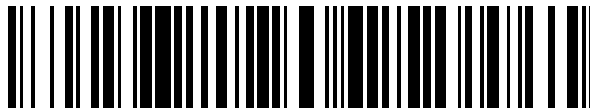


19



OFICINA ESPAÑOLA DE  
PATENTES Y MARCAS

ESPAÑA



11 Número de publicación: **2 657 624**

51 Int. Cl.:

**F25B 39/04** (2006.01)

**F25B 39/02** (2006.01)

**F28B 1/00** (2006.01)

**F28B 9/02** (2006.01)

12

TRADUCCIÓN DE PATENTE EUROPEA

T3

86 Fecha de presentación y número de la solicitud internacional: **04.11.2005 PCT/US2005/040164**

87 Fecha y número de publicación internacional: **26.05.2006 WO06055297**

96 Fecha de presentación y número de la solicitud europea: **04.11.2005 E 05817473 (1)**

97 Fecha y número de publicación de la concesión europea: **03.01.2018 EP 1809958**

54 Título: **Evaporador de flujo paralelo con profundidad de inserción de canal variable**

30 Prioridad:

**12.11.2004 US 987960**

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

**06.03.2018**

73 Titular/es:

**CARRIER CORPORATION (100.0%)  
A CORPORATION OF THE STATE OF  
DELAWARE CARRIER PARKWAY, P.O. BOX 4800  
SYRACUSE, NY 13221, US**

72 Inventor/es:

**TARAS, MICHAEL, F.;  
KIRKWOOD, ALLEN, C. y  
CHOPKO, ROBERT, A.**

74 Agente/Representante:

**ISERN JARA, Jorge**

ES 2 657 624 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 de flujo paralelo con profundidad de inserción de canal variable

## 5 Antecedentes de la invención

Esta invención se refiere en general a sistemas de aire acondicionado y refrigeración y, más particularmente, a evaporadores de flujo paralelo de los mismos.

10 Una definición de un denominado intercambiador de calor de flujo paralelo se usa ampliamente en la industria del aire acondicionado y la refrigeración actualmente y designa un intercambiador de calor con una pluralidad de pasos paralelos, entre los cuales el refrigerante se distribuye y vuela en la orientación generalmente sustancialmente perpendicular a la dirección de flujo del refrigerante en los colectores de entrada y salida. Esta definición está bien adaptada dentro de la comunidad técnica y se usará a lo largo del texto.

15 La mala distribución del refrigerante en los evaporadores del sistema refrigerante es un fenómeno bien conocido. Provoca una degradación significativa del rendimiento general del evaporador y del sistema en una amplia gama de condiciones de funcionamiento. Puede producirse una mala distribución de refrigerante debido a diferencias en las impedancias de flujo dentro de los canales del evaporador, una distribución de flujo de aire no uniforme sobre superficies de transferencia de calor inadecuadas, una mala orientación del intercambiador de calor o un diseño pobre del colector y del sistema de distribución. La mala distribución es particularmente pronunciada en los evaporadores de flujo paralelo debido a su diseño específico con respecto al enrutamiento de refrigerante a cada circuito de refrigerante. Los intentos de eliminar o reducir los efectos de este fenómeno en el rendimiento de los evaporadores de flujo paralelo se han realizado con poco o ningún éxito. Las razones principales de tales fallas  
20 generalmente se han relacionado con la complejidad e ineficiencia de la técnica propuesta o el costo prohibitivamente alto de la solución.

En los últimos años, los intercambiadores de calor de flujo paralelo y los intercambiadores de calor de aluminio soldado en particular han recibido mucha atención e interés, no solo en el sector automotriz sino también en la  
30 industria de calefacción, ventilación, aire acondicionado y refrigeración (HVAC & R). Las razones principales para el empleo de la tecnología de flujo paralelo están relacionadas con su rendimiento superior, alto grado de compacidad y resistencia mejorada a la corrosión. Los intercambiadores de calor de flujo paralelo se utilizan ahora en aplicaciones de condensador y evaporador para múltiples productos y diseños de sistema y configuraciones. Las aplicaciones del evaporador, aunque prometen mayores beneficios y recompensas, son más desafiantes y problemáticas. La mala distribución del refrigerante es una de las principales preocupaciones y obstáculos para la implementación de esta tecnología en las aplicaciones del evaporador.

