

201818

2



Int. Cl.: F16D

MEMORIA DESCRIPTIVA

QUE SE ACOMPAÑA A LA SOLICITUD DE REGISTRO DE
MODELO DE UTILIDAD

Por 20 años en España y Provincias de Ultramar
a favor de

MIDLAND-ROSS CORPORATION, de nacionalidad nortea-
mericana, domiciliada en 55, Public Square, Cle-
veland, Ohio 44113, USA.

Por:

"NUEVO SERVOFRENO HIDRAULICO".

Inventores: KENNETH BRUCE SWANSON y KENNETH D. JENSEN,
ambos de nacionalidad norteamericana, do-
miciliados en 11367 Mason Road, Rt. # 1,
Bannister, Michigan 48807, USA, y 809
Stevens Drive, Owosso, Michigan 48867,
USA, respectivamente.

Prioridad: Patente USA Nº 346.854 de fecha
2 de Abril de 1.973.



El invento se refiere a una válvula de control de presión y a un mecanismo de servofreno hidráulico destinados a ser utilizados en el sistema de frenos de un vehículo a motor.

5 En los mecanismos de servofreno hidráulicos que se emplean con sistemas de dirección asistida hidráulicos, particularmente aquellos que emplean la presión variable suministrada por la bomba de dirección asistida durante el tiempo en que se realizan correcciones de dirección y que incluyen también un dispositivo de válvula por medio del cual las presiones suministradas por la bomba de dirección asistida pueden ser ampliadas hasta la magnitud necesaria para accionar el servofreno, es necesario proteger no solamente la bomba de dirección asistida contra una presión excesiva sino también limitar la presión máxima que acciona el servomecanismo. En el servomecanismo, una presión excesiva dará lugar a que los frenos sean accionados con una fuerza capaz de deteriorar el mecanismo de frenado en las ruedas. De la misma manera, una presión excesiva en la bomba de dirección asistida hará funcionar una válvula de alivio de presión que protege la bomba de dirección asistida contra los desperfectos, pero que incapacita el sistema de dirección asistida. Por tanto, es necesario limitar la presión máxima que puede ser aplicada al servofreno. A este efecto, es posible utilizar una válvula reguladora de presión u otro mecanismo, pero es necesario que la válvula se abra y se cierre sustancialmente a la misma presión. Si no se satisfacen estas condiciones, el funcionamiento del servofreno hidráulico será errático, particularmente en final de carrera cuando toda la presión disponible ha sido utilizada y que la fuerza de frenado suplementaria debe ser eventualmente suminis-

10

15

20

25

30



trada por el esfuerzo físico del conductor. En el punto de saturación, la válvula de regulación de presión aísla el servofreno de la fuente de fluido bajo presión pero añadiendo fuerza física, el volumen de la cámara de accionamiento aumenta y la presión disminuye. La reducción de la fuerza de salida debida a la reducción de presión debe ser compensada bien por el conductor, lo que no es conveniente, o por el servomecanismo, lo que necesita que la válvula de regulación de presión se abra a un valor muy próximo de su valor de cierre para hacer comunicar la fuente de presión variable con el servofreno.

En los mecanismos de regulación de presión de la técnica anterior, no se ha obtenido un funcionamiento satisfactorio porque las presiones de abertura y de cierre tenían valores sustancialmente desiguales. Por consiguiente, la diferencial de presión de funcionamiento daba al conductor la sensación de una reducción de la eficacia de los frenos incluso si tenía que aumentar el esfuerzo ejercido por él sobre el pedal. De hecho, unas pruebas comparativas de la fuerza aplicada y de la energía resultante han confirmado esta impresión.

De acuerdo con el invento, se proporciona una válvula de control de presión que incluye un émbolo de forma alargada que puede deslizarse entre una primera y una segunda posición, limitando parcialmente una extremidad del émbolo una cámara destinada a contener fluido bajo presión mientras que la otra extremidad del émbolo está sometida a la acción de un dispositivo de orientación que empuja el émbolo hacia su primera posición, respondiendo el émbolo a una presión superior a un valor predeterminado por una superación de la fuerza del dispositivo de orientación y desplazándose a su segunda posición en la cual se establece la comunicación entre un conducto de entrada y un



conducto de salida, estando el émbolo provisto de alojamientos simétricos alrededor de su eje longitudinal, los cuales son capaces de contener el fluido y sirven para sostener el émbolo de modo que pueda deslizarse fácilmente en sentido axial entre la primera y la segunda posición.

