



ESPAÑA

19 ES	11	NUMERO	447203	10 A1
	21	FECHA DE PRESENTACION		

PATENTE DE INVENCION

30 PRIORIDADES:	32 FECHA	33 PAIS
31 NUMERO P 25 18 186.6	24 abril 1.975	Alemania

47 FECHA DE PUBLICIDAD	51 CLASIFICACION INTERNACIONAL B60K	62 PATENTE DE LA QUE ES DIVISIONARIA
------------------------	--	--------------------------------------

54 TITULO DE LA INVENCION SISTEMA DE PROPULSION HIDRODINAMICO-MECANICO PARA VEHICULOS
--

71 SOLICITANTE (S) Voith Getriebe KG

DOMICILIO DEL SOLICITANTE Alexanderstrasse 2, D-7920 Heidenheim (Alemania)

72 INVENTOR (ES) Martin Nitsche, Hellmut Weinrich y Uwe Mühlberger

73 TITULAR (ES) La misma solicitante

74 REPRESENTANTE D. Carlos Fernandez Candelas
--



El invento concierne a un sistema de propulsión hidrodinámico-mecánico para vehículos, de acuerdo con el enunciado de la reivindicación 1. En un sistema de propulsión de vehículos conocido de este tipo (DT-AS 1.700.160, figura 3), el convertidor de momento de rotación hidrodinámico está estructurado como un denominado convertidor Trilok, es decir que además del rodete de bomba posee un rodete de turbina atravesado por la corriente en lo esencial en forma centrípeta y una corona de álabes directores dispuesta en la zona interior radial del espacio de trabajo del convertidor y recorrida por la corriente en sentido axial. Dado que en este caso el rodete de bomba y el rodete de turbina, durante el funcionamiento en tracción, giran en el mismo sentido de rotación, se trata de un convertidor de movimientos en igual sentido. Si se utiliza tal convertidor por cambio de conmutación de la transmisión de inversión (con lo cual el rodete de turbina gira en sentido contrario a su sentido de rotación normal) y con ajuste de un determinado resbalamiento del embrague de entrada para el frenado hidrodinámico, en tal caso el embrague de entrada está solicitado por cargas en grado extraordinariamente alto. En efecto, en el caso de uno de tales convertidores de movimientos en igual sentido, en la denominada zona de frenado opuesto el momento específico de la bomba es muy alto. Además de ello, también el momento específico de turbina es en amplias porciones de la zona de frenado opuesto mucho más elevado que lo que en general es necesario y deseable, de modo que al efectuar el frenado hidrodinámico el correspondiente embrague de fricción de la transmisión de inversión trabajará



con un gran resbalamiento y de este modo resulta una elevada potencia de fricción en el embrague. Por lo tanto, en la transmisión de inversión se necesitan embragues de fricción para una potencia muy alta y con costosos equipos de refrigeración. A esto se agrega, agravando el problema, el hecho de que en una zona parcial de la zona de frenado opuesto (a saber, con determinados valores de la relación de números de revoluciones n_T/n_p entre el rodete de turbina y el rodete de bomba) el momento específico de turbina experimenta intensas oscilaciones o incluso discurre de modo enteramente irregular.

El invento tiene la misión de mejorar el sistema de propulsión de vehículos descrito en el enunciado de la reivindicación 1, de manera tal que durante el funcionamiento en frenado hidrodinámico con ajuste de un resbalamiento en el embrague de entrada tanto el embrague de entrada propiamente dicho como también los embragues de fricción de la transmisión de inversión sean cargados en el menor grado que sea posible.

Esta misión es resuelta de acuerdo con la parte caracterizante de la reivindicación 1 mediante la utilización de un convertidor de movimientos opuestos, cuya corona de álabes directores está dispuesta, en la dirección de circulación, entre el rodete de bomba y el rodete de turbina y cuyo rodete de turbina dispuesto en la zona del lado de entrada del rodete de bomba es recorrido por lo menos aproximadamente en sentido axial. En uno de tales convertidores el rodete de turbina y el rodete de bomba se mueven durante el funcionamiento en tracción en sentidos de rotación opuestos, y por el contrario en la "zona de



frenado opuesto" se mueven en iguales sentidos.

De la memoria de patente alemana 2.021.543 es conocido ciertamente ya un sistema de propulsión de vehículos, en el cual se utiliza tal convertidor de movimientos opuestos, a elección, para la tracción o para el frenado hidrodinámico. También es sabido ya proveer a tal sistema de propulsión de vehículos con un embrague de entrada. No obstante, en estos sistemas conocidos de propulsión de vehículos el frenado hidrodinámico tiene lugar siempre sólo cuando el rodete de bomba del convertidor ha sido fijado mediante un "freno de bomba". De este modo el momento de frenado hidrodinámico absorbido por el rodete de turbina disminuye naturalmente en alto grado al hacerse menor el número de revoluciones de la turbina. Por lo tanto, igual que ocurre en un frenado de circulación normal, no es posible hacer pararse por lo menos aproximadamente al vehículo, sólo por frenado hidrodinámico. En el margen superior del número de revoluciones de turbina se debe ajustar allí el momento de frenado, por modificación del grado de llenado del convertidor, al valor deseado en cada caso.

De este sistema de propulsión de vehículos conocido se diferencia el sistema de acuerdo con el invento, en primer término, sobre todo, por el hecho de que el rodete de bomba del convertidor de movimientos opuestos no está parado durante el frenado hidrodinámico, sino que gira con un número de revoluciones ajustable. En efecto, se reconoció como especialmente ventajoso el hecho de que en tal convertidor de movimientos opuestos, el momento específico de bomba durante el funcionamiento



en frenado hidrodinámico, en el cual la bomba y la turbina giran en igual sentido, se encuentre en valores muy bajos en el margen utilizable en la práctica de la relación n_T/n_P . Experimentos con el convertidor mencionado han puesto de manifiesto sorprendentemente el hecho de que el momento específico de bomba durante el frenado hidrodinámico disminuye primeramente al crecer desde cero la relación de números de revoluciones n_T/n_P , se encuentra en la proximidad del valor cero en la zona, más importante para el frenado, en que la relación n_T/n_P permanece casi constante, y después de ello sube de nuevo sólo gradualmente. Los inventores han reconocido que esta característica de convertidor puede ser aprovechada de un modo especialmente ventajoso para el frenado hidrodinámico con el rodete de la bomba girando, dependiendo el número de revoluciones de éste del resbalamiento de un embrague de fricción de entrada. En efecto, por medio de esta característica del convertidor, el embrague de entrada está cargado sólo en grado muy pequeño en el modo mencionado del frenado hidrodinámico; éste puede ser hecho funcionar sin ninguna dificultad durante largo tiempo con cualquier resbalamiento. De este modo, por una modificación del resbalamiento, éste puede ser utilizado para el ajuste de cualesquiera números de revoluciones de bomba y por consiguiente para diversos momentos de turbina, es decir para diversos momentos de frenado hidrodinámico.

El invento hace uso además del hecho de que en la zona de la relación de números de revoluciones n_T/n_P , utilizable en la práctica para el frenado hidrodinámico, el momento específico de turbina no experimenta ninguna modificación excesivamente



grande; esto facilita el logro de un funcionamiento constante en frenado. Además de ello, se comprobó que la magnitud del momento de turbina adopta valores muy favorables durante el funcionamiento en frenado en relación con el momento de turbina en el caso de funcionamiento en tracción. A partir de todas las circunstancias mencionadas resulta que, por un lado, no se necesitan equipos para modificar el grado de llenado del convertidor y que, por otro lado, los dispositivos de fricción de la transmisión de inversión pueden trabajar sin resbalamiento durante el funcionamiento en frenado hidrodinámico, tal como ocurre evidentemente de antemano en el caso de funcionamiento en tracción.

Por medio de las ideas adicionales del invento, que se mencionan en las reivindicaciones 2ª y 3ª, se puede producir un cambio de conmutación rápido y automático del embrague de entrada a funcionamiento de resbalamiento al pasarse a frenado hidrodinámico, de manera que se facilita la manipulación del vehículo.

En el caso de ciertos tipos de vehículos, especialmente en vehículos de carretera, puede ser suficiente estructurar el equipo de mando del sistema de transmisión del vehículo, de manera tal que el conductor del vehículo pueda provocar por accionamiento del pedal de freno el cambio de conmutación a funcionamiento en frenado hidrodinámico y al mismo tiempo pueda ajustar la magnitud del resbalamiento del embrague de entrada de modo correspondiente al momento de frenado deseado en cada caso. Se entiende que el número de revoluciones del motor debe ser ajustado en este caso siempre a un valor fijo, por ejemplo



al número de revoluciones de marcha en vacío; ya que el número de revoluciones del rodete de bomba del convertidor (y por consiguiente el momento de frenado hidrodinámico) depende en general, en el caso de que el embrague de entrada esté en resbalamiento, también del número de revoluciones del motor, a menos que para el accionamiento del embrague de entrada se utilice un cilindro hidráulico de doble efecto muy costoso (Ziff. 353 de la DT-AS 1.700.160, figura 3), mediante el cual se pueda suprimir la influencia del número de revoluciones del motor.

