

19



OFICINA ESPAÑOLA DE  
PATENTES Y MARCAS

ESPAÑA



11 Número de publicación: **2 635 247**

51 Int. Cl.:

**F28D 9/00** (2006.01)

**F25B 39/02** (2006.01)

12

TRADUCCIÓN DE PATENTE EUROPEA

T3

96 Fecha de presentación y número de la solicitud europea: **17.01.2003 E 04020111 (3)**

97 Fecha y número de publicación de la concesión europea: **14.06.2017 EP 1479985**

54 Título: **Evaporador sumergido que comprende un intercambiador de calor de placas y una carcasa cilíndrica en la que está dispuesto el intercambiador de calor de placas**

30 Prioridad:

**17.01.2002 DK 200200075**

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

**03.10.2017**

73 Titular/es:

**ALFA LAVAL CORPORATE AB (100.0%)  
Box 73  
221 00 Lund, SE**

72 Inventor/es:

**KNOLL, ISTVAN y  
STENHEDE, CLAES**

74 Agente/Representante:

**VALLEJO LÓPEZ, Juan Pedro**

**ES 2 635 247 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

Evaporador sumergido que comprende un intercambiador de calor de placas y una carcasa cilíndrica en la que está dispuesto el intercambiador de calor de placas

5 La presente invención se refiere a un evaporador sumergido que comprende un intercambiador de calor de placas y una carcasa, teniendo dicho intercambiador de calor de placas al menos una conexión de entrada y al menos una conexión de salida para un fluido, en el que el intercambiador de calor de placas se sitúa al nivel de la mitad inferior de la carcasa, en el que un refrigerante principal fluye alrededor del intercambiador de calor de placas y a través del mismo y el fluido fluye a través del intercambiador de calor de placas, y en el que la parte más alta de la carcasa se utiliza como un separador de líquido.

15 El uso de un evaporador sumergido es un método conocido de transmisión de calor entre dos medios separados. Uno de los métodos comúnmente conocidos consiste en incorporar un intercambiador de calor de placas cilíndrico en una carcasa cilíndrica. Por encima de esta carcasa se monta un separador de líquido que normalmente tiene el mismo tamaño que la carcasa que encierra el intercambiador de calor de placas. Esta solución presenta, entre otros, el inconveniente de que se ocupa relativamente mucho espacio en altura al mismo tiempo que, debido a la altura de la unidad, existe una gran presión estática que frena la evaporación, particularmente a temperaturas más bajas, con lo cual se reduce la eficiencia. Además, se produce una pérdida de presión entre el evaporador y el separador de líquido apartado, que también reduce la capacidad.

25 En el documento EP 0 758 073 se describe un dispositivo de refrigeración en un circuito refrigerante cerrado para enfriar un medio de transferencia de frío, en particular, una mezcla de agua/salmuera, en el circuito refrigerante de un compresor que aspira un refrigerante gaseoso desde un calderín de vapor, comprimiendo dicho refrigerante y suministrándolo a alta presión a un condensador, desde el que, tras la expansión de la presión, el refrigerante líquido se suministra a través del espacio de líquido del calderín de vapor a un evaporador, en el que se extrae calor del medio de transferencia de frío a consecuencia de la evaporación del refrigerante, y desde el que se suministra el refrigerante gaseoso una vez más al espacio de vapor del calderín de vapor, estando la superficie de intercambio de calor del evaporador diseñada como un intercambiador de calor de placas con los medios transportados en corrientes cruzadas y a contracorriente entre sí y estando dispuesta en el espacio líquido del tambor de vapor, en el que la superficie de intercambio de calor del intercambiador de calor de placas está sumergida en el tambor de vapor, diseñado como un alojamiento resistente a la presión, de manera que la pieza de conexión de alimentación y la pieza de conexión de descarga estén dispuestas en un lado y la cámara de desviación para que el medio de transferencia de frío fluya horizontalmente a través del intercambiador de calor de placas esté dispuesta en el otro lado, fuera del alojamiento del calderín de vapor y definiendo unos conductos de caída para el refrigerante que se hace circular mediante una circulación natural a consecuencia de la gravedad, que se forman entre las dos paredes laterales del intercambiador de calor de placas y las paredes de alojamiento del calderín de vapor que son paralelas a las mismas.

40 En esta solución, parte del intercambiador de calor se coloca fuera del calderín de vapor. Las diferentes partes del intercambiador de calor se someten a presiones diferentes; la parte situada en el exterior del calderín se somete a la presión atmosférica, mientras que la parte situada en el interior del calderín se somete a la presión de evaporación que existe dentro del calderín. En función del medio refrigerante utilizado, la diferencia de presión puede ser muy alta. El intercambiador de calor tiene forma de caja, y esa forma deja mucho espacio no utilizado alrededor de la caja, especialmente debajo de la caja y a lo largo de los dos lados. Este espacio ocupa un gran volumen de medio refrigerante no utilizado. La resistencia del intercambiador de calor en forma de caja resulta insuficiente si se produce una gran diferencia de presión. En una realización, el volumen pasivo se reduce mediante unos volúmenes de llenado colocados cerca de la parte inferior del calderín. La presión estática alrededor del intercambiador de calor es relativamente alta debido al calderín en posición vertical y la presión estática reduce la evaporación debido a que las burbujas de vapor formadas por evaporación poseen unos tamaños reducidos.

