

19



OFICINA ESPAÑOLA DE
PATENTES Y MARCAS

ESPAÑA



11 Número de publicación: **2 799 826**

51 Int. Cl.:

F04D 29/42	(2006.01)
F04B 49/00	(2006.01)
F04B 17/00	(2006.01)
F04B 39/06	(2006.01)
F25B 1/00	(2006.01)
F25B 1/053	(2006.01)
F25B 31/00	(2006.01)
F04D 29/28	(2006.01)
F04D 29/58	(2006.01)

12

TRADUCCIÓN DE PATENTE EUROPEA

T3

- 86 Fecha de presentación y número de la solicitud internacional: **13.03.2009 PCT/US2009/037181**
- 87 Fecha y número de publicación internacional: **17.09.2009 WO09114820**
- 96 Fecha de presentación y número de la solicitud europea: **13.03.2009 E 09718698 (5)**
- 97 Fecha y número de publicación de la concesión europea: **20.05.2020 EP 2257710**

54 Título: **Compresor de refrigerador de alta capacidad**

30 Prioridad:

13.03.2008 US 69282

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

21.12.2020

73 Titular/es:

**DAIKIN APPLIED AMERICAS INC. (100.0%)
13600 Industrial Park Boulevard
Plymouth MN 55441, US**

72 Inventor/es:

**DOTY, MARK C.;
CAMPAIGNE, EARL A.;
WATSON, THOMAS E.;
BUTLER, PAUL K.;
CLINE, QUENTIN E. y
SHOWALTER, SAMUEL J.**

74 Agente/Representante:

ARIAS SANZ, Juan

ES 2 799 826 T3

Aviso: En el plazo de nueve meses a contar desde la fecha de publicación en el Boletín Europeo de Patentes, de la mención de concesión de la patente europea, cualquier persona podrá oponerse ante la Oficina Europea de Patentes a la patente concedida. La oposición deberá formularse por escrito y estar motivada; sólo se considerará como formulada una vez que se haya realizado el pago de la tasa de oposición (art. 99.1 del Convenio sobre Concesión de Patentes Europeas).

DESCRIPCIÓN

Compresor de refrigerador de alta capacidad

5 **Campo de la invención**

Esta invención se refiere generalmente al campo de los compresores. Más específicamente, la invención está dirigida a compresores de gran capacidad para sistemas de refrigeración y aire acondicionado.

10 **Antecedentes de la técnica**

Las grandes instalaciones de refrigeración, tales como sistemas de refrigeración industrial o sistemas de aire acondicionado para complejos de oficinas, a menudo implican el uso de sistemas de alta capacidad de refrigeración de más de 400 toneladas de refrigeración (1400 kW). La entrega de este nivel de capacidad normalmente requiere el uso de sistemas de compresores de etapa única o etapas múltiples muy grandes. Los sistemas de compresión existentes normalmente se accionan por motores de tipo inducción que pueden ser de tipo hermético, semihermético o de accionamiento abierto. El motor de accionamiento puede funcionar a niveles de potencia superiores a 250 kW y velocidades de rotación cercanas a 3600 rpm. Dichos sistemas de compresor normalmente incluyen elementos giratorios soportados por cojinetes lubricados, hidrodinámicos o de elementos rodantes.

La capacidad de un sistema de refrigeración dado puede variar sustancialmente dependiendo de ciertas condiciones de entrada y salida. En consecuencia, la industria de calefacción, ventilación y aire acondicionado (HVAC) ha desarrollado condiciones estándar bajo las cuales se determina la capacidad de un sistema de refrigeración. Las condiciones de clasificación estándar para un sistema de refrigerador refrigerado por agua incluyen: entrada de agua del condensador a 29,4 °C (85 °F), 0,054 litros por segundo por kW (3,0 gpm por tonelada); una tolerancia del factor de incrustación del condensador del lado del agua de 0,044 m²-°C por kW (0,00025 hr-ft²-°F por BTU); salida de agua del evaporador a 6,7 °C (44,0 °F), 0,043 litros por segundo por kW (2,4 gpm por tonelada); y una tolerancia del factor de incrustación del evaporador del lado del agua de 0,018 m²-°C por kW (0,0001 hr-ft²-°F por BTU). Estas condiciones se han establecido por el Instituto de Aire Acondicionado y Refrigeración (ARI) y se detallan en la Norma ARI 550/590 titulada "2003 Standard for Performance Rating of Water-Chilling Packages Using the Vapor Compression Cycle", que por el presente documento se incorpora por referencia aparte de cualquier definición expresa de términos específicamente definidos. El tonelaje de un sistema de refrigeración determinado en estas condiciones se denomina de aquí en adelante en el presente documento "toneladas de refrigeración estándar".

En un sistema de refrigerador, el compresor actúa como una bomba de vapor, comprimiendo el refrigerante de una presión de evaporación a una presión de condensación más alta. Una variedad de compresores han encontrado uso en la realización de este proceso, incluyendo compresores rotativos, de husillo, de desplazamiento, recíprocos y centrífugos. Cada compresor tiene ventajas para diversos propósitos en diferentes rangos de capacidad de refrigeración. Para grandes capacidades de refrigeración, se sabe que los compresores centrífugos tienen la mayor eficiencia isentrópica y, por tanto, la mayor eficiencia térmica general para el ciclo de refrigeración del refrigerador. Véase la patente estadounidense 5.924.847 de Scaringe, *et al.*

Por lo general, el motor que acciona el compresor se refrigera activamente, especialmente con motores de alta potencia. Con los sistemas de refrigerador, la proximidad del refrigerador de refrigerante al motor a menudo lo convierte en el medio de elección para refrigerar el motor. Muchos sistemas cuentan con circuitos de derivación diseñados para refrigerar adecuadamente el motor cuando el compresor está funcionando a plena potencia y con la consiguiente caída de presión a través del circuito de derivación. Otros compresores, como los dados a conocer por la patente estadounidense 5.857.348 de Conry, conectan el flujo de refrigerante a través del circuito de derivación a un dispositivo de estrangulación que regula el flujo de refrigerante en el compresor. Además, la publicación de la solicitud de patente estadounidense 2005/0284173 de Larminat da a conocer el uso de refrigerante vaporizado (sin comprimir) como medio de refrigeración. Sin embargo, tales circuitos derivación adolecen de deficiencias inherentes.

Algunos sistemas refrigeran varios componentes en serie, lo que limita el rango operativo del compresor. El requisito de carga de refrigeración de cada componente variará según la capacidad de refrigeración del compresor, el consumo de potencia del compresor, las temperaturas disponibles y las temperaturas del aire ambiente. Por tanto, el flujo de refrigerante puede coincidir adecuadamente con solo uno de los componentes en serie, y luego solo bajo condiciones específicas, lo que puede crear escenarios donde los demás componentes estén o bien sobrerrefrigerados o bien subrefrigerados. Incluso la adición de controles de flujo no puede mitigar los problemas dado que el flujo de refrigeración se determinará por el dispositivo que necesite mayor refrigeración. Otros componentes en serie estarán subrefrigerados o sobrerrefrigerados. Los componentes sobrerrefrigerados pueden formar condensación si se exponen al aire ambiente. Los dispositivos subrefrigerados pueden exceder sus límites operacionales dando como resultado el fallo de componentes o el apagado de la unidad. Otra limitación de dichos sistemas puede ser la necesidad de un cierto mínimo.

Los dispositivos subrefrigerador pueden exceder sus límites operacionales dando como resultado un fallo de componentes o apagado de la unidad. Otra limitación de dichos sistemas puede ser la necesidad de una cierta

diferencia de presión mínima para empujar el refrigerante a través del circuito de derivación. Sin esta presión mínima, puede evitarse que el compresor funcione o limitarlo en el ámbito de funcionamiento permitido. Por lo tanto, se desea un diseño que proporcione la capacidad de un amplio rango de funcionamiento.

5 Los compresores centrífugos también se caracterizan a menudo por tener características de ruido indeseables. El ruido proviene de las estelas creadas por las palas del impulsor centrífugo mientras comprimen el gas refrigerante. Esto normalmente se refiere a la "frecuencia de paso de la pala". Otra fuente de ruido es la turbulencia presente en el gas de alta velocidad entre el compresor y el condensador. Los efectos del ruido son particularmente frecuentes en sistemas de gran capacidad.

10 Otra característica de los diseños de compresores centrífugos de gran capacidad existentes es el peso y el tamaño del conjunto. Por ejemplo, el rotor de un motor de inducción típico puede pesar cientos de libras y puede exceder las 1000 libras (453,592 kg). Los conjuntos de compresores que tienen capacidades de 200 toneladas de refrigeración estándar pueden pesar más de 3000 libras (1360,777 kg). Además, a medida que se desarrollan sistemas que exceden la capacidad existente de caballos de fuerza y tonelaje de refrigerante, el peso y el tamaño de tales unidades pueden resultar problemáticos con respecto al envío, la instalación y el mantenimiento. Cuando las unidades se ensamblan sobre el nivel del suelo, el peso puede ir más allá de lo problemático a lo prohibitivo debido al gasto de proporcionar soporte estructural adicional. Además, puede ser significativo el espacio necesario para acomodar una de estas unidades.

20 Existe una gran necesidad sentida en la industria de HVAC de aumentar la capacidad de los sistemas de refrigeración. La evidencia de esta necesidad se ve reforzada por el continuo aumento de las ventas de refrigeradores de gran capacidad. En el año 2006, por ejemplo, se vendieron más de 2000 sistemas de refrigerador con capacidades de compresor superiores a 200 toneladas de refrigeración estándar. Por consiguiente, sería bienvenido el desarrollo de un sistema de compresor que supere los desafíos de diseño anteriores para la entrega de capacidades de refrigeración sustancialmente mayores que los sistemas existentes o comercializados anteriormente.

25 El documento US 2007/0212232 da a conocer un sistema de refrigerador de acuerdo con el preámbulo de la reivindicación 1 y describe métodos para motores de refrigeración. Se proporciona un barrido de gas usando una fuente de gas que atrae aire sin comprimir a través del motor. También se describe refrigeración de motor adicional usando líquido circulante.

30 El documento US 5881564 describe un compresor para su uso en un refrigerador con un árbol giratorio y cojinetes. Se usa un refrigerante líquido para lubricar los cojinetes y permitir que el árbol continúe girando después de detener una bomba de refrigerante líquido.

Sumario de la invención

40 Según la presente invención el objetivo anterior se resuelve por las características según la reivindicación 1 y la reivindicación 15. Realizaciones preferidas se definen en las reivindicaciones dependientes.

45 Las diversas realizaciones de la invención incluyen conjuntos de compresores centrífugos de etapa única y etapas múltiples diseñados para grandes instalaciones de refrigeración. Estas realizaciones proporcionan un diseño de refrigerador mejorado utilizando una disposición de refrigeración ventajosa, como una disposición de refrigeración bifásica y otras características para mejorar la salida y eficiencia de potencia, mejorar la fiabilidad y reducir los requisitos de mantenimiento. En diversas realizaciones, las características del diseño permiten un compresor pequeño y físicamente compacto. Además, en varias realizaciones, el diseño dado a conocer hace uso de una disposición de supresión de sonido que proporciona a un compresor de las tan buscadas propiedades de reducción de ruido también.

50 Las variables en el diseño de un compresor de refrigerador de alta capacidad incluyen el diámetro y la longitud de los conjuntos de rotor y estator y los materiales de construcción. Existe una compensación de diseño con respecto al diámetro del conjunto de rotor. Por un lado, el conjunto de rotor debe tener un diámetro suficientemente grande para cumplir con el requisito de par. Por otro lado, el diámetro no debe ser tan grande como para generar tensiones superficiales que excedan las resistencias materiales típicas cuando funciona a altas velocidades de rotación, que pueden superar las 11.000 rpm en ciertas realizaciones de la invención, aproximándose a 21.000 rpm en algunos casos. Además, diámetros y longitudes más grandes del conjunto de rotor pueden producir fuerzas de arrastre aerodinámicas (también conocido como resistencia al viento) proporcionales a la longitud y al cuadrado del diámetro del conjunto de rotor en funcionamiento, dando como resultado más pérdidas. Los diámetros y longitudes más grandes también pueden tender a aumentar la masa y el momento de inercia del conjunto de rotor cuando se usan materiales estándar de construcción.

60 La reducción de la tensión y el arrastre tiende a promover el uso de conjuntos de rotor de menor diámetro. Para producir una mayor capacidad de potencia dentro de los confines de un conjunto de rotor de menor diámetro, algunas realizaciones de la invención utilizan un motor de imán permanente (PM). Los motores de imán permanente son muy adecuados para el funcionamiento a más de 3600 rpm y exhiben la mayor eficiencia demostrada en un amplio rango de velocidad y par de torsión del compresor. Los motores de PM normalmente producen más potencia por unidad de

volumen que los motores de inducción convencionales y son muy adecuados para su uso con los VFD. Además, el factor de potencia de un motor de PM es normalmente mayor y la generación de calor normalmente menor que la de los motores de inducción de potencia comparable. Por tanto, el motor de PM proporciona una eficiencia energética mejorada en comparación con los motores de inducción.

5 Sin embargo, el aumento adicional en la capacidad de potencia dentro de los confines del conjunto de rotor de menor diámetro crea una mayor densidad de potencia con menos superficie exterior para la transferencia de calor generada por pérdidas eléctricas. En consecuencia, las aplicaciones de refrigeración grandes, tales como sistemas de refrigeración industrial o sistemas de aire acondicionado que utilizan motores de PM, se limitan normalmente a
10 capacidades de 200 toneladas de refrigeración estándar (700 kW) o menos.

Para abordar el aumento en la densidad de potencia, diversas realizaciones de la invención utilizan gas refrigerante de la sección de evaporador para refrigerar los conjuntos de rotor y estator. Todavía otras realizaciones además incluyen la refrigeración interna del árbol de motor, que aumenta el área de transferencia de calor y puede aumentar
15 el acoplamiento convectivo del coeficiente de transferencia de calor entre el gas refrigerante y el conjunto de rotor.

El compresor puede configurarse para incluir un sistema de refrigeración que refrigere el conjunto del rotor/árbol de motor y el conjunto de estator de forma independiente, evitando las desventajas inherentes a la refrigeración en serie de estos componentes. Cada circuito puede adaptarse para variar la capacidad de refrigeración y las relaciones de presión de funcionamiento que mantienen los componentes respectivos dentro de los límites de temperatura a través de un rango de velocidades sin sobrerrefrigeración o subrefrigeración del motor. Realizaciones incluyen un circuito de refrigeración o de derivación que pasa un gas refrigerante o una mezcla de gas/líquido refrigerante a través del árbol de motor, así como sobre el perímetro exterior del conjunto de rotor, proporcionando así una refrigeración bifásica del conjunto de rotor por conducción directa al árbol y por convección sobre el perímetro exterior. Además, debido a un efecto de bombeo del rotor, se alivia la necesidad de una cierta diferencia de presión mínima para empujar el refrigerante a través del circuito de derivación. El compresor es capaz de proporcionar la capacidad de un amplio ámbito de funcionamiento, incluso sin una diferencia de presión significativa entre el condensador y el evaporador.

