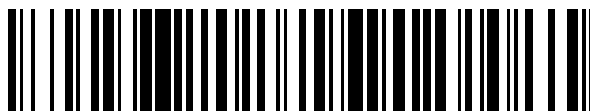


19



OFICINA ESPAÑOLA DE
PATENTES Y MARCAS

ESPAÑA



11 Número de publicación: **2 540 221**

51 Int. Cl.:

F15B 21/08

(2006.01)

12

TRADUCCIÓN DE PATENTE EUROPEA

T3

96 Fecha de presentación y número de la solicitud europea: **20.06.2012** **E 12728408 (1)**

97 Fecha y número de publicación de la concesión europea: **15.04.2015** **EP 2601416**

54 Título: **Sistema de medio de presión, en particular sistema hidráulico**

30 Prioridad:

27.06.2011 DE 102011105584
05.09.2011 DE 102011112701

45 Fecha de publicación y mención en BOPI de la traducción de la patente:
09.07.2015

73 Titular/es:

LUDWIG EHRHARDT GMBH (100.0%)
Römhheldstrasse 1-5
35321 Laubach, DE

72 Inventor/es:

EHRHARDT, WINFRIED y
WESTERHAGEN, GEORG

74 Agente/Representante:

ESPIELL VOLART, Eduardo María

ES 2 540 221 T3

Aviso: En el plazo de nueve meses a contar desde la fecha de publicación en el Boletín europeo de patentes, de la mención de concesión de la patente europea, cualquier persona podrá oponerse ante la Oficina Europea de Patentes a la patente concedida. La oposición deberá formularse por escrito y estar motivada; sólo se considerará como formulada una vez que se haya realizado el pago de la tasa de oposición (art. 99.1 del Convenio sobre concesión de Patentes Europeas).

DESCRIPCIÓN**SISTEMA DE MEDIO DE PRESIÓN, EN PARTICULAR SISTEMA HIDRÁULICO**

5 La invención se refiere a un sistema de medio de presión, en particular a un sistema hidráulico de un dispositivo tensor para el tensado mecánico de piezas de trabajo o soportes de piezas de trabajo como, por ejemplo, paletas de piezas de trabajo.

Dispositivos tensores de este tipo con un sistema hidráulico son conocidos, por ejemplo, por la patente DE 31 36 177 A1 y contienen una bomba hidráulica, un sensor de presión y una válvula limitadora de presión así como una unidad de control.

10 La bomba hidráulica genera la presión hidráulica necesaria para la operación del dispositivo tensor, pudiendo accionarse la bomba hidráulica, por ejemplo, mediante un motor eléctrico.

La válvula limitadora de presión está dispuesta entre la bomba hidráulica y el aparato consumidor hidráulico del dispositivo tensor y conduce el aceite hidráulico de regreso a un depósito de aceite hidráulico en caso de superar un valor máximo previamente establecido para limitar la presión hidráulica al valor máximo admitido.

15 Esta limitación de presión puede ser necesaria, por ejemplo, cuando, debido a un fallo, la bomba hidráulica transporta un mayor caudal volumétrico de lo que es necesario para mantener un valor teórico previamente establecido.

Sin embargo, además, esta limitación de presión también puede ser necesaria cuando el aceite hidráulico encerrado en el sistema hidráulico se expande debido a un calentamiento, lo que está relacionado con un aumento correspondiente de la presión.

20 La unidad de control mide mediante el sensor de presión la presión hidráulica generada por la bomba hidráulica y enciende la bomba hidráulica cuando la presión hidráulica se queda por debajo de un valor mínimo previamente establecido (presión de encendido). En el siguiente establecimiento de presión, la unidad de control mide permanentemente mediante el sensor de presión la presión hidráulica actual y apaga la bomba hidráulica cuando la

25 presión hidráulica medida por el sensor de presión supera el valor teórico previamente establecido (presión de apagado). De este modo se mantiene la presión hidráulica entre el valor mínimo y el valor teórico en la operación del sistema tensor.

Las figuras 5A a 5D muestran para un sistema hidráulico convencional de este tipo el desarrollo temporal de la presión hidráulica (figura 5A), del estado de encendido o apagado de la bomba hidráulica (figura 5B), del estado de encendido o apagado del aparato consumidor (figura 5C) y del estado de encendido o apagado de la válvula limitadora de presión (figura 5D).

30 Este sistema hidráulico conocido tiene diferentes inconvenientes que se describirán en breve a continuación.

Por un lado, se tiene que evacuar una parte del caudal volumétrico transportado por la bomba hidráulica mediante la válvula limitadora de presión cuando la presión hidráulica supera el valor teórico previamente establecido. Sin embargo,

35 esta limitación de presión conlleva una pérdida de rendimiento correspondiente de la válvula limitadora de presión.

Por otro lado, la bomba hidráulica se opera en la mayoría de los casos con una presión hidráulica elevada cerca del valor teórico, lo que conlleva una carga correspondientemente elevada de la bomba hidráulica y un esfuerzo energético correspondientemente elevado.

Además, existe el problema de que la bomba hidráulica se tenga que volver a encender cuando la presión hidráulica haya caído por debajo de una presión mínima previamente establecida. Es problemático a este respecto el hecho de que esta denominada conexión subsiguiente de la bomba hidráulica no conduzca inmediatamente a un aumento de presión, lo que tiene diferentes motivos. Por un lado, el relé de motor de la bomba hidráulica tiene un determinado tiempo muerto, por lo que se retarda el arranque de la bomba hidráulica. Además, la bomba hidráulica requiere un determinado tiempo de arranque debido a su inercia de masa. Sin embargo, por otro lado, la presión hidráulica también

45 tiene una constante de tiempo en el sistema hidráulico y aumenta de manera lineal tras el arranque de la bomba hidráulica. Este retardo temporal puede conducir en la conexión subsiguiente de la bomba hidráulica a que se disminuya por debajo de la presión mínima previamente establecida.

Por las patentes DE 199 59 706 A1 y DE 10 2005 060 321 A1 son conocidos sistemas de medio de presión para un sistema de frenado de automóvil, produciéndose también el fenómeno que una bomba hidráulica no se queda parada inmediatamente en el apagado sino que tiene una marcha retardada. Sin embargo, el posible aumento de presión, durante esta marcha retardada en el apagado, se compensa en estas patentes porque los tiempos de control para válvulas conectadas aguas abajo se modifican de manera correspondiente. Por tanto, a este respecto el aumento de presión durante la marcha retardada no se evita sino se compensa mediante medidas de control adecuadas.

Además, con respecto al estado de la técnica de otros campos técnicos cabe señalar las patentes DE 20 2008 011 507 U1, DE 697 15 709 T2 y DE 197 13 576 A1.

50 Finalmente, con respecto al estado de la técnica cabe señalar las patentes DE 10 2005 002 443 A1, US 2004/0098984 A1 y US 005 829 335 A. Sin embargo, estas patentes dan a conocer sólo una regulación convencional de una bomba al variarse, por ejemplo, la capacidad de transporte de la bomba mediante una activación de la bomba con una relación de palpado ajustable. Por tanto, en este caso se trata de una regulación continua a diferencia de un encendido o apagado de la bomba tal como está previsto en el marco de la invención.

60 La invención se basa, por tanto, en el objetivo de crear un sistema hidráulico correspondientemente mejorado que evite en la mayor medida posible estos inconvenientes.

La invención se basa en el reconocimiento técnico de que la bomba de fluido (por ejemplo, la bomba hidráulica) también después del apagado de su accionamiento sigue teniendo una marcha retardada debido a la inercia de modo que la presión de fluido (por ejemplo, la presión hidráulica) sigue aumentado ligeramente también tras el apagado de la bomba de fluido durante la marcha retardada de la bomba de fluido.

Por tanto, la invención prevé que la bomba de fluido ya se apague en el establecimiento de presión antes de que la presión de fluido haya alcanzado el valor teórico previamente establecido. Durante la siguiente marcha retardada de la bomba de fluido, la presión de fluido sigue aumentando entonces desde la presión de apagado con un determinado aumento de presión de marcha retardada en la dirección hacia el valor teórico previamente establecido. Por tanto, la invención aprovecha la energía cinética de la bomba de fluido, del accionamiento de la bomba de fluido y/o de la columna de líquido transportada por la bomba de fluido.

Por un lado, esto ofrece la ventaja de que la bomba de fluido se opera con una frecuencia menor en caso de presiones elevadas del fluido cerca del valor teórico, por lo que la bomba de fluido se protege y consume menos energía de accionamiento.

Sin embargo, por otro lado, la invención ofrece también la ventaja de que se tiene que evacuar menos fluido (por ejemplo, aceite hidráulico) mediante la válvula limitadora de presión, por lo que la válvula limitadora de presión se protege y se produce menos pérdida de potencia.

En un ejemplo de realización preferido de la invención, la presión de apagado está dimensionada de tal modo que la diferencia de presión entre el valor teórico previamente establecido y la presión de apagado es menor que el aumento de presión de marcha retardada. Esto significa que la presión de fluido tras el apagado de la bomba de fluido sigue aumentando al menos hasta el valor teórico previamente establecido. Por tanto, preferiblemente, el aumento de presión de marcha retardada debería ser lo suficientemente grande para cubrir la diferencia de presión entre la presión de apagado y el valor teórico.

