



19



OFICINA ESPAÑOLA DE  
PATENTES Y MARCAS

ESPAÑA

11 Número de publicación: **2 364 460**

51 Int. Cl.:  
**F04B 49/06** (2006.01)  
**F04C 28/24** (2006.01)

12

TRADUCCIÓN DE PATENTE EUROPEA

T3

96 Número de solicitud europea: **04028437 .4**  
96 Fecha de presentación : **29.07.1999**  
97 Número de publicación de la solicitud: **1515047**  
97 Fecha de publicación de la solicitud: **16.03.2005**

54 Título: **Modulación de la capacidad de un compresor.**

30 Prioridad: **25.08.1998 US 139865**

45 Fecha de publicación de la mención BOPI:  
**02.09.2011**

45 Fecha de la publicación del folleto de la patente:  
**02.09.2011**

73 Titular/es:  
**EMERSON CLIMATE TECHNOLOGIES, Inc.**  
**1675 W. Campbell Road**  
**Sidney, Ohio 45365-0669, US**

72 Inventor/es: **Caillat, Jean Luc**

74 Agente: **Pons Ariño, Ángel**

ES 2 364 460 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

Modulación de la Capacidad de un compresor

5 **Descripción**

10 La presente invención está dirigida a un sistema para modular la capacidad de un compresor de desplazamiento positivo tal como un compresor de refrigeración y/o de aire acondicionado y más específicamente a un sistema que incorpora una disposición de válvulas para bloquear cíclicamente el flujo de gas de succión al compresor a la vez que se opera el compresor de forma continua.

15 La modulación de la capacidad es frecuentemente un rasgo deseable para incorporar en los compresores de refrigeración y de aire acondicionado así como en compresores para otras aplicaciones, con el fin de permitir un mejor ajuste al amplio rango de carga al cual pueden estar sometidos los sistemas que incorporan estos compresores. Se han utilizado muchos procedimientos diferentes para proveer esta característica de la modulación de la capacidad, que van desde controlar el flujo de entrada de succión, por ejemplo tal como mediante la restricción del gas de descarga del circuito de contorno de vuelta a la entrada de succión y también a través de varios tipos de cilindros o de disposiciones de aberturas de volumen de compresión.

20 En los compresores de tipo de pistón recíprocante de cilindros múltiples que utilizan control del gas de succión para alcanzar la modulación de la capacidad, es común bloquear el flujo de uno o más pero no de todos los cilindros. Cuando se activa, la capacidad del compresor se reducirá en un porcentaje nominalmente igual al número cilindros a los cuales se ha bloqueado el gas de flujo dividido por el número total de cilindros. Mientras que tales dispositivos no proporcionan grados variables de modulación de la capacidad, el grado de modulación que puede alcanzarse está disponible  
25 solamente en etapas discretas relativamente grandes. Por ejemplo, en un compresor de seis cilindros, la succión de bloqueo a dos cilindros reduce la capacidad en 1/3 o 33.3%, a la vez que el bloqueo del flujo de gas de succión para cuatro cilindros reduce la capacidad en 2/3 o 66.6%. Esta forma de etapas discretas de modulación no permite que la capacidad del sistema sea equiparable a las condiciones de requerimiento de carga de forma alguna sino que más bien se aproxima muy vagamente a la capacidad deseada resultante bien sea en una capacidad en exceso o en una  
30 capacidad deficiente. Puesto que las condiciones del sistema raramente, si es que alguna vez lo hacen, satisfarán estas etapas burdas de modulación, no podrá maximizarse la eficiencia global del sistema de operación.

35 Los compresores en los cuales se recircula de regreso el gas de descarga a la succión ofrecen una modulación de la capacidad en etapas cuasi infinitas dependiendo de la variación y complejidad de los medios de contorno. Sin embargo, cuando el gas de descarga se recircula de nuevo a la succión, el trabajo de la compresión se pierde para esa fracción del gas recirculado dando como resultado una eficiencia reducida del sistema. Las combinaciones de los métodos antes mencionados permiten una modulación de la capacidad sustancialmente casi infinita a una eficiencia ligeramente mejor, pero aún fallan en proporción a la capacidad de satisfacer de forma completa la capacidad del compresor a la carga que está siendo servida.

40 Otros intentos, que pueden dar como resultado el incapacitar selectivamente el proceso de compresión de uno o más de los cilindros de un compresor de cilindros múltiples, tales como métodos basados en aberturas en cilindros, alteración de los impulsos o variación del volumen de evacuación, dan como resultado una modulación similar en etapas con una falta de coincidencia resultante entre la carga y la capacidad y que adicionalmente sufre de desbalance de carga  
45 dinámico y como consecuencia de vibración.

La DE-A-764 179 divulga un compresor recíprocante que tiene medios para control de presión y un método para ajustar una capacidad del compresor. El compresor incluye una cámara de aire, una válvula de tres vías, una válvula, y un serpentín. Cuando se suministra energía al serpentín, la válvula se cierra para evitar la comunicación entre la cámara de  
50 aire y la válvula de tres vías. Al restar energía el serpentín abre la válvula para permitir la comunicación entre la cámara de aire y la válvula de tres vías.

La GB-A-2 116 653 divulga un compresor tipo espiral donde el fluido de trabajo entra a los espacios interespirales por medio de dos entradas. Las entradas pueden ser controladas por válvulas que se operan eléctricamente, o por presión  
55 de los fluidos, así como para regular la salida.

La JP-A-08284842 divulga un detector de presión que detecta fluctuaciones en presión en una línea de descarga y suministra una señal de retroalimentación a un controlador. Con base en el valor detectado, el controlador proporciona control de la capacidad de descargas sin etapas automática controlando un intervalo de operación del conmutador de  
60 una válvula de entrada, mediante un mecanismo de descarga.

La JP-A-59145392 divulga un método para controlar la capacidad de un compresor tipo tornillo. Un microordenador recibe señales de sensores en un motor, un separador y un postenfriador y actúa sobre una válvula con base en las  
65 señales, para ajustar la capacidad del compresor.

La Patente de los Estados Unidos No. 3,653,783 divulga un aparato de control para variar de forma selectiva la salida de un compresor recíprocante manteniendo abiertas sus válvulas de succión durante períodos variables. Un medio generador de señales aplica señales sucesivas a un transductor que mantiene abiertas las válvulas de succión durante

un período proporcional a un intervalo entre las señales. El medio de generación de señales da salida a señales con base en la velocidad rotacional de un cigüeñal del compresor.

5 La Patente de los Estados Unidos No. 4,361,417 divulga un compresor enfriado por aceite que incluye un motor, un cuerpo principal y un mecanismo de succión. El mecanismo de succión opera en respuesta a la presión de gas descargado desde el cuerpo principal. El motor se controla con base en una temperatura del aceite y una presión del gas de descarga.

10 La presente invención, sin embargo, proporciona un dispositivo de control de capacidad que utiliza una modulación de anchura de pulso del flujo de gas de succión al compresor lo que permite sustancialmente una modulación continua de la capacidad desde 0% hasta 100% o capacidad total. Así, la salida de capacidad del compresor puede hacerse coincidir exactamente con la carga del sistema en cualquier punto en el tiempo. Adicionalmente, en los compresores tipo pistón recíprocos, el flujo de gas de succión hacia cada uno de los cilindros puede controlarse de forma simultánea mediante este sistema de modulación de anchura de pulso de manera que se elimine la operación desbalanceada del compresor.

15 El compresor modulado de anchura de pulso es gobernado por un sistema de control que proporciona una señal de control del ciclo de rendimiento variable con base en la carga medida del sistema. El controlador también puede regular la frecuencia (o tiempo del ciclo) de la señal de control para minimizar las fluctuaciones de presión en el sistema refrigerante. El tiempo de arranque es así igual al ciclo de servicio multiplicado por el tiempo del ciclo, cuando el tiempo del ciclo es el inverso de la frecuencia.

