



19



OFICINA ESPAÑOLA DE
PATENTES Y MARCAS

ESPAÑA

11 Número de publicación: **2 347 085**

51 Int. Cl.:
B60T 8/40 (2006.01)
B62L 3/08 (2006.01)

12

TRADUCCIÓN DE PATENTE EUROPEA

T3

96 Número de solicitud europea: **07105754 .1**
96 Fecha de presentación : **05.04.2007**
97 Número de publicación de la solicitud: **1847430**
97 Fecha de publicación de la solicitud: **24.10.2007**

54 Título: **Modulador hidráulico para un dispositivo de freno.**

30 Prioridad: **19.04.2006 JP 2006-115990**

45 Fecha de publicación de la mención BOPI:
25.10.2010

45 Fecha de la publicación del folleto de la patente:
25.10.2010

73 Titular/es: **HONDA MOTOR Co., Ltd.**
1-1, Minami-Aoyama 2-chome
Minato-ku, Tokyo 107-8556, JP

72 Inventor/es: **Nishikawa, Yutaka ;**
Takenouchi, Kazuya;
Kato, Masaie y
Takayanagi, Shinji

74 Agente: **Ungría López, Javier**

ES 2 347 085 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

Modulador hidráulico para un dispositivo de freno.

La presente invención se refiere a un modulador hidráulico para un dispositivo de freno, y más en concreto a un modulador hidráulico para un dispositivo de freno que puede ser de tamaño reducido mejorando la disposición de los componentes y la estructura interna.

Se conoce convencionalmente un sistema de freno tal que, al operar un freno hidráulico para reducir la velocidad del vehículo, se obtiene presión de aceite para operar una pinza de freno por la fuerza de accionamiento de un accionador para asistir por ello la operación del freno por parte del operador. Un dispositivo adaptado para aplicarse a dicho sistema de freno para generar presión de aceite usando la fuerza de accionamiento del accionador se denominará a continuación en general un modulador hidráulico. El modulador hidráulico capaz de realizar un control hidráulico minucioso por control electrónico del accionador es adecuado para uso con un sistema de freno antibloqueo (ABS) para evitar el bloqueo de la rueda al frenar reduciendo intermitentemente la presión de aceite producida en la pinza de freno y también es adecuado para uso con un sistema de freno enclavado delantero y trasero para distribuir automáticamente una fuerza de frenado a las ruedas delantera y trasera según una condición de marcha del vehículo tal como la velocidad del vehículo.

El documento de Patente 1 describe un modulador hidráulico tal que un pistón se sujeta deslizantemente en un cilindro para suministrar un fluido de freno a presión a una pinza de freno y que el pistón esté conectado a través de un mecanismo de tornillo a un eje de rotación de un motor eléctrico. Con esta configuración, el pistón se desliza moviendo el motor eléctrico para generar por ello una presión de aceite requerida para la operación de la pinza de freno.

El documento de Patente 2 describe un modulador hidráulico tal que un eje de rotación de un motor eléctrico y un cilindro para suministrar un fluido de freno a presión a una pinza de freno se extiendan en relación perpendicular uno con otro, que la fuerza de accionamiento del motor eléctrico sea transmitida a través de un mecanismo reductor de velocidad a otro eje de rotación en el que está montado un brazo basculante, y que un pistón mantenido deslizantemente en el cilindro se haga deslizar por la operación del brazo basculante.

Publicación de Patente japonesa número Hei 1-262244.

Publicación de Patente japonesa número 2005-212680.

Sin embargo, la técnica descrita en el documento de Patente 1 tiene el problema de que el modulador hidráulico tiende a ser alargado en la dirección axial del eje de giro del motor eléctrico porque el pistón se extiende en el eje del eje de giro del motor eléctrico. Además, la técnica descrita en el documento de Patente 2 tiene el problema de que se genera un espacio indeseado entre el motor eléctrico y el cilindro originando un aumento del tamaño general del modulador hidráulico porque el motor eléctrico y el cilindro como componentes alargados se extienden perpendicularmente uno a otro. Consiguientemente, es difícil asegurar un espacio de instalación para dicho modu-

lador hidráulico convencional en una motocicleta de espacio extra limitado, y por lo tanto es susceptible de mejora al configurar un modulador hidráulico que sea compacto con un espacio pequeño indeseado y adecuado para uso en una motocicleta.

La Solicitud de Patente de Estados Unidos número 4.850.650 describe un controlador de freno jerárquico que tiene dos niveles de control, un controlador supervisor de nivel alto y un controlador local bajo. El controlador supervisor recibe una orden de tasa de deceleración del vehículo del operador del vehículo y determina un valor de presión de línea de frenado ordenado para establecer la deceleración real del vehículo a la tasa ordenada por el operador. El controlador supervisor aporta entonces la presión de línea de freno ordenada entre los frenos delantero y trasero en base a un factor de proporción determinado. El controlador local en cada rueda funciona para establecer la respectiva presión ordenada de línea de freno delantero o trasero. Además, el controlador local para cada freno trasero limita la presión del freno aplicada en respuesta a una condición de bloqueo de rueda incipiente detectada para evitar el bloqueo de la rueda frenada. El controlador local para un freno trasero que es una presión de freno limitante para evitar la condición de bloqueo, proporciona un valor de presión de freno trasero máximo permisible al controlador supervisor. El controlador supervisor limita entonces la presión de línea de freno ordenada y por lo tanto la presión ordenada de línea de freno delantero a valores en base a la presión de freno trasero máxima permisible y el valor de proporción entre los frenos delantero y trasero.

Consiguientemente, un objeto de la presente invención es proporcionar un modulador hidráulico para un dispositivo de freno que puede ser de tamaño reducido mejorando la disposición de los componentes y la estructura interna.

Según la presente invención, se facilita un modulador hidráulico para un dispositivo de freno incluyendo un cilindro para soportar deslizantemente un pistón y cambiar el volumen de una cámara hidráulica que comunica con una pinza de freno según el deslizamiento del pistón; y un motor para deslizar el pistón a través de medios de transmisión de potencia; estando dispuestos los medios de transmisión de potencia de modo que el cilindro se extienda paralelo a un eje de rotación del motor; siendo convertido el movimiento rotacional del motor a movimiento lineal en un eje paralelo al eje de giro.

Según la presente invención, los medios de transmisión de potencia incluyen una corredera de empuje para empujar el pistón; estando el pistón y la corredera de empuje en contacto esférico uno con otro; incluyendo además el modulador hidráulico un sensor de carrera que tiene una varilla de sensor soportada de forma retráctil para detectar la posición de la corredera de empuje; estando dispuesto el sensor de carrera de modo que la varilla de sensor se extienda paralela al cilindro.

Según un aspecto preferido de la presente invención, el cilindro y el sensor de carrera son de tamaño axial más pequeño que el motor.

Según la presente invención, los medios de transmisión de potencia incluyen un mecanismo de tornillo de bola para convertir el movimiento rotacional al movimiento lineal.

Según la invención, el movimiento rotacional del motor es convertido al movimiento lineal en el eje pa-

ralelo al eje de giro por los medios de transmisión de potencia, y el cilindro se extiende paralelo al eje de giro del motor. Consiguientemente, en comparación con la configuración convencional tal que un cilindro se extiende en la extensión de un eje de rotación de un motor o que el motor y el cilindro como componentes alargados están dispuestos perpendicularmente uno a otro, originando la formación de un espacio indeseado, es posible obtener un modulador hidráulico compacto adecuado para uso en una motocicleta.

Según la invención, la superficie de contacto de la corredera de empuje con el pistón es una superficie esférica, de modo que la inclinación o desalineación de las partes debido a tolerancia dimensional o análogos puede ser absorbida por la superficie esférica de contacto para reducir por ello el rozamiento y su pérdida de transmisión relacionada de la fuerza de empuje de la corredera de empuje. Además, la varilla de sensor del sensor de carrera para detectar la posición de la corredera de empuje se extiende paralela al cilindro. Con esta disposición, es posible evitar que el sensor de carrera como un componente alargado pueda sobresalir del modulador hidráulico, reduciendo más por ello el tamaño del modulador hidráulico.

Según el aspecto preferido de la invención, el cilindro y el sensor de carrera son de tamaño axial más pequeño que el motor. Consiguientemente, el tamaño del modulador hidráulico se puede reducir más.

Según la invención, los medios de transmisión de potencia incluyen un mecanismo de tornillo de bola para convertir el movimiento rotacional en movimiento lineal. El mecanismo de tornillo de bola es capaz de realizar colocación de alta precisión con baja pérdida por rozamiento. Consiguientemente, es posible realizar control hidráulico de alta precisión según el control de accionamiento del motor.

La figura 1 es una vista lateral de una motocicleta según una primera realización preferida de la presente invención.

La figura 2 es un diagrama de bloques que representa la configuración de un sistema de freno según la primera realización preferida.

Las figuras 3(a) y 3(b) son vistas laterales de un modulador hidráulico según la primera realización preferida.

La figura 4 es una vista en sección transversal tomada a lo largo de la línea A-A en la figura 3(a).

La figura 5 es una vista en sección de un cilindro maestro y un dispositivo de selección de paso de aceite según la primera realización preferida.

La figura 6 es una vista en sección de pinzas de freno según la primera realización preferida.

La figura 7 es una vista en sección que representa una condición operativa de un simulador de pérdida de fluido según la primera realización preferida.

La figura 8 es una vista en sección que representa una condición operativa del modulador hidráulico representado en la figura 4.

La figura 9 es un diagrama de bloques que representa la configuración de un sistema de freno usando un modulador hidráulico del tipo de pistón según una segunda realización preferida de la presente invención.

La figura 10 es una vista en sección de un cilindro maestro y un dispositivo de selección de paso de aceite según la segunda realización preferida.

La figura 11 es una vista en sección del modulador

hidráulico del tipo de pistón y una unidad reguladora de presión según la segunda realización preferida.

La figura 12 es una vista en sección transversal tomada a lo largo de la línea B-B en la figura 11.