A este respecto cabe tener en cuenta que el aumento de presión durante la marcha retardada de la bomba de fluido discurre de forma asintótica hasta un valor final de modo que el aumento de presión en la región de presión superior hacia el valor final discurre cada vez más lento. Sin embargo, por regla general, es deseable que el valor teórico previamente establecido de la presión de fluido durante la marcha retardada se produzca lo más rápidamente posible. Preferiblemente, la presión de apagado está dimensionada, por tanto, de modo que el aumento de presión de marcha retardada supera la diferencia de presión entre la presión de apagado y el valor teórico previamente establecido en al menos un 1 %, un 2 %, un 5 %, un 10 %, un 20 %, un 50 % un 100 % o un 200 %. Esto ofrece la ventaja de que se aprovecha el aumento de presión que al principio discurre de manera relativamente inclinada durante la marcha retardada para cubrir la diferencia de presión entre la presión de apagado y el valor teórico previamente establecido de tal modo que se produce de una manera relativamente rápida el valor teórico previamente establecido tras el apagado de la bomba de fluido.

Por otro lado, no es necesario que la presión de fluido tras el apagado de la bomba de fluido durante la marcha retardada siga aumentando fundamentalmente más allá del valor teórico deseado. Por tanto, la presión de apagado está dimensionada preferiblemente de modo que el aumento de presión de marcha retardada supera la diferencia de presión entre la presión de apagado y el valor teórico previamente establecido en, como máximo, un 200 %, un 100 %, un 50 %, un 20 %, un 10 %, un 5 %, un 2 % o un 1 %. Esto ofrece la ventaja de que durante la marcha retardada de la bomba de fluido sólo se produce poco fluido excedente que entonces se tiene que evacuar mediante la válvula limitadora de presión.

Los valores porcentuales anteriormente mencionados son posibles cuando se utilizan determinados factores en el cálculo. Sin embargo, la invención no está fijada a valores fijos. Según la estabilidad y la característica del sistema hidráulico existen diferentes valores. Sin embargo, preferiblemente se utiliza en el marco de la invención el valor más pequeño posible. Esto depende de la calidad del cálculo, de la constancia de los parámetros del sistema hidráulico y, en este caso, en particular de la rigidez del sistema, de la velocidad de reacción del control y del accionamiento. Son deseables valores por debajo de un 5 %.

En el ejemplo de realización preferido de la invención, el apagado y/o el encendido de la bomba de fluido o del accionamiento de la bomba de fluido se realizan controlados por la presión. Esto significa que la unidad de control mide la presión de fluido mediante el sensor de presión. La unidad de control apaga entonces la bomba de fluido en el establecimiento de presión cuando la presión de fluido medida supera la presión de apagado previamente establecida. Además, la unidad de control puede volver a encender la bomba de fluido cuando la presión de fluido medida queda por debajo de la presión de encendido previamente establecida.

En la fijación de la presión de apagado cabe tener en cuenta que el aumento de presión de marcha retardada no sólo depende de la inercia de la bomba de fluido y de su accionamiento sino también del flujo de transporte actualmente transportado y evacuado. Por ejemplo, si es evacuado un flujo de transporte más grande por el aparato consumidor, entonces el aumento de presión de marcha retardada es sólo muy pequeño. Por tanto, en la fijación de la presión de apagado se tiene en cuenta preferiblemente el flujo de transporte actualmente evacuado de la bomba de fluido.

Una posibilidad de determinar el flujo de transporte actual de la bomba de fluido consiste en medir el número de revoluciones de bomba de la bomba de fluido o derivarlo del control de motor, pudiendo derivarse entonces el flujo de transporte al menos aproximadamente del número de revoluciones de bomba.

Otra posibilidad de determinar el flujo de transporte actual de la bomba de fluido consiste en la medición mediante un sensor de caudal volumétrico.

Sin embargo, una posibilidad adicional prevé que el flujo de transporte de la bomba de fluido se establezca previamente como conocido.

La inercia del sistema compuesto por la bomba de fluido y su accionamiento se refleja en la operación en el cambio de

presión temporal en el establecimiento de presión, es decir, en la primera derivación temporal de la presión de fluido. Así, un aumento de presión rápido durante el establecimiento de presión es un indicio de una inercia correspondientemente alta y un aumento de presión alto de la marcha retardada. Por tanto, preferiblemente, el cambio de presión temporal en el establecimiento de presión se mide y se tiene en cuenta como medida para la inercia de la bomba de fluido.

Además, cabe mencionar que la presión de apagado en la operación del sistema de medio de presión de acuerdo con la invención se adapta preferiblemente de manera dinámica al estado operativo actual. Esto significa que la presión de apagado se adapta constantemente al estado operativo actual (por ejemplo, el número de revoluciones, la presión de fluido, el aumento de presión, etc.).

En esta adaptación dinámica de la presión de apagado se tienen en cuenta preferiblemente las siguientes condiciones marginales u objetivos de optimización:

- durante la marcha retardada, la presión de fluido debe aumentar en cualquier caso hasta el valor teórico previamente establecido.
- tras el apagado de la bomba de fluido, el valor teórico previamente establecido para la presión de fluido se debe producir lo más rápidamente posible.
- durante la marcha retardada se debe transportar la menor cantidad posible de fluido excedente que no es necesario para alcanzar el valor teórico y que se tiene que evacuar mediante la válvula limitadora de presión.

En el ejemplo de realización preferido de la invención, la presión de apagado se calcula por tanto de acuerdo con la siguiente fórmula y se adapta constantemente durante la operación:

$$P_{\text{APAGADO}} = P_{\text{TEÓRICO}} - (K1/P_{\text{TEÓRICO}} + K2) \cdot dP_{\text{REAL}}/dt \cdot 1/Q$$

con:

P_{APAGADO} : Presión de apagado.

$P_{\text{TEÓRICO}}$: Valor teórico para la presión de fluido.

$K1$: Constante en función del aparato que refleja la inercia de la bomba de fluido y del motor de accionamiento.

$K2$: Constante en función del aparato que refleja los tiempos muertos y de retardo de la bomba, del motor y de la unidad de control.

P_{REAL} : Presión de fluido actual.

dP_{REAL}/dt : Aumento de presión temporal.

Q : Flujo de transporte de la bomba de fluido.

Sin embargo, la invención no está limitada a la fórmula anteriormente mencionada con respecto al cálculo de la presión de apagado sino que básicamente también se puede realizar con otras fórmulas para calcular la presión de apagado.

En una variante de la invención, la unidad de control está integrada constructivamente en el sensor de presión y genera una señal de apagado para el control de motor. Sin embargo, de manera alternativa es también posible que la unidad de control esté separada constructivamente del sensor de presión y reciba del sensor de presión una señal de presión como señal analógica.

En el caso de un aparato consumidor puede ser necesario que la presión se conecte otra vez de forma subsiguiente, por ejemplo, que con un retardo temporal se produzca una reposición o una fuga pequeña o que la presión se pueda reducir ligeramente debido a un enfriamiento intenso. Una presión de conexión subsiguiente de este tipo está situada normalmente entre un 5 a un 10 % por debajo del valor teórico $P_{\text{TEÓRICO}}$ previamente establecido, aunque por encima de la presión de apagado P_{APAGADO} . En este caso sólo una cantidad de transporte muy pequeña se puede introducir en el sistema y requiere una activación adicional cuando no se debe evacuar una cantidad de aceite excedente mediante la válvula limitadora de presión. En este caso, la duración de encendido del motor de accionamiento de la bomba de fluido ("motor de presión") se reduce de modo que sólo se consigue el número de revoluciones para conseguir un menor establecimiento de presión mediante una marcha retardada. Esto se produce debido a una reducción de la constante $K1$ del volumen de transporte Q y un tiempo de arranque reducido de manera proporcional a este respecto del accionamiento de motor de bomba.

Los términos utilizados en el marco de la invención del encendido o apagado de la bomba de fluido se basan preferentemente en que el accionamiento de la bomba de fluido se enciende o apaga completamente. Sin embargo, la invención también reivindica protección para las variantes en las que el accionamiento de la bomba de fluido sólo se arranca o se apaga.

En el ejemplo de realización preferido de la invención se trata, en el caso del sistema de medio de presión, de un sistema hidráulico. Sin embargo, la invención se puede realizar también en otros sistemas de medio de presión como, por ejemplo, en sistemas neumáticos. Sólo es significativo que la bomba de fluido tenga aún una marcha retardada debido a la inercia tras su apagado durante la que sigue aumentando la presión de fluido.

Además, cabe mencionar que el sistema de medio de presión de acuerdo con la invención comprende preferiblemente un aparato consumidor que se alimenta con fluido bajo presión. En el caso del aparato consumidor se trata preferiblemente de un sistema tensor para el tensado mecánico de piezas de trabajo o soportes de piezas de trabajo tales como, por ejemplo, paletas de piezas de trabajo. Sistemas tensores de este tipo son conocidos en sí y, por ejemplo, están descritos en la patente DE 31 36 177 A1, de modo que el contenido de esta publicación se asociará completamente con la presente descripción. Sin embargo, la invención también reivindica protección para sistemas de medio de presión con otros tipos de aparatos consumidores.

Otro aspecto de la invención se refiere al problema de que la bomba de fluido tiene una marcha preliminar debido a la inercia en el encendido (conexión subsiguiente) de modo que la presión de fluido durante la marcha preliminar de la bomba de fluido aún no aumenta fundamentalmente aunque la bomba de fluido ya está encendida. Tal como ya se explicó brevemente al inicio, los motivos de esta marcha preliminar consisten, por un lado, en el tiempo muerto del relé de motor de la bomba de fluido y, por otro lado, en el establecimiento de presión retardado en el sistema de medio de presión.

