña 101 que comprende, o está cubierta por un material flexible, y una porción cilíndrica 102 cuya superficie cilíndrica externa está guiada con relación a un retén anular 103 sujeto en el interior de la extremidad de salida del cárter.

20 La extremidad de salida de la válvula está construida para que el aire pueda escaparse fácilmente de las cámaras 51 y 53 a través de la estructura, centralmente abierta, de los elementos de válvula 60 y 70 del segundo pistón 64.

25 Durante el funcionamiento, se ejerce una presión sobre el pedal 42 para empujar el cierre 83 hacia el interior del pistón 56, el pistón se desplaza hacia el interior del cárter para separar el ele-

mento de válvula 60 de su asiento 61 y para permitir que el aire que se mantiene a una presión de por ejemplo 7 kg/cm^2 (100 libras/pulgada²) en el depósito 10, pase de la cámara 52 a la cámara 51 para suministrar, según se representa en la figura 2, aire a las unidades 6 de freno de eje delantero. El aire pasa de la cámara 51, a través del conducto 78, a la porción de la cámara 53 adyacente a la cámara 52. El pistón de la tercera cámara 53 se desplaza en contra de la fuerza del muelle 97 hasta que el faldón 67 entre en contacto con el elemento de válvula 70. Ahora entra en juego un aspecto importante del presente invento, ya que se crea una presión detrás del pistón 64 o en aquella parte de la cámara 53 más próxima a la cámara 52, para separar de su asiento el elemento de válvula 70. Este valor de presión conocido bajo el nombre de "presión inicial", que ocurre simultáneamente en las cámaras 51, 53, tiene una magnitud suficiente para superar la fricción del pistón 64, la fricción de la válvula 70 con las paredes respectivas que la rodean, las resistencias a la compresión de los muelles 97 y 105, y la fuerza necesaria para separar de su asiento el elemento de válvula 70, en contra de la presión de alimentación de la cámara 55 que se aplica contra una superficie igual al orificio definido por el asiento 71 menos la superficie de la sección transversal rodeada por la superficie cilíndrica externa 102 del elemento 70. En caso de fallo de presión

en la sección primaria de la válvula 40, la sección de relé es accionada mecánicamente por medio del pedal, funcionando el pistón 56 como elemento de empuje intermedio que se acopla con el vástago 65 del pistón de relé 64.

Durante el funcionamiento normal, la función del pistón 56 y de los muelles asociados 81, 84 consiste en permitir el retroceso del pistón con relación al cierre 83 accionado por el pedal, cuando el aire penetra a través del asiento abierto 61 para crear una presión en la cámara 51 y obtener el efecto de frenado deseado. Cuando se obtiene un estado de equilibrio entre la fuerza de empuje del pedal sobre el cierre 83 y la fuerza de empuje opuesta debida a la presión que se aplica al pistón 56, el muelle 84 cede y el pistón retrocede hasta una posición que permite que el elemento de válvula 60 entre en contacto con el asiento 61 y por tanto estabilice la presión tanto en la cámara 51 como en la cámara de presión 53 del relé.

Ya que la holgura 99 es inferior a la holgura 98, la apertura de la válvula primaria en el asiento 61 por medio de la acción normal del pedal no da lugar a la apertura de la válvula de relé en el asiento 71. En principio, el mecanismo de válvula de relé no actúa hasta que una presión inicial P_1 (inicial) rebasa en la cámara de relé 53, sobre una superficie igual a la superficie A_2 dentro del diá-

metro interno del pistón 64 situado en la cámara 53, menos la superficie de sección transversal A1 dentro del diámetro externo de aquella parte del conducto 66 que se extiende a través de la pared o del arco del cárter 94 entre las cámaras 52 y 53, un valor suficiente para aplicar al pistón la fuerza necesaria para superar (1) la fuerza de compresión (Sa y Sb) de los muelles 97 y 105, respectivamente, (2) la fricción (F) del pistón 64 y del elemento de válvula 70 con respecto a las paredes adyacentes del cilindro, y (3) la fuerza [P5 (A3 - A4)] ejercida por la presión de alimentación P5 en la quinta cámara 55 sobre una superficie igual a la superficie A3 del orificio formado en el asiento 71 menos una superficie A4 igual a la superficie de una sección transversal de la porción cilíndrica 102 del elemento de válvula 70. Esta relación puede escribirse de la siguiente manera:

$$P_1 \text{ (inicial)} = \frac{S_a + S_b + F + P_5 (A_3 - A_4)}{A_2 - A_1}$$

Las válvulas dobles corrientes controladas por pedal, de uso comercial, se construyen de modo que A3 sea aproximadamente igual a A4. Por tanto, el factor P5 (A3 - A4) de la presión de alimentación se anula y la presión inicial que acciona el mecanismo de válvula de relé debe superar solamente la fricción y la resistencia de los muelles idénticos a los muelles 97, 105.

Las válvulas convencionales de este tipo están caracterizadas por bajas presiones iniciales, inferiores a $0,35 \text{ kg/cm}^2$ (5 libras/pulgada²), ya que las presiones de activación y de descarga de las secciones de relé ocurren a lo largo de una curva situada a una corta distancia y paralelamente a la curva en línea recta H de la figura 4, que representa una situación hipotética en la cual las presiones aplicadas a los ejes delantero y posterior son aproximadamente idénticos para todos los niveles de aplicación. Este comportamiento paralelo ha sido modificado corrientemente mediante la utilización de válvulas de relación, intercaladas generalmente en las tuberías de presión que conducen al eje delantero, como se representa gráficamente en la figura 3 y en la figura 2 de las Patentes de los Estados Unidos a nombre de Bueler, números 3.776.602 y 3.776.603, respectivamente. El funcionamiento de un freno de esta naturaleza está caracterizado por un valor bajo de la presión inicial que da lugar solamente a una ligera diferencia en el accionamiento inicial o accionamiento con fuerza de frenado reducida que se aplica a ambos ejes.

Como se considera actualmente, se estima más ventajoso aplicar a un eje una fuerza de frenado apreciablemente o sustancialmente más importante que la que se aplica al otro eje, para los niveles de fuerza reducida que empiezan con presiones nulas. La fuerza de frenado puede aplicarse a un eje mediante

una presión inicial $[P(\text{inicial})]$ que tiene un valor que puede alcanzar un valor de $1,4 \text{ kg/cm}^2$ (20 libras/pulgada²). Por tanto, el principio del invento consiste en una estructura de válvula por medio de la cual puede desarrollarse el nivel deseado de presión inicial que permite frenar un eje antes de que se rebase la presión inicial, después de lo cual se inicia el frenado del otro eje. El invento proporciona igualmente la estructura por medio de la cual la diferencia de presión entre los dos ejes se reduce progresivamente cuando aumenta la fuerza de frenado total aplicada al vehículo. Cuando la fuerza de frenado aumenta, esta diferencia puede anularse y puede transformarse en una diferencia negativa o inversa para las fuerzas de frenado elevadas, tal y como se ilustra por medio de las curvas N y Q de la figura 4.

Los puntos situados a lo largo de cada línea recta de la figura 4 indican un valor de abscisa de la presión producida por el pedal (P1) en la sección primaria de la válvula. Los valores representados en ordenada (P2) son los valores de presiones correspondientes procedentes de la sección de relé.

Las curvas N y Q representan el comportamiento de dos válvulas diferentes de acuerdo con el invento, que tienen valores $P(\text{iniciales})$ de $0,7 \text{ kg/cm}^2$ y $1,4 \text{ kg/cm}^2$ (10 y 20 libras/pulgada²). La curva P representa el efecto que produce sobre una válvula convencional el incremento de las fuerzas Sa, Sb, o

($S_a + S_b$) de los muelles 97 y 105. Una válvula de acuerdo con la curva P no permite obtener un funcionamiento aceptable, ya que el incremento de la fuerza del muelle no realiza la igualdad de las diferentes presiones aplicadas a los ejes cuando las fuerzas de frenado son más elevadas, y por tanto no se incluye en el alcance del presente invento.

