(19) OFICINA ESPAÑOLA DE PATENTES Y MARCAS

ESPAÑA

(11) Número de publicación: **2 570 729**

(51) Int. CI.:

F04C 2/20 (2006.01)
F04C 18/20 (2006.01)
F04C 28/16 (2006.01)
F04C 29/12 (2006.01)
F04C 18/16 (2006.01)

(12) TRADUCCIÓN DE PATENTE EUROPEA T3

(96) Fecha de presentación y número de la solicitud europea: **23.06.2009 E 09798239 (1)**

(97) Fecha y número de publicación de la concesión europea: **27.04.2016 EP 2304241**

(54) Título: **Variación de relación de volumen automática para un compresor de tornillo rotatorio**

(30) Prioridad:

24.06.2008 US 132928 P

(45) Fecha de publicación y mención en BOPI de la traducción de la patente:
20.05.2016

(73) Titular/es:

CARRIER CORPORATION (100.0%)
Carrier World Headquarters One Carrier Place
Farmington, CT 06034, US

(72) Inventor/es:

SHOULDERS, STEPHEN, L.

(74) Agente/Representante:

ISERN JARA, Jorge

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

Variación de relación de volumen automática para un compresor de tornillo rotatorio

Campo de la invención

La presente invención se refiere generalmente a compresores de tornillo y más particularmente a compresores de tornillo con medios para variar la relación de volumen.

Antecedentes

En sistemas de aire acondicionado y refrigeración se utilizan comúnmente compresores de tipo tornillo. Rotores macho y hembra de trabado mutuo, ubicados en agujeros paralelos intersecados, definen huecos de compresión entre lóbulos de rotor engranados. Los compresores con dos rotores son los más comunes, pero en la técnica se conocen otras configuraciones que tienen tres o más rotores situados para actuar por parejas. El fluido entra a una lumbrera de succión cerca de un extremo axial de la pareja de rotores y sale cerca del extremo opuesto a través de una cámara de descarga. Las lumbreras de succión y de descarga se pueden ubicar radial o axialmente con respecto a los rotores. Inicialmente, el hueco de compresión está en comunicación con la lumbrera de succión. A medida que los rotores giran, el hueco de compresión rota pasando por la lumbrera de succión y queda sellado entre lóbulos de rotor macho y hembra y la pared sólida del agujero de rotor. El hueco encerrado se hace más pequeño a medida que se traslada axialmente aguas abajo, comprimiendo el fluido dentro. Finalmente, el hueco de compresión rota hasta la comunicación con la cámara de descarga y el fluido comprimido sale.

El volumen V_b se define como el volumen de hueco en el instante en que el hueco encerrado acaba de perder la comunicación con la lumbrera de succión, atrapando fluido a presión P_b. El volumen V_f se define como el volumen de hueco justo antes de que el hueco encerrado entre en comunicación con la lumbrera de descarga y contiene fluido comprimido a presión P_f. La relación de volumen de compresor (V_i) se define por la relación V_b/V_f. Se sabe bien que la relación de volumen es una característica importante del diseño y funcionamiento de un compresor de tornillo. Su relevancia para el diseño de compresor de tornillo se describe en referencias tales como Industrial Compressors: Theory and Equipment (Peter A. O'Neill, autor; Butterworth Heinemann, editor; 1993; ISBN 0750608706; pgs. 306-309) y 1996 ASHRAE Systems and Equipment Handbook (Robert A. Parsons, editor; American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Inc., publisher; 1996; ISBN 1-883413-34-6; pgs. 34.18-34.19). Como se sabe, la presión de descarga P_d de compresor es determinada por condiciones de funcionamiento de sistema, mientras, la presión P_f en el hueco de compresión justo antes de que entre en comunicación con la lumbrera de descarga es determinada por la relación de volumen V_i en combinación con la presión P_b del gas en el volumen de hueco V_b.

Se sabe que el rendimiento de compresión es óptimo cuando P_f es igual a P_d. Si P_f es menor que P_d, el fluido de hueco está con falta de compresión y el fluido de cámara de descarga se precipita al hueco cuando entran en comunicación. Si P_f es mayor que P_d, el fluido de hueco está con exceso de compresión y el fluido comprimido se precipita fuera del hueco a la cámara de descarga cuando hueco y cámara de descarga entran en comunicación. Se sabe que tanto la falta de compresión como el exceso de compresión son ineficientes. Las amplitudes de pulsación de fluido y vibración de compresor también son más altas cuando se produce falta de compresión y exceso de compresión, que tiene como resultado niveles más altos de sonido no deseado.

Los compresores que tienen una sola relación de volumen integrada funcionarán únicamente sin exceso de compresión y falta de compresión en algunas condiciones de funcionamiento, pero no todas. En estos casos, la relación de volumen se elige típicamente para que sea óptima para una condición en la que el rendimiento de compresor y los niveles sonoros son nominales según los estándares de la industria. Sin embargo, los sistemas que usan compresores de tornillo, tales como los sistemas de refrigeración, típicamente deben funcionar en un amplio intervalo de condiciones. Para dichos sistemas, alta eficiencia energética y bajos niveles sonoros son a menudo cualidades importantes. Por lo tanto se han dedicado considerables esfuerzos inventivos para desarrollar sistemas con relación de volumen variable de modo que se pueda evitar, o al menos disminuir, el exceso de compresión y la falta de compresión en más condiciones de funcionamiento.

Los métodos de la técnica anterior para lograr control de relación de volumen variable incluyen: el uso de válvula corrediza movible axialmente y medios de detección y accionamiento, como se ejemplifica en las patentes de EE.UU. 3.088.659, 3.936.239, Re.29.283, 4.362.472, 4.842.501, 5.018.948 y 5.411.387; el uso de una válvula corrediza movible axialmente y parada de deslizamiento y medios de detección y accionamiento en combinación, como se ejemplifica en las patentes de EE.UU. 4,516,914 y 4,678,406; el uso de válvulas de elevación radial y medios de detección y accionamiento, como se ejemplifica en las patentes de EE.UU. 4.737.082, 4.878.818, 5.108.269 y 3.151.806 y 5.044.909; el uso de válvulas de elevación en pared extrema de descarga con medios de detección y accionamiento, como se ejemplifica en la patente de EE.UU. 4.946.362; el uso de válvulas de elevación accionadas por presión en pared extrema de descarga, ya sea con autoaccionamiento o con medios de detección y accionamiento, como se ejemplifica en las patentes de EE.UU. 2.519.913 y 5.052.901 y la patente europea 0175354; el uso de una válvula corrediza de pared extrema de descarga y medios de detección y accionamiento como se

ejemplifica en la patente de EE.UU. 4.457.681. Otros medios de la técnica anterior para lograr algún grado de control de relación de volumen variable incluyen los ejemplificados en las patentes de EE.UU. 4.234.296 y 4.455.131.

Unos medios adicionales de válvula de la técnica anterior para proporcionar control de volumen se describen en el documento US 3558248, en el que un bloque de válvulas se asegura a un extremo de un rotor del compresor que tiene un miembro de válvula con autoaccionamiento para que pase gas desde el espacio de trabajo a la línea de descarga cuando la presión en el espacio de trabajo supera la presión de descarga.

Además de las diferencias de forma geométrica, estos métodos de la técnica anterior se pueden distinguir por el mecanismo de válvula de control de volumen variable que es controlado activamente o con autoaccionamiento. En mecanismos controlados activamente, se requieren medios de detección y accionamiento complicados para accionar la válvula. En mecanismos de autoaccionamiento, las válvulas son accionadas directamente por acción diferencial de las presiones P_f y P_d. En el último caso, es deseable lograr alguna variación de relación de volumen sin la necesidad de medios de detección y accionamiento independientes tales como sensores, lógica de control, líneas de accionamiento y válvulas de control servo o de solenoide, considerando el coste.

Compendio

La presente invención proporciona un compresor de tornillo que tiene una válvula para variar una relación de volumen del compresor de tornillo, el compresor de tornillo comprende: un alojamiento de compresor que comprende: un agujero de rotor de tornillo; una lumbrera de succión en comunicación de fluidos con un primer extremo del agujero de rotor; y una cámara de descarga en comunicación de fluidos con un segundo extremo del agujero de rotor, la cámara de descarga tiene una presión de cámara de descarga; y rotores de tornillo macho y hembra interengranados dispuestos dentro del agujero de rotor de tornillo, los rotores de tornillo macho y hembra interengranados tienen lóbulos que definen un hueco de compresión con el agujero de rotor, el hueco de compresión tiene una presión de hueco de compresión; caracterizado por un cuerpo de válvula dispuesto a lo largo del rotor de tornillo entre los rotores de tornillo macho y hembra interengranados, el cuerpo de válvula comprende: un conducto que se extiende adentro del cuerpo de válvula y que incluye un extremo abierto del mismo en comunicación de fluidos con la cámara de descarga y la presión de cámara de descarga; una lumbrera auxiliar que se extiende desde el agujero de rotor al conducto y proporciona comunicación de fluidos entre los mismos para comunicar la presión de hueco de compresión al conducto; y una válvula de láminas dispuesta en el conducto para regular el flujo de fluido entre el hueco de compresión y el conducto, la válvula de láminas puede funcionar a través del diferencial de presión entre la presión de hueco de compresión y la presión de cámara de descarga.

