

19



OFICINA ESPAÑOLA DE
PATENTES Y MARCAS

ESPAÑA



11 Número de publicación: **2 613 413**

51 Int. Cl.:

F25B 41/00 (2006.01)

F25B 39/02 (2006.01)

F28F 25/02 (2006.01)

12

TRADUCCIÓN DE PATENTE EUROPEA

T3

86 Fecha de presentación y número de la solicitud internacional: **04.03.2009 PCT/US2009/001376**

87 Fecha y número de publicación internacional: **11.09.2009 WO2009111025**

96 Fecha de presentación y número de la solicitud europea: **04.03.2009 E 09717470 (0)**

97 Fecha y número de publicación de la concesión europea: **18.01.2017 EP 2263051**

54 Título: **Distribuidor de refrigeración para un intercambiador de calor**

30 Prioridad:

06.03.2008 US 68335 P

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

24.05.2017

73 Titular/es:

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

72 Inventor/es:

**CHARBEL, RAHHAL;
LI, HSIHUA;
DU, WEN, TAO y
LI, JING**

74 Agente/Representante:

ISERN JARA, Jorge

ES 2 613 413 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

Distribuidor de refrigeración para un intercambiador de calor

5 ANTECEDENTES

Los sistemas típicos de refrigeración y acondicionamiento de aire dependen de ciclos de compresión de vapor para transferir calor de un lugar a otro con el fin de enfriar o calentar un espacio cerrado. Tales ciclos de compresión de vapor comprenden un compresor, un condensador, un dispositivo de expansión y un evaporador conectados para formar un circuito de ciclo cerrado. En los sistemas “enfriadores”, el circuito de compresión de vapor se utiliza para facilitar el enfriamiento de múltiples espacios dentro de un edificio. Cada componente del sistema está conectado por un tramo de tubería que conduce un fluido de trabajo, tal como un refrigerante enfriador, a través de un circuito. El compresor controla el flujo de refrigerante enfriador a través del circuito para ajustar la cantidad de control de temperatura que tiene lugar en el espacio. El condensador y el evaporador comprenden intercambiadores de calor para añadir y sustraer calor del refrigerante enfriador. Los compresores dependen de medios mecánicos, tales como tornillos dobles, pistones alternativos o espirales, para comprimir y expulsar el refrigerante a una presión más alta para empujar el fluido a través del sistema. Desde el compresor, el refrigerante calentado y presurizado es dirigido al condensador donde el refrigerante se enfría y condensa antes de llegar al dispositivo de expansión. El dispositivo de expansión convierte el refrigerante en refrigerante bifásico que comprende componentes tanto líquidos como gaseosos. El evaporador entonces vaporiza el refrigerante enfriado antes de que sea devuelto al compresor para continuar el proceso de compresión de vapor.

En los sistemas enfriadores, el evaporador se utiliza para dar servicio al intercambiador de calor “refrigerador” que hace circular un fluido refrigerante tal como un refrigerante, o agua, para enfriar la pluralidad de espacios dentro del edificio. A menudo, el evaporador es de una construcción de carcasa y tubo para facilitar los grandes caudales necesarios de los sistemas enfriadores. En tal construcción, el refrigerante enfriador fluye a través de la carcasa para interactuar con un haz de tubos de intercambio de calor. Los tubos de intercambio de calor hacen circular el fluido refrigerante desde el intercambiador de calor refrigerador a través de la carcasa por lo que el refrigerante enfriador extrae calor del fluido refrigerante para suministrar fluido refrigerante a menor temperatura al intercambiador de calor refrigerador. De este modo, la eficiencia del enfriador y los sistemas refrigeradores se ven afectados por el intercambio de calor entre el refrigerante bifásico que entra en la carcasa y el fluido refrigerante que entra en los tubos.

Un problema particular relacionado con los evaporadores de intercambio de vapor surge de la naturaleza bifásica del refrigerante que fluye por los tubos de intercambio de calor. Típicamente, el refrigerante bifásico entre en la carcasa por una sola entrada situada cerca de la mitad de una anchura de la carcasa. A medida que el refrigerante gaseoso y líquido entre en la carcasa, el refrigerante líquido se asienta en una piscina en el fondo de la carcasa, mientras que el refrigerante gaseoso asciende a través del refrigerante líquido hasta causar una cavidad o burbuja en la piscina de líquido. Como tal, se crea un vacío que impide que el refrigerante líquido intercambie calor con los tubos de intercambio de calor, interfiriendo así con el proceso de vaporización y la eficiencia del evaporador.

Por lo tanto, se utilizan distribuidores de refrigerante para dispersar el refrigerante bifásico a través de la carcasa de modo que el refrigerante líquido llegue a una mayor área superficial de los tubos de intercambio de calor. Además, tener el refrigerante gaseoso dispersado uniformemente dentro de la carcasa fomenta la ebullición por convección en la piscina de líquido desde los tubos. Sin embargo, surgen dificultades al implementar y fabricar los distribuidores convencionales. Por ejemplo, los distribuidores a menudo producen una gran caída de presión a través del distribuidor, lo cual reduce la presión disponible para hacer circular el refrigerante por el circuito de compresión de vapor. Tales caídas de presión resultan particularmente problemáticas para los circuitos de compresión de vapor que utilizan economizadores. Además, tales distribuidores a menudo comprenden ensamblajes intrincados que añaden tiempo de producción y coste a la fabricación del evaporador. Por lo tanto, existe una necesidad de un distribuidor mejorado que supere estos y otros problemas.

En el documento JP2002-81699A se describe un evaporador que tiene las características del preámbulo de la reivindicación 1.

55 RESUMEN

De acuerdo con la invención, se proporciona un evaporador tal como se expone en la reivindicación 1.

60 También de acuerdo con la presente invención, se proporciona un procedimiento para distribuir refrigerante bifásico tal como se expone en la reivindicación 5.

BREVE DESCRIPCIÓN DE LOS DIBUJOS

La fig. 1 muestra un sistema de compresión de vapor que incluye un evaporador que tiene un distribuidor de la presente invención.

5

La fig. 2 muestra una vista esquemática frontal de un intercambiador de calor de carcasa y tubos que tiene un distribuidor de la presente invención.

La fig. 3 muestra una vista en corte en perspectiva de un evaporador que tiene un distribuidor de la presente invención.

10

La fig. 4 muestra una vista frontal de una primera realización de un distribuidor de la presente invención en el cual el refrigerante es liberado a lo largo de orificios de descarga que tienen un área creciente de la sección transversal a lo largo de una longitud del distribuidor.

15

La fig. 5 muestra una vista frontal de un distribuidor alternativo que queda fuera del alcance de la reivindicación 1, en el cual el refrigerante es liberado a lo largo de orificios de descarga sucesivos que tienen alturas crecientes.

