

19



OFICINA ESPAÑOLA DE
PATENTES Y MARCAS

ESPAÑA



11 Número de publicación: **2 525 165**

51 Int. Cl.:

F28D 5/02

(2006.01)

12

TRADUCCIÓN DE PATENTE EUROPEA

T3

96 Fecha de presentación y número de la solicitud europea: **08.07.2011 E 11736229 (3)**

97 Fecha y número de publicación de la concesión europea: **03.09.2014 EP 2593741**

54 Título: **Aparato de intercambio de calor por evaporación con conjunto de serpentín de tubos elípticos con aletas**

30 Prioridad:

16.07.2010 US 838003

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

18.12.2014

73 Titular/es:

**EVAPCO, INC. (100.0%)
5151 Allendale Lane
Taneytown, MD 21787, US**

72 Inventor/es:

**BUGLER, THOMAS, WILLIAM y
VADDER, DAVEY, JOE**

74 Agente/Representante:

ZUAZO ARALUZE, Alexander

ES 2 525 165 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).

APARATO DE INTERCAMBIO DE CALOR POR EVAPORACIÓN CON CONJUNTO DE SERPENTÍN DE TUBOS ELÍPTICOS CON ALETAS

DESCRIPCIÓN

5

Antecedentes de la invención

La presente invención se refiere a mejoras en tubos en un conjunto de serpentín para su uso en un aparato de intercambio de calor por evaporación en el que el conjunto de serpentín va a montarse en un conducto o cámara de compensación del aparato en el que fluidos de intercambio de calor externos, normalmente un líquido, habitualmente agua, y un gas, habitualmente aire, fluyen externamente a través del conjunto de serpentín para enfriar un fluido de transferencia de calor interno que pasa internamente a través de los tubos del conjunto de serpentín. Las mejoras se refieren al uso de tubos o segmentos de los tubos que tienen una sección transversal generalmente elíptica, en combinación con la orientación, disposición y separación de los tubos, y la separación, altura y grosor de las aletas, debiendo estar todo ello cuidadosamente equilibrado, para proporcionar mayores coeficientes de transferencia de calor con una inesperada caída de presión de aire relativamente baja que produce un volumen de aire alto que producen juntos una capacidad de intercambio de calor muy alta. El documento JP2002 257484 describe un tubo en espiral con aletas empleado principalmente como pieza de transferencia de calor para un frigorífico, una vitrina o similar.

Preferiblemente, aunque no de manera exclusiva, el conjunto de serpentín de tubos con aletas de la presente invención que usa tubos que tienen segmentos con aletas con secciones transversales generalmente elípticas, se monta con la mayor eficacia en un intercambiador de calor por evaporación de contraflujo de modo que el agua fluye en sentido descendente y externamente a través del conjunto de serpentín mientras que el aire se desplaza en sentido ascendente y externamente a través del conjunto de serpentín. El conjunto de serpentín de la presente invención puede usarse también en un intercambiador de calor por evaporación de flujos paralelos en el que el aire se desplaza en el mismo sentido por el conjunto de serpentín que el agua, así como en un intercambiador de calor por evaporación de flujos cruzados, en el que el aire se desplaza por el serpentín en un sentido transversal al flujo del agua. La evaporación del agua enfría el conjunto de serpentín y el fluido de transferencia de calor interno en el interior de los tubos que forman el conjunto de serpentín.

Los tubos pueden usarse en cualquier tipo de conjunto de serpentín de intercambio de calor por evaporación compuesto por una red de varios, y preferiblemente, muchos tubos que pueden tener una variedad de disposiciones. Los tubos se disponen preferiblemente en filas generalmente horizontales que se extienden de manera transversal al trayecto de flujo del aire y el agua que fluyen externamente a través del conjunto de serpentín, independientemente de que el aire y el agua estén en trayectorias a contraflujo, de flujos paralelos o de flujo cruzado. Los extremos de los tubos pueden conectarse a un colector o cabezales colectores para la apropiada distribución del fluido de transferencia de calor interno. El fluido de transferencia de calor interno puede ser un fluido de calentamiento, un fluido de enfriamiento o un fluido de procesamiento usado en diversos tipos de procesos industriales, en los que la temperatura del fluido de transferencia de calor interno tiene que modificarse, normalmente aunque no exclusivamente mediante enfriamiento, y a menudo pero no exclusivamente mediante condensación, como resultado de la transferencia de calor a través de las paredes de los tubos por los fluidos de intercambio de calor externos.

Normalmente, el aparato de intercambio de calor por evaporación usa varios tubos en serpentín para los conjuntos de serpentín, y tales tubos en serpentín son a menudo el tipo preferido de tubos usados debido a la facilidad de fabricación de conjuntos de serpentín eficaces a partir de tales tubos. Aunque otros tipos de tubos de la presente invención son útiles para el aparato de intercambio de calor por evaporación de la presente invención, los tubos y conjuntos de serpentín de la presente invención se describirán principalmente, sin limitación, con respecto a los tubos en serpentín preferidos. La siguiente información de antecedentes se proporciona para entender mejor la relación de los componentes de tubo y conjunto de serpentín usando tubos en serpentín. Cada tubo en serpentín comprende una pluralidad de dos tipos diferente de partes, "segmentos" y "codos de retorno." Los segmentos son generalmente partes de tubo rectas que se conectan mediante los codos de retorno, que son partes curvas, en ocasiones denominadas "senos", para dar a cada tubo su estructura en serpentín. En una realización preferida del conjunto de serpentín de la presente invención, los tubos, que pueden ser generalmente de estructura recta (denominados a continuación en el presente documento "tubos rectos"), o los segmentos de cada uno de los tubos en serpentín, son generalmente de sección transversal elíptica y los codos de retorno pueden tener cualquier forma deseada y normalmente son generalmente circulares, generalmente elípticos, generalmente en forma de riñón o alguna otra forma de sección transversal. La dimensión máxima generalmente horizontal de los segmentos generalmente elípticos es habitualmente igual a o menor que la dimensión de sección transversal generalmente horizontal de los codos de retorno, especialmente si los codos de retorno tienen una sección transversal circular. Si se desea, los codos de retorno pueden tener una sección transversal elíptica, o una sección transversal en forma de riñón, pero es habitualmente más fácil hacer los codos de retorno con una sección transversal circular. Los segmentos de tubos en serpentín horizontalmente adyacentes están separados entre sí por la sección transversal horizontal más grande de los codos de retorno cuando los codos de retorno están en contacto entre sí, o pueden estar separados por separadores orientados verticalmente entre los codos de retorno, dependiendo de las características de diseño del aparato de intercambio de calor por evaporación en el que se usen los conjuntos de

serpentín.

En los conjuntos de serpentín, los tubos rectos o los segmentos de los tubos en serpentín se disponen preferiblemente en filas generalmente horizontales que se extienden de manera transversal al trayecto de flujo del aire y el agua que fluyen externamente a través del conjunto de serpentín, independientemente de que el aire y el agua estén en trayectorias a contraflujo, de flujos paralelos o de flujo cruzado.

También se conocen intercambiadores de calor por evaporación que usan conjuntos de serpentín que usan tubos en serpentín que tienen segmentos con secciones transversales generalmente elípticas, por ejemplo tal como se da a conocer en las patentes estadounidenses 4.755.331 y 7.296.620, cuyas descripciones se incorporan por la presente en el presente documento en su totalidad, que están cedidas a Evapco, Inc., el cesionario de la presente invención. Estas patentes no dan a conocer ni contemplan el uso de tubos con aletas en el conjunto de serpentín en el entorno de intercambio de calor por evaporación.

Los tubos con aletas usados en conjuntos de serpentín de intercambiadores de calor en seco (no por evaporación) se conocen y se usan en vista de la mayor área de superficie que proporcionan las aletas para disipar calor por conducción cuando se exponen al aire que fluye externamente a través del conjunto de serpentín del intercambiador de calor en seco. Generalmente, las aletas en tales intercambiadores de calor en seco no afectan negativamente de manera importante al flujo de aire por el conjunto de serpentín en el intercambiador de calor en seco. Los serpentines con aletas también usan mucho en conjuntos de serpentín de productos como los frigoríficos domésticos para disipar el calor al aire ambiental.

Ejemplos de conjuntos de serpentín para intercambiadores de calor en seco realizados usando aletas en forma de láminas o placas que tienen orificios a través de los cuales pasan segmentos que tienen secciones transversales generalmente elípticas se dan a conocer en las patentes estadounidenses 5.425.414, 5.799.725, 6.889.759 y 7.475.719 de Evapco, Inc. Sin embargo, tales conjuntos de serpentín no son útiles con intercambiadores de calor por evaporación, ya que las láminas o placas afectarían negativamente al mezclado y turbulencia del aire y el agua implicados en el intercambio de calor por evaporación que deben pasar externamente a través del conjunto de serpentín.

Evapco, Inc. y otros han usado conjuntos de serpentín de tubos con aletas en intercambiadores de calor por evaporación en los que los segmentos de los tubos en los conjuntos de serpentín tienen secciones transversales circulares que incluyen aletas que se extienden a lo largo de la longitud de los segmentos individuales de los tubos. Los segmentos que tienen secciones transversales circulares son relativamente fáciles de equipar con aletas, tal como envolviendo en espiral los segmentos con tiras de metal que forman las aletas. Estos tubos con aletas se han usado en intercambiadores de calor por evaporación, pero en circunstancias limitadas y con un éxito limitado. En primer lugar, los serpentines de tubos redondos con aletas se han empleado en intercambiadores de calor para mejorar la capacidad de enfriamiento en seco en aplicaciones con tiempo frío cuando no se necesita mucha capacidad y cuando el uso de agua como líquido de intercambio de calor externo podría provocar congelación y otros problemas. Tales usos han sido bastante raros y se proporcionaron para tratar algún problema, en oposición a un modo de mejorar la función primaria del enfriamiento por evaporación según la presente invención. En segundo lugar, aunque los serpentines de tubos redondos con aletas también se han empleado para mejorar el enfriamiento por evaporación, esto no ha tenido éxito. Aunque la presencia de las aletas aumenta el coeficiente de transferencia de calor, en intentos anteriores los aumentos quedaron desplazados porque las aletas también provocaron una disminución del flujo de aire por el serpentín, provocando por tanto un rendimiento inferior.

El conjunto de serpentín de tubos con aletas de la presente invención proporciona varias ventajas significativas. La combinación de la forma de los tubos, la separación de los tubos, la altura de las aletas y el número de aletas por pulgada han dado como resultado aumentos excepcionales e inesperados en el rendimiento térmico por evaporación. La geometría de los tubos y su orientación y disposición con un conjunto de serpentín desempeñan un papel esencial en el mezclado turbulento del aire y el agua. La forma de sección transversal generalmente elíptica de los segmentos proporciona las ventajas de una gran cantidad de área de superficie de los tubos en un conjunto de serpentín, un flujo eficaz y transferencia de calor del fluido de proceso internamente dentro de los tubos y características de flujo de aire y agua externos mejoradas. Con la presente invención, el sorprendente resultado de menos resistencia al aire y al agua que pasan externamente a través del conjunto de serpentín permite usar un mayor volumen de aire que proporciona capacidad térmica adicional en comparación con los sistemas de la técnica anterior sin añadir energía de ventilador. Los tubos con aletas proporcionan un área de superficie mejorada para el intercambio de calor conductivo con los tubos y ayudan al mezclado turbulento del aire y el agua que fluyen externamente a través del conjunto de serpentín, mejorando el intercambio de calor por convección entre el aire y el agua. Los tubos con aletas ocupan espacio que puede impedir el flujo de agua y aire y se esperaría que provocara una caída de presión en el lado del aire muy significativa, con la necesidad de motores más potentes para que los ventiladores muevan el aire por el conjunto de serpentín en el intercambiador de calor. Sin embargo, los tubos con aletas con secciones transversales generalmente elípticas que tienen las características de la presente invención no sólo proporcionan un cuidadoso equilibrio del área de superficie mejorada del conjunto de serpentín para el intercambio de calor conductivo con cualquier fluido que fluya en el interior de los tubos y el mezclado y turbulencia del aire y el agua para el intercambio de calor por convección, sino que también proporcionan una sorprendente

reducción en la caída de presión en el lado del aire por el conjunto de serpentín, al tiempo que se conserva un aumento muy grande en el coeficiente de transferencia de calor externa.

La capacidad total del conjunto de serpentín de la presente invención y los intercambiadores de calor por evaporación que lo contienen mejora enormemente con un coste nominal, o en determinadas circunstancias incluso un coste reducido, en comparación con el aumento de capacidad. Por ejemplo, el coste por tonelada de enfriamiento puede reducirse, por ejemplo, sustituyendo un conjunto de serpentín que usa más tubos sin aletas por un conjunto de serpentín que usa menos tubos con aletas de la presente invención. Adicionalmente, un intercambiador de calor por evaporación de un tamaño dado que usa tubos sin aletas de la técnica anterior podría sustituirse por un intercambiador de calor por evaporación más pequeño según la presente invención que consigue el mismo rendimiento térmico o uno mejor. Además, el uso de un conjunto de serpentín que tiene los tubos con aletas de la presente invención podría reducir significativamente la energía de ventilador requerida, y por tanto el consumo de potencia total, en comparación con un conjunto de serpentín sin aletas del mismo tamaño.

Se usan diversos tipos de aparato de intercambio de calor en una variedad de industrias, desde el simple acondicionamiento de aire en edificios hasta el procesamiento industrial tal como refinería de petróleo, refrigeración en plantas eléctricas, y otras industrias. Normalmente, en sistemas de intercambio de calor indirecto, un fluido de proceso usado en cualquiera de tales u otras aplicaciones está sujeto a calentamiento o enfriamiento al pasar internamente a través de un conjunto de serpentín compuesto por material termoconductor, normalmente metal, tal como aluminio, cobre, acero galvanizado o acero inoxidable. El calor se transfiere por las paredes del material termoconductor del conjunto de serpentín a la atmósfera ambiental o, en un aparato de intercambio de calor, a otro fluido de intercambio de calor, normalmente aire y/o agua que fluye externamente por el conjunto de serpentín en el que se transfiere calor, habitualmente del fluido de procesamiento caliente internamente dentro del conjunto de serpentín al fluido de intercambio de calor de enfriamiento externamente a través del conjunto de serpentín, mediante el cual se enfría el fluido de procesamiento interno y se calienta el fluido de intercambio de calor externo.

En el aparato de intercambio de calor indirecto por evaporación en el que se usa el conjunto de serpentín de tubos con aletas de la presente invención, se transfiere calor usando intercambio por evaporación indirecto, en el que hay tres fluidos: un gas, normalmente aire (por consiguiente, tal gas se denominará habitualmente en el presente documento, sin limitación, "aire"), un fluido de proceso que fluye internamente a través de un conjunto de serpentín de tubos, y un líquido de enfriamiento por evaporación, normalmente agua (por consiguiente, tal líquido de intercambio de calor o de enfriamiento externo se denominará habitualmente en el presente documento, sin limitación, "agua"), que se distribuye por el exterior del conjunto de serpentín a través del cual está fluyendo el fluido de proceso y que también entra en contacto y se mezcla con el aire u otro gas que fluye externamente a través del conjunto de serpentín. El fluido de proceso intercambia en primer lugar calor sensible con el líquido de evaporación a través de transferencia de calor indirecta entre los tubos del conjunto de serpentín, puesto que no entra directamente en contacto con el líquido de evaporación, y después la corriente de aire y el líquido de evaporación intercambian calor y masa cuando entran en contacto entre sí, dando como resultado más enfriamiento por evaporación.

En otras realizaciones puede usarse intercambio de calor por evaporación directo junto con el intercambio de calor por evaporación indirecto, lo que implica que el conjunto de serpentín de tubos con aletas de la presente invención, según se explica en más detalle a continuación en el presente documento, proporciona una capacidad mejorada. En el aparato de intercambio de calor por evaporación directo, aire u otro gas y agua u otro líquido de enfriamiento pueden pasar a través de medios de transferencia de calor directa, denominados relleno de tipo cubierta húmeda (*wet deck fill*), en los que el agua u otro líquido de enfriamiento se distribuye entonces como una película delgada por la superficie de relleno extendida para una eficacia de enfriamiento máxima. El aire y el agua entran en contacto entre sí directamente por toda la superficie del relleno, tras lo cual una pequeña parte del agua distribuida se evapora, dando como resultado un enfriamiento por evaporación directa del agua, que se recoge habitualmente en un sumidero para su recirculación por el relleno de tipo cubierta húmeda y cualquier conjunto de serpentín usado en el aparato para intercambio de calor indirecto.

Los intercambiadores de calor por evaporación se usan comúnmente para desechar calor como enfriadores o condensadores. Por tanto, el aparato de la presente invención puede usarse como enfriador, cuando el fluido de proceso es un fluido de una sola fase, normalmente líquida, y con frecuencia agua, aunque puede ser un gas no condensable a las temperaturas y presiones a las que funciona el aparato. El aparato de la presente invención también puede usarse como condensador, cuando el fluido de proceso es un fluido de dos fases o de múltiples fases que incluye un gas condensable, tal como amoniaco o el refrigerante FREON® u otro refrigerante en un sistema de condensador a las temperaturas y presiones a las que funciona el aparato, normalmente como parte de un sistema de refrigeración en el que el fluido de proceso se comprime y después se evapora para proporcionar la refrigeración deseada. Cuando el aparato se usa como condensador, el condensado se recoge en uno o más recipientes de condensado o se transfiere directamente al equipo de refrigeración asociado que tiene una válvula de expansión o evaporador en el que vuelve a comenzar el ciclo de refrigeración.

La presente invención usa un conjunto de serpentín de tubos con aletas con la combinación reivindicada de factores de forma, orientación, disposición y separación de los tubos, y separación, altura y grosor de las aletas, debiendo estar todo ello cuidadosamente equilibrado, para proporcionar mayores coeficientes de transferencia de calor con

una inesperada caída de presión de aire relativamente baja que produce un volumen de aire alto. La combinación de mayores coeficientes de transferencia de calor con un volumen de aire alto produce una capacidad de intercambio de calor muy alta.

5 **Definiciones**

Tal como se usan en el presente documento, las formas en singular “un/una” y “el/la” incluyen referentes en plural, y las formas en plural incluyen el referente en singular a menos que el contexto dicte claramente lo contrario.