Breve descripción de los dibujos

La figura 1 es una vista cortada en perspectiva de un compresor de tornillo rotatorio en el que se utiliza una válvula de relación de volumen variable automática de la presente invención.

La figura 2 es una vista en sección lateral del compresor de tornillo de la figura 1 que muestra la válvula de relación de volumen variable automática.

La figura 3 es una vista en sección delantera del compresor de tornillo de la figura 1 que muestra una válvula de relación de volumen variable automática colocada entre rotores de tornillo emparejados.

La figura 4A es una vista superior de un alojamiento de rotor que tiene la válvula de relación de volumen variable automática de las figuras 2 y 3.

La figura 4B es una vista en perspectiva de una válvula de láminas con múltiples dedos para uso en la válvula de relación de volumen variable automática de la figura 4A.

La figura 5A muestra una vista de extremo de la válvula de relación de volumen variable automática de la figura 3 en la que dedos de válvulas de láminas están cerrados.

La figura 5B muestra una vista de extremo de la válvula de relación de volumen variable automática de la figura 5B en la que los dedos de las válvulas de láminas están abiertos.

Las figuras 6A - 6D ilustran volumen de hueco de compresión decreciente a medida que los rotores de tornillo trasladan un hueco de compresión pasando lumbreras auxiliares radiales de la válvula de relación de volumen variable automática.

La figura 7 es una vista en sección lateral de un compresor de tornillo que tiene una válvula corrediza que incluye una válvula de relación de volumen variable automática de la presente invención.

La figura 8 es una vista en sección transversal delantera del compresor de tornillo de la figura 7 que muestra la válvula corrediza que incluye una válvula de relación de volumen variable automática colocada entre rotores de tornillo emparejados.

Descripción detallada

La figura 1 es una vista cortada en perspectiva de un compresor de tornillo rotatorio 10 en el que se utiliza una válvula de relación de volumen variable automática de la presente invención. La figura 2, que se trata concurrentemente con la figura 1, es una vista en sección lateral del compresor de tornillo 10 tomada en la sección 2 - 2 de la figura 1 que muestra la válvula de relación de volumen variable automática 12 con líneas ocultas. El compresor 10 incluye una carcasa 14 de motor, carcasa 16 de rotor, carcasa de salida 18, vástago 20 de rotor, estator 22 de motor, rotor 24 de motor, rotor de tornillo macho 26a y rotor de tornillo hembra 26b. En la figura 1, la carcasa 14 de motor, la carcasa 16 de rotor, la carcasa de salida 18, el estator 22 y el rotor 24 están cortados parcialmente para mostrar el vástago 20 y los rotores 26a y 26b. En la figura 2, el compresor 10 está seccionado en aproximadamente la cúspide entre los rotores 26a y 26b, y el vástago 20 de rotor, rotor 24 de motor y rotor de tornillo macho 26a no se muestran por claridad. La carcasa 14 de motor incluye lumbrera de admisión 28, y la carcasa 16 de rotor incluye válvula de relación de volumen variable automática 12 y agujeros 30 de rotor, en los que rotan los rotores 26a y 26b. Los rotores 26a y 26b incluyen lóbulos 32 de rotor de tornillo, y la válvula 12 incluye un conducto o lumbrera de presión 34 y lumbreras auxiliares radiales 36. La carcasa de salida 18 incluye la cámara de descarga 38. La carcasa 14 de motor y la carcasa de salida 18 están sujetadas a la carcasa 16 de rotor para formar un alojamiento en el que están sellados vástago 20, estator 22, rotor 24 y rotores de tornillo 26a y 26b de manera que se puede conducir un fluido de trabajo o gas, tal como de un refrigerante, entre lumbrera de admisión 28 y cámara de descarga 38.

Como se muestra en la figura 2, el fluido de trabajo 40 a presión baja entra al compresor de tornillo 10 en la lumbrera de admisión 28, se desplaza a través de la carcasa 14 de motor y la carcasa 16 de rotor y a los agujeros 30 de rotor. Dentro de los agujeros 30 de rotor, el fluido de trabajo 40 a presión baja entra a un hueco de compresión adyacente al rotor 26b y el rotor 26a (figura 1) formado entre los lóbulos 32 de rotor de tornillo y las paredes de los agujeros 30 de rotor de tornillo. El rotor 24 de motor hacer rotar el rotor de tornillo macho 26a (figura 1) y, en virtud del acoplamiento engranado, el rotor de tornillo hembra 26b, reduciendo el volumen del hueco de compresión y comprimiendo del fluido 40 a medida que el hueco se traslada hacia la carcasa de salida 18 entre los lóbulos 32. Fluido de trabajo 40 a presión alta se descarga desde el hueco de presión a la cámara de descarga 38 a través de la lumbrera de descarga 41. La cámara de descarga 38 está en comunicación abierta con el fluido a presión alta 40 y la presión de descarga de sistema en la que se utiliza el compresor 10. Por lo tanto, la presión en la cámara de descarga 38 refleja cambios en el funcionamiento del compresor 10. La válvula de relación de volumen variable automática 12 de la presente invención optimiza el rendimiento de compresión mediante el equilibrio de la presión en el hueco de descarga justo antes de que entre en comunicación con la cámara de descarga 38 y la presión en la cámara de descarga 38 en un intervalo de condiciones de funcionamiento para el compresor 10.

La figura 3 es una vista en sección delantera del compresor de tornillo 10 tomada en la sección 3 - 3 de la figura 1 que muestra una superficie delantera de la carcasa 16 de rotor y secciones a través de vástagos de soporte para rotores de tornillo 26a y 26b. La válvula de relación de volumen variable automática 12 está integrada en la carcasa 16 de rotor entre rotor macho 26a y rotor hembra 26b. Así, una parte de la carcasa 16 de rotor comprende el cuerpo de la válvula 12. La válvula 12 incluye lumbrera de presión de lado macho 34a, lumbrera de presión de lado hembra 34b, lumbrera auxiliar de lado macho 36a, lumbrera auxiliar de lado hembra 36b, válvula de láminas la lado macho 42a y válvula de láminas de lado hembra 42b. La cara de lado macho 44a y la cara de lado hembra 44b son parte de los agujeros de rotor de tornillo macho y hembra 30, y la cara extrema de descarga 46 comprende una parte de la carcasa 16 de rotor. Los agujeros 30 de rotor de tornillo se encuentran en la cara de lado macho 44a y la cara de lado hembra 44b para formar agujeros en los que rotan rotor macho 26a y rotor hembra 26b, respectivamente. Rotor de tornillo macho 26a y rotor de tornillo hembra 26b forman un hueco de compresión 48 entre lóbulos de rotor 32, agujeros 30 de rotor de tornillo y caras 44a y 44b. Para partes del proceso de compresión, una pared extrema de descarga o de succión también puede formar parte de la frontera del hueco de compresión, como se trata con respecto a las figuras 6A - 6D.

La cara extrema de descarga 46 en la carcasa 16 de rotor forma una lumbrera de descarga a través de la que sale fluido del hueco de compresión y entra a la cámara de descarga 38 durante el proceso de compresión. La válvula 12 se forma por mecanizado de la cara extrema de descarga 46, lumbreras de presión 34a y 34b y lumbreras auxiliares 36a y 36b directamente en la carcasa 16 de rotor. En otras realizaciones, como se muestra en las figuras 7 y 8, la válvula 12 se puede incorporar en una válvula corrediza que se mueve dentro de la carcasa 16 de rotor. Las lumbreras de presión de lado macho y lado hembra 34a y 34b comprenden orificios perforados axialmente en la cara extrema de descarga 46 paralelos al eje mayor de la válvula 12 y los ejes de los rotores 26a y 26b. Las lumbreras auxiliares 36a y 36b comprenden orificios perforados radialmente en superficies axiales de la válvula 12 a lo largo de las caras 44a y 44b, respectivamente, perpendiculares a las lumbreras de presión 34a y 34b. La lumbreras auxiliares 36a y 36b proporcionan comunicación entre el hueco de compresión 48 y agujeros de presión de lado macho y hembra 34a y 34b, si lo permite la desviación de las válvulas de láminas 42a y 42b. Las lumbreras de presión 34a y 34b comprenden conductos que salen a la cámara de descarga 38 (figuras 1 y 2) para proporcionar un atajo o

derivación alrededor de la longitud completa de los rotores 26a y 26b. Las válvulas de láminas 42a y 42b se insertan en las lumbreras de presión 34a y 34b para medir el flujo de fluido de trabajo comprimido desde el hueco de compresión 48 a la cámara de descarga 38. El fluido de trabajo desde los rotores 26a y 26b entra a las lumbreras auxiliares 36a y 36b a medida que el fluido es presurizado entre los lóbulos 32 de los rotores de tornillo 26a y 26b. Las válvulas de láminas 42a y 42b se abren a una presión umbral para permitir que el fluido presurizado escape de los lóbulos 32 y entre a las lumbreras de presión 34a y 34b para fluir a la cámara de descarga 38. La geometría de la válvula 12, así como el número y posición de agujeros 34a y 34b y agujeros 36a y 36b se pueden variar para proporcionar control adicional sobre el flujo de refrigerante a través de la válvula 12.

