



OFICINA ESPAÑOLA DE
PATENTES Y MARCAS

ESPAÑA

⑪ Número de publicación: **2 288 575**

⑯ Int. Cl.:

F02B 63/02 (2006.01)

F02B 75/04 (2006.01)

F02B 75/16 (2006.01)

⑫

TRADUCCIÓN DE PATENTE EUROPEA

T3

⑯ Número de solicitud europea: **03006025 .5**

⑯ Fecha de presentación : **18.03.2003**

⑯ Número de publicación de la solicitud: **1347160**

⑯ Fecha de publicación de la solicitud: **24.09.2003**

④ Título: **Motor con proporción variable de compresión.**

⑩ Prioridad: **20.03.2002 JP 2002-79737**
24.01.2003 JP 2003-16533

⑦ Titular/es:
HONDA GIKEN KOGYO KABUSHIKI KAISHA
1-1, Minami-Aoyama 2-chome
Minato-ku, Tokyo, JP

⑤ Fecha de publicación de la mención BOPI:
16.01.2008

⑦ Inventor/es: **Shimizu, Yasuhiro y**
Watanabe, Sei

⑤ Fecha de la publicación del folleto de la patente:
16.01.2008

⑦ Agente: **Ungría López, Javier**

ES 2 288 575 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

Motor con proporción variable de compresión.

5 **Antecedentes de la invención**

Campo de la invención

La presente invención se refiere a un motor con una proporción variable de compresión, que comprende una varilla de conexión (biela) conectada por un extremo a un pistón, a través de un pasador de pistón; un primer brazo giratoriamente conectado por un extremo al otro extremo de la varilla de conexión y por el otro extremo a un cigüeñal a través de una muñequilla; un segundo brazo integralmente conectado por un extremo al otro extremo del primer brazo; una varilla de control o reglaje giratoriamente conectada por un extremo al otro extremo del segundo brazo; y un vástago de soporte para soportar el otro extremo de la varilla de control, para movimiento giratorio, donde la posición del vástago de soporte se puede desplazar dentro de un plano "x-y" constituido por un eje "x" que se extiende a través del eje del cigüeñal a lo largo del eje de cilindro y un eje "y" que se extiende a través del eje del cigüeñal en una dirección perpendicular a la del eje "x".

Descripción de la técnica relacionada

20 Tal motor es convencionalmente conocido, por ejemplo, por la Solicitud de Patente Japonesa Dejada abierta No. 9-228853, o documento similar, y está diseñado de forma que la proporción de compresión se varía de acuerdo con el estado operativo.

25 Para proporcionar un aumento del rendimiento del motor a temperaturas altas, es deseable que no solamente se varíe la proporción de compresión sino que también sea variable el desplazamiento. Sin embargo, en el motor convencionalmente conocido, el desplazamiento se mantiene constante.

Resumen de la invención

30 Por consiguiente, un objeto de la presente invención es proporcionar un motor con una proporción de compresión variable, en el que no solamente se pueda variar la proporción de compresión sino que también se pueda variar el desplazamiento.

35 Para conseguir el anterior objetivo, de acuerdo con un primer aspecto y característica de la presente invención, se proporciona un motor con una proporción variable de compresión, que comprende una varilla de conexión conectada por un extremo a un pistón, a través de un pasador de pistón; un primer brazo giratoriamente conectado por un extremo al otro extremo de dicha varilla de conexión y por el otro extremo a un cigüeñal a través de una muñequilla; un segundo brazo integralmente conectado por un extremo al otro extremo de dicho primer brazo; una varilla de control giratoriamente conectada por un extremo al otro extremo de dicho segundo brazo; y un vástago de soporte para soportar el otro extremo de dicha varilla de control, para movimiento giratorio, donde la posición de dicho vástago de soporte se puede desplazar dentro de un plano "x-y" constituido por un eje "x" que se extiende a través del eje de dicho cigüeñal a lo largo del eje de cilindro y un eje "y" que se extiende a través del eje de dicho cigüeñal en una dirección perpendicular a la de dicho eje "x", donde cuando la longitud de dicha varilla de conexión se representa por L4; la longitud de dicho primer brazo se representa por L2; la longitud de dicho segundo brazo se representa por L1; la longitud de dicha varilla de control se representa por L3; el ángulo formado por dicha varilla de conexión con dicho eje "x" se representa por ϕ_4 ; el ángulo formado por dichos brazos primero y segundo se representa por α ; el ángulo formado por dicho segundo brazo con dicho eje "y" se representa por ϕ_1 ; el ángulo formado por dicha varilla de control con dicho eje "y" se representa por ϕ_3 ; el ángulo formado por una línea recta que une el eje de dicho cigüeñal y dicha muñequilla con dicho eje "x" se representa por θ ; la longitud existente entre el eje de dicho cigüeñal y dicha muñequilla se representa por R; las coordenadas "x-y" de dicho vástago de soporte se representan por "X_{pix}" e "Y_{pix}"; la velocidad giratoria angular de dicho cigüeñal se representa por ω ; y la cantidad de desviación de dicho eje de cilindro con respecto al eje de dicho cigüeñal en la dirección del eje "y" se representa por δ ; se establece la siguiente ecuación:

55

$$-L4 \cdot \sin \phi_4 \cdot d\phi_4/dt + L2 \cdot \cos(\alpha + \phi_1) \cdot d\phi_1/dt - R \cdot \omega \cdot \sin \theta = 0$$

60

65

donde

$$\phi_4 = \arcsin \{L2 \cdot \cos(\alpha + \phi_1) + R \cdot \sin \theta - \delta\} / L4$$

$$d\phi_4/dt = \omega \cdot \{-L2 \cdot \sin(\alpha + \phi_1) \cdot R \cdot \cos(\theta - \phi_3) / L1 \cdot \sin(\phi_1 + \phi_3) + R \cdot \cos \theta\} / (L4 \cdot \cos \phi_4)$$

$$\phi_3 = \arcsin \{(R \cdot \cos \theta - X_{piv} + L1 \cdot \sin \phi_1) / L3\}$$

$$\phi_1 = \arcsin \{(L3^2 - L1^2 - C^2 - D^2) / 2 \cdot L1 \cdot \sqrt{C^2 + D^2}\} - \arctan(C/D)$$

$$C = Y_{piv} - R \cdot \sin \theta$$

$$D = X_{piv} - R \cdot \cos \theta$$

$$d\phi_1/dt = \omega \cdot R \cdot \cos(\theta - \phi_3) / \{L1 \cdot \sin(\phi_1 + \phi_3)\},$$

los ángulos θ de brazo de manivela en el punto muerto superior y en el punto muerto inferior de dicho pasador de pistón en el momento en que dicho vástago de soporte está en una primera posición se determinan mediante introducción de cada conjunto de $L1$ a $L4$, δ y R con cualquier valor en dicha ecuación; el desplazamiento V_{hpiv0} y la proporción de compresión ε_{piv0} en el momento en que dicho vástago de soporte está en la primera posición y el desplazamiento V_{hpiv1} y la proporción de compresión ε_{piv1} en el momento en que dicho vástago de soporte está en una segunda posición, desplazada de la primera posición, se determinan partiendo de la siguiente ecuación que representa el nivel X de dicho pasador de pistón en dichos ambos ángulos de brazo de manivela θ :

$$X = L4 \cdot \cos \phi_4 + L2 \cdot \sin(\alpha + \phi_1) + R \cdot \cos \theta$$

y la longitud $L1$ de dicho segundo brazo, la longitud $L2$ de dicho primer brazo, la longitud $L3$ de dicha varilla de control, la longitud $L4$ de dicha varilla de conexión, la cantidad δ de desviación del eje del cilindro con respecto al eje de dicho cigüeñal en la dirección del eje "y" y el ángulo α formado por dichos brazos, primero y segundo, se determinan de forma que se satisfagan las siguientes relaciones:

$$V_{hpiv1} > V_{hpiv0} \text{ cuando } \varepsilon_{piv1} < \varepsilon_{piv0}, \text{ y}$$

$$V_{hpiv1} < V_{hpiv0} \text{ cuando } \varepsilon_{piv1} > \varepsilon_{piv0}.$$

El funcionamiento de acuerdo con la configuración de la primera característica se describirá más adelante en relación con la Fig. 7, que presenta esquemáticamente las disposiciones del pasador de pistón, de la varilla de conexión, del cigüeñal, del primer brazo, del segundo brazo, de la varilla de control y del vástago de soporte. Cuando se determinan las coordenadas (X_{piv} y Y_{piv}) del vástago de soporte, se determina la velocidad del movimiento (dX/dt) del pasador de pistón, diferenciando la posición del pasador de pistón en la dirección del eje "x" determinada por $\{X = L4 \cdot \cos \phi_4 + L2 \cdot \sin(\alpha + \phi_1) + R \cdot \cos \theta\}$, y la ecuación proporcionada cuando $dX/dt = 0$ tiene dos soluciones en un intervalo de $0 < \theta < 2\pi$. Cuando las dos soluciones se asocian con el movimiento de un motor de 4 tiempos, y el ángulo de brazo de manivela con el pasador del pistón en el punto muerto superior se representa θ_{pivtdc} , y el ángulo de manivela con el pasador de pistón 63 en el punto muerto inferior se representa por θ_{pivbdc} , la posición del pasador de pistón en cada uno de los ángulos de brazo de manivela, θ_{pivtdc} y θ_{pivbdc} , se determina proporcionando θ_{pivtdc} y θ_{pivbdc} a $\{X = L4 \cdot \cos \phi_4 + L2 \cdot \sin(\alpha + \phi_1) + R \cdot \cos \theta\}$. Aquí, cuando la posición del pasador de pistón en el punto muerto superior en la dirección del eje "x" se representa por X_{pivtdc} , y la posición del pasador de pistón en el punto muerto inferior en la dirección del eje "x" se representa por X_{pivbdc} , la carrera $Spiv$ del pasador de pistón se determina por $(X_{pivtdc} - X_{pivbdc})$. Cuando el diámetro interior del ánima o hueco del cilindro del motor se representa por B , el desplazamiento V_{hpiv} se determina según $\{V_{hpiv} = Spiv \cdot (B/2/4) \cdot \pi\}$. Cuando el volumen de un motor de combustión en el punto muerto superior se representa por V_{apiv} , se determina una proporción de compresión ε_{piv} de acuerdo con $\{\varepsilon_{piv} = 1 + (V_{hpiv}/V_{apiv})\}$. De esta forma se determina el desplazamiento V_{hpiv0} y la proporción de compresión ε_{piv0} en el momento en que el vástago de soporte está en la primera posición y el desplazamiento V_{hpiv1} y la proporción de compresión ε_{piv1} en el momento en que el vástago de soporte está en la segunda posición, y también se determina la longitud $L1$ del segundo brazo, la longitud $L2$ del primer brazo, la longitud $L3$ de la varilla de control, la longitud $L4$ de la varilla de conexión, la cantidad δ de desviación del eje de cilindro con respecto al eje del cigüeñal en la dirección del eje "y" y el ángulo α formado por los brazos, primero y segundo, de forma que se satisfacen las siguientes relaciones:

$$V_{hpiv1} > V_{hpiv0} \text{ cuando } \varepsilon_{piv1} < \varepsilon_{piv0}, \text{ y}$$

$$V_{hpiv1} < V_{hpiv0} \text{ cuando } \varepsilon_{piv1} > \varepsilon_{piv0}.$$

De esta forma, cuando el desplazamiento es mayor, el motor se puede hacer funcionar con una proporción menor de compresión y cuando el desplazamiento es menor, el motor se puede hacer funcionar con una proporción mayor de compresión. Por lo tanto, cuando una carga es menor, el motor se puede hacer funcionar con un desplazamiento menor y con una proporción mayor de compresión, con lo que se proporciona un aumento del rendimiento térmico. Cuando una carga es mayor, el motor se puede hacer funcionar con un desplazamiento mayor y con una proporción menor de compresión, con lo que se impide que la carga de explosión y la presión en el cilindro aumenten excesivamente, para evitar problemas de ruido y de resistencia.

De acuerdo con un segundo aspecto y característica de la presente invención, además de la primera característica, se determina un lugar geométrico de movimiento del pasador de pistón de forma que caiga dentro de un intervalo comprendido entre el eje "x" y una línea recta que se extiende en paralelo con el eje "x" a través de una de las posiciones de los puntos de conexión entre la varilla de conexión y el primer brazo, cuando el pistón está en el punto muerto superior, que está lo más alejado del eje "x" en la dirección del eje "y". Con tal característica, es posible reducir la fricción durante el deslizamiento del pistón. Más específicamente, en la primera mitad de una carrera de expansión, el pistón recibe una gran carga debido a la combustión producida en la cámara de combustión, pero el ángulo de inclinación de la varilla de conexión se puede suprimir en la primera mitad de la carrera de expansión y, por lo tanto, es posible reducir la fricción.

Según un tercer aspecto y característica de la presente invención, además de la primera o segunda característica, cuando el nivel del pasador de pistón en la dirección del eje "x" en el punto muerto superior y cuando el desplazamiento es el más pequeño se representa por X_{etdc} ; cuando el nivel del pasador de pistón en la dirección del eje "x" en el punto muerto superior y cuando el desplazamiento es el más grande se representa por X_{ptdc} ; y la anchura del borde superior del pistón se representa por H_1 , se determinan estos valores de forma que se establezca una relación de $X_{etdc} - X_{ptdc} \leq H_1$.

Cuando el desplazamiento es el más grande, una porción de la superficie interior del ánima o hueco del cilindro también se expone a la cámara de combustión y, por lo tanto, hay una posibilidad de que el carbón producido por la combustión se deposite y se acumule en la porción de la superficie interior del hueco o ánima del cilindro. Cuando este estado se mantiene intacto, el aro del pistón, montado en el pistón, desliza sobre el carbón acumulado, lo que provoca inconvenientes tales como agarrotamiento y desgaste anormal del aro del pistón y sellado de estanqueidad deficiente del gas de combustión. Sin embargo, estableciendo que $X_{etdc} - X_{ptdc} \leq H_1$, de acuerdo con la tercera característica, es posible impedir que el aro del pistón deslice sobre el carbón acumulado cuando el desplazamiento es el más pequeño, con lo que se eliminan los inconvenientes anteriormente descritos.

Según un cuarto aspecto y característica de la presente invención, además de cualquiera de las características primera a tercera, el vástago de soporte se desplaza para describir un lugar geométrico circular que tiene un radio R_p , alrededor de un punto situado dentro del plano "x-y" y separado por longitudes L_5 y L_6 del eje del cigüeñal en las direcciones del eje "y" y del eje "x", respectivamente, y donde cuando la longitud R existente entre el eje del cigüeñal y la muñequilla se fija en 1,0, la longitud L_1 del segundo brazo se fija dentro de un intervalo de 1,5 a 6,0; la longitud L_2 del primer brazo se fija dentro de un intervalo de 1,0 a 5,5; la longitud L_3 de la varilla de control se fija dentro de un intervalo de 3,0 a 6,0; la longitud L_5 se fija dentro de un intervalo de 1,2 a 6,0; la longitud L_6 se fija dentro de un intervalo de 0,9 a 3,8; y el radio R_p se fija dentro de un intervalo de 0,6 a 0,76, así como también el ángulo α formado por los brazos, primero y segundo, se fija dentro de un intervalo de 77 a 150 grados.

La configuración de la cuarta característica abarca las configuraciones de las características segunda y tercera. Por lo tanto, es posible reducir la fricción durante el deslizamiento del pistón e impedir que el aro del pistón deslice sobre el carbón acumulado, con lo que se eliminan los inconvenientes de agarrotamiento y desgaste anormal del aro del pistón y el sellado deficiente del gas de la combustión.

Los objetivos, características y ventajas anteriormente indicados de la invención, así como también otros objetivos, características y ventajas de la misma se pondrán en evidencia con la descripción siguiente de las realizaciones preferidas, tomada conjuntamente con los dibujos adjuntos.

Breve descripción de los dibujos

Las Figs. 1 a 10 presentan una primera realización de la presente invención, donde:

La Fig. 1 es una vista frontal de un motor.

La Fig. 2 es una vista en sección vertical del motor, tomada a lo largo de la línea 2-2 de la Fig. 3.

La Fig. 3 es una vista en sección tomada a lo largo de la línea 3-3 de la Fig. 2.

La Fig. 4 es una vista en sección tomada a lo largo de la línea 4-4 de la Fig. 3.

La Fig. 5 es una vista ampliada en sección tomada a lo largo de la línea 5-5 de la Fig. 1, en un estado de carga más baja.

ES 2 288 575 T3

La Fig. 6 es una vista en sección similar a la Fig. 5 pero en un estado de carga más alta.

La Fig. 7 es un diagrama que presenta la disposición de un mecanismo de enlace.

5 La Fig. 8 es un gráfico que representa la relación existente entre la fase de un vástagos, el desplazamiento y la proporción de compresión.

La Fig. 9A es un diagrama que presenta secuencialmente los estados operativos del mecanismo de enlace en un estado de carga más baja del motor.

10 La Fig. 9B es un diagrama que presenta secuencialmente los estados operativos del mecanismo de enlace en un estado de carga más alta del motor.

15 La Fig. 10 es un gráfico que representa la relación existente entre el promedio de presión efectiva y el grado específico de consumo de combustible.

Las Figs. 11 y 12 presentan una segunda realización de la presente invención, donde:

20 La Fig. 11 es una vista frontal de un miembro de bloqueo.

La Fig. 12 es una vista tomada en la dirección de la flecha 12 de la Fig. 11.

Las Figs. 13 a 18 presentan una tercera realización de la presente invención, donde:

25 La Fig. 13 es una vista frontal de partes esenciales de un motor.

La Fig. 14 es una vista en sección tomada a lo largo de la línea 14-14 de la Fig. 13 en un estado de carga más baja del motor.

30 La Fig. 15 es una vista en sección tomada a lo largo de la línea 15-15 de la Fig. 14.

La Fig. 16 es una vista en sección tomada a lo largo de la línea 16-16 de la Fig. 15.

35 La Fig. 17 es una vista en sección similar a la Fig. 15 pero en un estado de carga más alta del motor.

La Fig. 18 es una vista en sección tomada a lo largo de la línea 18-18 de la Fig. 17.

