

19



OFICINA ESPAÑOLA DE
PATENTES Y MARCAS

ESPAÑA



11 Número de publicación: **2 672 321**

51 Int. Cl.:

F04C 18/356 (2006.01)

F04B 39/10 (2006.01)

F04C 29/12 (2006.01)

12

TRADUCCIÓN DE PATENTE EUROPEA

T3

86 Fecha de presentación y número de la solicitud internacional: **23.07.2013 PCT/JP2013/004489**

87 Fecha y número de publicación internacional: **30.01.2014 WO14017081**

96 Fecha de presentación y número de la solicitud europea: **23.07.2013 E 13823006 (5)**

97 Fecha y número de publicación de la concesión europea: **07.03.2018 EP 2886864**

54 Título: **Compresor**

30 Prioridad:

25.07.2012 JP 2012165128
28.12.2012 JP 2012288002

45 Fecha de publicación y mención en BOPI de la traducción de la patente:
13.06.2018

73 Titular/es:

DAIKIN INDUSTRIES, LTD. (100.0%)
Umeda Center Building 4-12, Nakazaki-Nishi 2-
chome
Kita-ku, Osaka-shi, Osaka 530-8323, JP

72 Inventor/es:

HORI, KAZUTAKA;
SHIMIZU, TAKASHI y
TANAKA, KONICHI

74 Agente/Representante:

CARVAJAL Y URQUIJO, Isabel

ES 2 672 321 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

Compresor

Campo técnico

La presente invención se refiere a compresores que tienen una válvula de descarga.

5 Técnica anterior

Se conoce un compresor que tiene una válvula de descarga para abrir/cerrar un puerto de descarga. Por ejemplo, el Documento de Patente 1 divulga un compresor giratorio que tiene una llamada válvula de membrana como válvula de descarga. El documento de patente 2 también divulga una válvula de descarga similar a la válvula de descarga en el documento de patente 1.

10 En el compresor rotatorio del Documento de Patente 1, la válvula de descarga se proporciona en un cojinete principal. La válvula de descarga tiene un cuerpo de válvula similar a una placa provisto para cubrir un extremo de salida de un puerto de descarga. En el estado en el que la presión interna de la cámara de compresión es menor que la contrapresión del cuerpo de la válvula, el cuerpo de la válvula cierra el puerto de descarga y evita un reflujo de un fluido hacia la cámara de compresión. Por otro lado, en el estado en el que la presión interna de la cámara de compresión es mayor que la contrapresión del cuerpo de la válvula, el cuerpo de la válvula se deforma elásticamente y se separa del extremo de salida del puerto de descarga. Por lo tanto, el fluido a alta presión en la cámara de compresión pasa a través del extremo de salida del puerto de descarga y el cuerpo de la válvula, y el flujo sale.

15

Lista de citas

Documento de patente

20 El documento EP 2 441 960 A1 divulga un compresor de refrigerante y un dispositivo de bomba de calor. Mediante la reducción de la amplitud de las pulsaciones de presión y la reducción de las pérdidas de presión en un espacio de silenciador de descarga en el que se descarga un refrigerante comprimido en una unidad de compresión, se mejora la eficacia del compresor. Un espacio de silenciador descargado de etapa baja se forma en forma de un anillo alrededor de un árbol de accionamiento. En el espacio del silenciador de descarga de etapa baja, se proporciona una guía trasera de puerto de descarga en la proximidad de un puerto de descarga a través del cual se descarga el refrigerante comprimido por una unidad de compresión de etapa baja. La guía trasera del puerto descargado se proporciona en una ruta de flujo en una dirección fuera de dos rutas de flujo desde el puerto de descarga a un puerto de comunicación en diferentes direcciones alrededor del árbol de accionamiento e impide que el refrigerante fluya en esa dirección, causando de esta manera que el refrigerante circule en dirección hacia adelante en el espacio del silenciador de descarga en forma de anillo.

25

30 El documento EP 1 160 447 A2 se refiere a un puerto de descarga del compresor de pistón. El puerto de descarga comprende una parte que aumenta el primer diámetro cónico y una parte que aumenta el segundo diámetro cónico. Las áreas en sección transversal de la primera parte que aumenta el diámetro y la segunda parte que aumenta el diámetro aumentan desde aguas arriba hacia aguas abajo del puerto de descarga. La tasa de aumento del área de la sección transversal de la segunda parte que aumenta el diámetro está diseñada para que sea mayor que la de la primera parte que aumenta el diámetro. La segunda parte que aumenta el diámetro está conectada a la primera parte que aumenta el diámetro y el área máxima en sección transversal de la primera parte que aumenta el diámetro es igual al área mínima de la sección transversal de la segunda parte que aumenta el diámetro.

35

40 El documento EP 0 926 345 A2 se refiere a una forma de agujero de succión y agujero de descarga del compresor de refrigerante. Se describen los agujeros de descarga y los agujeros de succión que tienen formas que suprimen la turbulencia de un flujo de gas refrigerante. La forma del agujero de descarga tiene una pared superficial cónica, de modo que la circunferencia del agujero de descarga aumenta desde la superficie del cilindro del pistón a la superficie de la cámara de descarga. De manera similar, la forma del agujero de succión tiene una pared de superficie cónica tal que la circunferencia del agujero de succión aumenta desde la superficie de la cámara de succión a la superficie del cilindro del pistón. Esto permite que la ruta de flujo del gas refrigerante fluya aproximadamente tangencial a la membrana de la válvula al proporcionar una pared superficial cónica. La resistencia al flujo del agujero de descarga o del agujero de succión se reduce de manera que se mejora la eficiencia de volumen del compresor y se suprime el ruido del compresor.

45

50 El documento JP 2011 043084 A divulga un compresor rotativo. Dicho compresor rotativo incluye una placa de extremo superior para definir una cámara operativa en la que se puede comprimir un refrigerante de admisión, y una válvula de descarga para abrir y cerrar un agujero de descarga que está formado en una placa de extremo inferior. El agujero de descarga incluye una parte de comunicación, una parte de asiento de válvula formada en una parte de borde de la

5 parte de comunicación, y una parte de anchura ampliada formada para continuar dentro de la parte de comunicación para agrandar la anchura hacia una dirección de descarga del refrigerante comprimido. Una generatriz lateral circunferencial interna que se extiende a una parte superior desde una parte inferior interior de la parte de asiento de válvula se forma para que sea una línea recta inclinada. Una línea de generatriz lateral circunferencial exterior que se extiende a una parte inferior exterior desde la parte superior de la parte de asiento de válvula se forma para que sea un arco circular.

Documento de patente 1: publicación de patente japonesa no examinada N° 2008-101503 Documento de patente 2: publicación de patente japonesa No examinada N° 2002-070768

Resumen de la invención

10 Problema técnico

15 Para mejorar la eficiencia del compresor, es preferible reducir la mayor pérdida de presión posible en un momento en que el fluido sale del puerto de descarga, y se ha pensado recientemente que para reducir la pérdida de presión en el momento cuando fluye un fluido desde un puerto de descarga, es preferible aumentar la brecha entre el cuerpo de la válvula elevada y el extremo de salida del puerto de descarga tanto como sea posible, y para hacerlo, es necesario aumentar la cantidad del cuerpo de la válvula de la válvula de descarga tanto como sea posible.

20 Por el contrario, los inventores de la presente aplicación encontraron que una vez que la cantidad de elevación del cuerpo de la válvula de descarga excede un grado predeterminado, la pérdida de presión en el momento en que fluye un fluido desde el puerto de descarga no se reduce mucho, incluso si la cantidad de elevación se incrementa aún más. La razón por la que esto sucede es la siguiente. Como se explicará en detalle más adelante, cuanto mayor sea la cantidad de elevación del cuerpo de la válvula de descarga, mayor será el vórtice formado alrededor del extremo de salida del puerto de descarga. El vórtice interrumpe un flujo del fluido que pasa a través del espacio entre el extremo de salida del puerto de descarga y el cuerpo de la válvula. Por lo tanto, una vez que la cantidad de elevación del cuerpo de la válvula de descarga alcanza y excede un grado predeterminado, la pérdida de presión en el momento en que fluye un fluido desde el puerto de descarga no se reduce mucho aunque la cantidad de elevación del cuerpo de la válvula se incrementa aún más debido a un incremento en los efectos del vórtice.

25 Por lo tanto, la presente invención está destinada a mejorar la eficacia de un compresor ajustando apropiadamente una cantidad de elevación de un cuerpo de válvula de una válvula de descarga.

Solución al problema

30 El primer aspecto de la presente invención está dirigido a un compresor que tiene un miembro (45) lateral fijo que forma una cámara (36) de compresión y un miembro (38) lateral móvil que gira y cambia un volumen de la cámara (36) de compresión, el compresor configurado para aspirar un fluido en la cámara (36) de compresión y comprimir el fluido. El miembro (45) lateral fijo está provisto de un puerto (50) de descarga que penetra en el miembro (45) lateral fijo y saca el fluido de la cámara (36) de compresión, y una válvula (60) de descarga que abre/cierra el puerto (50) de descarga, la válvula (60) de descarga tiene un cuerpo (61) de válvula que cierra el puerto (50) de descarga cubriendo un extremo (52) de salida del puerto (50) de descarga y abre el puerto (50) de descarga al elevarse desde el extremo (52) de salida del puerto (50) de descarga, un área de un extremo (51) de entrada del puerto (50) de descarga es A_i ; una longitud periférica del extremo (51) de entrada es L_i ; y un diámetro hidráulico del extremo (51) de entrada está definido por $D_i = 4 (A_i/L_i)$, una longitud periférica del extremo (52) de salida del puerto (50) de descarga es L_o ; una cantidad de elevación de referencia del cuerpo (61) de válvula es h_o ; un área en sección transversal de una ruta (70) del flujo lateral de salida formado entre el extremo (52) de salida del puerto (50) de descarga y el cuerpo (61) de válvula se define por $A_o = L_o \times h_o$; y un diámetro hidráulico de la ruta de la ruta (70) del flujo lateral de salida está definido por $D_o = 4 (A_o/2L_o)$, y una relación (D_o/D_i) del diámetro hidráulico D_o de la ruta (70) del flujo lateral de salida al diámetro hidráulico D_i del extremo (51) de entrada del puerto (50) de descarga es de 0.5 o menos.

45 En el primer aspecto de la presente invención, se forma un puerto (50) de descarga en el miembro (45) lateral fijo del compresor (10). El extremo (51) de entrada del puerto (50) de descarga se comunica con la cámara (36) de compresión. El extremo (52) de salida del puerto (50) de descarga es abierto/cerrado por el cuerpo (61) de válvula de la válvula (60) de descarga. En el estado en el que el cuerpo (61) de válvula de la válvula (60) de descarga cubre el extremo (52) de salida del puerto (50) de descarga, un reflujo de un fluido desde el exterior del miembro (45) lateral fijo hacia el puerto (50) de descarga es impedido por el cuerpo (61) de la válvula. En el estado en que el cuerpo (61) de válvula de la válvula (60) de descarga se eleva desde el extremo (52) de salida del puerto (50) de descarga, el fluido en la cámara (36) de compresión fluye fuera del miembro (45) lateral fijo a través de un espacio entre el extremo (52) de salida del puerto (50) de descarga y el cuerpo (61) de válvula.

La longitud periférica L_i del extremo (51) de entrada del puerto (50) de descarga es una longitud perimetral humedecida del extremo (51) de entrada del puerto (50) de descarga. Por lo tanto, el diámetro hidráulico D_i del extremo (51) de entrada del puerto (50) de descarga se expresa mediante la siguiente ecuación 01:

$$D_i = 4 (A_i/L_i) \dots \dots \dots \text{(Ecuación 01)}$$

5 En el estado en que el cuerpo (61) de válvula de la válvula (60) de descarga se levanta desde el extremo (52) de salida del puerto (50) de descarga, y el extremo (52) de salida del puerto (50) de descarga y el cuerpo (61) de válvula son paralelos entre sí, la distancia entre el extremo (52) de salida del puerto (50) de descarga y el cuerpo (61) de válvula (es decir, una cantidad de elevación del cuerpo (61) de válvula es uniforme alrededor de todo el extremo (52) de salida del puerto (50) de descarga. Así, el área de sección transversal A_o de la ruta (70) del flujo lateral de salida formado entre el extremo (52) de salida del puerto (50) de descarga y el cuerpo (61) de válvula es igual a un área superficial (es decir, $L_o \times h$) de un cilindro que tiene una longitud periférica igual a la longitud periférica L_o del extremo (52) de salida del puerto (50) de descarga, y una altura igual a la cantidad de elevación h del cuerpo (61) de válvula. Sin embargo, en el caso, por ejemplo, donde la válvula (60) de descarga es una válvula de membrana, el cuerpo (61) de válvula está inclinado con respecto al extremo (52) de salida del puerto (50) de descarga, y por lo tanto la distancia entre el extremo (52) de salida del puerto (50) de descarga y el cuerpo (61) de la válvula no es uniforme alrededor del extremo (52) de salida del puerto (50) de descarga. Para hacerlo posible, incluso en tal caso, calcular el área de sección transversal A_o de la ruta (70) del flujo lateral de salida similarmente al caso en que la cantidad de elevación del cuerpo (61) de válvula es uniforme alrededor del extremo (52) de salida completo del puerto (50) de descarga, se usa un valor típico de la distancia entre partes del extremo (52) de salida del puerto (50) de descarga y el cuerpo (61) de válvula como una cantidad de elevación de referencia h_o . Por lo tanto, el área de la sección transversal A_o de la ruta (70) del flujo lateral de salida se expresa mediante la siguiente Ecuación 02:

$$A_o = L_o \times h_o \dots \dots \dots \text{(Ecuación 02)}$$

25 En el caso donde el cuerpo (61) de válvula es paralelo al extremo (52) de salida del puerto (50) de descarga, la longitud del perímetro mojado de la ruta (70) del flujo lateral de salida formado entre el extremo (52) de salida del puerto (50) de descarga y el cuerpo (61) de la válvula es el doble de la longitud periférica L_o del extremo (52) de salida del puerto (50) de descarga. Utilizando la cantidad de elevación de referencia h_o , el caso en el que el cuerpo (61) de válvula está inclinado con respecto al extremo (52) de salida del puerto (50) de descarga puede tratarse de manera similar al caso en el que el cuerpo (61) de válvula es paralelo al extremo (52) de salida del puerto (50) de descarga. Por lo tanto, incluso en el caso de que el cuerpo (61) de válvula esté inclinado con respecto al extremo (52) de salida del puerto (50) de descarga, la longitud del perímetro mojado de la ruta (70) de flujo lateral de salida puede ser aproximadamente $2L_o$. Por lo tanto, el diámetro hidráulico D_o de la ruta (70) del flujo lateral de salida se expresa mediante la siguiente ecuación 03:

$$D_o = 4 (A_o/2L_o) = 2h_o \dots \dots \dots \text{(Ecuación 03)}$$

35 En el primer aspecto de la presente invención, una relación (D_o/D_i) del diámetro hidráulico D_o de la ruta (70) del flujo lateral de salida al diámetro hidráulico D_i del extremo (51) de entrada del puerto (50) de descarga es 0.5 o menos ($D_o/D_i \leq 0.5$). Como se muestra en la Ecuación 03, el diámetro hidráulico D_o de la ruta (70) del flujo lateral de salida es dos veces la cantidad de elevación de referencia h_o . Así, en la presente invención, la cantidad h_o de elevación de referencia del cuerpo (61) de válvula de la válvula (60) de descarga se ajusta a un valor según el diámetro hidráulico D_i del extremo (51) de entrada del puerto (50) de descarga.

40 El segundo aspecto de la presente invención es que en el primer aspecto de la presente invención, la relación (D_o/D_i) del diámetro hidráulico D_o de la ruta (70) del flujo lateral de salida al diámetro hidráulico D_i del extremo (51) de entrada del puerto (50) de descarga es 0.4 o menos.