La figura 4A es una vista superior de una parte de la carcasa 16 de rotor que muestra la válvula de relación de volumen variable automática 12 de las figuras 2 y 3. La válvula 12 incluye lumbrera de presión de lado macho 34a, lumbrera de presión de lado hembra 34b, lumbreras auxiliares de lado macho 36a, 36c, 36e y 36g, lumbreras auxiliares de lado hembra 36b, 36d, 36f y 36h, válvula de láminas de lado macho 42a, válvula de láminas de lado hembra 42b, cara de lado macho 44a, cara de lado hembra 44b y cara extrema de descarga 46. En la realización mostrada, cada una de las caras 44a y 44b está provista de cuatro lumbreras radiales. En otras realizaciones, se puede utilizar mayor o menor número de lumbreras radiales.

Las lumbreras de presión 34a y 34b comprenden agujeros de extremo ciego que se extienden adentro de la cara extrema de descarga 46 de manera que no se permite al refrigerante pasar axialmente a través de la válvula 12 o la carcasa 16 de rotor. Las lumbreras auxiliares radiales 36a - 36h se extienden a las caras 44a y 44b, respectivamente, únicamente hasta intersecar las lumbreras de presión 34a y 34b. Las lumbreras de presión 34a y 34b se colocan preferiblemente con relación a las caras 44a y 44b para minimizar los volúmenes de fluido atrapado en las lumbreras auxiliares 36a - 36h entre las caras 44a y 44b y las válvulas de láminas 42a y 42b. Es deseable minimizar los volúmenes atrapados para minimizar efectos deletéreos en el rendimiento de compresor. Específicamente, fluido o gas atrapados dentro de estos volúmenes hace escapar compresión dentro del hueco de compresión 48 cuando los lóbulos 32 pasan sobre ellos. Así, las lumbreras de presión 34a y 34b se colocan cerca de las caras 44a y 44b para minimizar el volumen de las lumbreras 36a - 36h. Las válvulas de láminas 42a y 42b, visibles en línea imaginaria, se insertan y se aseguran en cada una de las lumbreras de presión 34a y 34b.

La figura 4B es una vista en perspectiva de una válvula de láminas con múltiples dedos 42a para uso en la válvula de relación de volumen variable automática 12 de la figura 4A. La válvula de láminas 42b es idéntica a la válvula de láminas 42a, difiriendo únicamente en orientación cuando se ensambla con la válvula 12. La válvula de láminas 42a, como se muestra en la figura 4B, incluye dedos 52a - 52d de válvula de láminas y miembro raíz 54 de válvula de láminas. El miembro raíz 54 de válvula de láminas comprende un solo cuerpo continuo que conecta cada dedo individual 52a - 52d de válvula de láminas. La válvula de láminas 42a se alinea y tiene un tamaño de manera que cada dedo individual de lámina cubre completamente una sola lumbrera auxiliar radial 36a, 36c, 36e y 36g cuando la válvula se inserta en la lumbrera de presión 34a. Para la válvula 12 mostrada en la figura 4A, el dedo 52a de válvula de láminas dedo 52a cubre la radial 36g, el dedo 52b de válvula de láminas cubre la lumbrera auxiliar 36e, y así sucesivamente. Los dedos 52a - 52d de válvula de láminas pueden experimentar ciclos de carga repetitivos a flexión. La válvula de láminas 42a está configurada cilíndricamente para coincidir con la circunferencia y la forma de la lumbrera de presión 34a cuando se instala como se muestra en la figura 3.

En la práctica, para evitar un ajuste flojo para montajes que puedan resultar de ligeras variaciones en el tamaño fabricado en la lumbrera 34a y la válvula de láminas 42a, el tamaño de sección transversal nominal de la válvula de láminas 42a antes del ensamblaje con la lumbrera 34a puede ser ligeramente más grande que el diámetro nominal de la lumbrera 34a para proporcionar una leve interferencia para la mayoría de montajes. La cantidad de interferencia se elige en combinación con parámetros que afectan a la rigidez de los dedos 52a - 52d de válvula de láminas para minimizar el impacto deletéreo en la función pretendida. Por ejemplo, los dedos 52a - 52d de válvula están configurados para tener rigideces de manera que los dedos 52a - 52d se puedan desviar por las presiones generadas dentro del compresor 10.

Las figuras 5A y 5B muestran vistas de extremo axial de la cara extrema de descarga 46 en la carcasa 16 de rotor que ilustran los diferenciales de presión dentro del compresor 10 que hacen funcionar automáticamente las válvulas de láminas 42a y 42b. La válvula 12 está formada en la carcasa 16 de rotor del compresor 10 entre los rotores 26a y 26b (figura 3) de manera que el hueco de compresión 48 ejerce presión de hueco P_P contra las caras 44a y 44b, y la cámara de descarga ejerce presión de descarga P_D contra la cara extrema de descarga 46. La presión de hueco de compresión P_P se extiende a través de las lumbreras auxiliares 36a y 36b para actuar en las superficies exteriores de los dedos 52d y 52a de las válvulas de láminas 42a y 42b. La presión de cámara de descarga P_D se extiende a través de las lumbreras de presión 34a y 34b para actuar en las superficies interiores de los dedos 52d y 52a de las válvulas de láminas 42a y 42b. Si la presión de hueco de compresión P_P es menor que la presión de cámara de descarga P_D, entonces la presión de cámara de descarga mantiene los dedos apretados contra las paredes de las lumbreras de presión 34a y 34b. Así, el hueco de compresión 48 permanece sellado y el fluido de trabajo continúa fluyendo a través de las caras 44a y 44b. Si la presión de descarga P_D es menor que la presión de hueco de compresión P_P, entonces la presión de hueco fuerza los dedos alejándolos de las paredes de las lumbreras de presión 34a y 34b. Así, se rompe el sello del hueco de compresión 48 y se permite al fluido de trabajo desplazarse a través de las lumbreras de presión 34a y 34b para llegar a la cámara de descarga 38, después de ser comprimido

parcialmente. A medida que la presión de descarga P_D cambia bajo diferentes condiciones de funcionamiento del compresor 10, la posición a lo largo de la válvula 12 en la que la presión de hueco P_P iguala la presión de descarga P_D también cambia. Así, se desviarán diferentes dedos de las válvulas de láminas 42a y 42b, como se ilustra en las figuras 6A - 6D.

Las figuras 6A - 6D ilustran un ciclo de compresión y el método por el que la válvula 12 varía automáticamente la relación de volumen de compresor de tornillo. Las figuras 6A - 6D muestran partes de los agujeros 30 de rotor con huecos de compresión sucesivos entre lóbulos 32 de rotor de tornillo superpuestos. La válvula 12 se muestra con líneas ocultas detrás de los rotores 26a y 26b. Los rotores de tornillo 26a y 26b están colocados entre paredes extremas 55a, 55b y 55c, que ayudan a formar el hueco de compresión 48 para partes del proceso de compresión. Por ejemplo, las paredes extremas 55a y 55b forman una lumbrera de descarga que regula cuánto tiempo permanece sellado el hueco de compresión 48, y la pared extrema 55c comprende un sello de cara extrema que sella el hueco de compresión 48 al principio del proceso de compresión. La válvula 12 está colocada entre los rotores 26a y 26b de manera que las lumbreras de presión 34a y 34b se abren a la lumbrera de descarga 41. Las lumbreras auxiliares 36a — 36h, que también se muestran con líneas ocultas, se extienden desde las lumbreras de presión 34a y 34b y se abren a través de las caras 44a y 44b a los rotores 26a y 26b (figura 3), respectivamente. En las figura 6A, el área sombreada representa el hueco de compresión 48 después de haber sido sellado por la rotación de los rotores 26a y 26b. El volumen inicial del hueco de compresión 48 se designa como V_b y la presión inicial dentro del hueco 48 se designa P_b. Como se trata con mayor detalle más adelante con respecto a las figuras 6B - 6D, los rotores 26a y 26b rotan para trasladar el hueco de compresión 48 hacia la lumbrera de descarga 41, disminuyendo el volumen V_b y provocando un aumento correspondiente de la presión P_b.

