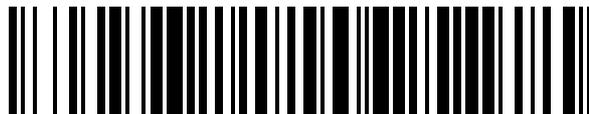


19



OFICINA ESPAÑOLA DE  
PATENTES Y MARCAS

ESPAÑA



11 Número de publicación: **1 214 854**

21 Número de solicitud: 201790012

51 Int. Cl.:

**F25B 30/00** (2006.01)

12

SOLICITUD DE MODELO DE UTILIDAD

U

22 Fecha de presentación:

**23.02.2016**

30 Prioridad:

**06.03.2015 IT AN2015A000036**

43 Fecha de publicación de la solicitud:

**27.06.2018**

71 Solicitantes:

**ARISTON THERMO S.P.A. (100.0%)  
Viale Aristide Merloni, 45  
60044 FABRIANO (AN) IT**

72 Inventor/es:

**CANESTRARI, Paolo y  
PERTICAROLI, Francesco**

74 Agente/Representante:

**MANRESA VAL, Manuel**

54 Título: **Transportador de aire para bomba de calor y bomba de calor que lo incorpora**

ES 1 214 854 U

## DESCRIPCIÓN

Transportador canalizado de aire para bomba de calor y sistema que lo incorpora.

5 El objetivo de la presente invención es unos medios destinados a mejorar un intercambiador de calor entre el aire y otros medios, siendo plano su lado frontal de entrada del aire.

En particular, dicho intercambiador de calor es un intercambiador de una bomba de calor.

10 Aún más en particular, dicho intercambiador de calor es el evaporador de una bomba de calor aire-agua o aire-aire en la que, por lo tanto, la fuente de calor es aire que atraviesa un evaporador, que presenta un transportador destinado a enviar el aire hacia el evaporador y en la que, aunque solo preferentemente, dicha bomba de calor, si es del tipo aire-agua:

- 15
- está destinada a producir agua caliente doméstica;
  - está destinada a un uso doméstico o a actividades comerciales;
  - está destinada a instalarse en interiores, tales como, generalmente, salas técnicas, sótanos o trasteros;
  - utiliza aire como fuente de calor procedente de un entorno distinto al de la instalación;

20

Sin abandonar un punto de vista general, la descripción siguiente hará referencia en particular a las bombas de calor aire-agua anteriores; no obstante, lo que se describe se puede aplicar a cualquier conducto de aire en el que resulte apropiado dirigir o guiar el flujo de aire, por ejemplo antes de encontrarse con un intercambiador de calor.

25

En dichas bombas de calor, incluso si se instalan dentro de un edificio, el aire del exterior se utiliza casi siempre como fuente fría; por lo tanto, se dispone un conducto de alimentación para enviar el aire aspirado desde el exterior hacia el evaporador y un canal de expulsión hacia el exterior para el mismo aire.

30

Los conductos utilizados en las bombas de calor aire-agua presentan normalmente una sección circular con un diámetro creciente para aumentar los caudales de funcionamiento. Normalmente, en aplicaciones domésticas, los diámetros utilizados comercialmente son de 100, 125, 150, 160, 200 mm y, de todos modos, sugeridos por el fabricante. Las secciones

35 rectangulares se utilizan únicamente en aplicaciones con poco caudal. Las figuras

comprendidas en la descripción representan conductos circulares sin minimizar el punto de vista general de la presente invención.

5 El hecho de que la ubicación de la bomba de calor sea, siempre que sea posible, un sótano, implica que preferentemente la entrada de aire en la máquina se realiza elevada, de tal modo que se pueda acoplar a una canalización que desciende verticalmente por lo menos desde el nivel del suelo, con un tubo acodado hasta un tramo anterior de conducto horizontal conectado con la entrada de aire en una pared exterior del edificio.

10 Por otra parte, por motivos de construcción, se prefiere que el evaporador de la bomba de calor se encuentre dispuesto verticalmente, por lo menos para poder expulsar con facilidad, aguas abajo, el aire que por lo tanto tiene que atravesarlo con la dirección horizontal del flujo. Por lo tanto, en dichas bombas de calor, se dispone en la entrada de aire un transportador que desvía 90° la dirección del flujo de aire desde la vertical hasta la  
15 horizontal. El transportador tiene una entrada a la que se acopla un conducto vertical que sustancialmente se encuentra casi siempre precedido, tal como se ha descrito, mediante por lo menos una desviación adicional de 90° en un tubo acodado.

Las desviaciones bruscas del flujo de aire provocan fuertes turbulencias y la falta de  
20 uniformidad del flujo y, como consecuencia de ello, unas mayores pérdidas de carga y una mala distribución del aire en el evaporador. Ello resulta desventajoso para la eficiencia de la máquina y constituye una fuente de ruido molesto.

Después de todo, la máquina y los conductos de alimentación se deben diseñar para que  
25 sean tan poco voluminosos como resulte posible y, por lo tanto, no existe la posibilidad de disponer de curvas de conexión suaves en cada cambio de dirección de los mismos.

Con relación a la técnica anterior, por ejemplo, en el documento US n. 2014000841A1 se describe un aparato refrigerante para gases comprimidos provisto de un intercambiador de  
30 calor que enfría dichos gases. Para reducir las caídas de presión del flujo de gas que atraviesa dicho intercambiador, la sección de entrada presenta un transportador rectilíneo con elementos divisores internos dispuestos de un modo regular, que dividen uniformemente la sección del conducto, creando canales de paso con unas formas geométricas sustancialmente iguales entre sí.

35

El objetivo del transportador es reducir o eliminar los vórtices del flujo con una dirección transversal con respecto a la dirección de la velocidad de avance. La presente invención no proporciona medios que equilibren la velocidad de avance, sino que tiene en cuenta la componente rotacional que presenta el flujo al salir del compresor y actúa sobre la misma para mantener las caídas de presión reducidas.

De hecho, la componente transversal de la velocidad en la entrada, incluso asumiendo que presenta simetría axial, no es la misma con la distancia desde el eje de entrada y de este modo, una vez que se ha eliminado el remolino, se produce una componente axial que provoca una distribución axial de la velocidad que es simétrica alrededor de dicho eje, pero que no es uniforme en toda la sección de entrada. Puesto que el transportador descrito presenta unos canales que comienzan y continúan con las mismas secciones, el flujo en los mismos no será el mismo y, por lo tanto, la velocidad de salida no será uniforme.

Se pueden aplicar unas consideraciones similares al documento DE20121112 en el que ninguna de las posibles guías de flujo en las diversas formas de realización descritas, incluso si puede reducir el remolino o guiar el flujo, permite obtener una velocidad uniforme en la salida.

Tampoco el documento EP0940585, que se refiere a un transportador convergente, proporciona unas sugerencias útiles para resolver el problema de obtener una velocidad de salida uniforme. El documento describe cómo subdividir el transportador en varios canales cuya anchura es menor donde el radio de curvatura es inferior en el alcance de reducir los remolinos. De hecho, una distribución de velocidad muy probablemente irregular en la entrada se transmite a la salida con la misma proporción que presenta en la entrada y dichas diferencias de velocidad conservadas provocan unos nuevos remolinos y una velocidad irregular a la salida.