El invento se entenderá más claramente leyendo la descripción particular que sigue de un ejemplo de realización del mismo que se da con referencia a los dibujos adjuntos en los cuales:

La figura 1 es una representación esquemática del mecanismo de servofreno hidráulico que incorpora el invento, representado relativamente a sus componentes asociados de un sistema de frenos de vehículo y de un sistema de dirección asistida de vehículos; y

La figura 2 es una vista en sección longitudinal de la porción reguladora de presión del servomecanismo hidráulico representado en la figura 1.

Haciendo referencia a los dibujos y en particular a la figura 1, se ve que un mecanismo de servofreno hidráulico 10 está incorporado en un sistema de dirección asistida del tipo de centro abierto en el cual una bomba de dirección asistida 12 mantiene continuamente en circulación el fluido hidráulico a través de una tubería 14 hasta un orificio de entrada 15 del mecanismo de servofreno hidráulico 10 y, a través del mecanismo de servofreno 10, hasta un orificio de salida 16 conectado por una tubería 17 a un mecanismo de dirección asistida 18 de un tipo utilizada para obtener la dirección asistida de un vehículo a motor. La bomba de dirección asistida 12 hace normalmente circular el fluido hacia el mecanismo de dirección asistida 18 en una gama de presiones incluidas aproximadamente entre 2,1



kg/cm² y 84 kg/cm² (30 y 1.200 libras/pulgada²) según si el conductor está haciendo, o no una corrección de dirección. El fluido hidráulico vuelve desde el mecanismo de dirección asistida 18 a través de una tubería de retorno 20 a un depósito de fluido asociado con la bomba de dirección asistida 12. La presión de retorno del fluido hidráulico es aproximadamente de 0,35 kg/cm² (5 libras/pulgada²). El fluido que circula desde la bomba de dirección asistida hasta el mecanismo de dirección asistida se utiliza durante el funcionamiento del mecanismo de servofreno 10 y este fluido después de haber sido utilizado vuelve a través de un orificio de salida 21 a un conducto 22 y depósito de la bomba de dirección asistida 12.

El mecanismo de servofreno 10 es accionado por un pedal 24 que desplaza un elemento de accionamiento 26 para controlar el funcionamiento del servofreno 10 con el fin de aumentar la presión en un cilindro principal doble de tipo convencional 28, que transmite la presión hidráulica a través de una tubería de freno 30 a los frenos delanteros 32 del vehículo y a través de una tubería de freno 34 a los frenos posteriores 36 del vehículo.

El fluido a presión variable que es suministrado por la bomba de dirección asistida 12 al orificio de entrada 15 se suministra también a través de un conducto 40 a una cámara anular 42 formada en el carter 44 del servomecanismo 10 y que rodea el elemento de accionamiento o émbolo 26. El émbolo 26 tiene una cavidad 46 que se extiende axialmente y en la cual está situado un vástago de válvula 48 que está presionado por un muelle 50 de modo que un refuerzo 52 situado en el vástago 48 cierre un orificio de entrada de válvula 54 en la extremidad del émbolo 26. El vástago de válvula 48 está provisto de una porción que



se extiende hacia adelante y que forma un elemento de válvula de escape 56 que está normalmente separado del orificio de válvula de escape 58 formado en un émbolo de accionamiento 60 montado de manera que pueda realizar un movimiento de vaivén en un agujero 62 del carter 44 del servomecanismo. El émbolo 60 forma una cámara de accionamiento 64 en el agujero 62, en un lado del émbolo de accionamiento 60, y esta cámara está adaptada para recibir fluido bajo presión con el fin de desplazar el émbolo de accionamiento 60 hacia la izquierda desde la posición representada en la figura 1 para accionar el cilindro principal 28 y los frenos 32 y 36.

La presión suministrada a la cámara anular 42 es utilizada por el dispositivo de control formado por la válvula de entrada 52, 54 y la válvula de escape 56, 58 con el objeto de hacer entrar el fluido bajo presión en la cámara de accionamiento 64 para desplazar el émbolo de accionamiento 60 hacia la izquierda según se ve en la figura 1, con el fin de accionar el cilindro principal 28 y los frenos. La aplicación de los frenos es determinada por una presión ejercida sobre el pedal 24, el cual desplaza el elemento de accionamiento 26 y el vástago de válvula 48 hacia la izquierda, en bloque, hasta que el elemento de válvula de escape 56 entre en contacto con el émbolo de accionamiento 60 y cierre el orificio de escape 58. Un movimiento suplementario del pedal 24 provoca el desplazamiento del émbolo 26 con relación al vástago de válvula 48 que se encuentra ahora en posición estacionaria, de modo que el émbolo 26 se desplaza en contra de la resistencia del muelle 50, y el refuerzo 52 se separa del elemento de válvula de entrada y abre el orificio 54. El fluido bajo presión variable penetra a partir de la cámara anular 42, a través de un conducto radial 66, en la cavidad 46



del émbolo y, a través del orificio de entrada de válvula 54, en la cámara de accionamiento 64 dando lugar a que el émbolo 60 se desplace hacia la izquierda para accionar el cilindro principal 28. Cuando se deja de aplicar presión al pedal 24, la válvula de entrada 52, 54 se cierra y la válvula de escape 56, 58 se abre a continuación, de modo que la presión que reina en la cámara de accionamiento 64 desaparece a través del orificio de escape 58 y de un conducto 68 situado en el émbolo de accionamiento 60 hacia la cámara de escape 70 formada en el carter 44 del servomecanismo y hacia el orificio de retorno 21 y la tubería 22 hasta la bomba de dirección asistida 12.

