

19



OFICINA ESPAÑOLA DE
PATENTES Y MARCAS

ESPAÑA



11 Número de publicación: **2 411 006**

51 Int. Cl.:

F01L 3/06 (2006.01)

F02F 1/42 (2006.01)

12

TRADUCCIÓN DE PATENTE EUROPEA

T3

96 Fecha de presentación y número de la solicitud europea: **13.02.2002 E 02701542 (9)**

97 Fecha y número de publicación de la concesión europea: **06.03.2013 EP 1475529**

54 Título: **Culata de cilindro**

45 Fecha de publicación y mención en BOPI de la traducción de la patente:
04.07.2013

73 Titular/es:

**NIIGATA POWER SYSTEMS CO., LTD. (100.0%)
9-7, YAESU 2-CHOME, CHUO-KU
TOKYO 104-0028, JP**

72 Inventor/es:

**GOTO, SATORU;
NAKAYAMA, SADA O y
ONO, YOSHIHARU**

74 Agente/Representante:

TORO GORDILLO, Francisco Javier

ES 2 411 006 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

Culata de cilindro

5 **Antecedentes de la invención**

1. Campo de la invención

10 La presente invención se refiere a una culata de cilindro que permite mantener una alta eficiencia térmica de un motor mientras se mantiene bajos los niveles de NOx con la mejora del rendimiento de la combustión de un motor de gas de mezcla pobre.

2. Descripción de la técnica relacionada

15 En un motor de combustión interna, tal como un motor de gas o similar, un anillo de asiento está montado en una abertura de un puerto de admisión que se comunica con una cámara de combustión, y se proporciona una superficie de asiento que está en contacto con una válvula de admisión que abre y cierra esta abertura.

20 Un ejemplo de la configuración de un anillo de asiento convencional se muestra en la figura 11. Este anillo de asiento (denominado a continuación como un anillo de asiento estándar) tiene una configuración anular y el diámetro interior ϕA es concéntrico con el diámetro exterior F. Es decir, el diámetro interior ϕA y el diámetro exterior F tienen el mismo centro a.

25 En un motor de gas, la combustión de una mezcla de aire-combustible de gas combustible y aire se realiza mediante propagación de la llama. En consecuencia, el uso activo de un flujo de aire proporciona una mejora en la eficiencia térmica al acortar el período de combustión.

30 Sin embargo, como el diámetro interior ϕA es concéntrico con el diámetro exterior F en un anillo de asiento estándar, en un motor de gas equipado con un anillo de asiento estándar, la relación de torbellino es pequeña y es difícil mejorar el rendimiento de una combustión que hace uso del flujo de aire.

Además, los últimos motores diésel están diseñados de tal manera que se puede obtener una salida relativamente alta en proporción con el tamaño del motor. Es decir, se requiere que el motor sea un
35 motor de presión efectiva media de alto freno (BMEP). Por consiguiente, para asegurar que la cantidad necesaria de aire para la combustión se consigue, hay una tendencia a emplear un tipo de relación de alta presión de sobrealimentación, y para diseñar los puertos de admisión y de escape de la culata del cilindro con un área de sección transversal grande y con una configuración que tiene unas curvas y similares. En puertos con este tipo de configuración, el coeficiente de flujo es alta, pero no se genera un

fuerte flujo de turbulencia.

En contraste, se ha desarrollado un motor de gas de ignición de aceite piloto que tiene como objetivo proporcionar un escape más limpio a través de una combustión perfecta, una alta salida, y una alta eficiencia térmica. Este motor de gas de ignición de aceite piloto tiene como objetivo mantener los costes de producción bajo control mediante el uso de los mismos componentes principales que los utilizados en un motor diésel.

Como una culata de cilindro de este motor de gas de ignición de aceite piloto es la misma que la utilizada en un motor diésel, tiene un alto coeficiente de flujo, sin embargo, la relación de torbellino es cero y no se puede esperar ninguna mejora el rendimiento de la combustión haciendo uso de flujo de aire.

En consecuencia, en el desarrollo de este motor de gas de ignición de aceite piloto, la supresión del coeficiente de flujo a un mínimo al mismo tiempo que se mejora la relación de torbellino se desea para mejorar la eficiencia térmica.

La presente invención fue concebida en vista de las circunstancias anteriores y es un objeto de la misma proporcionar una culata de cilindro que permite que los elementos en conflicto del coeficiente de flujo se mantengan, así como se lograr conseguir el refuerzo de la relación de torbellino, y para obtener de ese modo una mejora en la eficiencia térmica.

Sumario de la invención

A continuación, se dará una descripción detallada de un aparato para resolver los problemas descritos anteriormente con referencia a los dibujos que se refieren a las realizaciones.

A saber, la presente invención es una culata de cilindro en la que unos anillos de asiento, contra los que se colocan las válvulas de admisión, están montados respectivamente en una pluralidad de puertos de admisión que se comunican con una cámara de combustión de un motor de combustión interna, en el que, entre la pluralidad de los puertos de admisión, un puerto de admisión en la que está montado un anillo de asiento excéntrico, con un centro de un diámetro interior de este anillo de asiento excéntrico es excéntrico con relación a un centro de un diámetro exterior de este anillo de asiento excéntrico, está presente junto con un puerto de admisión en el que está montado un anillo de asiento estándar, con un centro de un diámetro interior de este anillo de asiento estándar que coincide con un centro de un diámetro exterior de este anillo de asiento estándar.

En esta culata de cilindro, como resultado de un puerto de admisión en el que está montado un anillo de asiento excéntrico que está presente junto con un puerto de admisión en el que está montado un anillo de asiento estándar, el coeficiente de caudal es asegurado por el puerto de admisión en el que está

montado el anillo de asiento estándar, mientras que el flujo de turbulencia se ve reforzado por el puerto de admisión en el que se monta el anillo de asiento excéntrico. Por lo tanto, es posible obtener los dos elementos en conflicto de un coeficiente de flujo seguro y un flujo de turbulencia reforzado y entonces se obtiene una eficiencia térmica más alta en comparación con cuando se montan sólo los anillos de asiento estándar, o cuando se monta sólo el anillo de asiento excéntrico.

En este caso, es deseable que dos de los puertos de admisión estén alineados en una dirección desde un lado del colector de admisión hacia un lado opuesto intercalando la culata del cilindro, y el anillo de asiento estándar está montado en uno de los puertos de admisión, mientras que el anillo de asiento excéntrico está montado en el otro puerto de admisión. Como un ejemplo específico, es posible emplear una estructura en la que el árbol de levas va desde el lado del colector de admisión hacia el otro lado a través de la culata del cilindro, y dos puertos de admisión están situados entre el lado del árbol de levas y el lado del colector de admisión de la culata del cilindro, y en el que el anillo de asiento estándar está montado en uno de los puertos de admisión, mientras que el anillo de asiento excéntrico está montado en el otro puerto de admisión.

En esta culata del cilindro, en una estructura en la que se proporcionan dos puertos de admisión, es decir, en una estructura provista del número mínimo de puertos de admisión que son necesarios para implementar la presente invención, los anillos de asiento estándar se montan en uno de los puertos de admisión mientras que los anillos de asiento excéntricos están montados en el otro puerto de admisión. Como resultado, es posible obtener los dos elementos en conflicto de un coeficiente de flujo seguro y un flujo de turbulencia reforzado, incluso cuando se proporcionan dos puertos de admisión, y se obtiene una eficiencia térmica más alta en comparación con cuando solamente el anillo de asiento estándar está montado en estos dos puertos de admisión o cuando sólo el anillo de asiento excéntrico está montado sobre el mismo.

También es deseable que el anillo de asiento excéntrico se pueda montar en una posición relativamente distante como se ve desde el lado del colector de admisión.

De esta manera es posible generar un flujo de turbulencia eficaz usando la superficie de la pared de la camisa del cilindro en una posición relativamente distante como se ve desde el lado del colector de admisión.

En este caso, todavía es más deseable que dos puertos de escape se proporcionen en la culata del cilindro en paralelo con los dos puertos de admisión, y una porción estrecha de un borde del anillo de asiento excéntrico está colocada frente al lado del puerto de escape en un ángulo de aproximadamente 45° con relación a una dirección delantera desde el lado del colector hacia el lado del árbol de levas.

En esta culata de cilindro, mediante el montaje del anillo de asiento excéntrico en el puerto de admisión

en una posición relativamente distante tal como se ve desde el lado del colector de admisión, y por enfrentado a una parte estrecha del borde del anillo de asiento excéntrico hacia el lado del orificio de escape en un ángulo de aproximadamente 45° respecto a una dirección delantera desde el lado del colector hacia el lado del árbol de levas, es posible utilizar eficazmente la superficie de la pared de la
5 camisa del cilindro, y generar un flujo de turbulencia eficaz en la cámara de combustión.

Por otra parte, debido a que la dirección de la entrada de admisión es a lo largo de la superficie de la pared de la camisa del cilindro y es también una dirección que resulta en poca interferencia con la admisión desde el puerto de admisión, donde está montado el anillo de asiento estándar, el flujo de
10 turbulencia se puede reforzar y se puede asegurar el coeficiente de flujo.