El compresor puede fabricarse a partir de componentes ligeros y coladas, proporcionando una relación potencia-peso alta. Los componentes de bajo peso en un diseño de etapa única o etapas múltiples permiten el mismo tonelaje en aproximadamente un tercio del peso de las unidades convencionales. Las diferencias de reducción de peso pueden realizarse mediante el uso de componentes o coladas de aluminio o aleación de aluminio, eliminación de engranajes y un motor más pequeño.

En una realización, se da a conocer un sistema de refrigerador que comprende un conjunto de compresor centrífugo para la compresión de un refrigerante en un bucle de refrigeración. El bucle de refrigeración incluye una sección de evaporador que contiene gas refrigerante y una sección de condensador que contiene líquido refrigerante. El compresor centrífugo incluye un motor alojado dentro de un alojamiento de motor, definiendo el alojamiento de motor una cámara interior. El motor en esta realización incluye un árbol de motor rotatorio alrededor de un eje rotacional y un conjunto de rotor acoplado de manera operativa con una parte del árbol de motor. El árbol de motor puede incluir al menos un paso longitudinal y al menos un paso de aspiración, extendiéndose el al menos un paso longitudinal de forma paralela sustancialmente al eje rotacional a través de al menos la parte del árbol de motor. El al menos un paso de aspiración que está en comunicación de fluido con la cámara interior o el alojamiento de motor y con el al menos un paso longitudinal. En esta realización, la sección de evaporador está en comunicación de fluido con el al menos un paso longitudinal para el suministro del gas refrigerante que refrigera el árbol de motor y el conjunto de rotor. En esta realización, la sección de condensador está en comunicación de fluido con el al menos un paso longitudinal para el suministro del líquido refrigerante. Adicionalmente, se dispone un dispositivo de restricción de flujo entre la sección de condensador y el al menos un paso longitudinal para la expansión del líquido refrigerante.

En otra realización, se da a conocer un sistema de refrigerador con un conjunto de compresor que incluye un motor y una sección aerodinámica, incluyendo el motor un árbol de motor, un conjunto de rotor y un conjunto de estator. Una sección de condensador puede estar en comunicación de fluido con el conjunto de compresor, y una sección de evaporador puede estar en comunicación de fluido con la sección de condensador y el conjunto de compresor. El conjunto de compresor puede incluir además un circuito de refrigeración de rotor que tiene una entrada de refrigeración de gas acoplada de manera operativa con la sección de evaporador. El conjunto de compresor tiene una entrada de refrigeración de líquido acoplada de manera operativa con la sección de condensador. El conjunto de compresor que también tiene una salida acoplada de manera operativa con la sección de evaporador. El conjunto de compresor también puede incluir un circuito de refrigeración de estator que tiene un puerto de entrada de refrigeración de líquido acoplado de manera operativa con la sección de condensador. Además, el conjunto de compresor también puede incluir un puerto de salida de refrigeración de líquido acoplado de manera operativa con la sección de evaporador.

En aún otra realización, se da a conocer un sistema de refrigerador que incluye un conjunto de compresor que incluye un motor y una sección aerodinámica. El motor que incluye un conjunto de rotor acoplado de manera operativa con un árbol de motor y un conjunto de estator para producir la rotación del árbol de motor. El árbol de motor y la sección aerodinámica dispuestos para el accionamiento directo de la sección aerodinámica. Una sección de condensador y una sección de evaporador están cada una acopladas de manera operativa entre sí a la sección aerodinámica, donde

la sección de condensador tiene una presión de funcionamiento mayor que la sección de evaporador. El sistema de refrigerador también puede incluir tanto un circuito de derivación de líquido como un circuito de derivación de gas. El circuito de derivación de líquido refrigera el conjunto de estator y el conjunto de rotor con un refrigerante líquido suministrado por la sección de condensador y devuelto a la sección de evaporador, estando impulsado el refrigerante líquido a través del circuito de derivación de líquido por la presión de funcionamiento mayor de la sección de condensador relativa a la sección de evaporador. El circuito de derivación de gas refrigera el conjunto de rotor con un refrigerante de gas, extrayéndose de la sección de evaporador y devolviéndose a la sección de evaporador por diferencias de presión provocadas por la rotación del árbol de motor.

Otras realizaciones de la invención incluyen un sistema de refrigerador con un conjunto de compresor que tiene un impulsor contenido dentro de un alojamiento aerodinámico. El conjunto de compresor incluye además una sección de descarga de compresor a través de la cual puede canalizarse un gas refrigerante descargado entre el alojamiento aerodinámico y una sección de condensador. La sección de descarga de compresor incluye además las ubicaciones de inyección de líquido desde los que se inyecta refrigerante líquido. Este refrigerante líquido puede obtenerse de la sección de condensador. El refrigerante líquido inyectado atraviesa una sección transversal de flujo del gas refrigerante descargado localmente y forma una niebla concentrada de gotas refrigerantes suspendidas en un gas refrigerante para amortiguar los ruidos del impulsor.

Otras realizaciones pueden incluir además un conjunto de compresor centrífugo de tamaño compacto para la compresión de un refrigerante en un bucle de refrigeración. El conjunto de compresor que incluye un alojamiento de motor que contiene un motor de imán permanente, donde el alojamiento de motor define una cámara interior. El motor de imán permanente puede incluir un árbol de motor rotatorio alrededor de un eje rotacional y un conjunto de rotor acoplado de manera operativa con una parte del árbol de motor. El motor de imán permanente puede adaptarse para proporcionar potencia que supera 140 kW, producir velocidades superiores a 11.000 revoluciones por minuto y exceder una capacidad de refrigeración de 200 toneladas en condiciones de clasificación industrial estándar. En una realización, el conjunto de compresor centrífugo que tiene tales capacidades pesa menos de aproximadamente 365 kg (800 lbf) a 1100 kg (2500 lbf) y está dimensionado para caber dentro de un espacio que tiene dimensiones de aproximadamente 115 cm (45 pulgadas) de longitud por 63 cm (25 pulgadas) de altura por 63 cm (25 pulgadas) de ancho.

Otras realizaciones pueden incluir además un método de funcionamiento de un sistema de refrigerador de alta capacidad. El método incluye proporcionar un conjunto de compresor centrífugo para la compresión de un refrigerante en un bucle de refrigeración. El bucle de refrigeración incluye una sección de evaporador que contiene un gas refrigerante y una sección de condensador que contiene un líquido refrigerante. El compresor centrífugo incluye un conjunto de rotor acoplado de manera operativa con un conjunto de estator. El conjunto de rotor incluye una estructura que define un paso de flujo a través del mismo, y el compresor centrífugo incluye un conjunto de mezcla de refrigerante acoplado de manera operativa con la sección de evaporador, la sección de condensador y el conjunto de rotor. El método también incluye la transferencia de dicho líquido refrigerante de la sección de condensador al conjunto de mezcla de refrigerante y la transferencia del gas refrigerante de la sección de evaporador al conjunto de mezcla de refrigerante. Por último, el método incluye el uso del conjunto de mezcla de refrigerante para mezclar dicho líquido refrigerante con el gas refrigerante a partir de las etapas de transferencia para producir una mezcla de refrigerante de gas-líquido; y dirigir la mezcla de refrigerante de gas-líquido a través del paso de flujo del conjunto de rotor para proporcionar refrigeración bifásica del conjunto de rotor.

Breve descripción de los dibujos

La figura 1 es un esquema de un sistema de refrigerador en una realización de la invención.

La figura 2 es una vista en perspectiva parcialmente en despiece ordenado de un conjunto de compresor en una realización de la invención.

La figura 3 es una vista en corte en perspectiva de una sección aerodinámica de un conjunto de compresor de etapa única en una realización de la invención.

La figura 3A es una vista seccional parcial ampliada de un inyector de ranura ubicado en el difusor de la sección aerodinámica de la figura 3 en una realización de la invención.

La figura 3B es una vista seccional parcial ampliada de un inyector de matriz de orificios en una realización de la invención.

La figura 4 es una vista en corte en perspectiva de un conjunto de tren de accionamiento de compresor en una realización de la invención.

La figura 5 es una vista en sección transversal de los conjuntos de rotor y estator del conjunto de tren de accionamiento de la figura 4.

La figura 6 es una vista en sección transversal del conjunto del tren de accionamiento de la figura 4 destacando un circuito de derivación de gas para el conjunto de rotor de la figura 5.

La figura 6A es una vista seccional del árbol de motor de la figura 6.

La figura 6B es una vista seccional de un árbol de motor en una realización de la invención.

La figura 6C es una vista seccional parcial ampliada del árbol de motor de la figura 6B.

La figura 7 es un esquema de un sistema de refrigerador que tiene un circuito de inyección de fase mixta en una realización de la invención.

La figura 7A a 7D son vistas seccionales parciales de las configuraciones del conjunto de mezclador de la figura 7 en diversas realizaciones de la invención.

La figura 8 es una vista seccional de un conjunto de compresor destacando un circuito de derivación de líquido para el conjunto de estator del conjunto de tren de accionamiento de la figura 4.

Las figuras 8A a 8C son vistas seccionales ampliadas de un pasaje en espiral que puede utilizarse en el circuito de derivación de líquido de la figura 8.

Descripción detallada de las realizaciones

Haciendo referencia a la figura 1, se representa un sistema de refrigerador 28 que tiene una sección de condensador 30, un dispositivo de expansión 32, una sección de evaporador 34 y un conjunto de compresor centrífugo 36 en una realización de la invención. El sistema de refrigerador 28 puede caracterizarse además por un circuito de derivación de líquido 38 y un circuito de derivación de gas 40 para la refrigeración de diversos componentes del conjunto de compresor centrífugo 36.

En funcionamiento, el refrigerante dentro del sistema de refrigerador 28 se acciona desde el conjunto de compresor centrífugo 36 hasta la sección de condensador 30, tal como se muestra mediante la flecha direccional 41, estableciendo un flujo en sentido horario como en la figura 1. El conjunto de compresor centrífugo 36 provoca un aumento en la presión de funcionamiento de la sección de condensador 30, mientras que el dispositivo de expansión 32 provoca una caída en la presión de funcionamiento de la sección de evaporador 34. En consecuencia, existe una diferencia de presión durante el funcionamiento del sistema de refrigerador 28, en el que la presión de funcionamiento de la sección de condensador 30 puede ser superior a la presión de funcionamiento de la sección de evaporador 34.

Haciendo referencia a las figuras 2 y 3, se representa una realización de un conjunto de compresor centrífugo 36 según la invención. El conjunto del compresor centrífugo 36 incluye una sección aerodinámica 42 de un compresor de una etapa única 43 que tiene un eje central 44, un alojamiento de motor 46, un compartimento electrónico 48 y un recinto de terminal de potencia entrante 50. Se contempla que un compresor de etapas múltiples puede utilizarse fácilmente en lugar del compresor de etapa única 43. El alojamiento de motor 46 generalmente define una cámara interior 49 para la contención y el ensamblaje de diversos componentes del conjunto de compresor 36. Puede proporcionarse el acoplamiento entre el alojamiento de motor 46 y la sección aerodinámica 42 mediante una interfaz embridada 51.

En una realización, la sección aerodinámica 42 del compresor de etapa única 43, retratada en la figura 3, contiene una etapa de compresor centrífugo 52 que incluye una pieza de inserción de voluta 56 y un impulsor 80 dentro de un alojamiento de impulsor 57. La etapa de compresor centrífugo 52 puede alojarse en un alojamiento de descarga 54 y en comunicación de fluido con un alojamiento de entrada 58.

El alojamiento de entrada 58 puede proporcionar una transición de entrada 60 entre un conducto de entrada (no representado) y una entrada 62 a la etapa de compresor 52. El conducto de entrada puede configurarse para el ensamblaje en la transición de entrada 60. El alojamiento de entrada 58 también puede proporcionar una estructura para soportar un conjunto de álabes de guía de entrada 64 y sirve para mantener la pieza de inserción de voluta 56 contra el alojamiento de descarga 54.

En algunas realizaciones, la pieza de inserción de voluta 56 y el alojamiento de descarga 54 cooperan para formar un difusor 66 y una voluta 68. El alojamiento de descarga 54 también puede equiparse con una transición de salida 70 en comunicación de fluido con la voluta 68. La transición de salida 70 puede interconectarse con una boquilla de descarga 72 que pasa entre el alojamiento de descarga 54 y un conducto aguas abajo 73 (figura 2) que conduce a la sección de condensador 30. Un sistema de difusión aguas abajo puede acoplarse de manera operativa con el impulsor 80, y puede comprender el difusor 66, la voluta 68, la transición 70 y la boquilla de descarga 72.

La boquilla de descarga 72 puede hacerse de un acero colado soldable tal como WCB de calidad ASTM A216. Los diversos alojamientos 54, 56, 57 y 58 pueden fabricarse a partir de acero, o de aleaciones de aluminio de alta

resistencia o aleaciones ligeras para reducir el peso del conjunto de compresor 36.

La sección aerodinámica 42 puede incluir una o más ubicaciones de inyección de refrigerante líquido (por ejemplo, 79a a 79d), como se indica en la figura 3. En general, las ubicaciones de inyección de refrigerante líquido 79 pueden situarse en cualquier lugar entre el alojamiento de impulsor 57 y la sección de condensador 30. Los pasos de flujo entre el alojamiento de impulsor 57 y la sección de condensador 30 pueden denominarse sección de descarga de compresor. En la realización representada de la figura 3, la ubicación 79a está en o cerca de la entrada del difusor 66, las ubicaciones 79b y 79c están cerca de la unión de la transición 70 y la boquilla de descarga 72, y la ubicación 79d está cerca de la salida de la boquilla de descarga 72.

La inyección de líquido puede lograrse mediante un único punto de pulverización, puntos de pulverización espaciados de forma circunferencial (por ejemplo, 79b), una ranura circunferencial (por ejemplo, 79a, 79c), o por otras configuraciones que ofrecen una pulverización de gotas que atraviesa al menos una parte de la sección transversal del flujo. En consecuencia, se proporciona una niebla concentrada que comprende gotas de refrigerante suspendidas en gas refrigerante para amortiguar los ruidos del impulsor.

En una realización, las ubicaciones de inyección de refrigerante líquido 79 se obtienen por el refrigerante líquido de alta presión en la sección de condensador 30. En consecuencia, cuanto más lejos esté la ubicación de inyección del alojamiento de impulsor 57, menor es la diferencia de presión entre las ubicaciones de inyección de refrigerante líquido 79 y la sección de condensador 30 debido a la recuperación de presión del sistema de difusión aguas abajo.

En funcionamiento, el refrigerante líquido de la sección de condensador 30 se inyecta en las ubicaciones de inyección de refrigerante líquido 79, atravesando la sección transversal del flujo localmente. El flujo transversal y cargado de gotas puede actuar como una pantalla que amortigua los ruidos que emanan del alojamiento de impulsor 57, como la frecuencia de paso de la pala. La supresión del ruido puede reducir el nivel general de presión acústica en más de seis dB en algunos casos.

