

19



OFICINA ESPAÑOLA DE  
PATENTES Y MARCAS

ESPAÑA



11 Número de publicación: **2 686 270**

51 Int. Cl.:

**F03B 13/18** (2006.01)

**H02K 7/18** (2006.01)

12

TRADUCCIÓN DE PATENTE EUROPEA

T3

86 Fecha de presentación y número de la solicitud internacional: **20.06.2008 PCT/EP2008/004988**

87 Fecha y número de publicación internacional: **08.01.2009 WO09003598**

96 Fecha de presentación y número de la solicitud europea: **20.06.2008 E 08784528 (5)**

97 Fecha y número de publicación de la concesión europea: **06.06.2018 EP 2174002**

54 Título: **Convertidor y procedimiento para convertir energía mecánica en energía eléctrica**

30 Prioridad:

**02.07.2007 DE 102007030663**

**27.08.2007 DE 102007040338**

**23.11.2007 DE 102007056400**

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

**17.10.2018**

73 Titular/es:

**ROBERT BOSCH GMBH (100.0%)**

**70469 Stuttgart, DE**

72 Inventor/es:

**SCHARMANN, NIK;  
ZIMMERMANN, STEFAN;  
LANGENSTEIN, CHRISTIAN y  
VERDEGEM, LOUIS**

74 Agente/Representante:

**CARVAJAL Y URQUIJO, Isabel**

**ES 2 686 270 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**

Convertidor y procedimiento para convertir energía mecánica en energía eléctrica

5 La presente invención hace referencia a un convertidor hidráulico/eléctrico según el preámbulo de la reivindicación 1 y a un procedimiento para convertir energía mecánica en energía eléctrica mediante un convertidor según el preámbulo de la reivindicación 21 del mismo rango.

10 Los convertidores hidráulicos/eléctricos se utilizan por ejemplo en los convertidores de energía de las olas, tal como se describen por ejemplo en la solicitud US 6,300,698 B1. El convertidor de energía de las olas conocido posee un cilindro hidráulico que se encuentra en conexión activa con una boya, de manera que el cilindro hidráulico se acciona a través del oleaje y del movimiento correspondiente de la boya, y medio de presión es transportado hacia un circuito hidráulico. Al cilindro hidráulico está asociado un rectificador hidráulico, de modo que independientemente de la dirección de movimiento del cilindro hidráulico, medio de presión es transportado hacia el circuito hidráulico, para cargar un acumulador hidráulico conectado aguas abajo del rectificador hidráulico, y accionar un motor constante. El árbol de salida de ese motor constante está conectado a un generador, de modo que la energía hidráulica, en el circuito hidráulico antes descrito, se convierte en energía eléctrica. Puesto que el oleaje varía en alto grado tanto en cuanto a la altura de las olas, como también en cuanto a la frecuencia, debe proporcionarse una conexión en circuito electrónica, costosa, para uniformar la tensión de salida del convertidor.

20 Por la solicitud de patente 10 2007 018 600 del solicitante, republicada, se describe un convertidor con una bomba accionada por oleaje, mediante la cual puede cargarse un acumulador hidráulico y puede accionarse un motor hidráulico, el cual a su vez acciona un generador. En esa solución, el motor hidráulico está conectado a una red de presión y está realizado regulado en cuanto a la velocidad de rotación, de modo que el generador, a través del ángulo de giro del motor hidráulico, en función de fluctuaciones de presión de la parte hidráulica, puede accionarse en gran medida con una velocidad de rotación predeterminada. Los sistemas de esa clase con un motor de ajuste regulado en cuanto a la velocidad de rotación, operado en una red de presión, se denominan también como regulación secundaria, donde la velocidad de rotación del motor de ajuste está regulada de modo que la misma se alcanza independientemente de la respectiva presión de carga en el caso de la presión que se aplica en la red de presión. Esa presión depende esencialmente del estado de carga del acumulador hidráulico. De este modo, el volumen de desplazamiento del motor hidráulico debe modificarse hasta que exista un equilibrio del par de rotación del motor con la carga y se alcance al mismo tiempo la velocidad de rotación objetivo.

25 El documento US 4 531 063, el cual se considera como el estado del arte más próximo, describe las características del preámbulo de la reivindicación 1.

A través de esa clase de regulación de la velocidad de rotación se necesita una inversión considerable para dispositivos y tecnologías de regulación para el convertidor.

35 A este respecto, el objeto de la invención consiste en crear un convertidor y un procedimiento mediante los cuales, con una inversión reducida en cuanto a la tecnología de los dispositivos, pueda aprovecharse una fuerza natural oscilante, por ejemplo oleaje, para proporcionar energía eléctrica.

Dicho objeto, en cuanto al convertidor, se soluciona a través de la combinación de características de la reivindicación 1, y en cuanto al procedimiento, a través de las características de la reivindicación 21 del mismo rango.

40 De acuerdo con la invención, el convertidor posee una bomba accionada por la fuerza natural, por ejemplo oleaje, mediante la cual puede accionarse una disposición de máquina hidráulica realizada con al menos una máquina hidráulica, la cual a su vez está acoplada a una máquina eléctrica para convertir la energía mecánica en energía eléctrica. El convertidor está realizado con un circuito de regulación, mediante el cual la máquina hidráulica ajustable puede ajustarse de modo que al pistón de la bomba de pistón se aplica una fuerza predeterminada o una diferencia de presión predeterminada. Esa regulación de presión o de fuerza tiene lugar de modo que, en el caso de la fuerza regulada o de la presión regulada, se garantiza una conversión óptima de la energía producida por la fuerza natural (oleaje), en energía hidráulica. De manera correspondiente, la presión regulada o la fuerza regulada pueden modificarse en función de los parámetros de oscilación de la fuerza natural (oleaje). De este modo, la invención se separa de los conceptos descritos en la introducción, en los cuales la velocidad de rotación del convertidor se regulaba con una inversión comparativamente elevada, y prácticamente apunta a que la bomba, por ejemplo la curva característica de fuerza-carrera de una bomba de pistón, esté regulada en función de los parámetros de oscilación con respecto a una conversión óptima de la energía mecánica en energía hidráulica. Una regulación de presión/fuerza de esa clase puede realizarse con una inversión extremadamente reducida.

En un ejemplo de ejecución preferente de la invención, la bomba está realizada como bomba de pistón, preferentemente como cilindro síncrono o bomba de émbolo, cuyas cámaras de presión están conectadas a conexiones de la máquina hidráulica, respectivamente mediante una línea de presión.

5 Para evitar cavitaciones en la cámara de presión que se agranda, en el caso de movimientos muy rápidos del pistón, en las líneas de presión puede proporcionarse respectivamente un acumulador hidráulico.

10 En un ejemplo de ejecución, la disposición de máquina hidráulica está realizada con dos máquinas hidráulicas pequeñas. Las máquinas hidráulicas pequeñas de esa clase, en el caso del mismo volumen de transporte, ofrecen la ventaja de que trabajan con un grado de efectividad más elevado que una máquina hidráulica con flujo volumétrico de transporte comparativamente más grande. En esa variante, el flujo volumétrico de transporte máximo se pone a disposición a través de la activación simultánea de las dos máquinas hidráulicas.

De acuerdo con la invención, las dos máquinas hidráulicas pueden activarse de forma sincrónica, o de modo diferente una de otra. En la alternativa mencionada en último lugar, la máquina hidráulica puede estar regulada en cuanto al par de rotación, mientras que la máquina hidráulica mencionada en primer lugar - del modo explicado en la introducción - está regulada en cuanto a la fuerza o la presión.

15 La segunda máquina hidráulica, en una variante de la invención, se activa sólo cuando el flujo volumétrico del medio de presión ya no puede conducirse mediante la máquina hidráulica mencionada en primer lugar - la misma está regulada entonces a un volumen de transporte o desplazamiento máximo.

20 De acuerdo con una variante de la invención, a la segunda máquina hidráulica, del lado de alta presión, puede estar asociado un acumulador de presión. Puesto que los lados de alta presión y de baja presión, en los convertidores, se modifican permanentemente debido al movimiento de las olas, un rectificador hidráulico debe estar asociado a dicho acumulador de presión.

25 Para compensar pérdidas por fugas, para evitar cavitaciones en la derivación de baja presión y para el intercambio del medio de presión en el circuito de medio de presión, el convertidor puede asociarse a una unidad de purga de alimentación, mediante la cual las líneas de presión conectadas a la bomba mencionada en la introducción pueden conectarse al depósito o a una bomba de alimentación, para transportar posteriormente medio de presión o para hacerlo circular hacia el depósito, de modo que se impide por ejemplo un sobrecalentamiento del medio de presión.

Para proteger hidráulicamente el convertidor, entre las dos líneas de presión pueden estar dispuestas válvulas de limitación de presión que se abren de forma contrarrotante, las cuales, en caso de superarse una presión máxima en una línea de presión, abren una conexión de medio de presión hacia otra línea de presión.

30 En una barra de conexión entre la máquina hidráulica y la máquina eléctrica, de manera preferente, se proporciona un acoplamiento que está diseñado de modo que las variaciones del par de rotación se amortiguan y/o atenúan.

35 De manera preferente, la máquina hidráulica puede operarse en el modo de cuatro cuadrantes, de manera que puede prescindirse de un rectificador hidráulico o eléctrico. Con una máquina hidráulica de esa clase, en el área del punto muerto de la bomba de pistón el ángulo de giro puede ajustarse por encima de 0, de manera que la dirección de rotación de la máquina hidráulica se mantiene en el caso de una inversión del movimiento del pistón.

En la solución según la invención se considera preferente que la máquina eléctrica rote a una velocidad de rotación predeterminada, aproximadamente constante. Por ejemplo, esa velocidad de rotación está predeterminada por la frecuencia de la red a la cual está conectada la máquina eléctrica.