Como es sabido, la mala distribución del refrigerante en los intercambiadores de calor de flujo paralelo ocurre debido a la caída desigual de presión dentro de los canales y en los colectores de entrada y salida, así como al diseño  
40 pobre del colector y del sistema de distribución. En los colectores, la diferencia en la longitud de las trayectorias del refrigerante, la separación de fases, la gravedad y la turbulencia son los principales factores responsables de la mala distribución. Dentro de los canales del intercambiador de calor, las variaciones en la tasa de transferencia de calor, la distribución del flujo de aire, las tolerancias de fabricación y la gravedad son los factores dominantes. Además, la tendencia reciente de la mejora del rendimiento del intercambiador de calor promovió la miniaturización de sus canales (denominados mini canales y micro canales), lo que a su vez afectó negativamente a la distribución de refrigerante. Dado que es extremadamente difícil controlar todos estos factores, muchos de los intentos previos para  
45 gestionar la distribución de refrigerante, especialmente en los evaporadores de flujo paralelo, han fallado.

En los sistemas de refrigerante que utilizan intercambiadores de calor de flujo paralelo, los colectores o cabezales de  
50 entrada y salida (estos términos se usarán indistintamente en todo el texto) generalmente tienen una forma cilíndrica convencional. Cuando el flujo de dos fases entra al cabezal, la fase de vapor generalmente se separa de la fase líquida. Dado que ambas fases fluyen independientemente, tiende a producirse la mala distribución del refrigerante.

Si el flujo de dos fases entra en el colector de entrada a una velocidad relativamente alta, la fase líquida (gotas de líquido) es transportada por el momento del flujo más lejos de la entrada del colector a la parte remota del cabezal. Por lo tanto, los canales más cercanos a la entrada del distribuidor reciben predominantemente la fase de vapor y los canales alejados de la entrada del distribuidor reciben principalmente la fase líquida. Si, por otro lado, la velocidad del flujo de dos fases que entra al colector es baja, no hay suficiente momento para llevar la fase líquida a lo largo del cabezal. Como resultado, la fase líquida ingresa a los canales más cercanos a la entrada y la fase de vapor pasa a los más remotos. Además, las fases de líquido y vapor en el colector de entrada pueden separarse por  
60 las fuerzas de gravedad, lo que produce consecuencias similares de mala distribución. En cualquier caso, el fenómeno de mala distribución emerge rápidamente y se manifiesta en el evaporador y en la degradación general del rendimiento del sistema.

65 El documento JP 2001-304775 describe un intercambiador de calor de flujo paralelo monofásico que incluye un colector de entrada en el que los canales se extienden a una distancia variable. Sin embargo, el colector de entrada

tiene un área de sección transversal constante, de la cual una gran parte está ocupada por los canales. Esto introduce una impedancia indeseable al flujo de refrigerante a lo largo del eje longitudinal del colector de entrada.

#### Resumen de la invención

5 Brevemente, según un aspecto de la invención, la profundidad de inserción de los canales paralelos individuales en el colector de entrada se varía para obtener una distribución de refrigerante más uniforme a los canales individuales por medio de la caída de presión diferencial que se crea por la profundidad de inserción variable. De esta forma, una mezcla de refrigerante de dos fases se distribuye de manera más uniforme entre los canales. La profundidad de  
10 inserción variable de los canales individuales se acomoda ampliando apropiadamente el diámetro del colector de entrada. La ampliación es variable de manera que las porciones que rodean inmediatamente los canales individuales son más grandes y las porciones entre ellas son más pequeñas.

15 De acuerdo con otro aspecto de la invención, la profundidad de inserción de los canales individuales es progresivamente menor hacia el extremo corriente abajo del colector de entrada de manera que la resistencia hidráulica al flujo es progresivamente menor hacia los canales posteriores.

