

PATENTE DE INVENCION

=====

85/1 K/Bo.

**330668**

*Memoria Descriptiva*

29



*sobre:*

"Procedimiento para la protección de  
bombas centrífugas".

---

*Solicitante:* WILHELM ODENDAHL, de nacionalidad alemana,  
residente en: Hümerichstr. 46 GUMMERSBACH,  
Alemania.

=====

Esta invención se relaciona con un sistema de protección de bombas centrífugas, particularmente bombas de alimentación de calderas, durante un funcionamiento a baja y a ninguna carga, que compren

5. de una válvula de volumen mínimo de accionamiento

29 AGO



hidráulico, incorporada en una tubería de desagüe, y una válvula de accionamiento a flujo, incorporada en la tubería de descarga de una bomba centrífuga y que tiene una derivación positivamente controlada que comunica con un lado de un cilindro de control de la válvula de volumen mínimo.

Se conocen sistemas de este tipo. En parte de los sistemas conocidos, el control de la válvula de volumen mínimo se efectúa mediante la apertura positiva de la derivación de la válvula controlada por flujo cuando pasa a un funcionamiento a baja y a ninguna carga, en virtud de lo cual se acciona sobre el cilindro de control de la válvula de volumen mínimo mediante la presión final de la bomba centrífuga, de manera que la válvula de volumen mínimo es abierta contra la presión de un resorte.

En otro sistema conocido, a un lado del cilindro de control de la válvula de volumen mínimo se admite la presión de una fase baja de la bomba centrífuga, mientras que al otro lado del mismo se admite la presión final de la bomba centrífuga, construyéndose preferiblemente la derivación en forma de válvula de vástago que cambia las conexiones de presión del cilindro de control al invertirse.

En otro sistema conocido, se acciona sobre el servopistón de la válvula de volumen mínimo en la dirección de cierre mediante la presión dominante aguas arriba de la válvula controlada por flujo, y en la dirección de apertura por la presión dominante en el lado situado aguas abajo de aquélla, teniendo lugar la acción de con-

29 AGO. 1936



trol automáticamente cuando predomina la fuerza de apertura.

5. La invención parte de éstos sistemas conocidos y consiste en que sobre el otro lado del cilindro de actúa la presión derivada aguas abajo de la válvula de regulación de la alimentación ó la presión existente en la caldera.

10. La invención conserva la ventaja de algunos de los sistemas conocidos, en el sentido de que la corriente indolente fluye hacia el dispositivo consumidor, tal como una caldera. La invención elimina la desventaja de los sistemas conocidos consistentes en que la presión diferencial destinada a accionar al servopistón es relativamente baja, volviendo la corriente de control solamente aguas abajo de la válvula reguladora de la alimentación. Por consiguiente, sólo se requiere un área de pistón relativamente pequeña para el servopistón.

15. Esto es particularmente importante con elevadas presiones de funcionamiento, puesto que el grosor de la pared del cilindro aumenta al incrementarse el diámetro del

20. pistón y por lo tanto la instalación completa resultaría demasiado costosa, pesada y voluminosa.

La presión diferencial existente en la derivación cuando se adopta la invención tiene una cabeza que,

25. con la construcción del vástago inferior en forma de válvula de control de pistón, está adaptada para generar hidráulicamente una fuerza de cierre para la válvula controlada por flujo, que mantiene la frecuencia natural del cono valvular en la gama total de elevación por encima de

30. 5 ciclos por segundo. Como es sabido, de este modo se



evitan fenómenos de resonancia. En una válvula conocida, para conseguir ésto, la fuerza de cierre es proporcionada por un resorte que, sin embargo, es inseguro por estar sujeto a roturas. Contrariamente a ésto, la fuerza de cierre hidráulica según la invención es siempre segura.

5.

