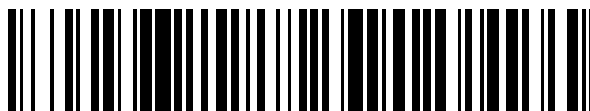


19



OFICINA ESPAÑOLA DE
PATENTES Y MARCAS

ESPAÑA



11 Número de publicación: **2 711 301**

51 Int. Cl.:

F01L 9/02 (2006.01)

F01L 1/16 (2006.01)

12

TRADUCCIÓN DE PATENTE EUROPEA

T3

96 Fecha de presentación y número de la solicitud europea: **29.06.2015** **E 15762470 (1)**

97 Fecha y número de publicación de la concesión europea: **28.11.2018** **EP 3204624**

54 Título: **Accionamiento hidráulico de las válvulas de intercambio de gas para un motor de combustión interna**

30 Prioridad:

04.07.2014 BG 11178814

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

03.05.2019

73 Titular/es:

**L.T.A.G. LTD. (100.0%)
60 Asen Yordanov Street
Sofia City, BG**

72 Inventor/es:

TOTEV, LACHEZAR TOTEV

74 Agente/Representante:

ISERN JARA, Jorge

ES 2 711 301 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

Accionamiento hidráulico de las válvulas de intercambio de gas para un motor de combustión interna

5 Campo técnico de la invención

La invención se refiere a un accionamiento de las válvulas de intercambio de gas para un motor de combustión interna para el desplazamiento axial de una válvula y es aplicable como un mecanismo de accionamiento para el desplazamiento axial de una o más válvulas en diversos tipos de motores. En particular, el accionamiento propuesto puede ser utilizado para proporcionar el desplazamiento axial de las válvulas de intercambio de gas para motores de pistón de combustión interna, controlando los procesos de distribución del gas en los motores de combustión interna mediante el accionamiento de las válvulas de intercambio de gas individuales o por pares, eliminando de ese modo la necesidad de árboles de levas convencionales y ampliando las capacidades del motor.

15 Antecedentes de la invención y técnica anterior

El documento WO 2014/007727 A1 [1], una publicación fechada el 9 enero de 2014, de la solicitud de patente internacional PCT/SE2013/050780 hace conocido el "Accionamiento para el desplazamiento axial de las válvulas de intercambio de gas de motores de combustión interna". De acuerdo con [1], el accionamiento consiste en un cárter unido a la culata del motor, con un cilindro interior hueco abierto en el extremo del fondo y que contiene un pistón que se mueve en dos direcciones alineadas axialmente cuya parte superior conecta a una biela de pistón axialmente alineada con el cilindro hueco abierto. El pistón con su biela de pistón comprende la parte accionada del accionamiento, la biela del pistón estando compuesta de dos piezas, una pieza más gruesa superior, que se ajusta apretadamente en un orificio en el cárter del accionamiento y una pieza más delgada inferior que conecta la pieza más gruesa al pistón en el cilindro. La parte de la cabeza de la pieza gruesa de la biela del pistón entra en contacto con una parte achaflanada del espacio de la ranura hueca coaxial con el cilindro hueco. Un orificio diametral está formado en esta pieza de la biela del pistón y una válvula de retorno cargada con resorte colocada en una cámara interna en el pistón cierra un orificio axial a lo largo del eje de la biela. La cámara interior del pistón contiene también un pistón de ubicación alternativo a lo largo de su eje con relación al pistón del accionamiento y contiene el resorte de la válvula de retención. El pistón de ubicación interactúa con el vástago de la válvula del motor de combustión interna el cual, moviéndose a través del motor de combustión interna, entra en el cilindro del accionamiento. Un resorte convencional devuelve la válvula del motor de combustión interna abierta a su posición cerrada.

La carcasa del accionamiento incluye un circuito para el llenado controlado de fluido gaseoso a presión en el interior del volumen superior por encima del pistón, en el lado de la biela del pistón y para la extracción del fluido desde esa parte superior a fin de actuar sobre el pistón del accionamiento y asegurar su movimiento. El circuito del fluido está conectado a una fuente de fluido gaseoso a presión y a un receptor de descarga del fluido. Un llenado y una descarga del fluido controlado directa o indirectamente está previsto, una opción de forma de realización incluyendo una válvula eléctricamente controlada indirecta en el circuito del fluido de control del accionamiento y otra opción incluyendo un imán eléctrico controlado directamente que actúa sobre el cuerpo del accionamiento. El accionamiento incluye también circuitos hidráulicos primario y secundario. El circuito adicional primario representa una admisión a través de una válvula de retención llena de fluido (aceite hidráulico) que conecta el espacio en el cárter por encima de la parte superior de la biela del pistón con el espacio en el cárter por encima de la parte de la cabeza de la biela del pistón, ocupado por la superficie superior del extremo libre de la biela del pistón en su posición superior y un escape a través de la válvula controlada del receptor del fluido. El circuito auxiliar segundo incluye los orificios previstos diametrales y coaxiales en la biela del pistón, conectados a través de la válvula de retención con la cámara interna en el pistón, por lo que el fluido (el aceite hidráulico) sortea el pistón de ubicación para alcanzar la parte inferior del volumen del cilindro por debajo del pistón del accionamiento. De ese modo, un dispositivo de frenado hidráulico se forma en el cárter por encima del extremo achaflanado de la biela del pistón y en el espacio formado por encima del mismo, reduciendo la velocidad del pistón de accionamiento antes de que el extremo libre de la biela del pistón entre en contacto con la superficie superior del espacio, actuando como un tope de limitación mecánico en el cárter.

El principal énfasis con respecto al accionamiento descrito en [1], se coloca sobre el dispositivo de frenado hidráulico descrito antes y pensado para reducir la velocidad de la válvula exactamente antes de que la cabeza de la válvula entre en contacto con el asiento de la válvula en el cilindro del motor, asegurando un movimiento de cierre controlado pensado para proteger los detalles y para reducir el desgaste y el funcionamiento no armonioso. Cuando la válvula del motor se cierra, la biela del accionamiento entra en contacto con el tope mecánico en el interior del cárter del accionamiento y, la cabeza de la válvula entra en contacto con su asiento a fin de asegurar la desaceleración correcta de la biela del pistón del accionamiento cuando la válvula se cierra. El contacto mecánico con el tope en la cámara determina la etapa final de la desaceleración de la válvula del motor, pero el alargamiento lineal de la válvula inducido por las temperaturas más altas durante el funcionamiento significa que el extremo superior de la biela del pistón entrará en contacto con el espacio del cárter del accionamiento del dispositivo de frenado hidráulico y que la válvula del motor alargada no cerrará completamente, lo cual es inadmisibles. Este problema ha sido resuelto por medio del pistón de ubicación contemplado que actúa como un compensador

hidráulico dentro de la cámara interior de la parte inferior del pistón del accionamiento y que entra en contacto con la válvula del motor.