Breve descripción de los dibujos

La figura 1 es una vista en sección transversal de un anillo de asiento excéntrico utilizado en la
15 culata de cilindro de acuerdo con la presente invención.

La figura 2 es una vista en planta del anillo de asiento excéntrico que se muestra en la figura 1.

La figura 3A es una vista en planta que muestra una variación (N° 1) de una combinación de anillos de asiento montados sobre una culata de cilindro.

La figura 3B es una vista en planta que muestra una variación (N° 2) de una combinación de anillos
20 de asiento montados sobre una culata de cilindro.

La figura 3C es una vista en planta que muestra una variación (N° 3) de una combinación de anillos de asiento montados sobre una culata de cilindro.

La figura 4A es una vista en planta que muestra una variación (N° 4) de una combinación de anillos de asiento montados sobre una culata de cilindro.

La figura 4B es una vista en planta que muestra una variación (N° 5) de una combinación de anillos
25 de asiento montados sobre una culata de cilindro.

La figura 4C es una vista en planta que muestra una variación (N° 6) de una combinación de anillos de asiento montados sobre una culata de cilindro.

La figura 5A es una vista en planta que muestra una variación (N° 7) de una combinación de anillos
30 de asiento montados sobre una culata de cilindro.

La figura 5B es una vista en planta que muestra una variación (N° 8) de una combinación de anillos de asiento montados sobre una culata de cilindro.

La figura 5C es una vista en planta que muestra una variación (N° 9) de una combinación de anillos de asiento montados sobre una culata de cilindro.

La figura 6A es una vista en planta que muestra una variación (N° 10) de una combinación de anillos
35 de asiento montados sobre una culata de cilindro.

La figura 6B es una vista en planta que muestra una variación (N° 11) de una combinación de anillos de asiento montados sobre una culata de cilindro.

La figura 6C es una vista en planta que muestra una variación (N° 12) de una combinación de anillos

de asiento montados sobre una culata de cilindro.

La figura 7A es una vista en planta que muestra una variación (Nº 13) de una combinación de anillos de asiento montados sobre una culata de cilindro.

5 La figura 7B es una vista en planta que muestra una variación (Nº 14) de una combinación de anillos de asiento montados sobre una culata de cilindro.

La figura 7C es una vista en planta que muestra una variación (Nº 15) de una combinación de anillos de asiento montados sobre una culata de cilindro.

10 La figura 8 es un gráfico que muestra un coeficiente de flujo y un número de turbulencia adimensional en las variaciones de las combinaciones de los anillos de asiento que se muestran en las figuras 3A a 7C.

La figura 9 es una vista en planta de una culata de cilindro que tiene una estructura de anillo de asiento correspondiente a la combinación Nº 11 que se muestra en la figura 6B.

15 La figura 10 es un gráfico que muestra una comparación de la eficiencia térmica de un motor que tiene la culata de cilindro que se muestra en la figura 9 y un motor equipado únicamente con un anillo de asiento convencional.

La figura 11 es una vista en sección transversal de un anillo de asiento estándar que se utiliza en una culata de cilindro convencional.

20 Descripción de las realizaciones preferidas

Las realizaciones preferidas de la culata de cilindro de acuerdo con la presente invención se describirán ahora con referencia a los dibujos.

25 La presente invención selecciona una dirección excéntrica adecuada y una posición de montaje para un anillo de asiento de un puerto de admisión que está montado en una culata de cilindro de un motor de gas, refuerza el flujo de turbulencia sin reducir el coeficiente de flujo, y mejora el rendimiento de la combustión mediante la aceleración del flujo de aire durante la combustión. La presente invención se puede utilizar adecuadamente en motores en los que la combustión de una mezcla de combustible-aire se realiza por propagación de llama, a saber, motores de ignición de aceite piloto, motores de gas de 30 ignición por chispa, motores de gasolina de ignición por chispa, y similares. Los motores que emplean la tecnología de la presente invención también se pueden usar, por ejemplo, en tipos de instalaciones estacionarias de generación de energía para uso público o industrial.

35 La figura 1 es una vista en sección transversal de un anillo de asiento (denominado a continuación como un anillo de asiento excéntrico) utilizado en la culata de cilindro de acuerdo con la presente invención. La figura 2 es una vista en planta del anillo de asiento excéntrico que se muestra en la figura 1.

El anillo de asiento excéntrico 1 que se muestra en la figura 1 está montado en una abertura de un puerto de admisión que se abre en una culata de cilindro. El anillo de asiento excéntrico 1 está formado

5 por una porción de entrada de la abertura 5 que tiene una porción de orificio 3 que se abre hacia el lado del puerto de admisión, una porción de asiento de válvula 9 que tiene una superficie de asiento 7 que se proporciona en el lado de una cámara de combustión y que está en contacto con una válvula de admisión, una porción de ajuste 11 que se utiliza cuando el anillo de asiento excéntrico 1 está montado en la abertura de la culata del cilindro, y similares.

10 En el anillo de asiento excéntrico 1, el centro del diámetro exterior del mismo no coincide con el centro del diámetro interior de la porción de orificio 3. A saber, en el anillo de asiento excéntrico 1, el centro del diámetro interior de la porción de orificio 3 se desvía del centro del diámetro exterior. Específicamente, la superficie circunferencial de un diámetro ϕ B interior que tiene un centro b que se desvía en una distancia E desde el centro a del diámetro exterior forma una superficie circunferencial interior de la porción de orificio 3. Aquí, una dirección desde el centro a del diámetro exterior hacia el centro b del diámetro interior se llama la dirección excéntrica del anillo de asiento excéntrico 1.

15 Para obtener este tipo de porción de orificio excéntrico 3, después de formar la superficie circunferencial del diámetro interior ϕ A que tiene un centro a que es idéntico al del diámetro exterior, la superficie circunferencial del diámetro interior ϕ B se forma cortando la primera superficie circunferencial formada. Como resultado, tal como se muestra en la figura 1, porciones de la superficie circunferencial interior de la porción de orificio 3 que están en el lado opuesto a la dirección excéntrica del anillo de asiento excéntrico 1 están en contacto con una superficie circunferencial convexa 3a resultante cuando se forma la superficie circunferencial del diámetro interior ϕ A, sin embargo, las porciones restantes forman una superficie circunferencial plana 3b que se ensancha gradualmente hacia arriba y hacia abajo mientras se dirige en la dirección excéntrica del anillo de asiento excéntrico 1. La anchura vertical de la superficie circunferencial plana 3b es mayor en el lado de la dirección excéntrica del anillo de asiento excéntrico 1 (es decir, en el lado izquierdo en la figura 1).

30 En contraste, además del anillo de asiento excéntrico 1, el anillo de asiento estándar que se muestra en la figura 11 está montado en la abertura del puerto de admisión con el centro a del diámetro exterior del mismo que coincide con el diámetro interior ϕ A de la porción de orificio 3. En este anillo de asiento estándar, el diámetro exterior del mismo es concéntrico con la porción de orificio 3.

A saber, en la culata de cilindro de acuerdo con la presente realización, un puerto de admisión equipado con el anillo de asiento excéntrico 1 está presente junto con un puerto de admisión equipado con un anillo de asiento estándar.

35 En la presente realización, al seleccionar de manera óptima la posición de montaje y la dirección excéntrica del anillo de asiento excéntrico 1 y el anillo de asiento estándar, es posible obtener los elementos en conflicto de un coeficiente de flujo seguro y un flujo de turbulencia reforzado. Se describe un ejemplo de esto a continuación con referencia a las figuras 3 a 7.

Las figuras 3A a 7C son vistas en planta típicas que muestran culatas de cilindro. Estas culatas de cilindro tienen dos aberturas cada una, las aberturas A y B y las aberturas C y D para cada cilindro individual. Además, en estos dibujos, el lado izquierdo es el lado del árbol de levas y el lado derecho es el lado del colector (el colector de admisión y el colector de escape están en el mismo lado).

En esta culata de cilindro, un extremo de los dos puertos de admisión 13 y 14 que se muestra mediante la línea de trazos en la figura 3A se comunica con una cámara de combustión a través de las aberturas A y B. Estas aberturas A y B son abiertas y cerradas por las válvulas de admisión (no mostradas). Aunque se omite de los dibujos, los otros extremos de los orificios de admisión 13 y 14 están conectados entre sí para estar en una relación aguas arriba/aguas abajo en relación con el flujo de admisión.

Además, las aberturas A y B están colocadas de tal manera que un segmento de línea que pasa a través de los centros de ambas aberturas A y B se extiende desde el lado del colector hacia el lado opuesto (el lado del árbol de levas en los ejemplos en los dibujos) con la culata de cilindro en medio.

Las aberturas C y D de los puertos de escape (no mostrados) que se comunican con la cámara de combustión se colocan en paralelo con las respectivas aberturas A y B de los puertos de admisión 13 y 14. Las aberturas C y D son ambas abiertas y cerradas por las válvulas de escape (no mostradas).

A continuación, los resultados obtenidos cuando se compararon los coeficientes de flujo y el flujo de turbulencia reforzado en las culatas de cilindro que se muestran en las figuras 3A a 7C usando un aparato de prueba de flujo constante que emplea un impulsor se explicarán con referencia a las figuras 3A a 8.