Algunas realizaciones preferidas de la presente invención se describirán ahora en detalle con referencia a los dibujos. La figura 1 es una vista lateral de una motocicleta 1 a la que se aplica un modulador hidráulico para un dispositivo de freno según una primera realización preferida de la presente invención. Un par de horquillas delanteras derecha e izquierda 3 dirigibles por un par de manillares de dirección derecho e izquierdo 6 se soporta pivotantemente en la porción de extremo delantero de un bastidor de carrocería 2 de la motocicleta 1. Una rueda delantera WF se soporta rotativamente en las porciones de extremo inferior de las horquillas delanteras 3. Un motor 8 como una fuente de accionamiento está suspendido de la porción inferior del bastidor de carrocería 2. Un brazo basculante 9 para soportar rotativamente una rueda trasera WR como una rueda de accionamiento está montado pivotantemente en el bastidor de carrocería 2 en el lado trasero del motor 8.

Cada una de las ruedas delantera y trasera WF y WR de la motocicleta 1 está provista de un sistema de freno hidráulico para reducir la velocidad de la motocicleta 1. El manillar de dirección derecho 6 está provisto de una palanca de freno 21 que será accionada por el motorista al producir una fuerza del freno para la rueda delantera WF y un cilindro maestro 20 para soportar pivotantemente la palanca de freno 21. Un par de discos de freno circulares derecho e izquierdo 4 están conectados a una rueda 5 de la rueda delantera WF con el fin de girar integralmente con la rueda 5. Un par de pinzas de freno derecha e izquierda 80 están montadas en las horquillas delanteras derecha e izquierda 3, respectivamente. Cada pinza de freno 80 está formada con un rebaje para recibir el disco de freno 4 correspondiente, y contiene un par de pistones hidráulicos (véase la figura 6) deslizantes en una dirección paralela al eje de rotación del disco de freno 4 correspondiente. Cuando se incrementa la presión en un paso de aceite 23 formado por una manguera o análogos que tiene un coeficiente de expansión bajo, estos pistones hidráulicos contenidos en cada pinza de freno 80 deslizan en las direcciones opuestas con el fin de aproximarse a ambas superficies del disco de freno 4 correspondiente. Como resultado, un par de pinzas de freno (véase la figura 6) dispuestas entre los pistones hidráulicos en cada pinza de freno 80 y el disco de freno 4 correspondiente son empujadas en ambas superficies de este disco de freno 4, de modo que se aplique fuerza del freno a la rueda delantera WF por el rozamiento entre las pinzas de freno y este disco de freno 4.

En una porción trasera del bastidor de carrocería 2 están montados un pedal de freno 10 que será accionado por el motorista para producir una fuerza del freno para la rueda trasera WR y un cilindro maestro 11 conectado al pedal de freno 10. Un disco de freno 14 está conectado a una rueda 15 de la rueda trasera WR de manera que gire integralmente con la rueda 15. Una pinza de freno 13 está montada en el brazo basculante 9. Un par de pistones hidráulicos (no representados) se contienen en la pinza de freno 13. Cuando se incrementa la presión en un paso de aceite 12, los pistones hidráulicos contenidos en la pinza de freno 13 deslizan en las direcciones opuestas de

manera que se aproximen a ambas superficies del disco de freno 14. Como resultado, un par de pinzas de freno (no representadas) son empujadas en ambas superficies del disco de freno 14, de modo que se aplique una fuerza del freno a la rueda trasera WR por el rozamiento entre las pinzas de freno y el disco de freno 14.

En esta realización preferida, la presión de aceite producida en el cilindro maestro 20 por la fuerza aplicada a la palanca de freno 21 por el motorista no es transmitida directamente a las pinzas de freno 80, sino que es aplicada a través de un paso de aceite 22 a un dispositivo de selección de paso de aceite 40. El paso de aceite 23 conectado a las pinzas de freno 80 está conectado al dispositivo de selección de paso de aceite 40, y un modulador hidráulico 60 también está conectado a través de un paso de aceite 25 al dispositivo de selección de paso de aceite 40. El modulador hidráulico 60 es un dispositivo para producir una presión de aceite por la fuerza de accionamiento de un motor eléctrico como accionador. En el sistema de freno según esta realización preferida, la fuente de generación de la presión de aceite para operar las pinzas de freno 80 puede ser conmutada entre el cilindro maestro 20 y el modulador hidráulico 60. La posición de instalación del dispositivo de selección de paso de aceite 40 y el modulador hidráulico 60 no se limita al interior de la carrocería de vehículo cerca de un depósito de carburante 7 como se representa en la figura 1, sino que se puede poner en una posición arbitraria. Por ejemplo, el dispositivo de selección de paso de aceite 40 y el modulador hidráulico 60 se pueden instalar en una porción delantera del bastidor de carrocería 2. Además, el sistema de freno incluyendo tal modulador hidráulico puede ser aplicado igualmente a la rueda trasera WR.

La figura 2 es un diagrama de bloques que representa la configuración del sistema de freno según la primera realización preferida de la presente invención. En la figura 2, los mismos números de referencia que los representados en la figura 1 denotan partes idénticas o análogas. En el sistema de freno según esta realización preferida, la presión de aceite para operar las pinzas de freno 80 en marcha normal es suministrada totalmente desde el modulador hidráulico 60, y solamente cuando un interruptor principal está apagado o tiene lugar algún problema en el sistema de freno, la presión de aceite producida en el cilindro maestro 20 por el motorista acciona directamente las pinzas de freno 80.

El dispositivo de selección de paso de aceite 40 se compone de un dispositivo de válvula selectora 41 para conmutar la ruta de cada paso de aceite y un simulador de pérdida de fluido 55 conectado a través de un paso de aceite 48 al dispositivo de válvula selectora 41. Un sensor de posición 24 para detectar una operación de freno realizada por el motorista está montado en el cilindro maestro 20. Se ha previsto una unidad de control 53 para transmitir señales para mover el dispositivo de válvula selectora 41 y el modulador hidráulico 60 según información del sensor de posición 24. El modulador hidráulico 60 genera una presión de aceite según una señal de accionamiento de la unidad de control 53 y suministra la presión de aceite al dispositivo de válvula selectora 41. Cuando el dispositivo de válvula selectora 41 recibe una señal de accionamiento de la unidad de control 53, el dispositivo de válvula selectora 41 es movido para es-

tablecer comunicación entre los pasos de aceite 22 y 48, suministrando por ello la presión de aceite desde el cilindro maestro 20 al simulador de pérdida de fluido 55. Al mismo tiempo, el dispositivo de válvula selectora 41 es movido para establecer comunicación entre los pasos de aceite 25 y 23, suministrando por ello la presión de aceite del modulador hidráulico 60 a las pinzas de freno 80. Con esta configuración, cuando la palanca de freno 21 es operada por el motorista en marcha normal, la fuerza del freno es aplicada a la rueda delantera WF por la presión de aceite producida por el modulador hidráulico 60, y la presión de aceite producida por el cilindro maestro 20 se usa en el simulador de pérdida de fluido 55 para dar al motorista la sensación simulada de resistencia a la operación de freno.

En el dispositivo de válvula selectora 41 según esta realización preferida, el estado de conexión del paso de aceite representado por las flechas de línea discontinua en la figura 2 donde el cilindro maestro 20 y las pinzas de freno 80 están conectados directamente uno a otro, se pone como defecto (condición inicial), y el estado de selección de paso de aceite representado por las flechas de línea continua en la figura 2 se facilita solamente cuando la operación de freno es detectada y la unidad de control 53 transmite las señales de accionamiento. Consiguientemente, aunque tenga lugar algún problema en la unidad de control 53 durante la marcha y se pare la transmisión de las señales de accionamiento procedentes de la unidad de control 53, el frenado como en un sistema de freno normal puede ser realizado porque el cilindro maestro 20 y las pinzas de freno 80 están conectados directamente uno a otro. Además, la unidad de control 53 siempre supervisa la condición de cada parte del sistema de freno recibiendo señales de respuesta de válvulas electromagnéticas incorporadas en el dispositivo de válvula selectora 41 y una señal de salida de un sensor de carrera 66 montado en el modulador hidráulico 60. Consiguientemente, en el caso de que tenga lugar algún problema en una parte del sistema de freno, se interrumpe la señal de accionamiento procedente de la unidad de control 53 al dispositivo de válvula selectora 41.

Las figuras 3(a) y 3(b) son vistas laterales del modulador hidráulico 60 según la primera realización preferida de la presente invención. El modulador hidráulico 60 incluye una caja 61, un motor eléctrico cilíndrico circular 63 montado en una superficie lateral de la caja 61, y un cilindro circular cilíndrico 64 como una porción de generación de presión de aceite montada en la superficie lateral de la caja 61 de manera que esté dispuesto adyacente al motor eléctrico 63. El cilindro 64 está formado en su extremo con un agujero de perno de aceite 64a para montar el paso de aceite 25. El cilindro 64 integral con una porción de base 64b está conectado a la caja 61 por medio de tres pernos de montaje 64c. Además, el sensor de carrera 66 para detectar la posición y velocidad de deslizamiento de un pistón de potencia (véase la figura 4) mantenido deslizantemente en el cilindro 64 está montado en la porción de base 64b. El sensor de carrera 66 está formado integralmente con un soporte extendido 66a conectado a la porción de base 64b. Un cable de cableado 67 para transmitir información del sensor a la unidad de control 53 está montado en un extremo del sensor de carrera 66. Un conector 62 para suministrar una potencia de accionamiento externa al

motor eléctrico 63 está formado en una porción superior de la caja 61.

La figura 3(b) representa una condición donde el cilindro 64 y el sensor de carrera 66 se han sacado de la caja 61. Cerca de la parte inferior del cilindro 64 se ha dispuesto una corredera de empuje 68 para empujar el pistón de potencia, una chapa de empuje 70 conectada a la corredera de empuje 68 para empujar una varilla de sensor (véase la figura 4) del sensor de carrera 66, y un seguidor de excéntrica 69 para conectar la chapa de empuje 70 a la corredera de empuje 68. La corredera de empuje 68 está formada con una porción de cabeza 68a que tiene una superficie sustancialmente esférica. En la condición donde el cilindro 64 está montado, la superficie esférica de la porción de cabeza 68a de la corredera de empuje 68 apoya contra la porción central de la superficie inferior del pistón de potencia. Además, la corredera de empuje 68 está formada en su extremo con un saliente de guía 68b enganchado con una ranura de guía 61a formada en la caja 61 para mantener la corredera de empuje 68 en un ángulo predeterminado.