El fluido a presión variable que se proporciona al orificio de entrada 15 del servomecanismo y, a partir de este punto a la cámara anular 42, tiene una presión que está determinada por la potencia de la bomba de dirección asistida, la cual depende del hecho de que se esté realizando o no una corrección de dirección. La bomba de dirección asistida suministra normalmente una presión de aproximadamente $2,1 \text{ kg/cm}^2$ (30 libras/pulgada²) cuando no se realizan correcciones de dirección y mientras se hacen correcciones de dirección esta presión puede aumentar hasta 84 kg/cm^2 (1.200 libras/pulgada²). Si la presión proporcionada al servomecanismo 10 no es suficiente para su funcionamiento en caso de tener que ser aplicados los frenos, la presión suministrada a la cámara anular 42 aumenta hasta la magnitud necesaria gracias al funcionamiento de la válvula de estrangulamiento o de demanda de presión 72.

La válvula de demanda de presión 72 tiene la forma de un émbolo escalonado 74 montado de manera deslizante en un agujero del carter 44 del servomecanismo, y que tiene una extremidad más ancha orientada hacia la cámara 76 y que comunica por



medio de un conducto 78 con la cámara de accionamiento 64. La otra extremidad del émbolo 74 tiene un diámetro más reducido y está sometida a la presión que reina en una cámara 80 que comunica con el orificio de entrada 15 y con el orificio de salida 16. El émbolo 74 se desplaza hacia la izquierda para limitar el paso entre el orificio de entrada 15 y el orificio de salida 16, y por tanto la bomba 12 está obligada a suministrar una presión más elevada. Cuanto más lejos el émbolo 74 se desplaza hacia la izquierda, tanto más se limita la circulación del fluido y tanto más elevada es la presión que se establece en el orificio de entrada 15. El émbolo 74 es presionado hacia la izquierda por la presión que reina en la cámara de accionamiento 64, y a éste movimiento se opone la presión que reina en el orificio de entrada 15 y que actúa sobre la parte derecha del émbolo 74. La diferencia de tamaño entre los dos extremos del émbolo 74 hace que la presión que reina en el orificio de entrada 15 conserva un valor ligeramente superior al de la presión utilizada por el servomecanismo 10 en la cámara de accionamiento 64.

En la Memoria de Patente copendiente N° 197.655 del 19 de Noviembre de 1.973 a nombre del mismo solicitante, se describe detalladamente un servomecanismo que utiliza una válvula de demanda de presión y un mecanismo de válvula de control.

La presión que se suministra al dispositivo de control o al mecanismo de válvula 52, 54 y 56, 58 del servomecanismo 10 está determinada por la potencia de salida de la bomba de dirección 12 mientras se están realizando correcciones de dirección o por la válvula de demanda de presión 72 durante el accionamiento de los frenos. La presión máxima que puede suministrarse viene determinada por una válvula reguladora de presión 82 que se representa en la figura 1, situada entre el orificio de entrada



15 a partir de la bomba de dirección asistida 12 y el dispositivo de control 52, 54 y 56, 58 del servomecanismo 10.

5 Como se representa más claramente en la figura 2, la válvula reguladora de presión 82 incluye un agujero 84 situado en el carter del servomecanismo 44 que tiene un orificio de entrada 86 que comunica con el orificio de entrada 15 y un conducto de salida 88 que comunica con el conducto 40 de la cámara anular 42 y el mecanismo de válvula de control de servomecanismo. Un émbolo 90 de forma alargada está dispuesto de manera que pueda deslizarse en el agujero 84 y su superficie exterior está provista de un par de surcos anulares relativamente anchos 92 y 94, los cuales, en la posición representada, comunican con el conducto de entrada 86 y el conducto de salida 88 respectivamente. La extremidad superior del émbolo 90 sobresale en una porción de 10 agujero ensanchada 96 y tiene un elemento de disco 98 sujeto al 15 agujero ensanchada 96 y tiene un elemento de disco 98 sujeto al émbolo 90 por medio de un tornillo 99. El elemento de disco 98 forma un asiento para las extremidades inferiores de un par de muelles de fuerza reducida 101 y 102 montados concéntricamente. Las extremidades superiores opuestas de los muelles 101 y 102 20 se asientan en un agujero ciego 104 formado en un elemento de caperuza 105 que está enroscado en un orificio 106 del carter 44 del servomecanismo y cuya estanqueidad a los fluidos está asegurada por una junta 108.