Por tanto, la invención prevé también preferiblemente que la unidad de control ya vuelva a encender la bomba de fluido con la disminución de la presión de fluido en el estado apagado de la bomba de fluido antes de que la presión de fluido haya caído hasta una presión mínima previamente establecida (por ejemplo, un 5 % por debajo de la presión teórica) por debajo de la cual no se debe descender. Por tanto, la presión de encendido (presión de conexión subsiguiente) de la bomba de fluido es preferiblemente mayor que la presión mínima previamente establecida por debajo de la cual no se debe descender. Esto ofrece la ventaja de que la disminución de presión adicional que se produce posiblemente durante la marcha preliminar debido a la inercia de la bomba de fluido no conduce a que se descienda por debajo de la presión mínima previamente establecida.

En un ejemplo de realización preferido de la invención, en el estado apagado de la bomba de fluido, la unidad de control detecta mediante un sensor de presión el cambio temporal de la presión de fluido. La presión de encendido se calcula entonces por la unidad de control preferiblemente en función del cambio temporal de la presión de fluido en el estado apagado de la bomba de fluido, de la presión de apagado y de la presión mínima previamente establecida, pudiendo realizarse el cálculo de acuerdo con la siguiente fórmula:

$$P_{\text{ENCENDIDO}} = P_{\text{MIN}} - (k_1 + k_2 \cdot P_{\text{APAGADO}}) \cdot dP_{\text{REAL}} / dt$$

con:

k_1, k_2 : Constantes que caracterizan el desarrollo de presión durante el arranque de la bomba de fluido en la conexión subsiguiente.

P_{APAGADO} : La presión de apagado que, teniendo en cuenta la marcha retardada en la subida de la presión, conduce a que se alcance el valor teórico de presión $P_{\text{TEÓRICO}}$.

dP/dt : El cambio temporal de la presión de fluido tras alcanzar el valor máximo. A este respecto, la pendiente es negativa de modo que la presión de conexión subsiguiente $P_{\text{ENCENDIDO}}$ es mayor que la presión mínima P_{MIN} previamente establecida.

Por tanto, la presión de encendido (presión de conexión subsiguiente) está dimensionada preferiblemente de modo que la presión de fluido tras el encendido de la bomba de fluido durante la marcha preliminar de la bomba de fluido no cae por debajo de la presión mínima previamente establecida.

Además, cabe mencionar que la invención también comprende un procedimiento de operación correspondiente, tal como ya resulta de lo descrito anteriormente.

Otros perfeccionamientos ventajosos de la invención están identificados en las reivindicaciones dependientes o se explican con mayor detalle a continuación junto con la descripción de los ejemplos de realización preferidos de la invención mediante las figuras. Muestran:

La figura 1 una representación esquemática de un sistema hidráulico de acuerdo con la invención para la alimentación hidráulica de un dispositivo tensor.

La figura 2 el procedimiento de operación del sistema hidráulico de la figura 1 en forma de un diagrama de flujo.

La figura 3A el desarrollo temporal de la presión hidráulica en el sistema hidráulico de acuerdo con la figura 1.

La figura 3B el desarrollo temporal del estado de encendido o apagado de la bomba hidráulica.

La figura 3C el desarrollo temporal del estado de encendido o apagado del sistema tensor.

La figura 3D una representación ampliada del desarrollo de presión durante la marcha retardada de la bomba hidráulica.

La figura 4 una modificación del sistema hidráulico de acuerdo con la figura 1, estando la unidad de control integrada en el sensor de presión.

La figura 5A el desarrollo temporal de la presión hidráulica en un sistema hidráulico convencional.

La figura 5B el desarrollo temporal del estado de encendido o apagado de la bomba hidráulica en el sistema hidráulico convencional.

La figura 5C el desarrollo temporal del estado de encendido o apagado del sistema tensor en el sistema hidráulico convencional.

La figura 5D el desarrollo temporal del estado de encendido o apagado de la válvula limitadora de presión en el sistema hidráulico convencional.

La figura 6 el desarrollo temporal de la presión de fluido en un sistema de medio de presión de acuerdo con la invención, teniendo en cuenta la marcha preliminar debido a la inercia de la bomba hidráulica en la conexión subsiguiente, así como

La figura 7 un diagrama de flujo para aclarar la conexión subsiguiente de la bomba hidráulica para tener en cuenta la marcha preliminar debido a la inercia de la bomba hidráulica.

La figura 1 muestra un sistema hidráulico de acuerdo con la invención con una bomba hidráulica 1 que se acciona por un motor eléctrico 2 y que alimenta un sistema tensor 3 mecánico con la presión hidráulica necesaria para la operación. La bomba hidráulica 1 está conectada en el lado de la entrada con un depósito de aceite hidráulico 4 del que la bomba hidráulica 1 extrae aceite hidráulico y lo bombea a través de una válvula antirretorno RV a una región de alta presión 5 a

la que está conectado el sistema tensor 3.

Además, el sistema hidráulico tiene una válvula limitadora de presión 6 que conecta la región de alta presión 5 con el depósito de aceite hidráulico 4. La válvula limitadora de presión 6 está cerrada en el estado normal y se abre cuando la presión hidráulica actual P_{REAL} en la región de alta presión 5 supera un valor máximo P_{MAX} previamente establecido.

Además, el sistema hidráulico tiene un sensor de presión 7 que mide la presión hidráulica actual P_{REAL} en la región de alta presión 5 y lo retransmite a una unidad de control 8 que activa un control de motor 9 en función de la presión hidráulica P_{REAL} medida, encendiendo o apagando la unidad de control 8 opcionalmente el motor eléctrico 2.

En la activación del motor eléctrico 2, la unidad de control 8 tiene en cuenta también el flujo de transporte Q actual de la bomba hidráulica 1, ya que el flujo de control Q actual influye en el aumento de presión de marcha retardada. Para ello, la unidad de control 8 está conectada con un sensor de número de revoluciones 10 que detecta el número de revoluciones n del motor eléctrico 2 y, con ello, también el número de revoluciones de bomba. A partir del número de revoluciones de bomba n , la unidad de control 8 calcula entonces el flujo de transporte Q actual de la bomba hidráulica 1.

Además está prevista una válvula reductora de presión 11 que se deriva entre la bomba hidráulica 1 y la válvula antirretorno RV y que conduce aceite hidráulico de regreso al interior del depósito de aceite hidráulico 4 en el estado abierto, activándose la válvula reductora de presión 11 por la unidad de control 8. La unidad de control 8 abre la válvula reductora de presión 11 cuando se reduce el valor teórico $P_{TEÓRICO}$. Esto es razonable para que la presión hidráulica P_{REAL} disminuya lo más rápidamente posible hasta el nuevo valor teórico $P_{TEÓRICO}$ más bajo.

La unidad de control 8 calcula entonces durante la operación permanentemente (véase la etapa S1 en la figura 2) una presión de apagado $P_{APAGADO}$ de acuerdo con la siguiente fórmula:

$$P_{APAGADO} = P_{TEÓRICO} - (K1/P_{TEÓRICO} + K2) \cdot dP_{REAL} / dt \cdot 1/Q$$

con:

$P_{APAGADO}$: Presión de apagado.
 $P_{TEÓRICO}$: Valor teórico para la presión de fluido.
 $K1$: Constante en función del aparato que refleja la inercia de la bomba de fluido y del motor de accionamiento.
 $K2$: Constante en función del aparato que refleja los tiempos muertos y de retardo de la bomba, del motor y de la unidad de control.
 P_{REAL} : Presión de fluido actual.
 dP_{REAL}/dt : Aumento de presión temporal.
 Q : Flujo de transporte de la bomba de fluido.

Las constantes en función del aparato $K1$, $K2$ se pueden determinar previamente en un procedimiento de calibrado.

En el estado apagado de la bomba hidráulica, la unidad de control 8 mide mediante el sensor de presión 7 permanentemente la presión hidráulica P_{REAL} en la región de alta presión 5 (véase la etapa 2 en la figura 2).

La unidad de control 8 comprueba entonces permanentemente si la presión hidráulica P_{REAL} medida queda por debajo de una presión de encendido $P_{ENCENDIDO}$ previamente establecida (véase la etapa S3 en la figura 2).

Si este es el caso, entonces la unidad de control 8 envía una señal de encendido al control de motor 9 que en consecuencia enciende el motor eléctrico 2 para aumentar la presión hidráulica P_{REAL} (véase la etapa S4 en la figura 2).

En el siguiente establecimiento de presión, la unidad de control 8 comprueba entonces permanentemente si la presión hidráulica actual P_{REAL} supera la presión de apagado $P_{APAGADO}$ (véase la etapa S5).

Si este es el caso, entonces la unidad de control 8 envía una señal de apagado al control de motor 9 que en consecuencia apaga el motor eléctrico 2 (véase la etapa S6).

En la siguiente marcha retardada debido a la inercia de la bomba hidráulica 1, la presión hidráulica P_{REAL} sigue subiendo debido a la inercia a pesar del motor eléctrico 2 apagado, siendo el aumento de presión de marcha retardada $\Delta P_{MARCHA RETARDADA}$ (véase la figura 3D) suficiente para cubrir la diferencia de presión ΔP entre la presión de apagado $P_{APAGADO}$ y el valor teórico $P_{TEÓRICO}$ previamente establecido. Durante la marcha retardada, por tanto, la presión hidráulica P_{REAL} sube desde la presión de apagado $P_{APAGADO}$ hasta el valor teórico $P_{TEÓRICO}$.