La característica de la presión de descarga de la bomba centrífuga es estabilizada por una válvula conocida cuyo cono presenta dos ahusamientos de control de diámetros muy diferentes, evitándose así una vibración masiva. En este caso, la fuerza necesaria para reducir la corriente de descarga es generada por un potente resorte de cierre. Este resorte es sometido a fatiga al cabo de cierto tiempo, de manera que la reducción requerida para la estabilización no se conseguirá ya en toda su magnitud. Por consiguiente, pueden producirse vibraciones masivas que causen la oscilación del cono valvular, de manera que el resorte de cierre sea sometido a una excesiva tensión y se rompa. La estabilización de la presión de descarga de una bomba centrífuga en la forma conocida puede conseguirse también mediante la válvula según la invención. En este caso, es ventajoso que la fuerza de cierre hidráulica disminuya con la presión diferencial entre la cabeza de bombeo de la bomba centrífuga y el incremento de presión en el lado aguas abajo de la válvula de regulación de alimentación, de tal manera que no sea necesario construir el cono valvular controlado por flujo en forma de cono doble.

10.

15.

20.

25.

30.

Seguidamente se describirán varias versiones de la invención a título de ejemplos y con referencia a



los dibujos adjuntos, de los que:

La Fig. 1, es un diagrama que muestra la cabeza de bombeo y las características de resistencia de una planta de calderas.

5. La Fig. 2, es una vista esquemática parcialmente en sección de una versión preferida de un sistema de control de volumen mínimo según la invención.

10. La Fig. 3, es una vista parcialmente en sección, a escala ampliada, de una versión particular de una válvula de control de derivación; y

La Fig. 4, es una vista similar a la figura 1, que muestra otra versión de la invención.

15. Con referencia al diagrama de la figura 1, la cantidad de alimentación  $Q$  se indica sobre la abscisa del diagrama como porcentaje de la descarga continua máxima y la ordenada se gradúa en porcentaje de la presión permisible en la caldera  $D$ . Se trata una curva  $h$  para indicar la cabeza de bombeo manométrica de una bomba de alimentación de funcionamiento individual, en tanto que la

20. curva característica de la descarga total de las dos bombas de alimentación de la planta lleva la referencia  $H$ . Las resistencias de las tuberías en el lado aguas abajo de la válvula reguladora de la alimentación se indican mediante una curva  $w$ . La resistencia en el lado aguas

25. arriba de la válvula reguladora de alimentación se despreciará. Con  $D$  y  $w$  se obtiene la curva de la requerida cabeza de bombeo  $(D + w)$  que corta a  $H$  al 125 % de la descarga continua máxima. Si sólo se utiliza una bomba,  $(D + w)$  será cortado por la curva  $h$  aproximadamente

30. al 75 % de la descarga continua máxima. En el funciona-



- miento con una sola bomba, la diferencia de presión entre la conexión de descarga de la bomba de alimentación y la válvula reguladora de la alimentación será  $h - (D + w)$  y en funcionamiento completo, en comparación con una sola bomba, corresponderá a una curva  $\underline{d}$  que se obtiene trazando la diferencia de presión  $H - (D + w)$  por encima de las  $Q$  cortadas. Tales diferencias de presión desaparecen normalmente donde se cortan la curva de resistencia y las características de la presión manométricas.
- 5.
- 10.

- La figura 2 muestra una versión preferida de un sistema de control de descarga mínima, que comprende
- 15.
- 20.
- 25.
- 30.



- líntrico de la válvula 11 de volumen mínimo y desemboca por debajo de servopistón 19 desplazable en dicho espacio cilíndrico. El espacio cilíndrico situado por encima del servopistón 19 comunica con el lado agua abajo de la válvula 5 de regulación de la alimentación a través de una tubería de control 20 que incorpora una válvula de retención 21. Las tuberías de control 17 y 20 pueden comunicar con una válvula de estrangulación 23 a través de un conducto de derivación 22.
- 5.
10. La bomba de alimentación 2 es abastecida con agua caliente desde el depósito 14 de agua de alimentación a través de una tubería de alimentación 24 y un deslizador por succión 25. Cuando se cierra la válvula 5 reguladora de la alimentación, el cono valvular
15. 16 se encuentra en su posición de cierre. En esta posición, las aberturas de control 26 del vástago inferior 15 permiten el flujo de una incrementada corriente de control a través de la válvula 17 de control de derivación y su llegada al lado de aguas abajo de la válvula 5
20. reguladora de la alimentación a través de la tubería de control 18 y el cierre hermético del hueco anular del servopistón 19 y a través de la tubería de control 20. Por consiguiente, se acumula una presión en el lado inferior del servopistón 19 con relación a la válvula de
25. descarga mínima 11. Entonces puede fluir el volumen mínimo al depósito 14 de agua de alimentación a través de la tubería de circulación 12, de manera que la bomba de alimentación 2 es protegida contra daños por baja carga. Tan pronto como la caldera 9 necesita una cantidad de
30. agua superior al volumen mínimo y el control ha abierto