Un compresor convencional continuaría comprimiendo el fluido de trabajo hasta que el hueco de compresión 48 entrara en comunicación con la cámara de descarga 38, como se muestra en la figura 6D, sin embargo, sin pasar el hueco de compresión 48 sobre la válvula 12 o las lumbreras auxiliares 36a - 36h. El área sombreada representa el volumen de hueco de compresión en el momento que se comunica con la lumbrera de descarga 41. Este volumen se designa como V_f. La relación de volumen (V_i) es entonces V_b/V_f. Si la presión de hueco de compresión P_f del volumen V_f es igual a la presión de cámara de descarga P_D, no se produce falta ni exceso de compresión y el compresor funciona con el rendimiento pico. La presión de cámara de descarga P_D, sin embargo, a menudo no permanece constante debido a cambios en las condiciones de funcionamiento del sistema. Por lo tanto, típicamente tienen lugar discrepancias entre presión de hueco de compresión final P_f y presión de cámara de descarga P_D. La válvula 12 de la presente invención proporciona unos medios para equilibrar la presión de hueco de compresión P_f y la presión de cámara de descarga P_d para facilitar el funcionamiento del compresor 10 a rendimiento pico.

La figura 6B muestra una fase intermedia de la compresión en la que el hueco de compresión 48 se traslada hacia la lumbrera de descarga 41. El volumen del hueco de compresión 48 se reduce al volumen intermedio V_2, que es menor que V_b pero mayor que V_f. La presión del hueco de compresión 48 sube a la presión intermedia P_2, que es mayor que P_b debido a la compresión. En la figura 6B, el hueco de compresión 48 se ha trasladado lo suficiente a lo largo del eje de los rotores 26a y 26b para contactar con las lumbreras auxiliares 36h y 36g. En este punto, la relación de volumen es V_b/V_2.

La figura 6C muestra el hueco de compresión 48 progresando aún más hacia la lumbrera de descarga 41. El hueco de compresión 48, ahora en el volumen V_3 y con presión P_3, que es mayor que P_2 debido a una compresión adicional, está en contacto con las lumbreras auxiliares posteriores 36c - 36f. Si la presión P_3 es mayor que la presión de descarga P_D, determinada por las condiciones de funcionamiento del compresor 10, los dedos de las válvulas de láminas 42a y 42b dentro de las lumbreras de presión 34a y 34b se desviarán, de manera similar a los ilustrados en la figura 5B. Los dedos 52b y 52c de válvula de láminas (figura 4B) de las válvulas 42a y 42b se desvían hacia dentro bajo las fuerzas provocadas por el diferencial de presión entre P_3 y P_D, permitiendo que parte del fluido de trabajo salga del hueco de compresión 48 al entrar en las lumbreras de presión 34a y 34b y entonces pasa a la lumbrera de descarga 41. Como resultado de este escape de fluido desde el hueco de compresión 48, la presión de hueco P_P del hueco de compresión 48 no superará substancialmente la presión de descarga P_D, siempre y cuando las lumbreras auxiliares 36 tengan un tamaño bastante grande como para no restringir substancialmente el caudal del fluido que escapa.

A medida que el hueco de compresión 48 progresa hacia la cámara de descarga 38, la presión dentro del hueco 48 continúa aumentando de manera que la acción de las lumbreras auxiliares sucesivas 36a y 36b y los dedos 52a de válvula de láminas será similar a la que se acaba de describir. Así, el fluido continúa descargándose a través de las lumbreras de presión 34a y 34b a presiones que no superan substancialmente la presión de descarga P_D. Como resultado, cuando el hueco de compresión 48 conecta finalmente con la lumbrera de descarga 41 como se muestra en la figura 6D, la presión de hueco de compresión P_P no superará substancialmente la presión de descarga P_D y el refrigerante también pasará a través de la lumbrera 41 a una presión cercana a P_D.

En casi cualquier punto durante el ciclo de compresión, el fluido de trabajo puede escapar del hueco de compresión 48 si la presión de hueco de compresión P_P supera la presión de cámara de descarga P_D. De esta manera, el compresor de tornillo rotatorio varía automáticamente V_i para descargar fluido de trabajo a una presión casi coincidente con la presión de cámara de descarga. El punto específico a lo largo de la válvula 12 en el que la

presión de hueco P_P supera la presión de descarga P_D depende de las condiciones de funcionamiento del compresor 10. Las realizaciones mostradas han representado válvulas de láminas de múltiples dedos con cuatro dedos y las correspondientes lumbreras radiales por motivos ejemplares. En otras realizaciones, se puede utilizar uno, dos, tres o incluso más de cuatro dedos, dependiendo del compresor en el que se pretenda utilizar y la aplicación pretendida de dicho compresor.

Los medios automáticos de variación de relación de volumen descritos en esta memoria actúan únicamente en condiciones de exceso de compresión, cuando la presión P_P de hueco de compresión 48 supera la presión de descarga P_D. Puede ser útil para reducir la aparición de falta de compresión, cuando el hueco de compresión 48 llega a la cámara de descarga 38 antes de que la presión de hueco P_P llegue a la presión de cámara de descarga P_D. Por ejemplo, la válvula 12 se puede utilizar en combinación con medios para establecer, p. ej. aumentar, la V_i integrada o de base del compresor 12, tales como paredes extremas 55a y 55b, válvulas corredizas, u otros medios para retrasar la descarga del fluido comprimido desde los rotores, como son conocidos en la técnica. Como tal, la presión de hueco de compresión P_P llegará entonces al nivel de la presión de descarga P_D antes de que el hueco de compresión 48 se conecte a la cámara de descarga 38 para una mayor parte de las condiciones de funcionamiento a las que está sujeto. Como resultado, los medios de variación de relación de volumen automática descritos en esta memoria, tales como la válvula 12, se activarán para una mayor parte de las condiciones de funcionamiento y proporcionarán su beneficio pretendido.

Otros aspectos de la presente invención también se pueden variar para mejorar la capacidad de la válvula 12 para hacer coincidir la presión de hueco P_P con la presión de descarga P_D. Por ejemplo, las realizaciones mostradas han representado válvulas de láminas tanto en lado de rotor macho como en lado hembra de las cúspides por motivos ejemplares. En otras realizaciones de la invención, sin embargo, la colocación de una sola válvula de láminas en únicamente el lado macho o únicamente el lado hembra puede ofrecer variación de V_i automática aceptable a menor coste en compresores diseñados para algunas aplicaciones. Además, las realizaciones mostradas han representado dedos de láminas espaciados uniformemente y lumbreras radiales espaciadas uniformemente de manera correspondiente. En otras realizaciones de la invención, sin embargo, para algunas aplicaciones se pueden utilizar lumbreras radiales y dedos de lámina espaciados no uniformemente. En otras realizaciones de la invención, el sistema de V_i automáticamente variable también se puede incorporar en compresores que tienen una válvula corredizo de control de capacidad, como se muestra in figuras 7-8.

La figura 7 es una vista en sección lateral de un compresor de tornillo 56 que tiene una válvula corrediza 58 que incluye una válvula de relación de volumen variable automática 60 de la presente invención. El compresor 56 incluye componentes similar a los del compresor 10 de la figura 1 - figura 3, con componentes semejantes etiquetados en consecuencia. Por ejemplo, el compresor 56 incluye carcasa 14 de motor, carcasa 16 de rotor, carcasa de salida 18, estator 22 de motor, rotor de tornillo hembra 26b, lumbrera de admisión 28 agujeros 30 de rotor, lóbulos 32 y cámara de descarga 38. Vástago 20 de rotor, rotor 24 de motor y rotor de tornillo macho 26a se omiten por claridad. El compresor 56 también incluye carcasa de deslizamiento 62 en la que la válvula corrediza 58 se mueve en vaivén. La válvula corrediza 58 (que no se muestra en sección transversal por claridad) incluye cuerpo 64 de válvula, en el que está colocada válvula 60, varilla 66 de pistón, cabeza 68 de pistón y resorte de predisposición 70. La válvula corrediza 58 funciona, como se sabe en la técnica, para variar la capacidad del compresor 56. Específicamente, unos medios de accionamiento 72 dirigen un fluido hidráulico a una cámara 74 de pistón para ajustar la posición axial de la cabeza 68 de pistón, que a través de la varilla 66 de pistón ajusta la posición axial del cuerpo 64 de válvula con respecto a los rotores macho y hembra 26a y 26b. Como tal, la longitud a lo largo de la que el cuerpo 64 de válvula se acopla a los lóbulos 32 varía para ajustar la cantidad de fluido comprimido entre los rotores 26a y 26b y los agujeros 30 de rotor. El cuerpo 64 de válvula incluye lumbrera de presión 76 y lumbreras radiales 78 similares a las de la válvula 12 de las figuras 2 - 6D.