La fig. 6 muestra una vista frontal de otro distribuidor alternativo que queda fuera del alcance de la reivindicación 1, en el cual el refrigerante es liberado a lo largo de orificios de descarga sucesivos que tienen anchuras crecientes.

20

DESCRIPCIÓN DETALLADA

La fig. 1 muestra un esquema del sistema de compresión de vapor (10) que incluye el distribuidor (12) de la presente invención. El sistema de compresión de vapor (10) incluye la tubería de descarga (14A), la tubería de succión (14B), la tubería de condensador (14C), la tubería de evaporador (14D), el compresor (16), el condensador (18), el dispositivo de expansión (20) y el evaporador (22): El compresor (16), el condensador (18), el dispositivo de expansión (20) y el evaporador (22) están conectados en un circuito en serie que utiliza un conducto que incluye la tubería de descarga de compresor (14A), la tubería de succión de compresor (14B), la tubería de condensador (14C) y la tubería de evaporador (14D). El sistema de compresión de vapor (10) también incluye otros componentes tales como el economizador (24) y el sistema de distribución de aceite (26). En una realización, el sistema de compresión de vapor (10) comprende un sistema "enfriador" enfriado por agua que se utiliza para proporcionar enfriamiento a una pluralidad de espacios, tal como dentro de un edificio. El condensador (18) y el evaporador (22) comprenden intercambiadores de calor en los cuales se hace circular refrigerante enfriador para intercambiar calor con fluidos que viajan a través de haces de tubos (28) y (30), respectivamente. El condensador (18) incluye colectores (32A) y (32B) que conducen agua desde una torre de enfriamiento a través del haz de tubos (28). La torre de agua enfría el agua que se utiliza para transferir calor desde el sistema enfriador. El evaporador (22) también incluye colectores (34A) y (34B) que conducen un fluido refrigerante, tal como agua, refrigerante o una mezcla, desde un intercambiador de calor "refrigerador" a través del haz de tubos (30). El intercambiador de calor refrigerador da servicio a uno o más intercambiadores de calor utilizados para enfriar la pluralidad de espacios.

25

30

35

40

En la realización mostrada, el sistema de compresión de vapor (10) comprende el compresor de tornillo rotatorio (16) que comprime un refrigerante, tal como R-122 o R-134a, para proporcionar refrigerante calentado a alta presión al condensador (18) a través de la línea de descarga (14A). En otras realizaciones, el compresor (16) incluye otros medios mecánicos para comprimir un fluido de trabajo, tales como pistones alternativos o espirales orbitantes. Para cualquier medio mecánico de compresión, el compresor (16) está provisto de una fuente de aceite del sistema de distribución de aceite (26) para proporcionar enfriamiento y lubricación al compresor (16). El aceite es mezclado con el refrigerante dentro del compresor (16) y ambos son suministrados al condensador (18) a través de la línea de descarga (14A). El aceite es filtrado del refrigerante dentro del condensador (18) a través de un separador de aceite (36) que recoge y hace retornar el aceite al compresor (16) con el sistema de distribución (26). Utilizando agua de enfriamiento procedente de la torre de enfriamiento proporcionada a través del colector (32B), el refrigerante se enfría y se condensa en un líquido saturado que tiene una temperatura ligeramente más baja a una alta presión dentro del condensador (18), rechazando el calor al agua dentro del haz de tubos (28).

45

50

Desde el condensador (18), el refrigerante es conducido a través de la tubería de condensador (14C) al dispositivo de expansión (20) por medio del cual el refrigerante sufre un proceso de evaporación instantánea a presión y temperatura reducidas y es convertido en un refrigerante bifásico que comprende refrigerante de fase gaseosa y líquida. El refrigerante gaseoso es ventilado de vuelta al compresor (16), tal como a través del economizador (24). Bajo la presión del compresor (16), el refrigerante bifásico continúa a través de la tubería de evaporador (14D) hasta el evaporador (22) en el orificio de entrada (38). Con el fin de mejorar la eficiencia del sistema de compresión de vapor (10), particularmente la eficiencia de transferencia de calor del evaporador (22), el distribuidor (12) está provisto en el evaporador (22). El distribuidor (12) está colocado dentro del evaporador (22) para recibir el

55

60

refrigerante bifásico producido por el dispositivo de expansión (20). El distribuidor (12) impide la acumulación de refrigerante en fase de vapor cerca del orificio de entrada (38) de modo que se disponga de más área superficial del haz de tubos (30) para entrar en contacto con el refrigerante en fase líquida aumentando la transferencia de calor entre el refrigerante enfriador y el fluido refrigerante procedente del colector (34B). La calidez relativa del fluido refrigerante procedente del intercambiador de calor "refrigerador" proporcionado por el colector (34B) vaporiza el refrigerante enfriador en un refrigerante en fase de vapor saturado. Bajo la succión del compresor (16), el refrigerante sale del evaporador (22) por el orificio de salida (40) y vuelve al compresor (16) a través de la tubería de succión (14B). Como tal, el sistema de compresión de vapor (10) opera utilizando principios termodinámicos perfectamente conocidos para transferir calor del evaporador (22) al condensador (18)

10

La fig. 2 muestra una vista esquemática frontal del evaporador de carcasa y tubos (22) que tiene el distribuidor (12) de acuerdo con la presente invención. El evaporador (22) también incluye el haz de tubos (30), los colectores (34A) y (34B), el orificio de entrada (38), el orificio de salida (40) y la carcasa (42). La carcasa (42) comprende un evaporador de tipo inundado en el cual un cuerpo cilíndrico envuelve el haz de tubos (30) y una piscina de refrigerante líquido. Los lados de la carcasa (42) están tapados por colectores (34A) y (34B) para formar un recipiente a presión dentro del cual el refrigerante fluye hasta la carcasa de inundación (42) y sumergir sustancialmente el haz de tubos (30) en la piscina de refrigerante líquido. Los tubos del haz de tubos (30) se extienden por la carcasa (42) entre los colectores (34A) y (34B). El orificio de entrada (38) está colocado cerca de una parte inferior de la carcasa (42) y el orificio de salida (40) está colocado cerca de una parte superior de la carcasa (42). En la realización ilustrada, el distribuidor (12) está colocado en el fondo de la carcasa (42) opuesto al orificio de entrada (38).