20 De acuerdo con otro aspecto más de la invención, la profundidad de inserción de los canales individuales en el colector de salida también se varía para compensar también la impedancia de flujo variable en el colector de salida.

Por lo tanto, la presente invención proporciona el aparato y el método de las reivindicaciones 1 y 5.

25 En los dibujos que se describen a continuación, se representan realizaciones preferidas y alternativas; sin embargo, se pueden hacer varias otras modificaciones y construcciones alternativas sin apartarse del alcance de la invención.

#### Breve descripción de los dibujos

30 La figura 1 es una ilustración esquemática de un intercambiador de calor de flujo paralelo de acuerdo con la técnica anterior.

Las figuras 2 y 3 son ilustraciones esquemáticas de un ejemplo que no forma parte de la presente invención.

35 Las figuras 4A, 4B y 4C son ilustraciones esquemáticas de otros ejemplos, de los cuales la realización mostrada en la figura 4A es parte de la presente invención.

La figura 5 es una ilustración esquemática de otra realización más de la presente invención.

#### Descripción de la realización preferida

40 Con referencia ahora a la figura 1, se muestra un intercambiador de calor de flujo paralelo que incluye un cabezal de entrada o colector 11, un cabezal de salida o colector 12 y una pluralidad de canales 13 dispuestos paralelos que interconectan de forma fluida el colector 11 de entrada al colector 12 de salida. En general, los colectores 11 y 12 de entrada y salida son de forma cilíndrica, y los canales 13 son usualmente tubos (o extrusiones) de forma aplanada o redonda. Los canales 13 normalmente tienen una pluralidad de elementos de mejora de transferencia de calor  
45 internos y externos, tales como aletas. Por ejemplo, aletas externas, dispuestas entre ellas para la mejora del proceso de intercambio de calor y la rigidez estructural, son típicamente soldadas al horno. Los canales 13 pueden tener mejoras internas de transferencia de calor y elementos estructurales también.

50 La manera habitual de unir los canales 13 paralelos al colector 11 de entrada y al colector 12 de salida es insertar los canales 13 para que se extiendan dentro de las cavidades internas de los colectores 11 y 12 de entrada y salida como se muestra por las líneas de puntos. La práctica habitual es tener la misma profundidad de inserción para cada uno de los canales 13. Luego se fijan en posición por medio de soldadura fuerte o similar.

55 En funcionamiento, el refrigerante bifásico fluye hacia la abertura 14 de entrada y hacia la cavidad 16 interna del cabezal 11 de entrada. Desde la cavidad 16 interna, el refrigerante, en forma de un líquido, un vapor o una mezcla de líquido y vapor (el escenario más típico) entra en las aberturas 17 del tubo para pasar a través de los canales 13 a la cavidad 18 interna del cabezal 12 de salida. Desde allí, el refrigerante, que ahora está usualmente en forma de vapor, sale por la abertura 19 de salida y luego al compresor (no mostrado).

60 Como se discutió anteriormente, es deseable que el refrigerante bifásico que pasa desde el cabezal 11 de entrada a los canales 13 individuales lo haga de manera uniforme (o, en otras palabras, con igual calidad de vapor) de modo que se puede obtener el beneficio total de intercambio de calor de los canales individuales y las condiciones de inundación no se crean y se observan en la succión del compresor (esto puede dañar el compresor). Sin embargo, debido a varios fenómenos como se discutió anteriormente, se produce un flujo no uniforme de refrigerante a los  
65 canales 13 individuales (denominada mala distribución). Con el fin de abordar este problema, los solicitantes han introducido características de diseño que crearán diferentes caídas de presión para el flujo de refrigerante desde el

colector de entrada a los canales individuales para de este modo provocar un flujo más uniforme de refrigerante en los canales 13. Adicionalmente, la velocidad incrementada del flujo de refrigerante en el colector de entrada promueve condiciones más homogéneas a través de efectos de mezcla y chorro.