10 Se usa determinada terminología en la siguiente descripción únicamente por comodidad y no es limitativa. Las palabras que designan dirección tal como “inferior”, “superior”, “delante”, “detrás”, “izquierda”, “derecha”, “lateral”, “arriba” y “abajo” designan direcciones en los dibujos a los que se hace referencia, pero no son limitativas con respecto a la orientación en la que puede usarse la invención y sus componentes y aparato. La terminología incluye las palabras específicamente mencionadas anteriormente, derivados de las mismas y palabras de importancia similar.

15 Tal como se usa en el presente documento, el término “aproximadamente” con respecto a cualquier valor numérico, significa que el valor numérico tiene un cierto margen razonable y no es crítico para la función o funcionamiento del componente que está describiéndose o el sistema o subsistema con el que se usa el componente, e incluirá valores dentro del margen de más/menos el 5% del valor indicado.

20 Tal como se usa en el presente documento, el término “generalmente” o derivados del mismo con respecto a cualquier elemento o parámetro significa que el elemento tiene la forma básica, o el parámetro tiene la misma dirección, orientación, o similar, básica en la medida en que la función del elemento o parámetro no se verá materialmente afectada en sentido negativo por un cierto cambio en el elemento o parámetro. A modo de ejemplo y no de limitación, los segmentos que tienen una “forma de sección transversal generalmente elíptica” se refiere no sólo a una sección transversal de una verdadera elipse matemática, sino también a secciones transversales ovaladas o secciones transversales de esquina algo cuadrada, o similares, pero no a una sección transversal circular o una sección transversal rectangular. De forma similar, un elemento que puede describirse como “generalmente de manera normal a” o “generalmente paralelo a” otro elemento puede estar orientado algunos grados más o menos de exactamente 90° con respecto a “generalmente de manera normal” y algunos grados más o menos de exacta y perfectamente paralelo o 0° con respecto a “generalmente paralelo”, cuando tales variaciones no afecten materialmente de manera negativa a la función del aparato.

25 Tal como se usa en el presente documento, el término “sustancialmente” con respecto a cualquier valor numérico o descripción de cualquier elemento o parámetro significa precisamente el valor o descripción del elemento o parámetro pero dentro de unas tolerancias de fabricación industrial razonables que no afecten negativamente a la función del elemento o parámetro o aparato que lo contiene, pero de manera que las variaciones debidas a tales tolerancias industriales razonables sean inferiores a las variaciones descritas en relación con los términos “aproximadamente” o “generalmente”. A modo de ejemplo y no de limitación, “aletas que tienen una altura que se extiende desde la superficie exterior de los segmentos a una distancia de sustancialmente el 23,8% hasta sustancialmente el 36% del diámetro exterior de tubo nominal” no permitirán variaciones que afecten negativamente al rendimiento, de manera que las aletas sean demasiado cortas o demasiado largas para permitir que el intercambiador de calor por evaporación tenga el rendimiento mejorado deseado.

30 Tal como se usa en el presente documento, el término “grosor” con respecto al grosor de las aletas, se refiere al grosor de las aletas antes del tratamiento una vez aplicadas las aletas a los tubos para fabricar los tubos con aletas, tal como galvanización de los tubos o antes de que el conjunto de serpentín use los tubos con aletas, ya que tal tratamiento probablemente afectaría al grosor nominal de las aletas, la altura nominal de aleta y la separación nominal de las aletas. Por tanto, todas las dimensiones expuestas en el presente documento son de los tubos con aletas antes de cualquier tratamiento posterior de los propios tubos con aletas o de cualquier conjunto de serpentín que los contenga.

35 Tal como se usa en el presente documento, cuando se presentan dimensiones específicas en pulgadas y entre paréntesis en centímetros (cm), las dimensiones en pulgadas rigen, ya que las dimensiones en centímetros se calcularon basándose en las dimensiones en pulgadas multiplicando las dimensiones en pulgadas por 2,54 cm por pulgada y redondeando las dimensiones en centímetros a no más de tres decimales.

40 **Breve resumen de la invención**

45 La presente invención se refiere a una mejora en un intercambiador de calor por evaporación que comprende una cámara de compensación que tiene un eje longitudinal generalmente vertical, un distribuidor para distribuir un líquido de intercambio de calor externo al interior de la cámara de compensación, un medio para mover aire para hacer que fluya aire en una dirección a través de la cámara de compensación en un sentido generalmente a contracorriente con respecto a, generalmente en paralelo a, o generalmente de manera transversal al eje longitudinal de la cámara de compensación, y un conjunto de serpentín que tiene un plano mayor y que está montado dentro de la cámara de

compensación de manera que el plano mayor es generalmente normal al eje longitudinal de la cámara de compensación y de manera que el líquido de intercambio de calor externo fluye externamente a través del conjunto de serpentín en una dirección de flujo generalmente vertical, en el que el conjunto de serpentín comprende colectores de entrada y de salida y una pluralidad de tubos que conectan los colectores, extendiéndose los tubos en una dirección generalmente en horizontal y teniendo un eje longitudinal y una forma de sección transversal generalmente elíptica que tiene un eje mayor y un eje menor siendo el promedio de la longitud del eje mayor y la longitud del eje menor un diámetro exterior de tubo nominal, estando dispuestos los tubos en el conjunto de serpentín de manera que tubos adyacentes están separados generalmente en vertical entre sí en planos generalmente paralelos al plano mayor, estando los tubos adyacentes en los planos generalmente paralelos al plano mayor escalonados y separados entre sí generalmente en vertical para formar una pluralidad de niveles escalonados generalmente horizontales, en el que uno de cada dos tubos se alinea en el mismo nivel generalmente horizontal generalmente en paralelo al plano mayor, y en el que los tubos están separados entre sí generalmente en horizontal y generalmente de manera normal al eje longitudinal del tubo.

La mejora comprende el hecho de que los tubos tienen aletas externas formadas sobre una superficie exterior de los tubos, en el que las aletas tienen una separación de sustancialmente 1,5 a sustancialmente 3,5 aletas por pulgada (2,54 cm) a lo largo del eje longitudinal de los tubos, las aletas tienen una altura que se extiende desde la superficie exterior de los tubos a una distancia de sustancialmente el 23,8% a sustancialmente el 36% del diámetro exterior de tubo nominal, las aletas tienen un grosor de sustancialmente 0,007 pulgadas (0,018 cm) a sustancialmente 0,020 pulgadas (0,051 cm), los tubos tienen una separación de centro a centro generalmente en horizontal y generalmente de manera normal al eje longitudinal de los tubos de sustancialmente el 100% a sustancialmente el 131% del diámetro exterior de tubo nominal, y los tubos horizontalmente adyacentes tienen una separación de centro a centro generalmente vertical de sustancialmente el 110% a sustancialmente el 300% del diámetro exterior de tubo nominal.

Preferiblemente, los tubos son tubos en serpentín que tienen una pluralidad de segmentos y una pluralidad de codos de retorno, estando orientados los codos de retorno en planos generalmente verticales, conectando los segmentos de cada tubo los codos de retorno de cada tubo y extendiéndose entre los codos de retorno en una dirección generalmente horizontal, teniendo los segmentos un eje longitudinal y una forma de sección transversal generalmente elíptica que tiene un eje mayor y un eje menor siendo el promedio de la longitud del eje mayor y la longitud del eje menor un diámetro exterior de tubo nominal, estando dispuestos los segmentos en el conjunto de serpentín de manera que los segmentos de tubos adyacentes están separados generalmente en vertical entre sí en planos generalmente paralelos al plano mayor, estando los segmentos de tubos adyacentes en los planos generalmente paralelos al plano mayor escalonados y separados entre sí generalmente en vertical para formar una pluralidad de niveles escalonados generalmente horizontales, en el que uno de cada dos segmentos se alinea en el mismo nivel generalmente horizontal generalmente en paralelo al plano mayor, y en el que los segmentos están separados entre sí generalmente en horizontal y generalmente de manera normal al eje longitudinal del segmento conectado al codo de retorno.

Cuando los tubos son tubos en serpentín, la mejora comprende el hecho de que los segmentos tienen aletas externas formadas sobre una superficie exterior de los segmentos, en el que las aletas tienen una separación de sustancialmente 1,5 a sustancialmente 3,5 aletas por pulgada (2,54 cm) a lo largo del eje longitudinal de los segmentos, teniendo las aletas una altura que se extiende desde la superficie exterior de los segmentos a una distancia de sustancialmente el 23,8% a sustancialmente el 36% del diámetro exterior de tubo nominal, teniendo las aletas un grosor de sustancialmente 0,007 pulgadas (0,018 cm) a sustancialmente 0,020 pulgadas (0,051 cm), teniendo los segmentos una separación de centro a centro generalmente en horizontal y generalmente de manera normal al eje longitudinal de los segmentos de sustancialmente el 100% a sustancialmente el 131% del diámetro exterior de tubo nominal, y teniendo los segmentos horizontalmente adyacentes una separación de centro a centro generalmente vertical de sustancialmente el 110% a sustancialmente el 300% del diámetro exterior de tubo nominal.

Breve descripción de las diversas vistas de los dibujos

El anterior sumario, así como la siguiente descripción detallada de las realizaciones preferidas de la invención, se entenderán mejor cuando se lean junto con los dibujos adjuntos. Con fines de ilustración de la invención, se muestran en los dibujos realizaciones que son actualmente preferidas. Debe entenderse, sin embargo, que la invención no se limita a las disposiciones y medios precisos mostrados.

La figura 1 es una vista isométrica de una realización de un tubo con aletas en serpentín según la presente invención usado con otros tubos con aletas de este tipo en un conjunto de serpentín de un aparato de intercambio de calor por evaporación.

La figura 2 es una vista ampliada de una parte del tubo en serpentín de la figura 1, que muestra el área de la figura 1 dentro del círculo indicado como "figura 2".

La figura 3 es una vista en sección transversal vertical tomada a lo largo de las líneas 3--3 de la realización de la figura 2.

La figura 4 es una vista en alzado desde un extremo tomada a lo largo del extremo izquierdo de la figura 1, que muestra un tubo en serpentín que tiene un plano generalmente vertical que se extiende a 90° en el plano de la hoja del dibujo.

5 La figura 5A es una vista de una primera realización, en parte en alzado desde un extremo y en parte en sección transversal vertical, de una parte de cuatro tubos de una pluralidad de tubos en serpentín de un conjunto de serpentín, tomada a lo largo de las líneas 5--5 de la realización de la figura 1, que muestra los segmentos generalmente elípticos que tienen sus ejes mayores alineados generalmente en vertical y generalmente paralelos al plano de los codos de retorno cuando los tubos están orientados generalmente en vertical tal como se muestra con respecto al tubo en la figura 4.

10 La figura 5B es una vista de una segunda realización, en parte en alzado desde un extremo y en parte en sección transversal vertical, de una parte de cuatro tubos de una pluralidad de tubos en serpentín de un conjunto de serpentín, tomada a lo largo de las líneas 5--5 de la realización de la figura 1, que muestra segmentos generalmente elípticos que tienen sus ejes mayores de tubos adyacentes en niveles diferentes en ángulo en sentidos opuestos entre sí y con respecto al plano de los codos de retorno tal como se muestra en la figura 4.

15 La figura 6 es una vista isométrica de una realización de un conjunto de serpentín a modo de ejemplo fabricado usando los tubos con aletas de la presente invención.

20 La figura 6A es un dibujo en alzado lateral esquemático de la realización del conjunto de serpentín a modo de ejemplo de la figura 6 fabricado usando tubos con aletas en serpentín de la presente invención.

25 La figura 6B es un dibujo en alzado lateral esquemático de una realización alternativa de un conjunto de serpentín a modo de ejemplo fabricado usando los tubos con aletas de la presente invención.

La figura 6C es un dibujo en alzado lateral esquemático de otra realización alternativa de un conjunto de serpentín a modo de ejemplo fabricado usando los tubos con aletas de la presente invención.

30 La figura 7 es una vista en sección transversal vertical esquemática de una primera realización de un intercambiador de calor por evaporación a contraflujo de corriente inducida, que incluye una disposición de dos conjuntos de serpentín de tubos con aletas de la presente invención dentro del intercambiador de calor por evaporación.

35 La figura 8 es una vista en sección transversal vertical esquemática de una realización de un intercambiador de calor por evaporación a contraflujo de corriente forzada, que incluye una disposición de dos conjuntos de serpentín de tubos con aletas de la presente invención dentro del intercambiador de calor por evaporación, con algunos componentes típicos eliminados por motivos de claridad.

40 La figura 9 es una vista en sección transversal vertical esquemática de una realización de un intercambiador de calor por evaporación de corriente inducida, que incluye una disposición de un conjunto de serpentín de tubos con aletas de la presente invención ubicada directamente bajo una sección de medios de transferencia de calor por contacto directo que incluye un relleno de tipo cubierta húmeda dentro del intercambiador de calor por evaporación, con algunos componentes típicos eliminados por motivos de claridad.

45 La figura 10 es una vista en sección transversal vertical esquemática de otra realización de un intercambiador de calor por evaporación de corriente inducida, que incluye una disposición de un conjunto de serpentín de tubos con aletas de la presente invención ubicada directamente encima de una sección de medios de transferencia de calor por contacto directo que incluye un relleno de tipo cubierta húmeda dentro del intercambiador de calor por evaporación, con algunos componentes típicos eliminados por motivos de claridad.

50 La figura 11 es una vista en sección transversal vertical esquemática de una realización de un intercambiador de calor por evaporación a contraflujo de corriente inducida, que incluye una disposición de un conjunto de serpentín de tubos con aletas de la presente invención ubicada en una configuración separada por debajo del relleno dentro del intercambiador de calor por evaporación, con algunos componentes típicos eliminados por motivos de claridad.

55 La figura 12 es una gráfica de los resultados de someter a prueba varias realizaciones de un intercambiador de calor por evaporación usando conjuntos de serpentín de la presente invención en comparación con otros tipos de conjuntos de serpentín en condiciones equivalentes usando procedimientos de prueba según se explica a continuación en el presente documento.

60 **Descripción detallada de las realizaciones preferidas**

La presente invención se describirá con referencia a los dibujos, en los que números similares indican elementos similares en todas las distintas vistas, e inicialmente con referencia a las figuras 1-4, 5A y 5B que muestran realizaciones de un tubo con aletas, junto con las figuras 6, 6A, 6B y 6C, que muestran varias realizaciones de un conjunto de serpentín fabricado usando varios de los tubos con aletas, así como la figura 7, que muestra una

realización de un aparato de intercambio de calor por evaporación a modo de ejemplo que contiene el conjunto de serpentín de los tubos con aletas de la presente invención.

Aunque las realizaciones preferidas de la invención usan tubos con aletas de la presente invención para todos los tubos en un conjunto de serpentín de un aparato de intercambio de calor por evaporación para proporcionar las mayores ventajas y beneficios de la invención, y son las realizaciones descritas en detalle a continuación en el presente documento, otras realizaciones de la invención incluyen usar al menos un tubo con aletas de la presente invención en un conjunto de serpentín junto con otros tubos sin aletas en un conjunto de serpentín de este tipo. Preferiblemente, una pluralidad de tubos con aletas, de manera que al menos algunos, más preferiblemente la mayoría, y lo más preferiblemente según se mencionó anteriormente, todos los tubos en un conjunto de serpentín para un aparato de intercambio de calor por evaporación son los tubos con aletas de la presente invención. Cuando se usan tubos con aletas en un conjunto de serpentín de este tipo junto con tubos sin aletas, los tubos con aletas se usan en cualquier disposición deseada de tubos con y sin aletas, pero preferiblemente y sin limitación, los tubos con aletas pueden disponerse habitualmente para estar en la parte superior de un conjunto de serpentín y los tubos sin aletas pueden estar en la parte inferior del conjunto de serpentín.

El componente básico de la presente invención es un tubo 10 con aletas, de manera preferible aunque no exclusivamente en forma de un tubo en serpentín que se observa mejor en las figuras 1-4, formado para proporcionar las ventajas de la invención cuando se combina con otros tubos con aletas de este tipo para formar un conjunto 24 de serpentín (véanse las figuras 6 y 6A). El conjunto 24 de serpentín tiene un plano 25 mayor, que se usa a su vez en un aparato de intercambio de calor por evaporación, tal como el intercambiador 26 de calor por evaporación, por ejemplo (véase la figura 7). Cuando el tubo 10 con aletas está en la forma preferida de un tubo en serpentín, tiene una pluralidad de segmentos 12 generalmente rectos que tienen un eje 13 longitudinal y que están interconectados mediante codos 16 de retorno. Los tubos 10 pueden estar compuestos por cualquier metal termoconductor, tal como acero galvanizado, acero inoxidable, cobre, aluminio o similar. El acero inoxidable y el acero galvanizado, cuando se aplica zinc al acero para formar el acero galvanizado una vez ensamblados los tubos para formar el conjunto 24 de serpentín, son los materiales actualmente preferidos para los tubos 10 para la mayoría de aplicaciones de intercambio de calor por evaporación.