20 El compresor de anchura de pulso modulada de la presente invención presenta un cierto número de ventajas. Debido a que la capacidad instantánea del sistema se regula fácilmente mediante el control del ciclo de servicio variable, puede utilizarse un compresor de gran tamaño para alcanzar una caída de temperatura más rápida en el arranque y posterior eliminación de escarcha sin generar ciclos cortos como sucedería con los sistemas de compresores convencionales. Otro beneficio de la presente invención es que el sistema puede responder rápidamente a cambios súbitos en la temperatura del condensador o en los puntos de definición de la temperatura. El controlador ajusta la capacidad en respuesta a perturbaciones sin producir oscilaciones inestables y sin sobreimpulsos significativos. Esta capacidad es de particular ventaja en aplicaciones que involucran el enfriamiento de carcasas de despliegue en las que permite un control de temperatura mucho más estrecho dentro de la carcasa, haciendo posible por lo tanto que la definición de la temperatura se sitúe a un nivel más alto sin preocuparse de oscilaciones cíclicas en la temperatura que excedan las temperaturas que se consideran seguras para los artículos particulares contenidos en su interior.

25 La operación a temperaturas de evaporación más altas reduce la energía de eliminación de escarcha requerida puesto que el sistema desarrolla escarcha más lentamente a temperaturas más altas. Esto también permite que se alargue el tiempo entre los ciclos de eliminación de escarcha.

30 El compresor de anchura de pulso modulada también produce un retorno mejorado del aceite. El volumen de aceite que retorna al compresor desde el sistema depende en parte de la velocidad del flujo de gas al compresor. En muchos sistemas de modulación de capacidad, el flujo de gas de retorno al compresor se mantiene a un nivel relativamente bajo reduciendo así el flujo de retorno de aceite. Sin embargo, en la presente invención el flujo refrigerante experimenta pulsaciones entre alta capacidad y baja capacidad (por ejemplo, 100% y 0%), facilitando así el retorno incrementado del aceite debido a los períodos de flujo de gas a alta velocidad.

35 Adicionalmente, el sistema de succión bloqueado de anchura de pulso modulada de la presente invención es relativamente económico para ser incorporado en un compresor puesto que sólo se requiere un dispositivo de válvula individual. Adicionalmente, debido a la simplicidad del sistema, puede agregarse fácilmente a una amplia variedad de diseños de compresores incluyendo tanto los rotatorios como los de espiral y los compresores tipo pistón recíproco. También, puesto que la presente invención mantiene el motor de impulso operando mientras que se modula el flujo de gas de succión, se minimizan la tensión y el esfuerzo sobre el motor resultantes de los arranques periódicos. Se logran mejoramientos adicionales en la eficiencia incorporando un módulo de control del motor que puede operar para controlar los diversos parámetros operativos del mismo para potenciar su eficiencia operativa durante períodos en los que la carga del motor se reduce debido a la descarga del compresor.

40 Otras características y beneficios de la presente invención serán evidentes para una persona experimentada en la técnica a partir de la siguiente descripción detallada tomada en conjunción con los dibujos anexos, en los cuales:

45 La Figura 1 es una vista en sección de un compresor tipo pistón recíproco que incorpora un aparato mediante el cual el flujo de gas de succión al compresor puede bloquearse de una forma modulada de anchura de pulso de acuerdo con la presente invención;

50 La Figura 2 es un diagrama en forma de onda que ilustra la señal de ciclo de servicio variable producida por el controlador e ilustra la operación a una frecuencia constante;

55 La Figura 3 es un diagrama en forma de onda de la señal de ciclo de servicio variable, que ilustra una operación a frecuencia variable;

La Figura 4 es una gráfica que compara la dinámica de temperatura anticipada de un sistema que emplea la invención con un sistema de diseño convencional;

5 La Figura 5 es una vista similar a la de la Figura 1, pero que muestra un compresor tipo rotatorio que incorpora el sistema de modulación de anchura de pulso de la presente invención;

La Figura 6 es una vista en sección del compresor de la Figura 5, tomando la sección a lo largo de la línea 6-6 de la misma;

10 La Figura 7 es una vista similar a la de las Figuras 1 y 5 pero que muestra un compresor tipo espiral que incorpora el sistema de modulación de anchura de pulso de la presente invención;

La Figura 8 es un diagrama esquemático que ilustra la inclusión de un módulo de control de motor para modificar uno o más de los parámetros operativos del motor del compresor durante períodos de carga reducida; y

15 La Figura 9 es una vista en sección que ilustra en general una disposición de válvulas preferida para uso en la presente invención.

20 Con referencia ahora a los dibujos y más específicamente a la Figura 1 se muestra un compresor de refrigeración del tipo de pistón refrigerante 10 que comprende una cubierta externa 12 la cual está dispuesta de forma recíprocante al alojamiento 14 del compresor, sobre el cual está montado un motor de impulso que incluye un estator 16 que tiene una perforación 18 provista en el mismo. Se dispone un rotor 20 dentro de la perforación 18 asegurándose al cigüeñal 22 el cual está soportado de forma rotatoria dentro del alojamiento 14 por engranajes superior e inferior 24 y 26 respectivamente. Se conecta un par de pistones 28 y 30 al cigüeñal 22 y se disponen de forma recíproca en cilindros 32 y 34 respectivamente. Se asegura una cubierta de motor 36 en relación superyacente al extremo superior del estator 16 e incluye una abertura de entrada 38 alineada con un acople de entrada de succión 40 provisto a través de la carcasa 12. Se dispone un amortiguador de succión 44 en el lado opuesto de la cubierta de motor 36 y sirve para dirigir el gas de succión de la cubierta de motor 36 a los respectivos cilindros 32, 34 a través de la tubería de succión 42 y del dispositivo de cabeza 46.

30 Tal como se ha descrito en detalle, el compresor 10 es un compresor de motor de tipo pistón recíprocante hermético típico y se describe en mayor detalle en la Patente de los Estados Unidos No. 5,015,155.

35 Se proporciona un ensamblaje de válvula solenoide bidireccional 48 en una tubería 42 de succión entre el amortiguador de succión 44 y el ensamblaje de cabeza 46. El ensamblaje de válvula solenoide opera para controlar el flujo de gas de succión a través de la tubería 42 para mediante esa forma modular la capacidad del compresor de motor 10. Más abajo se describe en mayor detalle un ensamblaje de válvula de ejemplo adecuado para esta aplicación.

40 Con el fin de controlar el ensamblaje de válvula solenoide 48, se proporciona un módulo de control 50 al cual se conectan uno o más sensores adecuados 52. Los sensores 52 operan para detectar las condiciones del sistema de operación necesarias para determinar la carga del sistema. Con base en las señales recibidas de los sensores 52 y asumiendo que las condiciones del sistema indican que se requiere menos de la capacidad total, el módulo de control 50 operará el ensamblaje de válvula solenoide de impulsos 48 de forma que permita y evite alternativamente el flujo de gas de succión a través del conducto 42 hacia los cilindros de compresión 32 y 34 a la vez que el motor continúa impulsando los pistones 28 y 30. La señal de control del ciclo de servicio variable generada por el módulo de control 50 puede adoptar diversas formas. Las Figuras 2 y 3 dan dos ejemplos. La Figura 2 muestra la señal de ciclo de servicio variable en la cual varía el ciclo de servicio, pero la frecuencia permanece constante. En la Figura 2, nótese que el tiempo de ciclo, indicado por marcas punteadas 53 éstas no están espaciadas igualmente. En comparación, la Figura 3 ilustra la señal de ciclo de servicio variable donde la frecuencia también varía. En la Figura 3, nótese que las marcas punteadas 53 no están espaciadas de forma equitativa. Por el contrario, la forma de onda exhibe regiones de frecuencia constante, regiones de frecuencia creciente y regiones de frecuencia decreciente. La frecuencia variable ilustrada en la Figura 3 es el resultado de la modulación adaptable del tiempo de ciclo para optimizar adicionalmente la operación del sistema. En US 6,047,557 se describe con mayor detalle un sistema de control de modulación adaptable, el cual representa el documento más cercano de la técnica anterior.