El efecto de desaceleración del dispositivo de frenado hidráulico contemplado en el mecanismo descrito en [1] es variable lo cual se explica como sigue: en el momento de entrar dentro del espacio del dispositivo de frenado hidráulico formado en el cárter por encima del mismo, la parte superior de la biela del pistón desplaza el fluido hidráulico contenido en este espacio. Se requiere un huelgo suficiente entre el cárter y el extremo de la biela del pistón, para permitir que el fluido deje el espacio, pero el huelgo no debe ser demasiado grande porque en ese caso se perderá el efecto de desaceleración. El efecto de desaceleración empieza muy poco antes de que la válvula del motor alcance su posición completamente cerrada bajo la fuerza de su resorte. Puesto que los motores de combustión interna funcionan dentro de una gama amplia de frecuencias de giro, la resistencia del dispositivo de desaceleración hidráulico cambiará cuando cambien las revoluciones por minuto del motor, esto es, un incremento de las revoluciones por minuto del motor incrementa también la fuerza requerida para superar esta resistencia. El resorte de la válvula del motor crea una fuerza de cierre de la válvula constante. Puesto que el incremento de las revoluciones por minuto del motor incrementa la fuerza requerida para superar la resistencia del dispositivo de frenado hidráulico, esta fuerza cambiante tendrá un efecto opuesto en la fuerza permanente del resorte de la válvula, esto es, el efecto de desaceleración del dispositivo de frenado variará causando un retraso más largo en el cierre de la válvula. El efecto de desaceleración del dispositivo de frenado incrementará mediante el movimiento de retorno del pistón en el cilindro que empuja el gas fuera del cilindro del accionamiento. Como este empuje es causado también por el resorte de la válvula, a través de un orificio de sección constante, se creará una resistencia que requerirá una fuerza de superación más elevada a más altas revoluciones por minuto. La resistencia del pistón cuando se vacía el volumen del cilindro del accionamiento contrarrestará el cierre de la válvula del motor a lo largo de la longitud entera del desplazamiento hacia la posición cerrada y puesto que tan pronto como se accione el dispositivo de frenado hidráulico, ambas fuerzas sumarán, esto es, el efecto de desaceleración del dispositivo de frenado será aumentado por el mismo efecto causado por el pistón del accionamiento que se mueve. El efecto de desaceleración del dispositivo de frenado hidráulico también aparecerá cuando se abra la válvula del motor. Puesto que el extremo de la biela del pistón ha alcanzado el tope mecánico en el espacio del cárter del dispositivo hidráulico y ha expulsado el fluido desde este volumen, el pistón del accionamiento, realizando su inversión, el movimiento de abertura de la válvula del motor, el vacío creado por encima de la biela que sale del espacio por encima del mismo contrarrestará la abertura de la válvula del motor. Esto también retrasará la abertura de la válvula del motor, creando un efecto de desaceleración secundario y mostrando que el dispositivo de frenado descrito en este documento funciona como un conjunto alternativo, reduciendo la velocidad de la válvula de intercambio de gas cuando se cierra, poco antes de que la válvula entre en contacto con su asiento y, en segundo lugar, cuando la válvula se abre. La desaceleración secundaria de la válvula de intercambio de gas es indeseable.

El efecto de desaceleración cambiante del dispositivo de frenado y la desaceleración secundaria de la válvula de intercambio de gas cuando se abre y se cierra son indeseables y resultan en una seguridad de funcionamiento del accionamiento de la válvula reducido y, a la larga, un funcionamiento del motor deteriorado.

La utilización de válvulas de solenoide para controlar el fluido en la parte neumática del accionamiento incrementará sus niveles de ruido de funcionamiento. Un ruido incrementado también es causado por el fluido (gas) que sale del volumen del cilindro del accionamiento a través del canal de descarga de forma compleja y relativamente largo previsto.

La necesidad de dispositivos adicionales para accionar la parte neumática (un compresor o un depósito de gas a presión) para las partes hidráulica y neumática utilizadas en el accionamiento complica el funcionamiento y el tamaño de este mecanismo.

Un ejemplo de válvula de accionamiento según el preámbulo de la reivindicación 1 se revela en la publicación DE 10205888 A1.

Resumen de la invención

La invención está pensada para crear un accionamiento de las válvulas de intercambio de gas para un motor de combustión interna que asegure una seguridad de funcionamiento incrementada con un cierre y apertura controlados de las válvulas del motor, niveles de ruido reducidos durante el funcionamiento y una construcción más compacta.

El accionamiento de las válvulas de intercambio de gas para un motor de combustión interna propuesto incluye un cárter unido a la culata del motor y conformado interiormente como un cilindro hueco el cual está abierto en el fondo y aloja un pistón axialmente alternativo rigidamente conectado a una biela del pistón, lo cual forma la parte de accionamiento del accionamiento, con un circuito estando provisto en el cárter para controlar la carga y la descarga de fluido a presión que actúa sobre el pistón del accionamiento y que asegura su movimiento y la carga y descarga de fluido se asegura mediante una válvula de solenoide controlada directamente y un espacio de un dispositivo de frenado hidráulico está formado en la parte superior del accionamiento y coaxial al cilindro hueco.

Según la invención, el pistón alternativo colocado en la parte inferior del cilindro hueco representa un cilindro hueco unilateralmente abierto en la parte superior y que tiene en su parte interior un cilindro de freno primario y un cilindro de freno secundario los cuales están encajados coaxialmente uno en el otro y son axialmente alternativos con relación al cilindro hueco al cual son coaxiales. El cilindro de freno primario es hueco y está abierto unilateralmente en la parte superior, mientras el cilindro de freno secundario es hueco, está unilateralmente abierto en el fondo y encajado en la parte hueca interna del cilindro de freno primario. Interpuesto entre los dos cilindros de freno está un resorte y en el extremo cerrado superior del cilindro de freno secundario están dispuestos orificios axiales en un círculo y un orificio axial central. Los dos cilindros de freno con el resorte interpuesto entre ellos y el orificio axial forman un dispositivo de frenado principal. Por encima del pistón en el cárter, un resorte circular de obturación está colocado dividiendo la superficie cilíndrica interna del cilindro hueco en dos partes, con un asiento de freno formado en la parte inferior y que estrecha radialmente la parte de descarga interna del cilindro. Colocada por encima del resorte circular de obturación, en el interior del cilindro hueco y coaxial al pistón está la válvula de solenoide formada como un émbolo y que consta de una parte ensanchada cilíndrica inferior y una parte cilíndrica superior de un diámetro menor. En la parte inferior del émbolo están formados orificios axiales y dispuestos en un círculo, y la parte cilíndrica superior del émbolo está colocada en una ranura cilíndrica formada a modo de un tapón el cual cierra la parte superior del cilindro hueco y del cárter. Formados en la parte superior del émbolo están una ranura central y orificios radiales los cuales, conjuntamente con el espacio entre la cara extrema del émbolo y el tapón, forman el dispositivo de frenado hidráulico. En el cárter, por encima y por debajo del resorte circular de obturación, están formados un canal de carga primario y un canal de carga secundario respectivamente y están conectados al colector de lubricación del motor y formados por encima de la parte inferior ensanchada del émbolo, en el cárter, hay orificios de descarga del circuito cerrado para la carga y la descarga controladas del fluido a presión.