Los codos 16 de retorno pueden estar formados de manera solidaria y de manera unitaria con los segmentos 12 para formar los tubos 10. Alternativamente, las aletas pueden estar incluidas sobre los segmentos 12 y los codos 14 de retorno, que tienen partes 16 de extremo conectoras, pueden conectarse a partes 18 de extremo conectoras del segmento 12 una vez formadas las aletas 20 sobre la superficie exterior de los segmentos 12. Las partes 16 de extremo de conexión del codo 14 de retorno coinciden con la forma y normalmente son ligeramente más grandes en el área de sección transversal que las partes 18 de extremo de conexión de los segmentos 12, de manera que las partes 18 de extremo de conexión de los segmentos 12 encajan en las partes 16 de extremo de conexión del codo 14 de retorno, y pueden sellarse sustancialmente de manera conveniente de manera sustancialmente estanca a los líquidos y preferiblemente de manera sustancialmente estanca a los gases, tal como soldando las partes 16 y 18 de extremo de conexión entre sí. Alternativamente, las partes 16 de extremo de conexión de los codos 14 de retorno coinciden con la forma y pueden ser ligeramente más pequeñas en el área de sección transversal que las partes 18 de extremo de conexión de los segmentos 12, de manera que las partes 18 de extremo de conexión de los segmentos 12 encajan sobre las partes 16 de extremo de conexión del codo 14 de retorno, y pueden sellarse sustancialmente de manera conveniente de una manera sustancialmente estanca a los líquidos y preferiblemente de manera sustancialmente estanca a los gases, tal como soldando las partes 16 y 18 de extremo de conexión entre sí. Las partes 16 y 18 de extremo de conexión pueden tener una forma de sección transversal generalmente elíptica u otra. Preferiblemente, para facilitar la fabricación y la manipulación, las partes 16 y 18 de extremo de conexión tienen una forma de sección transversal generalmente circular, de manera que es más fácil orientar y conectar entre sí las partes 16 y 18 de extremo de conexión, y de modo que pueden usarse codos 14 de retorno uniformes que preferiblemente tienen una forma de sección transversal generalmente circular por toda su longitud curvada desde una parte 16 de extremo de conexión a la parte 16 de extremo de conexión opuesta. Sin embargo, si se desea, tal como para crear un conjunto de serpentín empaquetado más estrechamente de una pluralidad de tubos 10 dispuestos generalmente en horizontal, los codos de retorno pueden tener una forma de sección transversal generalmente elíptica, en la que los ejes mayores de las elipses del cuerpo de los codos 14 de retorno entre las partes 16 de extremo conectoras están orientados en una dirección generalmente vertical, para la mayoría de aplicaciones en un intercambiador de calor por evaporación. Alternativamente, los codos 14 de retorno pueden tener una sección transversal en forma de riñón por toda su longitud, con o sin partes 16 de extremo de conexión en forma de riñón si las partes 18 de extremo de conexión de los segmentos 12 tienen secciones transversales en forma de riñón coincidentes. Se prefiere conectar los codos 14 de retorno a los segmentos 12 una vez aplicadas las aletas 20 a los segmentos, para facilitar la fabricación.

Los tubos 10 se ensamblan para formar un conjunto 24 de serpentín, que se observa mejor en las figuras 6 y 6A, siendo los tubos 10 tubos en serpentín. Normalmente, un conjunto 24 de serpentín tiene una forma global generalmente rectangular retenida en un bastidor 28, y está formado por múltiples tubos 10 en serpentín, siendo los segmentos 12 generalmente horizontales y estando estrechamente separados y dispuestos en niveles en planos generalmente paralelos al plano 25 mayor del conjunto 24 de serpentín. El conjunto 24 de serpentín tiene una entrada 30 conectada a un colector o cabezal 32 colector de entrada, que se conecta en comunicación de fluido a

extremos de entrada de los tubos 10 en serpentín del conjunto de serpentín, y una salida 34 conectada a un colector o cabezal 36 colector de salida, que se conecta en comunicación de fluido a los extremos de salida de los tubos 10 en serpentín del conjunto de serpentín. Aunque la entrada 30 se muestra en la parte superior y la salida 34 se muestra en la parte inferior del conjunto 24 de serpentín, la orientación de la entrada y la salida podrían invertirse, de manera que la entrada esté en la parte inferior y la salida esté en la parte superior, si se desea. El conjunto 24 de serpentín ensamblado puede moverse y transportarse como una estructura unitaria de manera que puede sumergirse, si se desea, si sus componentes están hechos de acero, en un baño de zinc para galvanizar la totalidad del conjunto de serpentín.

La figura 6B es un dibujo en alzado lateral esquemático de otra realización alternativa de un conjunto 24 de serpentín a modo de ejemplo fabricado usando los tubos 10 con aletas de la presente invención, siendo los tubos 10 con aletas tubos generalmente rectos que se extienden de manera transversal al plano 25 mayor (no mostrado). En esta realización, una entrada 30 para el fluido de transferencia de calor o de proceso interno está conectada a un colector o cabezal 32 colector de entrada. El fluido interno fluye desde el colector o cabezal 32 colector de entrada al interior de una pluralidad de tubos 10 con aletas que están conectados en comunicación de fluido por un extremo al colector o cabezal 32 colector de entrada en un nivel superior y al interior de un segundo colector o cabezal 33A colector superior al que están conectados los extremos opuestos de los tubos 10 con aletas de nivel superior en comunicación de fluido. El fluido interno fluye entonces desde el segundo colector o cabezal 33A colector superior a través de un nivel inferior de tubos 10 con aletas conectados en comunicación de fluido por un extremo al segundo colector o cabezal 33A colector superior al interior de un tercer colector o cabezal 33B colector intermedio al que están conectados los extremos opuestos de los tubos 10 con aletas en comunicación de fluido. Desde el tercer colector o cabezal 33B colector intermedio, el fluido interno fluye al interior de un nivel aún más inferior de tubos 10 con aletas que están conectados en comunicación de fluido por un extremo al tercer colector o cabezal 33B colector intermedio hasta un cuarto colector o cabezal 33C colector inferior al que están conectados los extremos opuestos de los tubos 10 con aletas en comunicación de fluido. Entonces el fluido interno fluye desde el cuarto colector o cabezal 33C colector inferior al que está conectado un extremo del nivel más inferior de los tubos 10 con aletas en comunicación de fluido hasta un colector o cabezal 36 colector de salida al que están conectados los extremos opuestos de los tubos 10 con aletas en comunicación de fluido. Una salida 34 para el fluido de transferencia de calor o de proceso interno está conectada al colector o cabezal 36 colector de salida. Según se describió anteriormente en relación con la realización de las figuras 6 y 6A, si se desea para usos particulares, el flujo del fluido interno puede invertirse, de manera que la entrada 30 descrita sea una salida y la salida 34 descrita sea la entrada.

La figura 6C es un dibujo en alzado lateral esquemático de una realización alternativa de un conjunto 24 de serpentín a modo de ejemplo fabricado usando los tubos 10 con aletas de la presente invención, siendo los tubos 10 con aletas tubos generalmente rectos que se extienden de manera transversal al plano 25 mayor (no mostrado) y se conectan en comunicación de fluido directamente por respectivos extremos opuestos a un colector o cabezal 32 colector de entrada y a un colector o cabezal 36 colector de salida. Una entrada 30 para el fluido de transferencia de calor o de proceso interno está conectada al colector o cabezal 32 colector de entrada. Una salida 34 para el fluido de transferencia de calor o de proceso interno está conectada al colector o cabezal 36 colector de salida. Según se describió anteriormente en relación con la realización de las figuras 6, 6A y 6B, si se desea para usos particulares, el flujo del fluido interno puede invertirse, de manera que la entrada 30 descrita sea una salida y la salida 34 descrita sea la entrada.

Los segmentos 12 de los tubos 10 con aletas mostrados en las figuras 6 y 6A y los tubos 10 con aletas generalmente rectos tal como se muestra en las figuras 6B y 6C tienen aletas 20 externas, que son preferiblemente aletas en espiral, que entran en contacto con la superficie exterior de los segmentos 12. Las aletas pueden estar serradas, pueden tener ondulaciones o corrugaciones o pueden ser de cualquier otra estructura ampliamente conocida deseada. Si se desea, pueden formarse collarines 22 de manera solidaria o unitaria con las aletas 20, proporcionando los collarines 22 un contacto directo y seguro con la superficie de los tubos 10 o segmentos 12 por un área de superficie mayor que si sólo los bordes de las aletas 20 estuvieran en contacto con la superficie exterior de los tubos 10 o segmentos 12. Las aletas 20 y los collarines 22 pueden formarse simultáneamente sobre los tubos 10 o segmentos 12 usando equipo comercialmente disponible de manera conocida por quienes se dedican a la producción de tubos con aletas, y especialmente tubos con aletas en espiral. Alternativamente, las aletas 20, con o sin collarines 20, pueden aplicarse individualmente sobre la superficie exterior de los tubos 10 o segmentos 12, y después fijarse, tal como mediante soldadura, en su sitio, aunque ésta es una manera cara y complicada de aplicar las aletas 20 a los tubos 10 o segmentos 12.

Preferiblemente, las aletas 20 se aplican en espiral de manera continua a los tubos 10 o segmentos 12 mediante equipos convencionales. Las aletas 20 se forman a partir de una banda de metal del mismo tipo que el usado para los tubos 10, y la banda se alimenta desde una fuente de la banda a una velocidad tal y de manera que se envuelva en espiral alrededor del tubo 10 o el segmento 12 a medida que el tubo 10 o el segmento 12 se hace avanzar longitudinalmente a lo largo de y se hace rotar alrededor de su eje 13 longitudinal a través del equipo de formación de aletas en espiral. A medida que las aletas 20 se envuelven alrededor del tubo 10 o el segmento 12, el radio interno de las aletas 20 se comba mientras que el radio externo no lo hace, lo que crea corrugaciones o indentaciones mínimas en las propias aletas. Esta combadura se produce en un proceso regular, repetitivo en un patrón de izquierda a derecha, para formar ondulaciones hacia dentro y hacia fuera del plano del material usado

para formar las aletas, no mostrado en las figuras 2 y 3.

Si se desean collarines 22, la banda de metal del mismo tipo que el usado para los tubos 10, se alimenta desde una fuente de la banda a una velocidad tal y de manera que se dobla longitudinalmente para proporcionar una parte plana que se convierte en los collarines 22 y una parte erguida que se convierte en las aletas 20. La banda de metal doblada se envuelve en espiral alrededor de los segmentos 12 a medida que los segmentos 12 se hacen avanzar longitudinalmente a lo largo de y se hacen rotar alrededor de su eje 13 longitudinal a través del equipo de formación de aletas en espiral. Cuando la tira de metal se ha aplicado en espiral a los segmentos para formar las aletas 20 con collarines 22, las aletas 20 normalmente tienen ondulaciones hacia dentro y hacia fuera de su plano, en lugar de rectas tal como se muestra en las figuras 2 y 3 para facilitar la ilustración, mientras que los collarines 22 son planos contra la superficie de los segmentos 12, como resultado de la deformación del metal durante la aplicación de la tira de metal a los segmentos que avanzan y rotan.

Las figuras 5A y 5B muestran respectivas realizaciones primera y segunda, en parte en alzado desde un extremo y en parte en sección transversal vertical, de una parte de cuatro tubos 10 A o 10B en serpentín, para las figuras 5A y 5B, respectivamente, de una pluralidad de tubos 10 de un conjunto 24 de serpentín, tomadas a lo largo de las líneas 5--5 de la realización de la figura 1. Tal como se muestra, partiendo del lado izquierdo de cada una de las figuras 5A y 5B, se muestran los tubos segundo y cuarto en una orientación preferida estando escalonados en altura, o verticalmente (tal como se muestra, más bajos), con respecto a sus siguientes tubos primero y tercero generalmente adyacentes en horizontal. Las figuras 5A y 5B también ilustran realizaciones alternativas de orientaciones de los ejes mayores de los segmentos 12A generalmente elípticos de los tubos 10A en serpentín en la figura 5A y los segmentos 12B generalmente elípticos de los tubos 10B en serpentín en la figura 5B. Por lo demás, las realizaciones de las figuras 5A y 5B son similares entre sí. En las figuras 5A y 5B, la sección transversal de la figura 1 se seleccionó de manera que las aletas no se muestran ni describen por motivos de claridad, pero las orientaciones de los ejes mayor y menor de los segmentos generalmente elípticos deben entenderse en relación a la totalidad de la longitud de los segmentos 12 con aletas hasta que se conectan o se forman de manera unitaria con los codos 14A y 14B de retorno. Aunque cada uno de los codos 14A y 14B de retorno se muestra como con una forma de sección transversal circular, según se explicó anteriormente, los codos 14A y 14B de retorno pueden tener alternativamente una forma de sección transversal generalmente elíptica, una forma de sección transversal generalmente en forma de riñón, u otra forma de sección transversal. Para facilitar la explicación, la orientación de los ejes mayores de los segmentos 12A y 12B con aletas generalmente elípticos se describirá en la realización preferida de los tubos 10 en serpentín tal como se muestra en la realización ilustrada en las figuras 6 y 6A, aunque, en principio, puede proporcionarse, y preferiblemente se proporciona, la misma orientación para los tubos 10 con aletas generalmente rectos y generalmente elípticos usados en un conjunto de serpentín tal como los conjuntos de serpentín mostrados en las figuras 6B y 6C.

Tanto en la figura 5A como en la 5B, los segmentos 12A o 12B de tubos adyacentes están separados generalmente en vertical entre sí en planos generalmente paralelos al el plano 25 mayor del conjunto 24 de serpentín en respectivos niveles L1A y L1B superiores generalmente horizontales y respectivos niveles L2A y L2B inferiores generalmente horizontales. Por tanto, los segmentos 12A o 12B de tubos 10A o 10B adyacentes están en planos generalmente paralelos al plano 25 mayor y están escalonados y separados entre sí generalmente en vertical para formar una pluralidad de niveles escalonados generalmente horizontales en el que uno de cada dos segmentos se alinea en el mismo nivel generalmente horizontal generalmente en paralelo al plano 25 mayor.

En la primera realización de la figura 5A, los segmentos 12A generalmente elípticos tienen sus ejes mayores alineados generalmente en vertical y generalmente paralelos al plano de los codos 14A de retorno cuando los tubos 10A están orientados generalmente en vertical tal como se muestra con respecto al tubo 10 en la figura 4. Esta alineación u orientación es independiente de si los segmentos están en un nivel L1A superior vertical generalmente horizontal o un nivel inferior horizontal, tal como el siguiente nivel L2A adyacente generalmente horizontal.

En la segunda realización de la figura 5B, los segmentos 12B generalmente elípticos tienen sus ejes mayores de los tubos 10B en los siguientes niveles L1B y L2B adyacentes diferentes generalmente horizontales, en ángulo en sentidos opuestos con respecto al plano de los codos 14B de retorno cuando los tubos 10B están orientados generalmente en vertical tal como se muestra con respecto al tubo 10 en la figura 4. Tal como se muestra en la figura 5B, en una realización preferida en la que los ejes mayores de los segmentos 12 están orientados en sentidos opuestos en niveles adyacentes horizontales, el ángulo de todos los ejes mayores en un primer nivel L1B generalmente horizontal es de aproximadamente 20° desde el plano de los codos de retorno y el ángulo de todos los ejes mayores en el siguiente nivel L2B adyacente generalmente horizontal es de aproximadamente 340° desde el plano de los codos de retorno. En esta configuración, en cada nivel L1B horizontal, los ejes mayores de todos los segmentos 12B están orientados en el mismo sentido en ángulo y, en el siguiente nivel L2B inferior adyacente, los ejes mayores de todos los segmentos están orientados en el mismo sentido en ángulo, pero en una orientación en ángulo opuesta con respecto a la orientación en ángulo de los ejes mayores en el nivel L1B. Cuando los ejes mayores están en ángulo en sentidos opuestos en niveles adyacentes horizontales, se conocen en ocasiones como disposición u orientación en "zigzag", y se usa este término en la tabla siguiente para designar este tipo de disposición u orientación. Si se desea, sin embargo, en cada nivel L1B o L2B, los ejes mayores de los segmentos en el mismo nivel generalmente horizontal pueden estar en ángulo en sentidos opuestos.

Por tanto, tal como se representa en las figuras 5A y 5B, los ejes mayores de los segmentos 12A o 12B con aletas en un primer nivel L1A o L1B generalmente horizontal, respectivamente, pueden estar a de 0° a aproximadamente 25° grados desde el plano de los codos de retorno y el ángulo de los ejes mayores de los segmentos 12B o 12A con aletas, respectivamente, en el siguiente nivel L2B o L2A adyacente generalmente horizontal, respectivamente, puede estar a de aproximadamente 335° a 360° desde el plano de los codos de retorno. La figura 4 muestra los ejes mayores en ángulo en sentidos opuestos de los segmentos 12 con aletas según se describe con respecto a la figura 5B para un tubo 10 en serpentín completo.

Los codos 14, 14A y 14B de retorno se muestran en sección transversal generalmente circular. El diámetro exterior de la sección transversal circular de los codos de retorno es sustancialmente igual al diámetro exterior de tubo nominal que es un promedio de las longitudes de los ejes mayor y menor de los segmentos 12, 12A y 12B que tienen una sección transversal generalmente elíptica. Preferiblemente, aunque sin limitación, el diámetro exterior de los codos de retorno y el diámetro exterior de tubo nominal son de aproximadamente y, de manera preferible, sustancialmente 1,05 pulgadas (2,67 cm), siendo el grosor de pared de los tubos que forman los segmentos 12 y los codos 14 de retorno de aproximadamente 0,055 pulgadas (0,14 cm). El eje menor del tubo 10 o los segmentos 12, 12A y 12B generalmente elípticos es de aproximadamente 0,5 a aproximadamente 0,9 veces, y de manera preferible aproximadamente 0,8 veces el diámetro exterior de tubo nominal. Por tanto, los tubos 10 y los segmentos 12, 12A y 12B rectos generalmente elípticos que tienen un diámetro exterior de tubo nominal de 1,05 pulgadas (2,67 cm), tendrán una longitud del eje menor de aproximadamente y, de manera preferible, sustancialmente 0,525 pulgadas (1,334 cm) a de aproximadamente y, de manera preferible, sustancialmente 0,945 pulgadas (2,4 cm), y de manera preferible aproximadamente y de manera preferible sustancialmente 0,84 pulgadas (2,134 cm). Se ha encontrado que los tubos 10 con estas dimensiones presentan un buen equilibrio entre un diámetro interno o unas dimensiones apropiadas para permitir que el fluido de procesamiento en forma de cualquier gas o líquido deseado fluya fácilmente dentro de los tubos 10, la proximidad de tal fluido de procesamiento a la pared del tubo para una buena transferencia de calor a través de las paredes de los tubos con la forma de sección transversal elíptica que tiene un área de superficie eficaz grande, y la posibilidad de proporcionar un número apropiado de tubos 10 que van a empacarse en un conjunto 24 de serpentín. Los tubos son fuertes, duraderos y, cuando están en forma de serpentín, puede trabajarse fácilmente, incluyendo la conexión de los segmentos 12 y los codos 14 de retorno y la colocación dentro de un conjunto 24 de serpentín. Dependiendo del entorno y el uso previsto de los intercambiadores de calor por evaporación, tales como el intercambiador 26 de calor por evaporación, en el que estén colocados los tubos 10 con aletas de la presente invención, las dimensiones y la forma de sección transversal de los tubos 10 pueden variar considerablemente.