Las Figs. 19 a 24 presentan una cuarta realización de la presente invención, donde:

40 La Fig. 19 es una vista frontal de partes esenciales de un motor.

La Fig. 20 es una vista en sección tomada a lo largo de la línea 20-20 de la Fig. 19.

45 La Fig. 21 es una vista en sección tomada a lo largo de la línea 21-21 de la Fig. 20, en el estado de carga más baja del motor.

La Fig. 22 es una vista en sección tomada a lo largo de la línea 22-22 de la Fig. 20, en el estado de carga más baja del motor.

50 La Fig. 23 es una vista en sección similar a la Fig. 21 pero en un estado de carga más alta del motor.

La Fig. 24 es una vista en sección similar a la Fig. 22 pero en un estado de carga más alta del motor.

55 Las Figs. 25 a 27 presentan una quinta realización de la presente invención, donde:

La Fig. 25A es un diagrama que representa estados operativos del mecanismo de enlace en un estado de carga más baja del motor.

60 La Fig. 25B es un diagrama que representa estados operativos del mecanismo de enlace en un estado de carga más alta del motor.

La Fig. 26A es una vista en sección que presenta el área cercana a la cámara de combustión en el estado de carga más baja del motor.

65 La Fig. 26B es una vista en sección que presenta el área cercana a la cámara de combustión en el estado de carga más alta del motor.

La Fig. 27 es un diagrama que representa la disposición del mecanismo de enlace.

Descripción de las realizaciones preferidas

A continuación se describe una primera realización de la presente invención, con ayuda de las Figs. 1 a 10. En primer lugar, en relación con las Figs. 1 a 3, un motor según la primera realización, es un motor de un solo cilindro refrigerado con aire que, por ejemplo, se utiliza, en una máquina de trabajo, o elemento similar, y que incluye un cuerpo de motor 21 que está compuesto por un cárter 22, un bloque de cilindro 23 que sobresale ligeramente hacia arriba, de forma inclinada, desde un lado del cárter, y una cabeza de cilindro 24, acoplada a la porción de cabeza del bloque de cilindro 23. En las superficies exteriores del bloque de cilindro 23 y de la cabeza de cilindro 24 se dispone un gran número de aletas de refrigeración por aire 23a y 24a. La superficie de montaje 22a, situada en la superficie inferior del cárter 22, se monta sobre un lecho de motor de cada una de las diversas máquinas de trabajo.

El cárter 22 comprende un cuerpo de cubierta 25, formado integralmente con el bloque de cilindro 23 mediante un proceso de fundición, y una cubierta lateral 26, acoplada a un extremo abierto del cuerpo de cubierta 25; y un cigüeñal 27 se monta giratoriamente con sus extremos opuestos sobre el cuerpo de cubierta 25 y sobre la cubierta lateral 26, con rodamientos de bolas 28 y 29 y sellados de estanqueidad para aceite 30 y 31, interpuestos entre los mismos. Un extremo del cigüeñal 27 sobresale de la cubierta lateral 26, como una porción de vástago de salida 27a, y el otro extremo del cigüeñal 27 sobresale del cuerpo de cubierta 25, como una porción de vástago de montaje auxiliar 27b. Además, al vástago de montaje auxiliar 27b se fija un volante 32; mediante un elemento roscado 36, a la superficie exterior del volante 32 se fija un ventilador de refrigeración 35 para suministrar aire de refrigeración a diversas porciones del cuerpo del motor 21 y al carburador 34; y en el exterior del ventilador de refrigeración 36 se dispone un estator de motor 37 de tipo de retroceso.

El hueco o ánima 39 de cilindro se define en el bloque 23 de cilindro, y el pistón 38 se aloja deslizantemente en el hueco 39 del cilindro. La cámara de combustión 40 se define entre el bloque 23 de cilindro y la cabeza 24 de cilindro, de forma que la parte superior del pistón queda expuesta a la cámara de combustión 40.

Una puerta de admisión 41 y una puerta de escape 42 se definen en la cabeza de cilindro 24 y conducen a la cámara de combustión 40, y una válvula de admisión 43, para conectar y desconectar la puerta de admisión 41 y la cámara de combustión 40, entre sí, y una válvula de escape 44, para conectar y desconectar la puerta de escape 42 y la cámara de combustión, entre sí, están dispuestas en la cabeza 24 del cilindro, de forma que se pueden abrir y cerrar. Una bujía de encendido 45 está fijada mediante enroscado en la cabeza 24 del cilindro, con sus electrodos dirigidos hacia la cámara de combustión 40.

El carburador 34 se conecta a la porción superior de la cabeza 24 del cilindro, y el extremo de aguas abajo de la vía de paso de admisión 46, incluida en el carburador 34, se comunica con la puerta de admisión 41. El tubo de admisión 47, que conduce al extremo de aguas arriba de la vía de paso de admisión 46 se conecta al carburador 34 y también se conecta a un filtro de aire (no representado). El tubo de escape 48, que conduce a la puerta de escape 42, se conecta a la porción superior de la cabeza 24 del cilindro y también se conecta a un silenciador de escape 49. Además, un depósito de combustible 51 se dispone por encima del cárter 22 de forma tal que queda soportado sobre una repisa 50 que sobresale del cárter 22.

Un mecanismo de transmisión 52 está integralmente formado sobre el cigüeñal 27 en un lugar cercano a la cubierta lateral 26 del cárter 22 y un engranaje conducido 53 engranado con el mecanismo de transmisión 52 está fijado a un eje de levas 54 soportado giratoriamente en el cárter 22 y que tiene un eje paralelo al cigüeñal 27. De esta forma, un movimiento giratorio procedente del cigüeñal 27 se transmite al eje de levas 54 con una proporción de reducción de 1/2 por el mecanismo de transmisión 52 y el engranaje conducido 53, engranados entre sí.

El eje de levas 54 está dispuesto con una leva de admisión 55 y con una leva de escape 56 que corresponden a la válvula de admisión 43 y a la válvula de escape 44, respectivamente, y una pieza conducida 57 operativamente soportada sobre el bloque 23 del cilindro está en contacto deslizante con la leva de admisión 55. Por otra parte, una cámara operativa 58 se define en el bloque 23 del cilindro y en la cabeza 24 del cilindro, de forma que una porción superior de la pieza conducida 57 sobresale desde una porción inferior de la cámara operativa 58; y una varilla de empuje 59 está dispuesta en la cámara operativa 58 con su extremo inferior en contacto contra la pieza conducida 57. Por otra parte, un brazo oscilante (balancín empujavalvulas) 60 está montado de forma oscilante sobre la cabeza 24 del cilindro con uno de sus extremos apoyando contra el extremo superior de la válvula de escape 44 empujada en la dirección de cierre por un resorte, y el extremo superior de la varilla de empuje 59 apoya contra el otro extremo del brazo oscilante 60. De esta forma, la varilla de empuje 59 se acciona axialmente como respuesta a la rotación de la leva de admisión 55, y la válvula de admisión 43 se abre y se cierra por el giro del brazo oscilante 60 provocado como respuesta al funcionamiento de la varilla de empuje 59.

Un mecanismo similar al existente entre la leva de admisión 55 y la válvula de admisión 43 también se interpone entre la leva de escape 56 y la válvula de escape 44, de forma que la válvula de escape 44 se abre y se cierra como respuesta a la rotación de la leva 56.

En relación también con la Fig. 4, el pistón 38, el cigüeñal 27 y un vástago de soporte 61, mantenido en el cárter 22 del cuerpo 21 del motor para desplazamiento en un plano que se extiende a través del eje C del cilindro y perpendicular al eje del cigüeñal 27, están conectados entre sí a través de un mecanismo de enlace 62.

El mecanismo de enlace 62 comprende una varilla de conexión 64, conectada por un extremo al pistón 38 a través de un pasador de pistón 63, un primer brazo 66 giratoriamente conectado por un extremo al otro extremo de la varilla de conexión 64 y por el otro extremo a la muñequilla 65 del cigüeñal 27, un segundo brazo 67 integralmente conectado por un extremo al otro extremo del primer brazo 66 y una varilla de control 69 giratoriamente conectada por un extremo 5 al otro extremo del segundo brazo 67 y por el otro extremo al vástago de soporte 61. Los brazos primero y segundo, 66 y 67, están integralmente formados como una barra subsidiaria 68.

La barra subsidiaria 68 incluye una primera porción semicircular de apoyo 70 dispuesta en su porción intermedia para estar en contacto deslizante con la mitad de la periferia de la muñequilla 65, y un par de porciones bifurcadas, 71 10 y 72, dispuestas en sus extremos opuestos, de forma que el otro extremo de la varilla de conexión 64 y un extremo de la varilla de control 69 están intercalados entre las mismas. Una segunda porción semicircular de apoyo 74 incluida en la cubierta 73 de cierre de la muñequilla del cigüeñal está en contacto deslizante con la mitad restante de la periferia de la muñequilla 65 del cigüeñal 27 y la cubierta 73 de cierre de la muñequilla del cigüeñal se fija a la barra subsidiaria 68.

15 La varilla de conexión 64 está giratoriamente conectada por el otro extremo de la misma a un extremo de la barra subsidiaria 68, es decir, a un extremo del primer brazo 66, a través de un pasador de conexión 75 que está fijado a presión en el otro extremo de la varilla de conexión 64 y giratoriamente ajustado en sus extremos opuestos dentro de la porción bifurcada 71, en un extremo de la barra subsidiaria 68.

20 La varilla de control 69 está giratoriamente conectada por un extremo al otro extremo de la barra subsidiaria 68, es decir, al otro extremo del segundo brazo 67, a través de un pasador auxiliar 76, que se pasa de forma relativamente giratoria a través de un extremo de la varilla de control 69, introducido en la porción bifurcada 72 en el otro extremo de la barra subsidiaria 68, y que está ajustado con juego por su extremo opuesto en la porción bifurcada 72 en el otro extremo de la barra subsidiaria 68. Además, se montan un par de clips 77, 77, en la porción bifurcada 72, en el otro extremo de la barra subsidiaria 68, de forma que haga tope contra los extremos opuestos del pasador auxiliar 76, para impedir la extracción del pasador auxiliar 76 de la porción bifurcada 72.

30 La cubierta 73 de cierre de la muñequilla del cigüeñal se fija a las porciones bifurcadas 71 y 72 en lados opuestos del cigüeñal 27, y el pasador de conexión 75 y el pasador auxiliar 76 se disponen en extensiones de los ejes de los tornillos 78, 78.

35 En relación, adicionalmente, con la Fig. 5, el vástago cilíndrico de soporte 61 se monta entre posiciones excéntricas de un par de vástagos giratorios, 81 y 82, coaxialmente dispuestos y que tienen ejes paralelos al cigüeñal 27. Además, el vástago giratorio 81 está montado sobre una porción de soporte 83 dispuesta integralmente en una porción superior 35 del cuerpo de cubierta 25 del cárter 22 con un embrague unidireccional 85 interpuesto entre los mismos, y el vástago giratorio 82 está montado sobre una porción de soporte 84 montada en el cuerpo de cubierta 25 con un embrague unidireccional 86 interpuesto entre los mismos.

40 La varilla de control 69 conectada al otro extremo de vástago de soporte 61, recibe alternativamente una carga en una dirección para someter a compresión la varilla de control 69 y una carga en una dirección para someter a tracción la varilla de control 69, de acuerdo con el ciclo de movimiento del motor. Como el vástago de soporte 61 está montado entre las posiciones excéntricas de los vástagos giratorios 81 y 82, se aplica una fuerza giratoria procedente de la varilla de control 69 a un lado de cada uno de los vástagos giratorios 81 y 82, también se aplica alternativamente una fuerza giratoria al otro lado de cada uno de los vástagos giratorios 81 y 82. Sin embargo, los vástagos giratorios 81 y 82 45 únicamente pueden girar en una sola dirección indicada por la flecha 80, debido a que los embragues unidireccionales 85 y 86 están interpuestos entre los vástagos giratorios 81, 82 y las porciones de soporte 83 y 84.

50 Un miembro de bloqueo 87 se fija a un extremo del vástago giratorio 81 que sobresale giratoriamente hacia el exterior a través de la cubierta lateral 26 del cárter 22. El miembro de bloqueo 87 está formado con forma de disco que tiene un resalte de frenado 88 que sobresale radialmente hacia afuera, en un punto circunferencial.

55 Por otra parte, una placa de soporte 90, que tiene una abertura 89 en cuyo interior sobresalen hacia el exterior de dicha placa de soporte 90 una porción del miembro de bloqueo 87 y un par de soportes 91, 91, está fijada a la superficie exterior de la cubierta lateral 26 del cárter 22. Un miembro de vástago 92 dispuesto en un lugar exterior al miembro de bloqueo 87 y que tiene un eje perpendicular al eje del vástago giratorio 81, está fijamente soportado por sus extremos opuestos sobre los soportes 91, 91, respectivamente.

60 Un miembro de balancín 93 está soportado oscilantemente sobre el miembro de vástago 92 y tiene un par de porciones de encaje 93a y 93b que se pueden encajar con el resalte de frenado 88 del miembro de bloqueo 87 en lugares donde sus fases están desplazadas entre sí, por ejemplo, por 167 grados. Con el fin de determinar la posición del miembro de balancín 93 a lo largo del eje del miembro de vástago 92, se interponen separadores cilíndricos 94 y 95 entre los soportes 91, 91, y el miembro de balancín 93, para rodear al miembro de vástago 92. Además, entre el miembro de balancín 93 y la placa de soporte 90 se monta un resorte de retorno 107 para presionar al miembro de balancín 93 a fin de que tenga un movimiento giratorio en la dirección de llevar una porción de encaje 93a, de las 65 porciones de encaje 93a y 93b del miembro de balancín 93, para que encaje con el resalte de frenado 88.

Un accionador 97 de tipo de diafragma está conectado al miembro de balancín 93. El accionador 97 incluye una cubierta 98 montada en un soporte 96 que a su vez está montado sobre la placa de soporte 90, un diafragma 99

ES 2 288 575 T3

soportado en la cubierta 98 para dividir el interior de la cubierta 98 en una cámara de presión negativa 102 y una cámara de presión atmosférica 103, un resorte 100 montado bajo compresión entre la cubierta 98 y el diafragma 99 para ejercer una fuerza de resorte en la dirección adecuada para aumentar el volumen de la cámara de presión negativa 102, y una varilla operativa 101 conectada a la porción central del diafragma 99.

5 La cubierta 98 comprende una primera mitad de cubierta 104 con forma de cazoleta, montada en el soporte 96, y una segunda mitad de cubierta 105 con forma de cazoleta calafateada o impermeabilizada con respecto a la mitad de cubierta 104. El borde periférico del diafragma 99 está abrazado entre los bordes de las mitades de cubierta 104 y 105. La cámara de presión negativa 102 se define entre el diafragma 99 y la segunda mitad de cubierta 105, y el resorte 100 10 está acoplado en la cámara de presión negativa 102.

La cámara de presión atmosférica 103 se define entre el diafragma 99 y la primera mitad de cubierta 104. La varilla operativa 101 sobresale, a través de un agujero pasante 106 dispuesto en la porción central de la segunda mitad de cubierta 104, en la cámara de presión atmosférica 103, y está conectado por un extremo a la porción central del diafragma 99. La cámara de presión atmosférica 103 se comunica con el exterior a través de un hueco existente entre la periferia interior del agujero pasante 106 y la periferia exterior de la varilla operativa 101.

15 Un conducto 108, que conduce a la cámara de presión negativa 102, está conectado a la segunda mitad de cubierta 105, de la cubierta 98. Por otra parte, una cámara de equilibrio 109 está soportada sobre el soporte 96, en un lugar próximo al accionador 97. El conducto 108 está conectado a la cámara de equilibrio 109. Un conducto 110 que 20 conduce a la cámara de equilibrio 109 está conectado al extremo de aguas abajo de la vía de paso de admisión 46 en el carburador 34. De esta forma, una presión negativa de admisión que se presenta en la vía de paso de admisión 46 se introduce en la cámara de presión negativa 102 en el accionador 97, y la cámara de equilibrio 109 funciona para amortiguar la pulsación de la presión negativa de admisión.

25 El otro extremo de la varilla operativa 101 del accionador 97 se conecta al miembro de balancín 93, a través de una varilla de conexión 111. Cuando el motor está en un estado operativo de carga más baja en el que la presión negativa de la cámara de presión negativa 102 es más alta, el diafragma 99 está en un estado en el que se ha flexionado para disminuir el volumen de la cámara de presión negativa 102 contra la fuerzas presentadas por el resorte de retorno 107 y por el resorte 100, como se presenta en la Fig. 5, de forma que se contrae la varilla operativa 101. En este estado, la 30 posición girada del miembro de balancín 93 es una posición en la que la porción 93b, de las porciones de encaje 93a y 93b está encajada con el resalte de frenado 88 del miembro de bloqueo 87.

35 Por otra parte, cuando el motor se lleva a un estado operativo de carga más alta en el que la presión negativa de la cámara de presión negativa 102 es más baja, el diafragma 99 se flexiona para aumentar el volumen de la cámara de presión negativa 102 por la fuerzas presentadas por el resorte de retorno 107 y el resorte 100, de forma que se expanda la varilla operativa 101. De esta forma, el miembro de balancín 93 se gira a una posición en la que permite que la porción 93a de las porciones de encaje 93a y 93b se lleve para que se encaje con el resalte de frenado 88 del miembro de bloqueo 87.

40 Girando el miembro de balancín 93 de la forma anteriormente dicha, el giro de los vástagos giratorios, 81 y 82, que reciben la fuerza giratoria aplicada a los mismos en una dirección durante el funcionamiento del motor, se frena en una posición en la que cualquiera de las porciones de encaje, 93a y 93b, está encajada con el resalte de frenado 88 del miembro de bloqueo 87, girado junto con un vástago giratorio 81, de los vástagos giratorios. Cuando el giro de los vástagos giratorios 81 y 82 se detiene en dos posiciones diferentes en fase entre sí, por ejemplo, en 167 grados, el vástago de soporte 61 colocado en una posición excéntrica con respecto a los ejes de los vástagos giratorios 81 y 82, es decir, el otro extremo de la varilla de control 69 se desplaza entre dos posiciones en un plano perpendicular al eje del cigüeñal 27, con lo que se cambia la proporción de compresión en el motor.