5 Con referencia ahora a la figura 2, la presente invención se ilustra de acuerdo con una realización. Aquí, en lugar de que los canales 13 penetren igualmente en la cavidad 16 interna del colector 11 de entrada, la penetración en el mismo es variable, dependiendo de la posición a lo largo del eje longitudinal A. Como se muestra, el canal 21 más cercano a la entrada 14 penetra más lejos en la cavidad 16 interna y los siguientes (es decir, los canales 22 y 23) se colocan de esta manera e instalado con respecto al colector 11 de entrada para tener profundidades de inserción progresivamente menores como se muestra.

10 En funcionamiento, el refrigerante bifásico entra en la cavidad 16 interna por medio de la entrada 14 y, debido a la distancia limitada entre el extremo 24 de penetración del tubo 21 y la pared 28 opuesta del colector 11 de admisión, existiría una mayor resistencia hidráulica y, por lo tanto, un flujo restringido en el canal 21. El siguiente canal 22, con su profundidad de inserción reducida, proporciona una mayor distancia entre el extremo 26 y la pared 28. El siguiente canal 23 corriente abajo tiene su extremo 27 insertado una distancia incluso más pequeña en la cavidad, y cualquier canal subsiguiente disminuye progresivamente en su profundidad de inserción. Por lo tanto, el problema de los tubos más anteriores que reciben una porción mayor del refrigerante se supera al variar selectivamente la impedancia al flujo en la entrada a cada uno de los canales. Adicionalmente, la velocidad incrementada del flujo de refrigerante en el colector 16 de entrada puede promover condiciones más homogéneas a través de efectos de mezcla y chorro.

15 Se debe tener en cuenta que, si resulta difícil controlar la profundidad de inserción de los canales individuales durante los procesos de fabricación debido a un número suficientemente grande de canales, luego, la profundidad de inserción puede controlarse en secciones con cada sección teniendo la misma profundidad de inserción y con la profundidad de inserción variando de sección a sección y disminuyendo en la dirección descendente a lo largo del colector de entrada. En tal caso, cada canal individual mostrado en la figura 2 representaría una sección de dichos canales para un intercambiador de calor suficientemente grande.

20 La ilustración de la figura 2 se presenta en forma exagerada con fines demostrativos. Por lo tanto, para comprender las magnitudes de la profundidad de inserción para un diseño típico, se proporcionarán medidas a modo de ejemplo. Considerando un colector 11 de entrada que tiene un diámetro típico D de 1", la profundidad de inserción  $L_i$  del primer tubo 21 estaría preferiblemente en el rango de 7/8". El siguiente canal 22 tendría una profundidad de inserción  $D_e$  ( $L_i - L_2$ ) o (7/8" - 1/16"), y cada tubo siguiente tendría una profundidad de inserción decreciente por  $L_2$  1/16". Debe entenderse que la profundidad de inserción  $L_i$  de los canales individuales depende de muchos parámetros, incluido el tamaño del intercambiador de calor, el tamaño y el número del canal, el rango de funcionamiento típico, el refrigerante y el tipo de aceite que circulan por el sistema, etc.

25 Como se ve en la figura 3, debido al aumento de las profundidades de inserción en comparación con la técnica anterior, los canales 21, 22 y 23 relativamente amplios, que ocupan una gran parte del área de la sección transversal del colector 11 de entrada, cada uno puede introducir una impedancia no deseada al flujo de refrigerante a lo largo del eje longitudinal del colector 11 de entrada. En este ejemplo, que no forma parte de la presente invención, esto puede acomodarse mediante un aumento en el diámetro D del colector 11 de entrada.

30 En lugar de aumentar el diámetro D del colector 11 de entrada a lo largo de su eje longitudinal completo, en la presente invención, como se muestra en la figura 4A, el área de sección transversal de un cabezal 31 se amplía solo en la proximidad inmediata de los puntos de inserción de los canales 21, 22 y 23 en el cabezal 31. De esta manera, se evita o limita la restricción al flujo de refrigerante alrededor de los extremos de los canales para promover condiciones favorables uniformes para el flujo de refrigerante en los canales, según se desee. Aunque la forma y la forma de las ampliaciones pueden variar, la forma ondulada tiende a proporcionar un movimiento más suave y menos perturbado del refrigerante que pasa a lo largo del cabezal de entrada y sería preferible.