La separación y la orientación de los tubos 10 que tienen la forma de sección transversal generalmente elíptica o los segmentos que tienen la forma de sección transversal generalmente elíptica dentro de un conjunto 24 de serpentín son factores importantes para el rendimiento del intercambiador de calor por evaporación que contiene el conjunto 24 de serpentín. Si la separación entre segmentos 12 es demasiado estrecha, el flujo de aire y agua a través del conjunto de serpentín y el mezclado turbulento dentro del mismo se verán afectados negativamente y serán necesarios ventiladores con más caballos de vapor y habrá una mayor caída de presión. Si la separación entre los segmentos 12 es demasiado grande, habrá menos tubos por área de superficie del plano 25 mayor del conjunto 24 de serpentín, lo que reduce la capacidad de transferencia de calor, y puede haber un mezclado inadecuado, por ejemplo insuficiente, del aire y el agua, lo que afecta negativamente al grado de evaporación, y por tanto al intercambio de calor. La orientación de los segmentos 12, particularmente con respecto al ángulo de los ejes mayores de los segmentos, también afecta a la capacidad de intercambio de calor de un intercambiador de calor por evaporación con el que se usan.

La separación de las aletas 20 alrededor de la superficie exterior de los segmentos 12 es crítica. Si la separación entre aletas es demasiado estrecha (demasiadas aletas por pulgada, por ejemplo), la posibilidad de que el líquido de intercambio de calor externo y el aire se mezclen eficazmente de manera turbulenta se ve afectada negativamente y las aletas 20 pueden bloquear el espacio externamente a través del conjunto 24 de serpentín, de manera que se requiere más potencia del medio para mover aire. La determinación crítica de la altura de las aletas (la distancia desde el punto proximal en el que la base de las aletas 20 entra en contacto con la superficie exterior de los segmentos 12 y la punta distal de las aletas) implica problemas similares. Aunque aletas más altas tienen un área de superficie más grande que el agua de evaporación puede recubrir, aletas más largas pueden bloquear el paso de aire. Aletas 20 más gruesas también presentan problemas críticos similares. Aletas más gruesas son más duraderas y pueden resistir mejor las fuerzas del agua y el aire, así como de otro material que pueda arrastrarse al interior a medida que pasan a través de un conjunto de serpentín, pero aletas más gruesas también pueden bloquear el flujo de agua o aire a través del conjunto de serpentín y serían más caras de fabricar. Todos estos factores afectan negativamente al rendimiento.

Si la separación entre aletas es demasiado grande (no suficientes aletas por pulgada, por ejemplo), las ventajas de un número suficiente de aletas 20 para su recubrimiento por el agua de evaporación no estarían presentes y puede producirse un efecto negativo sobre el mezclado deseado del agua y el aire encargados de una evaporación eficaz. Están presentes problemas similares cuando la altura de las aletas es demasiado baja, ya que no hay suficiente estructura de las aletas para su recubrimiento con el agua, y puede haber menos mezclado del agua y el aire. Aletas

más delgadas pueden no ser suficientemente duraderas para resistir el entorno hostil al que están sometidas en intercambiadores de calor por evaporación y si las aletas son demasiado delgadas, podrían doblarse durante el funcionamiento debido a que están sometidas a las fuerzas tanto del agua como del aire que impactan contra las mismas, lo que afecta negativamente al flujo tanto del agua como del aire. Además, y lo que es más importante, aletas más delgadas transfieren menos calor.

La presente invención se concibió y desarrolló en vista de los factores anteriores de forma, orientación, disposición y separación de los tubos, y separación, altura y grosor de las aletas, debiendo estar todo ello cuidadosamente equilibrado, lo que fue una tarea difícil que requirió considerables pruebas y experimentación. Basándose en este trabajo, se determinaron los parámetros apropiados de forma, disposición, orientación y separación de los tubos, así como separación, altura y grosor de las aletas.

La orientación y la separación, en un conjunto 24 de serpentín y un intercambiador de calor por evaporación, de los tubos 10 con sus segmentos 12 y codos 14 de retorno se describirán principalmente con referencia a las figuras 5A y 5B. La separación de centro a centro D_H generalmente en horizontal (lo que será generalmente en paralelo al plano 25 mayor en la figura 6) y generalmente de manera normal al eje 13 longitudinal de los segmentos 12, 12A y 12B es de sustancialmente el 100% a sustancialmente el 131%, preferiblemente de sustancialmente el 106% a sustancialmente 118%, y más preferiblemente de sustancialmente el 112% del diámetro exterior de tubo nominal. La separación vertical entre segmentos o tubos rectos D_V generalmente no es tan crítica para el rendimiento de un intercambiador de calor por evaporación como la separación horizontal entre segmentos o tubos D_H . Los segmentos 12, 12A y 12B tienen una separación de centro a centro generalmente vertical de sustancialmente el 110% a sustancialmente el 300% del diámetro exterior de tubo nominal, preferiblemente de sustancialmente el 150% a sustancialmente el 205% del diámetro exterior de tubo nominal, y más preferiblemente, de sustancialmente el 179% del diámetro exterior de tubo nominal. Esta separación de centro a centro generalmente vertical está indicada por la distancia D_V entre los niveles L1A y L1B superiores generalmente horizontales y los niveles L2A y L2B inferiores generalmente horizontales, respectivamente.

Estos parámetros pueden aplicarse de la siguiente manera a la realización actualmente preferida, siendo el diámetro exterior de tubo nominal de sustancialmente 1,05 pulgadas (2,67 cm). La separación de centro a centro D_H de los tubos 10 con aletas rectos o segmentos 12, 12A y 12B de los tubos 10 con aletas en serpentín será de sustancialmente 1,05 pulgadas (2,67 cm) a sustancialmente 1,38 pulgadas (3,51 cm), preferiblemente de sustancialmente 1,11 pulgadas (2,82 cm) a sustancialmente 1,24 pulgadas (3,15 cm), y más preferiblemente de sustancialmente 1,175 pulgadas (2,985 cm). Los tubos 10 con aletas o los segmentos 12, 12A y 12B con aletas tendrán una separación de centro a centro generalmente vertical D_V de sustancialmente 1,15 pulgadas (2,92 cm) a sustancialmente 3,15 pulgadas (8,00 cm), preferiblemente de sustancialmente 1,57 pulgadas (3,99 cm) a sustancialmente 2,15 pulgadas (5,46 cm), y más preferiblemente de sustancialmente 1,88 pulgadas (4,78 cm). En algunas realizaciones, los ejes mayores de los tubos 10 con aletas o los segmentos 12, 12A con aletas están orientados sustancialmente en vertical, de modo que son generalmente paralelos al plano de los codos 14 de retorno tal como se muestra en la figura 4. En otras realizaciones, los ejes mayores de los tubos 10 con aletas o los segmentos 12B con aletas pueden ser de mayores de 0° a aproximadamente 25° , y preferiblemente de aproximadamente 20° , desde el plano de los codos 14 de retorno y el ángulo de los ejes mayores de los tubos 10 con aletas o los segmentos 12B con aletas en el siguiente nivel verticalmente adyacente generalmente horizontal, puede ser de aproximadamente 335° a menor de 360° , y preferiblemente de aproximadamente 340° desde el plano de los codos 14 de retorno, de manera que los ejes mayores de los tubos 10 con aletas o los segmentos 12 con aletas están orientados en sentidos opuestos en niveles horizontales verticalmente adyacentes.

Los parámetros relativos a las aletas 20, concretamente la separación entre aletas a lo largo del eje 13 longitudinal de los segmentos 12, la altura de aleta desde la superficie exterior de los segmentos 12 y el grosor de aleta son tal como sigue según la presente invención.

Las aletas 20 son preferiblemente aletas en espiral y tienen una separación de sustancialmente 1,5 a sustancialmente 3,5 aletas por pulgada (2,54 cm) a lo largo del eje 13 longitudinal de los segmentos 12, preferiblemente de sustancialmente 2,75 a sustancialmente 3,25 aletas por pulgada (2,54 cm) y más preferiblemente de sustancialmente 3 aletas por pulgada (2,54 cm). Dicho de otro modo, la distancia de centro a centro entre las aletas es, por tanto, respectivamente, de sustancialmente 0,667 pulgadas (1,694 cm) a sustancialmente 0,286 pulgadas (0,726 cm), preferiblemente de sustancialmente 0,364 pulgadas (0,925 cm) a sustancialmente 0,308 pulgadas (0,782 cm), y más preferiblemente de sustancialmente 0,333 pulgadas (0,846 cm).

Las aletas 20 tienen una altura de sustancialmente el 23,8% a sustancialmente el 36% del diámetro exterior de tubo nominal, preferiblemente de sustancialmente el 28% a sustancialmente el 33% del diámetro exterior de tubo nominal, y más preferiblemente de sustancialmente el 29,76% del diámetro exterior de tubo nominal. Estos parámetros pueden aplicarse de la siguiente manera a la realización actualmente preferida, siendo el diámetro exterior de tubo nominal de sustancialmente 1,05 pulgadas (2,667 cm). En esta realización, las aletas 20 tienen una altura de sustancialmente 0,25 pulgadas (0,635 cm) a sustancialmente 0,375 pulgadas (0,953 cm), preferiblemente de sustancialmente 0,294 pulgadas (0,747 cm) a sustancialmente 0,347 pulgadas (0,881 cm), y más preferiblemente de 0,3125 pulgadas (0,794 cm).

Las aletas 20 tienen un grosor de sustancialmente 0,007 pulgadas (0,018 cm) a sustancialmente 0,020 pulgadas (0,051 cm), preferiblemente de sustancialmente 0,009 pulgadas (0,023 cm) a sustancialmente 0,015 pulgadas (0,038 cm), y más preferiblemente de sustancialmente 0,01 pulgadas (0,025 cm) a sustancialmente 0,013 pulgadas (0,033 cm). Tal como se indicó anteriormente en la sección de "Definiciones", las dimensiones para el grosor de las aletas son para las aletas sobre los tubos con aletas antes de cualquier tratamiento posterior de los propios tubos con aletas o de cualquier conjunto de serpentín que los contenga. Cuando los tubos con aletas o el conjunto de serpentín se someten a un tratamiento posterior, normalmente mediante galvanización de tubos con aletas de acero o, más normalmente, galvanización de la totalidad del conjunto de serpentín que los contiene, el grosor de las aletas aumenta en el grosor del recubrimiento de zinc aplicado durante la galvanización. Además, normalmente, las aletas tras la galvanización son más gruesas en una base proximal a la superficie exterior del tubo que en una punta de las aletas distal a la superficie exterior del tubo. Debido a que las aletas son más gruesas tras la galvanización, la separación entre las aletas se reduce de manera correspondiente. Habitualmente esto no supone un problema por lo que respecta al rendimiento térmico o a la capacidad térmica de los intercambiadores de calor por evaporación y la inhibición de la formación de óxido u otra corrosión mediante la galvanización es importante a la hora de proporcionar tubos con aletas y conjuntos de serpentín con mayor vida útil que si no estuvieran galvanizados.

El conjunto 24 de serpentín de cualquier configuración deseada, tal como se muestra en cualquiera de las figuras 6, 6A, 6B o 6C, se instala entonces en un aparato intercambiador de calor por evaporación, tal como el intercambiador 26 de calor por evaporación, tal como se muestra en la figura 7. Los intercambiadores de calor por evaporación tienen muchas configuraciones diversas, y se muestran varias esquemáticamente en las figuras 7-11. Los intercambiadores de calor por evaporación típicos en los que puede usarse el conjunto 24 de serpentín de la presente invención son, por ejemplo, sin limitación, cualquiera de los diversos disponibles por Evapco, Inc., tal como los modelos ATWB o ATC, que pueden incluir los componentes y funcionar según se da a conocer en la patente estadounidense 4.755.331 de Evapco, Inc. Los aparatos de intercambio de calor por evaporación, a pesar de las muchas variaciones, presentan la estructura y funcionamiento básicos que se describen a continuación, inicialmente con referencia a la figura 7.

La figura 7 es una vista en sección transversal vertical esquemática de una realización de un intercambiador 26 de calor por evaporación a contraflujo, de corriente inducida, en el que fluye agua generalmente en vertical en sentido descendente y fluye aire generalmente en vertical en sentido ascendente a través de la cámara de compensación y el conjunto de serpentín, que incluye una disposición de dos conjuntos 24 de serpentín de tubos con aletas de la presente invención dentro del intercambiador de calor por evaporación. El intercambiador 26 de calor por evaporación tiene un alojamiento 38 que encierra una cámara 40 de compensación que tiene un eje 42 longitudinal generalmente vertical. Uno o más conjuntos 24 de serpentín están montados dentro de la cámara 40 de compensación de manera que el plano 25 mayor de cada conjunto de serpentín es generalmente normal al eje 42 longitudinal de la cámara de compensación. De este modo, el plano generalmente vertical de los codos 14 de retorno en la realización preferida que usa tubos 10 en serpentín, tal como se muestra en la figura 4 y según se indica mediante la alineación generalmente vertical de los tubos 10 en los conjuntos de serpentín tal como se muestra en la figura 7, también es generalmente normal al plano 25 mayor de los conjuntos 24 de serpentín y paralelo al eje 42 longitudinal de la cámara de compensación. Basándose en esta alineación, los segmentos 12 con aletas, con sus ejes 13 longitudinales, de los tubos 10 también están en planos escalonados generalmente horizontales en paralelo al plano 25 mayor de los conjuntos 24 de serpentín y generalmente de manera normal al eje 42 longitudinal de la cámara 40 de compensación. Si se usan tubos 10 con aletas generalmente rectos tal como se muestra en las figuras 6B y 6C, entonces los tubos con aletas con sus ejes longitudinales también están en planos escalonados generalmente horizontales en paralelo al plano 25 mayor de los conjuntos 24 de serpentín y generalmente de manera normal al eje 42 longitudinal de la cámara 40 de compensación.

Fluye aire desde la atmósfera ambiental alrededor del intercambiador 26 de calor a través de las entradas 44 de aire que pueden tener, y preferiblemente tienen, rejillas de ventilación, o más preferiblemente, reguladores 45 de entrada de aire que pueden abrirse y cerrarse selectivamente, que pueden cerrarse o abrirse parcial o totalmente basándose en diversas condiciones atmosféricas y operativas, de una manera ampliamente conocida, y para proteger la cámara 40 de compensación frente a la entrada de objetos no deseados. En la realización de la figura 7, se aspira aire al interior de la cámara 40 de compensación, pasa a través de los conjuntos 24 de serpentín y sale por la salida 46 de aire por la acción de un medio para mover aire ubicado en un alojamiento 50 de salida de aire. El medio para mover aire en esta realización se muestra como un ventilador 48, en forma de ventilador de hélice, que se prefiere para su uso como ventilador de corriente inducida para aspirar aire desde la atmósfera ambiental. Podrían usarse otros tipos de ventiladores, tales como ventiladores centrífugos, aunque habitualmente no se usan, como ventiladores de corriente inducida. Se coloca una rejilla o pantalla (no mostrada) sobre el ventilador 48 por seguridad y para mantener residuos fuera del ventilador 48 y fuera del intercambiador 26 de calor por evaporación.

Una pared inferior del intercambiador 26 de calor por evaporación, junto con las paredes delantera, trasera y laterales contiguas, define un sumidero 52 para el agua u otro líquido de intercambio de calor externo. Si se desea, puede incluirse una tubería de drenaje con una válvula apropiada y una tubería de llenado con una válvula apropiada (ninguna de las cuales se muestra) para el drenaje y el llenado o rellenado del sumidero 52. El agua en el sumidero 52 se hace circular hacia un conjunto 54 de distribuidor de líquido, que cuando se enciende distribuye, a

través de boquillas de pulverización, orificios en una tubería o a través de otros dispositivos y técnicas conocidos, el agua como líquido de transferencia de calor por evaporación por encima de los conjuntos 24 de serpentín. El conjunto 54 de distribuidor está conectado a un extremo de un conducto 56 en conexión de fluido por el otro extremo con el agua en el sumidero. El conjunto 54 de distribuidor se activa o enciende normalmente cuando se enciende una bomba 58 para bombear agua desde el sumidero 52 al conjunto 54 de distribuidor a través del conducto 56.

El intercambiador 26 de calor por evaporación también incluye preferiblemente eliminadores 60 de dispersión por encima del conjunto 54 de distribuidor de líquido y por debajo del ventilador 48 y la salida 46 de aire. Los eliminadores de dispersión reducen muy significativamente las gotas de agua o la niebla arrastradas en el aire que sale por la salida 46. Hay disponibles comercialmente muchos eliminadores de dispersión de diversos materiales. Los eliminadores de dispersión actualmente preferidos son eliminadores de dispersión de PVC disponibles de Evapco, Inc. según se da a conocer en la patente estadounidense 6.315.804 de Evapco, Inc., cuya descripción se incorpora por la presente como referencia en el presente documento en su totalidad.

En funcionamiento, a medida que se aspira aire al interior de la cámara 40 de compensación a través de las entradas 44 de aire y cualquier rejilla de ventilación o regulador 45 asociado, también se aspira a través de los conjuntos 24 de serpentín. Se distribuye agua por los conjuntos 24 de serpentín mediante el distribuidor 54 de líquido. A medida que el aire se desplaza en sentido ascendente a través de los conjuntos 24 de serpentín, se mezcla con el agua, con un grado de turbulencia apropiado según lo establecido por la orientación y la disposición de los segmentos 12 con aletas que tienen las aletas 20 con las características, dimensiones y parámetros dados a conocer anteriormente. El agua recubre las superficies exteriores de los tubos 10, incluyendo los segmentos 12 que tienen la forma de sección transversal generalmente elíptica, así como las aletas 20. El aire hace que el agua se evapore, enfriando de ese modo el agua, de manera que el agua enfriada intercambia calor con los tubos 10 del conjunto de serpentín y el fluido de proceso contenido internamente en los tubos 10. El agua pasa por último a través de los conjuntos 24 de serpentín y se recoge en el sumidero 52, y se recircula al interior del distribuidor 54 de líquido a través del conducto 56 mediante la bomba. El aire con algo de agua arrastrada se aspira en sentido ascendente a través de los eliminadores 60 de dispersión, mediante los cuales se elimina la mayoría del agua, y preferiblemente casi toda, de la corriente de aire, antes de que el aire escape a través de la salida 46 de aire mediante el ventilador 48.