45 Además, el mecanismo de enlace 62 está construido de forma que no solamente se puede cambiar la proporción de compresión sino que también se puede cambiar la carrera del pistón 38, y la relación dimensional en el mecanismo de enlace 62 para este objeto se describirá más adelante, en relación con la Fig. 7.

50 Aquí, cuando diversas dimensiones se representan como se describe más adelante en un plano "x-y" constituido por un eje "x" que se extiende a través del eje del cigüeñal 27 a lo largo del eje C del cilindro y a través del eje "y" que se extiende a través del eje del cigüeñal 27 en una dirección perpendicular al eje "x", es decir, cuando la longitud de la varilla de conexión 64 se representa por L4; la longitud del primer brazo 66 se representa por L2; la longitud del segundo brazo 67 se representa por L1; la longitud de la varilla de control 69 se representa por L3; el ángulo formado por la varilla de conexión 64 con el eje "x" se representa por $\phi 4$; el ángulo formado por los brazos, primero y segundo, 66 y 67, se representa por α ; el ángulo formado por el segundo brazo 67 con el eje "y" se representa por $\phi 1$; el ángulo formado por la varilla de control 69 con el eje "y" se representa por $\phi 3$; el ángulo formado por la línea recta que conecta el eje del cigüeñal 27 y de la muñequilla 65 con el eje "x" se representa por θ ; la longitud existente entre el cigüeñal 27 y la muñequilla 65 se representa por R, las coordenadas "x-y" del vástago de soporte se representan por Xpiv e Ypiv; la velocidad giratoria angular del cigüeñal se representa por ω ; y la cantidad de desviación del eje C del cilindro, con respecto al eje del cigüeñal 27 en la dirección del eje "y" se representa por δ , el nivel "X" del pasador del pistón 63 se determina según la relación siguiente:

$$X = L4 \cdot \cos \phi 4 + L2 \cdot \sin (\alpha - \phi 1) + R \cdot \cos \theta \quad \text{----- (1)}$$

ES 2 288 575 T3

donde

$$\phi_4 = \arcsin \{L_2 \cos(\alpha + \phi_1) + R \sin \theta - \delta\} / L_4$$

$$\phi_1 = \arcsin \{(L_3^2 - L_1^2 - C^2 - D^2) / 2 \cdot L_1 \cdot \sqrt{C^2 + D^2}\} - \arctan(C/D)$$

$$C = Y_{piv} - R \sin \theta$$

$$D = X_{piv} - R \cos \theta$$

Aquí, la velocidad del pasador del pistón 63 en la dirección del eje "x" se determina de acuerdo con la siguiente ecuación, diferenciando la ecuación (1) anteriormente descrita:

$$\frac{dX}{dt} = L_4 \sin \phi_4 \cdot \frac{d\phi_4}{dt} + L_2 \cos(\alpha + \phi_1) \cdot \frac{d\phi_1}{dt} - R \omega \sin \theta - (2)$$

donde

$$\begin{aligned} \frac{d\phi_4}{dt} &= \omega \cdot \{-L_2 \sin(\alpha + \phi_1) \cdot R \cos(\theta - \phi_3) / L_1 \sin(\phi_1 + \phi_3) \\ &\quad + R \cos \theta\} / (L_4 \cos \phi_4) \end{aligned}$$

$$\phi_3 = \arcsin \{(R \cos \theta - X_{piv} + L_1 \sin \phi_1) / L_3\}$$

$$\frac{d\phi_1}{dt} = \omega \cdot R \cos(\theta - \phi_3) / (L_1 \sin(\phi_1 + \phi_3))$$

Una ecuación en el caso en que $dX/d = 0$ en la ecuación (2) anteriormente descrita, tiene dos soluciones cuando θ está dentro de un intervalo de $0 < \theta < 2\pi$. Si las dos soluciones se asocian con el movimiento de un motor de 4 tiempos, y cuando el ángulo de brazo de manivela con el pasador del pistón 63 en el punto muerto superior se representa por θ_{pivtdc} y el ángulo de brazo de manivela con el pasador del pistón 63 en el punto muerto inferior se representa por θ_{pivbdc} , la posición del pasador del pistón 63 en cada uno de los ángulos de brazo de manivela θ_{pivtdc} y θ_{pivbdc} se determina proporcionando los valores de θ_{pivtdc} y θ_{pivbdc} a la ecuación (1) anteriormente descrita. En este caso, cuando la posición del pasador del pistón 63 en el punto muerto superior en la dirección del eje "x" se representa por X_{pivtdc} y la posición del pasador del pistón en el punto muerto inferior en la dirección del eje "x" se representa por X_{pivbdc} , la carrera S_{piv} del pasador del pistón 63 se obtiene de acuerdo con $(X_{pivtdc} - X_{pivbdc})$.

Aquí, cuando el diámetro del hueco o ánima 39 del cilindro se representa por B , el desplazamiento V_{piv} se determina de acuerdo con $\{V_{piv} = S_{piv} \cdot (B^2/4) \cdot \pi\}$, y cuando el volumen de la cámara de combustión en el punto muerto superior se representa por V_{piv} , la proporción de compresión ε_{piv} se determina de acuerdo con $\{\varepsilon_{piv} = 1 + (V_{piv}/V_{piv})\}$.

De la forma anteriormente indicada, se determina el desplazamiento V_{piv0} y la proporción de compresión ε_{piv} cuando el vástago de soporte 61 está en cualquier primera posición y también se determina el desplazamiento V_{piv1} y la proporción de compresión ε_{piv} cuando el vástago de soporte 61 se ha desplazado desde la primera posición hasta una segunda posición, y además, la longitud L_1 del segundo brazo 67, la longitud L_2 del primer brazo 66, la longitud L_3 de la varilla de control 69, la longitud L_4 de la varilla de conexión 64, la cantidad δ de desviación del eje C del cilindro, con respecto al eje del cigüeñal 27 en la dirección del eje "y", además del ángulo α formado por los brazos primero y segundo, 66 y 67, se determinan de forma que se satisfagan las siguientes relaciones:

$$V_{piv1} > V_{piv0} \text{ cuando } \varepsilon_{piv1} < \varepsilon_{piv0}$$

$$V_{piv1} < V_{piv0} \text{ cuando } \varepsilon_{piv1} > \varepsilon_{piv0}$$

Si los diversos valores se determinan de la forma anteriormente indicada, el desplazamiento V_{piv} y la proporción de compresión ε_{piv} se varían en direcciones opuestas de acuerdo con el cambio de fase del vástago de soporte 61, como se representa en la Fig. 8. Por lo tanto, cuando el desplazamiento es mayor, el motor se puede hacer funcionar con una proporción de compresión más baja y cuando el desplazamiento es menor, el motor se puede hacer funcionar con una proporción de compresión más alta.

En otras palabras, cuando el vástago de soporte 61 está en una posición que corresponde al estado de carga más baja del motor, el mecanismo de enlace 62 se acciona como se representa en la Fig. 9A, y cuando el vástago de soporte

61 está en una posición que corresponde al estado de carga más alta del motor, el mecanismo de enlace 62 se acciona como se representa en la Fig. 9B y la carrera Spiv del pasador del pistón 63 en el estado de carga más alta del motor es mayor que la carrera Spiv del pasador del pistón 63 en el estado de carga más baja del motor. Además, la proporción de compresión en el estado de carga más baja del motor es mayor que la proporción de compresión en el estado de 5 carga más alta del motor y, por lo tanto, cuando la carga es más baja, el motor se hace funcionar con un desplazamiento menor y con una proporción de compresión más alta, y cuando la carga es más alta, el motor se hace funcionar con un desplazamiento mayor y con una proporción de compresión más baja.

10 El funcionamiento de la primera realización se describirá a continuación. El mecanismo de enlace está compuesto por la varilla de conexión 64 conectada por un extremo al pistón 38 a través del pasador del pistón 63; por el primer brazo 66 giratoriamente conectado por un extremo al otro extremo de la varilla de conexión 64 y por el otro extremo al cigüeñal 27 a través de la muñequilla 65; por el segundo brazo 67 integralmente conectado por un extremo al otro extremo del primer brazo 66 para constituir la barra subsidiaria 68 por cooperación con el primer brazo 66; y por la 15 varilla de control 69 giratoriamente conectada por un extremo al otro extremo del segundo brazo 67. La proporción de compresión es variable de forma tal que el vástago de soporte 61, que soporta al otro extremo de la varilla de control 69, se desplaza de acuerdo con el estado operativo del motor. Además, la longitud L1 del segundo brazo 67, la longitud L2 del primer brazo 66, la longitud L3 de la varilla de control 69, la longitud L4 de la varilla de conexión 64, la cantidad δ de desviación del eje C del cilindro con respecto al eje del cigüeñal 27 en la dirección del eje "y", y el ángulo α formado por los brazos primero y segundo, 66 y 67, se fijan adecuadamente de forma que la carrera del 20 pasador del pistón 63 también sea variable. Por lo tanto, el motor se hace funcionar con la proporción de compresión más baja cuando el desplazamiento es mayor, y el motor se hace funcionar con la proporción de compresión más alta cuando el desplazamiento es menor.

25 Por lo tanto, haciendo funcionar el motor con el menor desplazamiento y con la proporción de compresión más alta en el estado de menor carga del motor, se proporciona un aumento de la eficiencia térmica, de forma que se puede reducir la proporción de consumo de combustible, como se representa por una línea llena en la Fig. 10, en comparación con la proporción de consumo de combustible de la técnica anterior, representada por línea de trazos, con lo que se proporciona una reducción en el consumo de combustible. Haciendo funcionar el motor con el desplazamiento mayor y con la menor proporción de compresión en el estado de carga más alta del motor, se puede impedir que la carga de 30 explosión y la presión en el cilindro aumenten excesivamente, con lo que se evitan problemas de ruido y de resistencia.

35 Los brazos primero y segundo, 66 y 67, constituyen la barra subsidiaria 68 que tiene la primera porción semicircular de apoyo 70 situada en contacto deslizante con la mitad de la periferia de la muñequilla 65, para cooperación entre sí. La varilla de conexión 64 está giratoriamente conectada a un extremo de la barra subsidiaria 68, y la varilla de control 69 está giratoriamente conectada por un extremo al otro extremo de la barra subsidiaria 68. La cubierta 73 de cierre de la muñequilla del cigüeñal, que tiene la porción semicircular de apoyo 74 situada en contacto deslizante con la mitad restante de la periferia de la muñequilla 65 se fija al par de porciones semicirculares bifurcadas, 71 y 72, dispuestas integralmente sobre la barra subsidiaria 68, de forma tal que el otro extremo de la varilla de conexión 64 y el primer 40 extremo de la varilla de control 69 están intercalados entre las porciones semicirculares bifurcadas 71 y 72. Por lo tanto, es posible aumentar la rigidez de la barra subsidiaria 68 montada en la muñequilla 65.

45 Además, el pasador de conexión 75, ajustado a presión en el otro extremo de la varilla de conexión 64 está giratoriamente ajustado por sus extremos opuestos en una porción 71 de las porciones bifurcadas, y el pasador auxiliar 76, que está situado de una forma relativamente giratoria a través de un extremo de la varilla de control 69, está ajustado con juego libre por sus extremos opuestos en la otra porción bifurcada 72. Por lo tanto, la porción que va desde el pistón 38 hasta la barra subsidiaria 68 y la varilla de control 69 se ensamblan separadamente en el motor y, posteriormente, la barra subsidiaria 68 y la varilla de control 69 se pueden conectar entre sí. De esta forma, se puede facilitar la operación de montaje mientras que se aumenta la precisión del conjunto y, como resultado, se puede evitar un aumento 50 en el tamaño del motor.

55 Además, como el pasador de conexión 75 y el pasador auxiliar 76 están dispuestos sobre las extensiones de los ejes de los tornillos 78, para fijar la cubierta 73 de cierre de la muñequilla del cigüeñal, a la barra subsidiaria 68, la barra subsidiaria 68 y la cubierta 73 se pueden construir de forma compacta, con lo que se puede reducir el peso de la barra subsidiaria 68 y de la cubierta 73 de cierre de la muñequilla del cigüeñal, y también se puede suprimir la pérdida de potencia.

60 Además, el par de vástagos giratorios 81 y 82 están soportados sobre la porción 83 de soporte integralmente dispuesta sobre el cuerpo de cubierta 25 del cárter del motor 21, así como también sobre el miembro de soporte 84, montado en el cuerpo de cubierta 25 del cárter con los embragues unidireccionales 85 y 86 interpuestos entre los mismos, y el vástago de soporte 61 está montado entre las posiciones excéntricas de los vástagos giratorios 81 y 82. Además, como el vástago de soporte 61 recibe alternativamente la carga en la dirección para someter a compresión a la varilla de control 69 y la carga para someter a tracción a dicha varilla de control 69, de acuerdo con el ciclo de movimiento del motor, a los vástagos giratorios 81 y 82 se les aplica alternativamente una carga para hacer girar a dichos vástagos giratorios 81 y 82 en un sentido y una carga para hacer girar a dichos vástagos giratorios 81 y 82 en el otro sentido. Sin embargo, los vástagos giratorios 81 y 82 únicamente pueden girar en un solo sentido, en 65 virtud del funcionamiento de los embragues unidireccionales 85 y 86.

Por otra parte, el miembro de bloqueo 87, que tiene el resalte de frenado 88 en un punto circunferencial, está fijado a un extremo del vástago giratorio 81 que sobresale de la cubierta lateral 26 del cuerpo 21 del motor, y el miembro de balancín 93, que tiene el par de porciones de encaje 93a y 93b desplazadas en fases, por ejemplo, en 167 grados y que se puede encajar con el resalte de frenado 88, del miembro de bloqueo 87, está soportado oscilantemente sobre el miembro de vástago 92 fijado al cuerpo 21 del motor y tiene el eje perpendicular al vástago giratorio 81. El miembro de balancín 93 está accionado por el resorte de retorno 107 en la dirección adecuada para llevar una de las porciones de encaje 93a y 93b para que encaje con el resalte de frenado 88.

Por otra parte, el accionador 97 de tipo de diafragma comprende el diafragma 99, cuyos lados opuestos están dirigidos hacia la cámara de presión negativa 102 que conduce hacia la vía de paso de admisión 46 del carburador 34, y hacia la cámara de presión atmosférica 103, abierta al aire atmosférico y cuyo borde periférico está sujeto por la cubierta 98, cámara que está soportada sobre el cuerpo 21 del motor y conectada al miembro de balancín 93 de forma tal que el miembro de balancín 93 se gira en una dirección opuesta a la dirección de accionamiento del resorte, de acuerdo con un aumento en la presión negativa en la cámara de presión negativa 102.

O sea, haciendo funcionar el accionador 97 por medio de la carga del motor, los vástagos giratorios 81 y 82, es decir, el vástago de soporte 61, se puede desplazar hacia, y retener en, uno de dos puntos diferentes en fase entre sí, por ejemplo, en 167 grados, y el vástago de soporte 61, es decir, el otro extremo de la varilla de control 69, se puede desplazar entre una posición que corresponde a la proporción de compresión más alta y una posición que corresponde a la posición de compresión más baja. Además, el uso del accionador 97 de tipo de diafragma hace posible minimizar la pérdida de energía del motor en el desplazamiento de la varilla de control 69, mientras que se evita un aumento en el tamaño del motor y una disposición complicada en el mismo.

Las Figs. 11 y 12 representan una segunda realización de la presente invención. En la segunda realización, se forman unas pluralidades de intervalos 112a y 112b en las porciones de encaje 93a y 93b de un miembro de balancín 93 y están dispuestas en una dirección circunferencial de un miembro de bloqueo 87 (ver Figs. 5 y 6) de forma que encajen secuencialmente con un resalte de frenado 88 (ver Figs. 5 y 6) como respuesta al giro del miembro de bloqueo 87.

Según la segunda realización, provocando que el resalte de frenado 88 encaje con los intervalos 112a y 112b, la posición circunferencial del miembro de bloqueo 87 se cambia en intervalos de forma que la proporción de compresión se puede cambiar más intensamente.

A continuación, se describirá una tercera realización de la presente invención, en relación con las figuras 13 a 18. En relación en primer lugar con las Figs. 13 y 14, los extremos opuestos de un vástago de soporte 61 giratoriamente conectado al otro extremo de la varilla de control 69 están dispuestos entre porciones excéntricas de vástago 113a y 114a de un par de vástagos giratorios 113 y 114, dispuestos coaxialmente entre sí y que tienen ejes paralelos al cigüeñal 27. Los vástagos giratorios 113 y 114 están giratoriamente soportados por en el cárter 22 con un par de embragues unidireccionales 85 y 86 interpuestos entre los mismos.

Además, un resalte de frenado 115 está dispuesto integralmente en la porción excéntrica de vástago 113a de uno 113 de los vástagos giratorios en un punto circunferencial, de forma que sobresale hacia el exterior.

Un miembro de vástago 116 está montado de forma giratoria perpendicularmente a los ejes de los vástagos giratorios 113 y 114 para extenderse a través del cuerpo de cubierta 25 del cárter 22 en el interior del cárter 22, y está giratoriamente soportado por un extremo sobre una porción de soporte 117 dispuesta en el cárter 22.

Una palanca 118 está fijada al otro extremo del miembro de vástago 116 que sobresale del cárter 22 y un accionador 97 de tipo de diafragma está conectado a la palanca 118.

Un miembro de balancín 119 está fijado al miembro de vástago 116, entre la superficie interior de la pared lateral del cárter 22 y la porción de soporte 117, para rodear al miembro de vástago 116, y un par de porciones de encaje 119a y 119b están dispuestas sobre el miembro de balancín 119 con sus fases desplazadas entre sí, por ejemplo, en 167 grados, de forma que se puedan llevar a encaje con el resalte de frenado 115. Entre el miembro de balancín 119 y el cárter 22 se monta un resorte de retorno para provocar en el miembro de balancín 119 un movimiento de giro en la dirección necesaria para llevar una 119a de las porciones de encaje 119a y 119b del miembro de balancín 119 para que encaje con el resalte de frenado 115.

Cuando el motor está en un estado operativo de carga más baja en el que es más alta la presión negativa existente en la cámara de presión negativa 102 del accionador 97, la varilla operativa 101 está en un estado de contactada. En este estado, la posición girada del miembro de balancín 119 es una posición en la que una 119b de las porciones de encaje 119a y 119b está encajada con el resalte de frenado 115, como se representa en las Figs. 15 y 16.