De acuerdo con el invento y con las curvas N y Q, la diferencia entre las presiones de accionamiento de freno aplicadas a los dos ejes disminuye desde un valor máximo P (inicial) en presencia de presiones bajas hasta un valor nulo cuando se aplica a ambos ejes una presión de $5,6 \text{ kg/cm}^2$ (80 libras/pulgada²). Las curvas N y Q ilustran además el hecho de que la presión de accionamiento del eje cuya presión está limitada a fuerzas de frenado inferiores aumenta realmente con relación a la fuerza aplicada al eje no limitado, cuando las fuerzas de frenado son superiores a $5,6 \text{ kg/cm}^2$ (80 libras/pulgada²), si la presión de alimentación máxima es igual a 7 kg/cm^2 (100 libras/pulgada²) o más.

La válvula 40 funciona en el sistema de la figura 2 en ausencia de una válvula de relación tal como la válvula 24 de la figura 1. Sin embargo, una válvula de apertura rápida (no representada) puede utilizarse en lugar del conector en T, 109, adyacente al eje delantero. Por los motivos que se indican más arriba, la utilización de la válvula 40 para su-

ministrar una presión no limitada a partir de la sección primaria de la válvula hasta el eje delantero con una presión modificada aplicada al eje posterior es preferible en instalaciones de tractor-rasador y en algunas instalaciones de camiones.

Una característica importante del presente invento es la relación que existe entre las superficies A1, A2, A3 y A4 indicadas en la figura 4 y, evidentemente, los diámetros correspondientes D1, D2, D3 y D4, respectivamente. De acuerdo con un ejemplo de construcción de una válvula de control doble 40 prevista para funcionar a una presión de depósito de 7 kg/cm² (100 libras/pulgada²) y con una presión inicial de 1,05 kg/cm² (15 libras/pulgada²), existen las siguientes relaciones de construcción aproximadas:

A3 = 2,86 x A4; A1 = 0,244 x A4; A2 = 14,2 x A4. Los diámetros respectivos de A1, A2, A3 y A4 son 9,399 mm (0,37 pulgada) (D1); 71,12 mm (2,80 pulgadas) (D2); 32 mm (1,26 pulgadas) (D3); y 18,79 mm (0,74 pulgada) (D4).

Las superficies respectivas de A1, A2, A3 y A4 en cm² son respectivamente de 0,683; 39,67; 7,99 y 2,79 (0,106, 6,15, 1,24 y 0,433 pulgadas², respectivamente). Esta válvula funciona de acuerdo con una curva en línea recta (no representada) que se produce aproximadamente a mitad de camino entre las curvas N y Q de la figura 4.

Para que la presión de salida P2, y la pre-

sión de suministro de la sección de relé, desarrollada en la cámara 54 se igualen cuando la fuerza aplicada al freno tiene un nivel elevado, es esencial que la pendiente de la curva de la válvula sea superior a 1. La curva H ilustra una pendiente de válvula igual a 1.

Suponiendo que las curvas H y Q sean curvas características del comportamiento de las válvulas de acuerdo con el invento, la sección primaria de la válvula debe activarse con una presión inicial, $P_1(\text{inicial})$, de $1,05 \text{ kg/cm}^2$ (15 libras/pulgada²) que se define como siendo la presión la cual, al ser rebasada, pone en funcionamiento la sección de relé de la válvula. Otra suposición consiste en que se adopta un valor de presión para el cual las presiones procedentes de ambas secciones son iguales cuando la fuerza aplicada al freno es importante. Por un cierto número de motivos prácticos, se ha adoptado una presión de $5,6 \text{ kg/cm}^2$ (80 libras/pulgada²) como punto de igualación de las presiones de aire P_1 y P_2 . La adopción de valores de presión específicos para $P_1(\text{inicial})$ y para la presión de igualación, permite obtener en la curva dos puntos que determinan la pendiente sobre la cual puede basarse el diseño de la válvula. La pendiente de una curva que tiene una presión inicial de $1,05 \text{ kg/cm}^2$ (15 libras/pulgada²) y una presión de $5,6 \text{ kg/cm}^2$ (80 libras/pulgada²) para obtener la igualación, es de 1,23. Se ha comprobado que la ecuación

aplicada a la presión inicial solamente, es aproximadamente la siguiente:

$$\text{pendiente} = \frac{A2 - A1}{A2 - A3} = 1,23$$

5

en la cual A1, A2, A3 y A4 son los valores indicados en la figura 4. La pendiente es el factor determinante de la igualación.