55 Dada la velocidad de rotación del compresor habría un número sustancial de ciclos de compresión durante los cuales no se suministraría succión de gas a las cámaras de compresión. Sin embargo después de ello habría otro número de ciclos de compresión durante los cuales se suministraría flujo de gas de succión a los cilindros. Así, en promedio, el flujo de masa sería reducido a un porcentaje deseado de la capacidad de carga total. Puesto que el flujo de masa a cada cilindro se reduce al mismo tiempo, el balance de operación entre los cilindros respectivos se mantendría así evitando la posibilidad de incrementar la vibración. Adicionalmente, esta forma pulsada de modulación de la capacidad dará como resultado períodos alternantes durante los cuales el motor impulsor opera bien a carga total o a carga sustancialmente reducida. Así, es posible incorporar aparatos adicionales para variar uno o más de los parámetros operacionales del motor durante el período de carga reducida de operación mejorando así adicionalmente de esta forma la eficiencia del sistema como se discute en mayor detalle más adelante.

65 La Figura 4 representa gráficamente los beneficios que la presente invención puede ofrecer, por ejemplo, en el mantenimiento de control de temperatura más estrecho en una carcasa de almacenamiento refrigerado. Nótese que la

curva de temperatura 55 de la invención exhibe considerablemente menos fluctuación que la curva de temperatura correspondiente 57 de un controlador convencional.

5 Debe notarse que el ensamblaje de válvula 48 se activará entre las posiciones abierta y cerrada de una forma pulsada para proveer la modulación de capacidad deseada. La duración del tiempo de ciclo será sustancialmente menor que el tiempo constante de la carga del sistema el cual típicamente estaría en el rango de aproximadamente uno hasta varios minutos. En una realización preferida, el tiempo de ciclo puede ser tanto como 4 a 8 veces menor que la constante de tiempo térmico de la carga o aún superior. La constante de tiempo térmico del sistema puede definirse como la longitud de tiempo que el compresor requiere para funcionar con el fin de permitir que el sistema enfríe la carga desde una temperatura límite superior a la cual se enciende el sistema, hasta un punto en el cual la presión del evaporador alcanza un límite inferior en el cual se desconecta el compresor. Más específicamente, en un sistema de refrigeración típico, el flujo del fluido comprimido al evaporador es controlado por una válvula solenoide que responde a la temperatura y la operación del compresor se controla en respuesta a la presión del evaporador. Así, en un ciclo típico, cuando la temperatura en el espacio enfriado alcanza un límite superior predeterminado, la válvula solenoide se abre permitiendo que el fluido comprimido fluya hacia el evaporador para comenzar el enfriamiento del espacio. A medida que el fluido comprimido continúa fluyendo hacia el evaporador y absorbiendo calor, la presión en el evaporador se incrementará hasta un punto en el cual se activa el compresor. Cuando la temperatura en los espacios enfriados alcanza un límite inferior predeterminado, la válvula solenoide se cerrará tapando por lo tanto el flujo adicional de fluido comprimido hacia el evaporador pero el compresor continuará funcionando para bombear el evaporador. Cuando la presión en el evaporador alcanza un límite inferior predeterminado, el compresor se desconectará. Así, el tiempo de funcionamiento real del compresor es la constante de tiempo térmica de la carga.

Mediante el uso de este sistema de succión bloqueada modulado en anchura de pulso, es posible optimizar los tiempos de actividad del compresor lo que minimiza el número de ciclos de encendido o apagado y proporciona excelente coincidencia de capacidad de carga y control superior de la temperatura para el área que está siendo enfriada junto con una eficiencia general del sistema mejorada en comparación con los sistemas de modulación de capacidad de capacidad convencionales. Tal como se ilustra en la Figura 4, el compresor de capacidad de anchura de pulso modulada de la presente invención permite un control extremadamente exacto de la temperatura en comparación con los sistemas de modulación de capacidad convencional. Cuando se aplica a sistemas de refrigeración, este control exacto de la temperatura permite que la temperatura de operación promedio se establezca en un nivel que se acerca de forma más cercana al límite de temperatura superior aceptable mientras que en los sistemas convencionales, la temperatura de operación promedio debe definirse bien por debajo del límite de temperatura superior aceptable de manera que se eviten oscilaciones de temperatura más grandes que excedan este límite superior aceptable. No solamente el uso de una temperatura de operación promedio más alta da como resultado ahorros en costes de energía directos sino que la temperatura de operación promedio más alta mantiene el punto de rocío del espacio abarcado a un nivel más alto reduciendo así grandemente la formación de escarcha. De la misma forma, cuando se aplica a sistemas de aire acondicionado, el compresor de anchura de pulso modulada de la presente invención permite que la temperatura del espacio acondicionado sea controlada dentro de un rango mucho más pequeño que con los sistemas convencionales, potenciando así enormemente el nivel de comodidad de los ocupantes de tal espacio. Aún más, este sistema de modulación de capacidad también puede ser aplicado ventajosamente a aplicaciones de compresores de aire. Debido a la capacidad del compresor para seguir muy cercanamente la carga (la cual en las aplicaciones de compresores de aire será el volumen de aire que está siendo utilizado a una presión deseada), es posible reducir grandemente el tamaño del recipiente de presión si es que no se elimina completamente. Adicionalmente, en aplicaciones de acondicionamiento de aire pueden obtenerse ahorros de energía adicionales puesto que el compresor es capaz de seguir muy cercanamente la carga. Esto da como resultado temperaturas de condensación más bajas y por lo tanto presiones, lo que significa que la presión contra la cual trabaja el compresor es inferior.

En la mayoría de los compresores de acondicionamiento y refrigeración, el flujo de gas de succión opera para enfriar el motor antes de la compresión. Puesto que los sistemas de modulación de capacidad de tipo de succión bloqueados existentes actualmente operan para prevenir el flujo de gas de succión a la cámara de compresión, el compresor no puede ser operado en un modo de capacidad reducida durante un período extendido sin sobrecalentar el motor del compresor. La presente invención, sin embargo, ofrece la ventaja adicional de reducir grandemente esta posibilidad de sobrecalentamiento puesto que se suministra el gas de succión relativamente frío a los cilindros con base en un ritmo de ciclos rápido. Esto permite que tales compresores operen a capacidad reducida sustancialmente por períodos más largos de tiempo contribuyendo también así a su capacidad para proveer un control más exacto de la temperatura de los espacios que están siendo enfriados sobre una base continua, así como para la formación reducida de escarcha en aplicaciones en refrigeración a baja temperatura.

Al determinar la frecuencia del ciclo deseado así como la duración del ciclo de servicio o período de tiempo durante el cual el gas de succión va a ser suministrado al compresor, es en general deseable seleccionar primero un tiempo de ciclo que sea tan largo como sea posible pero que aún así minimice las fluctuaciones de la presión de succión. A continuación se determinará un ciclo de servicio que sea lo suficientemente alto como para satisfacer la carga. Obviamente, el ciclo de servicio y el tiempo de servicio están interrelacionados y también deben tenerse en cuenta otros factores en la selección de los mismos. Por ejemplo, mientras que es deseable hacer que el tiempo de ciclo sea tan largo como sea posible, no puede ser tan largo que el período de tiempo durante el cual se interrumpa el flujo de gas de succión dé como resultado un calentamiento excesivo del motor del compresor.

Mientras que el sistema de modulación de capacidad de la presente invención ha sido descrito más arriba con referencia a un compresor de tipo pistón recíprocante de cilindros múltiples, también es aplicable igualmente a otros tipos de compresores tales como, por ejemplo, un compresor tipo rotatorio o un compresor de espiral. Con referencia a las Figuras 5 y 6 se ilustra y describe un compresor de tipo rotatorio que incorpora al sistema de modulación de capacidad de la presente invención y con referencia a la Figura 7 se ilustra y describe un compresor de espiral que incorpora el mismo.

Como se muestra en la Figura 5, un compresor 54 de tipo rotatorio hermético incluye una cubierta externa 56 dentro de la cual se dispone un ensamblaje de compresor y un motor impulsor 58 que incorpora un estator 60 y un rotor 62. El rotor 62 está soportado de forma rotatoria por y fijado a un cigüeñal 66 el cual a su vez está soportado de forma rotatoria a engranajes superior e inferior 68 y 70. Se monta excéntricamente un rotor de compresión 72 y se adapta para ser impulsado por el cigüeñal 66. El rotor de compresión 72 está dispuesto dentro del cilindro 74 provisto en la carcasa 76 y opera con un álabe 78 para comprimir el fluido extraído en el cilindro 74 a través del paso de entrada 80. El paso de entrada 80 está conectado al acople de succión 82 provisto en la carcasa 56 para proveer un suministro de gas de succión al compresor 54. Tal como se ha descrito en detalle, el compresor rotatorio 54 es típico de los compresores tipo rotatorio para refrigeración y acondicionamiento de aire.