Un objetivo de la presente invención comprende reducir significativamente las turbulencias del aire en los conductos de alimentación y en el transportador aguas arriba del evaporador.

Un objetivo adicional de la presente invención comprende reducir el ruido del aire en los mismos conductos y en el transportador.

Un objetivo adicional, por lo menos de algunas variantes de la presente invención, es

mejorar significativamente la uniformidad de distribución del flujo de aire en la entrada del evaporador.

Un objetivo adicional de por lo menos algunas variantes de la presente invención es mejorar  
5 significativamente la eficiencia de la bomba de calor.

Un objetivo adicional de por lo menos algunas variantes de la presente invención es mejorar significativamente la capacidad refrigerante de la bomba de calor.

10 Las características y ventajas adicionales de la presente invención se pondrán más claramente de manifiesto mediante la descripción siguiente de una versión de la invención según las reivindicaciones principales y con algunas variantes preferidas según las reivindicaciones subordinadas, por ejemplo, en los dibujos adjuntos, en los que:

- 15 - La figura 1 representa la parte superior de una bomba de calor apta para utilizar lo aportado por la presente invención y que comprende unos conductos de alimentación de aire y de expulsión;
- la figura 2, en los detalles de (a) a (e), representa, en gráficos que comprenden perfiles y trazados, las distribuciones posibles de las velocidades del aire en los diversos  
20 tramos de un conducto desde un primer tramo aguas arriba en una zona recta indefinidamente larga (a) hasta un tramo posterior que se corresponde con un tubo acodado (b) hasta otros tramos rectilíneos adicionales (c), (d) y (e) aguas abajo del tubo acodado y a distancias crecientes desde los mismos; los perfiles indican patrones de velocidad en el plano de simetría del conducto y los trazados, con distintos patrones  
25 de velocidad claros y oscuros en el plano ortogonal al eje del conducto;
- la figura 3 representa esquemáticamente un transportador posible según la técnica anterior, observado en sección a lo largo de un plano de simetría vertical;
- la figura 4 representa esquemáticamente una forma de transportador posible según la presente invención observado en sección según un plano de simetría vertical;
- 30 - la figura 5 representa esquemáticamente un transportador posible según una forma de realización preferida de la presente invención, observado siempre en sección según un plano de simetría vertical;
- las figuras 6.a y 6.b representan una posible distribución de las velocidades medias del aire en la entrada del transportador, mediante un trazado en un plano ortogonal con  
35 respecto a la dirección de las mismas velocidades y siguiendo su perfil según un plano

paralelo a las mismas velocidades, respectivamente; la figura 6.a representa asimismo detalles de los medios según la presente invención;

- la figura 7 representa un detalle de la figura 5;
- la figura 8 es una representación axonométrica del mismo transportador de la figura 5;
- 5 - la figura 9 representa, en sección según el plano de simetría del conducto de alimentación de la figura 1, unos posibles deflectores de aire según la presente invención dispuestos en una curva que se encuentra en el mismo conducto;
- la figura 10 representa esquemáticamente una segunda forma de transportador posible según la presente invención observado en sección según su plano de simetría vertical;
- 10 - la figura 11 representa esquemáticamente, más detalladamente, el mismo transportador de la figura 5 y con dos secciones adicionales en planos ortogonales a las direcciones de entrada y salida del aire en el mismo transportador.

Cabe señalar que cualquier término espacial tal como "superior/inferior" utilizado  
15 posiblemente a continuación se refiere a la posición que presentan los elementos que se describirán en condiciones de funcionamiento mientras que los términos de posición relativa tales como "aguas arriba/aguas abajo", "precedido/seguido" se refieren al orden según el que los elementos descritos se encuentran con respecto al aire enviado al evaporador en condiciones de funcionamiento.

20

Todas las flechas indican la dirección de desplazamiento del aire destinado al evaporador.

La presente invención se describirá a continuación haciendo referencia a una aplicación preferida de la misma que se puede utilizar junto con el evaporador de una bomba de calor independientemente de que sea del tipo aire-aire o aire-agua.

25

La figura 1 representa la parte superior 1 (o cabezal 1) de una bomba de calor HP (independientemente de que sea del tipo aire-aire o aire-agua) instalada en un compartimento V. Junto con el cabezal 1, un conducto de alimentación 2 guía el aire aspirado desde el exterior E hacia la bomba de calor HP. Un conducto 3 de expulsión extrae  
30 aire de la bomba de calor HP, tras haber atravesado el evaporador, y lo traslada de nuevo al exterior E.

Del conducto de alimentación 2 se representan un posible tramo horizontal 201 que parte del exterior E seguido por un tubo acodado 202 seguido a su vez por un tramo vertical 203  
35 que se acopla a la bomba de calor HP.

Las figuras 3, 4 y 5 del cabezal 1 representan esquemáticamente algunos de los elementos principales de la bomba de calor HP, es decir, el alojamiento 101, el evaporador 102, la parte frontal del evaporador 106, sustancialmente plana, desde la que el aire entra en el evaporador, el ventilador 103, el transportador 104, la entrada de aire 105 en el transportador 104.

El transportador 104, conocido de por sí, se puede definir como una cámara de conexión entre la entrada de aire 105 y el evaporador 102 destinada a distribuir el flujo de aire tan uniformemente como resulte posible en la parte frontal del evaporador 106, que es rectangular.

Los cambios de dirección del flujo de aire y los cambios de sección desde la entrada de aire 105 hasta la parte frontal del evaporador 106 y, por último, la forma de esquina viva del transportador 104 que, según la técnica anterior, tal como se representa en la figura 3, es simplemente un volumen que ocupa mejor la parte del espacio interior del alojamiento 101, constituyen un obstáculo importante.

Dicha vorticidad se genera únicamente en parte mediante el cambio de dirección y sección dentro del transportador 104 ya que depende asimismo de la presencia o no del conducto de alimentación 2 y de la forma del mismo, así como de la presencia o no, en el interior de dicho conducto 2, de unos medios aptos para dirigir el aire proporcionado por la presente invención para reducir la vorticidad. Por lo tanto, para los propósitos de la presente invención, debe tenerse en cuenta, cuando se encuentra presente, incluso el conducto de alimentación 2, por lo menos a partir del último tubo acodado 202 antes del transportador, como parte esencial de la bomba de calor HP en los efectos, que se pueden cambiar según la presente invención, que produce aguas abajo.

A continuación, haciendo referencia a la figura 2, se describirá de modo cualitativo el estado del aire en el interior de un conducto de alimentación 2 válido para por lo menos los flujos de aire en las bombas de calor HP de aplicaciones domésticas ( $100 \div 700 \text{ m}^3/\text{h}$ ) y con los diámetros característicos de los canales ( $100 \text{ mm} \div 200 \text{ mm}$ ). Las velocidades resultantes implican un flujo de aire que siempre es turbulento.

En un conducto circular, en un tramo rectilíneo con un flujo de aire estabilizado, es decir,

que no se ve afectado por las perturbaciones sometidas corriente arriba, el perfil de las velocidades medias es tal como se representa en la figura 2.a: en la parte central el perfil es sustancialmente plano mientras que disminuye casi linealmente en los lados debido a los efectos de borde.