45 En el segundo aspecto de la presente invención, la relación (D_o/D_i) del diámetro hidráulico D_o de la ruta (70) del flujo lateral de salida al diámetro hidráulico D_i del extremo (51) de entrada del puerto (50) de descarga es 0.4 o menos ($D_o/D_i \leq 0.4$). En la presente invención, de manera similar al primer aspecto de la presente invención, la cantidad h_o de elevación de referencia del cuerpo (61) de válvula de la válvula (60) de descarga se ajusta a un valor según el diámetro hidráulico D_i del extremo (51) de entrada del puerto (50) de descarga.

50 El tercer aspecto de la presente invención es que en el primer o segundo aspecto de la presente invención, la relación (D_o/D_i) del diámetro hidráulico D_o de la ruta (70) del flujo lateral de salida al diámetro hidráulico D_i del extremo (51) de entrada del puerto (50) de descarga es 0.25 o más.

En el tercer aspecto de la presente invención, la cantidad h_o de elevación de referencia del cuerpo (61) de válvula de la válvula (60) de descarga se determina de tal manera que la relación (D_o/D_i) del "diámetro hidráulico $D_o = 4 (A_o/2L_o) = 2 h_o$ de la ruta (70) del flujo lateral de salida" al "diámetro hidráulico $D_i = 4 (A_i/L_i)$ del extremo (51) de entrada del

puerto (50) de descarga" es 0.25 o más y 0.5 o menos ($0.25 \leq D_o/D_i \leq 0.5$) o 0.25 o más y 0.4 o menos ($0.25 \leq D_o/D_i \leq 0.4$).

5 El cuarto aspecto de la presente invención es que, en cualquiera de los aspectos primero a tercero de la presente invención, el miembro (45) lateral fijo está provisto de una parte (56) achaflanada a lo largo de toda la periferia del extremo (52) de salida del puerto (50) de descarga

10 En el cuarto aspecto de la presente invención, la parte (56) achaflanada del miembro (45) lateral fijo se proporciona a lo largo de toda la periferia del extremo (52) de salida del puerto (50) de descarga. De este modo, el área en sección transversal de la ruta de flujo del puerto (50) de descarga más cerca del extremo (52) de salida se incrementa gradualmente hacia el extremo (52) de salida del puerto (50) de descarga. En el caso en el que el miembro (45) lateral fijo está provisto de la parte (56) achaflanada, el área del extremo (52) de salida del puerto (50) de descarga es mayor que en el caso en que la parte (56) achaflanada no se proporciona. El área del extremo (52) de salida del puerto (50) de descarga es igual a un área (es decir, un área de recepción de presión) del cuerpo (61) de válvula que cubre el extremo (52) de salida del puerto (50) de descarga a la cual se aplica presión desde el puerto (50) de descarga. Así, si el área del extremo (52) de salida del puerto (50) de descarga aumenta, significa que el área de recepción de presión del cuerpo (61) de válvula aumenta, y la fuerza en una dirección que separa el cuerpo (61) de válvula desde el extremo (52) de salida del puerto (50) de descarga se incrementa.

15 El quinto aspecto de la presente invención es que, en el cuarto aspecto de la presente invención, una altura H de la parte (56) achaflanada en una dirección axial del puerto (50) de descarga y una anchura W de la parte (56) achaflanada en una dirección ortogonal a la dirección axial del puerto (50) de descarga satisface una relación de $0 < H/W < 0.5$.

20 Cuanto mayor es el ancho W de la parte (56), achaflanada mayor es el área de recepción de presión del cuerpo (61) de válvula que cubre el extremo (52) de salida del puerto (50) de descarga. Por otra parte, cuanto menor es la altura H de la parte (56) achaflanada, menor es la cantidad de aumento de volumen del puerto (50) de descarga provocada por la provisión de la parte (56) achaflanada. El volumen del puerto (50) de descarga es un volumen muerto que no cambia, aunque el miembro (38) lateral móvil gire. Por lo tanto, para mejorar la eficacia del compresor (10), se prefiere un volumen menor del puerto (50) de descarga.

25 En el quinto aspecto de la presente invención, la parte (56) achaflanada formada en el miembro (45) lateral fijo tiene una forma tal que la altura H y la anchura W satisfacen la relación $0 < H/W < 0.5$. Es decir, la altura H de la parte (56) achaflanada es menor que la mitad del ancho W de la parte (56) achaflanada. Por lo tanto, es posible reducir una cantidad de aumento en el volumen del puerto (50) de descarga, al tiempo que aumenta el área de recepción de presión del cuerpo (61) de válvula que cubre el extremo (52) de salida del puerto (50) de descarga.

30 El sexto aspecto de la presente invención es que, en cualquiera de los aspectos primero a quinto de la presente invención, una forma en sección transversal del puerto (50) de descarga es oblonga o un elipse.

En el sexto aspecto de la presente invención, se forma un puerto de descarga (50) cuya forma de sección transversal es oblonga o una elipse en el miembro (45) lateral fijo.

35 Ventajas de la invención

40 En el compresor (10) de la presente invención, la cantidad h_o de elevación de referencia del cuerpo (61) de válvula de la válvula (60) de descarga se establece de manera que la relación (D_o/D_i) del diámetro hidráulico D_o de la ruta (70) del flujo lateral de salida al diámetro hidráulico D_i del extremo (51) de entrada del puerto (50) de descarga es de 0.5 o menos. Ajustando la cantidad de elevación del cuerpo (61) de válvula a tal valor, la cantidad h_o de elevación de referencia del cuerpo (61) de válvula se convierte en un valor relativamente pequeño, y un vórtice generado en el momento en que pasa un fluido entre el extremo (52) de salida del puerto (50) de descarga y el cuerpo (61) de la válvula está reducido de tamaño. Por lo tanto, en la presente invención, la pérdida de presión del fluido en el momento en que el fluido sale del puerto (50) de descarga se puede reducir, y se puede mejorar la eficacia del compresor (10).

45 Si la válvula (60) de descarga no se cierra en un momento apropiado, el fluido descargado desde la cámara (36) de compresión a través del puerto (50) de descarga puede fluir de regreso al puerto (50) de descarga. Por otro lado, si se aumenta la cantidad de elevación del cuerpo (61) de la válvula (60) de descarga, lleva más tiempo para que el cuerpo (61) de válvula se desplace, y la temporización a la que el cuerpo (61) de válvula cierra el extremo (52) de salida del puerto (50) de descarga puede retrasarse desde la temporización apropiada. Si el cuerpo (61) de la válvula retrasa el cierre del extremo (52) de salida del puerto (50) de descarga, se incrementa la cantidad de fluido que fluye hacia la cámara (36) de compresión desde el exterior del miembro (45) lateral fijo y la eficiencia del compresor (10) se reduce.

50 Por el contrario, en la presente invención, el momento en que el cuerpo (61) de válvula cierra el extremo (52) de salida del puerto (50) de descarga se determina de tal manera que la cantidad de elevación de referencia h_o del cuerpo (61)

de válvula es relativamente pequeña. Por lo tanto, el retardo de temporización en el que el cuerpo (61) de válvula cierra el extremo (52) de salida del puerto (50) de descarga puede reducirse, y la cantidad de fluido que fluye de vuelta a la cámara (36) de compresión desde el exterior el miembro (45) lateral fijo se puede reducir. Como resultado, a la vista de este punto, también, la eficiencia del compresor (10) se puede mejorar en la presente invención.

5 En particular, en el segundo aspecto de la presente invención, la cantidad de elevación de referencia del cuerpo (61) de válvula de la válvula (60) de descarga se determina de tal manera que la relación (Do/Di) del diámetro hidráulico Do de la ruta (70) del flujo lateral de salida al diámetro hidráulico Di del extremo (51) de entrada del puerto (50) de descarga es de 0.4 o menos. Por lo tanto, la demora en el momento en que el cuerpo (61) de la válvula cierra el extremo (52) de salida del puerto (50) de descarga se puede reducir aún más. Por consiguiente, en la presente
10 invención, la cantidad de fluido que fluye de regreso a la cámara (36) de compresión desde el exterior del miembro (45) lateral fijo se puede reducir aún más, y como resultado, la eficiencia del compresor (10) puede ser mejorado adicionalmente.

15 Para evitar el reflujo del fluido a la cámara (36) de compresión, solo es necesario que el extremo (52) de salida del puerto (50) de descarga esté cerrado por el cuerpo (61) de válvula de la válvula (60) de descarga en un momento apropiado. Por lo tanto, si la cantidad de elevación del cuerpo (61) de válvula de la válvula (60) de descarga es igual o menor que un cierto grado, una reducción adicional en la cantidad de elevación del cuerpo (61) de válvula no contribuye a una mejora de eficiencia del compresor (10).

20 Por el contrario, en el tercer aspecto de la presente invención, la cantidad de elevación de referencia del cuerpo (61) de válvula de la válvula (60) de descarga se determina de tal manera que la relación (Do/Di) del "diámetro hidráulico Do de la ruta (70) de flujo lateral de salida" hasta el "diámetro hidráulico Di del extremo (51) de entrada del puerto (50) de descarga" es 0.25 o más y 0.5 o menos ($0.25 \leq Da/Di \leq 0.5$) o 0.25 o más y 0.4 o menos ($0.25 \leq Do/Di \leq 0.4$). Por lo tanto, en la presente invención, la cantidad de elevación de referencia del cuerpo (61) de válvula puede ajustarse en un intervalo en el que puede reducirse la cantidad de fluido que fluye de regreso a la cámara (36) de compresión.

25 En el cuarto aspecto de la presente invención, la parte (56) achaflanada alrededor de toda la periferia del extremo (52) de salida del puerto (50) de descarga está formada en el miembro (45) lateral fijo. De este modo, el área del extremo (52) de salida del puerto (50) de descarga aumenta, en comparación con el caso en el que la parte (56) achaflanada no está formada en el miembro (45) lateral fijo. Como resultado, es posible aumentar el área de recepción de presión del cuerpo (61) de válvula que cubre el extremo (52) de salida del puerto (50) de descarga, y es posible aumentar la fuerza en una dirección que separa el cuerpo (61) de válvula desde el extremo (52) de salida del puerto (50) de descarga. Por lo tanto, una diferencia entre la presión interna de la cámara (36) de compresión y la contrapresión del cuerpo (61) de la válvula en el momento en que el cuerpo (61) de la válvula comienza a separarse del extremo (52) de salida del puerto (50) de descarga puede reducirse, reduciendo así la sobrecompresión, es decir, la compresión del fluido en la cámara (36) de compresión más de lo necesario, y mejorando la eficacia del compresor (10).

35 La parte (56) achaflanada del quinto aspecto de la presente invención tiene una forma tal que la altura H y la anchura W satisfacen la relación $0 < H/W < 0.5$. Por lo tanto, es posible reducir una cantidad de aumento en el volumen del puerto (50) de descarga, mientras se mantiene el área de recepción de presión del cuerpo (61) de válvula cubriendo el extremo (52) de salida del puerto (50) de descarga.

Breve descripción de los dibujos

40 La FIG. 1 es una sección transversal longitudinal de un compresor de una realización.

La FIG. 2 es una sección transversal de un mecanismo de compresor tomado a lo largo de la línea A-A de la FIG. 1.

La FIG. 3 muestra secciones transversales de una parte principal del mecanismo del compresor a lo largo del diámetro más largo de un puerto de descarga. La FIG. 3A ilustra el estado en el que se cierra una válvula de descarga, y la FIG. 3B ilustra el estado en el que la válvula de descarga está abierta.

45 La FIG. 4 es una sección transversal de una parte principal del mecanismo del compresor a lo largo del diámetro más corto del puerto de descarga.

La FIG. 5 es una sección transversal del mecanismo del compresor, que ilustra la parte principal ampliada de la FIG. 3B.

50 La FIG. 6 es una vista en planta de un cabezal frontal, e ilustra una parte del cabezal frontal cerca de un extremo de salida del puerto de descarga.

La FIG. 7A es una vista oblicua que ilustra la forma de una ruta de flujo del lado de salida real, y la FIG. 7B es una vista oblicua que ilustra la forma de una ruta de flujo lateral de salida virtual.

La FIG. 8 es una tabla que muestra la relación del diámetro hidráulico Do/Di , etc., alrededor de una pluralidad de cantidades de elevación de referencia h_o .

5 La FIG. 9 muestra secciones transversales de una parte principal del cabezal frontal, que ilustra un flujo de un refrigerante gaseoso que fluye hacia fuera del puerto de descarga. La FIG. 9A ilustra una sección transversal tomada a lo largo de la línea B-B de la FIG. 4 y una sección transversal tomada a lo largo de la línea C-C de la FIG. 3, en el caso en que la cantidad de elevación de referencia $h_o = 1.6$ mm. La FIG. 9B ilustra una sección transversal tomada a lo largo de la línea B-B de la FIG. 4 y una sección transversal tomada a lo largo de la línea C-C de la FIG. 3, en el caso en que la cantidad de elevación de referencia $h_o = 0.8$ mm.

10 La FIG. 10 muestra gráficos de resultados de simulación en el caso en que la cantidad de elevación de referencia $h_o = 1.4$ mm y el caso en que la cantidad de elevación de referencia $h_o = 1.6$ mm. La FIG. 10A muestra los cambios entre la presión en la cámara de compresión y la cantidad de elevación del cuerpo de la válvula mientras que el árbol de accionamiento hace una rotación. La FIG. 10B muestra los cambios en un caudal de un refrigerante descargado del puerto de descarga mientras que el árbol de accionamiento hace una rotación.

15 La FIG. 11 muestra gráficas de resultados de simulación en el caso en que la cantidad de elevación de referencia $h_o = 1.2$ mm y el caso en que la cantidad de elevación de referencia $h_o = 1.6$ mm. La FIG. 11A muestra cambios entre la presión en la cámara de compresión y la cantidad de elevación del cuerpo de la válvula, mientras que el árbol de accionamiento hace una rotación. La FIG. 11B muestra cambios en un caudal de un refrigerante descargado desde el puerto de descarga mientras que el árbol de accionamiento hace una rotación.

20 La FIG. 12 muestra gráficas de resultados de simulación en el caso en que la cantidad de elevación de referencia $h_o = 1.0$ mm y el caso en que la cantidad de elevación de referencia $h_o = 1.6$ mm. La FIG. 12A muestra los cambios entre la presión en la cámara de compresión y la cantidad de elevación del cuerpo de la válvula, mientras que un árbol de accionamiento hace una rotación. La FIG. 12B muestra los cambios en un caudal de un refrigerante descargado desde el puerto de descarga, mientras que el árbol de accionamiento hace una rotación.

25 La FIG. 13 muestra gráficas de resultados de simulación en el caso en que la cantidad de elevación de referencia $h_o = 0.8$ mm y el caso en que la cantidad de elevación de referencia $h_o = 1.6$ mm. La FIG. 13A muestra los cambios entre la presión en la cámara de compresión y la cantidad de elevación del cuerpo de la válvula, mientras que el árbol de accionamiento hace una rotación. La FIG. 13B muestra cambios en un caudal de un refrigerante descargado del puerto de descarga mientras que el árbol de accionamiento hace una rotación.

La FIG. 14 es un gráfico que muestra una relación entre la relación de diámetro hidráulico Do/Di y una cantidad de reflujo del refrigerante en la cámara de compresión.

30 La FIG. 15 muestra secciones transversales del cabezal frontal, que ilustra la forma del puerto de descarga de la tercera variación de la realización. La FIG. 15A ilustra una sección transversal correspondiente a la sección transversal B-B de la FIG. 4. La FIG. 15B ilustra una sección transversal correspondiente a la sección transversal C-C de la FIG. 3.

La FIG. 16 muestra secciones transversales del cabezal frontal, que ilustra la forma del puerto de descarga de la cuarta variación de la realización. La FIG. 16A ilustra una sección transversal correspondiente a la sección transversal B-B de la FIG. 4. La FIG. 16B ilustra una sección transversal correspondiente a la sección transversal C-C de la FIG. 3.

40 La FIG. 17 es una vista en planta de un cabezal frontal de la quinta variación de la realización, e ilustra una parte del cabezal frontal cerca de un extremo de salida del puerto de descarga.

