

REPRODUCCION
POR DEFECTO DEL ORIGINAL



1947

180817

27 DIC. 1947

180817

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 9 de diciembre de 1947 con el nº 180.817.

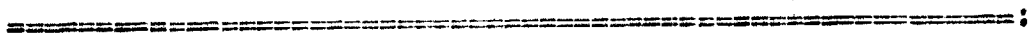
en

E S P A Ñ A

por VEINTE años

a nombre de RENE ZURCHER, de nacionalidad suiza, residente
en "Les Bouleaux", Avenue de Crevin, Finchat sur Carouge,
Ginebra, SUIZA, por:

"UN DISPOSITIVO AUTO-REGULADOR PARA
MANDOS HIDRAULICOS".-



El presente invento tiene por objeto un dispositi-
tivo auto-regulador para mandos hidráulicos, destinados más
particularmente al mando hidráulico de máquinas-herramien-
tas y que tiene una bomba que alimenta un cilindro de tra-
5 bajo por mediación de un orificio de sección regulable, y



180817

un dispositivo auto-regulador que comprende un émbolo que se desliza en un cilindro auxiliar y cuya posición define la sección de paso de un orificio de descarga de la conducción impelente de la bomba, siendo definida la posición de dicho émbolo, de una parte por la acción de un resorte, y de otra parte por los empujes ejercidos por el líquido en las dos caras del émbolo, una de las cuales está unida al cilindro de trabajo, al paso que la otra está unida a dicha conducción impelente.

Este dispositivo auto-regulador se distingue de los conocidos por el hecho de tener un émbolo diferencial, y de que la conducción que conecta una de las caras del émbolo con el cilindro de trabajo tiene un órgano que limita su suministro, y por el hecho de que el trozo de esta conducción situado entre dicho órgano y dicha cara del émbolo está conectado por una canal, provista de un dispositivo de regulación de suministro, con un espacio en el cual reina una presión inferior a la que reina en el cilindro de trabajo.

Este dispositivo auto-regulador provisto de un émbolo diferencial cuyo efecto de compensación pueda fácilmente modificarse y regularse por medio de dicho órgano de regulación, da al fabricante la posibilidad de establecer un modelo típico, pudiendo el mismo usuario adaptar el efecto de compensación a las características del circuito hidráulico de su máquina y al fin deseado. En efecto, una modificación de la posición del órgano regulador provoca una modificación de la variación de la velocidad del órgano mandado en función de la variación del esfuerzo que se ope-



180817

na al avance de este último.

El dibujo anexo muestra esquemáticamente y a título de ejemplo un dispositivo auto-regulador de tipo conocido y diversas variantes de ejecución del dispositivo del invento.

La fig. 1 es un esquema del circuito hidráulico de una instalación/hidráulico provista de un dispositivo auto-regulador de tipo conocido.

Las fig. 2 y 3 son dos variantes de realización del dispositivo auto-regulador que tiene un símbolo diferencial.

Las figs. 4 y 6 muestran, vistas en corte tres formas de realización del dispositivo auto-regulador arriba descritos

La fig. 7 es una vista esquemática de un dispositivo de mando hidráulico monobloque provisto del dispositivo auto-regulador representado en las figs. 4 a 6.

La fig. 8 es un diagrama que da la curva de variaciones de la velocidad del órgano mandado en función de la resistencia ofrecida a su avance, en el caso de un dispositivo auto-regulador según la fig. 2.

La fig. 9 es un diagrama semejante el de la fig. 8, establecido para la variante de ejecución del dispositivo auto-regulador según la fig 3.

La fig. 10 es un diagrama que da el haz de curvas de las variaciones de la velocidad del órgano mandado en función de la resistencia ofrecida a su avance, obtenido por modificación de la posición del órgano regulador



D.P.C. 1947

180817

del efecto de compensación representado en las variantes de ejecución del dispositivo auto-regulador según las fig. 4 a 6.

5 El dispositivo auto-regulador objeto del invento reúne un conjunto de cualidades que son las únicas que permiten realizar un dispositivo de mando que satisface todas las exigencias impuestas por la práctica.

10 En efecto, en el día de hoy sólo este dispositivo auto-regulador permite una solución racional del problema que plantea la exigencia de una constancia de sección en el mando hidráulico:

a). Cualesquiera que sean el rendimiento de la bomba y la estanqueidad del circuito hidráulico.

15 b) Cualesquiera que sean las variaciones de los esfuerzos a que está sometido el órgano a mandar.

c) Cualquiera que sea la temperatura de líquido (esto, naturalmente en los límites asignados, compatibles con la potencia de la instalación)

20 Las ventajas técnicas y prácticas del dispositivo auto-regulador serán inmediatamente reconocidas después del examen de los dispositivos de mando hidráulicos conocidos.

25 En general, en todos los mandos hidráulicos de máquinas-herramientas, el desplazamiento de un órgano (masa de una rectificadora, carro de un husillo de una perforadora etc) es provocado por un émbolo que se mueve en un cilindro de trabajo abastecido de líquido por una bomba. La regulación de la velocidad de desplazamiento del órgano mandado se obtiene generalmente, en las instalaciones actualmente



180817

5 conocidas, utilizando para alimentar el cilindro de trabajo sólo una parte del suministro de la bomba, escapándose el resto del suministro por un conducto de escape provisto de un órgano de regulación de su suministro; la posición de este órgano regulador que define el suministro de dicha conducción se regule directa o indirectamente.

Así las instalaciones de mandos hidráulicos para máquinas-herramientas actualmente conocidas son de uno de los dos tipos siguientes:

10 a) Regulación de la alimentación del cilindro del servomotor hidráulico por una modificación de la posición de una derivación montada en un conducto de escape que conecta las tuberías de impulsión y de aspiración de la bomba.

15 b) Regulación de la alimentación del cilindro del servomotor hidráulico por modificación de la pérdida de carga en su conducto de alimentación por estrangulación de este último; y un dispositivo de descarga montado en un conducto de escape unido a la tubería impelente de la bomba, permite evacuar la salida de esta última, que no puede utilizarse para abastecer el cilindro del trabajo.

20 Ninguno de estos tipos de instalación puede ser satisfactorio cuando (como ocurre en general en las máquinas-herramientas) se exige que la velocidad de desplazamiento del órgano mandado sea constante, por ejemplo e independiente de la fuerza que se opone al desplazamiento de dicho órgano mandado.