55 En el documento US 4.437.322 se describe un montaje intercambiador de calor para un sistema de refrigeración. El montaje es una construcción de recipiente único que tiene un evaporador, un condensador y un subenfriador instantáneo. Una placa situada en el interior de la cubierta separa el evaporador del condensador y el subenfriador instantáneo, y una partición dentro del recipiente separa el condensador del subenfriador instantáneo. El montaje intercambiador de calor incluye una cubierta cilíndrica que tiene una pluralidad de tubos dispuestos en paralelo al eje longitudinal de la cubierta cilíndrica.

60 Mediante la colocación de los tubos en el interior de la cubierta, no hay diferencia de presión sobre el intercambiador de calor, pero el intercambiador de calor tiene una superficie reducida ya que está formada por tubos longitudinales. Sobre el intercambiador de calor existe únicamente un espacio limitado, y se puede aspirar una pequeña cantidad de refrigerante líquido hacia el exterior del recipiente.

65 En el documento US 4,073,340 también se divulga un montaje intercambiador de calor. Un intercambiador de calor del tipo en forma de placa con una pila de placas de transferencia de calor con espaciado relativamente fino. Las placas del intercambiador de calor se disponen para definir conjuntos de conductos múltiples de fluido a

contracorriente para dos medios fluidos separados que se alternan entre sí. Los conductos de un conjunto comunican con orificios de colector opuestos situados en lados opuestos de la matriz de núcleo. Los conductos del otro conjunto atraviesan la pila pasando más allá de los colectores en una disposición a contraflujo y están conectados con las partes de entrada y salida de un alojamiento contenedor. Un montaje de dos placas dispuestas de manera opuesta establece colectores integrales para uno de los medios fluidos a través de los orificios y el conducto de fluidos definido entre las placas. Una tercera placa unida a la misma define además un conducto para que el segundo medio fluido fluya entre las partes de entrada y salida del alojamiento. Los diversos conductos de fluidos pueden estar provistos de elementos de resistencia al flujo, tales como placas amortiguadoras, para mejorar la eficiencia de la transferencia de calor entre fluidos de contraflujo adyacentes. En cada conjunto de orificios alineados, se forman anillos, alternativamente grandes y pequeños, en disposición anidada de manera que los orificios formados por placas adyacentes comunican los espacios interiores entre las placas. Tal construcción permite la comunicación con los orificios alineados de canales de fluido alternos que están cerrados al exterior entre las placas de intercambio de calor. En la fabricación de una matriz de núcleo, las piezas se forman y se limpian y la aleación de soldadura fuerte se deposita sobre las mismas a lo largo de las superficies que se van a unir. Después se apilan las piezas en la configuración anidada natural seguida de soldadura fuerte en un horno con una atmósfera controlada. La soldadura fuerte se lleva a cabo fácilmente debido a la construcción de sellado de la disposición anidada descrita.

Este intercambiador de calor está diseñado para un intercambio de calor de aire a gas. Si las placas se utilizan dentro de un evaporador, la forma de las placas da lugar a que la carcasa contenga un gran volumen de refrigerante no utilizado.

En el documento US 3,879,215 se divulga una caldera de vacío para la cristalización del azúcar por ebullición continua de un jarabe de azúcar espeso. La mezcla de jarabe y cristales en proceso de formación forman una masa cocida. La caldera comprende una carcasa cilíndrica alargada horizontal y estanca al vapor dividida en compartimientos por particiones verticales. Las particiones consisten en discos verticales fijados transversalmente dentro de la caldera con un segmento menor que falta de la parte superior de cada disco a lo largo de una línea horizontal, para proporcionar un espacio de vapor común que se extiende por encima de los compartimientos de toda la longitud de la caldera. Las particiones alternadas están provistas, respectivamente, con aberturas de subdesbordamiento y con vertederos de desbordamiento. Las aberturas de subdesbordamiento consisten en segmentos menores cortados a lo largo de una línea horizontal a través de la parte inferior de las particiones apropiadas. Los vertederos de desbordamiento se proporcionan por partes cortadas a lo largo de una línea horizontal a través de toda la anchura de las otras particiones. Los vertederos de las particiones mantienen el nivel de masa cocida en la caldera a una altura adecuada. Las particiones se extienden hasta una altura intermedia entre un eje longitudinal y la parte superior de la carcasa. Los compartimientos están provistos de medios de calefacción por vapor que comprenden una pluralidad de placas de calentamiento huecas y separadas, entre las que puede fluir la masa cocida. Las placas calefactoras son parcialmente circulares, siguen los lados de la carcasa cilíndrica y tienen una forma similar a las particiones con partes recortadas en la parte superior y en la parte inferior pero ligeramente más pequeñas. El vapor se alimenta a las placas calefactoras por entradas y el vapor agotado fluye por las salidas condensadas.