35 Como se muestra en la figura 4B y 4C, en ejemplos que no forman parte de la presente invención, un colector de entrada puede estar hecho de una forma ovalada o rectangular como se muestra por 37 y 38 respectivamente, sin aumentar apreciablemente su área de sección transversal global. Esto evitará la reducción de la velocidad del flujo de refrigerante y la posible separación de fases no deseada.

40 Además, como se muestra en la figura 5, se puede aplicar una técnica similar al colector 41 de salida, teniendo los canales posteriores mayores profundidades de inserción. Aunque el colector de salida (que típicamente tiene un vapor de refrigerante de fase única) tiene una influencia menos pronunciada en la distribución de refrigerante entre los canales, dicho equilibrio de las impedancias de flujo ayudará adicionalmente en la resolución del problema de mala distribución.

45 Además, debe observarse que tanto las orientaciones de los canales verticales como las horizontales se aprovecharán de las enseñanzas de la presente invención, aunque se obtendrán mayores beneficios para la última

configuración. Además, aunque las enseñanzas de esta invención son particularmente ventajosas para las aplicaciones de evaporador, los condensadores del sistema de refrigerante también pueden beneficiarse de ellas.

5 Si bien la presente invención se ha mostrado y descrito particularmente con referencia a realizaciones preferidas y alternativas como se ilustra en los dibujos, un experto en la materia entenderá que pueden realizarse diversos cambios en detalle sin apartarse del alcance de la invención tal como se define en las reivindicaciones.

**REIVINDICACIONES**

1. Un intercambiador de calor de flujo paralelo que comprende:

5 un colector (11) de entrada que tiene una abertura de entrada para conducir el flujo de un fluido de dos fases dentro de dicho colector de entrada y una pluralidad de aberturas de salida para conducir el flujo de fluido desde dicho colector de entrada;

10 una pluralidad de canales (13) alineados en una relación sustancialmente paralela y conectados de manera fluida a dicha pluralidad de aberturas de salida para conducir el flujo de fluido desde dicho colector de entrada;

un colector (12) de salida conectado de manera fluida a dicha pluralidad de canales para recibir el flujo de fluido desde el mismo,

15 en donde dicha pluralidad de canales se extiende dentro de dicho colector de entrada a diferentes profundidades y son sustancialmente planos en planos transversales al eje longitudinal del colector de entrada, caracterizado porque las áreas de sección transversal de dicho colector de entrada están localmente ampliadas en las proximidades de las áreas que rodean dichos canales planos para permitir el flujo de fluido alrededor de dicha pluralidad de canales.

20 2. Un intercambiador de calor de flujo paralelo como se establece en la reivindicación 1, en donde las profundidades de extensión en dicho colector de entrada para dicha pluralidad de canales disminuyen hacia el extremo corriente abajo del colector de entrada.

25 3. Un intercambiador de calor de flujo paralelo como se establece en la reivindicación 2, en donde dichos canales paralelos están divididos en secciones con cada sección teniendo profundidades de extensión iguales y las profundidades de extensión en dicho colector de entrada disminuyendo de sección en sección hacia el extremo corriente abajo del colector de entrada.

30 4. Un intercambiador de calor de flujo paralelo según cualquiera de las reivindicaciones anteriores, en donde dicha pluralidad de canales se extiende dentro de dicho colector de salida a diferentes profundidades.

5. Un método para operar un intercambiador de calor de flujo paralelo que comprende:

35 proporcionar un colector (11) de entrada que tiene una abertura de entrada y una pluralidad de aberturas de salida;

proporcionar una pluralidad de canales (13) alineados en una relación sustancialmente paralela, conectados de manera fluida a dicha pluralidad de aberturas de salida, y extendidos dentro de dicho colector de entrada a diferentes profundidades; en donde dicha pluralidad de canales es sustancialmente plana en lugares transversales al eje longitudinal del colector de entrada y