Como se indicó anteriormente, los conjuntos 24 de serpentín que tienen los tubos 10 con aletas de la presente invención pueden usarse en una amplia variedad y tipos de aparatos de intercambio de calor por evaporación. Las figuras 8-11 ilustran esquemáticamente una pequeña muestra de tales diversos intercambiadores de calor por evaporación, con algunos componentes típicos mostrados en la figura 7 eliminados por motivos de claridad. En las figuras 8-11, los componentes que se muestran y que son iguales que los de la figura 7 no se describen de nuevo, sino que se identifican con números similares a los usados en la figura 7, a excepción del uso de una designación de letra común a las realizaciones de cada una de las figuras 8-11, en donde, por ejemplo, los conjuntos 24A de serpentín se usan en el intercambiador 26A de calor por evaporación de la figura 8, el conjunto 24B de serpentín se usa en el intercambiador 26B de calor por evaporación de la figura 9, el conjunto 24C de serpentín se usa en el intercambiador 26C de calor por evaporación de la figura 10 y el conjunto 24D de serpentín se usa en el intercambiador 26D de calor por evaporación de la figura 11. Cualquier nuevo componente no usado en una figura anterior se identifica con un número diferente.

La figura 8 es una vista en sección transversal vertical esquemática de una realización de un intercambiador 26A de calor por evaporación a contraflujo de corriente forzada que incluye una disposición de dos conjuntos 24A de serpentín de tubos con aletas de la presente invención dentro de la cámara 40A de compensación del intercambiador de calor por evaporación. En este caso, en comparación con el intercambiador 26 de calor por evaporación de corriente inducida de la figura 7, en lugar de usar un ventilador 48 de hélice montado en un alojamiento 50 de salida de aire, el intercambiador 26A de calor por evaporación de corriente forzada de la figura 8 usa un medio para mover aire de tipo ventilador 62 centrífugo para forzar el aire a que entre en la cámara 40A de compensación dentro del alojamiento 38A a través de una pantalla 47 que cubre la entrada de aire. El aire se fuerza entonces generalmente en vertical en sentido ascendente y a través de los conjuntos 24A de serpentín, a través de los cuales está fluyendo agua generalmente en vertical en sentido descendente. A continuación, el aire se mueve a través de los eliminadores 60A de dispersión y sale del intercambiador 26A de calor por evaporación a través de la salida 46A de aire. El ventilador 62 centrífugo está montado normalmente en una parte inferior en un lado del alojamiento 38A adyacente a una entrada de aire normalmente cubierta por una pantalla 47. El sumidero para el agua no se muestra en la figura 8, pero estaría presente bajo los conjuntos 24A de serpentín de manera que se impida que el agua en el sumidero llegue al ventilador 62 centrífugo.

La figura 9 es una vista en sección transversal vertical esquemática de una realización de un intercambiador 26B de calor por evaporación de corriente inducida que incluye una disposición de un conjunto 24B de serpentín de tubos con aletas de la presente invención ubicado directamente por debajo de una sección de medios de transferencia de calor por contacto directo que incluye un relleno 64 de tipo cubierta húmeda, que se describe a continuación, dentro de la cámara 40B de compensación del intercambiador de calor por evaporación. En el intercambiador 26B de calor por evaporación de la figura 9, se aspira aire al interior de la cámara 40B de compensación a través de una entrada 44B de aire y cualquier rejilla de ventilación o regulador 45B asociado, estando la entrada 44B de aire lateralmente

adyacente al conjunto 24B de serpentín. El intercambiador 26B de calor por evaporación de la figura 9 difiere en un primer aspecto del intercambiador 26 de calor por evaporación de la figura 7, en que el aire se aspira por el conjunto 24B de serpentín en una dirección generalmente normal, transversal u horizontal con respecto al flujo de agua generalmente vertical en sentido descendente externamente a través del conjunto 24B de serpentín, lo que se conoce en la industria como disposición de flujo cruzado. El mezclado y la turbulencia del aire y el agua externamente a través del conjunto 24B de serpentín en una disposición de flujo cruzado es algo diferente, aunque todavía bastante eficaz, en comparación con el mezclado y la turbulencia del aire y el agua externamente a través del conjunto 24 de serpentín de la figura 7 en una disposición a contraflujo.

El intercambiador 26B de calor por evaporación de la figura 9 difiere en un segundo aspecto del intercambiador 26 de calor por evaporación de la figura 7 en que el intercambiador 26B de calor por evaporación de la figura 9 incluye una sección de intercambio de calor de contacto directo que contiene un relleno 64 de tipo cubierta húmeda por debajo del distribuidor 54B de líquido y por encima del conjunto 24B de serpentín, que proporciona intercambio de calor por evaporación directo cuando el flujo de aire y el agua de evaporación u otro líquido de enfriamiento entran en contacto directo entre sí y se mezclan con un cierto grado deseado de turbulencia dentro del relleno 64 de tipo cubierta húmeda dando como resultado un enfriamiento por evaporación adicional. El mezclado turbulento del aire y el agua en el relleno 64 de tipo cubierta húmeda permite una mayor transferencia de calor entre el aire y el agua, pero los beneficios del mayor mezclado turbulento en el relleno 64 de tipo cubierta húmeda no deberían superarse por los posibles efectos negativos sobre los requisitos de energía de un motor de ventilador o un tamaño de ventilador más grandes o una reducción del flujo de aire. Como se indicó anteriormente, existe un equilibrio preciso entre estos factores a la hora de decidir si y qué tipo de medios de transferencia de calor de relleno de tipo cubierta húmeda usar. Es por este motivo por el que el uso del relleno 64 de tipo cubierta húmeda es opcional en intercambiadores de calor por evaporación que usan el conjunto de serpentín de la presente invención. El relleno de tipo cubierta húmeda puede ser cualquier medio de relleno convencional, tal como relleno de plástico, normalmente PVC, así como medios de relleno de madera o cerámica, o cualquier otro medio de relleno conocido en la técnica. El medio de relleno actualmente preferido es el relleno de PVC EVAPAK® de Evapco, Inc., dado a conocer en la patente estadounidense 5.124.087 de Evapco, Inc., cuya descripción se incorpora por la presente mediante referencia en el presente documento, en su totalidad. Cuando se usa el relleno 64 de tipo cubierta húmeda, puede ubicarse por encima del conjunto 24B de serpentín tal como se muestra en las figuras 9, o por debajo del conjunto 24C de serpentín tal como se muestra en la figura 10, ya que en cualquier ubicación, la transferencia de calor adicional en el relleno 64 de tipo cubierta húmeda favorecerá el enfriamiento por evaporación del agua que se drena al interior del sumidero 52B o 52C.

En la realización de la figura 9 están construidas rejillas 65 de ventilación en el lado de entrada del relleno 64 de tipo cubierta húmeda, de manera que puede aspirarse aire a través de las rejillas 65 de ventilación al interior del relleno de tipo cubierta húmeda en flujo cruzado según se describió anteriormente con respecto a la disposición en flujo cruzado en referencia al conjunto 24B de serpentín.

La realización del intercambiador 26B de calor por evaporación de la figura 9 funciona de la siguiente manera. Se aspira aire ambiental en el entorno del intercambiador de calor por evaporación al interior de la cámara 40B de compensación a través de las entradas 44B de aire y cualquier rejilla de ventilación o regulador 45B asociado, y en flujo cruzado externamente a través del conjunto 24B de serpentín, a través del cual fluye externamente agua, enfriada previamente en el relleno 64 de tipo cubierta húmeda de la sección de intercambio de calor por contacto directo, generalmente en vertical en sentido descendente. También se aspira aire ambiental al interior del relleno 64 de tipo cubierta húmeda en flujo cruzado con respecto al agua que fluye generalmente en vertical en sentido descendente a través de las rejillas 65 de ventilación, donde el agua se enfría por evaporación antes de entrar en contacto con el conjunto 24B de serpentín por debajo del relleno 64 de tipo cubierta húmeda. Entonces se aspira el aire desde el relleno 64 de tipo cubierta húmeda al interior de la cámara 40B de compensación.

Se distribuye agua por el relleno 64 de tipo cubierta húmeda mediante el distribuidor 54B de líquido donde se ha enfriado inicialmente por evaporación mezclándose con el aire que fluye a través del relleno 64 de tipo cubierta húmeda antes de drenarse al interior del conjunto 24B de serpentín donde se mezcla de manera turbulenta con el aire y después se drena desde el conjunto 24B de serpentín y se recoge en el sumidero 52B. El agua se recircula desde el sumidero 52B al interior del distribuidor 54B de líquido a través del conducto 56B mediante la bomba 58B. El aire, con algo de agua arrastrada, en la cámara 40B de compensación se aspira en sentido ascendente a través de eliminadores 60 de dispersión (no mostrados en la figura 9) mediante el ventilador 48B en el alojamiento 50B de salida de aire, antes de que el aire escape a través de la salida 46B de aire.

La figura 10 es una vista en sección transversal vertical esquemática de otra realización de un intercambiador 26C de calor por evaporación de corriente inducida que incluye una disposición de un conjunto 24C de serpentín de tubos con aletas de la presente invención ubicado directamente por encima de una sección de medios de transferencia de calor por contacto directo que incluye un relleno 64C de tipo cubierta húmeda dentro de la cámara 40C de compensación del intercambiador de calor por evaporación. La realización del intercambiador 26C de calor por evaporación de la figura 10 funciona de la siguiente manera. Una parte del aire ambiental en el entorno del intercambiador de calor por evaporación se aspira al interior del aparato a través de una entrada 44C en la parte superior del aparato alineada por encima del conjunto 24C de serpentín y fluye en sentido descendente

externamente a través del conjunto de serpentín en una dirección generalmente vertical de manera simultánea al flujo de agua distribuido por el conjunto de serpentín mediante el distribuidor 54C de líquido. Otra parte de aire ambiental también se aspira al interior del aparato a través de la sección de intercambio de calor por contacto directo que contiene el relleno 64C de tipo cubierta húmeda a través de las rejillas 65C de ventilación opcionales. El aire que se desplaza a través del relleno 64C de tipo cubierta húmeda se mueve en flujo cruzado con respecto al agua que se drena generalmente en vertical desde el conjunto 24C de serpentín.

Se distribuye agua por el conjunto 24C de serpentín mediante el distribuidor 54C de líquido donde se mezcla con el aire que fluye de manera simultánea, enfriándose de ese modo por evaporación en el conjunto de serpentín, intercambiando calor con el conjunto 24C de serpentín, antes de drenarse al interior de y a través del relleno 64C de tipo cubierta húmeda. En el relleno 64C de tipo cubierta húmeda, el agua se mezcla adicionalmente de manera turbulenta con el aire que fluye de manera cruzada donde se enfría adicionalmente por evaporación, y después se drena desde el relleno 64C de tipo cubierta húmeda y se recoge en el sumidero 52C. El agua se recircula desde el sumidero 52C al interior del distribuidor 54C de líquido a través del conducto 56C mediante la bomba 58C. El aire con algo de agua arrastrada, se aspira al interior de la cámara 40C de compensación y luego en sentido ascendente a través de eliminadores 60 de dispersión (no mostrados en la figura 10) mediante el ventilador 48C en el alojamiento 50C de salida de aire, antes de que aire escape a través de la salida 46C de aire.

La figura 11 es una vista en sección transversal vertical esquemática de una realización de un intercambiador 26D de calor por evaporación a contraflujo de corriente inducida que incluye una disposición de un conjunto 24D de serpentín de tubos con aletas ubicado en una configuración separada por debajo del relleno 64D de tipo cubierta húmeda dentro de la cámara 40D de compensación en el alojamiento 38D en el intercambiador de calor por evaporación.

La realización del intercambiador 26D de calor por evaporación de la figura 11 funciona de la siguiente manera. Se aspira aire en el entorno del intercambiador de calor por evaporación al interior la cámara 40D de compensación a través de las entradas 44D de aire y cualquier rejilla de ventilación o regulador 45D asociado, y después se aspira al interior del relleno 64D de tipo cubierta húmeda en contraflujo con respecto al agua que fluye generalmente en vertical en sentido descendente a través del relleno 64D de tipo cubierta húmeda. El distribuidor 54 de líquido (no mostrado en la figura 11), ubicado por encima del relleno 64D de tipo cubierta húmeda y por debajo de los eliminadores de dispersión (no mostrados en la figura 11), distribuye el agua por el relleno 64D de tipo cubierta húmeda donde se mezcla de manera turbulenta con el aire, enfriándose de ese modo por evaporación. Entonces, el agua enfriada se drena por el conjunto 24D de serpentín, intercambiando calor con el conjunto 24D de serpentín, antes de drenarse al interior de y recogerse en el sumidero 52D. Si se desea, el agua que drena desde el relleno 64D de tipo cubierta húmeda puede concentrarse para fluir directamente por el conjunto 24D de serpentín tal como se da a conocer en la patente estadounidense 6.598.862 de Evapco, Inc., cuya descripción se incorpora por la presente en el presente documento mediante referencia, en su totalidad, para dirigir de manera más eficaz el agua enfriada hacia el conjunto 24D de serpentín. El agua se recircula desde el sumidero 52D al interior del distribuidor 54 de líquido a través del conducto 56 (no mostrado en la figura 11) mediante la bomba 58 (no mostrada en la figura 11). El aire con algo de agua arrastrada se aspira en sentido ascendente a través de los eliminadores de dispersión mediante el ventilador 48D en el alojamiento 50D de salida de aire, antes de que el aire escape a través de la salida 46D de aire.

El rendimiento del aparato de intercambio de calor por evaporación se mide por la cantidad de transferencia de calor, normalmente pero no exclusivamente durante el enfriamiento. Las mediciones resultan afectadas por varios factores. En primer lugar, las mediciones resultan afectadas por la cantidad y la temperatura del fluido de proceso que fluye internamente a través de los tubos 10 del/de los conjunto(s) 24 de serpentín del aparato y el agua u otro líquido de enfriamiento que fluye externamente a través del conjunto de serpentín. Los caudales se miden usando caudalímetros y la temperatura se mide usando termómetros. La velocidad y la temperatura del aire que fluye a través del sistema también son importantes, así como la fuerza requerida para accionar el medio 48 para mover aire que mueve el aire a través del aparato. El flujo de aire normalmente se mide mediante un anemómetro en pies por minuto a través de un tubo, aunque también pueden usarse otros dispositivos de medición del flujo de aire ampliamente conocidos, y normalmente viene determinado por el régimen nominal del motor que acciona el ventilador del medio para mover aire, expresado habitualmente en caballos de vapor (CV).

En una realización del aparato de intercambio de calor por evaporación que usa los conjuntos 24 de serpentín que tienen los tubos 10 con aletas de la presente invención, normalmente, aunque sin limitación, el fluido de proceso, en forma de agua, se bombea al interior de la entrada 30 y fluye internamente a través del conjunto de serpentín a una velocidad de aproximadamente 0,75 gpm a aproximadamente 16,5 gpm por tubo presente en los conjuntos de serpentín, y preferiblemente a aproximadamente 10 gpm por tubo. La cantidad y la velocidad del agua que pasa externamente a través del/de los conjunto(s) 24 de serpentín suministrada a través del conducto 56 de suministro de agua distribuida por el distribuidor 54 de líquido es de aproximadamente 1,5 gpm/pie cuadrado a aproximadamente 7 gpm/pie cuadrado de área en planta del serpentín determinada con respecto al plano 25 mayor, y es preferiblemente de aproximadamente 3 gpm/pie cuadrado a aproximadamente 6 gpm/pie cuadrado. El aparato de intercambio de calor por evaporación que usa los conjuntos 24 de serpentín que tienen los tubos 10 con aletas de la presente invención normalmente, aunque sin limitación, tiene un caudal de aire de aproximadamente 300 pies por minuto a

aproximadamente 750 pies por minuto, y preferiblemente de aproximadamente 600 pies por minuto a aproximadamente 650 pies por minuto. La potencia de los motores de ventilador depende del tamaño del alojamiento del intercambiador de calor por evaporación, del tamaño de los conjuntos de serpentín usados, del número y de la configuración de los tubos en los conjuntos de serpentín, del número de conjuntos de serpentín usados, de la presencia y la orientación de cualquier relleno de tipo cubierta húmeda opcional, del tamaño y el tipo de ventilador usado, y de otros diversos factores, por lo que no pueden presentarse valores absolutos para la potencia de los motores de ventilador requeridos. En general, y sin limitación, la potencia de los motores de ventilador varía dentro de un intervalo muy amplio, tal como de aproximadamente 0,06 CV a aproximadamente 0,5 CV por pie cuadrado de área en planta de los conjuntos de serpentín usados en los intercambiadores de calor por evaporación, lo que corresponde al área del plano 25 mayor coextensivo con la longitud y la anchura del conjunto de serpentín.

En el aparato de intercambio de calor por evaporación que usa los conjuntos 24 de serpentín de tubos con aletas de la presente invención, se ha mostrado que el rendimiento mejora mediante un caudal de aire aumentado incluso en comparación con conjuntos de serpentín similares que usan tubos que tienen segmentos 12 con una forma de sección transversal generalmente elíptica pero que no contienen aletas 20 como en la presente invención. En vista del espacio ocupado por las aletas 20 sobre los segmentos 12 de los tubos 10 usados en los conjuntos 24 de serpentín de la presente invención, se habría esperado que el caudal de aire disminuyera, así como se habría esperado que las aletas 20 bloquearan el flujo tanto de aire como de agua, de modo que resultó inesperado y sorprendente cuando aumentó el caudal de aire. El aumento en el caudal de aire proporcionó una mejora sorprendente del rendimiento térmico en el aparato de intercambio de calor por evaporación que usa los conjuntos de serpentín con los tubos 10 con aletas de la presente invención.

El rendimiento térmico mejorado del aparato de intercambio de calor por evaporación que usa los conjuntos 24 de serpentín que tienen tubos con aletas de la presente invención se describirá en mayor detalle con respecto al siguiente procedimiento de prueba no limitativo mediante el cual se sometieron a prueba diversos conjuntos de serpentín, incluyendo los de la presente invención, en condiciones de prueba equivalentes.

