

19



OFICINA ESPAÑOLA DE
PATENTES Y MARCAS

ESPAÑA



11 Número de publicación: **2 565 094**

51 Int. Cl.:

F28D 1/02 (2006.01)
F28D 15/02 (2006.01)
F24H 1/00 (2006.01)
F24H 3/00 (2006.01)
F28F 1/02 (2006.01)
F28F 1/26 (2006.01)
F28F 1/42 (2006.01)
F28F 13/18 (2006.01)

12

TRADUCCIÓN DE PATENTE EUROPEA

T3

96 Fecha de presentación y número de la solicitud europea: **24.08.2012 E 12772466 (4)**

97 Fecha y número de publicación de la concesión europea: **16.12.2015 EP 2748549**

54 Título: **Radiador de intercambio de calor bifásico con optimización del transitorio de ebullición**

30 Prioridad:

25.08.2011 IT RM20110447

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

31.03.2016

73 Titular/es:

**I.R.C.A. S.P.A. INDUSTRIA RESISTENZE
CORAZZATE E AFFINI (100.0%)
Viale Venezia 31
31020 San Vendemiano, IT**

72 Inventor/es:

**PETERLE, MICHELE;
VISENTIN, SIMONE;
TRENTIN, DIEGO y
ZOPPAS, FEDERICO**

74 Agente/Representante:

RUO, Alessandro

ES 2 565 094 T3

Aviso: En el plazo de nueve meses a contar desde la fecha de publicación en el Boletín europeo de patentes, de la mención de concesión de la patente europea, cualquier persona podrá oponerse ante la Oficina Europea de Patentes a la patente concedida. La oposición deberá formularse por escrito y estar motivada; sólo se considerará como formulada una vez que se haya realizado el pago de la tasa de oposición (art. 99.1 del Convenio sobre concesión de Patentes Europeas).

DESCRIPCIÓN

Radiador de intercambio de calor bifásico con optimización del transitorio de ebullición

5 **Campo de la invención**

[0001] La presente invención se refiere a radiadores y a placas radiantes, que utilizan un fluido vector intermedio, en el estado bifásico, para proporcionar un intercambio de calor con el ambiente externo. Un radiador de este tipo según el preámbulo de la reivindicación 1 se divulga en el documento US-A-2009 0041441.

10

Estado de la técnica

[0002] Los dispositivos, tales como radiadores o paneles radiantes, que utilizan un fluido en el estado bifásico, se caracterizan por una fuente de calor externa, generalmente de dimensiones compactas (por ejemplo, un calentador eléctrico comercial) que calienta un fluido vector intermedio contenido dentro del radiador. El fluido vector intermedio mencionado anteriormente, que recibe la energía térmica desde la fuente externa, pasa al estado bifásico y se mantiene en este estado termodinámico del equilibrio vapor/líquido, durante la operación normal y transitoria del dispositivo de calentamiento.

15

[0003] El fluido vector en contacto con la superficie caliente de la fuente externa se vaporiza y se eleva en los canales específicos obtenidos dentro de las tuberías verticales que participan con/están conectadas a dicho colector del radiador.

20

[0004] En contacto con la pared de estos canales, que está más fría, ya que está en contacto directo con el ambiente externo a calentar, el fluido vector se condensa, formando una película líquida condensado que proporciona el intercambio de calor con la pared, transfiriendo el calor recibido desde la fuente externa al cuerpo del radiador y, por lo tanto, al medio ambiente externo.

25

[0005] La película de condensado desciende, extendiéndose a lo largo de las paredes del canal hasta el colector, entrando en contacto de nuevo con la superficie caliente de la fuente externa, reiniciando el ciclo de evaporación y condensación (figuras 2a, 2b).

30

[0006] En muchos casos, no se produce la condensación de película en las paredes de los canales mencionados anteriormente, debido a mediciones incorrectas de las partes mecánicas del cuerpo del radiador y al control no óptimo del transitorio de intercambio de calor para la ebullición del fluido vector en contacto con la fuente exterior.

35

[0007] Si no se dimensionan correctamente, los canales de flujo de salida provocan una aceleración excesiva del vapor que, al elevarse a alta velocidad, evita el descenso adicional o incluso la formación de la película líquida en las propias paredes del canal, causando fenómenos, tales como gotas de condensación, que son perjudiciales para el intercambio de calor y, sobre todo, causando temperaturas excesivas del fluido, especialmente cerca de la superficie de la fuente externa.

40

[0008] En estas condiciones, la película de condensado desciende lentamente debido a la obstrucción causada por la velocidad excesiva de la masa de vapor que se eleva de nuevo hasta los canales que salen de la superficie de la fuente de calor externa sin o solo parcialmente cubierta por el líquido que también es necesario para su refrigeración. En esencia, el vapor muy recalentado crea un "tapón" que impide el retorno de la película líquida hacia el colector. Por consiguiente, el intercambio de calor desde la fuente de calor externa al fluido vector se rige por la conducción a través del vapor y el intercambio radiante entre el vapor sobrecalentado y las paredes. La transferencia de calor de la zona de evaporación a la parte radiante podría estar regulada por un intercambio por convección en el vapor sobrecalentado. Por lo tanto, la característica distintiva de los tubos de calor se pierde: El hecho de ser capaz de transferir el calor mucho más rápido que cualquier otro medio conductor, con el consiguiente alargamiento de los tiempos requeridos para alcanzar el régimen.

45

50

[0009] Los fenómenos de ebullición laminar con disminución del intercambio de calor pueden producirse, que se convierte casi completamente de una naturaleza convectiva, que conduce a temperaturas excesivas que son perjudiciales para la superficie de la fuente externa (con la consiguiente disminución en la vida del componente fenómenos de alta tensión térmica, temperaturas excesivas que aceleran los fenómenos de corrosión) y, sobre todo, para el fluido.

55

[0010] Los fluidos usados son generalmente fluidos de la familia hidrofluoroéter, y refrigerantes que se derivan del campo de la criogenia, que tienen un límite superior a la temperatura máxima de funcionamiento, por encima del cual se produce degradación química con la formación de compuestos que, en algunos casos, pueden corroer la propia estructura del radiador.