Durante la marcha retardada, la válvula limitadora de presión 6 comprueba permanentemente si la presión hidráulica P_{REAL} supera un valor máximo P_{MAX} previamente establecido (véase la etapa S7 en la figura 2).

Si este es el caso, entonces la válvula limitadora de presión 6 se abre automáticamente y conduce el aceite hidráulico excedente de la región de alta presión 5 de regreso al interior del depósito de aceite hidráulico 4 para evitar un aumento de presión adicional más allá del valor máximo P_{MAX} (véase la etapa S8 en la figura 2).

Además, la válvula limitadora de presión 6 comprueba permanentemente si la presión hidráulica P_{REAL} ha caído por debajo del valor teórico $P_{TEÓRICO}$ previamente establecido (véase la etapa S9 en la figura 2).

Si este es el caso, entonces la válvula limitadora de presión 6 se cierra automáticamente para evitar una evacuación adicional de aceite hidráulico de la región de alta presión 5 al interior del depósito de aceite hidráulico 4, ya que la presión hidráulica P_{REAL} seguiría cayendo de este modo por debajo del valor teórico $P_{TEÓRICO}$ previamente establecido (véase la etapa S10 en la figura 2).

En la figura 3D se puede ver además que el aumento de presión de marcha retardada $\Delta P_{MARCHA RETARDADA}$ máximo posible sin una limitación de presión es mayor que la diferencia de presión ΔP a cubrir entre la presión de apagado $P_{APAGADO}$ y el valor teórico $P_{TEÓRICO}$ previamente establecido. Esto es ventajoso, ya que el aumento de presión durante la marcha retardada se realiza de este modo de una manera relativamente rápida. Sin embargo, existe el inconveniente

relacionado con esta ventaja de que una parte del aceite hidráulico transportado durante la marcha retardada se tenga que conducir de vuelta al interior del depósito de aceite hidráulico 4 a través de la válvula limitadora de presión 6.

El ejemplo de realización según la figura 4 coincide en gran parte con el ejemplo de realización según la figura 1 de tal modo que se hace referencia a la descripción anterior para evitar repeticiones, utilizándose para detalles correspondientes los mismos números de referencia.

Una particularidad de este ejemplo de realización consiste en que la unidad de control 8 está dispuesta en una carcasa 11 común con el sensor de presión 7.

Las figuras 6 y 7 aclaran un aspecto de la invención que se basa en el problema de la marcha preliminar temporal debido a la inercia de la bomba hidráulica 1. Así, la presión hidráulica P_{REAL} no vuelve a subir directamente tras el encendido (conexión subsiguiente) de la bomba hidráulica 1 en el momento $t_{\text{ENCENDIDO}}$, ya que el aumento de presión se retarda por el tiempo muerto del relé de motor de la bomba hidráulica 1 y también el propio aumento de presión requiere cierto tiempo de marcha preliminar. Por tanto, la invención prevé en este aspecto que la bomba hidráulica 1 en la conexión subsiguiente ya se vuelva a encender con una presión de encendido $P_{\text{ENCENDIDO}}$ que está situada por encima de la presión mínima P_{MIN} previamente establecida para que no se descienda por debajo de la presión mínima P_{MIN} previamente establecida a pesar de la marcha preliminar debido a la inercia de la bomba hidráulica 1.

En una primera etapa S1 se determinan para ello constantes específicas de aparatos K1, K2 que identifican el aumento de presión tras el encendido de la bomba hidráulica 1 durante la marcha preliminar de la bomba hidráulica 1.

En una etapa adicional S2 se establece previamente la presión mínima P_{MIN} por debajo de la que no se debe descender. Además, en una etapa S3 se calcula la presión de apagado P_{APAGADO} que con la subida de la presión de fluido P_{REAL} conduce a un apagado de la bomba hidráulica 1. El cálculo de la presión de apagado P_{APAGADO} ya se explicó en detalle anteriormente de modo que a este respecto se hace referencia a las explicaciones anteriores para evitar repeticiones.

En un bucle se mide, en primer lugar, en una etapa S4 la presión de fluido P_{REAL} .

Además, en el bucle se calcula entonces en una etapa S5 el cambio temporal P_{IST}/dt de la presión de fluido P_{REAL} .

En una etapa adicional S6 se calcula entonces la presión de encendido $P_{\text{ENCENDIDO}}$ de acuerdo con la siguiente fórmula:

$$P_{\text{ENCENDIDO}} = P_{\text{MIN}} - (k_1 + k_2 \cdot P_{\text{APAGADO}}) \cdot dP_{\text{REAL}} / dt$$

En una etapa S7 se comprueba entonces en el bucle si la presión de fluido P_{REAL} medida queda por debajo de la presión de encendido $P_{\text{ENCENDIDO}}$ calculado. Si este es el caso, entonces la bomba hidráulica 1 se enciende en una etapa S8. En caso contrario, se repiten las etapas S4-S7 anteriormente mencionadas en un bucle.

De este modo se asegura que, a pesar de la marcha preliminar debido a la inercia de la bomba hidráulica 1, la presión de fluido P_{REAL} no disminuye por debajo de la presión mínima P_{MIN} previamente establecida por debajo de la que no se debe descender.

La conexión subsiguiente de la manera propuesta es ventajosa, ya que se aprovecha de nuevo la energía cinética de la unidad motor-bomba y no se produce una presión fundamentalmente mayor que la presión teórica. De este modo se puede ajustar un valor de presión con un dispositivo de este tipo sin que se haya transportado demasiado volumen de aceite a través de la bomba que se tiene que volver a evacuar a través de una válvula limitadora.

En combinación con el apagado de acuerdo con la invención de la bomba ya antes de alcanzar el valor teórico $P_{\text{TEÓRICO}}$ se produce un sistema de ajuste de presión en el que la válvula limitadora de presión 6 ya sólo sirve para la seguridad. El ajuste de presión se realiza mediante la modificación del valor teórico $P_{\text{TEÓRICO}}$.

Mediante el uso de la presión de apagado P_{APAGADO} del primer aumento de presión se emite algo más de energía al sistema hidráulico, ya que la presión sólo se tiene que establecer en el sistema compuesto por la bomba hidráulica 1 y el tubo de presión y sólo tras la apertura de la válvula antirretorno RV está conectado todo el sistema hidráulico.

La invención no está limitada a los ejemplos de realización preferidos anteriormente descritos. Más bien son posibles una pluralidad de variantes y modificaciones que también utilicen la idea inventiva y, por tanto, entren en el alcance de protección. Además, la invención reivindica también protección para el objeto y las características de las reivindicaciones dependientes independientemente de las reivindicaciones relacionadas.

Lista de números de referencia:

1	Bomba hidráulica
2	Motor eléctrico
3	Sistema tensor
4	Depósito de aceite hidráulico
5	Región de alta presión
6	Válvula limitadora de presión
7	Sensor de presión
8	Unidad de control
9	Control de motor
10	Sensor de número de revoluciones
11	Válvula reductora de presión
k1, k2	Constantes que identifican el desarrollo de presión durante el arranque de la bomba de fluido en la conexión subsiguiente
K1	Constante en función del aparato que refleja la inercia de la bomba de fluido y del motor de accionamiento

	K2	Constante en función del aparato que refleja los tiempos muertos y de retardo de la bomba, del motor y de la unidad de control
	n	Número de revoluciones del motor eléctrico
5	P _{APAGADO}	Presión de apagado
	P _{ENCENDIDO}	Presión de encendido
	P _{REAL}	Presión hidráulica
	P _{MÍN}	Presión mínima
	P _{MÁX}	Presión máxima
	P _{TEÓRICO}	Valor teórico
10	ΔP	Diferencia de presión entre la presión de apagado y el valor teórico
	ΔP _{MARCHA RETARDADA}	Aumento de presión de marcha retardada
	RV	Válvula antirretorno
	Q	Flujo de transporte de la bomba hidráulica
15	dP _{REAL} /dt	Cambio temporal de la presión hidráulica

REIVINDICACIONES

1. Sistema de medio de presión, en particular sistema hidráulico, con

- 5 a) una bomba de fluido (1) para el transporte de un fluido de accionamiento con un determinado flujo de transporte (Q) y una determinada presión de fluido (P_{REAL}),
 b) una unidad de control (8) que enciende o apaga la bomba de fluido (1) para ajustar un valor teórico ($P_{TEÓRICO}$) previamente establecido de la presión de fluido (P_{REAL}),
 10 c) en el que la bomba de fluido (1) tiene en el apagado una marcha retardada debido a la inercia de modo que la presión de fluido durante la marcha retardada de la bomba de fluido (1) sigue aumentando, mientras que la bomba de fluido (1) ya está apagada,
 d) mientras que la bomba de fluido (1) tiene en el encendido una marcha preliminar debido a la inercia de modo que la presión de fluido (P_{REAL}) aún no aumenta fundamentalmente durante la marcha preliminar de la bomba de fluido (1) aunque la bomba de fluido (1) ya está encendida,
 15 **caracterizado**
 e) **porque** la unidad de control (8) apaga la bomba de fluido (1) al aumentar la presión de fluido (P_{REAL}) hasta el valor teórico ($P_{TEÓRICO}$) previamente establecido antes de que la presión de fluido (P_{REAL}) haya alcanzado el valor teórico ($P_{TEÓRICO}$) previamente establecido,
 y/o
 20 f) **porque** la unidad de control (8) vuelve a encender la bomba de fluido (1) al disminuir la presión de fluido (P_{REAL}) en el estado apagado de la bomba de fluido (1) antes de que la presión de fluido (P_{REAL}) haya caído hasta una presión mínima (P_{MIN}) previamente establecida.

