

269052



MEMORIA DESCRIPTIVA

que se presenta para unir a la solicitud

de

P A T E N T E D E I N V E N C I O N

formulada el 11 de Julio de 1961, con el Núm. 269.052

en

E S P A Ñ A

por VEINTE años

a nombre de THE YALE AND TOWNE MANUFACTURING COMPANY, entidad norteamericana, establecida en Chrysler Building 405, Lexington Avenue, Nueva York, N.Y., Estados Unidos de América, por:

"UNA INSTALACION DE TRANSMISION HIDRAULICA PARA CAMIONES ELEVADORES U OTROS VEHICULOS"

=====

El presente invento tiene por objeto una transmisión hidráulica para carros elevadores u otros vehículos, siendo esta transmisión del tipo de bomba de caudal variable y motor hidráulico.

5

Se sabe que, en una transmisión de esta clase, la bomba de caudal variable, arrastrada por el motor principal del vehículo, arrastra el motor hidráulico que mueve a su vez las ruedas motrices del vehículo. Haciendo variar el caudal

38052



de la bomba, se puede modificar a voluntad el par proporcionado por el motor hidráulico entre un mínimo y un máximo en cada uno de los dos sentidos de rotación, decreciendo la velocidad del vehículo en proporción al aumento del par. La presión que reina en el circuito hidráulico que une la bomba al motor hidráulico, por la parte de presión alta, es proporcional a la carga impuesta al motor hidráulico. Cualquier variación de esta carga se traduce pues en una variación de presión en el circuito citado.

El invento tiene por objeto una transmisión hidráulica sencilla y de rendimiento muy alto, que tiene, por una parte, un dispositivo de mando automático, que bajo el efecto de las variaciones de la presión que reina en la parte de alta presión del circuito bomba-motor hidráulico, hace variar en consecuencia el caudal de la bomba de manera que se tenga en cuenta toda variación de carga impuesta al motor-hidráulico, y que tiene, por otra parte, un dispositivo que puede ser accionado independientemente del precedente para reducir el caudal de la bomba y aumentar así el frenado ejercido por el motor principal del vehículo cuando este rueda por inercia, por ejemplo sobre una pendiente.

Toda reducción del caudal de la bomba aumenta el frenado ejercido por el motor principal; en efecto, cuando el vehículo rueda por inercia por ejemplo sobre un declive, el motor hidráulico funciona como bomba y arrastra la bomba de caudal variable, que funciona entonces a su vez como motor hidráulico de caudal variable y que arrastra el motor principal. Ahora bien, reduciendo el caudal de la bomba de caudal variable durante su funcionamiento como motor hidráulico, se aumenta la velocidad de arrastre del motor principal por



10952

la bomba de caudal variable y se aumenta otro tanto el efecto de frenado por el motor principal. Si se reduce a cero el caudal de la bomba que funciona como motor hidráulico mientras el vehículo rueda por inercia, se produce de hecho un bloqueo del fluido procedente del motor hidráulico, lo que bloquea este último.

En la transmisión objeto del invento, cuando el vehículo rueda por inercia, el dispositivo de mando automático citado aumenta en general el caudal de la bomba puesto que la presión que reina en el circuito bomba-motor hidráulico decrece. Se tiene, pues, un frenado mínimo por el motor principal cuando el caudal esta mandado únicamente por este dispositivo automático, estando el motor principal arrastrado a la menor velocidad posible por la bomba cuando el caudal de esta, funcionando como motor hidráulico, es máximo. Pero gracias a la presencia del dispositivo que permite reducir el caudal de la bomba independientemente del dispositivo automático, se hace posible superar el efecto de este último y reducir el caudal de la bomba para aumentar el efecto de frenado motor cada vez que se desea obtener un efecto de frenado máximo, mientras que el mando automático tendería por sí mismo a aumentar el caudal de la bomba. La transmisión perfeccionada asegura, pues, por una parte, un mando automático que libera al conductor de la necesidad de modificar a mano el caudal de la bomba según las variaciones de carga a las cuales está sometido el motor hidráulico, y permite, por otra parte, y al mismo tiempo, reducir el caudal de la bomba para sacar un partido máximo del frenado al motor principal cada vez que se desea.

según una particularidad ventajosa, el dispositivo que



permite la reducción independiente del caudal de la bomba está mandado por el mismo mando (especialmente el pedal de freno) que los frenos usuales del vehículo. Ventajosamente, además, este mando actúa, en una primera parte de su carrera, para reducir el caudal de la bomba hasta detener el vehículo luego, en la última parte de su carrera, tiene por efecto apretar los frenos de ruedas. Esta disposición evita casi completamente el desgaste de las guarniciones de frenos cuya vida se prolonga.

Según un modo de realización preferido de la transmisión hidráulica, la bomba de caudal variable es del tipo de plato de inclinación regulable. El invento prevé especialmente un dispositivo muy sencillo y eficaz de mando de inclinación de este plato para modificar el sentido de circulación en la bomba y, por consiguiente, el sentido de marcha del vehículo, así como para modificar automáticamente el caudal de la bomba en un sentido u otro según las variaciones de la presión que reina en el circuito hidráulico. Este dispositivo de mando, a pesar de su sencillez, permite una regulación muy precisa de la inclinación del plato y permite al caudal de la bomba seguir fielmente las variaciones de presión del circuito hidráulico; de esta manera, el par impuesto al motor principal por la bomba no rebasa nunca la capacidad del motor principal que no corre por consiguiente el riesgo de calarse.

En el modo de realización descrito más abajo y representado en el dibujo anejo, a título de ejemplo en modo alguno limitativo, el dispositivo de mando de inclinación del plato de bomba actúa por medio de un servo-motor. Esta disposición ventajosa forma parte del invento pero éste no está limitado a ella; el mando podría actuar directamente sobre la inclina-

269052



ción del plato de bomba, En el dibujo anejo:

5 - La figura 1A muestra, parte en corte y parte en esquema, un fragmento de la transmisión hidráulica objeto del invento, especialmente un fragmento del motor principal del vehículo, la bomba de caudal variable, el servo-motor, el mando principal de regulación del caudal de la bomba, el mando de inversión de marcha, y finalmente el cilindro principal del sistema de frenado de ruedas;

10 - La figura 1B prolonga la anterior y muestra el motor hidráulico, una de las ruedas motrices, los frenos de ruedas así como un circuito de descarga y de derivación;

- La figura 2 es un corte a gran escala del mando principal del caudal de bomba según la figura 1A;

15 - La figura 2A es un corte que muestra un fragmento del mando principal de la figura 2, estando omitidos algunos elementos para dejar ver uno de los resortes utilizados;

- La figura 3 es un corte según 3-3 de la figura 2;

- La figura 4 es un corte a escala grande del servo-motor representado en la figura 1A;

20 - La figura 5 es un corte según 5-5 de la figura 4;

- La figura 6 muestra un ejemplo de la curva de alargamiento de un resorte del mando principal;

- La figura 7, finalmente, muestra en alzado uno de estos resortes.

25 Se ve parcialmente en la figura 1A, en E, un motor de explosión o de combustión interna que constituye el motor principal del vehículo. Este motor principal arrastra una bomba de caudal variable P acoplada a él.

30 Se ve, en C el mando principal objeto del invento que comprende, por una parte, un dispositivo de mando automático



que permite regular el caudal de la bomba P en función de la presión que reina en el circuito bomba-motor y, por otra parte, un dispositivo mando que permite reducir el caudal de la bomba independientemente del dispositivo automático.

5 El servomotor hidráulico por medio del cual, en este ejemplo, el mando principal C actúa sobre el caudal de la bomba P, es visible en S, y su válvula o su distribuidor de mando en VS.

Se ve en R una válvula manual de inversión de marcha
10 que permite accionar el mando principal C para invertir el sentido de circulación del fluido en la bomba P, y en B el cilindro principal que permite accionar tanto el dispositivo de mando independiente de reducción del caudal de la bomba P como los frenos con guarnición de las ruedas del vehículo.

15 Se ve en M (figura 1B) el motor hidráulico movido por la bomba de caudal variable P y que arrastra las ruedas motrices. Una de estas ruedas aparece en W y un cilindro de rueda que acciona los frenos con guarnición de ésta bajo el mando del cilindro principal B esta representado en D.

20 La bomba P y el motor hidráulico M están unidos entre sí por dos canalizaciones principales 10 y 11. Estas forman por lo tanto un circuito hidráulico y se concibe que cualquier variación de la carga ejercida sobre el motor hidráulico M se traduce en una variación de presión correspondiente en aquella
25 de las canalizaciones 10 u 11 que en el instante considerado desempeña la misión de conducción de alimentación (desempeñando la otra la misión de conducción de retorno). Como se verá más adelante, estas variaciones de presión son aprovechadas para accionar el dispositivo de mando automático del mando principal C para modificar el caudal de la bomba P con el fin de
30



tener en cuenta estas variaciones de presión.