- correspondientemente la válvula reguladora de alimentación 5 y la bomba ha reanudado el suministro a través de la tubería de alimentación 4, el cono valvular 16 será levantado por el flujo, de manera que las aberturas de control 26 del árbol inferior 15 se cierre. La válvula de control de derivación 17 permite entonces sólo el paso de una corriente de fuga totalmente insignificante. Como el cierre del hueco anular de la válvula 17 de control de derivación es considerablemente menor que el del servopistón 19, la corriente de fuga no puede acumular una apreciable presión por debajo del servopistón 19. Debido a la presión interna de la válvula 11 de volumen mínimo, que actúa sobre el área transversal del vástago valvular 27, la válvula se desplaza a su posición de cierre y corta la corriente de volumen mínimo. Con frecuencia se desea que el volumen en circulación sea continuamente controlado con dependencia del volumen de alimentación, de tal manera que la suma de los dos volúmenes constante al nivel de baja carga. Esto puede conseguirse mediante la invención por cuanto que la corriente de control es adicionalmente reducida, de manera conocida, por una aguja 28 con dependencia de la carrera de la válvula de volumen mínimo 11. Así, la constante fuerza de cierre del vástago valvular 27 y la fuerza de apertura del servopistón 19, dependiente de la carrera, son equilibradas a una carrera predeterminada. El vástago valvular 27 se mantendrá fuera de esta posición equilibrada y dejará escapar solamente el volumen correspondiente a esta posición de apertura. El mismo efecto puede obtenerse también si se prescinde de la aguja 28 y en lugar de ella
- 5.
  - 10.
  - 15.
  - 20.
  - 25.
  - 30.



1968

se dispone un resorte en el vástago valvular 27, equilibrándose la fuerza de dicho resorte, dependiente de la carrera, con la fuerza del servopistón 19.

- En la construcción particular de la válvula
5. de control de derivación 17 ilustrada en la figura 3, el vástago inferior 15 está adicionalmente provisto de un especial pasador de estrangulación 29 provisto de una cabeza de control 30 adaptada para cooperar con una obstrucción 31. En la posición inferior de la cabeza de control
10. 30, se deja fluir la corriente de control a través de las aberturas de control 26 y alrededor de la cabeza de control 30. El área transversal despejada de las aberturas de control 26 es relativamente grande y por consiguiente la fuerza de cierre se origina en el gradiente de presión
15. existente en el pasador de estrangulación 29. Como éste gradiente de presión actúa sólo sobre el área transversal relativamente pequeña del pasador de estrangulación 29, la fuerza de cierre es muy insignificante en esta posición. Tan pronto como la cabeza de control 30, tras una
20. carrera predeterminada, coopera con la obstrucción 31 reduciendo la corriente de control, se cierra la válvula de volumen mínimo 11. Al continuar la carrera, las ranuras de control 26 se cierran gradualmente y asumen la estrangulación de la corriente de control, porque la cabeza de control 30 se separa al mismo tiempo de la obstrucción
25. hacia arriba. El resultante gradiente de presión actúa sobre el área transversal del vástago inferior 15 y genera una elevada fuerza de cierre para el cono valvular 16, que de este modo es obligado a reducir la corriente principal de manera correspondientemente eficiente.
- 30.