2. Sistema de medio de presión de acuerdo con la reivindicación 1,

25 **caracterizado**

- a) **porque** la presión de fluido (P_{REAL}) durante la marcha retardada tras el apagado de la bomba de fluido (1) sigue subiendo en un determinado aumento de presión de marcha retardada ($\Delta P_{MARCHA\ RETARDADA}$) máximo posible sin una limitación de presión, y
 30 b) **porque** la unidad de control (8) apaga la bomba de fluido (1) cuando la presión de fluido (P_{REAL}) supera una determinada presión de apagado ($P_{APAGADO}$).

3. Sistema de medio de presión de acuerdo con la reivindicación 2,

caracterizado

- 35 a) **porque** la diferencia de presión (ΔP) entre el valor teórico ($P_{TEÓRICO}$) previamente establecido de la presión de fluido (P_{REAL}) y la presión de apagado ($P_{APAGADO}$) es menor que el aumento de presión de marcha retardada ($\Delta P_{MARCHA\ RETARDADA}$) máximo posible de modo que la presión de fluido (P_{REAL}) durante la marcha retardada sigue subiendo al menos hasta el valor teórico ($P_{TEÓRICO}$) previamente establecido y/o
 40 b) **porque** el aumento de presión de marcha retardada ($\Delta P_{MARCHA\ RETARDADA}$) máximo posible supera la diferencia de presión (ΔP) entre el valor teórico ($P_{TEÓRICO}$) previamente establecido de la presión de fluido (P_{REAL}) y la presión de apagado ($P_{APAGADO}$) en al menos un 10 %, un 20 %, un 50 %, un 100 % o un 200 %, y/o
 c) **porque** el aumento de presión de marcha retardada ($\Delta P_{MARCHA\ RETARDADA}$) máximo posible supera la diferencia de presión (ΔP) entre el valor teórico ($P_{TEÓRICO}$) previamente establecido de la presión de fluido (P_{REAL}) y la presión de apagado ($P_{APAGADO}$) en, como máximo, un 200 %, un 100 %, un 50 %, un 20 % o un 10 %.

4. Sistema de medio de presión de acuerdo con una de las reivindicaciones anteriores, **caracterizado**

- 50 a) **porque** está previsto un sensor de presión (7) que mide la presión de fluido (P_{REAL}) y retransmite la presión de fluido (P_{REAL}) medida a la unidad de control (8), y
 b) **porque** la unidad de control (8) apaga la bomba de fluido (1) en función de la presión de fluido (P_{REAL}) medida y/o
 55 c) **porque** la unidad de control (8) enciende la bomba de fluido (1) en función de la presión de fluido (P_{REAL}) medida, y/o
 d) **porque** la unidad de control (8) apaga la bomba de fluido (1) cuando la presión de fluido (P_{REAL}) medida supera una determinada presión de apagado ($P_{APAGADO}$), y/o
 e) **porque** la unidad de control (8) enciende la bomba de fluido (1) cuando la presión de fluido (P_{REAL}) medida queda por debajo de una determinada presión de encendido ($P_{ENCENDIDO}$).

5. Sistema de medio de presión de acuerdo con la reivindicación 4,

caracterizado

- a) **porque** la unidad de control (8) determina el flujo de transporte (Q) de la bomba de fluido (1),

b) **porque** la unidad de control (8) determina la presión de apagado (P_{APAGADO}) en función del flujo de transporte (Q) de la bomba de fluido (1) y del valor teórico ($P_{\text{TEÓRICO}}$) previamente establecido de la presión de fluido (P_{REAL}).

5 6. Sistema de medio de presión de acuerdo con la reivindicación 5, **caracterizado**

a) **porque** la bomba de fluido (1) se acciona mediante un motor de accionamiento (2), en particular un motor de accionamiento (2) eléctrico con un determinado número de revoluciones, y

10 b) **porque** la unidad de control (8) calcula el flujo de transporte de la bomba de fluido (1) a partir del número de revoluciones de la bomba de accionamiento.

7. Sistema de medio de presión de acuerdo con una de las reivindicaciones 4 a 6, **caracterizado porque** la unidad de control (8) adapta dinámicamente la presión de apagado durante la operación, en particular en función de al menos una de las siguientes magnitudes:

- el flujo de transporte (Q) de la bomba de fluido (1),
- el valor teórico ($P_{\text{TEÓRICO}}$) previamente establecido para la presión de fluido (P_{REAL}),
- el aumento de presión temporal (dP/dt) de la presión de fluido (P_{REAL}).

20 8. Sistema de medio de presión de acuerdo con una de las reivindicaciones 3 a 7, **caracterizado**

a) **porque** la bomba de fluido (1) se acciona por un motor de accionamiento (2), en particular por un motor de accionamiento (2) eléctrico,

25 b) **porque** el motor de accionamiento (2) se activa por un control de motor,

c) **porque** la unidad de control (8) transmite una señal de apagado al control de motor para apagar la bomba de fluido (1).

30 9. Sistema de medio de presión de acuerdo con la reivindicación 8, **caracterizado**

- a) **porque** la unidad de control (8) está integrada constructivamente en el sensor de presión (7), o
- b) **porque** la unidad de control (8) está separada constructivamente del sensor de presión (7).

35 10. Sistema de medio de presión de acuerdo con una de las reivindicaciones anteriores, **caracterizado**

a) **porque** el fluido de accionamiento es un líquido hidráulico, en particular un aceite hidráulico, y por que la bomba de fluido (1) es una bomba hidráulica, y/o

b) **porque** la bomba de fluido (1) alimenta un aparato consumidor (3) con el fluido de accionamiento, y/o

40 c) **porque** el aparato consumidor (3) es un sistema tensor (3) mecánico que sujeta de forma liberable una pieza de trabajo o un soporte de piezas de trabajo.

11. Sistema de medio de presión de acuerdo con la reivindicación 4 y la reivindicación 10, **caracterizado**

45 a) **porque** la unidad de control (8) determina mediante el sensor de presión (7) el cambio temporal (dP/dt) de la presión de fluido (P_{REAL}) en el estado apagado de la bomba de fluido (1), y

b) **porque** la unidad de control (8) determina la presión de encendido ($P_{\text{ENCENDIDO}}$) en función de al menos una de las siguientes magnitudes:

- el cambio temporal (dP_{REAL}/dt) de la presión de fluido (P_{REAL}) en el estado apagado de la bomba de fluido (1),
- la presión de apagado (P_{APAGADO}),
- la presión mínima ($P_{\text{MÍN}}$) previamente establecida.

55 12. Sistema de medio de presión de acuerdo con la reivindicación 11, **caracterizado**

a) **porque** la presión de encendido ($P_{\text{ENCENDIDO}}$) es mayor que la presión mínima ($P_{\text{MÍN}}$) previamente establecida y/o

60 b) **porque** la presión de encendido ($P_{\text{ENCENDIDO}}$) está dimensionada preferiblemente de modo que la presión de fluido (P_{REAL}) no disminuye por debajo de la presión mínima ($P_{\text{MÍN}}$) previamente establecida tras el apagado de la bomba de fluido (1) durante la marcha preliminar de la bomba de fluido (1).

13. Procedimiento de operación para un sistema de medio de presión con

a) una bomba de fluido (1) para transportar un fluido de accionamiento con un determinado flujo de transporte (Q) y una determinada presión de fluido (P_{REAL}),

b) una unidad de control (8) que enciende o apaga la bomba de fluido (1) para ajustar un valor teórico ($P_{TEÓRICO}$) previamente establecido de la presión de fluido (P_{REAL}),

c) en el que la bomba de fluido (1) tiene en el apagado una marcha retardada debido a la inercia de tal modo que la presión de fluido sigue subiendo durante la marcha retardada de la bomba de fluido (1), mientras que la bomba de fluido (1) ya está apagada,

d) mientras que la bomba de fluido (1) tiene en el encendido una marcha preliminar debido a la inercia de tal modo que la presión de fluido (P_{REAL}) aún no sube considerablemente durante la marcha preliminar de la bomba de fluido (1) aunque la bomba de fluido (1) ya está encendida,

caracterizado

e) **porque** la unidad de control (8) apaga la bomba de fluido (1) al aumentar la presión de fluido (P_{REAL}) hasta el valor teórico ($P_{TEÓRICO}$) previamente establecido antes de que la presión de fluido (P_{REAL}) haya alcanzado el valor teórico ($P_{TEÓRICO}$) previamente establecido, y/o

f) **porque** la unidad de control (8) vuelve a encender la bomba de fluido (1) al disminuir la presión de fluido (P_{REAL}) en el estado apagado de la bomba de fluido (1) antes de que la presión de fluido (P_{REAL}) haya caído hasta una presión mínima (P_{MIN}) previamente establecida.