25 En efecto, es evidente que en uno u otro caso la fuerza que se opone al desplazamiento del órgano mandado provoca una variación del suministro del conducto de escape y por



1947

180817

tanto una variación intempestiva del suministro de alimentación del cilindro de trabajo, de manera que en definitiva la velocidad de desplazamiento del órgano mandado varía según una función inversa de la variación de la fuerza que se opo-
5 ne al desplazamiento de este último.

Para evitar este inconveniente los constructores han provisto las instalaciones de mandos hidráulicos de bombas sobre-dimensionadas, es decir, cuyo suministro es a menudo un múltiplo del máximo necesario para abastecer el cilindro de mando. Como en estas instalaciones sólo se utiliza una pequeña parte del suministro de la bomba, la variación de la fuerza que se opone al desplazamiento del órgano mandado provoca una variación de la velocidad de desplazamiento de este último más reducida que cuando la bomba se dimensiona de
10 manera que dé el suministro necesario para abastecer el cilindro. Este artificio ha permitido obtener un desplazamiento del órgano mandado a velocidad bastante constante para permitir la utilización de tales instalaciones para el mando de ciertos órganos de ciertas máquinas (mesa de rectificadora por ejemplo) en las cuales las variaciones de la fuerza que se opone a sus desplazamientos ofrecen pequeñas amplitudes.
15

No es menos cierto que las instalaciones de mandos hidráulicos actualmente conocidas, a pesar de las grandes ventajas debidas a su sencillez, a su pequeño desgaste y a la progresividad que permiten realizar en la variación de la velocidad de desplazamiento del órgano mandado, no pueden destinarse al mando de los desplazamientos de órganos cuando las variaciones de la fuerza que se opone a sus desplazamientos
20



1947

180817

presentan grandes amplitudes. Además en los pocos casos en que pueden emplearse, estas instalaciones necesitan una bomba capaz de dar un suministro muy superior al estrictamente necesario para el mando de que se trata. Ahora bien: es evidente que el funcionamiento ininterrumpido de esta bomba en su régimen máximo es de hecho un gran desperdicio de energía.

Esta inconstancia de la velocidad del órgano mandado se ha agravado aún por otros dos factores independientes del tipo de mando utilizado.

El primero de estos factores es el rendimiento variable de la bomba en función de la presión del líquido que suministra y en correlación directa, la estanquidad más o menos perfecta y variable de toda la instalación hidráulica.

El segundo de estos factores proviene de las variaciones de la temperatura del líquido de mando, cuando este líquido es aceite, como ocurre en general. Así si la abertura del puntero o del órgano de regulación que manda la sección de paso del líquido al través del orificio se regula para cierto suministro en condiciones determinadas este suministro puede variar en proporciones bastante grandes falseando por completo la velocidad del órgano mandado, si la temperatura varía. Con el aceite, si la temperatura aumenta, la viscosidad disminuye y el suministro por el orificio aumenta en consecuencia.

La inversa tiene naturalmente lugar cuando la temperatura disminuye.

En conclusión, los tres defectos importantes con



1947

que han tropezado y tropiezan aun hoy los constructores de mando hidráulicos para máquinas herramientas y que de hecho han impedido la vulgarización de estos mandos a pesar de sus restantes ventajas conocidas son:

- 5 1. Inconstancia de la velocidad del organo mandado (mesa, carro, husillo, etc) en razón de las variaciones de los esfuerzos a que están sometidos estos órganos.
2. Variación del rendimiento de la bomba y de la estanqueidad de todo el circuito hidraulico en función de la presión
10 variación que se deja sentir tanto más cuanto mas elevada es la presión de trabajo del líquido.
3. Variación de la temperatura interna del líquido (aceite).

Todos los especialistas en la materia tropiezan con estos tres defectos fundamentales, y son muchos los ensayos y realizaciones intentados para atenuar uno u otro
15 de estos defectos, pero sin que la cuestión, se haya tratado en su conjunto y sin que un dispositivo nuevo haya traído una solución homogénea y completa del problema.

El dispositivo auto-regulador objeto de este invento da precisamente a la solución practica, racional y completa
20 de esta cuestión.

En ciertas construcciones conocidas, se han empleado diversos dispositivos para mejorar la constancia de la velocidad y hacer a ésta independiente de los esfuerzos variables que actúan sobre el órgano mandado. Por desgracia
25 no todos estos dispositivos son igualmente eficaces, y la mayoría son empiricos y no dan sino resultados limitados. El que mas se acerca a la buena solución está constituido

**MALA REPRODUCCION
POR DEFECTO DEL ORIGINAL**



10. 1947

180817

por el dispositivo auto-regulador de que está provista la instalación de mando hidráulico representada esquemáticamente en la figura 1 del dibujo anexo.

5 Un dispositivo 1 para el líquido de mando está conectado por una conducción 2 con la tubería de aspiración 3 de una bomba 4. En la tubería de impulsión 5 de esta bomba 4 va intercalada de una parte una conducción de alimentación 6 de un cilindro de trabajo 8 y por otra parte una conducción de escape 7. En este cilindro 8 se desliza
10 un émbolo 15 sobre el cual actúa un empuje R de valor variable, y que tiende a operar al desplazamiento del émbolo bajo el empuje V que sobre él ejerce el líquido precedente de la bomba.

15 La conducción de alimentación 6 esta provista de un orificio 9 cuya sección libre puede modificarse a voluntad por medio de un órgano de maniobra 10. Este último puede ser accionado a mano automáticamente y permite modificar la velocidad de desplazamiento del émbolo 15.

20 El conducto de escape 7 que desemboca en el depósito 1 está provisto de un órgano de regulación 11 de su suministro de líquido. La posición de este órgano de regulación 11 define la sección libre de un orificio 12 por el cual puede escaparse líquido. Como en otras instalaciones de este género, el órgano 11 está sometido a un empuje
25 específico (por cm²) F prácticamente constante que tiende a provocar un desplazamiento del órgano 11 en el sentido de un cierre del orificio de escape 12. Este empuje específico F, de valor prácticamente constante es ejercido por un resorte 13.



1947

180817

5 A fin de hacer el suministro del orificio 9 independiente de la fuerza R que tiende a oponerse al desplazamiento del símbolo 15 en el cilindro de trabajo 8, la instalación tiene un conducto 14 que conecta el espacio situado después del orificio 9 con una cámara de volumen variable 16 delimitada por el órgano 11. El funcionamiento de la instalación descrita con referencia a la figura 1 del dibujo es el siguiente:

10 Cuando la bomba 4 es puesta en rotación, aspira líquido por la conducción 2 y lo rechaza por su tubería impelente 5.

15 Una parte de suministro de esta última pasa a la conducción de alimentación 6 y entra en el cilindro 8. El suministro de este conducto de alimentación es limitado por la sección libre del orificio 9 que define la velocidad de desplazamiento del símbolo 15.