10 No obstante, si se trata de un vehículo cuya dirección de translación debe ser cambiada con frecuencia, tal como por ejemplo en caso de carretillas elevadoras, orugas niveladoras, cargadoras sobre ruedas o similares, se deseará la mayor parte de las veces provocar el cambio de conmutación al funcionamiento de frenado hidrodinámico por desplazamiento de la palanca de dirección de translación, para que al alcanzarse la velocidad de translación cero se pueda continuar el desplazamiento directamente en la otra dirección de translación. El ajuste de un determinado momento de frenado, por ejemplo mediante el pedal de freno, tropieza en este caso con dificultades, a saber por 20 el hecho de que el conductor del vehículo ha de dirigir su atención visual no solamente al sistema de propulsión del vehículo, sino además, de modo adicional y predominante, al gobierno del correspondiente aparato de trabajo y, por otro lado, al hecho de que un proceso de frenado hasta alcanzarse la parada dura 25 con frecuencia sólo unos pocos segundos. En este corto espacio de tiempo no es posible para el conductor del vehículo ajustar



en cada caso el necesario momento de frenado apretando más o
menos a fondo un pedal, toda vez que en uno de tales vehículos
el motor debe propulsar también al aparato o apero de trabajo
y por consiguiente el número de revoluciones de éste no puede
5 ser ajustado de ningún modo en cada proceso de frenado a un va-
lor fijo. Ciertamente la influencia del número de revoluciones
del motor sobre el momento de frenado podría ser suprimida por
utilización en el embrague de entrada del cilindro hidráulico
de doble efecto que ya se ha mencionado. Dejando aparte los ele-
10 vados costos de adquisición y el gran espacio ocupado necesario
para tal cilindro doble, éste, no obstante, no es capaz de ex-
cluir otras magnitudes variables y que también influyen sobre
el momento de frenado, tales como el índice de fricción de las
superficies de fricción del embrague de entrada o la viscosidad
15 del líquido que sirve para lubricar y refrigerar las superficies
de fricción.

De acuerdo con otra idea importante del invento se
prevé por lo tanto un equipo de regulación, el cual mediante
ajuste del resbalamiento del embrague de entrada regula el mo-
20 mento de frenado hidrodinámico a un valor por lo menos aproxima-
damente constante, utilizándose en el equipo regulador como mag-
nitud de medición (magnitud de regulación) la diferencia de pre-
siones generada en el líquido de trabajo por el rodete de bomba
del convertidor o una magnitud que dependa de esta diferencia
25 de presiones, y siendo comparada con una magnitud de guía (va-
lor nominal) ajustable a deseo. Ciertamente, ya se conoce de la
memoria de patente alemana 2.132.144 un equipo de regulación



similar. No obstante, en ese caso se regula el momento de rotación
cedido por el sistema de propulsión del vehículo en el denominado
funcionamiento Jnchen (funcionamiento de tracción con resbalamiento
en el embrague de entrada), trabajando también el
5 convertidor de momento de rotación hidrodinámico en su margen
de trabajo normal, a saber preferiblemente con números de revoluciones
de turbina muy pequeños. No podía esperarse de ningún modo en tal
caso, sin más, que en el margen de frenado opuesto la diferencia de
presiones dependiente del número de revoluciones generado por el
10 rodete de bomba también fuese una medida suficientemente exacta en
la práctica para el momento de turbina, ya que en tal caso el rodete
de turbina gira en sentido inverso, a saber con un número de revoluciones
que se encuentra en el margen del número de revoluciones previsto de
modo global, es decir que por lo menos temporalmente puede ser también
15 muy grande; en cualquier caso, en la zona de frenado opuesto, existen
en el convertidor condiciones de circulación totalmente diferentes que
en el caso del funcionamiento Jnchen. Por medio del invento se proporcio-
na un equipo de regulación para el momento de frenado hidrodinámico
que se distingue por una sencillez especial, ya que para la obtención
de la magnitud de regulación no se necesita de ningún equipo complicado
de medición del momento de rotación, sino que sólo se necesita captar
y medir una diferencia de presiones. En la mayor parte de los casos
20 es incluso suficiente utilizar como magnitud de regulación sólo la
presión de líquido en el lado de salida del rodete de bomba, ya que
en tal caso se puede mantener constante la presión en el



lado de entrada del rodete de bombas sin ninguna dificultad mediante una válvula limitadora de presión. Por lo tanto se hace innecesario formar la diferencia entre las presiones a ambos lados del rodete de bomba. La utilización de la mencionada diferencia de presiones o de la presión de salida de la bomba como magnitud de regulación se facilita aún más por el hecho de que el convertidor de movimientos opuestos utilizado de acuerdo con el invento tiene siempre una caja envolvente fija y por lo tanto se pueden conectar conducciones de medición de presión, sin ninguna dificultad, con la caja envolvente del convertidor.

El equipo de regulación antes descrito puede ser empleado ciertamente de modo especialmente ventajoso en relación con el sistema de propulsión de vehículos de acuerdo con el invento, que está provisto de convertidor de movimientos opuestos. No obstante, la utilización de tal equipo de regulación puede tomarse en consideración perfectamente también en relación con un convertidor de movimientos en cualquier sentido, a saber tal como antes se ha explicado, especialmente cuando el convertidor tiene una caja envolvente fija.

Formas de estructuración ventajosas del invento se describen en las reivindicaciones secundarias 5ª hasta 13ª y, en la explicación que sigue, con ayuda de los ejemplos de realización, que se representan en los dibujos. Estos muestran en

La figura 1 el esquema de un sistema de propulsión de vehículos de acuerdo con el invento, en estado parado;

La figura 2 el esquema según la figura 1, pero en funcionamiento en tracción;



La figura 3 el esquema de acuerdo con la figura 1, pero en el estado en que se efectúa el cambio de conmutación desde funcionamiento en tracción al funcionamiento en frenado hidrodinámico;

5 La figura 4 el esquema de acuerdo con la figura 1, pero en el funcionamiento en frenado hidrodinámico;

La figura 5 el esquema de un sistema de propulsión de vehículos, modificado con respecto a la figura 1;

10 La figura 6 una sección de detalle del esquema según la figura 5 con un equipo adicional para el funcionamiento Inch;

Las figuras 7 y 8 secciones longitudinales a través de una válvula de presión que pertenece al equipo de mando del sistema de propulsión de vehículos, en diferentes posiciones de trabajo;

15 La figura 9 el esquema de un equipo de mando modificado para el sistema de propulsión de vehículos según las figuras 1 ó 5.

20 El sistema de propulsión de vehículos representado en la figura 1 comprende un embrague de entrada 20, estructurado como embrague de discos, un convertidor hidrodinámico de momento de rotación 30, estructurado de acuerdo con el invento como convertidor de movimientos opuestos, y una transmisión de inversión 40. La porción primaria 21 del embrague de entrada 20 comprende un árbol de propulsión 22, con el que puede ser acoplada
25 una máquina de propulsión no representada, y un cilindro hidráulico de simple efecto 23 con un pistón anular 24, que cierra al embrague de entrada 20 al ser cargado con medio a presión. La



porción secundaria 25 del embrague de entrada 20 está unido de modo solidario en rotación con el rodete de bomba 31 del convertidor 30. El espacio de trabajo 32, en forma de toro, del mismo está formado en lo esencial por una caja envolvente fija 33.

5 El convertidor 30 abarca además una corona de álabes directores 34, en la cual se invierte el movimiento de rotación generado por el rodete de bomba en el líquido de trabajo, un anillo de núcleo 35 así como un rodete de turbina 37 que se mueve en sentido opuesto con relación al rodete de bomba 31 durante el fun-

10 cionamiento en tracción, el cual rodete de turbina está unido de modo solidario en rotación con un árbol de entrada 39 de la transmisión de inversión 40. La corona de álabes directores 34 es recorrida de modo centrípeto. Adicionalmente se puede prever en la zona exterior radial del espacio de trabajo 32 otra corona

15 de álabes directores adicional, recorrida de modo axial. Es importante que la corona de rodetes directores o las coronas de rodetes directores estén dispuestas, en la dirección de circulación, siempre entre el rodete de bomba 31 y el rodete de turbina

20 37. El rodete de turbina 37 se encuentra siempre en la proximidad del lado de entrada del rodete de bomba 31. Es especialmente favorable disponer el rodete de turbina 37 de un modo tal en la zona interior radial del espacio de trabajo 32, que éste sea recorrido por la corriente de modo axial o aproximadamente axial.

25 La transmisión de inversión 40 está estructurada preferiblemente del siguiente modo: abarca un grupo duoplanetario 41, cuyo soporte planetario 42 está unido de modo solidario en



rotación, por un lado, con el árbol de entrada 39 y por otro lado, con la porción primaria de un embrague de discos 43. La rueda dentada madre 44 está unida de modo solidario en rotación con el árbol de salida o toma de fuerza 45 y al mismo tiempo con la porción secundaria del embrague de discos 43. La rueda hueca 46 puede ser detenida por medio de un freno de discos 47.