Haciendo referencia a la figura 3A, un inyector de ranura 81 ubicado en la salida del impulsor (ubicación 79a) se representa en una realización de la invención. En esta realización, el inyector de ranura 81 comprende un canal anular 84 formado en el alojamiento de descarga 54 y un anillo de recubrimiento 86 que cooperan para definir un plenum 88 y una ranura arqueada 90. La ranura arqueada 90 puede ser circular y continua alrededor del perímetro del impulsor 80. El anillo de recubrimiento 86 puede fijarse al alojamiento de descarga 54 con un sujetador 92. La ranura arqueada 90 proporciona una comunicación de fluido entre el plenum 88 y el difusor 66. Un rango representativo y no limitante de dimensiones para una ranura arqueada circular continua 90 es aproximadamente de 7 a 50 cm de diámetro, de 3 a 20 mm de longitud de trayectoria de flujo y de 0,02 a 0,4 mm de ancho, donde la trayectoria de flujo es la dimensión que fluye a través de la ranura (por ejemplo, el espesor del anillo de recubrimiento 86) y el ancho es la dimensión de la ranura normal a la trayectoria de flujo a través de la ranura. Longitud. Cuando se implementa en la ubicación de salida del impulsor 79a, la ranura puede situarse justo en el diámetro del impulsor o a cierta distancia radial hacia el exterior (por ejemplo, 1,1 diámetros).

Haciendo referencia a la figura 3B, se representa un inyector de matriz de orificios 81a en la salida del impulsor (ubicación 79a) en una realización de la invención. En esta realización, el anillo de recubrimiento 86 puede diseñarse para cubrir el canal anular 84 y los orificios de salida 93 formados a través del anillo de recubrimiento 86 para proporcionar comunicación de fluido entre el plenum 88 y el difusor 66. Los orificios de salida 93 pueden ser de diámetro constante, o formados para proporcionar un paso de flujo divergente y/o convergente sobre al menos una parte de la longitud del orificio. (La representación de la figura 3A representa un paso de flujo divergente sobre una parte aguas abajo del orificio de salida 93).

El número de orificios en el inyector de matriz de orificios 81a oscila normalmente entre 10 y 50 orificios, dependiendo del tamaño del inyector de matriz y de las limitaciones del proceso de mecanizado o formación. El área de flujo mínimo combinado (es decir, el área de la sección transversal más pequeña del orificio de salida 93) de los orificios de salida puede determinarse experimentalmente y puede normalizarse como porcentaje del área de flujo de salida del impulsor. Por lo general, cuanto mayor sea el área de flujo de salida del impulsor, más se pulveriza. El área de flujo mínimo combinado de los orificios de salida, a partir del que se determinan los diámetros mínimos de los orificios de salida 93, es normalmente y aproximadamente del 0,5% al 3% del área de flujo de salida del impulsor. Un rango representativo y no limitante para el ángulo de convergencia/divergencia de los orificios de salida 93 es de 15 a 45 grados, medido desde el eje de flujo, y una longitud de orificio de 3 a 20 mm. Además, las boquillas de pulverización o atomizadores pueden acoplarse con o formarse dentro del anillo de recubrimiento 86 para entregar un pulverizador atomizado al difusor 66.

En funcionamiento, el plenum 88 funciona a una presión mayor que el difusor 66. El plenum 88 se inunda con refrigerante líquido que puede obtenerse de la sección de condensador 30. La presión más alta del plenum 88 fuerza el refrigerante líquido a través de la ranura 90 y en la región de baja presión del difusor 66. La expansión resultante del refrigerante líquido puede causar que solo una parte del líquido pase a una fase de vapor, dejando el resto en estado líquido. El refrigerante líquido restante puede formar gotas que se pulverizan en una corriente de flujo que comprende un gas refrigerante 94 a medida que pasa a través del difusor 66. Las gotas pueden actuar para atenuar

los ruidos que emanan del alojamiento de impulsor 57.

El inyector de ranura 81 permite la definición de una pantalla de gotas que fluye uniformemente a través de la ranura sobre una longitud lateral larga. Para realizaciones donde la ranura arqueada es continua, la pantalla también es continua, proporcionando una atenuación uniforme del sonido sin espacios que son inherentes para los pulverizadores de punto discretos.

Las partes convergentes y/o divergentes del orificio de salida 93 del inyector de matriz de orificios 81a promueve el flujo transversal del refrigerante líquido dentro del orificio de salida 93. El flujo transversal puede hacer que el patrón de pulverización del refrigerante líquido se distribuya al salir del orificio de salida 93, que puede dar como resultado la pulverización cubriendo un área más amplia que con un orificio de diámetro constante. El recubrimiento del área más amplio tiende a mejorar la atenuación de los ruidos que se propagan desde la región del impulsor.

La colocación de la ubicación de inyección cerca de la ubicación 79a proporciona un aumento de la diferencia de presión a través de la restricción de flujo (es decir, la diferencia de presión entre el plenum 88 y el difusor 66). El flujo de gas principal del compresor está normalmente a su velocidad más alta en o cerca de la ubicación 79a. En consecuencia, el efecto Venturi que disminuye la presión estática de la corriente de flujo es normalmente mayor en o cerca de la ubicación 79a, mejorando, por tanto, la diferencia de presión. Aunque este efecto está generalmente presente a lo largo de la trayectoria de descarga, es normalmente mayor en la entrada al difusor 66.

Mientras que las figuras 3A y 3B representan anillos de recubrimiento que tienen superficies planas con la dirección de flujo sustancialmente paralela y normal a superficies planas, se entiende que el inyector de ranura y el inyector de matriz de orificios no se limitan a la geometría representada. El mismo concepto puede aplicarse a un anillo con forma cilíndrica o de cono truncado, tal como se muestra en la ubicación 79c, donde los flujos tienen un componente radial sustancial.

Haciendo referencia a la figura 4, se retrata una realización del alojamiento de motor 46 que contiene un tren de accionamiento 150 que incluye un motor de imán permanente 152 que tiene un conjunto de estator 154, un conjunto de rotor 156 ensamblado en un árbol de motor 82, y rodamientos magnéticos exentos de aceite 158 y 160 que suspenden el árbol de motor 82 durante su funcionamiento. El motor de imán permanente 152 puede alimentarse a través de cables 162 conectados al conjunto de estator 154 a través de un conjunto de placa de bus terminal 163.

Haciendo referencia a la figura 5, un conjunto de rotor 156 se retrata en una realización de la invención. El árbol de motor 82 incluye un extremo de accionamiento 164 sobre el cual puede ensamblarse el impulsor 80, y un extremo de no accionamiento 166 que se extiende en el alojamiento de motor 46. El conjunto de rotor 156 puede caracterizarse por un diámetro interno de separación 168 y una longitud total 170 que puede incluir una longitud activa 172 sobre la que puede depositarse un material magnético permanente 174.

Un conjunto de estator de 6 fases 154 también se representa en la figura 5 en una realización de la invención. Se contempla que también puede utilizarse fácilmente un conjunto de estator trifásico. En esta realización, el conjunto de estator 154 se describe generalmente como un cilindro hueco 176, comprendiendo las paredes del cilindro una pila de laminación 178 y seis bobinas 180 que tienen partes de giro de extremo 181 y 182 encapsuladas en una colada dieléctrica 183 como una resina epoxi de alta temperatura (mejor ilustrada en la figura 5). Un total de seis cables 162 (cuatro de los cuales se muestran en la figura 5), uno para cada una de las seis bobinas 180, se extienden desde un extremo 186 del cilindro hueco 176 en esta configuración. Puede incluir un manguito 188 que se extiende sobre la superficie exterior del cilindro hueco 176 y en contacto íntimo con las periferias radiales exteriores tanto de la pila de laminación 178 como de las coladas dieléctricas 183. El manguito 188 puede fabricarse a partir de un material no magnético de alta conductividad, como aluminio, o acero inoxidable. Una pluralidad de sensores de temperatura 190, tales como termopares o termistores, puede situarse para detectar la temperatura del conjunto de estator 154 con terminaciones que se extienden desde el extremo 186 del cilindro hueco 176.

Haciendo referencia a las figuras 6, 6A y 6B, se ilustra un circuito de refrigeración de rotor 192 en una realización de la invención. El circuito de refrigeración de rotor 192 puede ser una subparte o bifurcación del circuito de derivación de gas 40 (figura 1). El gas refrigerante 94 de la sección de evaporador 34 puede entrar en el circuito de refrigeración de rotor 192 a través de un paso de entrada 194 formado en el alojamiento de extremo 161 y puede salir a través de un paso de salida 195 formado en el alojamiento de motor 46. En consecuencia, el circuito de refrigeración de rotor 192 puede definirse como el segmento del circuito de derivación de gas 40 entre el paso de entrada 194 y el paso de salida 195. El paso de entrada 194 puede estar en comunicación de fluido con un paso longitudinal 196 que puede ser un paso central sustancialmente concéntrico con el eje rotacional 89 del árbol de motor 82. El paso longitudinal 196 puede configurarse con un extremo abierto 198 en el extremo de no accionamiento 166 del árbol de motor 82. El paso longitudinal 196 puede pasar a través de y más allá de la parte del árbol de motor 82 sobre la que se ensambla el conjunto de rotor 156, y terminar en un extremo cerrado 200.

Puede utilizarse una pluralidad de pasos de flujo 206 tal como se muestra en la figura 6B que son paralelos de forma sustancial, pero no concéntricos con el eje rotacional 89 del árbol de motor 82 en otra realización de la invención. Los pasos de flujo 206 pueden sustituir al único paso longitudinal 196 de la figura 6A tal como se muestra, o pueden

complementar el paso longitudinal 196. La pluralidad de pasos puede estar en comunicación de fluido con los pasos de aspiración 202.

El paso de flujo 206 también puede incluir estructuras de mejora de transferencia de calor, tales como aletas longitudinales 206a que se extienden a lo largo de la longitud y sobresalen en los pasos de flujo 206. Otras estructuras de mejora de transferencia de calor están disponibles para el experto, incluyendo, pero sin limitar a, aletas en espiral, surcos longitudinales o en espiral (rayadas) formadas en las paredes de los pasos de flujo 206, o estructuras escalonadas. Tales estructuras de mejora de transferencia de calor también pueden incorporarse en el paso longitudinal 196 de las figuras 6 y 6A.

La representación de la figura 6 retrata un espacio 201 entre el extremo de no accionamiento 166 del árbol de motor 82 y el alojamiento de extremo 161. En esta configuración, el gas refrigerante 94 se extrae a través del paso de entrada 194 y en el extremo abierto 198 del paso longitudinal 196 desde la cámara interior 49. Alternativamente, el árbol puede entrar en contacto con estructuras de cooperación en el alojamiento de extremo 161, tales como juntas dinámicas, de modo que el gas refrigerante 94 se canaliza directamente hacia el paso longitudinal 196.

En una realización, una pluralidad de pasos de aspiración radial 202 se encuentran en comunicación de fluido con el/los paso(s) longitudinal(es) 196 y/o 206 cerca del extremo cerrado 200, extendiéndose los pasos de aspiración 202 radialmente hacia afuera a través del árbol de motor 82. Los pasos de aspiración 202 pueden configurarse de modo que el refrigerante de gas 94 salga en una región de cavidad 203 entre el conjunto de estator 154 y el árbol de motor 82. Puede definirse un espacio anular 204 entre el conjunto de estator 154 y el conjunto de rotor 156 para transferir el gas refrigerante 94. En general, el circuito de refrigeración de rotor 192 del circuito de derivación de gas 40 puede disponerse para permitir que el gas refrigerante circule sobre los diversos componentes alojados entre el conjunto de rotor 156 y el alojamiento de extremo 161 (por ejemplo, el cojinete magnético 158). El refrigerante de gas 94 que sale del paso de salida 195 puede devolverse a la sección de evaporador 34. Con esta disposición, los componentes del tren de accionamiento 150 están en contacto con refrigerante de refrigeración en una fase de vapor (refrigerante de gas 94) y, bajo ciertas condiciones, con refrigerante en una fase líquida.

En funcionamiento, la rotación de los pasos de aspiración radial 202 en el árbol de motor 82 actúa como un impulsor centrífugo que atrae el refrigerante de gas 94 a través del circuito de derivación de gas 40 y refrigera el conjunto de estator 154. En esta realización, el gas que reside en los pasos de aspiración 202 se arroja radialmente hacia afuera en la cavidad 203, creando así una menor presión o succión en el extremo cerrado 200 que extrae el gas refrigerante 94 a través del paso de entrada 194 de la sección de evaporador 34. El desplazamiento del gas en la cavidad 203 también crea y una mayor presión en la cavidad 203 que impulsa el refrigerante de gas 94 a través del espacio anular 204 y el paso de salida 195, volviendo a la sección de evaporador 34. La diferencia de presión provocada por esta acción centrífuga provoca que el gas refrigerante 94 fluya hacia y desde la sección de evaporador 34.

La refrigeración del conjunto de rotor 156 puede mejorarse en varios aspectos sobre los diseños de compresor de refrigeración existentes. El conjunto de rotor 156 se refrigera a lo largo de la longitud del diámetro interno de separación 168 por conducción térmica directa al árbol de motor refrigerado 82. Por lo general, la superficie exterior del conjunto de rotor 156 también se refrigera por la convección forzada provocada por el refrigerante de gas 94 que se empuja a través del espacio anular 204.

El dispositivo de estrangulamiento 207 puede utilizarse para controlar el flujo de refrigerante de gas 94 y la transferencia de calor correspondiente. La sonda de detección de temperatura 205 puede utilizarse como elemento de retroalimentación en el control del caudal del gas refrigerante 94.

El uso del gas refrigerante 94 tiene ciertas ventajas sobre el uso de líquido refrigerante para refrigerar el rotor. Un gas normalmente tiene una viscosidad inferior a un líquido, impartiendo, por tanto, menos fricción o arrastre aerodinámico sobre una superficie en movimiento. El arrastre aerodinámico reduce la eficiencia de la unidad. En las realizaciones dadas a conocer, el arrastre aerodinámico puede ser especialmente prevalente en el flujo a través del espacio anular 204 donde no solo hay un componente de velocidad axial sino un componente de velocidad tangencial grande debido a la rotación de alta velocidad del conjunto de rotor 156.

El uso de la pluralidad de pasos de flujo 206 puede mejorar el coeficiente global de transferencia de calor entre el refrigerante de gas 94 y el conjunto de rotor 156 aumentando el área de transferencia de calor. Las estructuras de mejora de transferencia de calor también pueden aumentar el área de transferencia de calor y, en ciertas configuraciones pueden actuar para activar el flujo para mejorar aún más la transferencia de calor. El acoplamiento conductor entre los pasos de flujo 206 y la superficie exterior del árbol de motor 82 también puede reducirse porque el espesor radial efectivo de la trayectoria de conducción puede acortarse. Los múltiples pasos pueden además proporcionar al diseñador otro conjunto de parámetros que pueden manipularse u optimizarse para producir regímenes numéricos de Reynolds favorables que mejoran el coeficiente de transferencia de calor por convección entre el refrigerante de gas 94 y las paredes de los pasos de flujo 206.

Puede incluirse un dispositivo de estrangulamiento 207 en el lado de entrada (como se muestra en la figura 6) o en el lado de salida del circuito de refrigeración de rotor 192 del circuito de derivación de gas 40. El dispositivo de

estrangulamiento 207 puede ser de naturaleza pasiva o automática. Un dispositivo pasivo es generalmente uno que no tiene control de retroalimentación activa, tal como con un dispositivo de orificio fijo o con un dispositivo de orificio variable que utiliza control de bucle abierto. Un dispositivo automático es uno que utiliza un elemento de retroalimentación en control de bucle cerrado, tal como un controlador de encendido/apagado o un controlador que utiliza esquemas de control proporcionales/integrales/derivados.