25 El émbolo 90 está provisto de una cámara axial de forma alargada 110, formada por un agujero ciego que tiene su extremidad abierta cerrada de manera hermética a los fluidos por el tornillo 99 que mantiene el disco 98 en el émbolo 90. La cámara 110 comunica con el surco de entrada 92 por medio de un par de conductos radiales alineados 112 y con el surco de salida 94 por 30 medio de otro par de conductos radiales alineados 114. En la po-



sición representada en la figura 2, el fluido bajo presión puede pasar libremente a través del conducto de entrada 86 hacia el surco de entrada 92 y a través de los conductos radiales 112 hasta la cámara 110 a partir del cual recorre los conductos radiales 114 hasta el surco de salida 94 y el conducto de salida 88 hasta la cámara anular 42.

La extremidad inferior del émbolo 90 forma en el agujero 84 una cámara de control 116 la cual comunica continuamente, por medio de un conducto 118 dispuesto angularmente, con el conducto de salida 88. Las extremidades del conducto angular 118 y de la cámara de control 116 están cerradas herméticamente por un obturador 120 y la junta 121 montada en un orificio del carter 44 del servomecanismo.

El émbolo 90 está provisto igualmente de una pluralidad de surcos anulares estrechos 123, 124 y 125. Un grupo de surcos 123 están dispuestos entre los conductos radiales 112 y 114; un par de surcos 124 están dispuestos en posición adyacente a la extremidad superior del émbolo 90 y un grupo de surcos 125 están dispuestos en posición adyacente a la extremidad inferior del émbolo 90. El fluido a presión variable que tiende a filtrarse entre el émbolo 90 y la pared del agujero 84 penetra en los surcos 123, 124 y 125 y tiende a sostener el émbolo 90 en alineación exacta con el eje del agujero 84, lo que hace que la holgura anular mínima que existe entre el agujero 84 y el émbolo 90 sea tan uniforme como sea posible, lo que reduce la salida del fluido bajo presión. De esta manera, los surcos 123, 124 y 125 no solamente forman unos espacios que reciben el fluido, sinó que el fluido que contienen tiene una función de estanqueidad que reduce al mínimo los escapes de fluido entre el agujero y el émbolo, lo mismo que sirve para lubricar el émbolo de modo que pueda des-



plazarse facilmente de manera deslizante. Cualquier fluido que pueda filtrarse más allá de ambos surcos 124 y que pueda penetrar en la cámara 96 puede atravesar el conducto de purga 126 llegando a la tubería de retorno 21 (figura 1) que está sometida a la presión más baja del sistema.

El émbolo 90 está igualmente provisto de zonas anulares lisas 127 y 128. La zona lisa 127 está dispuesta entre los surcos 123 y el surco de entrada 112 y la zona lisa 128 está dispuesta entre los surcos anulares 125 y el surco de salida 94. La presión del fluido en la cámara de control 116, que alcanza una magnitud suficiente para rebasar la fuerza de los muelles 101 y 102, desplaza el émbolo 90 hacia arriba como se ve en la figura 2, de modo que la zona lisa 127 obstruye la entrada 86 y que la zona lisa 128 obstruye el orificio de salida 88. De esta manera, ambos orificios de entrada y de salida se cierran separadamente y quedan aislados el uno del otro así como de la cámara 110.

El surco de entrada 92 relativamente ancho y el surco de salida 94 actúan también como los surcos 123, 124 y 125 para sostener el émbolo en su agujero. En la posición abierta del émbolo, el fluido en circulación, fluye alrededor de los surcos anulares y en la posición cerrada el fluido queda aprisionado en los surcos 92 y 94.

En las condiciones de funcionamiento normales, el fluido bajo presión que penetra en la entrada 86 a partir de la bomba de dirección asistida 12 queda libre de atravesar la válvula de regulación de presión 82 para llegar a la cámara anular 42 y al dispositivo de control formado por la válvula de entrada 52, 54 y la válvula de salida o de escape 56, 58. Sin embargo, cuando la presión en el orificio de entrada se acerca a un valor má-



ximo predeterminado, por ejemplo cuando se está realizando una corrección de dirección o cuando el servomecanismo 10 es accionado con una presión que se acerca al valor máximo predeterminado, la válvula reguladora de presión 82 se cierra porque la presión en el orificio de entrada se transmite también a la cámara de control 116 haciendo que el émbolo 90 se desplace hacia arriba en contra de la acción de orientación de los muelles 101, 102. A continuación, cualquier incremento de la presión del fluido suministrado por la bomba de dirección asistida 12 no se transmite al servomecanismo 10. Además, el servomecanismo 10 no puede activar la válvula de demanda de presión para exigir más presión de la bomba de dirección asistida 12 porque se necesitaría en la cámara 76 de la válvula de demanda de presión una presión superior al valor predeterminado.