El total de 15 diagramas que se muestran en las figuras 3A a 7C muestran combinaciones de direcciones excéntricas de los anillos de asiento excéntricos y posiciones de anillos de asiento estándar y anillos de asiento excéntricos montados en las respectivas aberturas A a D en el aparato de prueba de flujo constante. Debe tenerse en cuenta que, en las figuras 3A a 7C, los centros del diámetro exterior de los anillos de asiento excéntricos coinciden con los centros de las aberturas en los que se montan los anillos de asiento excéntricos. Por otra parte, en las figuras 3A a 7C, la flecha d indica la dirección excéntrica de los anillos de asiento excéntricos.

Para el coeficiente de flujo y el flujo de turbulencia, el objetivo fue un coeficiente de flujo de 0,51 y un número de turbulencia adimensional de 0,134, que son aproximadamente los mismos que los de un motor de gas convencional.

Estos valores de objetivo se emplearon por las siguientes razones. A saber, en un motor de gas convencional, debido a que la producción por unidad de volumen del cilindro es baja (una pequeña salida

de menos de 1,23 MPa (cuando se expresa utilizando BMEP), y menos de 1,47 MPa, incluso en su valor más grande), no se requiere una gran cantidad de aire para la combustión. Cuando se diseña un puerto de admisión de la culata de cilindro en este tipo de motor de gas convencional, los elementos en conflicto del coeficiente de flujo y del flujo de turbulencia se pueden establecer en valores apropiados sin tener
5 que utilizar ningún tipo de tecnologías especiales. Sin embargo, para los fines de búsqueda de eficiencia económica mediante la reducción de costes iniciales y el logro de una reducción en los costes de funcionamiento mediante el aumento de la eficiencia de generación de potencia del motor y similares, si la salida por unidad de volumen del cilindro se incrementa a un máximo de salida de 1,47 MPa (utilizando BMEP) o más, o de manera deseable de 1,72 MPa o más, o de manera aún más deseable de
10 1,96 MPa o más, entonces se requiere una mayor cantidad de aire que en el caso convencional, es inevitable diseñar los puertos de admisión dando prioridad a la circulación coeficiente.

Por el contrario, es necesario para hacer que el flujo de turbulencia de un valor adecuado de tal manera que la propagación de la llama de la mezcla de combustible-aire que utiliza una fuente de ignición dentro
15 de un cilindro del motor de gas como un punto de inicio se acelera y se asegura que se quema de manera fiable la mezcla combustible-aire. Sin embargo, normalmente, cuando se aumenta la producción por unidad de volumen del cilindro, si el coeficiente de flujo está asegurado de la misma manera que para un motor de gas convencional, no es posible que el flujo de turbulencia tenga la misma resistencia que tiene en un motor de gas convencional.

20 En consecuencia, en la presente realización, un coeficiente de flujo de 0,51 y un número de turbulencia adimensional de 0,134, que son aproximadamente los mismos que en un motor de gas convencional, fueron el objetivo para mantener estos elementos en conflicto del coeficiente de flujo y del flujo de turbulencia incluso en un motor de alto rendimiento. En otras palabras, la presente realización obtiene un
25 mayor rendimiento por cilindro del que se obtiene convencionalmente, se consigue una reducción en los costes iniciales y una reducción en los gastos de funcionamiento a través de la potencia del motor mejorada que genera eficiencia, y mejora la eficiencia económica del motor, manteniendo aproximadamente el mismo coeficiente de flujo y el número de turbulencia adimensional como los obtenidos en un motor de gas convencional mediante el uso de una combinación de un anillo de asiento
30 estándar y un anillo de asiento excéntrico. Además, aunque la presente realización se utiliza en un motor con un BMEP de menos de 1,23 MPa, es posible una mejora en la eficiencia térmica para que coincida con el flujo de turbulencia reforzado.

La figura 8 muestra el coeficiente de flujo y el número de turbulencia adimensional cuando la elevación
35 de la válvula está al máximo en las diversas combinaciones de los anillos de asiento que se muestran en las figuras 3A a 7C. Debe tenerse en cuenta que las teclas + o - del número de turbulencia adimensional en el eje vertical en la figura 8 indica la dirección del flujo de turbulencia y, tal como se muestra en la figura 3A, tal como se ve desde la superficie de explosión de la culata del cilindro, la dirección antihoraria es +, mientras que la dirección horaria es -.

Tal como se muestra en la figura 3A (combinación anillo de asiento N° 1), si los anillos de asiento estándar se montan en ambas aberturas A y B, entonces, tal como se muestra en la figura 8, el coeficiente de flujo es tan alto como 0,6 o más, pero el número de turbulencia adimensional es 0.

5

En contraste, tal como se muestra en las figuras 3B, 3C, 4A, 4B, 4C y 5A, si los anillos de asiento excéntricos están montados en ambas aberturas A y B (combinación de anillo de asiento n° 2 a 7), entonces, tal como se muestra en la figura 8, es posible aumentar el número de turbulencia adimensional de 0,15 a 0,2, sin embargo, el coeficiente de flujo se reduce a aproximadamente 0,45 a 0,48.

10

Por otra parte, tal como se muestra en las figuras 5B, 5C, 6A, 6B, 6C, 7A, 7B y 7C, un anillo de asiento estándar fue montado en una de las aberturas A o B, y un anillo de asiento excéntrico fue montado en la otra abertura A o B (combinación n° 8 a 15), y se evaluaron las relaciones entre la dirección del anillo de asiento excéntrico y las propiedades de flujo de aire.

15

Como resultado, tal como se muestra en la figura 6B, cuando un anillo de asiento excéntrico se monta en la abertura B y la dirección del mismo se fijó en 45° hacia el interior de la superficie de la pared de la camisa (combinación N° 11), entonces, las características objetivo eran evidentes.

20

Como la abertura B está en una posición relativamente distante tal como se ve desde el lado del colector de admisión, entonces se puede considerar que se obtiene un efecto de un flujo de turbulencia que se genera mediante el uso de las superficies de la pared de la camisa del cilindro. Por otra parte, también en este caso, un coeficiente de flujo de aproximadamente 0,54 a 0,55 fue asegurado por el montaje de un anillo de asiento estándar en la abertura A.

25

Es decir, el coeficiente de flujo está asegurado por el puerto de admisión en el que se monta el anillo de asiento estándar, mientras que el flujo de turbulencia se ve reforzado por el puerto de admisión en el que se monta el anillo de asiento excéntrico 1 mediante el empleo de un puerto de admisión en el que está montado el anillo de asiento excéntrico 1 que tiene la porción de orificio excéntrico 3, junto con un puerto de admisión en el que se monta un anillo de asiento estándar que tiene una porción de orificio 3 no excéntrica.

30

Por consiguiente, es posible obtener los dos elementos en conflicto de un coeficiente de flujo seguro y un flujo de turbulencia reforzado. Como resultado, se obtiene una eficiencia térmica más alta en comparación cuando se montan sólo los anillos de asiento estándar o cuando se montan sólo los anillos de asiento excéntrico 1.

35

Ejemplo

A continuación, se dará una descripción del resultado obtenido cuando se preparó un motor que tiene una estructura de anillo de asiento correspondiente a la combinación N° 11 (figura 6B) y se realizó un ensayo sobre el rendimiento de la operación del mismo.

5 La figura 9 es una vista en planta que muestra una culata de cilindro de un motor que tiene una estructura de anillo de asiento correspondiente a la combinación N° 11. La figura 10 es un gráfico que muestra una comparación de la eficiencia térmica del motor que se muestra en la figura 9 con la de un motor en el que se montan los anillos de asiento estándar.

10 El motor de este ejemplo era uno en el que se ajustaron los anillos de asiento que tienen la estructura de anillo de asiento de la combinación N° 11 (figura 6B) en una culata de cilindro de un motor de 6 cilindros cuyos cilindros tenían un diámetro de 220 mm. A saber, se proporciona un anillo de asiento excéntrico en el puerto de admisión en una posición relativamente distante tal como se ve desde el lado del colector de admisión. Además, tal como se muestra mediante la flecha d en la figura 9, la porción estrecha del borde
15 del anillo de asiento excéntrico se colocó en el lado del puerto de escape en un ángulo de aproximadamente 45° desde el lado del árbol de levas.

Como resultado de ello, quedó claro que, tal como se muestra en la figura 10, en la estructura de anillo de asiento de la presente realización, en la que se monta el anillo de asiento excéntrico, la eficiencia
20 térmica fue 0,2 a 0,5 puntos más alta que el caso en el que se montaron solamente los anillos de asiento estándar.

Tal como se puede entender a partir del resultado de este ejemplo, la combinación de los anillos de asiento se optimiza mediante el montaje de un anillo de asiento excéntrico en el puerto de admisión en
25 una posición relativamente distante tal como se ve desde el lado del colector de admisión, y mediante la colocación de la porción estrecha del borde del anillo de asiento excéntrico en el lado del puerto de escape en un ángulo de aproximadamente 45° desde el lado del árbol de levas. En este caso, la superficie de la pared de la camisa del cilindro se puede utilizar de manera efectiva, y se puede generar un flujo de turbulencia de manera efectiva en la cámara de combustión. Por otra parte, como la dirección
30 de la entrada de admisión es a lo largo de la superficie de la pared de la camisa del cilindro y es también una dirección que resulta en poca interferencia con la admisión del puerto de admisión donde está montado el anillo de asiento estándar, el flujo de turbulencia se puede reforzar y el coeficiente de flujo se puede asegurar.