15

20

El refrigerante que fluye a través del sistema de compresión de vapor (10) es parcialmente vaporizado o estrangulado en el dispositivo de expansión (20) (fig. 1) y dirigido al interior del evaporador (22) por el orificio de entrada (38) como refrigerante bifásico, indicado por flechas sólidas en la fig. 2. Simultáneamente, el refrigerante calentado procedente del intercambiador de calor refrigerador se hace circular a través del haz de tubos (30) utilizando el colector (34B), tal como se indica por las flechas perfiladas en la fig. 2. El refrigerante calentado entra en algunos de los tubos a través de la entrada (44) en el colector (34B), fluye a través del haz de tubos (30) y dentro del colector (34A) por lo que el refrigerante calentado da la vuelta y es dirigido de nuevo al colector (34B) a través de otros tubos para salir del evaporador (22) por la salida (46). En otras realizaciones, el refrigerante calentado entra en el evaporador (22) por el colector (34B), fluye a través de todos los tubos del haz de tubos (30), y sale del evaporador (22) por el colector (34A). El haz de tubos (30) comprende una pluralidad de tubos individuales entre los cuales pasa el refrigerante bifásico. El calor relativo procedente del fluido refrigerante calentado hierve y vaporiza el componente líquido del refrigerante enfriador bifásico mediante ebullición libre y transferencia de calor por convección de modo que el refrigerante vapor sale del evaporador (22) por la salida (40).

25

30

35

Típicamente, el refrigerante gaseoso que entra comprende aproximadamente del 15 % a aproximadamente el 20 % en masa del refrigerante bifásico, lo cual es igual a aproximadamente del 91 % a aproximadamente el 95 % en volumen. Generalmente, la mayoría o todo el refrigerante líquido es vaporizado por los tubos (30) de modo que el volumen entero del refrigerante bifásico entrante sale del evaporador (22) como refrigerante en fase gaseosa. En particular, el refrigerante gaseoso tiene tendencia a acumularse por encima del orificio de entrada (38), formando una barrera de vapor e impidiendo que el refrigerante líquido entre en contacto con los tubos del haz de tubos (30). El refrigerante gaseoso forma una burbuja seca alrededor de los tubos impidiendo que se produzca transferencia de calor de ebullición. Con el fin de aumentar el contacto líquido con el haz de tubos (30) y la eficiencia del evaporador (22), el distribuidor (12) está colocado en el fondo de la carcasa (42). El distribuidor (12) impide la formación de grandes burbujas de vapor dispersando el refrigerante en fase gaseosa en burbujas más pequeñas que fluyen a través del evaporador (22).

40

45

La fig. 3 muestra una vista en corte en perspectiva del evaporador (22) que muestra la carcasa (42) y el distribuidor (12) de la presente invención. La carcasa (42) comprende un cuerpo cilíndrico dentro del cual el refrigerante bifásico es recibido por el orificio de entrada (38) y el refrigerante gaseoso es descargado por el orificio de salida (40). Los colectores (34A) y (34B) (fig. 2) conectan con la carcasa (42) por los extremos del lado abierto de la carcasa (42). El distribuidor (12) está conectado a una superficie interior de la carcasa (42) de modo que el distribuidor (12) cubre el orificio de entrada (38). En la realización mostrada, el orificio de entrada (38) está colocado cerca de los centros del evaporador (22) y el distribuidor (12), pero en otras realizaciones el orificio de entrada (38) puede estar colocado más cerca de un extremo del evaporador (22). El distribuidor (12) comprende un cuerpo alargado que forma una estructura similar a una cubeta o similar a un tubo que está abierta por una parte de su perímetro exterior a lo largo de un segmento entero de su longitud. Como tal, el distribuidor (12) coopera con la carcasa (42) para formar el canal (49) definido entre la carcasa (42), que define una pared inferior del canal, y el distribuidor (12), que forma las partes de pared restantes del canal. Así, el canal (49) define un área de sección transversal generalmente uniforme que se extiende sustancialmente a lo largo de toda la longitud del cuerpo alargado del distribuidor (12). El perfil de la sección trasversal del cuerpo alargado del distribuidor (12) puede definir diversos perfiles, tales como rectangulares,

50

55

60

cuadrados, semicirculares o en forma de V.

En la realización de la invención mostrada en la fig. 3, el distribuidor (12) comprende un cuerpo alargado en forma de V. El cuerpo en forma de V incluye el primer lado (50A), el segundo lado (50B), el primer borde inferior (52A), el segundo borde inferior (52B) y el borde superior (54). El primer lado (50A) y el segundo lado (50B), que están unidos a lo largo del borde superior (54), incluyen partes de entrada (56A) y (56B), extremos distales (58A) a (58D), y orificios de descarga (60A) a (60D). En una realización, el distribuidor (12) se fabrica de una sola pieza plana de acero que tiene un perímetro que incluye los bordes inferiores (52A) y (52B), las partes de entrada (56A) y (56B) y los extremos distales (58A) a (58D). Después se cortan orificios de descarga (60A) – (60D) del distribuidor (12) en el perímetro de la pieza plana. Cortar los orificios de descarga (60A) – (60D) en los bordes inferiores (52A) y (52B) impide la erosión del fluido en el haz de tubos (30) y simplifica la producción del distribuidor (12). La pieza plana después es doblada o plegada para formar el borde superior (54) y para dar al distribuidor (12) un perfil en forma de V. En una realización, el ángulo entre el primer lado (50A) y el segundo lado (50B) es aproximadamente 120 grados. En otras realizaciones, el distribuidor (12) está formado a partir de una pieza de angular de hierro estándar que ya incluye el pliegue. En una realización, las partes de entrada (56A) y (56B) y los extremos distales (58A) – (58D) están soldadas a la carcasa (42) para formar el canal (49) entre la carcasa (42) y el distribuidor (12). En otras realizaciones, pueden utilizarse otros medios de fijación o unión. Así, el distribuidor (12) puede fabricarse fácilmente a partir de material estándar con pocas etapas de fabricación necesarias, lo cual ayuda a acelerar el tiempo de producción y reducir los costes de producción.

Haciendo referencia a la fig. 3, la sección transversal del canal (49) está definida por una parte inferior arqueada de una pared lateral interior de la carcasa (42) y una parte angular opuesta del distribuidor (12). Así, el canal (49) se extiende de manera sustancialmente uniforme a lo largo de la longitud del distribuidor (12). Las partes de entrada (56A) y (56B) están colocadas opuestas al orificio de entrada (38). El flujo másico del refrigerante bifásico que entra en el orificio de entrada (38) impacta en las partes de entrada (56A) y (56B) del primer lado (50A) y el segundo lado (50B) para dividirse en dos corrientes de refrigerante que fluyen hacia fuera a lo largo de la longitud del distribuidor (12) hacia los extremos distales (58A) – (58D) del mismo a través del canal (49). Se impide que el refrigerante migre hacia arriba hacia el orificio de salida (40) mediante el primer y el segundo lado (50A) – (50B). El distribuidor (12) incluye orificios de descarga (60A) – (60D) para dispersar de manera controlada el refrigerante bifásico dentro de la carcasa (42) de modo que una mayor cantidad de refrigerante en fase líquida impactará en el haz de tubos (30) comparada con la ausencia del distribuidor (12). Así, se promueve la transferencia de calor por convección para facilitar la evaporación del refrigerante en fase líquida. Además, los orificios de descarga (60A) – (60D) están conformados para producir una mínima caída de presión en el refrigerante a medida que pasa a través del distribuidor (12) de modo que se conserva presión para impulsar el refrigerante a través del sistema de compresión de vapor y para controlar el dispositivo de expansión (20). En particular, los orificios de descarga (60A) – (60D) están conformados para producir caudales másicos iguales del refrigerante bifásico en posiciones sucesivas a lo largo del primer y el segundo lado (50A) – (50B). Los extremos distales del cuerpo en forma de V entre el primer lado (50A) y el segundo lado (50B) están abiertos para permitir también que el refrigerante bifásico escape del interior del canal (49).

