

19



OFICINA ESPAÑOLA DE
PATENTES Y MARCAS

ESPAÑA



11 Número de publicación: **2 424 945**

51 Int. Cl.:

F02F 1/00

(2006.01)

12

TRADUCCIÓN DE PATENTE EUROPEA

T3

96 Fecha de presentación y número de la solicitud europea: **14.02.2003** **E 03705203 (2)**

97 Fecha y número de publicación de la concesión europea: **31.07.2013** **EP 1477659**

54 Título: **Estructura de fijación de motor**

30 Prioridad:

20.02.2002 JP 2002043837

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

10.10.2013

73 Titular/es:

YAMAHA HATSUDOKI KABUSHIKI KAISHA
(100.0%)

2500 Shingai
Iwata-shi, Shizuoka 438-8501, JP

72 Inventor/es:

UTSUMI, YOJI y
ITO, MASAHIRO

74 Agente/Representante:

UNGRÍA LÓPEZ, Javier

ES 2 424 945 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

Estructura de fijación de motor

5 Campo técnico

La presente invención se refiere a una estructura de fijación de motor en la que un cuerpo de cilindro y una culata de cilindro están apilados y fijados a un cárter, y más en concreto a una estructura de fijación de motor que puede mejorar la durabilidad del cuerpo de cilindro reduciendo la carga debida a la presión de combustión que se aplica al cuerpo de cilindro.

Antecedentes de la invención

Como una estructura de fijación para un motor de motocicleta, por ejemplo, existe una estructura de fijación de motor en la que una porción de pestaña de lado de cárter de un cuerpo de cilindro está fijada a un cárter con pernos y una porción de pestaña de lado de culata de cilindro del cuerpo de cilindro está fijada a una culata de cilindro con pernos.

Sin embargo, con la construcción convencional, en el caso de un motor de un solo cilindro y gran desplazamiento que se somete a una carga grande debida a la presión de combustión, la gran carga genera eventualmente un esfuerzo de tracción grande en una porción axialmente intermedia del cuerpo de cilindro.

Entonces, convencionalmente, una práctica generalmente aceptada es asegurar una durabilidad requerida incrementando el grosor de la porción axialmente intermedia del cuerpo de cilindro. Sin embargo, aumentar así el grosor del cuerpo de cilindro constituye una causa del aumento del peso del motor.

Por otra parte, como una estructura de fijación de motor convencional que puede evitar el aumento del peso del motor, existe, por ejemplo, una estructura de fijación de motor descrita en JP-A-8-28210. En esta estructura de fijación de motor, una porción de pestaña de lado de cárter de un cuerpo de cilindro 2 está sujeta y fijada a un cárter 3, 4 con pernos de caja 11, y una porción de pestaña de lado de culata de cilindro del cuerpo de cilindro 2 está sujeta y fijada a una culata de cilindro con pernos 15. Además, la culata de cilindro 1 está sujeta y fijada al cárter 3, 4 con pernos 17 que pasan a través del cuerpo de cilindro 2.

En el caso de la estructura de fijación de motor descrita en la publicación anterior, dado que la culata de cilindro 1 está sujeta y fijada al cárter 3, 4 con los pernos 17 que pasan a través del cuerpo de cilindro 2, parte de la presión de combustión aplicada al cuerpo de cilindro es soportada por los pernos 17, y el esfuerzo generado en el cuerpo de cilindro se puede reducir consiguientemente, haciendo por ello posible mejorar la durabilidad del cuerpo de cilindro.

Sin embargo, con la estructura de fijación de motor descrita en la publicación, mientras que los pernos de culata se enroscan en el cárter en posiciones alineadas con las posiciones de fijación de la culata de cilindro, dado que hay camisas de agua refrigerante en la culata de cilindro, hay que poner los pernos de culata hacia fuera con el fin de evitar las camisas de agua refrigerante. Debido a esto, según se ve desde arriba, el cárter se fija en posiciones separadas del eje de un cilindro, y por lo tanto hay que ampliar el cárter consiguientemente, lo que de otro modo sería innecesario. Además, se adopta la construcción en la que los pernos de culata se enroscan en el cárter, dado que hay que colocar los pernos de culata en posiciones donde no interfieran con un brazo de un cigüeñal y las posiciones de fijación de la culata de cilindro y las posiciones de fijación del cárter tienen que estar alineadas unas con otras, se reduce el grado de libertad de diseño. Se conoce otra estructura de fijación por JP 60 134852.

La presente invención se ha realizado en vista de los problemas inherentes a la estructura de fijación de motor convencional, y un objeto de la invención es proporcionar una estructura de fijación de motor que pueda asegurar la durabilidad de un motor sin tener que ampliar un cárter innecesariamente y sin tener que reducir el grado de libertad en la disposición de los pernos de culata.

Descripción de la invención

Según un primer aspecto de la invención, se facilita una estructura de fijación de motor en la que un cuerpo de cilindro y una culata de cilindro están apilados y fijados a un cárter, caracterizada porque pernos de caja pasan a través de una porción de pestaña de lado de caja formada en una porción de extremo de lado de cárter del cuerpo de cilindro y están enroscados a una porción de extremo de lado de cuerpo de cilindro del cárter para fijar el cuerpo de cilindro al cárter, porque se hace que al menos parte de los pernos de culata que fijan conjuntamente la culata de cilindro y el cuerpo de cilindro sea un perno de culata enroscado a través de pestaña, y porque el perno de culata enroscado a través de pestaña está enroscado en una porción roscada formada en la porción de pestaña de lado de caja.

Según un segundo aspecto de la invención, se facilita una estructura de fijación de motor como se expone en el primer aspecto de la invención, caracterizada porque el perno de culata enroscado a través de pestaña y el perno de caja se solapan uno a otro una distancia que es sustancialmente la misma que el grosor de la porción de pestaña de

lado de caja en la dirección axial de un agujero de cilindro.

Según un tercer aspecto de la invención, se facilita una estructura de fijación de motor como se expone en el aspecto primero o segundo de la invención, caracterizada porque el perno enroscado a través de pestaña y el perno de caja están dispuestos uno cerca de otro, según se ve en la dirección axial del agujero de cilindro.

Según un cuarto aspecto de la invención, se facilita una estructura de fijación de motor como se expone en alguno de los aspectos primero a tercero de la invención, caracterizada porque el perno de caja está dispuesto de modo que una distancia desde el perno de caja a una primera línea recta que pasa a través del eje del agujero de cilindro y que es normal a un cigüeñal sea más corta que una distancia desde el perno de culata enroscado a través de pestaña a la primera línea recta, según se ve en la dirección axial del agujero de cilindro.

Según un quinto aspecto de la invención, se facilita una estructura de fijación de motor como se expone en alguno de los aspectos primero a cuarto de la invención, caracterizada porque el perno de culata enroscado a través de pestaña está dispuesto de modo que una distancia desde el perno de culata a una segunda línea recta que pasa a través del eje de un agujero de cilindro y que es paralela al cigüeñal sea más corta que la distancia desde el perno de caja a la segunda línea recta, según se ve en la dirección axial del agujero de cilindro.

Según un sexto aspecto de la invención, se facilita una estructura de fijación de motor como se expone en alguno de los aspectos primero a quinto de la invención, caracterizada porque se ha formado una porción de pestaña superior en una porción de extremo de lado de culata de cilindro del cuerpo de cilindro, porque el perno de culata enroscado a través de pestaña pasa por la porción de pestaña superior y se enrosca a la porción de pestaña de lado de caja, y porque una parte del perno de culata enroscado a través de pestaña que está entre la porción de pestaña de lado de caja y la porción de pestaña superior está expuesta al exterior.

Según un séptimo aspecto de la invención, se facilita una estructura de fijación de motor como se expone en alguno de los aspectos primero a sexto de la invención, caracterizada porque al menos tres pernos de culata están dispuestos a ambos lados del agujero de cilindro a través de la segunda línea recta, según se ve en la dirección axial del agujero de cilindro, y porque el perno de culata central a lo largo de la segunda línea recta tiene una longitud que no llega a la porción de pestaña de lado de caja.

Según un octavo aspecto de la invención, se facilita una estructura de fijación de motor como se expone en alguno de los aspectos primero a séptimo de la invención, caracterizada porque el perno de culata enroscado a través de pestaña está dispuesto entre un compartimiento de cadena formado en un lado del agujero de cilindro en el que está una cadena de accionamiento de cigüeñal que conecta el cigüeñal a un árbol de levas, y el agujero de cilindro.

Según un noveno aspecto de la invención, se facilita una estructura de fijación de motor como se expone en alguno de los aspectos primero a octavo de la invención, caracterizada porque el perno de culata enroscado a través de pestaña está enroscado en la porción de pestaña de lado de caja en un extremo y está sujetado y fijado a la culata de cilindro con una tuerca de tapón en su otro extremo.

Según un décimo aspecto de la invención, se facilita una estructura de fijación de motor como se expone en el primer aspecto de la invención, caracterizada porque una punta del perno de pestaña enroscado a través de pestaña se coloca más próximo a un lado de cuerpo de cilindro que una superficie de extremo de lado de cuerpo de cilindro del cárter.

Breve descripción de los dibujos

La figura 1 es una vista lateral derecha de un motor según una realización de la invención.

La figura 2 es una vista en planta en sección que representa un desarrollo del motor.

La figura 3 es una vista lateral izquierda que representa un dispositivo de tren de válvulas del motor.

La figura 4 es una vista en alzado posterior en sección del dispositivo de tren de válvulas.

La figura 5 es una vista en planta en sección que representa un desarrollo de un eje de equilibrio del motor.

La figura 6 es una vista inferior de una culata de cilindro del motor.

La figura 7 es una vista inferior de un cuerpo de cilindro del motor.

La figura 8 es una vista en sección lateral que representa una porción donde la culata de cilindro del motor está conectada al cuerpo de cilindro.

La figura 9 es una vista en sección lateral que representa una porción donde el cuerpo de cilindro del motor está

conectado al cárter.

La figura 10 es otra vista lateral en sección que representa una porción donde el cuerpo de cilindro del motor está conectado al cárter.

La figura 11 es una vista lateral izquierda que representa una unidad equilibradora del motor.

La figura 12 es una vista ampliada en sección transversal de una porción donde está montada una palanca de sujeción de la unidad equilibradora.

La figura 13 es una vista lateral de componentes constituyentes de una palanca rotacional de la unidad equilibradora.

La figura 14 es una vista lateral que representa una construcción amortiguadora de un engranaje de accionamiento de equilibrador de la unidad equilibradora.

La figura 15 es una vista lateral derecha de la unidad equilibradora.

La figura 16 es una vista en sección lateral derecha de una ménsula de soporte del motor.

La figura 17 es una vista en sección lateral izquierda de una ménsula de soporte.

La figura 18 es un dibujo explicativo que representa la construcción de un sistema de lubricación del motor.

La figura 19 es un dibujo que representa la construcción del sistema de lubricación.

La figura 20 es una vista en sección lateral de una zona que rodea una bomba de aceite lubricante del sistema de lubricación.

La figura 21 es una vista en sección lateral izquierda del sistema de lubricación.

Mejor modo de llevar a la práctica la invención

A continuación se describirá una realización de la invención con referencia a los dibujos acompañantes.

Las figuras 1 a 21 son dibujos para describir una realización de la invención. En los dibujos, el número de referencia 1 denota un motor de cinco válvulas, monocilindro, de cuatro tiempos, refrigerado por agua, y en general, el motor tiene una construcción en la que un cuerpo de cilindro 3, una culata de cilindro 4 y una cubierta de culata de cilindro 5 están apilados y fijados a un cárter 2, y un pistón 6 dispuesto deslizantemente en un agujero de cilindro 3a en el cuerpo de cilindro 3 está conectado a un cigüeñal 8 mediante una biela 7.

El cuerpo de cilindro 3 y el cárter 2 se unen fijamente enroscando cuatro pernos de caja 30a que pasan a través de una porción de pestaña inferior (una porción de pestaña de lado de caja) 3b a una superficie de acoplamiento de lado de cilindro 2e del cárter 2. Para ser más específicos, los pernos de caja 30a están enroscados en porciones de conexión de perno (porciones de saliente de conexión) 12c de ménsulas de soporte de aleación de hierro 12, 12' (que se describirán más adelante) incrustadas en porciones de pared izquierda y derecha del cárter de aleación de aluminio 2, respectivamente, mediante colada de inserto. Obsérvese que el número de referencia 31a en la figura 10 denota una cabilla de colocación para colocar el cárter 2 y el cuerpo de cilindro 3.

Además, el cuerpo de cilindro 3 y la culata de cilindro 4 están conectados conjuntamente con dos pernos de culata cortos 30b y cuatro pernos de culata largos (pernos de culata enroscados a través de pestaña) 30c. El perno de culata corto 30b está enroscado y colocado en una porción debajo de un orificio de inducción 4c y una porción debajo de un orificio de escape en la culata de cilindro 4, se extiende hacia abajo pasando a través de una porción de pestaña superior 3f del bloque de cilindro 3 y sobresale hacia abajo. Entonces, una tuerca de tapón 32a está enroscada en la porción sobresaliente hacia abajo del perno de culata corto 30b, por lo que la porción de pestaña superior 3f y por lo tanto el cuerpo de cilindro 3 están fijados a una superficie de acoplamiento de lado de cilindro 4a de la culata de cilindro 4.

Además, el perno de culata largo 30c está enroscado y colocado en la porción de pestaña inferior 3b del cuerpo de cilindro 3, se extiende hacia arriba pasando desde la porción de pestaña superior 3f del bloque de cilindro 3 a través de una porción de pestaña 4b de la culata de cilindro 4 y sobresale hacia arriba. Entonces, una tuerca de tapón 32b está enroscada en la porción sobresaliente hacia arriba del perno de culata largo 30c, por lo que la porción de pestaña inferior 3b y por lo tanto el cuerpo de cilindro están fijados a la superficie de acoplamiento de lado de cilindro 4a de la culata de cilindro 4. Obsérvese que una porción 30c' del perno de culata largo 30c que está situada entre la porción de pestaña inferior 3b y la porción de pestaña superior 3f del cuerpo de cilindro 3 está expuesta al exterior.

Aquí, según se ve en una dirección normal al eje A del agujero de cilindro (consúltese la figura 10), el perno de

culata largo 30c y el perno de caja 30a se solapan uno con otro una distancia que es sustancialmente la misma que el grosor de la porción de pestaña inferior (la porción de pestaña de lado de caja) 3b a lo largo del eje A del agujero de cilindro.

Además, según se ve en una dirección a lo largo del eje A del agujero de cilindro (consúltese las figuras 6, 7), el perno de culata largo 30c y el perno de caja 30a están dispuestos de modo que establezcan la relación siguiente y próxima uno a otro. A saber, el perno de caja 30a está dispuesto de modo que la distancia a1 desde el perno de caja 30a a una primera línea recta C1 que pasa a través del eje A del agujero de cilindro y que es normal al cigüeñal sea más corta que la distancia a2 desde el perno de culata 30c a la primera línea recta C1 o de tal manera que el perno de caja 30a esté situado más próximo al centro del agujero de cilindro según se ve en la dirección del cigüeñal.

Además, el perno de culata 30c está dispuesto de modo que la distancia b2 desde el perno de culata 30c a una segunda línea recta C2 que pasa a través del eje A del agujero de cilindro y que es paralela al cigüeñal sea más corta que la distancia b1 desde el perno de caja 30a a la segunda línea recta C2 o de tal manera que el perno de culata esté situado más próximo al lado del cigüeñal.

Además, tres pernos de culata 30c, 30b, 30c están dispuestos a ambos lados del agujero de cilindro a través de la segunda línea recta C2, y de estos tres pernos de culata, el perno de culata situado en el centro a lo largo de la dirección de la segunda línea recta C2 se hace que sea el perno de culata corto 30b. Este perno de culata corto 30b tiene una longitud que corresponde a la porción de pestaña superior 3f y que no llega a la porción de pestaña inferior 3b.

Entonces, los pernos de culata largos 30c, 30c están dispuestos a ambos lados del agujero de cilindro a través de la segunda línea recta C2. Aquí, en un lado del agujero de cilindro 3a a lo largo de la dirección del cigüeñal (en un lado izquierdo de la figura 7), se ha formado un compartimiento de cadena 3d en el que se ha colocado una cadena de accionamiento de árbol de levas 40 para transmitir la rotación del cigüeñal al árbol de levas. Los pernos de culata largos 30c situados en un lado del agujero de cilindro a lo largo de la dirección de la segunda línea recta C2 están dispuestos entre el compartimiento de cadena 3d y el agujero de cilindro 3a.

Así, al conectar el cuerpo de cilindro 3 y la culata de cilindro 4 conjuntamente, dado que no solamente la porción de pestaña superior 3f del cuerpo de cilindro 3 está sujeta y fijada a la culata de cilindro 4 con los pernos de culata cortos 30b y tuercas de tapón 32a, sino que también los pernos de culata largos 30c están colocados en la porción de pestaña inferior 3b que está empernada y conectada a la superficie de acoplamiento 2e del cárter 2, de modo que el cuerpo de cilindro 3 esté sujetado y fijado a la porción de pestaña 4b de la culata de cilindro 4 con los pernos de culata largos 30c así colocados y las tuercas de tapón 32b, la carga de tracción debida a la presión de combustión es soportada por el cuerpo de cilindro 3 y los cuatro pernos de culata largos 30c, y por lo tanto, la carga aplicada al cuerpo de cilindro 3 se puede reducir consiguientemente. Como resultado, se puede reducir el esfuerzo generado, en concreto, en la porción axialmente intermedia del cuerpo de cilindro 3, e incluso en el caso de que se reduzca el grosor del cuerpo de cilindro 3, se puede asegurar la durabilidad.