- Como la fuerza de cierre disminuye, de acuerdo con la forma de la curva  $d$  (Fig. 1), con el creciente flujo la corriente principal será reducida de tal manera que cause el paso de la curva  $h$  de la cabeza de bombeo manométrica a una curva de presión  $k$  (Fig. 1).
5. Al nivel de carga parcial, la curva de presión  $k$  es más pronunciada que la característica  $h$  de la cabeza de bombeo manométrica, de manera que la regulación de la alimentación y el funcionamiento en paralelo de las bombas resultan facilitados. La invención tiene por consiguiente la ventaja sobre la conocida corrección de la curva característica, de que no se producirán prácticamente ninguna pérdida de estrangulación en las intersecciones de las características de la cabeza de bombeo y la curva  $(D + w)$ .
10. Si se produjesen tales pérdidas bajo las condiciones de la Fig. 1, las bombas no satisfarían ya los requisitos pues no podrían producir la cabeza de bombeo manométrica requerida al 125 % de la descarga continua máxima.
15. También es posible incorporar el tema de la invención en válvulas de retención de libre desplazamiento que han estado ya en servicio durante algún tiempo. Para este fin, resultará conveniente la versión ilustrada en la Fig. 4. En esta construcción, el cono valvular
20. 16 que desciende a su posición de cierre abre a un deslizador 32 de libre desplazamiento, en virtud de lo cual puede pasar la presión de la bomba bajo el servopistón 19, sobre cuyo lado superior actúa la presión dominante aguas abajo de la válvula 5 de regulación de la alimentación, abriéndose así la válvula de volumen mínimo 11.
25. 30.



Un sistema conocido comprende una válvula de retención de libre desplazamiento que lleva una válvula reductora de presión conectada a su salida lateral, que es cargada en la dirección de cierre por un resorte y en la dirección de apertura por un diafragma al que se aplica la presión de la bomba. Si en este sistema conocido el deslizador de libre desplazamiento ha experimentado una ligera fuga, se acumula una presión de debajo del diafragma que causa la apertura de la válvula de volumen mínimo contra la acción del resorte, en una medida tal que se permite el flujo del volumen correspondiente a la fuga del deslizador de libre desplazamiento. La válvula de volumen mínimo adquiere así una fuga junto con el citado deslizador. Esta desventaja es evitada por la invención, pues el agua de fuga del deslizador de libre desplazamiento fluirá a través del cierre de hueco anular del servopistón 19 sin causar la apertura de la válvula de volumen mínimo 11.

Se conoce otra combinación de una válvula de retención de libre movimiento con una válvula de volumen mínimo servocontrolada, en la que se actúa sobre la parte posterior del servopistón mediante la presión de la fase de la bomba próxima a la última. Como el servopistón está provisto de un cierre de hueco anular, la válvula de flujo mínimo permanecerá cerrada cuando el deslizador de libre movimiento tiene fuga. Sin embargo, con un deslizador de libre movimiento que presente fuga, resultará una constante pérdida del agua que fluye hacia atrás. Además, es difícil dotar a las bombas subsiguientemente de una conexión de flujo de retorno en la penúltima



tima estación de la bomba .

- La invención puede incorporarse en otras formas específicas sin apartarse del espíritu ó características esenciales de la misma. Las presentes versiones
5. deberán considerarse por consiguiente como ilustrativas y no restrictivas en todos los aspectos, indicándose el ámbito de la invención en las adjuntas reivindicaciones en lugar de en la anterior descripción, por lo que todos los cambios que entren en el significado y variedad de
10. equivalencias de las reivindicaciones deberán considerarse abarcados por las mismas.

N O T A

- Descrita suficientemente la naturaleza del invento, así como la manera de realizarlo en la práctica,
15. debe hacerse constar que las disposiciones anteriormente indicadas son susceptibles de modificaciones de detalle en cuanto no alteren su principio fundamental; también se hace constar que el invento se refiere a una solicitud de patente presentada en Norteamérica, con fecha 30
20. de agosto de 1965, nº 483.553, acogiéndose, por lo tanto, a los beneficios que conceden los Convenios Internacionales en vigor, siendo lo que constituye la esencia del referido invento y por lo que se solicita Patente de Invención por 20 años en España, sobre: "PROCEDIMIENTO PARA
25. LA PROTECCION DE BOMBAS CENTRIFUGAS"; caracterizándose por lo siguiente:

- 1.- Procedimiento para la protección de bombas centrífugas, particularmente bombas de alimentación de calderas, durante un funcionamiento a baja y a ninguna
30. carga, caracterizado porque se disponen una válvula de vo