En la pared del pistón, inmediatamente por encima de su fondo, están formados dos orificios radiales opuestos, mientras orificios axiales previstos en el extremo cerrado superior del cilindro de freno secundario están colocados en un ensanchamiento radial formado alrededor de la periferia exterior del cilindro y usados como un soporte para el resorte que envuelve coaxialmente el cilindro de freno primario. Su extremo cerrado inferior está formado como un ensanchamiento radial periférico y exterior que actúa como un soporte para el extremo inferior del resorte. En el extremo inferior de la pared del cilindro hueco y por encima de su fondo están formados dos orificios radiales, mientras un canal de descarga situado en la pared del cilindro hueco por encima del asiento del freno y los dos orificios radiales colocados inmediatamente por encima del fondo del pistón y opuestos uno al otro, forman un dispositivo de frenado adicional.

Según una forma de realización preferida, la ranura central la cual está formada en la parte cilíndrica superior del émbolo y es parte del dispositivo de frenado hidráulico está conectada por los orificios radiales al espacio alrededor de la parte cilíndrica superior del émbolo. Por debajo de estos orificios radiales, el orificio radial adicional está formado y conectado a la ranura, el diámetro del orificio adicional siendo menor que el diámetro de los orificios radiales superiores. Descansando contra el extremo de la cara superior de la parte ensanchada del émbolo está un extremo de un resorte del émbolo el cual envuelve parcialmente la parte cilíndrica superior del émbolo, mientras el otro extremo de este resorte del émbolo está descansando contra la parte interna del tapón de cierre.

La biela del pistón está formada en el extremo inferior del pistón alternativo colocado en el cilindro y está en contacto con un empujador de válvulas hidráulico que representa un compensador hidráulico cuya parte inferior descansa contra la cara del vástago de la válvula del motor instalada en la culata y cargada por un resorte de válvula.

El canal de carga primario está formado interiormente en el cárter, en el área alrededor del extremo inferior de la parte ensanchada del émbolo, mientras el canal de carga secundario está formado exteriormente en el extremo inferior del cárter. Los dos canales de carga están conectados al colector de lubricación a través de dos orificios uno radial y uno axial que forman intersección mutuamente y formados en un lado de una abrazadera de fijación. El extremo inferior del cárter está unido a la culata del motor a través de la abrazadera de fijación por medio de espárragos y está sellado al motor por uno de los espárragos pasado a través del orificio axial de la abrazadera de fijación y por una junta de la abrazadera colocada alrededor del orificio axial de la abrazadera de fijación. La superficie interior de la abrazadera de fijación está sellada a la superficie exterior del cárter por medio de juntas de la abrazadera colocadas a ambos lados del canal de carga secundario en el cárter.

El control electromagnético de la válvula de solenoide incluye, fijada exteriormente a la parte superior del tapón de cierre, una bobina electromagnética conectada a un conjunto de control electrónico, por lo que la parte cilíndrica superior del émbolo, colocada en la ranura del tapón de cierre, es una armadura electromagnética en la gama de la bobina eléctrica.

Las ventajas del accionamiento de las válvulas de intercambio de gas para un motor de combustión interna son la seguridad más elevada y niveles de ruido inferiores durante su acción de abertura y cierre controlados de la válvula del motor, porque el dispositivo de frenado hidráulico, por una parte, y por otra parte, por los dispositivos de frenado primario y secundario creados adicionalmente según la invención para controlar el movimiento de las válvulas del motor. Puesto que no se presenta un efecto de frenado secundario por parte de los dispositivos de frenado que controlan el movimiento de las válvulas del motor, el funcionamiento del motor de combustión interna permanece armonioso. El accionamiento anteriormente descrito es hidráulico, utilizando el sistema de aceite del motor de

combustión interna existente y no necesitando tuberías ni dispositivos adicionales, lo cual hace su construcción simple y compacta.

Breve descripción de los dibujos

5 La invención se explicará con más detalle sobre las figuras adjuntas las cuales revelan la invención sin limitarla, como sigue:

10 La figura 1 muestra una sección vertical a lo largo del eje del accionamiento y a lo largo de parte de la culata del motor de combustión interna con la válvula de intercambio de gas en la posición abierta.

La figura 2 es una sección vertical a lo largo del eje del accionamiento y a lo largo de parte de la culata del motor de combustión interna con la válvula de intercambio de gas en la posición cerrada.

15 Descripción detallada de formas de realización preferidas

Según la invención, el accionamiento de las válvulas de intercambio de gas para un motor de combustión interna incluye un accionamiento hidráulico con un control eléctrico directo, unido a la culata 1 de un motor por su cárter 2 en el cual un cilindro hueco 3 está formado y abierto en el fondo, mientras su parte superior está cerrada por un tapón de cierre 4 unido al cárter 2 por una conexión roscada y sellada sobre el carácter por medio de una junta de caucho. El extremo de descarga interno del extremo inferior del cilindro hueco 3 está estrechado radialmente por un asiento de freno 5 formado en el mismo. Por encima del asiento de freno 5, en la parte inferior del cilindro hueco 3 y coaxial al mismo está un pistón alternativo 6 con una biela del pistón formada en su extremo inferior, ambos constituyendo el mecanismo accionado del accionamiento. El pistón 6 representa un cilindro hueco con un orificio individual en su extremo superior y tiene, colocados inmediatamente por encima del fondo del pistón 6, dos orificios radiales opuestos 7. Interiormente al pistón 6 están un cilindro de freno primario 8 y un cilindro de freno secundario 9, los cuales son axialmente alternativos con relación al cilindro hueco 3 al cual son coaxiales como son coaxiales uno al otro. El cilindro de freno primario 8 es hueco y está unilateralmente abierto en la parte superior y tiene un ensanchamiento radial externo formado en su fondo para sostener el extremo inferior de un resorte en espiral 10 interpuesto entre los dos cilindros de freno 8 y 9 y que envuelve coaxialmente el cilindro de freno primario 8. El extremo inferior del cilindro de freno primario 8 tiene dos orificios radiales 11. El cilindro de freno secundario 9 también el hueco y está unilateralmente abierto en el fondo, colocado en la parte hueca interna del cilindro de freno primario 8. Formado alrededor del extremo cerrado superior del cilindro de freno secundario 9 hay un ensanchamiento radial externo periférico que actúa como un soporte para el extremo superior del resorte en espiral 10 y que tiene orificios axiales 12 dispuestos en un círculo. Formado en el extremo superior cerrado del cilindro de freno secundario hueco 9 hay un orificio axial central 13.