La temperatura del refrigerante de gas 94 que sale del circuito de refrigeración de rotor 192 puede monitorizarse con un elemento de retroalimentación, tal como una sonda de detección de temperatura 205. El elemento de retroalimentación puede utilizarse para el control de bucle cerrado del dispositivo de estrangulación 207. Alternativamente, pueden utilizarse otros elementos de retroalimentación, tales como un medidor de flujo, indicador de flujo de calor o sensor de presión.

Haciendo referencia a la figura 7, se representa un sistema de refrigerador 220 que incluye un circuito de inyección de fase mixta 222 en una realización de la invención. En esta realización, el gas refrigerante de la sección de evaporador de gas 34 se mezcla con refrigerante líquido de la sección de condensador 30 antes de entrar en el paso de entrada 194 del alojamiento de motor 46. El circuito de inyección de fase mixta 222 puede incluir un conjunto de mezclador 224. En una realización, el circuito de inyección de fase mixta 222 del conjunto de mezclador 224 puede comprender un control de encendido/apagado 226 y un dispositivo de expansión 230. El conjunto de mezclador 224 puede incluir además un dispositivo de estrangulación 232 acoplado de manera operativa con el circuito de derivación de gas 40.

El control de encendido/apagado 226 puede comprender una válvula que se acciona manualmente, de forma remota por un solenoide o motor paso a paso, pasivamente con un accionador de vástago de válvula, o por otros medios de control de encendido/apagado disponibles para el experto. El dispositivo de expansión 230 puede ser de tipo fijo (por ejemplo, medidor de orificio) con un tamaño para producir un rango de caudales correspondiente a un rango de presiones de entrada. Alternativamente, el dispositivo de expansión 230 puede incluir un orificio variable o una restricción de flujo variable 236, y el controlador de flujo 234 puede incluir un control de bucle cerrado que se acopla de manera operativa con un elemento o elementos de retroalimentación 238 (figura 7) para el control de la restricción de flujo variable 236 para lograr un punto de ajuste deseado o puntos de ajuste.

Funcionalmente, el sistema de inyección de fase mixta 222 puede actuar para aumentar el efecto de refrigeración del circuito de refrigeración de rotor 192. A medida que el refrigerante líquido/vapor mezclado pasa por el eje de motor 82, al menos una parte de la fracción líquida de la mezcla gaseoso/líquido puede sufrir un cambio de fase, proporcionando, por tanto, refrigeración por evaporación del paso longitudinal 196 o de los pasos 206 del eje del motor 82. El calor sensible retirado por transferencia de calor por convección se incrementa con el calor latente retirado por el cambio de fase del refrigerante líquido inyectado en la corriente de flujo. De esta forma, la refrigeración por evaporación puede aumentar sustancialmente la transferencia de calor fuera del conjunto de rotor 156, aumentando así la capacidad de refrigeración del circuito de refrigeración de rotor 192.

Puede controlarse la inyección de la mezcla de líquido/vapor usando el controlador de flujo 234. El/los elemento(s) de retroalimentación 238 pueden proporcionar al controlador de flujo 234 de una indicación de temperatura de gas en la entrada o salida del rotor, la temperatura de estator de motor, la presión de la cámara interior o alguna combinación de las mismas. El controlador de flujo 234 puede ser un controlador de encendido/apagado que activa o desactiva el sistema de inyección de fase mixta 222 cuando el/los elemento(s) de retroalimentación 238 exceden o caen por debajo de algún rango del punto de ajuste. Por ejemplo, cuando el/los elemento(s) de retroalimentación 238 son sensores de temperatura que monitorizan las temperaturas del estator y del rotor, el controlador de flujo 234 puede configurarse para activar el sistema de inyección de fase mixta 222 cuando cualquiera de estas temperaturas suba por encima de algún punto de ajuste. Por el contrario, si la temperatura de salida de gas del rotor se vuelve demasiado baja, el sistema de inyección de fase mixta 222 puede desactivarse, en cuyo caso el rotor solo puede refrigerarse por el vapor de la sección de evaporador 34.

Haciendo referencia a las figuras 7A a 7D, las configuraciones para el conjunto de mezclador 224 (numerado de 224a a 224d, respectivamente) se representan en diversas realizaciones de la invención. Los dispositivos de expansión 230 representados en las figuras 7A, 7B y 7C son de tipo variable, con el controlador de flujo 234 que comprende un accionamiento motorizado. El dispositivo de expansión representado en la figura 7D comprende un dispositivo de restricción de flujo fijo 264. Los conjuntos de mezcladores 224a a 224d pueden caracterizarse además por tener una entrada o tubería de refrigerante de gas 240, una entrada o tubería de refrigerante líquido 242 y una cámara de mezcla 244.

En general, se introduce una corriente de refrigerante líquido 246 en la entrada de refrigerante líquido 242. La presión de la corriente de refrigerante líquido 246 puede caer a aproximadamente la presión de la sección de evaporador 34 (figura 7) después de pasar por el dispositivo de expansión 230 o 264, con la consiguiente transformación a una corriente de refrigerante bifásica 248. Es decir, la reducción de la presión del refrigerante líquido puede provocar que el refrigerante que pasa por él, o una parte del mismo, cambie para expandirse a un estado de vapor. La expansión también tiende a reducir la temperatura de la corriente de refrigerante.

La calidad (es decir, la fracción de masa del refrigerante que se encuentra en estado de vapor) de la corriente de

refrigerante bifásico 248 varía generalmente con la diferencia de presión a través de y el tamaño efectivo del orificio o la restricción de flujo 236 del dispositivo de expansión 230. En consecuencia, para las realizaciones que utilizan el dispositivo de expansión 230 de restricción de flujo variable, puede controlarse de forma activa la calidad de la corriente de refrigerante bifásico 248.

La corriente de refrigerante bifásico 248 puede mezclarse además con el gas refrigerante 94 de la sección de evaporador 34 para producir una mezcla de líquido/vapor 250 que entra en el alojamiento de motor 46 y en el paso longitudinal 196 o pasos 206 del árbol de motor 82 (figura 6). La mezcla de la corriente de refrigerante bifásico 248 con el gas refrigerante 94 produce de forma efectiva una calidad en la mezcla de líquido/vapor 250 que se encuentra en algún lugar entre la calidad de la corriente 248 y la calidad del gas refrigerante 94.

La realización de la figura 7A incluye una configuración "Y" donde la corriente de refrigerante líquido 246 y el gas refrigerante 94 se encuentran en un ángulo en la cámara de mezcla 244. Las corrientes de refrigerante entran en el alojamiento de extremo 161 por trayectorias separadas para que la cámara de mezcla 244 esté contenida dentro del alojamiento de extremo 161 del alojamiento de motor 46 (figura 2). El control de encendido/apagado 226 y el controlador de flujo 234 se representan como externos al alojamiento de extremo 161, uniéndose el controlador de flujo 234 a la tubería de refrigerante líquido 242 con juntas de soldadura fuerte 252. Un par de asientos 254 pueden mecanizarse en el alojamiento de extremo 161 para acomodar los accesorios roscados 256, como accesorios de compresión (representados) o accesorios de tubería.

La configuración de la figura 7B se asemeja generalmente a la configuración "Y" de la figura 7A, pero con la corriente de refrigerante líquido 246 entrando en el dispositivo de expansión 230 a través de un puerto 258 que se forma dentro de la colada del alojamiento de extremo 161. El dispositivo de expansión 230 se configura para acomodar un asiento de válvula 260 mecanizado en el alojamiento de extremo 161.

Funcionalmente, la configuración de la figura 7B proporciona la ventaja de facilitar el ensamblaje y reducir el número de juntas de soldadura fuerte externas al compresor. Además, el peso del dispositivo de expansión 230 y el control de encendido/apagado 226 se soportan de forma directa por el alojamiento de extremo 161, reduciendo así las tensiones y características vibratorias que pueden incurrirse por tener estos componentes voladizos de la tubería de refrigerante líquido externo 242 como en la disposición de la figura 7A.

La configuración de la figura 7C incluye un accesorio "T" 260 en el que la corriente de refrigerante bifásico 248 y el gas refrigerante 94 se encuentran en ángulo recto antes de entrar en la cámara de mezcla 244. En esta configuración, la cámara de mezcla 244 ocupa el tramo común del accesorio "T" 260. La configuración también utiliza un solo paso de entrada 194 del alojamiento de motor 46, permitiendo la mezcla con un solo accesorio de compresión como se muestra en la realización de las figuras 1 y 2.

Funcionalmente, tener la cámara de mezcla 244 en el exterior del alojamiento de extremo 161 ocupa menos espacio dentro del alojamiento de motor 46 para un diseño de alojamiento de motor más compacto. La confluencia en ángulo recto de la corriente de refrigerante bifásico 248 y el gas refrigerante 94 promueve la turbulencia para mejorar una mezcla de líquido/vapor 250 al entrar en el alojamiento de motor 46.

La configuración de la figura 7D incluye la entrada de refrigerante líquido 242 en alineación con el único paso de entrada 194 del alojamiento de motor 46. El paso de entrada de refrigerante líquido 242 puede acoplarse con la entrada o paso de refrigerante de gas 240 con una junta de soldadura fuerte 262 tal como se muestra, o el codo del paso del refrigerante de gas 240 puede colarse con un puerto (no representado) que alinea la entrada de refrigerante líquido 242 coaxialmente con la entrada de refrigerante de gas 240 inmediatamente aguas arriba del único paso de entrada 194. En la realización representada, la entrada de refrigerante líquido 242 se configura como un tubo de inyección para la corriente de refrigerante líquido 246, que se arrastra con el gas refrigerante 94. La entrada 242 puede incluir el dispositivo de restricción de flujo fijo 264 que expande la corriente de refrigerante líquido 246 en una niebla o pulverización fina 266 para producir la corriente de refrigerante bifásico 248 que vuelve a arrastrarse en el gas refrigerante 94. De forma alternativa, el dispositivo de restricción de flujo fijo 264 puede funcionar junto con un orificio un dispositivo de restricción de flujo variable (por ejemplo, restricción de flujo variable 236 de las figuras 7A-7C) ubicado aguas arriba del dispositivo de restricción de flujo fijo 264. También, la figura 7D representa la cámara de mezcla 244 por tener una longitud extendida en comparación con las realizaciones de las figuras 7A-7C, comprendiendo la longitud extendida una parte distal 268 de la entrada de refrigerante líquido 242 y el paso de entrada 194. El dispositivo de restricción de flujo fijo 264 puede incluir un orificio o una boquilla atomizadora.

Funcionalmente, la configuración de la figura 7D puede dirigir el refrigerante en la dirección del flujo de gas y minimizar el reflujo en el evaporador. La niebla o pulverización fina 266 puede tender a promover la suspensión de la corriente de refrigerante líquido 246 en la corriente de refrigerante bifásico 248. La longitud extendida de la cámara de mezcla 244 puede promover una mezcla más uniforme de la corriente de refrigerante bifásico 248 antes de entrar en el alojamiento de motor 46.

Una preocupación con la refrigeración de fase mixta o bifásico es la evaporación incompleta del componente líquido de la mezcla de líquido/vapor dentro del paso longitudinal 196 o pasos 206, que generalmente ocurre cuando la

transferencia de calor a la mezcla de líquido/vapor es insuficiente para vaporizar el componente líquido, ya sea debido a la insuficiente generación de calor en el conjunto de rotor 156 o a ineficiencias en el mecanismo de transferencia de calor a la mezcla de líquido/vapor. La consecuencia de la evaporación incompleta puede ser la recogida de refrigerante líquido en el paso longitudinal 196 o en los pasos 206 que da como resultado que las gotas se expulsan de los pasos de aspiración 202 e impacten sobre la superficie y los componentes. El impacto puede provocar erosión de las superficies y componentes del sujeto.

Además, las condiciones que provocan el inicio de la formación de gotas pueden ser una función de muchos parámetros, que incluyen pero no necesariamente limitan a la temperatura del árbol de motor 82, la temperatura, presión y caudal de la mezcla de líquido/vapor y el gas refrigerante 94, y la calidad de la mezcla de líquido/vapor.

Puede lograrse la prevención de la formación de gotas líquidas de varias formas. En una realización, puede ubicarse una mirilla en el alojamiento de motor 46 para la inspección visual de la cámara interior 49 para la formación de gotas. Los ajustes pueden hacerse hasta que la formación de gotas se mitigue suficientemente. El uso de la mirilla puede incluir una simple inspección visual de la propia mirilla para la formación de refrigerante líquido en la misma. Los usos más complicados pueden incluir el sondeo láser y la medición de la luz dispersa causada por la formación de gotas.

Otro enfoque es que el controlador de flujo 234 monitorice la presión y temperatura de la cámara interior 49 y responda de modo que las condiciones en el mismo estén cómodamente por encima del inicio de la formación de líquido, de acuerdo con los datos de la tabla para el refrigerante apropiado. La medición de presión y temperatura puede realizarse dentro o próxima a la región de cavidad 203. Alternativamente, la presión puede tomarse en una ubicación donde ya se ha medido una presión y se sabe que es similar a la presión de la región de cavidad 203 (como en el evaporador). Puede entonces establecerse una correlación entre la presión similar y la presión de la región de cavidad 203 mediante experimentos o pruebas de prototipos, negando así la necesidad de una medición de presión adicional.

Otro enfoque es correlacionar la temperatura del gas refrigerante 94 proporcionada por la sonda de detección de temperatura 205 con la temperatura del gas refrigerante 94 en la región de cavidad 203. La correlación puede establecerse experimentalmente durante la prueba de prototipos. La correlación puede expandirse para incluir indicaciones medidas de caudal y presión, además de la temperatura para una determinación más refinada del estado del refrigerante que sale del rotor.

Haciendo referencia a las figuras 8 y 8A, se destaca una sección de refrigeración de estator 308 del circuito de derivación de líquido 38 para la refrigeración del conjunto de estator 154 en una realización de la invención. La sección de refrigeración de estator 308 puede comprender un tubo 309a que define un pasaje en espiral 310 formado en el exterior del manguito 188. La transferencia de calor al refrigerante que fluye en el tubo 309a puede aumentarse con un material intersticial térmicamente conductor 311 entre el tubo 309a y el manguito 188. El tubo 309a puede asegurarse al manguito 188 mediante soldadura, soldadura fuerte, sujeción u otros medios conocidos por el experto.

Haciendo referencia a la figura 8B, el pasaje en espiral 310 puede comprender un canal 309b que permite que un refrigerante líquido 316 fluya en el mismo para hacer contacto directo con el manguito 188. El canal 309b puede asegurarse al manguito 188 por soldadura, soldadura fuerte u otras técnicas conocidas por el experto que proporcionan un pasaje hermético a fugas. El refrigerante líquido 316 puede obtenerse del circuito de derivación de líquido 38 tal como se representa en las figuras 1 y 7.

Haciendo referencia a la figura 8C, el pasaje en espiral 310 puede comprender un canal 309c formado en la superficie interior del alojamiento de motor 46 y la superficie exterior del manguito que rodea el estator 154. En consecuencia, este pasaje en espiral 310 se define en el conjunto del compresor. El canal 309c permite que un refrigerante líquido 316 fluya en el mismo para contactar directamente con el manguito 188 para una refrigeración eficiente del estator 154. Como en otras realizaciones analizadas, el refrigerante líquido 316 puede obtenerse del circuito de derivación de líquido 38 (figuras 1 y 7).