La invención descrita en el documento WO 97/45689 se refiere a un intercambiador de calor que tiene una pila de placas y comprende una primera y una segunda placa que se disponen alternativamente en filas y entre las que se forman un primer y un segundo canal, estando estos canales conectados a través de una primera y una segunda zona de conexión con una primera y una segunda abertura de conexión. Las primeras aberturas de conexión, las primeras zonas de conexión y los primeros canales están totalmente separados de los segundos. La primera y segunda placa tiene cada una en ambos lados una pluralidad de canales principales sustancialmente rectas que están alineadas en paralelo en cada placa. Los primeros canales y los segundos canales consisten en unos primeros y segundos canales principales y unos terceros y cuartos canales principales que forman entre sí un primer ángulo y están formados en ambos lados de un primer plano de conexión y un segundo plano de conexión en forma de medios canales abiertos hacia el plano de conexión. Los cuartos canales principales y los segundos canales principales están formados en un lado de una primera placa y segunda placa y los primeros canales principales y los terceros canales principales están formados en el otro. Las placas son láminas de metal cuyos canales principales en ambos lados tienen forma de nervadura que aparecen en un lado de la lámina metálica como depresiones y en el otro como proyecciones en forma de rebabas. En un lado de la lámina metálica se proporciona una superficie de contacto a lo largo de la periferia y, en el otro, se proporcionan dos zonas de contacto, cada una conteniendo una abertura de un conducto, de manera que uniendo las láminas metálicas con los mismos lados o planos en cada caso, las superficies de contacto y las zonas de contacto siempre están en contacto las unas con las otras alternativamente y están firmemente conectadas entre sí, particularmente soldadas de manera blanda o soldadas de manera dura entre sí, para separar los primeros y segundos canales de manera estanca ante los escapes.

Estos problemas se han intentado resolver en otro tipo conocido en el que en la misma carcasa única se incorporan un intercambiador de calor de placas y un separador de líquidos. Esto se divulga, por ejemplo, en el documento US 6,158,238. En este documento se describe un intercambiador de calor que está construido con una carcasa cilíndrica que tiene un diámetro que es notablemente mayor que el diámetro del intercambiador de calor de placas cilíndrico integrado, por lo cual el intercambiador de calor de placas dispuesto en la parte inferior de la carcasa

puede sumergirse en un refrigerante principal mientras todavía hay espacio para una función separadora de líquido. Esta solución proporciona una presión estática relativamente baja, y no tampoco aparecen problemas de caída de presión entre el evaporador y el separador de líquido a medida que se construyen juntos. Sin embargo, este tipo de intercambiador de calor de placa sumergida y carcasa tiene la gran desventaja de que se requiere un llenado de refrigerante principal muy grande y en muchos casos inaceptable, mientras que una gran parte del llenado se proporciona en realidad de manera únicamente pasiva e inútilmente entre la carcasa e intercambiador de calor de placas. La eficiencia del sistema en comparación con las necesidades de espacio tampoco resulta óptima ya que mediante este diseño se necesita una carcasa con un diámetro que a menudo se encuentra dentro del intervalo 1,5-2 veces el diámetro del intercambiador de calor de placas integrado.

Otra desventaja muy importante de los sistemas anteriores consiste en que el mezclado tiene lugar en el refrigerante principal entre el flujo dirigido hacia arriba que procede de la evaporación del refrigerante principal y el refrigerante en estado líquido que está volviendo a la parte inferior de la carcasa. Por ello, en la parte inferior de la carcasa puede darse una falta de refrigerante, por la cual se reduzca la eficiencia considerablemente.

El objetivo de la invención consiste en describir un intercambiador de calor de placas utilizado como un evaporador sumergido que puede funcionar con una capacidad notablemente aumentada en comparación con los intercambiadores de calor de la técnica anterior, en el que el intercambiador de calor no requiere más espacio que en los evaporadores de la técnica anterior, y además cuando se necesita un volumen de llenado de refrigerante principal considerablemente menor que en las unidades de la técnica anterior.