29 AGO



- lumen mínimo hidráulicamente accionada, incorporada en una tubería de desagüe, y una válvula de accionamiento por flujo incorporada en la tubería de descarga de una bomba centrífuga y que tiene una derivación positivamente controlada, que comunica con un lado de un cilindro de control de la válvula de volumen mínimo, actuándose sobre el otro lado del cilindro de control mediante la presión derivada aguas abajo de la válvula reguladora de la alimentación de la caldera.
- 5.
10.                   2.- Procedimiento, según la reivindicación 1, caracterizado porque la derivación se establece en forma de un deslizador de pistón sobre el que actúa desde un lado por la presión de la bomba y desde el otro lado por la presión reducida, produciéndose así una parte sustancial de la fuerza de cierre de un cono valvular.
- 15.
20.                   3.- Procedimiento, según la reivindicación 2, caracterizado porque el deslizador del pistón está construido como deslizador de pistón diferencial y las áreas de reducción ó estrangulamiento varían de tal manera con la elevación de la válvula que la fuerza de cierre generada tiene su máximo en la zona de elevación media.
25.                   4.- Procedimiento, según la reivindicación 2, caracterizado porque el cono valvular tiene un vástago inferior que al mismo tiempo es el deslizador del pistón.
30.                   5.- "Procedimiento para la protección de bombas centrífugas"; tal y como queda sustancialmente descrito en la presente memoria e ilustrado en los ad-



juntos dibujos.

Esta memoria consta de catorce hojas escritas a máquina por una sola cara.