La figura 4 es una vista en sección transversal tomada a lo largo de la línea A-A en la figura 3(a). En la figura 4, los mismos números de referencia que los de las figuras 1 a 3b denotan las partes idénticas o análogas. El motor eléctrico 63 montado en una superficie lateral de la caja 61 de manera que sobresalga, se compone de un estator 72 conectado a la pared interior de una cubierta de motor 71 y un rotor 74 conectado a un eje de rotación 73 como un eje de salida. El motor eléctrico 63 puede ser movido en una dirección rotacional arbitraria a una velocidad rotacional arbitraria según una señal de accionamiento de la unidad de control 53. La unidad de control 53 puede transmitir una señal de accionamiento considerando las salidas del sensor de posición 24 para detectar la condición operativa de la palanca de freno 21 y de varios sensores para detectar la velocidad del vehículo, la velocidad del motor, la posición de engranaje, etc. En el conector 62 se ha dispuesto una chapa de polo 62a conectada a un cable de cableado (no representado) para suministrar potencia de accionamiento al motor eléctrico 63.

Un engranaje de accionamiento 75 está conectado a una porción de extremo del eje de giro 73 por acanaladuras, y un engranaje movido 76 está engranado con el engranaje de accionamiento 75. Una tuerca de tornillo de bola 77 que tiene una ranura de bola interna en espiral está conectada integralmente al engranaje movido 76 de manera que encaje con la superficie radialmente interior del engranaje movido 76. La tuerca de tornillo de bola 77 está enganchada a rosca con un eje de tornillo de bola 79 que tiene una ranura de bola externa en espiral a través de una pluralidad de bolas 78. Consiguientemente, un movimiento rotacional introducido en la tuerca de tornillo de bola 77 es convertido a un movimiento lineal del eje de tornillo de bola 79 en su dirección axial. En la condición por defecto donde no se suministra potencia de accionamiento al motor eléctrico 63, el eje de tornillo de bola 79 se mantiene en una posición predeterminada donde un extremo del eje de tornillo de bola 79 apoya contra una cubierta trasera 61b conectada a la superficie trasera de la caja 61. Tal mecanismo de tornillo de bola es capaz de realizar control de colocación de alta precisión con baja pérdida por rozamiento, de modo que el control de accionamiento del motor eléctrico

63 pueda ser convertido a control hidráulico con alta precisión.

La corredera de empuje 68 que tiene la porción de cabeza 68a está conectada integralmente a la otra porción de extremo del eje de tornillo de bola 79. La porción de cabeza 68a apoya contra la porción central de la superficie inferior de un pistón de potencia 35 mantenido deslizantemente en el cilindro 64. Consiguientemente, cuando el eje de giro 73 del motor eléctrico 63 es movido rotacionalmente en la dirección hacia la derecha o hacia la izquierda, la porción de cabeza 68a de la corredera de empuje 68 empuja el pistón de potencia 35 en la dirección hacia la derecha según se ve en la figura 4, presurizando por ello un fluido de freno que llena una cámara hidráulica 65. Un muelle de retorno 35a para empujar normalmente el pistón de potencia 35 en la dirección hacia la izquierda según se ve en la figura 4 está instalado en el cilindro 64, de modo que el pistón de potencia 35 sea empujado normalmente en la corredera de empuje 68. Consiguientemente, incluso cuando se introduce intermitentemente una fuerza de empuje en la corredera de empuje 68, no hay posibilidad de que se pueda producir un intervalo entre la porción de cabeza 68a y el pistón de potencia 35 produciendo un retardo de tiempo del aumento de la presión de aceite a la reintroducción de la fuerza de empuje. Además, la superficie de contacto de la porción de cabeza 68a con la superficie inferior del pistón de potencia 35 es una superficie esférica, de modo que la inclinación o desalineación de partes debida a tolerancia dimensional o análogos puede ser absorbida por la superficie esférica de contacto para reducir por ello el rozamiento y su pérdida de transmisión relacionada de la fuerza de empuje de la corredera de empuje 68.

El seguidor de excéntrica 69 para fijar la chapa de empuje 70 a la corredera de empuje 68 está enganchado con una ranura (no representada) que se extiende paralela al eje de tornillo de bola 79, evitando por ello la rotación del eje de tornillo de bola 79 y también el funcionamiento como una guía para el movimiento lineal del eje de tornillo de bola 79 en su dirección axial. El sensor de carrera 66 para detectar el movimiento de la corredera de empuje 68 para detectar por ello la cantidad de deslizamiento y la velocidad de deslizamiento del pistón de potencia 35 tiene una varilla de sensor 36 que sobresale de forma retráctil en una dirección del cuerpo del sensor. La varilla de sensor 36 se extiende paralela al cilindro 64. La varilla de sensor 36 es empujada normalmente en su dirección sobresaliente por un muelle o análogos, de modo que la varilla de sensor 36 pueda repetir la salida y retracción en asociación con un movimiento alternativo de la corredera de empuje 68.

Según el modulador hidráulico 60 mencionado anteriormente, el mecanismo de tornillo de bola se usa para permitir la disposición paralela del eje de giro 73 del motor eléctrico 63 y el cilindro 64. Consiguientemente, la longitud del eje de giro 73 puede ser reducida y se puede reducir el espacio indeseado entre el motor eléctrico 63 y el cilindro 64. En comparación con la configuración convencional en la que un cilindro está dispuesto en el eje del eje de giro de un motor eléctrico o un cilindro está dispuesto en relación perpendicular con un motor eléctrico, es posible obtener un modulador hidráulico compacto adecuado para uso en una motocicleta. Además, mediante la utilización del mecanismo de tornillo de bola capaz de

realizar colocación de alta precisión con baja pérdida por rozamiento, es posible realizar control hidráulico de alta precisión según el control de accionamiento del motor eléctrico 63. Además, el sensor de carrera 66 para detectar la posición de deslizamiento y la velocidad de deslizamiento del pistón de potencia 35 se extiende en una dirección paralela al eje del cilindro 64, dirección que es la misma que la dirección de salida y retracción de la varilla de sensor 36, y el cilindro 64 y el sensor de carrera 66 son de tamaño axial más pequeño que el motor eléctrico 63, es decir, los extremos derechos del cilindro 64 y el sensor de carrera 66 se retiran axialmente del extremo derecho del motor eléctrico 63 según se ve en la figura 4, permitiendo por ello otra reducción del tamaño del modulador hidráulico 60.

La figura 5 es una vista en sección del cilindro maestro 20 y el dispositivo de selección de paso de aceite 40. El cilindro maestro 20 es un generador de presión hidráulica para presurizar un fluido de freno recibiendo una fuerza operativa aplicada a la palanca de freno 21 por el motorista. La palanca de freno 21 es soportada pivotantemente a través de un eje de pivote 29 en una porción de cuerpo 28 del cilindro maestro 20. Cuando la palanca de freno 21 es accionada por el motorista, un saliente de empuje 30 formado en un extremo de la palanca de freno 21 opera para deslizar un pistón 33 mantenido deslizantemente en un cilindro 28a en la dirección hacia la izquierda según se ve en la figura 5, presurizando por ello el fluido de freno que llena el paso de aceite 22.

Un muelle de retorno 28b está dispuesto en el cilindro 28a de manera que apoye contra el pistón 33. El muelle de retorno 28b sirve para empujar el pistón 33 en la dirección hacia la derecha en la condición inoperativa de la palanca de freno 21. El sensor de posición 24 para detectar la cantidad operativa y la velocidad operativa de la palanca de freno 21 está montado en la porción de cuerpo 28. Una porción extendida 31 para empujar una varilla de sensor 27 del sensor de posición 24 está formada cerca del saliente de empuje 30 de la palanca de freno 21. La porción extendida 31 y la varilla de sensor 27 son capaces de detectar finamente una condición operativa de la palanca de freno 21 asegurando una carrera grande. Una señal de salida del sensor de posición 24 es transmitida a través de un cable de cableado 26 a la unidad de control 53 (véase la figura 2). En una porción superior de la porción de cuerpo 28 está dispuesto un depósito 32 abierto a la atmósfera para almacenar un fluido de freno de reserva a añadir en el caso de que la cantidad del fluido de freno requerida en el paso de aceite aumente a causa del desgaste de las pinzas de freno a describir a continuación.

El fluido de freno alimentado a presión desde el cilindro maestro 20 es introducido en el dispositivo de selección de paso de aceite 40 incluyendo el simulador de pérdida de fluido 55 y el dispositivo de válvula selectora 41. El dispositivo de válvula selectora 41 tiene un cuerpo 41a formado con una pluralidad de pasos de aceite. El cuerpo 41a está provisto de tres válvulas selectoras electromagnéticas (primera válvula selectora electromagnética 43, segunda válvula selectora electromagnética 45, y tercera válvula selectora electromagnética 46) para conmutar las condiciones abierta y cerrada de los pasos de aceite según la señal de accionamiento de la unidad de control 53. La primera válvula selectora electromagnética 43 sir-

ve para abrir y cerrar los pasos de aceite 48 y 49. La segunda válvula selectora electromagnética 45 sirve para abrir y cerrar los pasos de aceite 49 y 50. La tercera válvula selectora electromagnética 46 sirve para conmutar las rutas de los pasos de aceite 50, 51 y 52. Un sensor de presión de entrada 44 está dispuesto en el paso de aceite 49, y un sensor de presión de salida 47 está dispuesto en el paso de aceite 52.

La primera válvula selectora electromagnética 43 y la tercera válvula selectora electromagnética 46 están en una condición cerrada como una condición por defecto, y la segunda válvula selectora electromagnética 45 está en una condición abierta como una condición por defecto. Consiguientemente, en la condición por defecto, el paso de aceite del cilindro maestro 20 a las pinzas de freno 80 se dirige a través del paso de aceite 22, el paso de aceite 49, el paso de aceite 50, el paso de aceite 52 y el paso de aceite 23 en este orden. En contraposición, cuando se lleva a cabo la operación de freno y la señal de accionamiento es transmitida desde la unidad de control 53, la primera válvula selectora electromagnética 43 y la tercera válvula selectora electromagnética 46 se abren y la segunda válvula selectora electromagnética 45 se cierra. Como resultado, los pasos de aceite 49 y 50 se cierran y los pasos de aceite 49 y 48 entran en comunicación uno con otro, de modo que la presión de aceite del cilindro maestro 20 entra en el simulador de pérdida de fluido 55. Además, los pasos de aceite 51 y 52 entran en comunicación uno con otro, de modo que la presión de aceite introducida desde el modulador hidráulico 60 (véase la figura 4) a través del paso de aceite 25 al dispositivo de selección de paso de aceite 40 sale por el paso de aceite 23. La unidad de control 53 siempre supervisa la condición del dispositivo de selección de paso de aceite 40 recibiendo señales de cada válvula selectora electromagnética y cada sensor de presión, detectando por ello de forma instantánea los problemas del dispositivo de selección de paso de aceite 40.