Además, en el caso de que solamente la porción de pestaña superior 3f del cuerpo de cilindro 3 esté conectada a la culata de cilindro 4, se genera un esfuerzo de tracción excesivo en la porción axialmente intermedia del cuerpo de cilindro 3, y, en el peor caso, surge el problema de que se genera una fisura en la porción relevante. Sin embargo, según la realización, la generación de dicho esfuerzo excesivo en la porción intermedia del cuerpo de cilindro se puede evitar debido a la existencia de los pernos de culata largos 30c, haciendo por ello posible evitar la generación de dicha fisura.

Además, colocando los pernos de culata largos 30c en la porción de pestaña inferior, dado que el perno de culata largo 30c está dispuesto cerca del perno de caja 30a para fijar el cárter, el perno de culata largo 30c transmite parte de la carga generada por la presión de combustión a la porción de pestaña de lado de caja 3b, y además, la porción de pestaña de lado de caja 3b transmite la carga así transmitida a ella al cárter 2 mediante el perno de caja 30a, por lo que la carga aplicada al cuerpo de cilindro 3 se puede reducir de forma segura. Desde este punto de vista, la durabilidad del cuerpo de cilindro 3 contra la carga se puede mejorar.

Además, dado que el perno de culata largo 30c y el perno de caja 30a se solapan uno con otro una distancia que es sustancialmente la misma que el grosor de la porción de pestaña de lado de caja 3b en la dirección axial del agujero de cilindro, el perno de culata largo 30c puede asegurar la transmisión de parte de la carga generada por la presión de combustión a la porción de pestaña de lado de caja 3b, haciendo por ello posible reducir la carga aplicada a la porción intermedia del cuerpo de cilindro 3.

Además, dado que el perno de caja 30a está dispuesto de modo que la distancia a1 a la primera línea recta C1 que pasa a través del eje del agujero de cilindro y que es normal al cigüeñal sea más corta que la distancia desde el perno de cilindro largo 30c a la primera línea recta C1 o de tal manera que el perno de caja 30a esté situado más próximo al centro del agujero de cilindro en la dirección del cigüeñal, según se ve en la dirección del eje A del agujero de cilindro, como se representa en líneas de doble trazo en la figura 7, la dimensión de la superficie de acoplamiento 2e del cárter 2 que está montado en el cuerpo de cilindro en la dirección del cigüeñal se puede reducir

a cerca de las posiciones donde están colocados los pernos de culata largos 30c, y como resultado, la dimensión del cárter 2 en la dirección del cigüeñal se puede reducir.

Además, dado que se adopta la construcción en la que los pernos de culata largos 30c están enroscados a la porción de pestaña de lado de caja 3b del cuerpo de cilindro 3 o los pernos de culata largos 30c no están enroscados a la superficie de acoplamiento 2e del cárter 2 que está montado en el cuerpo de cilindro, no hay riesgo de crear el problema de que los pernos de culata largos 30c interfieran con el brazo 8b del cigüeñal 8, y el perno de culata largo 30c se puede disponer de modo que la distancia b2 a la segunda línea recta C2 que pasa a través del centro del cilindro y que es paralela al cigüeñal sea más corta que la distancia b1 desde el perno de caja 30a a la segunda línea recta C2 o de tal manera que el perno de culata largo 30c esté situado más próximo al lado del cigüeñal, haciendo por ello posible reducir la dimensión de la culata de cilindro 4 y el cuerpo de cilindro 3 en la dirección normal al cigüeñal.

Además, dado que la parte axial 30c' del perno de culata largo 30c está expuesta al exterior desde la pared lateral del cuerpo de cilindro 3, la pared que rodea el perno de culata largo 30c se puede reducir, y por lo tanto el peso del cuerpo de cilindro se puede reducir consiguientemente.

Además, dado que los tres pernos de culata están dispuestos a ambos lados del agujero de cilindro a través de la segunda línea recta C2, aunque el perno de culata 30b situado en el centro a lo largo de la dirección de la segunda línea recta C2 esté separado del eje A del agujero de cilindro en la dirección normal al cigüeñal, la porción de pestaña de lado de caja 3b se puede minimizar con respecto a una porción correspondiente al perno de culata central 30b debido a que el perno de culata 30b tiene una longitud que no llega a la porción de pestaña de lado de caja 3b, haciendo por ello posible evitar la ampliación del cárter.

Además, dado que los pernos de culata largos 30c están dispuestos entre el agujero de cilindro 3a y el compartimiento de cadena 3d formado en el lado del agujero de cilindro 3a, los pernos de culata largos 30c se pueden disponer haciendo un uso efectivo de un espacio muerto formado entremedio.

Además, dado que el perno de culata largo 30c está enroscado a la porción de pestaña de lado de caja 3b en un extremo y está sujetado y fijado a la culata de cilindro con la tuerca de tapón 32b en su otro extremo, la culata de cilindro se puede quitar sin asegurar un espacio grande encima de la culata de cilindro, haciendo por ello posible garantizar las propiedades de mantenimiento del motor.

Aquí, como se representa en las figuras 5, 16, la ménsula de soporte derecha 12' tiene una porción saliente 12b en la que un cojinete derecho 11a' del cigüeñal 8 está insertado y encajado en un agujero de soporte 12a mediante encaje a presión. Entonces, las porciones de conexión de perno 12c, 12c se extienden hacia arriba de las porciones delantera y trasera de la porción saliente 12b que están situadas una enfrente de otra a través del cigüeñal 8 según se ve en la dirección en la que el cigüeñal 8 se extiende a cerca de la superficie de acoplamiento de lado de cilindro 2e del cárter 2.

Además, en la ménsula de soporte izquierda 12, como se representa en las figuras 5, 17, las porciones de conexión de perno 12c, 12c se extienden hacia arriba desde las porciones delantera y trasera que están situadas una enfrente de otra a través del cigüeñal 8 según se ve en la dirección en la que el cigüeñal 8 se extiende a cerca de la superficie de acoplamiento de lado de cilindro 2e del cárter 2. Además, se ha formado un agujero de aro 12e en la porción saliente 12b en el que se encaja a presión un aro de soporte de hierro 12d que tiene un diámetro exterior mayor que el de un engranaje de accionamiento de equilibrador 25a, que se describirán más adelante. Entonces, un cojinete de cigüeñal izquierdo 11a se inserta y encaja en el agujero de soporte 12a del aro de soporte 12d.

Aquí, el aro de soporte 12d es tal que facilite el montaje del cigüeñal 8 en el cárter 2 con una unidad de engranaje 25 que tiene el engranaje de accionamiento de equilibrador 25a encajado a presión en el cigüeñal 8.

Además, como se representa en la figura 5, una chapa de sellado 25d está interpuesta entre la unidad de engranaje 25 en una porción de eje izquierda 8c del cigüeñal 8 y el cojinete 11a. Una porción lateral de diámetro interior de la chapa de sellado 25d es sujeta por la unidad de engranaje 25 y una rodadura interior del cojinete 11a, y hay un intervalo ligero entre su porción lateral de diámetro exterior y una rodadura exterior del cojinete 11a para evitar la interferencia entre ellas. Además, una superficie circunferencial exterior de la chapa de sellado 25d se pone en contacto deslizante con una superficie circunferencial interior de una porción de pestaña 12h del aro de soporte 12d.

Además, un tubo de sellado 17i está interpuesto entre el cojinete 11a' de una porción de eje derecha 8c' del cigüeñal 8 y una chapa de cubierta 17g. Una superficie circunferencial interior del tubo de sellado 17i está montada fijamente en la porción de eje derecha 8c'. Además, una ranura de sellado que tiene una construcción laberíntica se ha formado en una superficie circunferencial exterior del tubo de sellado 17i, y la superficie circunferencial exterior del tubo de sellado 17i se pone en contacto deslizante con una superficie circunferencial interior de un agujero de sellado 2p formado en la porción de cárter derecha 2b.

Así, el escape de presión dentro de un compartimiento de manivela 2c se evita interponiendo la chapa de sellado

25d y el tubo de sellado 17i en el exterior de los cojinetes 11a, 11a' de las porciones de eje izquierda y derecha 8c, 8c' del cigüeñal 8.

Así, según la realización, dado que las porciones de conexión de perno (las porciones de saliente de conexión) 12c, 12c que se extienden hacia el lado de cuerpo de cilindro 3 están formadas integralmente en los lados situados uno enfrente de otro a través del eje A del agujero de cilindro de cada uno de los elementos de soporte de cigüeñal de aleación de hierro 12, 12' que se funden por inserto en el cárter de aleación de aluminio 2 y los pernos de caja 30a para conectar el cuerpo de cilindro 3 al cárter 2 están enroscados en las porciones de conexión de perno 12c, respectivamente, la carga generada en virtud de la presión de combustión puede ser soportada uniformemente por las dos porciones de conexión de perno delantera y trasera 12c que están situadas una enfrente de otra a través del eje A del agujero de cilindro, por lo que la rigidez de conexión entre el cuerpo de cilindro 3 y el cárter 2 se puede mejorar.

Además, dado que los ejes de equilibrio 22, 22' que están dispuestos en paralelo con el cigüeñal 8 cerca de él son soportados por los elementos de soporte de aleación de hierro 12, 12' en al menos uno de sus extremos, la rigidez de soporte de los ejes de equilibrio 22, 22' se puede mejorar.

Además, al embeber las ménsulas de soporte de aleación de hierro 12, 12' en el cárter de aleación de aluminio 2, dado que la cara de extremo superior 12f de la porción de conexión de perno 12c se coloca hacia dentro sin quedar expuesta a la superficie de acoplamiento de lado de cilindro 2e del cárter 2, no hay riesgo de que elementos metálicos de diferente dureza y material estén mezclados en una junta entre el cárter 2 y el bloque de cilindro 3, haciendo por ello posible evitar una reducción de las propiedades de sellado. A saber, en el caso de que la cara de extremo superior 12f de la porción de conexión de perno 12c se haga apoyar con una superficie de acoplamiento de lado de caja 3c formada en la pestaña inferior 3b del cuerpo de cilindro de aleación de aluminio 3, las propiedades de sellado se reducen debido a la diferencia en los coeficientes de expansión térmica.

Además, en la ménsula de soporte izquierda 12, dado que el aro de soporte 12 que tiene el diámetro exterior mayor que el del engranaje de accionamiento de equilibrador 25a está montado en la circunferencia exterior del cojinete 11a, al montar el cigüeñal 8 en el cárter 2 con el engranaje de accionamiento de equilibrador 25a con el engranaje de accionamiento de equilibrador 25a montado para fijación sobre el cigüeñal 8 mediante encaje a presión o análogos (o el engranaje de accionamiento de equilibrador 25a se puede formar, naturalmente, integralmente en el cigüeñal 8), no hay riesgo de que el engranaje de accionamiento de equilibrador 25a entre en interferencia con una porción de diámetro interior mínimo de la porción saliente 12b de la ménsula de soporte 12, y por lo tanto, el montaje del cigüeñal 8 se puede implementar sin problemas.

El cárter 2 es del tipo de dos piezas en el que el cárter 2 se divide en las porciones de caja izquierda y derecha 2a, 2b. Una cubierta de cárter izquierda 9 está montada soltablemente en la porción de cárter izquierda 2a, y un espacio rodeado por la porción de cárter izquierda 2a y la cubierta de cárter izquierda 9 constituye un compartimiento de imán de volante 9a. Un generador magnético de volante 35 montado en la porción izquierda del cigüeñal 8 se aloja en este compartimiento de imán de volante 9a. Obsérvese que el compartimiento de imán de volante 9a comunica con un compartimiento de colocación de árbol de levas mediante los compartimientos de cadena 3d, 4d, que se describirá más adelante, por lo que la mayor parte del aceite lubricante que se ha utilizado para lubricar los árboles de levas cae al compartimiento de imán de volante 9a mediante los compartimientos de cadena 3d, 4d.

Además, una cubierta de cárter derecha 10 está montada soltablemente en la porción de cárter derecha 2b, y un espacio rodeado por la porción de cárter derecha 2b y la cubierta de cárter derecha 10 constituye un compartimiento de embrague 10a.

El compartimiento de manivela 2c y un compartimiento de transmisión 2d están formados en porciones delantera y trasera del cárter 2, respectivamente. El compartimiento de manivela 2c se abre al agujero de cilindro 3a pero se define sustancialmente separado de los otros compartimientos tales como el compartimiento de transmisión 2d. Debido a esto, la presión dentro del compartimiento de transmisión 2d se hace fluctuar cuando el pistón alterna verticalmente, permitiendo por ello que el compartimiento de transmisión 2d funcione como una bomba.

Una transmisión 13 está alojada y dispuesta en el compartimiento de transmisión 2d. La transmisión 13 es tal que tenga una construcción de engrane constante en la que un eje principal 14 y un eje de accionamiento 15 se han previsto y dispuesto en paralelo con el cigüeñal 8, y se hace que engranajes de velocidad primera a quinta 1p a 5p montados en el eje principal 14 engranen constantemente con engranajes de velocidad primera a quinta 1w a 5w montados en el eje de accionamiento 15.

El eje principal 14 es soportado rotacionalmente por las porciones de caja izquierda y derecha 2a, 2b mediante cojinetes de eje principal 11b, 11b, mientras que el eje de accionamiento 15 es soportado rotacionalmente por las porciones de caja izquierda y derecha 2a, 2b mediante cojinetes de eje de accionamiento 11c, 11c.

Una porción de extremo derecho del eje principal 14 pasa a través de la porción de cárter derecha 2b y sobresale al lado derecho, y un mecanismo de embrague 16 está montado en la porción sobresaliente, y este mecanismo de

embrague 16 está situado dentro del compartimiento de embrague 10a. Entonces, un engranaje reductor grande (un engranaje de entrada) 16a del mecanismo de embrague 16 engrana con un engranaje reductor pequeño 17 montado fijamente en la porción de extremo derecho del cigüeñal 8.

5 Una porción de extremo izquierdo del eje de accionamiento 15 sobresale hacia fuera de la porción de cárter izquierda 2a y un piñón de accionamiento 18 está montado en la porción sobresaliente. Este piñón de accionamiento 18 está conectado a un piñón accionado en una rueda trasera.

10 Una unidad equilibradora 19 según la realización incluye equilibradores delantero y trasero 20, 20' dispuestos enfrente a través del cigüeñal 8 y teniendo sustancialmente la misma construcción. Los equilibradores delantero y trasero 20, 20' incluyen los ejes de equilibrio 22, 22' que no giran y lastres 24, 24 que se soportan rotacionalmente en el eje de equilibrio mediante cojinetes 23, 23.

15 Aquí, los ejes de equilibrio 22, 22' son dobles como los pernos de caja (los pernos de conexión) para fijar y conectar las porciones de caja izquierda y derecha 2a, 2b conjuntamente en la dirección del cigüeñal. Los respectivos ejes de equilibrio 22, 22' sirven para conectar las porciones de caja izquierda y derecha 2a, 2b conjuntamente haciendo que porciones de pestaña 22a formadas dentro de los lastres soportados rotacionalmente 24 en una dirección transversal del motor apoyen en porciones salientes 12g formadas integralmente en las ménsulas de soporte 12, 12' que se funden por inserto en las porciones de caja izquierda y derecha 2a, 2b y enroscando tuercas de fijación 21b, 21a en porciones de extremo opuesto de los respectivos ejes de equilibrio 22, 22'.

20 El lastre 24 incluye un cuerpo principal de lastre semicircular 24a y una porción de soporte de engranaje circular 24b que está formada integralmente en el cuerpo principal de lastre, y un engranaje accionado de equilibrador en forma de aro 24c está montado fijamente en la porción de soporte de engranaje 24b. Obsérvese que el número de referencia 24b denota un agujero hecho en una parte del lastre 24 que está situada enfrente del cuerpo principal de lastre 24a con el fin de reducir el peso de la parte al nivel más bajo posible.

25 El engranaje accionado de equilibrador 24c montado en el equilibrador trasero 20' engrana con el engranaje de accionamiento de equilibrador 25a que está montado rotacionalmente con relación a la unidad de engranaje 25 que está montada fijamente en la porción de eje izquierda 8c del cárter 8 mediante encaje a presión.

30 Obsérvese que el número de referencia 25b denota un piñón de accionamiento de cadena de distribución formado integralmente en la unidad de engranaje 15 y tiene, como se representa en la figura 11, una marca de alineación o sincronización 25c para alineación de las marcas de sincronización de la válvula. La unidad de engranaje 25 se encaja a presión en el cigüeñal 8 de tal manera que la marca de sincronización 25c se alinee con el eje de agujero de cilindro A según se ve en la dirección en la que se extiende el cigüeñal cuando el cigüeñal 8 está situado en un punto muerto superior de una carrera de compresión.

35 Además, el engranaje accionado de equilibrador 24c montado en el equilibrador delantero 20 engrana con un engranaje de accionamiento de equilibrador 17a que se soporta rotacionalmente con relación al engranaje reductor pequeño 17 que está montado fijamente en la porción de eje derecha 8c' del cigüeñal 8.

40 Aquí, el engranaje de accionamiento de equilibrador trasero 25a se soporta rotacionalmente con relación a la unidad de engranaje 25, y el engranaje de accionamiento de equilibrador delantero 17a se soporta rotacionalmente con relación al engranaje reductor pequeño 17. Entonces, muelles amortiguadores en forma de U 33, formado cada uno por un muelle de chapa, están interpuestos entre los engranajes de accionamiento de equilibrador 25a, 17a y la unidad de engranaje 25 y el engranaje reductor pequeño 17, respectivamente, para impedir por ello la transmisión del impacto generado debido a que se impide la transición de una fluctuación de par que tiene lugar en el motor a los equilibradores 20, 20'.