35 Debe tenerse en cuenta que, en la realización descrita anteriormente, el procedimiento para formar un anillo de asiento excéntrico no se limita a esa descripción, dada en la figura 1, cuando se forma un anillo de asiento excéntrico 1 que tiene una configuración no simétrica entre izquierda y derecha mediante la formación de una primera superficie circunferencial convexa 3a con un diámetro interior ϕ A cuyo centro es idéntico al de un centro del diámetro exterior, y a continuación cortando la superficie circunferencial

del diámetro interior ϕB en una posición excéntrica. Por ejemplo, también es posible formar la totalidad de la circunferencia interior como una superficie circunferencial convexa y formar toda la circunferencia interior como una superficie circunferencial plana o similar, y formar un anillo de asiento excéntrico en el que el espesor del mismo varía, pero la configuración izquierda-derecha es sustancialmente similar.

5

Además, en la realización descrita anteriormente, se muestra un caso en el que el anillo de asiento excéntrico 1 tiene un diámetro interior mayor ϕB que el diámetro interior ϕA del anillo de asiento estándar. Sin embargo, para reforzar el flujo de turbulencia no es esencial que el diámetro interior del anillo de asiento excéntrico sea mayor que el diámetro interior del anillo de asiento estándar. También es posible hacer que el diámetro interior del anillo de asiento excéntrico 1 más pequeño que el diámetro interior del anillo de asiento estándar en un puerto de admisión de una culata de cilindro con un coeficiente de flujo grande. Sin embargo, en el diseño real del mismo, como el coeficiente de flujo y el flujo de turbulencia son características en conflicto entre sí, es deseable que el diámetro interior del anillo de asiento excéntrico sea mayor que el diámetro interior del anillo de asiento estándar.

10

15

Por otra parte, también es posible emplear una estructura en la que cada puerto de admisión se comunique de forma independiente con el colector de admisión. Aunque en la realización descrita anteriormente, tal como se muestra mediante la línea discontinua en la figura 3A, se muestra un ejemplo en el que dos puertos de admisión 13 y 14 están cada uno abierto en una cámara de combustión, y las otras porciones de extremo de los dos puertos de admisión 13 y 14 están conectados entre sí para estar en una relación aguas arriba/aguas abajo con relación al flujo de la admisión.

20

25

Por otra parte, también es posible emplear una estructura en la que el lado del árbol de levas se coloque de tal manera que el colector de admisión esté en el lado opuesto y el colector de admisión está encarado al colector de escape a través del cilindro. Aunque en la realización descrita anteriormente, en las figuras 3A a 7C se muestran ejemplos en los que el lado izquierdo es el lado del árbol de levas y el lado derecho es el lado del colector (el colector de admisión y el colector de escape están en el mismo lado).

REIVINDICACIONES

- 5
- 10
- 15
- 20
- 25
- 30
- 35
1. Una culata de cilindro en el que unos anillos de asiento, contra los que se colocan válvulas de admisión, están montados respectivamente en una pluralidad de puertos de admisión que se comunican con una cámara de combustión de un motor de combustión interna, **caracterizada por que** entre la pluralidad de puertos de admisión, un puerto de admisión en el que está montado un anillo de asiento excéntrico (1), con un centro (b) de un diámetro interior de este anillo de asiento excéntrico que es excéntrico con relación a un centro (a) de un diámetro exterior de este anillo de asiento excéntrico, está presente junto con un puerto de admisión en el que está montado un anillo de asiento estándar, con un centro de un diámetro interior de este anillo de asiento estándar que coincide con un centro de un diámetro exterior de este anillo de asiento estándar.
 2. Una culata de cilindro de acuerdo con la reivindicación 1, en el que dos de los puertos de admisión están alineados en una dirección desde un lado del colector de admisión hacia un lado opuesto intercalando la culata del cilindro, y el anillo de asiento estándar está montado en uno de los puertos de admisión mientras que el asiento de anillo excéntrico está montado en el otro puerto de admisión.
 3. Una culata de cilindro de acuerdo con la reivindicación 2, en el que dos de los puertos de admisión están dispuestos entre el lado del colector de admisión y el lado del árbol de levas.
 4. Una culata de cilindro de acuerdo con la reivindicación 2, en el que el anillo de asiento excéntrico está montado en el puerto de admisión en una posición relativamente distante tal como se ve desde el lado del colector de admisión.
 5. Una culata de cilindro de acuerdo con la reivindicación 3, en el que el anillo de asiento excéntrico está montado en el puerto de admisión en una posición relativamente distante tal como se ve desde el lado del colector de admisión.
 6. Una culata de cilindro de acuerdo con la reivindicación 4, en el que dos puertos de escape están dentro de la culata de cilindro en paralelo con los dos puertos de admisión, y una porción estrecha de un borde del anillo de asiento excéntrico está encarada con el lado del puerto de escape en un ángulo de aproximadamente 45° respecto a una dirección hacia adelante desde el lado del colector hacia el lado del árbol de levas.
 7. Una culata de cilindro de acuerdo con la reivindicación 5, en el que dos puertos de escape están dentro de la culata de cilindro en paralelo con los dos puertos de admisión, y una porción estrecha de un borde del anillo de asiento excéntrico está encarado con el lado del puerto de escape en un ángulo de aproximadamente 45° respecto a una dirección hacia adelante desde el lado del colector

hacia el lado del árbol de levas.