La relación determinante para establecer la presión inicial P1(inicial) se expresa por la siguiente ecuación:

$$P1(\text{inicial}) = \frac{Sa + Sb + P + P5 (A3 - A4)}{A2 - A1}$$

15

De acuerdo con el invento, A3 es siempre superior a A4. Los valores de (A3 - A4) pueden encontrarse fácilmente con la ayuda de estas ecuaciones eligiendo los valores de A2 o D2 de tal manera que D2 corresponda por ejemplo de 50,8 a 76,2 mm (2 - 3 pulgadas)

20

lo que permite adaptar la válvula al espacio práctico disponible en el cañón, y manteniendo el valor de D1 suficientemente importante, por ejemplo entre 6,35 y 12,7 mm (1/4 a 1/2 pulgadas) para que se obtenga

25

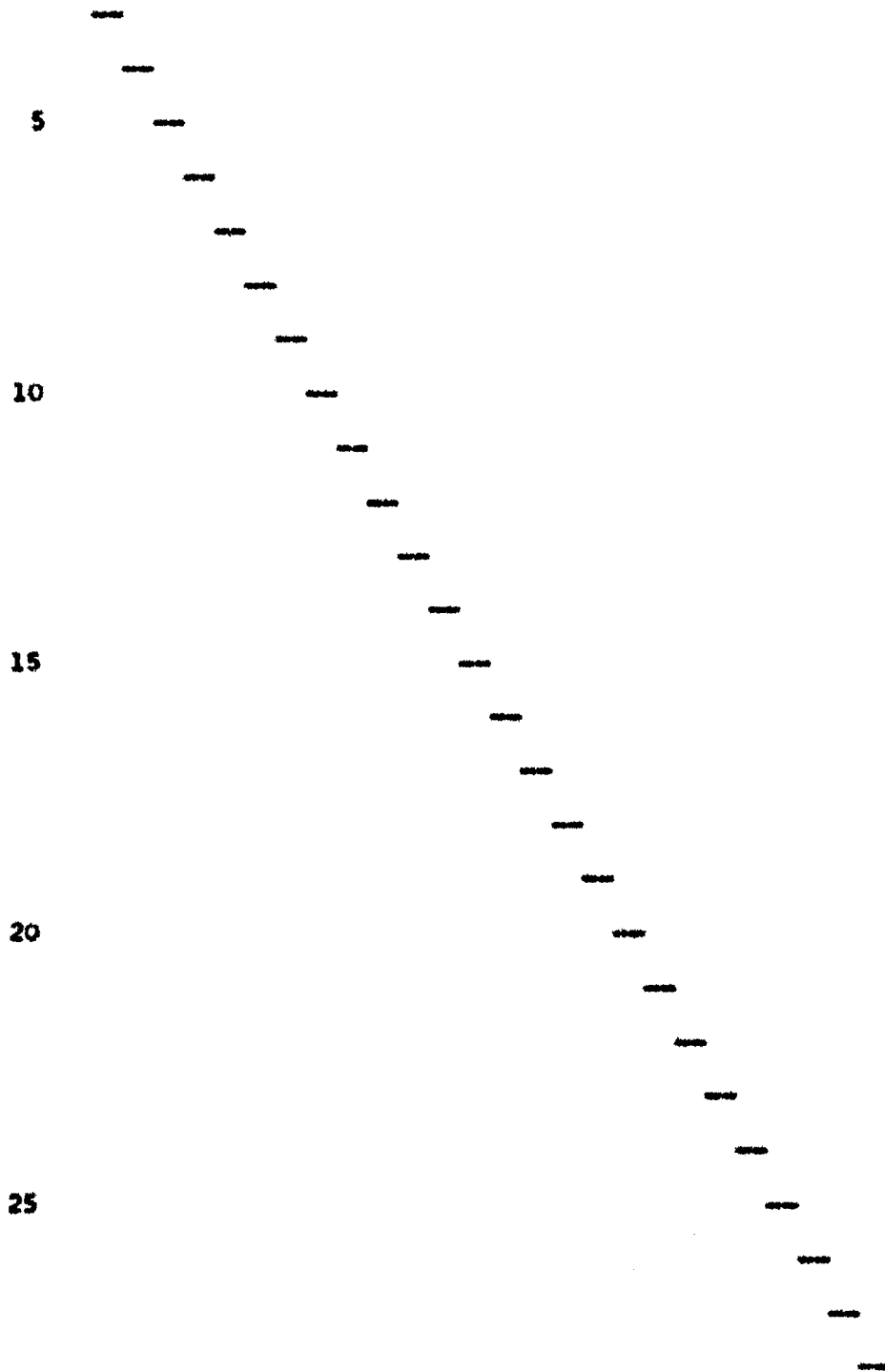
una circulación de aire sustancialmente no obstaculizada a través de este diámetro. Con las dimensiones A2 y A1 así establecidas, es evidente que la relación que existe entre A3 y A4 es de primordial importancia y puede ser aumentada o reducida según se desea para