40 Preferentemente, el convertidor se utiliza en un convertidor de energía de las olas, en donde el oleaje actúa sobre un cuerpo flotante mediante el cual la bomba de pistón se acciona en correspondencia con el movimiento de elevación del cuerpo flotante.

De acuerdo con un concepto según la invención, la regulación de fuerza tiene lugar de modo que puede compensarse el peso propio del convertidor de energía de las olas que actúa en la dirección de descenso, en particular el peso propio del cuerpo flotante.

45 Para regular la presión en las cámaras de presión de la bomba de pistón, en las respectivas cámaras de presión pueden proporcionarse sensores de presión para medir la presión.

En la barra de conexión, entre la máquina hidráulica y la máquina eléctrica, puede proporcionarse una masa oscilante para compensar variaciones del par de rotación. En ese caso se considera preferente realizar la máquina eléctrica como máquina asíncrona.

Para aumentar la seguridad de funcionamiento del convertidor, la regulación puede realizarse de modo que, en el caso de amplitudes muy grandes de la fuerza natural oscilante, por ejemplo en el caso de olas muy elevadas, el pistón de la bomba de pistón, antes de alcanzar el punto muerto, se frena debido al aumento de la fuerza que actúa sobre la misma, de manera que se impide que la bomba de pistón alcance un tope.

- 5 La fuerza que actúa sobre la bomba de pistón se regula esencialmente a través del ajuste del ángulo de giro del motor hidráulico.

10 En un concepto de control según la invención, en la señal de control para la activación de la máquina hidráulica - es decir, en el caso de una bomba de pistón axial la señal de control para el ajuste del ángulo de giro - está incorporada una señal de salida de un regulador de fuerza o de presión, así como una señal piloto, de modo que se genera por ejemplo en función de la velocidad de movimiento de una masa desplazada por el oleaje o de una velocidad del pistón de la bomba, de manera que la máquina hidráulica ya se regula previamente en función de ese valor piloto, y después, mediante la señal de salida del regulador de presión, sólo tiene lugar entonces la pretensión del sistema según la regulación de fuerza deseada, o de otra variable de regulación.

15 La señal de control resultante puede entonces adecuarse a las condiciones, de forma apropiada, mediante una adaptación no lineal, y después puede suministrarse a un aparato de ajuste para el ajuste del ángulo de giro, o similares.

Otros perfeccionamientos ventajosos de la invención se indican en otras reivindicaciones secundarias.

A continuación se explican con mayor detalle ejemplos de ejecución preferentes de la invención, mediante dibujos esquemáticos. Las figuras muestran:

20 Figura 1: un diagrama de conexiones de un convertidor hidráulico/eléctrico según la invención (convertidor de energía de las olas),

Figura 2: un diagrama en donde se representa la fuerza generada por un oleaje, en función del tiempo;

Figura 3: la potencia mensurable en un árbol de salida de una máquina hidráulica, en función del tiempo;

Figura 4: una variante del convertidor de la figura 1;

25 Figura 5: un ejemplo de ejecución de un convertidor con dos máquinas hidráulicas activadas de forma sincrónica;

Figura 6: una unidad de purga y de alimentación, así como una protección contra presión del convertidor de la figura 5;

Figura 7: una variante del convertidor representado en la figura 5, donde las dos máquinas hidráulicas se activan de forma diferente;

30 Figura 8: un circuito de control de una unidad de regulación del convertidor de la figura 7, y

Figura 9: otro ejemplo de ejecución de un convertidor con dos máquinas hidráulicas comparativamente pequeñas.

35 En el ejemplo de ejecución descrito a continuación, el convertidor hidráulico/eléctrico está realizado como convertidor de energía de las olas 1, mediante el cual energía acumulada en el oleaje puede convertirse en energía hidráulica y después en energía eléctrica. Dicho convertidor de energía de las olas 1 se compone esencialmente de un cuerpo flotante 2, cuyo movimiento oscilante causado por el oleaje se transmite a una bomba de pistón, la cual en el ejemplo de ejecución representado está realizada como cilindro síncrono (bomba de émbolo 4) El mismo, mediante un circuito hidráulico cerrado, está conectado a una máquina hidráulica 6, cuyo ángulo de giro puede ajustarse para modificar el volumen de transporte/desplazado. Esa máquina hidráulica 6 puede estar realizada por ejemplo en el modo de construcción de pistón axial. El ángulo de giro de la máquina hidráulica 6 se ajusta mediante un circuito de regulación 8, mediante el cual puede regularse la fuerza que actúa sobre el cilindro síncrono 4. La máquina hidráulica 6 está acoplada mediante fuerza con una máquina eléctrica, la que a continuación se denomina como generador 10. Usualmente, éste es accionado por la máquina hidráulica 6, de modo que la energía eléctrica generada puede suministrarse a una red indicada en la figura 1 con el símbolo de referencia 12.

45 Como cuerpo flotante 2 puede utilizarse por ejemplo una construcción tal como la desarrollada por la empresa Archimedes Wave Swing, Ltd. Un cuerpo flotante 2 de esa clase se encuentra anclado en el fondo del mar 18 y dispuesto completamente bajo el agua, donde a una masa oscilante 14, mediante el oleaje, se aplica una fuerza FW, donde esa fuerza oscila en correspondencia con el oleaje, de forma irregular tanto en la amplitud, como también en

la frecuencia. Un desarrollo de la fuerza irregular de esa clase, típico para el respectivo régimen de olas, se representa en el diagrama según la figura 2. Los desarrollos de fuerza de esa clase pueden calcularse de forma aproximativa o idealizada prácticamente para cualquier régimen de olas, mediante cálculos modelo adecuados. Los perfiles FT se almacenan después en una memoria de datos y se consideran en la regulación descrita a continuación.

Tal como puede observarse además en la representación esquemática de la figura 1, el movimiento ascendente y descendente del cuerpo flotante 14, es guiado mediante un sistema elástico/ de amortiguación 16, de manera que se suprimen o reducen variaciones de alta frecuencia o aceleraciones excesivas. En cuanto a otras particularidades sobre la estructura de cuerpos oscilantes 2 de esa clase se remite al dominio de la empresa AWS Ocean Energy ([www.awsocan.com](http://www.awsocan.com)), de modo que no son indispensables otras explicaciones.

La masa oscilante 14 del cuerpo flotante 2 actúa sobre una biela 20 de un pistón 22 del cilindro síncrono 4, de modo que éste sigue el movimiento vertical de la masa oscilante 14. El pistón 22 divide el cilindro síncrono 4 en dos cámaras anulares 24, 26 que, mediante líneas de presión 28, así como 30, están conectadas a conexiones A, así como B, de la máquina hidráulica 6. Éste puede operar en el modo de cuatro cuadrantes, de modo que pueden invertirse tanto la dirección de rotación, como también la dirección de los pares. Esa máquina hidráulica 6, conforme a ello, puede operarse tanto como bomba hidráulica, como también como máquina hidráulica con dirección de rotación variable. En una barra de conexión 32, entre la máquina hidráulica 6 y la máquina eléctrica 10, se encuentra dispuesto un acoplamiento 34, de modo que el acoplamiento de fuerza puede separarse en el caso de un fallo en la red 12 o en el área del convertidor. Usualmente, ese acoplamiento 34 está realizado con efecto de amortiguación y de atenuación, de modo que pueden uniformarse variaciones del par de rotación a modo de impactos.

Del modo ya mencionado, el circuito hidráulico, con el cilindro síncrono 4 y la máquina hidráulica 6, está realizado como circuito cerrado. Para evitar cavitaciones, en ambas líneas de presión 28, 30 se proporcionan respectivamente acumuladores hidráulicos 36, 38 que se cargan mediante el cilindro síncrono 4 y que, en el caso de un aumento muy rápido de una de las cámaras anulares 24, 26, pueden hacer circular posteriormente medio de presión.

Mediante el circuito de regulación 8, en función del régimen de olas (véase la figura 2), al pistón 22 del cilindro síncrono 4 debe aplicarse una fuerza  $F$ , cuyo desarrollo es irregular, similar al desarrollo de la fuerza  $F_W$  según la figura 2. Esa fuerza  $F_W$  se calcula en función del régimen de olas, es decir, en función del desarrollo  $F$ - $t$  almacenado, y se procesa entonces como variable objetivo en el circuito de regulación 8. Como se indica en la figura 1, esa variable de ajuste  $F$  puede calcularse también a partir de la velocidad de movimiento  $v$  del pistón 22, determinada mediante un sensor adecuado, y de un parámetro de atenuación beta, donde entonces  $F = v \times \text{beta}$ . En ese caso, igualmente en función del régimen de olas (figura 2), beta se encuentra almacenado en una memoria de datos de una unidad de control electrónica del convertidor 1, no representada en la figura 1. El resultado del cálculo antes mencionado es entonces nuevamente la fuerza objetivo  $F$ .

En el ejemplo de ejecución representado, la presión que se regula en las cámaras anulares 24, 26 se detecta mediante sensores de presión 37, 39 y las presiones  $p_A$  y  $p_B$  correspondientes se suministran como variables reales a un regulador de fuerza 40, el cual por ejemplo está realizado como regulador  $p$ . En el regulador de fuerza 40, en base a las presiones detectadas y a las superficies activas del pistón 22 se calcula la fuerza real  $F_{\text{REAL}}$  y se compara con la fuerza objetivo  $F$ , y mediante una desviación se emite una señal de salida a la bomba de ajuste 6, de manera que se ajusta su ángulo de giro alfa. El ajuste del ángulo de giro alfa tiene lugar hasta que la fuerza activa sobre el pistón 22 es igual a la fuerza objetivo  $F$ . Esa fuerza se selecciona en función del régimen de olas, de manera que tiene lugar una conversión óptima de la energía cinética de las olas en energía hidráulica, de modo que el grado de efectividad de la instalación está optimizado con una inversión mínima en cuanto a la tecnología de dispositivos.