FIG. 1

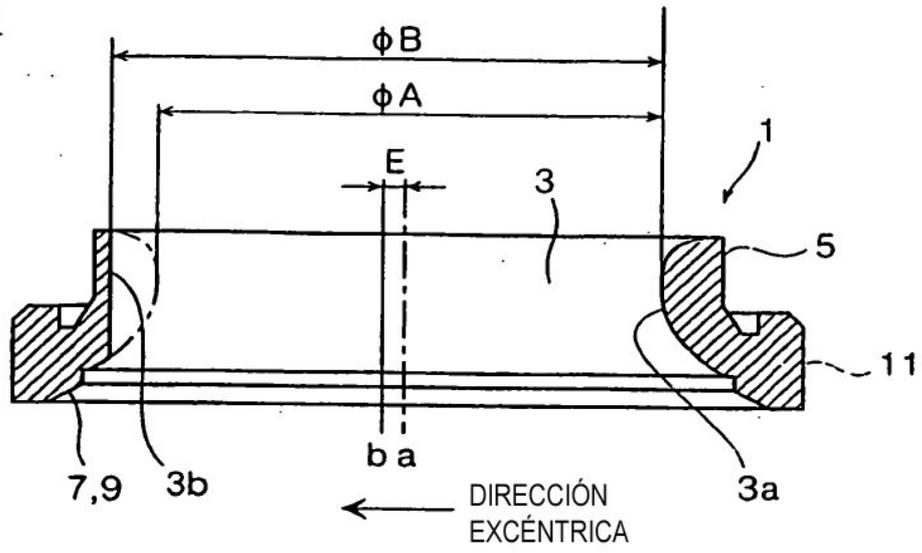


FIG. 2

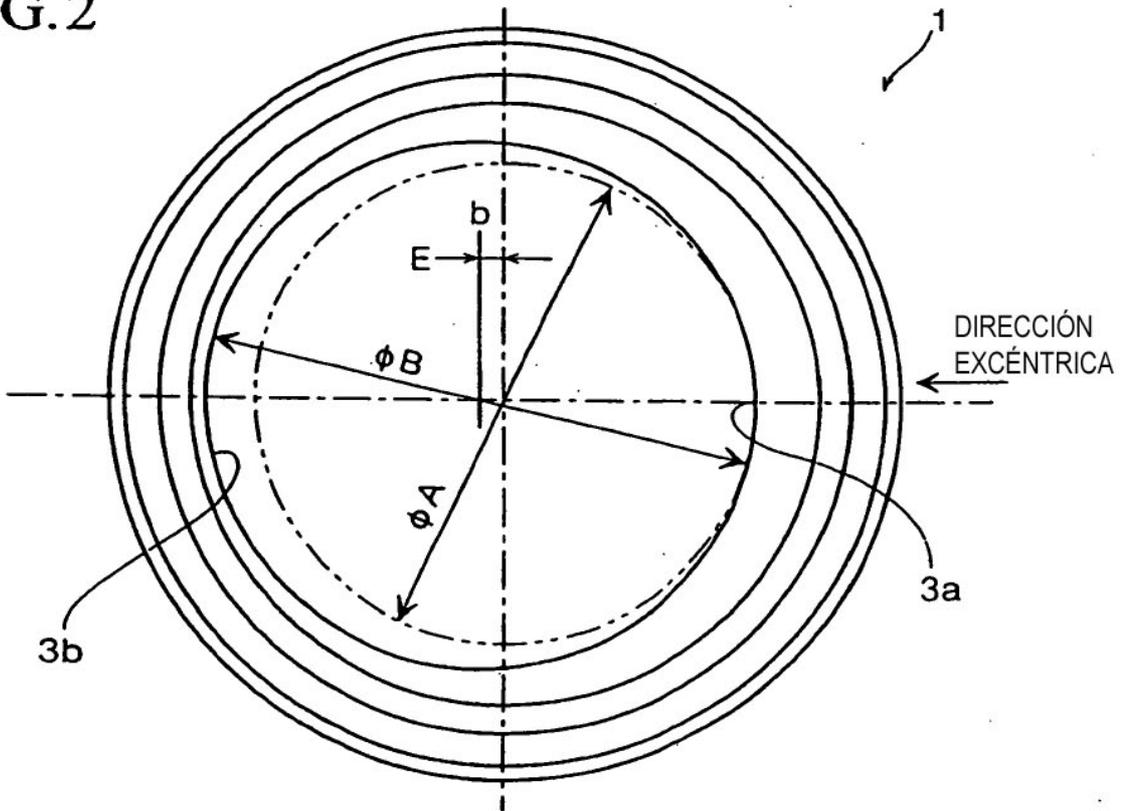


FIG. 3A

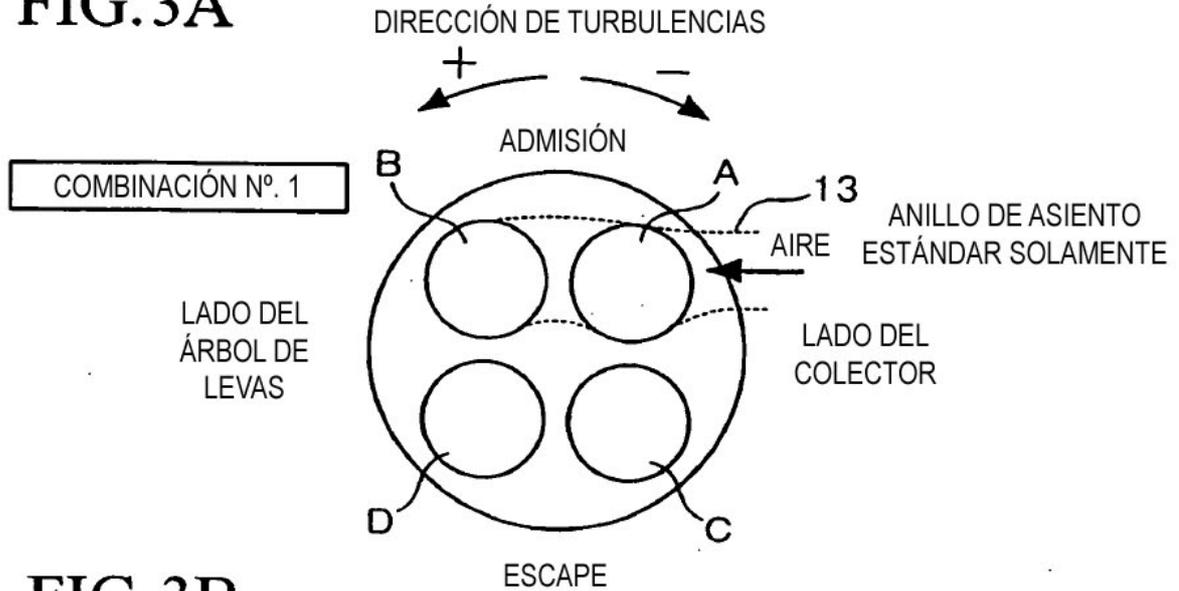


FIG. 3B

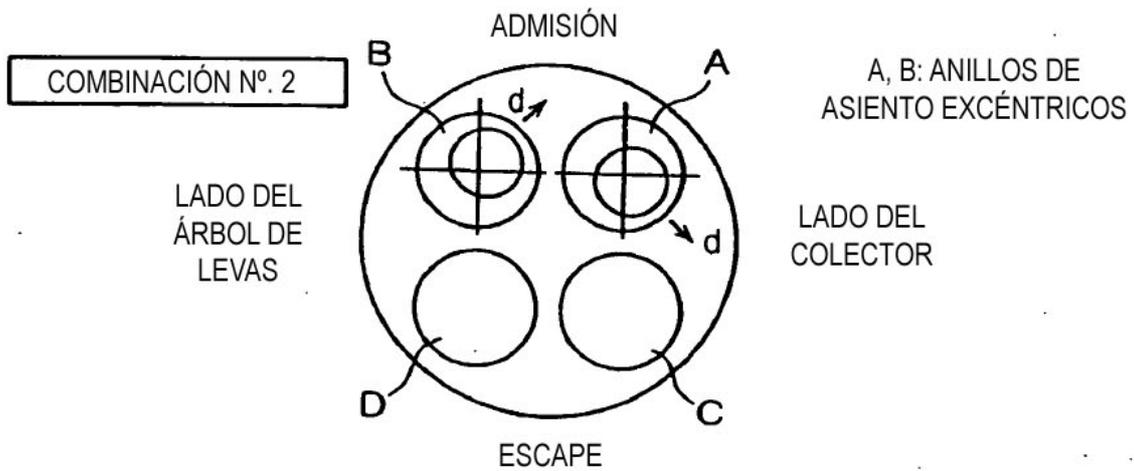


FIG. 3C

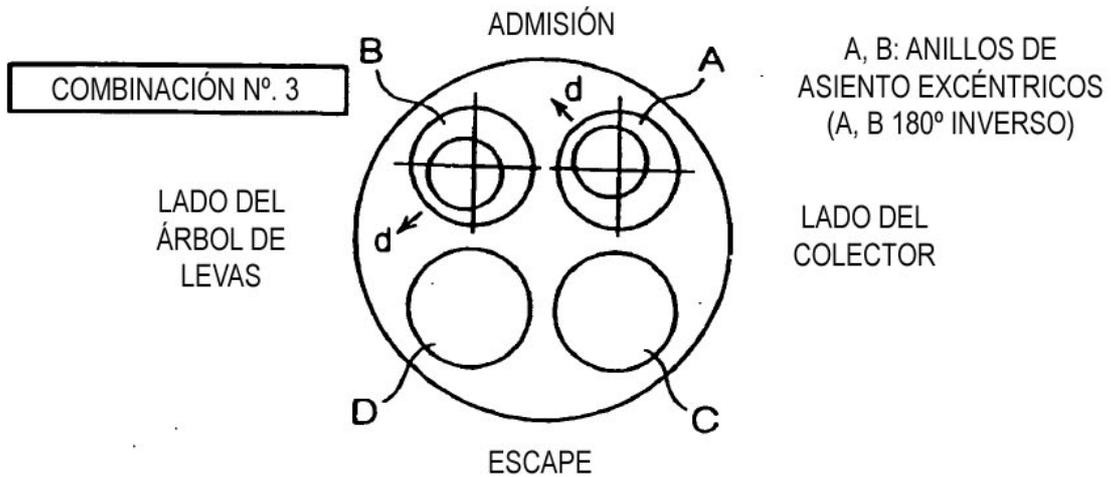