45 Aquí, aunque el engranaje de accionamiento de equilibrador 17a para mover el equilibrador delantero 20 se describirá en detalle por referencia a la figura 14, se ofrecería la misma descripción si se describiese el engranaje de accionamiento de equilibrador 25a para mover el equilibrador trasero. El engranaje de accionamiento de equilibrador 17a está formado en forma de aro y es soportado por una superficie deslizante 17b formada de manera que tenga un diámetro más pequeño que el engranaje reductor pequeño 17 rotacionalmente con relación a un lado del engranaje reductor pequeño 17. Entonces, un número de ranuras de retención de muelle en forma de U 17c están formadas en la superficie de deslizamiento 17b retrasándolas a su superficie en forma radial alrededor del centro del cigüeñal, y los muelles amortiguadores en forma de U 33 están insertados en posición dentro de las ranuras de retención de muelle 17c. Porciones de extremo lateral abierto 33a, 33a del muelle amortiguador 33 están bloqueadas en porciones escalonadas delantera y trasera formadas en una porción de bloqueo rebajada 17d formada en una superficie circunferencial interior del engranaje de accionamiento de equilibrador 17a.

50 Cuando se genera rotación relativa entre el engranaje reductor pequeño 17 y el engranaje de accionamiento de equilibrador 17a debido a fluctuación de par, los muelles amortiguadores 33 se deforman elásticamente en una dirección en la que el espacio entre las porciones de extremo 33a, 33a se estrecha con el fin de absorber la fluctuación de par así generada. Obsérvese que el número de referencia 17g denota una chapa de cubierta para

retener los muelles amortiguadores 33 dentro de las ranuras de retención 17c, el número de referencia 17h denota una llave para conectar el engranaje reductor pequeño 1 con el cigüeñal 8, y los números de referencia 17e, 17f denotan, respectivamente, marcas de alineación para uso al montar el engranaje reductor pequeño 17 y el engranaje de accionamiento de equilibrador 17a.

En los equilibradores 20, 20' se ha dispuesto un mecanismo para regular la holgura entre los engranajes equilibradores accionados 24c, 24c y los engranajes de accionamiento de equilibrador 25a, 17a. Este mecanismo de regulación se construye de tal manera que el eje equilibrador del eje de equilibrio 22, 22' se desvíe ligeramente del centro rotacional del engranaje accionado de equilibrador 24c. A saber, cuando el eje de equilibrio 22, 22' se hace girar alrededor del eje de equilibrador, el espacio entre la línea central rotacional del engranaje accionado de equilibrador 24c y la línea central rotacional del engranaje de accionamiento de equilibrador 25a, 17a cambia ligeramente, por lo que la holgura se cambia.

Aquí, un mecanismo para girar el eje de equilibrio 22, 22' difiere entre el equilibrador delantero 20 y el equilibrador trasero 20'. En primer lugar, en el equilibrador trasero 20', se ha formado una porción sobresaliente hexagonal de bloqueo 22b en una porción de extremo izquierdo del eje de equilibrador trasero 22', y un agujero de bloqueo en forma de chaveta (forma de estrella poligonal) 26a formado en un extremo de una palanca rotacional 26 se bloquea en la porción sobresaliente de bloqueo 22b. Además, se ha formado un agujero de perno en forma de arco 26b en la otra porción de extremo de la palanca rotacional 26 de tal manera que se extienda alrededor del eje equilibrador.

Un perno de fijación 27a pasado a través del agujero de perno 26b está colocado en una chapa de guía 28. La chapa de guía 28 tiene generalmente forma parecida a un arco y está fijamente empernada al cárter 2. Obsérvese que la chapa de guía 28 tiene también una función de controlar el flujo de aceite lubricante.

El ajuste de la holgura del equilibrador trasero 20' se implementa girando la palanca rotacional 26 con el fin de poner la holgura en un estado apropiado con la tuerca de fijación 21a aflojada y a continuación fijando la palanca rotacional 26 con el perno de fijación 27a y una tuerca de fijación 27b, y a continuación, la tuerca de fijación 21a se vuelve a apretar.

Una porción de agarre 22f que tiene una sección transversal oval, que se ha formado formando una porción plana 22e en ambos lados de una forma circular en sección transversal, se ha formado en una porción de extremo izquierdo del eje de equilibrio delantero 22 (consúltese la figura 12). Un aro 29a que tiene una forma circunferencial interior que corresponde a una forma circunferencial exterior de la porción de agarre 22f está montado en la porción de agarre 22f, y además, una porción de sujeción 29b de una palanca de sujeción 29 está montada en el exterior del aro 29a de tal manera que se mueva axialmente pero no gire relativamente. Una porción de extremo distal 29e de la palanca de sujeción 29 está fijada a una porción saliente 2f de la porción de cárter izquierda 2a con un perno 29f. Además, se ha formado una hendidura de apriete 29c en la porción de sujeción 29b de la palanca de sujeción 29, de modo que la rotación del aro 29 y por lo tanto del eje de equilibrio 22 se evite apretando el perno de fijación 29d. Además, la tuerca de fijación 21b se enrosca en el eje de equilibrio 22 a un lado exterior del aro 29 de manera que se fije a él mediante una arandela.

La regulación de la holgura del equilibrador delantero 20 se implementa aflojando la tuerca de fijación 21b o preferiblemente quitándola, agarrando la porción de agarre 22f del eje de equilibrio 22 con una herramienta para girar el eje con el fin de poner la holgura en un estado apropiado, y a continuación apretando el perno de fijación 29d, y a continuación se aprieta la tuerca de fijación 21b.

Además, una porción de introducción de aceite lubricante 22c está formada en una porción superior de la porción sobresaliente de bloqueo 22b cortando la parte superior en arco. Un agujero de guía 22d se abre a la porción de introducción 22c, y el agujero de guía se extiende al eje de equilibrio 22 y pasa a su través por debajo de una superficie circunferencial exterior del eje de equilibrio 22, por lo que la porción de introducción de aceite lubricante 22c comunica con una superficie circunferencial interior del cojinete de equilibrador 23. Así, el aceite lubricante que ha caído en la porción de introducción de aceite lubricante 22c es suministrado al cojinete de equilibrador 23.

Aquí, aunque el lastre 24 y el engranaje accionado de equilibrador 24c están dispuestos en la porción de extremo derecho a lo largo de la dirección en la que se extiende el cigüeñal en el equilibrador delantero 20, en el equilibrador trasero 20' están dispuestos en la porción de extremo izquierdo. Además, el engranaje accionado de equilibrador 24c está situado hacia la derecha con relación al lastre 24 en ambos equilibradores delantero y trasero 20, 20', y por lo tanto, el lastre 24 y el engranaje accionado de equilibrador 24c se ponen en la misma configuración en ambos equilibradores delantero y trasero.

Así, según la realización, dado que el cuerpo principal de lastre 24a y el engranaje accionado de equilibrador 24c del equilibrador 20 están dispuestos en el lado derecho (un lado) del eje de equilibrio delantero (el eje de equilibrio primario) 22 a lo largo de la dirección en la que se extiende el cigüeñal y el cuerpo principal de lastre 24a y el engranaje accionado de equilibrador 24c están dispuestos en el lado izquierdo (el otro lado) del eje de equilibrio trasero (el eje de equilibrio secundario) 22' a lo largo de la dirección en la que se extiende el cigüeñal, se puede evitar la reducción de equilibrio en el lastre en la dirección del cigüeñal que se produciría al proporcionar una unidad

equilibradora de dos ejes.

Además, dado que los ejes de equilibrio delantero y trasero 22, 22' se hacen dobles como los pernos de caja para conectar las porciones de caja izquierda y derecha 2a, 2b conjuntamente, cuando se adopta una unidad equilibradora de dos ejes, la rigidez de conexión del cárter se puede mejorar al mismo tiempo que se impide que la construcción del motor sea compleja y que se incremente el número de componentes.

Además, dado que el cuerpo principal de lastre equilibrador 24a y el engranaje accionado de equilibrador 24c se hacen integrales y son soportados rotacionalmente por los ejes de equilibrio 22, 22', respectivamente, solamente el lastre formado por el cuerpo principal de lastre equilibrador 24a y el engranaje accionado de equilibrador 24c se puede hacer girar, y por lo tanto, se puede intentar usar efectivamente la potencia del motor en una medida tal que los ejes de equilibrio no tienen que ser movidos en rotación.

Además, el grado de libertad de montaje se puede mejorar en comparación con una construcción de motor en la que un lastre equilibrador y un eje de equilibrio sean integrales.

Además, dado que las líneas de centro rotacional de los engranajes equilibradores accionados 24c se desvían con relación a los ejes de los ejes de equilibrio 22, 22', la holgura entre los engranajes equilibradores accionados 24c y los engranajes de accionamiento de equilibrador 25a, 27a en el lado del cigüeñal 8 se puede regular mediante la construcción simple o solamente mediante una simple operación de girar los ejes de equilibrio, haciendo por ello posible evitar la generación de ruido.

En el eje de equilibrio delantero 22, la regulación de la holgura se implementa agarrando la porción de agarre 22f formada en el lado izquierdo del eje de equilibrio 22 con una herramienta con el fin de girar el eje de equilibrio 22, y en el eje de equilibrio trasero 22', la regulación de la holgura se implementa girando la palanca rotacional 26 dispuesta en el lado izquierdo del eje de equilibrio 22'. Así, en cualquiera de los ejes de equilibrio delantero y trasero 22, 22', la holgura puede ser regulada desde el lado izquierdo del motor, y por lo tanto la operación de regulación de la holgura se puede implementar eficientemente.

Además, dado que el engranaje de accionamiento de equilibrador 17a en el lado del cigüeñal 8 que engrana con el engranaje accionado de equilibrador 24c se ha construido y dispuesto de tal manera que gire con relación a la superficie de deslizamiento 17b del engranaje reductor pequeño 17 que está fijado al cigüeñal 8 y los muelles amortiguadores en forma de U 33 están dispuestos en las ranuras de retención de muelle 17c formadas retrasándolas de la superficie de deslizamiento 17b, el impacto generado debido a la fluctuación de par en el motor puede ser absorbido por la construcción compacta de modo que la unidad equilibradora pueda operar suavemente. Obsérvese que la misma descripción se puede hacer con respecto al engranaje de accionamiento de equilibrador 25a.

Además, una bomba de refrigerante 48 está dispuesta en la porción de extremo derecho del eje de equilibrio delantero 22 coaxialmente con ella. Un eje de rotación de la bomba de refrigerante 48 está conectado al eje de equilibrio 22 por un acoplamiento de Oldham que tiene una construcción similar a la de una bomba de aceite lubricante 52, que se describirá más adelante, de tal manera que una ligera desviación entre los centros del eje de giro y el eje de equilibrio 22 pueda ser absorbida.

En un dispositivo de tren de válvulas de la realización, un árbol de levas de admisión 36 y un árbol de levas de escape 37 que están dispuestos dentro de la cubierta de culata de cilindro 5 se han formado de manera que se hagan girar por el cigüeñal 8. Para ser específicos, un piñón de cigüeñal 25b de la unidad de engranaje 25 encajado a presión en la porción de eje izquierda 8c del cigüeñal 8 de manera que se una a él y un piñón intermedio 38a soportado rotacionalmente por un eje de soporte 39 colocado en la culata de cilindro 4 están conectados por una cadena de distribución 40, y un engranaje intermedio 38 formado integralmente en el piñón intermedio 38a y que tiene un diámetro más pequeño que el del piñón intermedio 38a engrana con engranajes de admisión y escape 41, 42 fijados a porciones de extremo de los árboles de levas de admisión y escape 36, 37. Obsérvese que la cadena de distribución 40 está dispuesta de manera que pase a través de los compartimientos de cadena 3d, 4d formados en las paredes izquierdas del bloque de cilindro 3 y la culata de cilindro 4.

El piñón intermedio 38a y el engranaje intermedio 38b son soportados rotacionalmente por el eje de soporte 39 que pasa a través del compartimiento de cadena 4d en la culata de cilindro 4 en la dirección en la que se extiende el cigüeñal a lo largo del eje de agujero de cilindro A mediante dos conjuntos de cojinetes de aguja 44. El eje de soporte 39 está fijado en su porción de pestaña 39a a la culata de cilindro 4 con dos pernos 39b. Obsérvese que los números de referencia 39c, 39d denotan una junta estanca, respectivamente.

Aquí, se adoptan cojinetes comercialmente disponibles (estándar) para los dos conjuntos de cojinetes de aguja 44, 44. Un aro de regulación de espacio 44a está dispuesto entre los cojinetes respectivos 44, 44, y en los extremos de los cojinetes se ha colocado arandelas de empuje 44b, 44b para recibir la carga de empuje. La arandela de empuje 44b se ha formado en forma escalonada que tiene una porción de gran diámetro que se pone en contacto deslizante con una cara de extremo del piñón intermedio y una porción escalonada que sobresale axialmente hacia el cojinete

de aguja 44.

Así, dado que el aro de regulación de espacio 44a está interpuesto entre los dos conjuntos de cojinetes 44, 44, se puede adoptar cojinetes estándar comercialmente disponibles para los cojinetes de aguja regulando la longitud del aro 44a, haciendo por ello posible reducir los costos.

Además, dado que se adopta la arandela que tiene la configuración escalonada como la arandela de empuje 44b, la operación de montaje del piñón intermedio 38a se puede mejorar. A saber, al montar el piñón intermedio 38a, mientras se inserta el eje de soporte 39 desde fuera en un estado en el que el piñón intermedio 38a y el engranaje intermedio 38b están dispuestos dentro del compartimiento de cadena 4d con las arandelas de empuje colocadas en los extremos del piñón intermedio 38a y el engranaje intermedio 38b de tal manera que no se salga, se puede evitar que la arandela de empuje 44b caiga permitiendo que la porción escalonada de la arandela de empuje 44b sea bloqueada en un agujero de eje en el piñón intermedio 38a, y por lo tanto las propiedades de montaje se pueden mejorar.

Además, se ha formado un agujero de aceite 39e en el eje de soporte 39 para suministrar aceite lubricante introducido desde el compartimiento de excéntrica mediante un agujero de introducción de aceite 4e formado en la culata de cilindro 4 al cojinete de aguja 44.

Además, cuatro agujeros de reducción de peso 38c y dos agujeros de inspección 38c adaptados para uso al tiempo del montaje y hechos dobles como los agujeros de reducción de peso están formados a intervalos de 60 grados. Entonces, se estampa una marca de alineación o sincronización 38d en un diente situado sustancialmente en el centro del agujero de inspección 38c' para el engranaje intermedio 38b, y también se estampan marcas de sincronización 41a, 42a en dos dientes de los engranajes de árbol de levas de admisión y escape 41, 42 que corresponden a las marcas de sincronización 38d. Aquí, al alinear las marcas de sincronización izquierda y derecha 38d, 38d con las marcas de sincronización 41 a, 42a, los engranajes de árbol de levas de admisión y escape 41, 42 están situados en posiciones, respectivamente, que corresponden a un punto muerto superior de una carrera de compresión.

Además, también se forman marcas de sincronización 38e, 38e en porciones del piñón intermedio 38a que están situadas en una superficie de acoplamiento de lado de cubierta 4f de la culata de cilindro 4 cuando las marcas de sincronización 38d se alinean con 41a, 42a.

Para alinear la distribución de las válvulas, en primer lugar, el cigüeñal 8 se mantiene en un punto muerto superior de una carrera de compresión alineando la marca de sincronización 25c (consúltese la figura 11) con el eje de agujero de cilindro A. Además, el piñón intermedio 38a y el engranaje intermedio 38b que están montados en la culata de cilindro 4 mediante el eje de soporte 39 se colocan de modo que la marca de sincronización 38e del piñón intermedio 38a se alinee con la superficie de acoplamiento de lado de cubierta 4f, y en este estado, el piñón de cigüeñal 25b y el piñón intermedio 38a se conectan por la cadena de distribución 40. Entonces, los engranajes de árbol de levas de admisión y escape 41, 42 en los árboles de levas de admisión y escape 36, 37 se ponen en enganche de engrane con el engranaje intermedio 38b mientras se confirma a través del agujero de inspección 38c' que las marcas de sincronización 41a, 42a se alinean con la marca de sincronización 38d en el engranaje intermedio 38b, y los árboles de levas de admisión y escape 36, 37 se fijan a una superficie superior de la culata de cilindro 4 mediante soportes excéntricos.

Así, dado que los agujeros de inspección 38c' hechos dobles como los agujeros de reducción de peso para reducir el peso del piñón intermedio de gran diámetro 38a están dispuestos en el piñón intermedio 38a, de modo que la alineación de las marcas de sincronización 38d en el engranaje intermedio de diámetro pequeño 38b que se pone detrás del piñón intermedio 38a con las marcas de sincronización 41a, 42a en los engranajes de árbol de levas 41, 42 se puede confirmar a través de los agujeros de inspección 38c', las posiciones de engrane del engranaje intermedio 38b con los engranajes de árbol de levas 41, 42 se puede confirmar visualmente de forma fácil y segura mientras el engranaje intermedio de diámetro pequeño 38b se coloca detrás del piñón intermedio de gran diámetro 38a, haciendo por ello posible alinear las distribuciones de válvula sin ningún problema.

Además, dado que el engranaje intermedio 38b se puede disponer en el lado trasero del piñón intermedio 38a, la dimensión desde los engranajes de árbol de levas 41, 42 que engranan con el engranaje intermedio 38b a un saliente de excéntrica 36a se puede hacer más corta, por lo que el ángulo de torsión del árbol de levas se puede hacer menor en la medida en que la dimensión se haga así más corta, haciendo por ello posible hacer compacta una zona que rodea los árboles de levas.

A saber, por ejemplo, en el caso donde el engranaje intermedio 38b está dispuesto en un lado delantero del piñón intermedio 38a, aunque las sincronizaciones de válvula se pueden alinear fácilmente, la dimensión desde los engranajes de árbol de levas 41, 42 al saliente de excéntrica es larga, y el ángulo de torsión de los árboles de levas es grande en una medida tal que la dimensión se amplía, reduciendo por ello la exactitud del control de los tiempos de apertura y cierre de válvula.