Por otra parte, cuando el motor se lleva a un estado operativo de carga más alta en el que la presión negativa existente en la cámara de presión negativa 102 es más baja, el diafragma 99 se flexiona para aumentar el volumen de la cámara de presión negativa 102, y la varilla operativa 101 se expande. Por lo tanto, una 119a de las porciones de encaje 119a y 119b se puede girar a una posición en la que está encajada con el resalte de frenado 115, como se representa en las Figs. 17 y 18.

ES 2 288 575 T3

De esta forma, el vástago de soporte 61, es decir, el otro extremo de la varilla de control 69 se desplaza entre dos posiciones en un plano perpendicular al eje del cigüeñal 27 girando el miembro de balancín 119 como se ha descrito anteriormente, con lo que se cambia la proporción de compresión y la carrera en el motor.

5 También, de acuerdo con la tercera realización de la presente invención, se puede proporcionar el mismo efecto que en la primera realización.

A continuación se describirá una cuarta realización de la presente invención, en relación con las Figs. 19 a 24. En relación primeramente con las Figs 19 y 20, los extremos opuestos de un vástago de soporte 61 están giratoriamente conectados al otro extremo de la varilla de control 69 y están dispuestos entre porciones excéntricas de vástago 113a y 114a de un par de vástagos giratorios 113 y 114 dispuestos coaxialmente entre sí y que tienen ejes paralelos al cigüeñal 27. Los vástagos giratorios 113 y 114 están soportados de forma giratoria en el cárter 22 con un par de embragues unidireccionales 85 y 86 interpuestos entre los mismos.

15 Además, el vástago giratorio 113 se extiende a través de una porción de soporte 121 dispuesta en el cárter 22, y un miembro de bloqueo con forma de disco 87 que tiene un resalte de frenado 88, que sobresale radialmente hacia el exterior en un punto circunferencial, está fijado a un extremo del vástago giratorio 113.

20 Un miembro de vástago 116 está montado de forma giratoria perpendicularmente a los ejes de los vástagos giratorios 113 y 114 para extenderse a través de la cubierta lateral del cárter 22 en el interior del cárter 22, y está giratoriamente soportado por un extremo sobre una porción de soporte 117 dispuesta en el cárter 22.

25 Una palanca 118 está fijada al otro extremo del miembro de vástago 116 que sobresale del cárter 22 y un accionador 97 de tipo de diafragma está conectado a la palanca 118.

Un miembro de balancín 121 está fijado al miembro de vástago 116, entre la superficie interior de la pared lateral del cárter 22 y la porción de soporte 117, y un par de porciones de encaje 121a y 121b están dispuestas sobre el miembro de balancín 121 con sus fases desplazadas entre sí, por ejemplo, en 167 grados, de forma que se puedan llevar a encaje con el resalte de frenado 88. Entre el miembro de balancín 121 y el cárter 22 se monta un resorte de retorno 122 que provoca en el miembro de balancín 121 un movimiento de giro en la dirección necesaria para llevar una 121a de las porciones de encaje 121a y 121b del miembro de balancín 121 para que encaje con el resalte de frenado 88.

30 Cuando el motor está en un estado operativo de carga más baja, en el que es más alta la presión negativa existente en la cámara de presión negativa 102 del accionador 97, la varilla operativa 101 está en un estado de contactada. En este estado, la posición girada del miembro de balancín 121 es una posición en la que una 121b de las porciones de encaje 121a y 121b está encajada con el resalte de frenado 88, como se representa en las Figs. 21 y 22.

35 Por otra parte, cuando el motor se lleva a un estado operativo de carga más alta, en el que la presión negativa existente en la cámara de presión negativa 102 es más baja, el diafragma 99 se flexiona para aumentar el volumen de la cámara de presión negativa 102, y la varilla operativa 101 se expande. Por lo tanto, una 121a de las porciones de encaje 121a y 121b se puede girar a una posición en la que está encajada con el resalte de frenado 88, como se representa en las Figs. 23 y 24.

40 De esta forma, el vástago de soporte 61, es decir, el otro extremo de la varilla de control 69 se desplaza entre dos posiciones en un plano perpendicular al eje del cigüeñal 27 girando el miembro de balancín 121 como se ha descrito anteriormente, con lo que se cambia la proporción de compresión y la carrera en el motor.

45 También, de acuerdo con la cuarta realización, se puede proporcionar el mismo efecto que en la primera realización.

50 Cuando el pistón 38 está en la primera mitad de una carrera de expansión, se aplica una gran carga al pistón 38 por la combustión producida en la cámara de combustión, pero si el ángulo de inclinación de la varilla de conexión 64 es mayor en ese momento, la presión de contacto del pistón 38 con la superficie interior del hueco o ánima del cilindro 39 es mayor, lo que da como resultado un aumento de la fricción. Cuando el desplazamiento es el mayor en el estado de carga más alta del motor, una porción de la superficie interior del hueco del cilindro 39 también está expuesta a la cámara de combustión 40, y hay una posibilidad de que el carbón producido por la combustión se deposite y se acumule sobre la porción de la superficie interior del hueco del cilindro 39. En este estado mantenido intacto, cuando el desplazamiento se reduce hasta el mínimo en el estado de carga inferior del motor, el aro del pistón montado en el pistón 38 desliza sobre el carbón acumulado, provocando inconvenientes tales como agarrotamiento, desgaste anormal del aro del pistón y sellado de estanqueidad deficiente del gas de la combustión. Por lo tanto, mas adelante en una quinta realización se describirá una disposición diseñada para que se puedan eliminar tales inconvenientes.

55 Para reducir la fricción se determina un lugar geométrico de movimiento del pasador del pistón 63 que tiene que estar dentro de un intervalo comprendido entre el eje "x" y una línea recta que se extiende paralela al eje "x" a través de uno de los puntos de conexión entre la varilla de conexión 64 y el primer brazo 66 cuando el pistón 38 está en el punto muerto superior, es decir, una de las posiciones del pasador de conexión 75, que está más alejada del eje "x" en la dirección del eje "y".

Más específicamente, en el estado de carga más baja del motor, como se representa en la Fig. 25A, el mecanismo de enlace 62 se hace funcionar entre un estado en el que el pistón 38 está en el punto muerto superior (el estado representado con línea llena), y un estado en el que el pistón 38 está en el punto muerto inferior (el estado representado con línea de trazos), y hay una distancia δye a lo largo del eje "y" entre el eje "x" y una línea recta $L e$ que se extiende 5 paralela al eje "x" a través de la posición del pasador de conexión 75 cuando el pistón 38 está en el punto muerto superior. Por otra parte, en el estado de carga más alta del motor, como se representa en la Fig. 25B, el mecanismo de enlace 62 se hace funcionar entre un estado en el que el pistón 38 está en el punto muerto superior (el estado representado con línea llena), y un estado en el que el pistón 38 está en el punto muerto inferior (el estado representado con línea de trazos), y hay una distancia δyp a lo largo del eje "y" entre el eje "x" y una línea recta $L p$ que se extiende 10 paralela al eje "x" a través de la posición del pasador de conexión 75 cuando el pistón 38 está en el punto muerto superior, donde $\delta ye < \delta yp$. Por lo tanto, el lugar geométrico de movimiento del pasador del pistón 63 se determina de forma que esté dentro de un intervalo comprendido entre la línea recta $L p$ y el eje "x".

Si el lugar geométrico de movimiento del pasador del pistón 63 se determina de la forma anteriormente descrita, 15 el ángulo de inclinación de la varilla de conexión 64 se puede suprimir en la primera mitad de la carrera de expansión, aunque el pistón recibe la carga más grande debido a la combustión producida en la cámara de combustión 40 en la primera mitad de la carrera de expansión. Por lo tanto, se puede reducir la fricción, mientras que se impide que aumente la presión de contacto del pistón 38 con la superficie interior del hueco del cilindro 39.

20 Los aros del pistón 125, 126 y 127 se montan en el pistón 38, como se representa en las Figs. 26A y 26B, y cuando la anchura del borde superior 38a, que es una región que se extiende desde el aro 125, de los aros del pistón 125 a 127 situados sobre el pistón 38, dirigido hacia la cámara de combustión 40, se representa por $H1$; el nivel del pasador del pistón 63 a lo largo del eje "x" en el punto muerto superior, cuando el desplazamiento es el más pequeño en el estado de carga más baja del motor según se ve en la Fig. 26A, se representa por $Xetdc$; y el nivel del pasador del pistón 63 a 25 lo largo del eje "x" en el punto muerto superior, cuando el desplazamiento es el más grande en el estado de carga más alta del motor según se ve en la Fig. 26B se representa por $Xptdc$; estos valores se determinan de forma que se cumpla la relación $Xetdc - Xptdc \leq H1$

30 Si los valores se determinan como se ha descrito anteriormente, cuando el desplazamiento es el más grande en el estado de carga más alta del motor, una porción de la superficie interior del hueco del cilindro 39 también está expuesta a la cámara de combustión 40, y existe la posibilidad de que el carbón producido por la combustión se deposite y se acumule sobre la porción de la superficie interior del hueco del cilindro 39. Sin embargo, cuando el desplazamiento es el más pequeño en el estado de carga más baja del motor, es posible impedir que el aro 125, de los aros del pistón 125 a 127 montados en el pistón 38, que está mas cercano a la cámara de combustión 40, deslice sobre el carbón acumulado. 35 Por lo tanto, es posible eliminar los inconvenientes tales como agarrotamiento, desgaste anormal del aro del pistón 125 y sellado de estanqueidad deficiente del gas de la combustión.

Como se representa en la Fig. 27, el vástago de soporte 61 se desplaza para describir un lugar geométrico circular que tiene un radio Rp alrededor de un punto, situado dentro de un plano "x-y", que está separado del eje del cigüeñal 40 27 por longitudes $L5$ y $L6$, en las direcciones del eje "y" y del eje "x", respectivamente. Cuando la longitud R existente entre el eje del cigüeñal 27 y la muñequilla 65 se fija en 1,0; la longitud $L1$ del segundo brazo 67 se fija para que esté dentro del intervalo de 1,5 a 6,0; la longitud $L2$ del primer brazo 66 se fija para que esté dentro del intervalo de 1,0 a 5,5; la longitud $L3$ de la varilla de control 69 se fija para que esté dentro del intervalo de 3,0 a 6,0; la longitud $L5$ se fija para que esté dentro del intervalo de 1,2 a 6,0; la longitud $L6$ se fija para que esté dentro del intervalo de 0,9 a 3,8; 45 y el radio Rp se fija para que esté dentro del intervalo de 0,06 a 0,76, así como también el ángulo α formado por los brazos primero y segundo, 66 y 67, se fija para que esté dentro del intervalo de 77 a 150 grados.

Cuando las dimensiones de las diversas porciones del mecanismo de enlace 62 se determinan como se ha descrito anteriormente, el ángulo de inclinación de la varilla de conexión 64 se puede suprimir en la primera mitad de la carrera 50 de expansión. Además, cuando el desplazamiento es el más pequeño, es posible impedir que el aro 125 del pistón deslice sobre el carbón acumulado en la superficie interior del hueco del cilindro 39. Por lo tanto, es posible reducir la fricción durante el deslizamiento del pistón y eliminar los inconvenientes tales como agarrotamiento, desgaste anormal del aro del pistón y sellado de estanqueidad deficiente del gas de la combustión.

55 Aunque las realizaciones de la presente invención se han descrito detalladamente, se entenderá que la presente invención no está limitada a las realizaciones anteriormente descritas y que se pueden realizar diversas modificaciones en el diseño sin apartarse del espíritu y del alcance de la invención definida en las reivindicaciones.

Aunque en las realizaciones se usa el accionador 97 de tipo de diafragma para desplazar el vástago de soporte 61, por ejemplo, para desplazar dicho vástago de soporte 61 también se puede usar un mecanismo de conmutación 60 electrónicamente controlado que use un motor eléctrico o elemento similar.

Un motor con una proporción de compresión variable incluye una varilla de conexión conectada a un pistón, un primer brazo giratoriamente conectado a la varilla de conexión y a un cigüeñal a través de una muñequilla, un segundo 65 brazo integralmente conectado al primer brazo, una varilla de control giratoriamente conectada al segundo brazo, y un vástago de soporte desplazable para soportar el otro extremo de la varilla de control para movimiento giratorio. En el motor se determina un desplazamiento $VhpiV0$ y una proporción de compresión $\epsilon piV0$ en el momento en que el vástago de soporte está en la primera posición y un desplazamiento $VhpiV1$ y una proporción de compresión $\epsilon piV1$ en

ES 2 288 575 T3

el momento en que el vástago de soporte está en la segunda posición desplazada con respecto a la primera posición, y se satisface una relación de $V_{hpiv1} > V_{hpiv0}$ cuando $\varepsilon_{piv1} < \varepsilon_{piv0}$ y se satisface una relación de $V_{hpiv1} < V_{hpiv0}$ cuando $\varepsilon_{piv1} > \varepsilon_{piv0}$.

5

10

15

20

25

30

35

40

45

50

55

60

65

REIVINDICACIONES

5 1. Un motor con una proporción variable de compresión, que comprende una varilla de conexión conectada por un extremo a un pistón, a través de un pasador de pistón; un primer brazo giratoriamente conectado por un extremo al otro extremo de dicha varilla de conexión y por el otro extremo a un cigüeñal a través de una muñequilla; un segundo brazo integralmente conectado por un extremo al otro extremo de dicho primer brazo; una varilla de control giratoriamente conectada por un extremo al otro extremo de dicho segundo brazo; y un vástago de soporte para soportar el otro extremo de dicha varilla de control, para movimiento giratorio, donde la posición de dicho vástago de soporte es desplazable dentro de un plano "x-y" constituido por un eje "x" que se extiende a través del eje de dicho cigüeñal, a lo largo de un eje de cilindro, y un eje "y" que se extiende a través del eje de dicho cigüeñal en una dirección perpendicular a la de dicho eje "x", donde cuando la longitud de dicha varilla de conexión se representa por L4; la longitud de dicho primer brazo se representa por L2; la longitud de dicho segundo brazo se representa por L1; la longitud de dicha varilla de control se representa por L3; el ángulo formado por dicha varilla de conexión con dicho eje "x" se representa por ϕ_4 ; el ángulo formado por dichos brazos primero y segundo se representa por α ; el ángulo formado por dicho segundo brazo con dicho eje "y" se representa por ϕ_1 ; el ángulo formado por dicha varilla de control con dicho eje "y" se representa por ϕ_3 ; el ángulo formado por una línea recta que conecta el eje de dicho cigüeñal y dicha muñequilla con dicho eje "x" se representa por θ ; la longitud existente entre el eje de dicho cigüeñal y dicha muñequilla se representa por R; las coordenadas "x-y" de dicho vástago de soporte se representan por "X_{pix}" e "Y_{pix}"; la velocidad giratoria angular de dicho cigüeñal se representa por ω ; y la cantidad de desviación de dicho eje del cilindro con respecto al eje de dicho cigüeñal en la dirección del eje "y" se representa por δ ; se establece la siguiente ecuación:

$$25 -L_4 \cdot \sin \phi_4 \cdot d\phi_4/dt + L_2 \cdot \cos(\alpha + \phi_1) \cdot d\phi_1/dt - R \cdot \omega \cdot \sin \theta = 0$$

30 donde

$$35 \phi_4 = \arcsin \{ L_2 \cdot \cos(\alpha + \phi_1) + R \cdot \sin \theta - \delta \} / L_4$$

$$d\phi_4/dt = \omega \cdot \{ -L_2 \cdot \sin(\alpha + \phi_1) \cdot R \cdot \cos(\theta - \phi_3) / L_1 \cdot \sin(\phi_1 + \phi_3)$$

$$+ R \cdot \cos \theta \} / (L_4 \cdot \cos \phi_4)$$

$$40 \phi_3 = \arcsin \{ (R \cdot \cos \theta - X_{pix} + L_1 \cdot \sin \phi_1) / L_3 \}$$

$$45 \phi_1 = \arcsin \{ (L_3^2 - L_1^2 - C^2 - D^2) / 2 \cdot L_1 \cdot \sqrt{C^2 + D^2} \} - \arctan(C/D)$$

$$C = Y_{pix} - R \cdot \sin \theta$$

$$45 D = X_{pix} - R \cdot \cos \theta$$

$$d\phi_1/dt = \omega \cdot R \cdot \cos(\theta - \phi_3) / \{ L_1 \cdot \sin(\phi_1 + \phi_3) \},$$

50 y los ángulos de brazo de manivela θ en el punto muerto superior y en el punto muerto inferior de dicho pasador de pistón en el momento en que dicho vástago de soporte está en una primera posición se determinan mediante introducción de cada conjunto de L1 a L4, δ y R con cualquier valor en dicha ecuación; el desplazamiento V_{hpiv0} y la proporción de compresión ε_{pix0} en el momento en que dicho vástago de soporte está en la primera posición y el desplazamiento V_{hpiv1} y la proporción de compresión ε_{pix1} en el momento en que dicho vástago de soporte está en la segunda posición, desplazada de la primera posición, se determinan partiendo de la siguiente ecuación que representa el nivel X de dicho pasador de pistón en dichos ángulos de brazo de manivela θ :

$$X = L_4 \cdot \cos \phi_4 + L_2 \cdot \sin(\alpha + \phi_1) + R \cdot \cos \theta$$

60 y la longitud L1 de dicho segundo brazo, la longitud L2 de dicho primer brazo, la longitud L3 de dicha varilla de control, la longitud L4 de dicha varilla de conexión, la cantidad δ de desviación del eje del cilindro con respecto al eje de dicho cigüeñal en la dirección del eje "y" y el ángulo α formado por dichos brazos, primero y segundo, se determinan de forma que se satisfagan las siguientes relaciones:

65 $V_{hpiv1} > V_{hpiv0}$ cuando $\varepsilon_{pix1} < \varepsilon_{pix0}$, y

$V_{hpiv1} < V_{hpiv0}$ cuando $\varepsilon_{pix1} > \varepsilon_{pix0}$.