conseguir un incremento o una reducción del valor de P_1 (inicial). Por tanto, para aumentar P_1 (inicial) es posible aumentar A_3 o reducir A_4 , o efectuar ambas operaciones al mismo tiempo, para incrementar el va-
5 lor de $(A_3 - A_4)$.

El significado de lo que antecede reside en que se aprovechan en el presente invento dos factores principales: (1) el nivel de la presión inicial, P_1 (inicial) y, (2) la influencia de la expresión $\frac{A_2-A_1}{A_2-A_3}$
10 en la obtención de una curva de funcionamiento de la válvula con una pendiente superior a la unidad, es decir superior a 1.

La válvula que ha sido descrita e ilustra-
da particularmente aquí constituye una válvula de con-
15 trol de freno neumático doble capaz de establecer un perfil deseado de diferencias de presión y de relaciones de presión en una gama de funcionamiento, que se extiende desde una presión baja hasta una presión elevada, en el equipo de frenado de ruedas delanteras
20 y posteriores de un camión o de un camión-tractor, sin utilizar una válvula de relación u otros aparatos separados de limitación de presión; se proporciona igualmente un sistema de freno en el cual toda la mo-
dulación de presión entre los ejes delantero y poste-
25 rior se realiza en una sola válvula, por ejemplo una válvula de control de aire doble; y además se utiliza una estructura de válvula de control doble de la técnica anterior accionada con el pie en el grado

práctico, necesitándose solamente una modificación limitada de esta última estructura.



REIVINDICACIONES

18.- Válvula de control de freno neumático doble y sistema con ello relacionado, caracterizados porque incluyen: un cárter dotado de cinco cámaras coaxiales
5 dispuestas sucesivamente entre una extremidad de recepción de fuerza de empuje, y una extremidad de descarga del aire, es decir concretamente: una primera cámara de suministro de presión que contiene un primer pistón que puede ser desplazado por medios exter-
10 nos; una segunda cámara de válvula que contiene un primer elemento de válvula que está normalmente acoplado de manera elástica con un asiento coaxial anular entre las primera y segunda cámaras, estando dicho elemento de válvula cuando está en posición inac-
15 tiva, separado por una pequeña distancia del primer pistón, pudiendo dicho primer elemento de válvula ser desplazado de dicho asiento por dicho primer pistón; una tercera cámara de relé de presión; una cuarta cámara de suministro de presión, estando dichas ter-
20 ra y cuarta cámaras definidas cada una parcialmente por una superficie interna cilíndrica y un segundo pistón que puede efectuar un movimiento de vaivén en ella y que separa la tercera cámara de la cuarta cámara; estando dicho segundo pistón empujado, cuando
25 está en estado inactivo, hacia la segunda cámara; y una quinta cámara ocupada por un segundo elemento de válvula normalmente apoyado elásticamente contra un asiento de válvula anular coaxial entre las cuarta y