Además, en el caso donde el engranaje intermedio 38b está dispuesto delante del piñón intermedio 38a, hay que ampliar el espacio entre el eje de soporte de piñón intermedio 39 y los árboles de levas 36, 37 con el fin de evitar toda interferencia entre el piñón intermedio 38a y el árbol de levas 36, 37, originando esto el problema de que se amplía la zona que rodea los árboles de levas.

Aquí, un mecanismo de regulación de holgura está dispuesto entre el engranaje intermedio 38b y los engranajes de árbol de levas 41, 42. Este mecanismo de regulación tiene una construcción en la que el engranaje de árbol de levas de admisión 41 y el engranaje de árbol de levas de escape 42 están formados por dos engranajes tales como un engranaje de accionamiento (un engranaje de transmisión de potencia) 46 y un engranaje de cambio (un engranaje de regulación) 45 y las posiciones angulares del engranaje de accionamiento 46 y del engranaje de cambio 45 se pueden regular.

A saber, el engranaje de cambio 45 y el engranaje de accionamiento 46 están fijados a porciones de pestaña 36b, 37b formadas en porciones de extremo de los árboles de levas 36, 37, respectivamente, de tal manera que sus posiciones angulares puedan ser reguladas por cuatro agujeros alargados circunferencialmente largos 45a, 46a y cuatro pernos largos 68a. Una porción de holgura 46b se corta y forma en el engranaje de accionamiento 46 que está dispuesto hacia fuera, y solamente el engranaje de cambio 45 está fijado de tal manera que su posición angular pueda ser regulada por dos agujeros alargados 45b y dos pernos cortos 68b utilizando la porción de holgura 46.

La regulación de la holgura se lleva a cabo según el procedimiento siguiente. Obsérvese que en el motor según la realización, el engranaje intermedio 38b gira hacia la izquierda como se representa en la figura 3 según se ve desde el lado izquierdo del motor. En consecuencia, tanto el engranaje de árbol de levas de admisión 41 como el engranaje de árbol de levas de escape 42 giran hacia la derecha. Además, aquí, aunque la regulación de la holgura se describirá con respecto al engranaje de árbol de levas de admisión 41, se haría la misma descripción con respecto al engranaje de árbol de levas de escape 42.

En primer lugar, se aflojan todos los pernos de fijación 68a, 68b del engranaje de árbol de levas de admisión 41, y el engranaje de cambio 45 se gira hacia la derecha de modo que las superficies laterales delanteras de los dientes del engranaje de cambio 45 en la dirección hacia la derecha apoyen ligeramente en las superficies laterales traseras de los dientes del engranaje intermedio 38b en la dirección hacia la izquierda. En este estado, el engranaje de cambio 45 se fija a la porción de pestaña 36b del árbol de levas 36 con dos pernos cortos 68b. Entonces, el engranaje de accionamiento 46 se gira hacia la izquierda de tal manera que las superficies laterales delanteras (superficies movidas) de los dientes del engranaje de accionamiento 46 en la dirección hacia la izquierda apoyen sobre las superficies laterales delanteras (superficies de accionamiento) del engranaje intermedio 38b en la dirección hacia la izquierda con el fin de obtener una holgura requerida, y en este estado, se aprietan cuatro pernos largos 68a, por lo que el engranaje de accionamiento 46 y el engranaje de cambio 45 se fijan al árbol de levas de admisión 36.

Así, dado que los engranajes de árbol de levas de admisión y escape 41, 42 están formados por el engranaje de accionamiento (engranaje de transmisión de potencia) 46 y el engranaje de cambio (regulación) 45 adaptados para girar con relación al engranaje de accionamiento, respectivamente, la holgura se puede regular girando el engranaje de cambio 45 con relación al engranaje de accionamiento 46 hacia delante o hacia atrás en las direcciones de giro.

Obsérvese que aunque, en esta realización, se indica que tanto el engranaje de accionamiento 46 como el engranaje de cambio 45 que constituyen los engranajes de árbol de levas 41, 42 son capaces de girar con relación a los árboles de levas, uno del engranaje de accionamiento 46 y el engranaje de cambio 45 puede estar adaptado para girar relativamente y el otro engranaje puede estar integrado en el árbol de levas. En este caso, es deseable que el engranaje integrado en el árbol de levas constituya el engranaje de transmisión de potencia. Aunque se construyan de esta forma, se puede obtener una función y ventaja similares a las obtenidas con la realización.

Además, aunque en la realización se describe la invención aplicada a la construcción en la que se adopta el método de accionamiento por cadena, la invención se puede aplicar naturalmente a un método de accionamiento que utilice una correa dentada.

A continuación se describirá una construcción de lubricación. Un sistema de lubricación 50 del motor según la realización se construye de tal manera que el aceite lubricante almacenado dentro de un depósito separado de aceite lubricante 51 sea tomado y presurizado por una bomba de aceite lubricante 52 mediante un tubo descendente 56c en un bastidor de carrocería de vehículo, el aceite lubricante descargado de la bomba 52 se divide en tres sistemas tales como un sistema lubricante de excéntrica 53, un sistema lubricante de transmisión 54 y un sistema lubricante de manivela 55 de manera que sea suministrado a las partes que tengan que ser lubricadas en los respectivos sistemas, y el aceite lubricante usado para lubricar las partes respectivas que precisen lubricación se hace volver al depósito de aceite lubricante 51 utilizando la fluctuación de presión que tiene lugar dentro del compartimiento de manivela 2c cuando el pistón 6 alterna verticalmente.

El depósito de aceite lubricante 51 se ha formado integralmente dentro de un espacio rodeado por un tubo delantero 56a, un tubo principal 56b, el tubo descendente 56c y una ménsula de refuerzo 56d del bastidor de carrocería de vehículo 56. Dicho depósito de aceite lubricante 51 comunica con un tubo transversal 56e que conecta porciones

inferiores del tubo descendente 56c mediante el tubo descendente 56c.

El tubo transversal 56e comunica luego con un orificio de toma de la bomba de aceite lubricante 52 mediante un tubo de salida 56f conectado a él, una manguera de aceite 57a, un tubo de unión 57b y un paso de toma 58a formado en una cubierta de cárter 10. Un orificio de descarga de la bomba de aceite lubricante 52 está conectado a un filtro de aceite 59 mediante un paso de descarga de aceite 58b, una cámara de conexión de porción externa 58c y un paso de aceite 58d y se divide en los tres sistemas de lubricación 53, 54, 55 en un lado secundario del filtro de aceite 59.

El filtro de aceite 59 se construye de tal manera que un elemento de aceite 59e esté dispuesto en un compartimiento de filtro 59d definido montando soltablemente una porción de una cubierta 47 en una porción rebajada de filtro 10b dispuesta en la cubierta de cárter derecha 10 retrasando una parte del mismo más que el resto.

El sistema lubricante de excéntrica 53 tiene una construcción construida por lo general de tal manera que un extremo inferior de un elemento vertical 53a de un tubo de aceite lubricante en forma de T esté conectado a una salida de lado de excéntrica 59a de un paso de aceite formado en el exterior de la porción rebajada de filtro 10b, mientras que los extremos izquierdo y derecho de un elemento horizontal 53b del tubo de aceite lubricante están conectados a un paso de suministro de aceite de árbol de levas 53c, de modo que se suministre aceite lubricante a partes tales como los cojinetes de los árboles de levas 36, 37 que haya que lubricar mediante el paso 53c.

El sistema de transmisión de lubricación 54 tiene la construcción siguiente. Un paso derecho de suministro de aceite de transmisión 54a formado dentro de la porción de cárter derecha 2b está conectado a una salida de lado de transmisión 59b del filtro de aceite 59, y el paso de suministro de aceite 54a comunica con el interior de un agujero de eje principal 14a formado en el eje principal 14 a lo largo de su centro axial mediante un paso izquierdo de aceite de transmisión 54b formado en la porción de cárter izquierda 2a. Entonces, este agujero de eje principal 14a comunica con porciones deslizantes entre el eje principal 14 y los engranajes de cambio de velocidad mediante una pluralidad de agujeros de bifurcación 14b, por lo que el aceite lubricante suministrado al agujero de eje principal 14a pasa a través de los agujeros de bifurcación 14b siendo suministrado a las porciones deslizantes.

Además, una porción intermedia del paso izquierdo de aceite de transmisión 54b comunica con un agujero de perno 60a a través del que puede pasar un perno de caja 60 para conectar conjuntamente las porciones de caja izquierda y derecha 2a, 2b. Este agujero de perno 60a es tal que se forma formando un agujero que tiene un diámetro interior ligeramente mayor que el diámetro exterior del perno de caja 60 en porciones salientes tubulares 60c, 60c que están formadas de modo que miren y apoyen una sobre otra en la superficie de acoplamiento entre las porciones de caja izquierda y derecha 2a, 2b. La porción saliente 60c está situada cerca de una porción donde un tren de engranajes en el eje principal 14 engrana con un tren de engranajes en el eje de accionamiento 15, y se ha formado una pluralidad de agujeros de bifurcación 60b desde los que el aceite lubricante de dentro del agujero de perno 60a sale hacia la porción de engrane de los trenes de engranajes. Obsérvese que los pernos 60 representados en la figura 19 en su desarrollo a las porciones de cárter izquierda y derecha son los mismos pernos.

Además, una porción de extremo derecho del agujero de perno 60a comunica con un agujero de eje de accionamiento 15a formado en el eje de accionamiento 15 a lo largo de su centro axial mediante un agujero de comunicación 54c. Entonces, el agujero de eje de accionamiento 15a cierra una pared divisoria 15c en una porción lateral izquierda y comunica con porciones deslizantes entre el eje de accionamiento 15 y engranajes de accionamiento mediante una pluralidad de agujeros de bifurcación 15b. Así, el aceite lubricante suministrado al agujero de eje de accionamiento 15a pasa a través de los agujeros de bifurcación 15b siendo suministrado a las porciones deslizantes.

El sistema lubricante de manivela 55 tiene la construcción siguiente. Se ha formado un paso de suministro de aceite de manivela 55a en la cubierta de filtro 47 de tal manera que se extienda desde una salida de lado de manivela 59c hacia la bomba de aceite lubricante 52, y se hace que el paso 55 comunique con un agujero de comunicación 62a formado en un eje de rotación 62 de la bomba de aceite lubricante 52 a pasando a su través a lo largo de su centro axial. Además, el agujero de comunicación 62a comunica con un agujero de suministro de aceite de manivela 8e formado en el cigüeñal 8 pasando a su través a lo largo de su centro axial mediante un tubo de conexión 64. Entonces, este agujero de suministro de aceite de manivela 8e comunica con el interior de un agujero de botón 65a en un botón de manivela 65 mediante un agujero de bifurcación 8f, y el agujero de botón 65a se abre a la superficie de giro de un cojinete de aguja 7b en una porción de extremo grande 7a de una biela 7 mediante un agujero de bifurcación 65b. Así, el aceite lubricante filtrado en el filtro de aceite 59 es suministrado a la superficie de giro del cojinete de aguja 7b.

La bomba de aceite lubricante 52 tiene la construcción siguiente. Se ha dispuesto un compartimiento de bomba 61c en una caja derecha 61b de una caja de dos piezas formada por cajas izquierda y derecha 61a, 61b poniendo una porción relevante de la caja más hacia atrás que el resto, y un rotor 63 está dispuesto rotacionalmente dentro del compartimiento de bomba 61. El eje de giro 62 está insertado en el rotor 63 a lo largo de su centro axial de tal manera que pase a su través para colocarse en él en posición, y el eje de giro 62 y el rotor 63 están fijados conjuntamente con un pasador 63a. Obsérvese que el paso de toma de aceite 58a y el paso de descarga de aceite 58b están conectados a un lado situado hacia arriba del compartimiento de bomba y un lado situado hacia abajo del

compartimiento de bomba de la caja izquierda 61a, respectivamente. Además, el número de referencia 66 denota una válvula de alivio para retener la presión de descarga de la bomba de aceite lubricante 52 a un valor predeterminado o inferior y adaptada para aliviar la presión en el lado de descarga de la bomba de aceite lubricante 52 al lado del paso de toma de aceite 58a cuando la presión en el lado de descarga llega o excede del valor predeterminado.

El eje de giro 62 es un eje tubular que pasa a través de la caja de bomba 61 en la dirección axial y se abre al paso de suministro de aceite de manivela 55a en su porción de extremo derecho como se representa en el dibujo. Además, una porción de pestaña de transmisión de potencia 62b está formada integralmente en una porción de extremo izquierdo del eje de giro 62 como se representa en el dibujo. La porción de pestaña 62b mira a una cara de extremo derecho del cigüeñal 8, y la porción de pestaña 62b y el cigüeñal 8 están conectados conjuntamente por un acoplamiento de Oldham 67 de tal manera que absorban una ligera desviación de los centros de los ejes.

El acoplamiento de Oldham 67 se construye de tal manera que una chapa de acoplamiento 67a esté dispuesta entre el cigüeñal 8 y la porción de pestaña 62b, un pasador 67b colocado en la cara de extremo del cigüeñal 8 y un pasador 67c colocado en la porción de pestaña 62b están insertados en un agujero de conexión 67d en la chapa de acoplamiento 67a.

Además, el tubo de conexión 64 es tal que conecte un agujero de extremo derecho en el cigüeñal 8 a un agujero de extremo izquierdo en el eje de giro 62, y el sellado lo efectúa una junta estanca de aceite 64a entre la circunferencia interior del agujero de cigüeñal y la circunferencia interior del agujero de eje de giro y la circunferencia exterior del tubo de conexión 64.

Aquí, como se ha descrito anteriormente, el compartimiento de manivela 2c se define por separado del otro compartimiento de transmisión 2d, el compartimiento de imán de volante 9a y el compartimiento de embrague 10a, por lo que se forma un mecanismo de retorno de aceite en el que la presión dentro del compartimiento de manivela 2c fluctúa entre positiva y negativa cuando el pistón 6 efectúa carreras, de modo que el aceite lubricante presente en los respectivos compartimientos es devuelto al depósito de aceite lubricante 51 en virtud de la fluctuación de presión.

Al objeto de describir esto en detalle, un orificio de descarga 2g y un orificio de aspiración o toma 2h están formados en el compartimiento de manivela 2c. Una válvula de lámina de orificio de descarga 69 adaptada para abrirse cuando la presión dentro del compartimiento de manivela es positiva, está dispuesta en el orificio de descarga 2g, y una válvula de lámina de orificio de toma 70 adaptada para abrirse cuando la presión dentro del compartimiento de manivela es negativa, está dispuesta en el orificio de toma 2h.

Entonces, el orificio de descarga 2g comunica con el compartimiento de embrague 10a del compartimiento de manivela 2c mediante un agujero de comunicación 2i y luego comunica con el compartimiento de transmisión 2d desde el compartimiento de embrague 10a mediante un agujero de comunicación 2j. Además, el compartimiento de transmisión 2d comunica con el compartimiento de imán de volante 9a mediante un agujero de comunicación 2k. Un orificio de retorno 2m formado de manera que comunique con el compartimiento de imán de volante 9a comunica con el depósito de aceite lubricante 51 mediante una manguera de retorno 57c, una alcachofa de aceite 57d y una manguera de retorno 57e.

Aquí, una chapa de guía 2n está dispuesta en el orificio de retorno 2m. Esta chapa de guía 2n tiene la función de asegurar la descarga de aceite lubricante modificando el orificio de retorno 2m de manera que proporcione un intervalo estrecho a entre una chapa inferior 2p y él mismo y asegure una anchura ancha b.

Además, un mecanismo de separación de aceite para separar la neblina de aceite contenida en el aire dentro del depósito en virtud de fuerza centrífuga con el fin de hacer volver la neblina de aceite así separada al compartimiento de manivela 2c. Este mecanismo de separación de aceite tiene una construcción en la que una manguera de introducción 72a que está conectada a una porción superior del depósito de aceite lubricante 51 en su extremo, está conectada tangencialmente a una porción superior de un compartimiento de separación en forma de cono 71 en el otro extremo y una manguera de retorno 72b conectada a una porción inferior del compartimiento de separación 71 está conectada al orificio de toma 2h del compartimiento de manivela 2c. Obsérvese que el aire del que se separa la neblina de aceite se descarga a la atmósfera mediante un agujero de escape 72c.

Así, según la realización, dado que la cámara de cigüeñal 2c es un espacio sustancialmente cerrado de modo que la presión en él fluctúa cuando el pistón 6 alterne verticalmente, por lo que el aceite lubricante que ha fluido al compartimiento de manivela 2c es devuelto al depósito de aceite lubricante 51 en virtud de la fluctuación de presión dentro del compartimiento de manivela 2c, se puede obviar la necesidad de una bomba exclusiva de envío de aceite (una bomba de recuperación), y por lo tanto la construcción del motor se puede simplificar y se puede intentar reducir los costos.

Además, dado que la válvula de lámina de orificio de descarga (una válvula de retención de lado de salida) 69 adaptada para abrirse cuando la presión en el compartimiento de manivela aumenta y de cerrarse cuando la presión disminuye, está dispuesta cerca de donde el paso de envío de aceite está conectado al compartimiento de manivela

2c, el aceite lubricante dentro del compartimiento de manivela 2c puede ser devuelto al depósito de almacenamiento de aceite lubricante 51 de forma más segura.

Además, dado que una porción encima del nivel de aceite dentro del depósito de almacenamiento de aceite lubricante 51 está conectada al compartimiento de manivela 2 mediante las mangueras de retorno 72a, 72b y la válvula de lámina de orificio de descarga (una válvula de retención de lado de toma) 70 adaptada para abrirse cuando la presión en el compartimiento de manivela 2c disminuye y para cerrarse cuando la presión incrementa, está dispuesta cerca de donde las mangueras de retorno están conectadas al compartimiento de manivela 2c, el aire requerido es llevado al compartimiento de manivela 2c cuando el pistón 6 se mueve hacia arriba, mientras que la presión interior del compartimiento de manivela 2c aumenta cuando el pistón 6 baja, por lo que el aceite lubricante dentro del compartimiento de manivela 2c puede ser sacado de forma más segura.