20 El exceso del suministro de la bomba fluye por el conducto de escape 7, pasando por el orificio 12 cuya sección es definida por la posición del órgano 11. Ahora bien, como es fácil ver por el examen de la figura 1, la posición de este órgano 11 es definida por el equilibrio de los empujes que actúan sobre sus dos caras opuestas.

25 Así, toda variación r de la fuerza R que tiende a oponerse al desplazamiento del símbolo, provoca una variación v de la presión específica V , que reina en el cilindro 8. Esta variación v de la presión repercute en el órgano de mando 11, cuya posición inicial define el suministro del conducto de escape 7.



C. 1947

180817

5 Para obtener una velocidad constante del órgano mandado constituido por el émbolo 15 cualesquiera que sean las variaciones de R, es menester que sea constante el suministro de líquido que pasa por el orificio 9 de regulación de la velocidad de desplazamiento del órgano mandado.

10 Para que esta condición se cumpla, es indispensable que la diferencia de las presiones específicas P que existe entre el espacio situado antes del orificio 9 y el situado después del mismo sea constante.

15 Cuando r es nulo, es decir, cuando no hay fuerza que se oponga al desplazamiento del émbolo 15, V es nulo de manera que la presión reinante en el conducto 14 y la cámara 16 es nula. Por consiguiente la presión en el conducto 6 es igual a P. Cuando R es constante y diferente de 0, la presión en el cilindro 8 es constante e igual a V. Esta presión V se transmite igualmente a la cámara 16 y al conducto 6.

20 Por consiguiente la diferencia de presión específica P entre el conducto 6 y el cilindro 8 es igual a

$$P = P + V - V, \text{ de donde } P = F.$$

En cuanto una variación r de la resistencia R se manifiesta, ésta produce una variación v de la presión reinante en el cilindro 8.

25 La presión específica P es entonces igual a

$$P = F + (V+v) - (V + v) \text{ de donde } P = F.$$

Así P permanece constante independientemente de las variaciones de R y esto gracias al hecho de que la presión



180817

(V + v) actúa simultáneamente sobre la cara inferior s y sobre la cara superior S del émbolo 11.

5 La velocidad de desplazamiento del émbolo 15, puede ,por el contrario, ser modificada maniobrando el órgano de maniobra 10 que define la sección libre del orificio 9. Esta solución teórica exacta sería excelente si pudiera tener en cuenta los defectos arriba señalados bajo los números 2 y 3 y corregirlos. Desgraciadamente, descuida por completo estos dos factores, fundamentales, pero teóricamente constituye un gran progreso por cuanto asegura la constancia de la 10 velocidad del órgano mandado mientras el rendimiento de la bomba y la estanqueidad del sistema hidráulico permanezcan constantes en toda la extensión de la variación de la presión de líquido necesaria para el mando del órgano mandado.

15 Ahora bien; por desgracia en la práctica este caso no se realiza nunca. Por perfectas que sean las ejecuciones prácticas, por precisos que sean los ajustes y pequeñas las tolerancias de fabricación es materialmente imposible obtener una estanqueidad absoluta del sistema hidráulico, ya sean émbolos, válvulas , inversos distribuidor, prensatopas etc. Igualmente, todas las bombas existentes y hasta las mejores tiene un rendimiento que es función de la presión a la cual trabajan y que sigue siendo muy inferior al 100 %. El menor defecto de estanqueidad , la menor imperfección de fábrica no pueden tener mas que una importancia 20 minime cuando es pequeña la presión de trabajo del líquido. Por el contrario , conforme aumenta la presión, a consecuencia de los esfuerzos flectantes ejercidos sobre el órgano man-



1947

180817

5 do (mesa, carro, husillo etc,) estos defectos resultan
cada vez mas sensibles, las fugas mas considerables y en-
tonces es material y matematicamente imposible obtener una
velocidad constante del órgano mandado. Las variaciones
de velocidad son tanto más marcadas cuanto mayores sean
las desviaciones de la presión de trabajo del líquido. Ah-
ra bien en la mayoría de las máquinas-herramientas estas
desviaciones de presión necesitadas por las exigencias de
la misma máquina, pueden variar en proporciones corrientes
de 1 a 20.

10 Los muchos ensayos prácticos y de laboratorio
ejecutados con muchos tipos de bombas y de mandos hidrauli-
cos usuales han probado que existen diferencias muy grandes
de rendimiento de trabajo a pequeña presión de líquido
15 y el trabajo a presión fuerte. Otros ensayos efectuados
igualmente en gran escala y con potencias considerables pa-
ra máquina-herramientas, han probado también que el disposi-
tivo de mando anteriormente descrito para la obtención de
la velocidad constantes era absolutamente incapaz de reali-
zar esta condición. En efecto, si no se tiene en cuanto
20 el rendimiento de la bomba y los defectos de estanqueidad
a las diversas presiones, si no se les pone un correctivo,
se comprueba que para una abertura dada del puntero de
regulación 10, la velocidad del émbolo 15 disminuye a veces
25 en proporciones considerables, cuando aumenta el esfuerzo
R. Esto se explica facilmente. A las presiones pequeñas
el rendimiento de la bomba es bastante elevado y las fu-
gas que pueden producirse en el circuito por defecto de es-



180817

tanqueidad son mínimas. Pero en el instante en que la presión se eleva a consecuencia de las condiciones de trabajo de la máquina el rendimiento de la bomba disminuye, las fugas aumentan y la repercusión directa se hace sentir por una
5 disminución de la velocidad del órgano mandado 15, y esto a pesar del dispositivo auto-regulador descrito provisto del émbolo de compensación 11.

El presente invento aporta un correctivo eficaz y ofrece una superioridad incontestable sobre el dispositivo
10 de mando descrito con referencia a la fig. 1, por cuanto tiene en cuenta a la vez la variación de rendimiento de la bomba y las variaciones de la estanqueidad del sistema hidráulico a las diferentes presiones de trabajo del líquido, así como las variaciones de temperatura de este último.

15 Al efecto, es indispensable que el dispositivo auto-regulador tenga un émbolo diferencial (fig. 2) cuya sección es sometida a la presión desde arriba del órgano de regulación 10 es claramente inferior a la de la cara S sometida a la presión de abajo. Sin esta condición "sine
20 que non", la variación del rendimiento de la bomba y los defectos de estanqueidad falsear completamente la acción del émbolo de compensación de un dispositivo auto-regulador provisto de un émbolo de secciones sotantes iguales en las dos caras.