Cabe señalar además que la invención no se limita a una configuración en espiral para la sección de refrigeración de estator 308. Las camisas de refrigeración cilíndricas convencionales, tales como la línea de productos PANELCOIL proporcionada por Dean Products, Inc. de Lafayette Hill, Pensilvania, pueden ensamblarse en el manguito 188, o incluso suplantar la necesidad de un manguito separado.

El pasaje en espiral 310 puede configurarse para la comunicación de fluido con un puerto de entrada de refrigeración de líquido 312 a través del cual se suministra el líquido refrigerante 316 y un puerto de salida de refrigeración de líquido 314 a través del cual se devuelve el líquido refrigerante 316. El puerto de entrada de refrigeración de líquido 312 puede conectarse a la sección de condensador 30 del circuito de refrigeración y el puerto de salida de refrigeración de líquido 314 puede conectarse a la sección de evaporador 34. El líquido refrigerante 316 en esta realización está impulsado para pasar desde la sección de condensador 30 a la sección de evaporador 34 (figura 1) debido a la presión de funcionamiento más alta de la sección de condensador 30 con respecto a la sección de evaporador 34.

Puede incluirse un dispositivo de estrangulamiento (no representado) en el lado de entrada o en el lado de salida de la sección de refrigeración de estator 308 para regular el flujo de refrigerante líquido a través del mismo. El dispositivo

de estrangulamiento puede ser de naturaleza pasiva o automática.

El tren motriz 150 puede ensamblarse a partir del extremo de no accionamiento 166 del árbol de motor 82. Deslizar el conjunto de rotor 156 sobre el extremo de no accionamiento 166 durante el ensamblaje (y no el extremo de accionamiento 164) puede evitar daños en los pasos de aspiración radial 202.

Funcionalmente, el motor de imán permanente 152 puede tener una alta eficiencia en un amplio rango de funcionamiento a altas velocidades, y combinar los beneficios de una potencia de salida alta y un factor de potencia mejorado en comparación con motores de tipo inducción de tamaño comparable. El motor de imán permanente 152 también ocupa un pequeño volumen o huella, proporcionando así una alta densidad de potencia y una alta relación potencia-peso. Dependiendo de los materiales usados, el compresor puede pesar menos de 2500 libras (1133,981 kg) y, en una realización, el compresor pesa aproximadamente 800 libras (362,874 kg). Diversas realizaciones del alojamiento de motor ensamblado 46, alojamiento de descarga 54 y alojamiento de entrada 58 pueden encajar dentro de un espacio que mide aproximadamente 45 pulgadas (115 cm) de largo por 25 pulgadas (63 cm) de alto por 25 pulgadas (63 cm) de ancho. Además, el árbol de motor 82 puede servir como acoplamiento directo entre el motor de imán permanente 152 y el impulsor 80 de la sección aerodinámica 42. Este tipo de disposición se denomina en el presente documento como configuración de "accionamiento directo". El acoplamiento directo entre el árbol de motor y el impulsor 80 elimina el engranaje intermedio que introduce ineficiencias de transferencia, requiere mantenimiento y añade peso a la unidad. Aquellos expertos en la técnica reconocerán que ciertos aspectos de la divulgación pueden aplicarse a configuraciones que incluyen un árbol de accionamiento que está separado y es distinto del árbol de motor 82.

Como se da a conocer en una realización, el conjunto de estator 154 puede refrigerarse por el refrigerante líquido 316 que entra en el pasaje en espiral 310 como líquido. Sin embargo, a medida que el refrigerante líquido 316 pasa por la sección de refrigeración de estator 308, una parte del refrigerante puede vaporizarse, creando un escenario de ebullición bifásico o nucleado y proporcionando una transferencia de calor muy eficaz.

El refrigerante líquido 316 puede forzarse a través del circuito de derivación de líquido 38 y la sección de refrigeración de estator 308 debido a la diferencia de presión que existe entre la sección de condensador 30 y la sección de evaporador 34. El dispositivo de estrangulamiento (no representado) reduce o regula pasiva o activamente el flujo a través del circuito de derivación de líquido 38. Los sensores de temperatura 190 pueden utilizarse en un bucle de control de retroalimentación junto con los medios de estrangulamiento.

El manguito 188 puede fabricarse a partir de un material de alta conductividad térmica que difunde térmicamente la transferencia de calor conductor y promueve la refrigeración uniforme de las periferias exteriores tanto de la pila de laminación 178 como de las coladas dieléctricas 183. Para la configuración del canal enrollado en espiral 309b, el manguito 188 además sirve como una barrera que impide que el refrigerante líquido 316 penetre en la pila de laminación 178.

El encapsulado de las partes de giro de extremo 181, 182 del conjunto de estator 154 dentro de las coladas dieléctricas 183 sirve para conducir el calor de las partes de giro de extremo 181, 182 a la sección de refrigeración de estator 308, reduciendo así los requisitos de carga térmica en el circuito de refrigeración de rotor 192 del circuito de derivación de gas 40. Las coladas dieléctricas 183 incluyen material que fluye a través de las ranuras en el estator y encapsulan completamente los giros de extremo. Las coladas dieléctricas 183 también pueden reducir el potencial de erosión de las partes de giro de extremo 181, 182 expuestas al flujo del refrigerante de gas 94 a través del circuito de refrigeración de rotor 192.

Alternativamente, la refrigeración del conjunto de estator puede incorporar un flujo bifásico en la sección de refrigeración de estator 308. La mezcla bifásica puede generarse por un orificio ubicado en el circuito de derivación de líquido 38, similar a los dispositivos y métodos descritos anteriormente para refrigerar el rotor. Por ejemplo, el orificio puede ser un orificio fijo ubicado aguas arriba de la sección de refrigeración de estator 308 que provoca que el refrigerante se expanda rápidamente en una mezcla bifásica (también conocida como "flash"). En otra realización, un orificio variable puede utilizarse aguas arriba de la sección de refrigeración de estator 308, que puede tener generalmente el mismo efecto pero permitiendo el control activo del caudal de refrigerante y la calidad de la mezcla bifásica, que puede además permitir el control de la temperatura del motor. Pueden proporcionarse temperaturas de retroalimentación para el control del orificio variable, como la temperatura de bobinado de estator, la temperatura refrigerante del circuito de refrigeración de estator, las temperaturas de la cubierta o la combinación de las mismas.

En aún otra realización, un dispositivo de medición de orificio fijo o variable en el lado aguas abajo de la sección de refrigeración de estator 308 puede proporcionarse, por tanto, para restringir el flujo suficiente para permitir el inicio de la ebullición nucleada dentro de los pasajes (por ejemplo, 309a, 309b) y mejorar la transferencia de calor frente a la refrigeración monofásica (transferencia de calor sensible).

Son posibles diversos métodos para el funcionamiento de sistemas de refrigerador de alta capacidad como el descrito en esta aplicación. Un método incluye proporcionar un conjunto de compresor centrífugo para la compresión de un refrigerante en un bucle de refrigeración. Concretamente, el bucle de refrigeración incluye una sección de evaporador

que contiene un gas refrigerante y una sección de condensador que contiene un líquido refrigerante. Además, el compresor centrífugo incluye un conjunto de rotor acoplado de manera operativa con un conjunto de estator. El conjunto de rotor incluye una estructura que define un paso de flujo a través del mismo, y el compresor centrífugo incluye un conjunto de mezcla de refrigerante acoplado de manera operativa con la sección de evaporador, la sección de condensador y el conjunto de rotor.

El método incluye transferir dicho líquido refrigerante de la sección de condensador al conjunto de mezcla de refrigerante y la transferencia del gas refrigerante de la sección de evaporador al conjunto de mezcla de refrigerante. El conjunto de mezcla de refrigerante se usa para mezclar dicho líquido refrigerante con el gas refrigerante a partir de las etapas de transferencia para producir una mezcla de refrigerante de gas-líquido. La mezcla de refrigerante de gas-líquido se dirige a través del paso de flujo del conjunto de rotor para proporcionar una refrigeración bifásica del conjunto de rotor.

El conjunto de compresor centrífugo proporcionado puede incluir el conjunto de estator que está acoplado de manera operativa con dicha sección de condensador. El conjunto de estator puede incluir una estructura que define un paso de refrigeración acoplado de manera operativa con el mismo. El método puede comprender transferir el líquido refrigerante de la sección de condensador al paso de refrigeración del conjunto de estator para refrigerar el conjunto de estator.

La invención puede practicarse en otras realizaciones no dadas a conocer en el presente documento. Las referencias a términos relativos como superior e inferior, delantero y trasero, izquierdo y derecho, o similares, están destinadas a facilitar la descripción y no se contemplan para limitar la invención, o sus componentes, a ninguna orientación específica. Todas las dimensiones representadas en las figuras pueden variar con un diseño potencial y el uso previsto de una realización específica de esta invención sin apartarse del alcance de la misma.

Cada una de las figuras y métodos adicionales dados a conocer en el presente documento puede utilizarse por separado, o junto con otras características y métodos, para proporcionar dispositivos mejorados, sistemas y métodos de fabricación y uso de los mismos. Por tanto, combinaciones de características y métodos dados a conocer en el presente documento pueden no ser necesarios para practicar la invención en su sentido más amplio y se dan a conocer simplemente para describir particularmente realizaciones representativas de la invención.

REIVINDICACIONES

1. Sistema de refrigerador (28) que comprende:
 - 5 un conjunto de compresor (36) que incluye un motor (46) y una sección aerodinámica (42), incluyendo dicho motor un conjunto de rotor (156) acoplado de manera operativa con un árbol de motor (82) y un conjunto de estator (154) para producir la rotación de dicho árbol de motor, estando dispuestos dicho árbol de motor y dicha sección aerodinámica para el accionamiento directo de dicha sección aerodinámica (42);
 - 10 una sección de condensador (30) y una sección de evaporador (34), acoplada cada una de manera operativa con dicha sección aerodinámica (42), teniendo dicha sección de condensador (30) una presión de funcionamiento mayor que dicha sección de evaporador (34);
 - 15 un circuito de derivación de líquido (38) que refrigera dicho conjunto de estator (154) y dicho conjunto de rotor (156) con un refrigerante líquido, estando suministrado dicho refrigerante líquido por dicha sección de condensador (30) y devuelto a dicha sección de evaporador (34), estando impulsado dicho refrigerante líquido a través de dicho circuito de derivación de líquido (38) por dicha presión de funcionamiento mayor de dicha sección de condensador (30) respecto a dicha sección de evaporador (34); y
 - 20 un circuito de derivación de gas (40) que refrigera dicho conjunto de rotor (156) con un refrigerante de gas (94), comprendiendo dicho circuito de derivación de gas (40):
 - un paso de entrada (194);
 - 25 un paso de salida (195); y
 - un paso longitudinal (196) en comunicación de fluido con el paso de entrada (194) y que pasa a través de y más allá de una parte del árbol de motor (82);
 - 30 extrayéndose dicho refrigerante de gas de dicha sección de evaporador (34) a través de dichos pasos de entrada y longitudinales (194, 196), y devuelto a través de dicho paso de salida (195) a dicha sección de evaporador (34) por diferencias de presión causadas por dicha rotación de dicho árbol de motor (82).
- 35 2. Sistema de refrigerador según la reivindicación 1, en el que un dispositivo de restricción de flujo (264) se dispone entre dicha sección de condensador (30) y dicha sección aerodinámica (42).
3. Sistema de refrigerador según la reivindicación 1, que incluye además una estructura que define un pasaje (310) ubicado alrededor del conjunto de estator (154) para refrigeración de líquido.
- 40 4. Sistema de refrigerador según la reivindicación 1, en el que se define un paso longitudinal central (196) dentro del árbol de motor (82) para refrigerar dicho conjunto de rotor (156).
5. Sistema de refrigerador según la reivindicación 1, en el que la temperatura de dicho refrigerante de gas (94) en dicho circuito de derivación de gas (40) se monitoriza por un elemento de retroalimentación (205).
- 45 6. Sistema de refrigerador según la reivindicación 1, en el que el gas de dicha sección de evaporador (34) se mezcla con líquido de dicha sección de condensador (30) antes de entrar en dicho motor (46).
- 50 7. Sistema de refrigeración (28) según la reivindicación 1 en el que:
 - una sección aerodinámica (42) del conjunto de compresor (136) además incluye un impulsor (80) en comunicación de fluido con un sistema de difusión (66),
 - 55 un inyector de ranura (81) que comprende una estructura que define un plenum (88) y una ranura arqueada (90), estando en comunicación de fluido dicha ranura arqueada con dicho plenum y dicho sistema de difusión,
 - 60 en el que dicho plenum (88) está acoplada de manera operativa con una fuente de refrigerante líquido para la inyección de refrigerante líquido en dicho sistema de difusión (66) a través de dicha ranura arqueada (90), dicha inyección de refrigerante líquido provocando gotas de dicho líquido refrigerante para atravesar al menos parcialmente un flujo en sección transversal de dicho sistema de difusión, actuando dichas gotas para amortiguar ruidos del impulsor (80).
8. Sistema de refrigerador (28) según la reivindicación 7, en el que dicha ranura arqueada (90) es circular y continua.
- 65 9. Sistema de refrigerador (28) según la reivindicación 7, en el que dicha fuente de refrigerante líquido es un

condensador de un bucle de refrigeración.

- 5
10. Sistema de refrigerador (28) según la reivindicación 7, en el que dicho inyector de ranura (81) está adaptado para reducir el nivel de presión acústica total en aproximadamente 6 dB o más.
11. Sistema de refrigerador (28) según la reivindicación 7, en el que dicho sistema de difusión (66) incluye una voluta (56) en comunicación de fluido con dicho impulsor (80) a través de un difusor (66), estando acoplada de manera operativa dicha ranura arqueada (90) con dicho difusor.
- 10 12. Sistema de refrigerador (28) según la reivindicación 7, en el que dicho sistema de difusión incluye al menos una transición de salida (70) y una boquilla de descarga (72), estando acoplada de manera operativa dicha ranura arqueada (90) con dicha al menos una de dicha transición de salida y dicha boquilla de descarga.
- 15 13. Sistema de refrigerador (28) según la reivindicación 1, o la reivindicación 7, en el que dicho motor (46) es un motor de imán permanente, adaptado dicho motor de imán permanente para proporcionar potencia que exceda aproximadamente 140 kW de potencia, velocidades superiores a 11.000 revoluciones por minuto, y al menos una capacidad de refrigeración de 200 toneladas en condiciones de clasificación industrial estándar.
- 20 14. Sistema de refrigerador (28) según la reivindicación 1, o la reivindicación 7, en el que dicho conjunto de compresor (36) comprende además un alojamiento de descarga (54) y un alojamiento de entrada (58), en el que el conjunto de dicho alojamiento de motor (46), dicho alojamiento de descarga y dicho alojamiento de entrada se ajusta a dimensiones de 45 pulgadas (115 cm) de longitud por 0,635 m (25 pulgadas) de ancho por 0,635 m (25 pulgadas) de altura.
- 25 15. Método de funcionamiento de un sistema de refrigerador de alta capacidad (28) que comprende:
- 30 proporcionar un conjunto de compresor centrífugo (36) para la compresión de un refrigerante en un bucle de refrigeración, incluyendo dicho bucle de refrigeración una sección de evaporador (34) que contiene un gas refrigerante (94) y una sección de condensador (30) que contiene un líquido refrigerante, incluyendo dicho compresor centrífugo un conjunto de rotor (156) acoplado de manera operativa con un conjunto de estator (154), incluyendo dicho conjunto de rotor la estructura que define un paso de flujo (206) a través de la misma, incluyendo dicho compresor centrífugo un conjunto de mezclador (224) acoplado de manera operativa con dicha sección de evaporador (34), dicha sección de condensador (30) y dicho conjunto de rotor (156);
- 35 transferir dicho líquido refrigerante de dicha sección de condensador (30) a dicho conjunto de mezclador (224);
- 40 transferir dicho gas refrigerante (94) de dicha sección de evaporador (34) a dicho conjunto de mezclador (224);
- usar dicho conjunto de mezclador (224) para mezclar dicho líquido refrigerante con dicho gas refrigerante a partir de dichas etapas de transferencia para producir una mezcla de refrigerante bifásica; y
- 45 dirigir dicha mezcla de refrigerante gas-líquido a través de dicho paso de flujo (206) de dicho conjunto de rotor (156) para proporcionar refrigeración bifásica de dicho conjunto de rotor.