La válvula reguladora de presión 82 permanecerá cerrada mientras la presión en la cámara anular 42 esté mantenida al nivel predeterminado por el funcionamiento del servomecanismo 10. El émbolo 90 se desplazará hacia abajo, debido a la acción de los muelles 101 y 102 abriendo los orificios de entrada y de salida 86 y 88 cuando la presión en la cámara anular 42 y por tanto en la cámara de control 116 disminuye por debajo del valor predeterminado. En este momento, si la presión procedente de la bomba de dirección asistida 12 es superior al valor predeterminado, la presión aumentará en la cámara anular 44 y en la cámara de control 116 hasta el valor predeterminado y, en este momento, el regulador de presión 82 cerrará de nuevo el orificio de entrada 86 y el orificio de salida 88. Por otra parte, si la presión procedente de la bomba 12 es inferior al valor predeterminado, la válvula reguladora de presión 88 permanecerá abierta hasta que la bomba 12 suministre una presión excesiva como resultado



de las correcciones de dirección o bien hasta que la presión máxima sea exigida por la válvula de demanda de presión 72.

En la práctica real, y con un servomecanismo funcionando a una presión máxima predeterminada de 56 kg/cm^2 (800 libras/pulgada²) la válvula reguladora de presión 82 se cerraría, idealmente, cuando la presión aumente hasta el nivel de 56 kg/cm^2 (800 libras/pulgada²) y se abrirá de nuevo instantáneamente al disminuir la presión por debajo de 56 kg/cm^2 (800 libras/pulgada²). Sin embargo, estas condiciones ideales no pueden ser obtenidas en razón de la fricción que existe entre las piezas móviles y en razón de la dinámica del fluido a presión relativamente elevada. Se ha comprobado en un modo de realización real del invento que la diferencial de presión entre el cierre y la abertura puede ser reducida a menos de $1,4 \text{ kg/cm}^2$ (20 libras/pulgada²) mientras que en los dispositivos de la técnica anterior la diferencial de presión era de 7 kg/cm^2 o más (100 libras/pulgada²).

En el modo de realización presente del invento, se considera que la reducción al mínimo de la diferencial entre las presiones de abertura y de cierre se debe a la eliminación de las juntas convencionales en el émbolo, las cuales no hacen más que aumentar la resistencia a la fricción. Los surcos anulares 123, 124 y 125, por otra parte, sostienen el émbolo 90 sobre una capa uniforme de fluido para reducir al mínimo la fricción y, al mismo tiempo, para minimizar los escapes de fluido hasta el punto de que no se necesiten ya juntas convencionales. Además, los muelles de fuerza reducida 101, 102 permiten un movimiento relativamente amplio del émbolo 90 sin aumentar sustancialmente la fuerza que debe ser suministrada para rebasar la tensión de los muelles al nivel de presión predeterminado elegido. Igualmente, el fluido bajo presión que penetra en el orificio de entrada 86



y que sale por el orificio de salida 88 atraviesa en primer lugar los surcos anulares 92 y 94, los cuales, como los surcos de estanqueidad 123, 124 y 125, contribuyen a sostener el émbolo 90 de modo que pueda deslizarse facilmente y el fluido bajo presión es conducido desde el orificio de entrada 86 hasta el orificio de salida 88 pasando por la cámara axial 110 lo que reduce al mínimo el efecto del fluido que circula axialmente por el agujero 84 y que, sin esta disposición, actuaría sobre el émbolo 90.

La importancia de una diferencial reducida entre las presiones de abertura y de cierre de la válvula reguladora de presión 82 cobra una importancia particular en el llamado punto de saturación del servomecanismo 10. Este punto corresponde al momento en que la presión máxima disponible, por ejemplo 56 kg/cm² (800 libras/pulgada²) ha sido utilizada para el frenado y en el cual cualquier fuerza suplementaria aplicada al cilindro principal 28 debe ser producida por la fuerza física ejercida por el conductor sobre el pedal 24. En este caso, el émbolo 26 y el vástago 48 de la válvula entran en contacto con el émbolo de accionamiento 60 y lo empujan hacia la izquierda para aumentar la potencia aplicada al cilindro principal 28. Sin embargo, cuando el émbolo de accionamiento 60 se desplaza hacia la izquierda, el volumen del fluido contenido en la cámara de accionamiento 64 aumenta lo que disminuye la presión por debajo del valor de 56 kg/cm² (800 libras/pulgada²). Si no se compensa inmediatamente esta reducción de presión, proporcionando una presión suplementaria para que la presión en la cámara de accionamiento tome nuevamente el valor máximo de 56 kg/cm² (800 libras/pulgada²), la fuerza obtenida a la salida disminuirá en razón de la falta de presión y el conductor deberá ejercer una fuerza más importante sobre el pedal. Para compensar la reducción de presión, la válvula regula-