ES 2 288 575 T3

2. Un motor con una proporción variable de compresión de acuerdo con la reivindicación 1, en el que el lugar geométrico de movimiento de dicho pasador de pistón se determina para que esté comprendido dentro de un intervalo comprendido entre dicho eje “x” y una línea recta que se extiende paralela a dicho eje “x” a través de una de las posiciones de los puntos de conexión entre dicha varilla de conexión y dicho primer brazo, cuando dicho pistón está

5 en el punto muerto superior, que está los más alejado de dicho eje “x” en la dirección del eje “y”.

3. Un motor con una proporción variable de compresión de acuerdo con las reivindicaciones 1 ó 2, en el que cuando el nivel de dicho pasador del pistón en la dirección del eje “x”, en el punto muerto superior, cuando el desplazamiento es el más pequeño, se representa por X_{etdc} ; el nivel de dicho pasador del pistón en la dirección del eje “x”, en el punto muerto superior, cuando el desplazamiento es el más grande, se representa por X_{ptdc} ; y la anchura del borde superior de dicho pistón se representa por H_1 , se determinan estos valores de forma que se establezca una relación de $X_{etdc} - X_{ptdc} \leq H_1$.

4. Un motor con una proporción variable de compresión de acuerdo con la reivindicación 1, en el que dicho vástagos 15 de soporte se desplaza para describir un lugar geométrico circular que tiene un radio R_p , alrededor de un punto situado dentro de dicho plano “x-y” y separado por longitudes L_5 y L_6 del eje de dicho cigüeñal en las direcciones del eje “y” y del eje “x”, respectivamente, y donde cuando la longitud R existente entre el eje de dicho cigüeñal y dicha muñequilla se fija en 1,0, la longitud L_1 de dicho segundo brazo se fija dentro de un intervalo de 1,5 a 6,0; la longitud L_2 de dicho primer brazo se fija dentro de un intervalo de 1,0 a 5,5; la longitud L_3 de dicha varilla de control se fija 20 dentro de un intervalo de 3,0 a 6,0; dicha longitud L_5 se fija dentro de un intervalo de 1,2 a 6,0; dicha longitud L_6 se fija dentro de un intervalo de 0,9 a 3,8; y dicho radio R_p se fija dentro de un intervalo de 0,6 a 0,76, así como también el ángulo α formado por dichos brazos, primero y segundo, se fija dentro de un intervalo de 77 a 150 grados.

25

30

35

40

45

50

55

60

65

FIG.

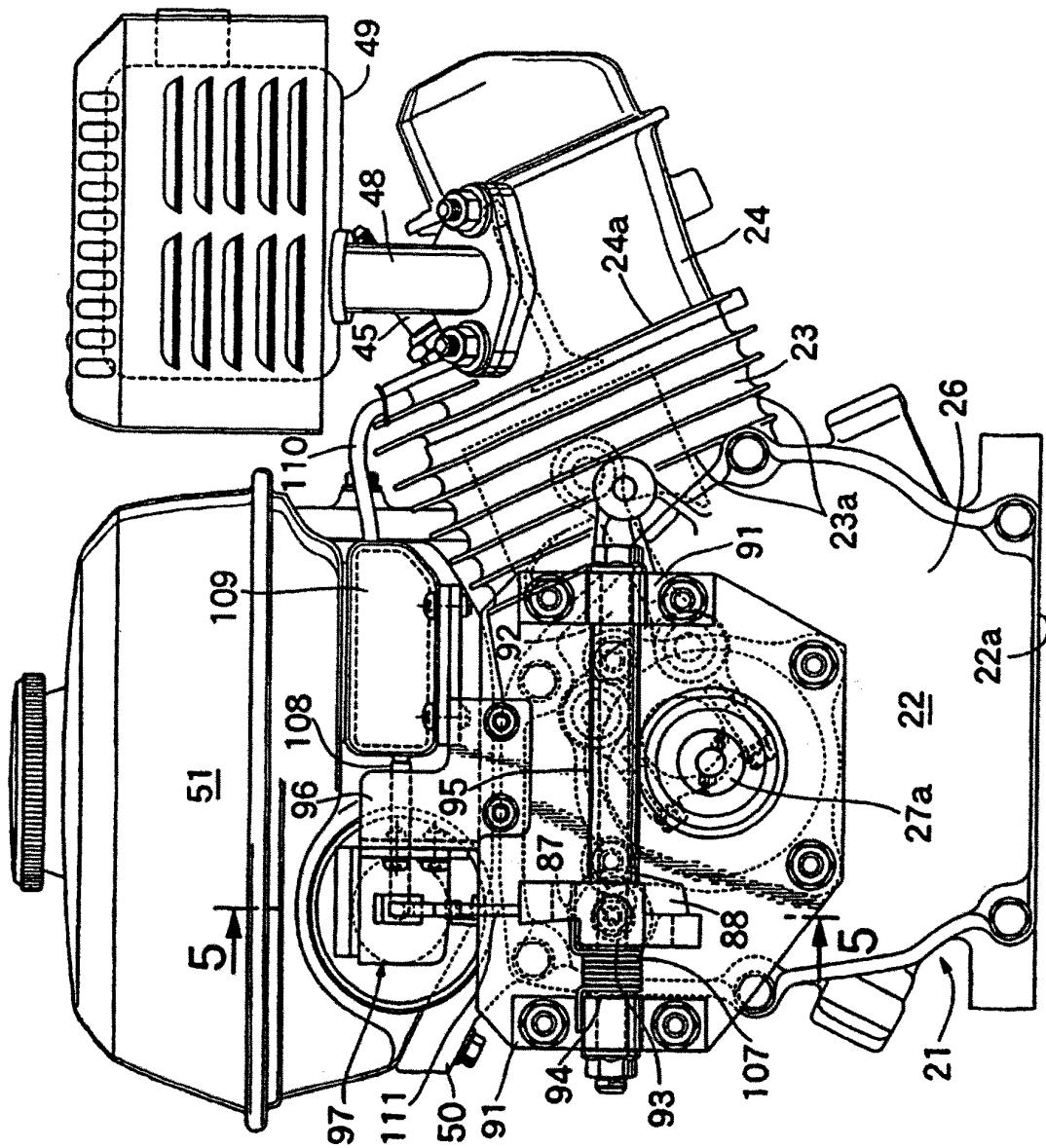


FIG.2

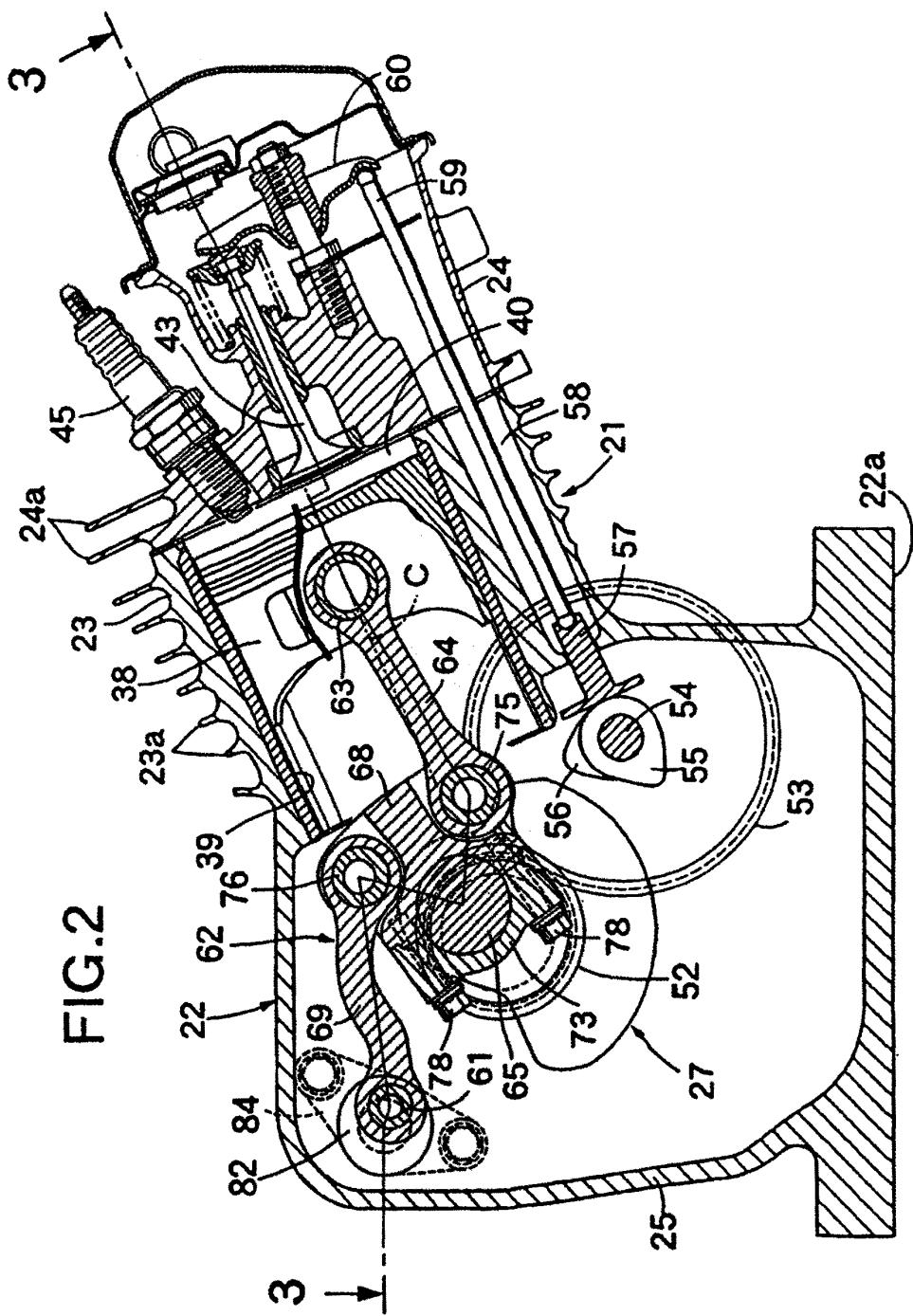
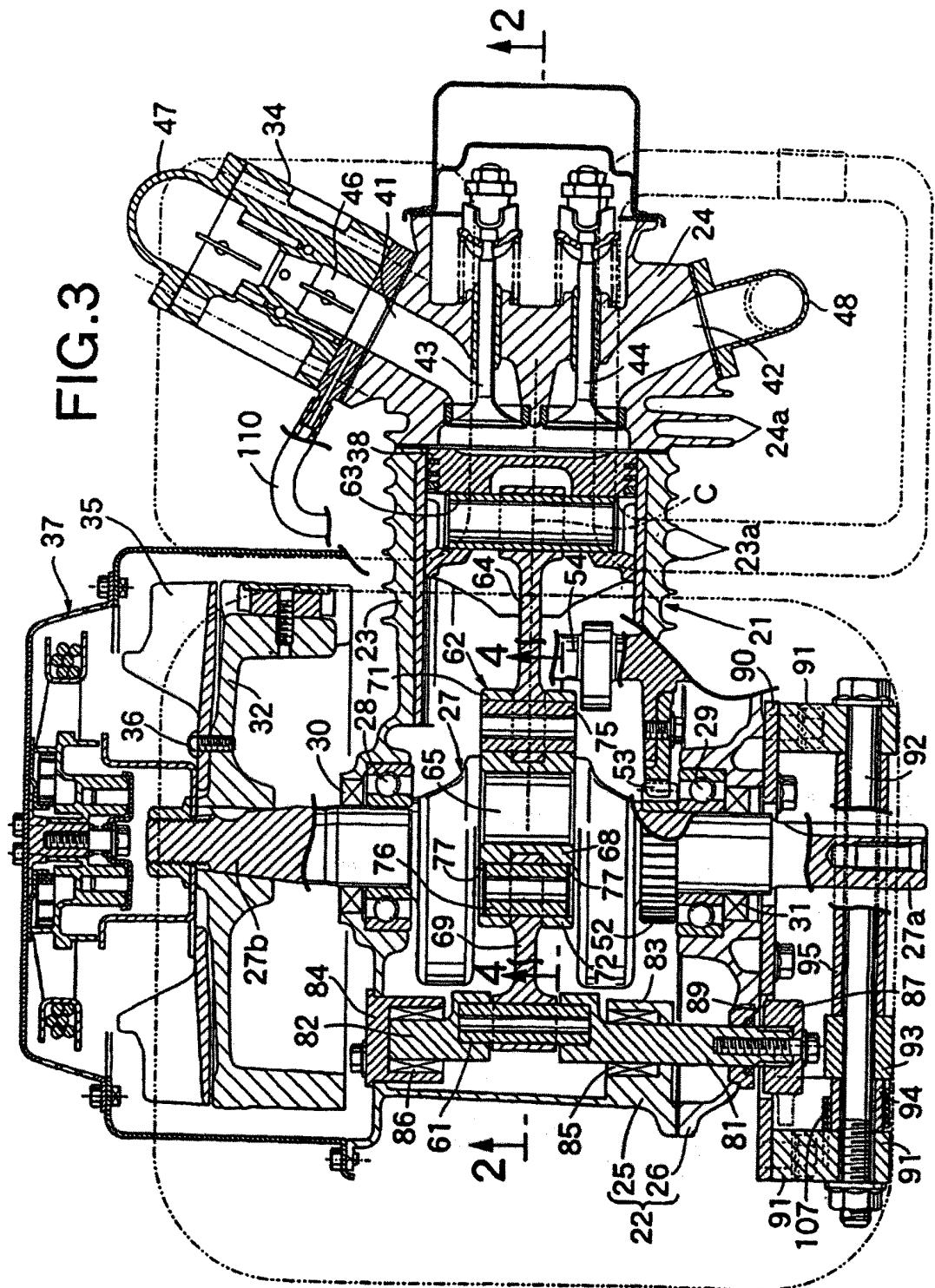