Con el fin de incorporar el sistema de modulación de capacidad de anchura de pulso de la presente invención, en el compresor rotatorio 54, se proporciona un ensamblaje de válvula 84 dispuesto dentro de la cáscara 56 y entre el acople de succión 82 y el camino de flujo de gas de succión 80. La operación del ensamblaje de válvula 84 se controla mediante un módulo de control 86 el cual recibe señales de uno o más sensores 88 que indican las condiciones del sistema de operación.

La operación del ensamblaje de válvula 84, del módulo de control 86 y los sensores 88 será sustancialmente idéntico al descrito más arriba con el ensamblaje de válvulas 84 que opera bajo el control del módulo de control 86 para abrirse y cerrarse cíclicamente y así modular el flujo del gas de succión en el cilindro 74. Tal como sucede con compresor 10, tanto la frecuencia de ciclo como la duración relativa de las porciones abierta y cerradas del ciclo pueden variarse mediante el módulo de control 86 en respuesta a condiciones de operación del sistema mediante lo cual puede maximizarse la eficiencia del sistema y la capacidad variarse hasta cualquier capacidad deseada entre cero y carga total.

La Figura 7 muestra un compresor tipo espiral 144 el cual incluye un ensamblaje de compresor 146 y un motor de impulso 148 dispuestos ambos dentro de una carcasa hermética 150.

El ensamblaje de compresor 146 incluye un alojamiento de engranajes medios 152 asegurado dentro de y soportado por una carcasa externa 150, un miembro en espiral orbital 154 soportado de forma móvil sobre un alojamiento de engranajes 152 y un miembro en espiral no orbital 156 asegurado de forma móvil axialmente al alojamiento de engranajes 152. Los miembros de espiral 154 y 156 incluyen cada uno placas 158 y 160 desde las cuales se extienden envolturas en espiral intercaladas 162 y 164 hacia afuera. Las envolturas en espiral 162 y 164 junto con las placas extremo 158 y 160 cooperan para definir bolsas de fluido móvil 166, 168 las cuales disminuyen en tamaño a medida que se mueven desde una posición más externa radialmente hacia una posición interna radialmente en respuesta a un movimiento orbital relativo entre los miembros en espiral 154 y 156. El fluido comprimido dentro de las bolsas de fluido móviles 166, 168 se descarga a través de un paso de descarga 170 localizado de forma central provisto en un miembro en espiral no orbital 156 hacia una cámara de descarga 172 definida por la porción superior de la carcasa hermética 150 y la placa amortiguadora 174 y luego se suministra al sistema a través del acoplamiento de descarga 176. También se proporciona un acoplamiento Oldham que actúa entre los miembros en espiral 154 y 156 para evitar la rotación relativa entre ellos.

También se proporciona un eje de impulso 180 que está soportado de forma rotatoria en un alojamiento de engranaje 152 y que tiene un extremo del mismo acoplado de forma operativa al miembro en espiral orbital 154. Un rotor de motor 182 está asegurado al eje impulsor 180 y coopera con el estator del motor 184 para impulsar de forma rotaria el eje impulsor 180. Tal como se describe en detalle, el compresor en espiral 144 es típico de los compresores tipo espiral y operará para extraer el fluido que va a ser comprimido fluyendo hacia una carcasa hermética 150 a través de la entrada 186 hacia las bolsas de fluido móviles a través de la entrada de succión 188 proporcionada en el miembro en espiral no orbital 156, comprimir la misma y descargar el fluido comprimido hacia la cámara de descarga 172.

Con el fin de incorporar el sistema de modulación de capacidad de anchura de pulso en el compresor de espiral 144, se proporciona un ensamblaje de válvula 190 posicionado en relación superyacente con la entrada de succión 188 de manera que sea capaz de controlar selectivamente el flujo de fluido que va a ser comprimido en las respectivas bolsas de fluido móvil 166 y 168. La operación del ensamblaje de válvula 190 es controlada mediante un módulo de control 192 en respuesta a señales recibidas de uno o más sensores 194 en una forma sustancialmente igual a la descrita anteriormente. Debería notarse que en tanto que la presente invención se ha mostrado y descrito con referencia a un compresor en espiral en el cual la carcasa hermética está sustancialmente a presión de succión, también puede incorporarse fácilmente en otros tipos de compresores de espiral tales como aquéllos en los cuales el interior está a la presión de descarga o en los cuales ambas espirales rotan alrededor de ejes de fuga radiales.

Como puede apreciarse ahora, el sistema de modulación de capacidad pulsado de la presente invención es extremadamente bien apropiado para una amplia variedad de compresores y extremadamente efectivo en proporción a

un amplio rango de modulación a costes relativamente bajos. Debe notarse que, si se desea, el sistema de modulación de capacidad pulsada de la presente invención puede combinarse con cualquiera de los otros tipos conocidos de sistemas de modulación de capacidad para una aplicación particular.

5 En las realizaciones anteriores, se entiende que el compresor continúa siendo impulsado mientras esté en una condición de descarga. Obviamente, la potencia requerida para impulsar el compresor cuando está descargado (sin tener lugar la compresión) es considerablemente menor que la requerida cuando el compresor está cargado completamente. De acuerdo con lo anterior, puede ser deseable proporcionar medios de control adicionales operativos para mejorar la eficiencia del motor durante estos períodos de operación con carga reducida.

10 Tal realización se muestra esquemáticamente en la Figura 8, la cual comprende un compresor de motor 90, el cual puede ser del tipo descrito anteriormente con respecto a la Figura 1, Figuras 5 y 6, o Figura 7, e incluye un ensamblaje de válvula solenoide conectado a una línea de succión la cual es operativa para bloquear selectivamente el flujo del gas de succión hacia el mecanismo compresor. El ensamblaje de válvula solenoide está previsto para ser controlado mediante un módulo de control 92 en respuesta a condiciones del sistema detectadas por los sensores 94. Como se ha descrito hasta ahora, el sistema representa una ilustración esquemática de cualquiera de las realizaciones descritas anteriormente. Con el fin de mejorar la eficiencia del motor impulsor durante la operación con carga reducida, también se proporciona un módulo de control de motor 96 el cual está conectado al circuito del motor del compresor a través de la línea 98 y al módulo de control 92 a través de la línea 100. Se contempla que el módulo de control del motor 96 operará en respuesta a una señal a partir del módulo de control 92 indicando que el compresor está siendo puesto en condiciones de operación con carga reducida. En respuesta a esta señal, el módulo de control del motor 96 operará para variar uno o más de los parámetros de operación del motor del compresor para, mediante ello, mejorar su eficiencia durante el período de carga reducida. Tales parámetros de operación están previstos para incluir cualquier factor controlable de forma variable que afecte la eficiencia de operación del motor, incluyendo reducción del voltaje o variación de la capacitancia en funcionamiento utilizada para el embobinamiento auxiliar de un motor de fase sencilla. Una vez que el módulo de control 92 señala al módulo de control del motor 96 que el compresor está regresando a una operación de carga completa, el módulo de control 96 operará entonces para restaurar los parámetros operativos afectados con el fin de maximizar la eficiencia del motor bajo operación de carga completa. Puede haber algún espacio de tiempo entre el cierre del ensamblaje de válvula solenoide y la carga reducida sobre el compresor el cual dependerá primariamente del volumen del gas de succión en el área entre el ensamblaje de válvula solenoide y la cámara de compresión. Como resultado, puede ser deseable proporcionar un retardo de tiempo apropiado antes de que el parámetro de operación del motor sea ajustado para la carga reducida. Desde luego, es deseable que el ensamblaje de válvula solenoide se posicione tan cerca como sea posible de la cámara de compresión de forma que se minimice este tiempo de reacción retardado.