Esto puede lograrse con un intercambiador de calor que está hecho de un contorno exterior que sigue sustancialmente el contorno inferior de la carcasa y el nivel de líquido en funcionamiento del refrigerante principal cuyo intercambiador de calor de placas comprende placas, estando las placas provistas de un patrón de ranuras de guía, en el que las ranuras de guía de cada placa en un borde superior de las placas están apuntando en direcciones opuestas en lados respectivos de un plano central longitudinal vertical de la carcasa cilíndrica hacia la periferia interior de la carcasa en el lado respectivo del plano central longitudinal vertical de la carcasa cilíndrica con un ángulo mayor que 0° y menor que 90° con relación al nivel. Con tal diseño del intercambiador de calor de placas, el tamaño de todo el evaporador puede optimizarse de manera que se ocupe sustancialmente menos espacio que en los tipos de evaporador sumergido de la técnica anterior con la misma capacidad. La razón principal de esto consiste en que el volumen interno se utiliza mejor. Además, un evaporador sumergido de este tipo tiene una presión estática mínima y una pérdida de presión mínima entre el evaporador y el separador de líquido y, por supuesto, un llenado sustancialmente menor que un evaporador tradicional con la misma capacidad. El intercambiador de calor de placas está hecho con una forma que sigue el contorno interno de la carcasa. Normalmente, se trata de una carcasa cilíndrica con una forma tradicional con extremos soldados o atornillados en la que se ajusta internamente un intercambiador de calor de placas que tiene una forma parcialmente cilíndrica, por ejemplo, una forma semicilíndrica y un diámetro exterior que es de 5-15 mm menor que el diámetro interior de la carcasa. Con este diseño, se logra un evaporador sumergido con un llenado de refrigerante principal notablemente reducido. Con el fin de obtener el máximo efecto del evaporador sumergido, se debe sumergir, tal como se indica, y con un evaporador sumergido según la invención, se requiere únicamente un volumen limitado ya que existe únicamente un volumen mínimo de desperdicio, es decir, no se deben llenar grandes áreas pasivas entre los lados del intercambiador de calor y la carcasa por el refrigerante principal. Según la invención, se construye un intercambiador de calor de placas con placas que tienen grabado un patrón de ranuras de guía que apuntan hacia la periferia interior de la carcasa en el borde superior de las placas con un ángulo mayor que 0° y menor que 90° con respecto al nivel, y preferentemente con un ángulo de entre 20° y 80°. Con estas ranuras de guía se logra traer de vuelta el refrigerante no evaporado de forma más rápida y más óptima a medida que el refrigerante es conducido hacia la periferia interior de la carcasa y después fluye hacia abajo a lo largo de los lados de la carcasa y de vuelta hacia la parte inferior fondo del intercambiador de calor de placas. De esta manera, se mejora la acción de separación de líquidos, puesto que se asegura, por ello, que el posible líquido transportado permanece en el separador de líquido/carcasa.

Las ranuras de guía podrían apuntar hacia la periferia interior de la carcasa en el borde superior de las placas con un ángulo de 60° con respecto al nivel.

En una realización de la invención, el intercambiador de calor de placas se diseña de manera que los lados longitudinales del intercambiador de calor de placas estén cerrados para el flujo entrante o saliente del refrigerante principal entre las placas del intercambiador de calor de placas, y porque en la parte inferior del intercambiador de calor de placas se proporciona al menos una abertura a través de la cual el refrigerante principal fluye entre las placas del intercambiador de calor de placas. Con estos lados cerrados se consigue la ventaja de que el líquido transportado con el refrigerante evaporado puede volverse a llevar a la parte inferior del intercambiador de calor de placas sin mezclar el líquido refrigerante que se evapora y el refrigerante no evaporado en su camino de vuelta hacia la parte inferior del evaporador.

En una variante preferente de la invención, se proporcionan placas de guía longitudinales que se extienden desde un área en la proximidad del lado superior del intercambiador de calor de placas y hacia abajo contra la parte inferior de la carcasa, en huecos longitudinales que aparecen entre el intercambiador de calor de placas y la carcasa, en la

que la extensión hacia abajo de las placas de guía tiene una magnitud tal que un área longitudinal en la parte inferior del intercambiador de calor de placas se mantenga libre de placas de guía, en la que el refrigerante principal puede fluir entre las placas del intercambiador de calor de placas. Mediante este diseño también se consigue que el líquido que fluye hacia abajo no se mezcle con líquido que fluye hacia arriba, por lo cual se incrementa considerablemente la eficiencia del intercambiador de calor en el evaporador sumergido.

Un intercambiador de calor de placas según la invención puede adaptarse de manera que el fluido pueda fluir hacia y desde el intercambiador de calor de placas a través de una conexión de entrada y una conexión de salida, respectivamente, en el borde superior de las placas. Alternativamente, el fluido puede fluir hacia y desde el intercambiador de calor de placas a través de una conexión en la parte inferior de las placas y una conexión en el borde superior de las placas, respectivamente. Otra alternativa consiste en que el fluido pueda fluir hacia y desde el intercambiador de calor de placas a través de una conexión en la parte inferior de las placas y dos conexiones en el borde superior de las placas, respectivamente. Con estas posibilidades de conexión, dicho evaporador sumergido puede adaptarse a muchas condiciones de funcionamiento diferentes, en las que las diferentes disposiciones de conexión pueden relacionarse con ventajas por diferentes razones. La dirección del flujo se puede elegir libremente, en función de las condiciones de funcionamiento reales.