FIG. 3



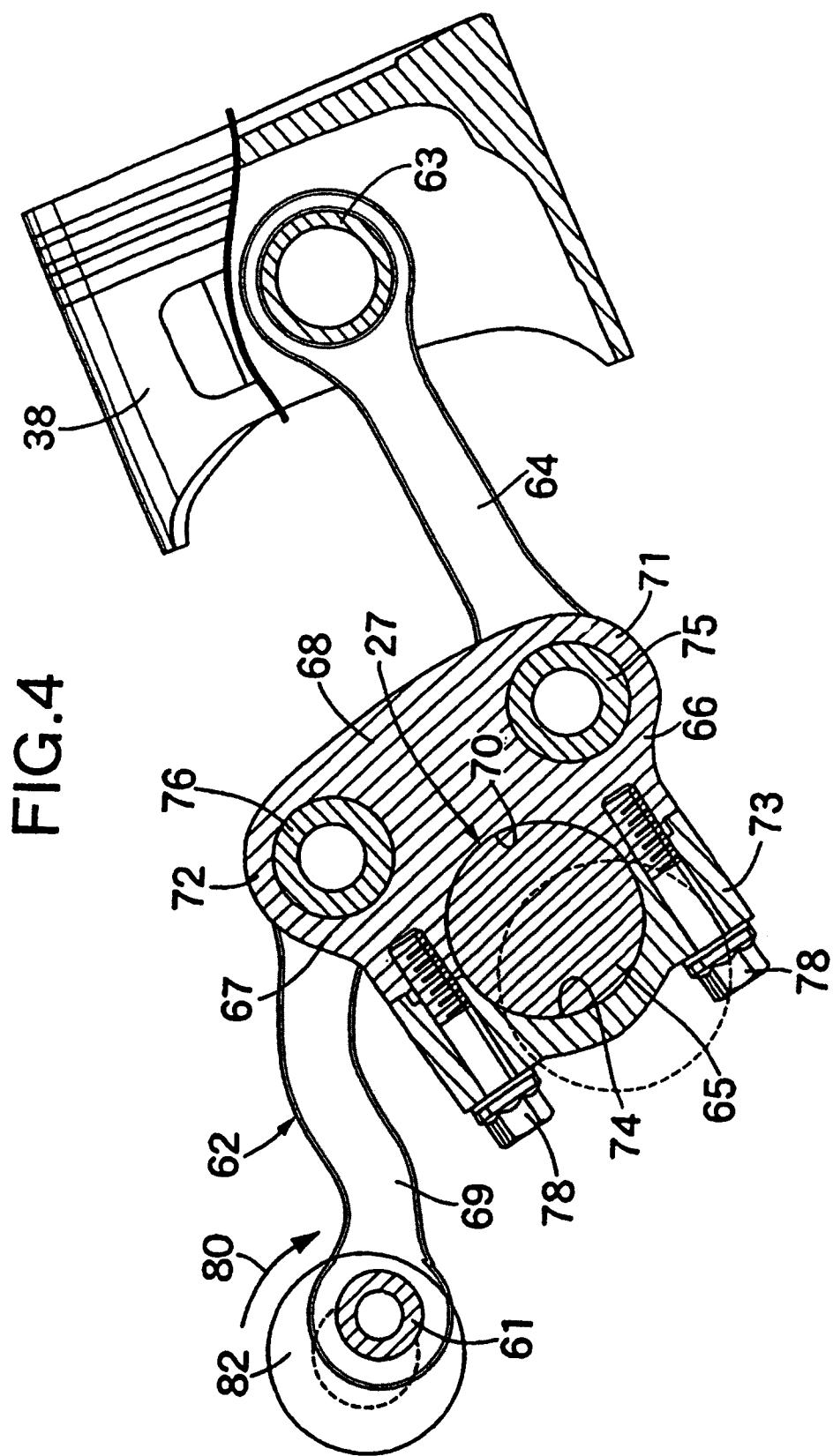


FIG.5

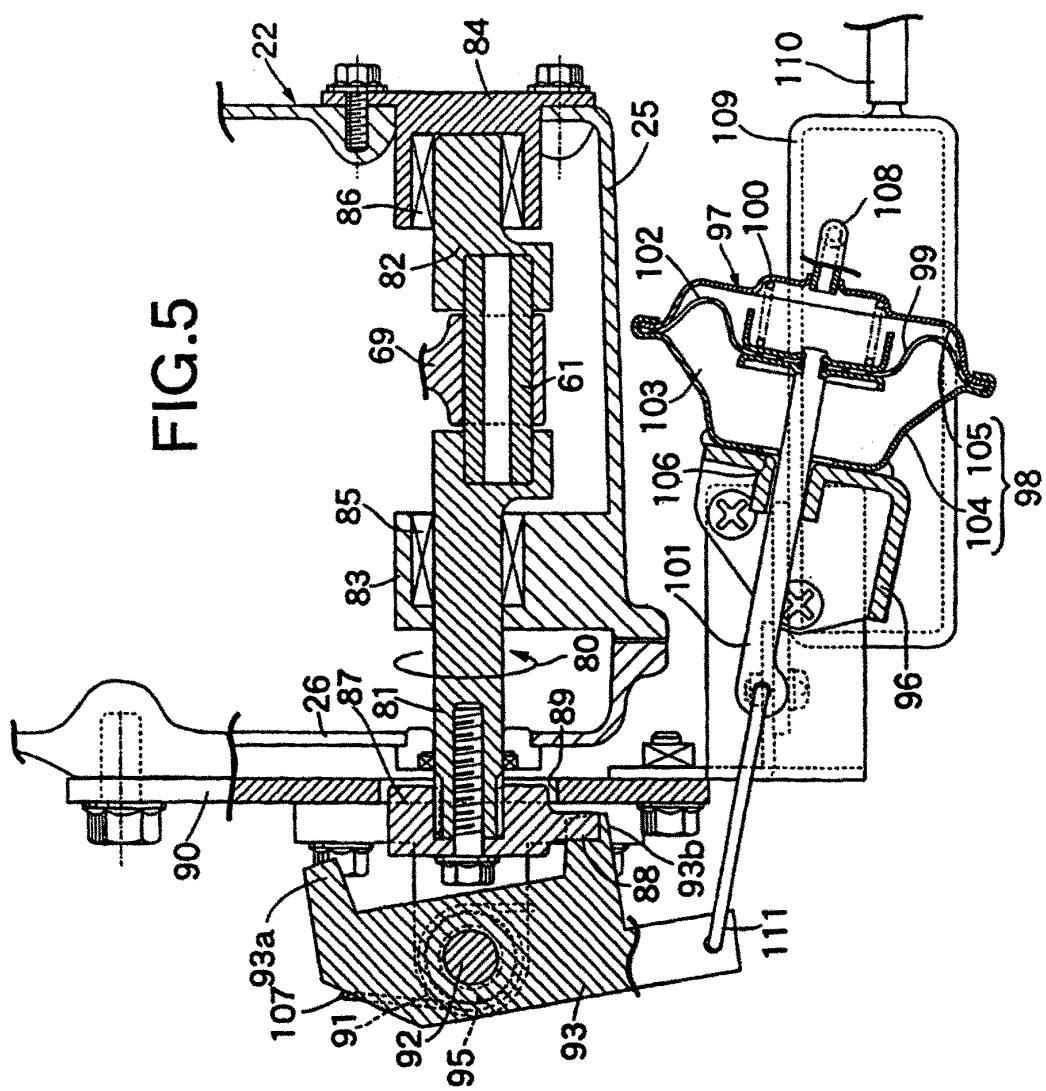


FIG. 6

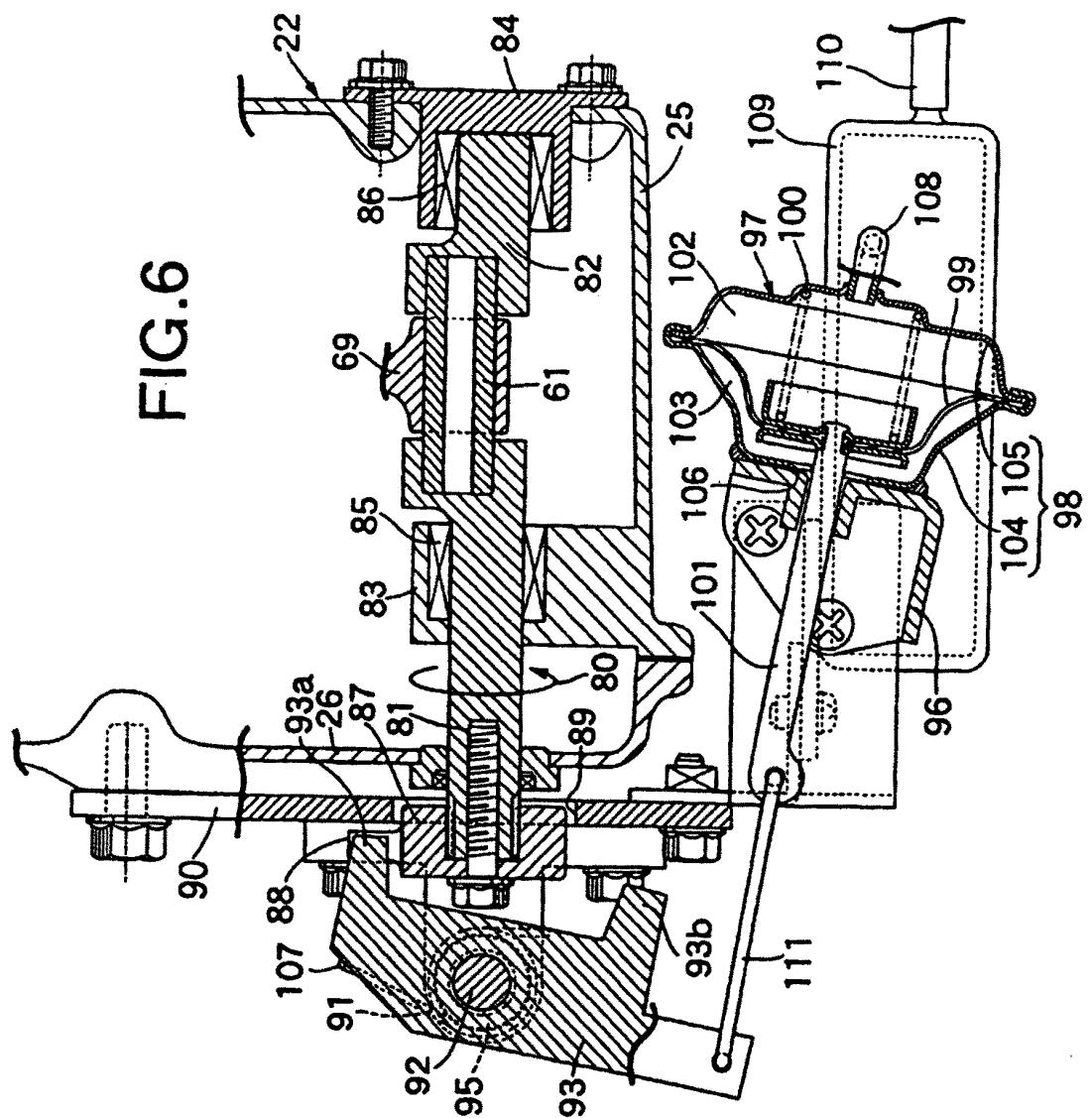


FIG. 7

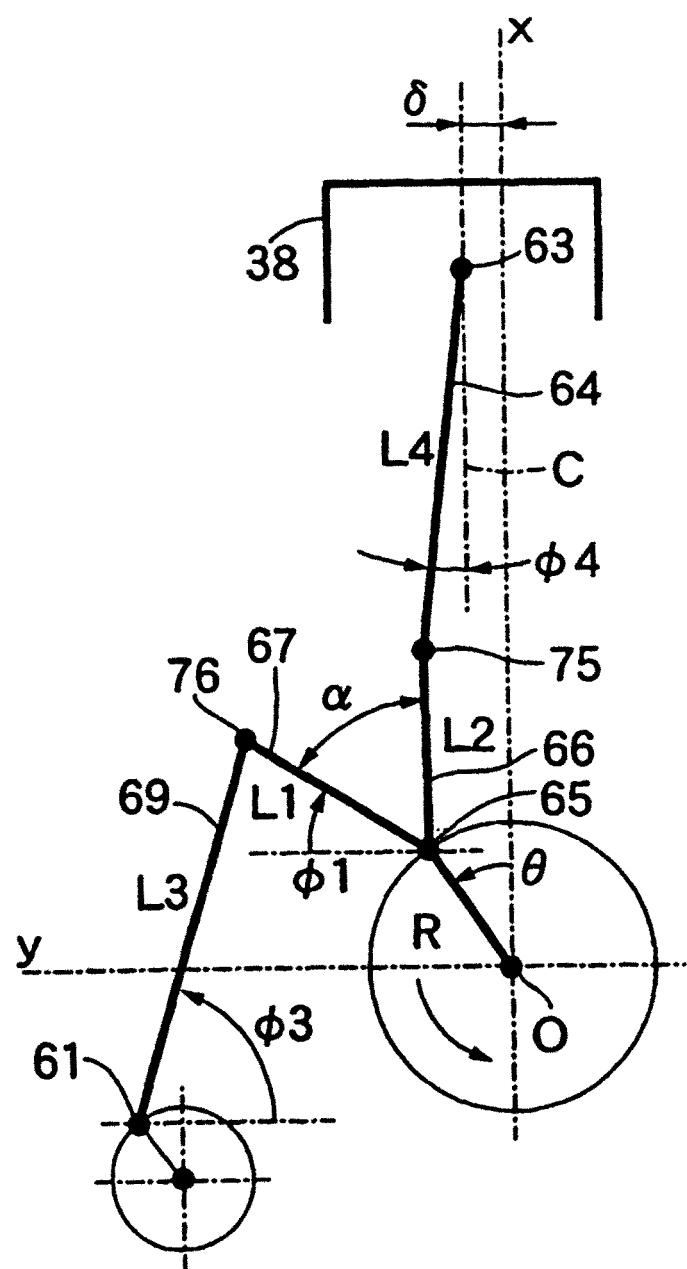
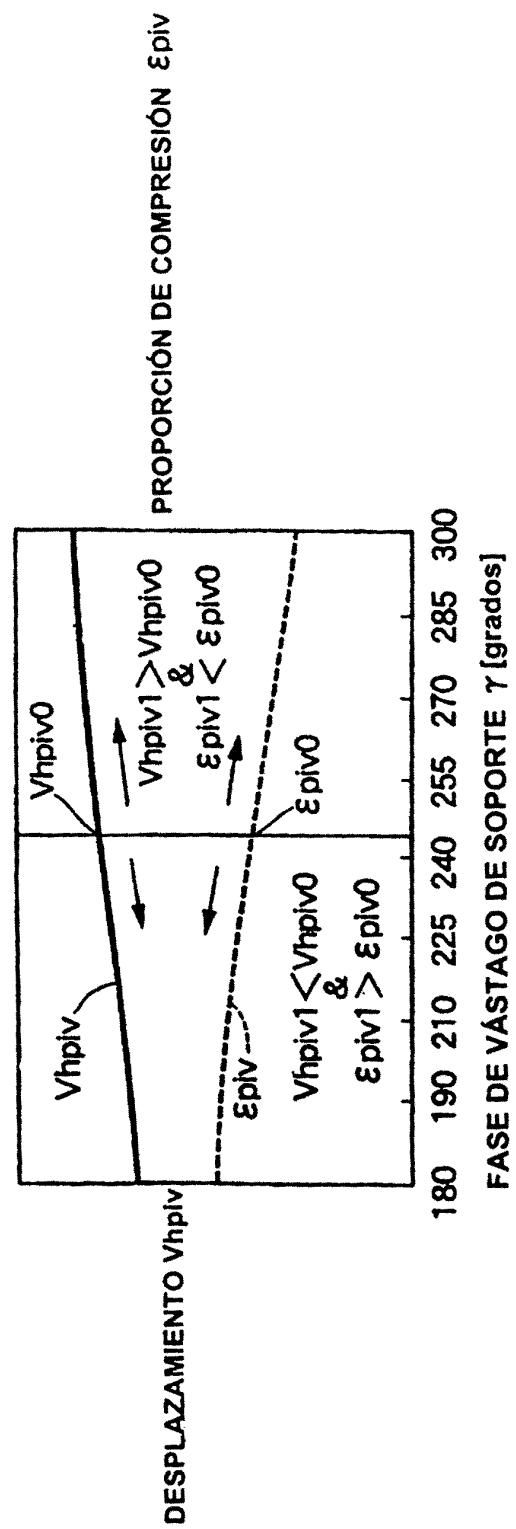