5

Una curva 202 (figura 2.b) debido a la presencia de un tubo acodado 202 altera el flujo; en el caso de una curva de  $90^\circ$ , la hidrodinámica del fluido se acelera en el trasdós de la curva y se desacelera en el intradós, lo que genera a la salida de la curva 202 un perfil medio de las velocidades tal como se representa. A la distancia  $L_0 = 0$  de la curva 202 se produce un pico de velocidad descentralizado desde el eje de la tubería y una zona de baja velocidad además de los vórtices marcados 204. El trazado correspondiente muestra cómo la aceleración en el trasdós de la curva 202 crea una redistribución en forma de "herradura" con la concavidad hacia el intradós. Este efecto es más acusado al aumentar los caudales y disminuir los diámetros.

10

Al aumentar las distancias ( $L_1 > L_0$ ) desde la curva 202 el desequilibrio del flujo tiende a disminuir con una redistribución de los flujos tal como en la figura 2.c al mismo tiempo existen vórtices 204.

15

En el caso en que  $L_2 > L_1$  (véase la figura 2.d), el flujo se redistribuye aún más con un perfil de velocidad que tiende a dicho turbulento ya observado en la figura 2.a pero que se alcanza realmente solo a una distancia marcada  $L_3 \gg L_1$  de la curva 202 (véase la figura 2.e).

20

El caudal de aire por unidad de área de sección de un conducto genérico observado ortogonalmente con respecto la dirección del flujo de aire que se define como "densidad del flujo" permite observar que dicha densidad del flujo presenta simetría central con respecto al eje de un conducto, en particular circular, en el que el flujo de aire no se ve alterado por las curvas aguas arriba 202 (véanse las figuras 2.a y 2.e), al mismo tiempo que, además de los vórtices, se produce una marcada asimetría central en los tramos como consecuencia de una curva ascendente 202.

25

En función de la distancia  $L_0$ ,  $L_1$ ,  $L_2$  o  $L_3$  entre el tubo acodado 202 y la entrada de aire 105, la distribución de las velocidades de aire correspondientes con la entrada de aire 105 se representará mediante una de las distribuciones observadas en las figuras 2.b a 2.e. Los

30

espacios estrechos disponibles generalmente en el compartimento de instalación V provocan que las distribuciones muy desequilibradas de las figuras 2b o 2c, con respecto a las distancias L0 y L1, respectivamente, desde el tubo acodado 202, con lo que se obtiene más probablemente un marcado desequilibrio del flujo en la entrada de aire 105. Dicho flujo no homogéneo que entra en la bomba de calor HP provoca una densidad de flujo muy desigual en la entrada del evaporador 102 con el consiguiente funcionamiento desequilibrado de la misma. Como es evidente para los expertos en la materia, ello provoca una distribución no homogénea de las temperaturas del aire a medida que atraviesa el evaporador 102; una reducción en la potencia de enfriamiento y, por consiguiente, en el rendimiento de la misma. De hecho, las operaciones se realizan a temperaturas inferiores a las teóricamente posibles para cualquier temperatura dada de entrada de aire y/o el calor en algunas de sus áreas no se puede absorber.

Otra consecuencia del flujo no homogéneo es que se formen turbulencias localizadas en el transportador 104 y aumente el ruido.

Sin embargo, las no uniformidades de la densidad del flujo y la formación de vórtices se originan, como ya se ha comentado, asimismo en el interior del transportador 104, independientemente de la distribución de la densidad del flujo en la entrada del mismo, no únicamente en la desviación sustancialmente de 90° que experimenta el aire cuando este entra verticalmente desde arriba, sino también en la variación de la forma de la sección del conducto, casi siempre circular, que se corresponde con la entrada de aire 105 y rectangular en la parte frontal del evaporador 106, y siempre divergente desde la entrada de aire 105 hacia la parte frontal del evaporador 106. Como consecuencia de ello, las no uniformidades de la densidad del flujo en la parte frontal del evaporador 106 se producen incluso sin el conducto de alimentación 2 provisto o no de curvas o de tubos acodados 202 y asimismo si el aire entra en el transportador 4 no verticalmente sino ortogonalmente con respecto a la parte frontal del evaporador 106 (véase la figura 10).

Según la presente invención, el problema de la no uniformidad de la densidad del flujo o por lo menos de la vorticidad del aire se resuelve parcialmente adoptando una forma cónica para el transportador 104 que, tal como se representa en las figuras 4, 5, 7, 8 y 10, pasa de continua y gradualmente desde la sección de entrada del aire 105, circular, a la sección de salida que se corresponde con el evaporador 102, rectangular.

35

Según una posible variante de la presente invención (véase la figura 9), que se puede utilizar junto con cualquier otra variante, se prevé que por lo menos el posible tubo acodado 202 inmediatamente aguas arriba de la entrada de aire 105 hacia el transportador 104 presente un deflector 206 que comprende unas aletas 207 destinadas a reducir la vorticidad del aire interior y aguas abajo del propio tubo acodado 202. Dichas aletas 207 son láminas

- que se encuentran en el interior del tubo acodado 202,
- ortogonales con respecto al plano de simetría del tubo acodado 202,
- con una sección de arco circular concéntrica a la curvatura del tubo acodado 202,
- 10 - separados apropiadamente entre sí para guiar el flujo de aire en los conductos 208 definidos por las mismas.

Gracias al deflector 206, el flujo de aire sale del tubo acodado 202 sustancialmente sin alteraciones según un perfil de velocidad que, independientemente del efecto del borde en todas las paredes del tubo acodado 202 y de las aletas 207, es sustancial y casi inmediatamente el que, sin el deflector 206, se toma del aire únicamente a dicha distancia L3 desde el tubo acodado 202. En última instancia, el perfil de velocidades de aire que se obtiene en la entrada de aire 105 carece sustancialmente de los vórtices representados en la figura 2.e.

20

Según una forma de realización preferida de la presente invención, se obtiene una reducción de los vórtices dentro del transportador 104, haciendo referencia a las figuras 5, 6, 7, 8 y 10, proporcionando al propio transportador 104 una pluralidad de guías de flujo 107 aptas para formar unos canales 108 que guían el flujo de aire desde la entrada de aire 105, en la que presentan una sección de entrada del área  $A_i$ , hacia la parte frontal del evaporador 106 en la que presentan una sección de salida del área  $S_i$ .

25

A partir de ahora se hará referencia a un transportador 104 provisto de dichos canales 108 como transportador canalizado 104.

30

Preferentemente, dichas guías de flujo 107:

- son paralelas a la dirección predominante del flujo de aire que entra en el transportador canalizado 104 correspondiéndose con su borde delantero 112;
- 35 - son ortogonales en la parte frontal del intercambiador 106 correspondiéndose con su

borde de salida 113.

Preferentemente, por motivos relacionados con la construcción, de dichas guías de flujo 107, las más externas de las mismas, que pueden ser dos paredes opuestas 109 del transportador canalizado 104, son láminas de espesor fino que:

- se inician en un borde frontal de las mismas 112 aguas arriba, sustancialmente desde la entrada de aire 105, hasta un borde de salida 113 de las mismas, aguas abajo hacia la parte frontal del evaporador 106;
- 10 - se extienden transversalmente, es decir, ortogonalmente con respecto al plano de simetría del transportador 104 en una anchura  $L_i$  (véanse las figuras 8 y 11) hasta las caras 110 del propio transportador canalizado 104;
- se encuentran separadas entre sí una distancia media  $D_i$ .