Al alcanzarse uno de los dos puntos muertos del pistón 22, mediante el regulador de fuerza 40, el ángulo de giro alfa de la bomba de ajuste 6 se ajusta por encima de 0, de manera que en el caso de la inversión de la dirección de movimiento del pistón 22, la dirección de rotación de la bomba de ajuste 6 se mantiene invariable. A través de este ajuste por encima de cero de la bomba de ajuste 6 puede prescindirse de un rectificador hidráulico o electrónico, tal como en el caso del estado del arte descrito en la introducción, de manera que la estructura se simplifica aún más. La potencia que se regula durante esa regulación en la barra de conexión 32 se representa en la figura 3. Conforme a ello, esa potencia emitida hacia el generador para generar corriente es igualmente fluctuante - como el régimen de olas -, pero está orientada en el mismo sentido, donde la energía mecánica integrada que se convierte en energía eléctrica mediante el generador, debido a la regulación de fuerza optimizada del cilindro síncrono 4, es elevada en comparación con las soluciones tradicionales.

Para nivelar el desarrollo del par de rotación, en la barra de conexión 32 puede estar dispuesta una masa oscilante 42 indicada con líneas discontinuas, mediante la cual pueden nivelarse variaciones del par de rotación en la barra de conexión 32. En ese caso, la máquina eléctrica 10 debe estar realizada como máquina asíncrona, ya que una máquina asíncrona de esa clase permite un deslizamiento que se produce a través del par de inercia de la masa, de la masa oscilante 42.

No obstante, en principio pueden utilizarse también máquinas síncronas, donde la potencia aparente se extrae respectivamente desde la red de corriente 12 conectada y la energía eléctrica generada mediante el convertidor de energía de las olas se proporciona como potencia activa eléctrica a la red 12. En el ejemplo de ejecución descrito, la velocidad de rotación del generador 10 debe estar predeterminada a través de la frecuencia de la red 12, de modo que el generador, en el caso de una red de 50 Hz, rota aproximadamente con 1700 revoluciones/minuto. No es necesaria una regulación de la velocidad de rotación en el sentido de las soluciones descritas en la introducción.

En el caso de un oleaje muy reducido y de flujos volumétricos de medio de presión bombeados en el circuito hidráulico cerrado correspondientemente reducidos, podría suceder que el motor hidráulico 6 frenase la máquina eléctrica 10. En ese caso, sin embargo, la máquina eléctrica 10 actúa como motor y, de manera correspondiente, la máquina hidráulica 6 actúa como bomba, de manera que medio de presión, en correspondencia con el ángulo de giro alfa regulado, se transporta a una de las cámaras anulares 24, 26, para desplazar/acelerar el pistón 22 en una dirección correspondiente. Es decir, que en función del régimen de olas, la máquina hidráulica 6 y la máquina eléctrica 10, pueden actuar tanto como motor/generador, o como bomba/motor.

La figura 4 muestra una variante simplificada en comparación con el convertidor de la figura 1, en donde se omiten los dos acumuladores hidráulicos 36, 38; así como la masa oscilante 42. De manera llamativa pudo observarse que un convertidor de esa clase puede dominarse mejor, puesto que éste muestra un comportamiento de regulación más estable. Por lo demás, el ejemplo de ejecución según la figura 4 se corresponde con el ejemplo de la figura 1, de manera que no son indispensables otras explicaciones.

La figura 5 muestra una variante del convertidor según las figuras 1 y 4, donde en lugar de una única máquina hidráulica comparativamente grande, se utilizan dos máquinas hidráulicas 6, 44 más pequeñas. Las mismas se tratan nuevamente de máquinas de pistón axial que pueden oscilar por encima de cero, por ejemplo realizadas del tipo A4V, comercializadas por el solicitante.

La activación de esas dos máquinas hidráulicas 6, 44 pequeñas tiene lugar nuevamente mediante un regulador 46, el cual está realizado por su parte como regulador de fuerza. Las dos máquinas hidráulicas 6, 44 se encuentran juntas en una conexión activa con la barra de conexión 32, de modo que el generador 10 se acciona al mismo tiempo a través de las dos máquinas hidráulicas 6, 44.

La regulación del ángulo de giro alfa de las dos máquinas hidráulicas 6, 44 tiene lugar en función de una única señal de salida de la unidad de regulación 46, mediante la cual aparatos de ajuste son activados de forma sincrónica para el ajuste del ángulo de giro de las dos máquinas hidráulicas 6, 44. Esa señal de control se aplica en ambos aparatos de ajuste, mediante una línea de señal 48, para el ajuste electrohidráulico del ángulo de giro. Los aparatos de ajuste de esa clase son comercializados por el solicitante bajo la denominación comercial HS4, de modo que en cuanto al funcionamiento puede remitirse a las respectivas ejecuciones que se encuentran en [www.boschrexroth.de](http://www.boschrexroth.de).

La estructura básica del convertidor en el área del cuerpo flotante 2, de la bomba de pistón 4 (cilindro síncrono) y de la máquina eléctrica 10 es esencialmente idéntica a los elementos de construcción correspondientes de los convertidores descritos en la introducción según las figuras 1 y 4, de manera que para evitar repeticiones se remite a dichas ejecuciones.

En el convertidor representado en la figura 5, para el intercambio del medio de presión, para evitar cavitaciones y para compensar pérdidas por fugas, se proporciona una unidad de purga de alimentación 48. Además, la seguridad de funcionamiento del convertidor está mejorada a través de una protección contra presión 50.

La estructura concreta de la unidad de purga de alimentación 48 y la protección contra presión 50 se explican mediante la figura 6. Ésta muestra las dos unidades 48, 50 en una representación ampliada. Durante el funcionamiento del convertidor 1, debido al movimiento oscilante del cuerpo flotante 2, el lado de alta presión y el lado de baja presión varían permanentemente en las líneas de presión 28, 30; y con frecuencia comparativamente elevada. En el caso de condiciones desfavorables puede suceder que se produzcan cavitaciones del lado de baja presión. Esas cavitaciones pueden impedirse a través de la bomba de purga de alimentación 48. La estructura básica de una unidad de purga de alimentación 48 de esa clase se describe ya por ejemplo en la solicitud DE 10 2005 051 324 A1 o en la solicitud DE 10 2007 018 600 republicada, de modo que aquí se describen sólo los componentes necesarios para la comprensión.

La unidad de purga de alimentación 48 posee una bomba de alimentación 52 realizada como bomba constante, cuya conexión de presión está conectada a las líneas de presión 28, 30 mediante una línea de presión 54 que se ramifica. En las dos ramificaciones 56, 58 conectadas a las líneas de presión 28 y 30 se proporciona respectivamente una válvula de retención 60, así como 62; que se abre en dirección a la respectiva línea de presión 28, así como 30. Mediante esa bomba de alimentación 52, en el caso de un descenso de presión en una de las líneas de presión 28, 30; medio de presión puede transportarse desde un depósito T hacia el respectivo lado de baja presión. Esa bomba de alimentación 52 rota con una velocidad de rotación constante, donde la presión máxima está limitada por una

válvula de limitación de presión de alimentación 64, de modo que en el caso de superarse la presión regulada en la misma, la bomba constante transporta a modo de una recirculación.

5 Paralelamente con respecto a las dos ramificaciones 56, 58; desde las líneas de presión 28, 30 se separan dos líneas de purga 66, 68 que son conducidas hacia conexiones de entrada P1, P2 de una válvula de purga 70. Dicha  
 10 válvula, en la ejecución representada, está realizada como válvula de conmutación de 3 vías, la cual en su posición base (0) pretensada por resorte bloquea la conexión de las dos conexiones de entrada P1, P2 hacia una conexión del depósito T. El accionamiento de la válvula de purga 70 tiene lugar mediante respectivamente una línea de control de purga 72, así como 74; conectada en la línea de presión 28, así como 30. La presión de control que actúa en la  
 15 línea de control de purga 72 se aplica a la válvula de purga 70 en la dirección de una posición de conmutación (a), en la cual la conexión de entrada P2 está conectada con la conexión del depósito T, y la otra conexión de entrada P1 está bloqueada. La presión en la línea de control de purga 74 se aplica de forma correspondiente a una corredera de válvula, de la válvula de purga 70, en la dirección de una posición de conmutación (b), en donde entonces la conexión de presión P2 se bloquea, y la conexión de presión P1 está conectada a la conexión del depósito T. Esta última, mediante una línea del depósito 76, y una válvula de limitación de presión 78 dispuesta dentro, está conectada al depósito T. La válvula de limitación de presión 78 está regulada de modo que en el caso de superarse una presión determinada en la línea del depósito T, en el caso de posiciones de conmutación (a), (b) conmutadas, un flujo volumétrico más reducido puede salir hacia el depósito T, el cual sin embargo se reemplaza de inmediato mediante la bomba de alimentación 52, de manera que no se producen pérdidas de medio de presión de ninguna clase. Debido a ello, el medio de presión en el circuito de medio de presión se intercambia de forma  
 20 continua, de manera que puede impedirse un calentamiento del medio de presión y, con ello, un descenso del grado de efectividad del convertidor.

Para proteger las líneas de presión 28, 30 se proporciona la protección contra presión 50. La misma, de acuerdo con la representación en la figura 6, posee dos líneas de descarga 80, 82 conectadas de forma paralela, las cuales conectan las dos líneas de presión 28, 30; en las que respectivamente está dispuesta una válvula de protección  
 25 contra presión 84, 86 realizada como válvula de limitación de presión, donde la válvula de protección contra presión 86 limita la presión en la línea de presión 30 y la válvula de protección contra presión 84, de manera correspondiente, limita la presión en la línea de presión 28, y en el caso de superarse esa presión máxima activa una conexión del medio de presión con respecto a otra línea de presión.

30 Naturalmente, la unidad de purga de alimentación 48 y/o la protección contra presión 50, también en los ejemplos de ejecución antes descritos, puede utilizarse según las figuras 1 y 4.