FIG.4A

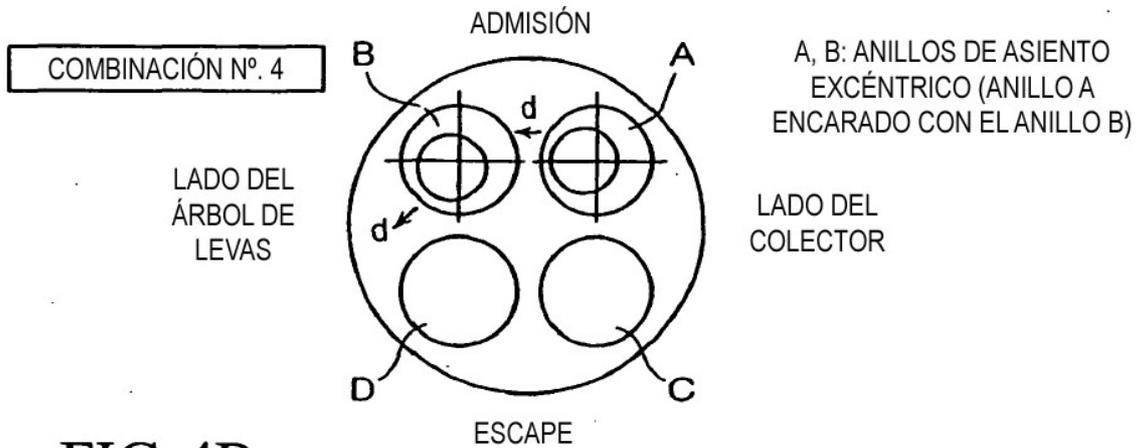


FIG.4B

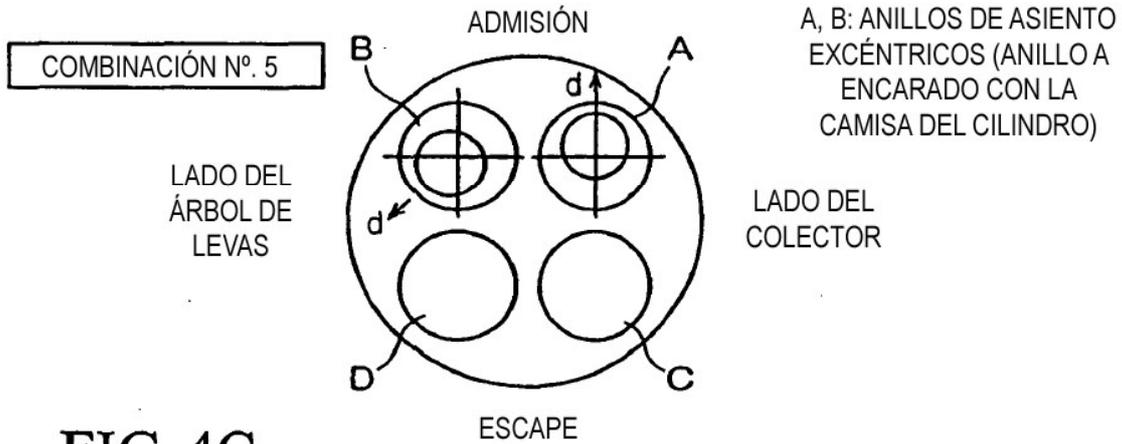


FIG.4C

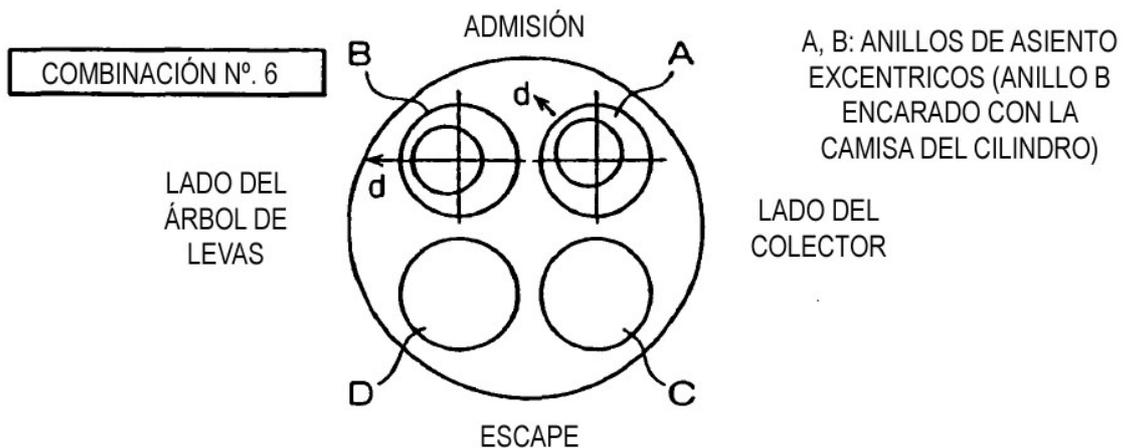


FIG.5A

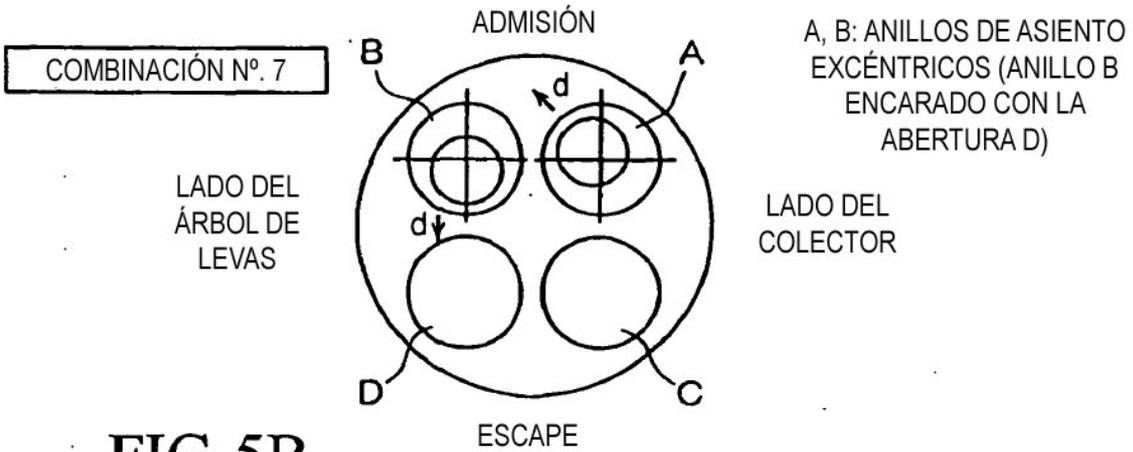


FIG.5B

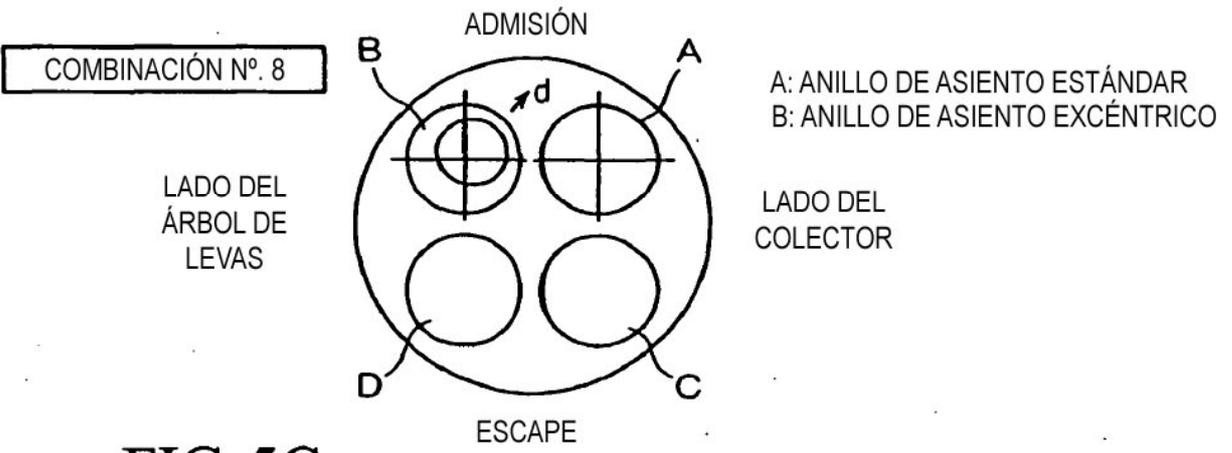


FIG.5C