15 La forma de la sección de cada canal 108 y el área correspondiente  $A_{ci}$  varía de aguas arriba a aguas abajo a lo largo de las guías de flujo 107 desde dichos valores de entrada  $A_i$  y salida  $S_i$ , pero muy preferentemente de un modo gradual, sin discontinuidades.

Preferentemente y siempre que resulte posible, la sección de cada canal 108 se extiende en una dirección transversal; es decir, preferentemente y siempre que resulte posible, la distancia media  $D_i$  entre dos guías de flujo consecutivas 107 es inferior a su anchura  $L_i$ . Ello tiene claramente la finalidad de limitar la formación de vórtices.

Los medios representados hasta ahora según la presente invención son aptos para eliminar la vorticidad del aire de un modo cada vez más efectivo, tanto si se usan por separado como conjuntamente.

Sin embargo, un flujo de aire no uniforme en lo que se refiere a la densidad del flujo puede circular en la parte frontal del evaporador 106 incluso proporcionado por las guías de flujo 107 ya que la velocidad del aire que sale de los canales 108 puede ser distinta en cada canal.

Según una mejora adicional, por lo menos algunas de las guías de flujo 107, excepto las dos más exteriores si están constituidas por las dos paredes opuestas 109 del transportador canalizado 104, se pueden detener a una distancia de la parte frontal del evaporador 106 suficiente para formar unas cámaras de aire (no representadas en las figuras) entre los

bordes de salida 113 y la parte frontal del evaporador 106 pudiendo las diversas velocidades proporcionar uniformidad al mismo tiempo que originan algún movimiento de remolino.

5 Según otra mejora muy preferida, las guías de flujo 107 entran sustancialmente en contacto con la parte frontal del evaporador 106 con unas secciones de los canales 108, en los bordes de salida 113, de dicha área de salida  $S_i$  que en correspondencia, la densidad de flujo de aire es sustancialmente igual para cada canal y, por consiguiente, se produce una alimentación con la misma densidad de flujo en cada zona de la parte frontal del evaporador 106. Obviamente, ello equivale a decir que el aire debe salir a la misma velocidad de todos  
10 los canales 108.

Puesto que los anchos  $L_i$  de cada canal 108 se seleccionan, no necesariamente, pero muy convenientemente tan grandes como resulte posible partiendo de la entrada de aire 105 (con un límite superior sustancialmente impuesto únicamente por las restricciones en las  
15 dimensiones del evaporador 102 y el cabezal 1 de la bomba de calor HP), el tamaño apto de cada área de entrada  $A_i$  depende sustancialmente de la elección apropiada de cada distancia media correspondiente  $D_i$  en correspondencia con los bordes frontales (112). Habiendo establecido el tamaño de cada área de entrada  $A_i$  y, por lo tanto, el caudal de aire que entra en las mismas, la condición de que en correspondencia con los bordes de salida  
20 113 existe una densidad de flujo sustancialmente uniforme para todos los canales 108, determina las zonas de salida correspondientes  $S_i$ , entendiéndose, tal como se ha descrito, que la variación de sección de cada canal 108 de entrada a salida es muy apropiada para que sea gradual.

25 La figura 6 representa un modo simple de satisfacer dicha condición. Representa un tramo vertical 203 de un conducto de alimentación 2 a una distancia  $L_1$  desde un tubo acodado anterior 202 y, de este modo, con diferencias notables de velocidad. A una distancia apenas superior a  $L_1$ , el tramo vertical 203 se acopla con la entrada de aire 105. Las secciones de los canales 108 presentan, en los bordes frontales 112, la forma de sectores circulares  
30 comprendidos entre cuerdas paralelas sucesivas separadas  $D_i$  entre sí. Las zonas  $A_1, A_2, \dots, A_i, \dots, A_6$  de las secciones son variables según la velocidad del aire de entrada, de tal modo que cada canal 108 intercepta un flujo de aire igual. En este punto es suficiente que las áreas de salida  $S_i$  sean todas iguales entre sí para alimentar uniformemente el evaporador 102. Las zonas de salida iguales se obtienen, a su vez, disponiendo  
35 simplemente los anchos  $L_i$  iguales a la anchura de la parte frontal del evaporador 106 del

borde de salida y, por lo tanto, las distancias  $D_i$  son asimismo iguales.

Sin embargo, una solución tan sencilla puede no resultar la mejor desde el punto de vista de la eficiencia de la dinámica de fluidos ya que puede originar canales claramente divergentes  
 5 108 (aquellos que se inician con un área de entrada muy pequeña  $A_i$  puesto que interceptan el aire donde presenta las velocidades más elevadas) con posibles formaciones de vórtices y, por otro lado, asimismo canales convergentes.

10 Cuando se puede aplicar, un procedimiento mejor para seleccionar las secciones de los canales 108 comprende imponer que en cada uno de los mismos el área de la sección sea una fracción constante de la zona total del conducto de entrada que se dirige hacia la salida. En las fórmulas, dicha A, la suma de dichas áreas de entrada  $A_i$ , y S, la suma de las áreas de salida  $S_i$ , se originan, para cada canal  $i$ -ésimo 108 de los n canales 108,  $A_i/A = S_i/S$  y la condición de que dicha relación se mantiene a lo largo del desarrollo de cada canal; de tal  
 15 modo que los canales 108 con todas las secciones uniformemente divergentes se obtienen siendo  $A < S$ .

Además, se puede disponer para asignar a cada relación  $A_i/A$  un valor siempre igual o, preferentemente, distinto para uno o más canales 108 para obtener canales 108 cuyas  
 20 áreas de sección constituyen una fracción superior a la elegida para los otros canales; de este modo se pueden obtener uno canales 108 con una sección de paso superior cuando se considere menos necesario guiar el aire (debido a una menor velocidad y/o a la presencia de cambios de dirección menos bruscos).

25 En general, resulta obviamente posible diversas opciones alternativas, siendo las condiciones de distribución de las velocidades del aire en la entrada de aire 105 iguales, variando por lo menos tanto el número de guías de flujo 107 como las distancias  $D_i$  entre las mismas.

30 La figura 7, que indica en una escala una posible distribución concreta de las guías de flujo 107 según la presente invención, representa una solución en la que las distancias  $D_i$  entre dos paredes de guía posteriores 109 son, a diferencia del ejemplo anterior, claramente distintas asimismo en la proximidad de la evaporador 102 y, por lo tanto, las zonas de salida  $S_i$  son igualmente distintas y ello según una secuencia no intuitiva de distancias  $D_i$  pero que  
 35 realmente toma en consideración una pluralidad de factores hidrodinámicos que los expertos

en la materia conocen bien tales como, a título de ejemplo no limitativo:

- limitaciones con respecto a los anchos  $L_i$  dispuestos según el diámetro de la entrada de aire 105 y el patrón divergente de las caras 110;
  - 5 - pérdidas de carga a lo largo de las superficies de cada canal 108;
  - límites del grado de divergencia de cada canal 108 para evitar interrupciones en el flujo;
  - límites de las distancias  $D_i$  a fin de evitar formaciones de vórtices;
  - límites prácticos al número de canales 108;
  - 10 - variabilidad de la distribución de las velocidades del aire de entrada dentro de unos márgenes razonables (por ejemplo según los límites máximos y mínimos predefinidos de la distancia  $L$  de un tubo acodado 202 desde la entrada de aire 105);
  - etc.
- 15 Dichas condiciones son todas interdependientes y las múltiples soluciones se obtienen solo recursivamente con simulaciones hidrodinámicas en un ordenador mediante uno o más software(s) especializado(s).