De manera similar al ejemplo de ejecución antes descrito, las dos máquinas hidráulicas 6, 44 se regulan en cuanto a la fuerza, de modo que se regula una fuerza que actúa sobre el cilindro síncrono 4, la cual depende del oleaje y, con ello de la elevación x, de la velocidad xp y de la aceleración xpp del pistón 22 del cilindro síncrono 4, de manera que mediante el generador 10 puede suministrarse a la red una potencia eléctrica comparativamente elevada.

35 En el ejemplo de ejecución según las figuras 5 y 6, se utiliza una disposición de máquina hidráulica con dos máquinas hidráulicas 6 pequeñas, las cuales se activan de forma sincrónica, mediante la unidad de regulación 46. El ejemplo de ejecución representado en la figura 7 se diferencia del ejemplo de ejecución según las figuras 5 y 6, solamente en que las dos máquinas hidráulicas 6, 44 se activan de forma diferente. El resto de la estructura con el cuerpo flotante 2, el cilindro síncrono 4, las líneas de presión 28, 30, la unidad de purga de alimentación 48 y la protección contra presión 50, así como la estructura del generador 10, se corresponde con los ejemplos de ejecución  
 40 antes descritos, de modo que a continuación se explican solamente las diferencias del convertidor 1 según la figura 7 con respecto a los convertidores antes descritos.

Las máquinas hidráulicas 6, 44 son idénticas a las máquinas hidráulicas antes descritas, sólo existe una diferencia relativa a la regulación. Desde la unidad de regulación 46 - del modo descrito en la introducción - en función de las presiones en las cámaras de presión del cilindro síncrono 4, del recorrido x del cuerpo flotante 2 o del pistón 22, de su velocidad de desplazamiento o de su aceleración, se genera respectivamente una señal de salida correspondiente al ángulo de giro que debe regularse, la cual respectivamente es guiada mediante una línea de señal 47, así como 88, hacia el respectivo aparato de ajuste (HS4) asociado a las máquinas hidráulicas 6, 44. Es decir que mediante la unidad de regulación se genera respectivamente una señal del ángulo de giro alfa 1, alfa 2 asociada respectivamente a una máquina hidráulica 6, 44. De acuerdo con una estrategia de regulación, se prevé que en primer lugar la segunda máquina hidráulica 44 rote a cero y que al cilindro síncrono 4, solamente mediante la máquina hidráulica 6 regulada en cuanto a la fuerza, se aplique una fuerza predeterminada que depende de las características de las olas. Tan pronto como la máquina hidráulica 6 ha rotado por completo y aumentan el flujo volumétrico del medio de presión generado por el movimiento del cilindro síncrono 4 y la fuerza que debe regularse, se activa adicionalmente también la segunda máquina hidráulica 44. En principio, sin embargo, no es necesario activar las dos máquinas hidráulicas 6, 44 con una activación en cascada de esa clase, sino que la activación de una o de las dos máquinas hidráulicas 6, 44 puede tener lugar también de forma diferente en función de otros parámetros de funcionamiento, o de forma sincrónica.

La figura 8 muestra el circuito de regulación del convertidor representado en la figura 7, donde esa regulación está realizada como circuito de regulación abierto.

De acuerdo con la figura 8, en primer lugar, en función de los parámetros de movimiento  $x$ ,  $x_p$ ,  $x_{pp}$ , así como del valor característico beta que refleja el régimen de olas, se determina una fuerza objetivo FOBJETIVO que actúa sobre el cilindro síncrono 4, y se genera una señal de tensión correspondiente. Mediante los dos sensores de presión 37, 39 se detectan las presiones  $p_A$  y  $p_B$ , y en base a la diferencia de presión resultante y a la superficie del pistón A activa se calcula la fuerza FREAL hidráulica actuante. La diferencia entre la fuerza objetivo FOBJETIVO y la fuerza FREAL se proporciona después al regulador de fuerza 40, el cual por ejemplo está realizado como regulador P. En función de la comparación de la fuerza real FREAL y la fuerza FOBJETIVO, se emite entonces una señal de salida desde el regulador de fuerza 40. En la estrategia de regulación según la figura 8, sin embargo, esa señal de salida no se transforma directamente en un ángulo de giro para el ajuste de la máquina hidráulica asociada - como en las soluciones descritas en la introducción - sino que tiene lugar un control de alimentación directa, donde a partir de la velocidad  $x_p$  del pistón 22 y de la superficie del pistón se calcula el volumen de medio de presión desplazado en el cilindro síncrono 4, y después, de manera correspondiente, se calcula directamente un ángulo de giro  $\alpha_0$ , el cual teóricamente debe regularse en la máquina hidráulica asociada, para regularla a un volumen absorbido correspondiente. Ese valor  $\alpha_0$  predetermina entonces la posición base del ángulo de giro, la cual depende de la velocidad  $x_p$  y se corrige después para ajustar el cilindro síncrono 4 a través del valor generado mediante el regulador de fuerza 40. Es decir que el ángulo de giro piloto  $\alpha_0$  se reduce entonces en correspondencia con la señal de salida del regulador de fuerza 40, para regular la fuerza FOBJETIVO. Se pudo observar que ese control de alimentación directa - denominado también como regulación piloto - conduce a un sistema de regulación más estable, ya que mediante el regulador de fuerza 40 sólo debe predeterminarse una diferencia del ángulo de giro reducida, correspondiente a la fuerza que debe regularse. La señal generada mediante el control de alimentación directa se adapta individualmente para cada máquina hidráulica 6, 4, mediante una adaptación no lineal 90, 92. La señal de control que se encuentra presente después de la adaptación, diferente para cada máquina hidráulica 6, 44; se aplica entonces en el aparato de ángulo de giro HS4 94, 96 de la máquina hidráulica 6, así como de la máquina hidráulica 44 y, de manera correspondiente, regula el ángulo de giro  $\alpha_{6act}$  para la máquina hidráulica 6 y el ángulo de giro  $\alpha_{4act}$  de la máquina hidráulica 44. Para optimizar la regulación, puede regularse la señal objetivo  $\alpha_{6nom}$ , así como  $\alpha_{4nom}$  emitida hacia el respectivo aparato de ajuste 94, 96 y compararse con el ángulo de giro regulado de forma efectiva, y eventualmente puede realizarse un seguimiento del ángulo de giro.

Puede observarse que con una regulación de fuerza según la estrategia de regulación antes descrita se regula un sistema hidráulico muy estable, donde el grado de efectividad del convertidor en los ensayos de prueba es más elevado que en las variantes según las figuras 1 y 4. Las desviaciones entre los valores objetivo del ángulo de giro ( $\alpha_{6/44nom}$ ) y los valores reales del ángulo de giro ( $\alpha_{6/44act}$ ) son mínimas, donde el grado de efectividad es óptimo en el caso de un sistema operado en una conexión en circuito en cascada.

La figura 9 muestra un ejemplo de ejecución de un convertidor 1, cuya estructura básica corresponde a aquella de la figura 7. En la representación según la figura 9 se prescinde de la representación individual del cuerpo flotante 2 y del cilindro síncrono 4, y esos elementos se representan sólo en sus rasgos generales.

Las dos líneas de presión 28, 30, como en el ejemplo de ejecución antes descrito, están conectadas a dos conexiones de máquinas hidráulicas 6, 44 de un tamaño comparativamente más reducido, donde ésta última no debe poder rotar por encima de cero. Las dos máquinas hidráulicas 6, 44 actúan sobre la misma barra de conexión 32 para accionar la máquina eléctrica 10 o para ser accionadas por la misma.

El circuito hidráulico está realizado con una unidad de alimentación y de purga 48 y una protección contra presión 50, cuya estructura básica se corresponde con aquella de la figura 6. Existe solamente una diferencia en la estructura de las válvulas de purga 70. En el ejemplo de ejecución representado en la figura 9, la válvula de purga 70 no es regulada por la presión en las líneas de presión 28, 30; sino mediante electroimanes 98, 100. Su activación tiene lugar mediante la unidad de regulación 46, en función de la velocidad de movimiento  $x_p$  del pistón 22 del cilindro síncrono 4.

La válvula de purga 70, mediante una disposición de resorte, está pretensada en su posición de bloqueo (0), en donde las conexiones P1, P2 y T están bloqueadas unas contra otras. En caso de aplicarse corriente a los electroimanes 100 que se sitúan arriba en la figura 9, la válvula de purga 70 pasa a su posición de conmutación (a), en la cual la conexión de entrada P2 está conectada a la conexión del depósito T. La conexión de entrada P1 entonces está bloqueada. En caso de aplicarse corriente al otro electroimán 98, la válvula de purga 70 se ajusta en la posición de conmutación (b), en donde la conexión de entrada P1 está conectada a la conexión del depósito T y la otra conexión de entrada P2 está bloqueada. El intercambio de medio de presión se controla de este modo a través de la aplicación de corriente de los electroimanes 98, 100 - pero en principio no existe ninguna diferencia esencial con respecto al ejemplo de ejecución según la figura 8, de modo que no son indispensables otras explicaciones. En lugar de los electroimanes 98, 100 pueden utilizarse también otros elementos de ajuste.

Mientras que el ejemplo de ejecución representado en la figura 7 a ambas máquinas hidráulicas 6, 44 está asociada a una unidad de regulación 46, en el ejemplo de ejecución según la figura 9 el ángulo de giro de la máquina hidráulica 6 se ajusta mediante una unidad de regulación 46 realizada como regulador de fuerza en función de los parámetros  $x$ ,  $x_p$ ,  $x_{pp}$ ,  $p_B$  y  $p_A$ , para sujetar el cilindro síncrono 4 con una fuerza predeterminada o para aplicarle dicha fuerza. El ajuste del ángulo de giro  $\alpha_{64}$  de la máquina hidráulica 6, después de una regulación de la fuerza, en principio no se diferencia de los ejemplos de ejecución antes descritos. La segunda máquina hidráulica 44 está regulada por el par de rotación. De manera correspondiente, el ángulo de giro de la máquina hidráulica 44 se ajusta de modo que en la barra de conexión 32 hacia el generador 10 resulta siempre un par de rotación aproximadamente idéntico.