Como se ha mencionado anteriormente, el simulador de pérdida de fluido 55 es un dispositivo para dar al motorista una sensación simulada de resistencia a la operación de freno usando la presión de aceite introducida desde el cilindro maestro 20 mientras la operación de las pinzas de freno 80 es realizada por la presión de aceite generada a partir del modulador hidráulico 60. El simulador de pérdida de fluido 55 tiene un cilindro 56 y un segundo pistón 57 mantenido deslizantemente en el cilindro 56. El segundo pistón 57 es deslizante según la presión de aceite introducida por el paso de aceite 48. Un segundo vástago de pistón 58a está dispuesto de forma relativamente móvil en el lado derecho del segundo pistón 57 según se ve en la figura 5, y un elemento de repulsión de resina deformable 58 está conectado a una porción de extremo del segundo vástago de pistón 58a. Un muelle de tensión (véase la figura 7) está dispuesto entre el segundo pistón 57 y el segundo vástago de pistón 58a con el fin de empujarlos en las direcciones axialmente opuestas. Consiguientemente, cuando no se introduce presión de aceite desde el paso de aceite 48, se define un intervalo predeterminado 57a entre el segundo pistón 57 y el segundo vástago de pistón 58a.

La figura 6 es una vista en sección de las pinzas de freno 80. La presión de aceite transmitida desde el cilindro maestro 20 o el modulador hidráulico 60 a través del paso de aceite 23 es distribuida a los lados

derecho e izquierdo por un paso de aceite 88 formado de un tubo de acero y posteriormente es suministrada a través de un par de pasos de aceite 87 a las pinzas de freno derecha e izquierda 80. Cada pinza de freno 80 tiene una porción de cuerpo 81 y un par de pistones hidráulicos 82 mantenidos deslizantemente en la porción de cuerpo 81. Los pistones hidráulicos 82 pueden deslizar en las direcciones opuestas con el fin de emparejar el disco de freno 4 correspondiente. Cuando la presión de aceite del paso de aceite 87 conectado a cada pinza de freno 80 es transmitida a los pistones hidráulicos 82 correspondientes, un par de pinzas de freno 83 formadas de metal sinterizado o análogos son empujadas en ambas superficies del disco de freno 4 correspondiente formado de acero inoxidable, generando por ello una fuerza de rozamiento entre el disco de freno 4 y cada pastilla de freno 83. Además, un sensor de velocidad del vehículo 84 para detectar la velocidad de la motocicleta 1 está montado en la rueda delantera WF. El sensor de velocidad del vehículo 84 tiene un aro pulsador de gran diámetro 85 que gira con la rueda delantera WF como un elemento detectado, de modo que el sensor de velocidad del vehículo 84 pueda detectar la condición rotacional de la rueda delantera WF cada ángulo rotacional diminuto.

La figura 7 es una vista en sección que representa una condición operativa del simulador de pérdida de fluido 55. Hasta que el segundo pistón 57 apoya contra el segundo vástago de pistón 58a por la presión de aceite del cilindro maestro 20, en la palanca de freno 21 se produce solamente la fuerza de repulsión del muelle de tensión 57b. Después de que el segundo pistón 57 apoya contra el segundo vástago de pistón 58a, el elemento de repulsión de resina deformable 58 como un elemento elástico se debe deformar para deslizar más el segundo pistón 57 como se representa en la figura 7. Consiguientemente, es posible obtener una resistencia como en un sistema de freno normal de tal manera que la resistencia sea pequeña en la etapa inicial de la carrera de la palanca de freno 21 y a continuación aumente gradualmente a modo de curva cuadrática. Un elemento de conexión 22a formado de metal se conecta por rizado a una porción de extremo del paso de aceite 22 formado de una manguera curvable que tiene un coeficiente de expansión bajo. Un perno de aceite 59 está insertado a través del elemento de conexión 22a y se aprieta a través de una arandela estanca 59a al cuerpo 41 a, originando por ello la comunicación entre los pasos de aceite 22 y 49.

La figura 8 es una vista en sección que representa una condición operativa del modulador hidráulico 60. En la figura 8, los mismos números de referencia que los representados en las figuras 1 a 7 denotan las partes idénticas o análogas. En la condición representada en la figura 8, el pistón de potencia 35 ha deslizado a una posición de carrera máxima por la fuerza de accionamiento del motor eléctrico 63 para exhibir una presión de aceite máxima por el modulador hidráulico 60. En la posición de carrera máxima del pistón de potencia 35, la corredera de empuje 68 movida hacia la derecha por la tuerca de tornillo de bola 77 apoya contra una superficie de tope 64d formada en el extremo izquierdo del cilindro 64 según se ve en la figura 8. Consiguientemente, incluso cuando tiene lugar algún problema en la señal de accionamiento en el motor eléctrico 63, es posible evitar el problema de que se produzca una presión excesiva de acei-

te mayor que un valor predeterminado en la cámara hidráulica 65.

Un elemento de conexión 25a está conectado por rizado a una porción de extremo del paso de aceite 25 formada de una manguera curvable que tiene un coeficiente de expansión bajo, manguera que está formada de resina sintética o análogos. El elemento de conexión 25a es apretado por un perno de aceite 25b a una porción de extremo del cilindro 64. La presión de aceite obtenida por el pistón de potencia 35 es transmitida a través del paso de aceite 25 al dispositivo de selección de paso de aceite 40. El modulador hidráulico 60 según esta realización preferida es adecuado para uso con un sistema de freno antibloqueo (ABS) para evitar el bloqueo de las ruedas al frenar reduciendo intermitentemente la presión de aceite producida en un paso de aceite. Más específicamente, cuando se detecta bloqueo de rueda por el sensor de velocidad del vehículo 84 montado en la rueda delantera WF, el motor eléctrico 63 es movido a la inversa para reducir por ello la presión de aceite en el paso de aceite 25. Consiguientemente, en comparación con un método de reducir la presión de aceite en un paso de aceite operando una válvula de reducción de presión dispuesta en el paso de aceite, el sistema de freno según esta realización preferida puede eliminar la necesidad de dicha válvula de reducción de presión y un paso de aceite dedicado, simplificando así la estructura general. Además, la pulsación debida a la reducción de presión intermitente a la operación del ABS no se transmite al cilindro maestro 20, de modo que las vibraciones debidas a la pulsación no se producen en la palanca de freno 21. La configuración del ABS como se ha mencionado anteriormente es aplicable también a la rueda trasera WR.

Además, el modulador hidráulico 60 según esta realización preferida también es adecuado para uso con un sistema de freno enclavado delantero y trasero para distribuir automáticamente una fuerza de frenado a las ruedas delantera y trasera según una condición de marcha del vehículo tal como la velocidad del vehículo. Proporcionando un modulador hidráulico para la rueda delantera y un modulador hidráulico para la rueda trasera, las fuerzas de frenado a producir en las ruedas delantera y trasera pueden ser controladas individualmente. Por ejemplo, las fuerzas de frenado se pueden producir en las ruedas delantera y trasera en una relación óptima por la operación de una palanca de freno solamente, o la relación entre las fuerzas de frenado en las ruedas delantera y trasera se pueden cambiar según la velocidad del vehículo.

El ABS y el sistema de freno enclavado delantero y trasero como se ha mencionado anteriormente se pueden aplicar en combinación. También en este caso, hay que proporcionar pinzas de freno dedicadas y tubo, pero el modulador hidráulico y el dispositivo de selección de paso de aceite según la presente invención se pueden insertar en un paso de aceite de un sistema de freno normal.

La configuración del mecanismo de tornillo de bola usado en el modulador hidráulico, la configuración del mecanismo de transmisión de potencia entre el eje de giro del motor eléctrico y el eje de tornillo de bola, las formas de la corredera de empuje y el pistón de potencia, etc, no se limitan a las mencionadas en la realización anterior preferida, sino que se pueden hacer varias modificaciones.

La figura 9 es un diagrama de bloques que repre-

senta la configuración de un sistema de freno usando un modulador hidráulico del tipo de pistón 110 según una segunda realización preferida de la presente invención. En la figura 9, los mismos números de referencia que los representados en las figuras 1 a 8 denotan las partes idénticas o análogas. En el sistema de freno según esta realización preferida, la presión de aceite para operar las pinzas de freno 80 en marcha normal es suministrada totalmente desde el modulador hidráulico del tipo de pistón 110. Un dispositivo de selección de paso de aceite 90 está compuesto de un dispositivo de válvula selectora 92 para conmutar la ruta de cada paso de aceite y un simulador de pérdida de fluido 55 conectado a través de un paso de aceite 99 al dispositivo de válvula selectora 92. Un sensor de posición 24 para detectar una operación de freno realizada por el motorista está montado en el cilindro maestro 20. Se ha facilitado una unidad de control 53 para transmitir señales para mover el dispositivo de válvula selectora 92, una unidad reguladora de presión 101, y el modulador hidráulico del tipo de pistón 110 según información del sensor de posición 24. El modulador hidráulico del tipo de pistón 110 suministra una presión de aceite necesaria a la unidad reguladora de presión 101 según una señal de accionamiento de la unidad de control 53. Al recibir una señal de accionamiento de la unidad de control 53, el dispositivo de válvula selectora 92 produce la comunicación entre los pasos de aceite 91 y 99 para suministrar por ello la presión de aceite del cilindro maestro 20 al simulador de pérdida de fluido 55. La unidad reguladora de presión 101 suministra a las pinzas de freno 80 la presión de aceite suministrada desde el modulador hidráulico del tipo de pistón 110 a través de un paso de aceite 122. También en este sistema de freno, la condición de conexión de paso de aceite representada por las flechas de línea discontinua en la figura 9 donde el cilindro maestro 20 y las pinzas de freno 80 están conectados directamente uno a otro se pone por defecto, y el estado de selección de paso de aceite representado por las flechas de línea continua en la figura 9 se facilita solamente cuando se efectúa la operación de freno y la unidad de control 53 transmite las señales de accionamiento.

