

19



OFICINA ESPAÑOLA DE
PATENTES Y MARCAS

ESPAÑA



11 Número de publicación: **2 930 125**

51 Int. Cl.:

E02F 9/20	(2006.01) F04B 1/053	(2010.01)
F04C 9/00	(2006.01) F04B 1/063	(2010.01)
B66F 11/04	(2006.01) F04B 17/05	(2006.01)
E02F 3/96	(2006.01) F04B 23/06	(2006.01)
E02F 9/22	(2006.01) F04B 49/03	(2006.01)
F04B 7/00	(2006.01) F04B 49/22	(2006.01)
G05B 11/42	(2006.01) F15B 21/08	(2006.01)
F15B 21/00	(2006.01) F04B 49/06	(2006.01)
F03C 1/40	(2006.01)	
F03C 1/053	(2006.01)	

12

TRADUCCIÓN DE PATENTE EUROPEA

T3

96 Fecha de presentación y número de la solicitud europea: **10.09.2018** **E 20186393 (3)**

97 Fecha y número de publicación de la concesión europea: **12.10.2022** **EP 3754121**

54 Título: **Aparato que comprende un circuito hidráulico**

45 Fecha de publicación y mención en BOPI de la traducción de la patente:
07.12.2022

73 Titular/es:

**ARTEMIS INTELLIGENT POWER LIMITED
(100.0%)
Unit 3, Edgefield Industrial Estate, Edgefield
Road
Loanhead EH20 9TB, GB**

72 Inventor/es:

**CALDWELL, NIALL JAMES;
MACPHERSON, JILL y
GREEN, MATTHEW**

74 Agente/Representante:

GONZÁLEZ PECES, Gustavo Adolfo

ES 2 930 125 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

Aparato que comprende un circuito hidráulico

Campo de la invención

5 La invención se refiere a máquinas y vehículos industriales, tales como excavadoras, con actuadores hidráulicos accionados por una máquina hidráulica de conmutación electrónica accionada a su vez por un motor principal.

Antecedentes de la Invención

10 Los vehículos industriales con múltiples actuadores accionados hidráulicamente son de uso común en todo el mundo. Los vehículos industriales, tales como las excavadoras, suelen tener al menos dos orugas para moverse, un actuador rotativo (por ejemplo, un motor) para hacer girar la cabina del vehículo con respecto a la base que comprende las orugas, arietes para controlar el movimiento de un brazo (por ejemplo, un brazo de excavadora), que incluyen al menos un ariete para la pluma, y al menos uno para el palo (brazo), y al menos dos actuadores para controlar el movimiento de una herramienta tal como una cuchara.

15 Cada uno de estos actuadores representa alguna carga hidráulica sobre un motor principal (por ejemplo, un motor tal como un motor eléctrico o, más típicamente, un motor diesel) del vehículo y debe ser alimentado por una o más cámaras de trabajo (por ejemplo, cámaras definidas por cilindros, dentro de los cuales los pistones giran en uso) de una máquina hidráulica accionada por el motor principal.

20 La invención pretende proporcionar sistemas de control hidráulico mejorados para controlar múltiples actuadores accionados hidráulicamente. Algunos aspectos de la invención buscan proporcionar sistemas de control hidráulico que tengan ventajas de eficiencia energética. Ventajosamente, la implementación de los sistemas de control hidráulico mejorados significa que la energía proporcionada por un motor principal se utiliza de manera más eficiente para llevar a cabo las funciones de trabajo, para de ese modo proporcionar un ahorro de combustible.

25 El documento WO2013/130768 se refiere a un transformador hidráulico digital y a un procedimiento para recuperar energía y nivelar el sistema hidráulico. Con especial referencia a la Figura 13 se muestra un transformador hidráulico que comprende una bomba de pistones radiales con un número de cilindros que constituyen cámaras de fluido para el suministro de fluido presurizado a un sistema hidráulico de una máquina de construcción que puede tener la forma de una excavadora hidráulica. La bomba de pistones radiales comprende un cigüeñal con una masa excéntrica. El documento WO 2017/144875 se refiere a una transmisión de potencia de fluido hidráulico.

Sumario de la invención

30 De acuerdo con un primer aspecto de la invención, se proporciona un aparato (por ejemplo, una excavadora) que comprende un motor principal (por ejemplo, un motor) y una pluralidad de actuadores hidráulicos, una máquina hidráulica que tiene un eje giratorio en el compromiso impulsado con el motor principal y que comprende una pluralidad de cámaras de trabajo que tienen un volumen que varía cíclicamente con la rotación del eje giratorio (por ejemplo, cada cámara está definida por un cilindro dentro del cual un pistón se mueve en uso),

35 un circuito hidráulico que se extiende entre un grupo de una o más (opcionalmente dos o más) cámaras de trabajo de la máquina hidráulica y uno o más (opcionalmente dos o más) de los actuadores hidráulicos, cada cámara de trabajo de la máquina hidráulica comprende una válvula de baja presión que regula el flujo de fluido hidráulico entre la cámara de trabajo y un colector de baja presión y una válvula de alta presión que regula el flujo de fluido hidráulico entre la cámara de trabajo y un colector de alta presión, la máquina hidráulica está configurada para controlar activamente al menos las válvulas de baja presión del grupo
40 de una o más cámaras de trabajo para seleccionar el desplazamiento neto de fluido hidráulico por cada cámara de trabajo en cada ciclo de volumen de la cámara de trabajo, y por lo tanto el desplazamiento neto de fluido hidráulico por el grupo de una o más cámaras de trabajo, en respuesta a una señal de demanda.

45 La máquina hidráulica puede ser una o más máquinas de conmutación electrónica (ECM). Por ECM nos referimos a una máquina de trabajo de fluido hidráulico que comprende un eje giratorio y una o más cámaras de trabajo (por ejemplo, cámaras definidas por cilindros, dentro de los cuales los pistones se mueven en uso) que tienen un volumen que varía cíclicamente con la rotación del eje giratorio, cada cámara de trabajo tiene una válvula de baja presión que regula el flujo de fluido hidráulico entre la cámara de trabajo y un colector de baja presión y una válvula de alta presión que regula el flujo de fluido hidráulico entre la cámara de trabajo y un colector de alta presión. El movimiento recíproco de los pistones puede ser causado por la interacción directa con una excéntrica en el eje giratorio, o con un segundo eje giratorio, el segundo eje giratorio conectado está rotativamente al eje giratorio. Una pluralidad de ECM con ejes giratorios vinculados (por ejemplo, ejes comunes) accionados por el motor principal puede funcionar conjuntamente como la máquina hidráulica.

50 El aparato puede ser un vehículo, normalmente un vehículo industrial. Por ejemplo, el aparato puede ser una excavadora, una cargadora telescópica o una retroexcavadora.

Puede ser que el aparato esté configurado para calcular la señal de demanda en respuesta a una propiedad medida del circuito hidráulico o de uno o más actuadores. Típicamente, el aparato comprende un controlador que está configurado para calcular la señal de demanda en respuesta a una propiedad medida del circuito hidráulico o de uno o más actuadores.

- 5 La invención también se extiende a un procedimiento de funcionamiento de dicho aparato que comprende el cálculo de la señal de demanda en respuesta a una propiedad medida del circuito hidráulico o de uno o más actuadores.

Típicamente, el procedimiento comprende la detección de la demanda de flujo y/o presión de al menos uno de los grupos de actuadores hidráulicos, o la recepción de una señal de demanda indicativa de una presión o flujo demandado basada en una demanda de presión y/o flujo del grupo de uno o más actuadores hidráulicos, y el control del flujo de fluido hidráulico desde o hacia cada uno de los grupos de una o más cámaras de trabajo que está conectado fluidamente al grupo de uno o más actuadores hidráulicos, respondiendo a ello.

El aparato (típicamente una excavadora) puede comprender un colector de fluido que se extiende desde dicho grupo de una o más cámaras de trabajo a un grupo de uno o más de dichos actuadores hidráulicos y a un recipiente de fluido (por ejemplo, un tanque o conducto) a través de un acelerador, y un monitor de presión configurado para medir la presión del fluido hidráulico en el colector entre el acelerador y el grupo de uno o más de dichos actuadores hidráulicos. El controlador puede estar configurado para regular el desplazamiento del grupo de una o más de dichas cámaras de trabajo que están en comunicación (por ejemplo, a través de un colector de fluido) con el grupo de uno o más de dichos actuadores hidráulicos en respuesta a la presión medida para de ese modo regular la presión del fluido hidráulico en el monitor de presión (por ejemplo, a través del control de retroalimentación). El procedimiento puede comprender la regulación del desplazamiento del grupo de una o más cámaras de trabajo en función de la presión medida para de ese modo regular la presión del fluido hidráulico en el monitor de presión. De ese modo, el aparato suele tener un bucle de control de flujo negativo. Opcionalmente, el aparato puede comprender un controlador de realimentación configurado para calcular la señal de demanda en respuesta a la realimentación de una propiedad medida del circuito hidráulico o de uno o más actuadores (por ejemplo, además de o como alternativa a un controlador de realimentación configurado para calcular la señal de demanda en respuesta a la realimentación de una propiedad medida del circuito hidráulico o de uno o más actuadores).

El aparato puede comprender un acelerador (hidráulico) conectado en serie con el centro abierto de una o más válvulas de control de centro abierto, dichas válvulas de control de centro abierto situadas en el circuito hidráulico intermedio del grupo de una o más cámaras de trabajo y el o los actuadores. Típicamente, las válvulas de control de centro abierto desvían el flujo de fluido desde el acelerador hacia el o los actuadores cuando se accionan. Puede ser que la señal de demanda se determine en respuesta a una medición de la presión del fluido hidráulico en el acelerador.

Por ejemplo, la señal de demanda se puede determinar en respuesta a una medición de presión y/o una medición de flujo. La señal de demanda puede comprender una medición de la presión, la medición de la presión se mide en el acelerador. La señal de demanda puede ser indicativa de una fracción de desplazamiento máximo de fluido hidráulico por el grupo de una o más cámaras de trabajo a desplazar por revolución del eje giratorio. En la presente memoria se denomina F_d . (Fracción del desplazamiento máximo por revolución).

Típicamente, el controlador (que puede ser un controlador de retroalimentación) comprende un filtro. El controlador puede calcular la señal de demanda en respuesta a la propiedad medida del circuito hidráulico o de uno o más actuadores por medio del filtrado de una señal de control basada en la propiedad medida del circuito hidráulico o de uno o más actuadores. El procedimiento puede comprender el cálculo de la señal de demanda en respuesta a la propiedad medida del circuito hidráulico o de uno o más actuadores, por medio del filtrado de una señal de control basada en la propiedad medida del circuito hidráulico o de uno o más actuadores. Por ejemplo, la señal de control que se filtra puede ser una señal de presión, una señal de caudal, una señal de posición del actuador, etc.

El filtro se puede seleccionar para rechazar frecuencias en la propiedad medida y/o para atenuar el ruido (por ejemplo, el ruido de pulsación) en la propiedad medida, para generar de ese modo una entrada filtrada y determinar posteriormente la señal de demanda en función de dicha entrada filtrada.

El procedimiento puede comprender la medición y/o la modulación de los parámetros de funcionamiento del motor principal para controlar de ese modo la velocidad del motor principal. Por lo general, el motor principal (normalmente un motor) incluye una unidad de control del motor principal (PMCU), que suele incluir un regulador de velocidad del motor principal. El regulador de velocidad del motor principal puede ser operable para medir y/o modular los parámetros de funcionamiento del motor principal para de ese modo controlar la velocidad del motor principal. El regulador de velocidad del motor principal puede ser operable para recibir (y el procedimiento puede comprender la recepción) una o más entradas de un usuario (opcionalmente a través de un joystick) y/o de un conjunto predefinido de instrucciones (por ejemplo, para evitar que la velocidad del motor principal aumente más allá de un umbral superior predeterminado, opcionalmente para evitar que la velocidad del motor principal disminuya por debajo de un umbral inferior predeterminado).

El procedimiento puede comprender la variación de uno o más parámetros de funcionamiento del aparato (por ejemplo, uno o más parámetros del motor principal o de la máquina hidráulica) en respuesta a una señal eléctrica recibida de

- uno o más sensores. La PMCU puede estar configurada para recibir señales eléctricas de uno o más sensores y, opcionalmente, para evaluar posteriormente las señales y, opcionalmente, variar uno o más parámetros de funcionamiento del vehículo (opcionalmente, uno o más parámetros del motor principal (por ejemplo, el motor) y/o uno o más parámetros de la máquina hidráulica). Por ejemplo, la PMCU puede estar configurada para recibir (y el procedimiento puede comprender la recepción de) señales eléctricas indicativas de la posición del cigüeñal y/o de la velocidad de rotación del eje giratorio (por ejemplo, medida por medio de un sensor de eje), una o más temperaturas (por ejemplo, una temperatura del combustible, una temperatura del motor, una temperatura del aire de escape, medida por medio de uno o más termómetros u otros sensores de temperatura), un flujo de masa de aire, una presión del aire de carga, una presión del aire de combustible, una posición del pedal del acelerador, etc.
- El motor primario está típicamente en el compromiso de conducción con la máquina hidráulica. El motor principal tiene un eje giratorio que suele estar acoplado al eje giratorio de la ECM (y al que el motor principal puede aplicar un par). El motor principal (por ejemplo, el motor) y la máquina hidráulica pueden tener un eje común.
- Cuando el aparato es una excavadora, la pluralidad de actuadores hidráulicos comprende típicamente (por ejemplo, al menos) dos actuadores para mover las orugas (por ejemplo, para el movimiento de un vehículo, típicamente una excavadora), un actuador rotativo (por ejemplo, un motor) (por ejemplo para hacer girar la cabina de la excavadora, en relación con la base de la excavadora, la base que comprende típicamente las orugas), al menos un actuador de ariete (por ejemplo, para controlar un brazo de la excavadora, por ejemplo, para la pluma y/o el palo), y al menos dos actuadores más (por ejemplo, para controlar el movimiento de una herramienta tal como una cuchara).
- Uno o más colectores de baja presión se pueden extender a las cámaras de trabajo de la máquina hidráulica. Uno o más colectores de alta presión se pueden extender hasta las cámaras de trabajo de la máquina hidráulica. El circuito hidráulico comprende típicamente un colector de alta presión que se extiende entre dicho grupo de una o más cámaras de trabajo y dicho uno o más actuadores. El colector de baja presión puede formar parte de uno o más de dichos circuitos hidráulicos. Por colector de baja presión y colector de alta presión nos referimos a las presiones relativas en los colectores.
- Puede ser que al menos las válvulas de baja presión (opcionalmente las válvulas de alta presión, opcionalmente tanto las válvulas de baja presión como las válvulas de alta presión) sean válvulas controladas electrónicamente, y el aparato comprende un controlador que controla las válvulas (por ejemplo, controladas electrónicamente) en relación escalonada con los ciclos del volumen de la cámara de trabajo para determinar de ese modo el desplazamiento neto del fluido hidráulico por cada cámara de trabajo en cada ciclo del volumen de la cámara de trabajo. El procedimiento puede comprender el control de las válvulas (por ejemplo, controladas electrónicamente) en relación con los ciclos del volumen de la cámara de trabajo para determinar de ese modo el desplazamiento neto del fluido hidráulico por cada cámara de trabajo en cada ciclo del volumen de la cámara de trabajo.
- El caudal y/o el requisito de presión de un grupo de uno o más actuadores hidráulicos se puede determinar por medio de la medición del caudal de fluido hidráulico hacia o desde el grupo de uno o más actuadores hidráulicos, o la presión de fluido hidráulico en o en una salida o entrada de los uno o más actuadores hidráulicos, por ejemplo. La necesidad de caudal y/o presión se puede determinar a partir de uno o más caudales medidos y/o presiones medidas que disminuyen o están por debajo de un valor esperado. Una disminución del caudal y/o de la presión medida con respecto a un valor esperado indica que el caudal hacia o desde el grupo de uno o más actuadores hidráulicos es insuficiente. Por ejemplo, se puede determinar que la tasa de flujo de fluido hidráulico a un actuador está por debajo de un valor esperado (por ejemplo, objetivo) y una tasa de flujo de fluido hidráulico al actuador puede ser aumentada en respuesta a ello. Se puede determinar que la tasa de flujo de fluido hidráulico de un actuador está por encima de un valor esperado (por ejemplo, el objetivo) (por ejemplo, cuando se baja un brazo u otro peso) y una tasa de flujo del actuador se puede reducir en respuesta a ello. Puede ser que se detecte un aumento o disminución de la presión en uno o más actuadores hidráulicos y que el grupo de una o más cámaras de trabajo conectadas a los uno o más actuadores hidráulicos se controle para cambiar (por ejemplo, aumentar o disminuir) la velocidad de flujo del fluido hidráulico desde el grupo de una o más cámaras de trabajo a los uno o más actuadores hidráulicos, o viceversa.
- Los grupos de una o más cámaras de trabajo se pueden asignar dinámicamente a los respectivos grupos de uno o más actuadores hidráulicos para cambiar de ese modo qué una o más cámaras de trabajo están conectadas a (por ejemplo, un grupo de) actuadores hidráulicos, por ejemplo, por medio de la apertura o cierre de válvulas controladas electrónicamente (por ejemplo, válvulas de alta presión y válvulas de baja presión, descritas más adelante), por ejemplo, bajo el control de un controlador. Los grupos de (por ejemplo, una o más) cámaras de trabajo suelen asignarse dinámicamente a los (respectivos) grupos de (por ejemplo, uno o más) actuadores para cambiar de ese modo qué cámaras de trabajo de la máquina están acopladas a qué actuadores hidráulicos, por ejemplo, por medio de la apertura y/o el cierre de válvulas (por ejemplo, controladas electrónicamente), por ejemplo, bajo el control de un controlador. El desplazamiento neto del fluido hidráulico a través de cada cámara de trabajo (y/o cada actuador hidráulico) puede ser regulado por medio de la regulación del desplazamiento neto de la cámara o cámaras de trabajo que están conectadas al actuador o actuadores hidráulicos. Los grupos de una o más cámaras de trabajo están típicamente conectados a un grupo respectivo de uno o más de dichos actuadores hidráulicos a través de dicho colector. Típicamente, la conexión se extiende a través de una o más válvulas, tales como válvulas normalmente abiertas y/o válvulas de carrete (que pueden ser válvulas de carrete de centro abierto o válvulas de carrete de centro cerrado en diferentes realizaciones).

El aparato comprende típicamente un controlador. El controlador comprende uno o más procesadores en comunicación electrónica con la memoria, y el código de programa almacenado en la memoria. El controlador puede estar distribuido y comprender dos o más módulos de controlador (por ejemplo, dos o más procesadores), por ejemplo, el controlador puede comprender un controlador de la máquina hidráulica (que comprende uno o más procesadores en comunicación electrónica con la memoria, y el código de programa almacenado en la memoria) que controla la máquina hidráulica, y un controlador del aparato (que comprende uno o más procesadores en comunicación electrónica con la memoria, y el código de programa almacenado en la memoria) que controla los otros componentes del aparato (por ejemplo, las válvulas para cambiar la trayectoria del flujo del fluido hidráulico).

Típicamente, el colector de fluidos se extiende a través de una pluralidad de válvulas normalmente abiertas. Por ejemplo, la pluralidad de válvulas normalmente abiertas puede comprender una o más válvulas de control de centro abierto que tienen al menos una entrada y más de una salida, en las que el fluido puede fluir (por ejemplo, directamente) a través de la al menos una entrada y al menos una de las más de una salidas, a menos que se aplique una fuerza para cerrar la válvula. Las válvulas de control de centro abierto pueden comprender (por ejemplo, ser) válvulas normalmente abiertas, por ejemplo, válvulas de carrete normalmente abiertas, tales como válvulas de carrete de centro abierto.

Las válvulas de carrete de centro abierto comprenden uno o más puertos que se pueden abrir (por ejemplo, un puerto normalmente abierto y uno o más puertos de actuador). Típicamente, la conexión de fluido entre el grupo de una o más cámaras de trabajo y el grupo de uno o más actuadores hidráulicos se extiende a través de otra válvula normalmente abierta, de nuevo típicamente una válvula de carrete normalmente abierta, tal como una válvula de carrete de centro abierto. Un control operable manualmente (por ejemplo, un joystick), está típicamente acoplado a una o ambas válvulas normalmente abiertas para regular el flujo a través de ellas. Opcionalmente, uno o más actuadores hidráulicos pueden actuar en oposición, por ejemplo, el fluido se puede dirigir a cualquier extremo de un pistón o ariete de doble efecto.

Típicamente, las válvulas de carrete de centro abierto comprenden una o más salidas de flujo a través de las cuales se dirige el fluido en uso. Típicamente, las válvulas de control de centro abierto comprenden una posición de válvula predeterminada configurada para hacer que el fluido desplazado por uno o más cilindros fluya (por ejemplo, directamente) a través de una salida central de flujo hacia un tanque. Típicamente, las válvulas de control de centro abierto comprenden una o más posiciones de desviación de fluido, configuradas para hacer que el fluido desplazado por uno o más cilindros fluya (por ejemplo, directamente) a través de una salida de flujo hacia uno o más actuadores. En el uso, una entrada proporcionada por un usuario (opcionalmente por un controlador) hace que se ajuste la posición de la válvula de carrete de centro abierto y, por lo tanto, hace que el flujo se desvíe al tanque y/o a uno o más actuadores.

Puede ser que la presión o la tasa de flujo del fluido hidráulico aceptado por, o producido por, cada cámara de trabajo sea controlable independientemente. Puede ser que la presión de, o la tasa de flujo de fluido hidráulico aceptada por, o producida por cada cámara de trabajo puede ser controlada independientemente por medio de la selección del desplazamiento neto de fluido hidráulico por cada cámara de trabajo en cada ciclo de volumen de la cámara de trabajo. Esta selección la lleva a cabo normalmente el controlador.

La demanda de flujo se puede, por ejemplo, determinar por medio de la detección de una caída de presión (por ejemplo, mediante el uso de sensores de presión) a través de una restricción de flujo (por ejemplo, un orificio) dispuesta de forma que el flujo a través del orificio se reduzca cuando aumente la demanda total de flujo de todos los actuadores hidráulicos, o por medio de la medición directa del mismo flujo mediante el uso de un medio de detección de flujo, tal como un caudalímetro.

La demanda de flujo y/o presión puede ser detectada por medio de la medición de la presión del fluido hidráulico en la entrada de un actuador hidráulico. Cuando un actuador hidráulico es una máquina hidráulica, la demanda de caudal se puede detectar por medio de la medición de la velocidad de rotación de un eje giratorio o la velocidad de traslación de un ariete o la velocidad angular de una junta, por ejemplo. La suma de las presiones o caudales medidos se puede sumar o hallar el máximo de las presiones o caudales medidos.

La señal de demanda indicativa de una presión o flujo demandado basada en una demanda de presión y/o flujo del actuador hidráulico puede ser una señal que represente una cantidad de flujo de fluido hidráulico, o la presión del fluido hidráulico, o el par de torsión en el eje de la máquina o el eje de un actuador hidráulico accionado por la máquina, o la potencia de salida de la máquina o cualquier otra señal indicativa de una demanda relacionada con los requisitos de presión o flujo de uno o más actuadores hidráulicos.

Típicamente, la máquina hidráulica es operable como una bomba, en un modo de funcionamiento de bomba o es operable como un motor en un modo de funcionamiento de motor. Puede ser que algunas de las cámaras de trabajo de la máquina hidráulica puedan bombear (y por lo tanto algunas cámaras de trabajo pueden dar salida a fluido hidráulico) mientras que otras cámaras de trabajo de la máquina hidráulica pueden motorizar (y por lo tanto algunas cámaras de trabajo pueden dar entrada a fluido hidráulico).

El controlador puede controlar la máquina hidráulica (por ejemplo, conmutada electrónicamente). El controlador puede

estar configurado para calcular la potencia disponible del motor principal y limitar el desplazamiento neto del fluido hidráulico por la máquina hidráulica accionada por el motor principal, de forma que la demanda de potencia neta no supere la disponible del motor principal.

5 El controlador típicamente comprende uno o más procesadores y una memoria que almacena código de programa ejecutado por el controlador en funcionamiento. El controlador puede calcular un valor límite de potencia, o un valor relacionado con ella (por ejemplo, una presión máxima, un par motor, un caudal, etc.). El controlador puede estar configurado para implementar una tasa máxima de flujo de fluido hidráulico a través de o presión en un grupo de uno o más actuadores hidráulicos.

10 Se sabe que una máquina hidráulica conmutada electrónicamente tiene un tiempo de respuesta muy corto. Aunque los tiempos de respuesta cortos son útiles en ciertos escenarios, también pueden tener inconvenientes. Por ejemplo, en algunas circunstancias, cuando los tiempos de respuesta son demasiado cortos, esto puede tener un impacto negativo en la capacidad de control.