40 Un canal de descarga 14 se prevé por encima del asiento de freno 5 formado en la pared del cilindro hueco 3 el cual está colocado en el cárter 2, conectando el interior del pistón 6 al espacio externo al cilindro a través de dos orificios radiales 7 opuestos y situados por encima del fondo del pistón 6.

45 La biela del pistón del pistón 6 en el interior del orificio 3 permanece permanentemente contra la superficie superior del empujador de válvulas hidráulico 15 el cual incluye un compensador hidráulico conocido a partir del estado de la técnica y cuya parte inferior descansa contra la cara extrema del vástago de una válvula montada en la culata 1 del motor 16 y tensada por el resorte de la válvula 17.

50 La parte superior del cilindro de freno secundario 9 descansa contra un resorte circular de obstrucción 18 el cual está encajado en un canal creado en el cárter 2 y divide en dos la superficie cilíndrica interior dentro del cárter 2 del cilindro hueco 3. Por encima del resorte circular de obturación 18, en la parte superior del cilindro hueco 13, hay un émbolo 19 alternativo y coaxial al cilindro 3 controlado electromagnéticamente que se mueve axialmente el cual incluye una válvula de control del accionamiento. El émbolo 19 incluye una parte cilíndrica inferior ensanchada la cual está en contacto con la superficie cilíndrica interior del cilindro hueco 3 y una parte cilíndrica superior de un diámetro menor, ambas partes constituyendo un conjunto completo. La parte ensanchada inferior del émbolo 19 contiene seis orificios axiales 20 dispuestos en un círculo. La parte cilíndrica superior del émbolo 19 está colocada en el interior dentro de una ranura cilíndrica coaxial en el tapón de cierre 4, con un espacio 21 y formando entre el extremo cerrado superior de esta ranura y la cara de la parte cilíndrica superior del émbolo 19 un espacio 21. En la parte superior del émbolo 19 hay una ranura central 22 y dos orificios radiales 23 los cuales conectan el espacio externo a la ranura central 22 con el espacio alrededor de la parte cilíndrica del émbolo 19. Por debajo de los dos orificios radiales 23 en la parte cilíndrica superior del émbolo 19 hay un orificio radial adicional 24, cuyo diámetro es menor que el diámetro de los dos orificios radiales 23 anteriores y también conecta el espacio externo a la ranura central 22 con el espacio alrededor de la parte cilíndrica superior del émbolo 19. Descansando contra la cara superior de la parte ensanchada del émbolo 19 está un extremo de un resorte del émbolo en espiral 25 el cual envuelve parcialmente la parte cilíndrica superior del émbolo 19. El otro extremo del resorte del émbolo 25 descansa contra la parte interna del tapón de cierre 4.

65

Unida a la parte superior del tapón de cierre 4 y exterior al mismo hay una bobina eléctrica estáticamente fija 26, conectada a un conjunto de control electrónico (ECU). Es posible una forma de realización en la que la bobina 26 esté fijada al tapón de cierre 4 por medio de una tuerca y un espárrago, fijados rígidamente al tapón de cierre 4 e incluyendo su extensión. La parte cilíndrica superior del émbolo 19, colocada en el interior del orificio cilíndrico hueco del tapón de cierre 4 y que permanecen dentro de la gama de la bobina eléctrica 26, actúa como una armadura electromagnética.

Por encima de la parte cilíndrica inferior ensanchada del émbolo 19, en la pared de su carcasa que la rodea 2, hay ocho orificios de descarga 27 los cuales conectan el espacio interno del cilindro hueco 3 previsto en el cárter 2 con el espacio exterior. En el cárter 2, por encima del resorte circular de obturación 18 instalado en el interior del mismo, en el área del extremo inferior de la parte cilíndrica inferior ensanchada del émbolo 19 hay un canal de carga primario 28 el cual divide ocho ranuras axiales 29 radialmente a la pared del cárter 2. Los escapes en el cárter 2 de estas ocho ranuras 29 hacia la culata 1 del motor están cerrados por medio de obturadores 30. Externo al extremo inferior del cárter 2, por debajo del canal de carga 28, está un canal de carga secundario 31. Los canales de carga primario y secundario 28 y 31 y los orificios de descarga 27 forman un circuito para la carga y descarga controladas del fluido a presión que actúa sobre el pistón 6 del accionamiento y la carga y descarga controladas del fluido está provista por la válvula de control electromagnético directo (el émbolo 19).

El extremo inferior del cárter 2 está unido a la culata 1 del motor por medio de una abrazadera de fijación 32 sujeta con espárragos 33. La superficie interior de la abrazadera de fijación 32 está sellada contra la superficie externa del cárter 2 por medio de dos juntas de abrazadera 34. Las juntas de abrazadera 34 están ajustadas en el interior de dos canales formados en el exterior del cárter 2, a ambos lados del canal de carga secundario 31 en el cárter 2. En un lado de la abrazadera de fijación 32 están dos orificios que forman intersección mutuamente, un orificio radial 35 y un orificio axial 36. Un extremo del orificio radial 35 conecta con el canal de carga secundario 31 formado en el extremo inferior del cárter 2, mientras su otro extremo está cerrado con un obturador 37. El orificio axial 36 está conectado, a través de la culata 1 del motor, por medio del orificio 38 al colector del aceite existente 39 del motor. La abrazadera de fijación 32 está sellada a la culata 1 del motor por uno de los espárragos 33 que pasa a través del orificio axial de la abrazadera 36 y por una junta de la abrazadera 40 colocada alrededor del orificio axial 36 de la abrazadera de fijación 32.

El espacio 21 formado en el tapón de cierre 4 en la parte superior del accionamiento y la cara extrema de la parte cilíndrica superior del émbolo 19 y la ranura central 22, los dos orificios radiales 23 y el orificio radial adicional 24 conformados en esta parte, forman un dispositivo de frenado hidráulico del accionamiento.

El cilindro de freno primario 8 y el cilindro de freno secundario 9 con el orificio axial central 13, ambos colocados en el cilindro hueco 3, en el interior del pistón 6, forman, junto con el resorte interpuesto 10, un dispositivo de frenado principal del accionamiento que actúa sobre la válvula del motor.