La figura 10 es una vista en sección del cilindro maestro 20 y el dispositivo de selección de paso de aceite 90. En la figura 10, los mismos números de referencia que los representados en las figuras 1 a 9 denotan las partes idénticas o análogas. El cilindro maestro 20 es un generador de presión hidráulica para presurizar un fluido de freno por la operación de la palanca de freno 21 realizada por el motorista. La configuración del cilindro maestro 20 es la misma que la de la primera realización preferida. La presión de aceite transmitida desde el cilindro maestro 20 se introduce en el dispositivo de selección de paso de aceite 90 incluyendo el simulador de pérdida de fluido 55 y el dispositivo de válvula selectora 92. El dispositivo de válvula selectora 92 tiene un cuerpo 93 formado con una pluralidad de pasos de aceite. El cuerpo 93 está provisto de una primera válvula selectora electromagnética 94 y una segunda válvula selectora electromagnética 96 para conmutar los estados abierto y cerrado de los pasos de aceite según una señal de accionamiento de la unidad de control 53. La primera válvula selectora electromagnética 94 sirve para abrir y cerrar los pasos de aceite 97 y 98. La segunda válvula selectora electromagnética 96 sirve para abrir y

cerrar pasos de aceite 98 y 99. Un sensor de presión de entrada 95 está dispuesto en el paso de aceite 98.

En la condición por defecto donde no se efectúa operación de freno, la primera válvula selectora electromagnética 94 está en una condición abierta y la segunda válvula selectora electromagnética 96 está en una condición cerrada. Consiguientemente, en la condición por defecto, el paso de aceite del cilindro maestro 20 a la unidad reguladora de presión 101 es dirigido a través del paso de aceite 91, el paso de aceite 98, el paso de aceite 97 y el paso de aceite 100 en este orden. En contraposición, cuando se lleva a cabo la operación de freno y la señal de accionamiento es transmitida desde la unidad de control 53, la primera válvula selectora electromagnética 94 se cierra y la segunda válvula selectora electromagnética 96 se abre. Como resultado, los pasos de aceite 97 y 98 se cierran y los pasos de aceite 93 y 99 entran en comunicación uno con otro, de modo que la presión de aceite del cilindro maestro 20 se introduzca en el simulador de pérdida de fluido 55.

La figura 11 es una vista en sección del modulador hidráulico del tipo de pistón 110 y la unidad reguladora de presión 101. En la figura 11, los mismos números de referencia que los representados en las figuras 1 a 10 denotan las partes idénticas o análogas. El modulador hidráulico del tipo de pistón 110 incluye un motor eléctrico 111 compuesto de un estator 114 conectado a la pared interior de una cubierta de motor 111a y un rotor 113 conectado a un eje de rotación 112. El motor eléctrico 111 es movido a una velocidad rotacional arbitraria según una señal de accionamiento de la unidad de control 53. En una caja 135 se ha dispuesto una pluralidad de bombas de pistón 116, 117 y 118 para alimentar intermitentemente el fluido de freno por un movimiento alternativo. Una excéntrica 115 que tiene tres porciones excéntricas está montada en el eje de giro 112 del motor eléctrico 111.

Tres cojinetes de rodillos 116a, 117a, y 118a, tal como cojinetes de aguja, están enganchados respectivamente con las tres porciones excéntricas de la excéntrica 115, evitando por ello el contacto deslizante directo entre las bombas de pistón 116, 117 y 118 y las superficies excéntricas de las respectivas porciones excéntricas para reducir una pérdida de transmisión de la fuerza de accionamiento. Además, las bombas de pistón 116, 117 y 118 se extienden paralelas una a otra en una dirección perpendicular al eje de la excéntrica 115, y las tres porciones excéntricas están formadas de modo que las bombas de pistón 116, 117, y 118 sean operadas a intervalos de 120° por la rotación del eje de giro 112. La porción excéntrica formada en el extremo inferior de la excéntrica 115 tiene un diámetro menor que el de cada una de las otras dos porciones excéntricas, de modo que el cojinete de rodillo 116a tenga un diámetro menor que el de cada uno de los cojinetes de rodillo 117a y 118a. La razón de este parámetro es facilitar el montaje de la excéntrica 115 al insertar la excéntrica 115 en la caja 135 desde su lado superior según se ve en la figura 11.

En comparación con un método de operar una bomba de pistón una vez por rotación de una excéntrica, la pulsación de presión de aceite en el paso de aceite se puede reducir en gran medida según la configuración representada en la figura 11. Como un método de operar secuencialmente tres bombas de pistón a intervalos de 120° por la rotación del eje de giro,

se considera extender radialmente las tres bombas de pistón de una excéntrica a intervalos de 120°. Sin embargo, en comparación con esta configuración, la configuración representada en la figura 11 tiene la ventaja de que el paso de aceite se puede formar linealmente para simplificar por ello la estructura del modulador hidráulico del tipo de pistón 110. Además, un espacio muerto formado entre cualesquiera bombas de pistón adyacentes que se extiendan radialmente se puede reducir para obtener por ello el modulador hidráulico compacto del tipo de pistón 110 adecuado para uso en una motocicleta.

El modulador hidráulico del tipo de pistón 110 incluye un acumulador 150 que tiene un pistón 120 normalmente empujado por un muelle de retorno 121. El fluido de freno alimentado a presión por las bombas de pistón 116, 117, y 118 es suministrado a través de un paso de aceite 119 que tiene una válvula de retención al acumulador 150, de modo que siempre se mantenga una presión predeterminada de aceite en el acumulador 150 y en un paso de aceite 122 que comunica con la unidad reguladora de presión 101. Así, el acumulador 150 sirve para acumular esta presión predeterminada de aceite de modo que esta presión de aceite pueda ser suministrada inmediatamente cuando se introduzca una señal de accionamiento en el motor eléctrico 111, con el fin de eliminar un retardo del tiempo al introducir la señal de accionamiento al tiempo de transmitir la presión de aceite a las pinzas de freno 80. El acumulador 150 tiene una forma sustancialmente cilíndrica y se extiende paralelo al eje de giro 112 del motor eléctrico 111, por ello otra reducción de tamaño del modulador hidráulico del tipo de pistón 110.

La presión de aceite transmitida desde el modulador hidráulico del tipo de pistón 110 es suministrada a través del paso de aceite 122 a la unidad reguladora de presión 101. La unidad reguladora de presión 101 tiene un cuerpo 101a formado con una pluralidad de pasos de aceite. El cuerpo 101a está provisto de una primera válvula electromagnética lineal de regulación de presión 102 y una segunda válvula electromagnética lineal de regulación de presión 104 como válvulas de regulación de presión para mantener una presión establecida según una señal de accionamiento de la unidad de control 53. La primera válvula electromagnética lineal de regulación de presión 102 realiza regulación de presión entre los pasos de aceite 106 y 131, y la segunda válvula electromagnética lineal de regulación de presión 104 realiza regulación de presión entre pasos de aceite 106 y 107. Además, un sensor de aceite de presión 103 para detectar la presión de aceite en el paso de aceite 106 está dispuesto entre la primera y la segunda válvula electromagnética lineal de regulación de presión 102 y 104, y un sensor de presión de salida 105 está dispuesto en el paso de aceite 107.

En la condición por defecto donde no se lleva a cabo operación de freno, la primera válvula electromagnética lineal de regulación de presión 102 realiza regulación de presión y la segunda válvula electromagnética lineal de regulación de presión 104 está en una condición cerrada. Consiguientemente, en la condición por defecto, el paso de aceite del cilindro maestro 20 a las pinzas de freno 80 es dirigido a través del paso de aceite 100 y el paso de aceite 23 en este orden. Además, la presión de aceite generada en el modulador hidráulico del tipo de pistón 110 se mantiene a

una presión predeterminada por la regulación de presión de la primera válvula electromagnética lineal de regulación de presión 102 en el rango del acumulador 150 a través del paso de aceite 122 al paso de aceite 106. Cuando el motor eléctrico 111 es operado para mantener la presión de aceite en el acumulador 150, se añade fluido de freno desde un depósito de reserva 130 abierto a la atmósfera a través de un paso de aceite 132 al modulador hidráulico del tipo de pistón 110.

En contraposición, cuando se lleva a cabo una operación de freno y la señal de accionamiento es transmitida desde la unidad de control 53, la primera válvula electromagnética lineal de regulación de presión 102 se cierra y la segunda válvula electromagnética lineal de regulación de presión 104 realiza regulación de presión, transmitiendo por ello la presión predeterminada de aceite a las pinzas de freno 80. Dado que el paso de aceite entre el paso de aceite 100 y el cilindro maestro 20 está cerrado por la primera válvula selectora electromagnética 94 (véase la figura 10), la presión de aceite transmitida a través del paso de aceite 107 es suministrada a través del paso de aceite 23 solamente a las pinzas de freno 80.

La figura 12 es una vista en sección transversal tomada a lo largo de la línea B-B en la figura 11. El cojinete de rodillo 117a enganchado con la excéntrica 115 se compone de una pluralidad de agujas 140 y un aro exterior 141. Una válvula de carrete 142 que puede alternar en una dirección perpendicular a la dirección axial de la excéntrica 115 se aloja en una porción cilíndrica exterior de la bomba de pistón cilíndrica 117. La válvula de carrete 142 es empujada normalmente hacia la excéntrica 115 por un muelle de retorno 144. Con el accionamiento rotacional del motor eléctrico 111, la válvula de carrete 142 alterna para aspirar fluido de freno desde un orificio de aspiración 145 que comunica con el paso de aceite 132 y descargar intermitentemente el fluido de freno por un orificio de descarga 146 que comunica con el paso de aceite 119 por la operación de una válvula de bola 143.

Según el modulador hidráulico del tipo de pistón mencionado anteriormente, las tres bombas de pistón son movidas por la excéntrica que tiene las tres porciones excéntricas para proporcionar diferentes tiempos de descarga, reduciendo por ello la pulsación de presión de aceite. Además, las tres bombas de pistón se extienden paralelas una a otra en una dirección perpendicular al eje de giro del motor eléctrico. Consiguientemente, la zona frontal sobresaliente del modulador hidráulico del tipo de pistón se puede reducir para obtener una estructura compacta. Además, el paso de aceite formado en el cuerpo del modulador se puede simplificar para simplificar por ello el proceso de producción. De forma análoga al modulador hidráulico 60 según la primera realización preferida, el modulador hidráulico del tipo de pistón 110 es adecuado para uso con un ABS y/o un sistema de freno enclavado delantero y trasero.

