



[12] 发明专利申请公开说明书

[21] 申请号 200410069431.X

[43] 公开日 2005 年 2 月 9 日

[11] 公开号 CN 1576767A

[22] 申请日 2004.6.28

[74] 专利代理机构 上海专利商标事务所

[21] 申请号 200410069431.X

代理人 谢喜堂

[30] 优先权

[32] 2003. 6. 27 [33] JP [31] 2003 - 184173

[32] 2003. 7. 16 [33] JP [31] 2003 - 197572

[71] 申请人 松下电器产业株式会社

地址 日本大阪府

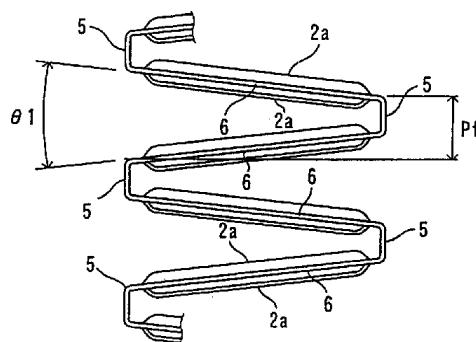
[72] 发明人 横山昭一 山口成人 杉尾孝
清水努

权利要求书 2 页 说明书 11 页 附图 8 页

[54] 发明名称 热交换器

[57] 摘要

一种热交换器，将波纹散热片的间距定为 2.0 ~ 3.0mm，散热片角度定为 10 ~ 40°。所述结构可得到优良的分水性，同时，在用于空调机的室外机进行暖气运行中，散热片的表面结霜，但波纹散热片的空气流道能继续得到确保，可抑制性能急速显著的下降。另外，通过特定设在下部集流管和上部集流管上的连接管的位置，可使在多根扁平管中流动的制冷剂的流动均匀，可提高热交换性能。



1. 一种热交换器，包括：以规定的间距配置的多根扁平管；将所述扁平管的一端连通连接的一侧集流管；将所述扁平管的另一端连通连接的另一侧集流管；顶部与中间壁部交替重复弯折、并配置在邻接的所述扁平管之间进行结合或密接的波纹散热片，其特征在于，

所述波纹散热片的弯折的铅垂方向的间距为 2.0~3.0mm。

2. 如权利要求 1 所述的热交换器，其特征在于，邻接的所述中间壁部所构成的散热片角度为 10~40°。

3. 一种热交换器，包括：以规定的间距配置的多根扁平管；将所述扁平管的一端连通连接的一侧集流管；将所述扁平管的另一端连通连接的另一侧集流管；顶部与中间壁部交替重复弯折、配置在邻接的所述扁平管之间进行结合或密接的波纹散热片，其特征在于，

邻接的所述中间壁部所构成的散热片角度为 10~40°。

4. 如权利要求 1 或 3 所述的热交换器，其特征在于，所述波纹散热片的所述中间壁部上设有许多百叶板，所述百叶板的角度为 20~40°，所述百叶板的间距与所述波纹散热片的弯折的铅垂方向的间距大致相等。

5. 如权利要求 1 或 3 所述的热交换器，其特征在于，所述波纹散热片的所述中间壁部上设有许多百叶板，所述百叶板的高度在 1.0mm 以上且为所述波纹散热片的弯折的铅垂方向的间距的大致 1/3 以上、大致 2/3 以下。

6. 一种热交换器，包括：隔开规定的距离而大致水平延伸的上下一对上部和下部集流管；配置在该一对集流管之间的多根扁平管；配置在邻接的扁平管之间的散热片，其特征在于，

所述一对上部和下部集流管形成由长部侧和短部侧构成的 L 字形，且大致水平配置，

在下部集流管的长部侧或短部侧的至少某一端部，连接有蒸发时流入制冷剂或冷凝时流出制冷剂的连接管，

从上部集流管的中央部至弯曲部之间，具有在蒸发时流出制冷剂或冷凝时流入证据的连接管。

7. 如权利要求 6 所述的热交换器，其特征在于，与下部集流管连接的连接管被配置成：在所述下部集流管的长部侧或短部侧的一端成为所述下部集流管的长度方向。

8. 如权利要求 6 或 7 所述的热交换器，其特征在于，与下部集流管连接

的连接管，在所述集流管的长部侧及短部侧的长度方向上与所述下部集流管的长部侧及短部侧的两端部的2处连接。

9. 如权利要求6或7所述的热交换器，其特征在于，所述热交换器作为蒸发器使用时，与下部集流管连接的连接管，其管的直径形成得比与所述上部集流管连接的连接管小。

10. 如权利要求6或7所述的热交换器，其特征在于，所述热交换器作为冷凝器使用时，与上部集流管连接的连接管，其管的直径形成得比与所述下部集流管连接的连接管大。

热交换器

技术领域

本发明尤其是涉及用于冷暖气兼用的空调机的室外机的热交换器，具有铅垂方向的扁平管及邻接的扁平管间具有波纹散热片的热交换器。

背景技术

最近，空调机以冷暖气兼用型为主流。因此，要求设置在室外的热交换器无论是用于冷凝器还是蒸发器，热交换能力都不差的产品。但是，传统的热交换器并用于冷凝器和蒸发器的场合，存在各种问题。

比如，图 5 是日本专利 JP6-241678A 中揭示的热交换器的主视图，图 6 是侧视图。这些图中所示的该类型的热交换器，是一般使用的基本结构的热交换器，包括：在铅垂方向以规定的间距相互平行地配置的许多扁平管 1；将这些扁平管 1 的上端连通连接的水平方向的上部集流管 3；将这些扁平管 1 的下端连通连接的水平方向的下部集流管 4；配置在邻接的所述扁平管 1 之间、利用锡焊和粘结等与扁平管 1 结合或密接的波纹散热片 2。