En la realización mostrada, los orificios de descarga (60A) – (60D) comprenden respiraderos en forma de cuña que están colocados a lo largo de los bordes inferiores (52A) y (52B). Por ejemplo, el primer orificio (60A) se extiende a lo largo del borde inferior (52A). El primer orificio (60A) comienza en la parte de entrada (56) y se extiende hacia el extremo distal (58A), extendiéndose cada vez más dentro del borde inferior (52A) y el primer lado (50A) para formar un respiradero en forma de cuña. La rampa y el recorrido de las cuñas se seleccionan, conjuntamente con el tamaño del área de la sección transversal del canal de flujo (49) del interior del distribuidor (12), para que liberen cantidades iguales del refrigerante bifásico en diferentes posiciones a lo largo del distribuidor (12). La geometría específica de los orificios de descarga se selecciona utilizando análisis matemático o numérico del flujo de fluido bifásico para modelar el flujo de refrigerante a través del canal (49) y los orificios de descarga (60A) – (60D). Con fines de simplificación, la discusión de los beneficios de la presente invención puede apreciarse con referencia a las ecuaciones de conservación de masa y de cantidad de movimiento y el flujo de fluido en estado estacionario.

El caudal volumétrico Q de un fluido que entra en un canal viene determinado por el área A_1 de la entrada del canal multiplicada por la velocidad V_1 del fluido en la entrada, tal como se muestra en la Ecuación (1). El caudal volumétrico de un fluido que entra en el canal debe ser igual al caudal volumétrico del fluido que sale del canal por un área de salida A_2 y con velocidad de salida V_2 , tal como también se muestra en la Ecuación (1).

$$Q = A_1 V_1 = A_2 V_2 \quad (\text{m}^3/\text{s}) \quad \text{Ecuación (1)}$$

Así, el caudal volumétrico del refrigerante bifásico que entra en el canal (49) a través del orificio de entrada (38) es igual a la cantidad total de refrigerante que sale del canal (49) a través de los orificios de descarga (60A) – (60DB) y

los extremos abiertos del canal (49).

El caudal másico \dot{m} de un fluido viene determinado por la densidad del fluido ρ multiplicada por el caudal volumétrico Q del fluido, tal como se muestra por la Ecuación (2). Además, el caudal másico \dot{m} del fluido puede determinarse basándose en las pérdidas de presiones entre dos puntos del recorrido de flujo, P_1 y P_2 , y el área del recorrido de flujo A_2 , tal como también se muestra en la Ecuación (2), donde K representa una constante basada en el rozamiento y otros factores.

$$\dot{m} = \rho Q = \rho A_2 V_2 = K A_2 \sqrt{2\rho(P_1 - P_2)} \quad (\text{kg/s}) \quad \text{Ecuación (2)}$$

10

Puede apreciarse que el caudal másico depende de la velocidad del fluido y el área a través de la cual está fluyendo en cualquier punto dado. Así, el caudal másico de un refrigerante a través de un orificio de descarga depende del área del orificio de descarga y la velocidad del refrigerante a través del orificio. Alternativamente, el caudal másico a través del orificio de descarga depende del área del orificio de descarga y las presiones en cualquier lado del orificio.

15 Así, el caudal másico de un refrigerante a través de un orificio de descarga depende de la presión en el canal (49) y la presión en la carcasa (42), así como el área del orificio de descarga y el canal (49).

Tal como se conoce a partir de la ecuación de Bernoulli y la pérdida de carga por viscosidad, la velocidad y la presión de un fluido que fluye a través de un canal disminuye a lo largo de la longitud de ese canal debido al rozamiento y otras consideraciones. Así, por ejemplo, manipulando el tamaño del orificio de descarga (60A) y conociendo el perfil de velocidad del refrigerante a través del canal (49), el distribuidor (12) de la presente invención produce un caudal másico que se emite desde una parte del orificio de descarga (60A) cerca de la parte de entrada (56A) que es igual o casi igual a un caudal másico que se emite desde una parte del orificio de descarga (60A) cerca del extremo distal (58B) para producir un flujo más uniforme de refrigerante bifásico a través de la anchura de la carcasa (42). Así, pueden producirse orificios de descarga que tienen diversas geometrías a lo largo de la longitud del distribuidor (12) para conseguir una distribución de refrigerante más uniforme dentro del evaporador (22).

La fig. 4 muestra una vista frontal de la primera realización del distribuidor (12) de la presente invención mostrada en las figs. 2 y 3, en el cual el refrigerante es liberado a lo largo de orificios de descarga (60A) y (60B). El distribuidor (12) incluye el primer lado (50A), el borde inferior (52A), el borde superior (54), la parte de entrada (56A), los extremos distales (58A) y (58B), los orificios de descarga (60A) y (60B) y los postes de montaje (62A) y (62B). Los postes de montaje (62A) y (62B) están configurados para ser recibidos dentro de taladros o agujeros de acoplamiento dentro de la carcasa (42) de modo que el borde inferior (52A) a lo largo de la parte de entrada (56A) y los extremos distales (58A) y (58B) entran en contacto con la superficie interior de la carcasa (42). Los postes (62A) y (62B) son asegurados entonces a la carcasa (42) utilizando un procedimiento de soldadura o algún otro procedimiento. En otras realizaciones, los postes (62A) y (62B) comprenden apéndices que están conectados al borde inferior (52A). El segundo lado (50B) del distribuidor (12) incluye componentes y características similares al primer lado (50A), incluyendo orificios de descarga y postes de montaje. Como tal, en la realización mostrada en la fig. 4, el distribuidor (12) incluye cuatro postes de montaje y cuatro orificios de descarga en forma de cuña.