29 AGO. 1968

Madrid,

WILHELM ODENDAHL,

J. GOMEZ ACEBO Y MODEI  
p. Firmado: F. Hernández Ruiz

33 0668

29



# ESCALA VARIABLE

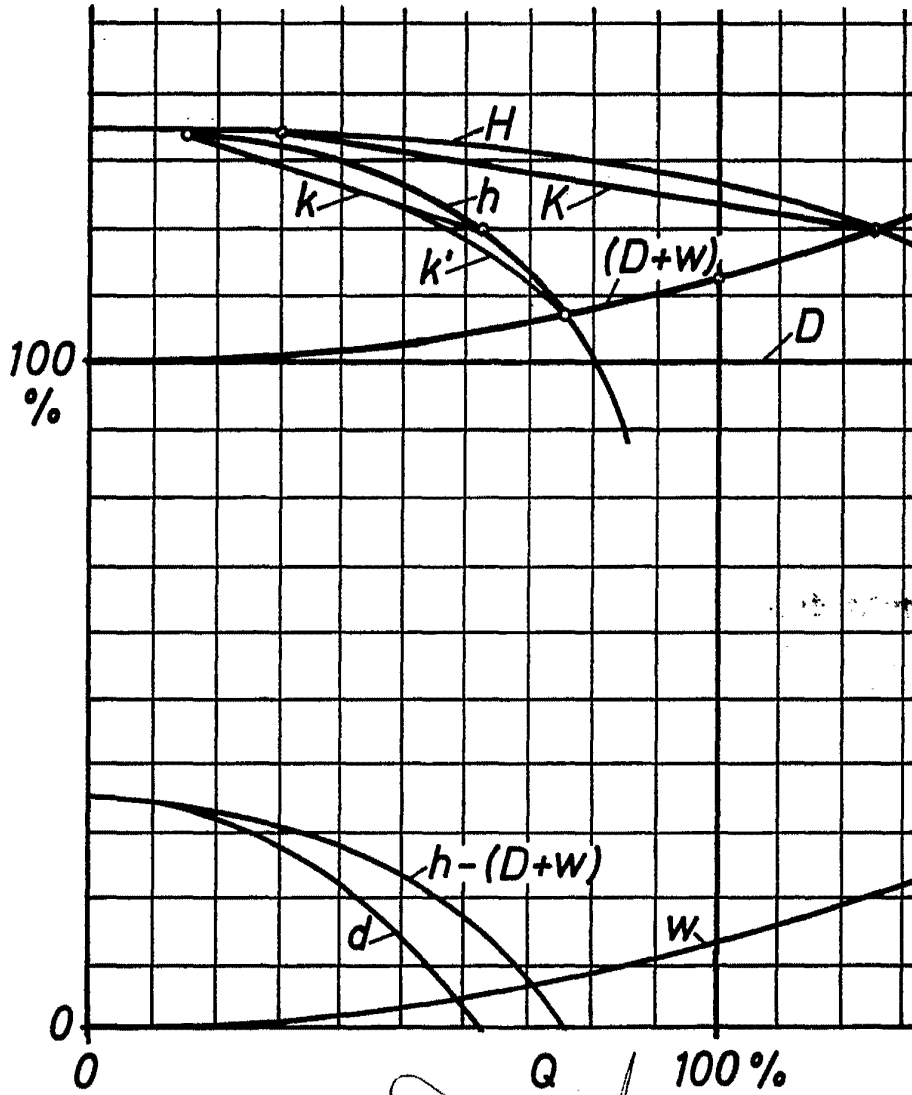


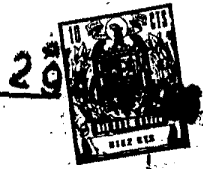
Fig. 1

**ACEPTO**  
29 AGO. 1968

Madrid