25 Como complemento de la explicación detallada dada para el funcionamiento del dispositivo descrito con referencia a la fig. 1, el funcionamiento del émbolo diferencial del dispositivo auto-regulador es el siguiente:



180817

En razón de la diferencia de las dimensiones de las caras frontales s y S del émbolo diferencial 11, la resultante de las presiones que se ejercen sobre sus dos caras no es ya constantemente igual a la tensión del resorte 13. Haciendo el razonamiento matemático desarrollado preferentemente se comprueba que el esfuerzo resultante sobre la cara superior S del émbolo diferencial ~~aumenta~~ en función del esfuerzo R que se ejerce sobre el órgano 15, y esto tanto más intensamente cuanto mayor es la diferencia de las superficies entre las dos caras del émbolo diferencial 11. Por consiguiente, a medida que aumenta la resistencia R , el émbolo diferencial 11 obtura más y más el orificio de descarga 12 por donde el líquido vuelve al depósito 1 y, por este hecho, la presión del líquido suministrado por la bomba y que reina más arriba del puntero 10, aumenta en cierta proporción, corrigiendo así la disminución del rendimiento de la bomba y las fugas inevitables debidas a la falta de estanqueidad del circuito hidráulico.

Se ve, pues, que, según las dimensiones respectivas dadas a las dos superficies frontales S y s del émbolo diferencial 11, es posible hacer la velocidad de desplazamiento del órgano mandado variable según una función, elegida de antemano, de la variación de la fuerza R que tiende a oponerse al desplazamiento de dicho órgano mandado. En efecto, si como se representa en la fig. 2, la superficie S de la cara frontal del órgano 11 situado en la cámara 16, es mayor que la s sometida a la presión de la conducción de alimentación 6, la variación de la velocidad de desplazamiento

27
MALA REPRODUCCION
POR DEFECTO DEL ORIGINAL



180817

to del órgano mandado es proporcional a la variación de la fuerza R que tiende a oponerse a su desplazamiento. Así a un aumento de R corresponde un aumento de la velocidad del órgano mandado. Esto resulta del hecho de que, para restablecer la igualdad de los empujes que actúan sobre las dos caras S y s del ánclo 11 después de una variación de la fuerza R es necesario que la presión en el conducto de alimentación 6 sufra una variación del mismo signo, pero la amplitud mayor que la variación de la presión en el cilindro de mando 8 debida a la variación de la fuerza R . Así para cada valor de la fuerza R , el órgano de mando 11 toma una nueva posición de equilibrio que define (permaneciendo constante la sección libre del orificio 9) la velocidad de desplazamiento del órgano mandado. Así se obtiene una supercompensación representada por la curva -a- de la fig. 8.

Por el contrario si, como se representa en la fig. 3, la superficie S es menor que la s , las variaciones de la presión en el conducto 6 son de menor amplitud que las provocadas en el cilindro 8 por las variaciones de la fuerza R . En este caso, la variación de la velocidad del órgano mandado está en razón inversa de la variación de la fuerza R , es decir, que a un aumento de la fuerza R corresponde una reducción de la velocidad de desplazamiento del órgano mandado.

Este caso, que corresponde a una subcompensación se representa por la curva -b- de la fig. 9.

Entre la curva -a- (fig. 10) de supercompensación y la curva -b- de subcompensación se encuentra la curva -c-



1947 180817

de compensación normal, a la cual la velocidad del órgano
mandado permanece constante cualquiera que sean las varia-
ciones de R. Esta curva -c- puede fácilmente obtenerse eli-
giendo la relación de las superficies S y s tal que las va-
riaciones del rendimiento de la bomba y los defectos de es-
tanquedad se compensen exactamente.

5 Pero hay más todavía. Es evidente que cada dispo-
sitivo hidráulico de máquinas-herramientas y cada bomba tie-
nen su características propias, y es de toda evidencia que
10 para cada caso la relación de las superficies de las dos ca-
ras s y S del émbolo diferencial debe establecerse en conse-
cuencia. El presente invento permite, por una simple regu-
lación, adaptar la compensación a las características pro-
pias del circuito, y esto sin tener que modificar la rela-
ción de las superficies de las dos caras frontales S y s
15 del émbolo diferencial II. Para esto se dispone un émbolo
diferencial II cuya relación de las superficies S y s
es suficiente para tener en cuenta un rendimiento muy ma-
lo de la bomba y una mala estanquedad del circuito hidráu-
lico. Esto quiere decir que la diferencia δ de las super-
ficies entre las dos caras S y s del émbolo II debe ser muy
20 grande. Si este émbolo diferencial II se monta sin otra
particularidad, la velocidad del órgano motor 15 viene a
ser claramente mayor cuando el esfuerzo R aumenta y se ob-
tiene una supercompensación. Para atenuar esta acción
25 compensadora demasiado fuerte y volverla a las normas de-
seadas en relación con las características del circuito, se
ofrece un dispositivo de regulación sencilla y rápida repre-



180817

sentado en las figs. 4 a 6.

En la variante de ejecución representada en la fig. 4 un diafragma u orificio calibrado 9 se coloca a la entrada de la cámara 16, pero es evidente que este diafragma podría colocarse en cualquier punto del conducto 14. Este cámara 16 está conectada por una canal 21, provista de un órgano regulador de su suministro 22, con el conducto de impulsión 5 de la bomba. Es evidente que en una variante de construcción del dispositivo regulador descrito con referencia a la fig. 4 del dibujo anexo, la cámara 16 que se encuentra sometida a la presión reinante en el cilindro de trabajo, podría conectarse por la canal 20 con un punto cualquiera del circuito hidráulico en el cual reina una presión inferior a la que reina en dicho cilindro de trabajo.

En la variante de ejecución representada en la fig. 5, la canal 20, provista del órgano de regulación 21 está conectada con el conducto de alimentación 6 antes del órgano de regulación 10.

En la variante de ejecución representada en la fig. 6, la canal 20, provista del órgano de regulación 21, está conectada con el conducto de escape 7.

En otras variantes de realización no representadas esta canal 20 provista del órgano de regulación 21 podría desembocar en el depósito 1 debajo del nivel del aceite, o bien en el conducto de aspiración 2 de la bomba 4.

Es evidente que la sección libre del diafragma 19 debe ser menor que la de la canal 20 o que la máxima del órgano de regulación 21.