quinta cámaras; estando dichos elementos de válvula y dicho segundo pistón abiertos céntricamente hacia dicha extremidad de escape; un conducto distinto de dichas cámaras y que interconecta aquellas extremidades de las primera y tercera cámaras que son adyacentes a la segunda cámara, para que dicho segundo pistón pueda efectuar un movimiento de vaivén debido a las variaciones de presión de aire transmitidas a partir de la primera cámara hasta dicha tercera cámara; teniendo cada una de dichas dos cámaras de suministro de presión un orificio de salida; teniendo cada una de dichas dos cámaras de válvula un orificio de entrada; teniendo dicho segundo pistón un conducto central abierto axialmente que tiene su región interna en comunicación abierta con las regiones internas de dichos elementos de válvula, teniendo dicho conducto una superficie de extremidad que puede acoplarse en contacto continuo con una superficie anular del segundo elemento de válvula pero que, cuando está en posición inactiva, se sitúa a una cierta distancia de este elemento; teniendo dicho segundo elemento de válvula una superficie externa cilíndrica guiada herméticamente con relación a una parte de pared de dicho cárter que rodea dicha quinta cámara; teniendo dicho segundo asiento de válvula un diámetro sustancialmente más importante que el diámetro de dicha superficie externa cilíndrica, de modo que, durante la utilización del aparato, pueda establecerse una

presión inicial importante en dichas primera y tercera cámaras antes de que la presión se establezca en el interior de la cuarta cámara.

2a.- Válvula de control de freno neumático doble y sistema con ello relacionado, según la reivindicación 1, caracterizados porque las cinco cámaras están definidas por un conducto central que atraviesa el cárter y que tiene una serie de superficies de paredes externas cilíndricas y coaxiales de diámetros diferentes, definiendo estas superficies las cámaras en el orden indicado.

3a.- Válvula de control de freno neumático doble y sistema con ello relacionado, según la reivindicación anterior, caracterizados porque el primer pistón está dispuesto en la primera cámara, en una posición de acoplamiento hermético con relación a la pared cilíndrica de la primera cámara en la cual puede efectuar un movimiento de vaivén, y está soportado de manera elástica por un muelle contra un tope adyacente a la extremidad del cárter que recibe la fuerza de empuje.

4a.- Válvula de control de freno neumático doble y sistema con ello relacionado, según la reivindicación 1, 2 ó 3, caracterizados porque la superficie de extremidad del conducto central abierto axialmente es anular.

5a.- Válvula de control de freno neumático doble y sistema con ello relacionado, según la reivindicación

anterior caracterizados porque se define A1 como siendo la superficie de sección transversal diametral de dicho conducto en una superficie externa del mismo que está acoplada hermeticamente de manera deslizante con una pared del cárter entre dichas segunda y tercera cámaras; A2 es la superficie de sección transversal diametral de dicho pistón; A3 es la superficie incluida dentro de dicho segundo asiento de válvula; A4 es la superficie de la sección transversal diametral de dicha superficie cilíndrica externa del segundo elemento de válvula; siendo $\frac{A2-A1}{A2-A3}$ superior a la unidad.

6.- Válvula de control de freno neumático doble y sistema con ello relacionado, según la reivindicación anterior, caracterizados porque está construida para crear una presión inicial en dichas primera y tercera cámaras igual aproximadamente a $1,05 \text{ kg/cm}^2$; y A1 es igual aproximadamente a $0,244 A4$; A2 es igual aproximadamente a $14,2 A4$; A3 es igual aproximadamente a $2,86 A4$.

7.- Válvula de control de freno neumático doble y sistema con ello relacionado, según la reivindicación 5, caracterizados porque las superficies de A1, A2 y A3 presentan una relación aproximada de 0,106, 6,15, 1,24 y 0,433 unidades de superficies, respectivamente.

8.- Válvula de control de freno neumático doble y sistema con ello relacionado, para vehículo dotado de un eje delantero y por lo menos de un eje trasero,

caracterizados porque incluye una válvula de control de freno neumático del tipo definido en cualquiera de las reivindicaciones 1 a 7; un dispositivo de suministro de aire bajo presión conectado con dichos orificios de entrada; unos frenos neumáticos separados para dichos ejes; un dispositivo de conducto exento de dispositivo limitador de presión, que conecta dicho orificio de salida de la primera cámara con dicho dispositivo de freno del eje delantero; y un dispositivo de conducto que conecta el orificio de salida de la cuarta cámara con dicho dispositivo de freno del eje trasero.

La presente solicitud de registro de Patente de Invención, debe recaer sobre:

15 9a.- VALVULA DE CONTROL DE FRENO NEUMATICO DOBLE Y SISTEMA CON ELLO RELACIONADO.