60

[0011] Por lo tanto, el problema técnico a resolver es el de la creación de las condiciones adecuadas para que el radiador del tipo descrito pueda tomar la mejor ventaja del mecanismo de intercambio de calor bifásico en régimen y

65

durante el transitorio de ebullición. Un radiador de este tipo debe ser capaz de mantener el régimen de ebullición nucleada donde se mantienen las temperaturas del fluido en contacto con la fuente de calor externa por debajo del llamado valor crítico, con la maximización del coeficiente de intercambio de calor. Esta situación favorece la fiabilidad del componente externo de calentamiento (fuente externa), el fluido y todo el dispositivo.

5

Sumario de la invención

[0012] El objeto de la presente invención es obtener un radiador que sea capaz de superar los inconvenientes descritos. El objeto se obtiene por medio de un radiador del tipo termosifón, que comprende, según la reivindicación 1, un colector situado en la parte más baja del radiador, y adaptado para contener un fluido vector intermedio, una fuente de calor externa, colocada dentro del colector, en el que el fluido vector intermedio está adaptado para evaporarse en contacto con una superficie caliente de la fuente de calor externa en régimen de ebullición nucleada, formando burbujas de vapor que tienen un diámetro d_b que son característicos del fluido vector intermedio, que se desprenden de la superficie caliente de la fuente de calor externa durante la ebullición nucleada, al menos un tubo vertical que contiene en el mismo uno o más canales conectados y que se comunican con el colector, caracterizado por que la dirección lineal más pequeña de cada sección de dicho colector y dichos canales atravesados por el fluido vector intermedio, excluyendo el espesor de la película líquida de humedad, es de entre dos veces y cinco veces el diámetro d_b de dicha burbuja de vapor del fluido vector intermedio.

10

15

20

25

[0013] Esta solución permite evitar el fenómeno de obstrucción, que impide que la película de condensado caiga en un tiempo suficientemente corto para no dejar la superficie fuente externa libre de líquido. La definición del tamaño de los canales atravesados por el fluido vector intermedio, de acuerdo con el diámetro d_b de una burbuja de vapor de fluido intermedio, d_b que es dependiente del tipo de fluido vector intermedio elegido y calculable, por ejemplo, por medio de fórmulas que se pueden encontrar en la literatura, o por medio de ensayos y mediciones llevadas a cabo para cada fluido vector elegido y la detección de dicho diámetro de la burbuja d_b con medios de detección apropiados y conocidos, se optimiza el intercambio de calor entre la fuente de calor, el fluido vector intermedio y las paredes del radiador.

Breve descripción de las figuras

30

[0014] Otras características y ventajas de la invención quedarán más claras a la vista de la descripción detallada de varios criterios de diseño y de las realizaciones de un radiador que opera en el régimen bifásico, también con la ayuda de los dibujos:

35

La figura 1a muestra la curva de ebullición que relaciona el caudal térmico con la diferencia entre la temperatura de la superficie de la fuente externa en contacto con el líquido y la temperatura de saturación de dicho líquido, La figura 1b muestra el diagrama del coeficiente de intercambio de calor de fuente/fluido en estado bifásico como una función de exceso de temperatura,

40

La figura 2a y la figura 2b muestran esquemáticamente un canal obtenido dentro de un tubo vertical del radiador visto en sección transversal, donde se representa el sistema operativo, y donde la fuente de calor externa está en contacto directo con el fluido (figura 2a) o en contacto indirecto por medio de la pared inferior del canal (figura 2b).

45

Las figuras 3a, 3b, 3c muestran posibles formas de los canales de flujo de salida, con secciones distintas de la forma circular.

La figura 4 muestra, vista en sección transversal, una realización de la tubería vertical con el canal de flujo de salida en su interior y su conexión al colector,

La figura 5 muestra la proyección ortogonal de un canal de flujo de salida en el colector,

La figura 6 es una representación de una sección del termosifón visto desde arriba,

50

Las figuras 7a a 7e muestran diferentes tipos de micro-aletas insertadas en la superficie de la fuente de calor externa dentro del colector.

La figura 8 muestra un gráfico que muestra la fase transitoria del calentamiento del fluido vector intermedio.

Descripción detallada de una realización preferida de la invención

55

[0015] La figura 1 muestra la curva de ebullición como una función del flujo térmico y la diferencia entre la temperatura de la superficie de la fuente de calor externa en contacto con el líquido y la temperatura de saturación de dicho líquido. En un área 1, el calor solo se transmite por convección; esta área se caracteriza por un bajo intercambio de calor. Cuando la temperatura aumenta, el intercambio de calor aumenta rápidamente, en un área 2, debido a la formación de burbujas, en el que se producen fenómenos de ebullición nucleada.

60

[0016] La ebullición nucleada también continúa en un área 3, pero el aumento del intercambio de calor con el aumento de la temperatura tiende a saturar hasta alcanzar el punto A, donde tiene lugar el llamado flujo crítico que es debido al aumento paroxístico del número de burbujas, que hace que el intercambio de calor entre la superficie externa y la fuente de líquido sea cada vez más difícil. La eficiencia máxima, como se puede ver a partir de la curva en la figura 1, se produce entre el área 2 y el área 3. Más allá del punto A (figura 1), el intercambio de calor cae, mientras que la temperatura de la superficie de una fuente externa se eleva con consecuencias perjudiciales para el

65

mismo y para el fluido utilizado. La temperatura de la superficie de la fuente externa también puede aumentar debido a la falta de líquido que tiene también la función de refrigeración de dicha superficie. Esto puede producirse debido a un alargamiento del tiempo de descenso adicional de la película de humedad debido a la obstrucción causada por las burbujas de vapor que se elevan de vuelta a los canales. Por lo tanto, es necesario que un régimen de ebullición se mantenga alrededor del punto donde se encuentran el área 2 y el área 3 de la curva en la figura 1, y que los canales y el colector están dimensionados correctamente. De acuerdo con la invención, la dimensión lineal más pequeña de la sección de paso de canal es al menos dos veces el diámetro d_b de la burbuja de vapor. Según el fluido vector intermedio elegido, la burbuja de vapor es unívoca y siempre tiene las mismas dimensiones, siendo el fluido y condiciones de trabajo iguales, por ejemplo, como se manifiesta en Rohsenow et al.: "Heat, Mass and Momentum Transfer", Prentice-Hall, N. J., 1961:

$$(1) \quad d_b = C_d \beta \sqrt{\frac{2\sigma}{g(\rho_l - \rho_v)}}$$

donde:

- C_d = Constante característica del fluido vector intermedio,
- β = ángulo de contacto del líquido en la pared
- σ = tensión superficial
- ρ = densidad del líquido y del vapor
- g = aceleración de la gravedad

[0017] A modo de ejemplo, para el fluido HFE 7100 la fórmula se convierte en:

$$d_{bub} = 0,0208\beta t_c$$

$$t_c = \left[\frac{\sigma}{(\rho_l - \rho_v)g} \right]^{1/2}$$

y resulta en un diámetro de burbuja de alrededor de 0,76mm. El fluido HFR 7100®, es vendido por 3M, y se compone de hidrofluoroéter.

[0018] Alternativamente, este fluido vector intermedio puede ser también etanol, o un polímero sintético, tal como R113 (clorofluorocarbono).

[0019] También es posible obtener el diámetro de la burbuja para un fluido vector específico con medios de detección y de medición de tipo conocido, por ejemplo, de tipo óptico, una vez que el fluido vector ha sido elegido y que se han definido las condiciones de trabajo del radiador a diseñar. En este caso, el área de la sección de los canales verticales se obtiene de acuerdo con el tipo de fluido y de las demás variables del diseño.

[0020] Todas las fórmulas en la literatura se refieren a geometrías en las que el flujo térmico es uniforme en toda la superficie lateral.

[0021] En el caso en el que la sección del canal a través del fluido vector intermedio no es circular, es necesario tener en cuenta el diámetro hidráulico dado por:

$$d_{idr} = \frac{4 \cdot A}{p}$$

- d_{idr} = diámetro hidráulico equivalente
- A = área de la sección del canal
- p = perímetro del canal (perímetro mojado por la película líquida)

[0022] La condición de diseño se convierte en:

$$d_{idr_equivalente} > 2 \cdot d_b$$

con d_b = diámetro de la burbuja

[0023] Ventajosamente, la dimensión lineal más pequeña de la sección transversal del canal es en la mayoría de 5 veces el diámetro d_b de la burbuja de vapor.

[0024] La información relativa al diámetro de la burbuja se utiliza para evaluar la forma de la sección. El diámetro 5 hidráulico no es suficiente para dimensionar una sección transversal". La sección transversal del canal de flujo de salida, varios ejemplos del cual se indican en la figura 3, no debe tener estrechamientos o áreas estrechas que son menos del doble del diámetro de la burbuja. Las dimensiones A1 y A2 deben ser al menos dos veces el diámetro de la burbuja antes de la separación de la superficie de la fuente primaria de flujo térmico (fuente externa). El diámetro del canal también debe ser lo suficientemente grande para asegurar que el drenaje del líquido solo se rige por la 10 fuerza de la gravedad, es decir, la tensión superficial es despreciable. Esto debería ocurrir cuando el llamado número Bond Bo es > 3 , esta condición determina el diámetro del canal de flujo de salida:

$$d_{idr} > \sqrt{Bo} \cdot l_c = \sqrt{3} \cdot l_c$$

15 con $l_c = \sqrt{\sigma/g\Delta\rho}$

[0025] Esta es la condición para que haya un "macrocanal" de acuerdo con la definición de P. Cheng et al. ("Mesoscale and Microscale Phase Change Heat Transfer, Advances in Heat Transfer", Vol. 39, páginas 469-573, 2006). Si esta condición no se cumple, el flujo de la humedad puede ser inestable. El problema de la inestabilidad se 20 hará más dramático con la disminución del diámetro del canal (cuando hay minicanales y microcanales), ya que el efecto de la tensión superficial se convierte gradualmente en dominante.

[0026] La figura 4 representa una posible realización de un radiador de acuerdo con la invención.