1947

1.80817

Es evidente que la regulación del efecto de compensación por medio del órgano 21 es tanto más fina cuanto más pequeña es la diferencia de presión entre la cámara 16 y el espacio en que desemboca la canal 20. Así cuanto menor es esta diferencia de presión más próximas permanecen entre si las curvas -a- y -b-, de manera que el efecto de compensación del dispositivo auto-regulador puede regularse de manera muy precisa por medio del órgano 21.

El funcionamiento del dispositivo regulador de la compensación es el siguiente:

Si el órgano regulador 21 está totalmente cerrado, el funcionamiento es análogo al descrito del émbolo diferencial de la fig. 2 es decir, que la velocidad del órgano motor 15 aumenta al aumentar la resistencia R. En este caso se obtiene una supercompensación correspondiente a la curva -a- de la fig. 10.

Por el contrario si se abre completamente dicho órgano regulador 21 como su sección libre de paso se hace más grande que la del diafragma 19, el émbolo diferencial 11 está entonces sometido sólo a la acción de resorte 13 y, como es natural, la velocidad del órgano 15 disminuye con el aumento de la resistencia R. Se obtiene, pues, el mismo funcionamiento que con la variante de construcción representada en la fig. 3 es decir, que se obtiene una subcompensación según la curva -b- de la fig. 10. Tenemos, pues el caso clásico de las instalaciones ordinarias sin dispositivo de compensación. Pero entre estos dos extremos vienen a intercalarse todas las posibilidades de regulación de la



180817

1947

velocidad del órgano 15 en función del esfuerzo R. Obturan-
do más o menos la sección libre de paso del órgano regulador
21 es siempre posible ajustar muy rápidamente el efecto de
compensación a las características del circuito hidráulico,
5 a fin de obtener una velocidad constante del órgano 15 inde-
pendientemente de las variaciones del esfuerzo R o de cualquier
otra ley deseada de esta velocidad en función de dicho esfuer-
zo R. Así, gracias al presente dispositivo auto-regulador
previsto de un émbolo diferencial cuyo efecto de compensa-
10 ción es regulable, se obtienen posibilidades y ventajas téc-
nicas y prácticas que hasta hoy no se han realizado nunca.

Es preciso observar además, como consecuencia impor-
tante, que el dispositivo supone una simplificación de elabo-
ración y una rebaja del precio de coste de todo el mando hi-
15 draulico. En efecto, hasta ahora la fabricación de toda la
parte hidráulica, bomba, émbolo, válvula, puntero, cilindro,
órgano de mando, inversor etc, exigía una precisión notable
y márgenes muy estrictos, cosas todas que hacían costosa es-
ta fabricación. Gracias al presente invento, que permite
20 compensar las faltas de estanqueidad, los márgenes de elabo-
ración pueden hacerse menos rígidos y la elaboración resul-
ta así más fácil y más económica. Además, el desgaste de los
órganos del mando, que se hace sentir infaliblemente con el
tiempo y que falsea poco a poco el funcionamiento de los man-
25 dos hidráulicos ordinarios carece prácticamente de influencia
porque puede compensarse fácilmente en todo tiempo por una
simple regulación del órgano 21.

Para corregir el defecto indicado más arriba, en el



1947

180817

número 3, es decir para suprimir las perturbaciones de funcionamiento debidas a las variaciones de la temperatura del líquido de mando, el dispositivo de mando auto-regulador tiene medios para mantener el líquido a temperatura prácticamente constante, para evitar variaciones intempestivas del suministro del orificio 9 debidas a las variaciones de la viscosidad del fluido de mando.

A este efecto, la instalación tiene como se representa, en la fig. 7, un depósito 1 provisto de un radiador constituido por un haz tubular 25, y de un dispositivo de calentamiento constituido por un cuerpo calentador eléctrico 26. Un relé termostático 27 sensible a la temperatura del líquido contenido en el depósito manda automáticamente y según la temperatura del líquido la puesta en circuito y fuera de él del cuerpo calentador. Un ventilador 28 arrastrado por el motor 29 de la bomba 4 establece una corriente de aire al través del haz tubular. Es evidente que el ventilador 28 podría también ser arrastrado por su motor propio, pudiendo también controlarse por el relé termostático la puesta en circuito y fuera de él de dicho motor.

Después de todas las explicaciones precedentes que se refieren a cada función parcial del dispositivo de mando, es posible ahora tener una idea exacta del funcionamiento de conjunto, así como de las múltiples ventajas que de él resultan. Puede describirse en su realización práctica, y, según las explicaciones precedentes, resultarán claramente la utilidad, el funcionamiento y la disposición de cada elemento.

MALA REPRODUCCION
POR DEFECTO DEL ORIGINAL



1947 180817

En el dispositivo de mando representado en la fig. 7, todos sus elementos están reunidos en un solo grupo monobloque que comprende el motor eléctrico 29 acoplado con la bomba 4, la cual está anegada en el depósito 1 a fin de suprimir la tubería de aspiración, ya que la bomba, sumergida en el seno del fluido está siempre en carga. El fluido llega a la bomba al través de un filtro 30. Por el lado impulsante, la bomba está conectada directamente con el dispositivo autorregulador descrito con referencia a las figs. 4 a 6. Este dispositivo puede incluso formar parte integrante de la bomba 4, y disponerse en el cuerpo de la misma. Posee dos tuberías 1, 6, la principal, que conduce el fluido a presión al órgano regulador 10 de la velocidad y de allí al cilindro de trabajo 8. La otra tubería 14 está conectada después de dicho órgano de regulación. Como se ha descrito antes, el segundo extremo del árbol del motor 29 tiene un ventilador 28 que crea una corriente de aire al través del haz tubular 25, en el cual están alojados los cuerpos de calentamiento eléctrico 26 y el relé termostático 27. El retorno del aceite que vuelve del cilindro de trabajo tiene lugar por una tubería 17 que desemboca en la parte superior del haz tubular. Todo ello está protegido por un cárter una parte del cual, desde el punto de vista constructivo, puede estar formada por las mismas paredes del depósito.