60: modulador hidráulico, 61: caja, 63: motor eléctrico, 64: cilindro, 65: cámara hidráulica, 66: sensor de carrera, 68: corredera de empuje, 68a: porción de cabeza, 69: seguidor de excéntrica, 70: chapa de empuje, 73: eje de rotación, 75: engranaje de accionamiento, 76: engranaje movido, 77: tuerca de tornillo de bola, 78: bola, 79: eje de tornillo de bola, 35: pistón de potencia (pistón), 35a: muelle de retorno, 36: varilla de sensor.

REIVINDICACIONES

1. Un modulador hidráulico (60) para un dispositivo de freno, incluyendo:

un cilindro (64) que sujeta deslizantemente un pistón (35) y cambia el volumen de una cámara hidráulica (65) que comunica con una pinza de freno según el deslizamiento de dicho pistón; y un motor eléctrico incluyendo un eje de rotación (73) para deslizar dicho pistón a través de medios de transmisión de potencia;

siendo convertido un movimiento rotacional de dicho motor a un movimiento lineal del pistón (35) en un eje paralelo a dicho eje de rotación (73);

dichos medios de transmisión de potencia incluyen una corredera de empuje (68) que tiene una porción de cabeza (68a) para empujar dicho pistón;

estando dicho pistón y dicha porción de cabeza (68a) en contacto esférico uno con otro;

donde dichos medios de transmisión de potencia incluyen un mecanismo de tornillo de bola (78) para convertir el movimiento rotacional al movimiento lineal;

donde dicho motor eléctrico (63) está montado en una superficie lateral de una caja (61) del modulador hidráulico (60) y dicho cilindro (64) está montado en

dicha superficie lateral de la caja (61) de manera que esté dispuesto adyacente al motor eléctrico (63);

donde una cubierta trasera (61b) que cubre un engranaje de accionamiento (75) y un engranaje movido (76) está montada en la superficie lateral opuesta de dicha caja (61);

donde dicho engranaje de accionamiento (75) está conectado a una porción de extremo del eje de giro (73) y dicho engranaje movido (76) está engranado con dicho engranaje de accionamiento (75);

donde una tuerca de tornillo de bola (77) de dicho mecanismo de tornillo de bola (78) que tiene una ranura de bola interna en espiral está conectada integralmente al engranaje movido (76), y donde dicha porción de cabeza 68a que está conectada integralmente a una porción de extremo de un eje de tornillo de bola (79) de dicho mecanismo de tornillo de bola (78) está en contacto con una superficie inferior de dicho pistón (35).

2. Un modulador hidráulico (60) para un dispositivo de freno según la reivindicación 1, donde el modulador hidráulico (60) incluye además un sensor de carrera (66) que tiene una varilla de sensor soportada de forma retráctil para detectar la posición de dicha corredera de empuje (68);

dicho sensor de carrera está dispuesto de modo que dicha varilla de sensor (36) se extienda paralela junto a dicho cilindro (64); y

dicho cilindro (64) y dicho sensor de carrera (66) son de tamaño axial más pequeño que dicho motor.