5 Para compensar las fugas eventuales, se envía a las canalizaciones 10 y 11 una aportación de fluido motor procedente de un depósito 12, por medio de una bomba auxiliar 13 que carga en el depósito 12 por las conducciones 14 y 15 que alimenta las canalizaciones 10 y 11 por medio de conducciones 16 y 17 que tienen válvulas de detención 18 y 19 que impiden la circulación inversa. La bomba auxiliar 13 alimenta igualmente por 20 la válvula de inversión de marcha R y por 10 20-21 la válvula VS de mando del servomotor S.

15 La bomba P de caudal variable (figura 1A) es del género clásico con plato inclinado; tiene un carter 22 en el cual gira un árbol 23 que lleva un rotor 24 en el cual está practicada una serie circular de ánimas donde se deslizan pistones 25. El plato 26 fijo está provisto de una placa de apoyo anular endurecida 27. Los pistones 25 llevan en su extremo, por medio de juntas de rótula, embocaduras endurecidas 28 que se apoyan sobre la placa 27 para comunicar a los pistones 25 un movimiento alternativo en sus ánimas cuando el rotor 24 es 20 arrastrado con relación al plato inclinado 26.

25 Este plato 26 puede pivotar sobre un pivote fijo 29 y para regular el caudal de la bomba P, y por consiguiente la presión que puede proporcionar para un par determinado del motor principal, basta como se sabe modificar el ángulo de inclinación (X , figura 1A) de este plato con relación al plano normal al eje de la bomba.

30 Cuando este ángulo X es nulo, el caudal de la bomba P es nulo. Cuando el plato 26 ocupa la posición de la figura 1A, el caudal bombeado es máximo en el sentido de las flechas de la figura 1A, siendo entonces la canalización 10 la conduc-



ción de alimentación y la 11 la del retorno. Si se da al plato 26 una inclinación máxima en sentido inverso, el caudal será máximo en sentido inverso, siendo entonces 11 la conducción de alimentación y 10 la de retorno; el sentido de rotación del motor hidráulico M y el sentido de marcha del vehículo están entonces invertidos.

Para modificar la inclinación del plato 26 con objeto de modificar, o bien el caudal de la bomba P, o bien el sentido de bombeo, se actúa sobre un brazo 30 fijado al plato 26 y que atraviesa una abertura 31 del carter 22.

Al carter 22 de la bomba, alrededor de la abertura 31, está unida una caja 32 que contiene la válvula distribuidora VS y fijado al servomotor S. Este, como se verá en detalle en lo que sigue, está unido al brazo 30 de mando de inclinación del plato 26 y permite modificar la inclinación de este en sentido y magnitud, bajo el efecto del mando principal C.

Ventajosamente, el carter de bomba 22 está montado por medio de un soporte 33 sobre el cárter 34 del volante de embrague del motor principal E. El árbol de bomba 23 atraviesa el soporte 33 y gira en un cojinete 35 que lleva a éste. Este soporte 33 lleva, por otra parte, una junta 36 que impide las fugas de líquido de la bomba P a lo largo del árbol 23. El extremo 37 de este árbol, acanalado, lleva un piñón 38 que engrana con un dentado interior 39 practicado en un volante 41 empernado en 42 sobre el árbol 43 del motor E. Se ve por consiguiente que estando este motor en marcha, la bomba P es arrastrada y hace circular el fluido en el circuito que comprende las conducciones 10 y 11 y el motor hidráulico M. Para modificar el sentido de esta circulación así como su caudal, basta modificar el ángulo de inclinación del plato 26. Este ángulo,



como se verá, esta regido por el mando principal C.

El mando principal C (figuras 2 y 3) comprende un carter 44 en el cual puede pivotar una cruceta-manivela 4, en forma de T que tiene un brazo de mando 46 y un travesaño 47. Esta manivela 45 pivota sobre un eje 48 fijado a la pared del cárter 44 por una tuerca 49 roscada en el extremo fileteado 50 de este eje.

En el extremo del brazo de mando 46 está articulada, por medio de un eje 52, una varilla de mando 51. Esta atraviesa un tubo 53 que une el carter 44 del mando principal C a la caja 32 de la válvula VS del servomotor S. Por su otro extremo (vease figura 1A), la varilla 51 está unida a la válvula VS; como se verá más adelante en detalle, cuando el brazo de mando 46 gira alrededor del pivote 48 en un ángulo determinado, la varilla 51 actúa sobre la válvula VS para provocar, por la acción del servomotor S, una inclinación proporcional del plato 26. Se ve, pues, que la inclinación del plato 26 está mandada por la rotación del brazo 46 de la manivela 45 y que el sentido de marcha del vehículo está determinado por el sentido en el cual este brazo 46 pivota apartándose de su posición vertical.

El sentido de rotación del brazo de mando 46 (y por consiguiente el sentido de desplazamiento del vehículo) está mandado por dos pistones 54 y 55 unidos a los dos extremos del travesaño 47 por uniones elásticas formadas por resortes helicoidales de compresión 56 y 57. El resorte 56, que une el pistón 54 al extremo izquierdo del travesaño 47, aparece en la figura 2A. El otro resorte 57 une igualmente el pistón 55 al otro extremo del travesaño 47. Cada vez que el fluido bajo presión es aplicado a la cara baja del pistón 54, mientras que la del pistón 55 está puesta al escape, el brazo 46 gira en el sentido dextror-



sum hacia su posición de caudal máximo (figura 2); la acción contraria imprime al brazo 46 una rotación senestorsum hacia su posición de caudal máximo en sentido inverso.

5 Los pistones 54 y 55 se deslizan en ánimas 58 y 59 practicadas en un bloque cilíndrico 60 fijado al cárter 44; estas ánimas 58 y 59 están cerradas por un lado por placas 61, 62 fijadas al bloque 60 por pernos 63, 64. El resorte 56 se apoya, por una parte, contra el extremo alto del pistón 54 y, por otra, contra un saliente que presenta un vástago de guía 10 65 articulado al extremo del travesaño 47 por un eje 66. El extremo libre del vástago 65 se desliza en una perforación 67 del pistón 54. Igualmente el resorte 57 se apoya contra el extremo alto del pistón 55 y contra un saliente del vástago de guía 68 articulado en el otro extremo del travesaño 47, en 15 69, deslizándose este vástago en una perforación 70 del pistón 55. Los extremos del travesaño 57 (véase figura 3) están previstos ventajosamente en forma de horquilla para recibir el otro extremo de los vástagos 65, 68. La carrera de los pistones 54, 55 hacia el travesaño 47 está limitada por tapones anulares fileteados 71, 72 roscados más o menos en el extremo alto 20 de las ánimas 58, 59.

El mando de los pistones 54, 55 se hace muy sencillamente a mano por medio de la válvula II de inversión de marcha (figura 1A). Se trata de una válvula distribuidora de tres vías de 25 forma usual, con válvula 74 que se desliza en un macho 73, en una posición de marcha hacia delante, de punto muerto y de marcha hacia atrás. La válvula 74 es mantenida en cada una de estas tres posiciones por una bola de resorte 75 que se puede aplicar en tres muescas de la válvula 74.

30 En la posición que ocupa la válvula 74 en la figura 1A,

269052



la canalización 20 unida a la bomba auxiliar 13 se encuentra unida a una conducción 76 unida a su vez el ánima 58. Al mismo tiempo, una canalización 77 unida al ánima 59, se encuentra unida a una conducción 78 unida por una canalización de retorno 79 al depósito 12. El fluido bajo presión es aplicado así al pistón 58 en tanto que el pistón 55 está puesto al escape, de manera que el brazo de mando 46 de la manivela 45 y el plato de inclinación regulable 26 son empujados hacia la posición anterior representada en la figura 1a, y el fluido circula en la conducción 10 en el sentido de las flechas. Si el órgano 74 de la válvula R está colocado por el contrario en su posición extrema de la derecha, la conducción 77 está unida a 20 y la conducción 76 a 78; el líquido bajo presión es aplicado entonces al pistón 55 mientras que el pistón 54 es puesto a la expansión, y el brazo 46 así como el plato 26 son empujados a su posición inversa; la bomba F hace circular el líquido en la canalización 11 en el sentido que provoca el desplazamiento del vehículo en marcha atrás. La válvula R permite así invertir el sentido de marcha del vehículo.

20 Cuando el órgano de válvula 74 está en posición de punto muerto, las dos conducciones 76 y 77 están obturadas y ninguno de los dos pistones 54, 55 se desplaza. Al mismo tiempo la conducción 78 esta unida a una conducción 80 que, como se verá, abre un circuito de derivación (o by-pass) que contornea la bomba F; así, cuando el vehículo es remolcado (o empujado), y el motor hidráulico M funciona como bomba, el líquido procedente del motor hidráulico M no tiene que atravesar la bomba F; esta y el motor principal E no se opondrán por lo tanto al movimiento del vehículo.