FIG.8



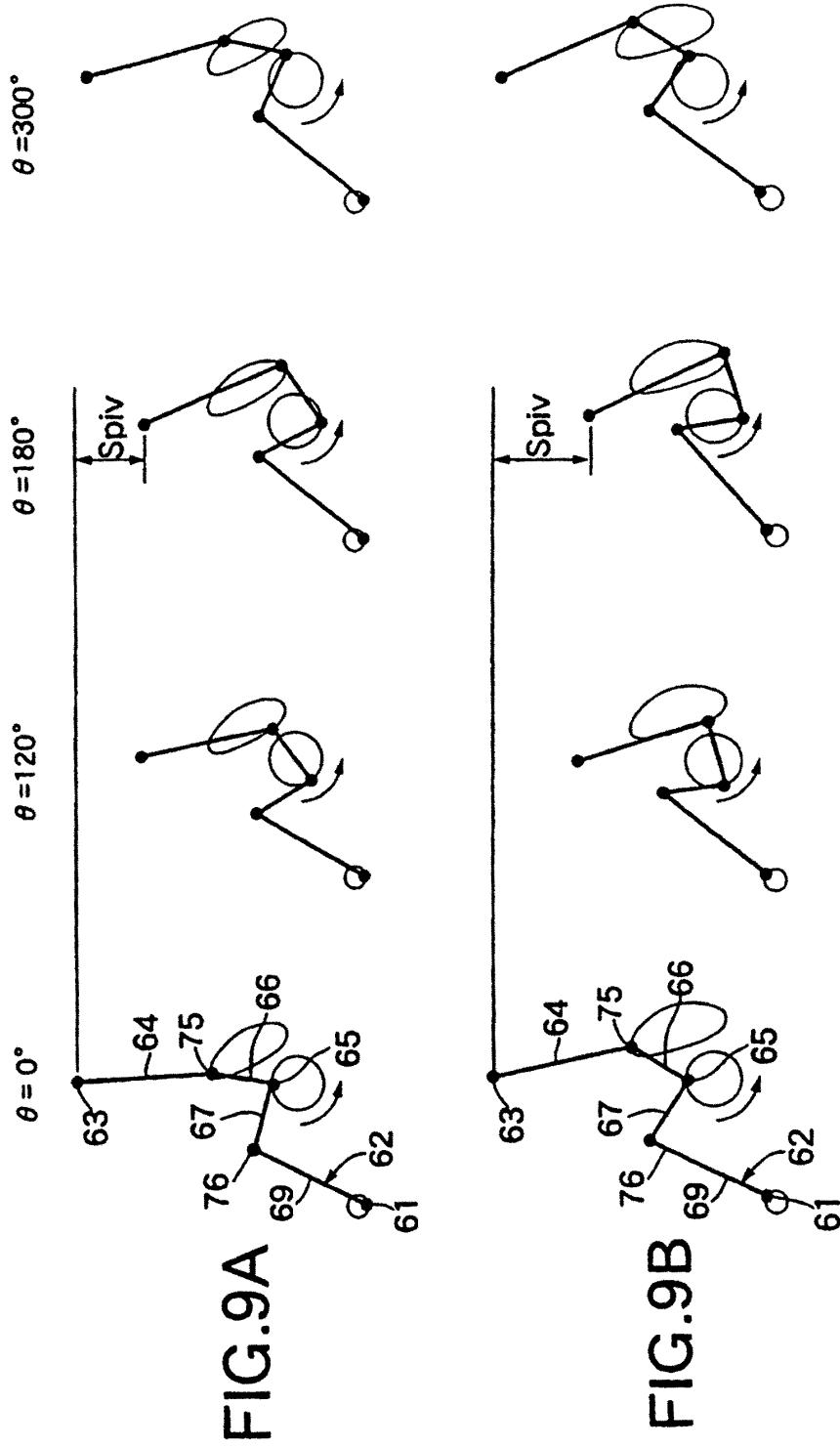


FIG.10

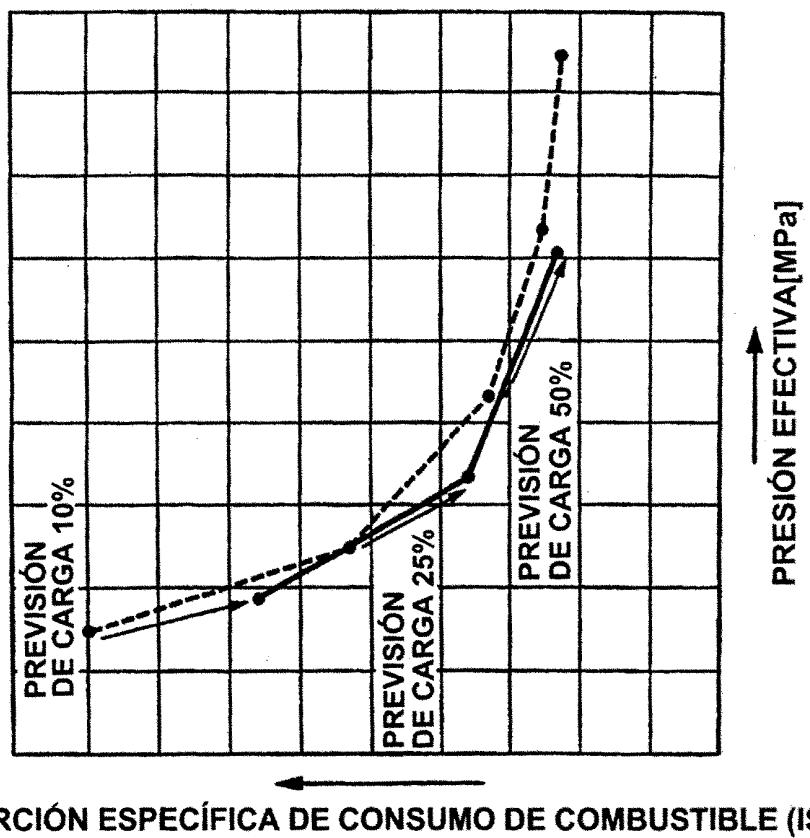


FIG.11

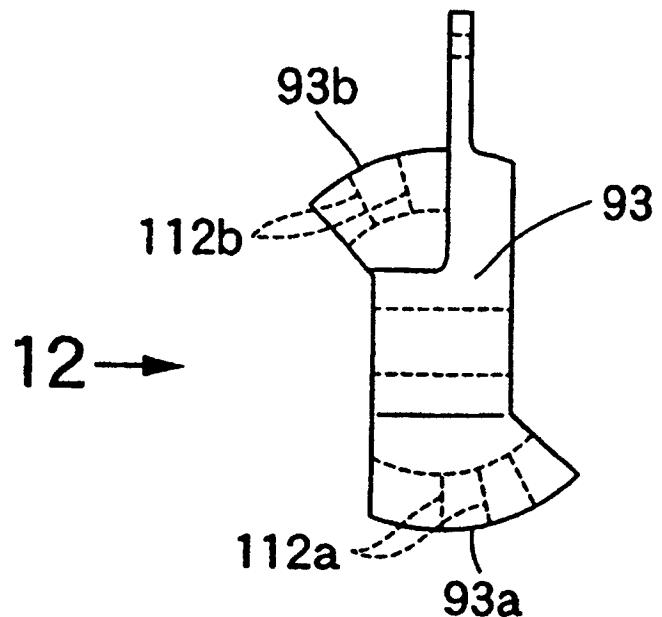


FIG.12

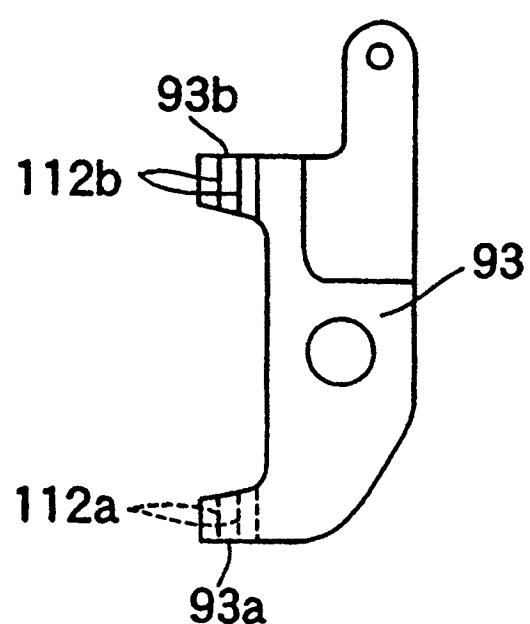


FIG.13

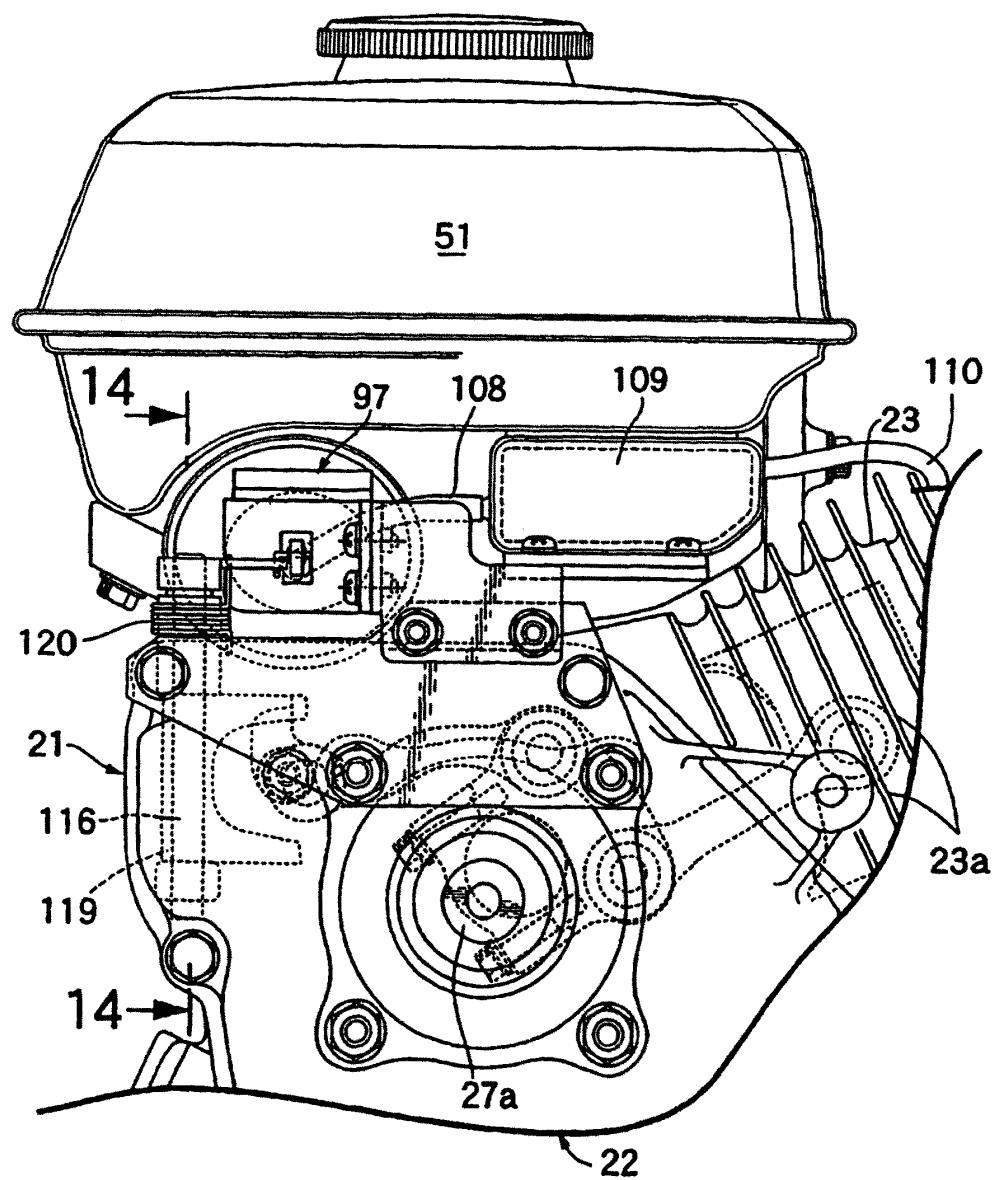


FIG.14

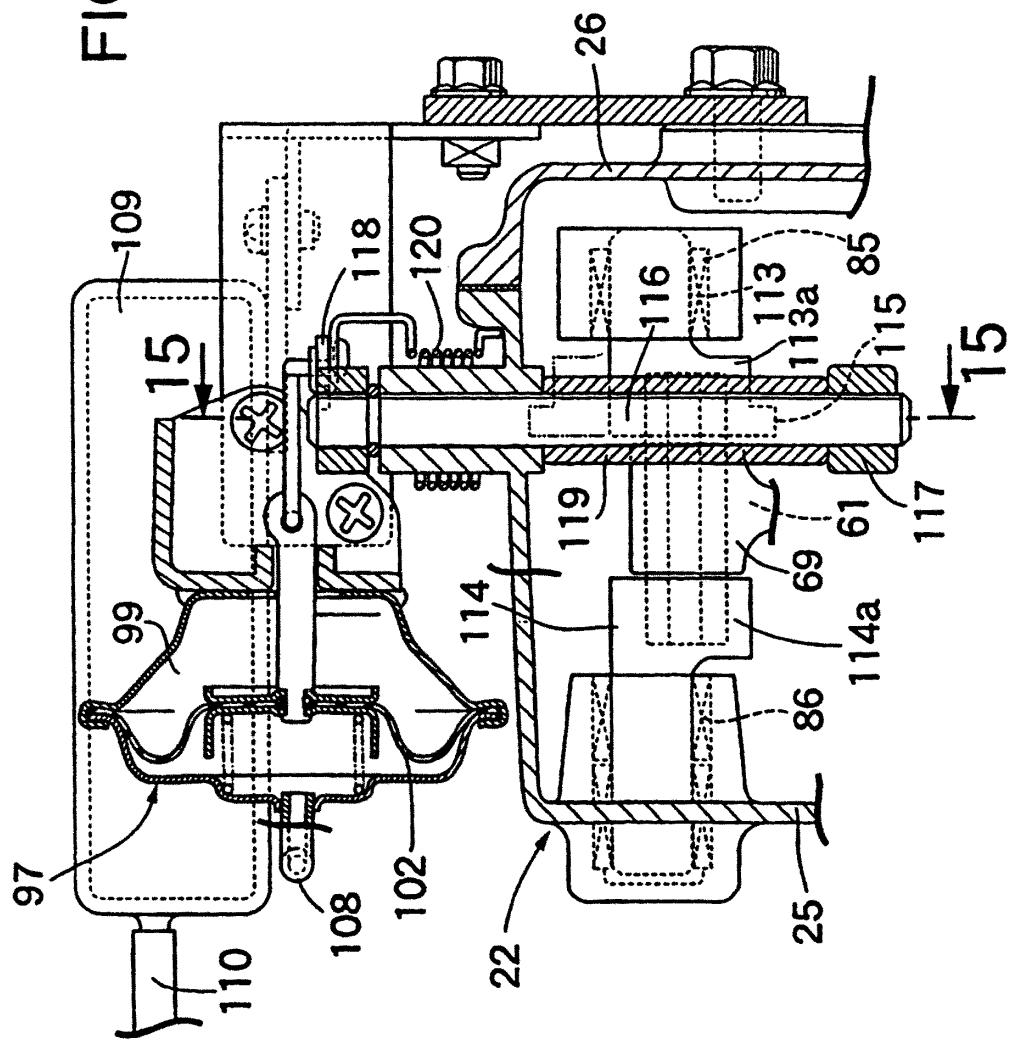


FIG.15

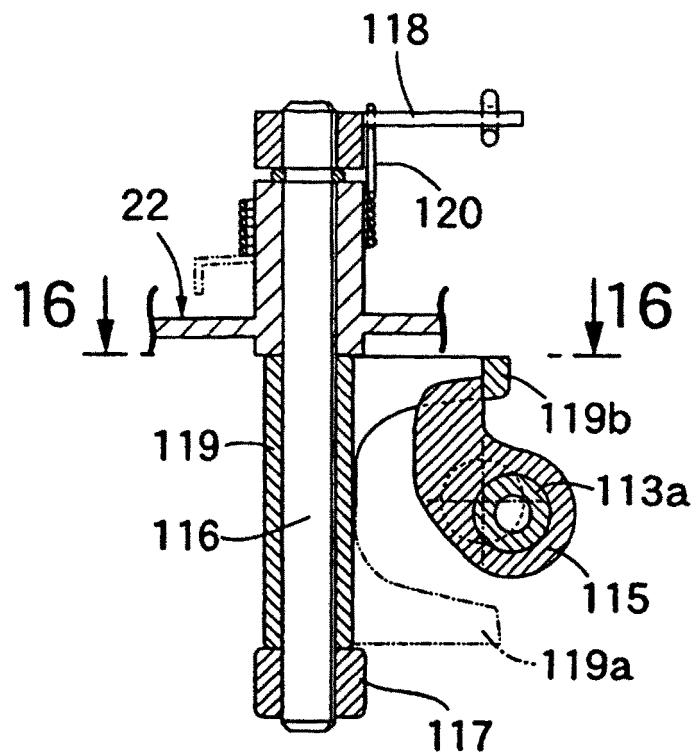


FIG.16

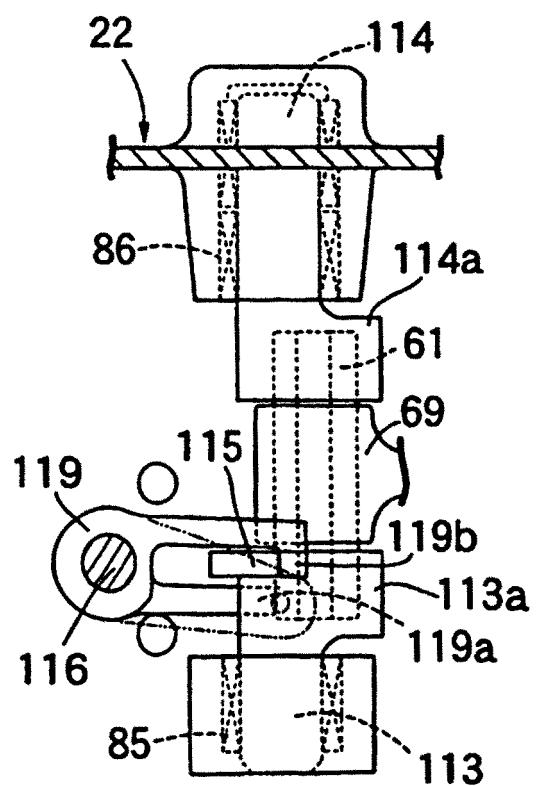


FIG.17

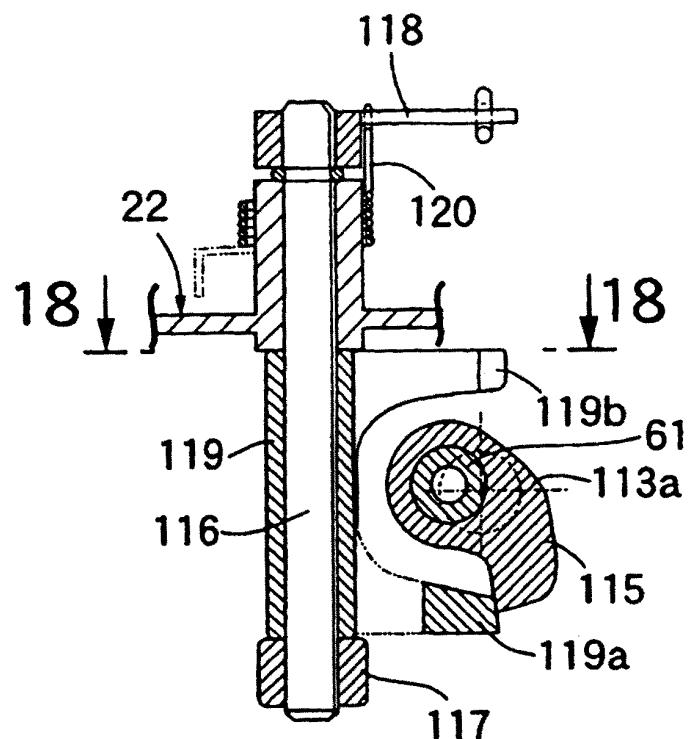


FIG.18

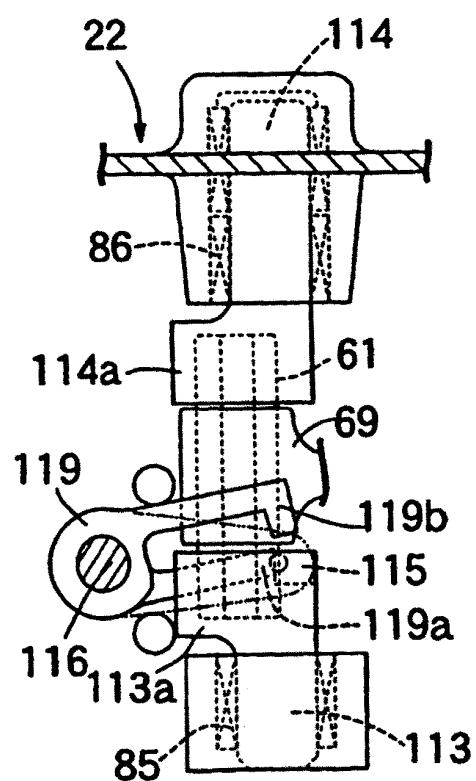


FIG.19