[0027] Un colector 1 está formado por un tubo de sección circular que contiene en el mismo una fuente de calor 25 externa 2, y un fluido vector intermedio que es inicialmente, es decir, cuando el calentamiento está todavía ausente, en el estado líquido. Un canal de flujo de salida 4 se obtiene dentro de un tubo vertical 5, cuyas paredes están en contacto con el ambiente externo. Las dos flechas verticales dirigidas hacia el colector representan la película de humedad que cae hacia el colector, mientras que la flecha dirigida hacia arriba representa el flujo de vapor. S 30 representa la parte del área de la sección 4 del canal de flujo de salida, cuya proyección ortogonal se solapa con la sección longitudinal del colector en la vista en planta desde arriba, véase la figura 5, el área 4 que, con el fin de favorecer un flujo de salida correcta del colector y el retorno de la película de condensado, no debe ser menor del 80 % de la sección del canal de flujo de salida. Otro parámetro que resultó ser muy importante para el buen funcionamiento del termosifón, y por lo tanto que debe tenerse en cuenta, véase la figura 6, se refiere al grado de 35 recubrimiento, definido como la relación entre la suma de los diámetros netos de los canales verticales medidos a lo largo del eje del colector y la longitud del colector, que participan en el intercambio de calor, medida a lo largo del eje del mismo, tal relación debiendo ser mayor de 0.6. En la realización efectiva, el termosifón esquematizado de la figura 6, por lo tanto, debe tener unos sesenta canales de flujo de salida verticales. En la figura 4, el número 3 indica la dimensión lineal de la sección ortogonal de la parte del colector donde el fluido termo-vector intermedio puede 40 fluir. Como se ha descrito anteriormente, todas las secciones del canal y del colector deben tener una dimensión lineal que es al menos dos veces mayor que el diámetro de la burbuja como se define según la fórmula (1). Para no exceder del umbral de flujo crítico, el punto A de la curva en la figura 1, también es necesario dimensionar adecuadamente la superficie de la interfaz de intercambio de calor 6 de la fuente externa. A modo de ejemplo, el flujo térmico crítico para el fluido HFE 7100 es de 22,6 W/cm², evaluado a la temperatura de saturación del fluido en torno a 90 °C. También es necesario evitar el efecto de confinamiento del fluido. El fluido debe ser capaz de 45 evaporarse y subir de nuevo desde el colector a la parte superior del radiador a través de los canales en los tubos verticales, que fluye a través de los canales y los espacios suficientemente anchos. Al flujo crítico se puede llegar fácilmente cuando se reduce el espacio libre. La superficie de la interfaz 6 es preferiblemente corrugada o está equipada con microaletas adecuadas, de diversas formas como se muestra en las figuras 7a a 7e, para aumentar el 50 número de puntos de nucleación, es decir, los puntos en los que se activan las burbujas, teniendo en cuenta que cualquier hueco debe tener dimensiones características al menos dos veces mayor que el diámetro de la burbuja. Para facilitar la activación del mecanismo de ebullición/evaporación y condensación, incluso a bajas temperaturas y bajos flujos térmicos de la fuente externa, debe proporcionarse un adecuado nivel de vacío dentro del radiador; por consiguiente, será necesario equipar el radiador con dispositivos adecuados, tales como válvulas con resortes de 55 retorno, para poder garantizar, mediante bombas, el vacío, pero que también sea capaz de realizar el llenado de dicho radiador. De esta manera, la ebullición del fluido está garantizada, a partir de un estado termodinámico que se caracteriza por una presión dominante que es inferior a la presión atmosférica normal y, por lo tanto, con una temperatura de ebullición del fluido que es menor que la correspondiente a la presión ambiente normal. El radiador descrito también está equipado con un sistema de control de tipo de retroalimentación para evitar que el fluido 60 alcance una temperatura de tal forma que supere el umbral de flujo térmico crítico, el punto A de la curva en la figura 1. Un bulbo en contacto directo con el fluido presente en el estado bifásico cerca de la superficie de intercambio de la fuente externa (6, figura 4) detecta la temperatura del fluido; dicho valor de temperatura se transforma entonces en una señal eléctrica que de este modo puede procesarse por medio de la electrónica de control convenientemente integrada en el radiador. El sistema de control de tipo de retroalimentación permite controlar la temperatura del 65 fluido, de modo que no exceda de un valor determinado, ajustando la intensidad del flujo térmico suministrado por la

fuelle externa; dicho ajuste modula el flujo térmico de la fuente externa para permanecer en el tramo de curva correspondiente a la ebullición nucleada (tramos 2, 3 de la curva en la figura 1). Se ha descubierto que, usando fluidos, en particular de la familia hidrofluoroéter, el flujo crítico es una función de la temperatura ambiente (coincidiendo con la temperatura del fluido antes de que se caliente mediante la fuente térmica, por ejemplo, la resistencia eléctrica). Antes de calentarse, el radiador está a temperatura ambiente (por lo tanto "en frío") y es alimentado por la fuente térmica en contacto directo con el fluido. En particular, incluso en el caso más grave en el que, a partir de la temperatura ambiente, el radiador se alimenta a la potencia eléctrica máxima, la temperatura de la superficie de la fuente térmica adquiere valores de temperatura más bien de alto pico en los primeros instantes de la operación y para un buen periodo del transitorio, antes de alcanzar el régimen. Para limitar este pico de temperatura, y por lo tanto limitar la temperatura del fluido en el transitorio, se implementa un "arranque suave" en el algoritmo de la electrónica de control.

[0028] La electrónica modula/estrangula la potencia térmica suministrada por el calentador en contacto directo con el fluido para mantener/controlar la temperatura del fluido por debajo de la temperatura crítica a la que comienza la degradación química del fluido. La figura 8 representa un gráfico de tiempo de la configuración de calentamiento durante la fase transitoria. En los primeros 30 segundos, el radiador suministra la energía completa para precalentar el fluido y hace que se evapore en gran medida. Luego suministra entre el 50 y el 65 % durante un tiempo total "L" (que en la primera estrangulación comprende un 100 % durante treinta segundos más un 50 a 65 % para el resto de L-30 seg). Los otros tramos con potencia incremental que siguen a continuación duran el mismo tiempo L. La duración de cada intervalo depende de la temperatura ambiente a la que se encuentra el radiador cuando comienza la etapa de alimentación/calentamiento (arranque en frío). Cuanto menor sea la temperatura ambiente, mayor debe ser la duración de L de la etapa de potencia. Es posible calibrar la duración de cada intervalo en base a varios intervalos de temperatura ambiente. El sistema con poderes incrementales y duraciones L tiene la función de causar que el líquido se evapore gradualmente, manteniendo el régimen de ebullición en la fase de ebullición nucleada, permitiendo que el vapor llegue a la parte superior de los tubos verticales y dando tiempo a que la película líquida vuelva a descender, humectando y refrigerando la resistencia eléctrica, manteniendo la temperatura del fluido en la interfaz de la fuente de fluido por debajo de la temperatura de degradación química. De acuerdo con la complejidad del regulador y con los recursos de cálculo, es posible variar la duración L y la potencia de estrangulación correspondiente, creando más pasos que los representados en la figura (ajuste continuo del arranque suave). Como una función de la temperatura detectada por el sensor colocado en el radiador en la interfaz líquido-fuente, la potencia estrangulada y la correspondiente duración L se varían para mantener la temperatura del fluido por debajo del valor límite. Si la temperatura en la interfaz de la fuente de fluido supera el límite, el control electrónico proporcionará inmediatamente para disminuir la potencia instantánea suministrada y aumentando la duración L correspondiente. El arranque suave tiene una duración total (L_{tot}) y se interrumpe cuando el radiador entra en el modo de ajuste de la temperatura ambiente (es decir, dentro de la banda de ajuste de la temperatura ambiente). El arranque suave tiene la ventaja, manteniendo la ebullición nucleada en la fase y la limitación del pico de temperatura en la interfaz de la fuente de fluido, de la utilización de fuentes térmicas con altos flujos térmicos por unidad de área. El radiador de tipo de fluido bifásico descrito se puede utilizar en diversas aplicaciones en las que sea necesario el intercambio de calor con una superficie a una temperatura específica y el flujo térmico para el área de unidad constante, por ejemplo, en el campo industrial para moldes de calentamiento o en el ámbito doméstico para encimeras o calefacción de habitaciones.