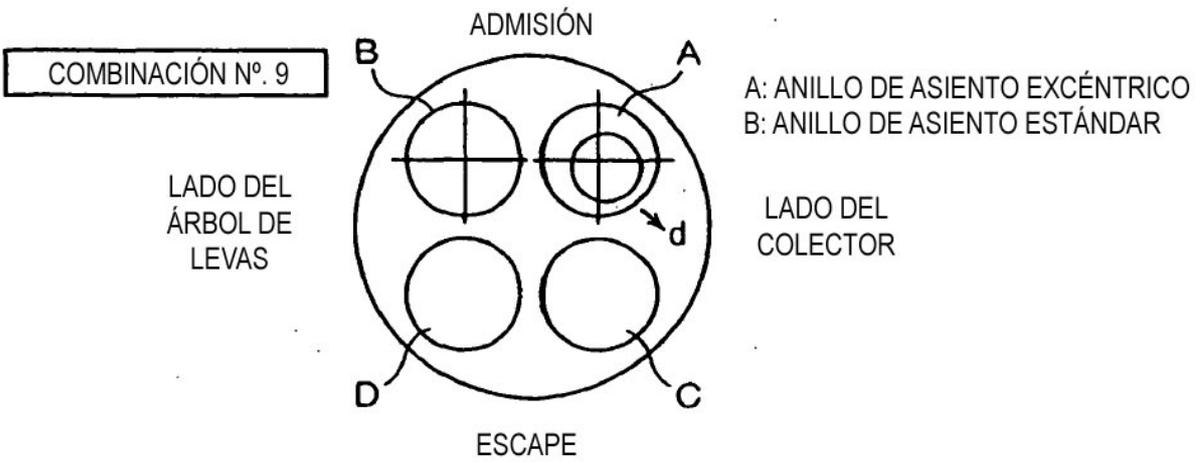


FIG.6A

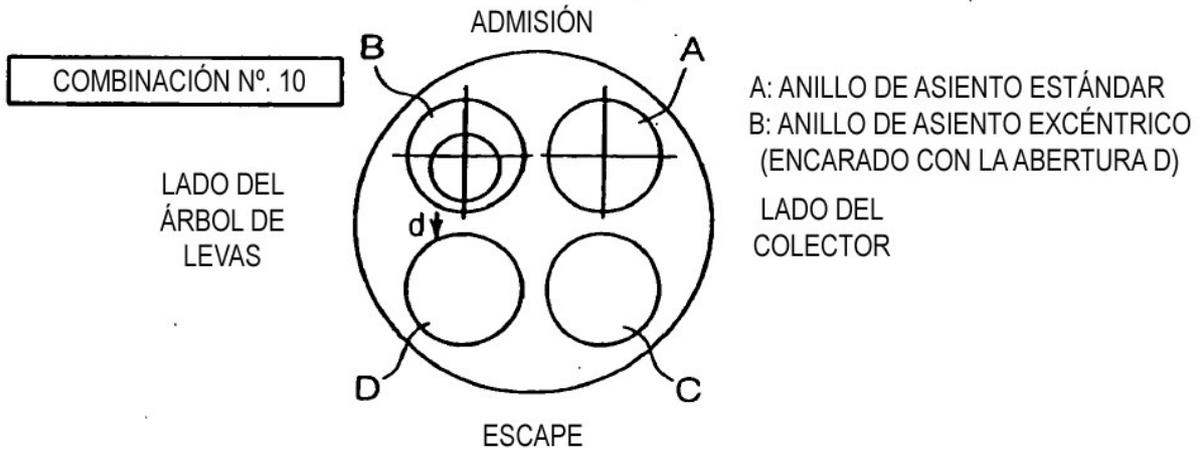


FIG.6B

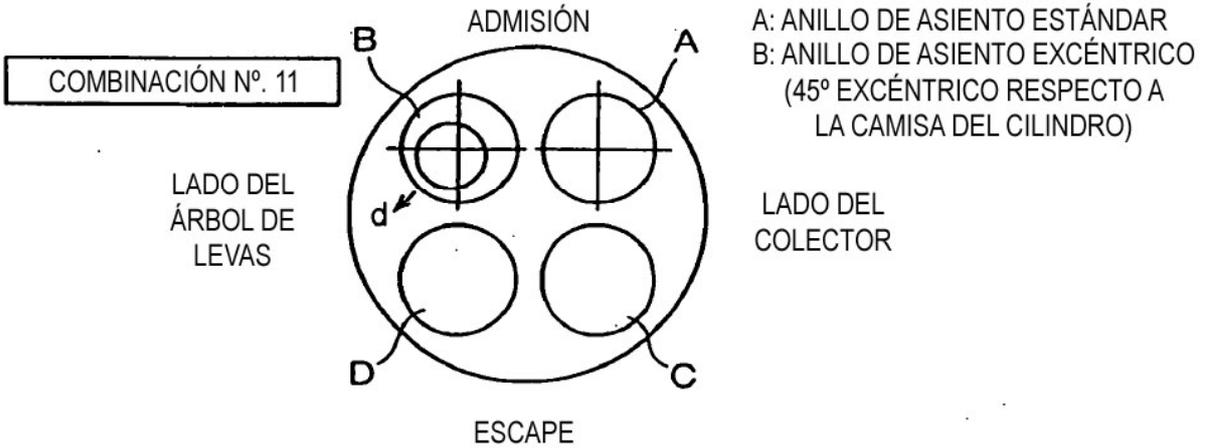


FIG.6C

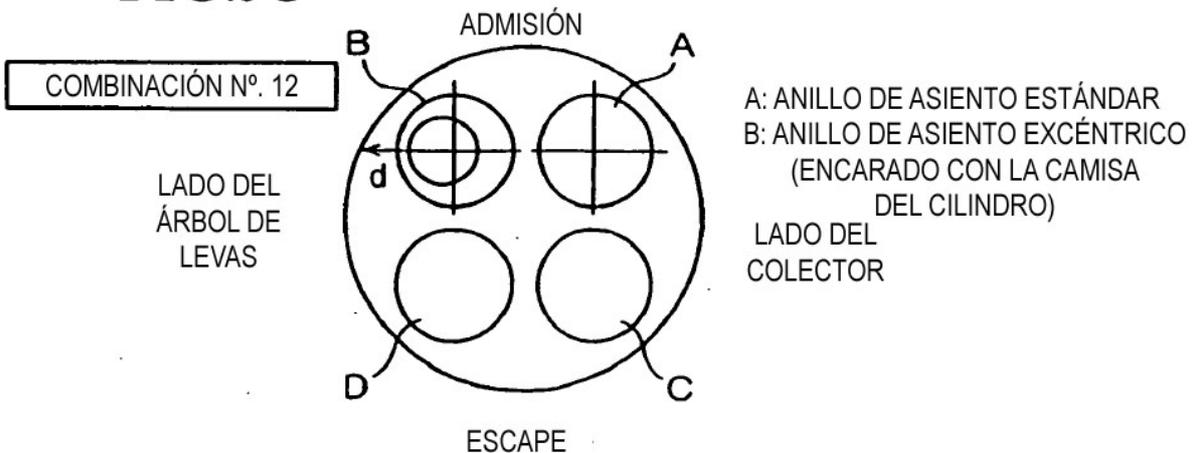


FIG. 7A

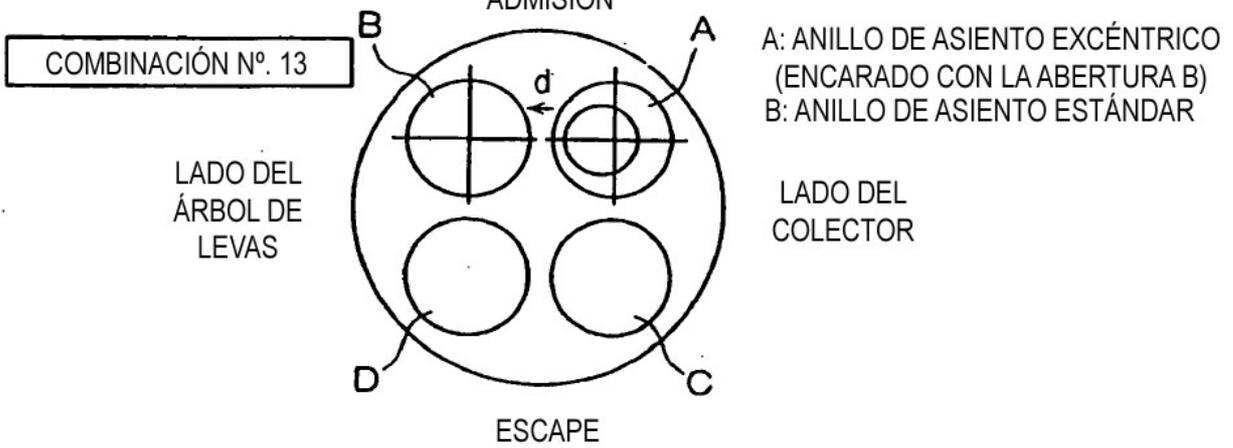


FIG. 7B