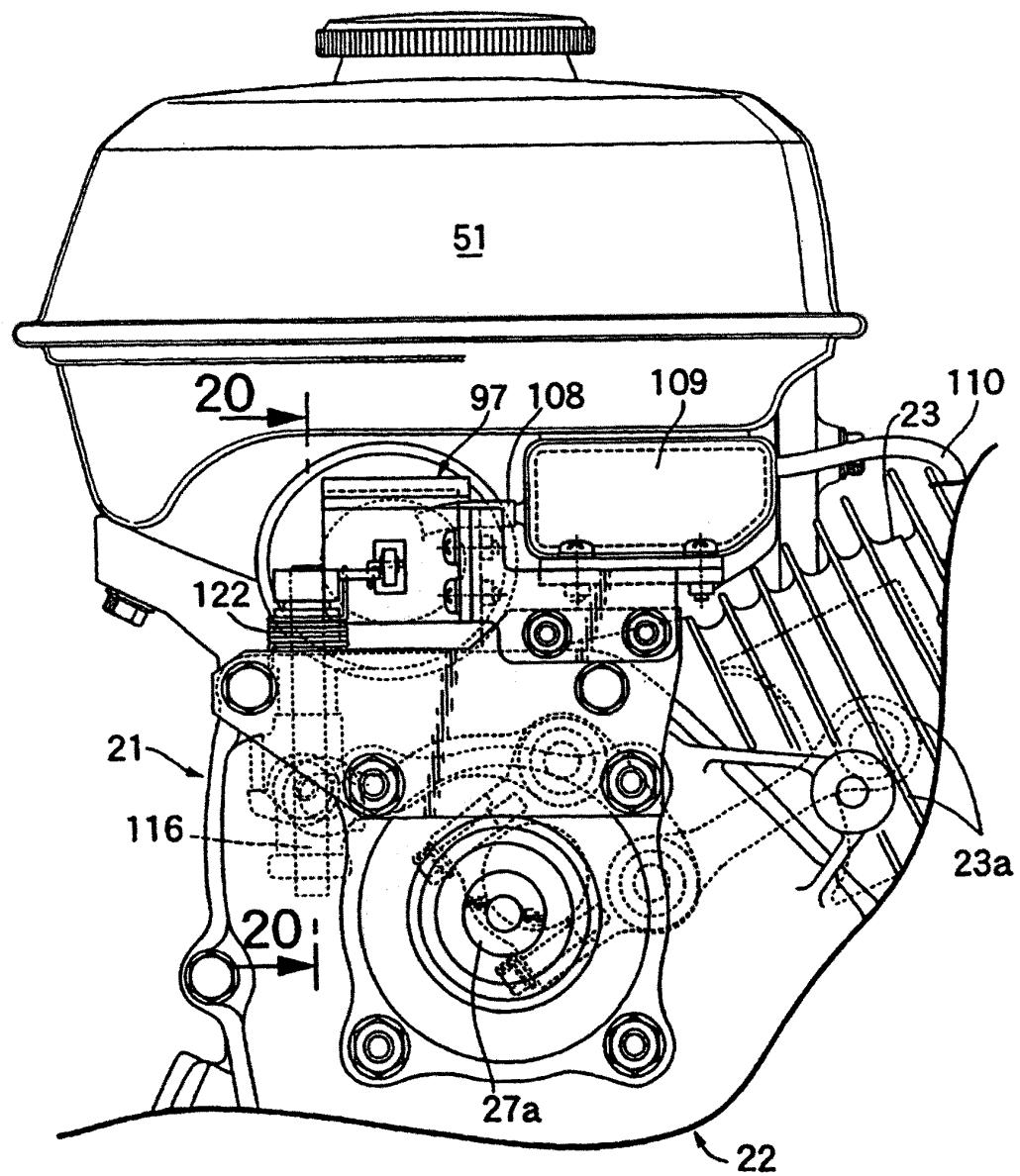


FIG.20

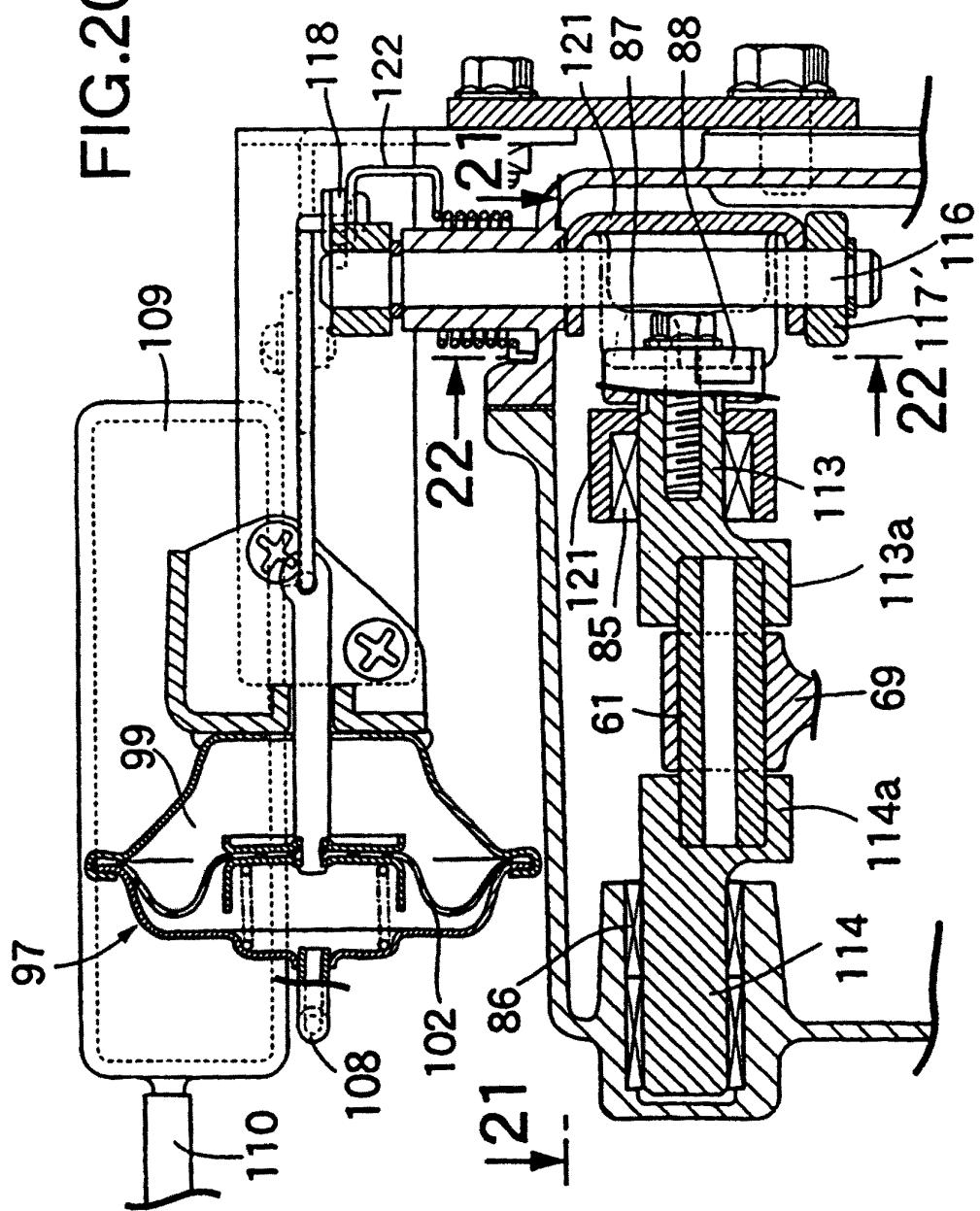


FIG.21

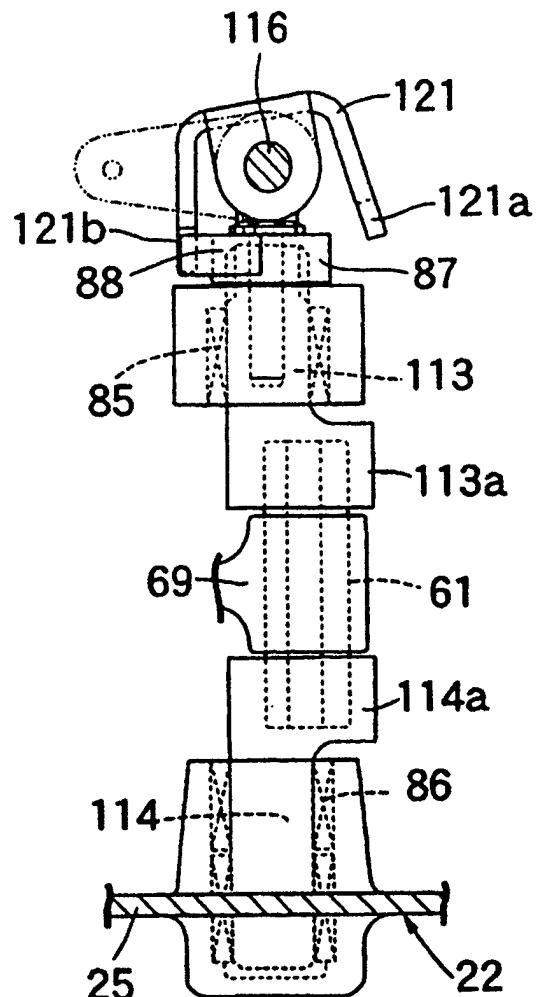


FIG.22

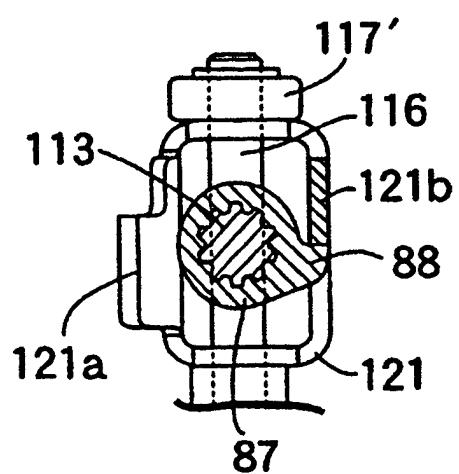


FIG.23

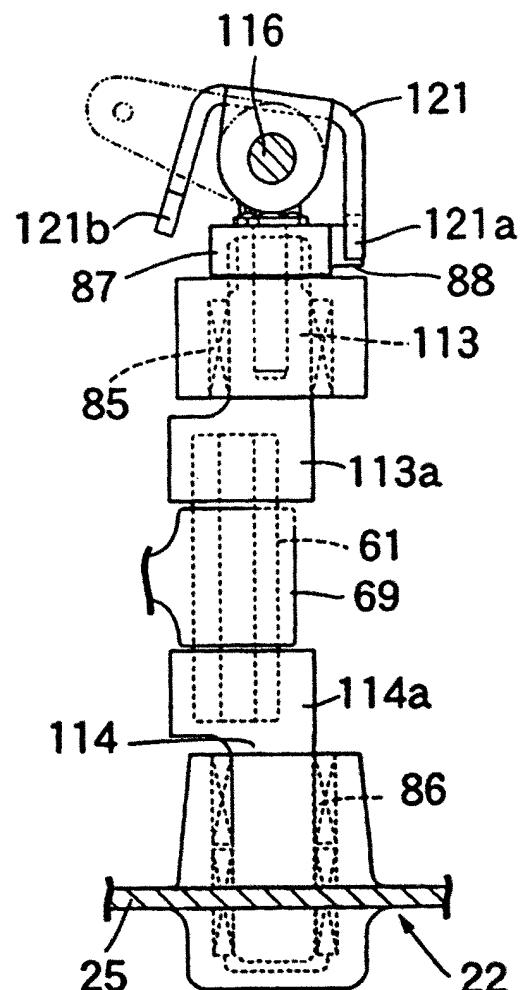


FIG.24

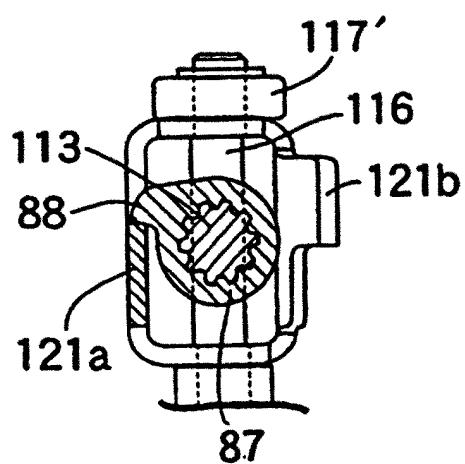


FIG.25A

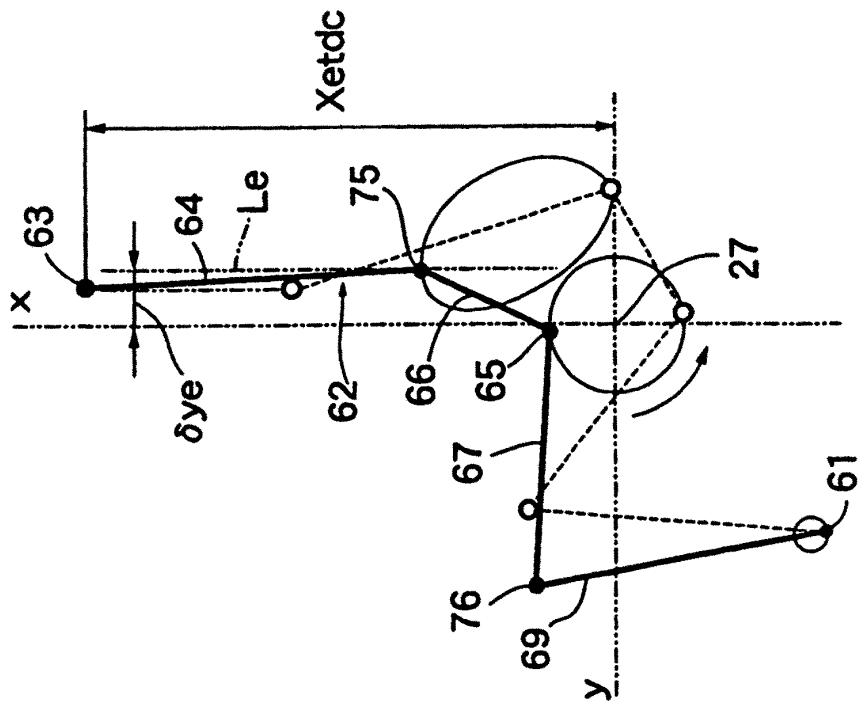


FIG.25B

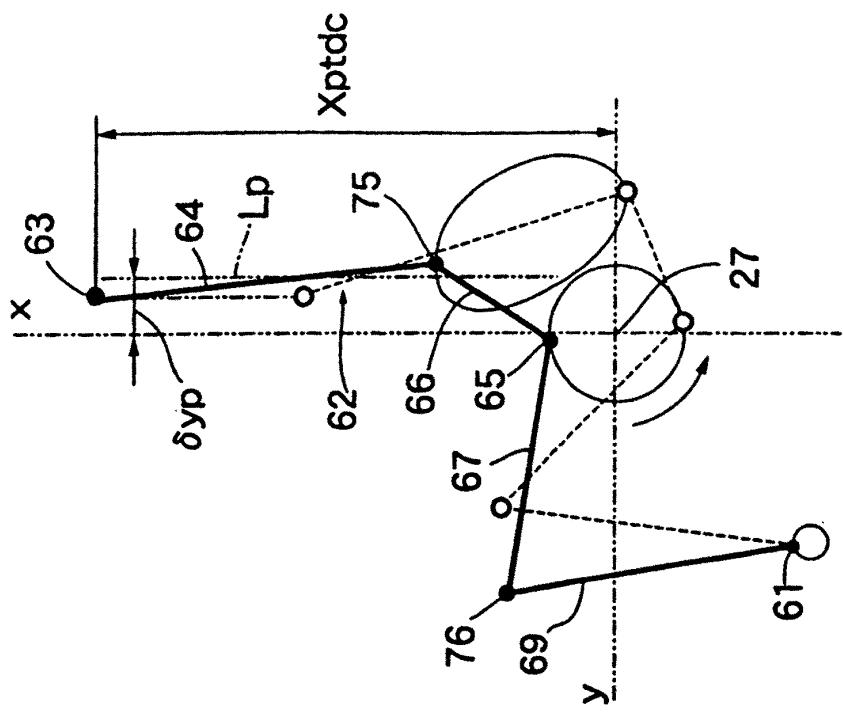


FIG.26A

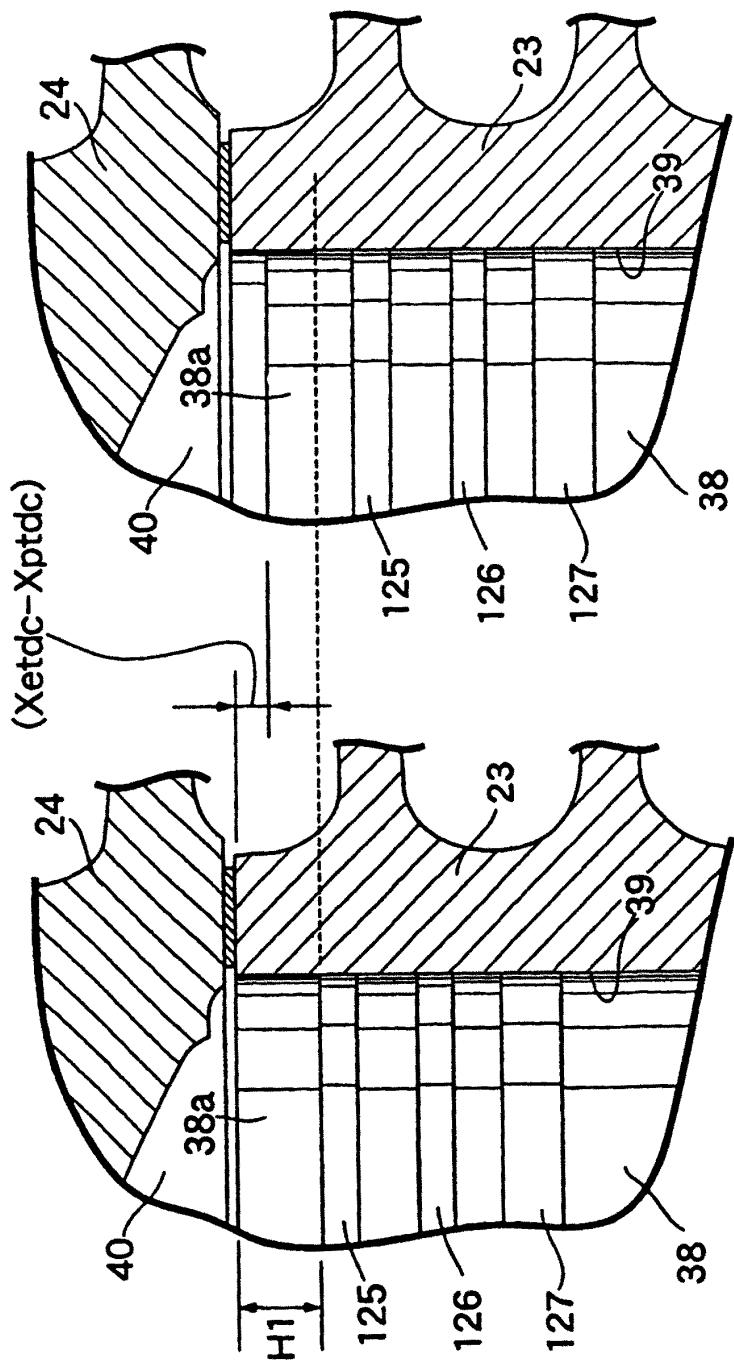


FIG.26B

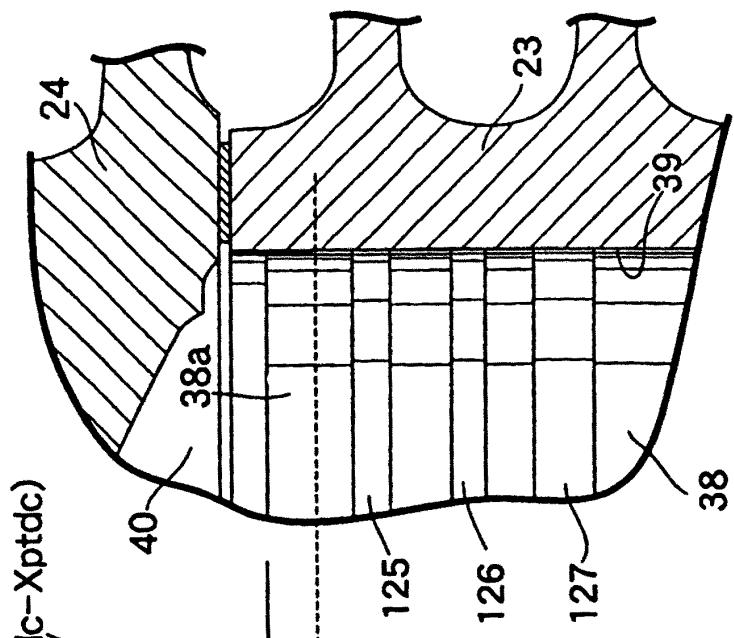


FIG.27