30 De ha visto que el órgano de la válvula R, colocado en



posición de marcha hacia delante o de marcha hacia atrás, coloca el brazo de mando 46 en posición de caudal máximo en un sentido u otro; sin embargo, sigue siendo fácil llevar este brazo 46 hacia su posición vertical de caudal mínimo para reducir el caudal de la bomba, por compresión de uno de los resortes 56 ó 57, según el pistón 54 ó 55 accionado.

Estos desplazamientos del brazo 46 para modificar el caudal de la bomba F en función de la carga ejercida sobre el motor hidráulico M, están asegurados automáticamente por dos pistones 81, 82, que se deslizan en animas 83, 84 del bloque cilíndrico 60 y accionados por las variaciones de la presión en las conducciones principales 10 y 11.

Los desplazamientos del pistón 81 son transmitidos al travesaño 47 para hacer girar el brazo de mando 46 senestrorum en contra del resorte 56 por una varilla 85. Esta ésta articulada, por una parte, al travesaño 47 por medio de un eje 86, y presenta por otra parte un extremo redondeado 87 que se apoya sobre el extremo alto del pistón 81. Igualmente, los desplazamientos del pistón 82 son transmitidos al otro lado del travesaño 47 para hacer girar el brazo 46 dextrorsum contra el resorte 57, por una varilla 88 articulada, por una parte, al travesaño 47 en 89 y que se apoya, por otra parte, por una parte redondeada 90 sobre el extremo alto del pistón 82.

El ánima 83 (véase figura 1A) está unida a la canalización principal 10 por una conducción 91; el ánima 94 está unida a 11 por 92. El pistón 81 es movido por consiguiente por las variaciones de presión en la canalización 10, y el pistón 82 por las variaciones de presión en la canalización 11.

Cuando la presión en 10 u 11 aumenta a un valor suficiente para que el pistón 81 u 82 haga girar el brazo 46 en contra



del resorte 56 ó 57, el caudal de la bomba P se reduce automáticamente y el par del motor hidráulico M aumenta para hacer frente al aumento de la carga.

Para que el pistón 81 (u 82) pueda hacer girar el brazo es preciso evidentemente que la presión en la canalización 10 (u 11), que actúa sobre este pistón, ejerza un empuje suficiente para comprimir el resorte 56 (ó 57), prosiguiendo esta compresión hasta que el esfuerzo desarrollado por el resorte equilibra el empuje sobre el pistón 81 (u 82). Se vé, pues, que la posición del brazo 46 y la del plato 26 dependen del empuje que actúa sobre el pistón 81 u 82 y sobre el grado de compresión sufrido por el resorte 56 ó 57 para equilibrar este empuje. Como se verá en detalle en lo que sigue, las características de deformación de los resortes son tales que existe siempre, entre la inclinación del plato 26 y la presión que reina en 10 u 11, una relación tal que el par aplicado al motor principal E por la bomba P no rebasa nunca la capacidad de este motor principal.

En cualquier instante, el par impuesto al motor principal E por la bomba P es función de la presión que reina en 10 ó en 11 y del caudal de la bomba P en el instante considerado. Para una bomba P y un motor E determinados, existe por consiguiente en cada posición del plato 26, una presión máxima más allá de la cual la capacidad del motor E es rebasada y el motor se cala. Es fácil calcular los valores de esta presión máxima para las diversas posiciones del plato 26 partiendo de las características de la bomba P y de la capacidad del motor E.

Conforme al invento, se establece una correlación precisa entre la posición del plato 26 y la presión en la canali-



0032

zación 10 u 11 (según la que esta bajo presión), de tal manera que el par resistente opuesto por la bomba P al motor E no rebasa la potencia de este motor y de tal manera que este par resistente, cuando la presión en 10 u 11 rebasa el valor máximo para una posición del plato 26 correspondiente al caudal máximo, sigue de cerca la potencia del motor, se evita así la sobrecarga y el calado de este motor E permitiendo rodar a la velocidad máxima posible cuando el vehículo está pesadamente cargado.

Para asegurar esta correlación, se disponen los resortes 56, 57 de manera que se les asegura una característica de deformación tal que estando cada uno de estos resortes comprimido por la presión hidráulica ejercida sobre el pistón 81 u 82, el plato 26 adopta la inclinación que para esta presión hace ejercer por la bomba P sobre el motor E un par resistente que se aproxima pero no rebasa el par máximo del motor.

Se comprueba que para esto los resortes 56 y 57 han de presentar una característica de deformación no lineal. Los valores precisos de estas características varían naturalmente según las transmisiones y especialmente las potencias de los motores y de las bombas, pero su línea general permanece la misma; para una transmisión determinada, es fácil determinar aproximadamente la característica de los resortes conociendo el par máximo del motor E, las características de la bomba P y las de la cinemática que convierte los desplazamientos de los pistones 81 y 82 y las deformaciones de dichos resortes en inclinaciones del plato 26.

En efecto, consideraciones geométricas sencillas permiten deducir, partiendo de estos datos cinemáticos, la longitud de los resortes 56 y 57 y la deformación que han de sufrir para que el plato 26 gire en un ángulo dado. Por otra parte, se pueden calcular fácilmente, conociendo las características de la



bomba P y el par máximo del motor E, los valores de la presión máxima que corresponden a varios valores del ángulo de inclinación del plato. Para un par motor máximo constante, estas presiones máximas son proporcionales a la tangente del ángulo de inclinación del plato; como este ángulo permanece pequeño se pueden considerar como inversamente proporcionales a dicho ángulo. Se pueden calcular entonces los esfuerzos que los resortes 56, 57 han de desarrollar para diferentes valores de la contracción correspondientes a los diferentes ángulos de inclinación, dividiendo el valor de la presión máxima que corresponde a cada ángulo de inclinación por la superficie del pistón 81, 82, y multiplicando por la relación de la distancia entre ejes 58-86 la distancia entre ejes 58-69. Estos esfuerzos, que corresponden a las presiones máximas, son igualmente proporcionales a la cotangente del ángulo de inclinación, o inversamente proporcionales a este ángulo. Se puede trazar entonces una curva de estos esfuerzos en función de la deformación lineal del resorte para el ángulo de inclinación considerado, para obtener una curva de deformación que servirá para calcular el resorte. La figura 6 muestra un ejemplo de tal curva. Esta curva corresponde a un resorte destinado a una bomba cuyo ángulo de inclinación máxima es de 15° en cada sentido. Los puntos marcados en la curva dan en grados el ángulo de inclinación correspondiente, y los valores de presión máxima para este ángulo, calculados para una bomba y un motor E determinados.

Naturalmente, los valores numéricos no se dan más que a título de ejemplo.

La curva trazada para los ángulos de inclinación hasta 5° solamente está destinada al cálculo de un resorte para una

269052



transmisión que tiene una válvula de expansión que se abre cuando la presión que reina en el circuito entre la bomba P y el motor hidráulico alcanza 280 kg/cm^2 aproximadamente. Como la presión máxima que corresponde al ángulo de cinco grados rebasa la presión de apertura de esta válvula, el motor B no corre el riesgo de ninguna sobrecarga si el ángulo de inclinación es inferior a 5 grados; las características del resorte que corresponden a los ángulos inferiores a este valor no desempeñan por consiguiente ninguna misión en lo que concierne a la sobrecarga del motor principal.

La curva así trazada sirve de guía para la realización de los resortes apropiados. Sin embargo, las características reales de los resortes se podrán apartar un poco de esta curva teórica, ya sea para facilitar su fabricación o para mejorar el funcionamiento, teniendo en cuenta las variaciones que pueden existir en las características reales del motor principal y de la transmisión con relación a los datos teóricos de acuerdo con los cuales ha sido establecida la curva. Por ejemplo, se puede fabricar fácilmente un resorte tal como el de la figura 7, con espiras más próximas en una parte que en otra; tal resorte podrá tener una característica que se aproxime a la de la curva, sobre un ámbito de funcionamiento deseado, a condición de elegir convenientemente la sección y el metal del alambre y la separación y el diámetro de las espiras.