El canal de descarga 14 formado en el interior del cárter 2 en la pared del cilindro 3, junto con los orificios radiales 7 opuestos y colocados en el interior del cilindro 3 y situados inmediatamente por encima del fondo del pistón 6, forman un dispositivo de frenado adicional del accionamiento.

Aplicación de la invención

Según la invención, el funcionamiento del accionamiento de las válvulas de intercambio de gas para un motor de combustión interna es como sigue:

Desactivando la bobina eléctrica 26 del conjunto de control electrónico (ECU) se inicia el cierre de la válvula 16 del motor de combustión interna (figura 1). Puesto que la parte cilíndrica superior del émbolo 19 comprende una armadura de solenoide dentro de la gama del campo electromagnético de la bobina 26, sin tensión suministrada a la bobina 26, el émbolo 19 es accionado únicamente por el resorte del émbolo 25 y es empujado hacia abajo hasta su posición última de contacto de la cara extrema con el resorte circular de obturación 18. Los seis orificios axiales 20 colocados en un círculo en la parte inferior ensanchada del émbolo 19 aseguran la transferencia del aceite alimentado por la bomba de aceite de lubricación centralizada del motor de combustión interna. En su desplazamiento hacia abajo, dejando el espacio 21 formado en el tapón de cierre 4, la parte superior del émbolo 19 crea vacío, intentando llenar el espacio 21 con aceite a través del orificio radial adicional de diámetro pequeño 24 en la parte cilíndrica superior del émbolo 19 y que gobierna el funcionamiento del dispositivo de frenado hidráulico. Un efecto de frenado secundario indeseable ocurre en este caso, causando potencialmente una abertura retrasada de la válvula 16 y por último evitando un funcionamiento armonioso del motor. Esta desventaja se compensa mediante una calibración del orificio radial adicional 24 que permite el funcionamiento del dispositivo de frenado hidráulico por lo que el efecto de frenado secundario se elimina a la máxima velocidad de giro del motor. Este efecto de frenado secundario continúa hasta el momento en el cual los dos orificios radiales 23 en la parte cilíndrica superior del émbolo 19 cruzan el plano de la pared interna del tapón de cierre 4, actuando como el soporte superior del resorte del émbolo 25. Cuando la parte cilíndrica superior del émbolo 19 se mueve adicionalmente hacia abajo, los dos orificios radiales 23 formados en esta parte del émbolo 19 igualan la presión en el espacio 21 del dispositivo de frenado hidráulico con la presión en el interior del cilindro hueco 3. El efecto de frenado secundario es suspendido y

el émbolo 19, accionado por el resorte del émbolo 25, alcanza libremente su posición más inferior (cara extrema en contacto con el resorte circular de obturación 18). De esta manera la parte ensanchada cilíndrica inferior del émbolo 19, habiendo cerrado el primer canal de carga 28 y, al mismo tiempo, habiendo abierto los ocho orificios de descarga 27, causa que la válvula 16 intente, bajo presión por el resorte de la válvula tensado 17, cerrar mientras empuja hacia arriba el empujador de válvulas hidráulico 15. El empujador de válvulas hidráulico 15 empuja hacia arriba el pistón 6 actuando sobre su biela del pistón, el pistón 6 estando en su posición más baja hasta el momento del descenso de la presión en el interior del cilindro hueco 3 y su parte más inferior estando en contacto con el asiento de freno 5.

Moviéndose hacia arriba, el pistón 6 empieza a empujar aceite a través de los orificios de descarga abiertos 27 fuera del cilindro hueco 3. En el momento de la separación del borde inferior del pistón 6 una distancia muy corta alejado del asiento de freno 5, el espacio interno del pistón 6 conecta a través de los dos orificios radiales opuestos 7 colocados inmediatamente por encima de su fondo a la pared del cilindro hueco 3 en donde el canal de descarga 14 está formado por el dispositivo de frenado adicional. Esto libera una cierta cantidad de aceite desde el interior del cilindro hueco 3, esto es, el aceite desde el interior del cilindro hueco 3 no fluye fuera a través de los orificios de descarga 27 únicamente. En este caso, el efecto de frenado secundario del dispositivo de frenado adicional no se presenta puesto que el pistón 6 se mueve hacia arriba, cuando se podría esperar la ocurrencia del efecto de frenado secundario, los orificios de descarga 27 ya están abiertos. La presión en el cilindro hueco 3 se libera y el aceite residual el cual tiene que ser empujado por el pistón 6 fuera del cilindro 3 causará una mínima resistencia sobre el pistón 6 puesto que la sección total de los ocho orificios de descarga 27 es grande y los propios orificios de descarga 27 son rectos y de longitud mínima. Esto permite una descarga rápida del aceite desde el cilindro hueco 3, esto es, el efecto de frenado del dispositivo de frenado adicional se manifiesta sólo una vez y exactamente cuando es necesario, y funciona como un dispositivo de frenado únicamente si existe presión en el cilindro 3.

Moviéndose hacia arriba en el interior de la parte superior del pistón 6, el cilindro de freno primario 8 desliza interiormente contra la superficie externa del cilindro de freno secundario 9, inicialmente no obstruido, puesto que el aceite que deja el espacio cerrado entre los dos cilindros de freno 8 y 9 es descargado a través de los dos orificios radiales 11 en el extremo inferior del cilindro de freno primario 8 y a través del orificio axial central 13 del cilindro de freno secundario 9 hasta el momento en el que los dos orificios radiales 11 en el cilindro de freno primario 8 se cierran. Entonces el aceite restante el cual necesita salir del volumen que disminuye entre los cilindros de freno encajados 8 y 9 puede salir únicamente a través del orificio axial central 13 del cilindro de freno secundario 9. Este es el momento exacto en el que empieza el efecto de frenado del dispositivo de frenado principal. El dispositivo de frenado principal está pensado para reducir la resistencia del impacto de la cabeza de la válvula del motor 16 contra su asiento, a fin de reducir su desgaste mutuo, reduciendo de ese modo el ruido y las pérdidas durante el funcionamiento del motor de combustión interna. El movimiento de los cilindros de freno primario y secundario 8 y 9 del dispositivo de frenado principal termina cuando los cilindros de freno están en contacto completo uno con el otro. El momento de la detención sincronizada del cabezal de la válvula 16 contra su asiento y la detención de los cilindros de freno primario y secundario 8 y 9 uno contra otro, en contacto con el resorte circular de obturación 18, es el resultado de la acción del empujador de válvulas hidráulico 15 que comprende un compensador hidráulico conocido.