图 3 仅是图 1 的波纹散热片 2 的局部放大图。该波纹散热片 2，弯曲成型为顶部 5 与中间壁部 6 交替重复的状态，尽管图 3 中未图示，顶部 5 与扁平管 1 结合。图 4 是波纹散热片 2 的中间壁部 6 的空气通过方向(图 6 的左右方向)的剖视图。中间壁部 6，如图 4 所示，相对于水平方向形成斜向倾斜角度 θ_2 的百叶板 2a。空气在图 3 的弯曲后的波纹散热片 2 的间隙流过，借助波纹散热片 2 与扁平管 1 之间进行热交换。该热交换器使波纹散热片 2 的顶部 5 形成为平坦状，散热片角度 θ_1 为 0.5~3°，百叶板角度 θ_2 为 30~40°，百叶板间距 L3 为 0.7~1.0mm，通过将平坦状顶部 5 的长度 L1、百叶板长度 L2 分别限定在规定的数值范围内，不会导致传热系数的大幅下降，可提高作为蒸发器使用时的分水性。

一般，冷暖气兼用的空调机暖气运行，外气温度降低时，波纹散热片 2 的表面温度成为冰点以下，空气中的水分变为霜粘附在波纹散热片 2 上。该结霜逐渐发展，霜变厚，不久因结霜而使空气的通风道堵塞。此间热交换器的通风阻力增大，风量下降，蒸发性能下降，空调机的暖气性能逐渐下降。

上述传统的结构，如上所述，虽然具有作为蒸发器使用时的分水性提高的

效果，但该结霜引起的通风道的堵塞极快，存在暖气能力下降极快的问题。即，上述传统的结构中，为了高性能化，在波纹散热片 2 上设有百叶板 2a，但该百叶板 2a 的前缘部因局部传热系数大，故结霜进展快。另外，设置在邻接的中间壁部 6 的百叶板 2a 的前缘与后缘接近，故波纹散热片 2 的各段的实际的间隔狭窄，因结霜引起通风道堵塞极快，存在暖气能力的下降极快的缺点。

而且，图 14 是表示与上述传统的热交换器不同类型的热交换器。图 14 中，11 是弯曲成 L 字形的中空圆筒状的下部集流管，12 是上部集流管。正面跟前侧的集流管长度长的一方作为长部侧 11A、12A，右侧的朝进深方向弯曲，集流管长度短的一方作为短部侧 11B、12B，短部侧的右端部关闭。流入制冷剂的连接管 15 与下部集流管 11 结合。13 是传热性良好的铝和铜合金等金属构成的具有扁平截面外形的热交换器用扁平管，内部具有 1 根至数根制冷剂通道，在这些集流管之间垂直地安装多根，以将下部集流管 11 与上部集流管 12 连通。

另外，为了使制冷剂均等地分配，分流状态良好，能充分地发挥性能，对多根扁平管 13 进行了各种研究。在各扁平管 13 之间，安装有由传热性良好的铝或铜合金等薄的金属板成型为波形的散热片 14，形成无数的蜂窝状的通风道，使空气与制冷剂的热交换顺利地进行。作为传统的使如此的空调机用热交换器的分流状态良好的结构例，既有将集流管内部的隔板相对于集流管的轴直角方向倾斜的结构，也有将扁平管 13 的端面进行倾斜的结构(比如，日本专利 JP6-174335A，JP8-5194A)。

将该热交换器作为蒸发器进行使用的场合，流入下部集流管 11 的制冷剂通过与下部集流管 11 连通的扁平管 13，借助与扁平管 13 密接的散热片 14 与空气进行热交换，气化后的制冷剂再通过上部集流管 12 从连接管 16 流出。

另外，将该热交换器作为冷凝器进行使用的场合，通过制冷循环中的利用四通阀的循环切换阀，将制冷剂的流动切换成与上述蒸发器相反，从压缩机排出的高温高压的单相的过热制冷剂气体从冷凝器的连接管 16 流入上部集流管 12，通过扁平管 13，借助与扁平管 13 密接的散热片 14 与空气进行热交换。冷凝液化后的制冷剂通过下部集流管 11 从连接管 15 流出。

将上述传统的并行流的热交换器作为冷凝器进行使用的场合，从压缩机排出的单相的过热制冷剂气体从连接管 16 流入图 14 所示的上部集流管 12，在各扁平管 13 内均匀地流动，与空气进行热交换后，冷凝液化后的制冷剂受重力的影响朝下部集流管 11 流动，故在各扁平管 13 内流动的制冷剂的分流状态下没有看到有大的问题。

但是，作为蒸发器使用的场合，如将下部集流管 11 的长部侧 11A 放大的图 15 的概要图所示，液体和气体混合的 2 相制冷剂流入下部集流管 11 的长部侧 11A，除了气体状的制冷剂 18，滞留在低部的液体状的制冷剂 17 因流动的惯性的影响，从下部集流管 11 的进口附近和长部侧 11A 的右侧起向短部侧 11B 逐渐增厚，在接近于下部集流管 11 的长部侧 11A 的中央部的地方有变薄的趋势。因此，使从下部集流管 11 上升通过各扁平管 13 内的制冷剂的量不均匀。而且，受到制冷循环中的也含有粘性高的冷冻机油的影响和各扁平管 13 内流动的制冷剂产生偏流的影响，使制冷剂的流动产生偏流。另外，根据条件，从蒸发器进口(连接管 15)到蒸发器出口(连接管 16)之间，制冷剂在路径最短阻力最小的图 14 的扁平管 13a、13b 附近通过。在与从蒸发器进口至出口为止的路径中距离最远的下部集流管 11 的短部侧 11B 结合的扁平管 13e、13f 附近，管路损失引起的阻力增大，故流入的制冷剂也减少。

图 16 是简易地表示作为蒸发器使用的场合，将热交换器整体用红外线测量仪测得的温度分布的结果。斜线部表示比其他部分温度高，如图 16 的斜线部所示，存在着阻力大、作为下游侧的长部侧 11A、12A 的右侧的一半以上及短部侧 11B、12B 的绝大部分随着制冷剂流量的下降，热交换器的性能大幅下降这样的课题。

本发明是为了解决上述传统的问题的，其目的在于提供一种即使将热交换器兼用于蒸发器和冷凝器的场合，其热交换能力也不会下降，可在冷暖气兼用的空调机中使用的室外机用的热交换器。

本发明内容

为了解决上述问题，本发明的热交换器，波纹散热片的弯折的铅垂方向的间距为 2.0~3.0mm，邻接的上述中间壁部构成的散热片角度为 10~40°，上述波纹散热片的上述中间壁部上设置许多角度为 20~40°、间距与上述波纹散热片的弯折的铅垂方向的间距大致相等的百叶板，或设置许多高度在 1.0mm 以上且上述波纹散热片的弯折的铅垂方向的间距的大致 1/3 以上、大致 2/3 以下的百叶板的结构。