REIVINDICACIONES

1. Un radiador del tipo de termosifón, que comprende

5 - un colector (1) situado en la parte más baja del radiador, y adaptado para contener un fluido vector intermedio,
 - una fuente de calor externa (2), colocada dentro del colector,
 en el que el fluido vector intermedio está adaptado para evaporarse en contacto con una superficie caliente de la
 fuente de calor externa (2) en régimen de ebullición nucleada, formando burbujas de vapor que tienen un
 10 diámetro d_b que es característico del fluido vector intermedio, que se desprenden por sí mismas de la superficie
 caliente de la fuente de calor externa (2) durante la ebullición nucleada,
 - al menos un tubo vertical (5) que contiene en el mismo uno o más canales (4) conectados y que se comunican
 con el colector (1),
caracterizado por que la dimensión lineal más pequeña de cada sección de dicho colector (1) y dichos canales
 (4) atravesados por el fluido vector intermedio, excluyendo el espesor de la película líquida de humedad, está
 15 entre dos veces y cinco veces el diámetro d_b de dicha burbuja de vapor de fluido vector intermedio.

2. Un radiador de acuerdo con la reivindicación 1, en el que los canales (4) son "macrocanales", es decir, en el que
 el flujo del líquido hacia el colector (1) se rige únicamente por la fuerza de gravedad, mientras que la tensión
 superficial es despreciable con respecto a la fuerza de gravedad.

3. Un radiador de acuerdo con una de las reivindicaciones anteriores, que comprende un bulbo para la medición de
 la temperatura que se coloca en contacto directo con el fluido presente en el estado bifásico cerca de la superficie de
 intercambio (6) de la fuente externa; dicha medición se puede transformar en una señal que es procesable por
 medio de la electrónica de control integrada en el propio radiador.

4. Un radiador de acuerdo con la reivindicación 3, que comprende un sistema de control de tipo de retroalimentación
 para evitar que la temperatura de fluido sea superior a un valor determinado por un ajuste de la intensidad del flujo
 térmico suministrado por la fuente externa, estando configurado este ajuste para modular el flujo térmico de la fuente
 externa, de modo que el fluido permanece en régimen de ebullición nucleada durante la operación del radiador.

5. Un radiador de acuerdo con la reivindicación 4, en el que, durante el periodo de transición entre el momento en el
 que el fluido vector intermedio está a temperatura ambiente y el momento en que se alcanza la temperatura
 deseada, el calentamiento del fluido vector intermedio se controla electrónicamente mediante el uso de una
 secuencia operativa adecuada que mantiene la temperatura de dicho fluido por debajo de la temperatura crítica a la
 que comienza la degradación química del fluido.

6. Un radiador de acuerdo con la reivindicación 2, en el que, durante la operación, el colector y el canal de flujo de
 salida tienen una presión interna que es inferior a la presión atmosférica normal, para favorecer el mecanismo de
 ebullición- evaporación, incluso a bajas temperaturas y bajas flujos térmicos desde la fuente externa.

7. Un radiador de acuerdo con la reivindicación 1, que comprende una válvula con un muelle de retorno para realizar
 un determinado nivel de vacío y para realizar el llenado del colector (1).

8. Un radiador de acuerdo con la reivindicación 2, en el que la proyección ortogonal de la sección (S) del canal de
 flujo de salida (4), que se superpone con la sección longitudinal del colector (1) es al menos un 80 % de la sección
 ortogonal del canal de flujo de salida (4).

9. Un radiador de acuerdo con la reivindicación 8, en el que la relación R entre la suma de los diámetros netos de los
 canales de flujo de salida (4) medidos a lo largo del eje del colector (1) y la longitud del colector afectada por el
 intercambio de calor, medida en el eje del colector, es superior a 0,6.

10. Un radiador de acuerdo con la reivindicación 1, donde las superficies con microaletas están interpuestas entre la
 fuente externa (2) y el fluido vector intermedio, para facilitar la generación de un mayor número de burbujas.