Fig. 1

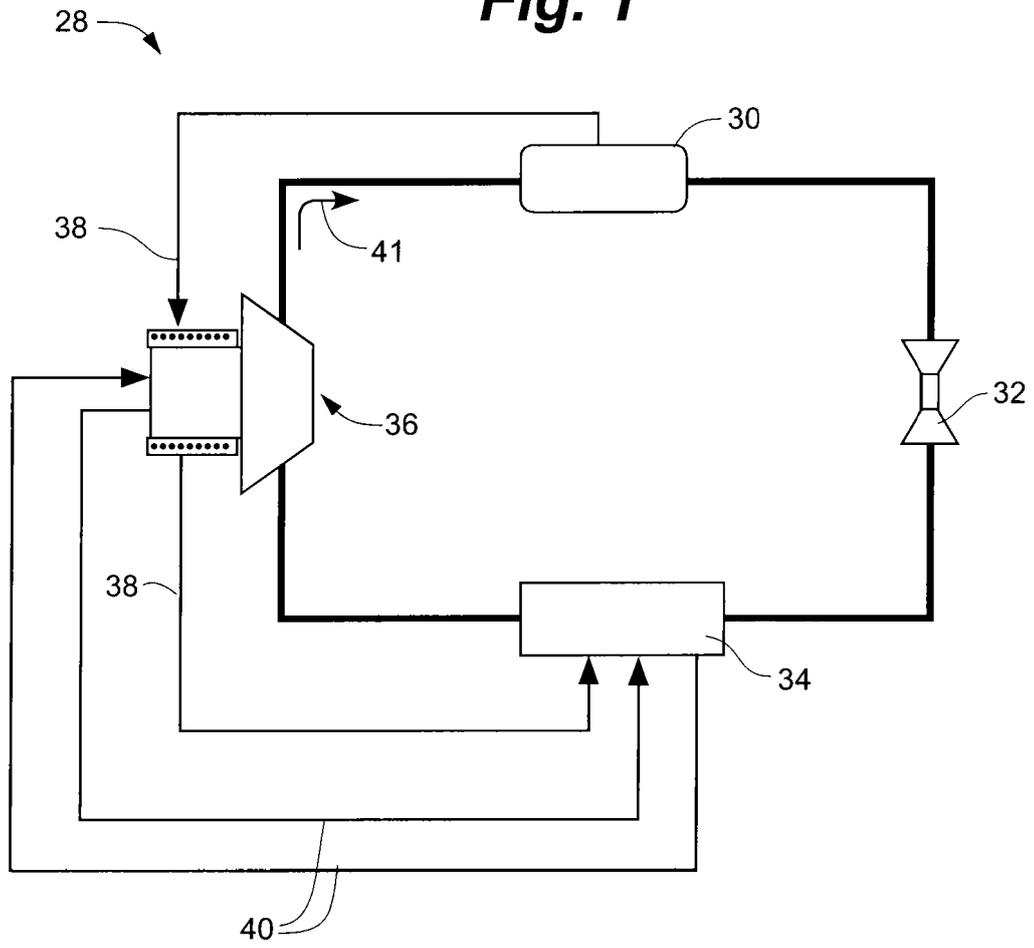


Fig. 2

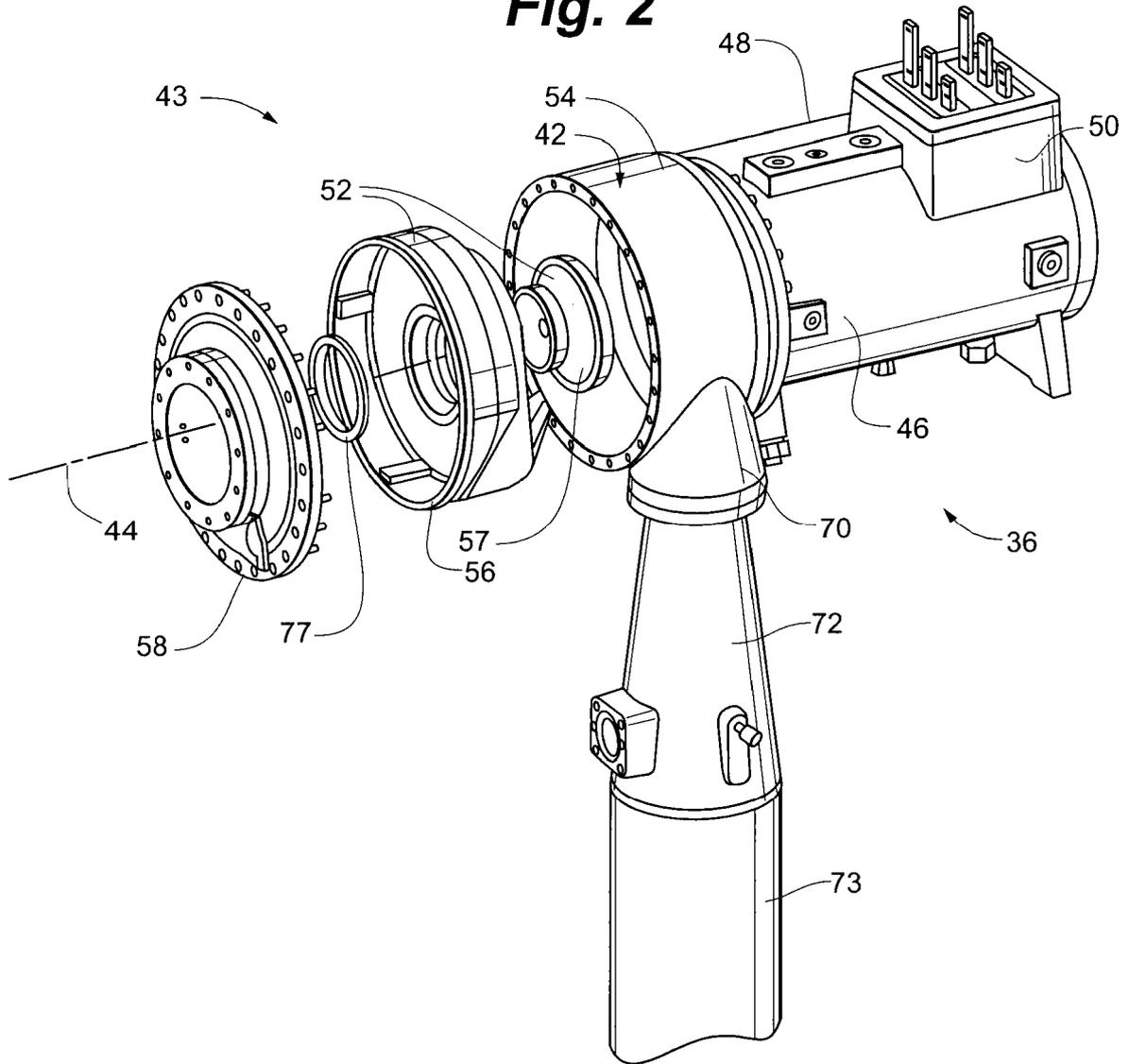


Fig. 3

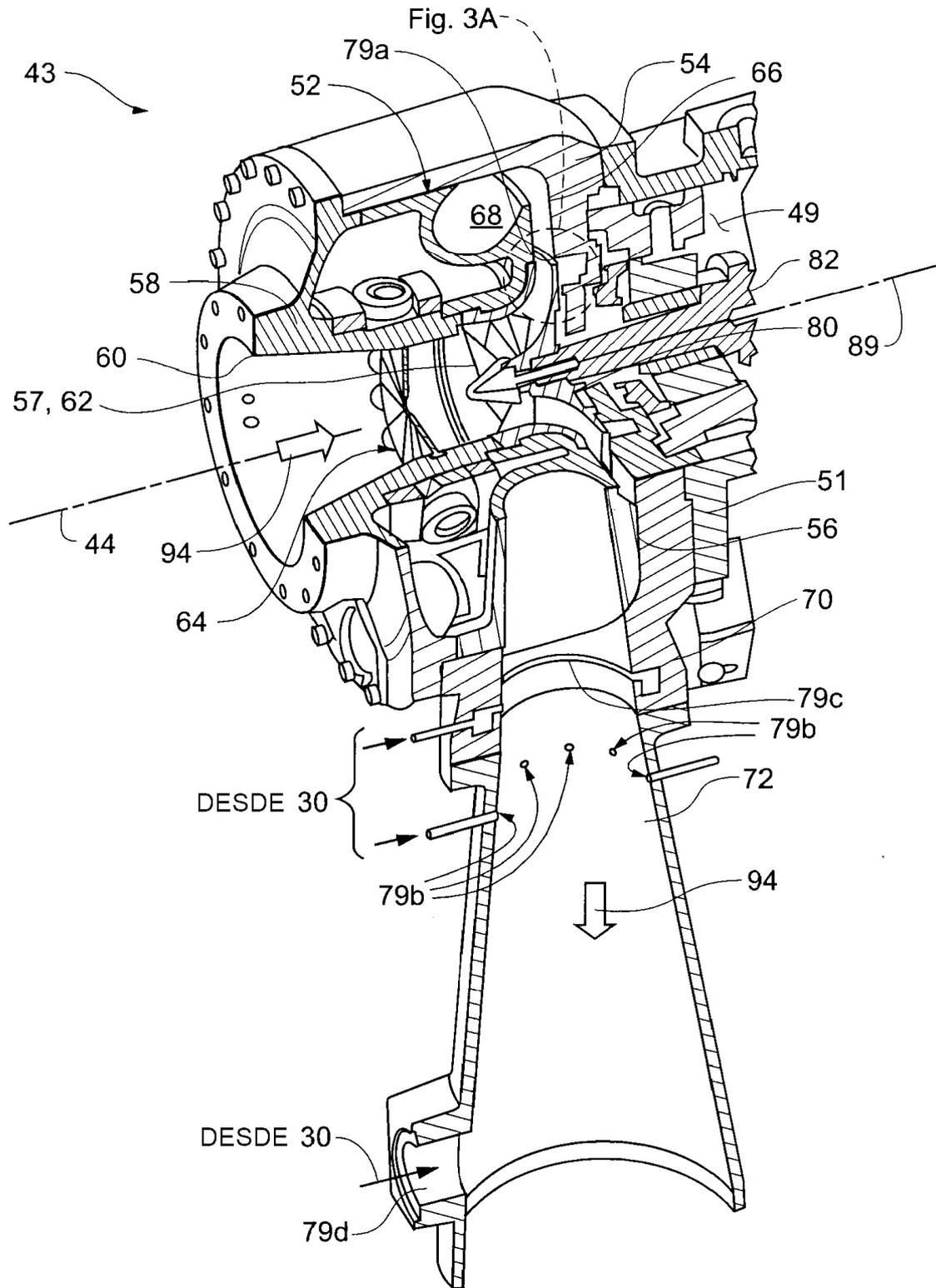


Fig. 3A

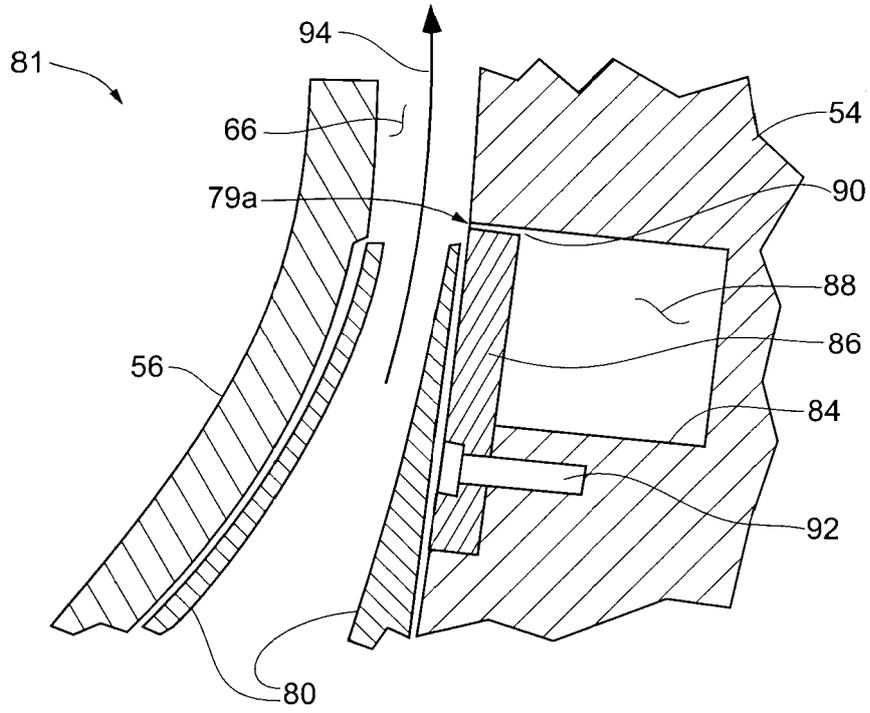


Fig. 3B

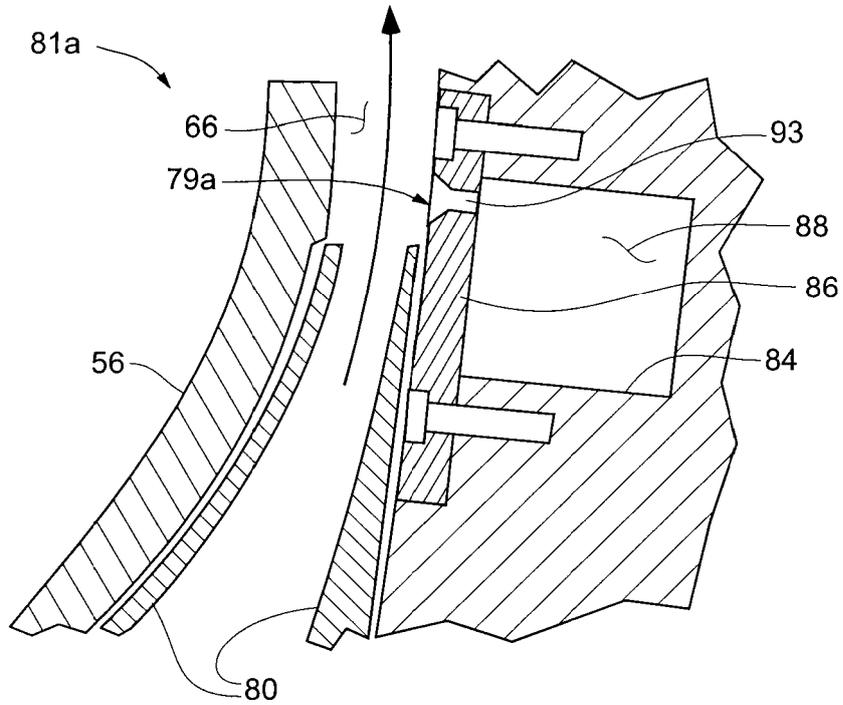


Fig. 4

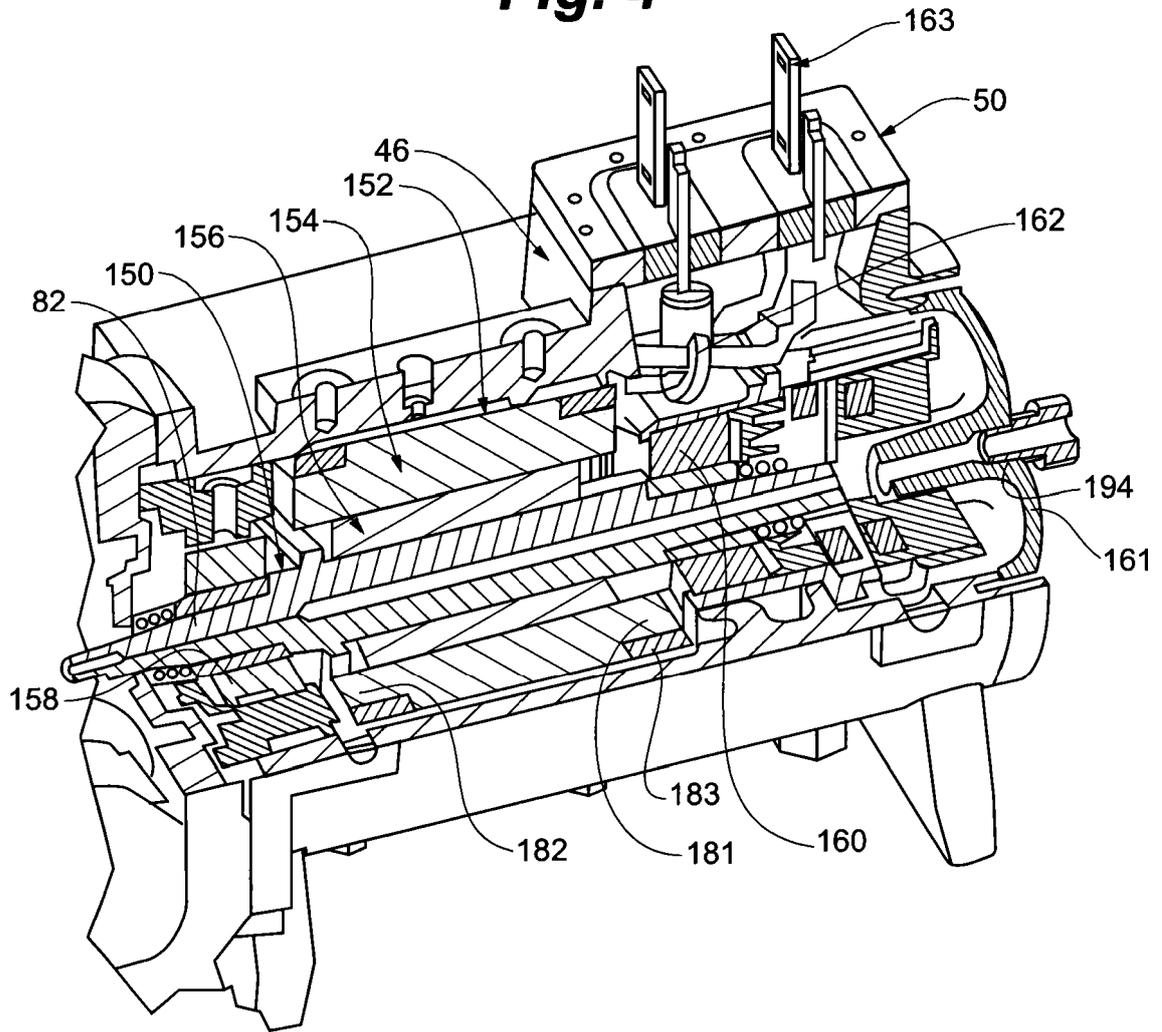


Fig. 6