La FIG. 18 es una sección transversal de un mecanismo de compresor de la sexta variación de la realización, e ilustra una sección transversal correspondiente a la FIG. 2.

Descripción de las realizaciones

45 Las realizaciones de la presente invención se describirán en detalle en base a los dibujos. Las siguientes realizaciones y variaciones son simplemente ejemplos preferidos en la naturaleza, y no están destinados a limitar el alcance, las aplicaciones y el uso de la invención.

Se proporciona un compresor (10) de la presente realización en un circuito de refrigerante que realiza un ciclo de refrigeración por compresión de vapor, y el compresor (10) aspira un refrigerante evaporado en un evaporador y comprime el refrigerante.

-Estructura general del compresor-

- 5 Como se muestra en la FIG. 1, el compresor (10) de la presente realización es un compresor hermético que aloja, en una carcasa (11), un mecanismo (30) de compresor y un motor eléctrico (20).

La carcasa (11) es un contenedor cilíndrico cerrado, de pie en posición vertical. La carcasa (11) tiene un barril (12) cilíndrico y un par de placas (13, 14) extremas que cierran los dos extremos del barril (12). Un tubo (15) de succión está unido a una parte inferior del barril (12). Un tubo (16) de descarga está unido a la placa (13) de extremo superior.

- 10 El motor eléctrico (20) está posicionado encima del mecanismo (30) del compresor. El motor eléctrico (20) tiene un estator (21) y un rotor (22). El estator (21) está fijado al barril (12) de la carcasa (11). El rotor (22) está unido a un árbol de accionamiento (23) del mecanismo (30) de compresor, que se describe más adelante.

- 15 El mecanismo (30) de compresor está posicionado en una parte inferior en la carcasa (11). El mecanismo (30) de compresor es una denominada máquina de fluido rotatorio del tipo de pistón oscilante. El mecanismo (30) del compresor tiene una cabeza (31) frontal, un cilindro (32) y una cabeza trasera (33).

- 20 El cilindro (32) es un miembro grueso con forma de disco (véase la figura 2). Un agujero circular que forma una cámara (36) de compresión junto con un pistón (38), descrito más adelante, está formado en una parte central del cilindro (32). El cabezal frontal (31) es un miembro en forma de placa que cierra la superficie extrema superior del cilindro (32). Un cojinete principal (31a) que soporta el árbol de accionamiento (23) está dispuesto para proyectarse desde una parte central del cabezal frontal (31). El cabezal posterior (33) es un miembro en forma de placa que cierra la superficie del extremo inferior del cilindro (32). Un cojinete auxiliar (33a) que soporta el árbol de accionamiento (23) está dispuesto para proyectarse desde una parte central del cabezal trasero (33).

El cilindro (32) se fija al barril (12) de la carcasa (11). El cabezal frontal (31), el cilindro (32) y el cabezal posterior (33) se sujetan juntos con pernos, y forman un miembro (45) lateral fijo.

- 25 El mecanismo (30) del compresor tiene un árbol de accionamiento (23). El árbol de accionamiento (23) tiene un árbol principal (24) y una parte excéntrica (25). La parte excéntrica (25) está posicionada en una parte inferior del árbol principal (24). La parte excéntrica (25) tiene una forma columnar con un diámetro mayor que el diámetro del árbol principal (24), y es excéntrica con respecto al árbol principal (24). Aunque no se muestra, se forma una ruta de suministro de aceite en el árbol de accionamiento (23). El aceite lubricante acumulado en la parte inferior de la carcasa (11) se suministra a partes deslizantes de los cojinetes (31a, 33a) y el mecanismo (30) del compresor a través de la ruta de suministro de aceite.

Como también se muestra en la FIG. 2, el mecanismo (30) del compresor tiene un pistón (38) como un miembro lateral móvil y una cuchilla (43).

- 35 El pistón (38) tiene una forma cilíndrica ligeramente gruesa. La parte excéntrica (25) del árbol de accionamiento (23) está ajustada rotatoriamente en el pistón (38). Una superficie (39) circunferencial exterior del pistón (38) se desliza sobre una superficie (35) circunferencial interior del cilindro (32). En el mecanismo (30) del compresor, la cámara (36) de compresión está formada entre la superficie (39) circunferencial exterior del pistón (38) y la superficie (35) circunferencial interior del cilindro (32).

- 40 La cuchilla (43) es un miembro plano similar a una placa que se proyecta desde la superficie (39) circunferencial exterior del pistón (38), y está formado integralmente con el pistón (38). La cuchilla (43) separa la cámara (36) de compresión en una cámara (36a) de alta presión y una cámara (36b) de baja presión.

El mecanismo (30) del compresor tiene un par de casquillos (41). El par de casquillos (41) están montados en una ranura de casquillo (40) del cilindro (32), y emparedan la cuchilla (43) desde ambos lados. La cuchilla (43) formada integralmente con el pistón (38) está soportada sobre el cilindro (32) a través de los casquillos (41).

- 45 El cilindro (32) está provisto de un puerto (42) de succión que penetra el cilindro (32) en la dirección del radio. El puerto (42) de succión se comunica con la cámara (36b) de baja presión de la cámara (36) de compresión. Un extremo del puerto (42) de succión está abierto en la superficie (35) circunferencial interior del cilindro (32). El extremo abierto del puerto (42) de succión que está abierto en la superficie circunferencial interior (35) está situado cerca de los casquillos (41) (en el lado derecho de los casquillos (41) en la figura 2). Por otro lado, el tubo de succión (15) se inserta en el otro extremo del puerto (42) de succión.

- 50

- Un puerto (50) de descarga está formado en el cabezal frontal (31). El puerto (50) de descarga es un agujero pasante que penetra en el cabezal frontal (31) en la dirección del grosor del cabezal frontal (31) (véase la figura 1). El puerto (50) de descarga se comunica con la cámara (36a) de alta presión de la cámara (36) de compresión. El extremo abierto del puerto (50) de descarga que está abierto en la superficie inferior del cabezal frontal (31) está situado opuesto al puerto (42) de succión con respecto a los casquillos (41) (en el lado izquierdo de los casquillos) (41) en la figura 2). La forma del puerto (50) de descarga se describirá en detalle más adelante.
- El cabezal frontal (31) está provisto de una válvula (60) de descarga, que es una válvula de membrana. Como se muestra en la FIG. 3, la válvula (60) de descarga está unida a la superficie superior del cabezal frontal (31). La válvula (60) de descarga tiene un cuerpo (61) de válvula, un protector (62) de válvula y un pasador (63) de seguridad.
- El cuerpo (61) de válvula es un miembro alargado, similar a una placa plana delgada. Un material para el cuerpo (61) de válvula es acero de resorte, por ejemplo. El cuerpo (61) de válvula está provisto de manera que su parte extrema cubre un extremo (52) de salida del puerto (50) de descarga. Cuando la válvula (60) de descarga está en un estado cerrado, una superficie (61a) frontal del cuerpo (61) de válvula se pone en contacto hermético con una periferia (52a) del extremo (52) de salida del puerto (50) de descarga. El protector (62) de la válvula es un miembro metálico ligeramente grueso con una alta rigidez. El protector (62) de la válvula tiene una forma de placa alargada que corresponde a la forma del cuerpo (61) de la válvula. Además, una parte extrema del protector (62) de válvula está ligeramente curvada hacia arriba. El protector (62) de la válvula está dispuesto para superponerse al cuerpo (61) de la válvula. La parte proximal del protector (62) de la válvula y la parte proximal del cuerpo (61) de la válvula están fijadas al cabezal frontal (31) con el pasador (63) de seguridad.
- Como se muestra en la FIG. 3A, el puerto (50) de descarga se cierra en el estado en el que el cuerpo (61) de válvula cubre el extremo (52) de salida del puerto (50) de descarga. Por otro lado, como se muestra en la FIG. 3B y FIG. 4, el puerto (50) de descarga está abierto en el estado en el que el cuerpo (61) de válvula se eleva desde el extremo (52) de salida del puerto (50) de descarga.
- Como se describió anteriormente, el mecanismo (30) compresor de la presente realización es una máquina de fluido rotatorio que tiene el cilindro (32), el cabezal frontal (31) y el cabezal trasero (33) que sirven como miembros de cierre para cerrar partes extremas del cilindro (32), el pistón (38) que está alojado en el cilindro (32) y gira excéntricamente, y la cuchilla (43) que separa la cámara (36) de compresión formada entre el cilindro (32) y el pistón (38) en un lado de baja presión y un lado de alta presión.
- Operación del compresor-
- El funcionamiento del compresor (10) se describirá con referencia a la FIG. 2
- Cuando se enciende el motor eléctrico (20), el árbol de accionamiento (23) gira en el sentido de las agujas del reloj en la FIG. 2. Cuando el árbol de accionamiento (23) gira, el pistón (38) formado integralmente con la cuchilla (43) oscila y gira excéntricamente. Cuando el pistón (38) se mueve, se aspira un refrigerante gaseoso de baja presión dentro de la cámara (36b) de baja presión de la cámara (36) de compresión a través del puerto (42) de succión y al mismo tiempo, un refrigerante gaseoso está presente en la cámara (36a) de alta presión de la cámara (36) de compresión se comprime.
- En este momento, la presión del gas (presión en el domo) en el espacio interno de la carcasa (11) se aplica a una superficie (61b) posterior del cuerpo (61) de la válvula de la válvula (60) de descarga. Por lo tanto, siempre que la presión del gas en la cámara (36a) de alta presión sea menor que la presión en el domo, la válvula (60) de descarga se encuentra en el estado cerrado como se muestra en la FIG. 3A. Cuando el pistón (38) se mueve y la presión del gas en la cámara (36a) de alta presión aumenta gradualmente y excede la presión en el domo, la parte de extremo del cuerpo (61) de la válvula de la válvula (60) de descarga se separa del extremo (52) de salida del puerto (50) de descarga. Como resultado, la válvula (60) de descarga está abierta como se muestra en la FIG. 3B.
- Cuando la válvula (60) de descarga está abierta, el refrigerante gaseoso en la cámara (36a) de alta presión pasa a través del puerto (50) de descarga y fluye entre el extremo (52) de salida del puerto (50) de descarga y el cuerpo (61) de la válvula, y se descarga al espacio interno de la carcasa (11) (es decir, fuera del mecanismo (30) del compresor). El refrigerante de gas a alta presión descargado del mecanismo (30) de compresor pasa a través del tubo (16) de descarga y es conducido fuera de la carcasa (11).
- Forma del puerto de descarga
- La forma del puerto (50) de descarga se describirá en detalle con referencia a la FIG. 5 y FIG. 6.
- El puerto (50) de descarga es un agujero pasante recto que penetra el cabezal frontal (31) en la dirección del espesor de la placa (véase la figura 5). Un extremo (51) de entrada del puerto (50) de descarga está abierto en la superficie

- 5 frontal (es decir, la superficie que mira al cilindro (32)) del cabezal frontal (31). Por otro lado, el extremo (52) de salida del puerto (50) de descarga está abierto en la superficie posterior (es decir, la superficie opuesta a la superficie que mira al cilindro (32)) del cabezal frontal (31). En la superficie posterior del cabezal frontal (31), una parte alrededor del extremo (52) de salida del puerto (50) de descarga se eleva desde su área circundante, y sirve como una parte (55) de asiento.
- La sección transversal de la ruta de flujo del puerto (50) de descarga (es decir, la sección transversal ortogonal a la dirección axial del puerto (50) de descarga) tiene una forma oblonga (véase la figura 6). El puerto (50) de descarga está dispuesto de manera que su diámetro más corto está a lo largo de la dimensión del radio de la superficie (35) circunferencial interna del cilindro (32) (véase la figura 2).
- 10 El cabezal frontal (31) está provisto de una parte (56) achaflanada a lo largo de la periferia (52a) del extremo (52) de salida del puerto (50) de descarga. La parte (56) achaflanada está formada alrededor de toda la periferia del extremo (52) de salida del puerto (50) de descarga (véase la fig. 6). La parte (56) achaflanada está formada de manera que la altura H en la dirección axial del puerto (50) de descarga y la anchura W en una dirección ortogonal a la dirección axial del puerto (50) de descarga son respectivamente uniformes alrededor de toda la periferia de la parte (56) achaflanada (véase la figura 5). En la presente realización, la altura H y la anchura W de la parte (56) achaflanada satisfacen la siguiente fórmula: $0 < H/W < 0.5$. Es decir, la altura H de la parte (56) achaflanada es menor que la mitad de la anchura W de la parte (56) achaflanada ($0 < H < W/2$).
- 15 Una parte del puerto (50) de descarga en una posición más baja que la parte (56) achaflanada forma un paso principal (53). La sección transversal de la ruta de flujo del paso principal (53) tiene una forma oblonga que tiene una parte de arco con un radio de curvatura R_i y una parte recta con una longitud L_s . Además, la forma de la sección transversal de la ruta de flujo del paso principal (53) es uniforme a lo largo de toda su longitud. Es decir, la longitud D_1 de diámetro más largo y la longitud D_2 de diámetro más corto de la sección transversal de la ruta de flujo del paso principal (53) son respectivamente uniformes a lo largo de toda la longitud del paso principal (53). Por consiguiente, la forma del extremo (51) de entrada del puerto (50) de descarga también tiene una forma oblonga que tiene una parte de arco con el radio de curvatura R_i y una parte recta con la longitud L_s .
- 20 La forma del extremo (52) de salida del puerto (50) de descarga tiene una forma oblonga ligeramente mayor que la del extremo (51) de entrada del puerto (50) de descarga. Específicamente, la forma del extremo (52) de salida del puerto (50) de descarga tiene una forma oblonga que tiene una parte de arco con un radio de curvatura definido por $R_o = R_i + W$ y una parte recta con una longitud L_s .
- 25 En el extremo (51) de entrada del puerto (50) de descarga de la presente realización, el radio de curvatura de la parte de arco se define por $R_i = 2.1$ mm, y la longitud de la parte recta se define por $L_s = 5.3$ mm. En el extremo (52) de salida del puerto (50) de descarga, el radio de curvatura de la parte del arco está definido por $R_o = 3.1$ mm, y la longitud de la parte recta está definida por $L_s = 5.3$ mm. En la parte (56) achaflanada del puerto (50) de descarga, una relación de la altura H a la anchura W (H/W) es de 0.5 ($H/W = 0.5$). Las figuras mostradas en este documento son meramente un ejemplo.
- 30 Si el cabezal frontal (31) está provisto con la parte (56) achaflanada, un área del extremo (52) de salida del puerto (50) de descarga es mayor que en el caso en el que no se proporciona el cabezal frontal (31) con la parte (56) achaflanada. El área del extremo (52) de salida del puerto (50) de descarga es igual a un área (es decir, un área de recepción de presión) de una parte de la superficie frontal (61a) del cuerpo (61) de válvula a la cual se aplica presión desde el puerto (50) de descarga. Así, si el área del extremo (52) de salida del puerto (50) de descarga aumenta, significa que el área de recepción de presión del cuerpo (61) de válvula aumenta, y la fuerza en una dirección que separa el cuerpo (61) de válvula desde el extremo (52) de salida del puerto (50) de descarga se incrementa.
- 35 Si la fuerza en la dirección que separa el cuerpo (61) de válvula del extremo (52) de salida del puerto (50) de descarga aumenta, una diferencia entre la "presión del gas en la cámara (36) de compresión" y la "presión del gas" aplicado a la superficie (61b) posterior del cuerpo (61) de válvula "en un momento en que el cuerpo (61) de válvula comienza a separarse del extremo (52) de salida del puerto (50) de descarga se vuelve pequeño. Por lo tanto, se reduce la pérdida (es decir, la pérdida por sobrecompresión) causada por la compresión del gas refrigerante en la cámara (36) de compresión más de lo necesario.
- 40 Por otra parte, a condición de que la anchura W de la parte (56) achaflanada sea la misma, cuanto menor sea la altura H de la parte (56) achaflanada, menor será la cantidad de aumento del volumen del puerto (50) de descarga debido a la provisión de la parte (56) achaflanada. El volumen del puerto (50) de descarga es un volumen muerto que no cambia incluso si el pistón (38) gira. Por lo tanto, para mejorar la eficacia del compresor (10), es preferible reducir el volumen del puerto (50) de descarga tanto como sea posible.
- 45 Por lo tanto, en el compresor (10) de la presente realización, la altura H de la parte (56) achaflanada se establece a menos de la mitad del ancho W de la parte (56) achaflanada, considerando una mejora en la eficiencia causada por
- 55

una reducción de la pérdida por sobrecompresión, y una disminución de la eficiencia causada por un aumento del volumen muerto.