Además, en un caso donde no se facilita recorrido de suministro de aire desde el exterior al interior del compartimiento de manivela 2c, solamente se forma una presión negativa o una presión positiva más baja dentro del compartimiento de manivela, lo que origina el problema de que el aceite no puede ser sacado adecuadamente.

Además, dado que el mecanismo centrífugo de separación de neblina de la neblina de aceite lubricante 71 para separar la neblina de aceite lubricante está interpuesto en la posición intermedia a lo largo de la longitud de los pasos de retorno 72a, 72b, de modo que la neblina de aceite lubricante así separada vuelva al compartimiento de manivela 2c mediante la manguera de retorno 72b, mientras que el aire del que se ha quitado la neblina contenida es descargado a la atmósfera, solamente la neblina de aceite lubricante puede ser devuelta al compartimiento de manivela, por lo que se puede evitar la reducción de la eficiencia del envío de aceite que tendría lugar cuando pueda fluir una cantidad excesiva de aire al compartimiento de manivela, haciendo por ello posible sacar el aceite lubricante del compartimiento de manivela de forma segura, evitando al mismo tiempo la contaminación atmosférica.

Además, dado que la bomba de aceite lubricante 52 está dispuesta de manera que esté conectada a un extremo del cigüeñal 8 y el orificio de descarga de la bomba de aceite lubricante 52 comunica con el agujero de suministro de aceite de manivela (un paso de suministro de aceite en cigüeñal) 8e formado dentro del cigüeñal 8 mediante el agujero de comunicación (un paso de suministro de aceite en bomba) 62a formado dentro de la bomba de aceite lubricante 52 y el tubo de conexión 64, el aceite lubricante puede ser suministrado a las partes del cigüeñal 8 que tienen que ser lubricadas mediante una construcción simple y compacta.

Además, dado que el cigüeñal 8 y la bomba de aceite lubricante 52 están conectados conjuntamente por el acoplamiento de Oldham 67 que puede absorber el desplazamiento de los ejes en la dirección normal y el agujero de comunicación 62a y el agujero de suministro de aceite de manivela 8e comunican uno con otro mediante el tubo de conexión 64 con las juntas tóricas 64a elásticas interpuestas entre el tubo de conexión 64 y el agujero de comunicación 62a, el agujero de suministro de aceite de manivela 8e, incluso en el caso de que los centros del cigüeñal 8 y el eje de bomba 62 se desvíen ligeramente uno de otro, se puede suministrar aceite lubricante a las partes que tengan que ser lubricadas sin ningún problema, haciendo por ello posible garantizar las propiedades de lubricación requeridas.

Además, dado que la porción saliente tubular 60c se ha formado cerca del eje principal 14 y el eje de accionamiento 15 que constituyen la transmisión, el perno de caja de conexión de cárter 60 está insertado en el agujero de perno 60a en la porción saliente 60c de modo que el espacio entre la superficie circunferencial interior del agujero de perno 60a y la superficie circunferencial exterior del perno de caja 60 forme el paso de aceite lubricante, y se ha formado el agujero de bifurcación (el agujero de suministro de aceite lubricante) 60b que se dirige a los engranajes de cambio de velocidad en la porción saliente 60c, se puede suministrar aceite lubricante a las superficies de engrane de los engranajes de cambio de velocidad obviando al mismo tiempo la necesidad de proporcionar un paso exclusivo de suministro de aceite lubricante.

Además, dado que el otro extremo del paso de aceite lubricante definido por la superficie circunferencial interior del agujero de perno 60c y la superficie circunferencial exterior del perno de caja 60 comunica con un agujero del agujero de eje de accionamiento (el paso de aceite lubricante) 15a formado dentro del eje de accionamiento 15 que está situado enfrente de un lado de salida del agujero, se puede suministrar aceite lubricante a las porciones en el eje de accionamiento 15 que se ponen en contacto deslizante con los engranajes de cambio de velocidad, obviando al mismo tiempo la necesidad de proporcionar un paso exclusivo de suministro de aceite lubricante.

Aplicabilidad industrial

Según los aspectos primero y décimo de la invención, dado que al menos las partes de los pernos de culata que aprietan la culata de cilindro y el cuerpo de cilindro conjuntamente están enroscadas en la porción de pestaña de lado de caja, la carga aplicada al cuerpo de cilindro se reduce en la medida en que la carga generada por la presión de combustión es soportada parcialmente por los pernos de culata, y por lo tanto el esfuerzo generado en el cuerpo de cilindro se puede reducir consiguientemente, haciendo por ello posible mejorar la durabilidad del cuerpo de cilindro.

A saber, en el caso de una construcción, por ejemplo, en la que una porción de pestaña de lado de culata de un cuerpo de cilindro y una culata de cilindro están fijadas simplemente conjuntamente con pernos y una porción de pestaña de lado de caja y un cárter están fijados simplemente conjuntamente con pernos, la carga generada por la presión de combustión se aplica totalmente al cuerpo de cilindro, y la durabilidad del cuerpo de cilindro es insuficiente dependiendo del grosor del cuerpo de cilindro, y en el peor caso, existe el problema de que se genera una fisura en el cuerpo de cilindro. Sin embargo, según la invención, se puede evitar un problema como éste.

Según el segundo aspecto de la invención, dado que el perno de culata enroscado a través de pestaña y el perno de caja se solapan uno con otro una distancia que es sustancialmente la misma que el grosor de la porción de pestaña de lado de caja, los pernos de culata enroscados a través de pestaña pueden asegurar la transmisión de parte de la carga generada por la presión de combustión a la porción de pestaña de lado de caja, haciendo por ello posible reducir la carga aplicada a la porción intermedia del cuerpo de cilindro.

Según el tercer aspecto de la invención, dado que el perno enroscado a través de pestaña y el perno de caja están dispuestos uno cerca de otro, según se ve en la dirección axial del agujero de cilindro, los pernos de culata enroscados a través de pestaña pueden asegurar mejor la transmisión de parte de la carga generada por la presión de combustión a la porción de pestaña de lado de caja, y además, la porción de pestaña de lado de caja puede asegurar, a su vez, la transmisión de la carga así transmitida al cárter mediante los pernos de caja, haciendo por ello posible reducir la carga aplicada al cuerpo de cilindro de forma segura.

Según el cuarto aspecto de la invención, dado que el perno de caja está dispuesto de modo que la distancia desde el perno de caja a la primera línea recta que pasa a través del eje del agujero de cilindro y que es normal al cigüeñal sea más corta que la distancia desde el perno de culata enroscado a través de pestaña a la primera línea recta, según se ve en la dirección axial del agujero de cilindro, o de tal manera que los pernos de caja estén situados más próximos al centro del agujero de cilindro en la dirección del cigüeñal, la dimensión en la dirección del cigüeñal de la superficie de acoplamiento del cárter que está montado en el cuerpo de cilindro se puede reducir a la proximidad de las posiciones donde están dispuestos los pernos de culata enroscados a través de pestaña, y como resultado, la dimensión en la dirección del cigüeñal del cárter se puede reducir.

Según el quinto aspecto de la invención, dado que se adopta la construcción en la que los pernos de culata enroscados a través de pestaña están enroscados a la porción de pestaña de lado de caja del cuerpo de cilindro o los pernos de culata a través de pestaña no están enroscados al cárter, no existe riesgo de que se cree el problema de que los pernos de culata enroscados a través de pestaña interfieran con el brazo de cigüeñal incorporado en el cárter, de modo que los pernos de culata enroscados a través de pestaña se pueden disponer de manera que la distancia a la segunda línea recta que pasa a través del eje del agujero de cilindro y que es paralela al cigüeñal sea más corta que la distancia desde el perno de caja a la segunda línea recta o de tal manera que los pernos de culata a través de pestaña puedan estar situados más próximos al lado del cigüeñal, por lo que la dimensión del cuerpo de cilindro en la dirección normal al cigüeñal se puede reducir.

Según el sexto aspecto de la invención, dado que la parte axial del perno de culata enroscado a través de pestaña está expuesta al exterior, el peso del cuerpo de cilindro se puede reducir.

Según el séptimo aspecto de la invención, dado que al menos los tres pernos de culata están dispuestos a ambos lados del agujero de cilindro a través de la segunda línea recta, el perno de culata central a lo largo de la segunda línea recta se sitúa separado del eje del cilindro. Sin embargo, dado que el perno de culata tiene una longitud que no llega a la porción de pestaña de lado de caja, la porción de la porción de pestaña de lado de caja que corresponde al centro se puede minimizar, haciendo por ello posible evitar la ampliación del cuerpo de cilindro y el cárter.

Según el octavo aspecto de la invención, dado que el perno de culata enroscado a través de pestaña está dispuesto entre el agujero de cilindro y el compartimiento de cadena formado en el lado del agujero de cilindro, el perno de culata enroscado a través de pestaña se puede disponer haciendo un uso efectivo del espacio muerto formado entremedio.

Según el noveno aspecto de la invención, dado que el perno de culata enroscado a través de pestaña está enroscado a la porción de pestaña de lado de caja en un extremo y está sujetado y fijado a la culata de cilindro con la tuerca de tapón en su otro extremo, la culata de cilindro se puede quitar sin garantizar un espacio grande encima de la culata de cilindro, haciendo por ello posible garantizar las propiedades de mantenimiento del motor.

REIVINDICACIONES

1. Una estructura de fijación de motor en la que un cuerpo de cilindro (3) y una culata de cilindro (4) están apilados y fijados a un cárter (2),

caracterizada porque pernos de caja (30a) pasan a través de una porción de pestaña de lado de caja (3b) formada en una porción de extremo de lado de cárter del cuerpo de cilindro (3) y están enroscados a una porción de extremo de lado de cuerpo de cilindro del cárter (2) para fijar el cuerpo de cilindro (3) al cárter (2), porque al menos parte de los pernos de culata (30b, 30c) que fijan la culata de cilindro (4) y el cuerpo de cilindro (3) conjuntamente se hace que sea un perno de culata enroscado a través de pestaña (30c), y porque el perno de culata enroscado a través de pestaña (30c) está enroscado en una porción roscada formada en la porción de pestaña de lado de caja (3b).

2. Una estructura de fijación de motor según la reivindicación 1, **caracterizada** porque el perno de culata enroscado a través de pestaña (30c) y el perno de caja (30a) se solapan uno a otro una distancia que es sustancialmente la misma que el grosor de la porción de pestaña de lado de caja (3b) en la dirección axial de un agujero de cilindro (3a).

3. Una estructura de fijación de motor según la reivindicación 1 o 2, **caracterizada** porque el perno enroscado a través de pestaña (30c) y el perno de caja (30a) están dispuestos uno cerca de otro, según se ve en la dirección axial del agujero de cilindro (3a).

4. Una estructura de fijación de motor según alguna de las reivindicaciones 1 a 3, **caracterizada** porque el perno de caja (30a) está dispuesto de modo que una distancia desde el perno de caja (30a) a una primera línea recta que pasa a través del eje del agujero de cilindro (3a) y que es normal a un cigüeñal (8) sea más corta que una distancia desde el perno de culata enroscado a través de pestaña (30c) a la primera línea recta, según se ve en la dirección axial del agujero de cilindro (3a).

5. Una estructura de fijación de motor según alguna de las reivindicaciones 1 a 4, **caracterizada** porque el perno de culata enroscado a través de pestaña (30c) está dispuesto de modo que una distancia desde el perno de culata (30c) a una segunda línea recta que pasa a través del eje del agujero de cilindro (3a) y que es paralela al cigüeñal (8) sea más corta que una distancia desde el perno de caja (30a) a la segunda línea recta, según se ve en la dirección axial del agujero de cilindro (3a).

6. Una estructura de fijación de motor según alguna de las reivindicaciones 1 a 5, **caracterizada** porque una porción de pestaña superior (3f) se ha formado en una porción de extremo de lado de culata de cilindro del cuerpo de cilindro (3), porque el perno de culata enroscado a través de pestaña (30c) pasa por la porción de pestaña superior (3f) y está enroscado a la porción de pestaña de lado de caja (3b), y porque una parte del perno de culata enroscado a través de pestaña (30c) que está entre la porción de pestaña de lado de caja (3b) y la porción de pestaña superior (3f) está expuesta al exterior.

7. Una estructura de fijación de motor según alguna de las reivindicaciones 1 a 6, **caracterizada** porque al menos tres pernos de culata (30b, 30c) están dispuestos a ambos lados del agujero de cilindro (3a) a través de la segunda línea recta, según se ve en la dirección axial del agujero de cilindro (3a), y porque el perno de culata central (30b) a lo largo de la segunda línea recta tiene una longitud que no llega a la porción de pestaña de lado de caja (3b).

8. Una estructura de fijación de motor según alguna de las reivindicaciones 1 a 7, **caracterizada** porque el perno de culata enroscado a través de pestaña (30c) está dispuesto entre un compartimiento de cadena (3d) formado en un lado del agujero de cilindro (3a) en el que se ha dispuesto una cadena de accionamiento de árbol de levas (40) que conecta el cigüeñal (8) a un árbol de levas está dispuesto y el agujero de cilindro (8).

9. Una estructura de fijación de motor según alguna de las reivindicaciones 1 a 8, **caracterizada** porque el perno de culata enroscado a través de pestaña (30c) está enroscado a la porción de pestaña de lado de caja (3b) en un extremo y está sujetado y fijado a la culata de cilindro (4) con una tuerca de tapón (32b) en su otro extremo.

10. Una estructura de fijación de motor según la reivindicación 1, **caracterizada** porque una punta del perno de culata enroscado a través de pestaña (30c) se coloca más próxima a un lado de cuerpo de cilindro que una superficie de extremo de lado de cuerpo de cilindro del cárter (3).