Un acumulador hidráulico 102 está asociado a la segunda máquina hidráulica 44, del lado de alta presión. Puesto que el lado de alta presión y el lado de baja presión, en un convertidor 1 de esa clase, cambian de forma permanente, a esa máquina hidráulica 44 debe estar asociado además un rectificador hidráulico 104. Los convertidores hidráulicos de esa clase son conocidos y pueden estar realizados por ejemplo a través de una válvula de control direccional o- como en el ejemplo de ejecución representado - a través de una disposición de válvula de retención. En el ejemplo de ejecución representado en la figura 9, del lado de alta presión, las dos líneas de presión 28, 30 están conectadas una con otra mediante una línea de alta presión 106 y, del lado de baja presión, están conectadas una con otra mediante una línea de baja presión 108. En la línea de alta presión 106 están dispuestas dos válvulas de retención de alta presión de bloqueo en la dirección hacia la línea de presión 30, así como en la dirección hacia la línea de presión 28, entre las cuales se ramifica una línea de entrada 114 para la conexión de entrada de la máquina hidráulica 44. Su conexión de salida, mediante una línea de salida 116, está conectada a una sección de línea de la línea de baja presión 108, la cual está dispuesta entre dos válvulas de retención de baja presión 118, 120; las cuales respectivamente se abren hacia las líneas de presión 28, 30 contiguas. A través de ese rectificador hidráulico formado mediante la disposición de válvula de retención 110, 112, 118, 120; se asegura que en la línea de entrada 114 se aplique siempre la presión mayor de las presiones en las líneas de presión 28, 30. El acumulador hidráulico 102 está conectado en la sección de línea, entre las dos válvulas de retención de alta presión 110, 112. Debido a ese rectificador no es necesario realizar la máquina hidráulica 44 de modo que pueda ajustarse por encima de cero. En lugar de la disposición de válvula de retención puede utilizarse también una válvula de control direccional, tal como se describe por ejemplo en la solicitud republicada DE 10 2007 018 600.

La regulación del ángulo de giro  $\alpha_{44}$  de la máquina hidráulica 44 tiene lugar mediante un regulador propio, el cual en la figura 9 se representa esquemáticamente. En principio, la activación de la máquina hidráulica 44 tiene lugar en una regulación del par de rotación, donde el ángulo de giro  $\alpha_{44}$  se regula de modo que sobre la barra de conexión 32 actúa un par de rotación aproximadamente constante. El circuito de regulación para la regulación del par de rotación no se representa en la representación según la figura 9 y puede estar realizado en correspondencia con los ejemplos de ejecución antes descritos.

A la regulación del par de rotación de la máquina hidráulica 44 se superpone una regulación de presión. Para ello, la unidad de regulación 122 representada en la figura 9 ajusta el ángulo de giro  $\alpha_{44}$ , de manera que en la entrada de la máquina hidráulica 44 y, con ello, también en el acumulador hidráulico 102, se regula una presión predeterminada. Esa presión se detecta mediante un sensor de presión 124 y se compara con una presión del sistema  $p_{SYS}$  predeterminada que depende del régimen de olas. La diferencia se suministra después a la unidad de regulación 122 y su señal de salida se aplica en el aparato de ajuste 96, para el ajuste del ángulo de giro  $\alpha_{44}$  de la máquina hidráulica 44.

La estrategia de regulación realizada en el ejemplo de ejecución según la figura 9 se explica mediante un ciclo de las olas. Se supone que el cuerpo flotante 2 se encuentra en el área de un seno de la ola. De manera correspondiente, los flujos volumétricos de medio de presión transportados desde el cilindro síncrono 4 y las exigencias de fuerza son relativamente reducidos, de manera que la regulación de fuerza puede realizarse solamente por la máquina hidráulica 6. La segunda máquina hidráulica 44 vacía al mismo tiempo el acumulador hidráulico 102 cargado previamente y aplica a la barra de conexión 32 un par de rotación definido, en correspondencia con la regulación del par de rotación.

Durante el movimiento del cuerpo flotante 2 desde el seno de la ola, el cuerpo flotante 2 y el pistón 22 del cilindro síncrono 4 se aceleran de forma comparativamente elevada, de manera que, de modo correspondiente, la fuerza activa  $F_W$  y el flujo volumétrico del medio de presión aumentan mediante la máquina hidráulica 6. En el momento en el cual, aun encontrándose la máquina hidráulica 6 completamente rotada, su volumen absorbido es menor que el flujo volumétrico del medio de presión transportado desde el cilindro síncrono 4, la presión en el sistema aumenta, de manera que una parte de ese flujo volumétrico del medio de presión circula mediante la válvula de retención de alta presión 110 o 112, hacia el acumulador hidráulico 102, y lo carga. La velocidad con la cual se carga ese acumulador hidráulico 102 depende del ángulo de giro  $\alpha_{44}$  de la segunda máquina hidráulica 44 - es decir que a través del ajuste del ángulo de giro  $\alpha_{44}$  la presión del sistema puede de este modo regularse relativamente rápido.

5 En el caso de otro movimiento del cuerpo flotante en la dirección de la cresta de la ola, los flujos volumétricos del medio de presión antes descritos se reducen y la fuerza de pretensión que actúa sobre el cilindro síncrono se reduce nuevamente, de manera que la máquina hidráulica 6 puede asumir nuevamente la regulación, mientras que la segunda máquina hidráulica 44 vacía el acumulador hidráulico 120 ahora cargado y aplica a la barra de conexión un par de rotación predeterminado. El ciclo de las olas puede comenzar ahora otra vez.

Las estrategias de regulación individuales antes descritas en principio pueden utilizarse en todos los convertidores antes descritos. En los convertidores con varias máquinas hidráulicas pequeñas, las mismas pueden activarse de forma sincrónica o independientemente unas de otras, en función de casi cualquier parámetro del sistema.

10 Se describe un convertidor con una bomba accionada por una fuerza natural, por ejemplo oleaje, de forma indirecta o directa, mediante la cual puede accionarse una máquina hidráulica. La misma se encuentra en un acoplamiento de fuerza con una máquina eléctrica que puede actuar como generador o como motor. De acuerdo con la invención, la fuerza que actúa sobre la bomba se regula en función de parámetros de oscilación de la fuerza natural, mediante un circuito de regulación.

**REIVINDICACIONES**

- 5 1. Convertidor hidráulico/eléctrico con una bomba (4) accionada por una fuerza natural, mediante la cual puede accionarse una disposición de máquina hidráulica, la cual está acoplada a una máquina eléctrica (10) para convertir la energía mecánica en energía eléctrica, y con una máquina hidráulica (6) ajustable de la disposición de máquina hidráulica, caracterizado porque a la bomba (4) está asociado un circuito de regulación (8), mediante el cual la máquina hidráulica (6) puede ajustarse de modo que a la bomba (4) se puede aplicar una fuerza (F) predeterminada o una presión predeterminada.
- 10 2. Convertidor según la reivindicación 1, donde la bomba es una bomba de pistón, por ejemplo un cilindro síncrono (4), cuyas cámaras de presión (24, 26), respectivamente mediante una línea de presión (28, 30), están conectadas con conexiones de la máquina hidráulica (6).
3. Convertidor según la reivindicación 2, donde en al menos una de las líneas de presión (28, 30) se proporciona un acumulador hidráulico (36, 38).
- 15 4. Convertidor según una de las reivindicaciones precedentes, donde la disposición de máquina hidráulica posee una segunda máquina hidráulica (44) para accionar la máquina eléctrica (10).
5. Convertidor según la reivindicación 4, donde la segunda máquina hidráulica (44) está regulada en cuanto al par de rotación.
6. Convertidor según la reivindicación 4 ó 5, donde ambas máquinas hidráulicas (6, 44) pueden activarse de forma diferente.
- 20 7. Convertidor según la reivindicación 6, donde la segunda máquina hidráulica (44) puede activarse después del ajuste de la primera máquina hidráulica (6) al volumen de desplazamiento máximo.
8. Convertidor según la reivindicación 4 ó 5, donde ambas máquinas hidráulicas (6, 44) pueden activarse de forma sincrónica.
9. Convertidor según una de las reivindicaciones 4 a 8, donde a la segunda máquina hidráulica (44), del lado de alta presión, están asociados un acumulador de presión (102) y un rectificador hidráulico (104).
- 25 10. Convertidor según una de las reivindicaciones precedentes, con una unidad de bobina de alimentación (48) para la conexión de las líneas de presión (28, 30) con un depósito (T) o una bomba de alimentación (52).
11. Convertidor según una de las reivindicaciones precedentes, con una protección contra alta presión (50) entre las dos líneas de presión (28, 30).
- 30 12. Convertidor según una de las reivindicaciones precedentes, donde en una barra de conexión (32), entre la máquina hidráulica (6, 44) y la máquina eléctrica (10), se proporciona un acoplamiento (34).
13. Convertidor según la reivindicación 4, donde en la barra de conexión (32) se proporciona una masa oscilante (42).
14. Convertidor según una de las reivindicaciones precedentes, donde al menos una máquina hidráulica (6, 44) puede operarse en el modo de cuatro cuadrantes o puede desfasarse más allá de cero.
- 35 15. Convertidor según una de las reivindicaciones precedentes, donde la máquina eléctrica (10) rota a una velocidad de rotación aproximadamente constante.
16. Convertidor según una de las reivindicaciones precedentes, donde la fuerza natural es oleaje que actúa sobre un cuerpo flotante (2), mediante el cual puede ser accionada la bomba (4).
- 40 17. Convertidor según una de las reivindicaciones precedentes, donde la fuerza (F) está regulada de modo que puede compensarse el peso propio del cuerpo flotante (2) que actúa en la dirección de descenso.
18. Convertidor según una de las reivindicaciones 2 a 17, con sensores de presión (37, 39) para determinar la presión en las cámaras anulares (24, 26) de la bomba de pistón (4).