35 También debe notarse que mientras que cada una de las realizaciones ha sido descrita considerando la incorporación de una válvula solenoide que opera para controlar el flujo del gas de descarga presurizado hacia la válvula de control de flujo del gas de succión para controlar el flujo del gas de succión, también es posible sustituirla por otros tipos de válvulas para el mismo propósito tales como, por ejemplo, válvulas solenoides por sí mismas o cualquier otra disposición adecuada de válvulas. Sin embargo, se cree que el uso de una válvula solenoide para controlar el flujo de un fluido presurizado tal como un gas de descarga hacia la válvula de control de succión es preferible porque permite la aplicación de fuerzas de actuación mayores a la válvula de control de gas de succión y por lo tanto una operación más rápida de la misma. Una realización de ejemplo de tal dispositivo de válvula se muestra y describe con referencia a la Figura 9, anotándose que este ensamblaje de válvula puede utilizarse en cualquiera de las realizaciones descritas anteriormente.

Como se muestra en la Figura 9, el ensamblaje de válvula 102 comprende una válvula de control solenoide 106 y una válvula accionada por presión 104.

50 El ensamble de válvula solenoide 106 incluye un alojamiento 108 dentro del cual se proporciona una cámara de válvula 110 que tiene un miembro de válvula 112 dispuesto de forma móvil dentro de la misma. Una línea de suministro de fluido presurizado 114 se abre hacia la cámara 110 adyacente a un extremo de la misma y a un pasaje de ventilación 116 que se abre hacia afuera desde la cámara 110 adyacente al extremo opuesto de la misma. Un pasaje de abertura 118 también se provee abriéndose hacia la cámara 110 aproximadamente a mitad de camino entre los extremos opuestos de la misma.

60 El miembro de válvula 112 se asegura a un extremo del émbolo 120 del otro extremo desde el cual se extiende axialmente en forma móvil a lo largo de la perforación herméticamente sellada 121 alrededor de la cual se posiciona un serpentín solenoide 122. Como se muestra, el pistón 120 será desviado hacia la posición mostrada en la cual el miembro de válvula 112 superyace y cierra la línea de suministro de fluido presurizado 114 y el pasaje de salida 118 está en comunicación abierta con el pasaje de ventilación 116. Cuando el serpentín solenoide 122 recibe suministro de energía, el eje 120 operará para mover el miembro de válvula 112 hacia una posición en la cual superyace y cierra el paso de ventilación 116 y permite una comunicación abierta entre la línea de suministro de fluido presurizado 114 y la salida 118. El extremo opuesto de la línea de suministro de fluido presurizado se conectará a una fuente adecuada de fluido presurizado tal como por ejemplo gas de descarga del compresor.

El ensamblaje de válvula accionado por presión 104 incluye un alojamiento 124 que tiene un cilindro 126 provisto dentro del mismo y dentro del cual se dispone de forma móvil el pistón 128. Un eje 130 tiene un extremo conectado al pistón

128 y se extiende desde el cilindro 126 a través de la perforación 132 hacia una cámara 134 provista en el alojamiento 124. Un miembro de válvula 136 se asegura a un extremo del eje 130, se posiciona dentro de la cámara 134 y es desplazable por el eje 130 hacia dentro y hacia fuera del enganche de sellamiento con el asiento de válvula 138 situado sobre la partición 140 de manera que controle selectivamente el flujo del gas de succión desde la cámara 134 hacia la cámara 142 y luego a través de la salida 144. Se provee una entrada 146 para suministrar gas de succión a la cámara 134.

La línea de salida de fluido 118 se abre hacia un extremo del cilindro 126 y sirve para proporcionar fluido presurizado de la misma para desviar el pistón 128 en una dirección tal que la válvula 136 se mueva en el enganche de sellamiento con el asiento de válvula 138 para mediante lo anterior interrumpir el flujo de gas de succión desde la entrada 146 a la salida 144. También se proporciona un resorte de retorno 148 dentro del cilindro 126 el cual sirve para desviar el pistón 128 en una dirección tal que mueva al miembro de válvula 136 fuera del enganche de sellamiento con el asiento de válvula 138 en respuesta a la ventilación del fluido presurizado del cilindro 126.

En operación, cuando el módulo de control 50 determina que la modulación de la capacidad está en orden, operará para suministrar energía a la válvula de control solenoide 106 moviendo por lo tanto la válvula 112 hacia la derecha como se muestra y permitiendo que el fluido presurizado fluya a través de la cámara 110 hacia el cilindro 126. Este fluido presurizado opera entonces para mover el pistón 128 en una dirección para cerrar la válvula 136 previniendo así un flujo adicional de gas de succión hacia el mecanismo de compresión. Cuando la válvula de control solenoide 106 deja de recibir energía mediante el módulo de control 50, la válvula 112 se moverá hacia una posición para interrumpir el suministro de fluido presurizado al cilindro 126 y para ventilar la misma vía de paso 116 permitiendo por lo tanto el regreso del resorte 148 para mover el pistón 128 en una dirección para abrir el miembro de válvula 136 de forma que se reinicie el flujo de gas de succión hacia el compresor.

Debe notarse que el ensamblaje de válvula 102 es solamente un ejemplo y puede ser sustituido fácilmente por cualquier otra disposición adecuada del mismo. Como se anotó anteriormente, con el fin de facilitar una respuesta rápida a las señales de modulación de la capacidad, es deseable que la válvula de cierre del flujo de succión se localice tan cerca de la cámara de compresión como sea posible. De la misma forma, la línea de suministro de fluido presurizado y los pasajes de ventilación deberían estar dimensionados con respecto al volumen del cilindro actuante que está siendo suministrado mediante la misma para asegurar una rápida presurización y ventilación del mismo.

Será evidente para las personas experimentadas en la técnica que pueden hacerse diversos cambios y modificaciones a las realizaciones discutidas en esta especificación sin apartarse del alcance de la invención tal como se define mediante las reivindicaciones anexas.



## REIVINDICACIONES

1. Un compresor modulado en capacidad que comprende:
  - 5 un mecanismo de compresión (10; 54; 144; 90) dispuesto dentro de una carcasa, teniendo dicho mecanismo de compresión una cámara de compresión (32, 34; 74; 166, 168) en su interior, una entrada de succión (40; 82; 186) para suministrar gas de succión a dicha cámara de compresión y un miembro móvil (28, 30; 72; 154) operativo para variar el volumen de dicha cámara de compresión, donde el mecanismo de compresión está dispuesto entre un paso de descarga y la entrada de succión;
  - 10 una fuente de alimentación (16, 20; 58; 148) conectada operativamente para efectuar el movimiento de dicho miembro móvil para de esa forma comprimir el gas extraído dentro de dicha cámara de compresión a través de dicha entrada de succión;
  - 15 una válvula (48; 84; 190; 102) operable entre posición abierta y cerrada para permitir y evitar cíclicamente el flujo de gas de succión dentro de dicha cámara de compresión; y aparato de control (50, 52; 86, 88; 92, 94; 192, 194) para accionar dicha válvula entre dichas posiciones abierta y cerrada;
  - 20 caracterizado porque dicha válvula (48; 84; 190; 102) está dispuesta dentro de dicha carcasa y entre dicha entrada de succión y la cámara de compresión, y porque dicho aparato de control (50, 52; 86, 88; 92, 94; 192, 194) es operativo para dar un ciclo a dicha válvula (48, 84, 190; 102) durante una duración de tiempo de ciclo menor de un minuto.
- 25 2. Un compresor modulado en capacidad tal como se define en la reivindicación 1, donde dicha válvula (48; 84; 190; 102) es una válvula bidireccional.
3. Un compresor modulado en capacidad tal como se define en cualquiera de las reivindicaciones precedentes, donde dicha fuente de alimentación continúa ejerciendo movimiento de dicho miembro móvil a medida que dicha válvula es sometida a un ciclo entre dichas posiciones abierta y cerrada.
- 30 4. Un compresor modulado en capacidad tal como se define en cualquiera de las reivindicaciones precedentes, donde dicha fuente de alimentación (16, 20; 58; 148) comprende un motor eléctrico, y dicho módulo de control opera para variar un parámetro operativo de dicho motor eléctrico cuando dicha válvula está en dicha posición cerrada de manera que mediante ello se mejore la eficiencia operativa de dicho motor.
- 35 5. Un compresor modulado en capacidad tal como se define en la reivindicación 4, donde dicho parámetro de operación de dicho motor se varía en un período de tiempo predeterminado después de que dicha válvula (48; 84; 190; 102) se mueve a dicha posición cerrada.
- 40 6. Un compresor modulado en capacidad tal como se define en una cualquiera de las reivindicaciones precedentes, donde dicho mecanismo de compresión (10) es un compresor de pistón recíprocante (10) que incluye una pluralidad de pistones (28, 30) y cilindros (32, 34), siendo operativa dicha válvula para evitar el flujo de gas de succión a todos los dichos cilindros.
- 45 7. Un compresor modulado en capacidad tal como se define en una cualquiera de las reivindicaciones precedentes, donde dicho mecanismo de compresión incluye un pistón (28, 30) dispuesto de forma recíprocante en un cilindro (32, 34), o un rotor de compresión (72) y un álabe (78) dispuesto en un cilindro, o miembros de espiral intercalados (154, 156) que definen bolsas de fluido móvil.
- 50 8. Un compresor modulado en capacidad tal como se define en una cualquiera de las reivindicaciones precedentes, donde dicho mecanismo de compresión comprime aire.
- 55 9. Un compresor modulado en capacidad tal como se define en una cualquiera de las reivindicaciones precedentes, donde dicho tiempo de ciclo y dicha duración de tiempo varían en respuesta a una condición de operación detectada.
- 60 10. Un compresor modulado en capacidad tal como se define en una cualquiera de las reivindicaciones precedentes, donde al menos uno de dicho tiempo de ciclo y de duración de tiempo de dicha válvula (48; 84; 190; 102) está en dicha posición cerrada y se varía en respuesta a una condición de operación detectada.
11. Un compresor modulado en capacidad tal como se define en una cualquiera de las reivindicaciones precedentes, donde dicha válvula (48; 84; 190; 102) es accionada por un fluido presurizado.