35

40

45

50

55

60

65

FIG. 2

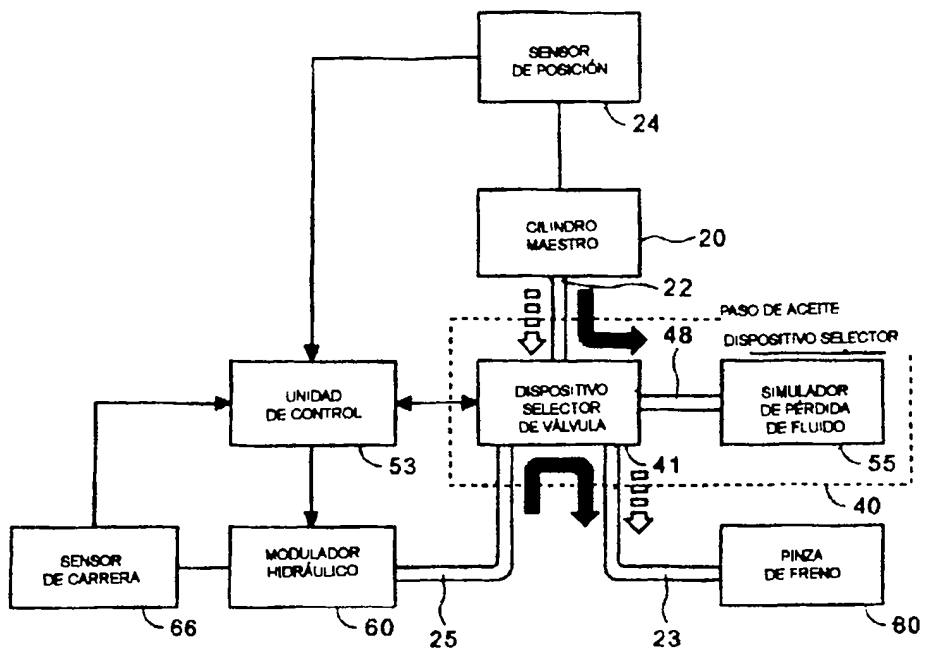


FIG. 3

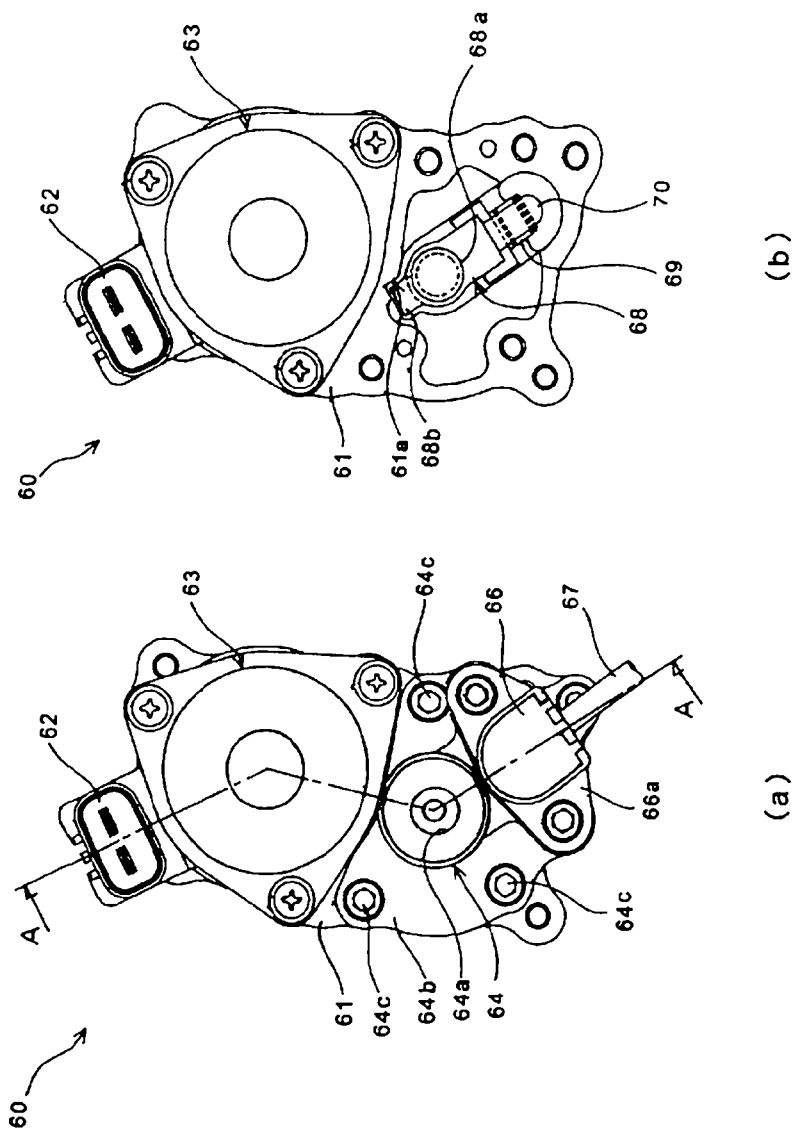


FIG. 4

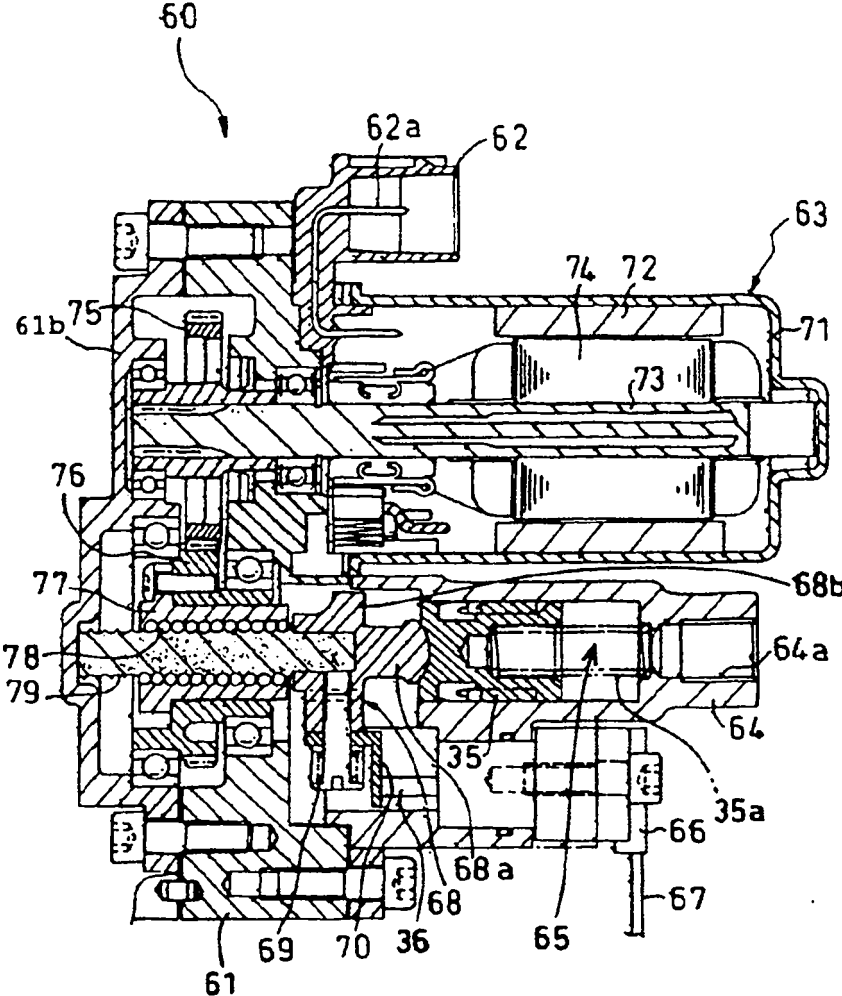


FIG. 5

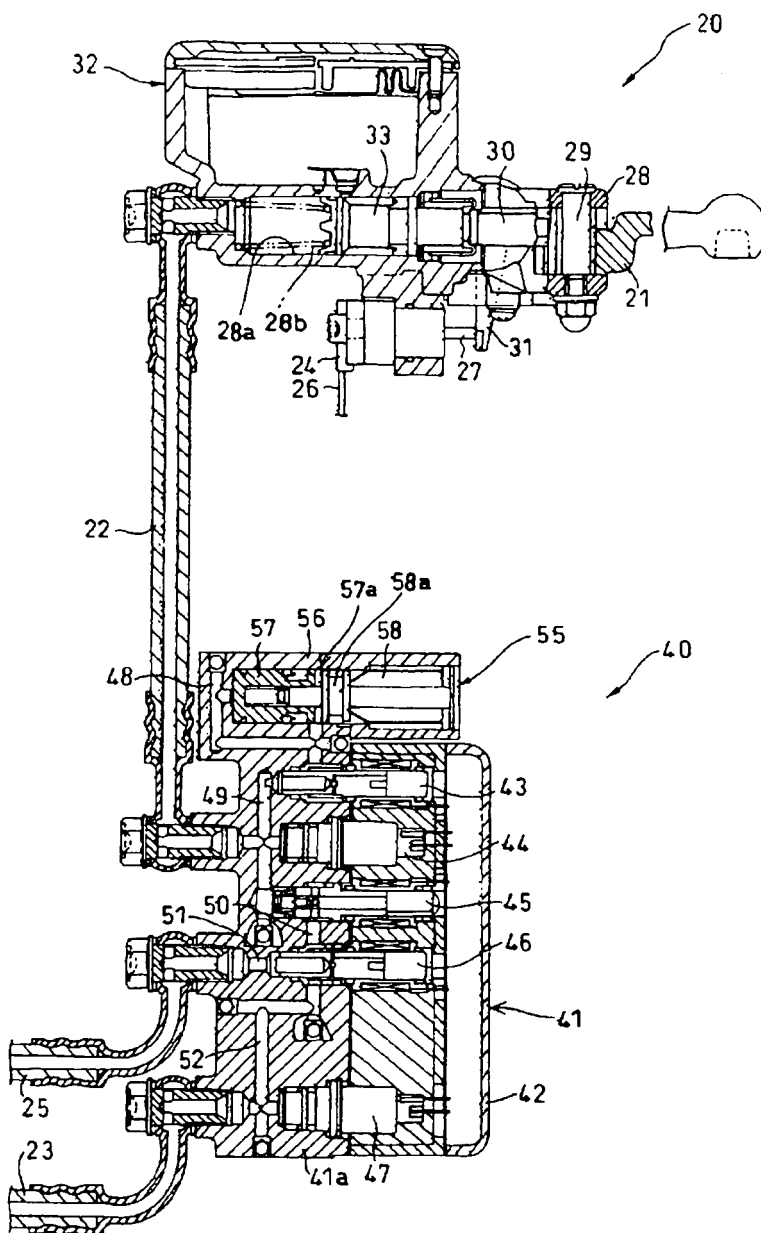


FIG. 6

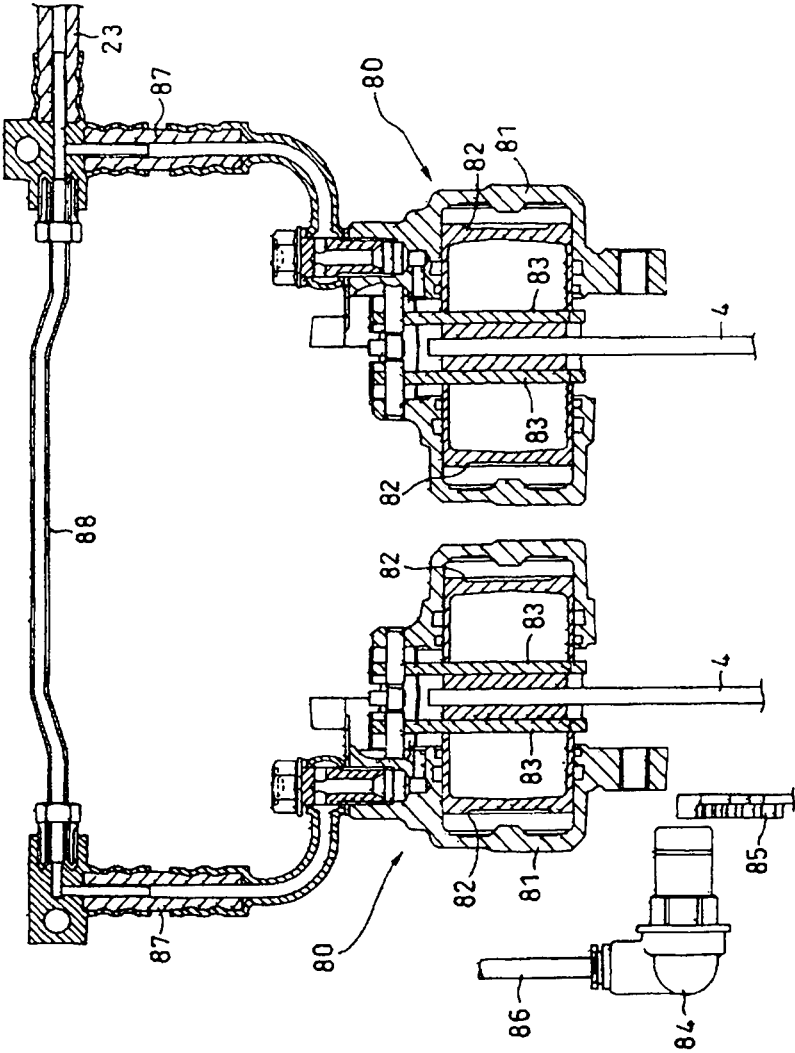