Por ejemplo, se ha descubierto la configuración de la figura 7 utilizando el siguiente software  
20 muy conocido: Ansys Meshing, ANSYS CFX, ModeFRONTIER cuyo rendimiento no necesita detallarse ya que resulta conocido por los expertos en hidrodinámica.

Asimismo, se puede realizar la cuantificación de la distribución de las velocidades del aire en  
diversos puntos de un conducto corriente abajo de un tubo acodado con o sin deflector 206  
25 y en correspondencia con la entrada de aire 105 tanto experimentalmente como con ayuda de simuladores de hidrodinámicos.

Si es necesario, el diseño del deflector 206 puede utilizar asimismo el software anterior.

30 Se entiende que, según la forma de realización preferida de la presente invención, la condición indispensable para determinar la forma de los canales 108 es que el aire, con una densidad de flujo variable de zona a zona, salga de todos ellos hacia el evaporador 102 dentro de los márgenes predeterminados considerados como aceptables cuando dichos márgenes dependen sustancialmente del rango esperado o aceptable de variabilidad de la  
35 velocidad del aire en la entrada de aire 105.

Puesto que se ha observado que la distribución de la velocidad del aire es una función próxima a la distancia L de un tubo acodado 202 desde la entrada de aire 105, dicho intervalo esperado o aceptable de variabilidad de la distribución de la velocidad del aire en la entrada de aire 105 es equivalente a disponer un intervalo esperado o aceptable de variabilidad de la distancia L de dicho tubo acodado 202 desde dicha entrada de aire 105.

Naturalmente, si el intervalo esperado de variabilidad para dicha distancia es excesivo para obtener una densidad de flujo variable de zona a zona dentro de unos márgenes aceptables, se puede proporcionar el transportador canalizado 104 en una pluralidad de versiones, cada una de las mismas optimizada para un intervalo particular de variabilidad de dicha distancia L.

Sin embargo, se ha observado asimismo que el uso de un deflector 206 dentro del tubo acodado 202 más próximo a la entrada de aire 105 permite que la distribución de las mismas velocidades de entrada de aire sea sustancialmente uniforme independientemente del valor de dicha distancia L y, por lo tanto, el uso combinado de dicho deflector 206 y los canales 108 hace que resulte suficiente, para cada modelo de bomba de calor HP, una versión única del transportador canalizado 104, que equivale a decir que el rango esperado de variabilidad es asimismo aceptable.

Se puede utilizar asimismo dicha versión única del transportador canalizado 104 en el caso de que el aire entrante en la entrada de aire 105 no provenga de un conducto de alimentación 2 sino del compartimento de instalación de la bomba de calor V.

La presente invención se aplica naturalmente a los transportadores 104 con cualquier posición relativa entre la entrada de aire 105 y la parte frontal del evaporador 106; en particular, la presente invención, tal como se ha descrito, corresponde al caso en el que el aire entra horizontalmente en el transportador 104, tal como en el caso de la figura 10.

Al aplicar la presente invención se ha descubierto experimentalmente que se puede mejorar el COP de una bomba de calor con evaporador de aire incluso en un 16%.

Resulta evidente que la presente invención, aunque se describe únicamente haciendo referencia al caso de un evaporador 102 precedido por un transportador 104 de una bomba

de calor (HP), es válida para cualquier transportador 104:

- asociado a un intercambiador de calor 102 entre aire y otro medio,
  - cuando dicho transportador 104 está destinado a guiar la entrada de dicho aire hacia la
- 5        parte frontal 106 del intercambiador de aire del propio intercambiador de calor 102,
- siendo dicha parte frontal del intercambiador 106 sustancialmente plana,
  - cuando, en particular, dicho intercambiador de calor 102 puede ser el evaporador o el condensador de una bomba de calor.
- 10    Lo que se ha descrito se puede extender y aplicar a cualquier conducto de aire en el que resulte apropiado dirigir o guiar el flujo de aire antes de encontrarse con un intercambiador de calor, tal como por ejemplo en un evaporador o un condensador.

## REIVINDICACIONES

1. Transportador canalizado (104) para el flujo de aire que entra en su entrada (105) y que se transporta hacia la parte frontal (106) de un intercambiador (102)
- 5
- que presenta una forma divergente y cónica desde una sección de entrada del área A hasta una sección de salida del área  $S > A$
  - que presenta una pluralidad de guías de flujo (107)
    - apto para formar unos canales (108) que guían dicho flujo de aire desde dicha
    - 10 entrada de aire (105) en la que cada una de las mismas presenta una sección de entrada específica del área  $A_i$ , hacia la parte frontal (106) de un intercambiador de calor (102) en la que cada una de las mismas presenta una sección de salida específica del área  $S_i$ ,
    - paralelas a la dirección predominante de dicho flujo de aire que entra en dicho
    - 15 transportador (104) en correspondencia con su borde frontal (112) y ortogonal con respecto a dicha parte frontal del intercambiador (106) de dicho intercambiador de calor (102) en correspondencia con su borde de salida (113)
    - y siendo la distribución de velocidad del aire en dicha entrada de aire (105) de dicho transportador (104) sustancialmente conocida experimentalmente o mediante
    - 20 cálculos con un software específico caracterizado porque en cada uno de dichos canales (108)
    - dichas secciones de salida específicas del área  $S_i$  se dimensionan de tal modo que en dichos bordes de salida (113) la densidad del flujo del aire es sustancialmente
    - 25 igual para cada uno de dichos canales (108).
2. Transportador canalizado (104) según la reivindicación anterior caracterizado porque dichas áreas  $A_i$  de dicha sección de entrada específica son de tal modo que cada uno
- 30 de dichos canales (108) intercepta un flujo de aire igual y, por lo tanto, dichas áreas de salida  $S_i$  son todas iguales entre sí.
3. Transportador canalizado (104) según la reivindicación 1 caracterizado porque
- 35 dichas áreas  $A_i$  de dicha sección de entrada específica son una fracción de dicha

sección de entrada del área A que son mayores cuando dicha velocidad del aire de dicha entrada de aire (105) es inferior.

- 5      **4.** Transportador canalizado (104) según la reivindicación 1  
caracterizado porque  
dichas áreas  $A_i$  de dicha sección de entrada específica son una fracción del área de entrada total A que son mayores para aquellos de dichos canales (108) a través de los que el aire circulante está sujeto a cambios de dirección menores.
- 10    **5.** Transportador canalizado (104) según cualquiera de las reivindicaciones anteriores  
caracterizado porque  
dichas guías de flujo (107) se extienden ortogonales con respecto al plano de simetría de dicho transportador (104),
- 15    **6.** Transportador canalizado (104) según la reivindicación anterior  
caracterizado porque  
dichas guías de flujo (107) presentan una distancia media  $D_i$  entre sí que inferior a su ancho  $L_i$ .
- 20    **7.** Sistema que comprende un intercambiador (102) y un transportador canalizado (104) según cualquiera de las reivindicaciones anteriores  
caracterizado porque  
comprende además un conducto de alimentación (2) por lo menos a partir del último tubo acodado (202) aguas arriba de dicho transportador canalizado (104).