Esta válvula 16 puede permanecer en su estado cerrado hasta el momento en el cual es activada la bobina eléctrica 26.

Con la válvula 16 completamente cerrada (figura 2), la bobina eléctrica 26, activada el conjunto de control electrónico (ECU), genera un campo electromagnético, mueve el émbolo 19 hacia arriba, superando la resistencia del resorte del émbolo 25 y la resistencia del aceite en el espacio 21 del dispositivo de frenado hidráulico. El movimiento hacia arriba del émbolo 19 está sin obstruir hasta que los dos orificios radiales 23 en la parte cilíndrica superior del émbolo 19 se mueven pasando el borde de la pared interior del tapón de cierre 4, esta pared interior actuando como el soporte superior para el resorte del émbolo 25. Cuando los orificios radiales 23 se mueven pasando el borde de la pared del tapón de cierre 4, el émbolo 19 continúa moviéndose hacia arriba, iniciando de ese modo el primer efecto de frenado del dispositivo de frenado puesto que el aceite encerrado en el interior del espacio 21 puede salir únicamente a través del orificio radial adicional 24 en la parte cilíndrica superior del émbolo 19. Este dispositivo de frenado hidráulico está pensado para reducir la fuerza con la cual el extremo de la parte cilíndrica superior del émbolo 19 entra en contacto con el fondo del espacio 21 en el tapón 4 y, de esta manera, se reduce el ruido generado por este contacto. Cuando el extremo de su parte cilíndrica superior entre en contacto con el fondo del tapón de cierre 4 en donde está formado el espacio 21, el émbolo 19 detiene el movimiento. Al mismo tiempo, el borde superior de la parte cilíndrica ensanchada inferior del émbolo 19 ha cerrado los orificios de descarga 27 y el borde inferior de esta parte ensanchada ha abierto el primer canal de carga 28, por lo que el aceite que entra en el cilindro 3 empuja el pistón 6 hacia abajo hasta que abre completamente la válvula 16. La válvula 16 permanece abierta mientras la bobina eléctrica 26 está activada.

Cuando empieza el movimiento hacia abajo del pistón 6, los dos cilindros de freno 8 y 9 empiezan a separarse uno del otro forzados únicamente por el resorte en espiral interpuesto 10, puesto que el primer cilindro de freno 8 no está unido al pistón 6. El aceite que intenta entrar en el espacio entre los dos cilindros de freno 8 y 9 puede entrar únicamente a través del orificio axial central 13 del cilindro de freno secundario 9. El orificio 13 gobierna el

funcionamiento del dispositivo de frenado principal y es importante que deba ser calibrado para permitir que el cilindro de freno primario 8 siga al pistón 6 a la frecuencia del movimiento más elevada del accionamiento. De otro modo se creará una distancia entre el pistón 6 y el cilindro de freno 8. Durante el movimiento inverso subsiguiente del pistón 6, si los dos cilindros de freno 8 y 9 no se han extendido tan lejos uno del otro como para abrir los dos orificios radiales 11 en el cilindro de freno primario 8, el efecto de frenado del dispositivo principal variará con el volumen de funcionamiento variante. Esta forma de realización del dispositivo de frenado principal no presenta un efecto de frenado secundario.

Directamente antes de que el pistón 6 alcance su posición más baja y antes del contacto de su borde inferior contra el asiento del freno 5, ambos orificios radiales 7 formados por encima del fondo del pistón 6 vienen contra el canal de descarga 14 conectando momentáneamente el espacio interior del pistón hueco 6 con el espacio exterior al cilindro 3 y, de ese modo, se libera una cierta cantidad de aceite. Esto causa una desaceleración abrupta instantánea del pistón 6 y como su borde inferior entra en contacto con el borde superior del asiento de freno 5, el pistón 6 cierra el canal de descarga 14, terminando de ese modo la liberación de aceite.

Los dispositivos de frenado descritos y representados en la forma de realización de ejemplo de la invención requieren calibración de los orificios que gobiernan su funcionamiento para asegurar el funcionamiento normal del motor de combustión interna a las frecuencias de giro más altas.

El accionamiento descrito en la forma de realización de ejemplo puede ser utilizado en diversas aplicaciones, pero puede ser aplicado principalmente y lo más fácilmente en la renovación de los motores de combustión interna existentes. Alteraciones estructurales mínimas se requieren para adaptar este mecanismo a los motores de combustión interna de cuatro tiempos existentes. Utilizando este mecanismo se permite un cambio radical en el funcionamiento de los motores de combustión interna y en los accionamiento se transmisión. Un motor de combustión interna convencional promedio puede ser convertido, a un coste relativamente bajo, en un motor de clase elevada económica, medioambiental, y como se requiere, suficientemente potente, permitiendo una reducción en el peso del motor. El efecto será especialmente bueno en los camiones con motores muy pesados en los cuales la reducción del número de cilindros que funcionan (que se hace posible con la invención propuesta) dará lugar a una economía en el combustible debido al peso reducido constantemente presente en el vehículo, reduciendo de ese modo el mantenimiento y el precio del vehículo.

El mecanismo propuesto con la invención permite un control independiente de la válvula de intercambio de gas del motor de combustión interna, por lo tanto no requiriendo un funcionamiento del motor a valores promedio de regulación del encendido cuando las válvulas de intercambio de gas se abren y se cierran. Esto significa que las regulaciones del encendido siempre serán óptimas para la frecuencia de giro particular a través de la gama de frecuencias funcionales completa del motor de combustión interna. El control electrónico total del funcionamiento de las válvulas de intercambio de gas por una parte y el control electrónico del suministro de combustible por la otra resultarán en ahorros en combustible. También, el control anteriormente mencionado cuando se utiliza el accionamiento en motores de combustión interna de cuatro tiempos resultará directamente en un comportamiento medioambiental mejorado. En su conjunto, el ruido generado por los motores de combustión interna disminuirán y el comportamiento del motor mejorara.

Las muñequillas del cigüeñal de los motores de combustión interna de cuatro tiempos de cuatro cilindros en general están al tres bolillo a ciento ochenta grados por pares, esto es, cuando dos pistones en los cilindros del motor están en el punto muerto superior (TDC), los otros dos pistones están en el punto muerto inferior (BDC). La carrera de trabajo en un cilindro en estos motores está formada por dos giros completos del cigüeñal, esto es, dos giros completos del cigüeñal producen un ciclo de cuatro carreras de trabajo consecutivas a intervalos de ciento ochenta grados, una carrera de trabajo por cilindro. El accionamiento descrito, según la invención, puede ser utilizado para cambiar el funcionamiento de los motores de combustión interna de cuatro tiempos mencionados antes de modo que las carreras de trabajo se pueden doblar en un cierto momento, reducirlas a la mitad en otro momento y hacerlas menos frecuentes en una condición subsiguiente, con una alteración simultánea del volumen de trabajo de los cilindros y un control completo de los cambios en el funcionamiento del motor. La siguiente tabla muestra esta posible alteración anteriormente mencionada de los modos de funcionamiento de motores de combustión interna.