El equipo de mando para el sistema de propulsión de vehículos será estructurado preferiblemente en forma de un sistema de mando puramente hidráulico; no obstante, podría estar estructurado sin más también como un sistema de mando electro-hidráulico. El sistema de mando puramente hidráulico que se representa abarca las siguientes partes y piezas: una bomba para medio de trabajo 50, propulsada por el árbol de propulsión 22, una conducción de presión 51, en la cual se mantiene constante la presión por medio de una válvula limitadora de presión 52; partiendo de la conducción de presión 51 una conducción de llenado de convertidor 53 con una válvula de estrangulamiento 54, conducciones 55, 56 y 57 con una válvula de mando 58 que sirve para cambiar la conmutación de la transmisión de inversión, la cual válvula puede ocupar tres posiciones: marcha en vacío O, marcha hacia delante V y marcha hacia atrás R. En la conducción 55 está dispuesta una válvula de estrangulamiento 55a. Además, para el mando del embrague de entrada 20 están previstas conducciones 60, 61 y 62 con una válvula de mando previo 63 y con una válvula reductora de presión 64. Esta última gobierna su presión de salida en la conducción 62 con una presión de entrada igual o mayor en la conducción 61 en función de las fuerzas



elásticas de los resortes 65 y 66. La fuerza de los resortes 65
puede ser ajustada por medio de un pedal de embrague 67, a saber
de manera tal que un apriete del pedal 67 produzca un aumento
de la fuerza elástica, con lo cual se produce un desplazamiento
del cuerpo de válvula 64 en el dibujo hacia la derecha, y de este
modo una disminución de la presión en la conducción 62 y por
consiguiente una apertura del embrague de entrada 20. La fuerza
de los resortes 66 puede ser ajustada por medio del pistón 68
de un cilindro auxiliar 69. En la posición del pistón 68 de
acuerdo con la figura 1 la fuerza elástica es relativamente pequeña;
la válvula de presión 64 trabaja en el denominado margen de presión
de frenado. Un desplazamiento de pistón 68 hacia la izquierda en
los dibujos produce un aumento de la fuerza elástica y por lo tanto
un desplazamiento del cuerpo de válvula 64 en la dirección de "apertura"
y por consiguiente una elevación de la presión en la conducción 62;
la válvula de presión 64 trabaja ahora en el denominado margen de
presión de tracción. La posición del cilindro auxiliar 69 y por
consiguiente la posición final, a la derecha en los dibujos, del
pistón 68 es determinada por un tópe 71 ajustable por medio de un
tornillo 70. El desplazamiento del pistón 68 se efectúa con ayuda
de medio a presión, que es introducido a través de una conducción
72, 73 y una válvula de mando 74.

Por el árbol de entrada 39 de la transmisión de inversión 40,
que al mismo tiempo es el árbol de turbina del convertidor 30,
es propulsada una bomba dosificadora 75 para dos direcciones
de transporte. Las dos conexiones de la bomba dosifi-



5 cadora 75 están unidas entre sí a través de una válvula de re-
tención 76, de manera que la bomba dosificadora sólo genera una
presión en una de las direcciones de trabajo en una conducción
de mando 77. La disposición está realizada de modo tal que rei-
na presión en la conducción 77 sólo cuando el árbol 39 gira ha-
cia atrás; esto ocurre, tal como se explica seguidamente, sólo
durante el frenado hidrodinámico.

10 Las dos conducciones 56 y 57 para medio de presión
que sirve para el accionamiento de la transmisión de inversión
40 están unidas a través de una válvula de retención doble 80
con una conducción 81, en la cual existe por consiguiente pre-
sión cuando uno de los dos dispositivos de fricción (el embra-
gue de discos 43 o el freno de discos 47) está cargado con me-
dio de presión. La conducción 81 está unida a través de una
15 válvula de estrangulación 82 con una conducción 83. Con ésta
se encuentra conectado un depósito de almacenamiento 84, de ma-
nera que una acumulación de presión en la conducción 81 tiene
como consecuencia una acumulación de presión cronológicamente
retardada en la conducción 83. Mediante una válvula de retención
20 85 conectada en paralelo con respecto a la válvula de estrangu-
lación 82 se produce en cada cambio de conmutación de la válvula
de mando 58 un rápido vaciado del depósito de almacenamiento
84 y por consiguiente una disminución, al menos transitoria,
de la presión en la conducción 83. Si la válvula de mando 58
25 es cambiada de conmutación a marcha en vacío 0, el depósito de
almacenamiento 84 se vacía en el colector 49 y desaparece la
presión existente hasta ese momento en la conducción 83. Por



el contrario, si la válvula de mando 58 es cambiada de conmutación directamente desde marcha hacia delante V a marcha hacia atrás R o a la inversa, el depósito de almacenamiento 84 se vacía dentro del cilindro hidráulico del dispositivo de fricción 43 ó 47 que ha de ser solicitado nuevamente por carga, disminuyendo durante breve tiempo la presión en la conducción 83; después de ello se vuelve a llenar el depósito de almacenamiento 84 y vuelve a subir la presión en la conducción 83.

Al disminuir la presión en la conducción 83, por ejemplo durante un proceso de cambio de conmutación, la válvula de mando previo 63 ocupa la posición mostrada en la figura 1. De este modo es descargada la conducción 61, 62 y por consiguiente se suelta el embrague de entrada 20; al mismo tiempo se introduce medio de presión en una conducción de mando 86. Las conducciones de mando 77 y 86 desembocan ambas en una válvula de retención doble 87, cuya salida 88 está unida con una de las superficies frontales de pistón de la válvula de mando 74. Mediante esta disposición se da lugar a que la válvula de mando 74 sea cambiada de conmutación a su posición, izquierda en los dibujos, en la que en la conducción de mando 77 o en la conducción de mando 86 o en ambas conducciones de mando 77 y 86 existe presión.

La figura 1 muestra el sistema de propulsión de vehículos y todos los equipos de mando en el estado de reposo; es decir, todas las conducciones están sin presión y las válvulas 63, 64, 74 así como el pistón 68 y el pistón del depósito de almacenamiento 84 ocupan la posición impuesta por la fuerza



del resorte asociado en cada caso. En las figuras 2 hasta 4 se representan con líneas más gruesas en relación con la figura 1 las conducciones que se encuentran en cada caso bajo plena presión.

5 La figura 2 muestra el sistema de propulsión de vehículos en el estado en que el funcionamiento en tracción se realiza en dirección hacia delante. Primero se encuentran bajo presión las conducciones 51, 53, 55, 60 y 72. Mediante el cambio de conmutación de la corredera de inversión 58 a la posición V reina también presión en la conducción 57 (el embrague 43 está aplicado) y en las conducciones 81 y 83, de manera que la válvula de mando 63 ocupa ahora la posición mostrada en la figura 2. De este modo están unidas entre sí las conducciones 60 y 61 y está descargada la conducción de mando 86. Dado que el árbol de turbina del convertidor 39 está girando en la dirección de rotación normal durante el funcionamiento en tracción, también está sin presión la conducción de mando 77, de manera que la válvula de mando 74 une la conducción 73 con la conducción 72 y como consecuencia de ello el pistón 68 tensa previamente al resorte 66 de modo más intenso que en la figura 1. De este modo la válvula de presión 64, tal como arriba se explica, trabaja en el margen denominado de presión de tracción, es decir la presión está en la conducción 62, siempre que el pedal de embrague 67 ocupe su posición superior, con una magnitud tal que el embrague de entrada 20 trabaja de modo seguro sin resbalamiento. Por apriete del pedal de embrague 67 se puede cambiar o soltar el embrague de entrada a funcionamiento con resbalamiento.

10

15

20

25



La figura 3 muestra el estado cuando se efectúa el cambio de conmutación desde funcionamiento en tracción en dirección hacia delante al funcionamiento de frenado hidrodinámico durante la translación hacia delante. La orden de frenado ha sido comunicada cambiando de conmutación la corredera de inversión 58 desde la posición V a la posición R. De esta manera se suelta el embrague 43 en la transmisión de inversión 40 y en lugar de él se aplica el freno 47. Mientras que el cilindro hidráulico del freno 47 se llena con medio de presión desde la conducción 51, 55, 56 y a través de la conducción 81 desde el depósito de almacenamiento 84, disminuye considerablemente la presión en las conducciones 81, 83 (por lo demás, también en la conducción 55), de manera que la válvula de mando 63 es cambiada de conmutación a la posición de reposo por la fuerza de su resorte. De este modo se suelta el embrague de entrada 20 y al mismo tiempo se pone bajo presión la conducción 86, 88, de manera que la válvula de mando 74 pasa ahora a su posición izquierda en los dibujos. Esto da lugar a que se descargue la conducción 73 y por consiguiente se ajuste la válvula de presión 64 al margen de presiones de frenado anteriormente más baja en relación a ella.