19. Convertidor según una de las reivindicaciones precedentes, donde la máquina eléctrica (10) es una máquina asíncrona.
20. Convertidor según una de las reivindicaciones precedentes, con una unidad de regulación (46, 122) para el ajuste de una o de ambas máquinas hidráulicas (6, 44) de la disposición de máquina hidráulica.
- 5 21. Procedimiento para convertir energía mecánica en energía eléctrica mediante un convertidor (1), con una bomba (4) accionada por una fuerza natural, mediante la cual es accionada una máquina hidráulica (6, 44) que puede desfasarse más allá de cero, la cual a su vez está acoplada a una máquina eléctrica (10), y con una regulación de fuerza/presión de la bomba (4), con los pasos: - regulación de una fuerza (F) que actúa sobre un pistón (22) de la bomba (4), a través del ajuste de la máquina hidráulica (6, 44), en función de parámetros de movimiento de la fuerza natural.
- 10
22. Procedimiento según la reivindicación 21, donde la regulación tiene lugar en función de la velocidad del pistón, de la carrera, de la presión en las cámaras de presión (24, 26) de la bomba de pistón (4) y/o de una amplitud y frecuencia de la fuerza natural.
23. Procedimiento según la reivindicación 21 ó 22, donde la fuerza se regula a través de un ángulo de desfasaje (alfa) de la máquina hidráulica (6, 44).
- 15
24. Procedimiento según una de las reivindicaciones 21 a 23, donde la fuerza se regula de modo que el pistón (22) se frena en el área de su punto muerto.
25. Procedimiento según una de las reivindicaciones 21 a 24, donde la máquina eléctrica (10) es accionada mediante otra máquina hidráulica (44) y ambas máquinas hidráulicas (6, 44) se activan de forma sincrónica.
- 20
26. Procedimiento según una de las reivindicaciones 21 a 24, donde la máquina eléctrica (10) es accionada mediante otra máquina hidráulica (44) y ambas máquinas hidráulicas (6, 44) se activan de forma diferente.
27. Procedimiento según la reivindicación 26, donde una máquina hidráulica (6) se regula en cuanto a la fuerza y la segunda máquina hidráulica (44) se regula en cuanto al par de rotación.
- 25
28. Procedimiento según la reivindicación 26 ó 27, donde a la máquina hidráulica (44) regulada en cuanto al par de rotación se encuentran asociados un acumulador hidráulico (102) y un rectificador, y cuando la otra máquina hidráulica (6) es regulada al volumen de desplazamiento máximo, una presión del sistema que actúa también en el acumulador hidráulico (102) puede regularse mediante el ángulo de desfasaje de la máquina hidráulica (44) regulada en cuanto al par de rotación.
- 30
29. Procedimiento según la reivindicación 26, donde en el caso de un flujo volumétrico reducido de los medios de presión se ajusta primero una máquina hidráulica (6) y por ejemplo la segunda máquina hidráulica (44) se activa durante su ajuste a un volumen de transporte/de desplazamiento máximo.
- 30
30. Procedimiento según una de las reivindicaciones 21 a 29, donde en la señal de control para la activación de la máquina hidráulica (6, 44) está incorporada una señal de salida de una unidad de regulación (46, 122) y un valor piloto para la regulación previa de la máquina hidráulica (6, 44).
- 35
31. Procedimiento según la reivindicación 30, donde la señal de control que resulta desde la señal de salida y el valor piloto, mediante una adaptación no lineal, se transforma en una señal de control para el ajuste de una máquina hidráulica (6, 44).