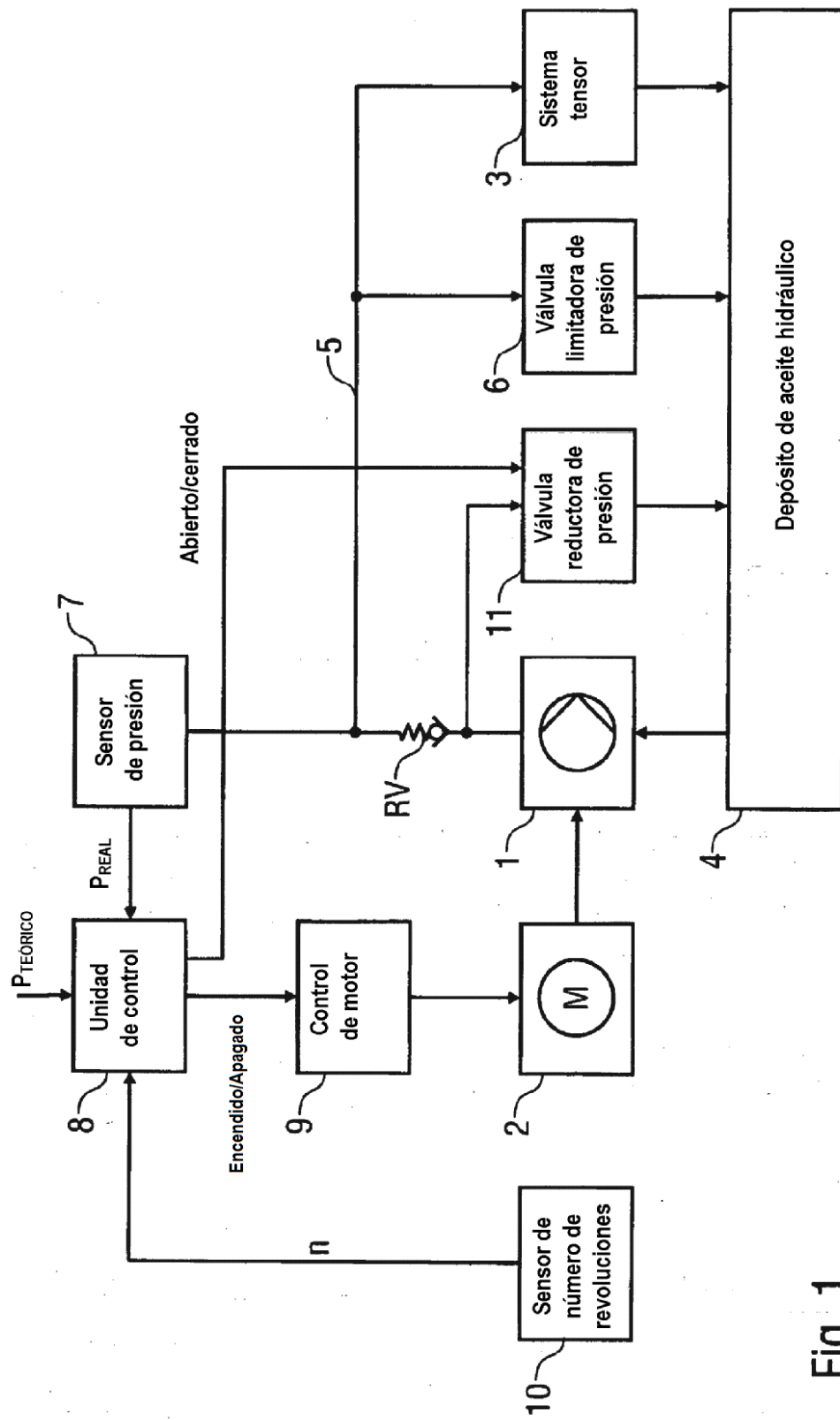


Fig. 1

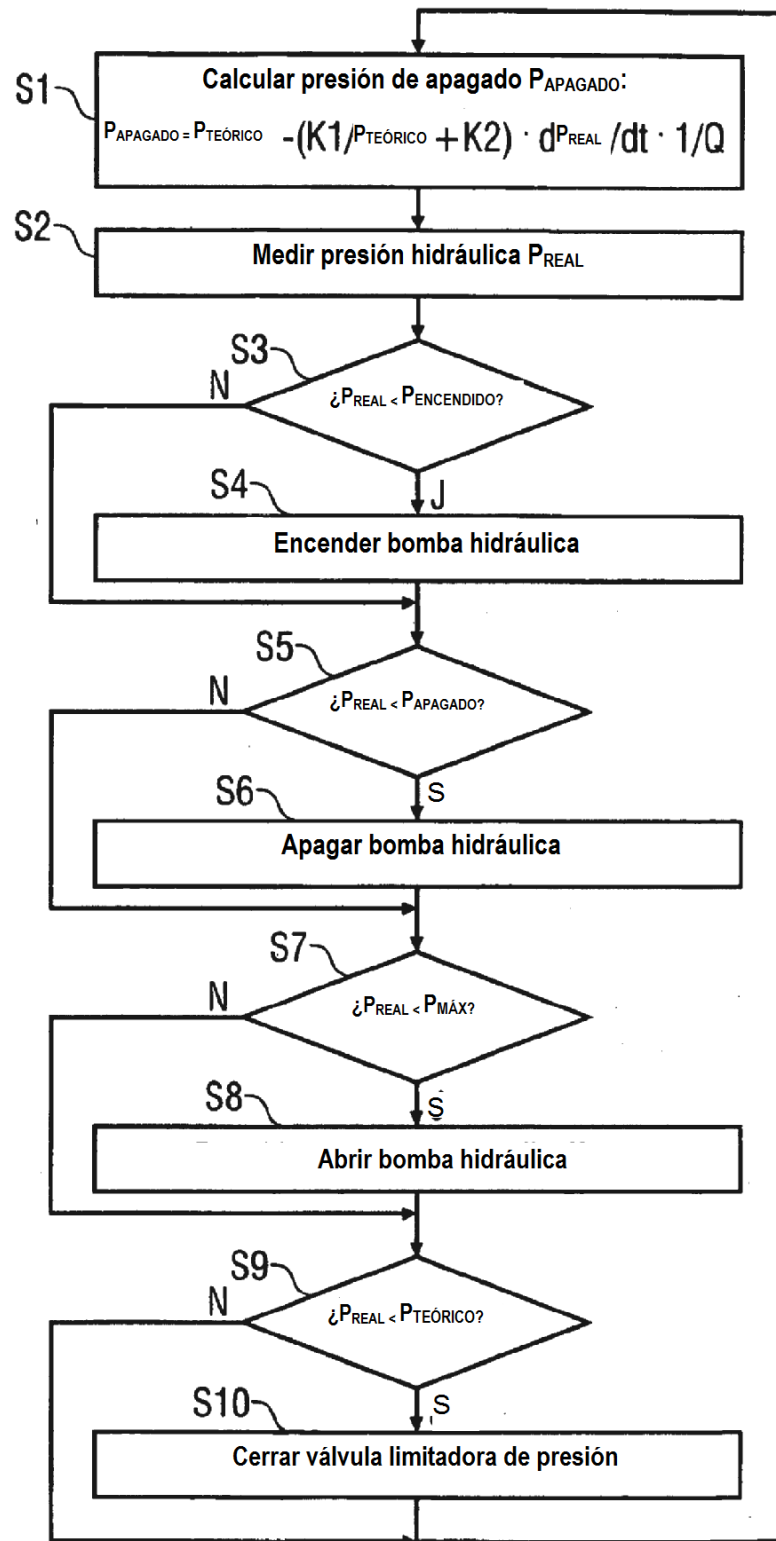


Fig. 2

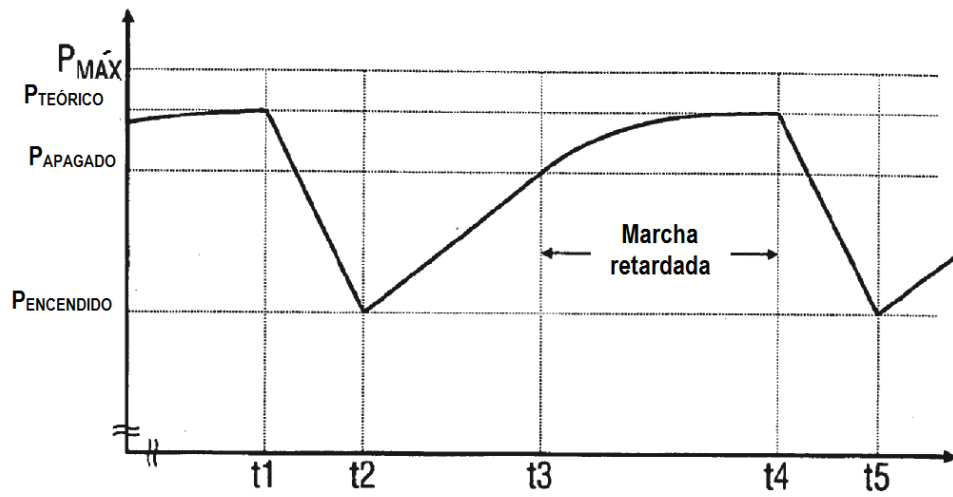


Fig. 3A

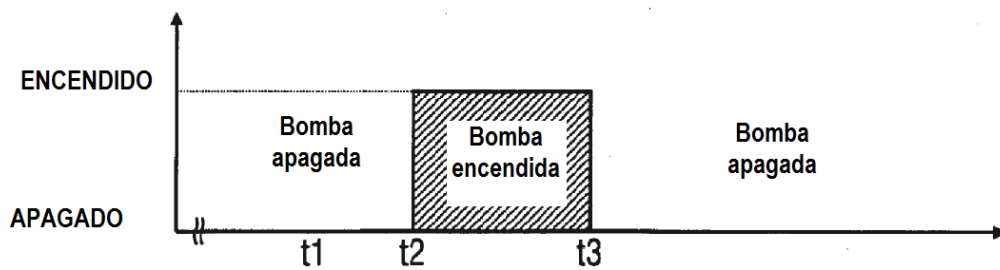


Fig. 3B