15 Por consiguiente, otro aspecto de la invención proporciona un procedimiento de funcionamiento de un aparato, que comprende una máquina hidráulica (por ejemplo, conmutada electrónicamente) con una o más cámaras de trabajo, un motor principal (por ejemplo, un motor, opcionalmente un motor diesel) acoplado a la máquina hidráulica, en el que el procedimiento comprende la selección entre dos o más modos de funcionamiento, al menos un primer modo que tiene un primer tiempo de respuesta y/o que comprende una primera constante de tiempo y al menos un segundo modo que comprende un segundo tiempo de respuesta y/o que tiene una segunda constante de tiempo diferente de la primera constante de tiempo. El segundo modo puede comprender además un sistema de control de flujo negativo modificado, el sistema de control de flujo negativo modificado emula una bomba analógica y/o el tiempo de respuesta del primer modo. Puede haber otros modos (por ejemplo, un tercer modo, un cuarto modo, un quinto modo, etc.), cada uno de ellos asociado a un tiempo de respuesta de etapa diferente y/o a una constante de tiempo diferente.

20

Típicamente, el controlador tiene al menos dos modos de operación, cada modo de operación caracterizado por un filtro (por ejemplo, de paso bajo) con un tiempo de respuesta de etapa diferente y/o una constante de tiempo diferente.

25 De ese modo, existe al menos un modo de funcionamiento en el que la máquina hidráulica responde más lentamente a los cambios de la propiedad medida. Puede ser que haya al menos dos modos con tiempos de respuesta de cambio de etapa y/o constantes de tiempo que difieran en un factor de al menos 2, o al menos 4, o al menos 10.

30 Los al menos dos modos de funcionamiento pueden comprender al menos un modo de anulación caracterizado por un tiempo de respuesta y/o una constante de tiempo que es más corto que la constante de tiempo de cualquier otro modo, en el que el controlador es operable para implementar el modo de anulación en respuesta a la determinación de que una condición de funcionamiento del motor principal cumple uno o más criterios de anulación. La condición de funcionamiento puede comprender (por ejemplo, al menos uno de) un par medido y/o una velocidad medida y/o una potencia medida. La condición de funcionamiento puede comprender una combinación de un par medido y/o una velocidad medida y/o una potencia medida. El criterio de anulación podría ser, por ejemplo, que un par medido y/o una velocidad medida y/o una potencia medida superen un umbral o sean inferiores a un umbral.

35

Los al menos dos modos de funcionamiento pueden comprender un segundo modo, en el que el segundo modo puede comprender (por ejemplo, ser) un "modo lento" con un tiempo de reacción de más de 200 ms, o preferentemente más de 250 ms, o preferentemente más de 300 ms. Cuando el motor principal es un motor, el procedimiento puede comprender la activación de un "modo lento" cuando se detecta la caída del motor y, opcionalmente, la activación posterior de un "modo rápido", por ejemplo, cuando se recupera la velocidad del motor. Esto tiene la ventaja de evitar que el motor se cale.

40

Por caída del motor nos referimos a una disminución sostenida de la velocidad del motor desde el punto de ajuste del motor a medida que la carga del motor se incrementa.

45 Cuando el bucle de retroalimentación tiene una alta ganancia y control proporcional y el circuito hidráulico tiene una baja conformidad puede ser muy propenso a la inestabilidad. Un sistema de este tipo puede ser muy sensible a los retrasos, quizás incluso de 2 o 3 ms por ejemplo, ya sea por la medición de la señal y/o el filtrado de las respuestas del hardware. En consecuencia, en algunas realizaciones, el filtro puede ser un filtro de paso bajo con una constante de tiempo de 100 a 300 ms o un filtro con una respuesta de cambio de etapa de 100 a 300 ms.

50 Se sabe que la demanda de par se satisface al compartir la salida entre múltiples máquinas hidráulicas (por ejemplo, conmutadas electrónicamente). Por ejemplo, una máquina industrial que tenga dos máquinas hidráulicas (por ejemplo, conmutadas electrónicamente) se puede limitar de forma que cada máquina hidráulica proporcione (como máximo) la mitad de la salida requerida (por ejemplo, el par) para satisfacer la demanda. Además, para evitar el calado, se suele introducir un factor de seguridad para evitar que el par combinado (por ejemplo, sumado) de las dos o más máquinas hidráulicas supere un par máximo. Cuando el motor principal es un motor, este factor de seguridad también ayuda a reducir la caída del motor y las reducciones transitorias de su velocidad. Esto es ineficiente porque no es posible utilizar toda la potencia de la máquina.

55

Típicamente, el procedimiento comprende la selección de un punto de ajuste de la velocidad del motor principal (por

ejemplo, un punto de ajuste de la velocidad del motor), $S_{\text{punto de ajuste}}$. En cualquier momento, el motor principal puede estar funcionando a una velocidad que puede ser, pero no necesariamente, la misma que el punto de ajuste de la velocidad del motor principal.

5 En consecuencia, el procedimiento comprende la medición o determinación de la velocidad actual del motor principal, S_{actual} . El controlador puede estar configurado para seleccionar un punto de ajuste del motor principal (por ejemplo, un punto de ajuste de la velocidad del motor), $S_{\text{punto de ajuste}}$. El controlador puede estar configurado para recibir una medición o determinar la velocidad actual del motor principal, S_{actual} .

10 Se puede hacer que el motor funcione a una velocidad del motor principal inferior al punto de ajuste de la velocidad del motor principal (por ejemplo, al menos el 90% del punto de ajuste de la velocidad del motor principal, preferentemente al menos el 95% del punto de ajuste de la velocidad del motor principal).

Típicamente, el procedimiento comprende el cálculo de un error de velocidad del motor principal (por ejemplo, un error de velocidad del motor) (ΔS). El controlador puede estar configurado para calcular un error de velocidad del motor principal (por ejemplo, un error de velocidad del motor) (ΔS). El error de velocidad del motor principal se puede calcular de acuerdo con la siguiente ecuación:

15
$$S_{\text{punto de ajuste}} - S_{\text{actual}} = \Delta S \quad (\text{Ecuación 1})$$

20 En consecuencia, en otro aspecto de la invención, el procedimiento puede comprender la regulación selectiva de la señal de demanda para implementar un límite de par de la máquina hidráulica. El controlador puede estar configurado para regular selectivamente la señal de demanda para implementar un límite de par de la máquina hidráulica. El límite de par de la máquina hidráulica puede ser variable. Normalmente, el límite de par de la máquina hidráulica varía con la velocidad del motor principal, dado que el par que puede producir el motor principal también es una función de la velocidad del motor principal.

25 El límite de par de la máquina hidráulica se puede calcular en función de un error de velocidad del motor principal (por ejemplo, un error de velocidad del motor), opcionalmente, en el que el error de velocidad del motor principal se determina por medio de la comparación de una medición de la velocidad del motor principal (por ejemplo, la velocidad del motor) y un punto de ajuste de la velocidad del motor principal (por ejemplo, un punto de ajuste de la velocidad del motor).

Típicamente, el motor primario comprende un regulador de motor primario (por ejemplo, un regulador de motor) que regula el motor primario a una velocidad objetivo determinada en respuesta a una entrada del operador. La velocidad objetivo se puede determinar en función de un límite de par definido en una base de datos.

30 El procedimiento puede comprender la recepción de una señal de desplazamiento de la máquina hidráulica de entrada y la salida de una señal de desplazamiento de la máquina hidráulica de salida que se restringe selectivamente para evitar que se supere un límite de par, que tiene en cuenta una función de límite de par y un error de velocidad del motor principal (por ejemplo, un error de velocidad del motor). El controlador puede estar configurado para procesar una señal de desplazamiento de la máquina hidráulica y calcular (por ejemplo, la salida) una señal de desplazamiento de la máquina hidráulica que se restringe selectivamente para evitar que se supere un límite de par, que tiene en cuenta una función de límite de par y un error de velocidad del motor principal (por ejemplo, un error de velocidad del motor)

35 La señal de desplazamiento de la máquina hidráulica puede ser representativa (por ejemplo, puede comprender un valor numérico proporcional a) de una fracción del desplazamiento máximo por revolución del eje giratorio de la máquina hidráulica (F_d).

40 Es conocido el suministro de vehículos industriales (por ejemplo, excavadoras) que comprenden una pluralidad de válvulas de alivio de presión. Las válvulas de alivio de presión evitan los daños debidos al exceso de presión durante las funciones de movimiento de los vehículos industriales. También se sabe que se proporciona una pluralidad de válvulas de alivio de presión en la que diferentes válvulas de alivio de presión tienen diferentes funciones. Por ejemplo, las respectivas válvulas de alivio de presión podrían estar asociadas con el movimiento de cada uno de los brazos, un motor de oruga, un motor de giro, etc.

45 Cuando se alcanza el límite de presión ("presión PRV", o presión de la válvula de alivio de presión), una PRV se abre, lo cual permite la salida del exceso de fluido hidráulico y de ese modo evita nuevos aumentos de presión. Evita que las presiones alcancen niveles inseguros en el sistema. Sin embargo, esto da lugar a ineficiencias en el sistema, dado que la energía del fluido se convierte en calor sobre la válvula y se pierde posteriormente.

50 En consecuencia, algunas realizaciones de la invención buscan proporcionar un procedimiento por el cual evitar alcanzar la presión de la PRV durante el uso de una máquina, o en algunas realizaciones incluso omitir una o más (o todas) las PRV. El controlador puede estar configurado para recibir una presión medida y comparar la presión medida con un límite de presión (predeterminado) y limitar el desplazamiento cuando la presión medida está dentro de un margen (que puede estar, por ejemplo, en el intervalo de 70% a 100%) del límite de presión. El procedimiento puede comprender la recepción de una presión medida y la comparación de la presión medida con un límite de presión

(predeterminado) y la limitación del desplazamiento cuando la presión medida está dentro de un margen (que puede estar, por ejemplo, en el intervalo de 70% a 100%) del límite de presión. El límite de presión puede ser un límite de presión de un limitador de presión del sistema, tal como una válvula de alivio de presión. El procedimiento puede comprender la detección de la presión actual, la comparación de la presión con una presión PRV y la limitación del desplazamiento cuando la presión actual está dentro del margen de la presión PRV.

Opcionalmente, el controlador puede estar configurado para recibir una presión medida y comparar la presión medida con un límite de presión. Opcionalmente, el controlador puede estar configurado para recibir una presión medida y comparar la presión medida con el límite de presión y limitar el desplazamiento cuando la presión medida se acerca o es sustancialmente igual al límite de presión.

Opcionalmente, el límite de presión (y/o el umbral de presión) puede ser la presión a la que se accionará una válvula de alivio de presión para liberar el fluido presurizado. La presión limitada (y/o la presión umbral) puede ser una presión aceptable predeterminada.

Opcionalmente, la presión se puede medir en un lugar del circuito hidráulico que no esté en comunicación fluida con una válvula de alivio de presión.

En algunas realizaciones, el vehículo (opcionalmente una excavadora) puede no tener ninguna válvula de alivio de presión, sin embargo, típicamente el vehículo comprenderá una pluralidad de válvulas de alivio de presión (por ejemplo, cuando sea dictado por disposiciones de seguridad).

Típicamente, diferentes PRV están asociadas con diferentes funciones y por lo tanto tendrán diferentes presiones de apertura de PRV (por ejemplo, la presión de apertura de PRV para elevar un brazo de una excavadora puede ser diferente (por ejemplo, mayor o menor) a la presión de apertura de PRV para bajar un brazo de una excavadora).

El controlador puede estar configurado para recibir la demanda y/o las órdenes del usuario y para tener en cuenta la demanda y/o las órdenes del usuario al determinar si la presión medida está dentro de un margen del límite de presión. El procedimiento puede comprender tener en cuenta la demanda y/o los comandos del usuario (por ejemplo, los comandos introducidos a través de uno o más joysticks) a la hora de calcular dónde se encuentra la presión medida dentro de un margen del límite de presión (es decir, la presión de apertura de la PRV respectiva). Por ejemplo, el límite de presión y/o el margen pueden variar con la demanda y/o las órdenes del usuario u otros parámetros, por ejemplo, la posición del actuador o la velocidad de movimiento.

Se sabe que se puede proporcionar un vehículo (por ejemplo, una excavadora) en el que se suministra flujo para permitir la actuación de numerosas funciones (por ejemplo, funciones de la excavadora) simultáneamente. En algunas circunstancias, el flujo excesivo se puede dirigir a una o más funciones (por ejemplo, si un valor de flujo almacenado en una tabla de consulta asociada a dicha función es inexacto). Esto podría dar lugar a que la presión alcanzara un límite de la PRV y a que saliera un caudal excesivo a través de una PRV para evitar que se dañaran partes de la máquina hidráulica u otros componentes del circuito hidráulico. Sin embargo, cuando el flujo sale a través de un PRV, la energía asociada a ese flujo se pierde, lo que da lugar a ineficiencias. Otro efecto adverso del exceso de flujo a una función podría ser el aumento de la caída de presión sobre el carrete (pero sin alcanzar la presión del PRV). Esto provoca una gran pérdida de potencia sobre el carrete.

El procedimiento puede comprender la medición de una entrada de un usuario (por ejemplo, una entrada suministrada a través de un joystick) para generar una señal de control que se utiliza para determinar un desplazamiento de la máquina hidráulica, o al menos el grupo de una o más cámaras de trabajo. El controlador puede recibir una entrada del usuario y generar una señal de control que se utiliza para determinar un desplazamiento de la máquina hidráulica, o al menos el grupo de una o más cámaras de trabajo. Esto funciona en modo de bucle abierto, por lo que no hay ningún sistema de retroalimentación con el que corregir un error. Estas máquinas suelen ser muy exactas.

La señal de control puede ser una señal de control de los distribuidores (por ejemplo, una presión de pilotaje o una señal de activación proporcional) que determina el grado de apertura de los distribuidores. La señal de control se puede utilizar para regular un caudal de fluido hidráulico desde el grupo de una o más cámaras de trabajo hacia el o los actuadores.

Puede ser que el aparato comprenda además al menos un distribuidor en el circuito hidráulico, a través del cual el fluido hidráulico fluye en uso desde el grupo de una o más cámaras de trabajo a uno o más de los actuadores hidráulicos, y sensores de presión configurados para medir la presión del fluido hidráulico antes y después del al menos un distribuidor, por ejemplo en la salida de la máquina hidráulica y en el uno o más actuadores.

El controlador está típicamente configurado para determinar una caída de presión a través de la al menos una válvula de carrete a partir de las mediciones de presión de los sensores de presión, y para recibir una señal (medida) de posición de la válvula de carrete, indicativa de la posición de la válvula de carrete, o una señal de control de la válvula de carrete, y para limitar el desplazamiento de la una o más cámaras de trabajo si la caída de presión determinada excede un umbral de caída de presión cuyo umbral de caída de presión se determina en función de la señal de posición de la válvula de carrete o de la señal de control de la válvula de carrete, respectivamente. El procedimiento comprende típicamente la determinación de una caída de presión a través de la al menos una válvula de carrete a partir de las

mediciones de presión de los sensores de presión, y la recepción de una señal (medida) de posición de la válvula de carrete, indicativa de la posición de la válvula de carrete, o de una señal de control de la válvula de carrete, y la limitación del desplazamiento de la una o más cámaras de trabajo si la caída de presión determinada supera una caída de presión umbral, cuya caída de presión umbral se determina en función de la señal de posición de la válvula de carrete o de la señal de control de la válvula de carrete, respectivamente.

La caída de presión umbral es o está relacionada con (por ejemplo, dentro de un margen predeterminado de) una caída de presión esperada. La caída de presión esperada se puede calcular en función de la señal de posición del distribuidor o de la señal de control del distribuidor. El umbral de caída de presión se puede determinar por medio de la búsqueda en una tabla de búsqueda. El umbral de caída de presión puede ser una caída de presión aceptable. El umbral de caída de presión puede ser una caída de presión aceptable dado el flujo indicado por la señal de posición de la válvula de carrete o la señal de control de la válvula de carrete. La caída de presión es indicativa del caudal y, por lo tanto, un caudal excesivo es indicativo de un caudal superior al esperado dada la señal de posición de la válvula de distribución o la señal de control de la válvula de distribución, respectivamente. Si se detecta un exceso de caudal, se limita el desplazamiento del grupo de una o más cámaras de trabajo. El umbral de caída de presión se puede determinar en función de uno o más factores adicionales, así como de la señal de posición del distribuidor o de la señal de control del distribuidor.

Los sensores de presión pueden comprender un sensor de presión a la salida del grupo de una o más cámaras de trabajo de la máquina hidráulica y un sensor de presión a la entrada en uno o más de los actuadores hidráulicos.

Típicamente, las válvulas (por ejemplo, de carrete) están normalmente cerradas y configuradas para ser abiertas en respuesta a un comando de usuario (por ejemplo, una entrada de comando de usuario a través de un joystick) para dirigir de ese modo el flujo, opcionalmente (por ejemplo), a uno o más actuadores. Las válvulas de carrete suelen tener un puerto principal (por ejemplo, el central) que puede estar abierto por defecto (es decir, normalmente abierto) para proporcionar una ruta de flujo por defecto (por ejemplo, un conducto) a través del cual el fluido desplazado por una o más cámaras de trabajo puede fluir, opcionalmente a un tanque y uno o más puertos adicionales (por ejemplo, conectados a uno o más actuadores) que pueden estar cerrados por defecto y que se pueden abrir en respuesta a un comando del usuario o del controlador. Las válvulas de carrete suelen incluir uno o más puertos adicionales que pueden estar cerrados por defecto (es decir, normalmente cerrados) y que se pueden abrir en respuesta a una orden del usuario (opcionalmente una orden del controlador). Normalmente, cuando se abre otro puerto, se cierra el principal (por ejemplo, el central). Es posible determinar el grado de apertura de un puerto de un distribuidor por medio de la medición de una señal de control asociada al distribuidor (por ejemplo, la señal de control puede ser una presión de pilotaje). También es posible probar un sensor de posición de la válvula de carrete (que puede, por ejemplo, determinar la posición de un miembro de la válvula de carrete en relación con un cuerpo de la válvula).

El grupo de una o más cámaras de trabajo puede estar conectado a uno o más actuadores a través de un puerto específico de una válvula de carrete que tiene una pluralidad de puertos. En ese caso, es la apertura de ese puerto específico la que determinará el caudal que conduce a la pérdida de carga que se va a medir.

Típicamente, los distribuidores comprenden un puerto principal, que puede estar abierto por defecto, para proporcionar de ese modo una vía de flujo por defecto a través de la cual el fluido desplazado por el grupo de una o más cámaras de trabajo puede fluir, opcionalmente hacia un tanque, y uno o más puertos adicionales que pueden estar cerrados por defecto y que se pueden abrir en respuesta a un comando del usuario o del controlador. Dicho puerto específico puede ser un puerto principal o un puerto adicional.

El controlador puede estar configurado para recibir una entrada del usuario, una medición de una señal de control de la válvula de distribución y una medición de la velocidad de rotación del eje giratorio, para determinar de ese modo (por ejemplo, calcular), opcionalmente con referencia a una tabla de búsqueda, una estimación de bucle abierto del desplazamiento requerido y típicamente también para determinar (por ejemplo, calcular) una estimación del flujo sobre la base de la medición de la velocidad de rotación del eje giratorio y la estimación de bucle abierto del desplazamiento requerido. En consecuencia, el procedimiento puede comprender la recepción y el procesamiento de una señal de control de la válvula de carrete (por ejemplo, la presión de pilotaje), en respuesta a una entrada del usuario, y una medición de la velocidad de rotación del eje giratorio para calcular de ese modo (por ejemplo, con referencia a una tabla de búsqueda) una estimación de bucle abierto del desplazamiento requerido y para calcular un flujo estimado sobre la base de la medición de la velocidad del eje y la estimación de bucle abierto del desplazamiento requerido.

En lugar de la señal de control de los distribuidores, se puede utilizar una señal de retroalimentación de los distribuidores, por ejemplo la posición del distribuidor.

El procedimiento puede comprender la determinación de un valor representativo de una caída de presión a través del distribuidor sobre la base de la señal de control (y, por lo tanto, sobre la base de la apertura del distribuidor), y la medición de la caída de presión real (por ejemplo, por medio de la recepción de mediciones de presión de los sensores de presión en la máquina hidráulica y en el actuador) y la comparación de la caída de presión real con una caída de presión umbral y la reducción del desplazamiento si la caída de presión real supera la caída de presión umbral. El controlador puede estar configurado para determinar un valor representativo de una caída de presión a través del distribuidor sobre la base de la señal de control (y, por lo tanto, sobre la base de la apertura del distribuidor), y para

medir la caída de presión real (por ejemplo, por medio de la recepción de las mediciones de presión de los sensores de presión en la máquina hidráulica y en el actuador) y para comparar la caída de presión real con un umbral de caída de presión y para reducir el desplazamiento si la caída de presión real supera el umbral de caída de presión.

5 La potencia disipada sobre el distribuidor es una función del flujo que pasa por el distribuidor y de la caída de presión sobre el distribuidor. La caída de presión sobre el distribuidor es proporcional al cuadrado del caudal que pasa por el distribuidor. Por lo tanto, si la caída de presión es alta, indica que se está desperdiciando mucha energía a través del
10 carrete. En consecuencia, el umbral de caída de presión para una determinada posición de la válvula de carrete o señal de control de la válvula de carrete se establece en función de lo que se considera una pérdida de potencia aceptable en una determinada posición del carrete. De ese modo, cuando la caída de presión excede el umbral de
15 caída de presión, el flujo hacia uno o más actuadores se puede reducir (por ejemplo, limitarse) para de ese modo limitar la pérdida de potencia. Esto tiene el efecto de mejorar la eficiencia. En el uso, un operador puede ajustar la señal de control de la válvula de carrete (por ejemplo, la señal de pilotaje), típicamente a través de un joystick, para aumentar de ese modo la apertura de la (por ejemplo, la válvula de carrete) y por lo tanto para causar un aumento de la velocidad en el uno o más actuadores. La caída de presión para un caudal determinado a través de una apertura de válvula mayor (por ejemplo, de carrete) es menor.

Típicamente, el controlador hace que el flujo se reduzca si la caída de presión real excede el umbral de caída de presión mediante el uso de un lazo de control proporcional-integral. El procedimiento puede comprender hacer que el
20 flujo se reduzca si la caída de presión real supera el umbral de caída de presión mediante el uso de un bucle de control proporcional-integral. Este lazo de control proporcional-integral está configurado de forma que la parte integral del lazo de control sólo se puede integrar cuando la caída de presión real supera el umbral de caída de presión o devolver el valor integrado a cero en el caso de que la caída de presión real sea inferior a la caída de presión aceptable. La parte proporcional del lazo de control se aplica cuando la caída de presión real no supera la caída de presión aceptable. Típicamente, la parte proporcional del lazo de control está configurada para no causar ningún cambio en el flujo si la
25 caída de presión real no excede el umbral de caída de presión. En consecuencia, el controlador (es decir, a través del bucle de control integral-proporcional) normalmente sólo actúa para reducir el flujo (por ejemplo, el desplazamiento), es decir, el bucle de control proporcional-integral no actúa para aumentar el flujo. El procedimiento suele incluir únicamente la reducción del flujo.

Puede ser que, cuando el controlador restrinja selectivamente el desplazamiento del grupo de una o más cámaras de trabajo para dar menos flujo, el desplazamiento se reduzca por debajo (por ejemplo, por un margen predeterminado)
30 del desplazamiento indicado por la señal de control de la válvula de carrete (que a su vez se determina típicamente por la posición de un control operable manualmente) y/o por debajo (por ejemplo, por un margen predeterminado) del desplazamiento que se esperaría que diera la caída de presión medida durante el funcionamiento normal. De ese modo, el controlador puede sobrelimitar el desplazamiento del grupo de una o más cámaras de trabajo. El procedimiento puede comprender la reducción del desplazamiento por debajo (por ejemplo, por un margen
35 predeterminado) del desplazamiento indicado por la señal de control de la válvula de carrete (que a su vez se determina típicamente por la posición de un control operable manualmente) por debajo (por ejemplo, por un margen predeterminado) del desplazamiento que se esperaría que diera la caída de presión medida durante el funcionamiento normal. De ese modo, el procedimiento puede comprender la sobre limitación del desplazamiento del grupo de una o más cámaras de trabajo.

40 Esto tiene el efecto de instar al operador a mover el control operable manualmente a una posición que hace que la válvula de carrete esté más abierta y/o que la una o más cámaras de trabajo desplacen más fluido. Esto tiene la ventaja de permitir un funcionamiento más eficiente y evita las ineficiencias asociadas a los distribuidores proporcionales.