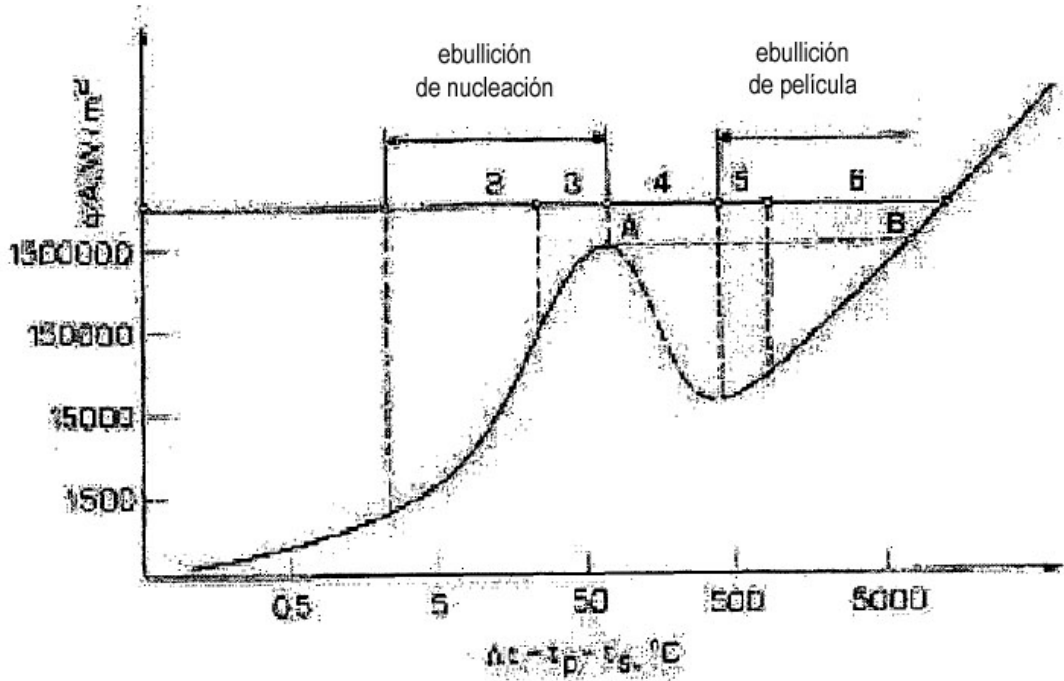


Fig. 1a

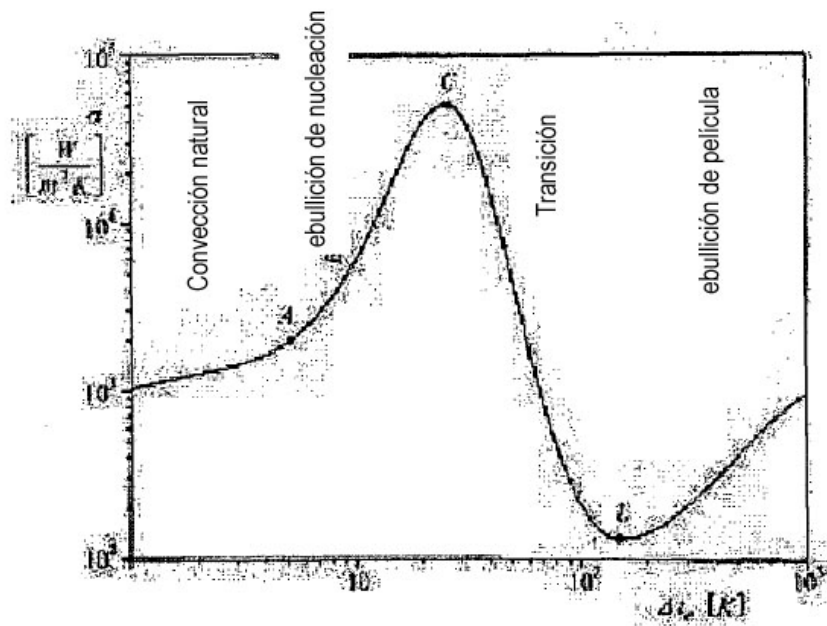
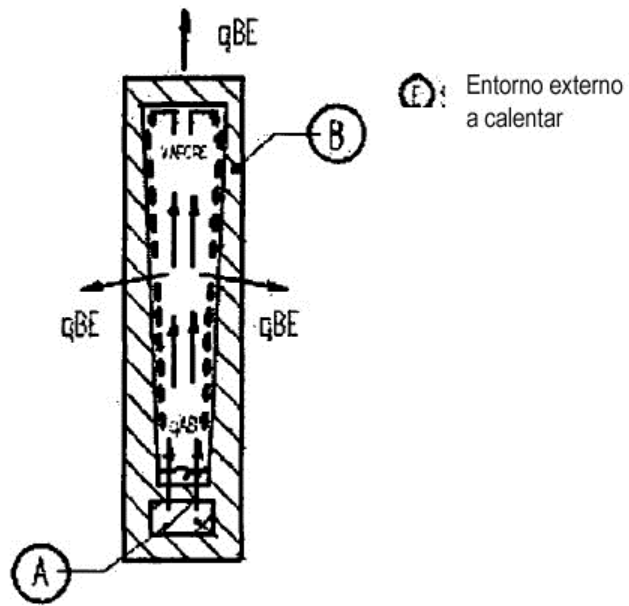
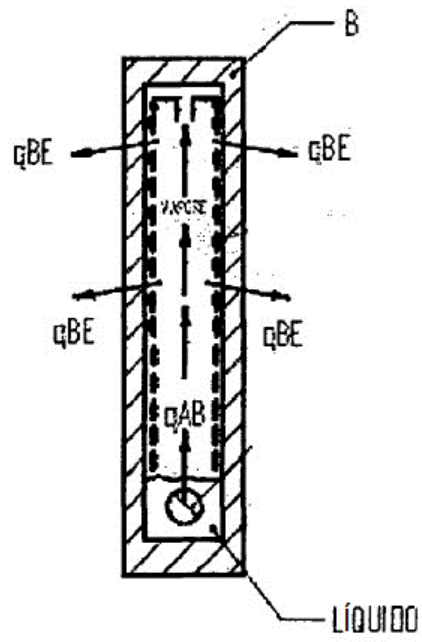