12. Un compresor modulado en capacidad tal como se define en la reivindicación 11, que comprende adicionalmente una válvula de control adaptada para controlar un flujo de dicho fluido presurizado hacia dicha válvula (48; 84; 190; 102).
- 5 13. Un compresor modulado en capacidad tal como se define en la reivindicación 12, donde dicha válvula de control es una válvula solenoide (106).
14. Un compresor modulado en capacidad tal como se define en las reivindicaciones 11, 12 o 13, donde dicho fluido presurizado es suministrado desde dicho mecanismo de compresión.
- 10 15. Un compresor modulado en capacidad tal como se define en una cualquiera de las reivindicaciones precedentes, donde dicho aparato de control opera para variar un parámetro de operación de dicha fuente de alimentación (16, 20; 58; 148) cuando dicha válvula (48; 84; 190; 102) está en dicha posición cerrada.
- 15 16. Un compresor modulado en capacidad tal como se define en una cualquiera de las reivindicaciones precedentes, donde dicha válvula (48; 84; 190; 102) está dispuesta en dicha ruta del flujo de gas de succión entre dicha fuente de alimentación (16, 20; 58; 148) y dicho mecanismo de compresión (10; 54; 144; 90).

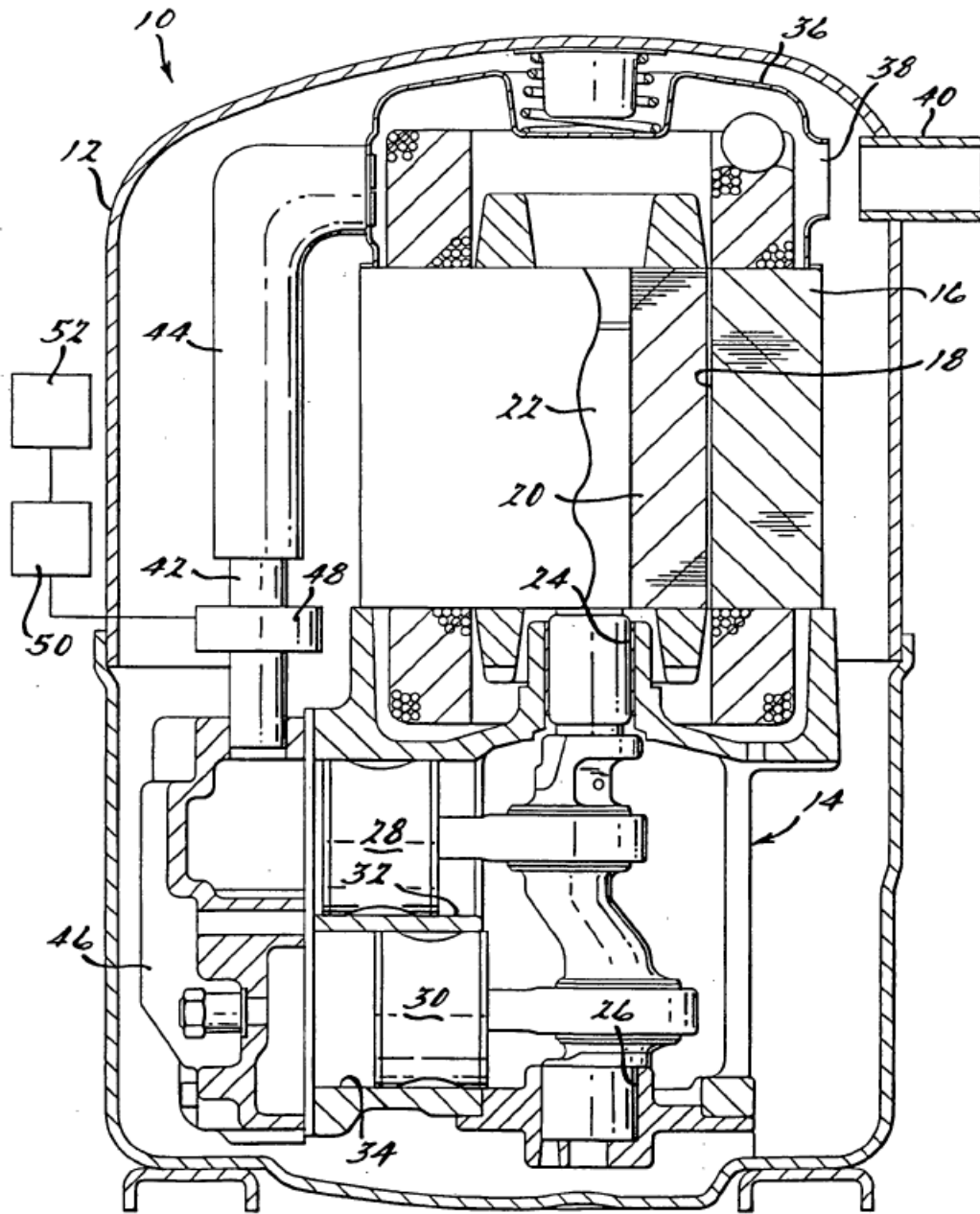
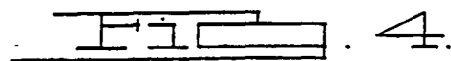
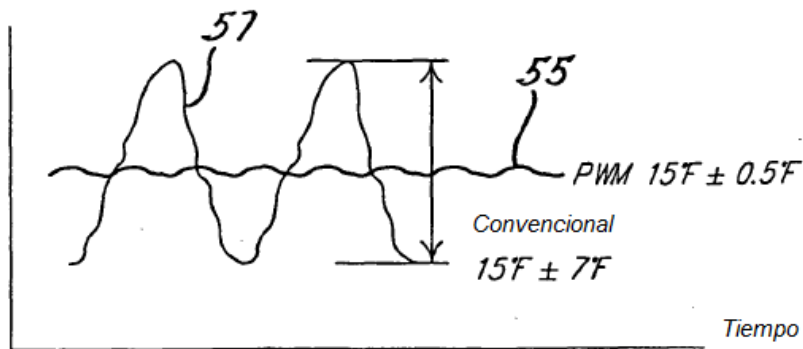
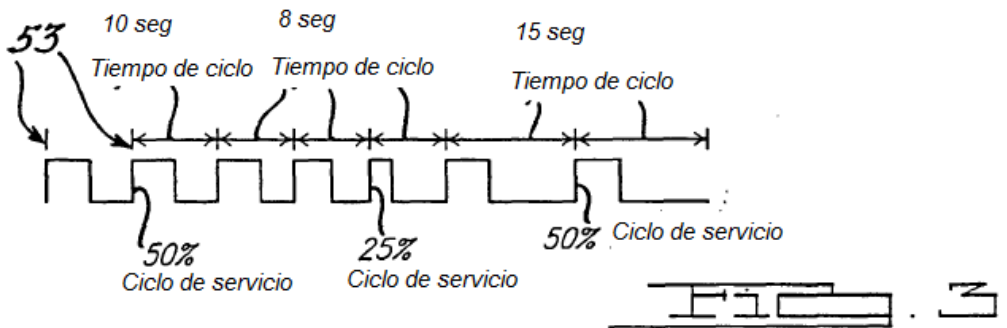
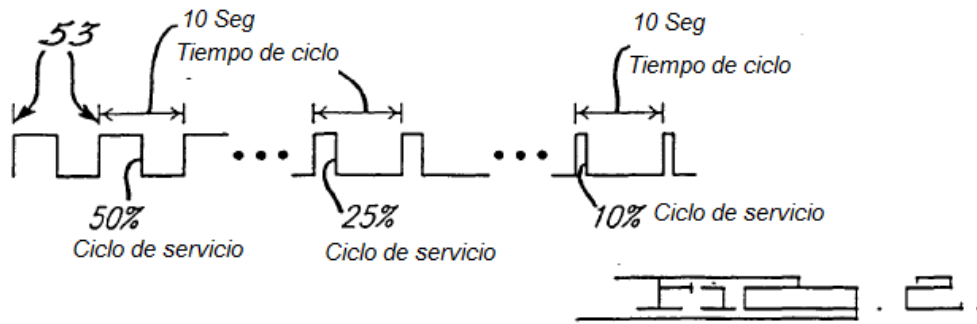