El procedimiento de prueba incluía montar varios conjuntos de serpentín individuales en un enfriador por evaporación a contraflujo de corriente inducida, modelo ATWB de Evapco, Inc. en una instalación de prueba. La disposición general del enfriador por evaporación a contraflujo de corriente inducida, modelo ATWB se muestra en la figura 7, a excepción de que sólo se usó un conjunto 24 de serpentín, en lugar de dos conjuntos 24 de serpentín tal como se muestra en la figura 7. Los conjuntos de serpentín sometidos a prueba tenían todos un área en planta de 6 pies (1,83 m) de largo (correspondiente a tubos en serpentín que tienen segmentos con codos de retorno instalados en bastidores de esta longitud con la separación apropiada) por 4 pies (1,22 m) de ancho (correspondiente a 37 tubos adyacentes empaquetados en bastidores de esta anchura con la separación apropiada) y tenían diez filas generalmente horizontales de segmentos 12 con formas de sección transversal generalmente elíptica conectados por codos de retorno que tienen una forma de sección transversal circular, estando dispuestos los ejes mayores de los segmentos en orientaciones diversas. Todos los conjuntos de serpentín sometidos a prueba usaban tubos con codos de retorno que tienen un diámetro exterior de sustancialmente 1,05 pulgadas (2,67 cm) y segmentos que tienen un diámetro exterior de tubo nominal de sustancialmente 1,05 pulgadas (2,67 cm), con una separación de centro a centro sustancialmente horizontal D_H de 1,0625 pulgadas (2,699 cm) (denominada "Estrecha" en la tabla siguiente) o 1,156 pulgadas (2,936 cm) (denominada "Ancha" en la tabla siguiente) y una separación de centro a centro sustancialmente vertical D_V de aproximadamente 1,875 pulgadas (4,763 cm). Un conjunto de serpentín sometido a prueba no tenía aletas 20 sobre los segmentos (ID de prueba "A" en la tabla siguiente y en la gráfica de la figura 12) y representaba una línea de referencia frente a la cual se compararon otros conjuntos de serpentín con aletas. Otros conjuntos de serpentín sometidos a prueba identificados en la tabla siguiente y en la gráfica de la figura 12 tenían aletas 20 en espiral con los parámetros de separación y altura de las aletas según se describe y se reivindica en el presente documento, y algunos tenían aletas 20 en espiral pero sin los parámetros de separación y altura de las aletas según se describe y reivindica en el presente documento. Todos los conjuntos de serpentín que incluían aletas usaban aletas del mismo grosor, concretamente, 0,013 pulgadas (0,033 cm), que entra dentro del intervalo de grosor de aleta descrito y reivindicado en el presente documento. Algunos otros conjuntos de serpentín, concretamente aquellos que tienen los parámetros asociados con el ID de prueba "B" y "C" (que se sometieron a prueba en un aparato diferente) y el ID de prueba "D" (que se sometió a prueba usando el motor de 5 CV) en la tabla siguiente y en la gráfica de la figura 12, se sometieron a prueba de manera diferente, pero los datos de rendimiento presentados en la gráfica de la figura 12 se derivaron mediante cálculos industriales para estandarizar los datos de rendimiento de aparatos de diferentes configuraciones. El rendimiento de los conjuntos de serpentín se sometió a prueba según caudales de agua variables internamente a través de los serpentines de 60 gpm a 360 gpm, caudales de agua externamente a través de los serpentines de aproximadamente 5,9 gpm por pie cuadrado, y caudales de aire de 300 pies por minuto (91,44 metros por minuto) a 750 pies por minuto (228,6 metros por minuto), generados por un ventilador accionado por un motor de 3 CV (a excepción de lo indicado anteriormente con respecto al ID de prueba "C"). Los conjuntos de serpentín sometidos a prueba tenían los parámetros establecidos en la siguiente tabla:

ID de prueba	Orientación de los ejes mayores	Separación de los tubos D_H	Aletas	Separación de las aletas (Aletas/Pulgada)	Altura de las aletas
--------------	---------------------------------	-------------------------------	--------	---	----------------------

					(Pulgadas)
A	20° y 340° zigzag	Ancha	No	-	-
B	0°	Ancha	Sí	3	0,25
C	20° y 340° zigzag	Ancha	Sí	1,5	0,3125
D	0°	Estrecha	Sí	3	0,3125
E	20° y 340° zigzag	Ancha	Sí	3	0,3125
F	0°	Ancha	Sí	3	0,3125
G	20° y 340° zigzag	Ancha	Sí	1,5	0,5
H	20° y 340° zigzag	Ancha	Sí	3	0,5

La figura 12 es una gráfica de los resultados de prueba de los conjuntos de serpentín identificados en la tabla en el intercambiador de calor por evaporación en las mismas condiciones establecidas en el procedimiento descrito anteriormente, con respecto a caudales de fluido de proceso interno (agua) preferidos de desde 6 hasta 9,8 gpm por tubo (identificándose cada tubo como un "circuito" en la leyenda del eje x de la gráfica). La gráfica muestra curvas basadas en el calor transferido medido en miles de BTU/hora (MBH) frente al flujo de agua internamente a través del conjunto de serpentín en galones/minuto/tubo (GPM). Cada curva A a H en la figura 12 corresponde al respectivo conjunto de serpentín A a H de la tabla anterior.

5
10
15

Con referencia a la figura 12, el rendimiento de referencia de la curva A se refiere al conjunto de serpentín A, con una orientación de los segmentos con ejes mayores de 20° a 340° en zigzag y sin aletas. Las curvas B a F por encima de la curva A indican que en el caudal de agua interno indicado a lo largo del eje X, tales curvas tienen un rendimiento térmico mejor que el rendimiento de referencia, con un rendimiento térmico cada vez mejor de la curva B a la curva F.

Los ID de prueba "G" y "H" con una orientación de los ejes mayores a 20° - 340° en zigzag, separación entre aletas respectiva de 1,5 y 3 aletas/pulgada (2,54 cm) y altura de las aletas de 0,5 pulgadas (1,27 cm) (fuera del parámetro de altura de aletas de la presente invención) tuvieron de manera sistemática un rendimiento térmico inferior (MBH) según indican las curvas G y H, respectivamente.

20
25
30

En general, los resultados de prueba muestra que una orientación de los ejes mayores de los segmentos con aletas generalmente elípticos en una dirección generalmente vertical (0°) proporciona un mejor rendimiento térmico que una orientación en zigzag de los ejes mayores para tubos que tienen la misma altura de aleta y separación entre aletas. No obstante, la disposición de los segmentos mayores en una orientación en zigzag todavía proporciona un aumento muy considerable de rendimiento térmico de un conjunto de serpentín que tiene todos los demás parámetros dentro del alcance de la presente invención. En cuanto a tubos que tienen el mismo ángulo de orientación, concretamente una orientación en zigzag o generalmente vertical de los segmentos generalmente elípticos, las aletas que tienen una altura de 0,3125 pulgadas (0,794 cm) proporcionaron el mejor rendimiento térmico. En cuanto a los tubos que tienen el mismo ángulo de orientación de sus ejes mayores y altura de aleta, una menor separación dentro de los parámetros de la presente invención proporciona un mejor rendimiento térmico.

35
40
45

El efecto práctico de los resultados mostrados en la figura 12 es que los conjuntos de serpentín fabricados usando los tubos con aletas de la presente invención, que tienen la combinación de factores de forma, orientación, disposición y separación de los tubos, y separación, altura y grosor de las aletas, debiendo estar todo ello cuidadosamente equilibrado, proporcionan un aumento espectacular de rendimiento y capacidad térmica en comparación con otros conjuntos de serpentín que tienen la misma huella (área en planta). Por tanto, basándose en la presente invención, entre otros beneficios y ventajas descritos anteriormente, puede producirse un conjunto de serpentín significativamente más rentable proporcionando un conjunto de serpentín más pequeño que da como resultado la misma demanda de capacidad térmica. Esto es importante no sólo para un aumento de las ventas comerciales iniciales, sino también para un funcionamiento posterior más rentable de los aparatos de intercambio de calor por evaporación que usan los conjuntos de serpentín de la presente invención. En cuanto a conjuntos de serpentín con la misma área en planta, la gráfica de la figura 12 muestra muy significativamente un rendimiento térmico mejorado para las realizaciones sometidas a prueba y los resultados mostrados en la figura 12, hasta aproximadamente un aumento del 18,3% en MBH, en comparación con los resultados de la curva F con respecto a la curva A de referencia, medido con un caudal de fluido de proceso interno (agua) de 8 gpm por tubo (calculado como $504-426 = 78/426 \times 100 = 18,3\%$).

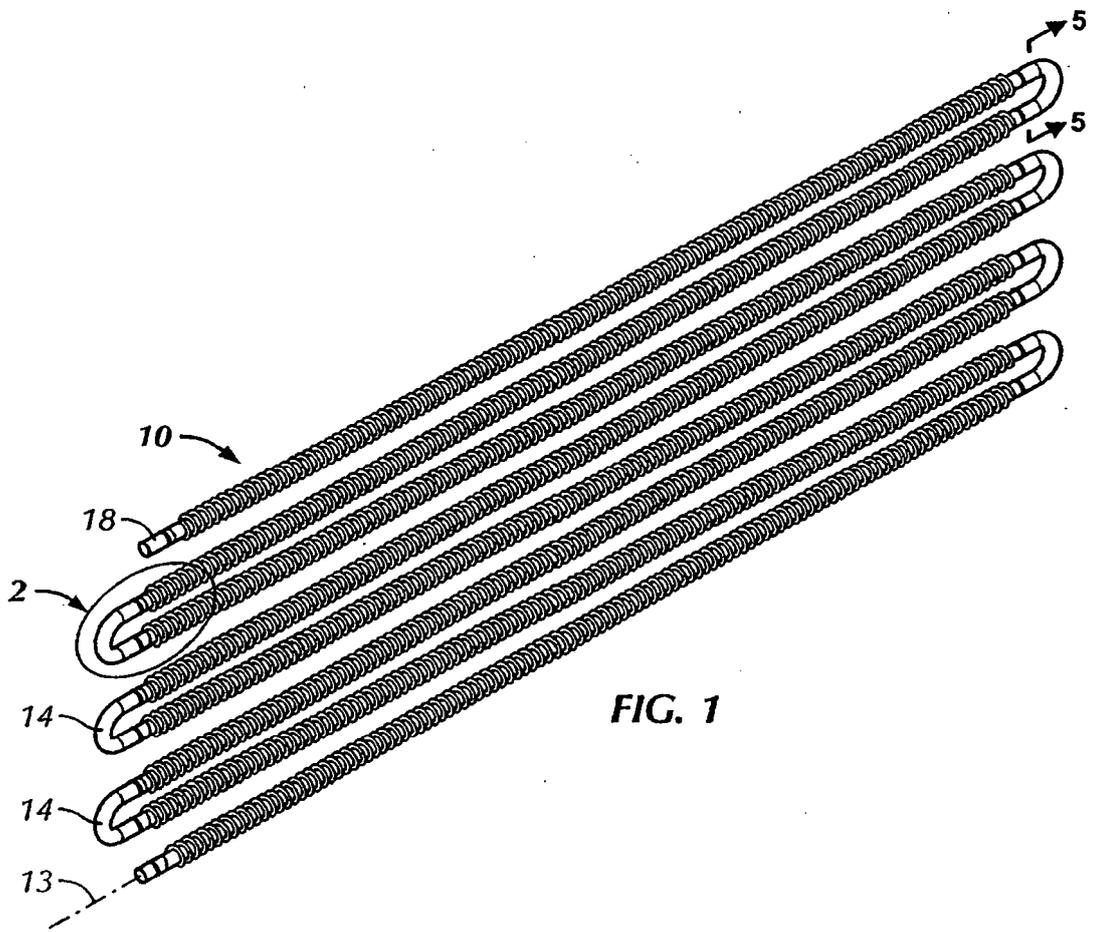
REIVINDICACIONES

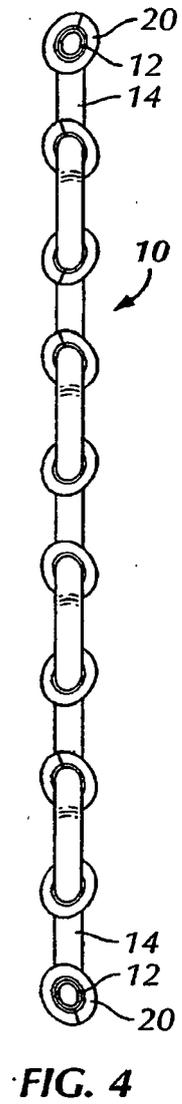
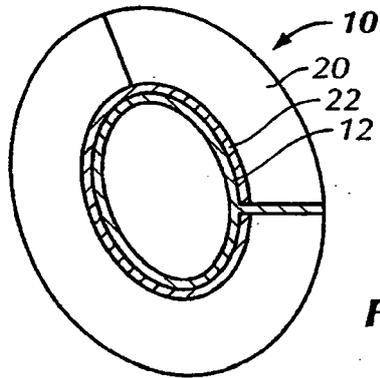
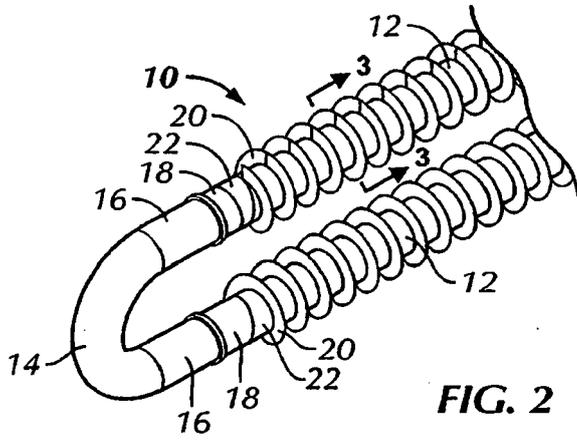
1. Intercambiador (26, 26A, 26B, 26C, 26D) de calor por evaporación que comprende una cámara (40, 40A, 40B, 40C, 40D) de compensación que tiene un eje (42, 42A, 42B, 42C, 42D) longitudinal generalmente vertical, un distribuidor (54, 54B, 54C) para distribuir un líquido de intercambio de calor externo al interior de la cámara de compensación, un medio (48, 48B, 48C, 48D, 62) para mover aire para hacer que fluya aire en una dirección a través de la cámara de compensación en un sentido generalmente a contracorriente con respecto a, generalmente en paralelo a, o generalmente de manera transversal al eje longitudinal de la cámara de compensación, y un conjunto (24, 24A, 24B, 24C, 24D) de serpentín que tiene un plano (25) mayor y que está montado en la cámara de compensación de manera que el plano mayor es generalmente de manera normal al eje longitudinal de la cámara de compensación y de manera que el líquido de intercambio de calor externo fluye externamente a través del conjunto de serpentín en una dirección de flujo generalmente vertical, en el que el conjunto de serpentín comprende colectores de entrada (32) y de salida (34) y una pluralidad de tubos (10) que conectan los colectores, extendiéndose los tubos en una dirección generalmente horizontal y teniendo un eje (13) longitudinal y una forma de sección transversal generalmente elíptica que tiene un eje mayor con una longitud y un eje menor con una longitud siendo el promedio de la longitud del eje mayor y la longitud del eje menor un diámetro exterior de tubo nominal, estando dispuestos los tubos en el conjunto de serpentín de manera que tubos adyacentes están separados generalmente en vertical entre sí en planos generalmente paralelos al plano mayor, estando los tubos adyacentes en los planos generalmente paralelos al plano mayor escalonados y separados entre sí generalmente en vertical (D_v) para formar una pluralidad de niveles escalonados generalmente horizontales (L1A, L1B; L2A, L2B) en donde todo otro tubo se alinea en el mismo nivel generalmente horizontal generalmente en paralelo al plano mayor, y en donde los tubos están separados (D_H) entre sí generalmente en horizontal y generalmente de manera normal al eje longitudinal del tubo, caracterizado porque al menos uno de los tubos (10) es un tubo con aletas que tiene aletas (20) externas formadas sobre una superficie exterior de los tubos, en donde las aletas tienen una separación de 1,5 a 3,5 aletas por pulgada (2,54 cm) a lo largo del eje (13) longitudinal de los tubos, teniendo las aletas una altura que se extiende desde la superficie exterior de los tubos a una distancia de sustancialmente el 23,8% a sustancialmente el 36% del diámetro exterior de tubo nominal, teniendo las aletas un grosor de sustancialmente 0,007 pulgadas (0,018 cm) a sustancialmente 0,020 pulgadas (0,051 cm), teniendo los tubos una separación de centro a centro (D_H) generalmente en horizontal y generalmente de manera normal al eje (13) longitudinal de los tubos de sustancialmente el 100% a sustancialmente el 131% del diámetro exterior de tubo nominal, y teniendo los tubos horizontalmente adyacentes una separación de centro a centro generalmente vertical (D_v) de sustancialmente el 110% a sustancialmente el 300% del diámetro exterior de tubo nominal.
2. Intercambiador (26, 26A, 26B, 26C, 26D) de calor por evaporación según la reivindicación 1, caracterizado además porque una pluralidad de los tubos (10) en el conjunto (24, 24A, 24B, 24C, 24D) de serpentín son los tubos con aletas, o caracterizado además porque una mayoría de los tubos (10) en el conjunto (24, 24A, 24B, 24C, 24D) de serpentín son los tubos con aletas, o caracterizado además porque todos los tubos (10) en el conjunto (24, 24A, 24B, 24C, 24D) de serpentín son los tubos con aletas.
3. Intercambiador (26, 26A, 26B, 26C, 26D) de calor por evaporación según cualquier reivindicación anterior, caracterizado además porque las aletas (20) tienen una separación de sustancialmente 2,75 a sustancialmente 3,25 aletas por pulgada (2,54 cm) a lo largo del eje (13) longitudinal de los tubos (10), o tienen una separación de sustancialmente 3 aletas por pulgada (2,54 cm) a lo largo del eje (13) longitudinal de los tubos (10).
4. Intercambiador (26, 26A, 26B, 26C, 26D) de calor por evaporación según cualquier reivindicación anterior, caracterizado además porque los tubos (10) tienen una separación de centro a centro (D_H) generalmente en horizontal y generalmente de manera normal al eje longitudinal de los tubos de sustancialmente el 106% a sustancialmente el 118% del diámetro exterior de tubo nominal, o caracterizado además porque los tubos (10) tienen una separación de centro a centro (D_H) generalmente en horizontal y generalmente de manera normal al eje longitudinal de los tubos de sustancialmente el 112% del diámetro exterior de tubo nominal.
5. Intercambiador (26, 26A, 26B, 26C, 26D) de calor por evaporación según cualquier reivindicación anterior, caracterizado además porque los tubos (10) tienen una separación de centro a centro generalmente vertical (D_v) de sustancialmente el 150% a sustancialmente el 205% del diámetro exterior de tubo nominal, o caracterizado además porque los tubos (10) tienen una separación de centro a centro generalmente vertical (D_v) de sustancialmente el 179% del diámetro exterior de tubo nominal.
6. Intercambiador (26, 26A, 26B, 26C, 26D) de calor por evaporación según la reivindicación 1 ó 2, caracterizado además porque las aletas (20) tienen una separación de sustancialmente 2,75 a sustancialmente 3,25 aletas por pulgada (2,54 cm) a lo largo del eje (13) longitudinal de los tubos, las aletas tienen una altura de sustancialmente el 28% a sustancialmente el 33% del diámetro exterior de tubo nominal, las aletas tienen un grosor de sustancialmente 0,009 pulgadas (0,023 cm) a sustancialmente 0,015 pulgadas (0,038 cm), los tubos tienen una separación de centro a centro (D_H) generalmente en horizontal y