45 Cuando el desplazamiento es regulado (por ejemplo, aumentado, disminuido o limitado) esto típicamente comprende (por ejemplo, se logra por medio de) la regulación (por ejemplo, el aumento, la disminución o limitación) de la señal de demanda.

Las oscilaciones resonantes en los vehículos tienen un número de efectos negativos, por ejemplo, daños en los componentes, ruidos inaceptables y vibraciones experimentadas por el operador. Los vehículos con transmisiones
50 hidráulicas pueden resultar dañados por las oscilaciones resonantes derivadas del funcionamiento de una máquina hidráulica dentro de la transmisión hidráulica o conectada a ella, incluidas las oscilaciones resonantes derivadas del funcionamiento de la transmisión hidráulica. Sin embargo, se ha comprobado que cuando se emplean máquinas y motores hidráulicos del tipo descrito anteriormente, pueden surgir vibraciones, resultantes de la naturaleza pulsátil del flujo a través de la máquina hidráulica, que pueden dar lugar a oscilaciones si coinciden con una frecuencia de resonancia de uno o más componentes. La vibración de un componente a su frecuencia de resonancia sólo se
55 producirá si existe una vía de transmisión mecánica desde la fuente de excitación hasta el componente. Se pueden producir vibraciones que dependen de la frecuencia con la que se seleccionan los ciclos activos. Por ejemplo, si se seleccionan diez ciclos activos por segundo, espaciados igualmente en el tiempo, las vibraciones pueden surgir a 10 Hz. Del mismo modo, también pueden surgir problemas por las vibraciones asociadas a la frecuencia de los ciclos inactivos del volumen de la cámara de trabajo. Por ejemplo, si en cada revolución del eje, todas las cámaras de trabajo llevan a cabo un ciclo activo pero una cámara de trabajo cada 0,1 segundos lleva a cabo un ciclo inactivo, en el que los ciclos inactivos están espaciados en el tiempo por igual, puede haber una vibración de 10 Hz, como resultado.

Estas vibraciones pueden ser más perjudiciales, simplemente porque se hacen relevantes cuando la máquina está funcionando a una proporción elevada de desplazamiento máximo, y por lo tanto en circunstancias en las que hay un alto rendimiento de potencia, y actúan mayores fuerzas.

5 Normalmente, el funcionamiento de una máquina hidráulica dentro de un vehículo (por ejemplo, una excavadora) generará vibraciones que se pueden clasificar en tres grupos: vibraciones inaceptables, indeseables y aceptables. El controlador puede estar configurado para determinar (y el procedimiento puede comprender la determinación) si las vibraciones se clasifican como vibraciones inaceptables, vibraciones indeseables o vibraciones aceptables en función de factores que comprenden la magnitud de estas vibraciones y/o la frecuencia de estas vibraciones y/o es la presencia de una vía de transmisión mecánica de estas vibraciones para permitir la excitación de otros componentes. Cuando la demanda es cuantificada, las pulsaciones de salida de la máquina hidráulica pueden contener un cierto contenido de frecuencia que comprende frecuencias que no se consideran inaceptables o indeseables, dado que no causan vibraciones percibidas por el conductor, o no dan lugar a ruidos audibles, o dan lugar a vibraciones que podrían causar daños a los componentes. Sin embargo, el contenido de frecuencia puede provocar pulsaciones en la presión que no deseamos utilizar al calcular el par de la máquina hidráulica. Se conoce el contenido de frecuencia de la presión, que se puede eliminar por medio de un filtro de promedio móvil. (En el caso de que el tamaño de la ventana se ajuste dinámicamente de forma que el filtro de promedio móvil elimine esta frecuencia aceptable en particular, el filtro también eliminará los armónicos de esa frecuencia, y como el filtro de promedio móvil es un tipo de filtro de paso bajo, también atenuará parcialmente todas las frecuencias por encima de la frecuencia aceptable.

20 La señal de demanda es utilizada por la máquina hidráulica (por ejemplo, por un controlador de la máquina hidráulica) para tomar decisiones sobre si cada cámara de trabajo del grupo de una o más cámaras de trabajo lleva a cabo un ciclo activo o un ciclo inactivo para cada cámara de trabajo en cada ciclo de volumen de la cámara de trabajo. Cuando la señal de demanda se calcula en respuesta a una propiedad medida del circuito hidráulico o de uno o más actuadores, hemos comprobado que puede haber vibraciones u oscilaciones no deseadas derivadas de las frecuencias de activación o inactivación de los cilindros resultantes del patrón de ciclos activos e inactivos implementado por la máquina hidráulica en respuesta a la señal de demanda. Esto puede ocurrir, por ejemplo, si la propiedad medida es la presión o el caudal en un lugar del circuito hidráulico en comunicación fluida con el grupo de una o más cámaras de trabajo, y/o una posición o velocidad de movimiento de uno o más de los actuadores en comunicación fluida con el grupo de una o más cámaras de trabajo. Sería ventajoso suprimir estas frecuencias del bucle de retroalimentación.

30 Puede ser que la señal de demanda a la que responde la máquina hidráulica esté cuantificada, que tiene uno de una pluralidad de valores discretos. Puede ser que se reciba una señal de demanda (opcionalmente continua) y se cuantifique, por ejemplo, por medio de la selección del valor discreto más cercano a la demanda recibida, o el siguiente valor discreto por encima o por debajo de la demanda recibida. La histéresis se puede aplicar en la etapa de cuantificación, para evitar el parpadeo. La pluralidad de valores discretos puede ser representativa de la fracción promedio del desplazamiento total del fluido por el grupo de una o más cámaras de trabajo). Puede haber una etapa de determinación de los valores discretos, por ejemplo, calculándolos o leyéndolos de la memoria, y pueden ser variables, por ejemplo, en función de la velocidad de rotación del eje giratorio.

40 Puede ser que el controlador esté configurado para calcular, y el procedimiento puede comprender calcular, la señal de demanda por medio del filtrado de una señal de control basada en la propiedad medida del circuito hidráulico o de uno o más actuadores mediante el uso de un filtro, en el que el filtro atenúa una o más frecuencias que surgen de un patrón de ciclos activos e inactivos del volumen de la cámara de trabajo que resulta de la máquina hidráulica que selecciona el desplazamiento neto de fluido hidráulico por cada cámara de trabajo que responde a la señal de demanda. Puede ser que dicho uno o más filtros comprendan al menos un filtro de promedio móvil. Puede ser que la propiedad medida del circuito hidráulico sea una presión medida (por ejemplo, en una salida de la máquina hidráulica, en uno o más actuadores, antes o después de una o más válvulas de control, etc.)

El filtro se puede variar en función de un valor actual o anterior de la señal de demanda para suprimir de ese modo las frecuencias derivadas del patrón de las cámaras de trabajo que experimentan ciclos activos o inactivos derivados de la señal de demanda (cuantificada).

50 La pluralidad de valores discretos de la señal de demanda puede o no estar igualmente espaciada. Los valores discretos pueden o no variar con la velocidad de rotación del eje giratorio. Si varían con la velocidad de rotación del eje giratorio, se pueden seleccionar para reducir la generación de componentes de baja frecuencia. Por ejemplo, puede haber menos de 1000 o menos de 100 valores discretos. Cuando la señal de demanda es digital, no nos referimos a los posibles valores impuestos por la lógica binaria, sino a un subconjunto de los valores que se podrían representar digitalmente dado el tamaño de los bits de la señal de demanda. De ese modo, los valores discretos suelen representar menos del 10%, menos del 1% o menos del 0,1% de los valores digitales que podría tener la señal de demanda, dada su longitud de bits.

60 Puede ser que los valores de los valores discretos varíen con la velocidad de rotación del eje giratorio y sean seleccionados para evitar la generación de frecuencias indeseables y/o inaceptables cuando la máquina hidráulica controla el desplazamiento neto del grupo de una o más cámaras de trabajo para implementar la demanda cuantificada.

El filtro de promedio móvil suele tener una ventana de filtrado. Puede ser que la ventana de filtrado tenga una longitud de ventana de filtrado seleccionada en función del valor discreto de la señal de demanda y de la velocidad de rotación del eje giratorio para atenuar una frecuencia que surge del grupo de una o más cámaras de trabajo que llevan a cabo ciclos activos o inactivos de volumen de la cámara de trabajo a ese valor discreto de la señal de demanda y a esa velocidad de rotación del eje giratorio. Puede ser que la ventana de filtrado tenga una longitud de ventana de filtrado correspondiente a un valor inverso de una frecuencia mínima predeterminada. De ese modo, el filtro eliminará los componentes de la frecuencia mínima predeterminada y, normalmente, también atenuará los componentes de menor frecuencia. Típicamente, la frecuencia mínima predeterminada es proporcional a la velocidad de rotación del eje giratorio, para un patrón dado de ciclos activos e inactivos/demanda dada. La frecuencia mínima predeterminada se puede determinar a partir de un parámetro almacenado en la memoria para un valor discreto dado de la señal de demanda y de la velocidad de rotación del eje giratorio.

Aunque la longitud de la ventana del filtro puede ser fija, típicamente el controlador de la máquina hidráulica está configurado para causar ajustes periódicos de la longitud de la ventana del filtro en dependencia de la señal de demanda. El procedimiento puede comprender la realización de ajustes periódicos de la longitud de la ventana del filtro en función de la señal de demanda, por ejemplo, una vez por cada rotación del eje giratorio.

Se conocen los filtros de promedio móvil que toman el promedio de una función especificada sobre un número determinado de puntos de datos anteriores (por ejemplo, datos en una ventana de datos determinada). Al calcular el promedio, se puede asignar una ponderación diferente a los diferentes puntos de datos, o se puede asignar una ponderación sustancialmente igual a cada punto de datos (por ejemplo, cuando el promedio móvil es efectivamente una media móvil). Los promedios pueden ser aritméticas, armónicas o geométricas, la mediana, la moda, etc. Cuando un filtro de promedio móvil tiene un período de filtrado fijo (por ejemplo, una ventana de datos de tamaño fijo) es poco probable que el filtro de promedio móvil filtre eficazmente todas las frecuencias no deseadas. Sin embargo, cuando la forma de onda de una función contiene una señal con una frecuencia determinada que tiene el mismo período que el tamaño de la ventana de promedio móvil, esa frecuencia se atenúa completamente (es decir, se filtra) de la función. Por lo tanto, es posible eliminar cualquier frecuencia por medio de la selección del tamaño de la ventana de un filtro de promedio móvil de forma que coincida con el período de esa frecuencia. Dado que el filtro de promedio móvil actúa como un filtro de paso bajo, cualquier frecuencia por encima de dicha frecuencia será al menos parcialmente atenuada. Otro aspecto de la invención proporciona un filtro de promedio móvil con un tamaño de ventana que cambia dinámicamente.

Las cámaras de trabajo individuales son seleccionables, por ejemplo, por un módulo de control de válvulas, en cada ciclo de volumen de la cámara de trabajo, para desplazar un volumen fijo predeterminado de fluido hidráulico (un ciclo activo), o para someterse a un ciclo inactivo (también denominado ciclo de inactividad) en el que no hay desplazamiento neto de fluido hidráulico, permitiendo de ese modo que el rendimiento neto de fluido de la máquina se adapte dinámicamente a la demanda indicada por la señal de demanda. El controlador y/o el módulo de control de válvulas pueden ser operables para hacer que las cámaras de trabajo individuales experimenten ciclos activos o ciclos inactivos por medio de la ejecución de un algoritmo (por ejemplo, para cada ciclo de volumen de la cámara de trabajo). El procedimiento puede comprender la ejecución de un algoritmo para determinar si las cámaras de trabajo individuales se someten a ciclos activos o a ciclos inactivos (por ejemplo, para cada ciclo de volumen de la cámara de trabajo). El algoritmo suele procesar la señal de demanda (por ejemplo, cuantificada).

El patrón de ciclos activos e inactivos del volumen de la cámara de trabajo llevado a cabo por las cámaras de trabajo tiene un espectro de frecuencia con uno o más picos de intensidad. Por ejemplo, si las cámaras de trabajo llevaran a cabo, de forma alternada, ciclos activos e inactivos, se produciría un pico de intensidad a una frecuencia igual a la mitad de la frecuencia de ciclos del volumen de la cámara de trabajo. De forma más general, las cámaras de trabajo sufrirán un patrón más complejo de ciclos activos e inactivos, que tiene un espectro de frecuencia con uno o más picos de intensidad.

El patrón de ciclos activos e inactivos del volumen de la cámara de trabajo llevado a cabo por las cámaras de trabajo tiene típicamente un período finito, en el que el período finito puede variar dentro de un intervalo de valores aceptables. Por ejemplo, el patrón de ciclos activos e inactivos puede tener un período mínimo de al menos 0,001 s, o al menos 0,005 s, o al menos 0,01 s y/o puede tener un período máximo de al menos 0,1 s, o al menos 0,5 s.

En una máquina de ejemplo, el período mínimo puede ser de 2 ms (causado por la frecuencia de activación de los 12 cilindros a una velocidad máxima de 2050 RPM). Los expertos en la técnica apreciarán que con velocidades más altas del motor principal, o con más cilindros, el período mínimo podría ser de 1 ms (o inferior). En una primera realización, es preferente eliminar todas las frecuencias inferiores a 5 Hz, lo que corresponde a un período de 0,2 s.

Típicamente, el intervalo de períodos aceptables se selecciona en función del contenido de frecuencia aceptable. A partir de este período máximo aceptable se seleccionará un intervalo finito aceptable de demandas de desplazamiento que dependerá del número de cilindros y del intervalo de funcionamiento del motor principal. Por ejemplo, el intervalo de valores F_d aceptables se puede seleccionar para comprender un número finito de fracciones enteras de la demanda de desplazamiento. Los denominadores del número finito de fracciones enteras se pueden seleccionar en función de la velocidad de rotación del eje de rotación, por ejemplo, los denominadores se pueden seleccionar de forma que el período sea inferior a un período máximo. Normalmente, los valores aceptables de los denominadores del número

finito de fracciones enteras varían en función de la velocidad de rotación del eje giratorio. Es beneficioso tener un período corto porque esto corresponde a ciclos más frecuentes del volumen de la cámara de trabajo activa o inactiva y por lo tanto elimina el contenido de baja frecuencia de las activaciones de la cámara.

5 Típicamente, el tamaño de la ventana del filtro de promedio móvil se selecciona en función de la frecuencia del patrón de ciclos activos e inactivos del volumen de la cámara de trabajo. Por ejemplo, si el patrón de ciclos activos e inactivos del volumen de la cámara de trabajo tiene una frecuencia de 10,5 Hz, el tamaño de la ventana del filtro de promedio móvil se puede seleccionar de forma que tenga un período de 0,095 s.

10 La frecuencia de las cámaras de trabajo que llevan a cabo ciclos activos o inactivos es proporcional a la velocidad de rotación del eje giratorio (revoluciones por segundo). Esto se debe a que normalmente habrá un punto durante cada ciclo de volumen de la cámara de trabajo en el que una determinada cámara de trabajo se compromete a llevar a cabo un ciclo activo o un ciclo inactivo. Por ejemplo, se suele decidir si se cierra o no una válvula controlada electrónicamente que regula el flujo de fluido hidráulico entre una cámara de trabajo y el colector de fluido hidráulico de baja presión. De ese modo, las frecuencias (potencialmente indeseables) derivadas de una determinada secuencia de ciclos activos e inactivos son proporcionales a la velocidad a la que se producen los ciclos, es decir, proporcionales a la velocidad de rotación del eje giratorio. De ese modo, el tamaño de la ventana del filtro de promedio móvil se selecciona típicamente en función de la señal de demanda y de la velocidad de rotación del eje giratorio.

15 No obstante, puede haber frecuencias no deseadas (por ejemplo, una gama de frecuencias) que comprenden una o más frecuencias resonantes de una porción de una máquina hidráulica y/o una o más frecuencias resonantes de una porción del vehículo (por ejemplo, la excavadora), que forma parte de o está en comunicación mecánica con (por ejemplo, acoplada mecánicamente a) la máquina hidráulica, cuyas frecuencias resonantes no varían proporcionalmente a la velocidad de rotación del eje giratorio.

20 Lo importante es la frecuencia con la que varía el número de cámaras de trabajo que llevan a cabo ciclos activos (o inactivos, de acuerdo con el caso). Si el número de cámaras de trabajo que llevan a cabo ciclos activos (o inactivos, de acuerdo con el caso) se modificó en una cantidad constante, eso no afecta a la frecuencia fundamental. Por ejemplo, si en puntos de decisión sucesivos (es decir, puntos en el tiempo en los que se decide si una o más cámaras de trabajo se deben someter a ciclos activos o inactivos), se determina que una secuencia de cámaras de trabajo puede estar representada por 1's y 0's, en el que 0 representa un ciclo de cámara inactiva y 1 representa un ciclo de cámara activa, por ejemplo: 0, 0, 0, 1, 0, 0, 0, 1 (esta secuencia tiene la misma frecuencia fundamental que la secuencia 1, 1, 1, 0, 1, 1, 0).

30 En consecuencia, la invención reconoce que la máquina hidráulica generará vibraciones con picos de intensidad a frecuencias que dependen del patrón de ciclos activos e inactivos llevados a cabo por las cámaras de trabajo y que, para una secuencia dada de ciclos activos e inactivos, es proporcional a la velocidad de rotación del eje giratorio. De acuerdo con la invención, el patrón de las señales de comando de la válvula se controla para reducir las vibraciones no deseadas evitando ciertos intervalos de F_d , lo que significa que el desplazamiento neto objetivo a veces no se cumple exactamente. Sin embargo, en los sistemas de retroalimentación de bucle cerrado se pueden corregir los errores derivados de ello. El patrón de las señales de mando de la válvula suele afectar a la frecuencia con la que se producen los uno o más picos de intensidad del espectro de frecuencias, por medio de la determinación de si cada cámara de trabajo sufre ciclos activos o inactivos. Sin embargo, si la cantidad de fluido hidráulico desplazado por las cámaras de trabajo varía entre ciclos, entonces el desplazamiento neto determinado por el patrón de señales de control de la válvula durante cada ciclo del volumen de la cámara de trabajo también afecta a la frecuencia a la que se producen los uno o más picos de intensidad del espectro de frecuencias.

45 Cuando la señal de demanda está cuantificada, los patrones de ciclos activos e inactivos en estos desplazamientos discretos ("desplazamientos cuantificados") causan patrones de habilitación de cilindros con contenido de frecuencia conocido y, como tal, se conoce el patrón de frecuencia más bajo de los patrones de habilitación de cilindros presentes. En consecuencia, el procedimiento puede comprender el ajuste dinámico (y el controlador puede estar configurado para ajustar) del tamaño de la ventana del filtro de promedio móvil, de forma que el filtro de promedio móvil atenúe totalmente la frecuencia más baja conocida. El procedimiento puede comprender el ajuste (y el controlador puede estar configurado para ajustar) del tamaño de la ventana del filtro de promedio móvil en función de la velocidad de rotación del eje giratorio y/o del desplazamiento actual del fluido hidráulico. Por ejemplo, si la cuantificación da lugar a un período de 10 ms, el tamaño de la ventana del filtro de promedio móvil se puede seleccionar para que también tenga un período de 10 ms y de ese modo atenuar, por ejemplo, el filtro) un patrón de habilitación de cilindros de 10 Hz.

50 Puede ser que el controlador reciba una señal de demanda (típicamente una señal de demanda continua) y determine una serie de valores correspondiente, dicha serie de valores corresponde a un patrón de ciclos activos y/o inactivos del volumen de la cámara de trabajo para satisfacer de ese modo la señal de demanda (es decir, cuando la señal de demanda (F_d) resultante del patrón de ciclos activos y/o inactivos del volumen de la cámara de trabajo se promedia durante un período de tiempo). El procedimiento puede comprender la recepción de una señal de demanda (típicamente una señal de demanda continua) y la determinación de una serie de valores correspondientes, dicha serie de valores corresponde a un patrón de ciclos activos y/o inactivos del volumen de la cámara de trabajo para satisfacer de ese modo la señal de demanda (es decir, cuando la señal de demanda (F_d) resultante del patrón de ciclos activos

y/o inactivos del volumen de la cámara de trabajo se promedia durante un período de tiempo).

Por ejemplo, el controlador puede recibir una señal de demanda continua para el 90% del desplazamiento máximo y puede determinar una serie de valores que comprenda al menos 100 valores, o preferentemente al menos 500 valores, o más preferentemente al menos 1000 valores. La serie de valores puede comprender una secuencia repetitiva y, por lo tanto, el patrón de ciclos activos y/o inactivos puede comprender un período que corresponde a la secuencia repetitiva.

El procedimiento puede comprender la selección de una frecuencia mínima permisible (por ejemplo, 5 Hz, 10 Hz), y posteriormente la creación de una lista cuantificada de la pluralidad de valores discretos de la demanda (por ejemplo, F_d), dichos valores (por ejemplo, de F_d) seleccionados para causar uno o más patrones de activación del cilindro, en el que dichos patrones sólo tienen contenido de frecuencia por encima de la frecuencia mínima permisible. El controlador puede estar configurado para determinar una frecuencia mínima permitida (por ejemplo, 5 Hz, 10 Hz), y posteriormente crear una lista cuantificada de la pluralidad de valores discretos de la demanda (por ejemplo, F_d), dichos valores (por ejemplo, de F_d) seleccionados para causar uno o más patrones de activación del cilindro, en el que dichos patrones sólo tienen contenido de frecuencia por encima de la frecuencia mínima permitida.

La lista cuantificada de valores admisibles de demanda puede depender del número de cilindros de la máquina y/o de la velocidad operativa de rotación de los ejes giratorios de la máquina (dado que la velocidad de rotación del eje giratorio y el número de cilindros afectarán a las frecuencias presentes para un valor de demanda determinado) Para cada valor de la demanda en la lista es posible calcular la frecuencia mínima presente. Mientras la máquina está en funcionamiento, la señal de demanda (filtrada) se transmite al controlador de la máquina hidráulica. El procedimiento puede comprender la recepción de un valor representativo de una demanda (por ejemplo, F_d) y de una velocidad de rotación medida del eje giratorio y la consulta de una tabla de búsqueda (para determinar de ese modo la frecuencia más baja presente como resultado de los patrones de ciclos activos e inactivos del volumen de la cámara de trabajo para dicha F_d demandada), por medio de la selección de un tamaño de ventana correspondiente a la frecuencia más baja presente, el cálculo de un promedio móvil (por ejemplo, la media) de una señal de control medida (por ejemplo, la presión) (es decir, a partir de las presiones medidas dentro de la ventana) y, de este modo, atenuar totalmente la frecuencia más baja presente en la señal de control (derivada del patrón de ciclos activos o inactivos del volumen de la cámara de trabajo). Como el filtro de promedio móvil es un tipo de filtro de paso bajo, las demás frecuencias por encima de la frecuencia mínima también se atenuarán parcialmente.

Típicamente, el procedimiento comprende ajustar dinámicamente el tamaño de la ventana seleccionada. El controlador puede estar configurado para ajustar dinámicamente el tamaño de la ventana seleccionada.

Normalmente, el tamaño de la ventana depende de la frecuencia más baja presente (que a su vez depende de la velocidad de rotación del eje giratorio). El tamaño de la ventana se puede sincronizar (es decir, ajustarse) una vez por señal de revolución.

Por medio del ajuste dinámico del tamaño de la ventana (típicamente para que coincida con la inversa de la frecuencia más baja conocida), el filtro de promedio móvil puede atenuar totalmente esta frecuencia de la señal de control o de demanda recibida. Esto tiene la ventaja de mejorar la velocidad del motor principal y de permitir que una máquina hidráulica funcione más cerca del límite de velocidad (o par) del motor principal durante un mayor porcentaje del tiempo en que está en uso.

Puede ser que una o más de las frecuencias resonantes (y/o intervalos de frecuencias indeseables) no varíen con la velocidad de rotación del eje giratorio. Sin embargo, puede ser que una o más de las frecuencias resonantes (y/o intervalos de frecuencias indeseables) varíen con la velocidad de rotación del eje giratorio. Una o más de las frecuencias resonantes (y/o intervalos de frecuencias indeseables) pueden variar en función de un parámetro, que puede ser independiente de la velocidad de rotación del eje giratorio. Por ejemplo, una o más de dichas frecuencias resonantes (por ejemplo, del ariete) pueden depender de la posición de un ariete o de la pluma. Los uno o más parámetros pueden ser parámetros medidos por uno o más sensores.