40

El flujo másico \dot{m}_1 de refrigerante entra en el distribuidor (12) a presión P_1 y velocidad V_1 cerca de la parte de entrada (56A) y es dividido en dos ramas \dot{m}_2 y \dot{m}_3 que contienen la mitad del flujo másico de la cantidad que entra por el orificio de entrada (38) (fig. 3). Las dos ramas \dot{m}_2 y \dot{m}_3 de refrigerante bifásico continúan hasta los extremos distales (58A) y (58B), perdiendo refrigerante a través de los orificios de descarga (60A) y (60B). La presión P_1 y la presión P' dentro de la carcasa (42) vienen determinadas por las condiciones de funcionamiento del sistema de compresión de vapor (10) y la pérdida de presión a través del distribuidor (12). La presión P_1 es generalmente mayor que la presión P' ya que debe existir algo de diferencial de presión a través del distribuidor (12) para permitir el flujo a través del distribuidor (12). Los orificios de descarga (60A) y (60B) están conformados para producir un flujo másico uniforme a lo largo de la anchura w de cada orificio de descarga variando el diferencial de presión entre la presión dentro del distribuidor (12) cerca de las diversas posiciones a lo largo de cada orificio de descarga y P' . Por ejemplo, en el punto X cerca de la parte de entrada (56A), el refrigerante tiene la velocidad V_4 a la presión P_4 y el área del orificio de descarga (60A) cerca de ese punto tiene un área dada. La presión P_4 es inferior a la presión P_1 ya que se produce algo de pérdida de carga entre el orificio de entrada (38) y el orificio de descarga (60A). A medida que el refrigerante fluye a través del distribuidor (12) a lo largo del orificio de descarga (60A), tal como hasta el punto Y, la presión y la velocidad del refrigerante siguen disminuyendo hasta la presión P_5 y la velocidad V_5 . Así, $P_1 > P_4 > P_5 > P'$, y $V_1 > V_4 > V_5$, tal como se esperaría de un canal de flujo que tiene un área de la sección transversal casi constante. Con el fin de mantener igual el caudal másico a lo largo de la longitud del distribuidor (12), el área del orificio de descarga (60A) varía de modo que el área del orificio de descarga (60A) cerca del punto Y es mayor que

55

el área del orificio de descarga (60A) cerca del punto X.

Tal como se ilustra por la Ecuación (2), con el fin de mantener un caudal másico constante para un flujo de un fluido que tiene una velocidad decreciente, el área debe aumentar. Tal como también ilustra la Ecuación (2), con el fin de mantener un caudal másico constante para un flujo de fluido que tiene un diferencial de presión decreciente, el área debe aumentar. Los tamaños del orificio de descarga (60A), definidos por la altura h y la anchura w , y el tamaño del canal definido por el distribuidor (12) y la carcasa (42), se selecciona de modo que los caudales másicos en diversos puntos a lo largo del orificio de descarga (60A), tal como \dot{m}_4 y \dot{m}_5 en los puntos X e Y son iguales. El caudal másico total que sale de los orificios de descarga (60A) y (60D) (fig. 3) es igual a \dot{m}_2 . En una realización de la invención, la longitud del distribuidor (12) puede dimensionarse de modo que los caudales másicos en las aberturas del distribuidor (12) cerca de los extremos distales (58A) y (58B) es cero o casi y las presiones allí son aproximadamente iguales a la presión P' . El tamaño de los orificios de descarga también se selecciona para producir las caídas de presión más pequeñas posibles a través de los orificios de descarga. Generalmente, el orificio de descarga (60A) tiene el área de la sección transversal creciente a lo largo de una longitud del distribuidor (12) que se extiende desde la parte de entrada (56A) hasta el extremo distal (58A). En otras palabras, la altura h del orificio de descarga (60A) aumenta a lo largo de la anchura w , desde la parte de entrada (56A) hasta los extremos distales (58A).

Puede utilizarse modelización matemática y numérica para analizar el flujo másico del refrigerante en cualquier punto a lo largo de la longitud de los orificios de descarga para determinar la distribución del refrigerante a lo largo de la longitud de los orificios de descarga. La modelización también puede utilizarse para determinar y verificar otras consideraciones. Por ejemplo, la modelización puede utilizarse para asegurar que la geometría del canal (49) y los orificios de descarga se selecciona para producir una mínima pérdida de presión a través del distribuidor (12). Además, la geometría del distribuidor (12) se selecciona para evitar problemas relacionados con la velocidad del sonido. En un flujo de refrigerante a alta velocidad a través de un canal, la velocidad del refrigerante está limitada por la velocidad del sonido y el área del canal. El distribuidor (12) de la presente invención está dimensionado para evitar problemas con la velocidad del sonido dimensionando el canal (49) para que sea lo suficientemente grande de modo que el refrigerante que fluye hacia los extremos distales (58A) y (58B) esté por debajo de la velocidad del sonido.

Las siguientes ecuaciones demuestran la estrategia de una modelización para determinar el flujo bifásico a través de un distribuidor.

$$d\rho_a = \frac{1}{2} f\rho_a v_a^2 \cdot \frac{dL_a}{D}$$

$$d\rho_b = \frac{1}{2} f\rho_b v_b^2 \cdot \frac{dL_b}{D}$$

$$\dot{d}m_a = \rho_a v_a \frac{d(A_a - A_c)}{dL_a} \cdot dL_a$$

$$\dot{d}m_b = \rho_b v_b \frac{d(A_b - A_c)}{dL_b} \cdot dL_b$$

Las condiciones de contorno para el equilibrio de presión y flujo másico son:

$$\Delta p_a = \Delta p_b$$

$$\dot{m}_a + \dot{m}_b = \dot{m}$$

Es decir,

$$\int_0^{L_a} dp_a = \int_0^{L_b} dp_b$$

$$\dot{m}_{a,e} + \dot{m}_{b,e} + \int_0^{L_a} d\dot{m}_a + \int_0^{L_b} d\dot{m}_b = \dot{m}$$

5 Donde,

$$\dot{m}_{a,e} = \rho_{a,e} v_{a,e} A_c$$

$$\dot{m}_{b,e} = \rho_{b,e} v_{b,e} A_c$$

10 f Coeficiente de rozamiento de Darcy usando el modelo bifásico de Martinelly

A_a, A_b Área de flujo abierto en cada sección

A_c Área de la sección transversal del distribuidor

15

D Diámetro hidráulico de la sección transversal del distribuidor

e Subíndice que indica el final del distribuidor

20 L_a Longitud de una mitad del distribuidor desde la parte de entrada hasta la parte distal

L_b Longitud de una mitad del distribuidor desde la parte de entrada hasta la parte distal

Estas ecuaciones ilustran, entre otras cosas, que el flujo que entra en el distribuidor es igual al flujo que sale del distribuidor a través de los orificios de descarga. El flujo se determina, entre otras cosas, integrando el diferencial de presión a lo largo de la longitud de cada orificio de descarga. Así, la modelización matemática y numérica puede utilizarse para determinar el área de la sección transversal del canal (49) dentro del distribuidor (12) y la forma de los orificios de descarga (60A) – (60D) de modo que el flujo másico descargado en puntos sucesivos a lo largo de la anchura del distribuidor (12) sean iguales. Utilizando los canales de descarga, (60A) – (60D), el distribuidor (12) de la presente invención consigue una verdadera distribución uniforme de flujo másico de refrigerante a través de la anchura de cada orificio de descarga. En otros distribuidores, se utiliza una serie de orificios de descarga para producir distribuciones sucesivas de refrigerante bifásico que tienen el mismo caudal másico, tal como se muestran en las figs. 5 y 6.