Fig. 1b




 ENTORNO
 EXTERNO



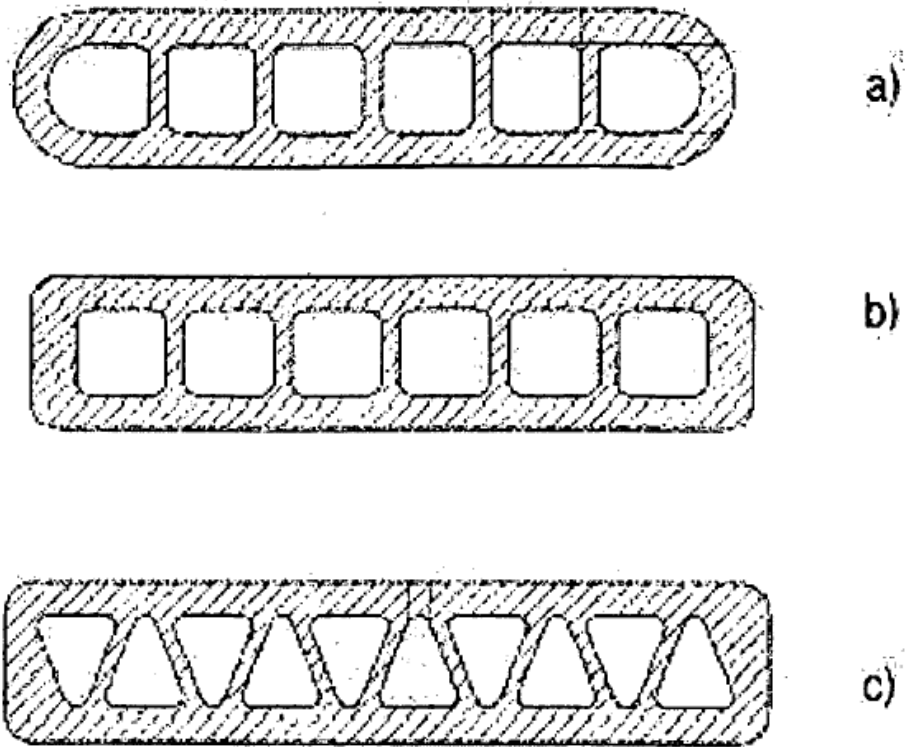


Fig.3

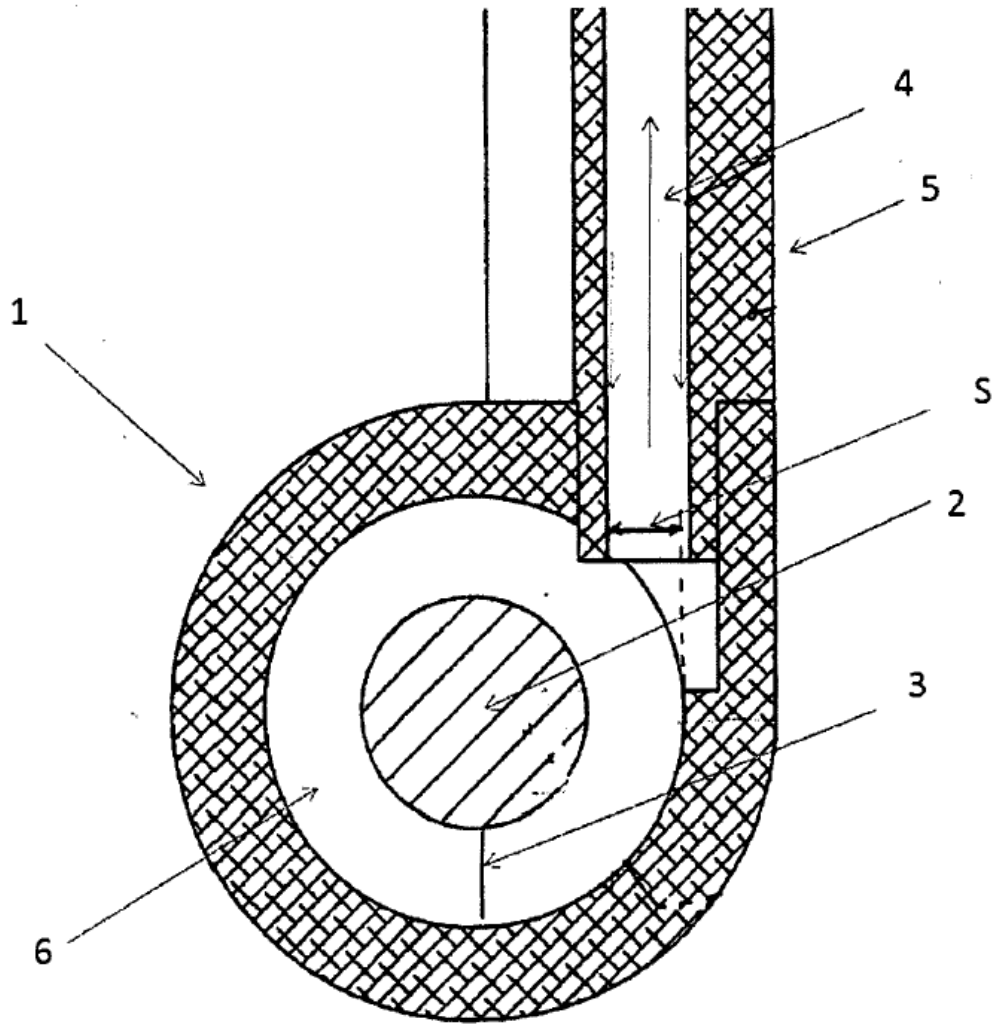


Fig. 4