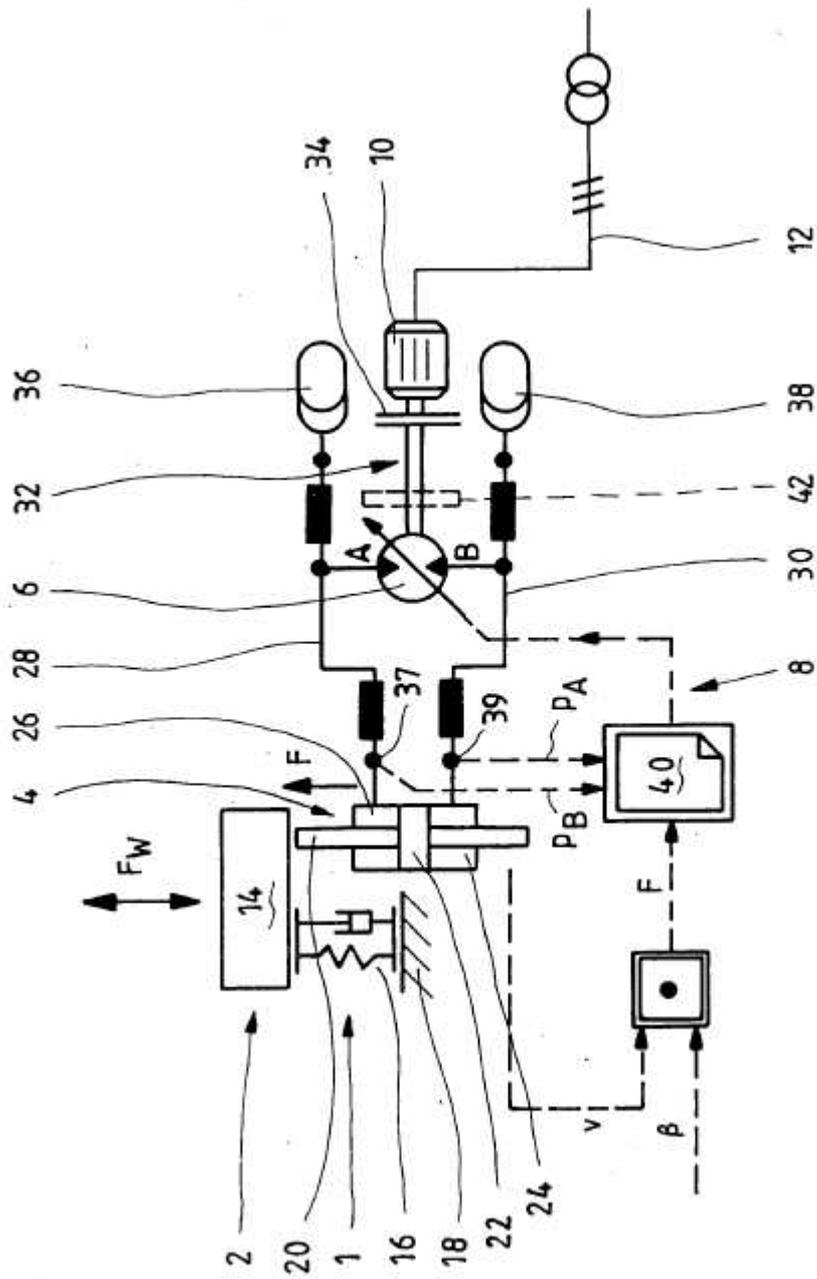


FIG.1

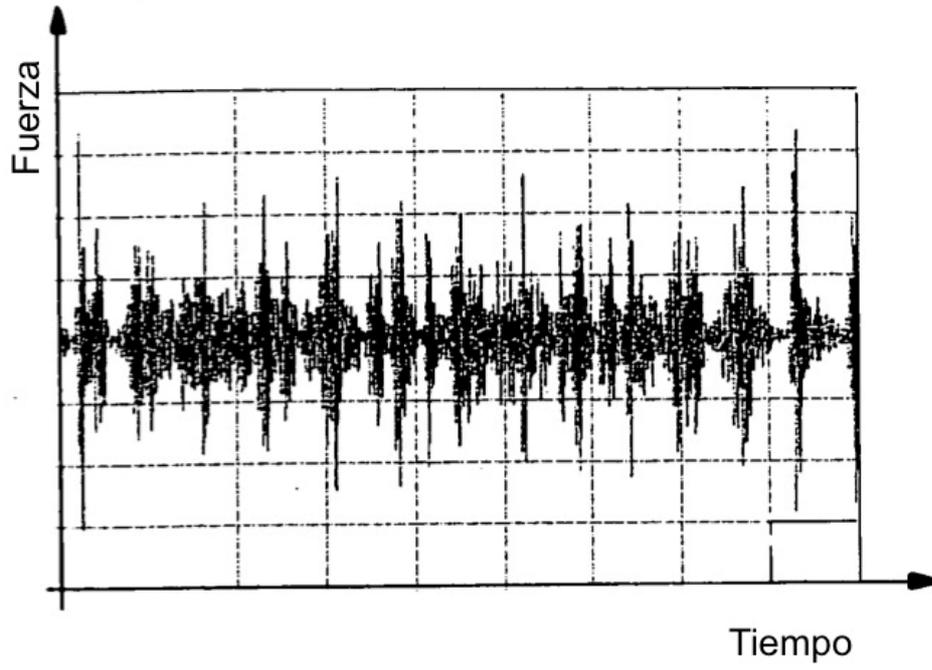


FIG.2

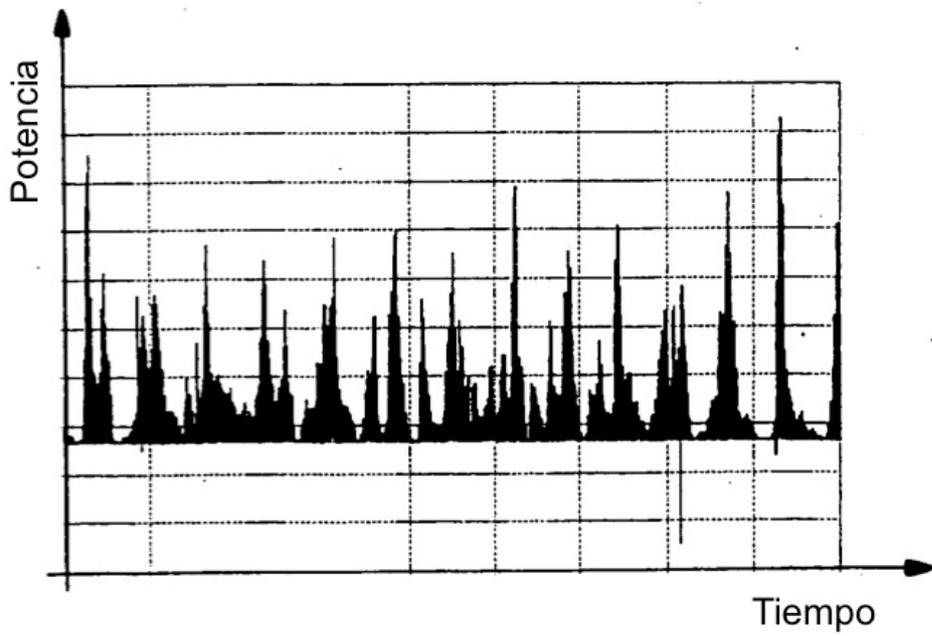


FIG.3

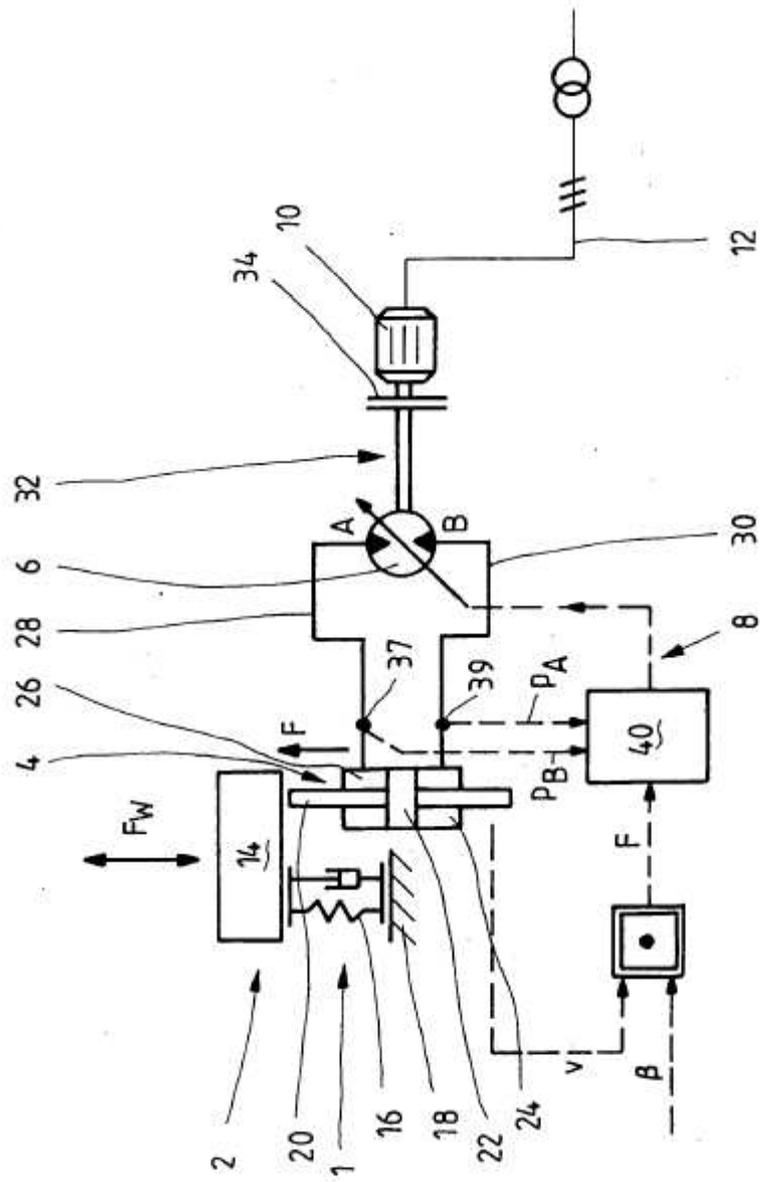


FIG. 4

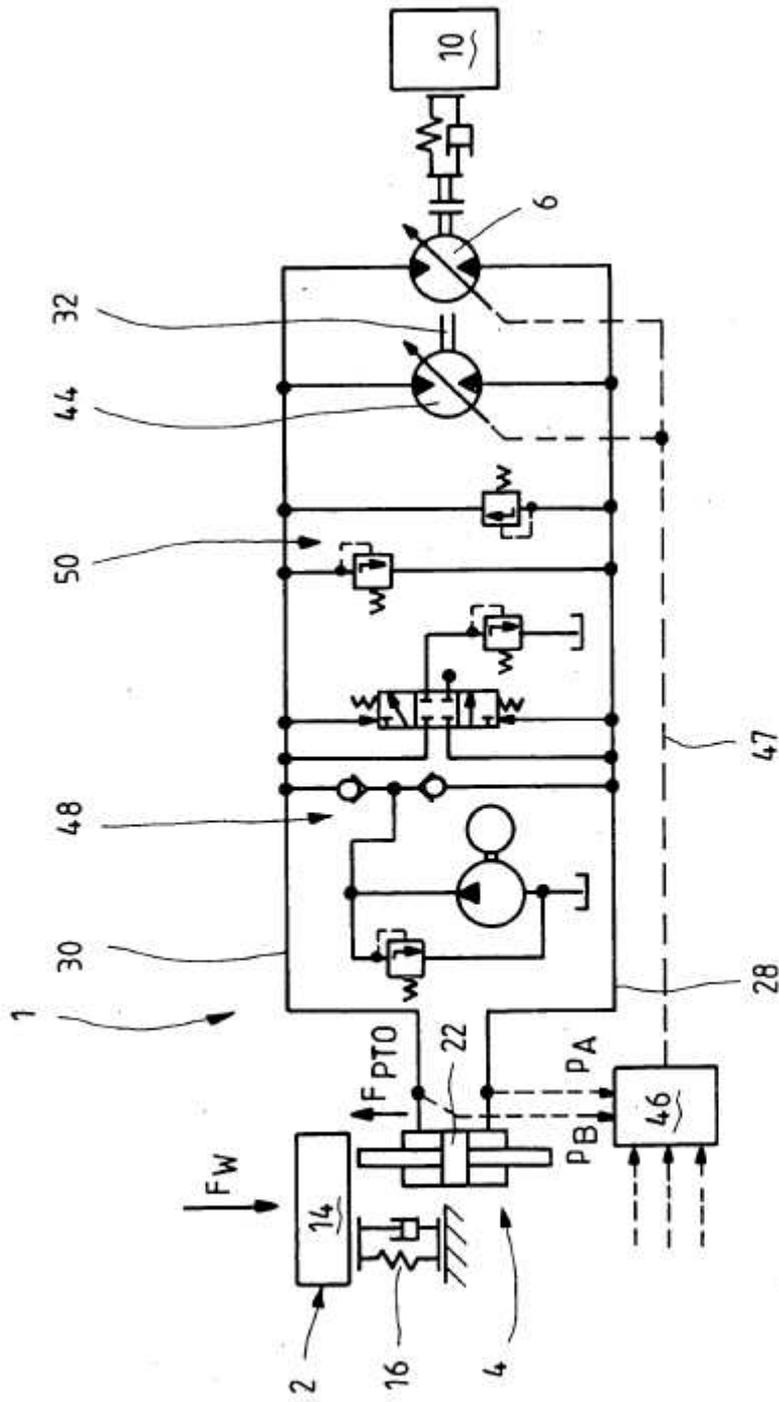