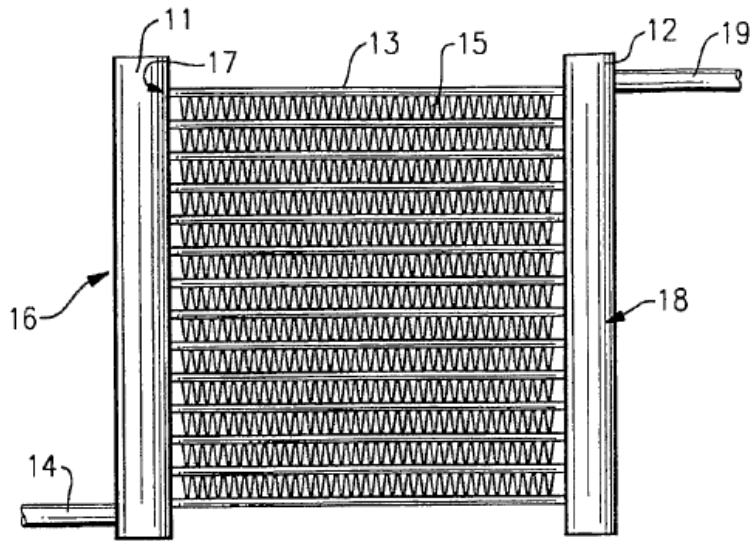
40 proporcionar un colector (12) de salida conectado de manera fluida a dicha pluralidad de canales;

conducir un flujo de un fluido de dos fases dentro del colector de entrada a través de la abertura de entrada;

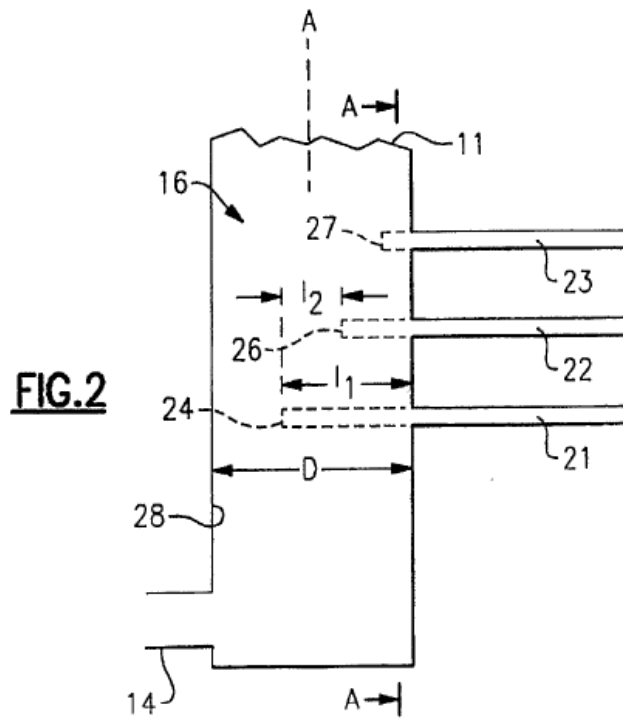
45 en donde se varía una caída de presión en cada uno de dicha pluralidad de canales extendidos en dicho colector de entrada a profundidades variables, y en donde los canales extendidos en dicho colector de entrada a profundidades variables mezclan y eyectan el fluido de dos fases para facilitar condiciones homogéneas, caracterizado por proporcionar áreas de sección transversal de dicho colector de entrada que están agrandadas localmente en las proximidades de las áreas que rodean dichos canales planos para permitir el flujo de fluido alrededor de dicha pluralidad de canales.

50 6. El método de la reivindicación 5, en donde las profundidades de extensión en dicho colector de entrada para dicha pluralidad de canales disminuyen hacia el extremo corriente abajo del colector de entrada.