-Cantidad de elevación del cuerpo de la válvula de la válvula de descarga,

5 En el compresor (10) de la presente realización, una cantidad de elevación del cuerpo (61) de válvula de la válvula (60) de descarga se determina de tal manera que la pérdida de presión del refrigerante de gas en el momento en que el refrigerante de gas se descarga del mecanismo (30) del compresor puede reducirse a un nivel bajo, y de tal manera que se puede reducir una reducción en la eficiencia del compresor (10) debido al retraso en el cierre del cuerpo (61) de válvula de la válvula (60) de descarga. Como se describirá con detalle más adelante, en el compresor (10) de la presente realización, se determina una cantidad ho de elevación de referencia del cuerpo (61) de válvula de la válvula (60) de descarga, basado en un diámetro hidráulico Di del extremo (51) de entrada del puerto (50) de descarga.

<Diámetro hidráulico Di del extremo de entrada del puerto de descarga>

15 Como se describió anteriormente, el extremo (51) de entrada del puerto (50) de descarga tiene una forma oblonga que tiene la parte de arco con el radio de curvatura Ri y la parte recta con la longitud Ls. Así, la longitud (es decir, la longitud periférica Li) de la periferia (51a) del extremo (51) de entrada del puerto (50) de descarga se expresa mediante la ecuación 1 que se muestra a continuación, y el área Ai de la misma se expresa mediante la ecuación 2 mostrada a continuación. La longitud periférica Li del extremo (51) de entrada del puerto (50) de descarga es una longitud perimetral humedecida del extremo (51) de entrada del puerto (50) de descarga. De este modo, el diámetro hidráulico Di del extremo (51) de entrada del puerto (50) de descarga se expresa mediante la ecuación 3 siguiente. La ecuación 3 es la misma que la ecuación 01 descrita anteriormente.

20
$$Li = 2\pi Ri + 2Ls \dots\dots\dots(\text{Ecuación 1})$$

$$Ai = \pi Ri^2 + 2Ri Ls \dots\dots(\text{Ecuación 2})$$

$$Di = 4(Ai/Li)\dots\dots\dots (\text{Ecuación 3})$$

25 El extremo (51) de entrada del puerto (50) de descarga de la presente realización tiene la parte de arco con el radio de curvatura Ri de 2.1 mm, y la parte recta con la longitud Ls de 5.3 mm. Por lo tanto, la longitud periférica Li es de 23.8 mm; el área Ai es 36.1 mm²; y el diámetro hidráulico Di es de 6.1 mm.

<Cantidad ho de elevación de referencia del cuerpo de la válvula de la válvula de descarga>

30 Como se muestra en la FIG. 5, la cantidad ho de elevación de referencia del cuerpo (61) de válvula de la válvula (60) de descarga es la cantidad máxima de elevación del cuerpo (61) de válvula en una línea central CL del puerto (50) de descarga. Es decir, la cantidad ho de elevación de referencia es una distancia desde el "extremo (52) de salida del puerto (50) de descarga" a la "superficie frontal (61a) del cuerpo (61) de válvula" en la línea central CL del puerto (50) de descarga en el estado en el que toda la superficie posterior (61b) del cuerpo (61) de la válvula toca el protector (62) de la válvula.

35 La línea central CL del puerto (50) de descarga es una línea recta que pasa un punto de intersección del diámetro más largo y el diámetro más corto del extremo (51) de entrada del puerto (50) de descarga y un punto de intersección del diámetro más largo y el diámetro más corto del extremo (52) de salida del puerto (50) de descarga. La línea central CL es ortogonal al extremo (51) de entrada y al extremo (52) de salida del puerto (50) de descarga.

40 La superficie frontal (61a) del cuerpo (61) de válvula está inclinada con respecto al extremo (52) de salida del puerto (50) de descarga en el estado en el que toda la superficie posterior (61b) del cuerpo (61) de válvula toca el protector (62) de la válvula. Por lo tanto, como se muestra en la FIG. 5, la distancia (es decir, la cantidad de elevación del cuerpo (61) de válvula) desde el extremo (52) de salida del puerto (50) de descarga a la superficie frontal (61a) del cuerpo (61) de válvula tiene un máximo valor de h₁, y un valor mínimo de h₂.

<Diámetro hidráulico de la ruta de flujo lateral de salida>

45 En el estado en que el cuerpo (61) de válvula de la válvula (60) de descarga se eleva desde el extremo (52) de salida del puerto (50) de descarga, se forma una ruta (70) de flujo lateral de salida entre el extremo (52) de salida del puerto (50) de descarga y el cuerpo (61) de la válvula. El refrigerante gaseoso descargado desde el puerto (50) de descarga pasa a través de la ruta (70) de flujo lateral de salida.

Como se describió anteriormente, el extremo (52) de salida del puerto (50) de descarga tiene una forma oblonga. Además, como se muestra en la FIG. 5, en el estado en el que el cuerpo (61) de válvula se levanta desde el extremo

5 (52) de salida del puerto (50) de descarga, la superficie frontal (61a) del cuerpo (61) de válvula está inclinada con respecto al extremo (52) de salida del puerto (50) de descarga. Por lo tanto, la ruta (70) de flujo lateral de salida tiene una forma de sección transversal como se muestra en la FIG. 7A (es decir, la misma forma que una superficie lateral de un objeto tubular que tiene una superficie superior inclinada con respecto a su superficie inferior). Una periferia inferior (72) de la ruta (70) de flujo lateral de salida tiene la misma forma oblonga que la periferia (52a) del extremo (52) de salida del puerto (50) de descarga. Por otro lado, una periferia superior (71) de la ruta (70) de flujo lateral de salida tiene la forma obtenida proyectando la periferia (52a) del extremo (52) de salida del puerto (50) de descarga a la superficie frontal (61a) del cuerpo (61) de la válvula. Además, la altura de la ruta (70) de flujo lateral de salida tiene un valor máximo de h_1 , y un valor mínimo de h_2 .

10 La superficie frontal (61a) del cuerpo (61) de válvula no es curva y es sustancialmente plana en el estado en el que toda la superficie posterior (61b) del cuerpo (61) de válvula toca el protector (62) de válvula. Por lo tanto, la cantidad h_0 de elevación de referencia del cuerpo (61) de válvula es sustancialmente igual a un valor promedio $((h_1 + h_2)/2)$ del valor máximo h_1 y el valor mínimo h_2 de la cantidad de elevación del cuerpo (61) de válvula. Por lo tanto, un área en sección transversal de la ruta (70) de flujo lateral de salida real mostrada en la FIG. 7A es sustancialmente igual al
15 área de la sección transversal de una ruta (75) de flujo lateral de salida virtual mostrada en la FIG. 7B.

20 En la ruta (75) de flujo lateral de salida virtual mostrada en la FIG. 7B, la superficie frontal (61a) del cuerpo (61) de válvula es paralela al extremo (52) de salida del puerto (50) de descarga, y en el caso donde la distancia desde el extremo (52) de salida del puerto (50) de descarga a la superficie frontal (61a) del cuerpo (61) de la válvula es la cantidad h_0 de elevación de referencia, la ruta (75) de flujo lateral de salida virtual es un ruta de flujo formada entre el extremo (52) de salida del puerto (50) de descarga y el cuerpo (61) de la válvula. La forma en sección transversal de la ruta (75) de flujo lateral de salida virtual es la misma que una superficie lateral de un objeto tubular que tiene una superficie superior paralela a su superficie inferior.

25 En la presente realización, la ruta (75) de flujo lateral de salida virtual mostrado en la FIG. 7B se trata como sustancialmente equivalente a la ruta (70) de flujo lateral de salida real mostrada en la FIG. 7A. Además, el diámetro hidráulico de la ruta (70) de flujo lateral de salida real mostrado en la FIG. 7A se trata como sustancialmente igual al diámetro hidráulico de la ruta (75) de flujo lateral de salida virtual que se muestra en la FIG. 7B, y se calcula en base a las siguientes ecuaciones 4-6.

30 La forma del extremo (52) de salida del puerto (50) de descarga es una forma oblonga que tiene una parte de arco con un radio de curvatura R_0 y una parte recta con una longitud L_s . Por lo tanto, la longitud (es decir, la longitud periférica L_0) de la periferia (52a) del extremo (52) de salida del puerto (50) de descarga se expresa mediante la ecuación 4 que se muestra a continuación.

$$L_0 = 2\pi R_0 + 2L_s \dots \dots \dots (\text{Ecuación 4})$$

35 Cada una de una periferia (76) superior y una periferia (77) inferior de la ruta (75) de flujo lateral de salida virtual tiene la misma forma que el extremo (52) de salida del puerto (50) de descarga, de manera similar a la periferia (72) inferior de la ruta (70) de flujo lateral de salida real. La longitud periférica de la ruta (75) de flujo lateral de salida virtual es igual a la longitud periférica L_0 del extremo (52) de salida del puerto (50) de descarga. De este modo, un área de sección transversal A_0 de la ruta (75) de flujo lateral de salida virtual se expresa mediante la Ecuación 5. La ecuación 5 es la misma que la ecuación 02 descrita anteriormente.

$$A_0 = L_0 \times h_0 \dots \dots \dots (\text{Ecuación 5})$$

40 La longitud del perímetro mojado de la ruta (75) de flujo lateral de salida virtual es una suma de su longitud periférica superior y su longitud periférica inferior. Por lo tanto, la longitud del perímetro mojado de la ruta (75) de flujo lateral de salida virtual es $2L_0$. El diámetro hidráulico D_0 de la ruta (75) de flujo lateral de salida virtual se expresa, por lo tanto, mediante la ecuación 6. En la presente realización, el diámetro hidráulico de la ruta (70) de flujo lateral de salida real se considera igual al diámetro hidráulico D_0 calculado por la Ecuación 6. La ecuación 6 es la misma que la ecuación
45 03 descrita anteriormente.

$$D_0 = 4 A_0 / 2 L_0 = 2h_0 \dots \dots \dots (\text{Ecuación 6})$$

50 El extremo (52) de salida del puerto (50) de descarga de la presente realización tiene la parte de arco con un radio de curvatura de $R_0 = 3.1$ mm, y la parte recta con una longitud de $L_s = 5.3$ mm. Por lo tanto, la longitud periférica L_0 del extremo (52) de salida del puerto (50) de descarga es de 30.1 mm. Por otra parte, el área de sección transversal A_0 y el diámetro hidráulico D_0 de la ruta (75) de flujo lateral de salida virtual son una función de la cantidad h_0 de elevación de referencia. La FIG. 8 muestra el área de la sección transversal A_0 de la ruta de flujo y el diámetro hidráulico D_0 de la misma en cada uno de los casos en que la cantidad h_0 de elevación de referencia es 0.8 mm, 1.0 mm, 1.2 mm, 1.4 mm y 1.6 mm.

<Relación de Diámetro hidráulico Do/Di>

5 En el compresor (10) de la presente realización, la cantidad ho de elevación de referencia del cuerpo (61) de válvula de la válvula (60) de descarga se determina de tal manera que la relación (Do/Di) del diámetro hidráulico Do de la ruta (70) del flujo lateral de salida al diámetro hidráulico Di del extremo (51) de entrada del puerto (50) de descarga satisface la relación definida por la Fórmula 7 que se muestra a continuación. La ecuación 6 muestra $Do = 2ho$. Por lo tanto, en el compresor (10) de la presente realización, la cantidad ho de elevación de referencia del cuerpo (61) de válvula de la válvula (60) de descarga se establece en un valor dentro de un rango definido por la Fórmula 8.

0.25 ≤ Do/Di ≤ 0.5(Fórmula 7)

10 $Di/8 \leq ho \leq Di/4$(Fórmula 8)

15 La FIG.8 muestra el diámetro hidráulico Do de la ruta (70) de flujo lateral de salida y los valores de la relación del diámetro hidráulico Do/Di en cada uno de los casos donde la cantidad ho de elevación de referencia es 0.8 mm, 1.0 mm, 1.2 mm, 1.4 mm y 1.6 mm. En cada uno de los casos donde la cantidad ho de elevación de referencia es 0.8 mm, 1.0 mm, 1.2 mm y 1.4 mm, la relación del diámetro hidráulico Do/Di es 0.25 o más y 0.5 o menos. Por otro lado, en el caso donde la cantidad ho de elevación de referencia es de 1.6 mm, la tasa de diámetro hidráulico Do/Di es mayor a 0.5. Así, cada uno de los casos en que la cantidad ho de elevación de referencia es 0.8 mm, 1.0 mm, 1.2 mm y 1.4 mm es una realización de la presente solicitud, mientras que el caso en el que la cantidad ho de elevación de referencia es de 1.6 mm no es una realización de la presente solicitud, sino un ejemplo comparativo.

20 Los valores de la relación del diámetro hidráulico Do/Di mostrados en la FIG. 8 fueron calculados usando la ecuación 9 a continuación. La ecuación 9 se puede obtener sustituyendo la Ecuación 1 por la Ecuación 3 y la Ecuación 6 por Do/Di.

$Do/Di = 2ho/4(Ai/Li) = ho Li/2Ai$

$=ho(\pi Ri + Ls)/Ri(\pi Ri + 2Ls)$(Ecuación 9)

<Rango de valores de la relación de diámetro hidráulico Do/Di>

25 La razón por la cual es preferible determinar la cantidad ho de elevación de referencia del cuerpo (61) de la válvula de la válvula (60) de descarga de manera que la relación del diámetro hidráulico Do/Di sea 0.25 o más y 0.5 o menos se explicará.

<Pérdida de presión de refrigerante descargado>

30 Como se muestra en la FIG. 9, el refrigerante gaseoso descargado del mecanismo (30) compresor es expulsado primero desde el extremo (52) de salida del puerto (50) de descarga al cuerpo (61) de válvula (60) de la válvula de descarga, y luego colisiona con la superficie (61a) frontal del cuerpo (61) de la válvula y cambia su dirección de flujo para extenderse alrededor del extremo (52) de salida del puerto (50) de descarga.

35 Como se muestra en la FIG. 9A, en el caso donde la cantidad de elevación de referencia ho = 1.6 mm (0.5 <Do/Di), se genera un vórtice vertical relativamente grande alrededor del extremo (52) de salida del puerto (50) de descarga. El vórtice vertical interrumpe el flujo del refrigerante gaseoso que está a punto de fluir desde la ruta (70) de flujo lateral de salida (es decir, un espacio entre el extremo (52) de salida del puerto (50) de descarga y el cuerpo (61) de la válvula). Por lo tanto, el refrigerante gaseoso puede pasar a través de solo una pequeña parte de la ruta (70) de flujo lateral de salida más cerca del cuerpo (61) de la válvula. Así, a pesar del hecho de que el área de la sección transversal de la ruta (70) de flujo lateral de salida es relativamente grande, la pérdida de presión del refrigerante gaseoso cuando el refrigerante gaseoso pasa a través de la ruta (70) de flujo lateral de salida no se reduce mucho.