dora de presión 82 debe abrirse sustancialmente a una presión sustancialmente igual presión a la cual se cierra. Por ejemplo, si el punto de saturación se sitúa en 56 kg/cm^2 ($800 \text{ libras/pulgada}^2$) en la cámara de accionamiento y si la válvula reguladora de presión no se abre nuevamente mientras la presión no disminuya hasta 49 kg/cm^2 ($700 \text{ libras/pulgada}^2$), la fuerza que corresponde a estos 7 kg/cm^2 de presión ($100 \text{ libras/pulgada}^2$) deberá ser suministrada ahora por la fuerza física del conductor. En este caso el conductor experimenta una sensación particular desagradable al llegar al punto de saturación, ya que se producirá una reducción real de la fuerza de frenado incluso aunque el conductor haya ejercido con su pie una fuerza suplementaria sobre el pedal. Con el modo de realización actual del invento esta forma de funcionamiento se evita y la transición a partir del frenado realizado por el servomecanismo, en el punto de saturación, se hace sin reducción de la energía aplicada a los frenos.

Puede verse ahora que se proporciona un servomecanismo hidráulico que está provisto de una válvula reguladora de presión que se cierra para limitar la presión máxima a la cual funciona el servomecanismo y que se abre igualmente para que la presión sea disponible para compensar cualquier reducción de presión, realizándose tanto la abertura como el cierre de la válvula sustancialmente para el mismo valor de la presión. Esto se obtiene reduciendo al mínimo los efectos de fricción y de circulación del fluido sobre la válvula de regulación de presión mediante la utilización de un émbolo dotado de surcos que asegura la hermeticidad del émbolo mediante películas de fluido que sirven también para lubricar el émbolo y dirigiendo la circulación del fluido a través del émbolo para reducir los efectos de la circulación del fluido.



Puede verse que el aparato que ha sido descrito e ilustrado aquí de manera más particular es un mecanismo de servofreno hidráulico que está provisto de una válvula reguladora de presión la cual, a un nivel de presión predeterminado, responde a un incremento de presión mediante el cierre y el aislamiento del servomecanismo respecto a la fuente de presión variable y la cual, a un nivel de presión sustancialmente idéntico responde a una reducción de la presión haciendo comunicar el servomecanismo con la fuente.

En un aparato de este tipo, se ha descrito una válvula reguladora de presión que se cierra y permanece cerrada cuando la presión alcanza un nivel predeterminado y que se abre sustancialmente a la misma presión cuando ésta disminuye por debajo de este nivel.

El servomecanismo hidráulico que se describe aquí de manera más particular incorpora una válvula reguladora de presión que se abre y se cierra con una diferencial de presión mínima mediante la reducción al mínimo de los efectos de la fricción y de la circulación dinámica, gracias a la utilización de surcos receptores de fluido, algunos de los cuales actúan como juntas herméticas mientras que otros sirven para recibir y distribuir el fluido, actuando todos ellos para sostener el elemento de cierre de modo que pueda desplazarse fácilmente bajo el efecto de la presión. Dicha válvula reguladora de presión está provista de surcos anulares que sirven para sostener un émbolo de control deslizante en su agujero sobre el fluido que se filtra entre el émbolo y el agujero, permitiendo un movimiento deslizante fácil del émbolo, y que llega al otro de los surcos a partir del cual este fluido es suministrado al mecanismo de control del servomecanismo para reducir los efectos de la circula-



5 ción del fluido sobre el émbolo. Los surcos actúan como juntas de fluido, evitando la necesidad de utilizar juntas convencionales que dan lugar a una fricción que ha de ser superada y, al mismo tiempo, lubrican el émbolo, el cual puede así desplazarse fácilmente sustancialmente sin fricción.