De este cárter, que puede así tener formas geométricas modernas, salen sólo tres tuberías 6, 14 y 17, destinadas a conectarse convenientemente se indica con el circuito hidráulico de la máquina-herramienta a accionar. Así, no



1947

180817

sólo este grupo monobloco comprende en un bloque compacto homogéneo y bien protegido todos los órganos que aportando una solución completa a los tres principales defectos inherentes a los mandos hidráulicos clásicos, sino que además forma un todo autónomo e independiente que, como un motor eléctrico, puede ser suministrado como un accesorio completo que se puede conectar con cualquier circuito hidráulico apropiado de máquinas-herramientas. Construyendo, por ejemplo, tres tamaños de potencias diferentes, estos grupos monobloco auto-reguladores pueden utilizarse sin más indiferentemente para rectificadores, tornos, perforadoras, acepilladoras, fresadoras etc, previstas para mandos hidráulicos, de igual manera que un motor eléctrico puede utilizarse indiferentemente para una u otra de estas máquinas, siempre que su potencia convenga.

Por la creación de estos grupos los constructores de máquinas-herramientas quedan libres de toda la preocupación del generador hidráulico que constituye la parte más difícil del mando hidráulico.

Esta solicitud que corresponde a la presentada en Suiza el 9 de diciembre de 1946 se acoge a los beneficios del artículo 51 del vigente Estatuto-Ley de Propiedad Industrial y a los derivados de los Decretos de Moratoria de 7 de febrero y 4 de julio de 1947.



IC. 1947

180817

- o - N O T A - o -

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

- 5 1º.- Un dispositivo auto-regulador para mando hidráulico que tiene una fuente de líquido a presión que alimenta un cilindro al través de un orificio de sección regulable y un dispositivo auto-regulador que tiene un émbolo que se desliza en un cilindro y cuya posición determina el
- 10 suministro de un conducto de descarga, posición definida por la acción de un resorte, y los empujes ejercidos por el líquido sobre sus dos caras, una de las cuales está en unión con el cilindro de trabajo, al paso que la otra la está con el conducto de impulsión de la bomba; caracterizado por el hecho de que
- 15 tiene un émbolo diferencial y de que el conducto que conecta una de las caras del émbolo con el cilindro de trabajo, tiene un órgano que limita su suministro, y porque el trozo de este conducto situado entre dicho órgano y dicha cara del émbolo está conectado por una canal, provista de un dispositivo de
- 20 regulación de su suministro con un espacio en el cual reina una presión inferior a la que reina en el cilindro de trabajo, de manera que una modificación de la posición de dicho órgano de regulación provoca una modificación de la ley de la variación de la velocidad de desplazamiento del órgano mandado, en función del esfuerzo que se opone al avance de este



180817

último.

5 2º.- Un dispositivo según se reivindica en el punto 1º, caracterizado por el hecho de que dicha canal desemboca en el conducto de abastecimiento del cilindro de trabajo por encima del orificio de sección regulable.

3º.- Un dispositivo según se reivindica en el punto 1º, caracterizado por el hecho de que dicha canal desemboca en el conducto de descarga.

10 4º.- Un dispositivo según se reivindica en el punto 1º, caracterizado por el hecho de que dicha canal desemboca en el conducto impelente de la bomba.

15 5º.- Un dispositivo según se reivindica en el punto 1º, caracterizado por el hecho de estar alojado en el depósito de aceite y sujeto al cárter de la bomba, siendo esta última arrastrada por un motor eléctrico dispuesto fuera de dicho depósito.

20 6º.- Un dispositivo según se reivindica en los puntos 1º y 5º, caracterizado por el hecho de que el árbol del motor tiene además un ventilador dispuesto frente a un haz tubular conectado con el depósito de aceite por una canal en la cual va alojado un cuerpo calentador conectado con una fuente de energía eléctrica por mediación de un termostato.

25 7º.- Un dispositivo según se reivindica en los puntos 1º, 5º y 6º, caracterizado por el hecho de que el depósito de aceite conectado por dicha canal con el haz tubular, así como el motor que arrastre la bomba y el ventilador están reunidos en un cárter común que tiene un orificio destinado a conectarse con el conducto de retorno de aceite, un orificio destinado a conectarse con el conducto de abastecimiento del ci-

180817



lindro de trabajo, y un orificio destinado a conectarse con una tubería que llega del cilindro de trabajo, de manera que este conjunto constituye una unidad que puede intercambiarse en cualquier instalación de mando hidráulica.

5 8º.- Un dispositivo auto-regulador para mandos hidráulicos.

Tal y como se ha descrito en la Memoria que antecede, representado en el dibujo que se acompaña y con los fines que se han especificado.

10 Entre líneas "de mando", vale.

Esta Memoria consta de veintiseis hojas escritas por una sola cara.