40 Por otro lado, como se muestra en la FIG. 9B, en el caso en que la cantidad ho = 0.8 mm (0.25 ≤ Do/Di ≤ 0,5) de elevación de referencia, no se genera sustancialmente un vórtice vertical alrededor del extremo (52) de salida del puerto (50) de descarga. El refrigerante gaseoso choca con el cuerpo (61) de válvula inmediatamente después de ser eyectado desde el extremo (52) de salida del puerto (50) de descarga y cambia su dirección de flujo, y pasa a través de casi toda la parte de la ruta (70) de flujo lateral de salida. Por lo tanto, a pesar del hecho de que el área de la sección transversal de la ruta (70) de flujo lateral de salida es menor que en el caso donde la cantidad ho =m 1.6 mm, de elevación de referencia, la pérdida de presión del refrigerante gaseoso cuando el gas refrigerante atraviesa la ruta

(70) de flujo lateral de salida es casi igual a la pérdida de presión en el caso en que la cantidad $h_0 = 1.6$ mm, de elevación de referencia.

<Pulsación de refrigerante descargado>

- 5 El vórtice vertical que se muestra en la FIG. 9A se genera y desaparece varias veces en un proceso de descarga. Como se mencionó anteriormente, el vórtice vertical interrumpe un flujo del refrigerante gaseoso que está a punto de fluir hacia afuera desde la ruta (70) de flujo lateral de salida. Por lo tanto, cada vez que se genera y desaparece el vórtice vertical, cambia el caudal del refrigerante gaseoso que fluye hacia afuera desde la ruta (70) de flujo lateral de salida.
- 10 La FIG. 10B, la FIG. 11B, la FIG. 12B y la FIG. 13B muestran cambios en un caudal másico (es decir, un caudal de descarga) del gas refrigerante descargado desde el puerto (50) de descarga del mecanismo (30) del compresor. Por ejemplo, en la FIG. 10B, el caudal de descarga aumenta rápidamente cuando la válvula (60) de descarga comienza a separarse del extremo (52) de salida del puerto (50) de descarga en un punto donde el ángulo de rotación del árbol de accionamiento (23) es de alrededor de 230° . El caudal de descarga muestra un valor máximo en un punto donde
- 15 el ángulo de rotación del árbol de accionamiento (23) es de alrededor de 250° . Después de eso, el caudal de descarga de descarga cambia de manera relativamente significativa a pesar del hecho de que la cantidad de elevación del cuerpo (61) de la válvula es aproximadamente uniforme. Estos cambios en el caudal de descarga en el proceso de descarga son causados por la generación y desaparición del vórtice vertical formado alrededor del extremo (52) de salida del puerto (50) de descarga.
- 20 Es preferible que los cambios en el caudal de descarga sean lo más pequeños posible, ya que tales cambios conducen a vibraciones del compresor (10) y al ruido. Como se muestra en la FIG. 10B, la FIG. 11B, la FIG. 12B y la FIG. 13B, el rango del caudal de descarga en el proceso de descarga es menor en cada uno de los casos donde la cantidad h_0 de elevación de referencia es 0.8 mm, 1.0 mm, 1.2 mm y 1.4 mm, que en el caso donde la cantidad h_0 de elevación de referencia es 1.6 mm. Además, el rango del caudal de descarga en el proceso de descarga se reduce a medida
- 25 que la cantidad de elevación de referencia se hace más pequeña. Por lo tanto, en el compresor (10) de la presente realización, la cantidad h_0 de elevación de referencia del cuerpo (61) de válvula de la válvula (60) de descarga se determina de manera que la relación del diámetro hidráulico D_o/D_i sea 0.5 o menos.

<Retardo en la válvula de descarga de cierre>

- 30 Cuando la válvula (60) de descarga se abre/cierra, el cuerpo (61) de la válvula se deforma elásticamente, provocando que la parte extrema del cuerpo (61) de la válvula se mueva. Cuanto mayor es la cantidad h_0 de elevación de referencia del cuerpo (61) de válvula, más larga es la distancia de desplazamiento del cuerpo (61) de válvula cuando la válvula (60) de descarga se abre/cierra. La distancia de desplazamiento más larga del cuerpo (61) de válvula requiere un tiempo más prolongado para abrir/cerrar la válvula (60) de descarga. Por lo tanto, si la cantidad h_0 de elevación de referencia del cuerpo (61) de válvula es excesivamente grande, se produce un fenómeno (denominado fenómeno de
- 35 retardo de cierre) en el que el cuerpo (61) de válvula se separa del extremo (52) de salida del puerto (50) de descarga incluso en el momento en que se supone que la válvula (60) de descarga está cerrada. Por ejemplo, como se muestra en la FIG. 10A, en el caso en que la cantidad h_0 de elevación de referencia es de 1.6 mm, la cantidad de elevación del cuerpo (61) de válvula es de aproximadamente 0.6 mm incluso en un momento en que el ángulo de rotación del árbol de accionamiento (23) alcanza 360° .
- 40 Cuando se produce el fenómeno de retraso en el cierre, la cámara (36) de compresión en una etapa temprana del proceso de compresión se comunica con el espacio interno de la carcasa (11) a través del puerto (50) de descarga, y como resultado, el refrigerante gaseoso de alta presión en el espacio interno de la carcasa (11) fluye de regreso a la cámara (36) de compresión a través del puerto (50) de descarga. Por lo tanto, cuando se produce el fenómeno de retraso en el cierre, se reduce el caudal másico del refrigerante descargado del mecanismo (30) del compresor por
- 45 unidad de tiempo, y eso conduce a una reducción en la eficiencia del compresor (10). Para evitar la reducción en la eficiencia del compresor (10) causada por el fenómeno de retraso de cierre de la válvula (60) de descarga, es preferible que la cantidad h_0 de elevación de referencia del cuerpo (61) de válvula de la válvula (60) de descarga es tan pequeña como es posible.
- 50 Sin embargo, si la cantidad h_0 de elevación de referencia del cuerpo (61) de válvula de la válvula (60) de descarga es demasiado pequeña, la pérdida de presión del refrigerante cuando el refrigerante se descarga desde el mecanismo (30) de compresor puede volverse demasiado grande. Por otro lado, como se muestra en la FIG. 14, en el caso en que la relación de diámetro hidráulico D_o/D_i es relativamente grande, la cantidad de flujo de reflujo del refrigerante hacia la cámara (36) de compresión se reduce gradualmente a medida que la relación de diámetro hidráulico D_o/D_i se hace más pequeña. Sin embargo, en el caso donde la relación de diámetro hidráulico D_o/D_i es menor que 0.25, la
- 55 cantidad de flujo de reflujo del refrigerante a la cámara (36) de compresión no se reduce mucho incluso cuando la

relación de diámetro hidráulico Do/Di se hace más pequeño. Por lo tanto, en el compresor (10) de la presente realización, la cantidad ho de elevación de referencia del cuerpo (61) de válvula de la válvula (60) de descarga se determina de manera que la relación del diámetro hidráulico Do/Di sea 0.25 o más.

5 -Ventajas de la realización-

10 En el compresor (10) de la presente realización, la cantidad ho de elevación de referencia del cuerpo (61) de válvula de la válvula (60) de descarga se determina de manera que la relación de diámetro hidráulico Do/Di es 0.25 o más y 0.5 o menos. De este modo, es posible reducir el tiempo necesario para abrir/cerrar el cuerpo (61) de válvula reduciendo la cantidad ho de elevación de referencia del cuerpo (61) de válvula, sin aumentar la pérdida de refrigerante (el refrigerante descargado) descargado del mecanismo (30) de compresor. Si el cuerpo (61) de válvula se abre/cierra con menos tiempo, se reduce la cantidad de refrigerante que fluye de regreso a la cámara (36) de compresión debido a un retraso en el cierre del cuerpo (61) de la válvula. Por lo tanto, en la presente realización, es posible mejorar la eficiencia del compresor (10) reduciendo la cantidad de refrigerante que fluye de regreso a la cámara (36) de compresión, mientras se evita la reducción de eficiencia de la cámara (36) de compresión debido a un aumento en la pérdida de presión del refrigerante descargado.

15 Si se aumenta la velocidad de rotación del mecanismo (30) del compresor, se acorta el tiempo necesario para realizar un proceso de descarga. Por lo tanto, cuanto mayor sea la velocidad de rotación del mecanismo (30) del compresor, más será necesario reducir el tiempo necesario para abrir/cerrar el cuerpo (61) de la válvula. Determinando la cantidad ho de elevación de referencia del cuerpo (61) de válvula de la válvula (60) de descarga de tal manera que la relación de diámetro hidráulico Do/Di es 0.25 o más y 0.5 o menos, es posible reducir los efectos adversos causados por un retraso al cerrar el cuerpo (61) de válvula, incluso en el caso en que la velocidad de rotación del mecanismo (30) de compresor es muy alta (por ejemplo, 120 o más revoluciones por segundo).

20 Además, en el compresor (10) de la presente realización, la altura H y la anchura W de la parte (56) achaflanada satisfacen la relación de $0 < H/W < 0.5$. Es decir, en la presente realización, la parte (56) achaflanada tiene una inclinación relativamente suave. Por lo tanto, el área (es decir, el área de recepción de presión) de la parte de la superficie frontal (61a) del cuerpo (61) de válvula a la que se aplica presión desde el puerto (50) de descarga se puede aumentar, y un aumento en el volumen del puerto (50) de descarga debido a la provisión de la parte (56) achaflanada se puede reducir. Como resultado, en la presente realización, se puede reducir la reducción de la eficiencia del compresor (10) debido a un aumento en el volumen muerto, y se puede mejorar la eficacia del compresor (10) debido a una reducción en la pérdida por sobrecompresión.

25 -Primera variación de la realización-

En el compresor (10) de la presente realización, es más preferible determinar la cantidad ho de elevación de referencia del cuerpo (61) de válvula de la válvula (60) de descarga de manera que la relación de diámetro hidráulico Do/Di sea 0.25 o más y 0.4 o menos.

35 Si el cuerpo (61) de válvula está separado de la parte (55) de asiento en el punto en que el ángulo de rotación del árbol de accionamiento (23) alcanza 360°, el espacio interno de la carcasa (11) se comunica con el puerto (42) de succión a través del puerto (50) de descarga y la cámara (36) de compresión, y esto puede dar como resultado una cantidad en exceso de refrigerante que fluye de regreso a la cámara (36) de compresión desde el espacio interno de la carcasa (11).

40 Por otro lado, como se muestra en la FIG. 11, en el caso en que la relación de diámetro hidráulico Do/Di es 0.4, la cantidad de elevación del cuerpo (61) de válvula llega a cero en el punto en que el ángulo de rotación del árbol de accionamiento (23) alcanza 360°. Es decir, el puerto (50) de descarga está completamente cerrado en el punto en que el ángulo de rotación del árbol de accionamiento (23) alcanza 360°. Además, como se muestra en la FIG. 12 y FIG. 13, cuanto menor es la relación Do/ Di del diámetro hidráulico, más pronto la cantidad de elevación del cuerpo (61) de la válvula se vuelve cero.

Por lo tanto, determinando la cantidad ho de elevación de referencia del cuerpo (61) de válvula de la válvula (60) de descarga de tal manera que la relación del diámetro hidráulico Do/Di es 0.25 o más y 0.4 o menos como en la presente variación, es posible reducir de manera más fiable la cantidad de refrigerante que fluye de regreso a la cámara (36) de compresión. Esto se explicará con referencia a la FIG. 14.

50 Vmin mostrado en la FIG. 14 es un límite inferior de la cantidad de refrigerante que fluye de regreso a la cámara (36) de compresión. Es decir, la cantidad de refrigerante que fluye de regreso a la cámara (36) de compresión no puede reducirse a cero debido a la estructura del compresor (10). Por ejemplo, en realidad, es imposible reducir el volumen del puerto (50) de descarga a cero, y la cantidad que excede el límite inferior Vmin es una cantidad de refrigerante que

fluye de regreso a la cámara (36) de compresión que puede reducirse. Como se muestra en la FIG. 14, la cantidad de refrigerante que fluye de regreso hacia la cámara (36) de compresión que puede reducirse es ΔV_1 en el caso en que la relación de diámetro hidráulico D_o/D_i es 0.53, y ΔV_2 en el caso en que la relación de diámetro hidráulico D_o/D_i es 0.4.

5 ΔV_2 es menos de la mitad de ΔV_1 ($\Delta V_2 < \Delta V_1/2$). Por lo tanto, determinando la cantidad h_o de elevación de referencia del cuerpo (61) de válvula de la válvula (60) de descarga de manera que la relación de diámetro hidráulico D_o/D_i es 0.4 o menos, la cantidad de refrigerante que fluye de vuelta a la cámara (36) de compresión se puede reducir significativamente. Por lo tanto, en la presente variación, la eficacia del compresor (10) puede mejorarse de forma fiable.

10 -Segunda variación de la realización-

Como se muestra en la FIG. 8, en el caso donde la cantidad h_o de elevación de referencia del cuerpo (61) de válvula de la válvula (60) de descarga se determina de tal manera que la relación de diámetro hidráulico D_o/D_i es 0.4, el área de sección transversal A_o de la ruta (75) flujo lateral de salida virtual es sustancialmente igual al área A_i del extremo (61) de entrada del puerto (50) de descarga. En el caso donde la cantidad h_o de elevación de referencia del cuerpo (61) de válvula de la válvula (60) de descarga se determina de tal manera que la relación de diámetro hidráulico D_o/D_i es menor que 0.4, el área de sección transversal A_o de la ruta (75) del flujo lateral de salida virtual es más pequeño que el área A_i del extremo (51) de entrada del puerto (50) de descarga. Por lo tanto, en el compresor (10) de la presente realización, es preferible determinar la cantidad h_o de elevación de referencia del cuerpo (61) de válvula de la válvula (60) de descarga de manera que el área de sección transversal A_o de la ruta (75) de flujo lateral de salida virtual es menor o igual que el área A_i del extremo (51) de entrada del puerto (50) de descarga ($A_o \leq A_i$).

-Tercera variación de la realización-

Como se muestra en la FIG. 15, en el compresor (10) de la presente realización, el área de sección transversal del paso principal (53) del puerto (50) de descarga puede aumentarse gradualmente desde el extremo (51) de entrada al extremo (52) de salida del puerto (50) de descarga. En la presente variación, la superficie de la pared que forma el paso principal (53) del puerto (50) de descarga es una superficie cónica alrededor de la línea central CL del puerto (50) de descarga. Además, en la FIG. 15, la longitud D_{12} del diámetro más largo del extremo superior del paso principal (53) es más larga que la longitud D_{11} del diámetro más largo del extremo inferior del paso principal (53), y la longitud D_{22} del diámetro más corto del extremo superior del paso principal (53) es más largo que la longitud de diámetro mayor D_{21} del extremo inferior del paso principal (53).

30 -Cuarta variación de la realización-

Como se muestra en la FIG. 16, en el compresor (10) de la presente realización, la parte (56) achaflanada se puede omitir. La forma de la sección transversal de la ruta de flujo del puerto (50) de descarga según la presente variación es una forma oblonga uniforme desde el extremo (51) de entrada al extremo (52) de salida del puerto (50) de descarga.

-Quinta variación de realización-

Como se muestra en la FIG. 17, en el compresor (10) de la presente realización, la forma de sección transversal del puerto (50) de descarga puede ser una elipse. También en la presente variación, el cabezal frontal (31) está provisto de una parte (56) achaflanada alrededor de toda la periferia (52a) del extremo (52) de salida del puerto (50) de descarga. De forma similar a la parte (56) achaflanada mostrada en la FIG. 5 y la FIG. 6, la altura H y el ancho W de la parte (56) achaflanada de la presente variación son respectivamente uniformes alrededor de toda la periferia (52a) del extremo (52) de salida del puerto (50) de descarga. La forma de sección transversal del puerto (50) de descarga de la presente variación no está limitada a una elipse precisa que tiene dos puntos de enfoque, sino que puede ser una forma cuya periferia está formada por una curva y que se parece a una elipse de un vistazo.