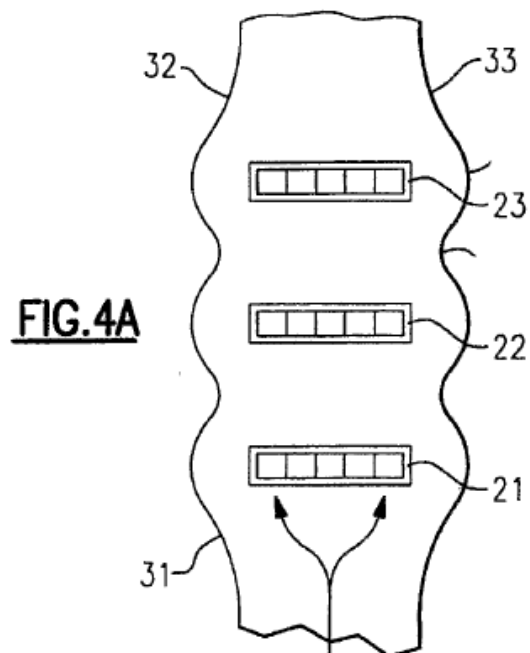
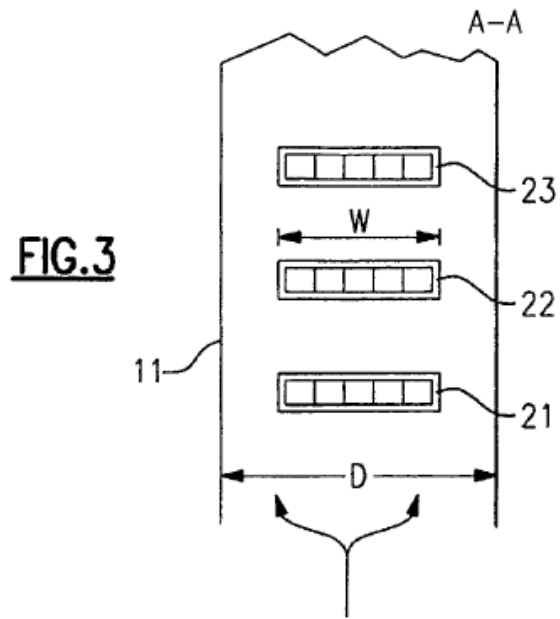
55 7. Método según la reivindicación 5, en donde dichos canales paralelos están divididos en secciones con cada sección teniendo profundidades de extensión iguales y las profundidades de extensión en dicho colector de entrada disminuyendo de sección a sección hacia el extremo corriente abajo del colector de entrada.



**FIG. 1**  
Técnica Anterior

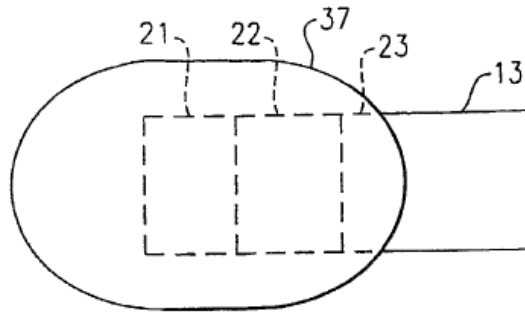


**FIG. 2**

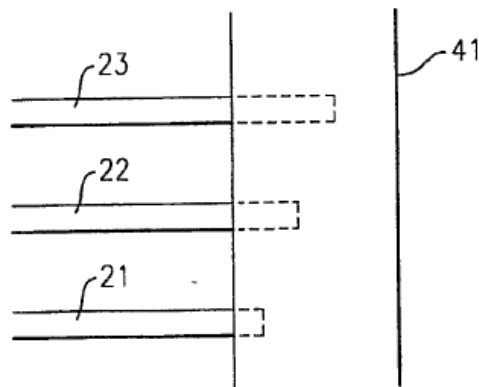
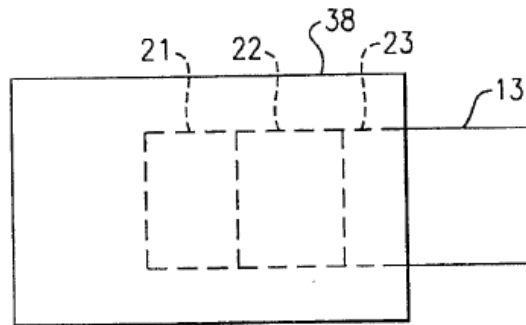




**FIG.4B**



**FIG.4C**



**FIG.5**