通过上述结构，将本发明的热交换器用作蒸发器的场合，因与流通空气的热交换使散热片表面产生冷凝水，但该冷凝水边从百叶板部的开口部穿过边在波纹散热片上流下，能得到很好的分水性。

而且，将本发明的热交换器用于冷暖气兼用的空调机的室外机，在空调机的暖气运行中，外气温度下降时散热片表面逐渐结霜，但将上述波纹散热片的弯折的铅垂方向的间距做成 2.0~3.0mm，上述波纹散热片的邻接的上述中

间壁部构成的散热片角度为 10~40°，故即使结霜并发展，也能继续确保波纹散热片的空气流道，不会急速堵塞，因而具有抑制性能急速显著下降的效果。

另外，在所述波纹散热片的上述中间壁部设有的许多百叶板，其角度为 20~40°，间距与所述波纹散热片的弯折的铅垂方向的间距大致相等，或高度在 1.0mm 以上，所述波纹散热片的弯折的铅垂方向的间距的大致 1/3 以上、大致 2/3 以下，故流入热交换器的空气，不会直接从所述波纹散热片的所述中间壁部设置的许多百叶板间通过，能合理地从百叶板的开口部穿过，利用温度边界层前缘效果(百叶板的前缘的热边界层的厚度为 0、传热系数为无穷大这样的效果)以及波纹散热片的表里的气流的混合搅拌效果，可提高传热性能，即使将本发明的热交换器用作冷凝器、蒸发器的任何一方的场合，也可维持提高热交换能力的效果。

而且，为了解决上述问题，本发明的热交换器，其特征在于，所述一对上部和下部集流管形成为由长部侧和短部侧构成的 L 字形，大致水平配置，蒸发时制冷剂流入或冷凝时制冷剂流出的连接管与下部集流管的长部侧或短部侧的至少某一端部连接，从上部集流管的中央部至弯曲部之间，具有在蒸发时制冷剂流出或冷凝时制冷剂流入的连接管。

通过所述结构，将本发明的热交换器用作蒸发器使用的场合，即使制冷剂状态发生变化的场合，也能使各扁平管内流动的制冷剂的分流均匀化，故能提供一种最大限度发挥热交换性能的热交换器。

另外，能提供一种即使将本发明的热交换器兼用于蒸发器和冷凝器，用于制冷循环的场合，也不需复杂的加工和大型化就可提高热交换性能，同时在提高收放性和紧凑化的同时，提高加工性和生产性的热交换器。

另外，本发明的热交换器，其特征在于，与下部集流管连接的连接管，朝所述下部集流管的长度方向地配置在所述下部集流管的长部侧或短部侧的一端。

而且，本发明的热交换器，其特征在于，与下部集流管连接的连接管，在所述集流管的长部侧及短部侧的长度方向上与所述下部集流管的长部侧及短部侧的两端部的 2 处连接。

另外，本发明的热交换器，其特征在于，热交换器作为蒸发器使用中，与下部集流管连接的连接管，其管的直径形成得比与所述上部集流管连接的连接管小。

而且，本发明的热交换器，其特征在于，将热交换器用作冷凝器使用时，与上部集流管连接的连接管，其管的直径形成得比与所述下部集流管连接的连接管大。

附图的简单说明

图 1 是表示本发明的实施例 1 和 2 的热交换器的波纹散热片的局部放大主视图。

图 2 是表示本发明的实施例 1 和 2 的热交换器的波纹散热片的空气通过方向的放大剖视图。

图 3 是表示传统的热交换器的波纹散热片的局部放大主视图。

图 4 是表示传统的热交换器的波纹散热片的空气通过方向的放大剖视图。

图 5 是表示一般使用的具有基本结构的热交换器的主视图。

图 6 是表示图 5 所示的热交换器的侧视图。

图 7 是表示本发明的实施例 3 的平行流动型热交换器的概要主视图。

图 8 是表示图 7 的热交换器的温度分布的概要主视图。

图 9 是表示图 7 的热交换器的下部集流管内部的制冷剂状态的图。

图 10 是表示图 7 的热交换器的连接管的位置与蒸发能力 Q 的关系的说明图。

图 11 是表示本发明的实施例 4 的热交换器的概要主视图。

图 12 是表示图 11 的热交换器的温度分布的概要主视图。

图 13 是表示图 11 的热交换器的连接管的位置与蒸发能力 Q 的关系的说明图。

图 14 是表示传统的热交换器的立体图。

图 15 是表示图 14 的热交换器的下部集流管内部的制冷剂状态的图。

图 16 是表示图 14 的热交换器的温度分布的立体图。

具体实施方式

实施例 1

以下参照附图对本发明的实施例进行说明。本发明的热交换器的基本结构与传统技术中所说明的图 3~图 6 所示的一般的热交换器相同，包括：在铅垂方向以规定的间距相互平行地配置的许多扁平管 1；将这些扁平管 1 的上端连通连接的水平方向的上部集流管 3；将这些扁平管 1 的下端连通连接的水平方向的下部集流管 4；配置在邻接的所述扁平管 1 之间、利用锡焊和粘结等与扁平管 1 结合或密接的波纹散热片 2。波纹散热片 2 是将顶部 5 与中间壁部 6 交替重复弯折成型，顶部 5 与扁平管 1 结合。空气流过重复弯折成型为波状的波纹散热片 2 的间隙进行热交换。在波纹散热片 2 的中间壁部 6，设有后述的规定角度θ2、规定间距 L3 的许多百叶板 2a。本发明的特征在于该波纹散热片

2 的形状上，故对波纹散热片 2 的形状进行详细说明。

图 1 是表示本发明的实施例 1 的热交换器的波纹散热片 2 的主要部分的放大主视图，图 2 是表示图 1 的波纹散热片 2 的空气通过方向(图 6 的左右方向)的剖视图。在图 1 及图 2 中，波纹散热片 2 的铅垂方向的弯折的间距 Pf 为 2.0~3.0mm，邻接的中间壁部 6 的散热片角度θ1 为 10~40°，在波纹散热片 2 的中间壁部 6 上设有许多百叶板 2a，百叶板 2a 的角度θ2 为 20~40°，百叶板 2a 的间距 L3 与波纹散热片 2 弯折的铅垂方向的间距 Pf 大致相等，为 2.0~3.0mm。