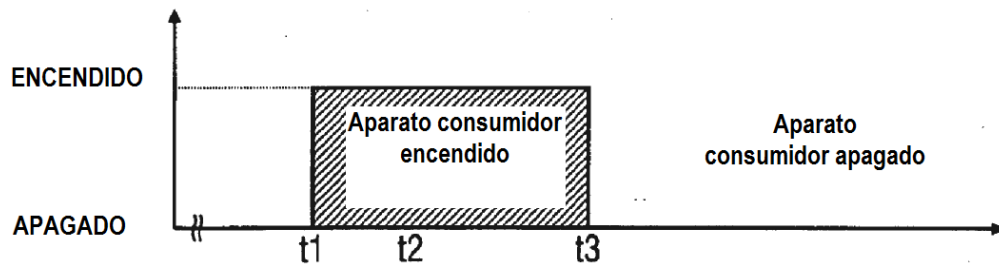


Fig. 3C

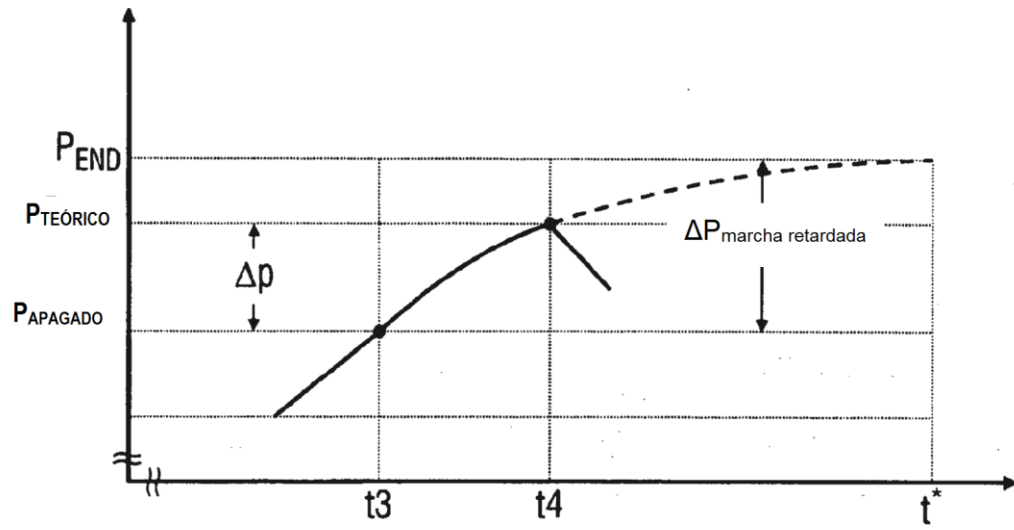


Fig. 3D

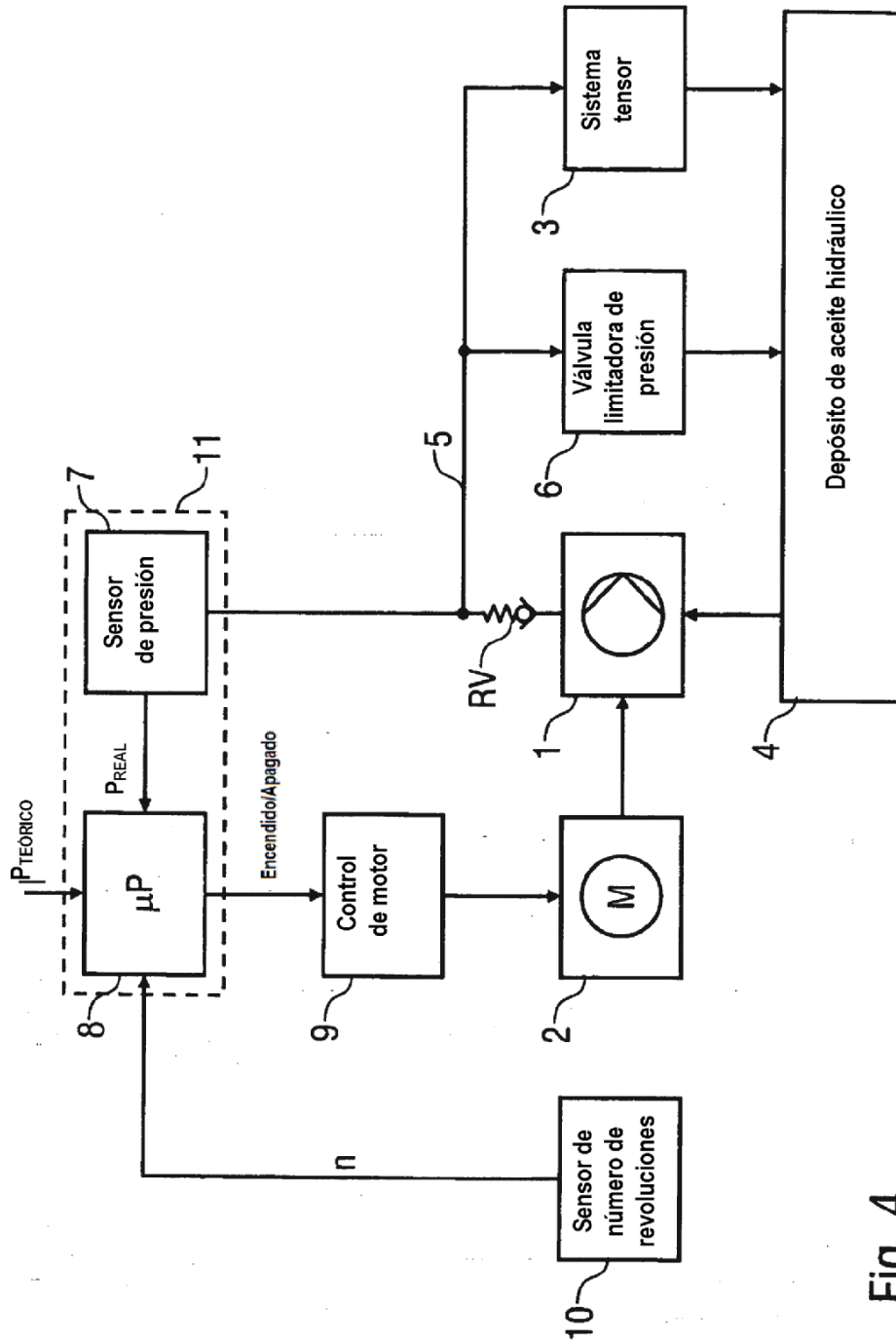
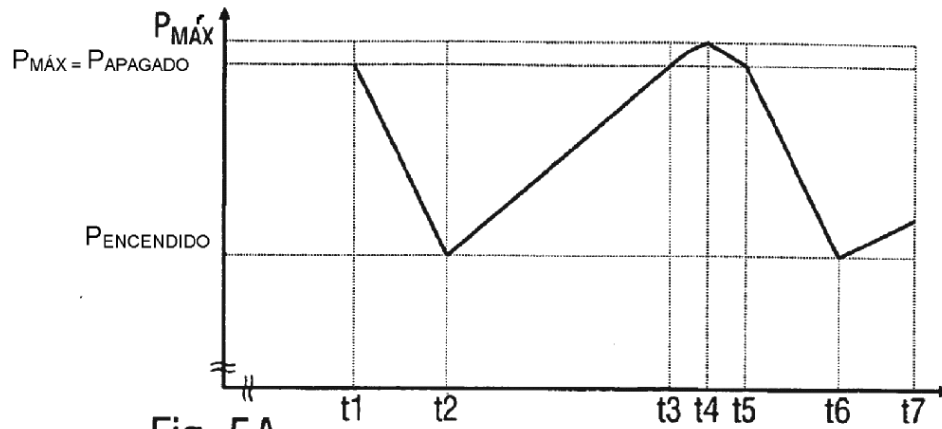
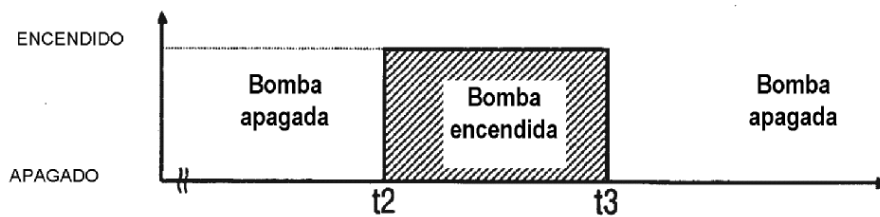