Finalmente, un intercambiador de calor de placas según la invención puede incluir un colector de succión dispuesto en la parte "seca" de la carcasa y se puede extender en la dirección longitudinal del evaporador con una longitud que corresponde sustancialmente a la longitud del intercambiador de calor de placas. Este colector tiene el efecto de que, debido a la succión uniforme de los gases, se mejora la acción de separación de líquidos y el tamaño de la carcasa puede mantenerse a un nivel mínimo y, posiblemente, reducirse.

A continuación, se describe la invención haciendo referencia a los dibujos, que sin limitación muestran una realización preferente de un evaporador sumergido según la invención, en los que:

- la figura 1 muestra el tipo de evaporador sumergido de la técnica anterior con un intercambiador de calor de placas sumergido;
- la figura 2 muestra una sección transversal de un evaporador sumergido con un intercambiador de calor de placas según la invención visto desde el extremo;
- la figura 3 muestra un evaporador sumergido visto de lado;
- la figura 4 muestra la posición de las placas de guía;
- la figura 5 muestra el posible diseño de las ranuras de guía en las placas del intercambiador de calor, y
- la figura 6 muestra diferentes posibilidades de conexión para el fluido.

En la figura 1 se observa un evaporador sumergido 2 de la técnica anterior con un intercambiador de calor de placas 4 sumergido. La carcasa 6 tiene un diámetro que normalmente es de 1,5 a 2 veces mayor que el diámetro del intercambiador de calor de placas 4 cilíndrico, lo que es necesario, puesto que el intercambiador de calor de placas 4 cilíndrico se debe cubrir con el líquido refrigerante principal 10 mientras que al mismo tiempo debe quedar espacio suficiente para la función de separación de líquidos. Como consecuencia natural de la diferencia de diámetro entre el intercambiador de calor de placas 4 y la carcasa 6 circundante, se proporciona un volumen relativamente grande en los lados 8 del intercambiador de calor, llenado con refrigerante principal 10. Sin embargo, este gran volumen también es necesario para asegurar que no se mezclen demasiado el refrigerante 10, que está bajando hasta la parte inferior del evaporador 12, y el refrigerante 10 que se evapora entre las placas del intercambiador de calor de placas.

La figura 2 muestra un evaporador sumergido 14 con un intercambiador de calor de placas 4 según la invención, en el que se ve claramente que el intercambiador de calor 4 llena casi por entero la parte sumergida de la carcasa 6 y, de este modo, no requiere llenarlo tanto con refrigerante principal 10 como en la técnica anterior. La sección transversal mostrada en esta figura ilustra que el intercambiador de calor 4 tiene una sección transversal semicilíndrica, pero, por supuesto, puede hacerse con cualquier tipo concebible de sección transversal cilíndrica parcial o con otra forma que utilice de manera óptima la forma real de la carcasa 6. Normalmente, el intercambiador de calor de placas 4 puede estar provisto de una parte inferior 16 recortada o plana tal como se representa en la figura 4.

En la figura 3 se observa la misma unidad que en la figura 2, pero aquí se muestra una sección longitudinal de la unidad 14, es decir, en una vista lateral. En esta figura se observa un colector de succión 18 dispuesto en el interior de la carcasa 6 en la parte seca 20 constituida por el separador de líquido. Este colector 18 proporciona una utilización optimizada del refrigerante evaporado 10 y, de ese modo, un aumento en la eficacia. En el extremo de la carcasa 6 se observa la conducción de entrada de las conexiones 24 en las que el fluido 26 es conducido hacia el interior y el exterior, respectivamente, del intercambiador de calor de placas 4. La dirección del flujo puede elegirse libremente en función de diversas condiciones.

El intercambiador de calor de placas 4, como se ha mencionado anteriormente, puede estar equipado con placas de guía 28 entre los lados del intercambiador de calor 4 y de la carcasa 6. En la figura 4 aparece un ejemplo de colocación de placas de guía 28. Además se observa que la carcasa 6 puede reforzarse con uno o más tirantes 30

horizontales fijados entre las placas de extremo 22. Una solución alternativa para asegurar que el refrigerante 10, que va de vuelta hacia la parte inferior 12 de la carcasa 6, no se mezcle con el refrigerante evaporado 10 ni sea transportado por el mismo, consiste en la soldadura de placas individuales 34 a lo largo de los lados 8 del intercambiador de calor de placas; alternatively, las placas individuales pueden estar diseñadas de manera que, cuando estén montadas, estén situadas muy cerca las unas de las otras, con lo que se obtiene el mismo efecto. Con esta solución se asegura un conducto 32 entre el intercambiador de calor 4 y la carcasa 6, en el que el refrigerante 10 puede fluir libremente hacia la parte inferior 12 de la carcasa 6. En la parte inferior 12 del intercambiador de calor de placas hay, por supuesto, libre acceso entre las placas 34 de manera que el refrigerante principal 10 pueda fluir entre las placas 34 y evaporarse.