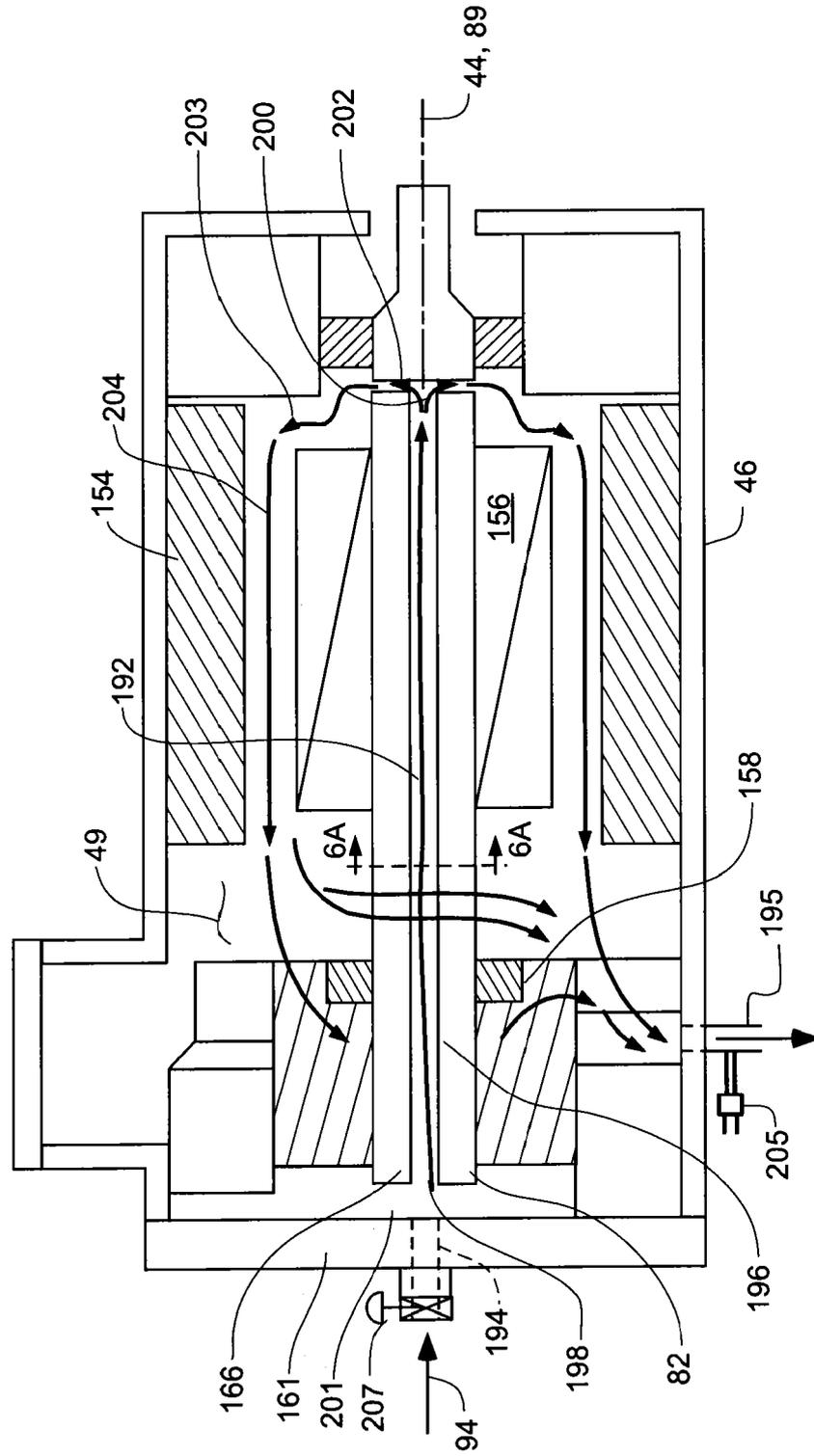


Fig. 6A

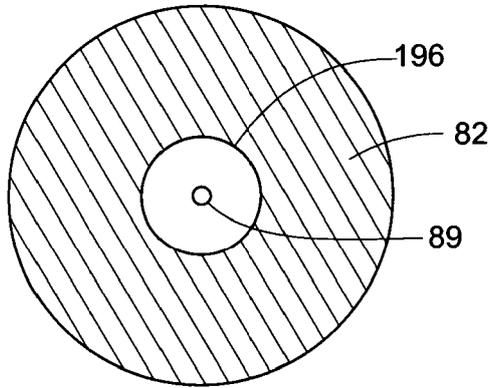


Fig. 6B

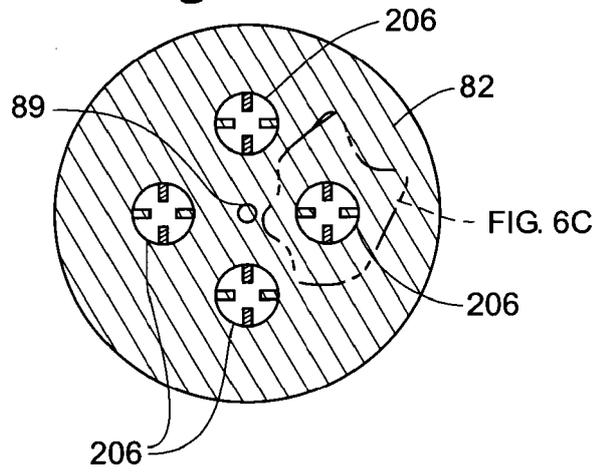


Fig. 6C

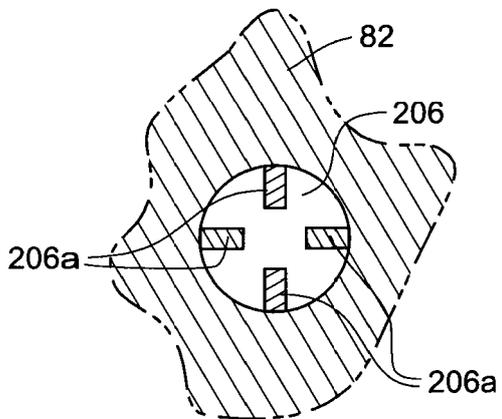


Fig. 7

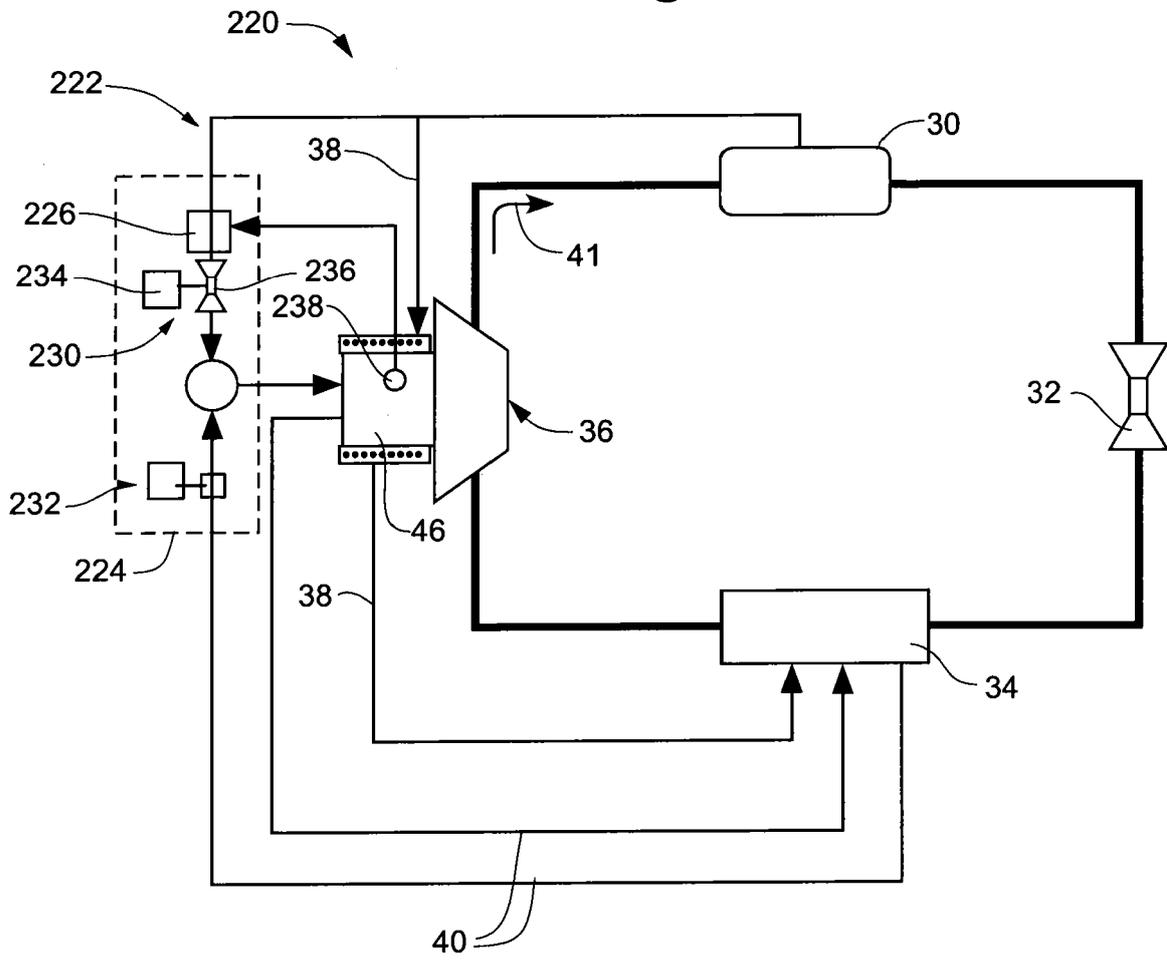


Fig. 7A

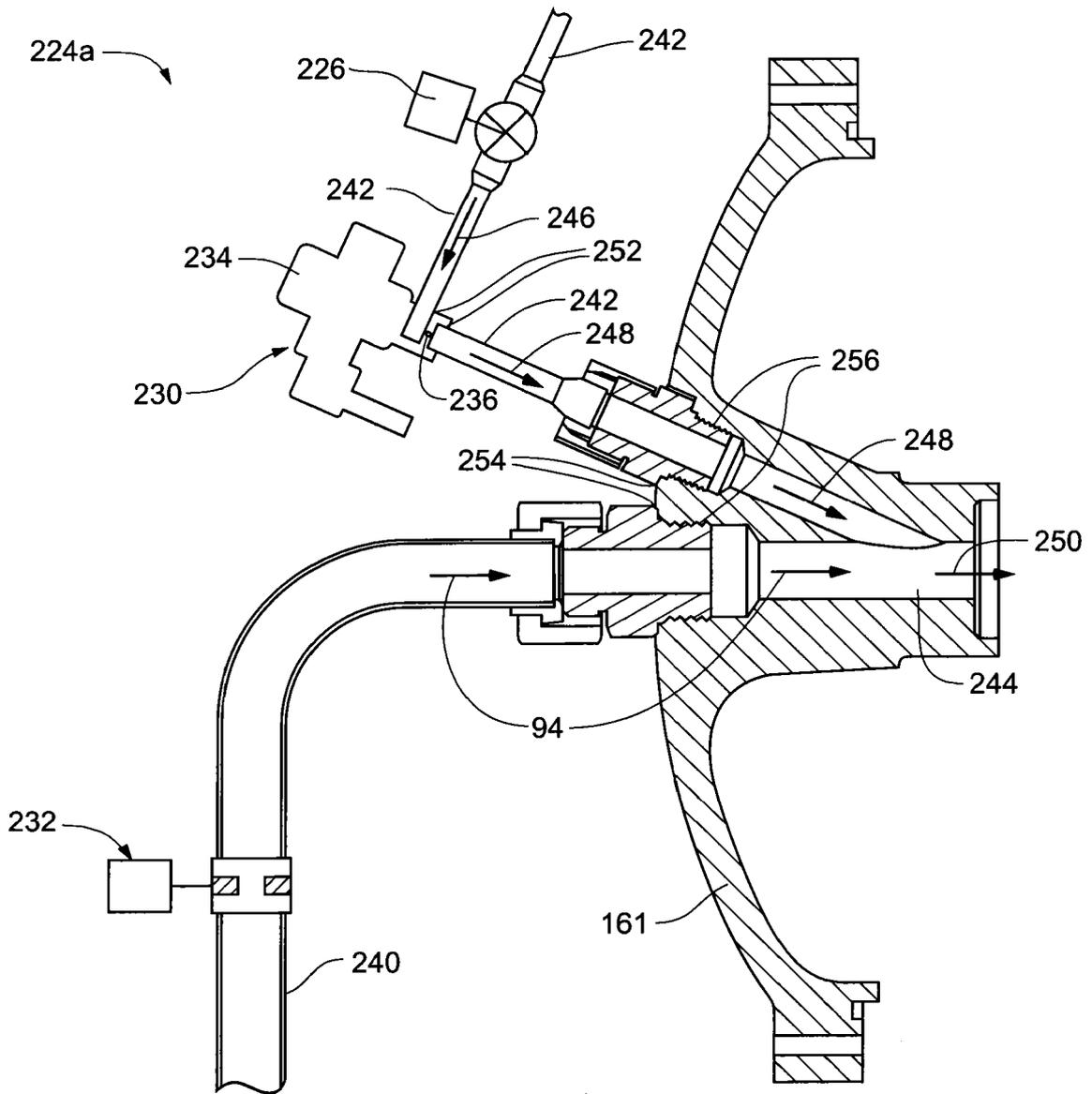


Fig. 7B