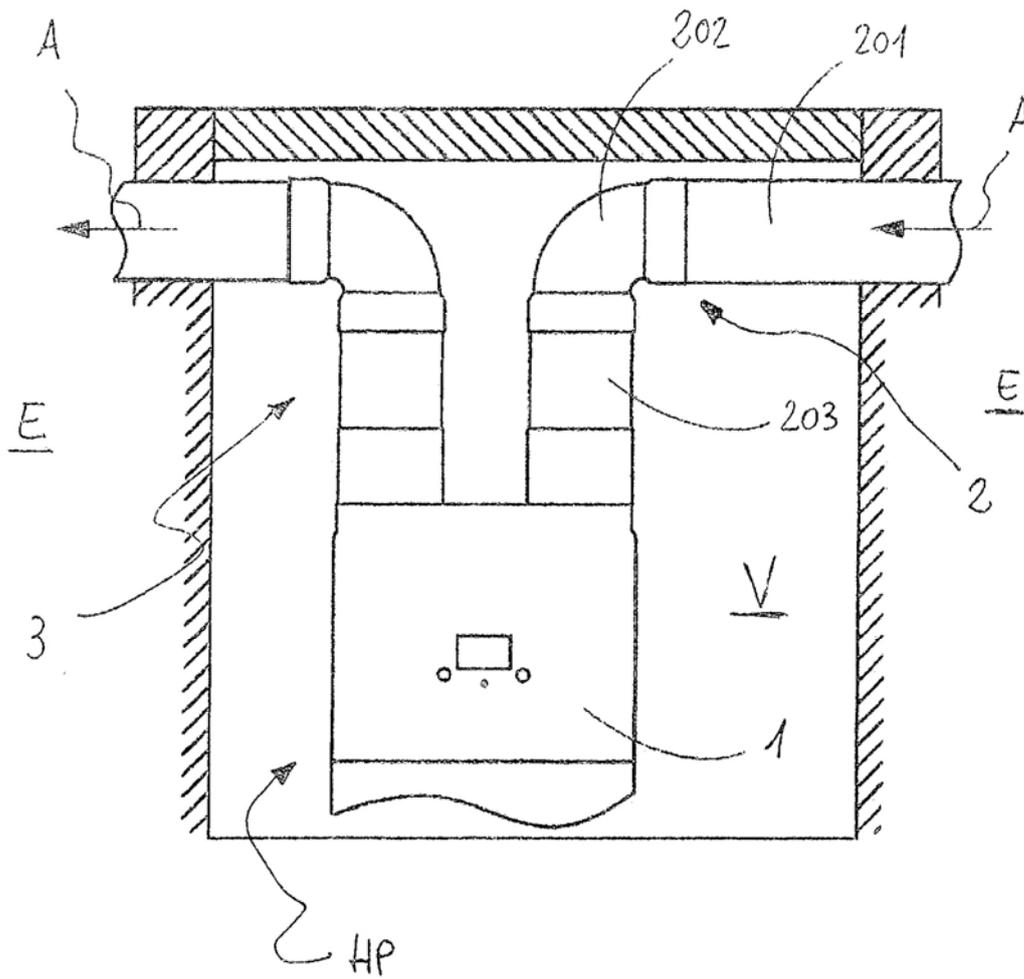


Fig. 1

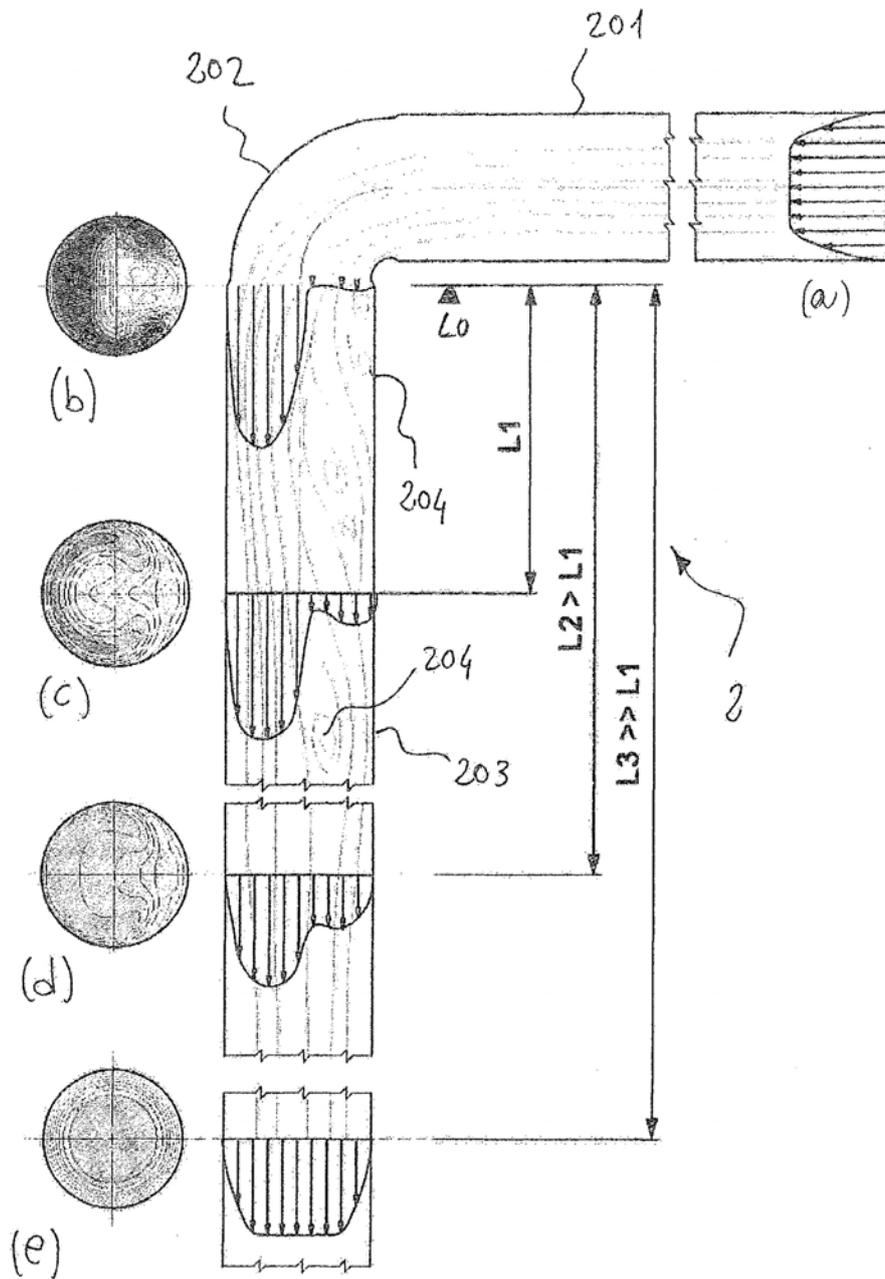


Fig. 2

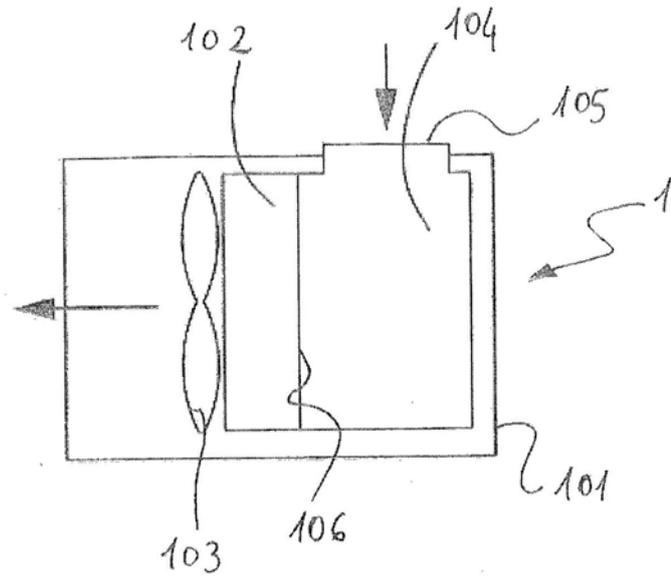


Fig. 3