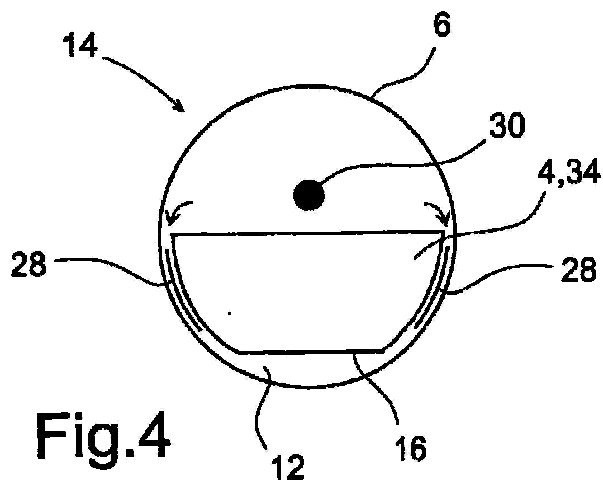
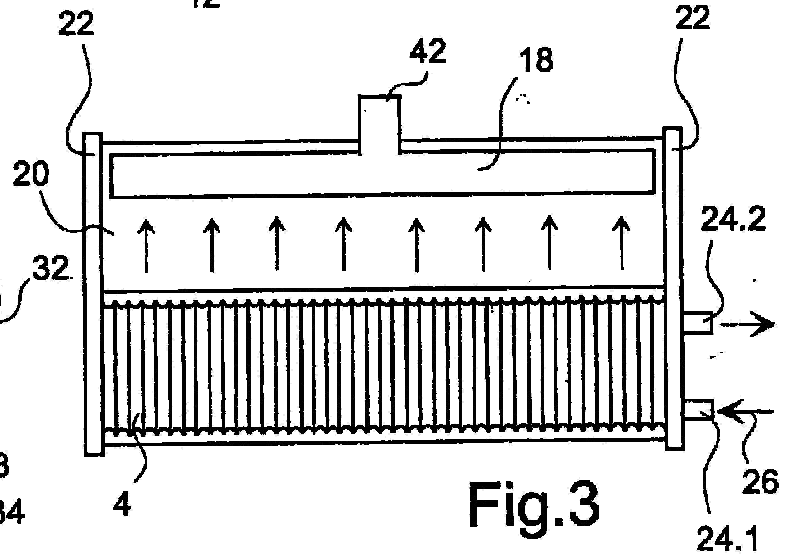
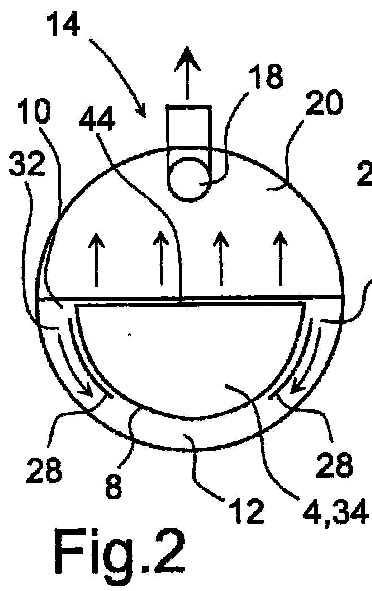
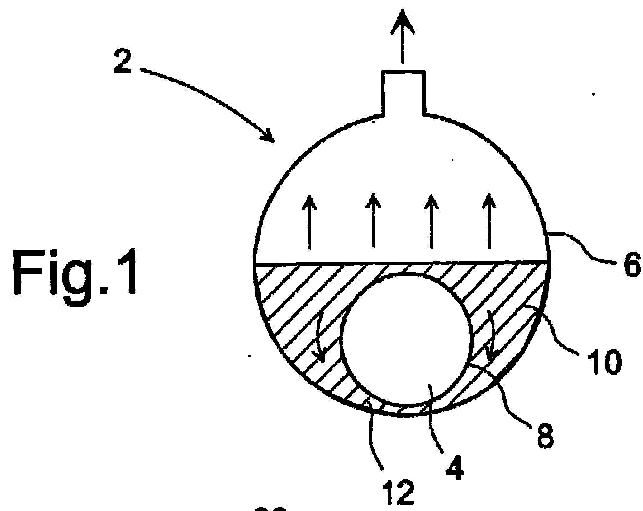
Las placas 34 individuales, de las que está compuesto el intercambiador de calor de placas 4, tienen grabado normalmente un patrón denominado ranuras de guía 36, véase la figura 5 y tienen el objetivo de asegurar una transferencia de calor más óptima así como contribuir a que los refrigerantes 10 respectivos se conduzcan óptimamente a través del intercambiador de calor 4. En el borde superior 44 del intercambiador de calor de placas 34, estas ranuras 36 normalmente están dirigidas contra la carcasa 6 con un ángulo mayor que 0° y menor que 90°, y en la figura 5 el ángulo es de aproximadamente 60° con respecto al nivel. Resulta evidente que este ángulo puede variar, en función del diseño del resto del sistema. Además, está claro que la dirección de la boca de estas ranuras de guía 36 no tiene necesariamente ninguna conexión con la manera en que están diseñadas las ranuras 36 en el área restante de las placas 34. Como se ha mencionado anteriormente, este diseño se determina a partir de los aspectos de la transmisión de calor.