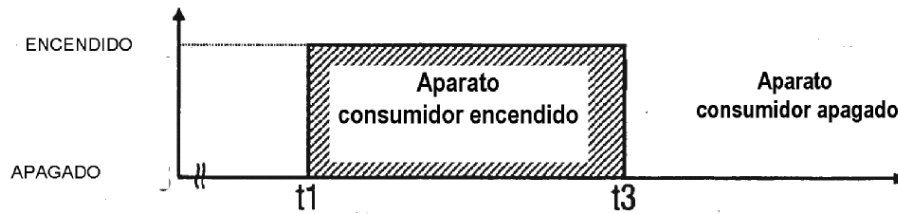
Fig. 4



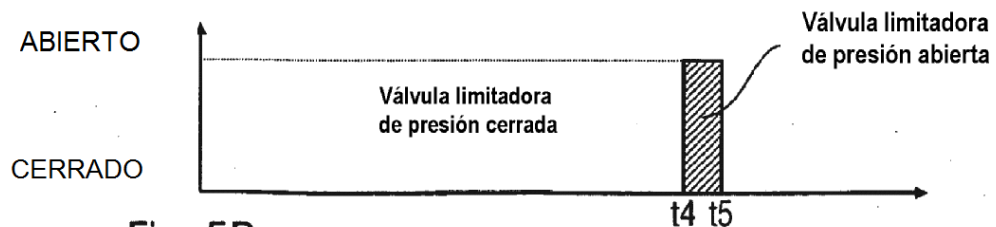
Estado de la técnica



Estado de la técnica



Estado de la técnica



Estado de la técnica

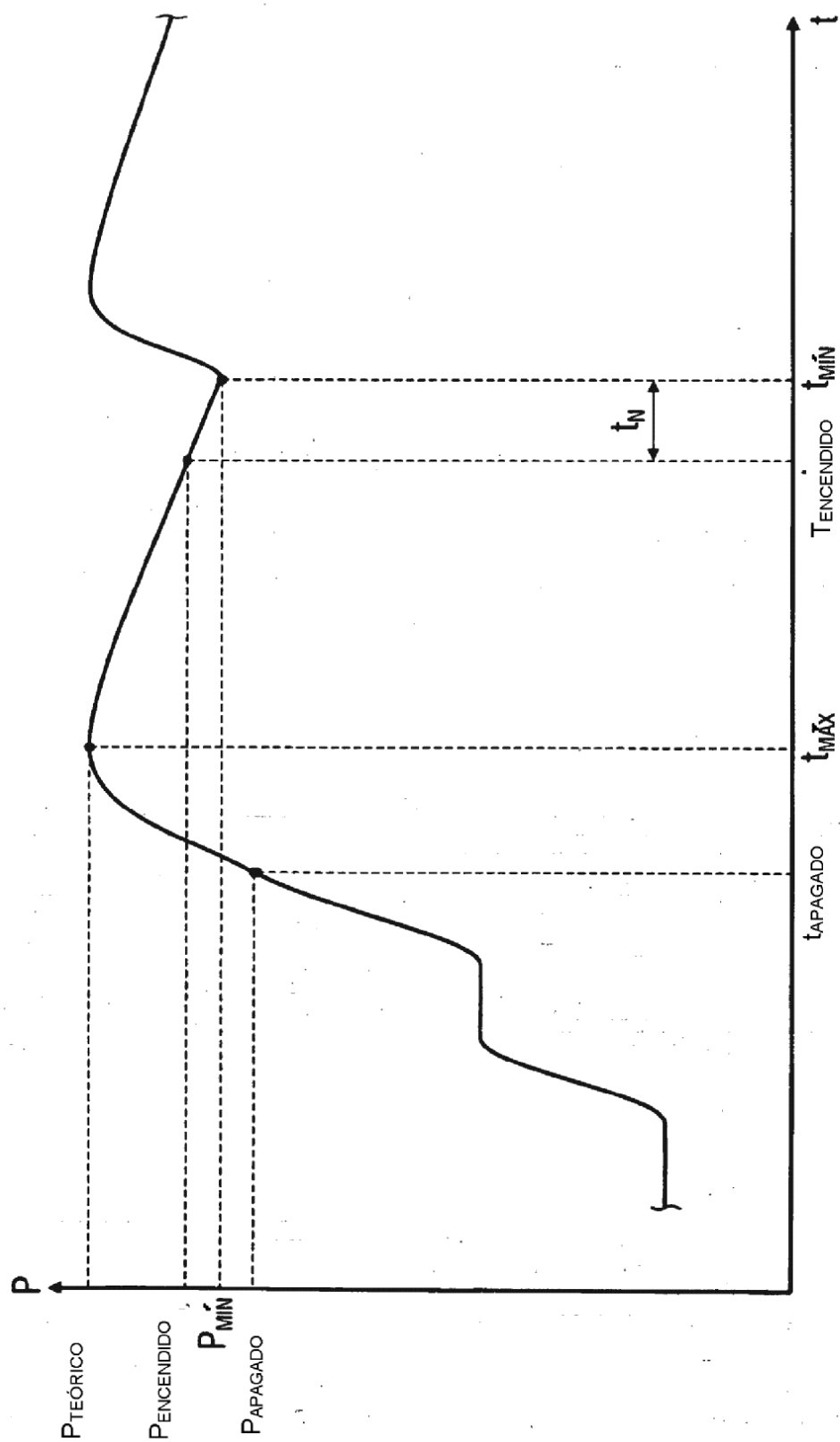


Fig. 6

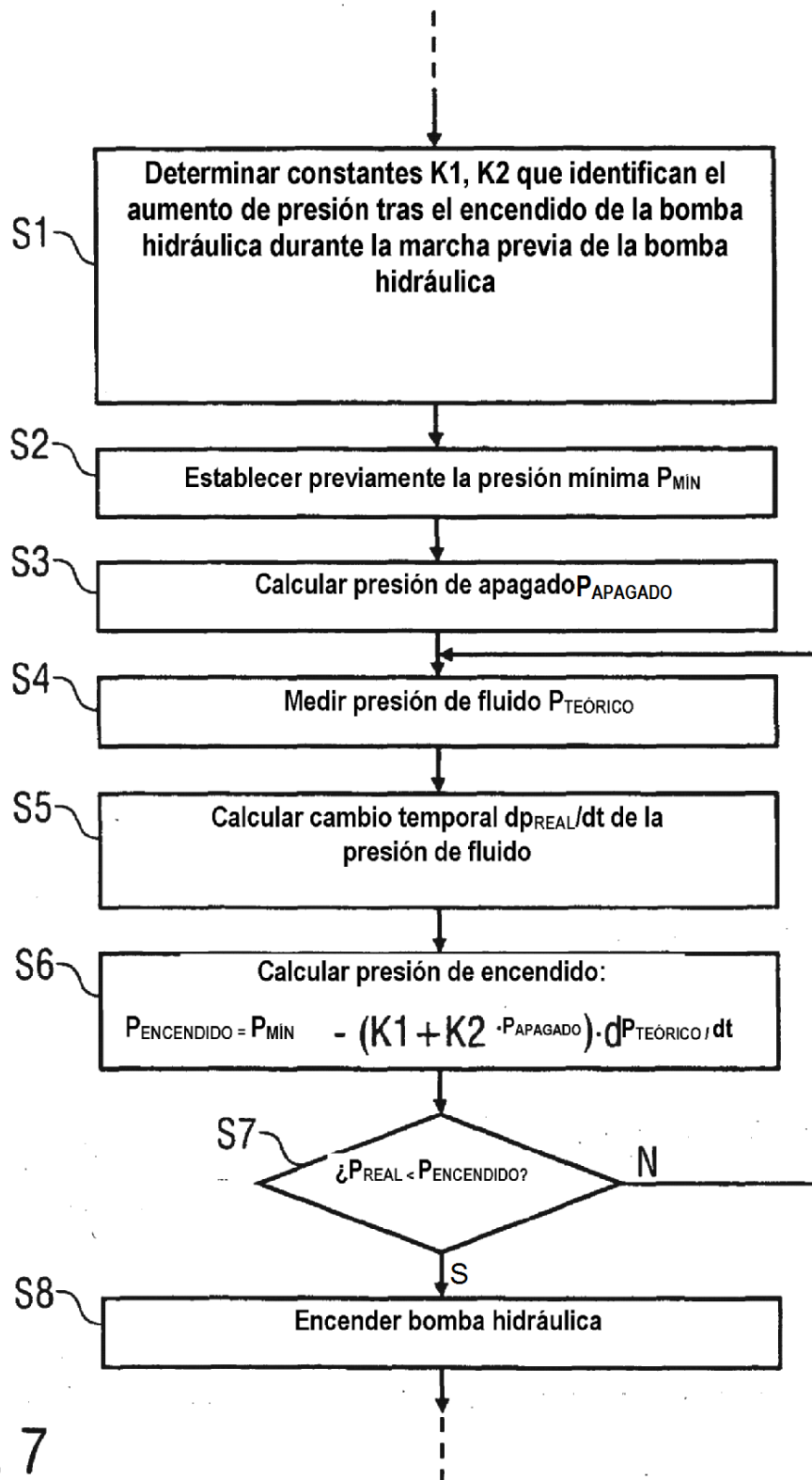


Fig. 7

DOCUMENTOS INDICADOS EN LA DESCRIPCIÓN

En la lista de documentos indicados por el solicitante se ha recogido exclusivamente para información del lector, y no es parte constituyente del documento de patente europeo. Ha sido recopilada con el mayor cuidado; sin embargo, la EPO no asume ninguna responsabilidad por posibles errores u omisiones.

Documentos de patente indicados en la descripción

- DE 3136177 A1 [0002] [0039]
- DE 19959706 A1 [0013]
- DE 102005060321 A1 [0013]
- DE 202008011507 U1 [0014]
- DE 69715709 T2 [0014]
- DE 19713576 A1 [0014]
- DE 102005002443 A1 [0015]
- US 20040098984 A1 [0015]
- US 005829335 A [0015]