J. GÓMEZ ACIBO Y MODER

p. Firmado: F. Hernández Ráb



33 0668

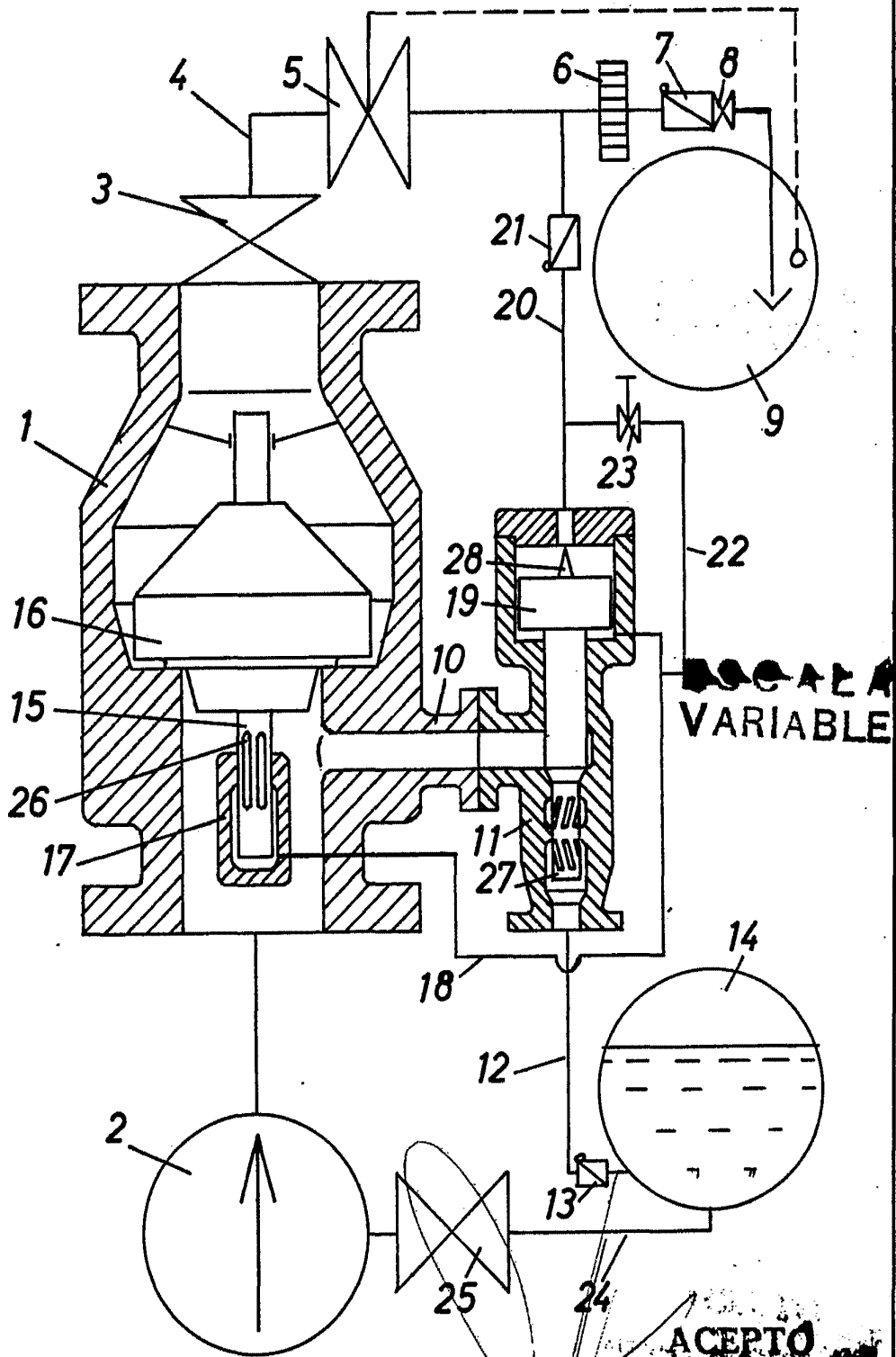


Fig. 2

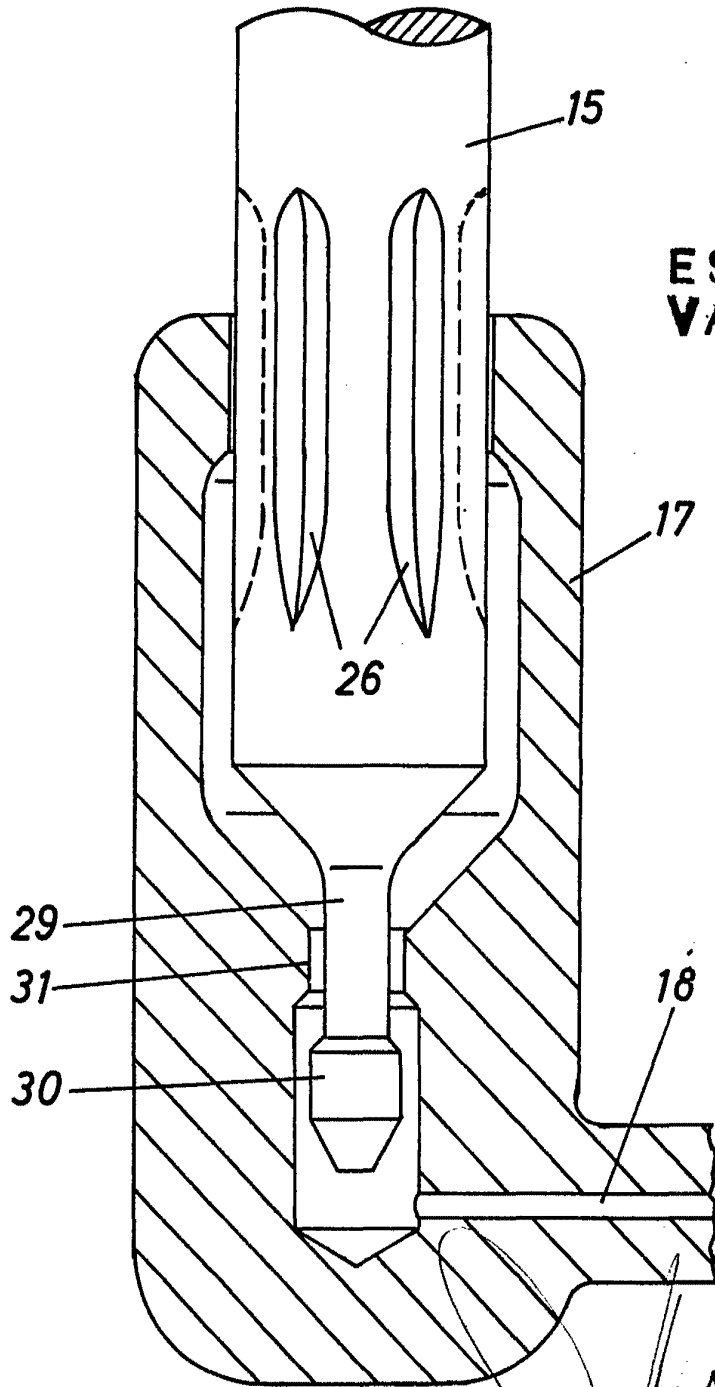
ACEPTO  
29 AGO. 1900

Madrid

J. GÓMEZ ACEDO Y MOYA  
p. p. Firmado: F. Hernández Rúa



33 666 8



ESCALA  
VARIABLE