Gracias a resortes no lineales de esta clase, se puede proceder de manera que cualquier variación de la carga aplicada al motor hidráulico M, al provocar una variación de la presión hidráulica en la conducción 10 u 11 cuando la presión es superior al nivel mínimo determinado por la potencia del resorte 56 ó 57, entrañe una variación automática del caudal de la bomba



P que tenga en cuenta dicha variación de la carga, sin correr e
riesgo de que la capacidad del motor E sea rebasada por el par
ejercido por la bomba P. En la práctica, una vez que el conduc-
tor del vehículo ha determinado el sentido de la marcha deseado
5 por acción sobre la válvula de inversión de marcha R, el caudal
de la bomba P variará automáticamente para tener en cuenta las
variaciones de la carga aplicada al motor hidráulico M, sin
otra intervención del conductor. Al mismo tiempo, se puede con-
seguir la velocidad máxima posible cuando el caudal de la bomba
10 P ha sido reducido para hacer frente a una carga elevada, porque
el par ejercido por la bomba P sobre el motor principal E sigue
de cerca al par máximo del motor E, lo que permite aprovechar
toda la potencia del motor.

Quando el vehículo rueda por inercia (por ejemplo, des-
15 ciende una pendiente) y el motor hidráulico funciona por con-
siguiente como bomba, se comprenderá que la presión en la ca-
nalización principal 10 u 11 (según el caso) disminuye de ma-
nera que el caudal de la bomba disminuye automáticamente. En
estas condiciones, funcionando el motor hidráulico M como bóm-
20 ba, arrastra al motor principal E por medio de la bomba P a la
velocidad mínima; se consigue entonces un frenado-motor mínimo.
Esto puede presentar ventajas en algunos casos, cuando se quiere
que el motor oponga poca resistencia, pero en otros casos se
puede tener necesidad de un frenado máximo por el motor. Con-
25 forme al invento, se preve por consiguiente un dispositivo suscep-
tible de ser accionado a voluntad para superar la acción del
dispositivo de mando automático y reducir el caudal de la bomba
P independientemente de este dispositivo; se podrá disponer por
consiguiente de un frenado motor máximo cada vez que se desee.

30

A este efecto (véase figura 2), el dispositivo manual



52

5 ventajosa del invento, este fluido procede del cilindro principal B que (figura 1a) esta unido al extremo bajo del ánima por una conducción 111; este cilindro principal está unido por parte, por una conducción 112, al cilindro de rueda De, de manera que puede servir al mismo tiempo para mandar el pistón 93 y los frenos de ruedas.

10 De preferencia, la carrera del pistón 93 necesaria para reducir notablemente el caudal de la bomba F es inferior a la carrera del pistón del cilindro de rueda De necesaria para accionar los frenos de rueda; así, al comienzo del accionamiento del cilindro principal B, por ejemplo por un pedal de freno, el pistón 93 se desplaza para reducir el caudal de la bomba y asegurar un frenado suficiente para inmovilizar el vehículo; es solo cuando el accionamiento del cilindro principal B se prosigue más a fondo cuando los frenos de rueda son apretados; se reduce así considerablemente el desgaste de las guarniciones.

15 El eje 95 que lleva la brida 96 está mandado hidráulicamente en el ejemplo, pero podría estar mandado naturalmente por cualesquiera otros medios, por ejemplo mecánicamente.

20 El servomotor S (figura 4) que regula la inclinación del plato 26 bajo la acción del brazo de mando 46, comprende un cilindro 113 donde se desliza un pistón 114 solidario de un vástago 115. El cilindro 113 está fijado al carter 32 y el vástago 115 atraviesa una abertura 116 de éste.

25 El vástago de pistón 115 está unido al brazo 30 del plato 26 por una biela 117 articulada en 118 al brazo 30 y en 119 al vástago 115. El deslizamiento del pistón 114 hace pivotar así el plato 26 para modificar el caudal de la bomba.

30 La válvula VS distribuye el fluido en los dos extremos del cilindro 113 por las conducciones 120 y 121.

259052



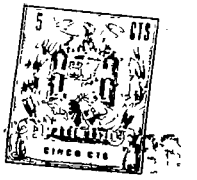
Esta válvula (figura 5) comprende una caja fija 112 en la cual gira un manguito 123 en cuyo interior gira un macho 124. La caja 122 forma parte de la pared del carter 12. Del macho 124 parte un brazo 125 en el extremo del cual está articulado en 126 el extremo del vástago de mando 51; así, cuando el brazo de mando 46 de la manivela 45 es desplazado, el vástago 51 hace girar el macho 124. En la figura 4, la parte extrema del brazo 125 y el vástago 51 han sido representados en trazos mixtos para la claridad del dibujo.

Al manguito 123 está fijado un brazo 127 cuyo extremo presenta un ojal 127a donde penetra un dedo 128 del brazo 30 para hacer girar el manguito 23 cuando la inclinación del plato 26 es modificada por el servomotor. Como se verá mas adelante en detalle, la rotación del macho 124 por el vástago 51 actúa para admitir el fluido en el cilindro 113 para desplazar el pistón 114, mientras que la rotación del manguito 123 actúa para interrumpir la llegada de fluido a este cilindro cuando el desplazamiento del pistón 114 ha alcanzado un valor suficiente.

El líquido procedente de la bomba auxiliar 13 y destinado al mando del servomotor 3 pasa (vease la figura 5) por la conducción 21 a una garganta anular 129 practicada en la caja 122, luego por un conducto radial 130 del macho 124 a un paso axial 131, de donde pasa por un orificio 132 a una ranura de sección en arco de círculo practicada en la superficie interior del manguito 123.

El macho 124 presenta todavía dos pasos axiales 134 y 135; cada uno de estos pasos, 134, 135, comunica, por una parte, permanentemente con una garganta circular 136 ó 137 practicada en la caja 122 y unida a la conducción 120 ó 121 respectivamente, y comunica por otra parte con un conducto radial 138

269052



ó 139 practicado en la superficie del macho 124. El espacia-
miento angular entre los dos conductos 138, 139 es superior
al ángulo subtendido por la garganta 133 (véase figura 4).

5 En la posición de las figuras 4 y 5, la superficie
interior del manguito 123, comprendida entre la ranura en ar-
co 133 y dos orificios 140, 141 practicados a través de este
manguito, obtura los orificios 138 y 139; el líquido no pue-
de por consiguiente ni penetrar en el cilindro 113 ni salir de
él por las conducciones 120 y 121. Pero si el macho 124 gira
10 algunos grados a consecuencia de la rotación del brazo 46 a
izquierdas (o a derechas), el orificio 138 (o 139) viene a
recubrir la garganta en arco 133 haciendo comunicar los con-
ductos 120 (ó 121) y 21 y admitiendo el líquido en el cilin-
dro 113 a la derecha (o a la izquierda) del pistón 114; al
15 mismo tiempo, el orificio 139 (138) recubre el orificio 141
haciendo comunicar la conducción 121 (120) con el interior
del cárter 32, de manera que el líquido pase del lado izquier-
do (derecho) del cilindro 113 a este carter 32, unido al depó-
sito 12 por el tubo 53 (figura 1A y 2) y luego por el interior
20 de la caja 44 del dispositivo de mando principal C, una conduc-
ción 142 (figura 1A), y finalmente la conducción 79. El pistón
114 se desplaza hacia la izquierda (hacia la derecha) haciendo
girar el plato 26 a derechas (a izquierdas). Esta rotación
del plato 26 imprime por medio del brazo 127 una rotación
25 a izquierdas (o a derechas) al manguito 123 con relación al
macho 124, hasta que el ángulo en que el plato 26 ha girado
haya alcanzado un cierto valor proporcional a aquél en que ha
girado el brazo 46. En este momento, los orificios 138 y 139
son obturados de nuevo por la superficie del manguito 123
30 comprendida entre la garganta en arco 133 y los orificios

269052



140 y 141 obturando las conducciones 120 y 121 y poniendo fin al desplazamiento del pistón 114.

Se ve así que el servomotor, mandado por su válvula VS, imprime al plato 26 una inclinación proporcional al ángulo en que ha girado el brazo de mando 46.

El motor hidráulico (figura 1B) puede ser de cualquier tipo deseado, siendo el representado un motor con plato inclinado, de principio análogo al de la bomba P, pero estando su plato fijo en lugar de ser regulable.

El motor M está montado ventajosamente sobre un carter de engranaje 143 que forma parte de un eje 144, por medio de pernos 145. Arrastra las ruedas motrices W por medio de un tren de engranajes que comprende un piñón 146 fijado sobre el árbol 147 del motor M y que engrana con una rueda 148 fijada sobre un eje 149 que gira en cojinetes 150 y 151, y en el extremo del cual, está tallado un piñón cónico 152. Este arrastra las ruedas W por un diferencial usual con corona 153 y piñones cónicos 154 alojados en un carter diferencial 155.

El cilindro de ruedas D actúa para aplicar los segmentos de freno 156 y 157 contra un tambor 148 fijado a las ruedas W de una manera bien conocida.

Para evitar el establecimiento de una presión excesiva en una u otra de las conducciones principales 10, 11, se prevé una válvula de descarga de alta presión 159 (figura 1B), apta para ser unida a la conducción 10 o a la conducción 11, según la que está a presión, por medio de una válvula de inversión 160; ésta está unida a las conducciones 10 y 11 por las conducciones 161 y 162 respectivamente.