Este procedimiento es útil para atenuar las frecuencias conocidas de una máquina hidráulica que se controla para producir un desplazamiento cuantificado. El patrón de baja frecuencia del desplazamiento continuo puede, en algunos casos, causar grandes tamaños de ventana (por ejemplo, si la frecuencia es muy baja) y, como tal, un retraso considerable en el control. Además, como el desplazamiento es continuo (y no en etapas fijas) los patrones de actuación de la cámara de trabajo no alcanzan un estado de patrón repetitivo.

Puede ser que al menos uno de dichos filtros reciba una señal y emita una señal, en la que la señal de salida no cambia como resultado de que la señal de entrada cambie dentro de una banda. Típicamente, la señal de entrada es la señal de control (por ejemplo, la presión medida, el flujo o la posición o velocidad del actuador) o una señal derivada de la misma. Normalmente, la salida es la señal de demanda o se procesa posteriormente para dar la señal de demanda.

Las contribuciones de los accionamientos individuales de la cámara de trabajo pueden causar una ondulación de la presión pulsátil. Dado que los cambios en la presión se utilizan para permitir la toma de decisiones (por ejemplo, una decisión de cambio de F_d , etc.), los pequeños cambios en la presión causados por la ondulación de la presión pulsátil

podrían ser malinterpretados como cambios de presión reales y deliberados, lo que podría llevar a una decisión errónea.

5 Puede ser que la salida del filtro permanezca en un valor sustancialmente constante hasta que el valor de entrada cambie para estar fuera de un intervalo de rechazo predeterminado ("banda muerta") de la salida. Puede ser que la salida del filtro haga un cambio de etapa (por ejemplo, al valor actual de la entrada) cuando los valores de entrada cambian para estar fuera del intervalo de rechazo predeterminado de la salida.

Esto tiene la ventaja de que la ondulación de la presión pulsátil (o las variaciones en otras variables medidas utilizadas para la retroalimentación) no influyen en el control del par de la máquina hidráulica, pero los grandes cambios en la presión (no la ondulación), u otras señales de control, se tienen en cuenta.

10 El intervalo de rechazo predeterminado se puede seleccionar en respuesta a un intervalo esperado de pulsación de presión. El intervalo de rechazo predeterminado puede comprender un intervalo de presión de al menos 10 bar, al menos 20 bar o al menos 30 bar (por ejemplo, 20 bar). Los expertos en la técnica apreciarán que el intervalo de rechazo predeterminado se selecciona típicamente en función del sistema hidráulico específico en el que se pretende utilizar. Sin embargo, el intervalo de rechazo predeterminado puede ser opcionalmente ajustable, por ejemplo, si la conformidad y/o la rigidez del sistema hidráulico cambia (por ejemplo, cuando se proporciona un acumulador).

Los motores y las bombas tardan un tiempo finito en responder a un cambio en la demanda. Las bombas (por ejemplo, los ECM) suelen responder más rápidamente que los motores.

20 En consecuencia, otro aspecto de la invención proporciona un aparato que comprende un motor primario (por ejemplo, un motor) y una pluralidad de actuadores hidráulicos, una máquina hidráulica que tiene un eje giratorio accionado con el motor primario y que comprende una pluralidad de cámaras de trabajo que tienen un volumen que varía cíclicamente con la rotación del eje giratorio, un circuito hidráulico que se extiende entre un grupo de una o más cámaras de trabajo de la máquina hidráulica y uno o más de los actuadores hidráulicos,

25 cada cámara de trabajo de la máquina hidráulica comprende una válvula de baja presión que regula el flujo de fluido hidráulico entre la cámara de trabajo y un colector de baja presión y una válvula de alta presión que regula el flujo de fluido hidráulico entre la cámara de trabajo y un colector de alta presión, la máquina hidráulica está configurada para controlar activamente al menos las válvulas de baja presión del grupo de una o más cámaras de trabajo para seleccionar el desplazamiento neto de fluido hidráulico por cada cámara de trabajo en cada ciclo de volumen de la cámara de trabajo, y por lo tanto el desplazamiento neto de fluido hidráulico por el grupo de una o más cámaras de trabajo, en respuesta a una señal de demanda, 30 el aparato comprende un regulador de velocidad del motor principal operable para regular la velocidad del motor principal en respuesta a una señal de control del motor principal, en la que el aparato está configurado para regular la señal de control del motor principal por medio de una señal relacionada con una demanda de par.

35 La invención se extiende a un procedimiento de funcionamiento del aparato que comprende la regulación de la velocidad del motor primario en respuesta a una señal de control del motor primario, en la que la señal de control del motor primario se regula por medio de la alimentación de una señal relacionada con una demanda de par.

La demanda de par es típicamente una demanda de par de la máquina hidráulica, aunque puede ser una demanda de par de otro componente, por ejemplo de un componente que es accionado por la máquina hidráulica.

40 El procedimiento puede comprender la regulación del motor primario a una velocidad objetivo que responde a una entrada del operador (que normalmente establece la velocidad objetivo). Normalmente, el regulador de velocidad de la máquina motriz regula la velocidad deseada en función de la información facilitada por el operador (que suele fijar la velocidad deseada). La señal relacionada con una demanda de par puede ser la propiedad medida del circuito hidráulico o de uno o más actuadores, o una entrada de funcionamiento. La señal relacionada con la demanda de par motor puede estar asociada a una presión o a un caudal determinados. La señal relacionada con la demanda de par motor puede ser una señal filtrada. El regulador de velocidad de la máquina motriz puede ser un controlador de la máquina motriz (por ejemplo, que comprende uno o más procesadores que ejecutan un código de programa almacenado).

Típicamente, la señal de control del motor primario se regula para hacer que el regulador del motor primario aumente el par aplicado del motor primario en respuesta a un aumento en la demanda de par.

50 Típicamente, el procedimiento comprende regular, y el aparato está configurado para regular, la señal de control del motor primario para hacer que el regulador del motor primario aumente el par aplicado del motor primario y posteriormente, después de un período de retardo, (y opcionalmente en dependencia de una velocidad y/o presión y/o F_d , etc.), regular la señal de demanda para aumentar el desplazamiento del fluido de trabajo y el par ejercido por el grupo de una o más cámaras de trabajo. Típicamente esto es tal que el aumento del par ejercido por la una o más cámaras de trabajo se aplica simultáneamente con (por ejemplo, al mismo tiempo que) el aumento del par del motor principal. 55

El procedimiento puede comprender el cálculo de una demanda de la máquina hidráulica, haciendo que el motor

primario aumente el par para satisfacer la demanda, el retraso de la demanda de par de la máquina hidráulica hasta el punto en que el motor primario pueda satisfacer la demanda, y posteriormente tanto la carga de la bomba como el par del motor primario se aplican al mismo tiempo sin causar ningún par neto en el eje y para de ese modo mantener la velocidad del motor primario. El aparato puede estar configurado para calcular una demanda de la máquina hidráulica y hacer que el motor principal aumente el par para satisfacer la demanda, mientras que retrasa la demanda de par de la máquina hidráulica hasta el punto en el que el motor principal puede satisfacer la demanda, y posteriormente tanto la carga de la bomba como el par del motor principal se aplican al mismo tiempo sin causar ningún par neto en el eje y para de ese modo mantener la velocidad del motor principal.

Cuando el motor principal es un motor, esto tiene la ventaja de mejorar la estabilidad del motor al evitar su caída.

La invención se extiende a un procedimiento de funcionamiento del aparato que comprende la aplicación de un límite de par a la una o más máquinas hidráulicas. El aparato puede comprender un controlador que puede ser operable para aplicar un límite de par a la una o más máquinas hidráulicas.

Típicamente, el límite de par de la máquina hidráulica estará por debajo de un límite de par del motor principal en dependencia de una velocidad actual del motor principal (por ejemplo, la velocidad de rotación del eje giratorio). El controlador (por ejemplo, un controlador de la máquina motriz (por ejemplo, el controlador del motor) o un controlador de la máquina hidráulica) puede ser operable para recibir una medición de la velocidad actual de la máquina motriz y determinar un límite de par correspondiente de la máquina motriz, típicamente con referencia a una tabla de búsqueda que contiene una curva de velocidad de par. El procedimiento puede comprender la recepción de una medición de la velocidad actual del motor principal y la determinación de un límite de par correspondiente del motor principal, normalmente con referencia a una tabla de búsqueda que contiene una curva de velocidad de par.

Alternativa o adicionalmente, el controlador (de la máquina motriz o hidráulica) puede ser operable para recibir una medición de la velocidad actual de la máquina y determinar un límite de par correspondiente de la máquina, típicamente con referencia a una tabla de búsqueda que contiene una curva de velocidad de par. El procedimiento puede comprender la recepción de una medición de la velocidad actual de la máquina y la determinación de un límite de par correspondiente de la máquina, normalmente con referencia a una tabla de consulta que contiene una curva de velocidad de par.

Cuando el motor principal es un motor que tiene un turbocompresor, el controlador del motor principal puede tener en cuenta además, y el procedimiento puede comprender tener en cuenta, uno o más parámetros asociados con el turbocompresor. Por ejemplo, cuando el turbocompresor limita la rapidez con la que un motor cambia su salida de par (por ejemplo, debido a la constante de tiempo del sistema de inducción del turbocompresor y/o la inercia del turbocompresor), el controlador del motor principal puede aplicar, y el procedimiento puede comprender la aplicación, de un límite de par temporal adicional que sea inferior al límite de par del motor principal. El controlador de la máquina hidráulica puede ser operable para hacer que la máquina hidráulica implemente, y el procedimiento puede comprender la implementación de una o más (típicamente dos o más) tasas de cambio de par, opcionalmente en dependencia de las RPM, el par actual, el límite de par temporal adicional, el par máximo del motor principal y/o un factor de seguridad. La una o más tasas de cambio del par motor comprenden típicamente (por ejemplo, al menos) una primera tasa de cambio del par motor y una segunda tasa de cambio del par motor. El controlador de la máquina hidráulica puede ser operable para implementar, y el procedimiento puede comprender implementar, una primera tasa de cambio de par de la máquina hidráulica cuando el motor principal está operando por debajo de un límite de par temporal adicional y una segunda tasa de cambio de par cuando el motor principal está operando en o por encima del límite de par temporal adicional, opcionalmente (por ejemplo, típicamente) en el que la primera tasa de cambio de par es más rápida que la segunda tasa de cambio de par.

Cuando el motor principal está configurado para proporcionar desplazamiento a dos o más actuadores, el controlador (por ejemplo, el controlador de la máquina hidráulica) puede estar configurado para aplicar, y el procedimiento puede comprender la aplicación de un límite de par diferente en la ECM en respuesta a una demanda asociada con cada actuador. Alternativamente, el controlador (por ejemplo, el controlador de la máquina hidráulica) puede estar configurado para aplicar, y el procedimiento puede comprender la aplicación, sustancialmente el mismo límite de par en el motor principal en respuesta a una demanda asociada con cada actuador.

El controlador (por ejemplo, el controlador de la máquina hidráulica) puede recibir una o más señales (por ejemplo, señales asociadas con una medición del error de velocidad, el par disponible, la carga del motor, una o más mediciones de la presión, etc.) en uso y, por lo tanto, determina el par actual aplicado al ECM y puede aumentar o disminuir posteriormente el límite de par en respuesta a la una o más señales. El procedimiento puede comprender la recepción de una o más señales (por ejemplo, señales asociadas a una medición del error de velocidad, del par disponible, de la carga del motor, de una o más mediciones de presión, etc.) y determinar de ese modo el par actual aplicado al ECM y puede comprender el aumento o la disminución posterior del límite de par en respuesta a la una o más señales.

El controlador (por ejemplo, el controlador de la máquina hidráulica) puede estar configurado para recibir una medición de la presión de salida y un valor representativo de la demanda de desplazamiento y, por lo tanto, puede calcular una estimación del par ejercido (por ejemplo, por medio del cálculo de un producto de la presión de salida y la demanda de desplazamiento). El procedimiento puede comprender la recepción de una medición de la presión de salida y un

valor representativo de la demanda de desplazamiento y el cálculo de una estimación del par ejercido (por ejemplo, por medio del cálculo de un producto de la presión de salida y la demanda de desplazamiento).

5 El controlador (por ejemplo, el controlador de la máquina hidráulica) puede estar configurado para recibir una medición de la velocidad de rotación del eje giratorio y un valor representativo de la demanda de desplazamiento y calcular de ese modo una estimación del caudal suministrado (por ejemplo, por medio del cálculo de un producto de la demanda de desplazamiento y la velocidad de rotación del eje giratorio). El procedimiento puede comprender la recepción de una medida de la velocidad de rotación del eje giratorio y de un valor representativo de la demanda de desplazamiento y, por lo tanto, el cálculo de una estimación del caudal suministrado (por ejemplo, por medio del cálculo de un producto de la demanda de desplazamiento y la velocidad de rotación del eje giratorio).

10 Cuando el controlador (por ejemplo, el controlador de la máquina hidráulica) está configurado para recibir una medición de la velocidad de rotación del eje giratorio y para calcular una estimación del par ejercido, el controlador puede calcular además una estimación de la potencia mecánica absorbida. El procedimiento puede comprender la recepción de una medición de la velocidad de rotación del eje giratorio y el cálculo de una estimación del par ejercido y, opcionalmente, el cálculo de una estimación de la potencia mecánica absorbida.

15 Cuando el controlador (por ejemplo, el controlador de la máquina hidráulica) está configurado para recibir una medición de la presión de salida y calcular una estimación del flujo entregado, el controlador puede calcular además una estimación de la potencia del fluido. El procedimiento puede comprender la recepción de una medición de la presión de salida y el cálculo de una estimación del caudal suministrado y, opcionalmente, el cálculo de una estimación de la potencia del fluido.

20 Opcionalmente, cuando el controlador (por ejemplo, el controlador de la máquina hidráulica) está configurado para calcular una estimación del par de torsión ejercido y/o del caudal suministrado y/o de la potencia mecánica absorbida y/o de la potencia del fluido, el controlador puede estar configurado para recibir uno o más parámetros adicionales asociados a la máquina hidráulica (por ejemplo, el desplazamiento volumétrico y la eficiencia mecánica, opcionalmente en función de la presión, la velocidad, la temperatura, etc.) y puede tener en cuenta uno o más parámetros adicionales para mejorar de ese modo la exactitud de la estimación. El procedimiento puede comprender la recepción de uno o más parámetros adicionales asociados a la máquina hidráulica (por ejemplo, el desplazamiento volumétrico y la eficiencia mecánica, que tiene en cuenta opcionalmente (por ejemplo, las mediciones de) la presión, la velocidad, la temperatura, etc.) para mejorar de ese modo dicha estimación de la potencia mecánica absorbida o la potencia del fluido.

30 El controlador (por ejemplo, el controlador de la máquina hidráulica) puede estar configurado para recibir una medición de la presión actual, calcular un límite de desplazamiento requerido para ejercer un par de torsión a dicha presión y limitar el desplazamiento de salida de forma que no exceda el límite de desplazamiento para de ese modo limitar el par de torsión. El procedimiento puede comprender la recepción de una medición de la presión actual, el cálculo de un límite de desplazamiento necesario para ejercer un par de torsión a dicha presión y la limitación del desplazamiento de salida de forma que no supere el límite de desplazamiento para limitar de ese modo el par de torsión.

35 El controlador (por ejemplo, el controlador de la máquina hidráulica) puede estar configurado para recibir una medición de la velocidad de rotación actual del eje giratorio, calcular un límite de desplazamiento requerido para suministrar un flujo a dicha velocidad de rotación del eje giratorio y limitar el desplazamiento de salida de forma que no exceda el límite de desplazamiento para de ese modo limitar el flujo. El procedimiento puede comprender la recepción de una medición de la velocidad de rotación actual del eje giratorio, el cálculo de un límite de desplazamiento necesario para suministrar un flujo a dicha velocidad de rotación del eje giratorio y la limitación del desplazamiento de salida de forma que no supere el límite de desplazamiento para limitar de ese modo el flujo.

40 El controlador (por ejemplo, el controlador de la máquina hidráulica) puede estar configurado para recibir una medición de la presión actual, y la velocidad de rotación actual del eje giratorio, y calcular un límite de desplazamiento requerido para absorber una potencia a dicha presión y velocidad de rotación y limitar el desplazamiento de salida (de forma que no exceda el límite de desplazamiento para de ese modo limitar la potencia). El procedimiento puede comprender la recepción de una medición de la presión actual, y de la velocidad de rotación actual del eje giratorio, y el cálculo de un límite de desplazamiento necesario para absorber una potencia a dicha presión y velocidad de rotación y limitar el desplazamiento de salida (de forma que no supere el límite de desplazamiento para limitar de ese modo la potencia).

45 El controlador (por ejemplo, el controlador de la máquina hidráulica) puede estar configurado para recibir, y el procedimiento puede comprender la recepción de una o más señales indicativas de una demanda de desplazamiento, flujo, presión, potencia y/o par. La una o más señales pueden estar limitadas por una o más funciones limitantes, siendo la una o más funciones limitantes típicamente dependientes de uno o más parámetros adicionales (por ejemplo, la temperatura). Por ejemplo, el controlador puede recibir, y el procedimiento puede comprender la recepción de una señal indicativa de una demanda de caudal de 100 L/min, en la que la señal indicativa de la demanda de caudal está limitada por un límite de presión de 200 bar y un límite de potencia de 20 kW, y la máquina puede estar configurada para emitir caudal en respuesta a esa demanda de caudal, hasta un límite de 100 L/min, sólo cuando una medición de la presión indica que la presión está en o por debajo de 200 bar y una medición de la potencia indica que la salida de potencia está en o por debajo de 20 kW. La una o más funciones limitadoras pueden ser funciones limitadoras no

lineales.

El controlador (por ejemplo, el controlador de la máquina hidráulica) puede estar configurado para recibir (y/o calcular) una estimación del par disponible del motor principal (por ejemplo, el motor) y establecer un límite de par de la máquina hidráulica en el que el límite de par depende de la velocidad del motor principal. El procedimiento puede comprender la recepción y/o el cálculo de una estimación del par disponible del motor principal (por ejemplo, el motor) y el establecimiento de un límite de par de la máquina hidráulica en el que el límite de par depende de la velocidad del motor principal. Por ejemplo, a velocidades relativamente bajas del motor principal, el límite de par de la máquina hidráulica se puede seleccionar para que sea cero y de ese modo evitar que se cale (por ejemplo, que se cale el motor); por el contrario, a velocidades relativamente altas del motor principal, el límite de par de la máquina hidráulica se puede seleccionar para evitar que se dañe la máquina. Alternativamente, a velocidades relativamente altas del motor principal, el límite de par hidráulico de la máquina se puede aumentar para incrementar de ese modo la carga de la máquina, haciendo que la velocidad del motor principal disminuya hasta que la carga de la máquina coincida con el par disponible del motor principal. Esto tiene la ventaja de proporcionar un aumento temporal de la potencia disponible hasta que se reduzca la velocidad del motor principal. Los expertos en la técnica apreciarán que una velocidad relativamente alta o baja del motor principal dependerá del motor principal individual y/o del vehículo.

Cuando un vehículo comprende un motor principal en forma de motor, el motor tiene un controlador que comprende un regulador del motor, el regulador del motor puede comprender un punto de ajuste de velocidad variable y el controlador puede estar configurado para recibir una medición de la caída de la velocidad del motor para calcular de ese modo una estimación de la carga del motor. El procedimiento puede comprender la implementación de un punto de ajuste de velocidad variable del motor. El procedimiento puede comprender la recepción de una medición de la caída del régimen del motor y, por lo tanto, el cálculo de una estimación de la carga del motor. En consecuencia, el límite de par de la máquina hidráulica puede estar limitado por una función limitadora en la que la función limitadora depende de la medición de la caída del régimen del motor.

Puede ser que haya una pluralidad de dichos grupos de cámaras de trabajo que tengan señales de demanda respectivas, y en el que el controlador implemente el límite de par mientras varía independientemente las señales de demanda de dos o más de dichos grupos de cámaras de trabajo. Esto permite al controlador priorizar, y el procedimiento puede comprender priorizar, el par de uno o más de dichos grupos de cámaras de trabajo, o mantener el par de uno o más de dichos grupos de cámaras de trabajo a un par predeterminado (por ejemplo, garantizado, mientras se disponga de un par motor suficiente).

Puede ser que haya una pluralidad de dichos grupos de cámaras de trabajo (típicamente conectados a una pluralidad de grupos respectivos de uno o más actuadores) que tengan señales de demanda respectivas, y en el que el controlador implementa el límite de par, y el procedimiento comprende implementar el límite de par, mientras se prioriza el par de uno o más de dichos grupos de cámaras de trabajo sobre el par de uno o más de dichos grupos de cámaras de trabajo por medio de la variación de las señales de demanda respectivas de los grupos respectivos de una o más cámaras de trabajo.

Puede ser que haya una pluralidad de dichos grupos de cámaras de trabajo que tengan señales de demanda respectivas, y en el que el controlador implementa el límite de par, y el procedimiento comprende implementar el límite de par, mientras se prioriza el par de uno o más de dichos grupos de cámaras de trabajo sobre el par de uno o más de dichos grupos de cámaras de trabajo.

Puede ser que haya una pluralidad de dichos grupos de cámaras de trabajo y en los que, al menos en algunas circunstancias, el controlador hace, y el procedimiento comprende hacer, que uno o más de dichos grupos de cámaras de trabajo lleven a cabo ciclos de motorización mientras que otro u otros de dichos grupos de cámaras de trabajo lleven a cabo ciclos de bombeo, para de ese modo utilizar el par motor para complementar el par motor y de ese modo ayudar al par generado por dicho bombeo.

Puede ser que el controlador limite el par, y el procedimiento puede comprender la limitación del par, para implementar un índice de giro de par máximo, ya sea del grupo de una o más cámaras de trabajo o de la máquina hidráulica en su conjunto.

Descripción de los dibujos

A continuación se describirá una realización ejemplar de la presente invención con referencia a las siguientes Figuras, en las que:

La Figura 1 es un diagrama del circuito hidráulico de una excavadora con control de retroalimentación negativa, que cuenta con una ECM;

La Figura 2 es un diagrama esquemático de una ECM de acuerdo con la invención;

La Figura 3A es un diagrama de flujo que muestra un tiempo de respuesta cambiante para una ECM;

La Figura 3B es un diagrama de flujo que muestra un tiempo de respuesta cambiante para una ECM;

La Figura 4 es un diagrama del circuito hidráulico de una excavadora con control de avance, que cuenta con una ECM;

La Figura 5 es un diagrama lógico de las entradas suministradas a una excavadora;

La Figura 6 es un diagrama esquemático del módulo de control de válvula del motor hidráulico;

5 La Figura 7 es un diagrama esquemático de una excavadora hidráulica.

La Figura 8A es un gráfico del par motor en función de las RPM para un sistema que opera un factor de seguridad en un punto de ajuste de límite de par en bucle abierto con el fin de evitar la caída o el calado del motor (como se conoce en la técnica) y la Figura 8B es un gráfico del par motor en función de las RPM para un sistema de acuerdo con la invención, el sistema que opera un motor por debajo de su punto de ajuste de velocidad del motor para evitar de ese modo la caída o el calado del motor;

10 La Figura 9 es un gráfico de la entrada y la salida en el tiempo en respuesta a una demanda escalonada, que indica la constante de tiempo del sistema;

La Figura 10 es un gráfico de un ejemplo de curva límite de par en función de la presión;

15 La Figura 11A es un gráfico de la presión en función del flujo para una demanda de flujo determinada y la Figura 11B es un gráfico de la presión en función del flujo para una demanda de desplazamiento determinada;

La Figura 12 es un gráfico del par motor en función de las RPM que indica la demanda de potencia y tiene en cuenta los regímenes mínimo y máximo del motor para evitar el calado y los daños internos de la máquina;

20 La Figura 13 es un gráfico del par motor en función de las RPM que indica el par motor frente al límite de velocidad de una máquina y el par motor frente al límite de velocidad de un motor en el que el límite de par motor de una máquina se incrementa a alta velocidad;

La Figura 14 es un gráfico del par motor en función de las RPM, en el que un regulador del motor proporciona un punto de ajuste del régimen del motor, de forma que la carga total del motor se puede estimar con referencia a la caída del motor;

25 La Figura 15 es un gráfico del par motor en función de las RPM para un motor con una tasa de cambio limitada de la salida de par motor;

La Figura 16 es un gráfico del par en función del tiempo con diversos límites de par impuestos;

Las Figuras 17A y 17B son gráficos del par en función del tiempo para demandas variables de dos actuadores hidráulicos en un sistema que tiene un límite de par; y

30 La Figura 18 es un gráfico de la salida cuantificada en respuesta a una señal de demanda recibida en función del tiempo.