10 Descrita suficientemente en lo que precede la naturaleza del Modelo, así como el modo de llevarlo ventajosamente a la práctica y demostrado que constituye un positivo adelanto técnico en la construcción de válvulas de control de presión y mecanismo de servofreno hidráulico destinados a ser utilizados en el sistema de frenos de un vehículo a motor, es por lo que se solicita registro de Modelo de Utilidad, por veinte años en España y Provincias de Ultramar, haciendo constar que las disposiciones anteriormente indicadas, son susceptibles de modificaciones de detalle, en cuanto no alteren su principio fundamental, siendo lo que constituye la esencia del referido invento, lo que a continuación se especifica en las siguientes:

R E I V I N D I C A C I O N E S

15 1ª.- Nuevo servofreno hidráulico, que comprende una válvula de control de presión, que incluye un émbolo de forma alargada, que puede deslizarse en un agujero entre una primera posición y una segunda posición, limitando una extremidad del émbolo parcialmente una cámara para contener fluido bajo presión mientras que la otra extremidad del émbolo está sometida a la acción de un dispositivo de orientación que empuja el émbolo hacia su primera posición, respondiendo el émbolo a una presión superior a un valor predeterminado, rebasando la fuerza del dispositivo de orientación y desplazándose a su segunda posición en la cual se establece la comunicación entre un orificio de entrada y un conducto de salida, que se caracteriza porque el ém-

20

25

30



5 bolo está provisto de alojamientos simétricos alrededor de su eje longitudinal, pudiendo dichos alojamientos contener el fluido y sirviendo para sostener el émbolo de modo que pueda deslizarse fácilmente en el sentido axial entre las primera y segunda posiciones.

10 2ª.- Nuevo servofreno hidráulico, que comprende una válvula de control de presión, según la reivindicación anterior, en la cual los conductos de entrada y de salida definen unos orificios en su unión con el agujero cilíndrico en el cual puede deslizarse el émbolo, caracterizándose porque el émbolo está provisto de zonas lisas dispuestas respectivamente de manera que cierren los orificios cuando el émbolo está en su segunda posición.

15 3ª.- Nuevo servofreno hidráulico, que comprende una válvula de control de presión, según reivindicaciones 1ª ó 2ª, que se caracteriza porque los alojamientos están formados por surcos anulares en el émbolo.

20 4ª.- Nuevo servofreno hidráulico, que comprende una válvula de control de presión, según la reivindicación anterior, en la medida en que depende de la reivindicación 2ª, caracterizándose porque los surcos están dispuestos en dos grupos que están situados en las extremidades opuestas del émbolo, estando los orificios de entrada y de salida situados entre los dos grupos.

25 5ª.- Nuevo servofreno hidráulico, que comprende una válvula de control de presión, según la reivindicación anterior, que se caracteriza porque incluye otro grupo de surcos entre los orificios.

30 6ª.- Nuevo servofreno hidráulico, que comprende una válvula de control de presión, según una cualquiera de las anteriores reivindicaciones, que se caracteriza porque el dispositivo de



orientación en un muelle de fuerza reducida que permite un amplio movimiento del émbolo.

5 7ª.- Nuevo servofreno hidráulico, que comprende una válvula de control de presión, según la reivindicación 3ª, o según una reivindicación que dependa de ésta, que se caracteriza porque el émbolo tiene unos primero y segundo surcos anulares que presentan en la dirección axial del émbolo una anchura superior a la de uno cualquiera de los surcos mencionados más arriba, estando los primero y segundo surcos en comunicación con los orificios de entrada y de salida respectivamente, en la segunda
10 posición del émbolo.

15 8ª.- Nuevo servofreno hidráulico, que comprende una válvula de control de presión, según la reivindicación 1ª que se caracteriza porque el émbolo está provisto de un agujero axial para asegurar la comunicación entre los conductos de entrada y de salida.

20 9ª.- Nuevo servofreno hidráulico, dotado de un carter con un orificio de comunicación con una fuente de fluido bajo presión variable que circula continuamente y un orificio de salida para asegurar la comunicación con una tubería de retorno a dicha fuente, un dispositivo de control de frenos para utilizar dicho fluido a presión variable, y un dispositivo de válvula para aumentar la presión de dicho fluido en respuesta al funcionamiento de dicho dispositivo de control, caracterizado por una válvula
25 de control de presión según una cualquiera de las anteriores reivindicaciones, en la cual dicho orificio de entrada de fluido bajo presión y un orificio de entrada del dispositivo de control de frenos están conectados respectivamente a los conductos de entrada y de salida de la válvula de control de presión.

30 10ª.- Nuevo servofreno hidráulico, según la reivindicación



anterior, caracterizado porque incluye una válvula de demanda de presión dispuesta en el circuito del fluido entre el orificio de entrada y el conjunto de control de frenos.

5 La presente solicitud de registro de Modelo de Utilidad, debe recaer sobre:

11ª.- NUEVO SERVOFRENO HIDRAULICO.