La figura 8 es una vista en sección delantera del compresor de tornillo 56 de la figura 7 que muestra una superficie delantera de la carcasa 16 de rotor y secciones a través de la válvula corrediza 58 y los vástagos de soporte para rotores de tornillo 26a y 26b. La válvula corrediza 58 incluye válvula de relación de volumen variable automática 60 y se coloca entre los rotores de tornillo 26a y 26b. El cuerpo 64 de válvula comprende superficies de presión arqueadas para emparejarse con los rotores de tornillo 26a y 26b. El cuerpo 64 de válvula también incluye un lado inferior parcialmente cilíndrico para deslizar a lo largo del alojamiento 16 de rotor cuando es accionado por la varilla 66 de pistón y la cabeza 68 de pistón. La válvula 60 incluye lumbreras de presión 76a y 76b, que comprenden agujeros axiales que extienden la cámara de descarga 38 a la válvula 60. Lumbreras auxiliares 78a y 78b se extienden radialmente a las superficies de presión para conectar el hueco de presión 48 con las lumbreras de presión 76a y 76b. Las válvulas de láminas 80a y 80b se insertan en las lumbreras de presión 76a y 76b para sellar las lumbreras de presión 76a y 76b de las lumbreras auxiliares 78a y 78b. Las válvulas de láminas 80a y 80b permiten que el fluido del hueco de presión 48 escape a la cámara de descarga 38 cuando la presión dentro del hueco de presión 48 supera la presión dentro de la cámara de descarga 38.

En cualquier realización de la invención, se proporciona una válvula para variar automáticamente la relación de volumen de compresor en un compresor de tornillo rotatorio, haciendo coincidir estrechamente la presión de hueco de compresión final con la presión de descarga de sistema sin utilizar control de retroalimentación electrónico. Al menos una lumbrera de presión axial se coloca en un alojamiento de rotor de tornillo o en un cuerpo de válvula

corrediza de modo que la lumbrera de presión esté adyacente a un hueco de presión entre rotores de tornillo. La lumbrera de presión comunica el hueco de presión con el sistema presión de descarga. Una lumbrera auxiliar radial, o una serie de lumbreras auxiliares, se extiende desde una parte del alojamiento de rotor de tornillo en contacto con el hueco de compresión a la lumbrera de presión. Una válvula de láminas que tiene un dedo de lámina para cada lumbrera auxiliar está insertada en cada lumbrera de presión. La válvula de láminas está configurada cilíndricamente; tiene un tamaño y está colocada de manera que la válvula de láminas encaje con seguridad en la lumbrera de presión y dedos de lámina individuales cubran completamente lumbreras auxiliares radiales individuales.

A medida que el hueco de compresión se desplaza bajando por la longitud axial de los rotores de tornillo, contacta secuencialmente con las lumbreras auxiliares radiales. A medida que el hueco de compresión pasa sobre una lumbrera auxiliar radial, la presión de hueco de compresión dentro de la lumbrera auxiliar actúa en el lado superior del dedo de válvula de láminas cubriendo la lumbrera auxiliar, mientras la presión de descarga actúa en el lado inferior del dedo dentro de la lumbrera de presión. Si la presión de hueco de compresión es mayor que la presión de descarga, el dedo de lámina se desvía, permitiendo que el fluido de trabajo pase saliendo del hueco de compresión. El fluido de trabajo fluye entonces a través de la lumbrera de presión axial a una cámara de descarga del compresor. El número y ubicación tanto de lumbreras radiales como de lumbreras axiales se pueden alterar para adaptarse a una variedad de condiciones de funcionamiento. De esta manera, el compresor de tornillo puede variar automáticamente la relación de volumen para hacer coincidir casi la presión de hueco en momento de salida de fluido más estrechamente con la presión de descarga. La combinación de lumbreras auxiliares radiales y lumbreras de presión axiales que tiene válvulas de láminas encajadas es suficiente para impedir en gran medida el exceso de compresión. La falta de compresión se puede impedir en una gran variedad de condiciones de funcionamiento mediante la configuración del sistema de compresor de tornillo para que tenga una acumulación V_1 relativamente alta de manera que el fluido raramente llegue a la lumbrera de descarga con falta de compresión.

Aunque la presente invención se ha descrito con referencia a realizaciones preferidas, los trabajadores expertos en la técnica reconocerán que se pueden realizar cambios en la forma y los detalles sin apartarse del alcance de la invención definido en las siguientes reivindicaciones.

REIVINDICACIONES

1. Un compresor de tornillo (10) que tiene una válvula (12) para variar una relación de volumen del compresor de tornillo, el compresor de tornillo comprende:

un alojamiento de compresor que comprende:
un agujero de rotor de tornillo;
una lumbrera de succión (28) en comunicación de fluidos con un primer extremo del agujero de rotor; y
una cámara de descarga (38) en comunicación de fluidos con un segundo extremo del agujero de rotor, la cámara de descarga tiene una presión de cámara de descarga; y
rotores de tornillo macho y hembra interengranados (26a, 26b) dispuestos dentro del agujero de rotor de tornillo, los rotores de tornillo macho y hembra interengranados tienen lóbulos que definen un hueco de compresión con el agujero de rotor, el hueco de compresión tiene una presión (P) de hueco de compresión;
caracterizado por un cuerpo de válvula dispuesto a lo largo del rotor de tornillo entre los rotores de tornillo macho y hembra interengranados, el cuerpo de válvula comprende:
un conducto (34) que se extiende adentro del cuerpo de válvula y que incluye un extremo abierto del mismo en comunicación de fluidos con la cámara de descarga y la presión de cámara de descarga;
una lumbrera auxiliar (36) que se extiende desde el agujero de rotor al conducto y proporciona comunicación de fluidos entre los mismos para comunicar la presión de hueco de compresión al conducto; y
una válvula de láminas (42) dispuesta en el conducto para regular el flujo de fluido entre el hueco de compresión y el conducto, la válvula de láminas puede funcionar a través del diferencial de presión entre la presión de hueco de compresión y la presión de cámara de descarga.

2. El compresor de tornillo de la reivindicación 1 en donde el conducto se coloca para minimizar un volumen de la lumbrera auxiliar.

3. El compresor de tornillo de la reivindicación 1 en donde el conducto incluye un agujero de extremo ciego que se extiende generalmente paralelo a una longitud del agujero de rotor de tornillo.

4. El compresor de tornillo de la reivindicación 3 en donde la lumbrera auxiliar se extiende generalmente de manera radial desde el conducto.

5. El compresor de tornillo de la reivindicación 3 en donde el cuerpo de válvula define además una pluralidad de lumbreras auxiliares que se extienden a lo largo de una longitud del conducto para comunicación con el hueco de compresión en todo un ciclo de compresión del compresor.

6. El compresor de tornillo de la reivindicación 5 en donde la válvula de láminas incluye una pluralidad de dedos (52), cada dedo correspondiendo a una de la pluralidad de lumbreras auxiliares.

7. El compresor de tornillo de la reivindicación 1 en donde la válvula de láminas se abre si la presión de hueco de compresión es superior a la presión de cámara de descarga permitiendo que un fluido de trabajo fluya desde el hueco de compresión a la cámara de descarga a través de la válvula de láminas.

8. El compresor de tornillo de la reivindicación 1 en donde la válvula de láminas se mantiene en una posición de cierre si la presión de cámara de descarga es superior a la presión de hueco de compresión, impidiendo de ese modo que un fluido de trabajo fluya desde el hueco de compresión a la cámara de descarga.

9. El compresor de tornillo de la reivindicación 1 en donde el cuerpo de válvula comprende un conducto, una lumbrera auxiliar y una válvula de láminas correspondiente a cada uno de los rotores de tornillo macho y hembra interengranados.

10. El compresor de tornillo de la reivindicación 1 en donde el cuerpo de válvula se incorpora en una válvula corrediza del compresor, la válvula corrediza forma una parte del agujero de rotor de tornillo y es movible axialmente con respecto a los rotores de tornillo macho y hembra interengranados para variar la capacidad del compresor de tornillo.