Hay que reconocer que los esquemas de los circuitos hidráulicos para los diseños prácticos de los equipos hidráulicos móviles y estáticos, especialmente los equipos pesados de construcción, son notoriamente complejos. En aras de la simplicidad y la claridad, las figuras omiten características que los expertos en la técnica apreciarán que pueden estar presentes, tales como las válvulas de alivio de presión habituales, las líneas de drenaje, el control de flujo, la retención de la carga hidráulica, la amortiguación de la carga hidráulica, los acumuladores, los volúmenes de fluido conformes, entre otros aspectos.

Descripción detallada de una realización ejemplar

40 A continuación se describirá una serie de realizaciones ejemplares en las que el motor principal es un motor. Los expertos en la técnica apreciarán que también se pueden seleccionar otros motores principales, de acuerdo con lo que convenga.

Con referencia a la Figura 1, una primera realización de ejemplo de la invención es un vehículo en forma de excavadora. Las excavadoras conocidas suelen tener colectores de fluido que se extienden a través de un pasaje central en la válvula 8 a un recipiente de fluido 2 (normalmente un tanque a presión atmosférica) a través de una válvula de mariposa 5. Dichas excavadoras suelen tener además al menos un monitor de presión 4, un motor 22 (en este ejemplo, un motor diésel que tiene un controlador de motor 26), que funciona como motor principal, un controlador 14 y un número de medios de entrada para el usuario (en este ejemplo, joysticks 10). Los medios de entrada del usuario suelen estar situados en una cabina de operador y acoplados a los distribuidores de centro abierto 8 a través de los cuales se extiende el colector de fluidos. Los actuadores 6 (por ejemplo, los actuadores de un ariete, un motor de giro, motores de oruga, etc.) se pueden conectar hidráulicamente a la salida de la bomba cuando se activan sus respectivas válvulas 8 por medio de los joysticks 10.

En el primer ejemplo de realización de la invención, la máquina tiene además (por ejemplo, al menos) dos máquinas hidráulicas conmutadas electrónicamente 32 del tipo que se muestra generalmente en la Figura 2, en comunicación mecánica rotacional con el motor 22 para transferir el par a través de uno o más ejes rotacionales.

5 La Figura 2 es un diagrama esquemático de una máquina hidráulica 32 en forma de máquina hidráulica conmutada electrónicamente (ECM) que comprende una pluralidad de cámaras de trabajo con cilindros 34 que tienen volúmenes de trabajo 36 definidos por las superficies interiores de los cilindros y pistones 40 que son accionados desde un eje giratorio 42 por una leva excéntrica 44 y que se mueven dentro de los cilindros para variar cíclicamente el volumen de trabajo de los cilindros. El eje giratorio está firmemente conectado a un eje de transmisión y gira con él. Un sensor de posición y velocidad del eje 46 determina la posición angular instantánea y la velocidad de rotación del eje, y a través de una línea de señal 48 informa al controlador de la máquina 14, lo que permite al controlador de la máquina determinar la fase instantánea de los ciclos de cada cilindro.

15 Cada una de las cámaras de trabajo está asociada a válvulas de baja presión (LPV) en forma de válvulas de asiento de sellado frontal accionadas electrónicamente 52, que tienen una cámara de trabajo asociada y son operables para sellar selectivamente un canal que se extiende desde la cámara de trabajo a un colector de fluido hidráulico de baja presión 54, que puede conectar una o varias cámaras de trabajo, o incluso todas como se muestra en este caso, al colector de fluido hidráulico de baja presión de la ECM 54. Las LPV son válvulas accionadas por solenoide normalmente abiertas que se abren de forma pasiva cuando la presión dentro de la cámara de trabajo es menor o igual que la presión dentro del colector de fluido hidráulico de baja presión, es decir, durante una carrera de admisión, para poner la cámara de trabajo en comunicación fluida con el colector de fluido hidráulico de baja presión, pero se pueden cerrar selectivamente bajo el control activo del controlador a través de las líneas de control 56 de las LPV para sacar la cámara de trabajo de la comunicación fluida con el colector de fluido hidráulico de baja presión. Las válvulas pueden ser alternativamente válvulas normalmente cerradas.

25 Las cámaras de trabajo están cada una de ellas asociadas a una respectiva válvula de alta presión (HPV) 64, cada una de ellas en forma de válvula de suministro accionada por presión. Las HPV se abren hacia el exterior desde sus respectivas cámaras de trabajo y cada una de ellas es operable para sellar un canal respectivo que se extiende desde la cámara de trabajo hasta un colector de fluido hidráulico de alta presión 58, que puede conectar una o varias cámaras de trabajo, o incluso todas como se muestra en la Figura 2, al colector de fluido hidráulico de alta presión 60. Las HPV funcionan como válvulas de retención de apertura de presión normalmente cerradas que se abren pasivamente cuando la presión dentro de la cámara de trabajo supera la presión dentro del colector de fluido hidráulico de alta presión. Las HPV también funcionan como válvulas de retención accionadas por solenoide normalmente cerradas que el controlador puede mantener abiertas selectivamente a través de las líneas de control 62 de las HPV una vez que la HPV se abre por la presión dentro de la cámara de trabajo asociada. Normalmente, el regulador no puede abrir la válvula de alta presión contra la presión en el colector de fluido hidráulico de alta presión. Además, la válvula de alta presión se puede abrir bajo el control del controlador cuando hay presión en el colector de fluido hidráulico de alta presión pero no en la cámara de trabajo, o se puede abrir parcialmente.

35 En un modo de bombeo, el controlador selecciona la tasa neta de desplazamiento de fluido hidráulico desde la cámara de trabajo hacia el colector de fluido hidráulico de alta presión por el motor hidráulico cerrando activamente uno o más de las LPV típicamente cerca del punto de volumen máximo en el ciclo de la cámara de trabajo asociada, cerrando el camino hacia el colector de fluido hidráulico de baja presión y por lo tanto dirigiendo el fluido hidráulico hacia afuera a través de la HPV asociada en la subsiguiente carrera de contracción (pero no mantiene activamente abierta la HPV). El controlador selecciona el número y la secuencia de los cierres de LPV y las aperturas de HPV para producir un flujo o crear un par de torsión o potencia en el eje para satisfacer una tasa neta de desplazamiento seleccionada.

40 En un modo de funcionamiento de motor, el controlador de la máquina hidráulica selecciona la tasa neta de desplazamiento del fluido hidráulico, desplazado por la máquina hidráulica, a través del colector de fluido hidráulico de alta presión, para cerrar activamente una o más de las LPV poco antes del punto de volumen mínimo en el ciclo de la cámara de trabajo asociada, cerrar el camino hacia el colector de fluido hidráulico de baja presión que hace que el fluido hidráulico en la cámara de trabajo sea comprimido por el resto de la carrera de contracción. La HPV asociada se abre cuando la presión a través de ella se iguala y una pequeña cantidad de fluido hidráulico se dirige hacia fuera a través de la HPV asociada, que se mantiene abierta por el controlador de la máquina hidráulica. A continuación, el controlador mantiene activamente abierta la HPV asociada, normalmente hasta cerca del volumen máximo en el ciclo de la cámara de trabajo asociada, para admitir fluido hidráulico desde el colector de fluido hidráulico de alta presión a la cámara de trabajo y aplicar un par de torsión al eje giratorio.

45 Además de determinar si se cierran o se mantienen abiertas las LPV ciclo a ciclo, el controlador es operable para variar la fase precisa del cierre de las HPV con respecto a la variación del volumen de la cámara de trabajo y de ese modo seleccionar la tasa neta de desplazamiento del fluido hidráulico desde el colector de alta presión al de baja presión o viceversa.

55 Las flechas en los puertos 54, 60 indican el flujo de fluido hidráulico en el modo de motorización; en el modo de bombeo el flujo se invierte. Una válvula de alivio de presión 66 puede proteger la máquina hidráulica de daños.

Volviendo a la Figura 1, cada palanca de mando 10 está acoplada a una válvula de carrete de centro abierto 8 para

regular el flujo a través de ella. El monitor de presión 4 mide la presión 24 del fluido hidráulico en el conducto en una posición corriente arriba del acelerador (es decir, en una posición corriente abajo del grupo de actuadores hidráulicos). El controlador 14 regula el desplazamiento del fluido hidráulico por un grupo de cámaras de trabajo definidas por cilindros en los que los pistones se mueven en uso (las cámaras de trabajo están en comunicación fluida con el grupo de actuadores hidráulicos 6) en respuesta a la presión medida 24. Esto se puede hacer en un bucle de retroalimentación (por ejemplo, si el monitor de presión 4 registra una presión que está por debajo de un nivel deseado, el controlador 14 puede aumentar el desplazamiento del fluido hidráulico y por lo tanto la presión 24 aumentará). En algunas excavadoras, el controlador 14 también puede tener en cuenta una demanda de caudal 16 y una presión de salida de la máquina hidráulica 18 y puede incluir un módulo de control de par 20 y un módulo de control de caudal negativo 12.

Las dos ECM 32 son controlados cada uno por un controlador de ECM 50 de forma que se pueden tomar decisiones ciclo a ciclo sobre si una ECM desplazará o no el fluido hidráulico. Cada ECM puede transmitir el fluido hidráulico a través de un colector de fluido y a través de dos distribuidores de centro abierto 8 y a un depósito 2 a presión atmosférica. Cada válvula de carrete de centro abierto está en comunicación electrónica con un joystick 10 a través del cual el usuario puede introducir una orden. Los distribuidores tienen centros normalmente abiertos, operables para cerrar cuando se introduce una orden a través de un joystick, en cuyo caso el fluido hidráulico se desvía a un actuador hidráulico 6 (en este caso se muestra como un único actuador hidráulico aunque se apreciará que sería posible desviar fluido hidráulico a múltiples actuadores hidráulicos) para de ese modo satisfacer una demanda. Los sensores de presión 4 detectan la presión del fluido hidráulico entre cada ECM 32 y el depósito 2. Aunque se muestran dos distribuidores de centro abierto conectados a cada una de las dos máquinas 32, se apreciará que este número puede variar hacia arriba o hacia abajo y puede diferir entre las dos máquinas de conmutación electrónica.

El aceite, que funciona como fluido hidráulico, se suministra desde un depósito al lado de entrada de la máquina hidráulica a través de un colector de trabajo de fluido de baja presión. La presión en el colector de alta presión se detecta por medio de un sensor de presión.

La excavadora también tiene un controlador de motor 26 y un controlador de sistema 14. El controlador del sistema controla la ECM por medio del envío de señales de control (por ejemplo, señales de demanda de desplazamiento 16) al controlador de la máquina para regular el desplazamiento. Las señales de control exigen un desplazamiento por parte de la ECM, expresado como una fracción del desplazamiento máximo, F_d , (la demanda de desplazamiento). El volumen absoluto del desplazamiento (volumen de fluido hidráulico desplazado por segundo) es el producto de la fracción del desplazamiento máximo, el volumen máximo que se puede desplazar por ciclo de una cámara de trabajo, el número de cámaras de trabajo y la tasa de ciclos del volumen de la cámara de trabajo. De ese modo, el controlador de la máquina hidráulica puede regular el par aplicado y la presión en el colector de fluido hidráulico de alta presión. La presión en el colector de fluido hidráulico de alta presión aumenta cuando la tasa de desplazamiento del fluido hidráulico aumenta más rápido que el fluido hidráulico se suministra a un actuador hidráulico y viceversa. Múltiples actuadores hidráulicos pueden estar en comunicación fluida con el colector de fluido de alta presión. El controlador de la máquina hidráulica tiene en cuenta el desplazamiento de cada ECM para regular el par.

Los controladores 50 de las ECM 32 son operables para tomar decisiones ciclo a ciclo sobre si cada cilindro de la máquina debe completar un ciclo activo o inactivo. Estas decisiones se toman sobre la base de una demanda de desplazamiento de fluido hidráulico asociada a un actuador hidráulico determinado (o a una combinación de actuadores hidráulicos). En consecuencia, hay una alta frecuencia de decisiones durante el funcionamiento de tal ECM, y un tiempo de respuesta correspondientemente corto de la máquina cuando se aplica o cambia una demanda de desplazamiento de fluido hidráulico.

Con referencia a la Figura 4, en un ejemplo alternativo de excavadora, cada joystick 10 está (además de estar acoplado a un distribuidor central abierto 8) en comunicación electrónica con el controlador del sistema 14. Este ejemplo de excavadora puede, en consecuencia, funcionar sin el bucle de retroalimentación indicado en la Figura 1, en cuyo caso el controlador del sistema recibe señales de los joysticks indicativas de una demanda y aumenta o disminuye el desplazamiento del fluido hidráulico en respuesta a dicha demanda.

Con referencia a la Figura 5, para una ECM tal como la de la Figura 2, las decisiones se toman con respecto al desplazamiento de la bomba 124A, 124B (para cada máquina hidráulica conmutada electrónicamente) sobre la base de varias entradas que incluyen (aunque no necesariamente se limitan a) un punto de ajuste de la velocidad del motor 126, una velocidad actual del motor 128, un factor de seguridad de par del motor 130, una presión de salida de cada máquina hidráulica 132A, 132B y una presión del sistema de control de flujo negativo asociada con cada máquina hidráulica 134A, 134B.

Restando un punto de ajuste de la velocidad del motor de una velocidad actual del motor 136, se calcula un error de velocidad del motor 138. El punto de ajuste de la velocidad del motor 126 se suministra además a una tabla de búsqueda 140 para calcular de ese modo el par motor máximo 142 disponible y éste se compara 144 con un factor de seguridad del par motor 130 para calcular un par ECM máximo 146 que se puede aplicar para causar un nivel aceptable de caída del motor.

La presión de salida de cada máquina hidráulica se filtra 150A, 150B para eliminar las frecuencias más bajas que

surgen debido a la cuantificación y la presión negativa de control de flujo se introduce en otra tabla de búsqueda 152A, 152B para calcular de ese modo un desplazamiento de flujo máximo 154A, 154B. Una de las presiones de salida filtradas también está limitada 158. El desplazamiento máximo del flujo para cada máquina hidráulica se suma 156, y se calcula el par correspondiente. Se determina la diferencia entre el régimen actual del motor y la consigna de régimen, se aplica una ganancia y se aplica una compensación de par al par máximo permitido por la ECM. Este límite de par se compara con la salida de par máxima del motor 148 y la demanda de par de la ECM se limita a este valor (para garantizar que se pueda evitar la caída excesiva del motor y el calado) antes de enviar la señal de demanda de par al controlador de la máquina hidráulica. En respuesta a la señal de demanda de par, el controlador de la máquina hidráulica toma una decisión 160 ciclo a ciclo sobre si cada máquina hidráulica debe completar un ciclo activo o un ciclo inactivo. Dependiendo de las condiciones actuales (que incluyen el punto de ajuste de la velocidad del motor, la velocidad actual del motor, el factor de seguridad del par motor, la presión de salida y la presión de control del flujo negativo y/u otros factores) el controlador de la máquina hidráulica puede hacer que la primera máquina hidráulica se someta a un ciclo activo mientras la segunda máquina hidráulica se somete a un ciclo inactivo, o puede hacer que la primera máquina hidráulica se someta a un ciclo inactivo mientras la segunda máquina hidráulica se somete a un ciclo activo, o puede hacer que tanto la primera máquina hidráulica como la segunda máquina hidráulica se sometan a un ciclo inactivo.

La Figura 6 es un diagrama esquemático del controlador de la máquina 50 del motor 32. Un procesador 70, tal como un microprocesador o microcontrolador, está en comunicación electrónica a través de un bus 72 con la memoria 74 y un puerto de entrada-salida 76. La memoria 74 almacena un programa 78 que implementa la ejecución de un algoritmo de determinación de desplazamiento para determinar el volumen neto de fluido hidráulico a desplazar por cada cámara de trabajo en cada ciclo de volumen de la cámara de trabajo, así como una o más variables 80 que almacenan un valor de error de desplazamiento acumulado. La memoria también almacena una base de datos 82 que guarda datos relativos a cada cámara de trabajo, tal como la posición angular de cada cámara de trabajo 84 y si está o no desactivada 86 (por ejemplo, porque está rota). La base de datos puede almacenar el número de veces que cada cámara de trabajo ha sido sometida a un ciclo activo 88. La base de datos puede almacenar una o más tablas de consulta. El programa puede comprender el código de programa 90, que funciona como el módulo de determinación de la resonancia, que calcula una o más frecuencias indeseables y/o intervalos de frecuencias indeseables.

El controlador recibe señales de entrada que incluyen una señal de demanda de desplazamiento 94, una señal de posición del eje (es decir, de orientación) 90, y típicamente una medición de la presión 92 en el colector de alta presión. También puede recibir una señal de velocidad, así como señales de control (tales como órdenes de puesta en marcha o parada, o de aumento o disminución de la presión del colector de fluido de alta presión antes o durante la puesta en marcha o la parada), u otros datos de acuerdo con lo necesario.

La Figura 7 es un diagrama esquemático de una realización de ejemplo de un vehículo 170, en este caso una excavadora con un brazo accionado hidráulicamente. El brazo de accionamiento hidráulico está formado por una primera porción articulada 174A y una segunda porción articulada 174B. Cada una de las primeras y segundas porciones articuladas puede ser accionada independientemente. Otros ejemplos de vehículos adecuados incluyen manipuladores telescópicos, retroexcavadoras, etc.

La Figura 3A es un diagrama de flujo de un sistema de acuerdo con la invención, en el que el sistema toma un valor inicial de presión 114 en el sistema de control de flujo negativo 100, cuya salida se compara con una presión máxima 116 dando un valor de F_d 118 que se alimenta a un filtro de paso bajo 102 (en este caso un filtro de paso bajo con una constante de tiempo de 300 ms). La salida de este filtro se pasa a un limitador de velocidad 106 que también toma una medida de presión 104, una medida de velocidad actual del motor 110 y una consigna de velocidad del motor 112. Esto permite el cálculo de un límite de par por parte de un limitador de par 108 y, por lo tanto, una demanda final de salida se transmite a la(s) máquina(s) conmutada(s) electrónicamente 118. Por lo tanto, la presente invención proporciona la función de emular el comportamiento de una bomba analógica (por ejemplo, una bomba de plato oscilante convencional).

Las máquinas de conmutación electrónica suelen tener tiempos de respuesta muy cortos. Esto se debe a que se puede decidir si una cámara de trabajo va a sufrir un ciclo activo o un ciclo inactivo para cada cámara de trabajo en cada ciclo de volumen de la cámara de trabajo. Las cámaras de trabajo suelen estar distribuidas alrededor del eje giratorio, por lo que hay múltiples puntos de decisión (por ejemplo, 8 o más o 12 o más) por rotación del eje giratorio. Una máquina de conmutación electrónica que gira a 1.500 rpm con cámaras de trabajo separadas 24° alrededor del eje giratorio puede reaccionar a un cambio en la demanda en 2,7 ms, por ejemplo. Este tiempo de respuesta tan rápido puede ser preferente en algunos casos, pero a veces puede causar inestabilidades indeseables en el sistema que pueden tener un impacto negativo en la controlabilidad.

Por ejemplo, cuando un sistema está provisto de una alta ganancia proporcionalmente con una baja conformidad, el sistema será sensible a los retrasos (por ejemplo, retrasos causados por el tiempo necesario para llevar a cabo una medición de la señal (causados por el filtrado) o retrasos causados por los tiempos de respuesta del hardware). Cuando un sistema de este tipo es sensible a retrasos de 2 a 3 ms, puede resultar impracticable reducir dichos retrasos a un nivel aceptable. En consecuencia, la invención proporciona un procedimiento por el cual la respuesta de salida se retrasa para dar tiempo a que el sistema se estabilice. Para filtrar la demanda de salida se utiliza un filtro de paso bajo (por ejemplo, con aproximadamente 100 a 300 ms). Como resultado, el tiempo que el sistema tarda en responder

a una entrada de etapa es más largo, sin embargo, en la práctica, en numerosas aplicaciones esto no es perceptible para un operador (por ejemplo, un usuario de una excavadora) en uso.

5 La Figura 3B es un diagrama de flujo de un sistema con las características de 3A y entradas adicionales de la velocidad del motor medida actualmente 120 y un punto de ajuste de la velocidad del motor 122. Estos se comparan para calcular un error de velocidad del motor. Además, se proporciona una base de datos 124, que contiene una tabla de consulta que indica un límite de par motor dependiente del régimen del motor.

10 La Figura 9 es un gráfico que indica cómo se calcula (y define) típicamente una constante de tiempo en la técnica. Cuando se introduce una demanda escalonada en un sistema, éste suele tardar un tiempo finito en responder a la demanda. La constante de tiempo se define como el tiempo que tarda la salida del sistema en alcanzar aproximadamente el 63%(es decir, $1-1/e$) del cambio total requerido por la entrada.

15 Debido a que las ECM pueden reaccionar rápidamente (en el sentido de que las decisiones se toman ciclo a ciclo para cada ciclo de cada cámara de trabajo y, opcionalmente, independientemente de cada ciclo de cada otra cámara de trabajo) los sistemas de control de flujo negativo que operan con ECM se pueden volver inestables en respuesta a las demandas rápidamente cambiantes. Para evitarlo, la invención aplica un amortiguador de respuesta (en este ejemplo, en forma de filtro). Este amortiguador de respuesta introduce un retraso de 300 ms en el tiempo de respuesta de la ECM. Los expertos en la técnica apreciarán que se puede seleccionar cualquier tiempo de retardo para cumplir con los requisitos de máquinas particulares.

Además, la invención también proporciona un modo de anulación que anula el amortiguador de respuesta para evitar que el motor se cale y para evitar la caída del motor.

20 La ECU controla la velocidad del motor de forma que la velocidad del motor está tan cerca como sea posible de un punto de ajuste de la velocidad del motor, para responder a los cambios en la demanda de par. Cuando se aplica un aumento de la demanda al motor, normalmente se produce una reducción del régimen del motor (es decir, una caída del motor) y la capacidad de recuperar el régimen del motor tras dicho aumento de la demanda depende (como mínimo) del punto de ajuste del régimen del motor, del tiempo de respuesta de la ECU y del sistema de combustible.

25 Durante el funcionamiento, la ECU recibe una señal indicativa de un valor deseado de par o velocidad desde un sensor externo, por ejemplo un sensor externo configurado para medir la posición de un pedal, o a través de una señal proporcionada por un CANbus. La ECU recibe señales de un sensor de velocidad de rotación y calcula una velocidad de rotación del eje giratorio. Por lo tanto, la ECU es operable para mantener la velocidad de rotación del eje giratorio para satisfacer una demanda de velocidad deseada a través del control de bucle cerrado.

30 La ECU también está configurada para controlar los componentes de inyección de combustible del motor a través del control de una o más máquinas hidráulicas, inyectores y/o boquillas en respuesta a una o más señales recibidas, que incluyen una señal indicativa de la posición del cigüeñal, una temperatura de combustible, una presión de combustible y/o un flujo de masa-aire, para de ese modo satisfacer una demanda de par deseada.

35 En las realizaciones en las que el motor tiene uno o más turbocompresores (o, por ejemplo, supercargadores y/o recirculadores de gases de escape), la ECU está configurada para monitorizar una o más señales recibidas indicativas del flujo de masa-aire y/o de la presión de carga de aire y para regular el flujo de aire suministrado a los cilindros en respuesta para satisfacer de ese modo una demanda de par deseada.

40 Además, la ECU está configurada para recibir señales de y suministrar señales a sistemas adicionales que incluyen un sistema de control de tracción (en algunas realizaciones un sistema de control de cambio de transmisión). La ECU recibe señales de los sistemas adicionales y se las suministra a través de un CANbus y puede modificar el comportamiento del vehículo y/o del motor en respuesta.

45 Con referencia a la Figura 8A, para evitar la caída del motor, o el calado, se sabe que los vehículos industriales (por ejemplo, las excavadoras) funcionan con un límite de par de bucle abierto. Este límite de par en bucle abierto está por debajo del par máximo del motor 224 y representa el par máximo sumado que pueden proporcionar todas las máquinas hidráulicas en combinación para un determinado régimen del motor (opcionalmente para un punto de ajuste del régimen del motor). En consecuencia, existe una gama 228 de regímenes de motor aceptables para un par motor determinado. Por ejemplo, si un vehículo tuviera dos máquinas hidráulicas accionadas por el mismo motor, cada máquina hidráulica se podría limitar de forma que pudiera proporcionar, como máximo, el 45% del límite de par, con lo que la suma del par de ambas máquinas hidráulicas sería el 90% del par máximo (es decir, se proporciona un margen de seguridad 226). Esta elección se hace para que nunca se supere el límite de par absoluto de la máquina (por ejemplo, cuando se introducen demandas excesivas) para de ese modo evitar que el vehículo se cale.