FIG. 1.



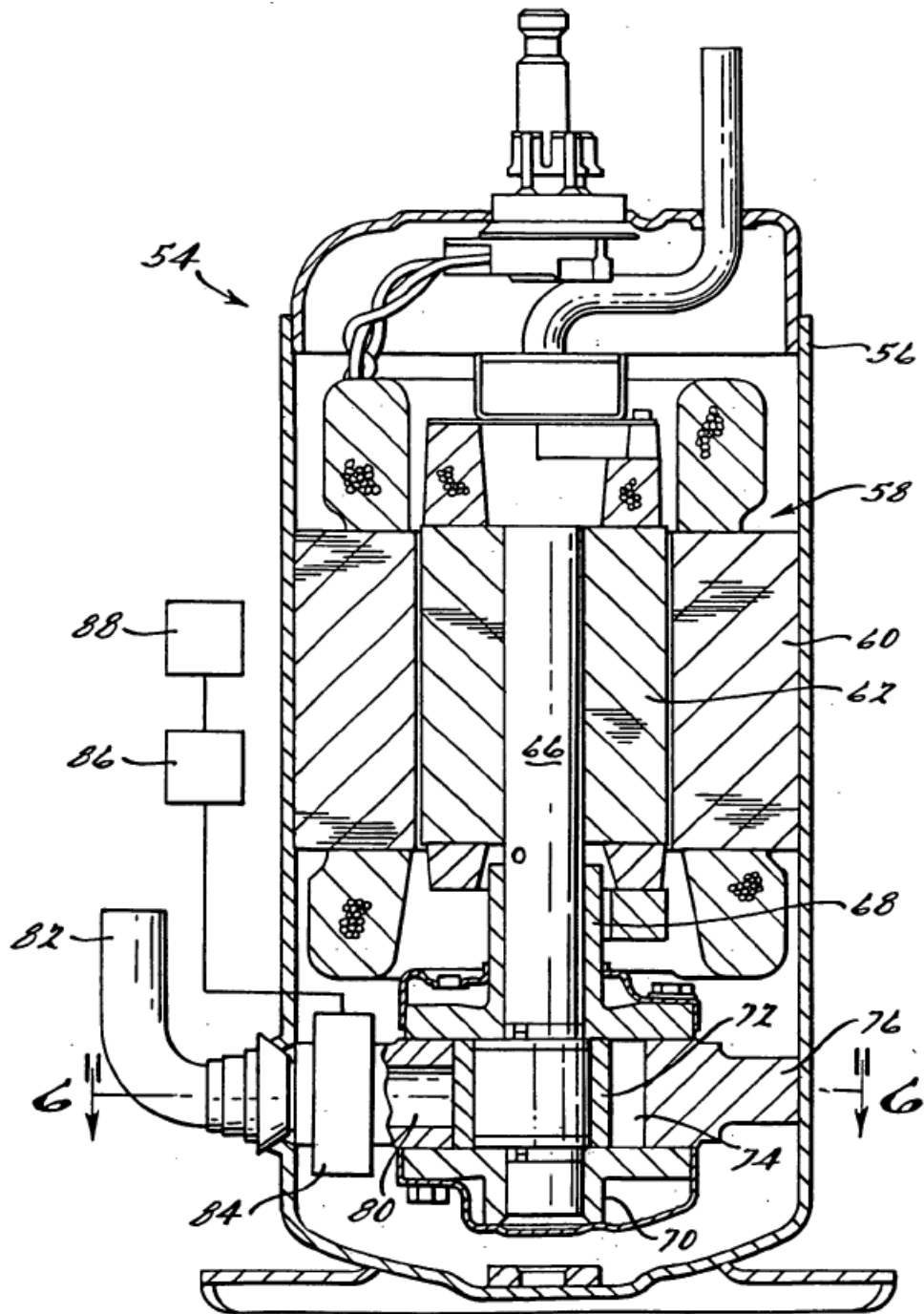


Fig. 5.

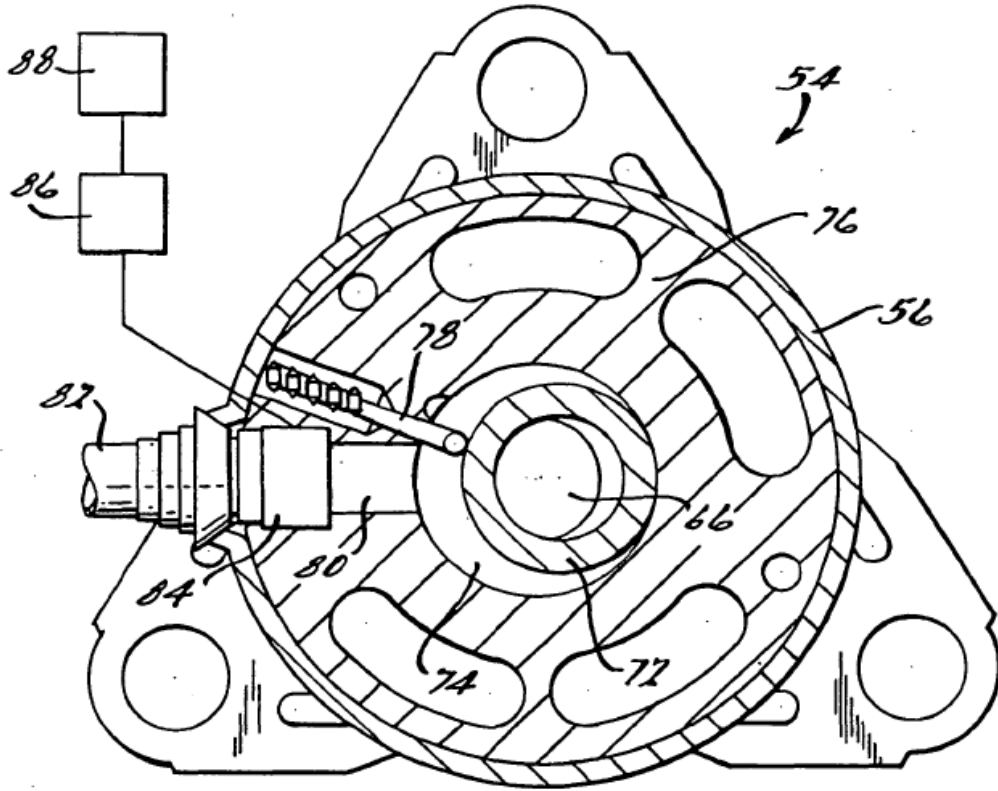


Fig. 1.