11. El compresor de tornillo de la reivindicación 1 en donde el cuerpo de válvula está formado en el alojamiento de compresor definiendo el conducto y la lumbrera auxiliar en el alojamiento.

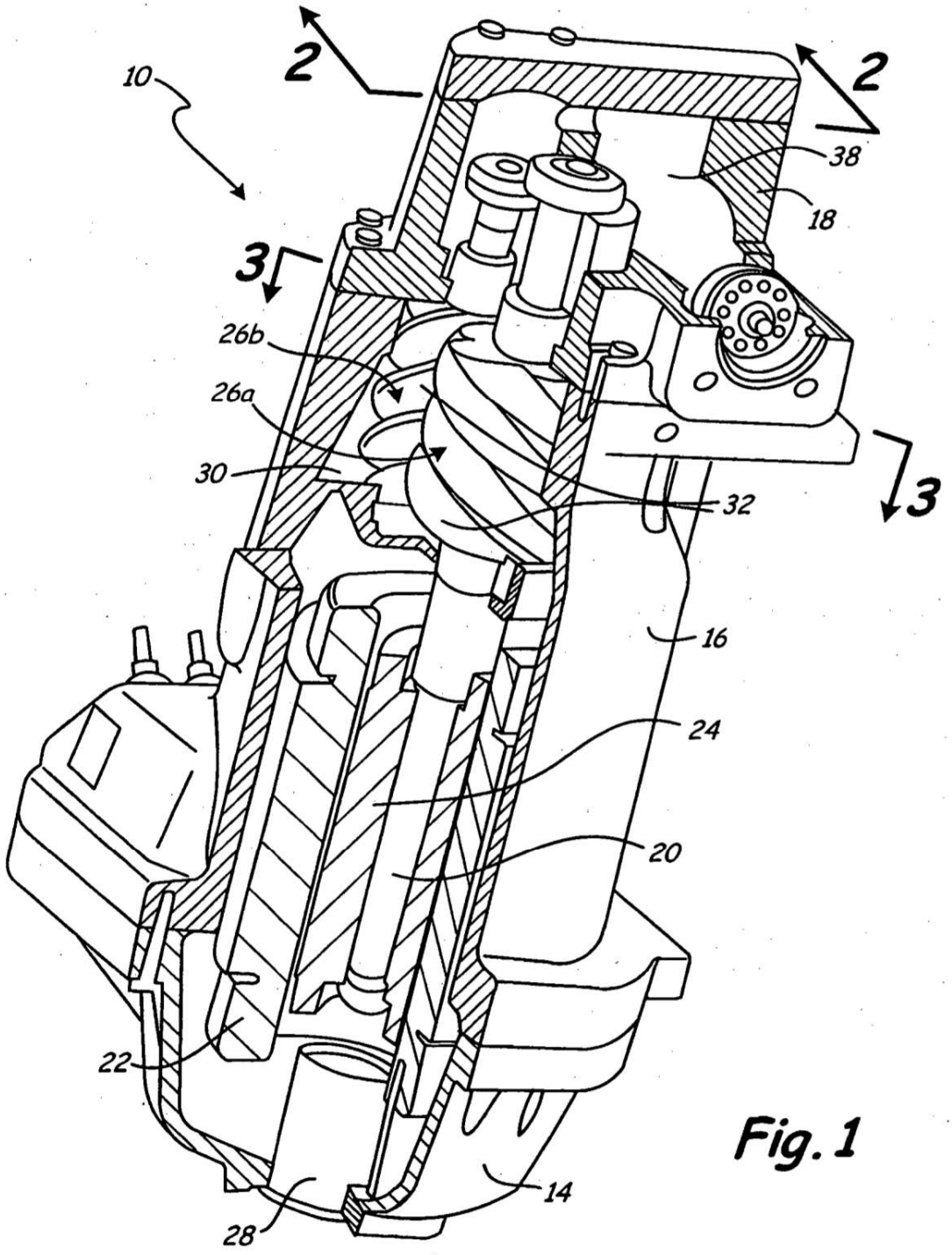

Fig. 1

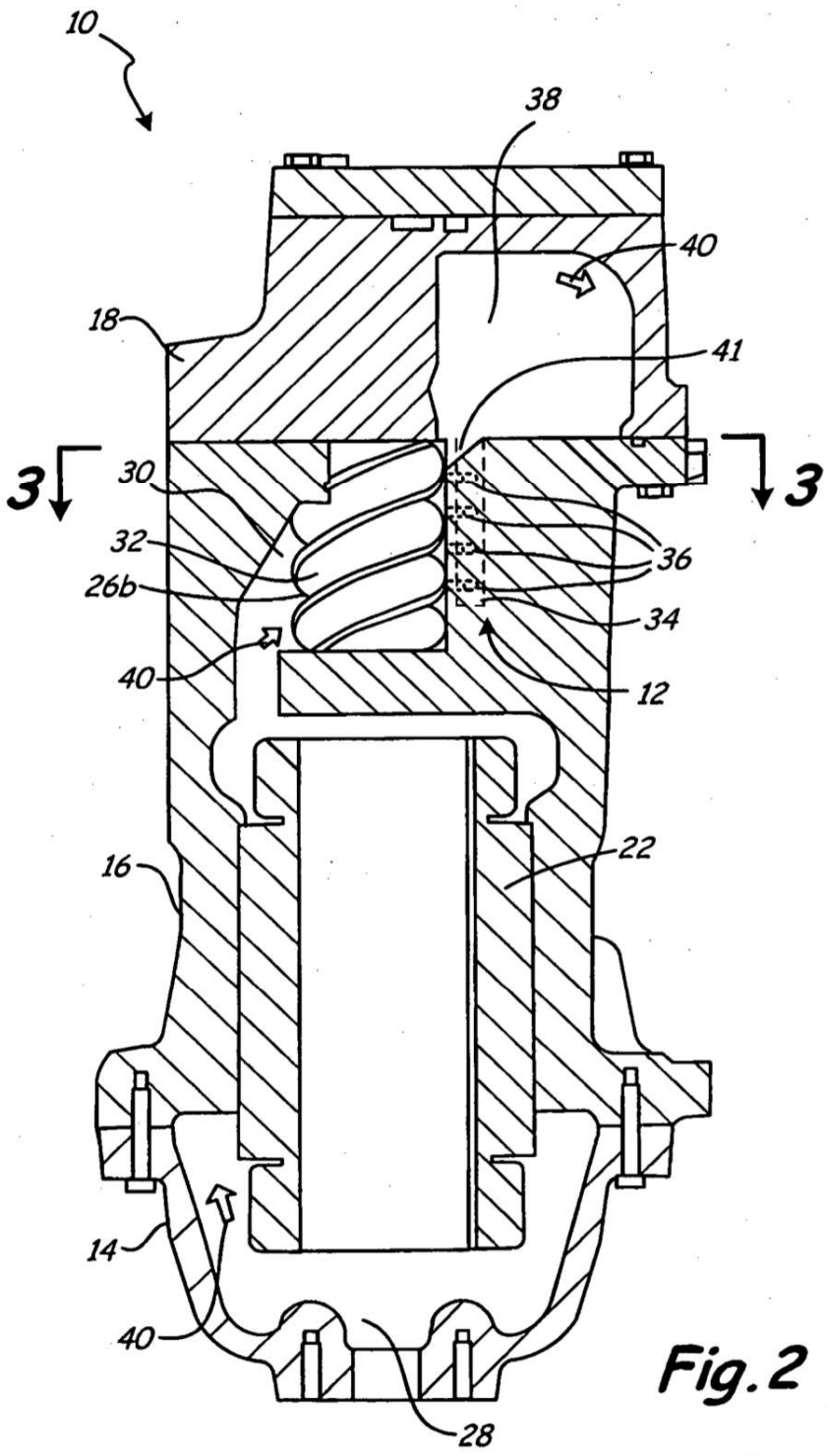

Fig. 2

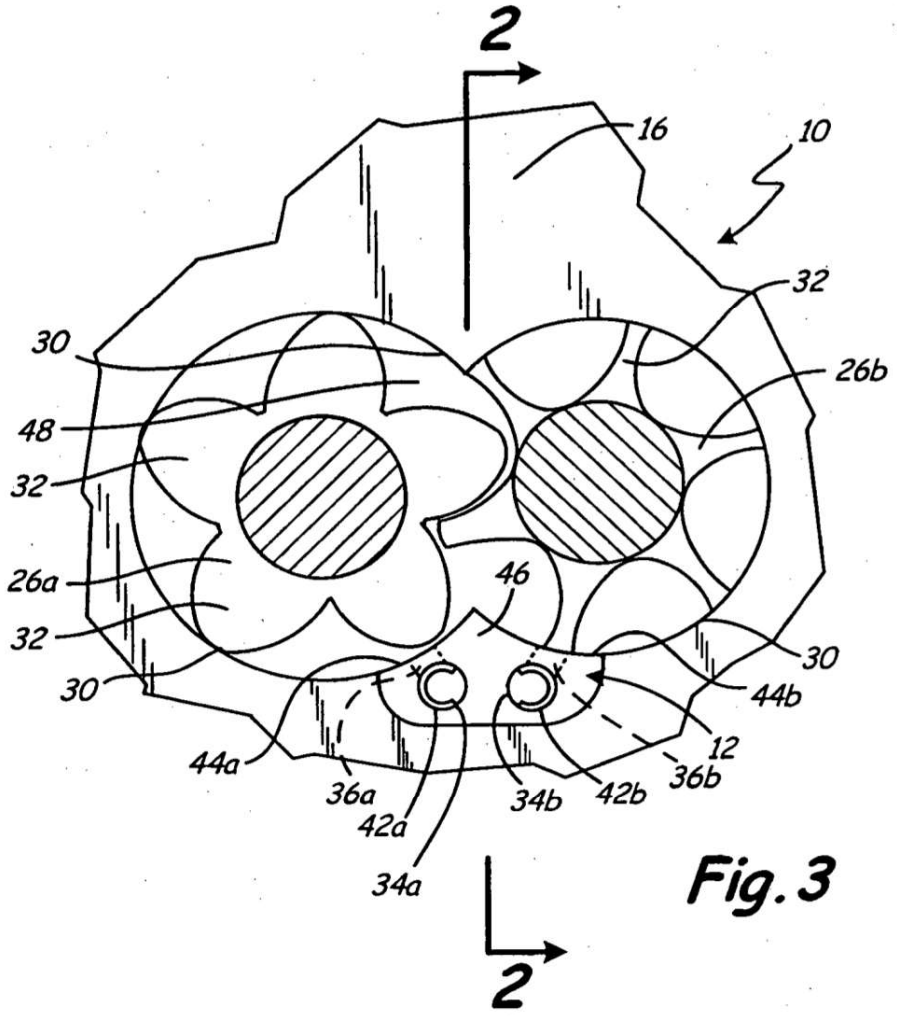
2
16
10
32
30
26b
48
32