La acción de la válvula de descarga de alta presión



159 está mandada por una válvula de descarga piloto o relevador 163. La válvula de alta presión 159 es de la clase de las que tienen un pistón atravesado por un paso de igualación de las presiones; la válvula permanece cerrada hasta que la presión detrás del pistón sea descargada por apertura de la válvula relevador 163. Esta está unida por su lado de alta presión a la parte trasera del pistón 165 de la válvula de alta presión 159 por una conducción 164, y por su otro lado, al depósito 12 por las conducciones 166 y 167, un filtro 168 (figura 1A) y una conducción 14; así, la apertura de la válvula relevador suprime la presión detrás del pistón 165 de la válvula de alta presión 159.

15 Cuando es la conducción 10 la que está a presión, la válvula móvil 169 de la válvula de inversión 160 está a la izquierda, como muestra la figura 1B, bajo la acción de la presión en 10 que se ejerce sobre el extremo derecho de la válvula 169 por medio de la conducción 161; ésta está entonces unida a una conducción 160 que une la válvula de alta presión 159 a la válvula de inversión 160. Al mismo tiempo, la conducción 162, unida a la conducción 11, está unida por la válvula de inversión 160 a una conducción 171, unida a su vez a una válvula de baja presión 172 que mantiene en la conducción 11 una presión mínima.

25 Cuando la válvula relevador 163 y la válvula de alta presión se abren después de una sobrepresión en la conducción 10, y actuando por 161, 170 y 164, el líquido pasa por 173 y 171 a la válvula de baja presión 172, y luego retorna al depósito por la conducción 167 y el filtro 168, suprimiendo la presión en 10.

30 Si, por el contrario, es la conducción 11 la que está

2690



a presión, la válvula 169 de la válvula de inversión 160 es empujada a la derecha por la presión que reina en la conducción 162 que está unida así a la válvula de alta presión 159 por la conducción 170; la sobrepresión en 11 se puede disipar entonces por la apertura de la válvula de alta presión 159. Al mismo tiempo, la conducción 161 que parte de la conducción principal 10 está unida a la válvula de baja presión por la válvula de inversión 160 y la conducción 171.

Como ya se ha dicho, cuando la válvula R de inversión de marcha esta en punto muerto, se establece entre las conducciones 10 y 11 un circuito de derivación que permite al líquido procedente del motor hidráulico M contornear la bomba P cuando el vehículo es remolcado o empujado, con el fin de que la bomba P y el motor principal E no se opongan al movimiento. Este circuito de derivación se establece por apertura de la válvula de descarga de alta presión 159, lo que une la conducción 10 a la conducción 11 por la conducción 161, un lado de la válvula de inversión 160, la conducción 170, la válvula de alta presión 159, la conducción 173, el paso axial de la válvula de inversión 160 y finalmente la conducción 162.

Cuando el órgano de la válvula de inversión de marcha está en posición neutra, la válvula de descarga de alta presión 159 se abre para establecer el circuito de derivación; en efecto, en esta posición de la válvula R, la parte trasera del pistón 165 de la válvula de descarga de alta presión 159 está unida al depósito 12 por las conducciones 80, 78, 79 y 14 (figura 1a) de manera que la presión en la parte trasera del pistón 165 es suprimida y que la válvula de descarga de alta presión 159 es abierta por el efecto de la presión relativamente baja que reina en la conducción 170. El líquido que procede del

269052



motor M puede entonces contornear la bomba P con el objeto indicado más arriba.

El funcionamiento de la transmisión es el siguiente: se supone que el órgano 74 de la válvula de inversión de marcha R ha sido colocado en la posición de la figura 1A y que el brazo de mando 46 así como el plato de inclinación 26 están en posición de caudal máximo (figura 1A). La bomba P hace circular el líquido por la conducción 10 en el sentido de las flechas, para hacer girar el motor hidráulico M a velocidad máxima; el líquido a baja presión procedente del motor hidráulico M vuelve por la conducción 11.

Si la carga aplicada al motor hidráulico M aumenta entonces, por ejemplo si el vehículo encuentra una cuesta, la presión en la conducción principal 10 aumenta proporcionalmente. La sobrepresión en 10 es transmitida por 91 al pistón 81 (figura 2) que se desplaza y, por la varilla 85 y el travesaño 47, hace pivotar el brazo de mando 46 a izquierdas hacia la vertical, hasta que el esfuerzo ejercido por el resorte 56 equilibra el empuje sobre el pistón 81. Esta rotación del brazo 46 acciona la válvula VS, y el servomotor V hace girar el plato 26 en un ángulo proporcional, reduciendo el caudal de la bomba P y aumentando por consiguiente el par del motor hidráulico M. Este aumento del par va acompañado de una disminución de la velocidad de este motor M. Si la carga del motor M aumenta todavía, la presión en 10 aumenta también, el brazo 46 se aproxima todavía a la vertical por la acción del pistón 81, aumentando todavía el caudal de la bomba P y el par del motor M.

Si la carga del motor M decrece en este momento, la presión en 10 decrece, el esfuerzo ejercido por el pistón 81

269052



sobre el travesaño 47 decrece y el brazo 46 gira a derechas bajo el efecto del resorte 56. El caudal de la bomba P, aumenta, así como la velocidad del motor hidráulico M. Así, el caudal de la bomba P aumenta o disminuye automáticamente para tener en cuenta cualquier variación de la carga impuesta al motor hidráulico.

Quando el vehículo se desplaza por inercia, por ejemplo en un declive, es el motor hidráulico M el que arrastra la bomba P y el motor principal E, y la presión en 10 decrece, permitiendo al resorte 56 hacer girar el brazo 46 a derechas; el plato 26 gira hacia su posición de caudal máximo y de esto se sigue que la bomba P y el motor principal E tienden a ejercer un frenado mínimo. Si se desea sin embargo un frenado motor máximo, basta accionar el pistón del cilindro principal B para que el pistón 93 aplique la brida 96 contra el travesaño 47; el brazo 46 gira entonces a izquierda hacia la vertical, reduciendo el caudal de la bomba P y aumentando el frenado asegurado por ésta y el motor E gracias al efecto acelerador ejercido por la bomba sobre este motor.

Si el disco 74 de la válvula R de inversión de marcha es colocado en su posición derecha, el líquido bajo presión procedente de la bomba auxiliar 13 es enviado al pistón 55 y puesto al escape sobre el pistón 54, inclinando el brazo 46 en sentido inverso de la inclinación representada en la figura 1. La bomba P hace circular entonces el líquido por la canalización principal 11 en el sentido deseado para hacer girar el motor hidráulico M en sentido inverso, invirtiendo el movimiento del vehículo. El caudal de la bomba P, en estas condiciones, varía automáticamente para tener en cuenta las variaciones de la carga impuesta al motor hidráulico M por el pistón 82, y el resor-



te 37 actúa para inclinar el brazo de mando 46 en función de las variaciones de presión en 11.

Resalta de lo que precede que el invento permite establecer una transmisión hidráulica relativamente sencilla, pero muy eficaz, que comprende un dispositivo de mando automático que, bajo el efecto de las variaciones de la presión que reina en la parte del circuito puesto a presión entre la bomba y el motor hidráulico, modifica el caudal de la bomba para tener en cuenta todas las variaciones de la carga im-
puesta al motor hidráulico, sin intervención del conductor, y que, por otra parte, comprende un dispositivo que puede ser accionado independientemente del dispositivo automático para reducir el caudal de la bomba y aumentar el efecto de frenado por el motor, cada vez que hay necesidad de ello.

El dispositivo que permite, independientemente del dispositivo de mando automático, reducir el caudal de la bomba, puede ser mandado ventajosamente por el mismo mando que los frenos de ruedas del vehículo, de manera que la parte inicial de la carrera del mando reduzca el caudal de la bomba para detener el vehículo, y que la última parte de esta carrera apriete los frenos de ruedas, con el fin de economizar las guarniciones.

El invento permite establecer igualmente un dispositivo automático muy sencillo y muy preciso para la regulación de inclinación del plato de regulación del caudal de una bomba volumétrica, con el fin de permitir al caudal de la bomba seguir de cerca todas las variaciones de la presión que reina en el circuito que une la bomba al motor hidráulico, cuando la presión del fluido rebasa un nivel mínimo determinado, y al par impuesto al motor principal del vehículo por la bomba se-



guir de cerca, sin rebasarlo nunca, el par máximo del motor. El sentido de inclinación del plato puede ser invertido fácilmente al mismo tiempo, para invertir el sentido de circulación del fluido por simple mando de una válvula.

5 Se podrán introducir, naturalmente, numerosas modificaciones en el ejemplo de realización descrito y representado, sin apartarse del espíritu del invento.