35 La fig. 5 muestra una vista frontal de un distribuidor alternativo (12) fuera del alcance de la reivindicación 1 en el cual el refrigerante es liberado a lo largo de orificios de descarga sucesivos y discretos que tiene alturas de abertura crecientes. La fig. 6, la cual también queda fuera del alcance de la reivindicación 1, se analiza simultáneamente con la fig. 5, muestra una vista frontal de un distribuidor adicional en el cual el refrigerante es liberado a lo largo de orificios de descarga sucesivos que tienen anchuras de abertura crecientes. Los distribuidores de las figs. 5 y 6 se fabrican a partir de procedimientos y materiales similares. Sin embargo, en lugar de conformar el borde inferior (52A) para formar los orificios de descarga, los orificios de descarga son cortados en los lados (50A) y (50B) (fig. 3), tal como con un procedimiento de corte por láser. Como tal, el distribuidor (12) comprende una pieza rectangular de acero que está doblada para proporcionar un borde superior (54), y los bordes inferiores (52A) y (52B) (fig. 3) entran en contacto con la superficie interior de la carcasa (42) a lo largo de toda su longitud. En las realizaciones de las figs. 40 5 y 6, los orificios de descarga en forma de cuña (60A) y (60B) han sido reemplazados por un par de orificios de descarga cuadrangulares. Por ejemplo, el primer lado (50A) del distribuidor (12) incluye los orificios de descarga (64A) – (64D). El segundo lado (50B) del distribuidor (12) también incluye cuatro orificios de descarga cuadrangulares de modo que, en la realización mostrada, el distribuidor (12) incluye ocho orificios de descarga. Sin embargo, en otras realizaciones pueden utilizarse otros números de orificios de descarga.

50

Los distribuidores (12) mostrados en las figs. 5 y 6 funcionan de manera similar a la del distribuidor (12) de la fig. 4.

- Sin embargo, en lugar de producir una liberación continua de refrigerante bifásico a lo largo de la longitud del distribuidor, se liberan ráfagas intermitentes de refrigerante en puntos discretos a lo largo del distribuidor, con un mayor número de orificios que producen una distribución de masa más uniforme. El flujo másico \dot{m}_1 de refrigerante que entra en el distribuidor (12) a una presión P_1 y una velocidad V_1 cerca de la parte de entrada (56A) y se divide
- 5 en dos ramas \dot{m}_2 y \dot{m}_3 que contienen cada una la mitad del flujo másico de la cantidad que entra por el orificio de entrada (38). La velocidad del flujo másico \dot{m}_2 disminuye a medida que se desplaza por el orificio de descarga (64A) y (64B) hacia el extremo distal (58A), perdiendo presión a lo largo del camino debido a pérdidas de carga. Con el fin de producir una distribución de masa uniforme desde cada orificio de descarga, las áreas de los orificios de descarga se incrementan a medida que la serie de orificios de descarga se extiende hacia el extremo distal (58A).
- 10 En la fig. 5, el orificio de descarga (64A) comprende un rectángulo que tiene altura h_1 y anchura w_1 , y el orificio de descarga (64B) comprende un rectángulo que tiene altura h_2 y anchura w_2 . Las anchuras w_1 y w_2 son iguales, pero la altura h_2 es mayor que la altura h_1 de modo que el orificio de descarga (64B) tiene un área mayor que el orificio de descarga (64A). En la fig. 6, el orificio de descarga (64A) comprende un rectángulo que tiene altura h_1 y anchura w_1 ,
- 15 y el orificio de descarga (64B) comprende un rectángulo que tiene altura h_2 y anchura w_2 . La anchura w_1 es mayor que la anchura w_2 , y la altura h_1 es igual a la altura h_2 de modo que el orificio de descarga (64A) tiene un área mayor que el orificio de descarga (64B). Los orificios de descarga (64A) y (64B) están acotados por bordes interiores dentro del lado (50A). Además, en otras realizaciones, pueden utilizarse orificios de descarga de otras formas, tales como circulares. En otra realización, un orificio triangular que tiene una forma similar a los orificios de descarga en forma
- 20 de cuña de la fig. 4 puede estar incorporado dentro del perímetro del distribuidor (12) para producir una distribución más uniforme del refrigerante. La diferencia de presión entre P' y la presión en el orificio de descarga (64A) es mayor que la diferencia de presión entre P' y la presión en el orificio de descarga (64B). Como tales, los flujos másicos \dot{m}_4 y \dot{m}_5 son iguales.
- 25 El distribuidor (12) de la presente invención produce distribución homogénea de refrigerante bifásico dentro de un evaporador para optimizar la evaporación de refrigerante en fase líquida. El distribuidor (12) es producido a partir de un cuerpo sencillo de una sola pieza que puede ser fabricado a partir de una sola pieza plana de material de acero estándar, o a partir de una pieza estándar de angular de hierro. El distribuidor (12) incluye orificios de descarga que producen flujos másicos iguales de refrigerante en diversas posiciones a lo largo de la anchura del distribuidor (12).
- 30 En una disposición alternativa, los orificios de descarga comprenden ranuras en forma de cuña que liberan un continuo de refrigerante para producir una verdadera distribución uniforme. En una disposición alternativa, los orificios de descarga comprenden ventanas sucesivamente más grandes en el distribuidor (12) que liberan flujos másicos discretos e iguales de refrigerante. Puede utilizarse modelización por ordenador y numérica para optimizar el flujo, minimizar las pérdidas de presión y para dar cuenta de la velocidad del sonido. La geometría del distribuidor
- 35 (12) y los orificios de descarga se puede ampliar o reducir fácilmente para su uso en evaporadores que tengan capacidades diferentes.
- Aunque la presente invención se ha descrito con referencia a realizaciones preferentes de la invención, los expertos en la materia reconocerán que pueden realizarse cambios de forma y detalle sin apartarse del alcance de las
- 40 reivindicaciones.