Inmediatamente después de ello se ajusta el estado representado en la figura 4, en el cual se efectúa un frenado hidrodinámico. Entretanto, en la transmisión de inversión el freno 47 ha sido aplicado por lo menos casi plenamente; y en las conducciones 55, 56 y 81 se ha acumulado de nuevo una presión. Además se ha llenado de nuevo el depósito de almacenamien-



to 84; esto ha causado una acumulación de presión retardada en la conducción 83, de manera que la válvula de mando 63 ocupa de nuevo su posición izquierda en los dibujos. Por consiguiente, el embrague de entrada 20 puede ser cargado de nuevo con medio de presión, mientras que la conducción de mando 86 está nuevamente descargada. Entretanto, no obstante, el árbol de turbina del convertidor 39 gira en la dirección de rotación inversa con relación a la dirección que existe durante el funcionamiento en tracción, de manera que la bomba dosificadora 75 genera presión en las conducciones 77, 88 y mantiene la posición de la válvula de mando 74 izquierda en los dibujos. Por consiguiente, permanece descargada la conducción de mando 73 y la válvula de presión 64 permanece en el margen de presiones de frenado más bajo, de modo que el embrague de entrada 20 trabaja con resbalamiento. La magnitud del resbalamiento puede ser ajustada a un valor cualquiera mediante ajuste del tope 71 (por giro del tornillo 70). Cuando menor es el resbalamiento en el embrague de entrada, tanto mayor es (con número de revoluciones constante del motor) el número de revoluciones del rodete de bomba del convertidor 31 y por consiguiente el momento de frenado hidrodinámico absorbido por el rodete de turbina 37. Mediante un apriete del pedal de embrague 67 puede ser aumentado el resbalamiento del embrague de entrada 20 y por consiguiente se puede disminuir el momento de frenado generado. Poco antes de alcanzarse la parada desaparece la presión en las conducciones 77, 88, de modo que la válvula de mando 74 ocupa nuevamente su posición de reposo y la válvula de presión 64 pasa nuevamente al margen de presiones



de tracción. El momento generado por el convertidor se conserva en su plena magnitud al alcanzarse la parada, de manera que el vehículo puede ponerse en marcha de nuevo inmediatamente en la dirección de translación "hacia atrás".

5 La figura 5 muestra otro ejemplo de realización del invento; en ella, las partes coincidentes con la forma de realización según la figura 1 están provistas con los mismos signos de referencia. Una primera diferencia con respecto a la figura 10
10 consiste en que entre el embrague de entrada 20 y el rodete de bomba del convertidor 31 está prevista una transmisión diferencial 26 que comunica la potencia de entrada a dos ramales. La rueda hueca de esta transmisión está unida con la porción secundaria 25 del embrague de entrada 20 y la rueda madre de engranaje está unida con el rodete de bomba del convertidor 31,
15 mientras que el soporte de planetario está unido con un árbol 27 conducido a través del convertidor, el cual forma al mismo tiempo el árbol de entrada de la transmisión de inversión 40. El árbol hueco del rodete de turbina 38 está unido mediante una transmisión intermedia 28 con una marcha en vacío 29 con el árbol de entrada 27 de la transmisión de inversión 40. Por consi-
20 guiente, en forma del convertidor 30 existe un ramal de transmisión de fuerza hidrodinámica y en forma del árbol central 27 existe un ramal de transmisión de fuerza puramente mecánico; ambos ramales son reunidos de nuevo en el lado de entrada de la
25 transmisión de inversión 40. En un margen inferior del número de revoluciones de toma de fuerza ambos ramales son utilizados para la transmisión de fuerza, mientras que en un margen supe-



rior del número de revoluciones de toma de fuerza, por fijación del rodete de bomba del convertidor 31 por medio del "freno de bomba" (pistón anular 36 en el anillo de núcleo 35) la transmisión de fuerza tiene lugar sólo a través del ramal mecánico.

5 El intercalamiento del "freno de bomba" se efectúa a través de conducciones 90, 91 y una válvula de mando 92, que puede ser cambiada de conmutación de modo dependiente del número de revoluciones a través de un conmutador de fuerza centrífuga 93. En este caso la presión sobre el pistón anular 36 debe ser mayor
10 que en el espacio de trabajo del convertidor 32; por lo tanto, la presión en la conducción de llenado del convertidor 53 es limitada a un valor determinado mediante una válvula de limitación de presión 48. La ramificación de potencia aquí descrita puede estar prevista evidentemente también en el caso del sistema de propulsión de vehículos de acuerdo con las figuras 1 hasta 4.

15 Otra diferencia esencial con respecto al modo constructivo según las figuras 1 a 4 consiste en que está previsto un equipo de regulación para mantener constante, por lo menos de modo aproximado, el momento de frenado hidrodinámico. En lo esencial este equipo de regulación está formado por otra válvula
20 de presión 94, que está montada detrás de la válvula de presión 64 en la conducción por medio de presión que conduce al embrague de entrada 20. La salida de la válvula de presión 64, que al mismo tiempo es entrada para la válvula de presión 94, es
25 designada ahora con 62a. A través de conducciones de mando 95, 96 y a través de una válvula de mando 98, una de las superficies



frontales del pistón de válvula 94 es cargada por la presión que reina en el espacio de trabajo del convertidor 32 por el lado de salida del rodete de bomba 31. Esta presión es designada en lo que sigue brevemente como "presión del convertidor".

5 Dado que en el lado de entrada del rodete de bomba del convertidor 31 es mantenida constante la presión que reina en el espacio de trabajo del convertidor mediante una válvula de limitación de presión 48, la presión en la conducción 95, 96 constituye una medida exacta de la diferencia de presiones generada
10 en el líquido de trabajo del convertidor por el rodete de bomba del convertidor 31, y constituye con suficiente exactitud también una medida del momento de frenado hidrodinámico absorbido por el rodete de turbina 37.

El lado frontal opuesto del cuerpo de válvula 94 es
15 cargado por la presión existente en la conducción 62a. Esta, como presión de salida de la válvula de presión 64, constituye una medida del momento de frenado deseado; en efecto, igual que en la figura 1 la presión de salida de la válvula de presión 64 es determinada por las fuerzas de los resortes 65 y 66 y éstas
20 son determinadas por la posición del pedal de embrague 67 o por la posición del tope 71.

El reemplazamiento del cilindro auxiliar 69 con el
pistón 68 según la figura 1 por el pistón de válvula 98 de acuerdo con la figura 5 significa solamente que el pistón 98 tiene
25 adicionalmente además la función de gobernar la comunicación entre las conducciones 95 y 96. Por consiguiente, la presión del convertidor existe siempre en la conducción 96 cuando no



5 existe ninguna presión en la conducción 73, tal como ocurre en las figuras 3 y 4, es decir al cambiar de conmutación al funcionamiento en frenado y durante el funcionamiento en frenado. Por lo tanto, si está presente la presión del convertidor en la conducción 96, ésta es comparada por el pistón de válvula 94 como magnitud de medición (magnitud de regulación) constantemente con la presión en la conducción 97 que constituye la magnitud de guía (valor nominal). Un resorte 99 sirve solamente como resorte equilibrador.

10 En el estado de estabilización, la fuerza elástica 99 y las fuerzas que actúan debido a las presiones en las conducciones 96 y 97 sobre el pistón de válvula 94 están en equilibrio. Si se llega a que el momento de frenado se separe del valor deseado (causado por ejemplo por una modificación del número de revoluciones del motor), la modificación de la presión que resulta de ello en la conducción 96 causa una modificación de la presión en la conducción 62 y por consiguiente del resbalamiento en el embrague de entrada 20, a saber en el sentido de una nueva igualación del momento de frenado con el valor deseado (valor nominal). Este valor nominal puede ser ajustado a cualquier valor deseado mediante ajuste del tope 71 por medio del tornillo 70, y además de ello puede ser ajustado durante el funcionamiento en frenado mediante el pedal de embrague 67. En el caso de que al cambiar de conmutación al funcionamiento en frenado hidrodinámico sea aplicado el "freno de bomba" 35, 36, éste debe ser
20
25 soltado inmediatamente. Para este fin la conducción 90 es comunicada con la conducción 73, de manera que al cambiar de conmu-



tación al funcionamiento de frenado hidrodinámico sean descargadas simultáneamente ambas conducciones 73 y 90.

En el caso de utilizarse el sistema de propulsión de vehículos de acuerdo con el invento en carretillas elevadoras, con las cuales con frecuencia con una velocidad de translación muy pequeña ha de efectuarse la aproximación con precisión de centímetros a un lugar determinado, es necesario que el embrague de entrada 20 pueda ser hecho funcionar con resbalamiento también durante el funcionamiento en tracción. Este modo de funcionamiento es designado en general por "Inchen". Es sabido (memoria de patente alemana 2.132.144) mantener constante durante el Inchen el momento de rotación cedido por el sistema de propulsión del vehículo, por medio de un equipo de regulación. La figura 6 muestra una disposición especialmente sencilla, mediante la cual se puede utilizar el equipo de regulación 94 antes descrito tanto para regular el momento de frenado durante el funcionamiento en frenado hidrodinámico como también para regular el momento de rotación cedido durante el Inchen. Para ello, de la conducción de mando 95, 95a que procede del convertidor 30 (la función de la válvula 105 montada en este caso es explicada más abajo) se deriva una conducción de derivación 100, 101, que orilla a la válvula 98, dentro de la cual conducción está montada una válvula de mando adicional 102. La conducción 101 y una conducción 96a que procede de la válvula 98 desembocan ambas en una válvula de retención doble 103, con cuya salida se conecta la conducción de mando 96. La válvula de mando 102 puede ser gobernada mediante el pedal de embrague 67. Si está



descargado el pedal de embrague 67, es decir se encuentra en la posición más superior (tal como se representa en la figura 5), está interrumpida la conducción de derivación 100, 101. Si se aprieta el pedal de embrague 67, la presión del convertidor pasa a través de las conducciones 95a, 100, 101 y 96 a la superficie frontal, derecha en los dibujos, del pistón de la válvula de presión 94. Al mismo tiempo, el resorte 65a, previamente tensado actúa ahora sobre el pistón de válvula 64, de manera que mediante apriete con diferente amplitud del pedal 67 se puede ajustar el deseado valor nominal para el momento de rotación cedido (por variación de la presión en las conducciones 62a y 97).