Esta solicitud que corresponde a la presentada en los Estados Unidos de América el 13 de Julio de 1960, bajo el Número 42.640, se acoge a los beneficios del artículo 51 del vigente Estatuto de Propiedad Industrial.

- N O T A -

15

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

20 1º.- Una instalación de transmisión hidráulica para carros elevadores u otros vehículos, del tipo de las que tienen una bomba de caudal variable arrastrada por el motor principal del vehículo y unida por un circuito hidráulico a un motor hidráulico que arrastra las ruedas motrices, caracterizada porque comprende, por una parte, un dispositivo de mando automático sensible a las variaciones de la presión en dicho
25 circuito hidráulico para modificar en consecuencia el caudal de la bomba de manera que aumente este caudal cuando la presión disminuye y, por otra parte, un dispositivo de mando que permite, independientemente del dispositivo anterior, reducir a
30 voluntad el caudal de la bomba.



2º.-Una instalación según el punto 1º, caracterizada porque el segundo dispositivo citado es accionado por medio del mismo mando, tal como el pedal de freno, que permite actuar sobre los frenos de fricción o los frenos de ruedas del vehículo.

3º.- Una instalación según los puntos anteriores, caracterizada porque la disposición según el punto 2º, está concebida de tal manera que dicho mando, tal como el pedal de freno, actúa al principio de su carrera sobre el dispositivo que reduce el caudal de la bomba, de preferencia hasta provocar la detención completa del vehículo, y actúa en el resto de su carrera para apretar los frenos de ruedas.

4º.- Una instalación según los puntos anteriores, caracterizada porque la regulación del caudal de la bomba se hace por medios hidráulicos mandados por el cilindro principal, que actúan, por el sistema hidráulico habitual, sobre el aprieto de los frenos de ruedas del vehículo.

5º.- Una instalación según los puntos anteriores, caracterizada porque medios elásticos tienden constantemente a aumentar el caudal de la bomba, y el dispositivo de mando automático según el punto 1º, actúa en contra de estos medios elásticos.

6º.- Una instalación según los puntos anteriores, caracterizada porque la presión de un fluido procedente de una fuente auxiliar actúa constantemente, a través de medios elásticos, para tender a aumentar el caudal de la bomba, y el dispositivo de mando automático según el punto 1º actúa, en respuesta a un aumento de presión en el circuito principal, para reducir el caudal de la bomba en oposición a estos medios.

7º.- Una instalación según los puntos anteriores, carac-



5 terizada porque la bomba y el motor hidráulico son reversibles, una válvula de inversión de marcha permite la inversión del sentido de la circulación del líquido en dicho circuito hidráulico para determinar el sentido de la marcha del vehículo, conectando esta válvula en cada una de sus posiciones extremas la fuente auxiliar según el punto 4º, de manera que la presión procedente de allí actúe por medio de un primero o un segundo medio elástico para tender a aumentar el caudal de la bomba en valor absoluto hacia un valor de caudal máximo en uno u otro sentido, y el dispositivo de mando automático actúa en respuesta a un aumento de la presión en el circuito hidráulico principal para reducir el caudal de la bomba en valor absoluto.

15 8º.- Una instalación según los puntos anteriores, caracterizada porque la bomba es una bomba volumétrica con plato de inclinación variable en uno u otro sentido a partir de una posición de caudal nulo (normal al eje de la bomba) para la regulación del caudal de la bomba en uno u otro de sus dos sentidos de circulación.

20 9º.- Una instalación según los puntos anteriores, caracterizada porque la transmisión comprende un órgano de mando pivotante unido al plato de regulación del caudal de la bomba según el punto 8º, y el dispositivo de mando automático según el punto 1º actúa por medio de la presión de un fluido y de una unión elástica para hacer pivotar dicho órgano en el sentido del aumento del caudal de la bomba.

25 10º.- Una instalación según los puntos anteriores, caracterizada porque en la disposición según el punto 9º, el segundo dispositivo de mando según el punto 1º permite hacer pivotar este órgano de mando hacia la posición de caudal mí-

30



nimo.

11^a.— Una instalación según los puntos anteriores, caracterizada porque los medios elásticos según los puntos 5^a, 3^a o 7^a, presentan una característica de deformación no lineal, aumentando su resistencia a la deformación al aproximarse a la posición de caudal mínimo de la bomba.

12^a.— Una instalación según los puntos anteriores, caracterizada porque la unión elástica según el punto 9^a presenta una característica de deformación no lineal, de manera que ofrece una resistencia a la deformación tanto mayor cuanto se aproxima el plato de regulación de la bomba a su posición neutra de caudal mínimo.

13^a.— Una instalación según los puntos anteriores, caracterizada porque el órgano de mando pivotante actúa sobre el plato de regulación del caudal de la bomba por medio de un servomotor y está mandado a su vez a través de los medios elásticos citados.

14^a.— Una instalación según los puntos anteriores, caracterizada porque el servomotor según el punto 13^a, está mandado por medio de una válvula distribuidora del género diferencial, que asegura la distribución del fluido que procede, por ejemplo, de una fuente auxiliar de este servomotor y mandada, por una parte, por los desplazamientos del órgano de mando tal como el órgano pivotante citado y, por otra parte, por los desplazamientos del servomotor mismo o por los del plato de regulación de la bomba para asegurar la subordinación en posición.

15^a.— Una instalación según los puntos anteriores, caracterizada porque el servomotor según los puntos 13^a o 14^a es un gato de cilindro y pistón y su válvula de mando comprende



269052

dos correderas móviles, por ejemplo rotativas, de las cuales una está unida al órgano de mando pivotante para admitir el fluido bajo presión en el cilindro con el fin de desplazar el pistón, mientras que la otra está unida al pistón para interrumpir la admisión del fluido, asegurar el retorno de subordinación deseado.

16º.- Una instalación según los puntos anteriores, caracterizada porque los medios elásticos interpuestos entre el plato de regulación del caudal de la bomba y sus medios de mando, tienen una característica de deformación tal que la resistencia opuesta a la inclinación del plato es casi proporcional a la cotangente del ángulo de inclinación de este plato con relación a su posición de caudal nulo.

17º.- Una instalación según los puntos anteriores, caracterizada porque la transmisión comprende una válvula de inversión de tres posiciones, asegurando las dos posiciones extremas la inclinación del plato de regulación del caudal hacia las dos posiciones que corresponden respectivamente al caudal máximo en los dos sentidos de circulación, mientras que en su posición neutra, la válvula establece un circuito de derivación entre el motor hidráulico y la bomba.

18º.- Una instalación de transmisión hidráulica para camiones elevadores u otros vehículos.