REIVINDICACIONES

1. Un evaporador (22) para un circuito de compresión de vapor y que comprende un distribuidor (12), comprendiendo el distribuidor (12):
- 5 un cuerpo alargado (50A, 50B) que puede colocarse dentro del evaporador (22) adyacente a una pared lateral (42) del mismo;
- una parte de entrada (56A) que puede colocarse cerca de un orificio de entrada (38) del evaporador (22) para recibir
- 10 un flujo de refrigerante;
- un primer y un segundo extremos distales (58A, 58B) que se extienden a lo largo de una longitud del evaporador (22);
- 15 orificios de descarga (60A, 60B) colocados a lo largo de una longitud del cuerpo alargado (50A, 50B); y
- un canal (49) que tiene un área de sección transversal que se extiende desde el primer extremo distal (58A) hasta el segundo extremo distal (58B), donde el canal (49) está definido por el cuerpo alargado (50A, 50B) y la pared lateral (42) del evaporador (22),
- 20 **caracterizado por que** el cuerpo alargado (50A, 50B) comprende:
- primera y segunda superficies laterales para incluir los orificios de descarga (60A, 60B);
- 25 un borde inferior (52A, 52B) dispuesto a lo largo de cada superficie lateral para entrar en contacto con la pared lateral (42) del evaporador (22); y
- un borde superior a lo largo del cual están unidas la primera y segunda superficies laterales,
- 30 **y por que** los orificios de descarga (60A, 60B) comprenden aberturas alargadas, de sección decreciente, que tienen un área creciente que se extiende desde cerca de la parte de entrada (56A) hasta cerca del primer y segundo extremos distales (58A, 58B), respectivamente, donde los orificios de descarga (60A, 60B) están configurados para estar acotados por el borde inferior (52A, 52B) del cuerpo alargado y la pared lateral (42) del evaporador (22).
- 35 2. El distribuidor (12) de la reivindicación 1, donde el canal (49) tiene una sección transversal en forma de V de modo que el canal (49) tiene un área de la sección transversal sustancialmente constante.
3. El distribuidor (12) de la reivindicación 1, donde los orificios de descarga (60A, 60B) están configurados para descargar una cantidad igual de masa de refrigerante en diversas posiciones a lo largo del cuerpo alargado.
- 40 4. El distribuidor (12) de la reivindicación 3, donde la sección transversal del canal (49) está configurada para producir una disminución de velocidad del refrigerante que fluye desde la parte de entrada (56) hasta el primer y segundo extremos distales (58A, 58B), y el tamaño de los orificios de descarga (60A, 60B) está configurado para producir diferenciales de presión decrecientes a lo largo del cuerpo alargado desde la parte de entrada (56) hasta el
- 45 primer y segundo extremos distales (58A, 58B).
5. Un procedimiento para distribuir refrigerante bifásico en un evaporador (22) utilizando un distribuidor (12), comprendiendo el procedimiento:
- 50 introducir refrigerante dentro de un evaporador (22);
- canalizar el refrigerante dentro de patas opuestas de un distribuidor (12), teniendo las patas áreas de sección transversal sustancialmente constantes;
- 55 desembalsar el refrigerante desde el canal (49) dentro del evaporador a través de orificios de descarga (60A, 60B) colocados a lo largo de unas longitudes de las patas, teniendo los orificios de descarga áreas crecientes que se extienden a lo largo de las longitudes de las patas.
6. El procedimiento de la reivindicación 5, donde la etapa de desembalsar el refrigerante comprende además
- 60 liberar continuamente refrigerante que tiene flujo másico uniforme a lo largo de unas longitudes de los orificios de descarga (60A, 60B).