上述结构，将本实施例的热交换器用作蒸发器的场合，因与流通空气的热交换使散热片表面产生冷凝水，但百叶板 2a 的间距 L3 做成宽敞的 2.0~3.0mm，故该冷凝水边从百叶板 2a 间的开口部穿过边在波纹散热片上流下，能得到很好的分水性。

而且，将本实施例的热交换器用于冷暖气兼用的空调机的室外机，在空调机的暖气运行中，外气温度下降时波纹散热片 2 的表面逐渐结霜，但将波纹散热片 2 的弯折的铅垂方向的间距 Pf 做成 2.0~3.0mm，波纹散热片 2 的邻接的中间壁部 6 构成的散热片角度θ1 为 10~40°，比传统的波纹散热片 2 的间距大，加大了散热片角度θ1。因此，即使在波纹散热片 2 上结霜并发展，也能继续确保波纹散热片 2 的空气流道，不会急速堵塞，因而具有抑制性能急速显著下降的效果。

另外，在波纹散热片 2 的中间壁部设有的许多百叶板 2a，其角度θ2 为 20~40°，间距 L3 与波纹散热片 2 的弯折的铅垂方向的间距 Pf(2.0~3.0mm)大致相等，故流入热交换器的空气，不会直接从波纹散热片 2 的中间壁部 6 设置的许多百叶板 2a 间通过，能合理地从百叶板 2a 的开口部穿过，利用温度边界层前缘效果以及波纹散热片 2 的表里的气流的混合搅拌效果，可提高传热性能，即使将本实施例的热交换器用作冷凝器、蒸发器的任何一方的场合，也可维持提高热交换能力的效果。

(实施例 2)

实施例 2 与实施例 1 基本形状相同，故利用图 1 和图 2 进行说明。

在图 1 及图 2 中，波纹散热片 2 弯折的铅垂方向的间距 Pf 为 2.0~3.0mm，邻接的中间壁部 6 构成的散热片角度θ1 为 10~40°。这点与实施例 1 相同。在波纹散热片 2 的中间壁部 6 上设有许多百叶板 2a，但本实施例 2 中，百叶板 2a 的高度 H 为 1.0mm 以上且在波纹散热片 2 的弯折的铅垂方向的间距 Pf 的大致 1/3 以上、大致 2/3 以下。

上述结构，将本实施例 2 的热交换器用作蒸发器的场合，因与流通空气的热交换使散热片表面产生冷凝水，但该冷凝水边从百叶板 2a 间的开口部穿过

边在波纹散热片 2 上流下，能得到很好的分水性。

而且，将本实施例 2 的热交换器用于冷暖气兼用的空调机的室外机，在空调机的暖气运行中，外气温度下降时散热片的表面逐渐结霜。但本实施例 2 也将波纹散热片 2 的弯折的铅垂方向的间距 Pf 做成 2.0~3.0mm，波纹散热片 2 的邻接的中间壁部 6 构成的散热片角度θ1 为 10~40°，故即使结霜并发展，也能继续确保波纹散热片 2 的空气流道，不会急速堵塞，因而具有抑制性能急速显著下降的效果。

另外，在波纹散热片 2 的中间壁部设有的许多百叶板 2a，其高度在 1.0mm 以上、波纹散热片 2 的弯折的铅垂方向的间距 Pf 的大致 1/3 以上、大致 2/3 以下，故流入热交换器的空气，不会直接从波纹散热片 2 的中间壁部 6 设置的许多百叶板 2a 间通过，能合理地从百叶板 2a 的开口部穿过，利用温度边界层前缘效果以及波纹散热片 2 的表里的气流的混合搅拌效果，可提高传热性能，即使将本实施例的热交换器用作冷凝器、蒸发器的任何一方的场合，也可维持提高热交换能力的效果。

上述各实施例中使用了扁平管，故即使管子的壁厚相同，也因管径小，耐压增大，尤其是使用压力高的二氧化碳制冷剂时，上述各实施例的热交换器是有效的。

另外，扁平管的管内容积小，故可减少制冷剂量，使用可燃性制冷剂的 HC 制冷剂等时，上述各实施例的热交换器是有效的。

上述实施例 1,2 中，将波纹散热片 2 的弯折的铅垂方向的间距 Pf 做成 2.0~3.0mm，邻接的中间壁部 6 构成的角度θ1 为 10~40°，但也可是仅满足间距 Pf 和散热片角度θ1 中的任何 1 个条件。

(实施例 3)

图 7 是表示本发明的实施例 3 的平行流动型热交换器的立体图。该热交换器，包括：隔开规定的距离大致水平地 L 字形延伸的下部集流管 11 及上部集流管 12；两端与这些上部、下部集流管 11、12 连接、大致垂直地配置在两者之间的多根扁平管 13；波状地配置在邻接的扁平管 13 之间的蜂窝状的波纹散热片 14；分别与下部集流管 11 及上部集流管 12 连接、成为制冷剂对热交换器的出入口的连接管 15、16。

连接管 15 朝下部集流管 11 的长度方向设置，连接管 16 在垂直于上部集流管 12 的方向设置。尤其是连接管 15 的直径比连接管 16 小，研制成制冷剂能稳定地流入下部集流管 11 内。

另外，图 7 所示的下部集流管 11 及上部集流管 12 中，将正面跟前侧的集流管长度长的一方称为长部侧 11A、12A，将朝右侧的进深方向延伸的集流管

长度短的一方称为短部侧 11B、12B，由此，以下用长部侧 11A、12A 和短部侧 11B、12B 来表示。

图 7 中，实线箭头表示将热交换器用作蒸发器的场合的制冷剂的流动，虚线箭头表示用作冷凝器的场合的制冷剂的流动。用作蒸发器的场合，下部集流管 11 的左侧为制冷剂进口，上部集流管 12 成为制冷剂出口，用作冷凝器的场合，制冷剂的流动与蒸发器的场合相反。

将上述结构的热交换器用作蒸发器的场合，制冷剂对蒸发器的进口成为与下部集流管 11 连接的连接管 15，制冷剂流过扁平管 13，借助与扁平管 13 密接的波纹散热片 14 与空气进行热交换。因热交换而气化的制冷剂聚集在上部集流管 12，通过成为从蒸发器的制冷剂出口的连接管 16 被引向制冷循环中的压缩机(未图示)的吸入部。