Madrid, 27 DIC. 1947

P. A.

Alberto de Elzaburu
Por Poder

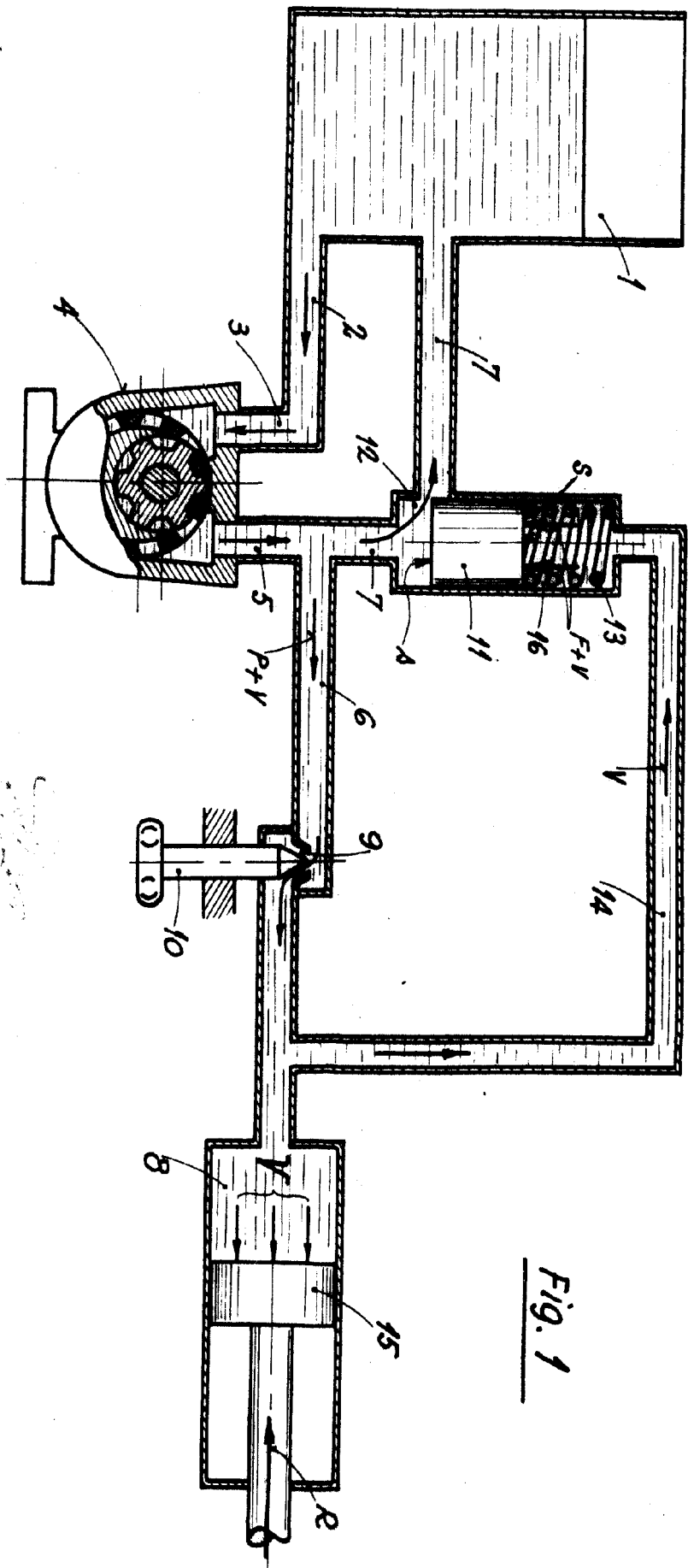


Fig. 1

Fig. 7

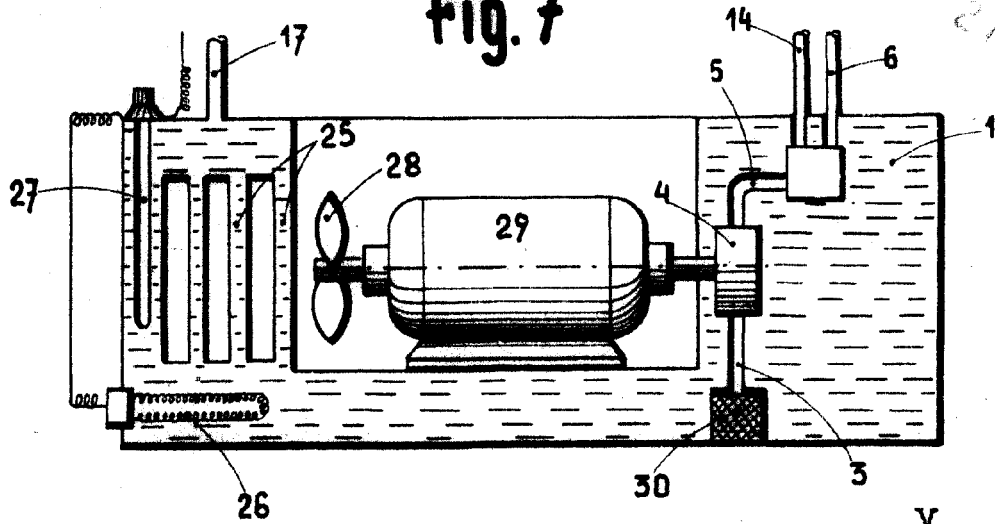


Fig. 2

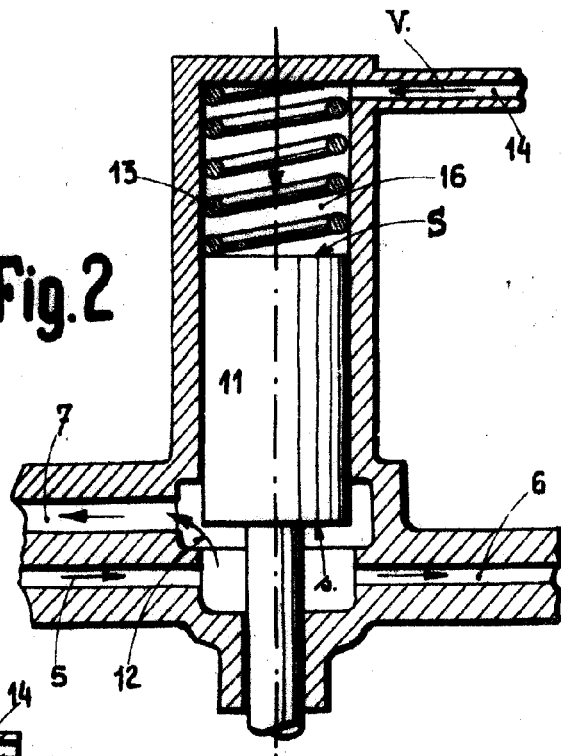
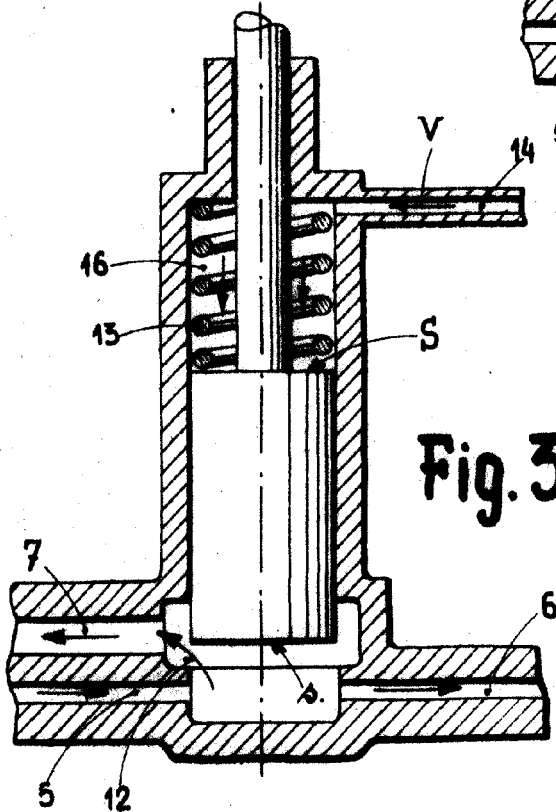