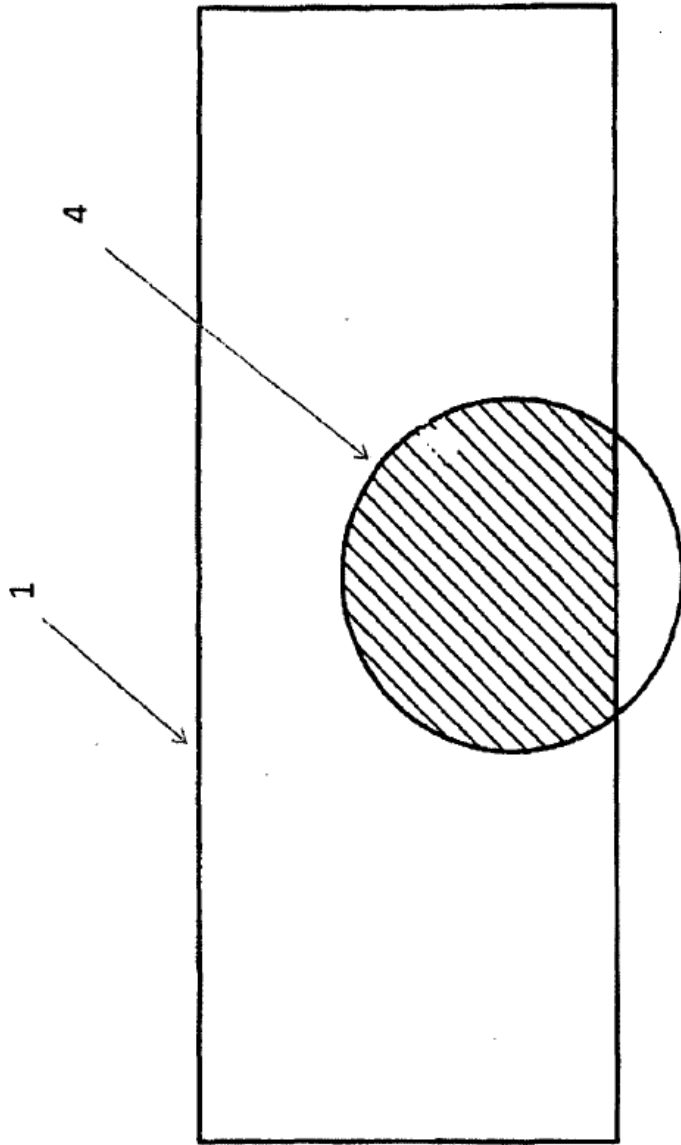


Fig. 5

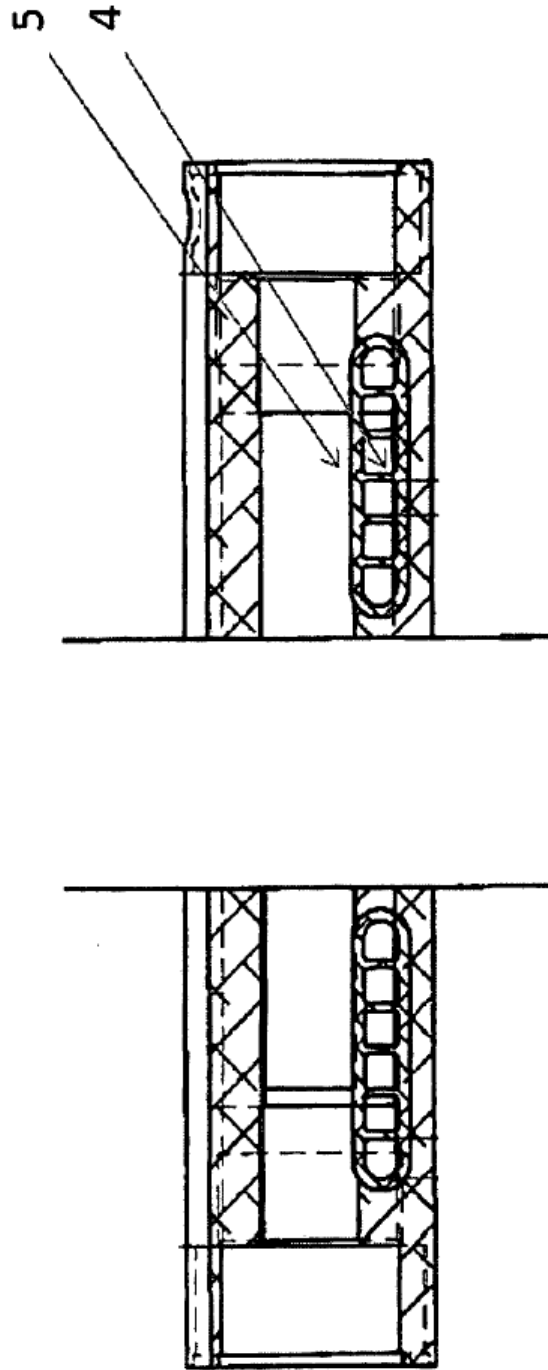


Fig. 6

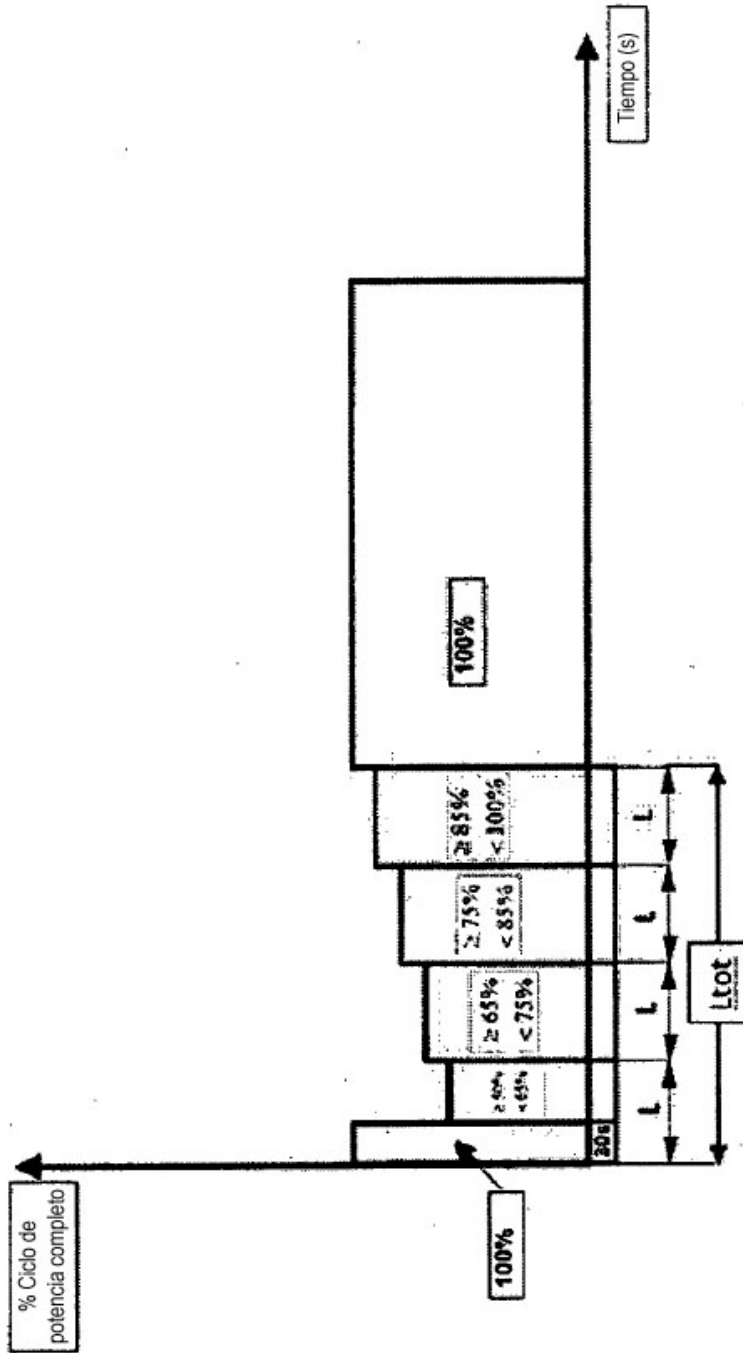


Fig. 8