Modo de funcionamiento	Giro del cigüeñal	Carreras de trabajo
1	360°	2 carreras de trabajo 2 × 2
2	720°	4 carreras de trabajo 4 × 1
3	2160°	4 carreras de trabajo 4 × 1

Para proporcionar el cambio anteriormente mencionado en el funcionamiento de motores de combustión interna convencionales utilizando el accionamiento de las válvulas de intercambio de gas para un motor de combustión interna propuesto, según la invención, se requieren ciertas etapas preparatorias preliminares, tales como:

ES 2 711 301 T3

- el acoplamiento de un compresor giratorio al motor de combustión interna por medios mecánicos;
- caras extremas de los pistones con ranuras en los cilindros del motor de combustión interna que evitan el contacto entre la cara del pistón y las válvulas de intercambio de gas abiertas cuando los pistones alcanzan el punto muerto superior;
- equipar el motor con una bomba de distribución de aceite para el motor;
- la formación de una cubierta de la culata para permitir la colocación de las bobinas eléctricas en el extremo superior del accionamiento, según la invención, fuera del espacio encerrado por la cubierta;
- proporcionar al motor un sistema de inyección de combustible directo con control eléctrico directo;
- equipar el motor con un conjunto de control electrónico (ECU) adicional que controle el funcionamiento de las válvulas de intercambio de gas;
- equipar el motor con un detector del punto muerto superior y del punto muerto inferior que cubra los modos de funcionamiento representados en la tabla anterior;
- equipar el motor con un detector de posición del pedal del acelerador.

Puesto que el modo de funcionamiento representado primero en la tabla, carreras de trabajo 2×2 para un giro de 360 grados del cigüeñal, implica únicamente dos carreras, la utilización de un compresor giratorio externo se requiere para proporcionar el barrido y la carga de los cilindros con aire fresco. La necesidad de compresores giratorios acoplados mecánicamente a los motores de combustión interna también se impone por el bajo rendimiento de los compresores convencionales a bajas frecuencias de giro. Funcionando de este modo y utilizando el accionamiento propuesto en este documento, el motor produce el doble de potencia de un motor que funcione únicamente en modo de cuatro tiempos.

El segundo modo en la tabla, carreras de trabajo 4×1 para un giro de 720 grados del cigüeñal es el modo de cuatro tiempos convencional de funcionamiento de los motores de combustión interna. La salida de potencia en este modo de funcionamiento es el doble inferior que aquella del anterior primer modo de funcionamiento representado antes en este documento.

La salida de potencia del tercer modo de funcionamiento en la tabla, con carreras de trabajo 4×1 para un giro de 2160 grados del motor, es inferior que aquella del anterior segundo modo de funcionamiento y una frecuencia de giro del motor inferior resulta a partir de periodos más largos entre los ciclos de trabajo. Esta reducción de la potencia del motor y de la frecuencia de giro es particularmente eficaz en los casos de funcionamiento en vacío, movimiento con cargas mínimas, etcétera.

El control individual de las válvulas de intercambio de gas por medio del accionamiento, según la invención, permite la eliminación de la válvula de mariposa la cual, en principio, evita un buen llenado y ventilación de los cilindros del motor de combustión interna. Actualmente un funcionamiento de este tipo se hace posible por un desplazamiento controlado del momento de cierre de las válvulas de escape durante la carrera de compresión. Este momento puede variar entre dos valores límite, a partir del momento en el que el pistón empieza a moverse hacia el punto muerto superior y hasta el momento en el que el pistón está colocado antes del punto muerto superior puede comprimir una cierta cantidad de aire lo cual proporciona una carrera de trabajo de una potencia mínima. Por lo tanto, el pistón no comprime el volumen del cilindro entero, esto es, el volumen no es una cantidad constante sino variable. Esto asegura un giro suave del motor de combustión interna sin la utilización de una válvula de mariposa cuyo detector de posición se debe volver a colocar en el pedal del acelerador.

El modo de funcionamiento se selecciona a través de un conjunto manualmente controlado con ajustes de tres modos, colocado convenientemente en la palanca del cambio de velocidades por lo que la colocación de la mano sobre la palanca permite un cambio fácil entre sus tres ajustes con el pulgar o con el dedo índice. La conmutación es posible únicamente después de que se complete el ciclo entero del modo de funcionamiento actual, sin tener en cuenta la posición del conjunto de control que define el modo requerido.

En la carrera 4×1 de funcionamiento con 2160 grados de giro del cigüeñal el motor de combustión interna funcionará más lentamente y habrá momentos durante el funcionamiento del vehículo con una frecuencia de giro del motor muy baja. Esto causará una reducción crítica de la presión en el interior de las líneas de aceite del motor puesto que el rendimiento de las bombas de aceite convencionales disminuye cuando disminuyen las frecuencias de giro. Una disminución de este tipo en la presión del sistema de lubricación de aceite del motor es indeseable y, adicionalmente, impactará en el funcionamiento del accionamiento de las válvulas, el cual requiere una alta presión constante. Estas dos circunstancias hacen imperativa la utilización de una bomba giratoria más eficiente.

ES 2 711 301 T3

En el modo de funcionamiento de 2×2 carreras con un giro del cigüeñal de 360° , la alimentación del combustible en una cámara de combustión previa es imposible porque el pistón en el cilindro no realiza las carreras de admisión y de escape, imponiendo de ese modo la necesidad de un sistema de inyección del combustible directamente en el interior de los cilindros.

5 El conjunto de control electrónico (ECU) comprende dispositivos electrónicos digitales sobre la base de tres contadores circulares que actúan como divisores de frecuencia a través de disparadores y de interrelaciones adecuados. Las salidas del divisor son unidas por elementos lógicos que forman canales para controlar las bobinas eléctricas de los accionamientos de las válvulas de intercambio de gas.