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

269052



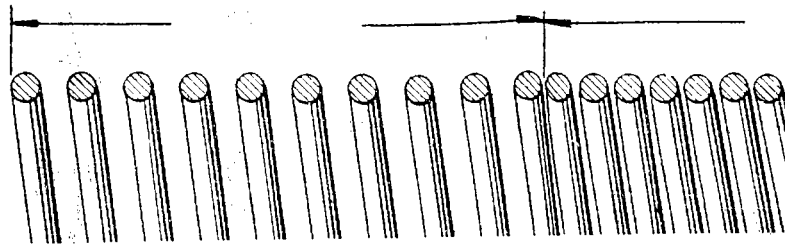
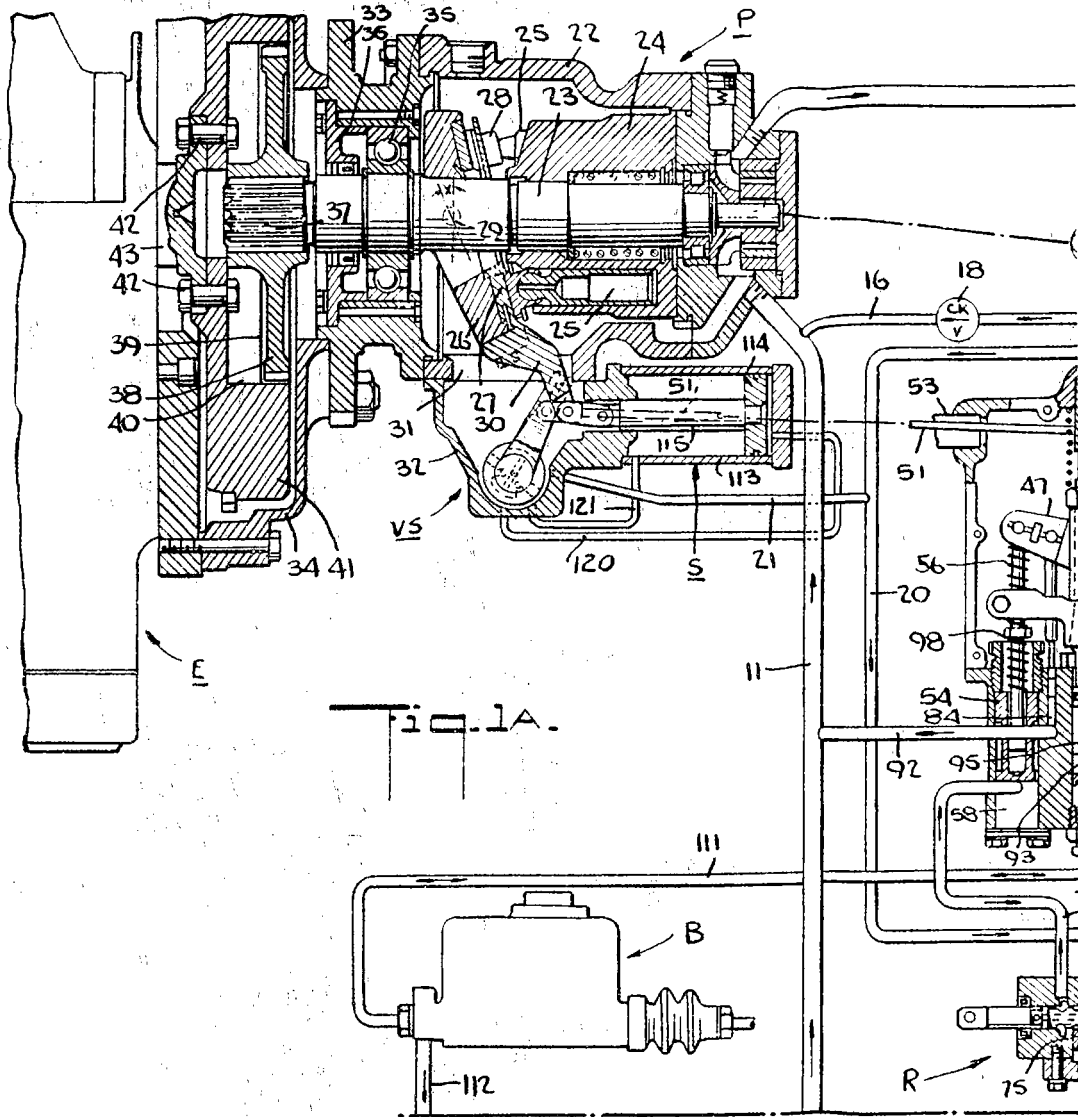
Esta Memoria consta de treinta y tres hojas escritas
a máquina por una sola cara.

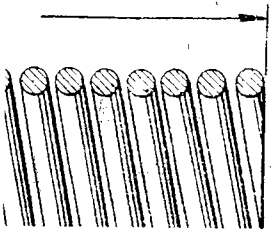
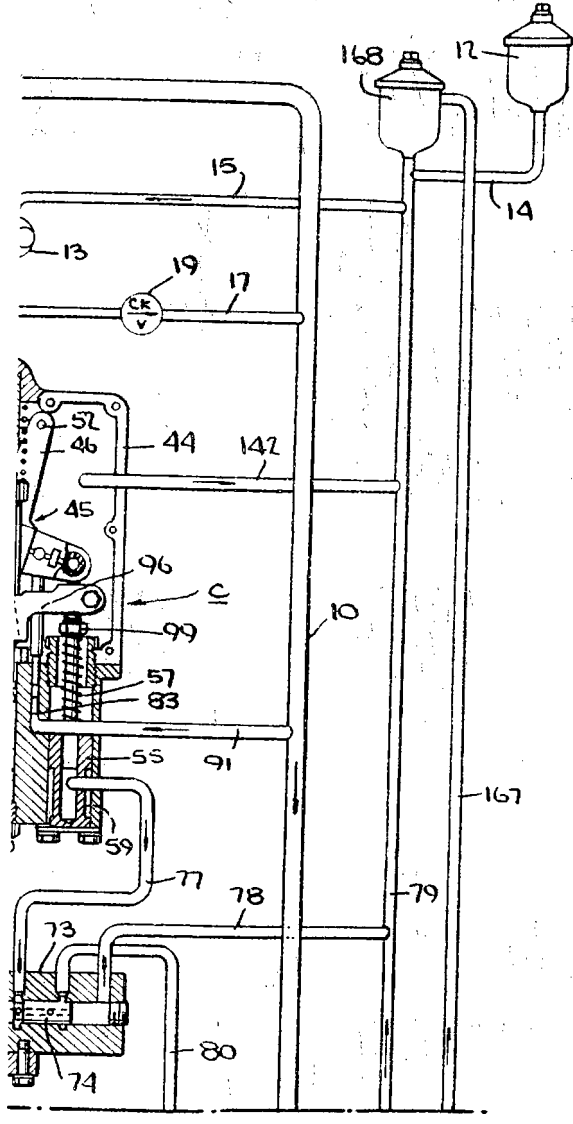
Madrid,

P.A.

1900 1900 1900
Ortiz

52





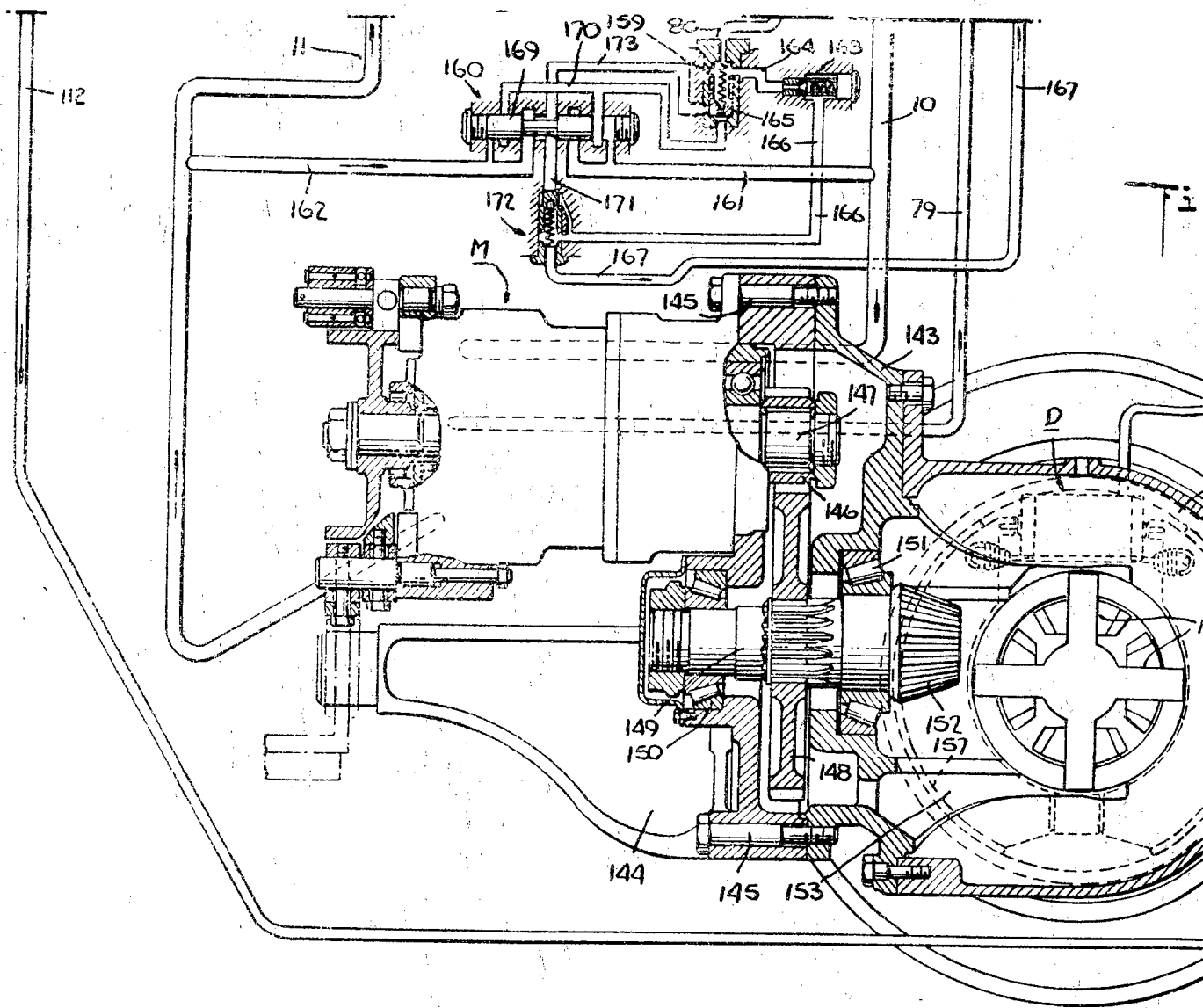


Fig. 4.