En la figura 6 se observan tres posibilidades diferentes para la conexión 24 de tuberías para el fluido 26. La figura 6.1 muestra la entrada 24.1 en el lado derecho y la salida 24.2 en el lado izquierdo del intercambiador de calor de placas 4, y la figura 6.2 muestra la entrada 24.1 en la parte inferior 12 del intercambiador de calor de placas 4 y la salida 24.2 en la parte superior 44 en el medio. Finalmente, la figura 6.3 muestra la entrada 24.1 en la parte inferior 12 como se muestra en la figura 6.2, pero aquí hay dos conexiones de salida 24.2 en las esquinas del borde superior 44 del intercambiador de calor 4. Las posibilidades de conexión mostradas son solo ejemplos y no tienen que considerarse, de ninguna manera, como limitantes para la elección de la disposición de conexión. El fluido puede ser de una sola fase, pero también puede ser, por ejemplo, un gas de condensación.

La transmisión de calor se produce desde el fluido 26 hacia el refrigerante principal 10, con lo que el refrigerante principal 10 se calienta a una temperatura por encima del punto de ebullición del medio. Por lo tanto, se produce una ebullición con la formación de burbujas de vapor en el refrigerante principal 10. Estas burbujas de vapor se desplazan hacia arriba en los conductos formados entre las placas 34 del intercambiador de calor. Simultáneamente, las burbujas que se elevan dan lugar a un flujo de líquido ascendente, aumentando la eficiencia del evaporador. Al mismo tiempo, el flujo ascendente da lugar a un flujo descendente en los conductos 32, en los que el refrigerante principal 10 fluye hacia abajo, principalmente en forma líquida. De esta manera, se asegura un flujo eficiente alrededor y a través de los conductos del evaporador.

## REIVINDICACIONES

1. Un evaporador sumergido (14) que comprende un intercambiador de calor de placas (4) y una carcasa cilíndrica (6), estando dicho intercambiador de calor de placas (4) dispuesto en la carcasa (6), teniendo una forma parcialmente cilíndrica y teniendo al menos una conexión de entrada (24.1) y al menos una conexión de salida (24.2) para el fluido (26), donde el intercambiador de calor de placas está situado al nivel de una mitad inferior de la carcasa (12), en la que fluye un refrigerante principal (10) alrededor del intercambiador de calor de placas (4) y a través del mismo y el fluido (26) fluye a través del intercambiador de calor de placa (4), y en donde una parte más alta de la carcasa (6) se utiliza como un separador de líquido, en donde el intercambiador de calor de placas (4) está hecho con un contorno exterior que durante el funcionamiento sigue sustancialmente un contorno inferior de la carcasa (6) y un nivel de líquido del refrigerante principal (10), comprendiendo dicho intercambiador de calor de placas (4) placas (34), **caracterizado por que** las placas (34) están provistas de un patrón de ranuras de guía (36), en donde las ranuras de guía (36) de cada placa (34) en un borde superior (44) de las placas están apuntando en direcciones opuestas en lados respectivos de un plano central longitudinal vertical de la carcasa cilíndrica hacia una periferia interior de la carcasa (6) en el lado respectivo del plano central longitudinal vertical de la carcasa cilíndrica con un ángulo mayor de 0° y menor de 90° con relación al nivel del líquido.
2. Un evaporador sumergido según la reivindicación 1, **caracterizado por que** las ranuras de guía (36) apuntan hacia una periferia interior de la carcasa (6) en un borde superior (44) de las placas con un ángulo de entre 20° y 80°.
3. Un evaporador sumergido según la reivindicación 2, **caracterizado por que** las ranuras de guía (36) apuntan hacia la periferia interior de la carcasa (6) en el borde superior (44) de las placas con un ángulo de 60° con relación al nivel.
4. Un evaporador sumergido según una de las reivindicaciones 1-3, **caracterizado por que** los lados longitudinales del intercambiador de calor de placas (8) están cerrados para la entrada o la salida del refrigerante principal (10) entre las placas (34) del intercambiador de calor de placas (4), y por que en la parte inferior (12) del intercambiador de calor de placas (4) hay provista al menos una abertura a través de la cual fluye el refrigerante principal (10) entre las placas (34) del intercambiador de calor de placas.
5. Un evaporador sumergido según cualquiera de las reivindicaciones 1-4, **caracterizado por que** está adaptado para que el fluido secundario (26) fluya hacia y desde el intercambiador de calor de placas (4) a través de una conexión de entrada (24.1) y una conexión de salida (24.3), respectivamente, en un borde superior (44) de las placas.
6. Un evaporador sumergido según cualquiera de las reivindicaciones 1-5, **caracterizado por que** está adaptado para que el fluido (26) fluya hacia y desde el intercambiador de calor de placas (4) a través de una conexión (24) en la parte inferior (12) de las placas (34) y una conexión (24) en un borde superior (44) de las placas, respectivamente.