FIG. 7

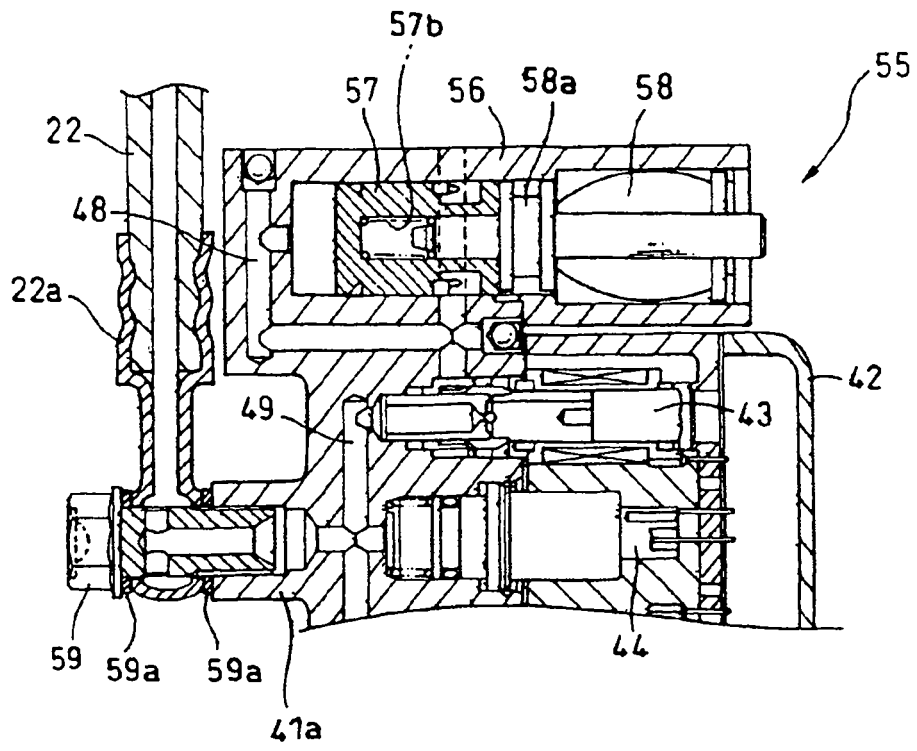


FIG. 8

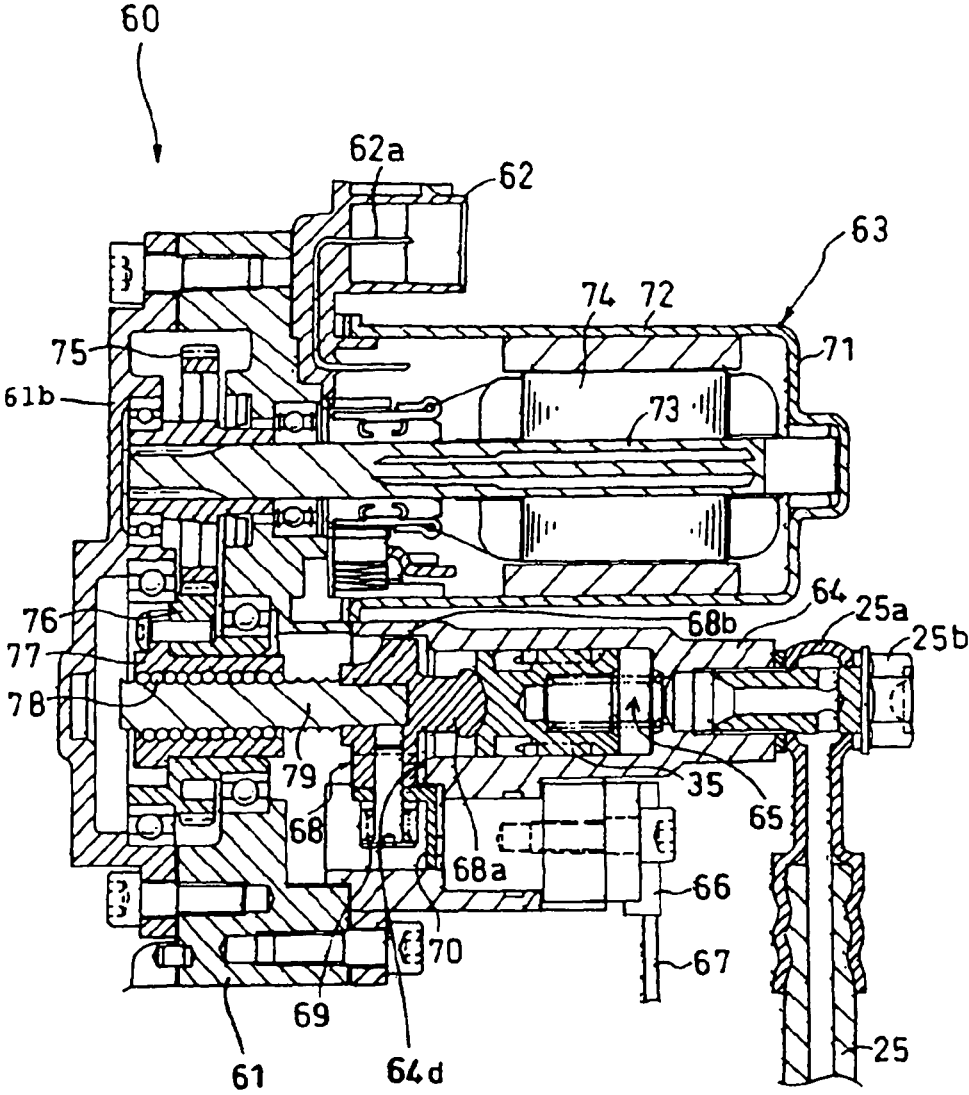


FIG. 9

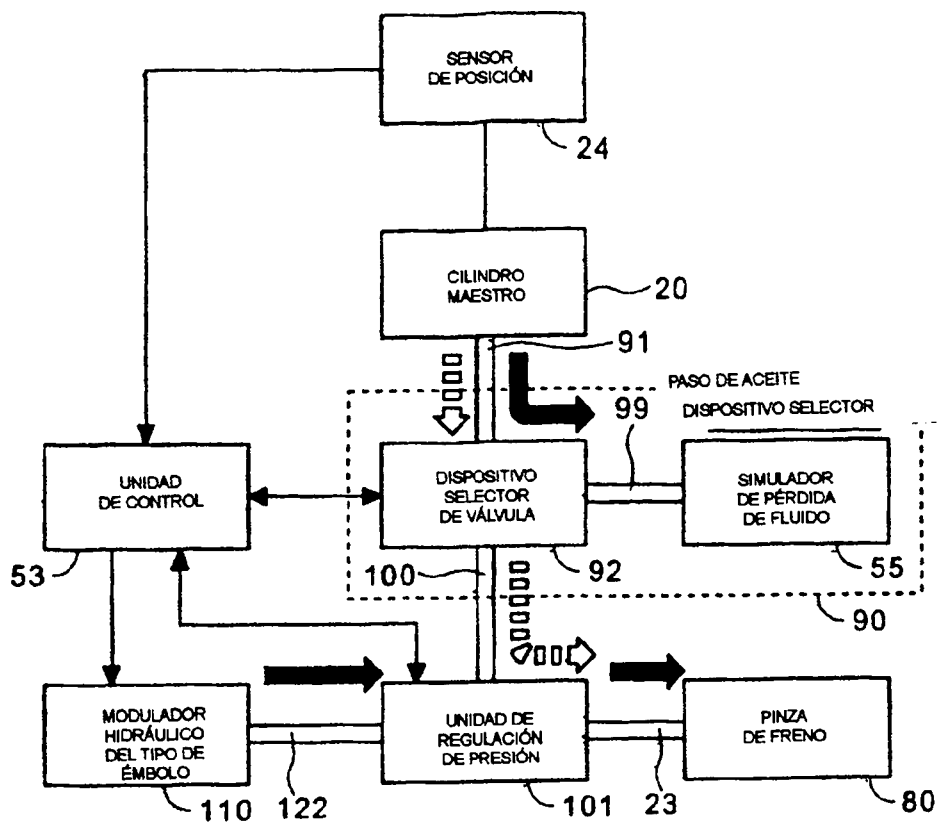


FIG. 10

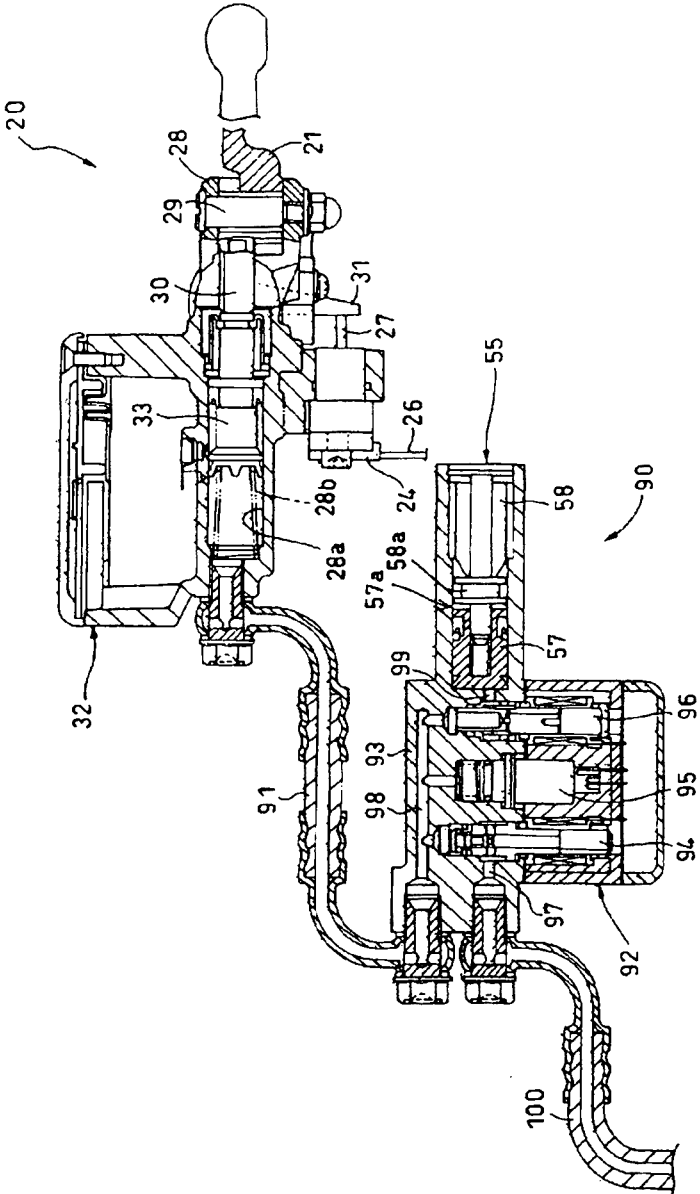


FIG. 11

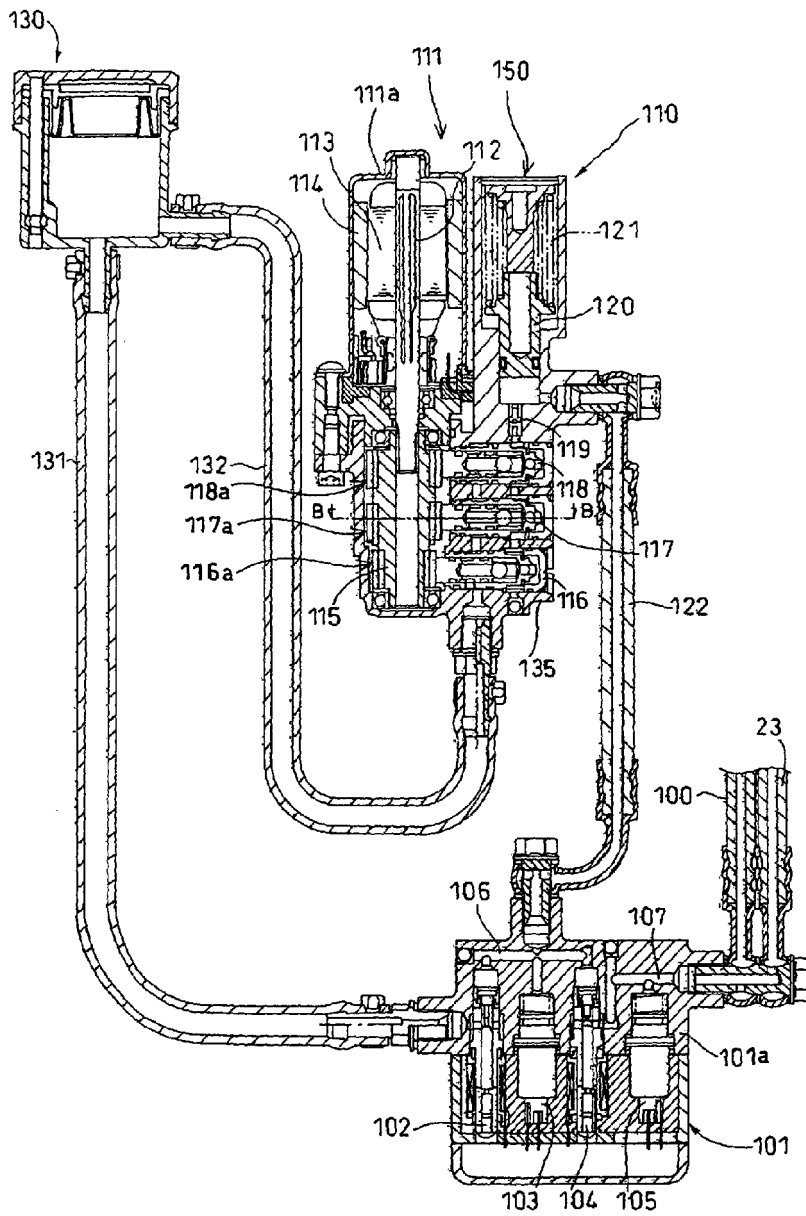


FIG. 12