26a
46
32
30
30
44b
12
44a
36a
42a
34a
34b
42b
36b
2

Fig. 3

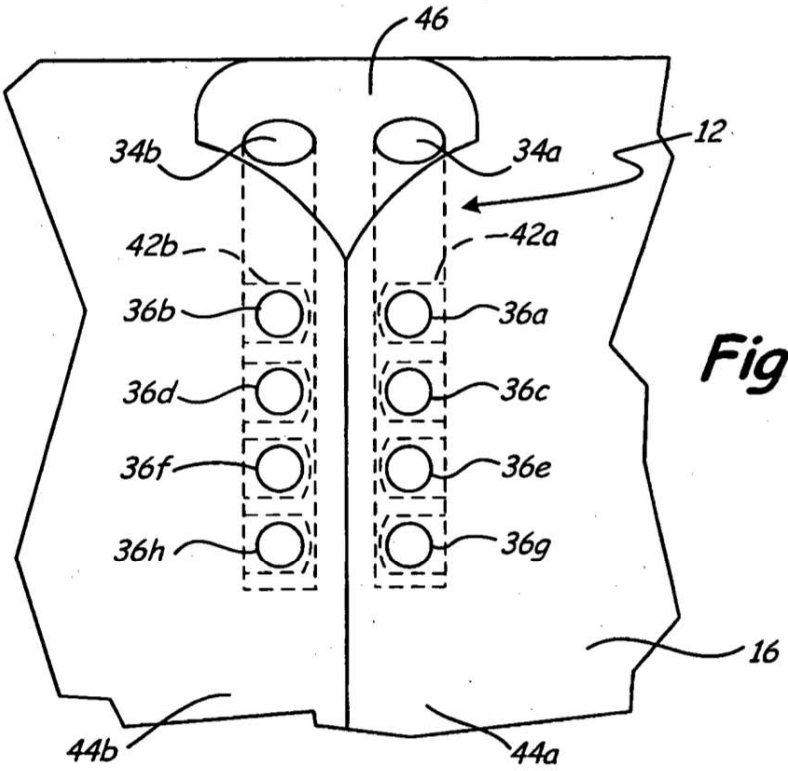
46
34b
34a
12
42b
42a
36b
36a
36d
36c
36f
36e
36h
36g
16
44b
44a

Fig. 4A

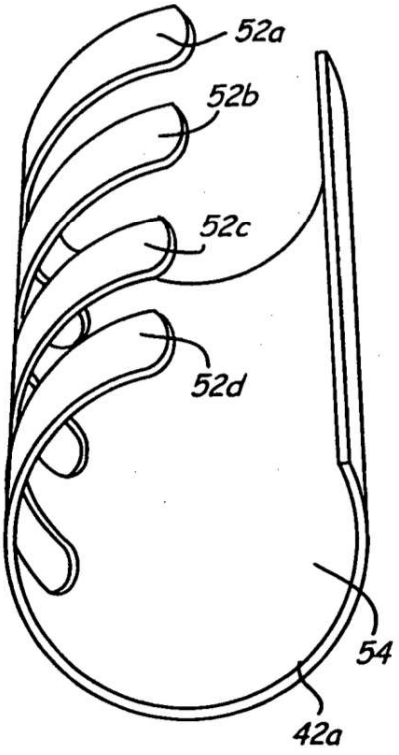
52a
52b
52c
52d
54
42a

Fig. 4B

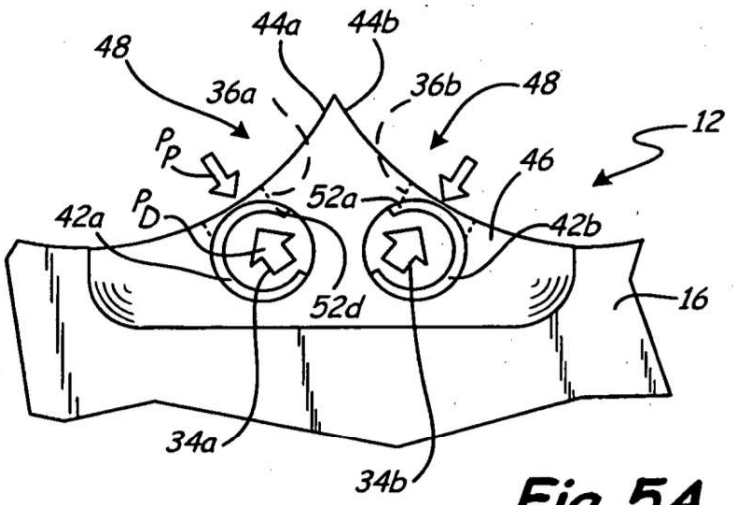
44a
44b
48
36a
36b
48
12
P_P
46
52a
P_D
42a
42b
16
52d
34a
34b