10

REIVINDICACIONES

1. Un accionamiento de las válvulas de intercambio de gas para un motor de combustión interna que incluye un cárter unido a la culata del motor y conformado interiormente como un cilindro hueco el cual está abierto en el fondo y aloja un pistón axialmente alternativo rígidamente conectado a una biela del pistón, lo cual forma la parte de accionamiento del accionamiento, con un circuito estando provisto en el cárter para controlar la carga y la descarga de fluido a presión que actúa sobre el pistón del accionamiento y que asegura su movimiento y la carga y descarga de fluido se asegura mediante una válvula de solenoide controlada directamente y un espacio de un dispositivo de frenado hidráulico está formado en la parte superior del accionamiento y coaxial al cilindro hueco caracterizado por que el pistón alternativo (6) colocado en la parte inferior del cilindro hueco (3) representa un cilindro hueco unilateralmente abierto en la parte superior y que tiene en su parte interior un cilindro de freno primario (8) y un cilindro de freno secundario (9) los cuales están encajados coaxialmente uno en el otro y son axialmente alternativos con relación al cilindro hueco (3) al cual son coaxiales; el cilindro de freno primario (8) es hueco y está abierto unilateralmente en la parte superior, mientras el cilindro de freno secundario (9) es hueco, está unilateralmente abierto en el fondo y encajado en la parte hueca interna del cilindro de freno primario (8); interpuesto entre los dos cilindros de freno (8) y (9) está un resorte (10) y en el extremo cerrado superior del cilindro de freno secundario (9), están dispuestos orificios axiales (12) en un círculo y un orificio axial central (13); los dos cilindros de freno (8) y (9) con el resorte (10) interpuesto entre ellos y el orificio axial (13) forman un dispositivo de frenado principal; por encima del pistón (6) en el cárter (2), un resorte circular de obturación (18) está colocado dividiendo la superficie cilíndrica interna del cilindro hueco (3) en dos partes, con un asiento de freno (5) formado en la parte inferior y que estrecha radialmente la parte de descarga interna del cilindro; colocada por encima del resorte circular de obturación (18), en el interior del cilindro hueco (3) y coaxial al pistón (6) está la válvula de solenoide formada como un émbolo (19) y que consta de una parte ensanchada cilíndrica inferior y una parte cilíndrica superior de un diámetro menor; en la parte inferior del émbolo (19) están formados orificios axiales (20) y dispuestos en un círculo, y la parte cilíndrica superior del émbolo (19) está colocada en una ranura cilíndrica formada a modo de un tapón (4) el cual cierra la parte superior del cilindro hueco (3) y del cárter (2); formados en la parte superior del émbolo (19) están una ranura central (22) y orificios radiales (23) y (24) los cuales, conjuntamente con el espacio (21) entre la cara extrema del émbolo (19) y el tapón (4), forman el dispositivo de frenado hidráulico; en el cárter (2), por encima y por debajo del resorte circular de obturación (18), están formados un canal de carga primario (28) y un canal de carga secundario (31) respectivamente, y están conectados al colector de lubricación del motor (39) y formados por encima de la parte inferior ensanchada del émbolo (19), en el cárter (2), están orificios de descarga (27) del circuito cerrado para la carga y la descarga controladas del fluido a presión.

2. Un accionamiento de las válvulas de intercambio de gas para un motor de combustión interna según la reivindicación 1 caracterizado por que en la pared del pistón (6), inmediatamente por encima de su fondo, están formados dos orificios radiales opuestos (7), mientras orificios axiales (12) previstos en el extremo cerrado superior del cilindro de freno secundario (9) están colocados en un ensanchamiento radial formado alrededor de la periferia exterior del cilindro (9) y usados como un soporte para el resorte (10) que envuelve coaxialmente el cilindro de freno primario (8) cuyo extremo cerrado inferior está formado como un ensanchamiento radial periférico y exterior que actúa como un soporte para el extremo inferior del resorte (10); en el extremo inferior de la pared del cilindro hueco (8) y por encima de su fondo están formados dos orificios radiales (11), mientras un canal de descarga (14) situado en la pared del cilindro hueco (3) por encima del asiento del freno (5) y los dos orificios radiales (7) colocados inmediatamente por encima del fondo del pistón (6) y opuestos uno al otro, forman un dispositivo de frenado adicional.

3. Un accionamiento de las válvulas de intercambio de gas para un motor de combustión interna según la reivindicación 1 caracterizado por que la ranura central (22) la cual está formada en la parte cilíndrica superior del émbolo (19) y es parte del dispositivo de frenado hidráulico está conectada por los orificios radiales (23) al espacio alrededor de la parte cilíndrica superior del émbolo (19); por debajo de estos orificios radiales (23), el orificio radial adicional (24) está formado y conectado a la ranura (22), el diámetro del orificio adicional (24) siendo menor que el diámetro de los orificios radiales superiores (23); descansando contra el extremo de la cara superior de la parte ensanchada del émbolo (19) está un extremo de un resorte del émbolo (25) el cual envuelve parcialmente la parte cilíndrica superior del émbolo, mientras el otro extremo de este resorte del émbolo (25) está descansando contra la parte interna del tapón de cierre (4).

4. Un accionamiento de las válvulas de intercambio de gas para un motor de combustión interna según cualquiera de las reivindicaciones 1, 2 o 3 caracterizado por que la biela del pistón está formada en el extremo inferior del pistón alternativo (6) colocado en el cilindro (3) y está en contacto con un empujador de válvulas hidráulico (15) que representa un compensador hidráulico cuya parte inferior descansa contra la cara del vástago de la válvula del motor (16) instalada en la culata (1) y cargada por un resorte de válvula (17).

5. Un accionamiento de las válvulas de intercambio de gas para un motor de combustión interna según la reivindicación 1 caracterizado por que el canal de carga primario (28) está formado interiormente en el cárter (2), en el área alrededor del extremo inferior de la parte ensanchada del émbolo (19), mientras el canal de carga secundario (31) está formado exteriormente en el extremo inferior del cárter (2); los dos canales de carga (28) y (31) están conectados al colector de lubricación (39) a través de dos orificios uno radial (35) y uno axial (36) que forman

5 intersección mutuamente y formados en un lado de una abrazadera de fijación (32); el extremo inferior del cárter (2) está unido a la culata (1) del motor a través de la abrazadera de fijación (32) por medio de espárragos (33) y está sellado al motor por uno de los espárragos (33) pasado a través del orificio axial (36) de la abrazadera y por una junta (40) de la abrazadera colocada alrededor del orificio axial (36) de la abrazadera de fijación (32); la superficie interior de la abrazadera de fijación (32) está sellada a la superficie exterior del cárter (2) por medio de juntas (34) de la abrazadera colocadas a ambos lados del canal de carga secundario (31) en el cárter (2).

10 6. Un accionamiento de las válvulas de intercambio de gas para un motor de combustión interna según la reivindicación 1 caracterizado por que el control electromagnético de la válvula de solenoide incluye, fijada exteriormente a la parte superior del tapón de cierre (4), una bobina electromagnética (26) conectada a un conjunto de control electrónico, por lo que la parte cilíndrica superior del émbolo (19), colocada en la ranura del tapón de cierre (4), es una armadura electromagnética en la gama de la bobina eléctrica (26).