另一方面，将上述结构的热交换器作为冷凝器进行使用的场合，从压缩机排出的单相的过热制冷剂气体从凝缩器的连接管 16 流入上部集流管 12，借助与各扁平管 13 密接的波纹散热片 14 与空气进行热交换。因热交换而冷凝液化后的制冷剂边受到重力的影响边在各扁平管 13 内均匀地流动，然后流入下部集流管 11，通过连接管 15 引入压缩机的吸入部。

图 8 是简易地表示利用红外线测量仪对用作蒸发器的场合的热交换器整体的温度分布进行测量的结果。

图 8 中，斜线部表示比其他部分温度高，是制冷剂几乎不流动的不能发挥作为热交换器的本来的作用的部分。与传统例子中所说明的图 16 的蒸发器的温度分布相比较，温度分布也几乎均匀，作为热交换器的有效面积也增大，性能也得到提高。

这是因为图 7 的热交换器的场合，从成为蒸发器进口的连接管 15 将液体和气体混合的 2 相制冷剂，因从下部集流管 11 的左侧水平地流入，故如图 9 的下部集流管 11 的长部侧 11A 的放大概要图所示，滞留在下部集流管 11 的低部的液体状的制冷剂 17 在成为下游侧的右方缓慢变厚，制冷剂 17 在相对于下部集流管 11 垂直配置的各扁平管 13 内均等地流动的缘故。

这里，对图 10 进行说明。图 10 表示将蒸发器出口即上部集流管 12 的连接管 16 的位置分别进行长部侧的左端的 A、长部侧 12A 的中央 B、长部侧右端及短部侧的左端即 C、成为短部侧右端的 D 的 A~D 变化时的热交换器的蒸发能力的变化。横轴表示连接管 16 的位置，纵轴表示蒸发器的能力 Q 的变化比例。如图 10 所示，若将连接管 16 配置在上部长部侧的中央 B~长部侧右端 C 的位置之间，则制冷剂的分流状态良好，能维持 75% 以上的蒸发器的能力。

因此，如图 10 所示，成为蒸发器的制冷剂出口的连接管 16 的位置，设置在上部集流管 12 的最佳场所，而且如图 9 所示，在下部集流管 12 内部，若做成制冷剂液相朝下游侧平缓增加的状态，则可以认为，制冷剂液相比传统例所示的下部集流管 11 内的制冷剂的状态更加均匀化，流入各扁平管 13 内的制冷剂量也均匀化。

而且，如图 7 所示，制冷剂边流过各扁平管 13 边进行热交换而气化。管内的压力损失在该扁平管 13 中最大。将流过配置在离中央出口最远的上部集流管 12 的长部侧 12A 的左端的扁平管 13a 的气体制冷剂的管路损失与流过短部侧 12B 的右端的扁平管 13f 的气体制冷剂的管路损失作一比较，因流过短部侧右端 13f 的制冷剂流过弯折成 L 字形的路径，故管路损失增大。因此，通过将连接管 16 设置在制冷剂出口的位置成为分流状态最佳的上部集流管 12 的位置即、离长部侧 12A 的中央靠近短部侧 12B 的位置，管路损失也就相等。因此，热交换器内的压力分布也相等，制冷剂的偏流减小，能更有效地利用热交换器，可提高性能。

另外，蒸发器中，通过将制冷剂进口的连接管 15 的直径做成比成为蒸发器出口的连接管 16 小，可减少蒸发器出口处的管内的压力损失，流入蒸发器进口的制冷剂的流速增加，同时，将液体和气体的比例成为均等的制冷剂，搬运至离蒸发器进口最远的下部集流管 11 的短部侧 11B 的右端，可在各扁平管 13 内流动。

相反，用作冷凝器的场合，通过将冷凝器进口的连接管 16 的直径做成比冷凝器出口的连接管 15 大，可抑制高温高压的单相气体的制冷剂流过连接管 16 时因压力损失引起的性能下降。

上述结构中，连接管 15、16 特定在图 7 所示的位置上，但位置不特别受到限制，也可左右相反地安装，可根据热交换器的形态改变位置。

另外，下部集流管 11 和上部集流管 12 或连接管 15、16 也可使用四角形和椭圆形、多角形和其他形状，以代替圆筒状的形状。

而且，本实施例中使用的 L 字形的热交换器，也可利用弯曲加工，或利用焊接等其他手法将长部侧与短部侧进行连接，L 字形以外的形态也可发挥同样的效果。

(实施例 4)

图 11 是表示本发明的实施例 4 的平行流动型热交换器，与图 7~图 10 相同的结构的场合使用同一符号，省略一部分说明。图 11 中的实线箭头表示将热交换器用作蒸发器的场合的制冷剂的流动，虚线箭头表示用作冷凝器的场合的制冷剂的流动。

另外，用作蒸发器の場合，下部集流管 11 的长部侧 11A 左端及短部侧 11B 右端的两侧为制冷剂进口，上部集流管 12 成为制冷剂出口，用作冷凝器の場合，制冷剂的流动与蒸发器の場合相反。

本实施例中，将连接管 15 及 15a 配置在下部集流管 11 的长度方向的两侧，以使制冷剂最均匀地流入各扁平管 13 内，将连接管 15 及 15a 的直径做成比连接管 16 小。

本实施例中，将热交换器用作蒸发器の場合，制冷剂从连接管 15 及 15a 向下部集流管 11 流入后，如图 11 的实线箭头所示，制冷剂均等地流入各扁平管 13，通过成为蒸发器出口的连接管 16，引向设置在制冷循环中的压缩机的吸入部。因此，在下部集流管 11 上设置 2 处作为蒸发器的制冷剂进口。