Fig. 5A

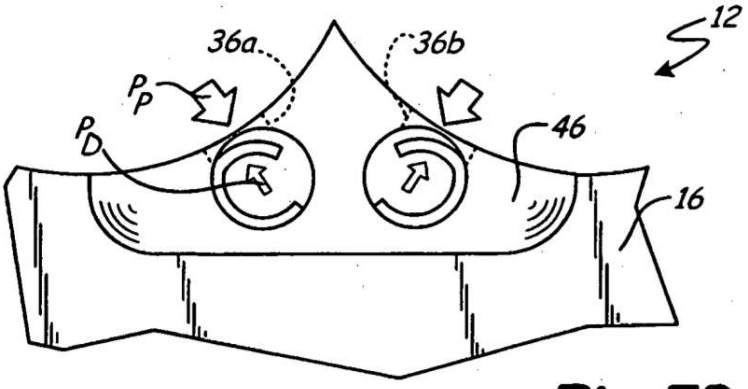
12
36a
36b
P_P
P_D
46
16

Fig. 5B

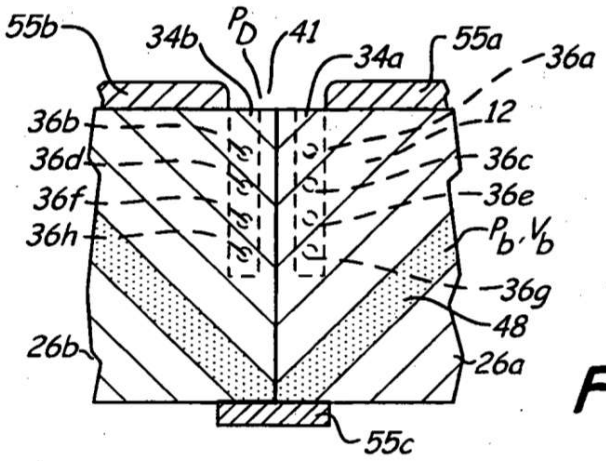

Fig. 6A

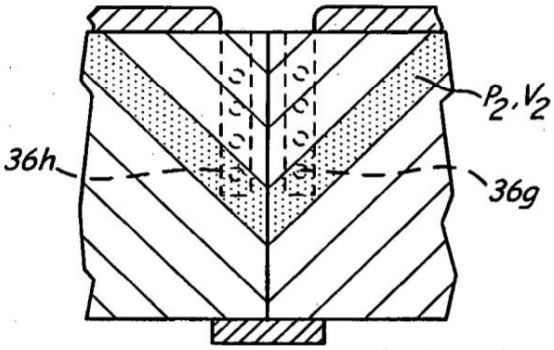

Fig. 6B

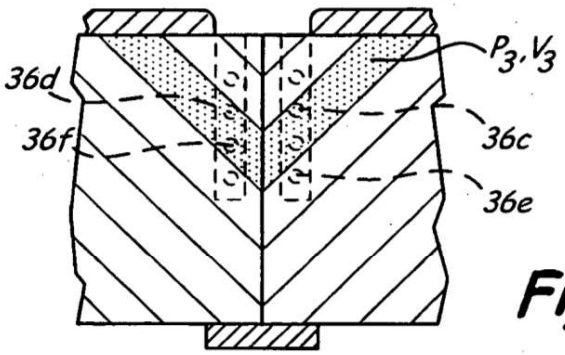

Fig. 6C

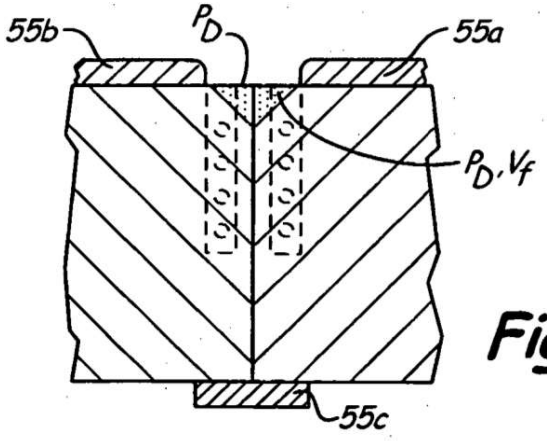

Fig. 6D

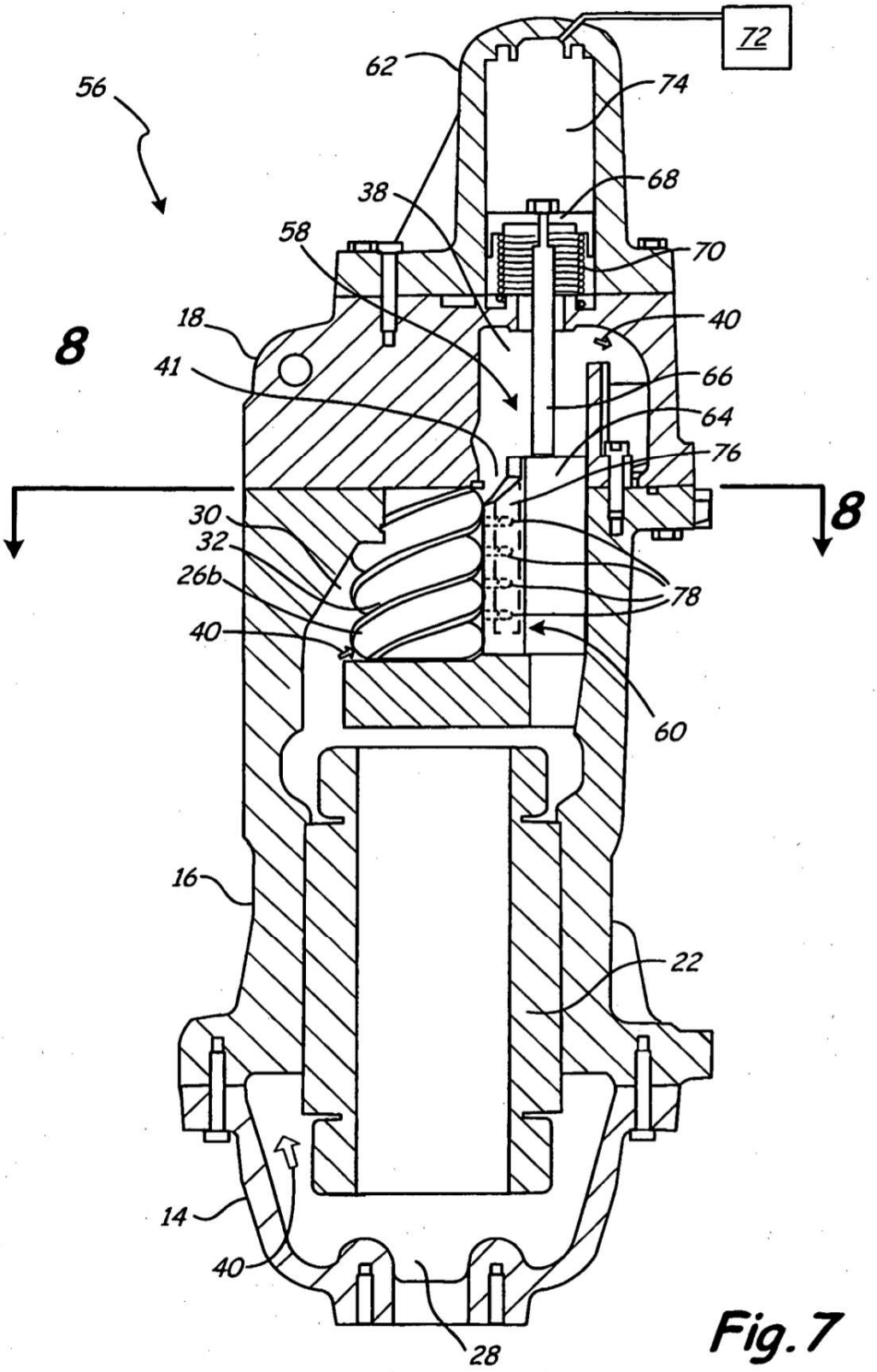
72
62
74
56
38
68
58
70
18
40
8
41
66
64
76
8
30
32
26b
78
40
60
16
22
14
40
28

Fig. 7

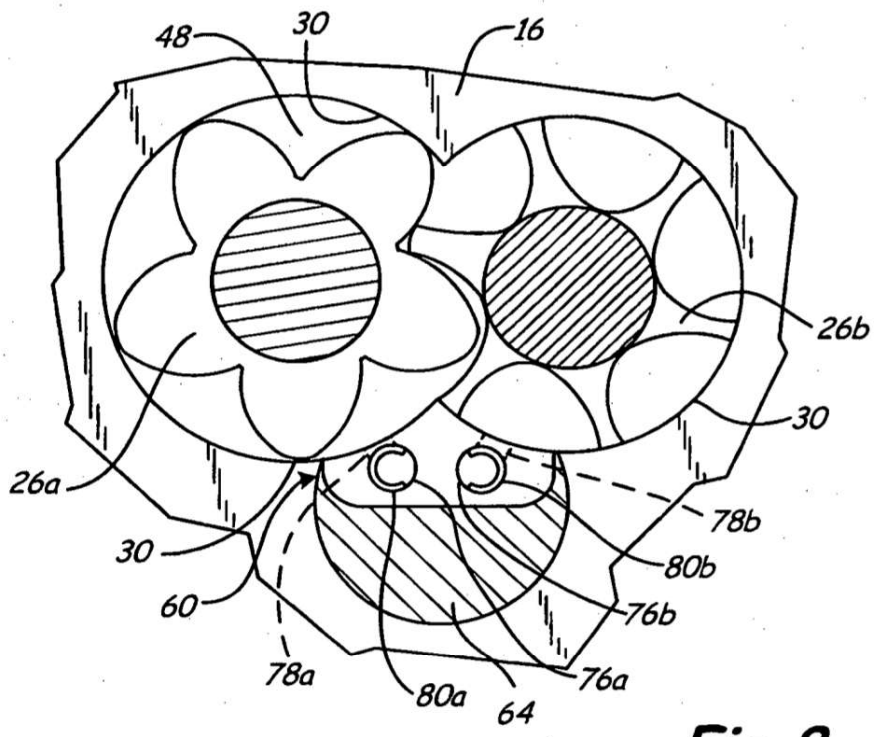

Fig. 8