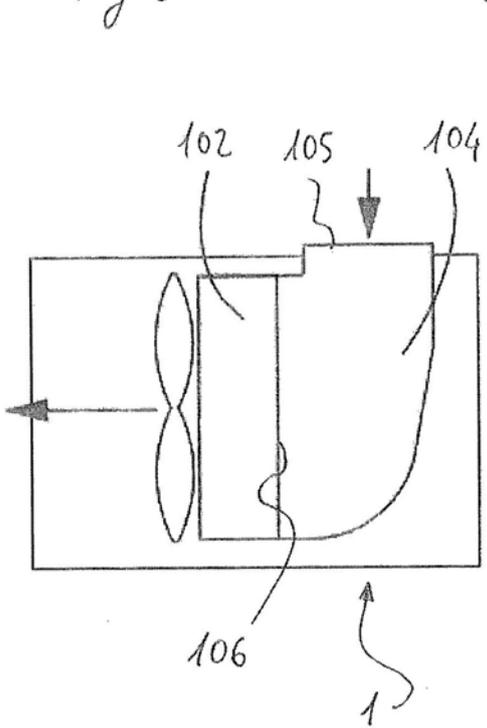


Fig. 4

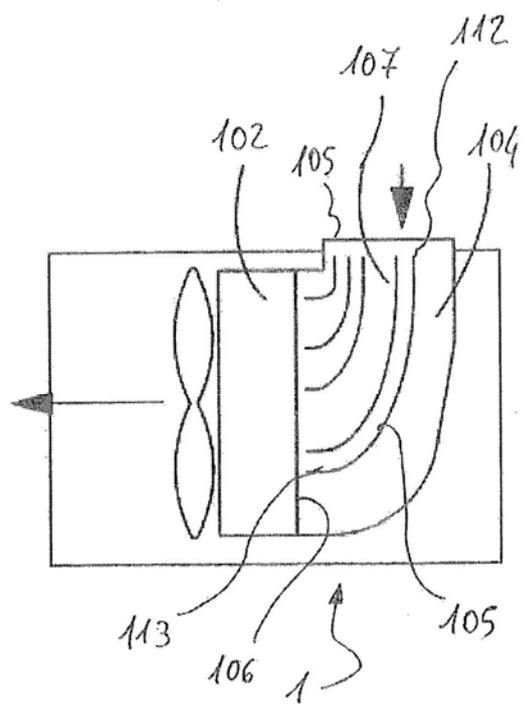


Fig. 5

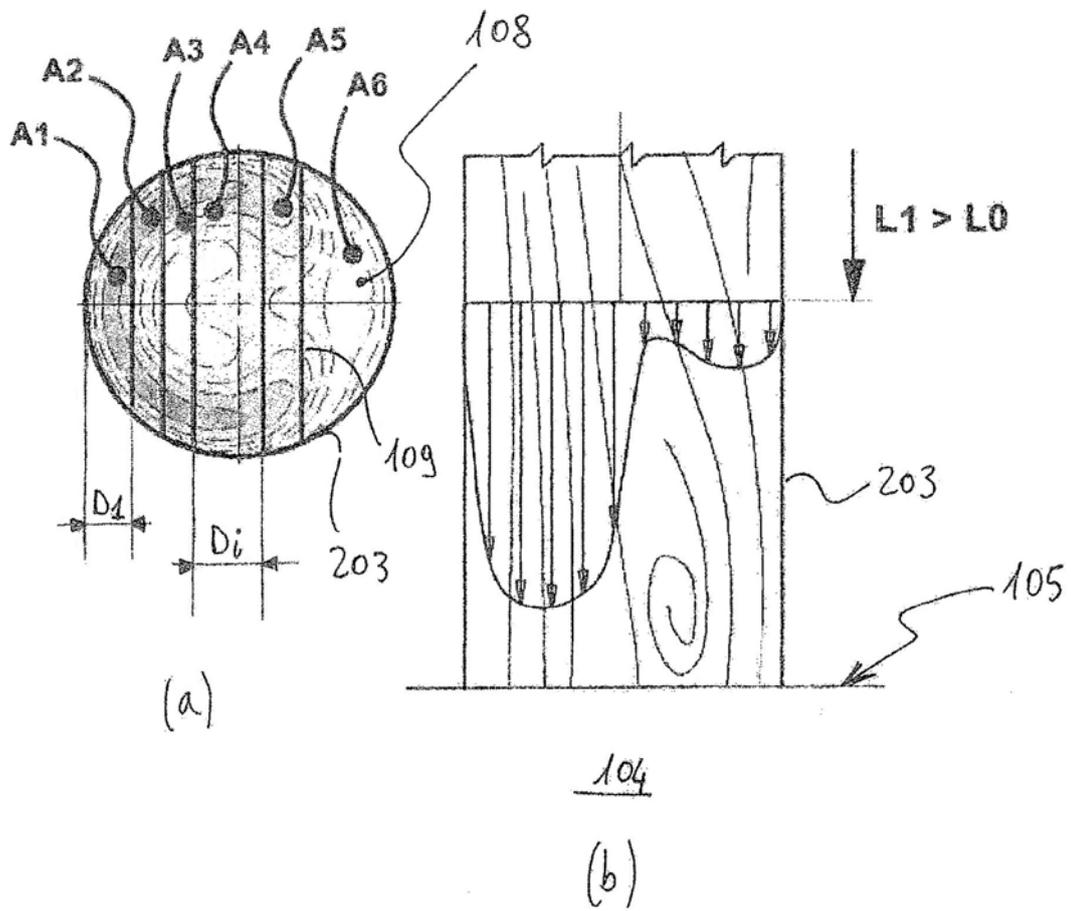


Fig. 6