Ya se ha mencionado que mediante un apriete del pedal de embrague 67 se puede disminuir el momento de frenado generado. En lugar de ello, en algunos vehículos (por ejemplo en carretillas elevadoras) se desea influir sobre el momento de frenado por accionamiento del pedal de acelerador del modo ya habitual con frecuencia, a saber de manera tal que un apriete del pedal de acelerador produzca un aumento del momento de frenado. Es posible acoplar para este fin el tope 71 con el pedal de acelerador, de modo que la posición del tope 71 pueda ser modificada mediante el pedal de acelerador. En lugar de ello, no obstante, tal como se representa en la figura 6, con el fin de influir sobre el momento de frenado mediante el pedal de acelerador se puede montar en la conducción de mando 95, 95a la válvula 105 ya mencionada. Esta es una válvula denominada de gradiente de presión, es decir que disminuye la presión del convertidor en la conducción 95, en una magnitud ajustable mediante el resorte



106, hasta la presión existente en la conducción 95a, siendo ajustable mediante el pedal de acelerador la tensión previa del resorte 106. Un aumento de la tensión previa del resorte produce una disminución creciente de la presión en la conducción 95a, 96a, 96 y por consiguiente una elevación de la presión en la conducción 62. Esto tiene como consecuencia un aumento del número de revoluciones del rodete de bomba del convertidor 31 y por consiguiente del momento de frenado generado. Mediante las figuras 7 y 8 se explica también el modo de trabajo de la válvula de presión 64. En el estado de reposo (figura 7) el pistón de válvula 64 es mantenido en su posición extrema, izquierda en los dibujos, mediante el resorte 66. En tal caso las conducciones 61 y 62a están comunicadas entre sí sin estrangulación. Si se introduce medio de presión a través de la conducción 61, éste llega también directamente dentro de la conducción 62a y dentro de la conducción de mando 62b. A través de ésta se carga con presión la superficie de pistón 64c, izquierda en los dibujos, de modo que el pistón de válvula 64 es desplazado en contra de la fuerza elástica 66 hacia la derecha en la posición de mando (figura 8). Tal como puede verse, la comunicación entre las conducciones 61 y 62a está estrangulada ahora mediante las aristas de mando 64a y 64b, a saber de manera tal que reine un equilibrio entre la fuerza elástica 66 y la fuerza ejercida sobre la superficie izquierda del pistón 64c por la presión de líquido. La válvula de presión 94 trabaja de manera similar. Sólo, en este caso, la superficie frontal del pistón cargada por el resorte 99 es cargada adicionalmente también con la presión exis-



tente en la conducción de mando 96 y la superficie frontal de
pistón opuesta no es cargada con la presión de salida sino con
la presión de entrada (conducciones 62a, 97).

La figura 9 muestra una forma de realización modifi-
cada del equipo de mando para el sistema de propulsión de ve-
hículos de acuerdo con las figuras 1 ó 5. Las partes coinciden-
tes con los ejemplos según las figuras 1 ó 5 están provistas,
igual que en esos casos, de nuevo con los mismos signos de refe-
rencia. En la figura 9, diferenciándose de la figura 5, está
previsto, en lugar de un pedal de embrague, en el presente caso
un pedal de freno 110. Mediante un apriete sobre este pedal se
cambia de conmutación una válvula 111, con lo cual pasa presión
desde la conducción 112 a la conducción 113. Existencia de pre-
sión en la conducción 113 significa una orden para frenar. En
la conducción para medio de presión 61, 62 que conduce al em-
brague de entrada está montada una válvula de regulación de pre-
sión 64a; el pistón de está representado simbólicamente posee
en su lado, izquierdo de los dibujos, una superficie de presión
grande, susceptible de ser cargada a través de la conducción de
mando 115, y una superficie de presión pequeña, susceptible de
ser cargada a través de la conducción de mando 116. Una válvula
de mando previo 117 establece si se introduce presión en la con-
ducción de mando 115 o en la conducción de mando 116. En la po-
sición representada de la válvula de mando previo 117 la conduc-
ción de mando 115 se encuentra bajo presión; esto tiene como
consecuencia el que la válvula de regulación de presión 64a tra-
baja en el margen de presiones en tracción, de modo que el em-



1970

brague de entrada 20 (figura 5) está plenamente aplicado, es
decir trabaja sin resbalamiento. Si mediante el pedal de freno
110 se comunica una orden de frenado, mediante la presión exis-
tente en la conducción 113 se provoca por un lado el cambio de
5 conmutación de la transmisión de inversión (representado simbó-
licamente en la figura 9 por la conducción de mando 113a que
lleva a la corredera de inversión 58) y por otro lado el cambio
de conmutación de la válvula de mando previo 117. Este último
provoca el cambio de posición de la válvula de regulación de
10 presión 64a al margen de presiones de frenado y por consiguiente
un cambio del embrague de entrada a funcionamiento con resbala-
miento. Este estado se conserva mientras que esté apretado el
pedal de freno 110. En este caso, haciendo variar la posición
angular de la palanca de freno mediante el resorte de presión
15 118 puede ser ajustada la presión en la conducción 62a, 62 y
por consiguiente la magnitud del resbalamiento en el embrague
de entrada (y por consiguiente el momento de frenado hidrodiná-
mico). El principio de mando representado en la figura 9 es
apropiado por lo tanto preferentemente para el caso en que el
20 sistema de propulsión de vehículos de acuerdo con el invento se
utilice en vehículos de carretera, por ejemplo en autobuses u
omnibuses. Para ello, preferiblemente, tal como en el ejemplo
de acuerdo con la figura 5, se preve un equipo de regulación
para mantener constante por lo menos de modo aproximado el mo-
25 mento de frenado hidrodinámico. Este equipo de regulación com-
prende en lo esencial de nuevo la válvula de presión 94, en la
que se puede introducir la presión del convertidor a través de



las conducciones 95 y 96 con una válvula de mando 98a. No obstante, esto se efectúa sólo cuando se comunica una orden de frenado y por consiguiente existe presión en la conducción 113. Durante el funcionamiento en tracción la válvula 98a ocupa la posición dibujada, de modo que el equipo de regulación está inactivo, es decir que la válvula de mando 94 se encuentra en la posición plenamente abierta.

En el ejemplo de acuerdo con la figura 9 se supone con fines de simplificación que sólo se frena hidrodinámicamente durante la translación hacia delante. Evidentemente, no obstante, el equipo de mando de acuerdo con la figura 9 puede ser estructurado de manera que se frene hidrodinámicamente en ambas direcciones de translación.

-- N O T A --

Se reivindica como nuevo y de propia invención.

1. Sistema de propulsión hidrodinámico-mecánico para vehículos, con un embrague de fricción de entrada que puede ser empleado también en funcionamiento con resbalamiento, cuya porción primaria está unida con una máquina de propulsión y cuya porción secundaria está unida con el rodete de bomba de un convertidor hidrodinámico de momento de rotación, cuyo rodete de turbina puede ser acoplado mediante una transmisión de inversión con un árbol de salida o toma de fuerza, estando previstos en la transmisión de inversión, para la aplicación de una marcha hacia delante y de una marcha hacia atrás, sendos dispositivos

de fricción conectables y desconectables, embrague, o freno, así como con un equipo de mando, que al recibir una orden de frenado da lugar al cambio de conmutación de la transmisión de inversión, para transferir de este modo al convertidor a la zona de frenado opuesto, y provoca el ajuste del embrague de entrada en el funcionamiento con resbalamiento, caracterizado porque el convertidor hidrodinámico de momento de rotación, de modo en sí conocido, está estructurado como convertidor de movimientos opuestos, en donde una corona de álabes directores, que invierte el movimiento de rotación generado por el rodete de bomba, está dispuesto, en la dirección de - circulación, entre el rodete de bomba y el rodete de turbina que se mueven en sentidos opuestos durante el funcionamiento en tracción, y en donde el rodete de turbina está dispuesto en la zona del lado de entrada del rodete de bomba y es recorrido por lo menos aproximadamente en dirección axial.

2.- Sistema, de acuerdo con reivindicación anterior, caracterizado porque, habiéndose previsto que el embrague de entrada puede ser accionado por un medio de presión, se establece que está prevista una válvula de presión para el ajuste de dos márgenes de presiones diferentes en el medio de presión con el fin de accionar el embrague de entrada, a saber de un "margen de presiones de tracción" y de un "margen de presiones de frenado" que produce el funcionamiento con resbalamiento del embrague de entrada, y porque la válvula de presión se encuentra en unión de conducción con un emisor de señales que comunica la orden de frenado, por ejemplo la corredera de



inversión, o el pedal de freno, que al recibir una orden de frenado emite por lo menos indirectamente una señal que provoca el cambio de conmutación de la válvula de presión en el margen de presiones de frenado.