FIG. 1

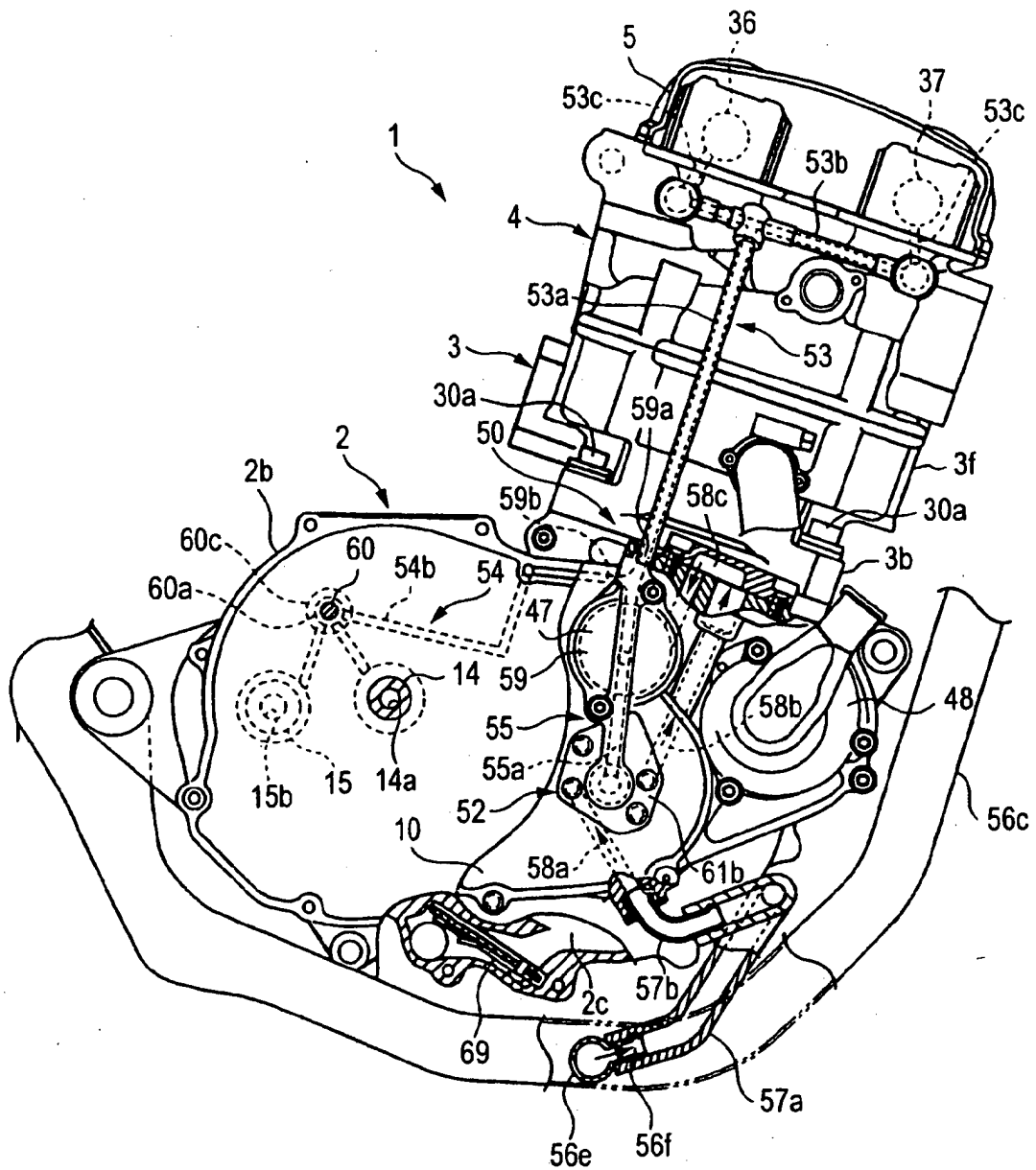


FIG. 2

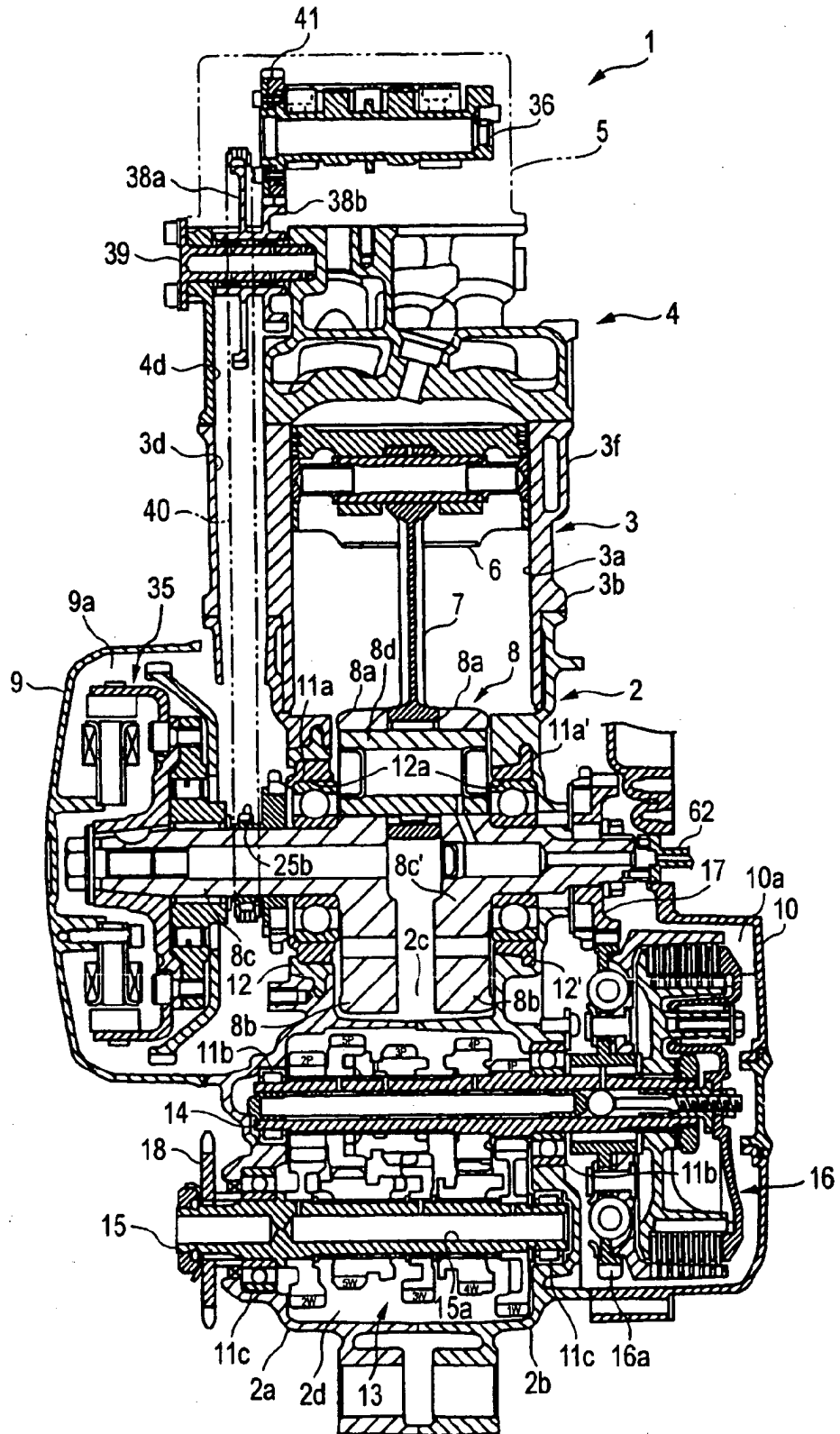


FIG. 3

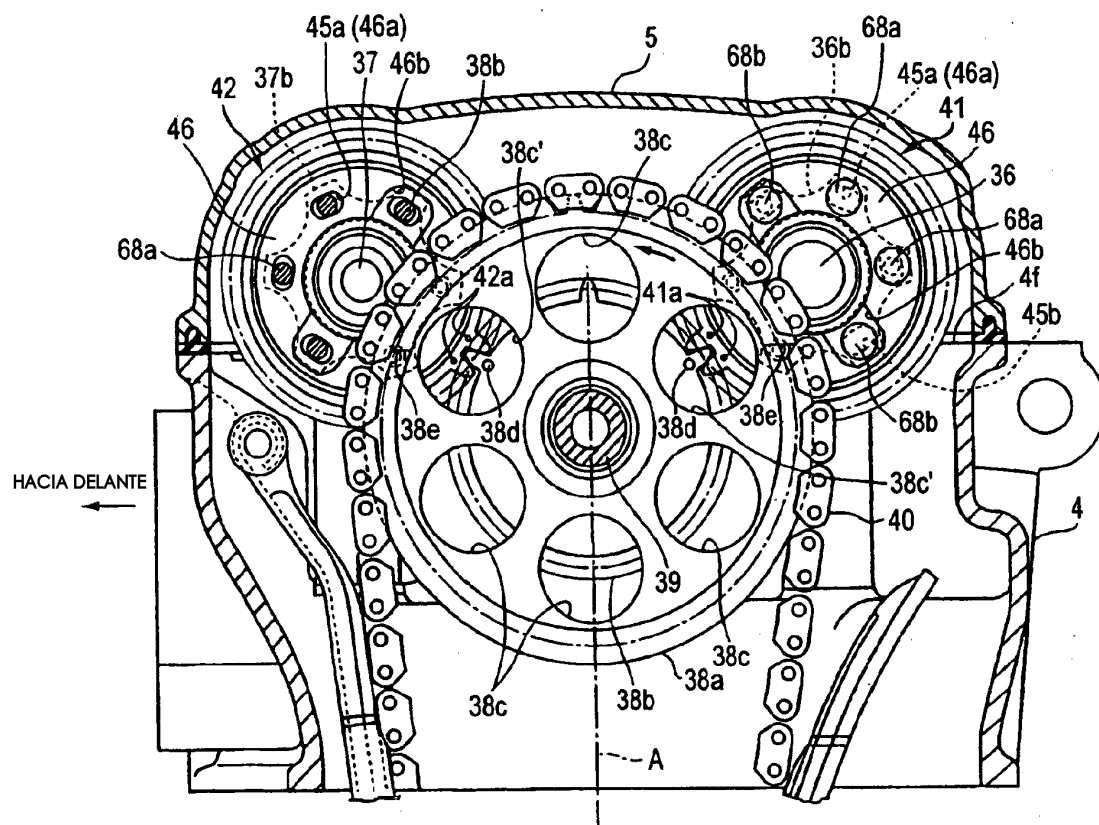


FIG. 4

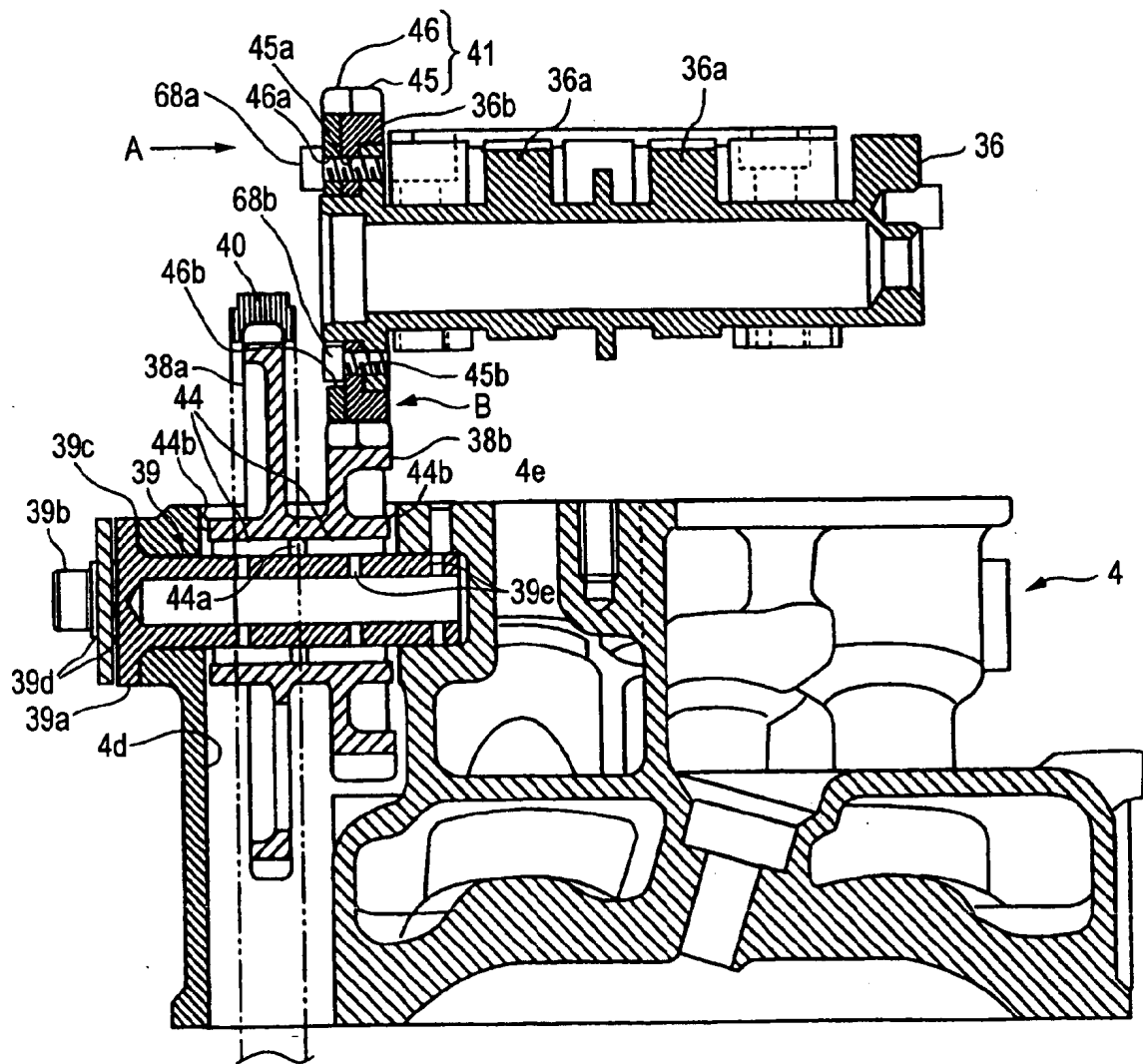


FIG. 5

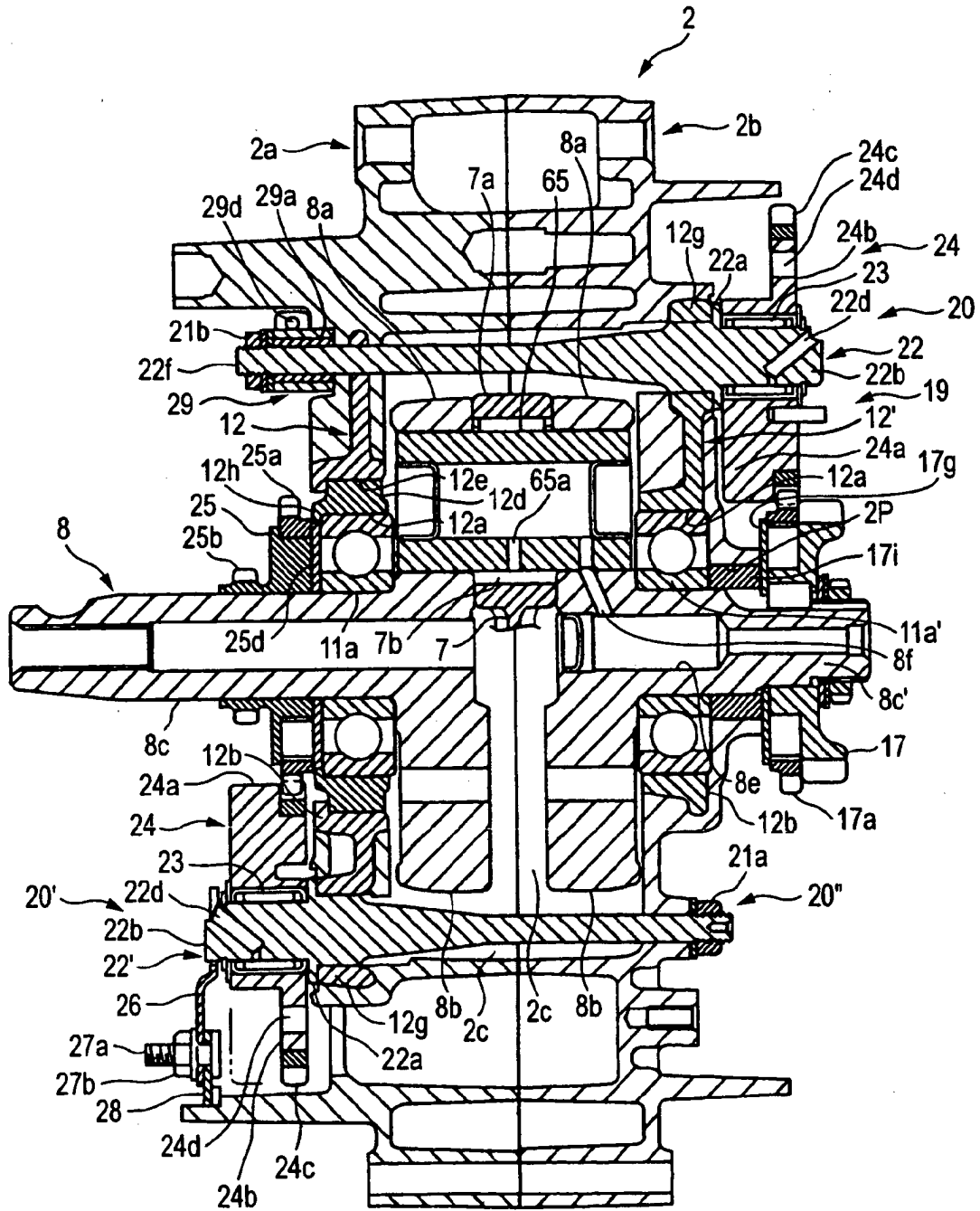


FIG. 6

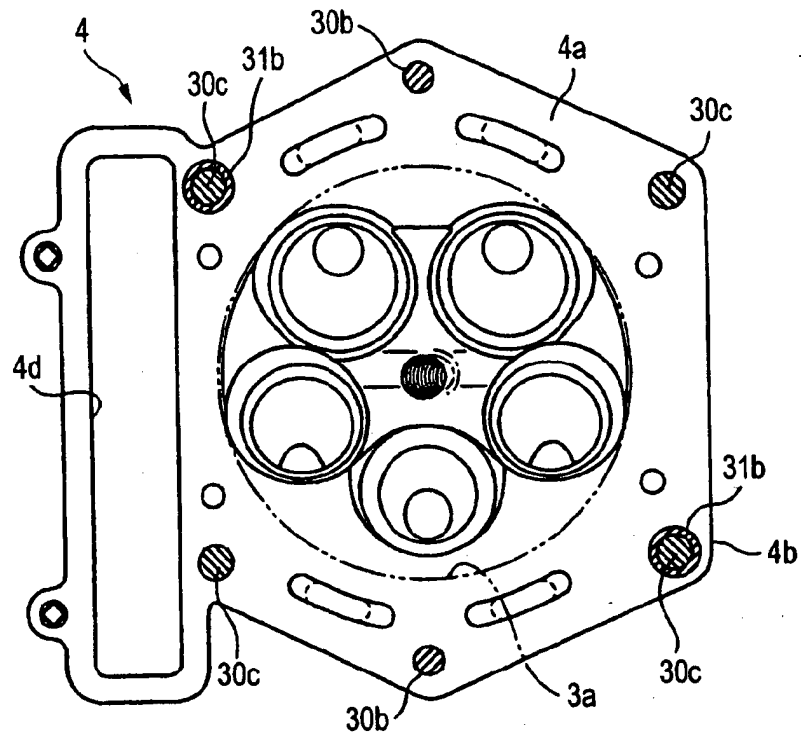


FIG. 7

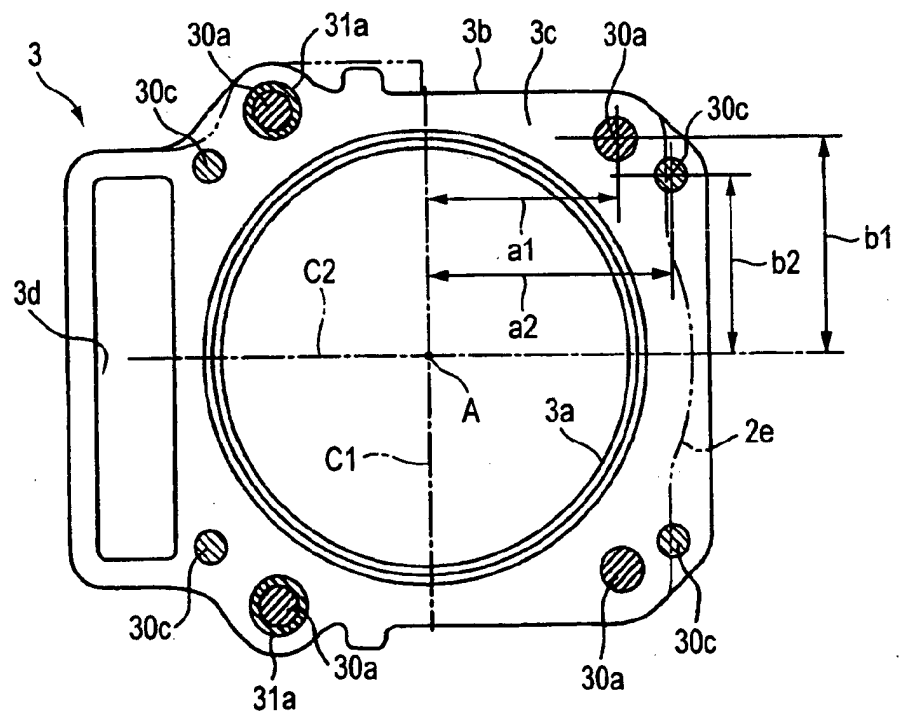


FIG. 8

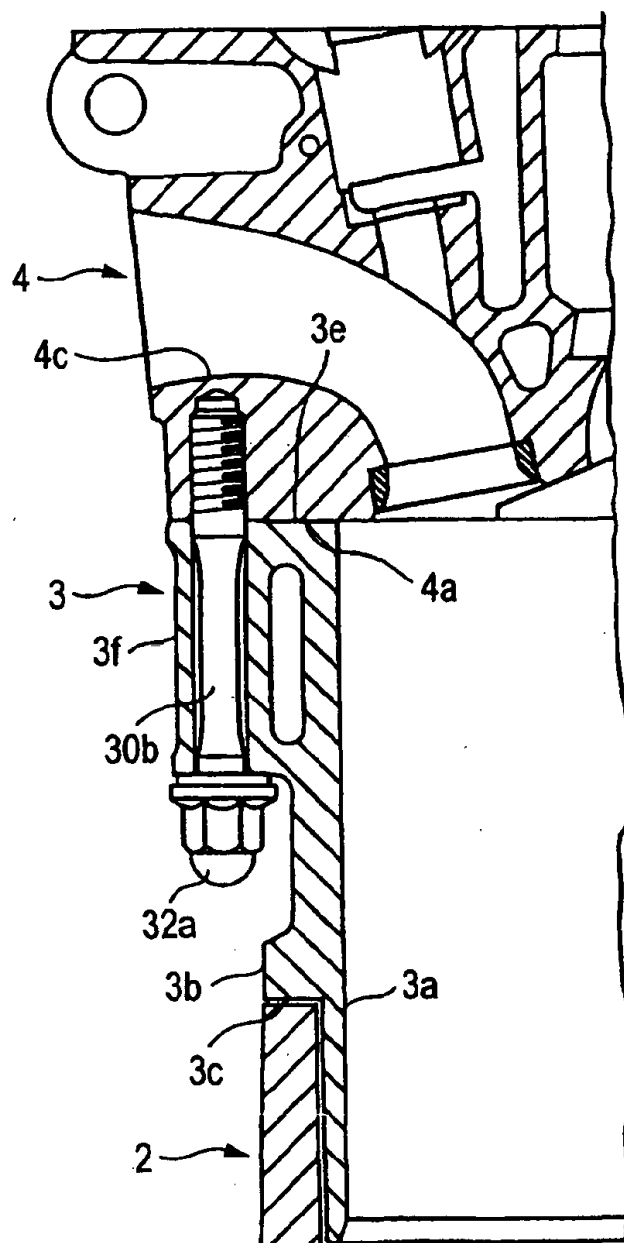