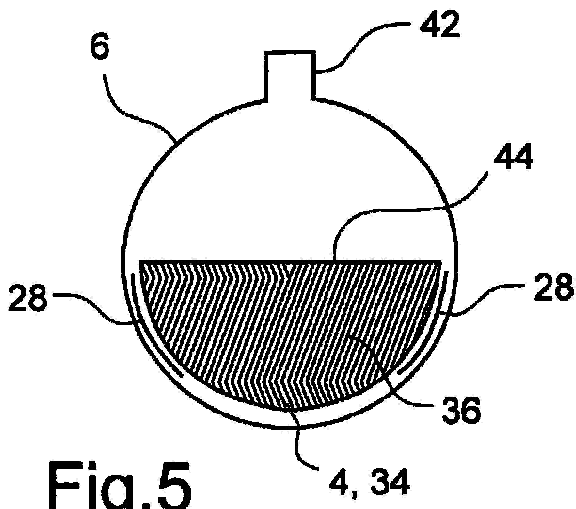


Fig. 5

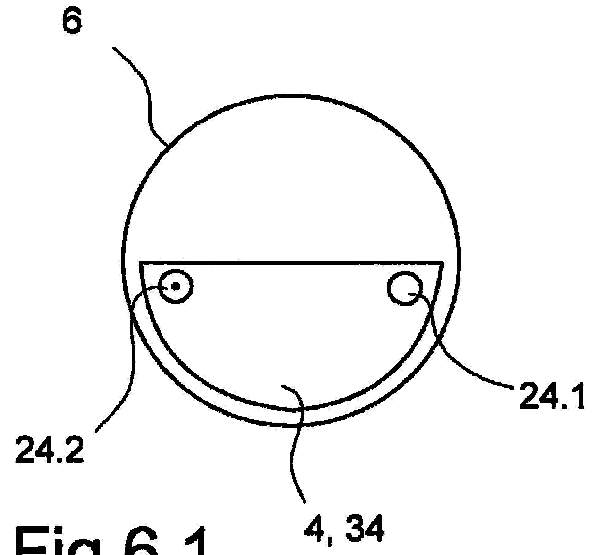


Fig. 6.1

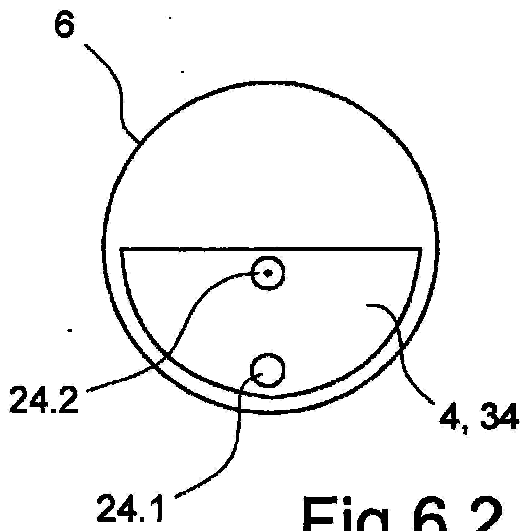


Fig. 6.2

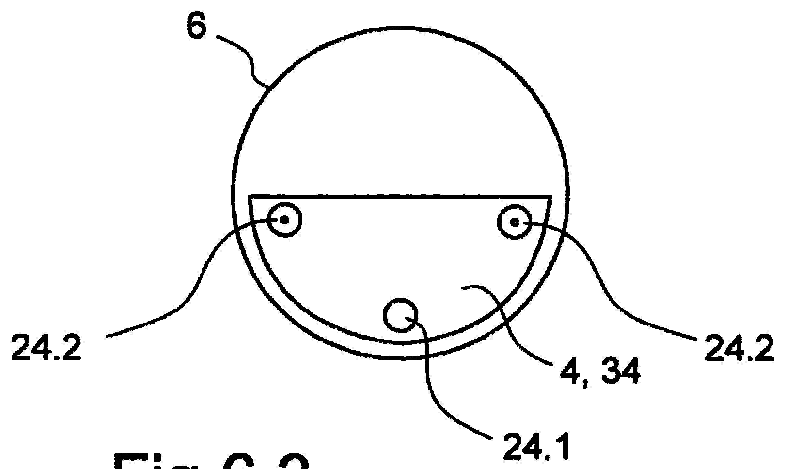


Fig. 6.3