Todo ello según queda sustancialmente descrito en la presente memoria y reivindicaciones y representado por los adjuntos dibujos para los fines especificados.

Madrid, 27 ENE. 1973

El Agente Oficial

BERNARDO ALVAREZ

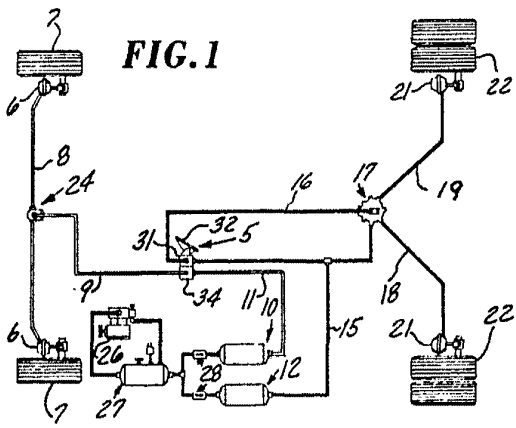


FIG. 1

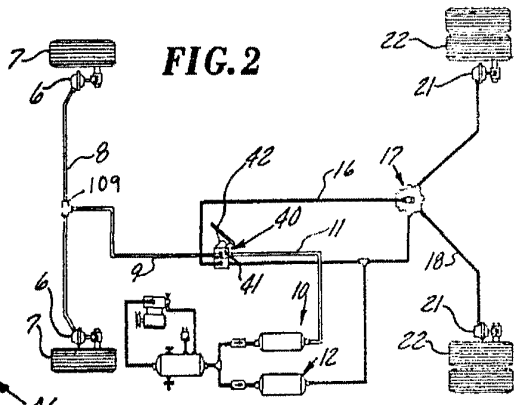


FIG. 2

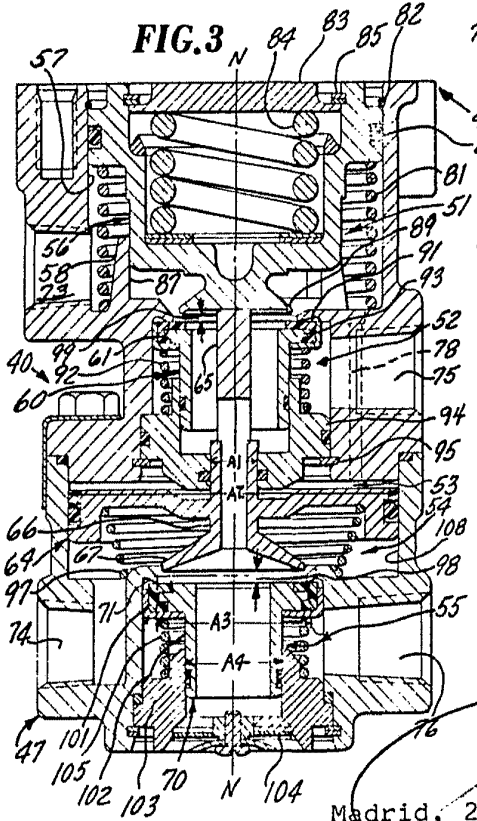


FIG. 3

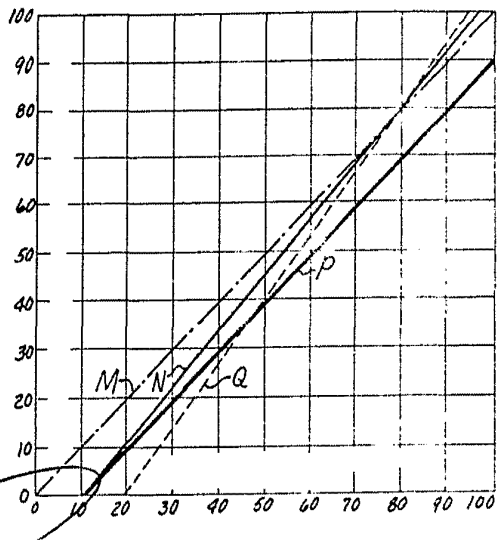


FIG. 4

Madrid, 27-1-1.978
 El Agente Oficial
 FERNANDO ALVAREZ

ESCALA VARIABLE