50 Sin embargo, por necesidad esto introduce ineficiencias (dado que la máquina no puede operar a su par máximo 224 para una consigna de velocidad del motor dada). En consecuencia, con referencia a la Figura 8B, la presente invención proporciona un procedimiento de modulación del límite de par en función del error de velocidad del motor (en el que el error de velocidad del motor se define en la ecuación 1, arriba). En este caso, un aumento del par de la máquina hidráulica por encima del par instantáneo disponible 234 hace que el régimen del motor disminuya, lo que resulta en un aumento proporcional del error de régimen del motor 240. El regulador de velocidad del motor detecta el error de

velocidad del motor y responde 236, proporcionando más combustible para de ese modo aumentar el par motor disponible al máximo. El resultado es que el régimen del motor se aproxima a un valor estable (por debajo del punto de ajuste del régimen del motor 232) y el motor proporciona su par máximo.

- 5 Durante el funcionamiento, el cambio de velocidad del motor en respuesta a una carga aplicada es la caída del motor. La caída se expresa normalmente en porcentaje y se puede calcular a partir del régimen del motor sin carga ($S_{sin\ carga}$) y del régimen con carga completa ($S_{carga\ completa}$), de acuerdo con la siguiente ecuación:

$$\% \text{ de caída} = \frac{(S_{sin\ carga} - S_{carga\ completa})}{S_{carga\ completa}} \times 100 \quad (2)$$

- 10 En una realización de ejemplo de la invención, una demanda de par de alimentación se envía desde el controlador de la máquina hidráulica a la ECU y la ECU calcula qué carga del motor requerirá la demanda del motor antes de que la máquina hidráulica aplique la carga. Esto tiene la ventaja de evitar (o al menos limitar) la caída del motor.

- 15 El par máximo que puede suministrar un motor no tiene por qué ser el mismo que el par máximo de una máquina hidráulica accionada por el motor. En el caso de que una máquina hidráulica tenga un tiempo de respuesta característico más corto que un motor, es ventajoso retrasar artificialmente el tiempo de respuesta de la ECM. De este modo, se anticipa una demanda antes de aplicar la carga al motor, dando tiempo a que el régimen del motor aumente hasta el punto en que pueda satisfacer la demanda, y la carga se aplica al motor sólo cuando el régimen del motor ha aumentado hasta ese punto.

Los expertos en la técnica apreciarán que el tiempo de respuesta del motor dependerá de la velocidad actual del motor (es decir, el tiempo de respuesta es típicamente más corto cuando el motor está operando a una velocidad más alta).

- 20 Es conocido en la técnica proporcionar motores con un turbocompresor. Estos turbocompresores tienen tiempos de respuesta, es decir, el período necesario para que el turbocompresor responda a una demanda del motor. El tiempo de respuesta de un turbocompresor depende de una serie de factores como la inercia de la unidad del rotor del turbocompresor, la presión de admisión, el flujo de aire y la transferencia de energía del intercooler. Esto es significativo porque el tiempo de respuesta del turbocompresor es un límite más para la velocidad con la que el motor puede aplicar un par elevado, dado que se necesita cierto tiempo para crear un caudal de masa de aire suficiente para los cilindros. Los turbocompresores son conocidos en la técnica por su lentitud de respuesta y el retraso que provocan se denomina "retraso del turbo". Es importante tener en cuenta los efectos del turbocompresor al considerar la respuesta de par del motor en su conjunto. Sin embargo, también es posible que algunos motores tengan otras características que también ralenticen la respuesta del motor y estas características también deben ser consideradas.

- 30 El uso de medios de reducción de la presión, tales como las válvulas de alivio de la presión (PRV) en máquinas hidráulicas (por ejemplo, excavadoras, etc.) es bien conocido en la técnica. Cuando la presión en un colector de fluido alcanza un límite de la PRV, ésta se abre para permitir que el fluido hidráulico salga del sistema (normalmente a través de un pasaje auxiliar hacia un tanque a presión atmosférica) y de ese modo se reduce la presión. Se trata de un elemento de seguridad que evita que se dañe la máquina.

- 35 Sin embargo, el fluido hidráulico que sale a través de una PRV representa una ineficiencia en el sentido de que ese fluido hidráulico ya no puede hacer trabajo en el sistema y por lo tanto se pierde energía. De ese modo, en una realización de la invención, se proporciona un sistema para evitar alcanzar el límite de la válvula de retención y, por lo tanto, evitar que se abra la válvula de retención.

- 40 Para lograr esto, en una realización de ejemplo de la invención, la señal de control a la máquina hidráulica está limitada de forma que la salida de presión por la máquina hidráulica no puede exceder una presión máxima predeterminada (por ejemplo, 95% de la presión de la PRV). La ECU recibe una señal de demanda (por ejemplo, una señal introducida por un usuario a través de un joystick) y limita F_d de forma que no se alcance el máximo predeterminado.

- 45 Típicamente, al menos un PRV estará asociado con cada actuador de un vehículo. Por ejemplo, cuando el vehículo es una excavadora, se proporcionará al menos un PRV para cada actuador de oruga, actuador de giro, actuador de brazo, actuador de pluma, etc. Como cada actuador está asociado a una demanda diferente, cada PRV asociado a cada actuador tiene opcionalmente un límite PRV diferente. Además, puede haber diferentes límites de PRV asociados con diferentes movimientos (por ejemplo, un límite de PRV más alto puede estar asociado con la elevación de un brazo y un límite de PRV más bajo asociado con la bajada de un brazo). En consecuencia, cada actuador de un vehículo de acuerdo con una realización de ejemplo de la invención está provisto de una presión máxima predeterminada que corresponde al límite de la válvula de seguridad de dicho actuador. Además, una realización a modo de ejemplo de la invención que limita la presión implica una PRV asociada a un grupo o grupos de actuadores, en los que el límite está asociado a uno o más grupos. El límite seleccionado para el grupo puede reflejar el más bajo de los respectivos límites de presión del actuador dentro del grupo. El grupo puede abarcar todos los actuadores.

- 55 En una realización a modo de ejemplo de la invención, esto sustituye a los PRV de hardware tradicionales. En consecuencia, algunas realizaciones de ejemplo del vehículo de acuerdo con la invención pueden requerir menos (o incluso ninguna) válvulas PRV, sin embargo, en la mayoría de las realizaciones de ejemplo, dichas válvulas seguirán siendo necesarias, posiblemente para cumplir con los requisitos de seguridad. Además, se puede prescindir

opcionalmente del control de retroalimentación al depósito.

En otra realización de ejemplo de la invención, los distribuidores de centro abierto se sustituyen por distribuidores de centro cerrado. En el uso, un usuario introduce comandos (por ejemplo, mediante el uso de un joystick) y estas entradas se utilizan para determinar la demanda de desplazamiento. Esto se puede hacer por medio de la medición o monitorización de una presión de señal de control, tal como la presión de pilotaje.

Como los comandos de entrada pueden corresponder a múltiples demandas de desplazamiento diferentes simultáneamente, por ejemplo para causar la actuación de múltiples actuadores diferentes simultáneamente, la ECU calcula la suma esperada de demandas de desplazamiento en base a los comandos de entrada del usuario. En una realización de ejemplo, las válvulas de los carretes se controlan por medio de joysticks hidráulicos para que se abran en proporción a la orden de desplazamiento (esto no requiere control electrónico). En un ejemplo alternativo, la ECU utiliza electroválvulas proporcionales para hacer que los distribuidores se abran en proporción a la demanda de desplazamiento.

En una realización, los distribuidores no tienen centro abierto; esto representa un procedimiento de control de retroalimentación de bucle abierto (es decir, no hay medición de la presión a cada lado del puerto central abierto, como es el caso cuando se proporciona un distribuidor de centro abierto, con el que proporcionar retroalimentación para corregir de ese modo cualquier error). En consecuencia, se mide una señal de control en su lugar. Esta señal de control puede tener la forma de una presión de pilotaje y está en la forma de una medición de la presión en los puertos abiertos de los distribuidores y se utiliza para determinar el grado de apertura de los mismos (se mide la presión en cada lado del distribuidor y se hace referencia a una tabla de búsqueda para determinar la apertura del puerto). La presión y la apertura proporcionan información con la que la ECU determina el flujo y una caída de presión esperada causada por el flujo.

Esto evita las ineficiencias asociadas a los distribuidores proporcionales.

El controlador está configurado para recibir una señal de demanda y determinar una serie de valores discretos en la que los valores discretos representan el desplazamiento de fluido por una o más cámaras de trabajo, es decir, un patrón de ciclos activos e inactivos del volumen de la cámara de trabajo. La Figura 18 es un gráfico de la salida como resultado de una serie de valores discretos de ejemplo (y por lo tanto un patrón de ejemplo de ciclos activos e inactivos del volumen de la cámara de trabajo). Con el tiempo, la salida total del volumen de la cámara de trabajo se promedia de forma que la máquina hidráulica (es decir, F_d) satisface la demanda en respuesta a la señal de demanda.

Un usuario puede introducir una orden (por ejemplo, a través de un joystick) que provoque alguna demanda de desplazamiento que sea inferior al 100% de la salida de desplazamiento máxima posible del motor. Por ejemplo, la demanda puede ser de una cilindrada del 88,9% de la máxima posible y el motor puede tener 12 cilindros con los que satisfacer esa demanda. Dicha demanda se satisface a través de un patrón de activación de las cámaras de trabajo que hace que cada cámara de trabajo individual sufra un ciclo activo o inactivo. En este ejemplo, el patrón sería 1 1 1 1 1 1 0 1 1 1 1 1 0 1 1 1 1 1 0, etc. (en el que un 1 representa un ciclo activo llevado a cabo por una cámara de trabajo y un 0 representa un ciclo inactivo llevado a cabo por una cámara de trabajo).

Si este patrón de ciclos activos e inactivos se lleva a cabo cuando la velocidad de rotación del eje giratorio es de 1200 rpm, esto significa que cada segundo se llevan a cabo 240 decisiones (es decir, elecciones entre un ciclo activo o un ciclo inactivo para una cámara de trabajo individual) y, en el ejemplo anterior, cada 37,5 ms hay un ciclo inactivo (un "0" en el patrón). Esto provoca una vibración a 26,6 Hz.

Como tal, la serie de valores discretos (y/o el patrón de ciclos activos e inactivos del volumen de la cámara de trabajo) se puede representar como una función no lineal. Opcionalmente, la serie de valores discretos se puede determinar con referencia a un número de valores discretos predeterminados o a partir de una base de datos, o el controlador puede llevar a cabo uno o más cálculos para determinar de ese modo la serie de valores discretos. Los expertos en la técnica apreciarán que la función no lineal no es simplemente una función de transferencia y/o un filtro de paso bajo.

Las vibraciones de baja frecuencia causadas de este modo pueden provocar daños en las piezas de la máquina (o del vehículo) y molestias para el usuario. Para evitarlo, la presente invención aplica un filtro de promedio móvil con un período variable para filtrar las vibraciones de baja frecuencia. Por medio del ajuste del período del filtro de promedio móvil para que sea igual al período del patrón de decisión que da lugar a las vibraciones (en el ejemplo anterior, el período sería de 37,5 ms) la vibración de baja frecuencia se atenúa completamente (al igual que los armónicos de la vibración). Si el período del patrón de ciclos activos e inactivos se cambia, o si la velocidad de rotación del eje giratorio se cambia, el período del filtro de promedio móvil también se cambia en dependencia de ello.

Las contribuciones de los accionamientos individuales de la cámara de trabajo provocan una ondulación de la presión pulsátil. Esto provoca vibraciones en el vehículo, la máquina hidráulica, la cabina, etc. Aunque estas vibraciones se suelen iniciar con una amplitud relativamente baja, la amplitud de las vibraciones puede aumentar con el tiempo, especialmente si la frecuencia de las vibraciones está en (o cerca de) una frecuencia de resonancia del vehículo (o de una parte del vehículo). Estas vibraciones pueden causar daños si la amplitud aumenta más allá de una amplitud máxima predeterminada.

Además, como los cambios en la presión se utilizan para permitir que se tomen decisiones (por ejemplo, una decisión de cambiar F_d , etc.) los pequeños cambios en la presión causados por la ondulación de la presión pulsátil podrían ser malinterpretados como cambios de presión reales y deliberados, lo que podría llevar a que se tomara una decisión por error. Un filtro de rechazo de ondas de baja amplitud lo evita.

- 5 El filtro de rechazo de ondulación de baja amplitud es una función no lineal (no una función de transferencia o un filtro de paso bajo). Se trata de dos formas, es decir, un objetivo común, de suprimir la ondulación en un sistema de nivel superior.

Para controlar el par de una máquina hidráulica, es necesario conocer la presión en la salida de la máquina hidráulica. El par de la máquina hidráulica que surge de una máquina hidráulica de desplazamiento variable es una función del desplazamiento de la máquina hidráulica y de la presión de salida de la máquina hidráulica. Existe una ondulación de presión pulsátil inherente en la salida debido a las contribuciones de las actuaciones individuales de los cilindros. El uso de la presión no filtrada podría dar lugar a una rápida disminución o aumento del par de la máquina hidráulica, lo que sería beneficioso para la estabilidad del motor y la maximización de la productividad de la máquina hidráulica. Sin embargo, debido a la ondulación de la presión, el uso de la presión no filtrada para el control del par daría lugar a un desplazamiento inestable. Para eliminar esta ondulación de la presión de los cálculos de par, se podría utilizar una presión muy promediada o filtrada, pero esto daría lugar a una respuesta de par retrasada (retraso indeseable).

Un filtro de presión ideal para el control del par de torsión rechazaría, por lo tanto, las ondulaciones de presión de baja amplitud, pero aceptaría los cambios de presión de alta amplitud. En consecuencia, el filtro de rechazo de ondulación de baja amplitud retiene el valor de salida anterior del filtro y compara la nueva presión de entrada con este valor retenido. Si la diferencia entre la nueva presión y el valor de la presión retenida está dentro de una banda de rechazo ("banda muerta"), la presión de salida se mantiene constante y no se modifica. Si la nueva presión está fuera de la banda de rechazo, la presión de salida se modifica a este nuevo valor. De ese modo, la ondulación de la presión no influye en el control del par de la máquina hidráulica, sino que se tienen en cuenta los grandes cambios de presión (no la ondulación). El intervalo de la banda muerta se establece en base a la expectativa de un intervalo particular de pulsación de presión - por ejemplo, 20 bar de pulsación de presión. La banda muerta se suele ajustar y configurar para el sistema hidráulico específico en el que se instala. Sin embargo, la banda puede cambiar si la conformidad / rigidez del sistema hidráulico cambia (por ejemplo, si se proporciona un acumulador).

El controlador de la máquina hidráulica aplica un límite de par cuando el límite de par de la máquina hidráulica está por encima de un límite de par del motor. El límite de par depende del régimen actual del motor. Por lo tanto, el controlador del motor recibe una medición de la velocidad actual del motor y determina un límite de par motor correspondiente, con referencia a una tabla de búsqueda (por ejemplo, una tabla de búsqueda almacenada en una base de datos) que contiene una curva de par-velocidad.

Además, en todos los regímenes del motor, el par máximo que puede aplicar el motor será inferior al par máximo que puede aplicar la máquina hidráulica. Como resultado, se aplica un límite de par a la máquina hidráulica.

35 Por ejemplo, la señal de demanda puede ser una señal que contenga parámetros asociados a la demanda de desplazamiento, flujo, presión, potencia o par. Estos parámetros están limitados en su dependencia de otros parámetros. Con referencia a la Figura 11A, en un ejemplo, el desplazamiento se puede reducir desde un flujo máximo 310 hasta un desplazamiento cero a través de un intervalo de presiones 308, lo que resulta en una función no lineal que representa un límite en la demanda de potencia 306 que depende de la demanda de presión 302 y de la demanda de flujo 304. Con referencia a la Figura 11B, en otro ejemplo, la demanda de par 314 se puede limitar de forma similar, de forma que se puede aplicar un par máximo para ciertos valores de presión 308 y desplazamiento 312, pero se puede reducir a un par cero a lo largo de un intervalo de presión en función de la demanda de presión de desplazamiento 302 y la demanda de desplazamiento 316.

45 La Figura 12 es un gráfico de un ejemplo de función de demanda de potencia 306 en función de la velocidad del motor 326 y del par 324, con referencia a una demanda de velocidad mínima 322 y una demanda de velocidad máxima 320. El controlador de la máquina hidráulica aplica un límite de par en función del régimen del motor. A baja velocidad, el controlador hidráulico de la máquina reduce el límite de par para evitar que el motor se cale. Por el contrario, a alta velocidad, el controlador de la máquina hidráulica aumenta el límite de par para evitar daños en la máquina hidráulica.

50 En un ejemplo, el límite de par se puede establecer en función de la velocidad para adaptarse al par disponible del motor. La Figura 13 es un gráfico de un ejemplo de funciones de par; una función de par que representa el par determinado de acuerdo con el régimen del motor disponible 330 y una función de par determinada de acuerdo con la velocidad de la máquina hidráulica disponible 328, en el que el par 324 se traza como una función tanto del régimen del motor 326 como con referencia a una demanda de velocidad mínima 322 y una demanda de velocidad máxima 320. A baja velocidad, el par de la máquina hidráulica se limita para evitar que el motor se cale. Por el contrario, a alta velocidad, el par de la máquina hidráulica está limitado para evitar daños internos.

En un ejemplo alternativo, a alta velocidad se puede aumentar el par de la máquina hidráulica (como se muestra en la curva 328) para hacer que el régimen del motor se reduzca hasta que la carga de la máquina hidráulica corresponda al par disponible del motor. Esto tiene lugar durante un breve período de tiempo hasta que el régimen del motor se

reduce.

5 La Figura 14 es un gráfico del par motor 342 en función de la velocidad del motor 348 para indicar el cambio en el par con la caída del motor 350, como es sabido. En un ejemplo de la invención en el que el regulador del motor aplica una consigna de velocidad del motor 346, la carga total del motor se determina por medio de la medición de la caída del motor. El par hidráulico de la máquina se limita en respuesta a la caída medida, de forma que no se supere el límite de par del motor. El par constante en función de la velocidad máxima del motor 352 sigue el par en función de la velocidad máxima de la máquina hidráulica 344.

10 La Figura 15 es un gráfico del par motor 342 en función de la velocidad del motor 348 para indicar el cambio en el par con la caída del motor 350 como resultado de una realización de ejemplo de la invención. El par constante en función del régimen máximo del motor 352 se puede comparar con el par instantáneo en función del régimen del motor 354. El controlador de la máquina hidráulica puede aplicar un límite de par instantáneo inferior a la capacidad de par constante del motor. Esto es ventajoso cuando un motor tiene un turbocompresor, dado que un turbocompresor tendrá cierta inercia que, a su vez, provoca un aumento del tiempo que el motor tarda en aumentar su par de salida.

15 La Figura 16 es un gráfico del par 362 en función del tiempo 360 que indica un ejemplo de respuesta del par a un límite de par constante 364, un límite de par instantáneo 366 y un límite de velocidad de giro 368.

20 Las Figuras 17A y 17B son gráficos del par 362 en función del tiempo 360 que indican la respuesta de par asociada a una primera y segunda salida de una máquina hidráulica sin exceder un límite de giro de par predeterminado 368. 370 es el par real asociado a la primera salida de la máquina hidráulica y 372 es el par real asociado a la segunda salida de la máquina hidráulica. 374 es la demanda de par asociada a la primera salida de la máquina hidráulica. 376 es la cantidad garantizada de par asociada a la primera salida. Como se entiende en la técnica, estas salidas son simplemente conexiones de fluido a (una o más cámaras de trabajo de) la máquina hidráulica que actúan como salidas cuando la máquina que opera en un modo de bombeo y como entradas cuando la máquina hidráulica operada en un modo de motor. En un ejemplo, la demanda de par de un segundo actuador puede estar restringida y sin prioridad porque el primer actuador es de mayor importancia y, como tal, el par total se divide de forma que hay más par disponible para el primer actuador que para el segundo.

25 La Figura 18 es un gráfico que indica un ejemplo de cómo una señal de demanda continua 380 puede ser cuantificada 382 en etapas discretas. Aunque las etapas cuantificadas pueden estar igualmente espaciadas en la cantidad de demanda (por ejemplo, el desplazamiento) esto no es necesario.

REIVINDICACIONES

1. Un aparato que comprende un motor primario y una pluralidad de actuadores hidráulicos (6), una máquina hidráulica (32) que tiene un eje giratorio (42) accionado por el motor primario y que comprende una pluralidad de cámaras de trabajo (84) con un volumen (36) que varía cíclicamente con la rotación del eje giratorio, un circuito hidráulico que se extiende entre un grupo de una o más cámaras de trabajo de la máquina hidráulica y uno o más de los actuadores hidráulicos,

5

cada cámara de trabajo de la máquina hidráulica comprende una válvula de baja presión (52) que regula el flujo de fluido hidráulico entre la cámara de trabajo y un colector de baja presión (54) y una válvula de alta presión (64) que regula el flujo de fluido hidráulico entre la cámara de trabajo y un colector de alta presión (58), la máquina hidráulica está configurada para controlar activamente al menos las válvulas de baja presión del grupo de una o más cámaras de trabajo para seleccionar el desplazamiento neto de fluido hidráulico por cada cámara de trabajo en cada ciclo de volumen de la cámara de trabajo, y por lo tanto el desplazamiento neto de fluido hidráulico por el grupo de una o más cámaras de trabajo, en respuesta a una señal de demanda (94, 380), el aparato comprende un controlador (14) configurado para calcular la señal de demanda en respuesta a una propiedad medida del circuito hidráulico o de uno o más actuadores, en el que la señal de demanda está cuantificada (382), que tiene uno de una pluralidad de valores discretos.
2. Un aparato de acuerdo con la reivindicación 1, en el que la señal de demanda (94, 380) se recibe y se cuantifica (382), opcionalmente por medio de la selección del valor discreto, de la pluralidad de valores discretos, más cercano a la demanda recibida.
3. Un aparato de acuerdo con la reivindicación 1, en el que la señal de demanda (94, 380) se recibe y se cuantifica (382), siendo dicha señal de demanda indicativa de una fracción de desplazamiento máximo de fluido hidráulico por el grupo de una o más cámaras de trabajo a desplazar por revolución del eje giratorio, opcionalmente en el que un intervalo de valores aceptables de la señal de demanda se selecciona para comprender un número finito de fracciones enteras del desplazamiento máximo de fluido hidráulico por el grupo de una o más cámaras de trabajo a desplazar por revolución del eje giratorio.
4. Un aparato de acuerdo con la reivindicación 1 o la reivindicación 2, en el que la pluralidad de valores discretos varía con la velocidad de rotación del eje giratorio (42).
5. Un aparato de acuerdo con una de las reivindicaciones anteriores, en el que hay menos de 1.000 valores discretos.
6. Un aparato de acuerdo con cualquiera de las reivindicaciones anteriores, en el que los valores discretos representan menos del 10% de los valores digitales que podría tener la señal de demanda (94, 380), dada su longitud de bits.
7. Un aparato de acuerdo con cualquiera de las reivindicaciones anteriores, en el que el controlador está configurado para determinar una frecuencia mínima admisible y, a continuación, para crear una lista cuantificada de la pluralidad de valores discretos de la demanda, dichos valores seleccionados para causar uno o más patrones de activación del cilindro, en el que dichos patrones sólo tienen contenido de frecuencia por encima de la frecuencia mínima admisible.
8. Un procedimiento de funcionamiento de un aparato, que comprende un motor principal y una pluralidad de actuadores hidráulicos (6), una máquina hidráulica (32) que tiene un eje giratorio (42) accionado por el motor principal y que comprende una pluralidad de cámaras de trabajo (84) con un volumen (36) que varía cíclicamente con la rotación del eje giratorio, un circuito hidráulico que se extiende entre un grupo de una o más cámaras de trabajo de la máquina hidráulica y uno o más de los actuadores hidráulicos,

40

cada cámara de trabajo de la máquina hidráulica comprende una válvula de baja presión (52) que regula el flujo de fluido hidráulico entre la cámara de trabajo y un colector de baja presión (54) y una válvula de alta presión (64) que regula el flujo de fluido hidráulico entre la cámara de trabajo y un colector de alta presión (58), la máquina hidráulica está configurada para controlar activamente al menos las válvulas de baja presión del grupo de una o más cámaras de trabajo para seleccionar el desplazamiento neto de fluido hidráulico por cada cámara de trabajo en cada ciclo de volumen de la cámara de trabajo, y por lo tanto el desplazamiento neto de fluido hidráulico por el grupo de una o más cámaras de trabajo, en respuesta a una señal de demanda (94, 380), el procedimiento incluye la etapa de calcular la señal de demanda en respuesta a una propiedad medida del circuito hidráulico o de uno o más actuadores, en el que el procedimiento comprende una etapa de cuantificación, la etapa de cuantificación comprende el cálculo de una señal de demanda cuantificada que tiene uno o una pluralidad de valores discretos.
9. Un procedimiento de acuerdo con la reivindicación 8, en el que el procedimiento comprende recibir la señal de demanda (94, 380) y cuantificar la señal de demanda, opcionalmente en el que la cuantificación de la señal de demanda comprende seleccionar el valor discreto, de la pluralidad de valores discretos, más cercano a la demanda recibida.