FIG. 9

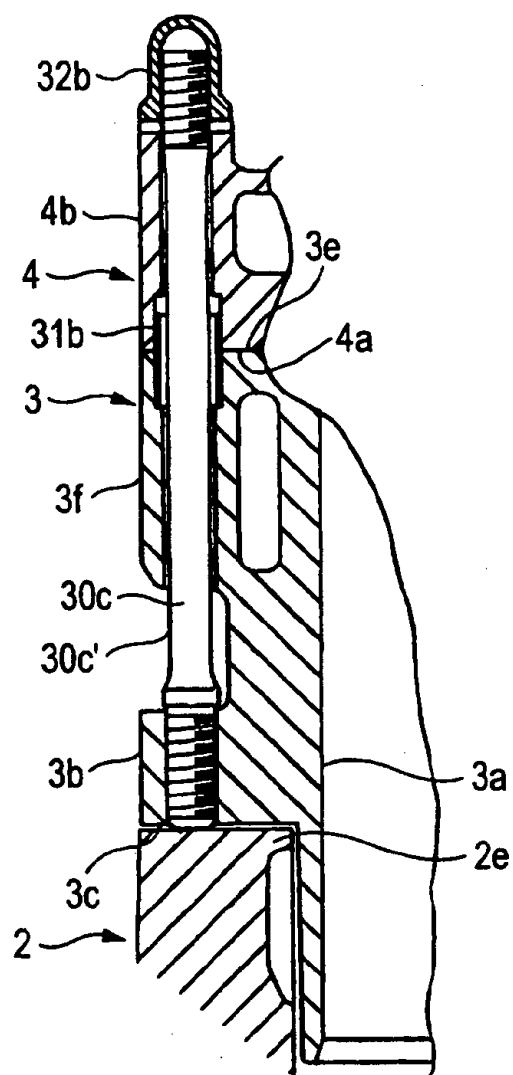


FIG. 10

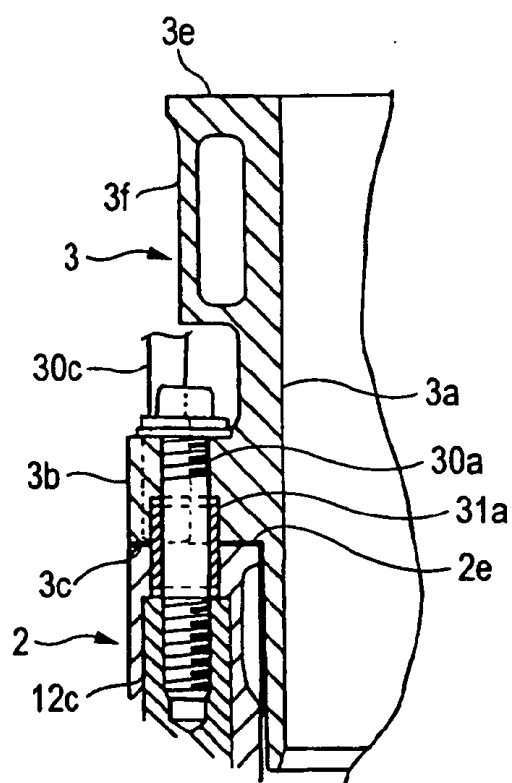
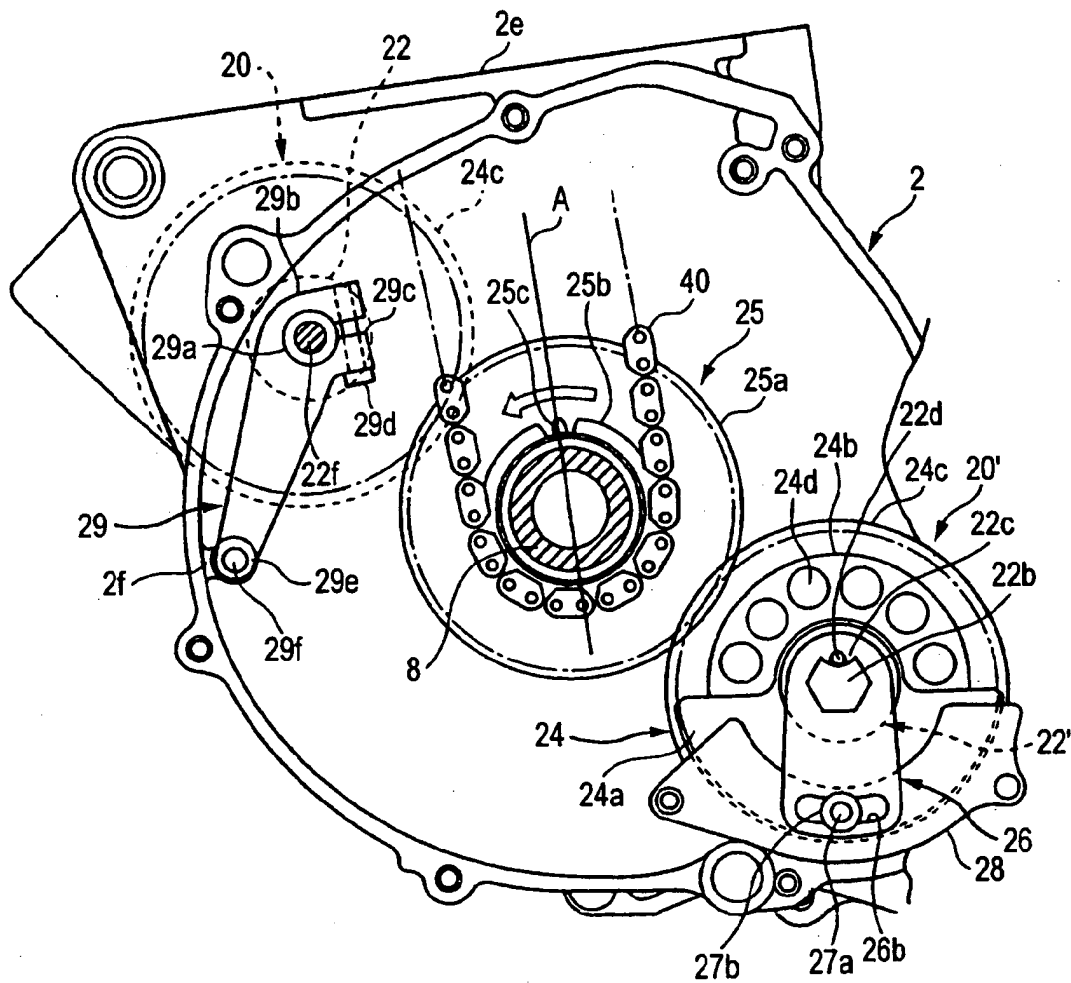


FIG. 11



VISTA LATERAL IZQUIERDA

FIG. 12

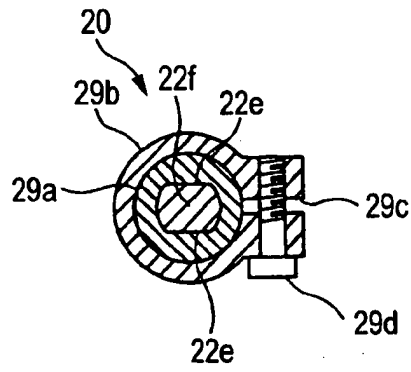


FIG. 13

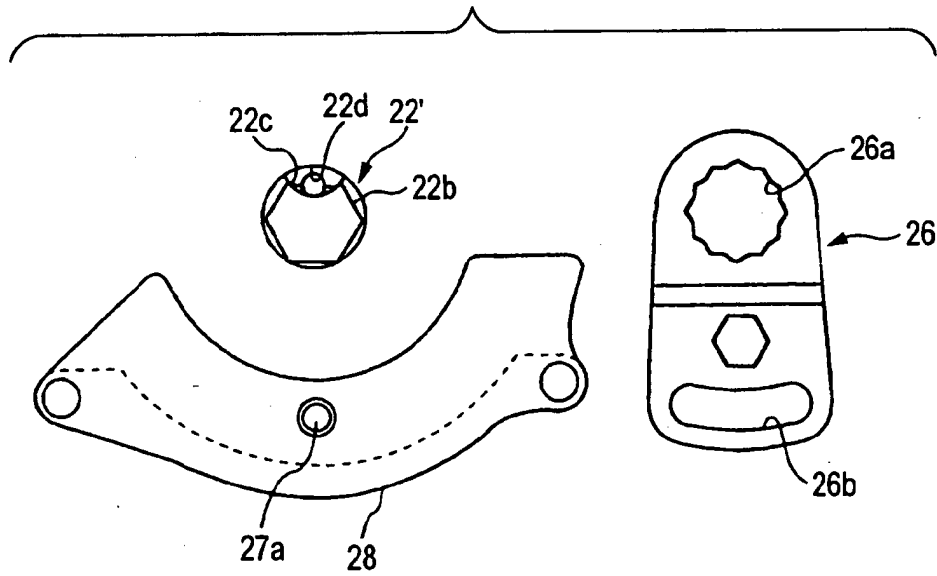
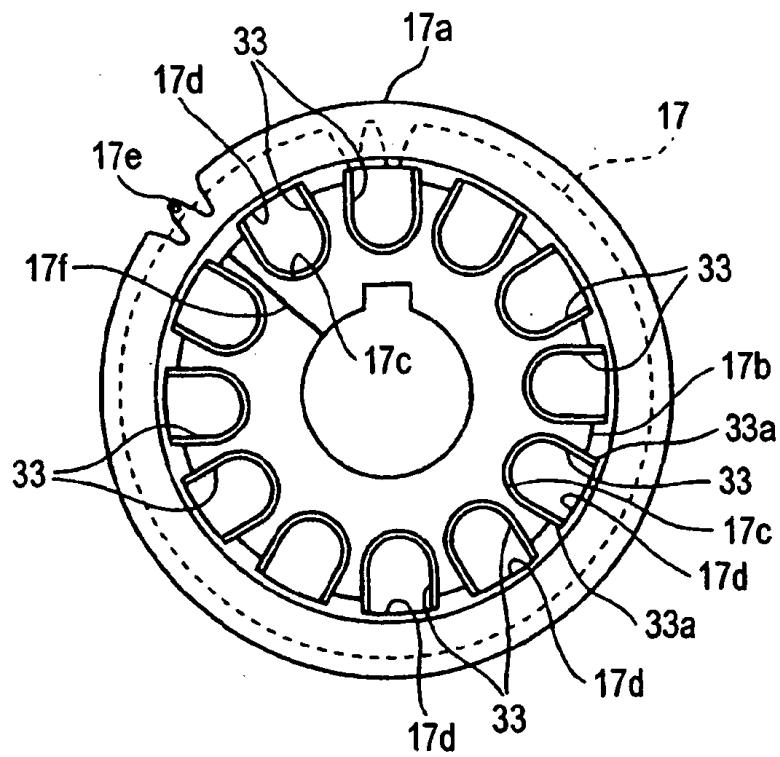
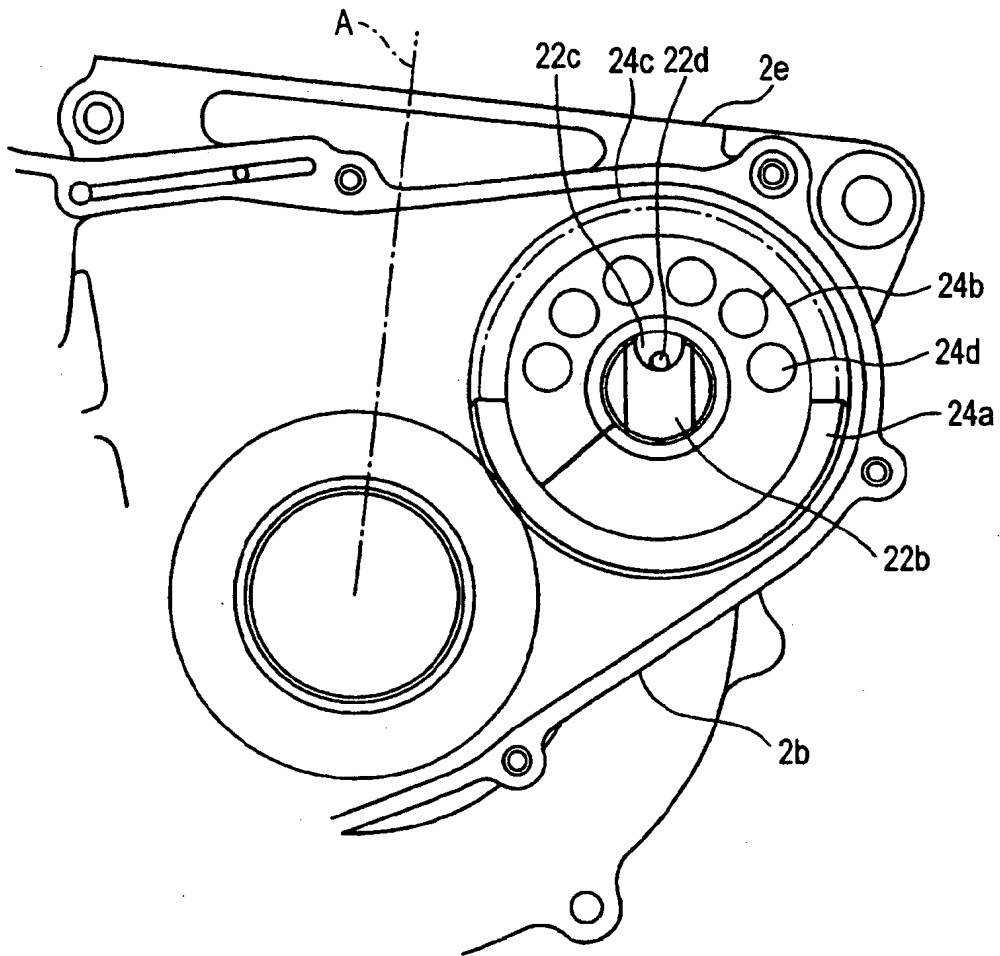