图 12 是简易地表示利用红外线测量仪对用作蒸发器の場合的热交换器整体的温度分布进行测量的结果。

图 12 中，斜线部表示比其他部分温度高，是制冷剂几乎不流动的不能发挥作为热交换器的本来的作用的部分，但与上述图 8 的实施例 3 的热交换器的蒸发器的温度分布相比较，温度分布更为均匀，作为热交换器的有效面积也增大，性能得到进一步的提高。这是因为图 11 的热交换器の場合，制冷剂从下部集流管 11 的两侧即连接管 15 及 15a 的 2 处流入，故即使流速降低，制冷剂也能不断地到达下部集流管 11 中，同时，制冷剂的流动的惯性的影响比上述图 8 的热交换器小，故下部集流管 11 内的制冷剂的液相进一步均匀化，制冷剂在各扁平管 13 内均等地流动的缘故。因此，能进一步提高热交换器的性能。

图 13 与上述实施例 3 相同，表示将上部集流管 12 的蒸发器的制冷剂出口即连接管 16 的位置，分别进行长部侧的左端的 A、上部集流管 12 的中央 B、长部侧右端及短部侧的左端即 C、成为短部侧右端的 D 的 A~D 变化时的热交换器的蒸发能力的变化。若将连接管 16 配置在上部集流管 12 的中央 B~长部侧右端 C 的位置之间，则制冷剂的分流状态比蒸发器进口为 1 处的图 10 的蒸发器更好，能维持 90% 以上的蒸发器的能力。

因此，成为蒸发器的制冷剂出口的连接管 16 的位置，设置在上部集流管 12 的最佳场所，通过在 2 处配置蒸发器进口的连接管，可以认为，制冷剂液相比上述实施例 3 所示的下部集流管 11 内的制冷剂的状态更均匀化。另外，热交换器内的压力分布也相等，制冷剂的偏流减小，能更有效地利用热交换器，可提高性能。

上述结构中，连接管 15、15a、16 及下部集流管 11 和上部集流管 12 可使用四角形和椭圆形、多角形和其他形状；以代替圆筒状的形状。

另外，下部集流管 11 和上部集流管 12 或连接管 15、16 也可使用四角形和椭圆形、多角形和其他形状，以代替圆筒状的形状。

而且，本实施例中使用的 L 字形的热交换器，也可利用弯曲加工，或利用焊接等其他手法将长部侧 11A、12A 与短部侧 11B、12B 进行连接，L 字形以外的形态也可发挥同样的效果。