Fig. 3



P. A.
Alberto de Elzaburu
Por Poder

Fig. 8

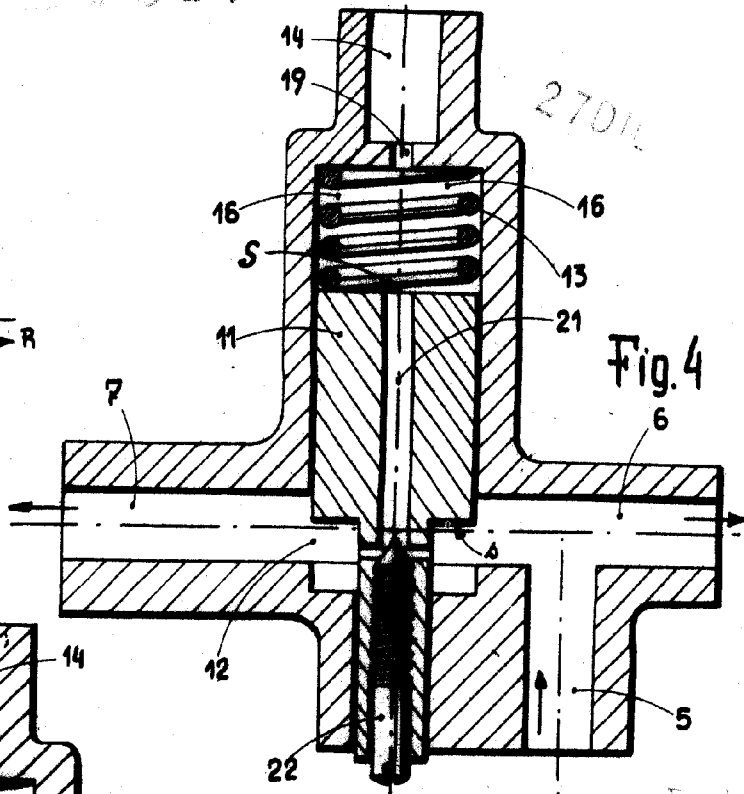
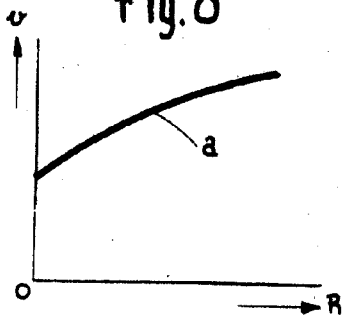
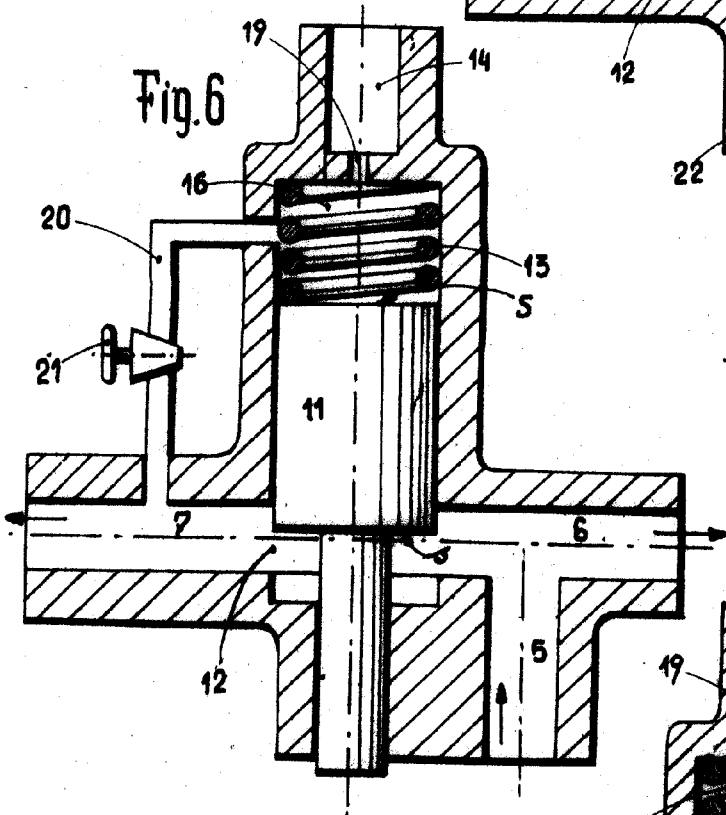


Fig. 4

Fig. 6



F. A. Alberto de Elizaburu For. Mader

Fig. 9

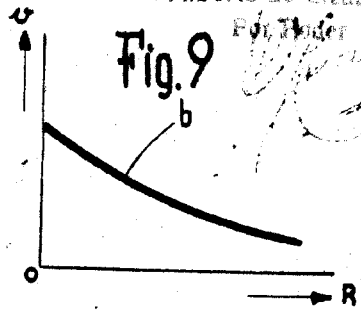


Fig. 5

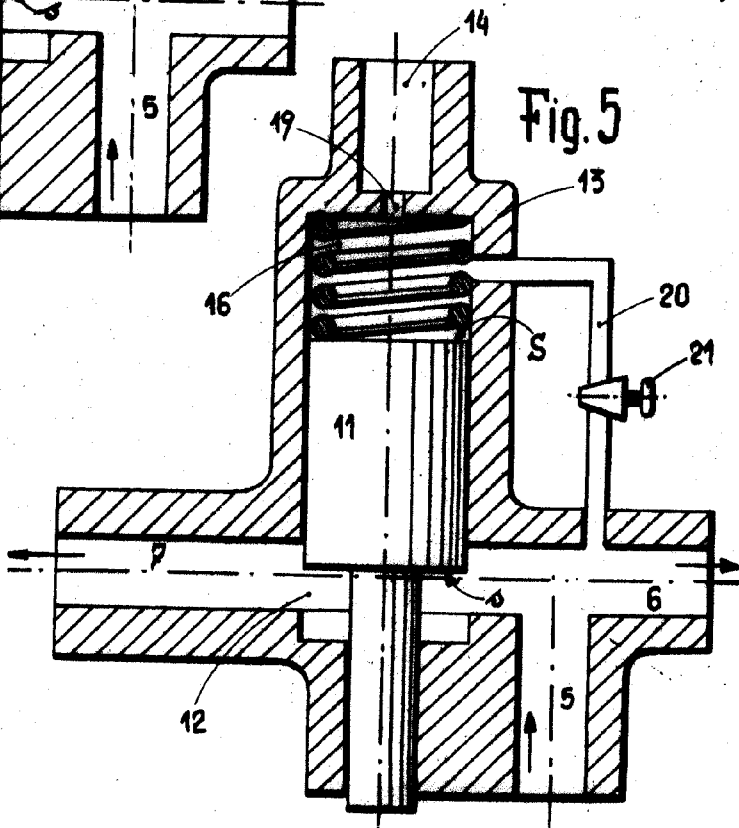


Fig. 10