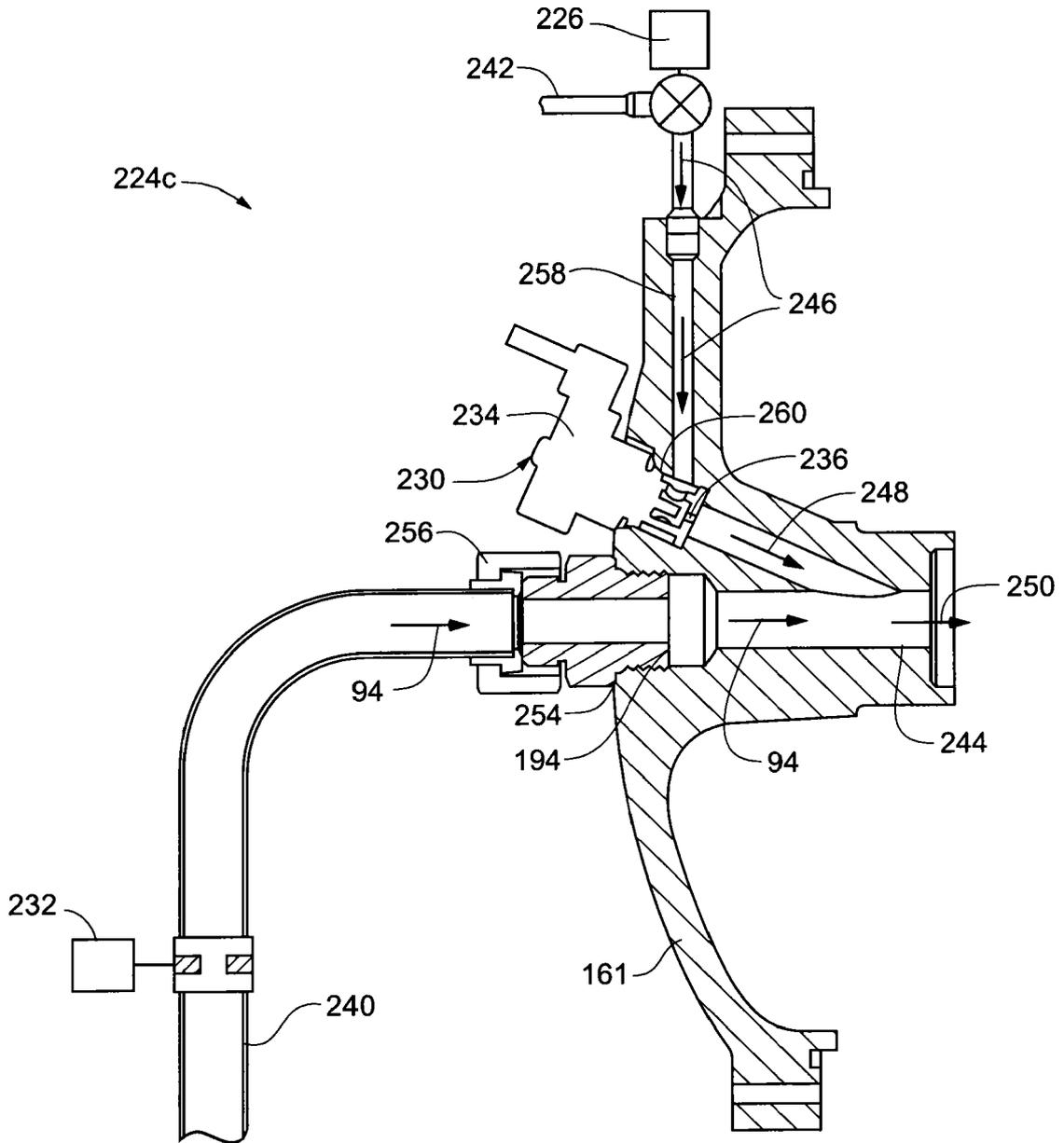


Fig. 7C

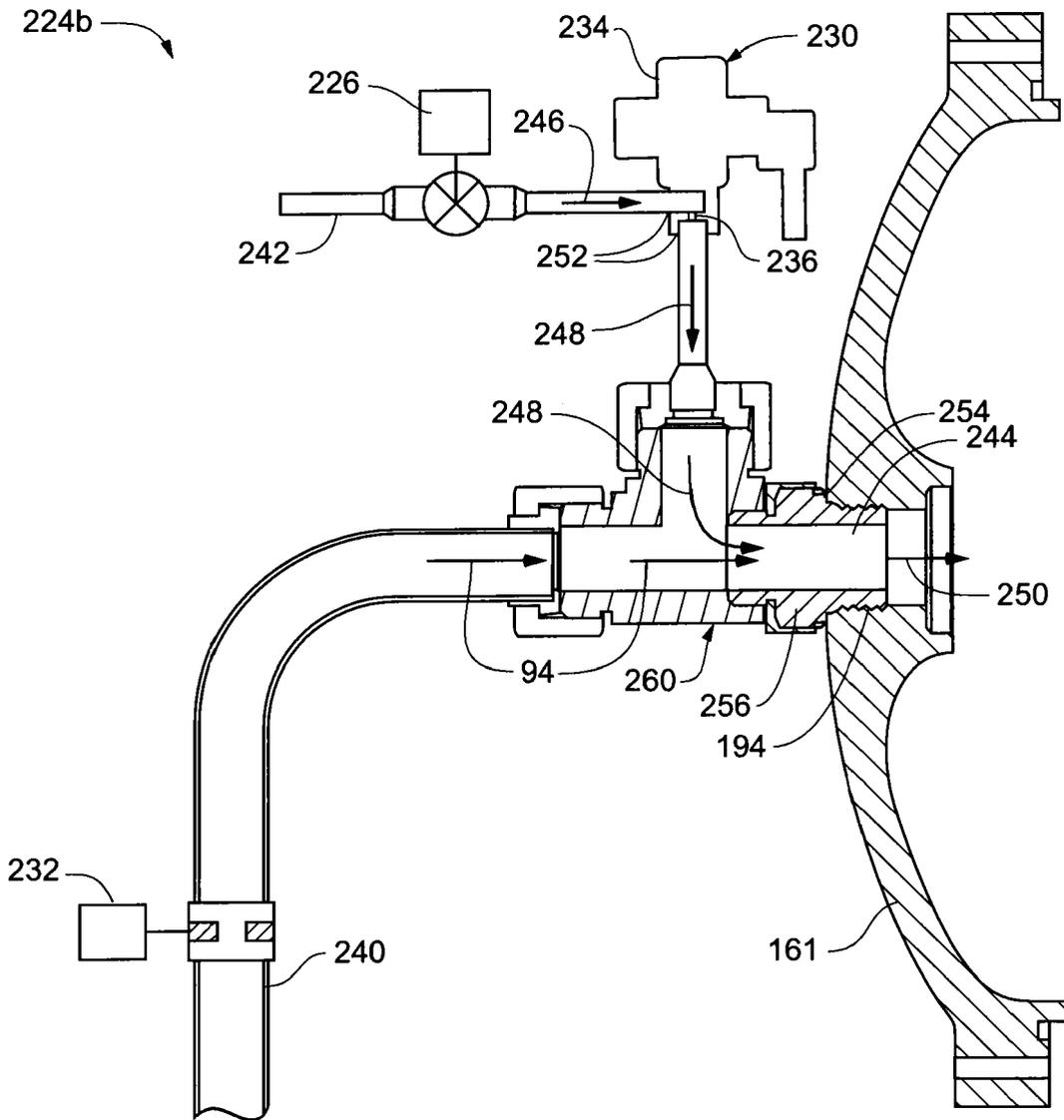


Fig. 7D

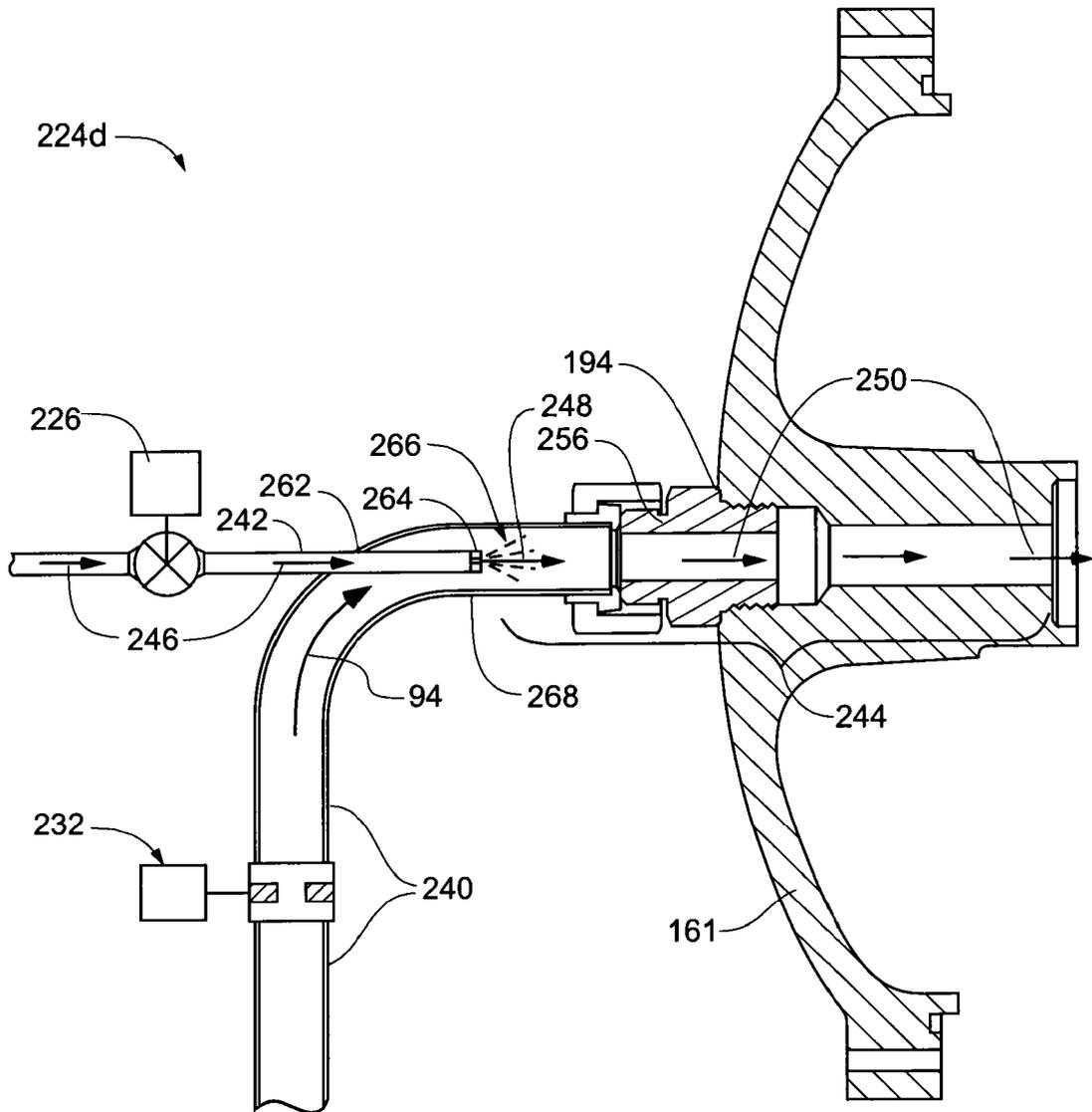


Fig. 8A

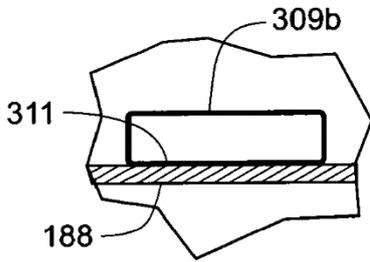


Fig. 8B

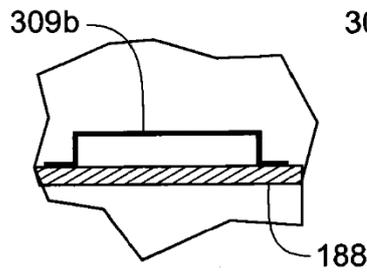


Fig. 8C

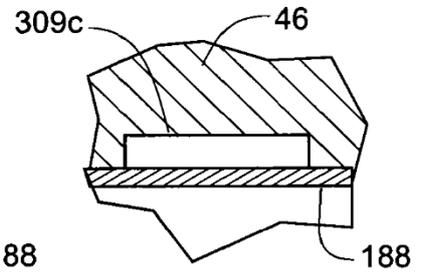


Fig. 8