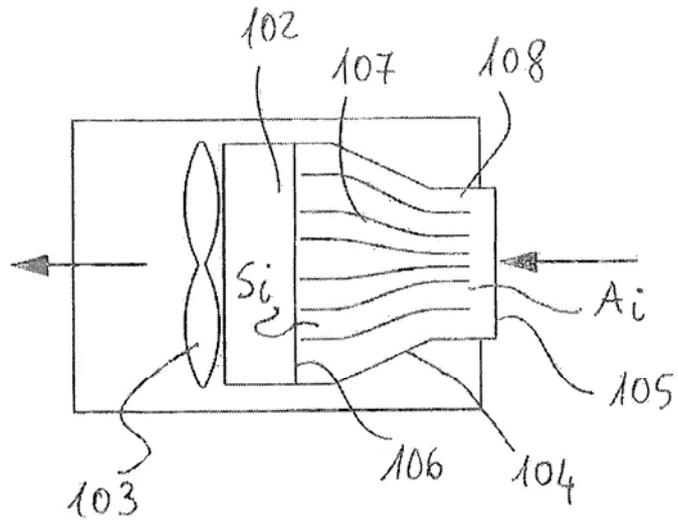


Fig. 10

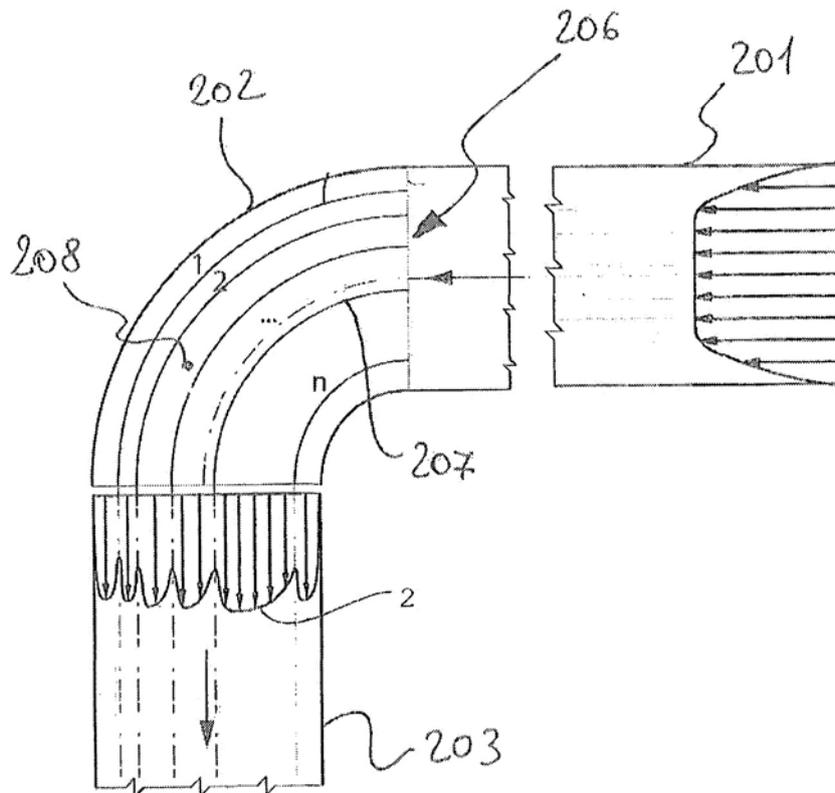


Fig. 9

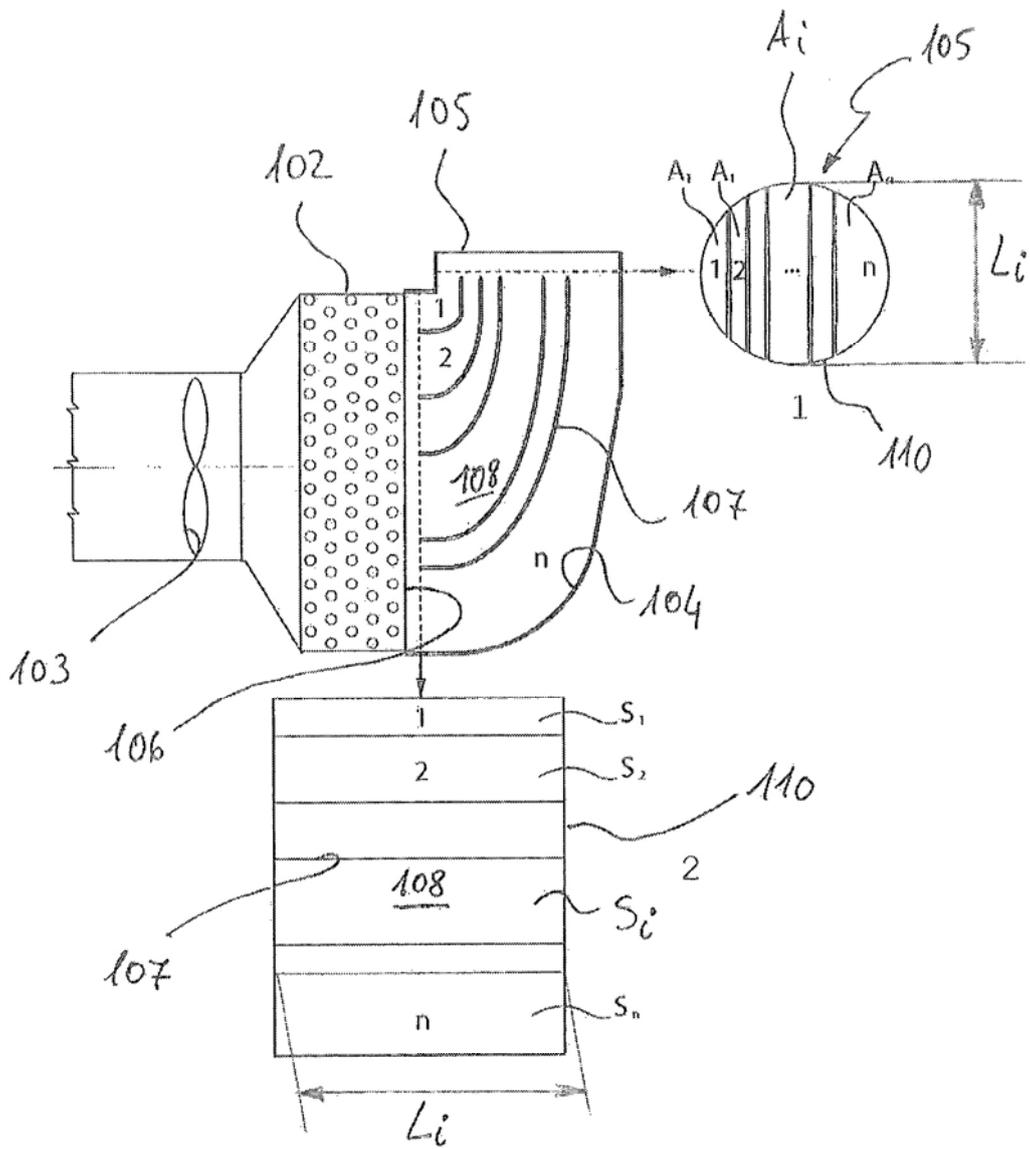


Fig. 11