-Sexta variación de la realización-

Como se muestra en la FIG. 18, el mecanismo (30) compresor del compresor (10) de la presente realización puede ser una máquina de fluido rotativo de tipo pistón rodante, en la que la cuchilla (43) está formada independientemente del pistón (38). En el mecanismo (30) de compresor de la presente variación, la cuchilla (43) en forma de placa plana se ajusta en una ranura de cuchilla que se extiende en la dirección del radio del cilindro (32) para poder moverse de un lado a otro, y los casquillos (41) se omiten. La cuchilla (43) es presionada contra la superficie (39) circunferencial exterior del pistón (38) por un resorte (44), y la parte extrema de la cuchilla (43) se desliza con la superficie (39) circunferencial exterior del pistón (38).

En el mecanismo (30) de compresor mostrado en la FIG. 18, la forma de la sección transversal del puerto (50) de descarga es un círculo. Sin embargo, la forma de la sección transversal del puerto (50) de descarga de la presente variación puede ser oblonga como se muestra en la FIG. 6 o una elipse mostrada en la FIG. 17.

5 Aplicabilidad industrial

Como se describió anteriormente, la presente invención es útil para un compresor que tiene una válvula de descarga.

Descripción de los caracteres de referencia

- 10 compresor
- 30 mecanismo compresor
- 10 36 cámara de compresión
- 38 pistón (miembro lateral móvil)
- 45 miembro lateral fijo
- 50 puerto de descarga
- 51 extremo de entrada
- 15 52 extremo de salida
- 56 parte achaflanada
- 60 válvula de descarga
- 61 cuerpo de válvula

REIVINDICACIONES

1. Un compresor que tiene un miembro (45) lateral fijo que forma una cámara (36) de compresión y un miembro (38) lateral móvil que gira y cambia un volumen de la cámara (36) de compresión, el compresor configurado para aspirar un fluido en la cámara (36) de compresión y comprimir el fluido, donde
- 5 el miembro (45) lateral fijo está provisto de un puerto (50) de descarga que penetra el miembro (45) lateral fijo y saca el fluido de la cámara (36) de compresión y una válvula (60) de descarga que abre/cierra el puerto (50) de descarga,
- la válvula (60) de descarga tiene un cuerpo (61) de válvula que cierra el puerto (50) de descarga cubriendo un extremo (52) de salida del puerto (50) de descarga y abre el puerto (50) de descarga levantándolo desde el extremo (52) de salida del puerto (50) de descarga, un área de un extremo (51) de entrada del puerto (50) de descarga es A_i ; una longitud periférica del extremo (51) de entrada es L_i ; y un diámetro hidráulico del extremo (51) de entrada está definido por $D_i = 4 (A_i/L_i)$,
- 10 una longitud periférica del extremo (52) de salida del puerto (50) de descarga es L_o ; una cantidad de elevación de referencia del cuerpo (61) de válvula es h_o ; un área en sección transversal de un ruta (70) de flujo lateral de salida formado entre el extremo (52) de salida del puerto (50) de descarga y el cuerpo (61) de válvula está definido por $A_o = L_o \times h_o$; y un diámetro hidráulico de la ruta (70) de flujo lateral de salida está definido por $D_o = 4 (A_o/2L_o)$, y caracterizado por una relación (D_o/D_i) del diámetro hidráulico D_o de la ruta (70) de flujo lateral de salida a el diámetro hidráulico D_i del extremo (51) de entrada del puerto (50) de descarga es de 0.5 o menos.
- 15 2. El compresor de la reivindicación 1, en donde
- la relación (D_o/D_i) del diámetro hidráulico D_o de la ruta (70) de flujo lateral de salida al diámetro hidráulico D_i del extremo (51) de entrada del puerto (50) de descarga es 0.4 o menos.
- 20 3. El compresor de la reivindicación 1 o 2, en donde
- la relación (D_o/D_i) del diámetro hidráulico D_o de la ruta (70) de flujo lateral de salida al diámetro hidráulico D_i del extremo (51) de entrada del puerto (50) de descarga es 0.25 o más.
4. El compresor de una cualquiera de las reivindicaciones 1-3, en donde
- 25 el miembro (45) lateral fijo está provisto de una parte (56) achaflanada a lo largo de toda la periferia del extremo (52) de salida del puerto (50) de descarga.
5. El compresor de la reivindicación 4, en donde
- una altura H de la parte (56) achaflanada en una dirección axial del puerto (50) de descarga y una anchura W de la parte (56) achaflanada en una dirección ortogonal a la dirección axial del puerto (50) de descarga satisface una relación de $0 < H/W < 0.5$.
- 30 6. El compresor de una cualquiera de las reivindicaciones 1-5, en donde
- una forma en sección transversal del puerto (50) de descarga es oblonga o elipse.

FIG.1

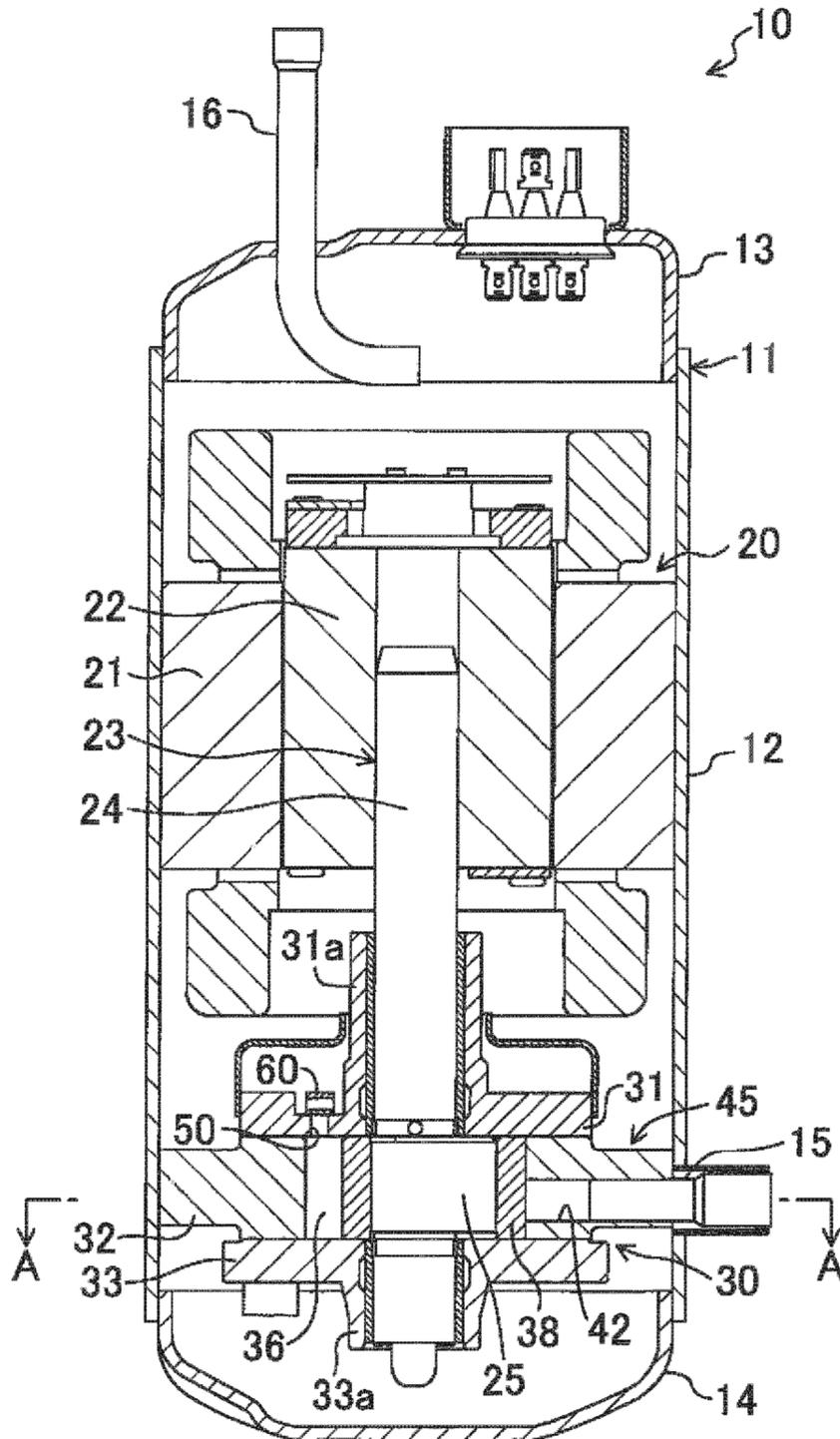
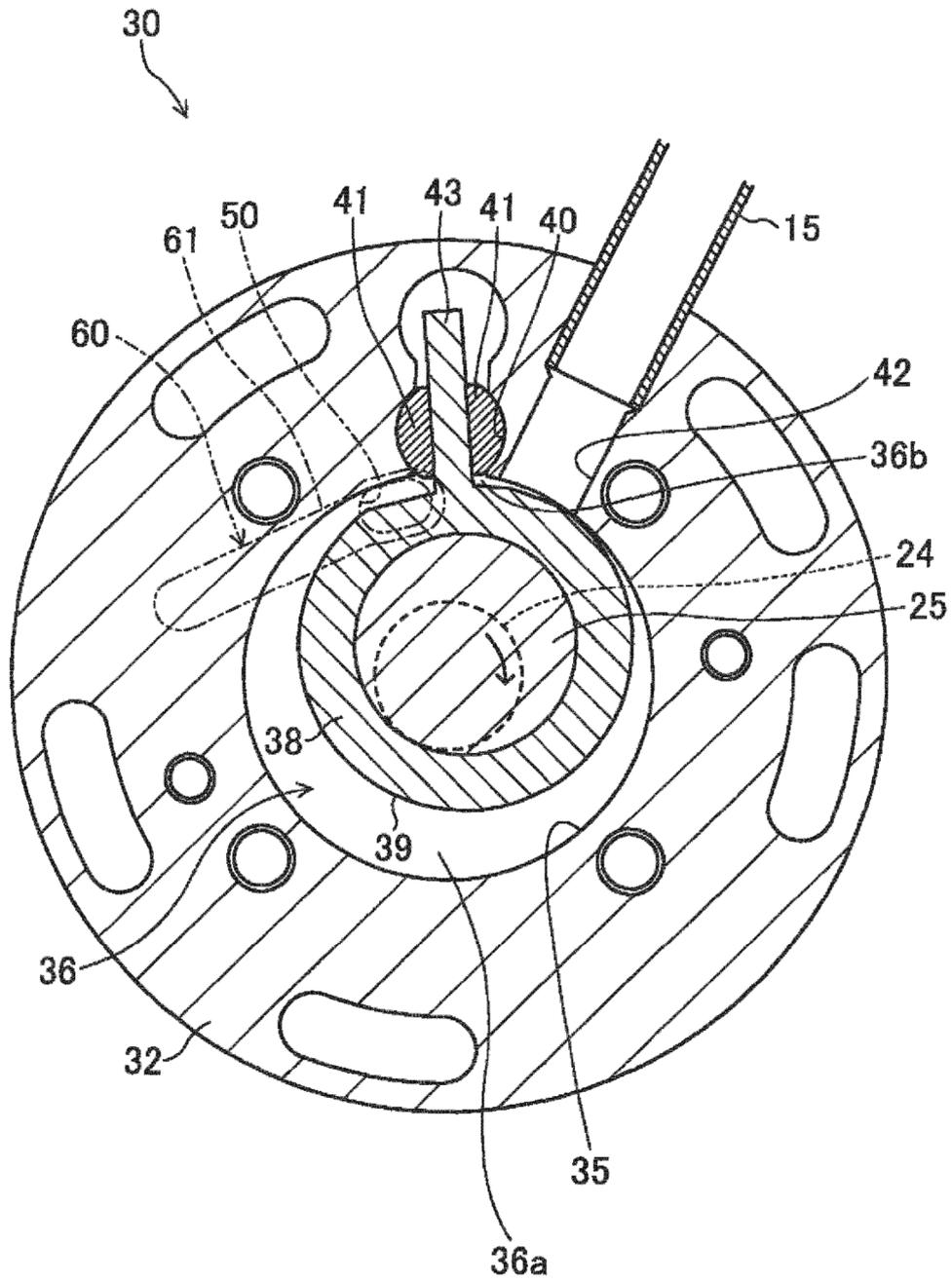


FIG.2



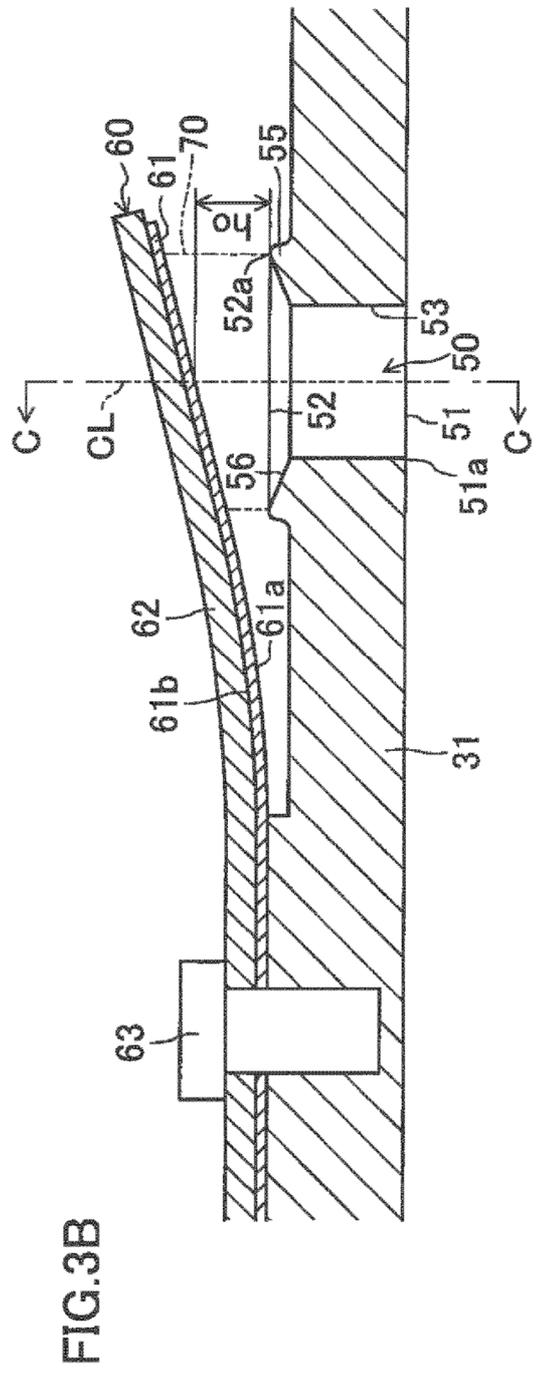
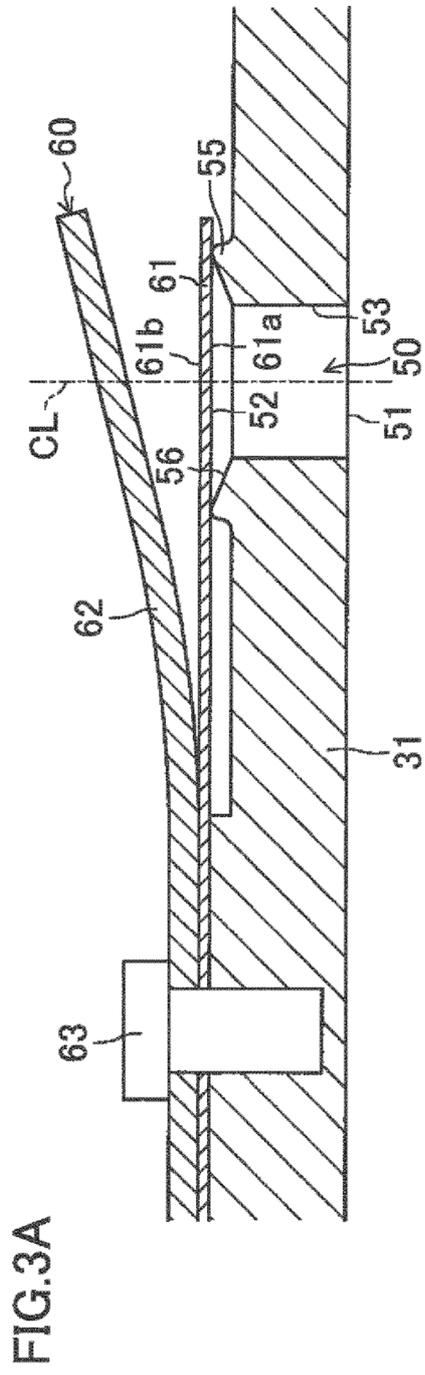