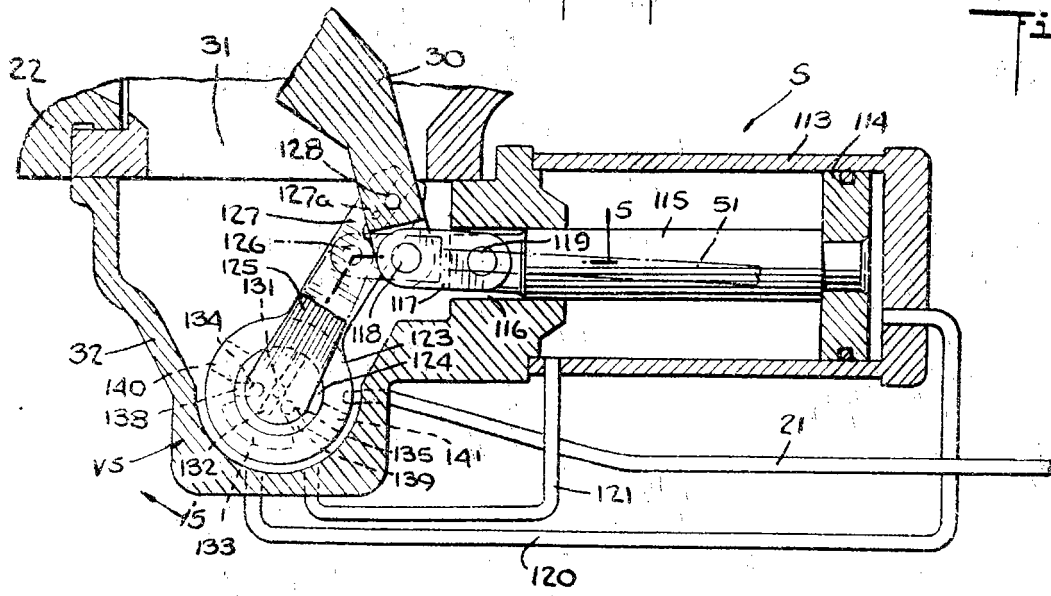


Fig. 5.

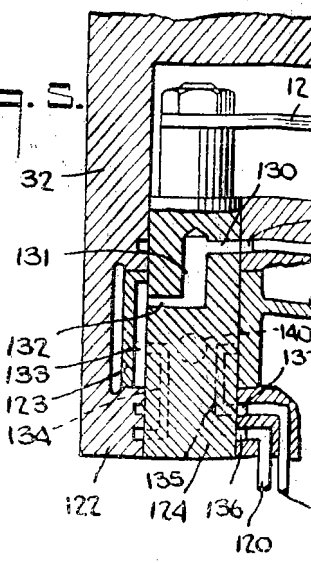
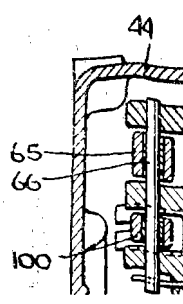


Fig. 3.



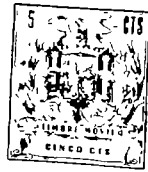
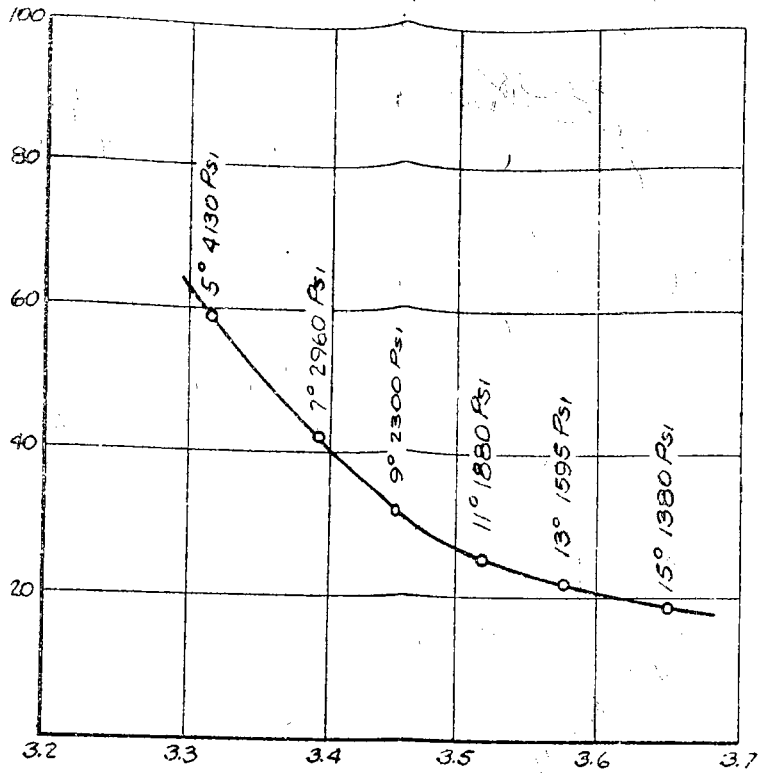


Fig. 5.



1b.

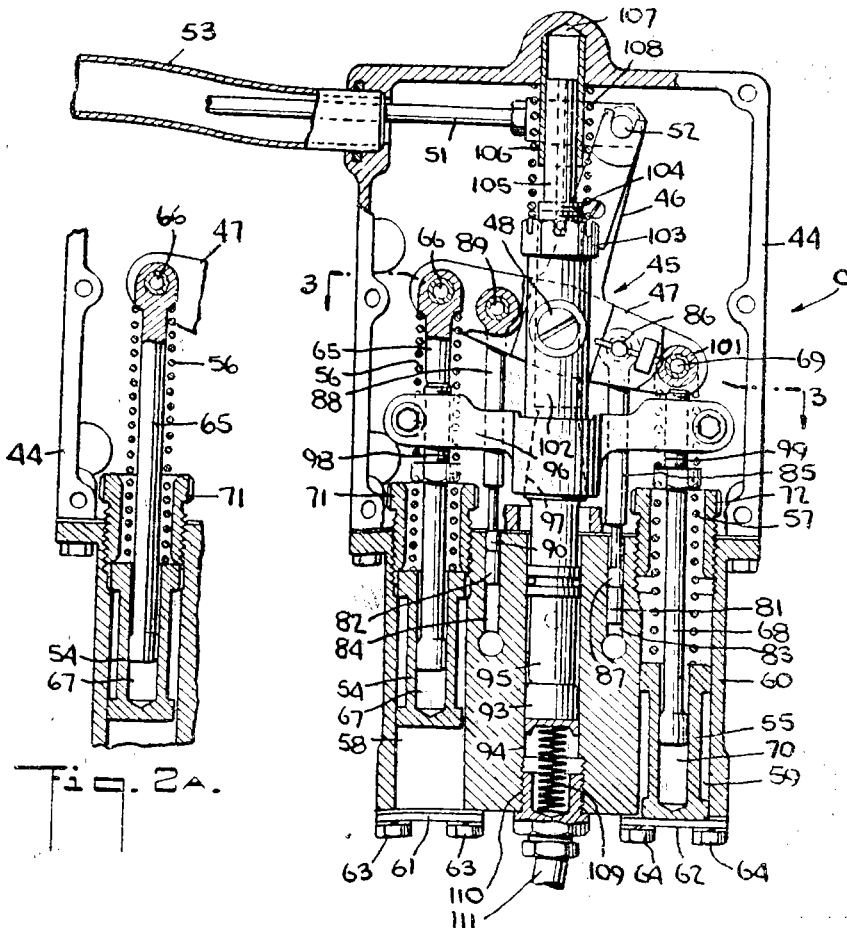
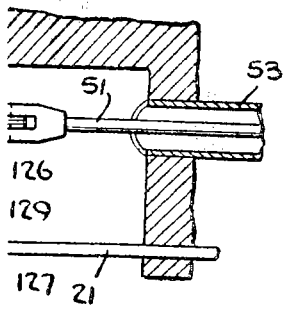
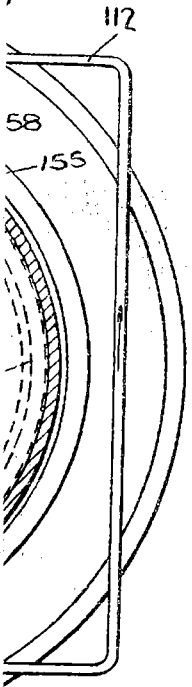


Fig. 2A.

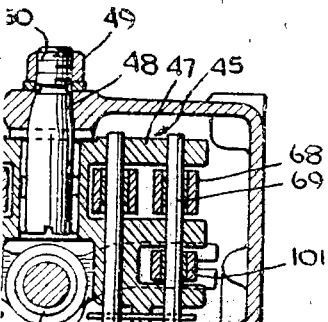


Fig. 2.