上述各实施例中使用了扁平管，故即使管子的壁厚相同，也因管径小，耐压增大，尤其是使用压力高的二氧化碳制冷剂时，上述各实施例的热交换器是有效的。

另外，扁平管 13 的管内容积小，故可减少制冷剂量，使用可燃性制冷剂的 HC 制冷剂等时，上述各实施例的热交换器是有效的。

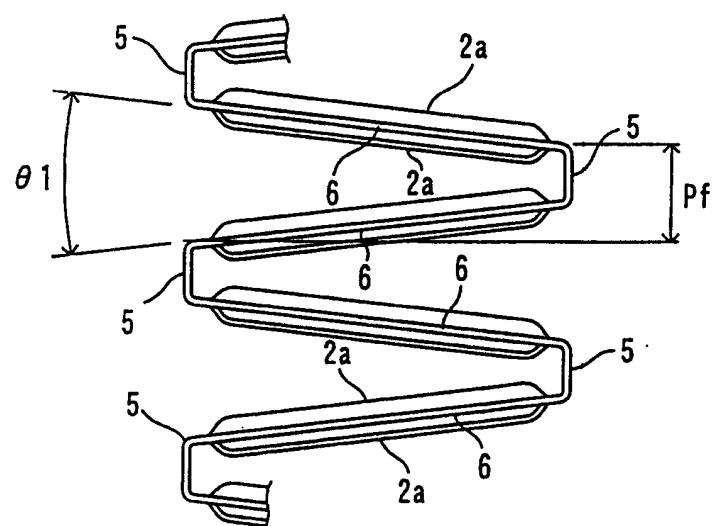


图 1

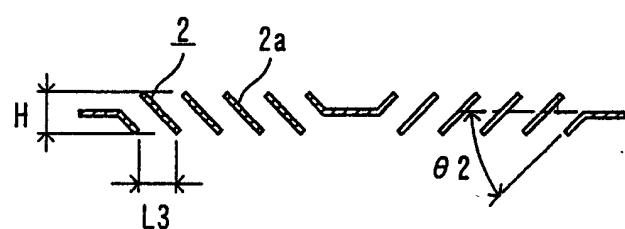


图 2

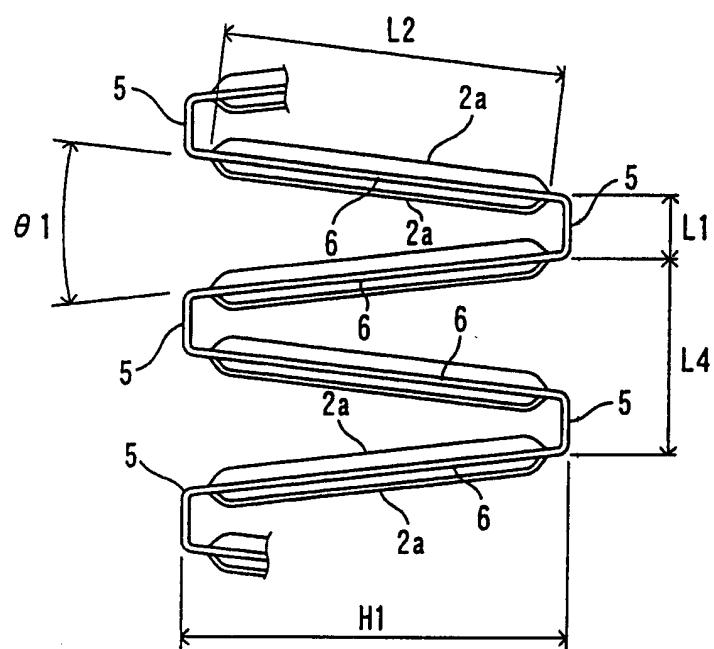


图 3

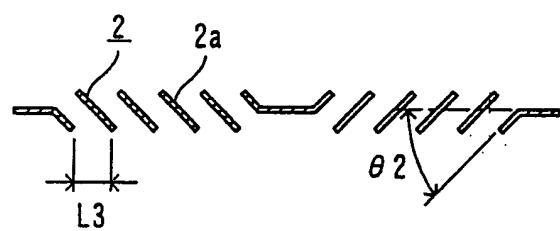


图 4