FIG.5

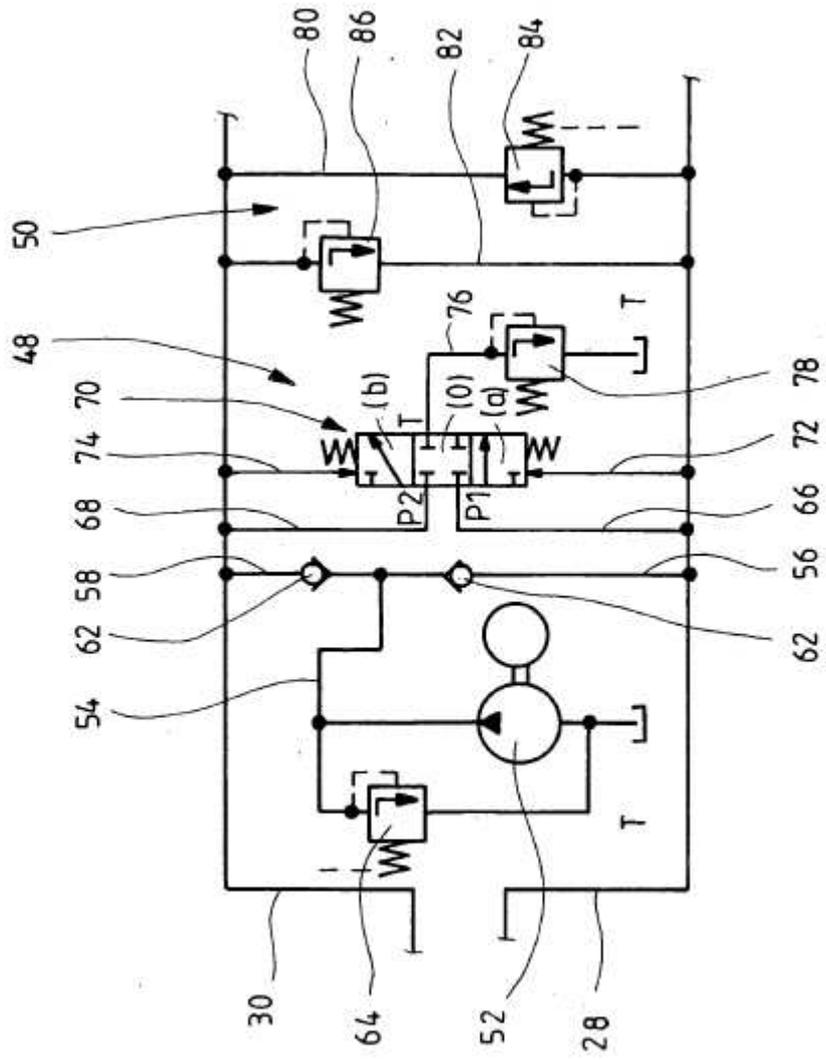


FIG.6

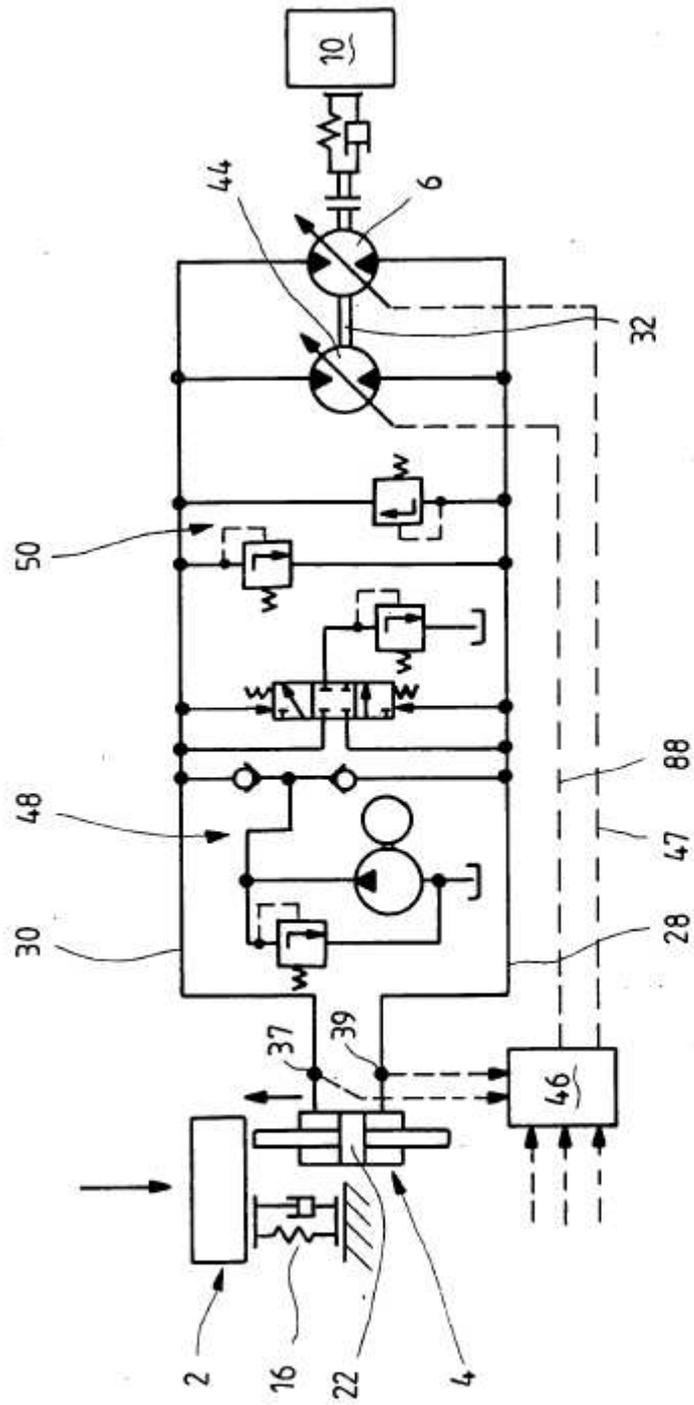


FIG. 7

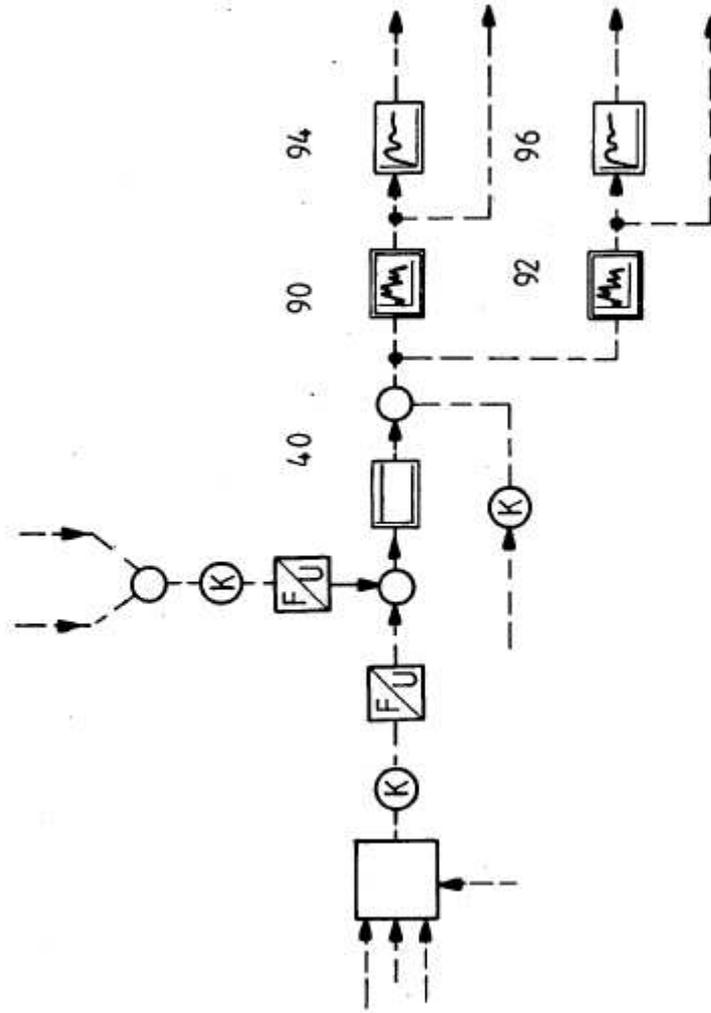


FIG.8

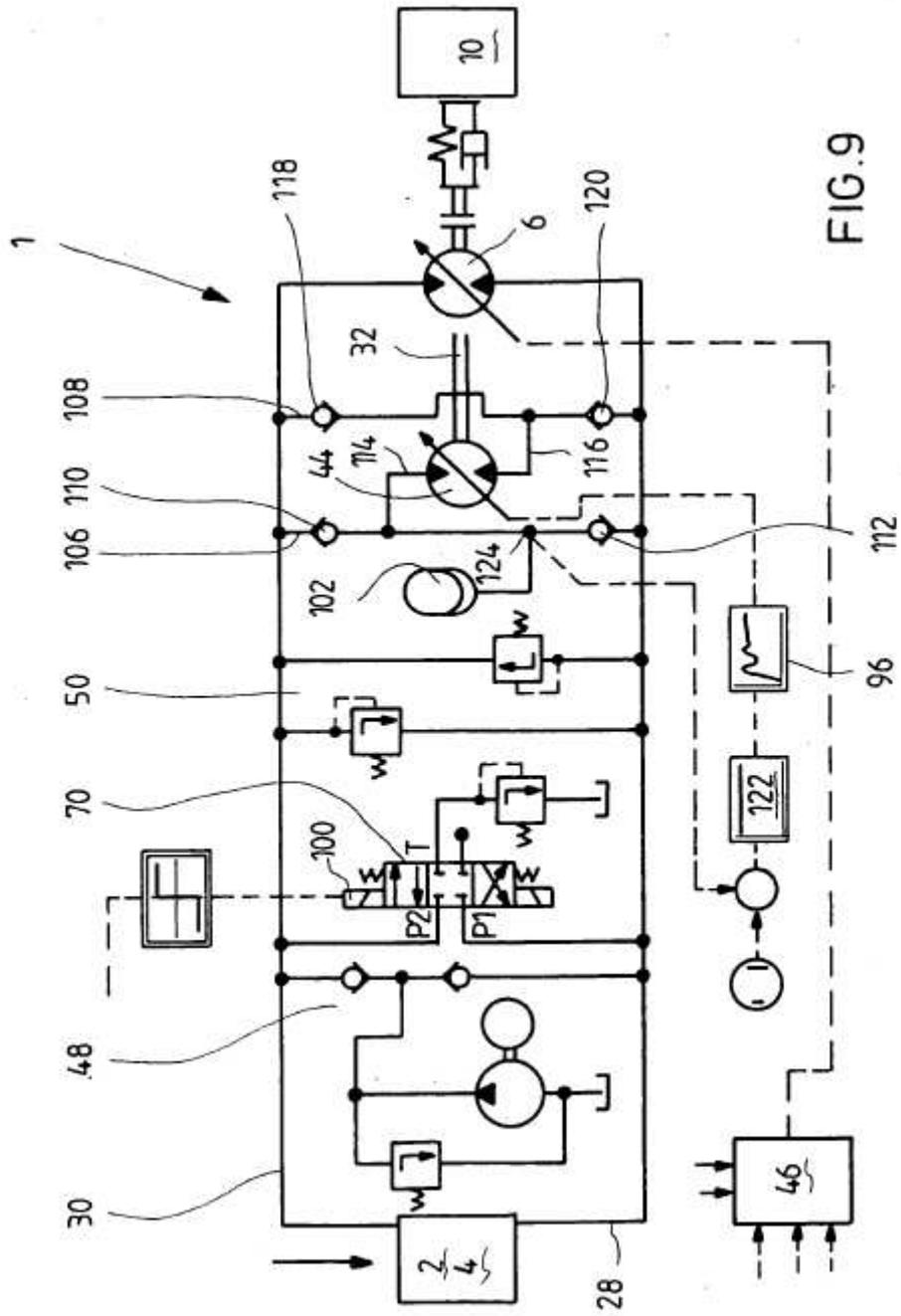


FIG.9