10. Un procedimiento de acuerdo con la reivindicación 8 o 9, en el que el procedimiento comprende la ejecución de un algoritmo para determinar si las cámaras de trabajo individuales (84) sufrirán ciclos activos (88) o inactivos.
- 5 11. Un procedimiento de acuerdo con una cualquiera de las reivindicaciones 8 a 10, en el que el procedimiento comprende recibir una señal de demanda (94, 380) y determinar una serie de valores correspondiente, dicha serie de valores corresponde al patrón de ciclos activos (88) y/o inactivos del volumen de la cámara de trabajo (36) para satisfacer de ese modo la señal de demanda.
- 10 12. Un procedimiento de acuerdo con la reivindicación 11, en el que el patrón de ciclos activos (88) y/o inactivos del volumen de la cámara de trabajo (36) tiene un período finito, en el que el período finito puede variar dentro de un intervalo de valores aceptables con un período máximo de como máximo 0,1 s, el intervalo de valores aceptables se selecciona en función del contenido de frecuencia aceptable,
- 15 y en el que, a partir del período máximo, se selecciona un intervalo finito aceptable de demandas de desplazamiento (316) que depende del número de cilindros (34) y del intervalo de funcionamiento del motor principal, el intervalo aceptable de demandas de desplazamiento que se selecciona para comprender un número finito de fracciones enteras de la demanda de desplazamiento,
- 20 en el que los denominadores del número finito de fracciones enteras de la demanda de desplazamiento se seleccionan en función de la velocidad de rotación del eje de rotación (42), opcionalmente, en el que los denominadores se seleccionan de forma que el período sea inferior al período máximo.
- 25 13. Un procedimiento de acuerdo con la reivindicación 11 o 12, en el que la serie de valores comprende una secuencia repetitiva.
14. Un procedimiento de acuerdo con cualquiera de las reivindicaciones 8 a 13, en el que el procedimiento comprende la selección de una frecuencia mínima admisible y, a continuación, la creación de una lista cuantificada de la pluralidad de valores discretos de la demanda, dichos valores seleccionados para causar uno o más patrones de activación del cilindro, en el que dichos patrones sólo tienen contenido de frecuencia por encima de la frecuencia mínima admisible.
- 30 15. Un procedimiento de acuerdo con una cualquiera de las reivindicaciones 8 a 13, en el que el procedimiento comprende la selección de una frecuencia mínima admisible y la creación de una lista cuantificada de la pluralidad de valores discretos de la demanda, o un procedimiento de acuerdo con la reivindicación 14, en el que la lista cuantificada de valores de la demanda depende del número de cilindros (34) de la máquina (32) y/o de la velocidad operativa de rotación de los ejes giratorios (42) de la máquina.