FIG.4

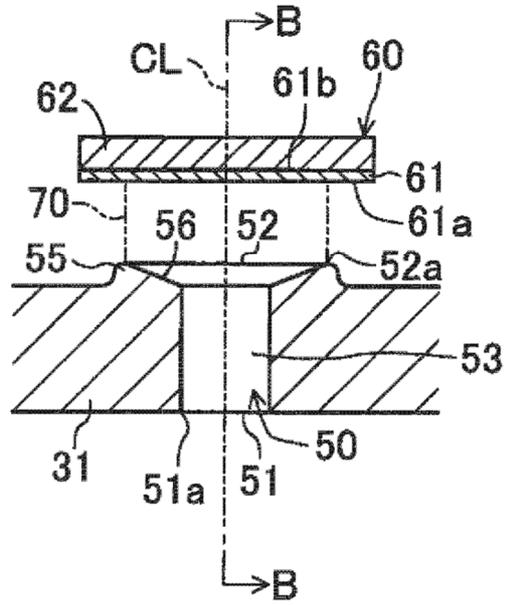


FIG.6

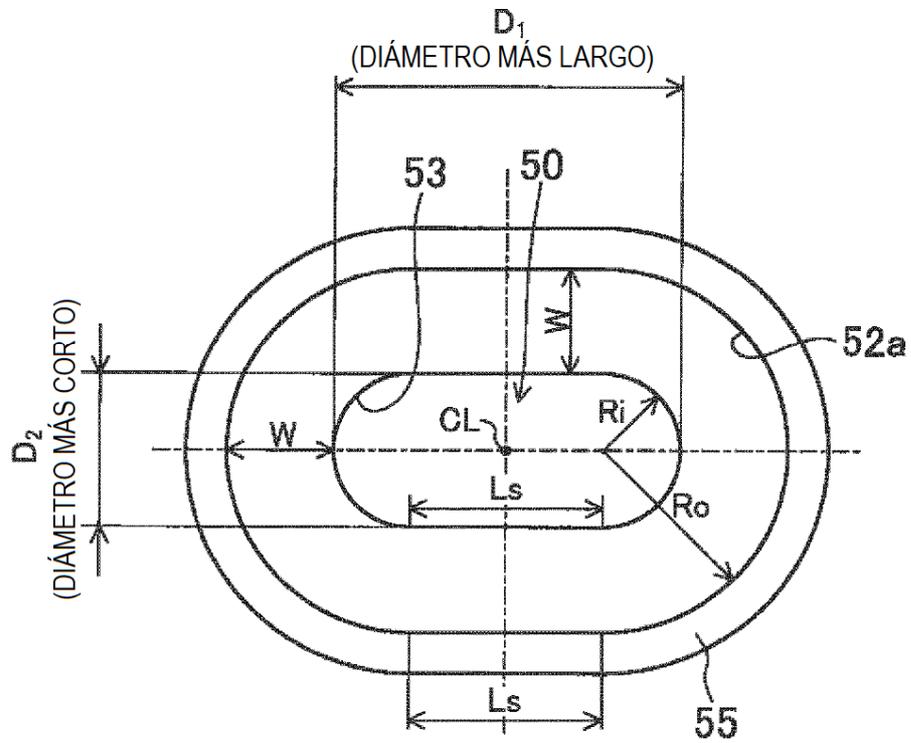


FIG.7A

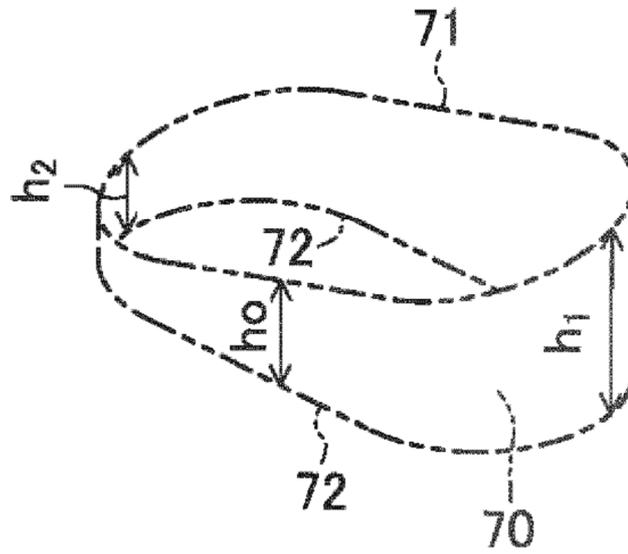


FIG.7B

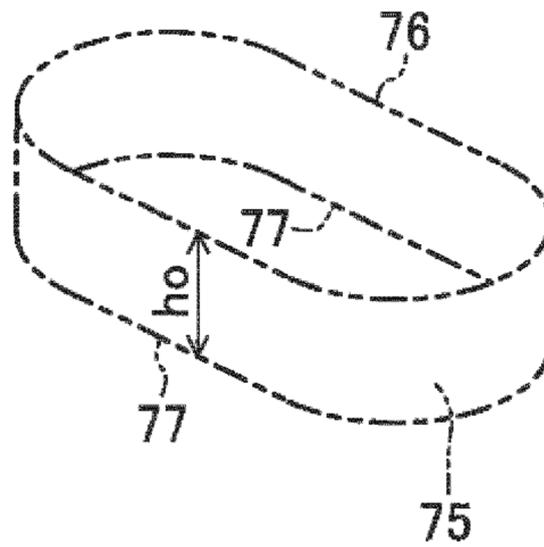
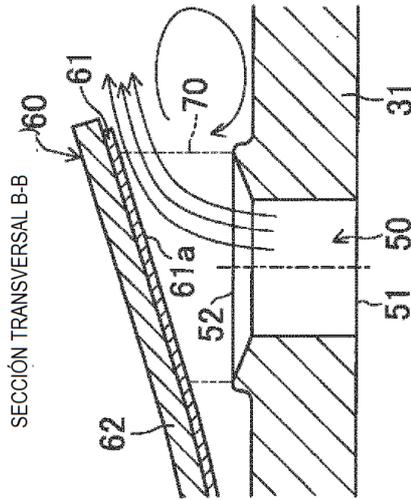


FIG.8

	EXTREMO DE ENTRADA DEL PUERTO DE DESCARGA	RUTA DE FLUJO LATERAL DE SALIDA
RADIO DE CURVATURA DE LA PARTE ARC (mm)	Ri=2.1	Ro=3.1
LONGITUD DE LA PARTE RECTA (mm)	Ls=5.3	Ls=5.3
LONGITUD DEL PERÍMETRO MOJADO (mm)	Li=23.8	2Lo=60.2
CANTIDAD ho DE ELEVACIÓN DE REFERENCIA (mm)	-	0.8 1.0 1.2 1.4 1.6
ÁREA EN SECCIÓN TRANSVERSAL DE LA RUTA DE FLUJO (mm ²)	36.1	24.1 30.1 36.1 42.1 48.1
DÍAMETRO HIDRÁULICO (mm)	Di=6.1	Do=1.6 Do=2.0 Do=2.4 Do=2.8 Do=3.2
RELACIÓN DEL DIÁMETRO HIDRÁULICO (Do/Di)	-	0.26 0.33 0.40 0.46 0.53

FIG.9A

CANTIDAD DE ELEVACIÓN DE REFERENCIA
 $h_0=1.6\text{mm}$



SECCIÓN TRANSVERSAL (C-C)

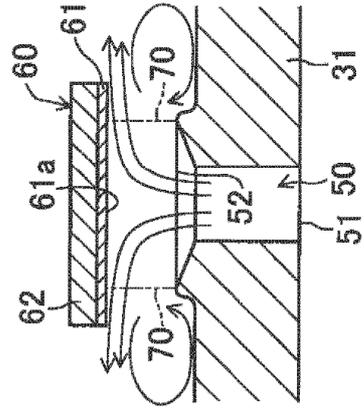
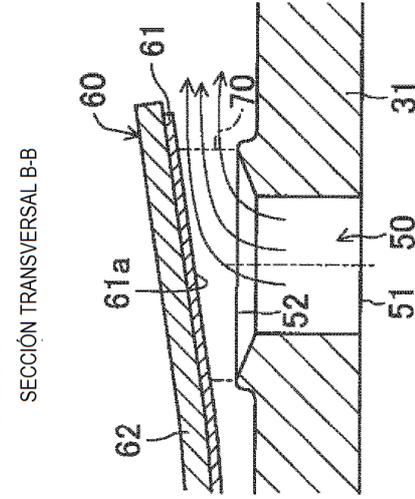


FIG.9B

CANTIDAD DE ELEVACIÓN DE REFERENCIA
 $h_0=0.8\text{mm}$



SECCIÓN TRANSVERSAL (C-C)