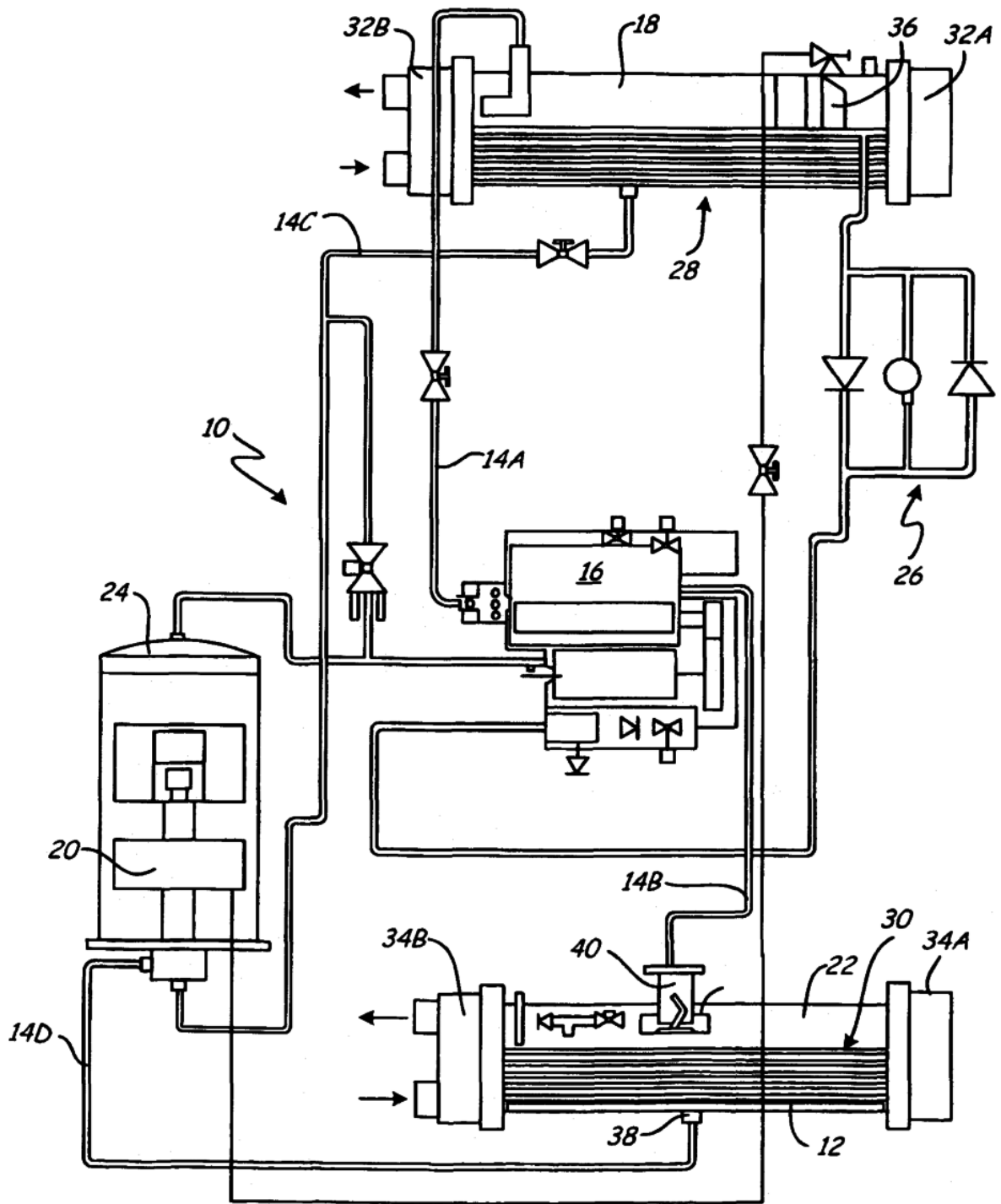


Fig. 1

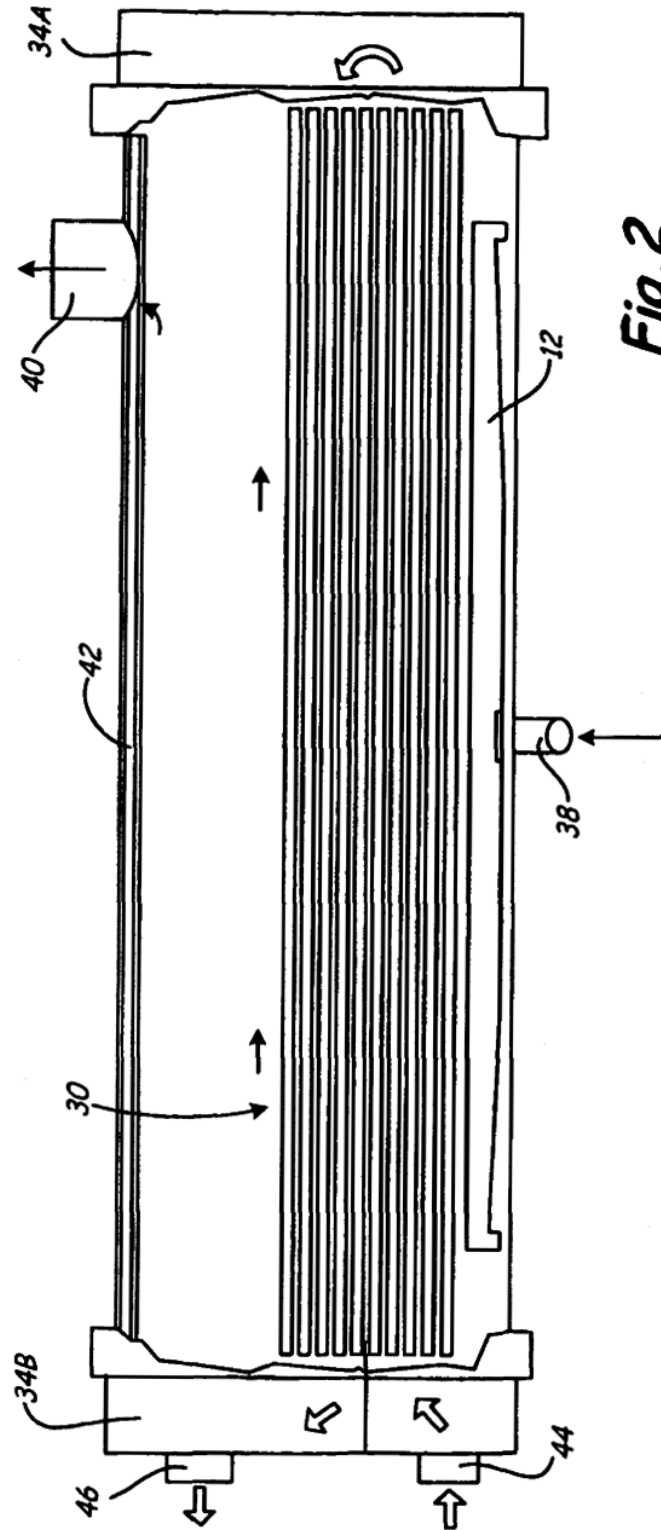


Fig. 2

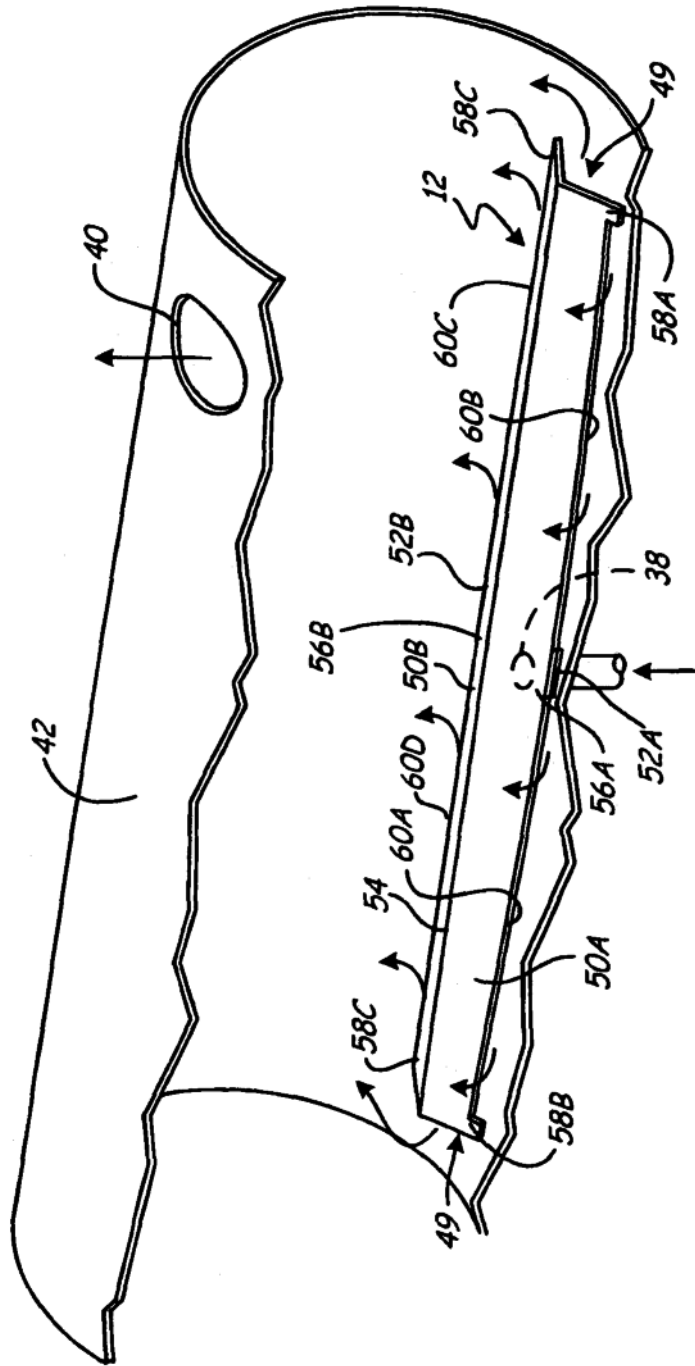


Fig. 3