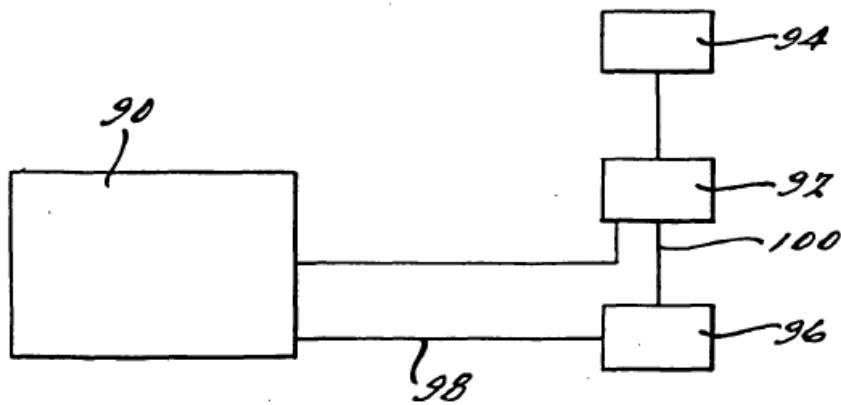
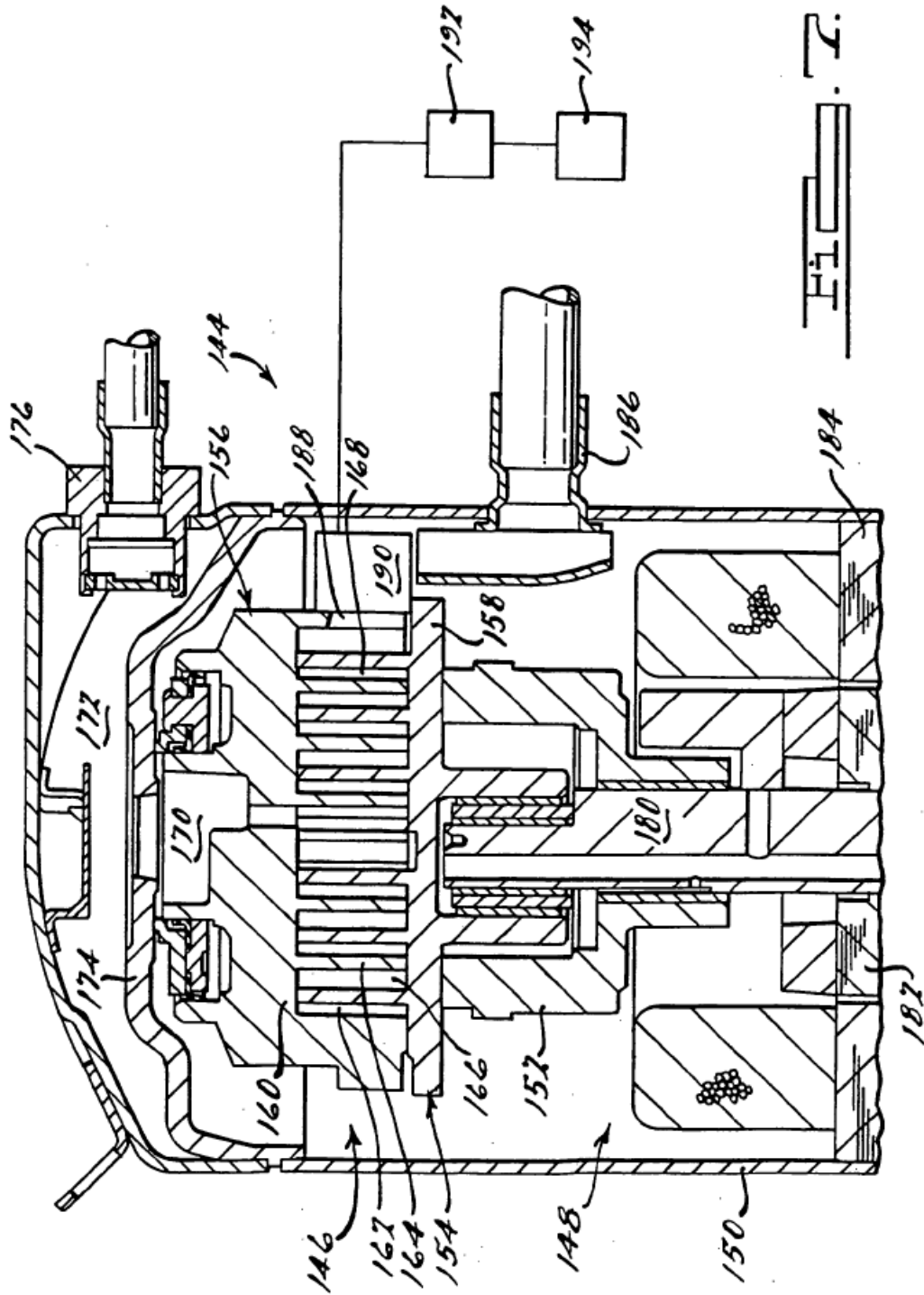


Fig. 2.



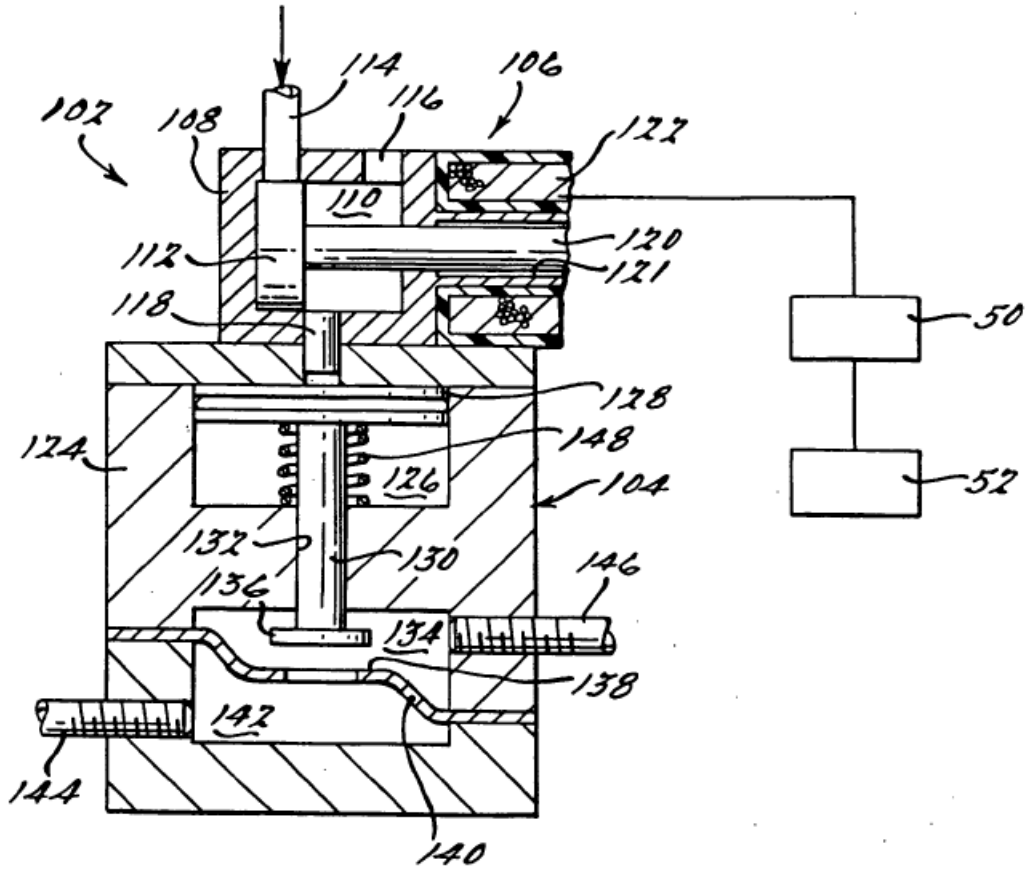


FIG. 9.