FIG. 14



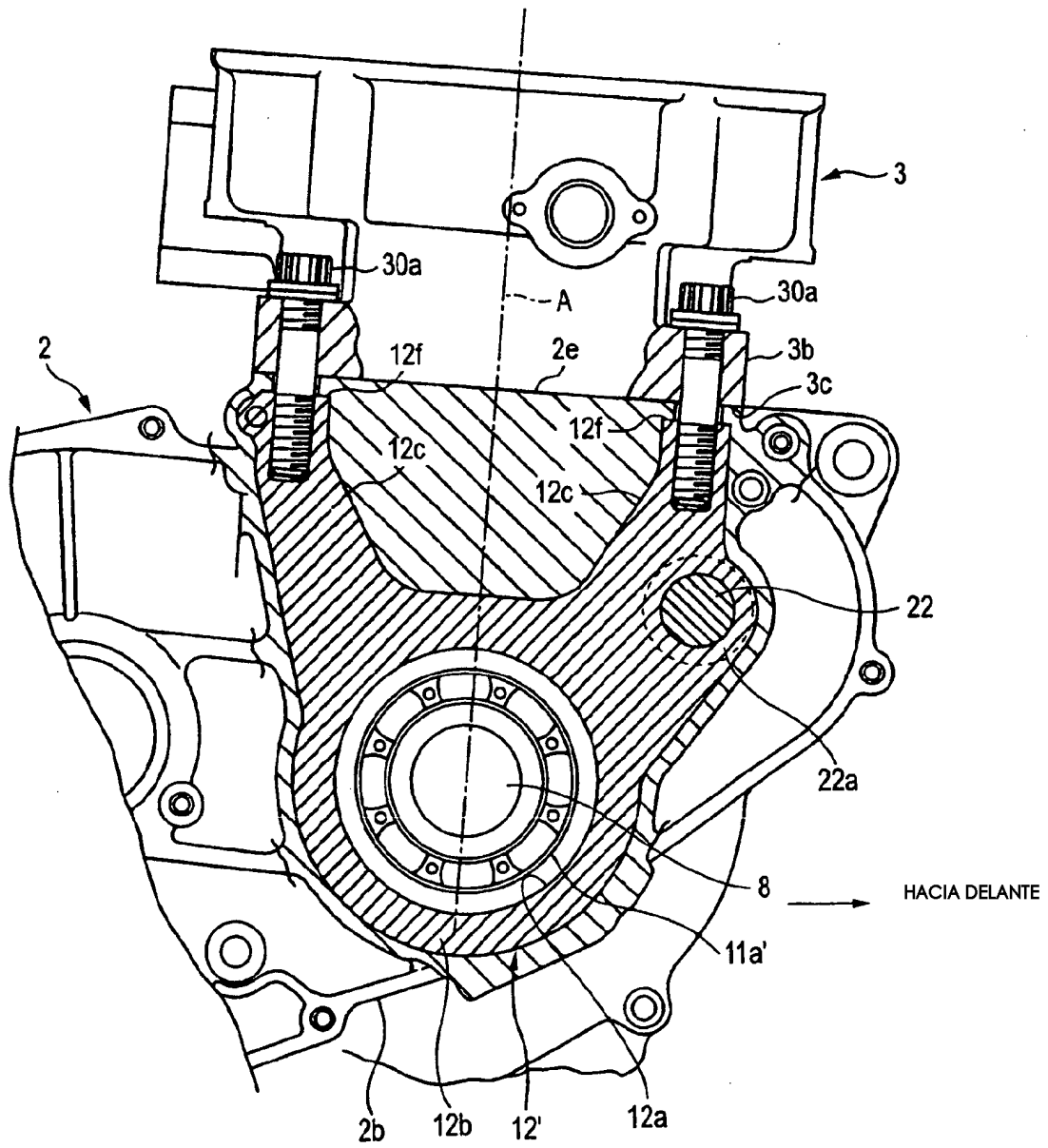
VISTA LATERAL IZQUIERDA

FIG. 15



VISTA LATERAL DERECHA

FIG. 16



VISTA LATERAL DERECHA

FIG. 17

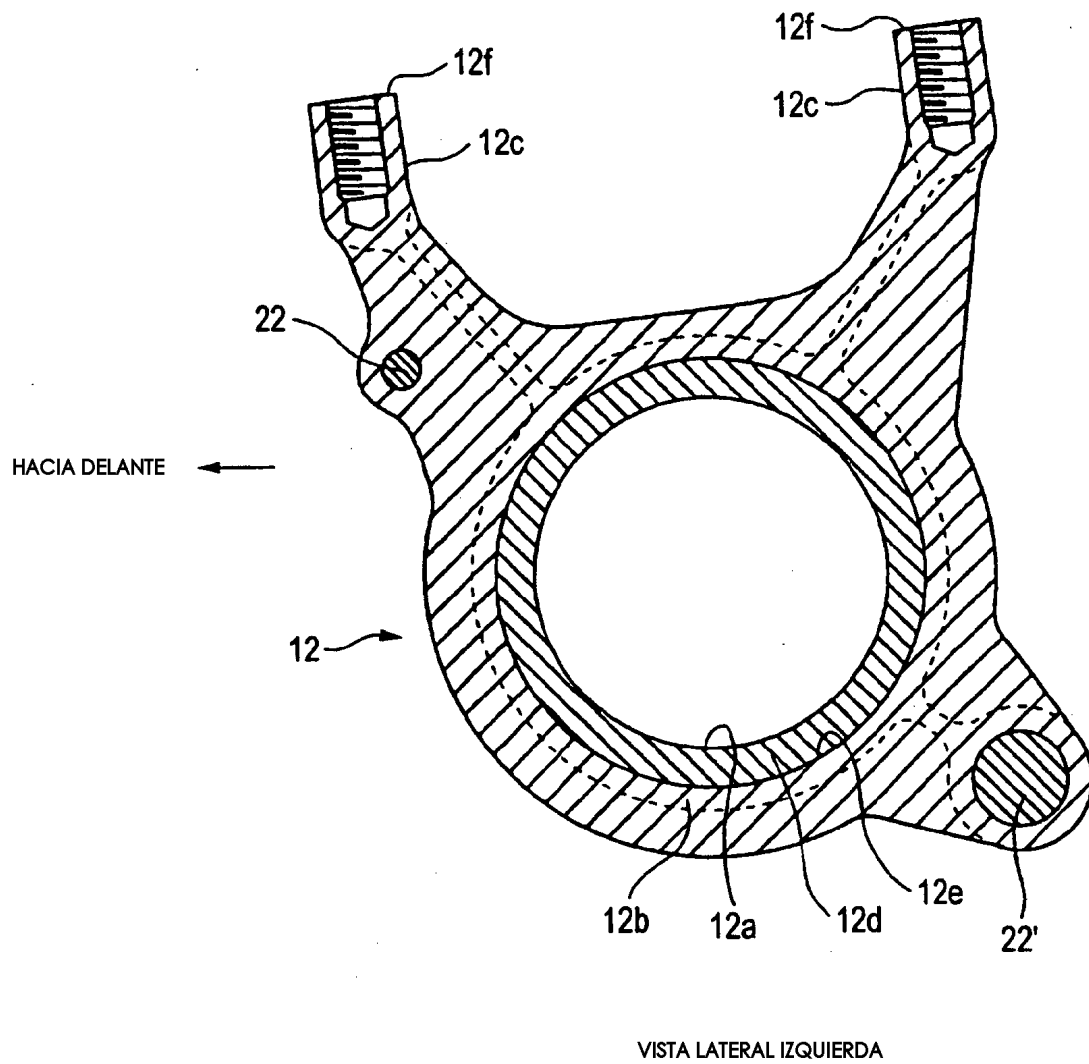


FIG. 18

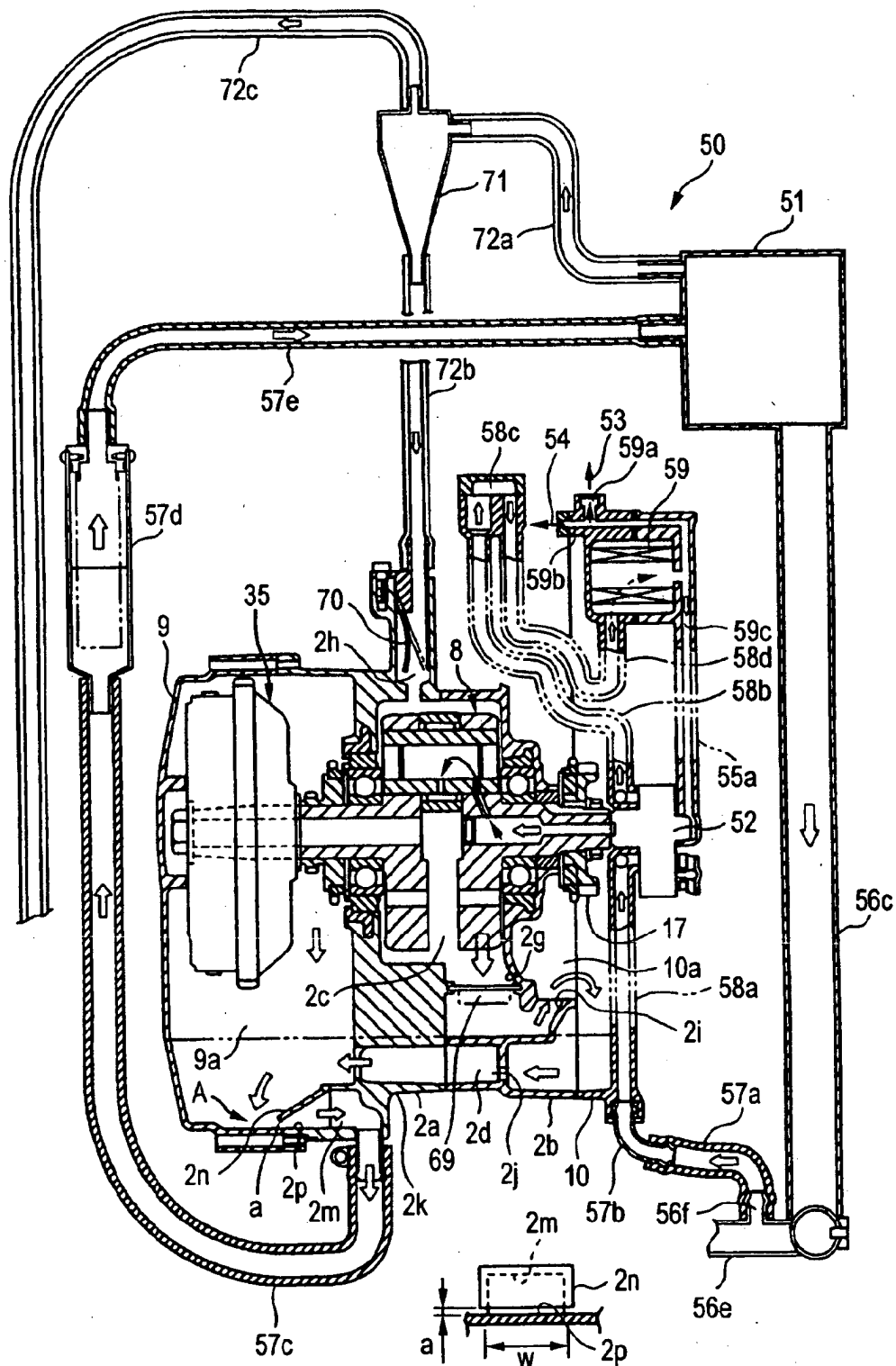


FIG. 19

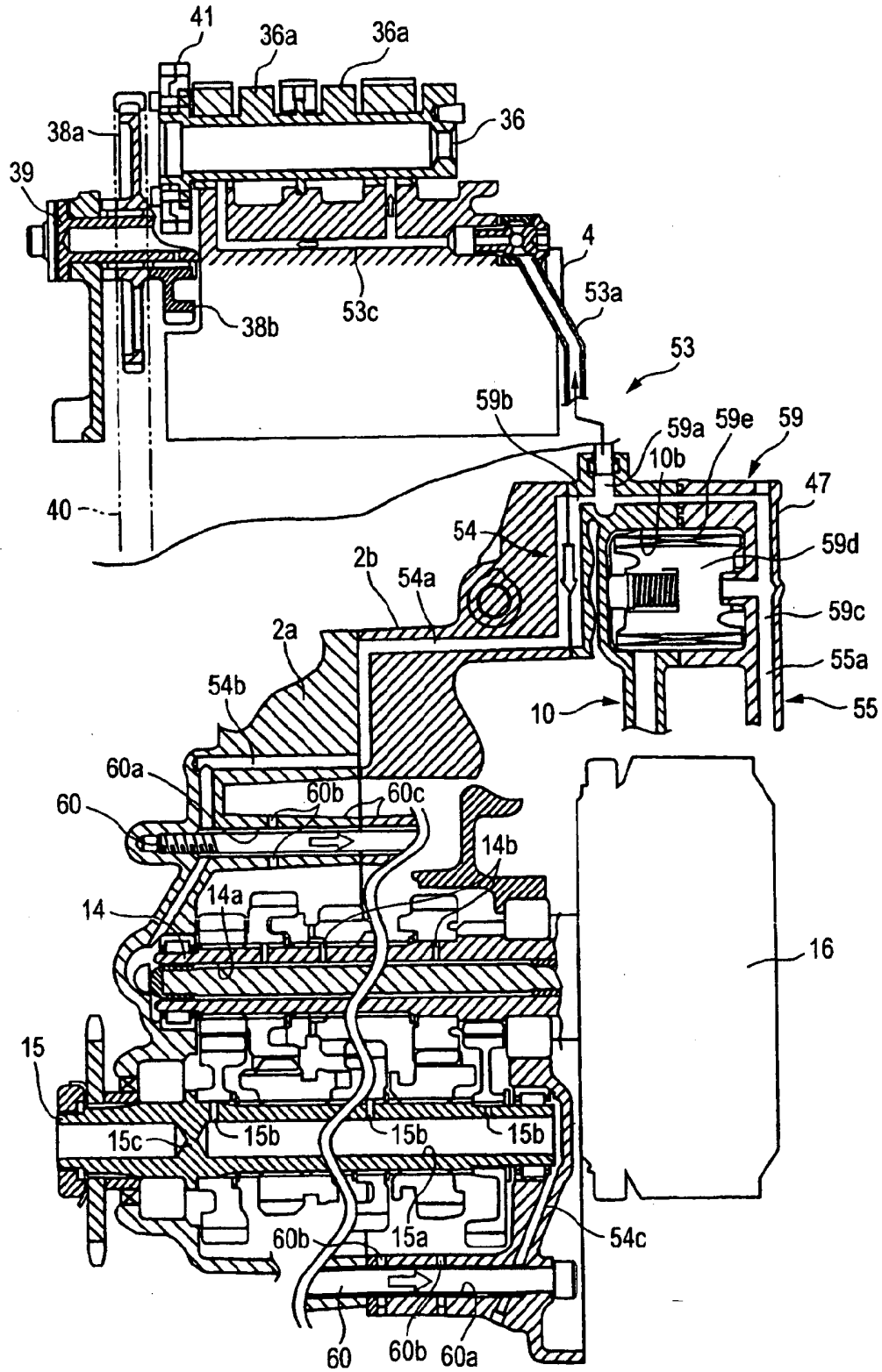


FIG. 20

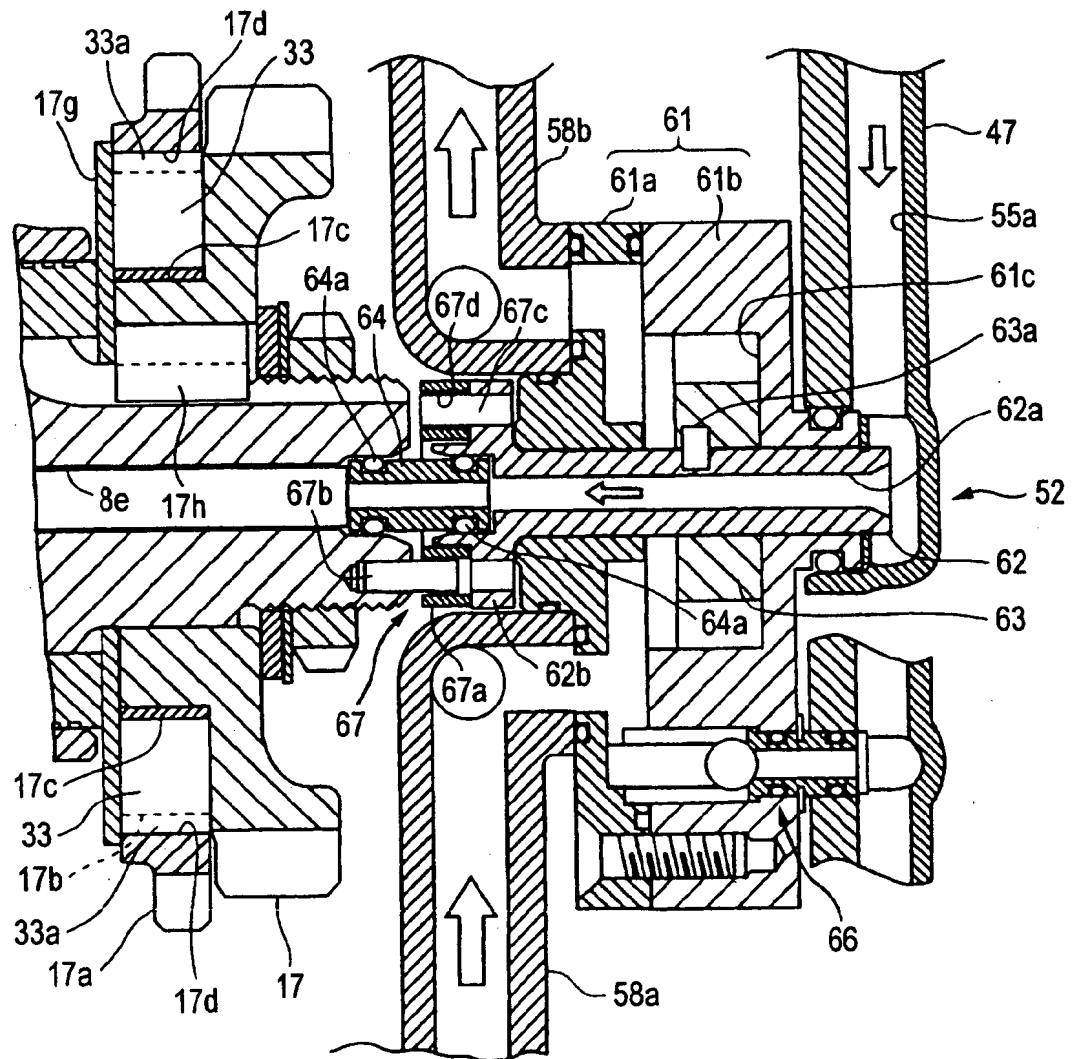


FIG. 21