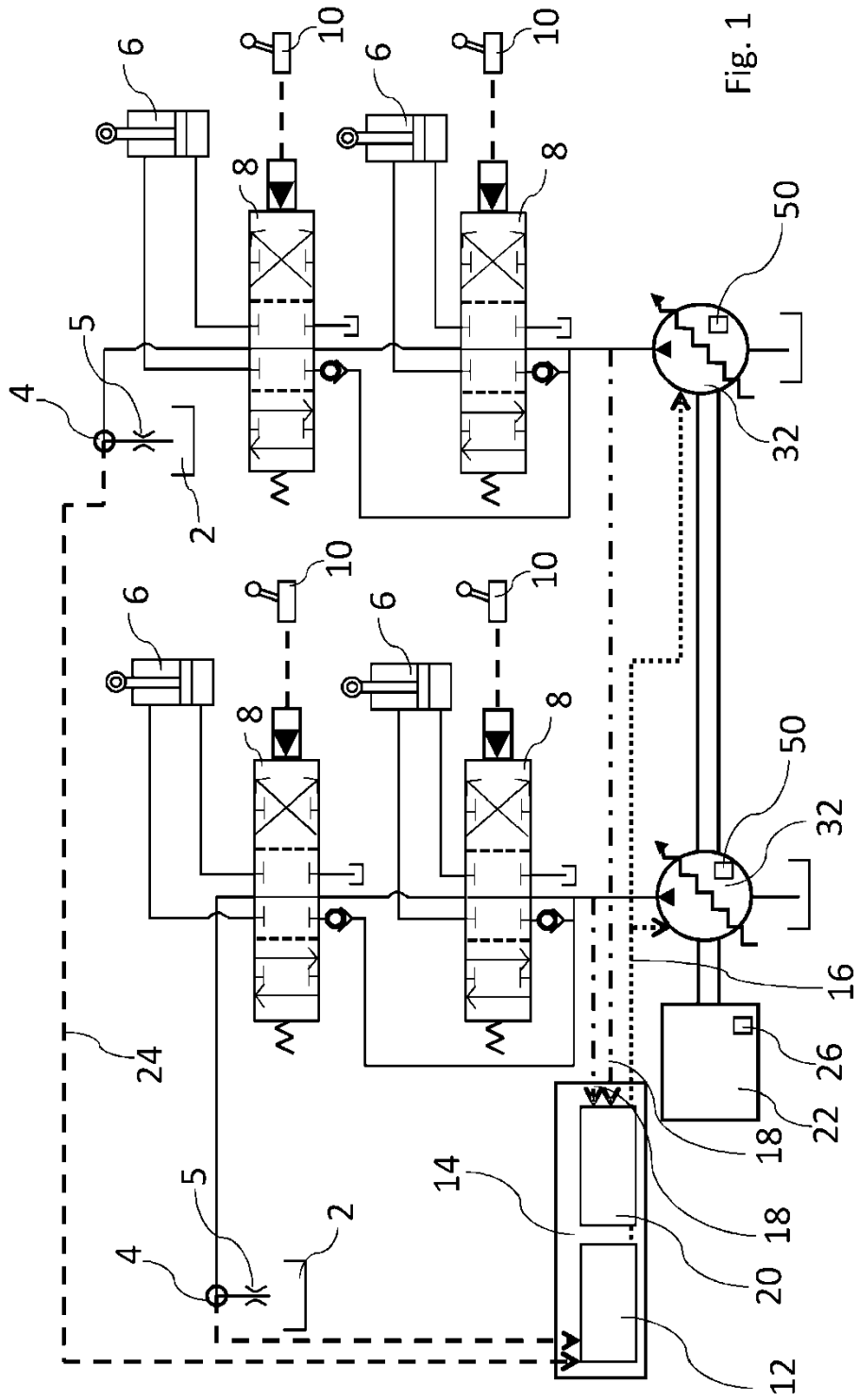


Fig. 1

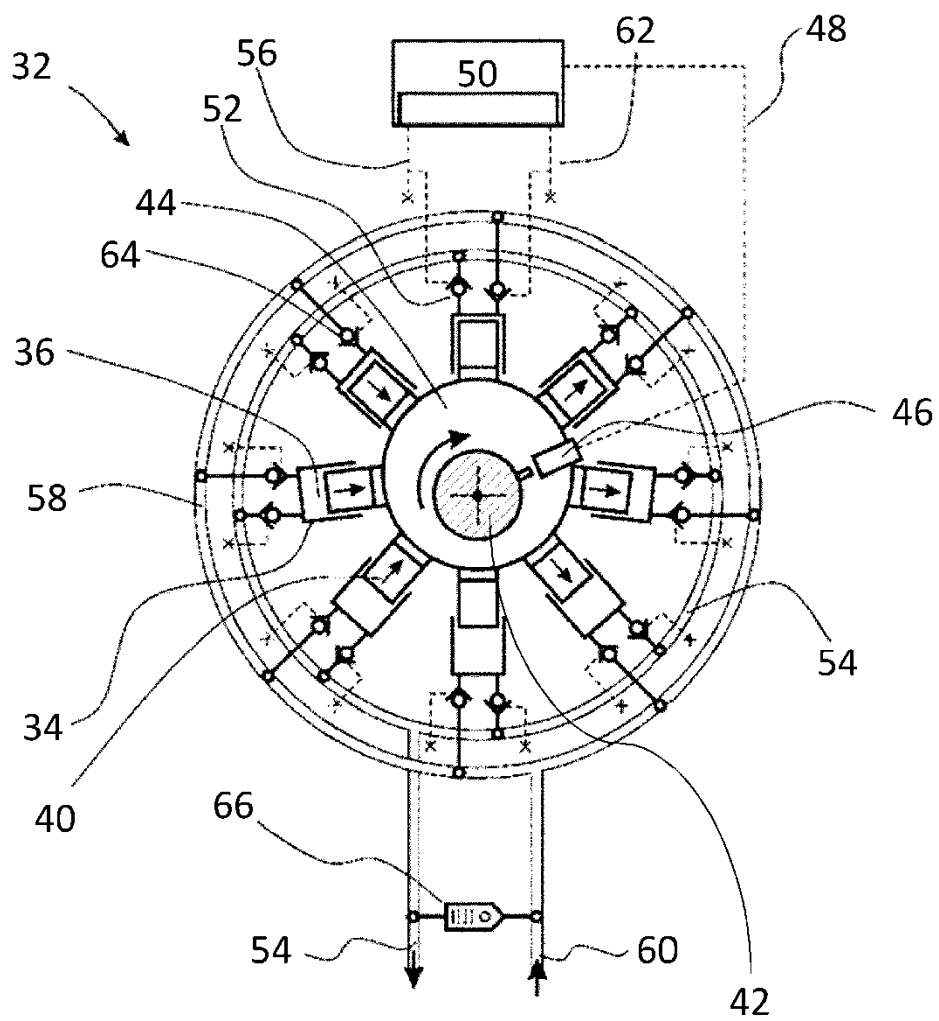


Fig. 2

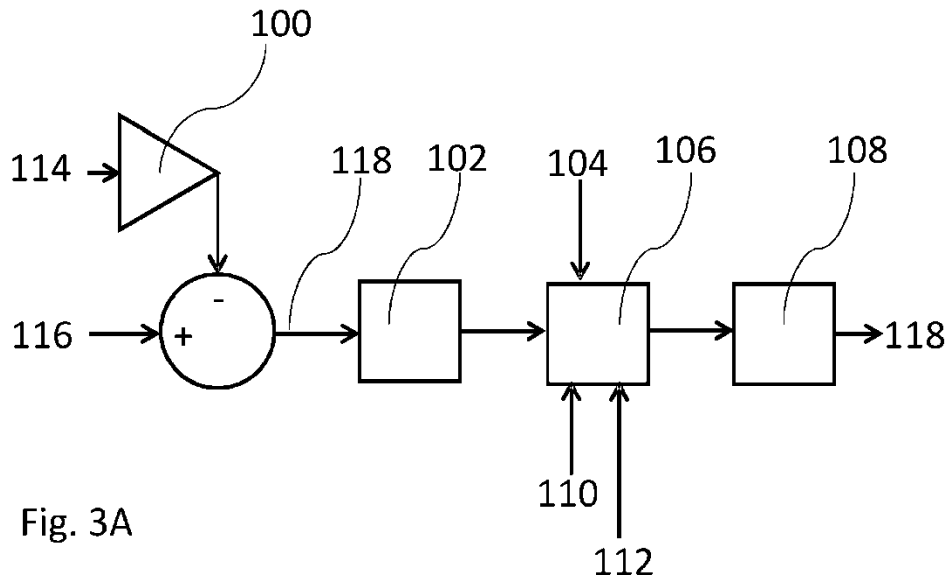


Fig. 3A

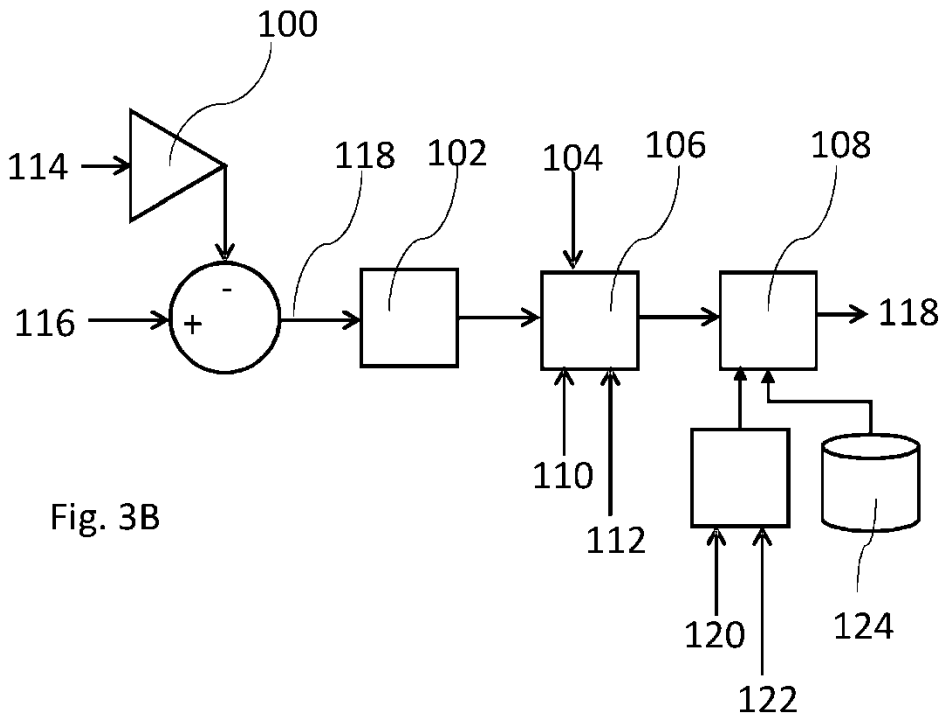


Fig. 3B

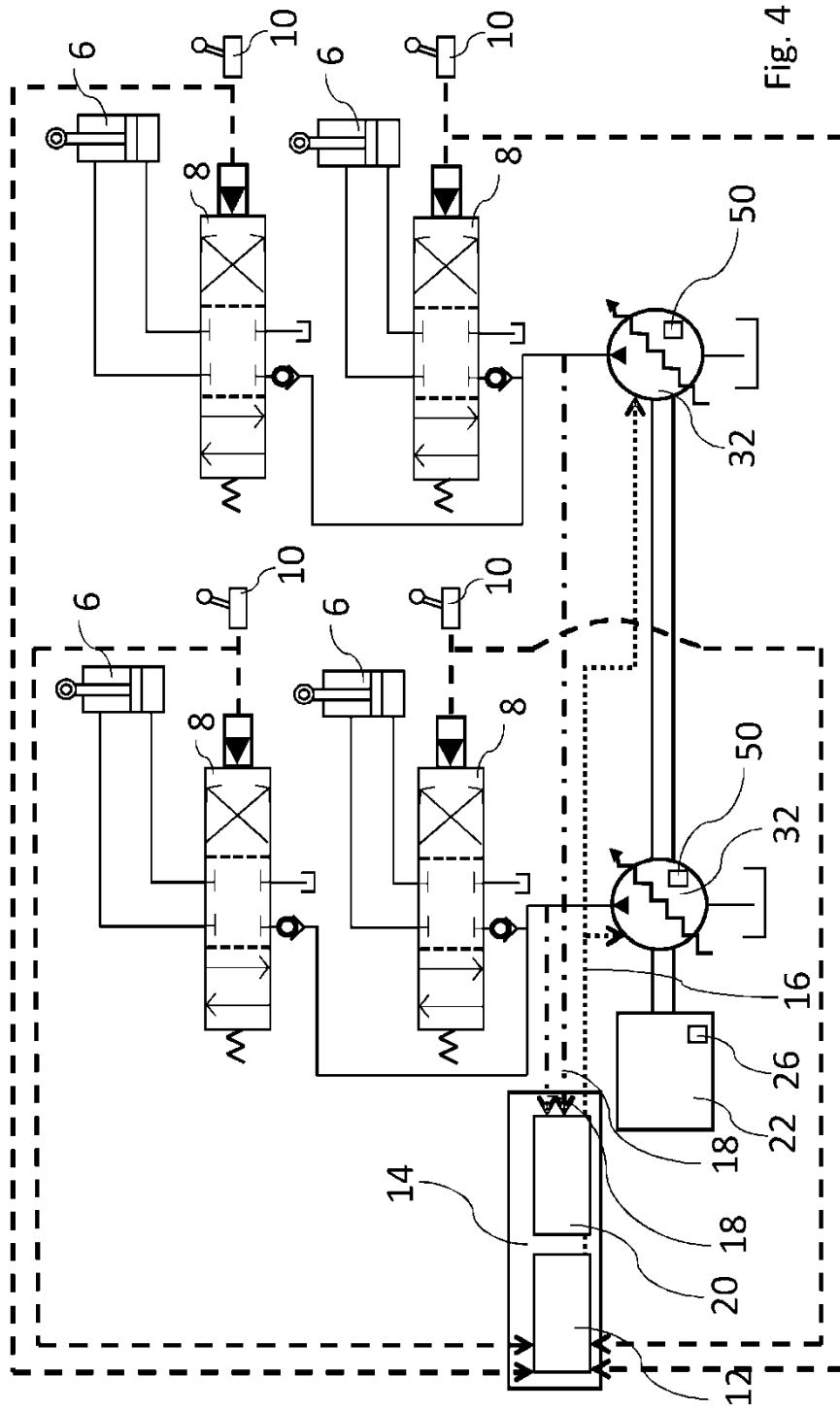


Fig. 4

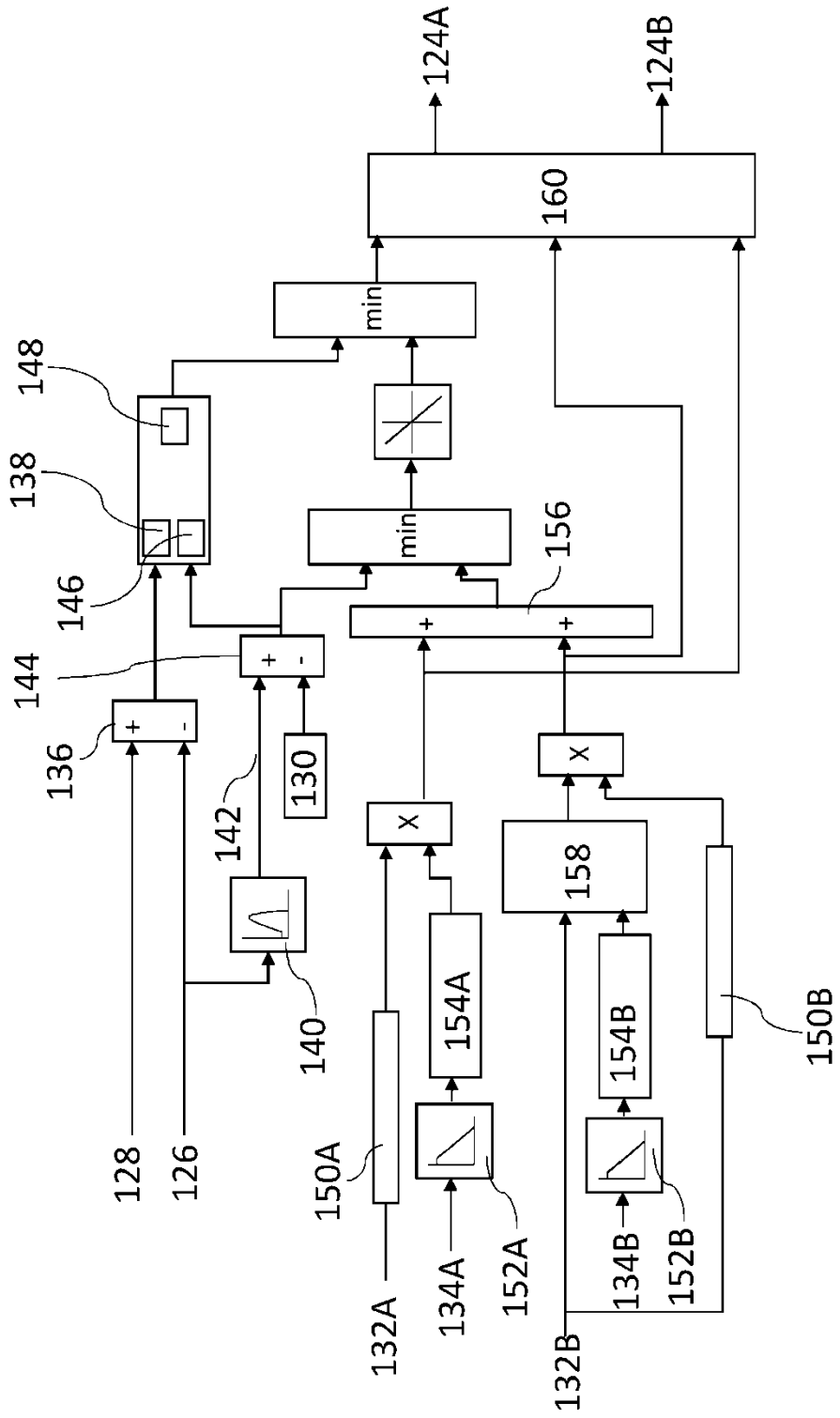


Fig. 5

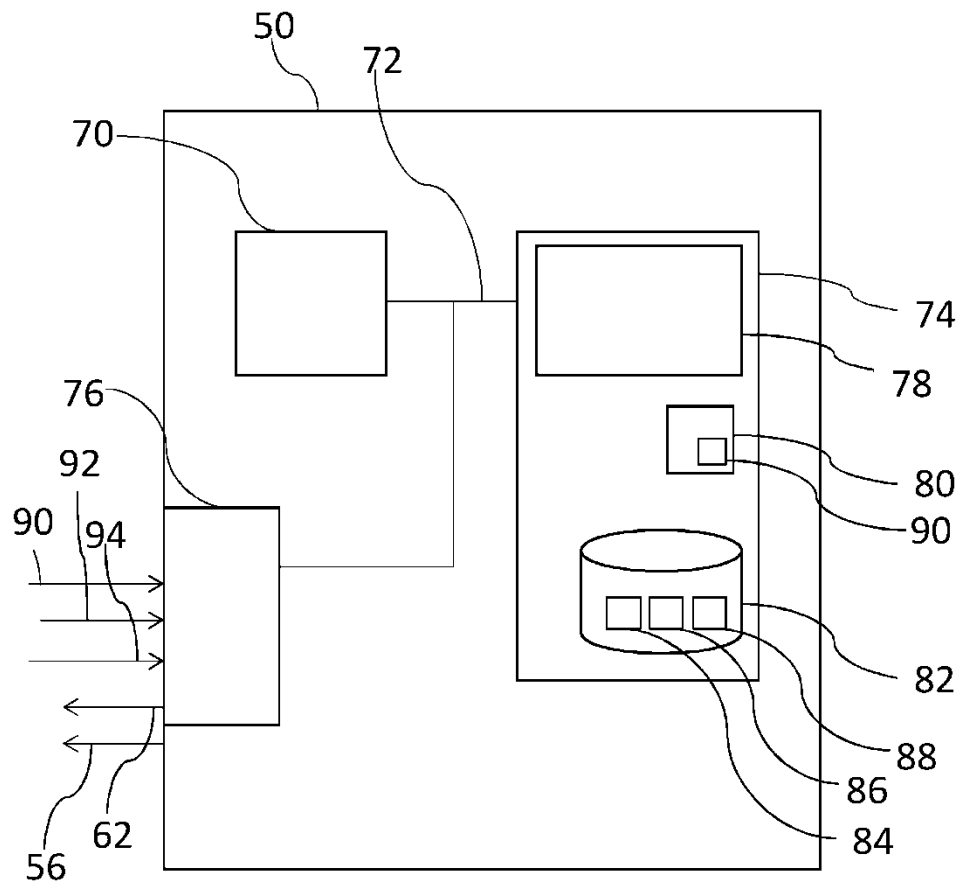


Fig. 6

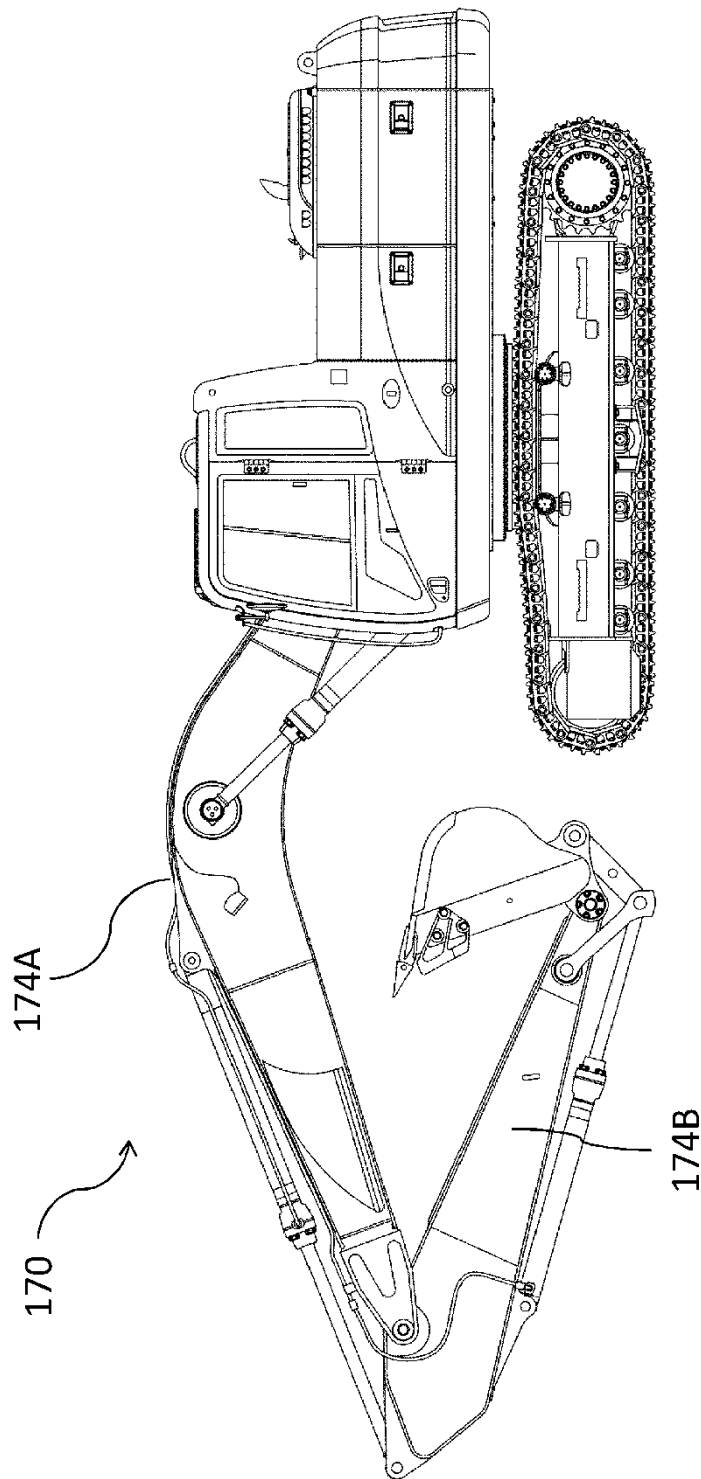


Fig. 7

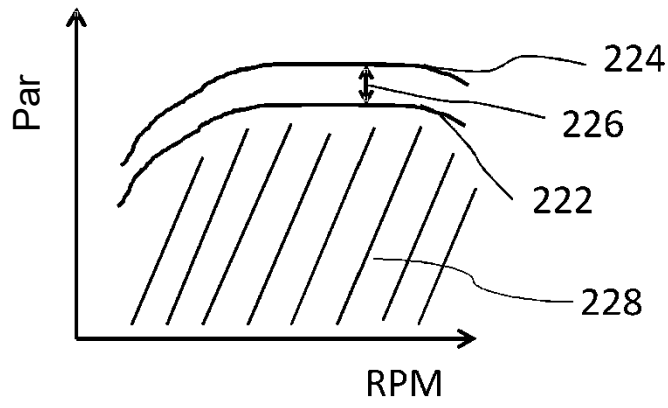


Fig. 8A

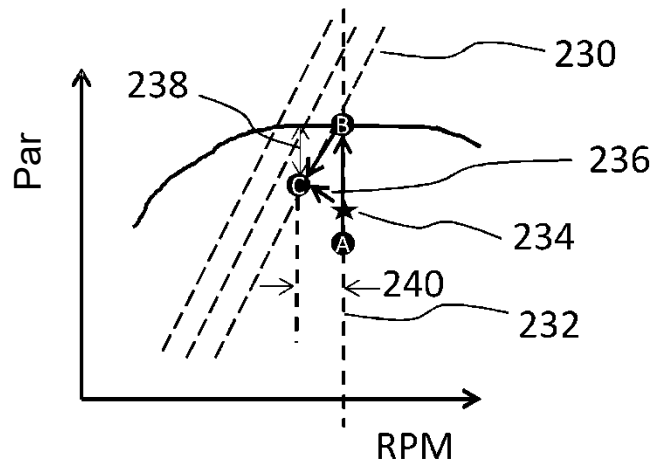


Fig. 8B

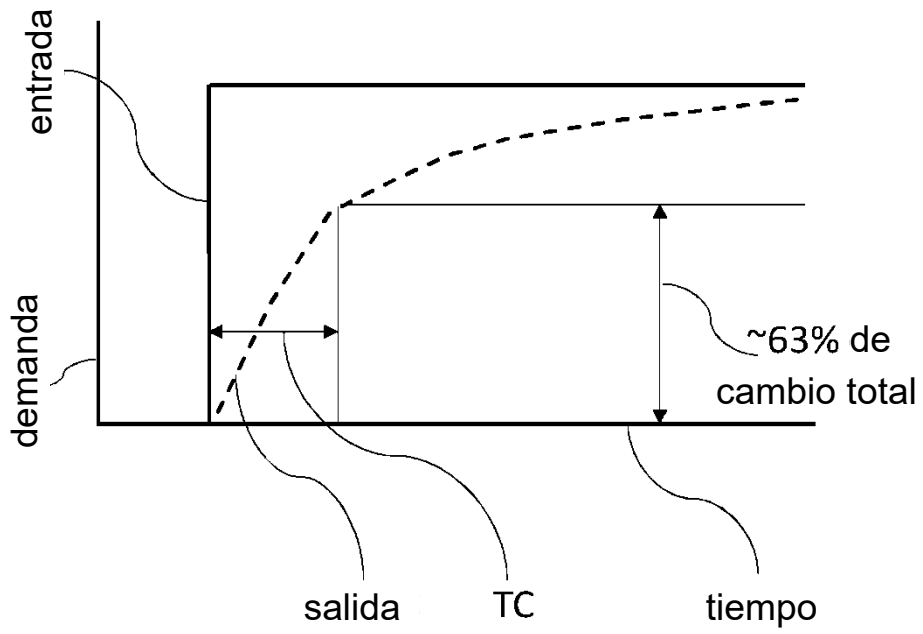


Fig. 9

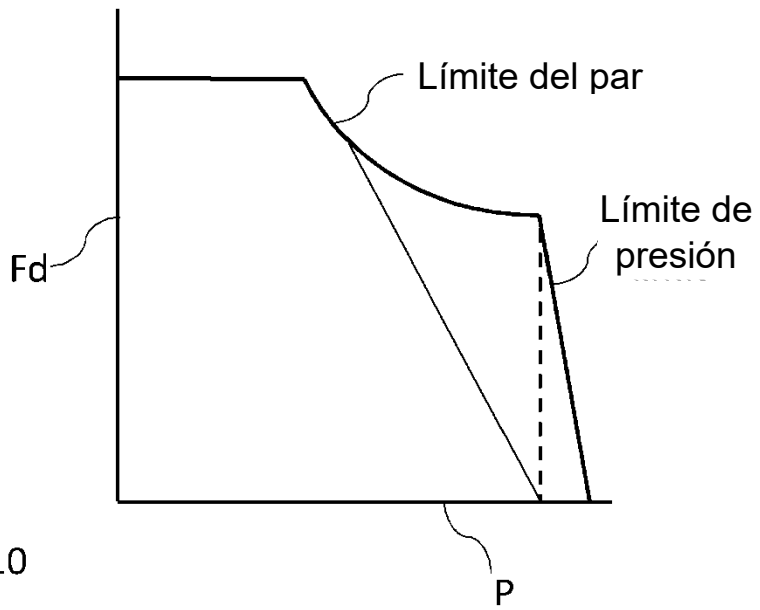


Fig. 10

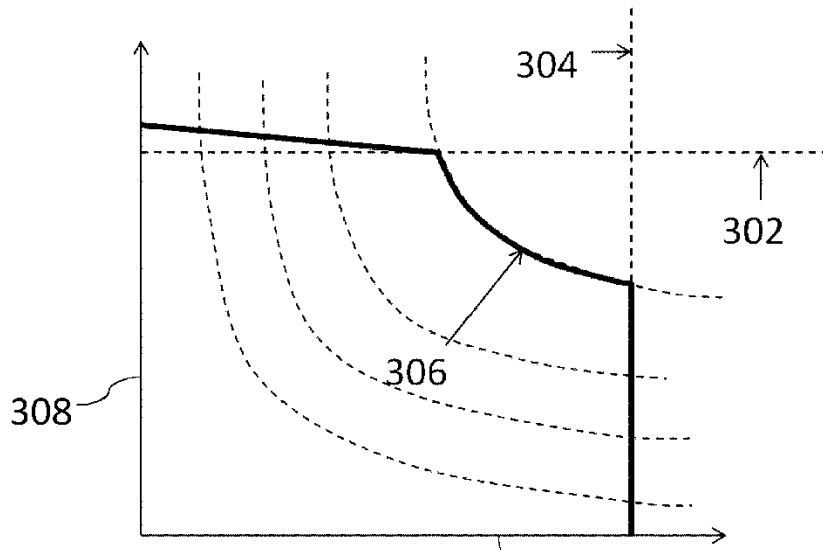


Fig. 11A

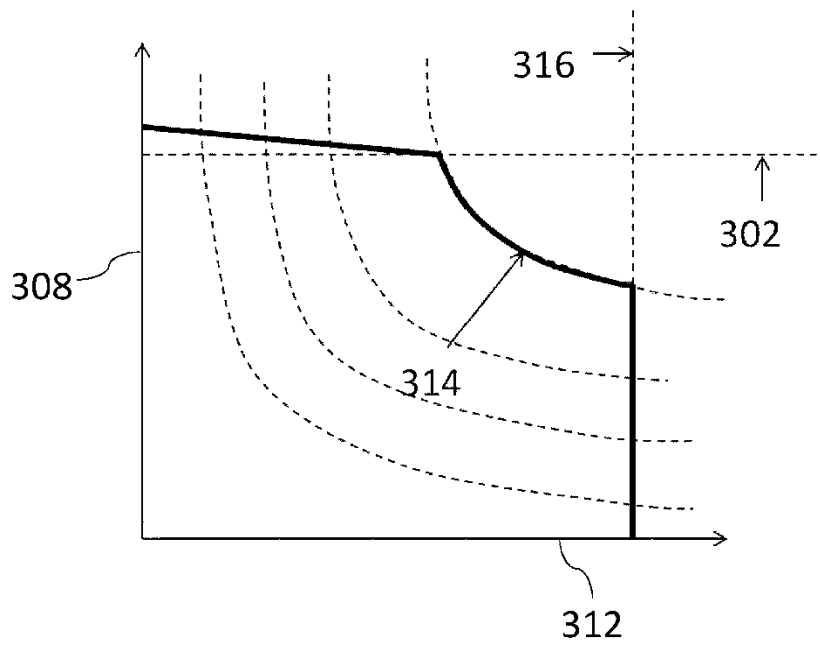


Fig. 11B

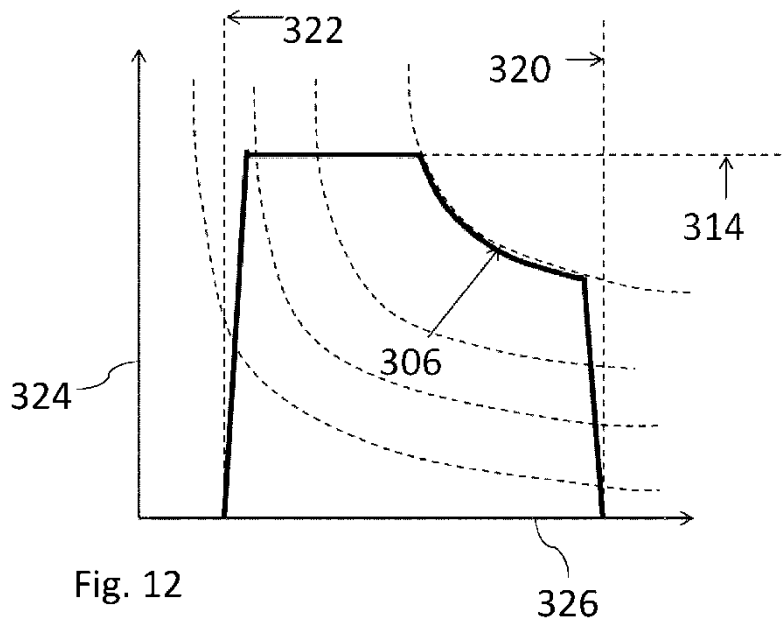


Fig. 12

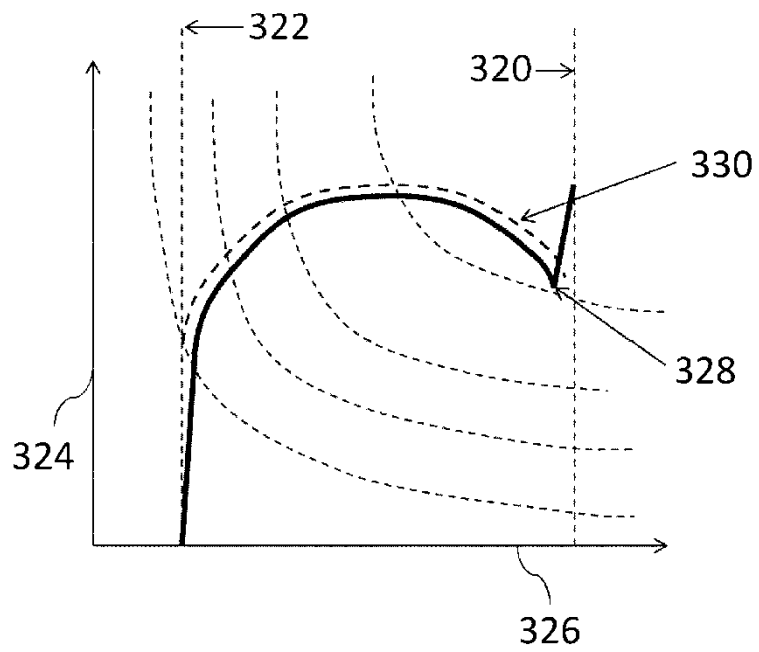
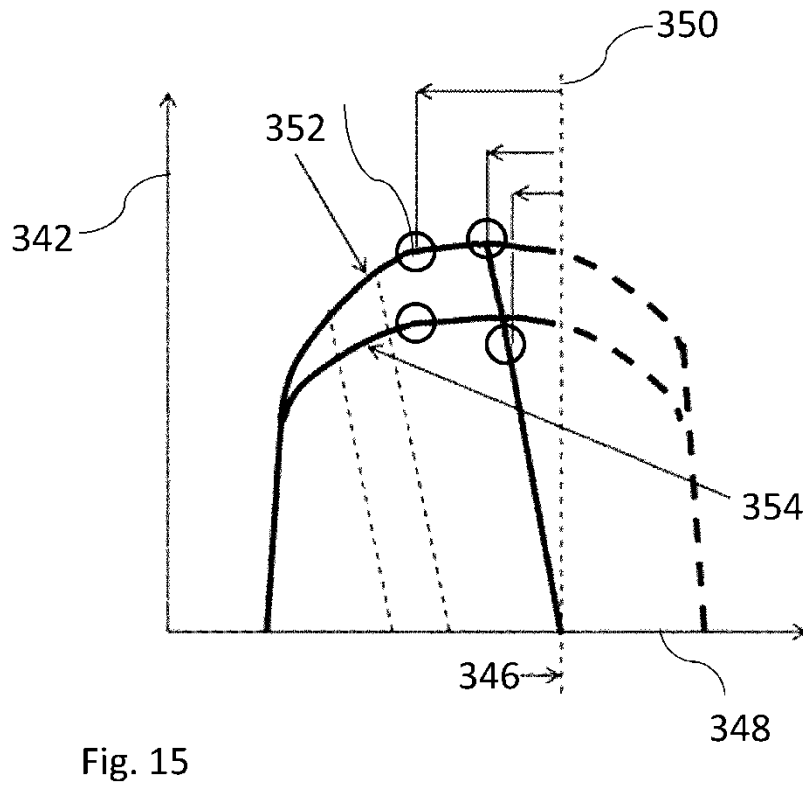
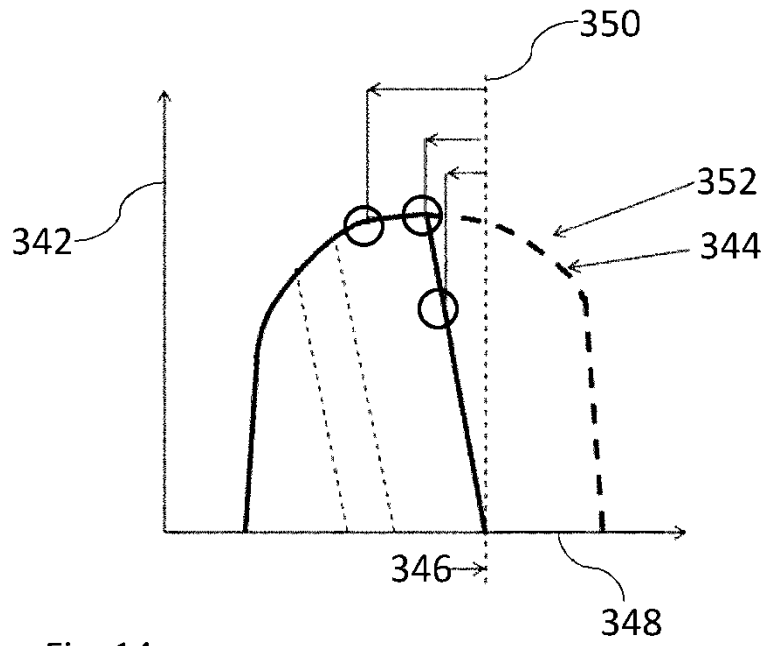


Fig. 13



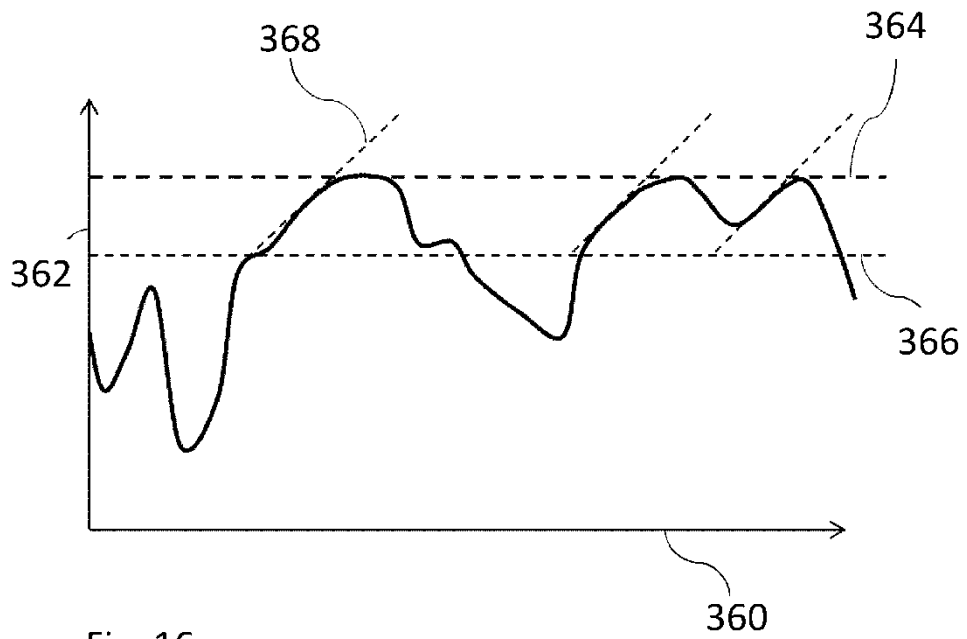


Fig. 16

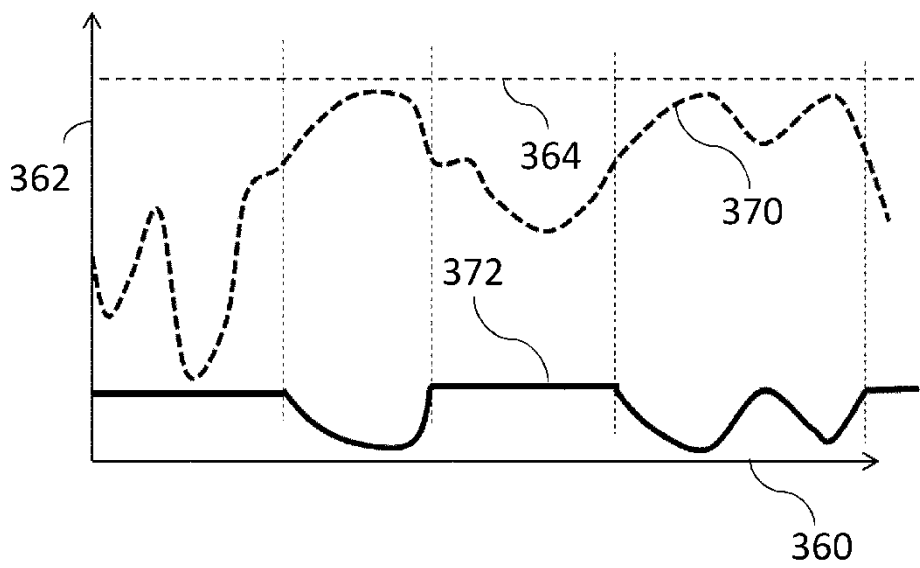


Fig. 17A

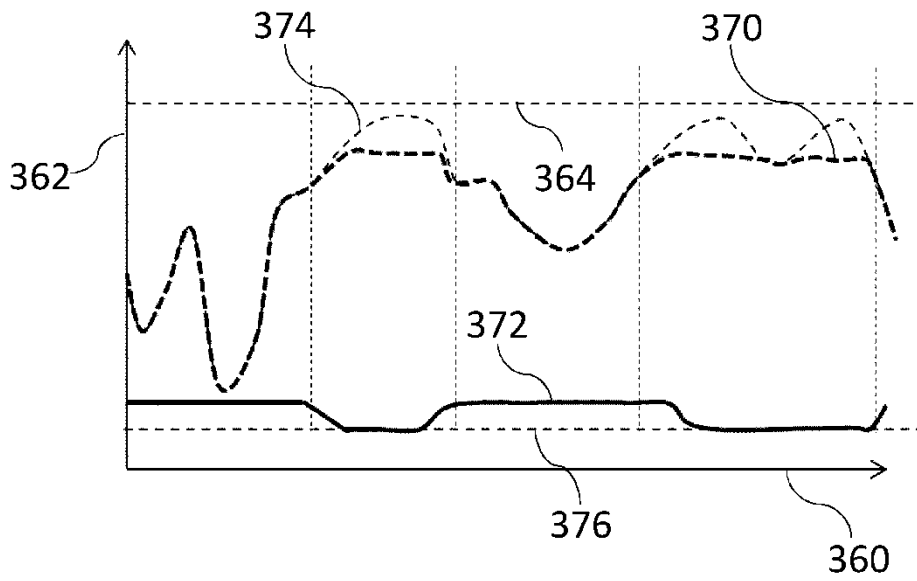


Fig. 17B

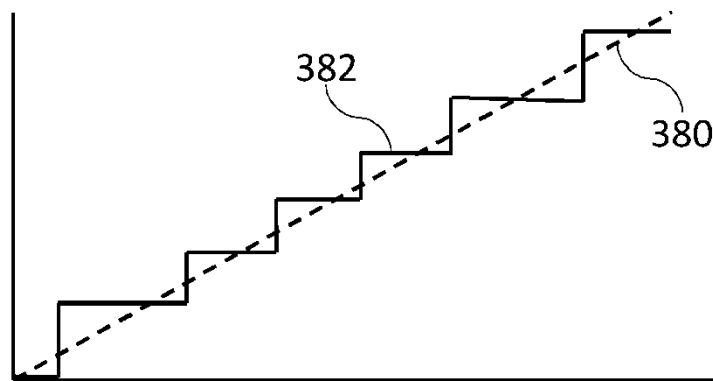


Fig. 18