- 5 generalmente de manera normal al eje longitudinal de los tubos de sustancialmente el 106% a sustancialmente el 118% del diámetro exterior de tubo nominal, y los tubos tienen una separación de centro a centro generalmente vertical (D_v) de sustancialmente el 150% a sustancialmente el 205% del diámetro exterior de tubo nominal, o un intercambiador (26, 26A, 26B, 26C, 26D) de calor por evaporación según la reivindicación 1 ó 2, caracterizado además porque las aletas (20) tienen una separación de sustancialmente 3 aletas por pulgada (2,54 cm) a lo largo del eje (13) longitudinal de los tubos, las aletas tienen una altura de sustancialmente el 29,76% del diámetro exterior de tubo nominal, las aletas tienen un grosor de sustancialmente 0,01 pulgadas (0,025 cm) a sustancialmente 0,013 pulgadas (0,033 cm), los tubos (10) tienen una separación de centro a centro (D_H) generalmente en horizontal y generalmente de manera normal al eje longitudinal de los tubos de aproximadamente el 112% del diámetro exterior de tubo nominal, y los tubos tienen una separación de centro a centro generalmente vertical (D_v) de aproximadamente el 179% del diámetro exterior de tubo nominal.
- 10
- 15 7. Intercambiador (26, 26A, 26B, 26C, 26D) de calor por evaporación según cualquier reivindicación anterior, caracterizado además porque el diámetro exterior de tubo nominal es sustancialmente de 1,05 pulgadas (2,67 cm).
- 20 8. Intercambiador (26, 26A, 26B, 26C, 26D) de calor por evaporación según la reivindicación 1 ó 2, caracterizado además porque el diámetro exterior de tubo nominal es sustancialmente de 1,05 pulgadas (2,67 cm), las aletas (20) tienen una separación de centro a centro de sustancialmente 0,286 pulgadas (0,726 cm) a sustancialmente 0,667 pulgadas (1,694 cm), las aletas tienen una altura de sustancialmente 0,25 pulgadas (0,635 cm) a sustancialmente 0,375 pulgadas (0,953 cm), los tubos (10) tienen una separación de centro a centro (D_H) generalmente en horizontal y generalmente de manera normal al eje (13) longitudinal de los tubos de sustancialmente 1,05 pulgadas (2,67 cm) a sustancialmente 1,38 pulgadas (3,51 cm), y los tubos horizontalmente adyacentes tienen una separación de centro a centro generalmente vertical (D_v) de sustancialmente 1,15 pulgadas (2,92 cm) a sustancialmente 3,15 pulgadas (8,00 cm).
- 25
- 30 9. Intercambiador (26, 26A, 26B, 26C, 26D) de calor por evaporación según la reivindicación 8, caracterizado además porque las aletas (20) tienen una separación de centro a centro de sustancialmente 0,308 pulgadas (0,782 cm) a sustancialmente 0,364 pulgadas (0,925 cm), una altura de sustancialmente 0,294 pulgadas (0,747 cm) a sustancialmente 0,347 pulgadas (0,881 cm), las aletas tienen un grosor de sustancialmente 0,009 pulgadas (0,023 cm) a sustancialmente 0,015 pulgadas (0,038 cm), y los tubos (20) horizontalmente adyacentes tienen una separación de centro a centro generalmente vertical (D_v) de sustancialmente 1,57 pulgadas (3,99 cm) a aproximadamente 2,15 pulgadas (5,46 cm).
- 35
- 40 10. Intercambiador (26, 26A, 26B, 26C, 26D) de calor por evaporación según la reivindicación 9, caracterizado además porque las aletas (20) tienen una separación de centro a centro de sustancialmente 0,333 pulgadas (0,846 cm), una altura de sustancialmente 0,3125 pulgadas (0,794 cm), un grosor de sustancialmente 0,01 pulgadas (0,025 cm) a sustancialmente 0,013 pulgadas (0,033 cm), los tubos (10) tienen una separación de centro a centro (D_H) generalmente en horizontal y generalmente de manera normal al eje longitudinal de los tubos de sustancialmente 1,175 pulgadas (2,985 cm), y los tubos tienen una separación de centro a centro generalmente vertical (D_v) de sustancialmente 1,88 pulgadas (4,78 cm).
- 45
- 50 11. Intercambiador (26, 26A, 26B, 26C, 26D) de calor por evaporación según cualquier reivindicación anterior, caracterizado además porque los ejes mayores de los tubos (10) son generalmente paralelos al eje (42, 42A, 42B, 42C, 42D) longitudinal de la cámara (40, 40A, 40B, 40C, 40D) de compensación, o caracterizado además porque los ejes mayores de los tubos (10) están en ángulo con respecto al eje (42, 42A, 42B, 42C, 42D) longitudinal de la cámara (40, 40A, 40B, 40C, 40D) de compensación.
- 55
- 60 12. Intercambiador (26, 26A, 26B, 26C, 26D) de calor por evaporación según la reivindicación 11, caracterizado además porque los ejes mayores de los tubos (10) de tubos adyacentes en niveles (L2A, L2B) verticales diferentes están en ángulo en sentidos opuestos entre sí y con respecto al eje (42, 42A, 42B, 42C, 42D) longitudinal de la cámara (40, 40A, 40B, 40C, 40D) de compensación.
- 65 13. Intercambiador (26, 26A, 26B, 26C, 26D) de calor por evaporación según la reivindicación 12, caracterizado además porque el ángulo de los ejes mayores de los tubos (10) en un primer nivel (L1B) generalmente horizontal es de mayor de 0° a aproximadamente 25° desde el eje (42, 42A, 42B, 42C, 42D) longitudinal de la cámara (40, 40A, 40B, 40C, 40D) de compensación y el ángulo de los ejes mayores de los tubos en el siguiente nivel (L2B) verticalmente adyacente generalmente horizontal es de aproximadamente 335° a menor de 360° desde el eje (42, 42A, 42B, 42C, 42D) longitudinal de la cámara (40, 40A, 40B, 40C, 40D) de compensación, o caracterizado además porque el ángulo de los ejes mayores de los tubos (10) en un primer nivel (L1B) generalmente horizontal es de aproximadamente 20° desde el eje (42, 42A, 42B, 42C, 42D) longitudinal de la cámara (40, 40A, 40B, 40C, 40D) de compensación y el ángulo de los ejes mayores de los tubos en el siguiente nivel (L2B) verticalmente adyacente generalmente horizontal es de aproximadamente 340° desde el eje longitudinal de la cámara de compensación.

14. Intercambiador (26, 26A, 26B, 26C, 26D) de calor por evaporación según cualquier reivindicación anterior, caracterizado además porque las aletas (20) tienen ondulaciones hacia dentro y hacia fuera de un plano de material usado para fabricar las aletas.
- 5 15. Intercambiador (26, 26A, 26B, 26C, 26D) de calor por evaporación según cualquier reivindicación anterior, caracterizado además porque los tubos (10) con aletas están galvanizados de manera que las aletas (20), tras la galvanización, son más gruesas en una base proximal a la superficie exterior del tubo que en una punta de las aletas distal a la superficie exterior del tubo.
- 10 16. Intercambiador (26, 26A, 26B, 26C, 26D) de calor por evaporación según la reivindicación 1 ó 2, que comprende además los tubos (10) que son tubos (10) en serpentín que tienen una pluralidad de segmentos (12, 12A, 12B) y una pluralidad de codos (14, 14A, 14B) de retorno, estando los codos de retorno orientados en planos generalmente verticales, conectando los segmentos de cada tubo los codos de retorno de cada tubo y extendiéndose entre los codos de retorno en una dirección generalmente en horizontal, teniendo los segmentos un eje (13) longitudinal y una forma de sección transversal generalmente elíptica que tiene un eje mayor con una longitud y un eje menor con una longitud siendo el promedio de la longitud del eje mayor y la longitud del eje menor un diámetro exterior de tubo nominal, estando dispuestos los segmentos en el conjunto (24, 24A, 24B, 24C, 24D) de serpentín de manera que los segmentos de tubos adyacentes están separados generalmente en vertical entre sí en planos generalmente paralelos al plano (25) mayor, estando los segmentos de tubos adyacentes en los planos generalmente paralelos al plano mayor escalonados y separados entre sí generalmente en vertical (D_v) para formar una pluralidad de niveles (L1A, L1B; L2A, L2B) escalonados generalmente horizontales en donde todo otro segmento está alineado en el mismo nivel generalmente horizontal generalmente en paralelo al plano mayor, y en donde los segmentos están separados (D_H) entre sí generalmente en horizontal y generalmente de manera normal al eje (13) longitudinal del segmento conectado al codo de retorno, caracterizado porque los segmentos (12, 12A, 12B) tienen aletas (20) externas formadas sobre una superficie exterior de los tubos (10), en donde las aletas tienen una separación de sustancialmente 1,5 a sustancialmente 3,5 aletas por pulgada (2,54 cm) a lo largo del eje (13) longitudinal de los segmentos, las aletas tienen una altura que se extiende desde la superficie exterior de los segmentos a una distancia de sustancialmente el 23,8% a sustancialmente el 36% del diámetro exterior de tubo nominal, las aletas tienen un grosor de sustancialmente 0,007 pulgadas (0,018 cm) a sustancialmente 0,020 pulgadas (0,051 cm), los segmentos tienen una separación de centro a centro (D_H) generalmente en horizontal y generalmente de manera normal al eje longitudinal de los segmentos de sustancialmente el 100% a sustancialmente el 131% del diámetro exterior de tubo nominal, y los segmentos horizontalmente adyacentes tienen una separación de centro a centro generalmente vertical (D_v) de sustancialmente el 110% a sustancialmente el 300% del diámetro exterior de tubo nominal.
- 15 20 25 30 35
17. Intercambiador (26, 26A, 26B, 26C, 26D) de calor por evaporación según la reivindicación 16, caracterizado además porque las aletas (20) tienen una separación de sustancialmente 2,75 a sustancialmente 3,25 aletas por pulgada (2,54 cm) a lo largo del eje (13) longitudinal de los segmentos (12, 12A, 12B), las aletas tienen una altura de sustancialmente el 28% a sustancialmente el 33% del diámetro exterior de tubo nominal, las aletas tienen un grosor de sustancialmente 0,009 pulgadas (0,023 cm) a sustancialmente 0,015 pulgadas (0,038 cm), los segmentos tienen una separación de centro a centro (D_H) generalmente en horizontal y generalmente de manera normal al eje longitudinal de los segmentos de sustancialmente el 106% a sustancialmente el 118% del diámetro exterior de tubo nominal, y los segmentos horizontalmente adyacentes tienen una separación de centro a centro generalmente vertical (D_v) de sustancialmente el 150% a sustancialmente el 205% del diámetro exterior de tubo nominal, o caracterizado además porque las aletas (20) tienen una separación de sustancialmente 3 aletas por pulgada (2,54 cm) a lo largo del eje (13) longitudinal de los segmentos (12, 12A, 12B), las aletas tienen una altura de sustancialmente el 29,76% del diámetro exterior de tubo nominal, las aletas tienen un grosor de sustancialmente 0,01 pulgadas (0,025 cm) a sustancialmente 0,013 pulgadas (0,033 cm), los segmentos tienen una separación de centro a centro (D_H) generalmente en horizontal y generalmente de manera normal al eje longitudinal de los segmentos de sustancialmente el 112% del diámetro exterior de tubo nominal, y los segmentos horizontalmente adyacentes tienen una separación de centro a centro generalmente vertical (D_v) de sustancialmente el 179% del diámetro exterior de tubo nominal.
- 40 45 50 55
18. Intercambiador (26, 26A, 26B, 26C, 26D) de calor por evaporación según la reivindicación 16, caracterizado además porque los codos (14, 14A, 14B) de retorno tienen una sección transversal circular con un diámetro exterior de sustancialmente 1,05 pulgadas (2,67 cm) y el diámetro exterior de tubo nominal es de sustancialmente 1,05 pulgadas (2,67 cm), o caracterizado además porque los codos (14, 14A, 14B) de retorno tienen una sección transversal generalmente elíptica y el diámetro exterior de tubo nominal es de sustancialmente 1,05 pulgadas (2,67 cm), o caracterizado además porque los ejes (13) mayores de los segmentos (12, 12A, 12B) son generalmente paralelos al plano de los codos (14, 14A, 14B) de retorno, o caracterizado además porque los ejes mayores de los segmentos (12B) están en ángulo con respecto al plano de los codos (14, 14A, 14B) de retorno.
- 60 65

19. Intercambiador (26, 26A, 26B, 26C, 26D) de calor por evaporación según la reivindicación 18, en el que los ejes mayores del segmento (12B) están en ángulo con respecto al plano de los codos (14, 14A, 14B) de retorno, caracterizado además porque los ejes mayores de los segmentos (12B) de tubos (10) adyacentes en niveles (L1B, L2B) verticales diferentes están en ángulo en sentidos opuestos entre sí y con respecto al plano de los codos (14, 14A, 14B) de retorno.
20. Intercambiador (26, 26A, 26B, 26C, 26D) de calor por evaporación según la reivindicación 19, caracterizado además porque el ángulo de los ejes mayores de los segmentos (12B) en un primer nivel (L1B) generalmente horizontal es de mayor de 0° a aproximadamente 25° desde el plano de los codos (14, 14A, 14B) de retorno y el ángulo de los ejes mayores de los segmentos en el siguiente nivel (L2B) verticalmente adyacente generalmente horizontal es de aproximadamente 335° a menor de 360° desde el plano de los codos de retorno, o caracterizado además porque el ángulo de los ejes mayores de los segmentos (12B) en un primer nivel (L1B) generalmente horizontal es de aproximadamente 20° desde el plano de los codos (14, 14A, 14B) de retorno y el ángulo de los ejes mayores de los segmentos en el siguiente nivel (L2B) verticalmente adyacente generalmente horizontal es de aproximadamente 340° desde el plano de los codos de retorno.
21. Intercambiador (26, 26A, 26B, 26C, 26D) de calor por evaporación según la reivindicación 20, caracterizado además porque las aletas (20) tienen una separación de sustancialmente 2,75 a sustancialmente 3,25 aletas por pulgada (2,54 cm) a lo largo del eje (13) longitudinal de los segmentos (12, 12A, 12B), las aletas tienen una altura de sustancialmente el 28% a sustancialmente el 33% del diámetro exterior de tubo nominal, las aletas tienen un grosor de sustancialmente 0,009 pulgadas (0,023 cm) a sustancialmente 0,015 pulgadas (0,038 cm), los segmentos tienen una separación de centro a centro (D_H) generalmente en horizontal y generalmente de manera normal al eje longitudinal de los segmentos de sustancialmente el 106% a sustancialmente el 118% del diámetro exterior de tubo nominal, y los segmentos horizontalmente adyacentes tienen una separación de centro a centro generalmente vertical (D_V) de sustancialmente el 150% a sustancialmente el 205% del diámetro exterior de tubo nominal, o caracterizado además porque las aletas (20) tienen una separación de sustancialmente 3 aletas por pulgada (2,54 cm) a lo largo del eje (13) longitudinal de los segmentos (12, 12A, 12B), las aletas tienen una altura de sustancialmente el 29,76% del diámetro exterior de tubo nominal, las aletas tienen un grosor de sustancialmente 0,01 pulgadas (0,025 cm) a sustancialmente 0,013 pulgadas (0,033 cm), los segmentos tienen una separación de centro a centro (D_H) generalmente en horizontal y generalmente de manera normal al eje longitudinal de los segmentos de sustancialmente el 112% del diámetro exterior de tubo nominal, y los segmentos tienen una separación de centro a centro generalmente vertical (D_V) de sustancialmente el 179% del diámetro exterior de tubo nominal.