5 3. Sistema, según las reivindicaciones anteriores, caracterizado porque en calidad de señal que provoca el cambio de conmutación de la válvula de presión en el margen de presiones de frenado se utiliza una disminución de presión que resulta al cambiar de conmutación la transmisión de inversión en las conduc-
10 ciones para medio de presión que conducen a los dispositivos de fricción de la transmisión de inversión, y porque está previsto un indicador de dirección de rotación, por ejemplo una bomba dosificadora, que determina la rotación hacia atrás del rodete de turbina del convertidor, el cual indicador mantiene - siempre
15 que exista una rotación hacia atrás - el ajuste del margen de presiones de frenado.

4. Sistema, según las reivindicaciones anteriores, caracterizado porque está previsto un equipo de regulación para mantener constante por lo menos aproximadamente el momento de frenado hidrodinámico mediante ajuste del resbalamiento del embrague de entrada, utilizándose en el equipo de regulación como magnitud de
20 medición, magnitud de regulación, la diferencia de presiones generada por el rodete de bomba del convertidor en el líquido de trabajo del convertidor, o una magnitud dependiente de esta
25 diferencia de presiones, y siendo comparada con una magnitud de guía, valor nominal, ajustable a deseo.

Handwritten signature or mark



5. Sistema, según las reivindicaciones anteriores, caracterizado porque el equipo de regulación mencionado está estructurado como una válvula de presión con dos superficies frontales de pistón, cada una de las cuales puede ser cargada con una fuerza, una de las cuales fuerzas aumenta con la magnitud de regulación, es decir con la mencionada diferencia de presiones, presión en la conducción, y la otra fuerza aumenta con el valor nominal; es decir con el momento de frenado deseado.

10 6. Sistema, según las reivindicaciones anteriores, caracterizado porque como valor nominal se utiliza la presión de partida de la válvula de presión que sirve para el ajuste de dos márgenes de presión diferentes.

15 7. Sistema, según las reivindicaciones anteriores, caracterizado por un equipo de conmutación que - con el fin de inactivar el equipo de regulación durante el funcionamiento en tracción - es apropiado para interrumpir la conducción que conduce la magnitud de regulación al equipo de regulación.

20 8. Sistema, según las reivindicaciones anteriores, caracterizado porque la válvula de presión que sirve para el ajuste de dos márgenes de presión y el equipo de conmutación están acoplados entre sí de manera que la interrupción de la conducción se efectúa simultáneamente con el cambio de conmutación de la válvula de presión en el margen de presiones de tracción - y a la inversa.

9. Sistema, según las reivindicaciones anteriores, caracterizado



5 porque la conducción que introduce la magnitud de regulación en el equipo de regulación tiene una conducción de derivación que orilla al equipo de conmutación con un segundo equipo de conmutación, el cual - con el fin de activar el equipo de regulación durante el funcionamiento en tracción - es apropiado para que al recibirse una orden para el funcionamiento "Inchen", se abra la conducción de derivación, y porque la válvula de presión que sirve para el ajuste de dos margenes de presión es ajustable adicionalmente por una palanca de manipulación, pedal de embrague, que provoca el funcionamiento "Inch" y que lo gobierna.

10 10. Sistema, según las reivindicaciones anteriores, caracterizado porque en la conducción que introduce la magnitud de regulación en forma de una presión hidráulica en el equipo de regulación, está montada una válvula de gradiente de presión.

15 11. Sistema, según las reivindicaciones anteriores, caracterizado porque entre el embrague de entrada y el rodete de bomba del convertidor está prevista una transmisión diferencial que reparte la potencia de entrada a dos ramales, siendo conducido uno de los ramales a lo largo del convertidor de momento de rotación y estando formado el otro como transmisión de fuerza puramente mecánica, árbol, ambos ramales son reunidos de nuevo detrás del convertidor de momento de rotación, y porque el rodete de bomba del convertidor puede ser fijado en un margen superior de velocidad de funcionamiento mediante un "freno de bomba".

20

25



12. Sistema, según las reivindicaciones anteriores, caracterizado por una estructuración del equipo de mando, tal que al cambiar de conmutación a funcionamiento de frenado hidrodinámico éste emite una señal de mando, por ejemplo disminución de presión en la conducción, que provoca la desconexión del freno de bomba, y porque está previsto un indicador de dirección de rotación, por ejemplo bomba dosificadora, el cual - mientras que el rodetete de turbina del convertidor gire hacia atrás - mantiene el estado desconectado del freno de bomba.

13. Sistema, según las reivindicaciones anteriores, caracterizado porque para el cambio de conmutación de la válvula de presión desde el margen de presiones de tracción al margen de presiones de frenado y de retorno y para desconectar el freno de bomba durante el funcionamiento en frenado hidrodinámico se utiliza el mismo emisor de señales y el mismo indicador de dirección de rotación.

14. Sistema, según las reivindicaciones anteriores, caracterizado por un equipo de mando, que es apropiado para, con ayuda de un pedal de frenado, cambiar de conmutación la válvula de presión desde el margen de presiones de tracción al margen de presiones de frenado, y al mismo tiempo cambiar de conmutación la transmisión de inversión.

15. Sistema, según las reivindicaciones anteriores, caracterizado porque la válvula de presión y por consiguiente la magnitud del resbalamiento en el embrague de entrada pueden ser influenciadas



por el pedal de freno, por ejemplo con ayuda de un resorte de compresión.

16. SISTEMA DE PROPULSION HIDRODINAMICO-MECANICO PARA VEHICULOS.

Tal como se describe y reivindica en la presente Memoria Descriptiva, que consta de treinta y cinco hojas escritas a máquina por una sola cara, y de sus correspondientes dibujos.