ESCALA  
VARIABLE

Fig. 3

ACEPTO  
Madrid 29 AGO. 1968

GOMEZ AC BO Y MODER  
p. m. Firmado: F. Hernández Ruiz



33 668

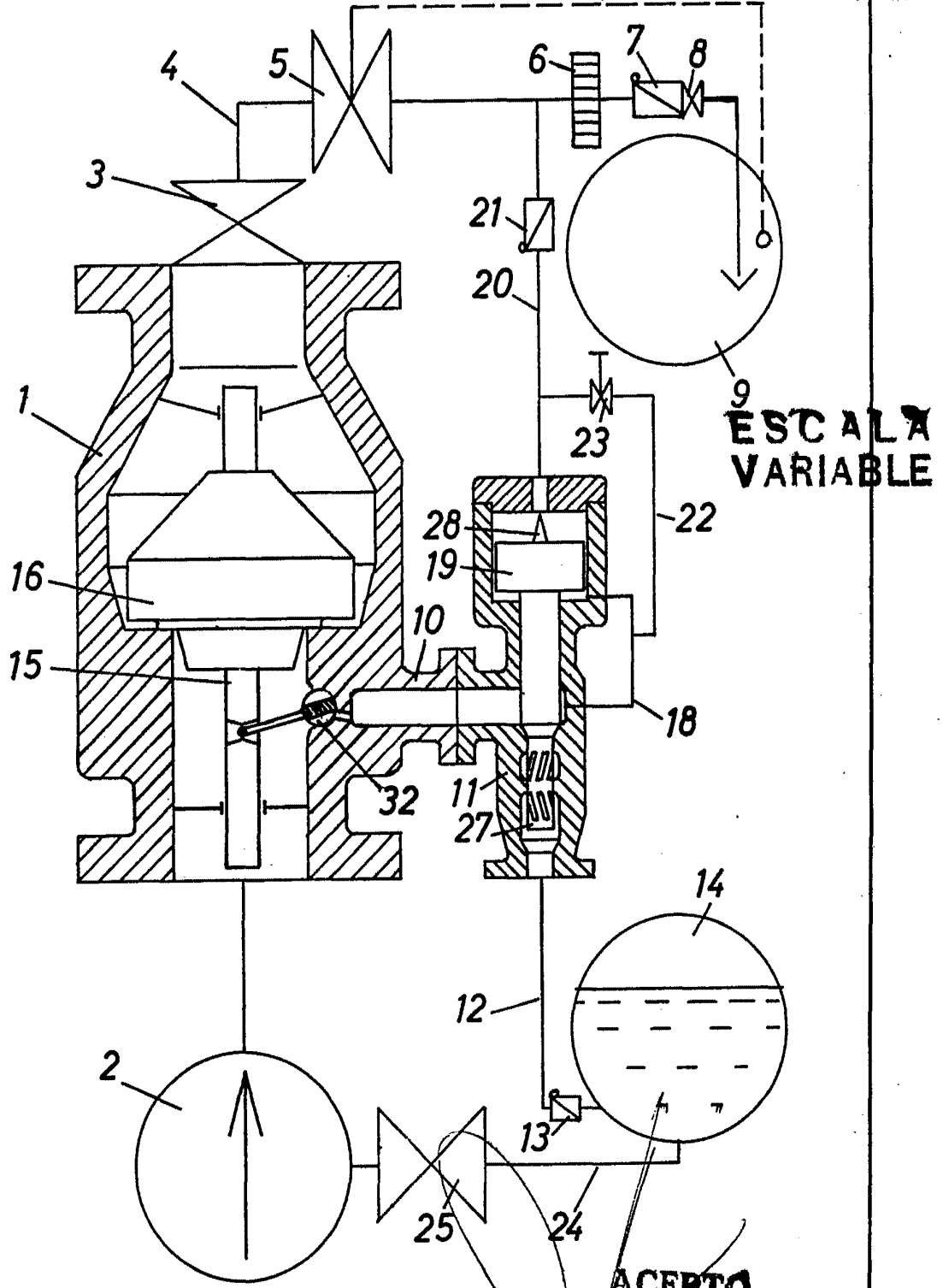


Fig. 4

ACEPTO  
 29 AGO. 1966  
 Madrid  
 J. GOMEZ ACEBO Y TORRES  
 o. p. Firmador: F. Hernández Riba