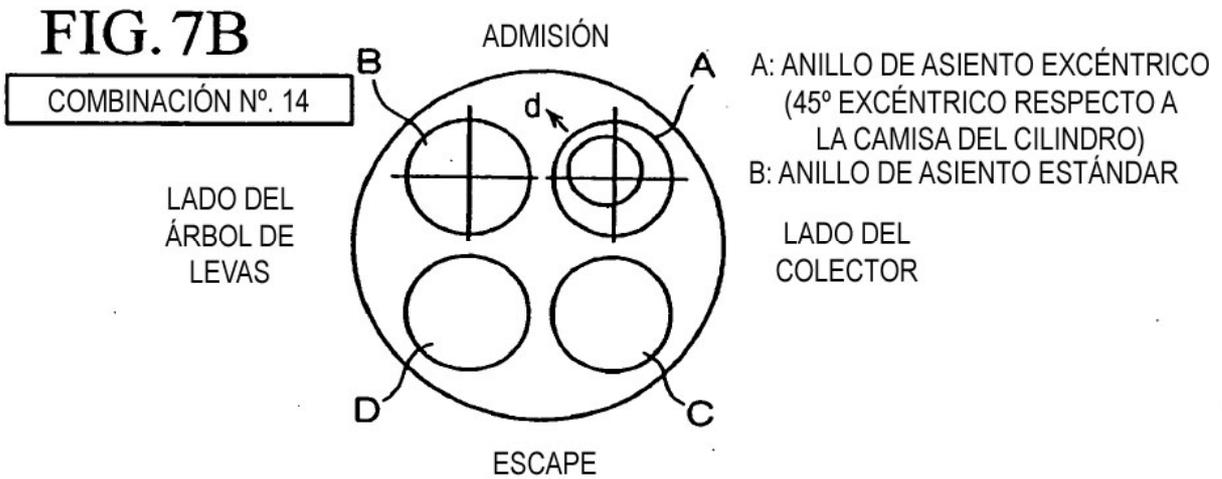


FIG. 7C

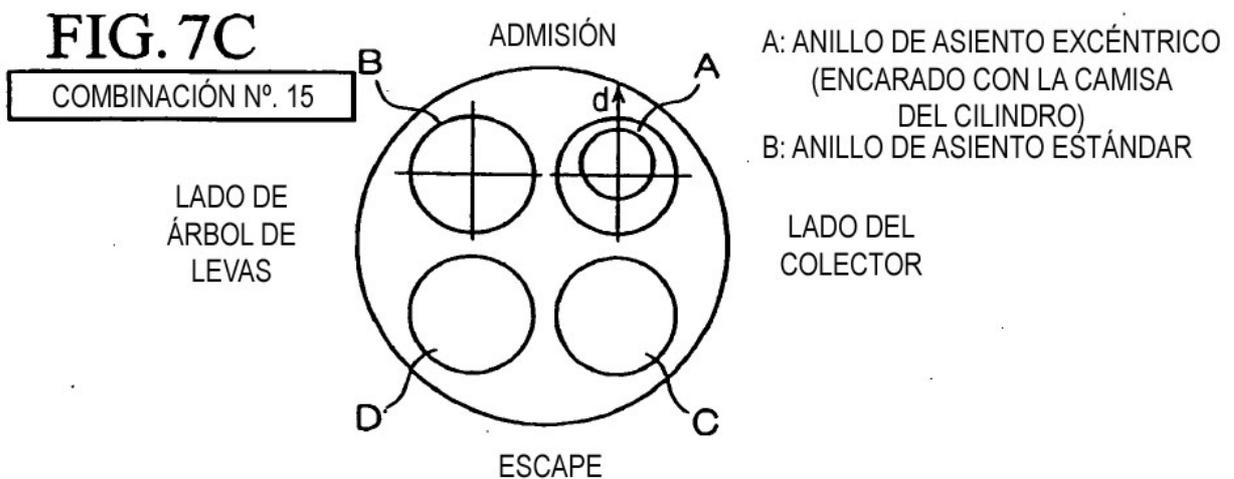


FIG. 8

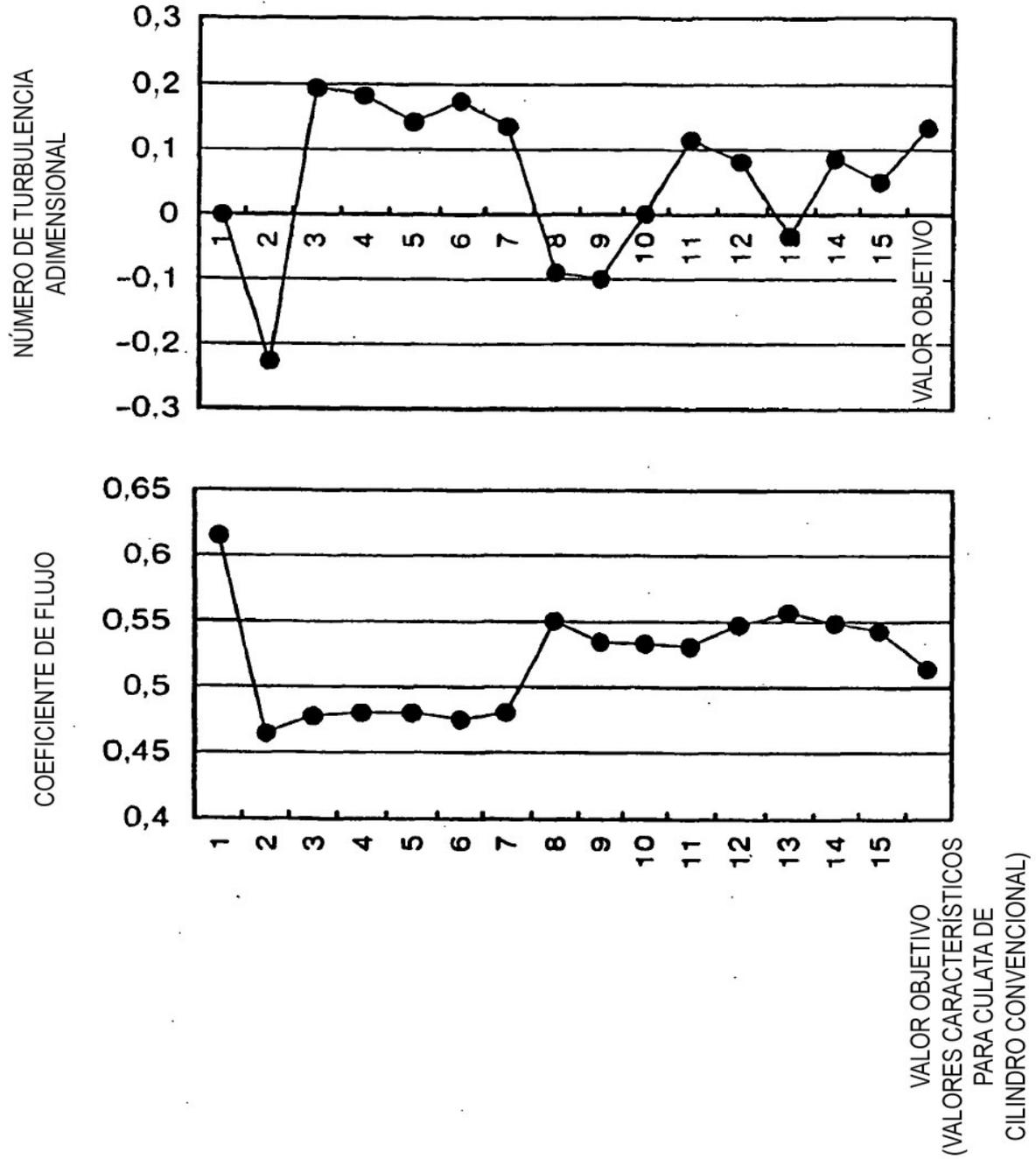


FIG.9

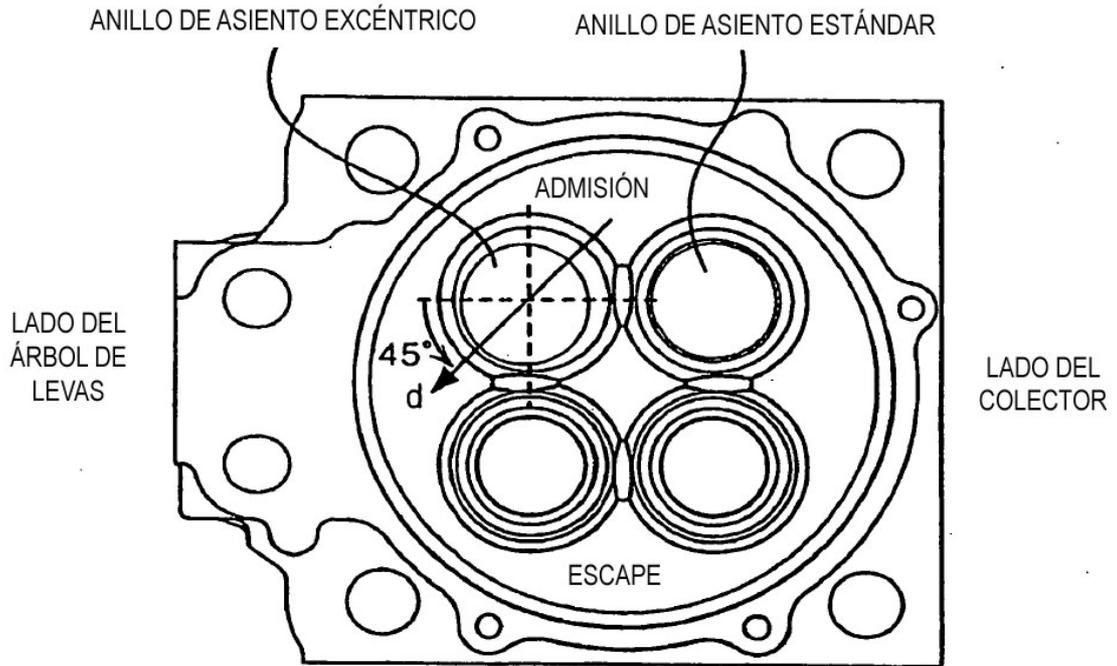


FIG. 10

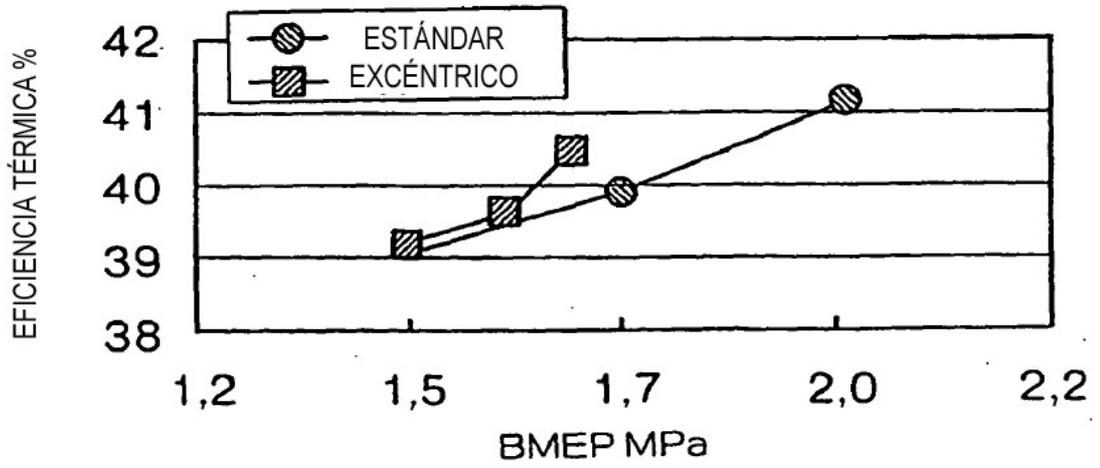


FIG. 11