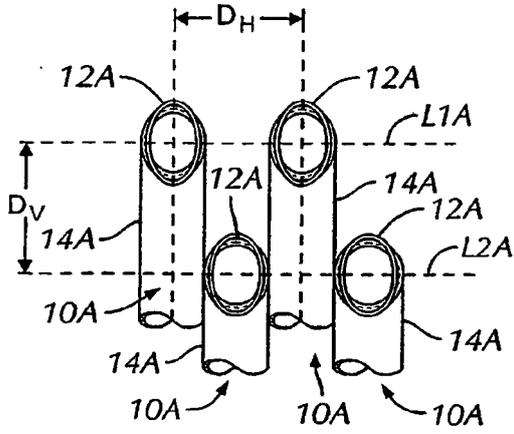


FIG. 5A

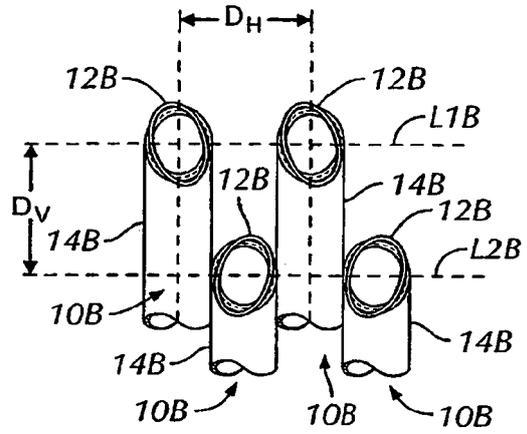


FIG. 5B

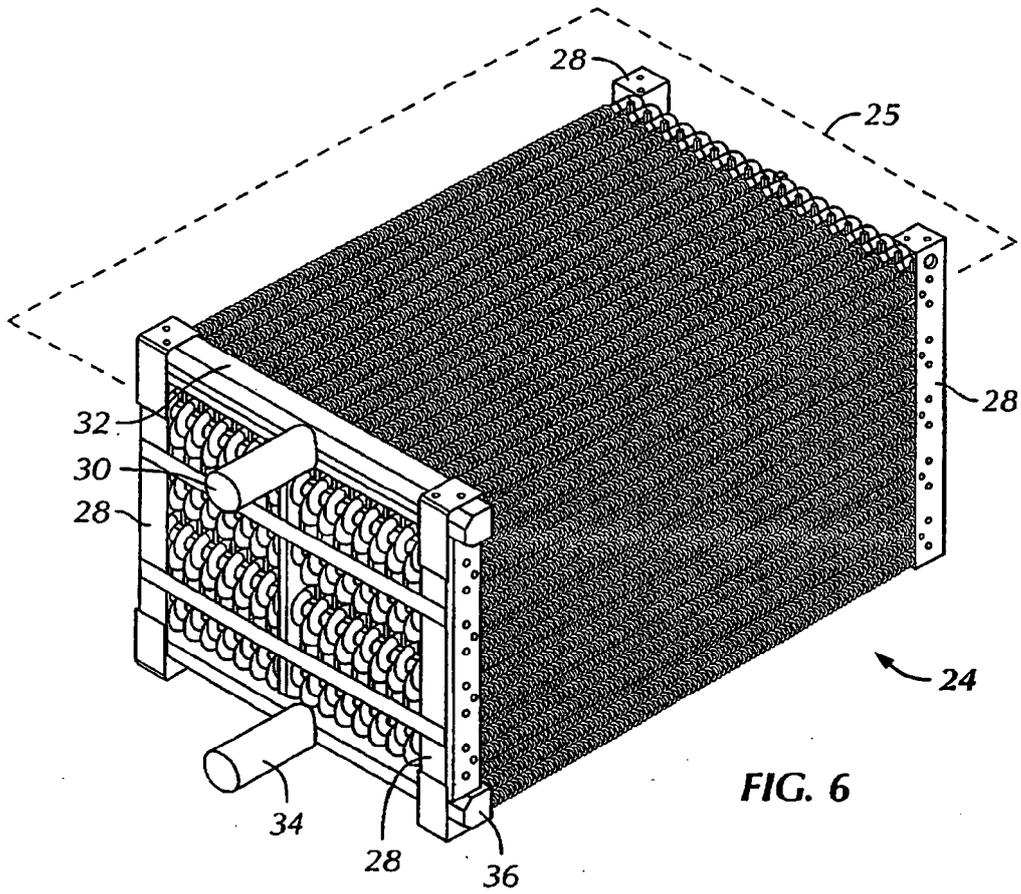


FIG. 6

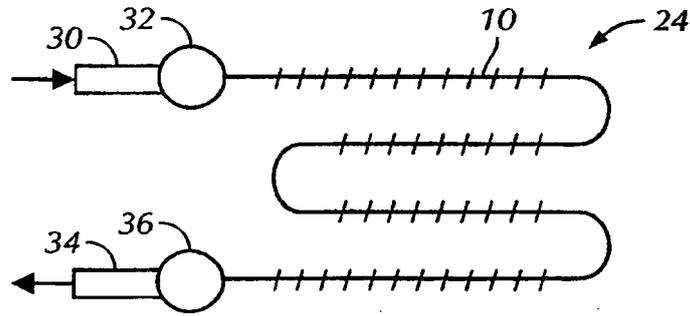


FIG. 6A

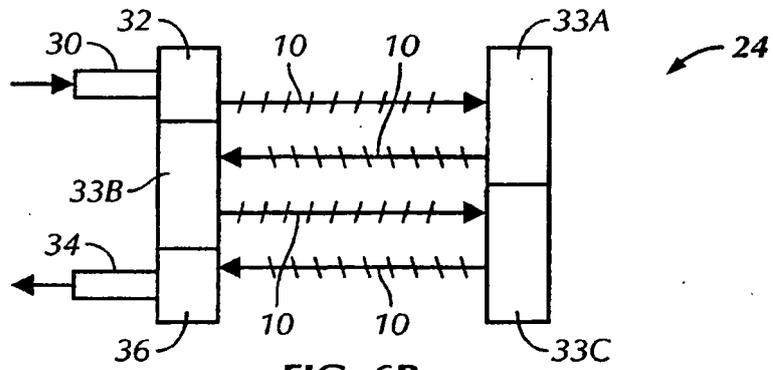


FIG. 6B

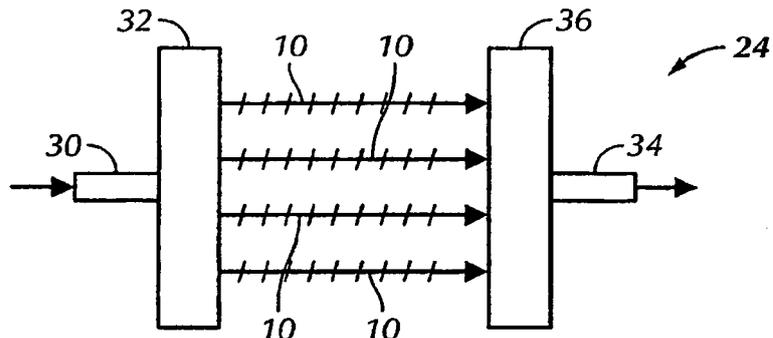


FIG. 6C

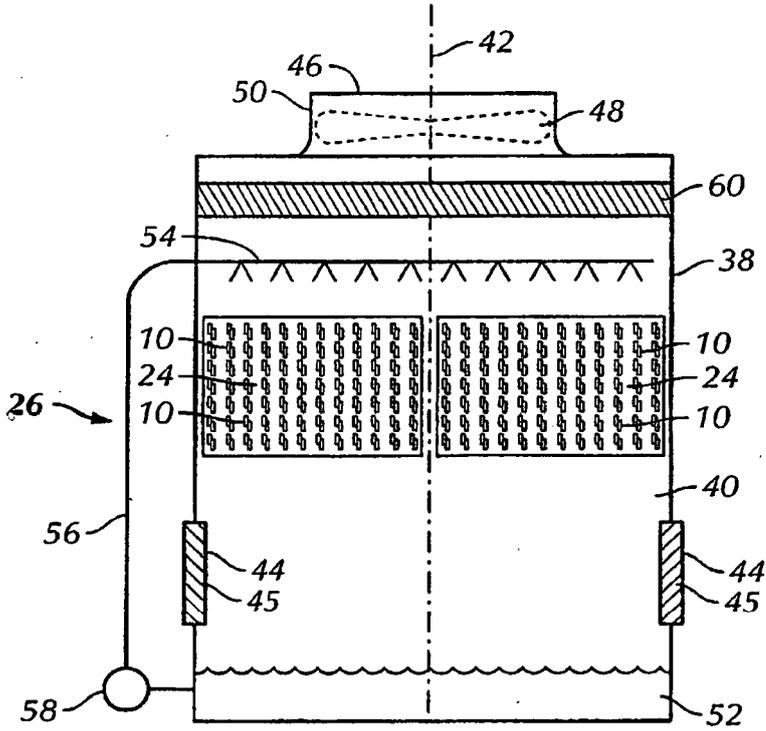


FIG. 7

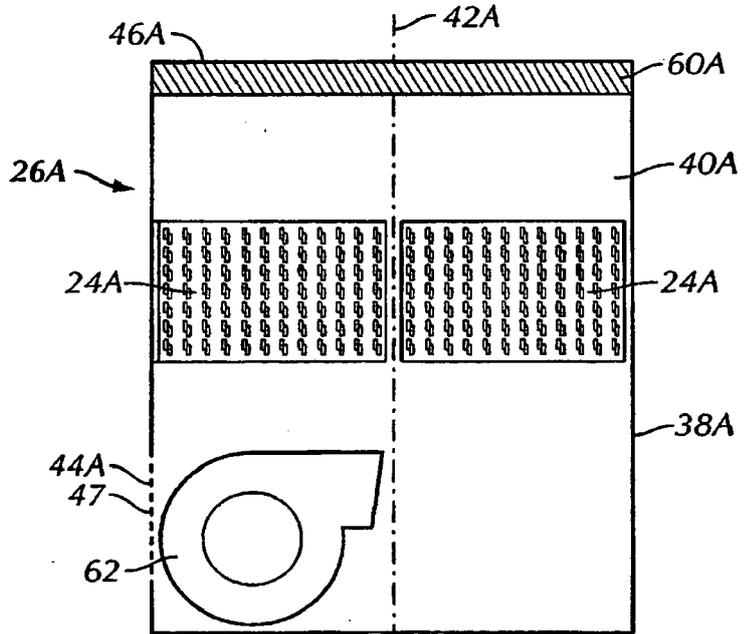


FIG. 8

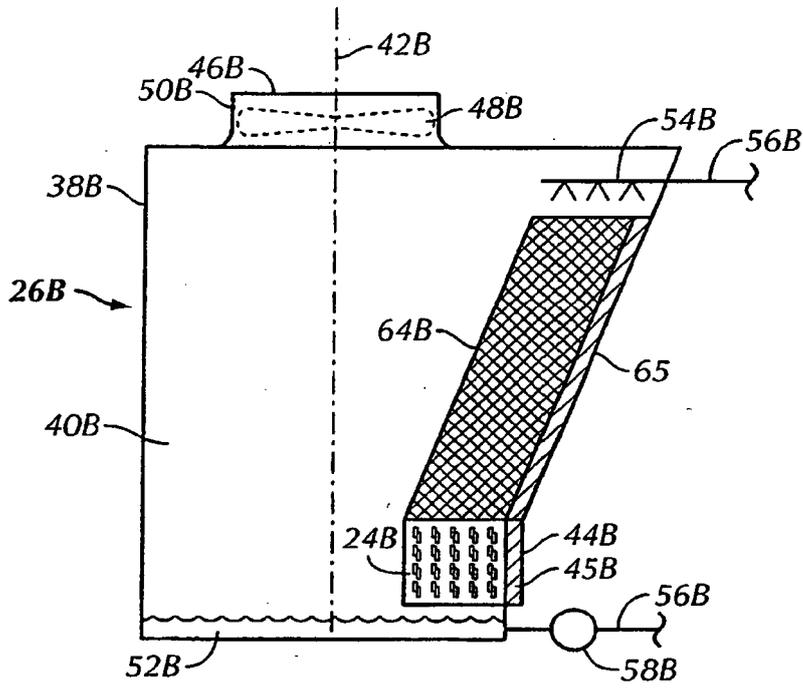


FIG. 9

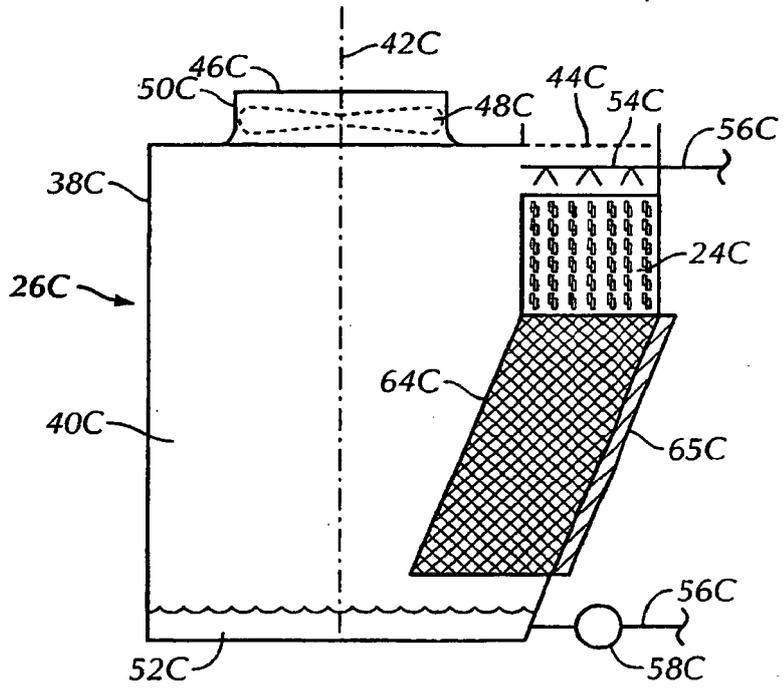


FIG. 10

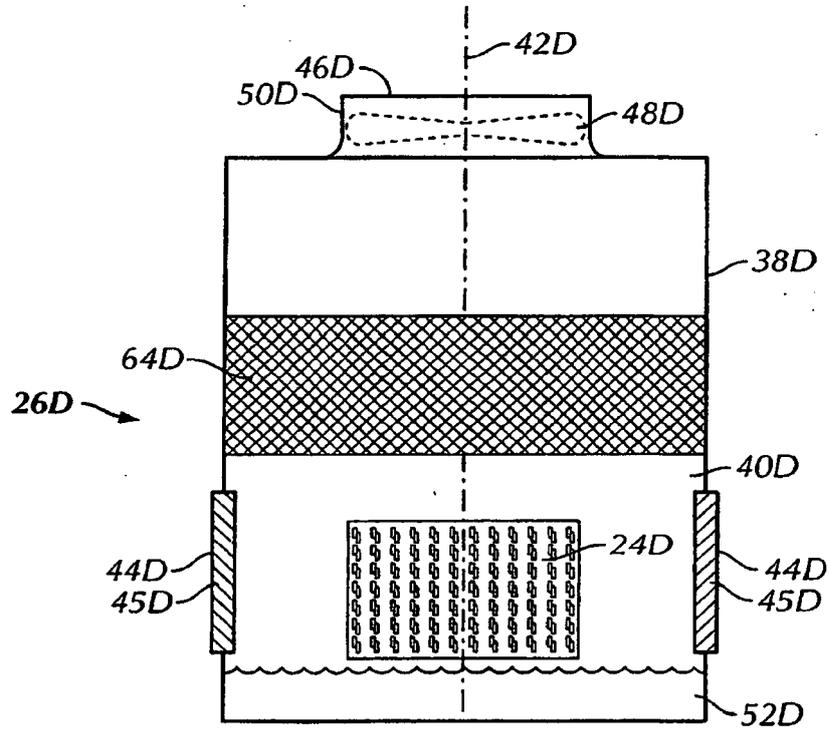


FIG. 11

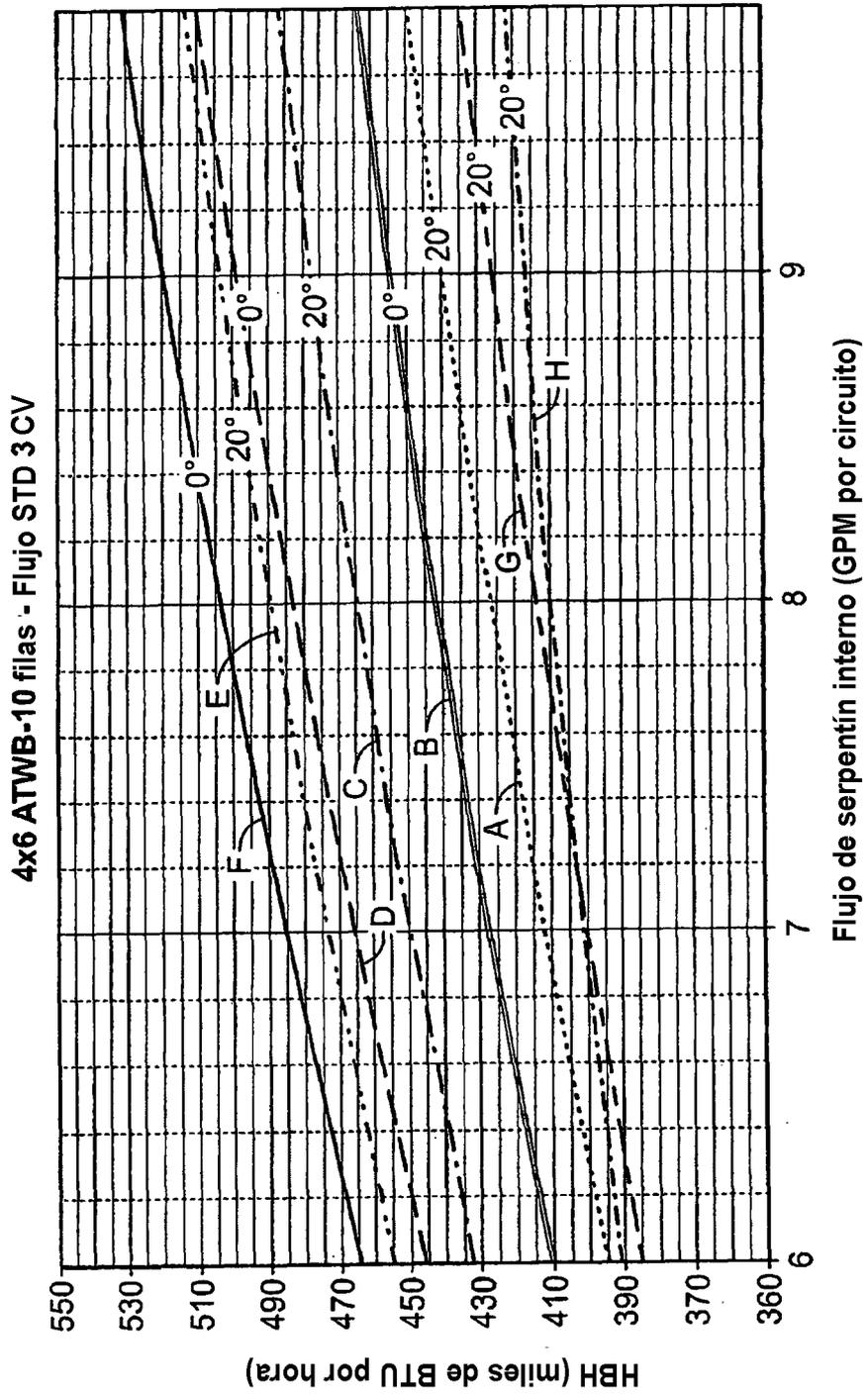


FIG. 12