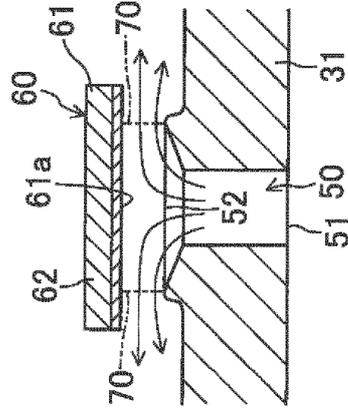


FIG.10A

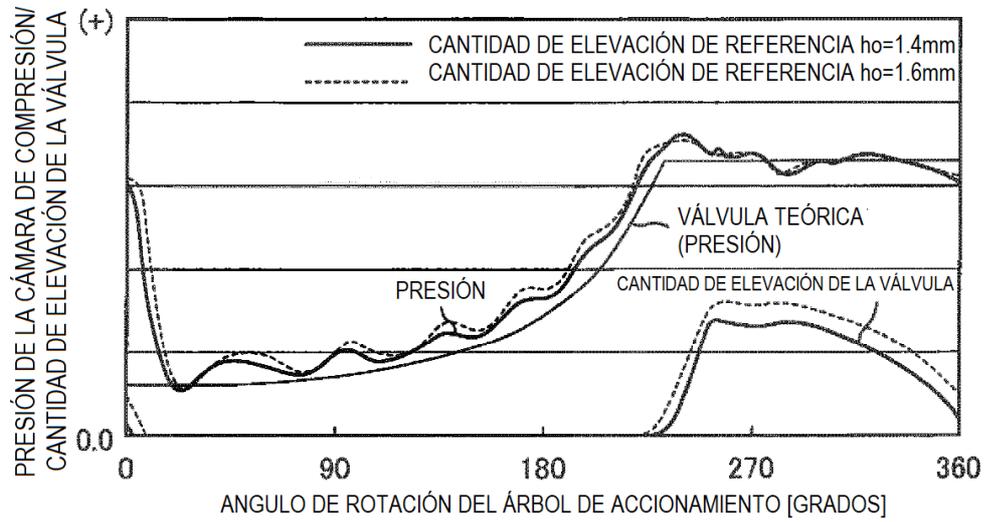


FIG.10B

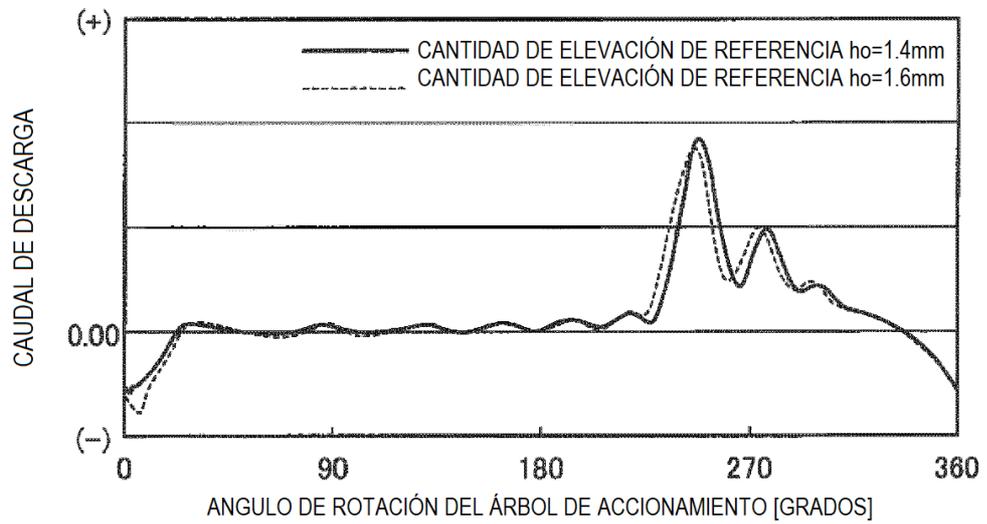


FIG.11A

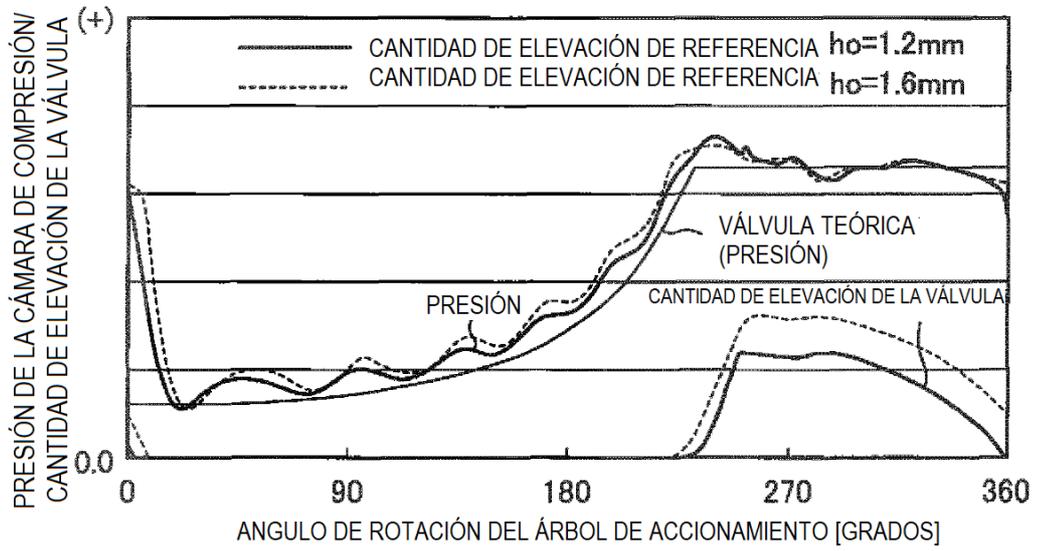


FIG.11B

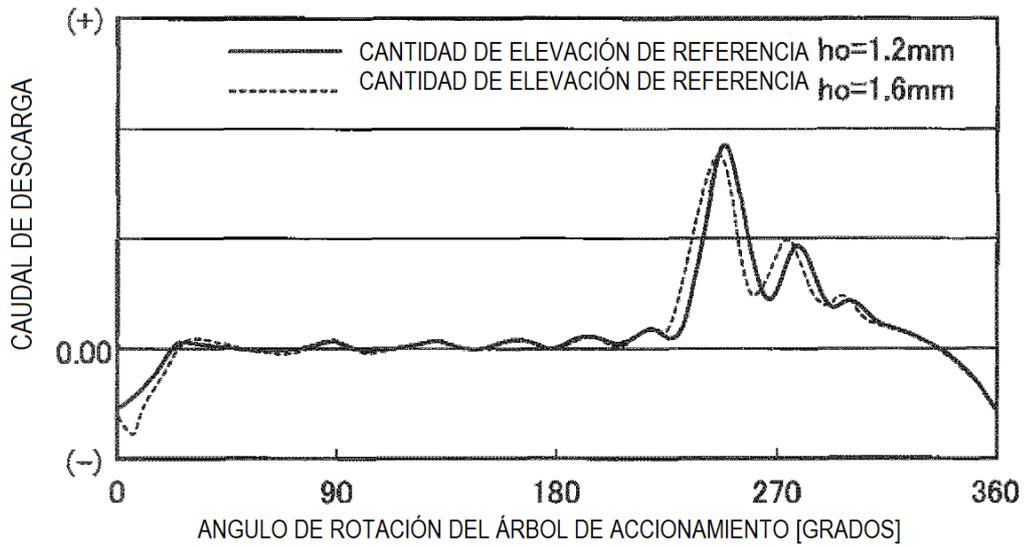


FIG.12A

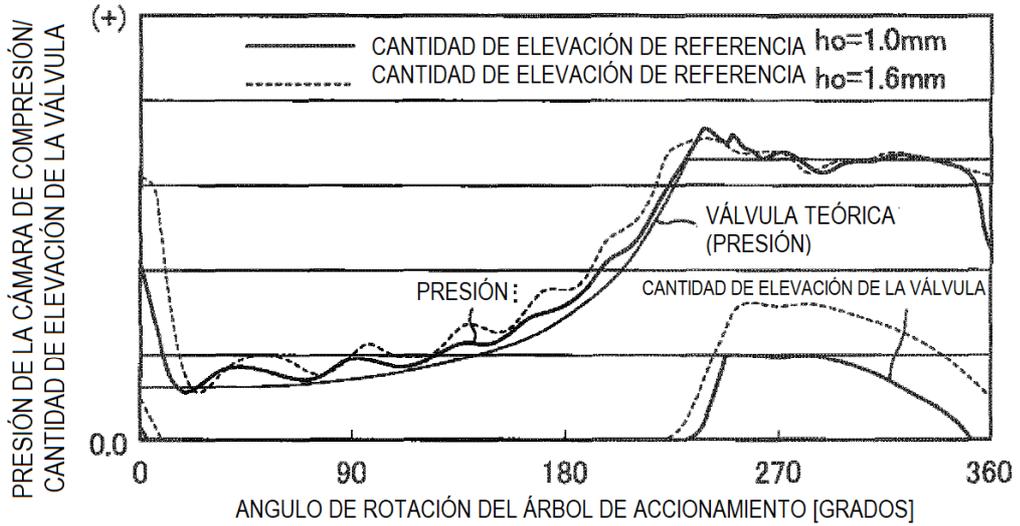


FIG.12B

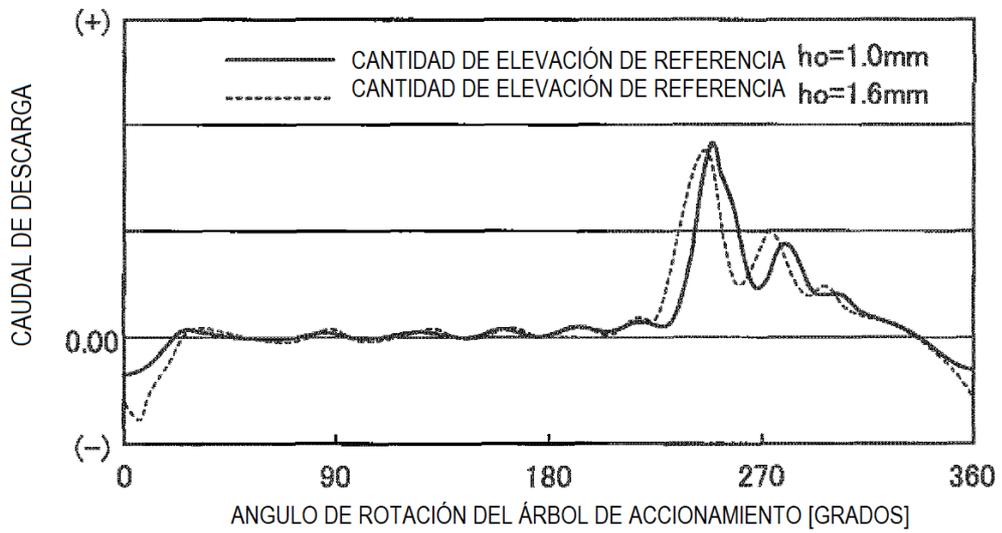


FIG.13A

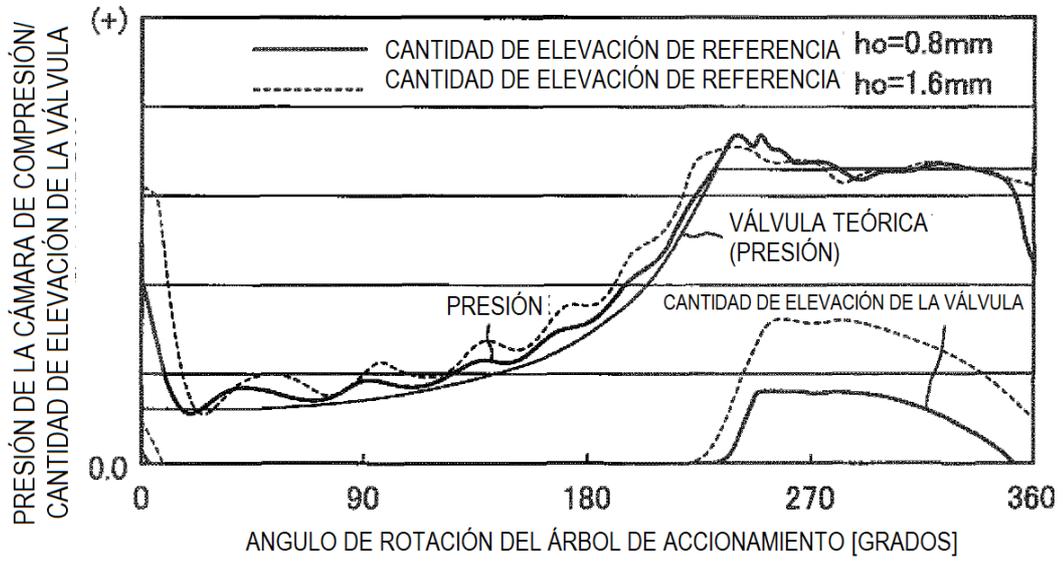


FIG.13B

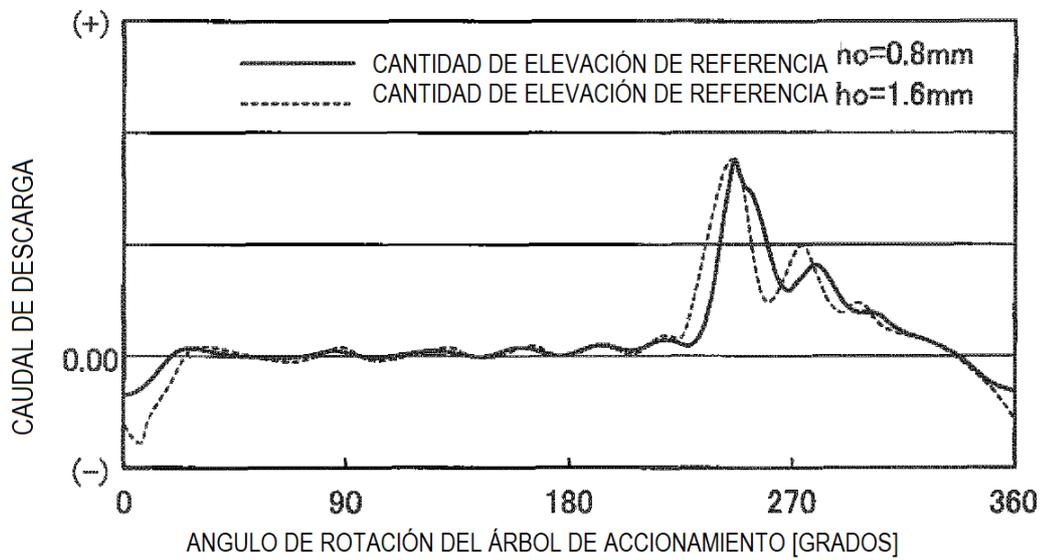


FIG.14

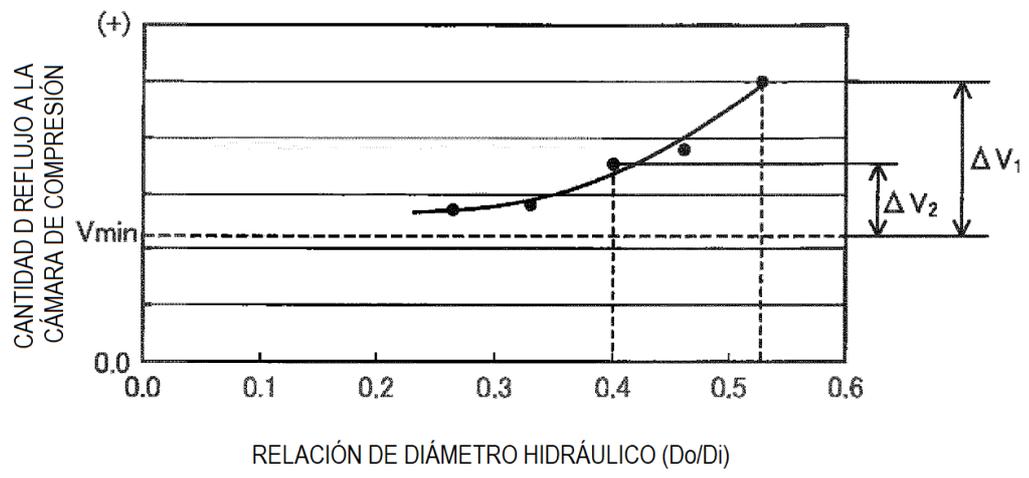


FIG.15A

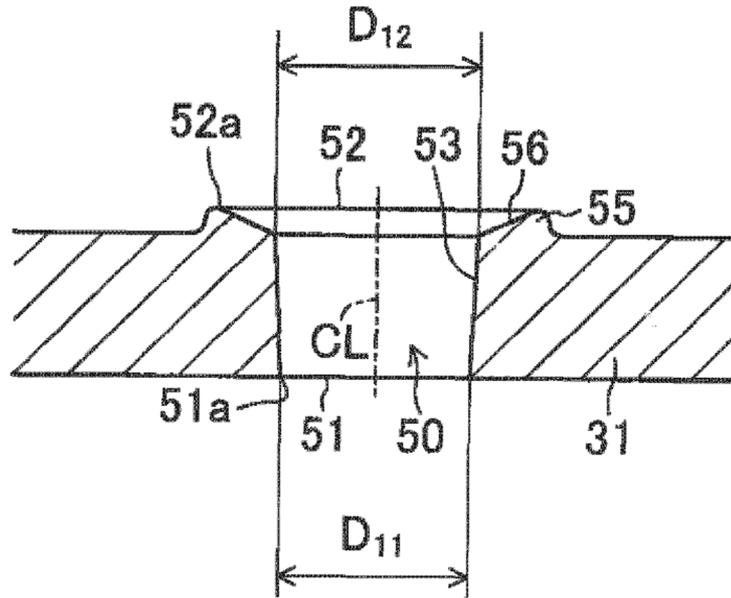


FIG.15B

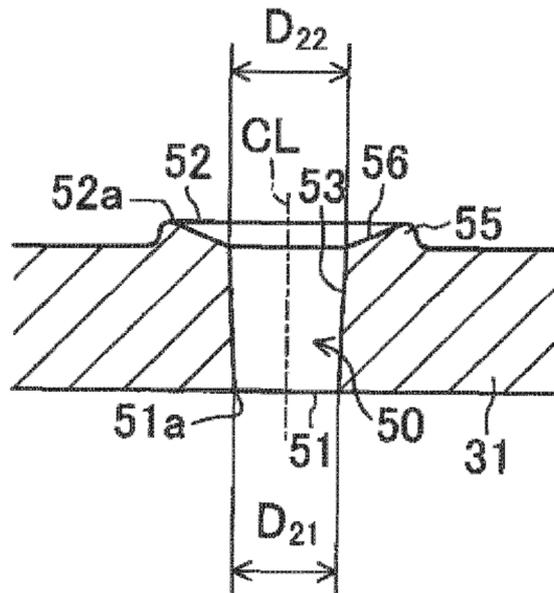


FIG.16A

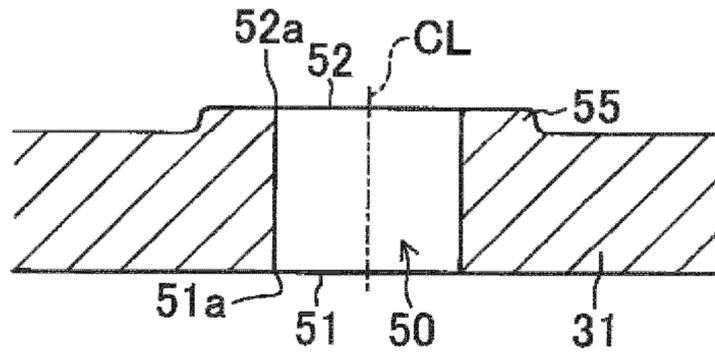


FIG.16B

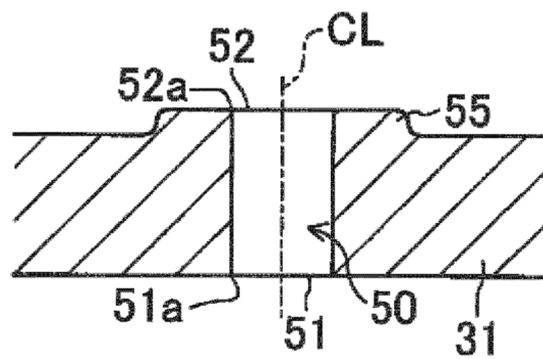


FIG.17

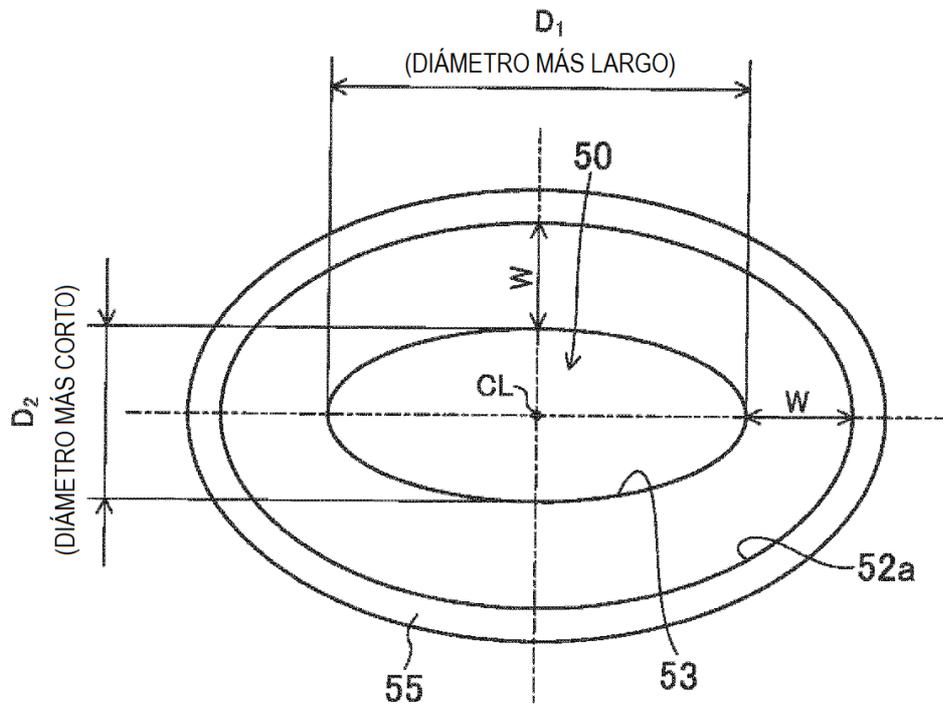


FIG.18