Madrid, 21 ABR. 1976

CARLOS FERRAZ CASARES
M P

pe

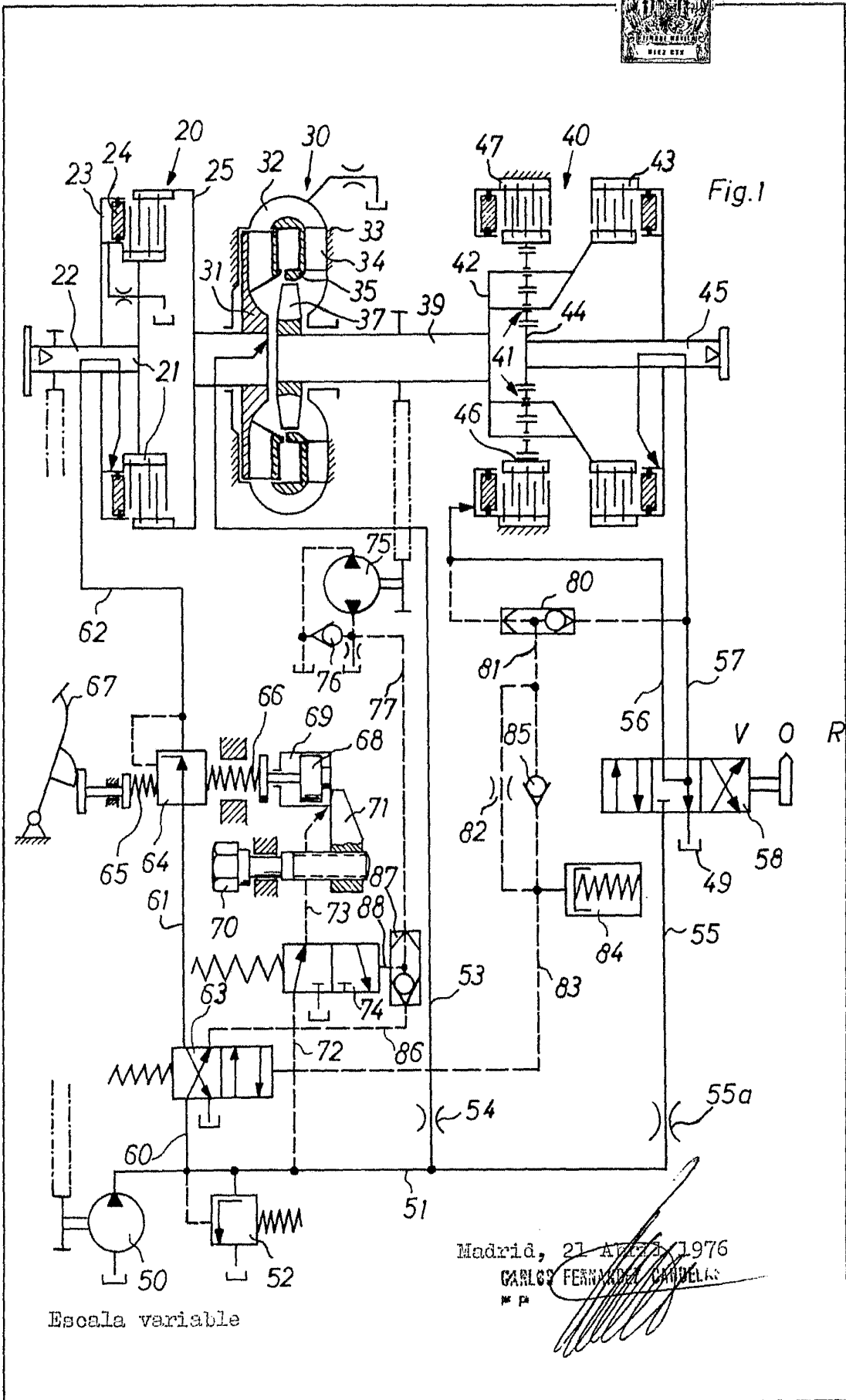


Fig.1

Madrid, 21 ABRIL 1976
CARLOS FERNANDEZ GONZALEZ
M P

Escala variable

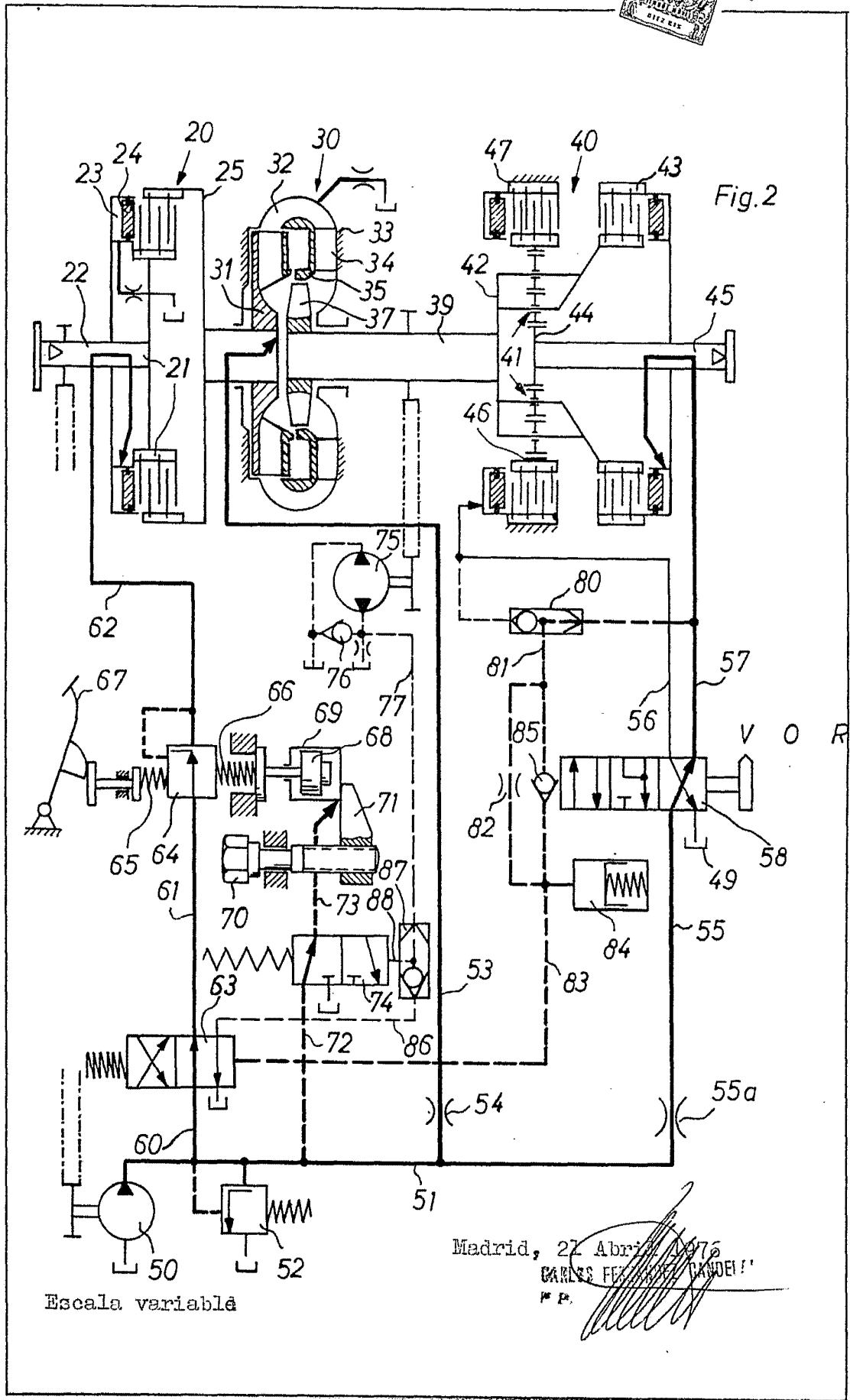
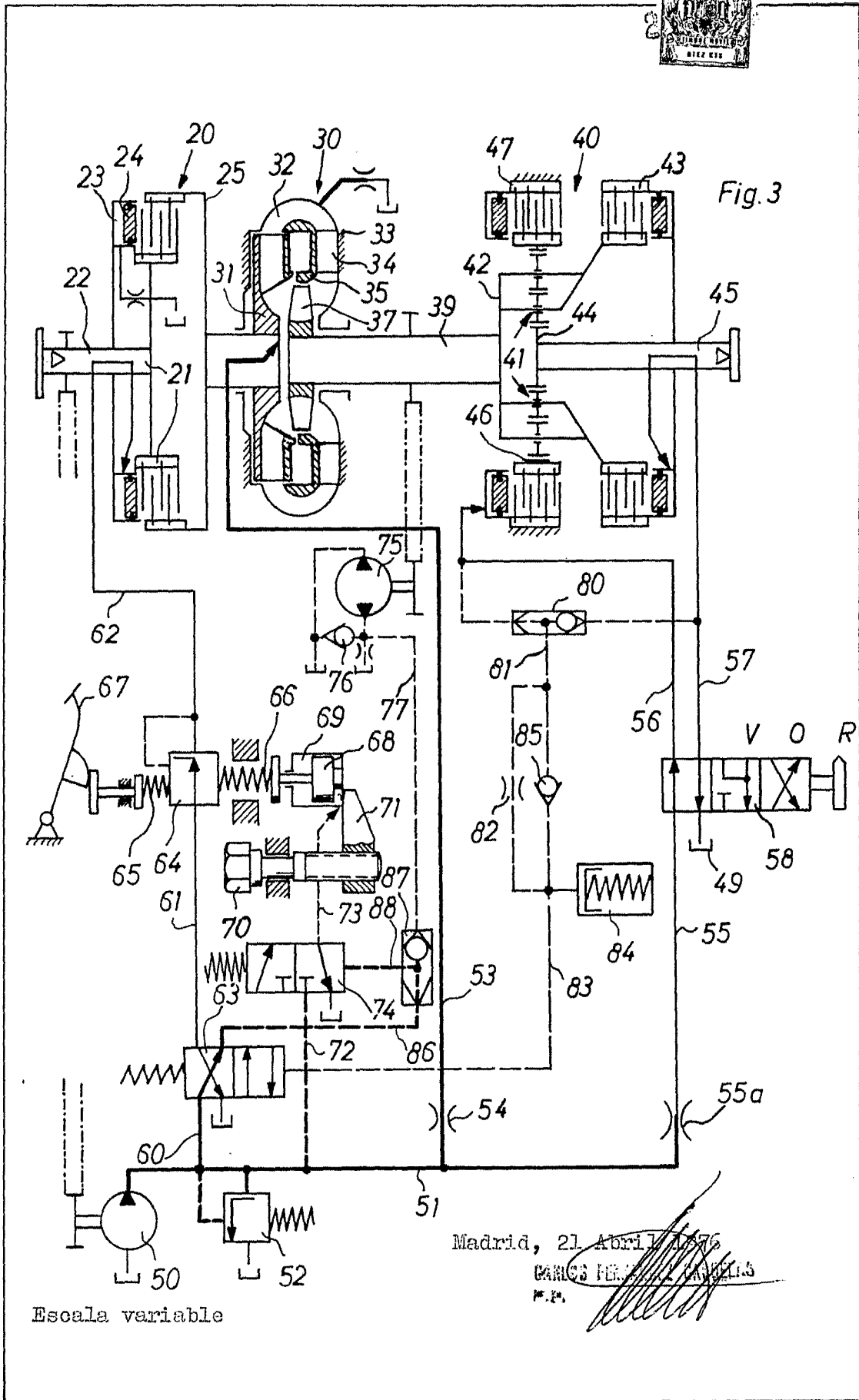
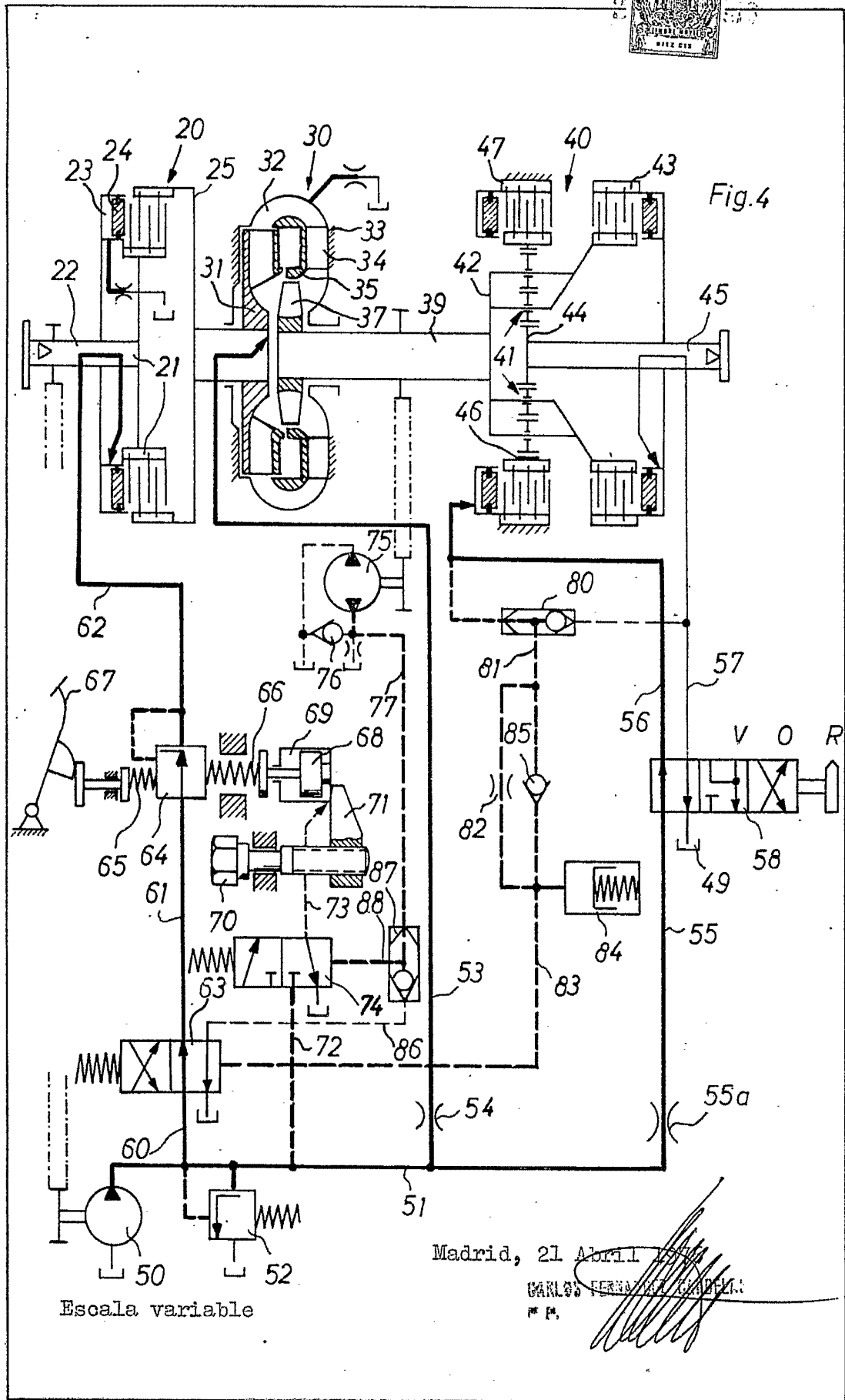