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

Madrid, 28 de Marzo de 1.974

El Agente Oficial
FERNANDO ALVAREZ

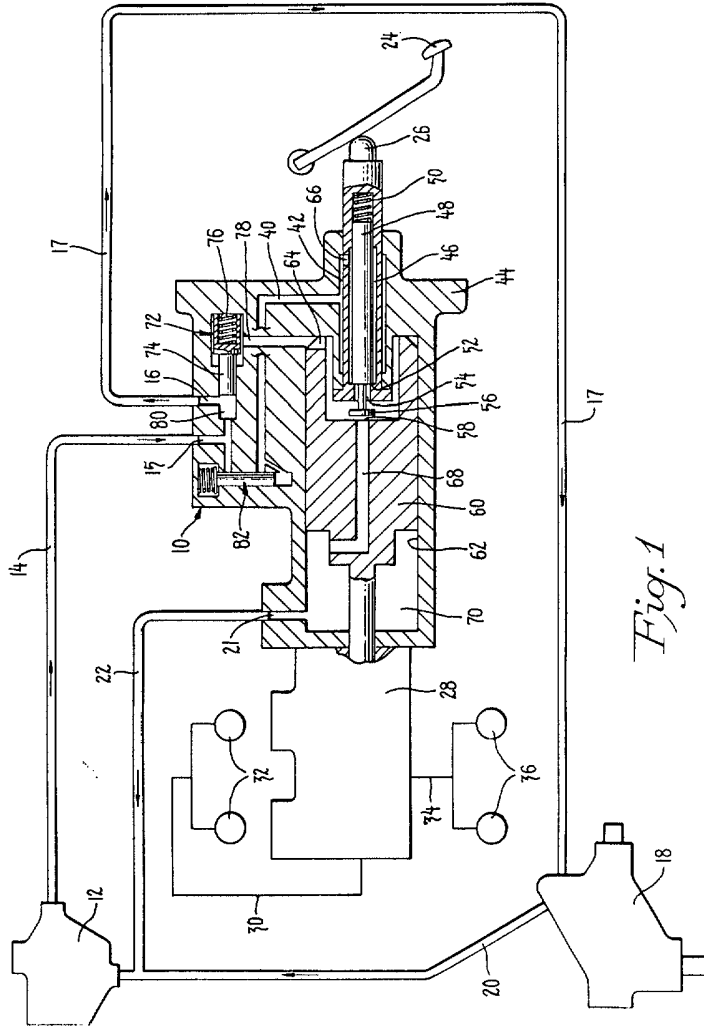
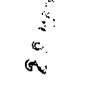


Fig. 1

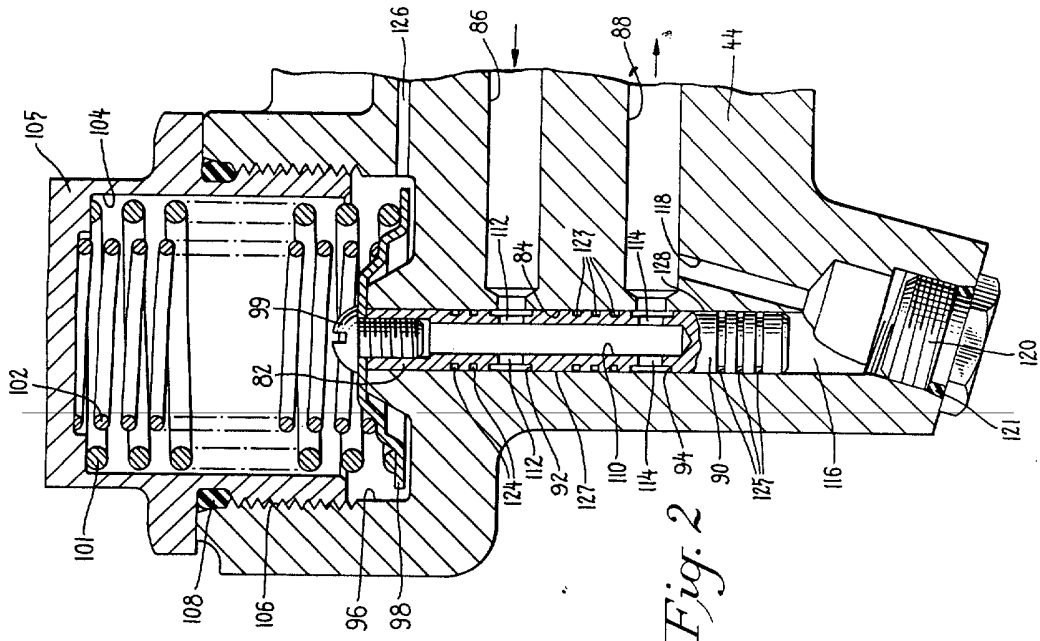


Fig. 2

ESCALA VARIABLE
 Madrid, 28 de Mayo, 1974
 El Agente Oficial
 FERNANDO ALVAREZ