Fig. 2

Escala variable

Madrid, 27 Abril 1976
CARLOS FERRER CANDELA
P. P.





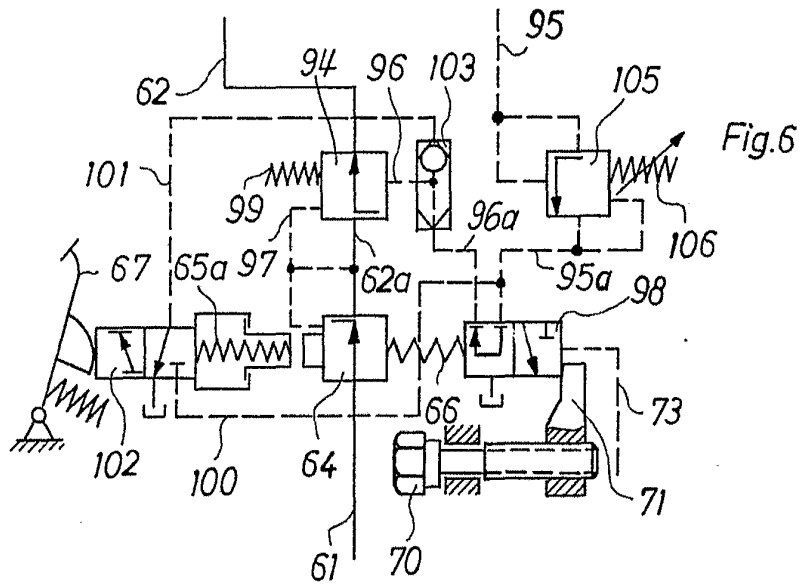


Fig. 6

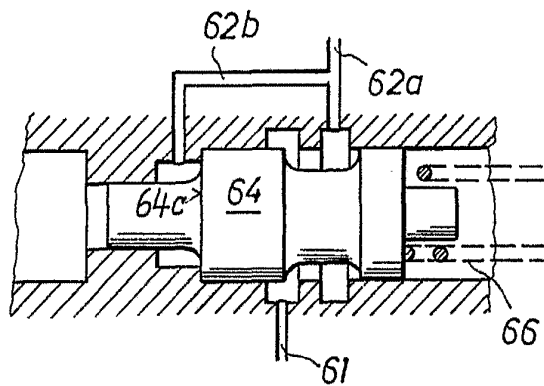


Fig. 7

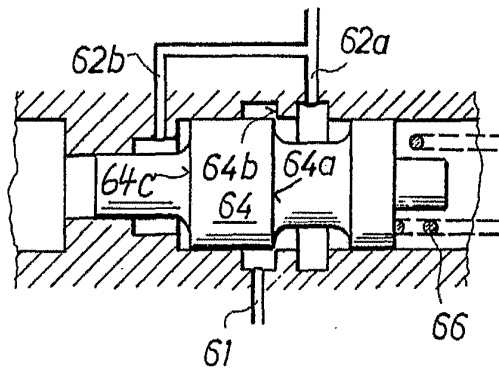


Fig. 8

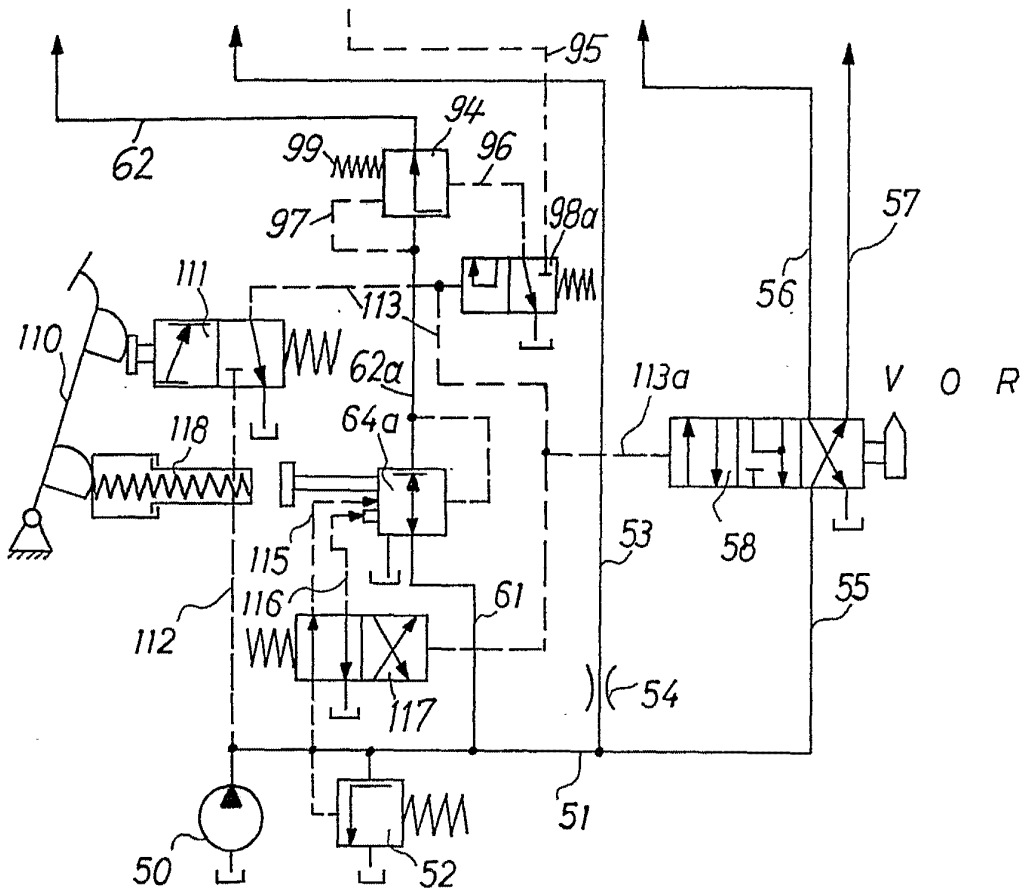
Escala variable

Madrid, 21 Abril 1976

INVENTOR: FERNANDEZ
* P *



Fig. 9



Escala variable

Madrid, 21 Abril 1976