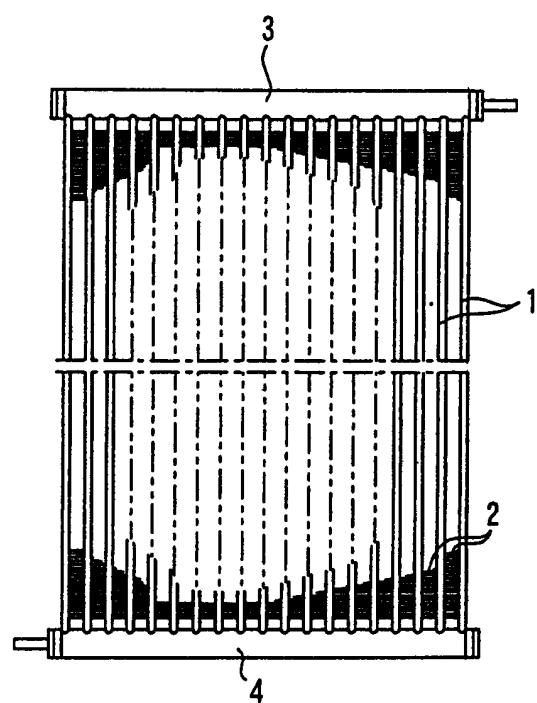


图 5

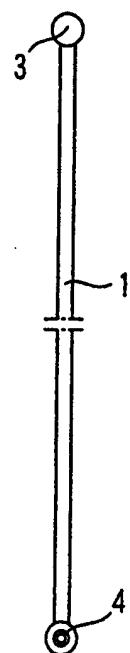


图 6

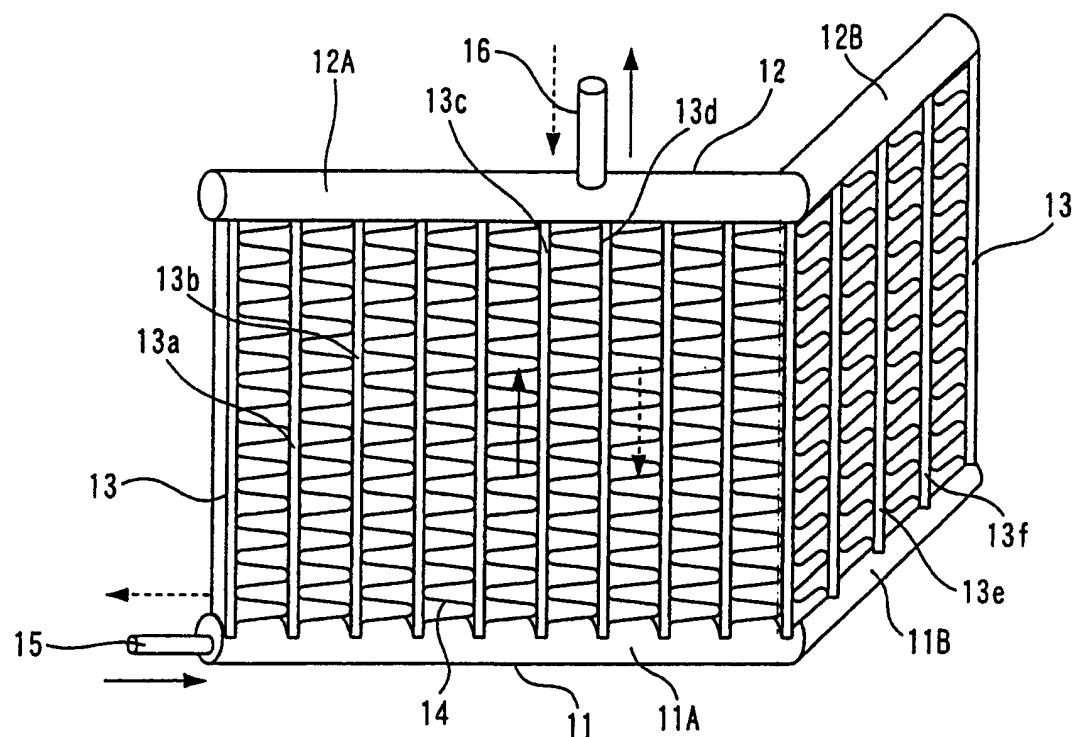


图 7

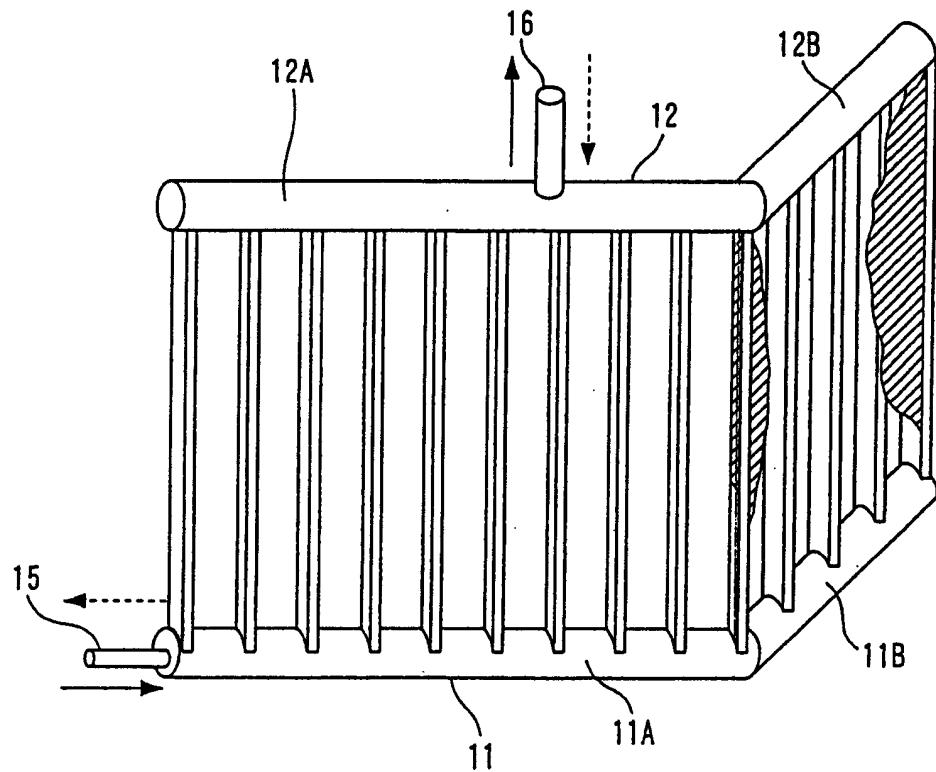


图 8

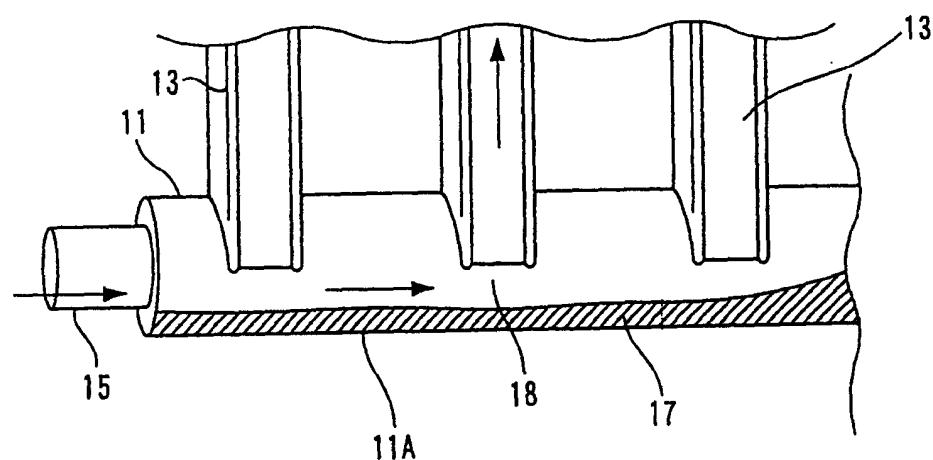


图 9

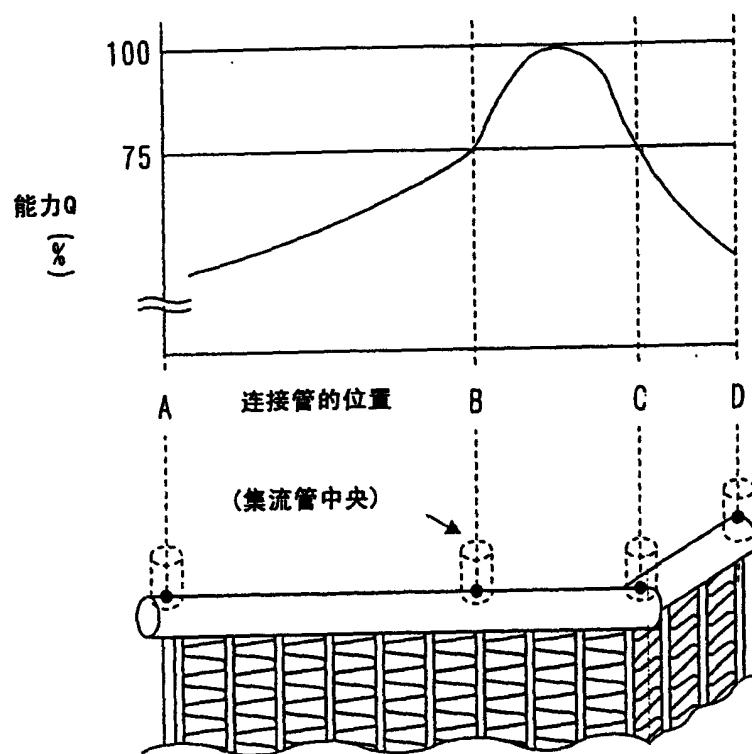


图 10

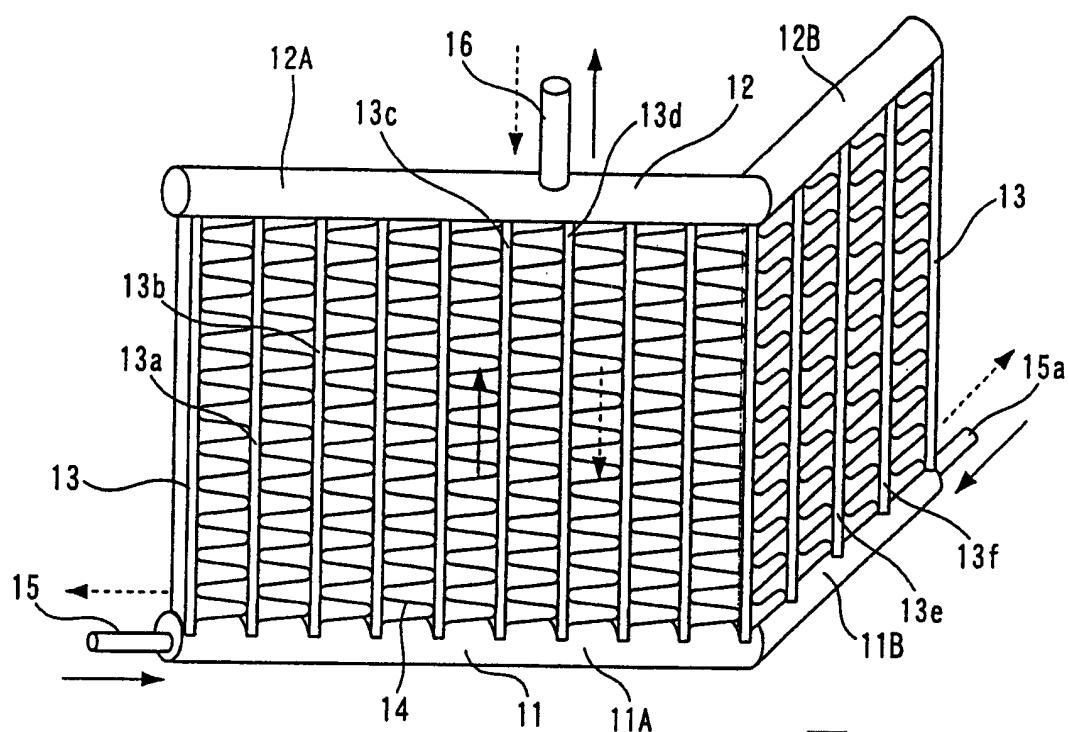


图 11

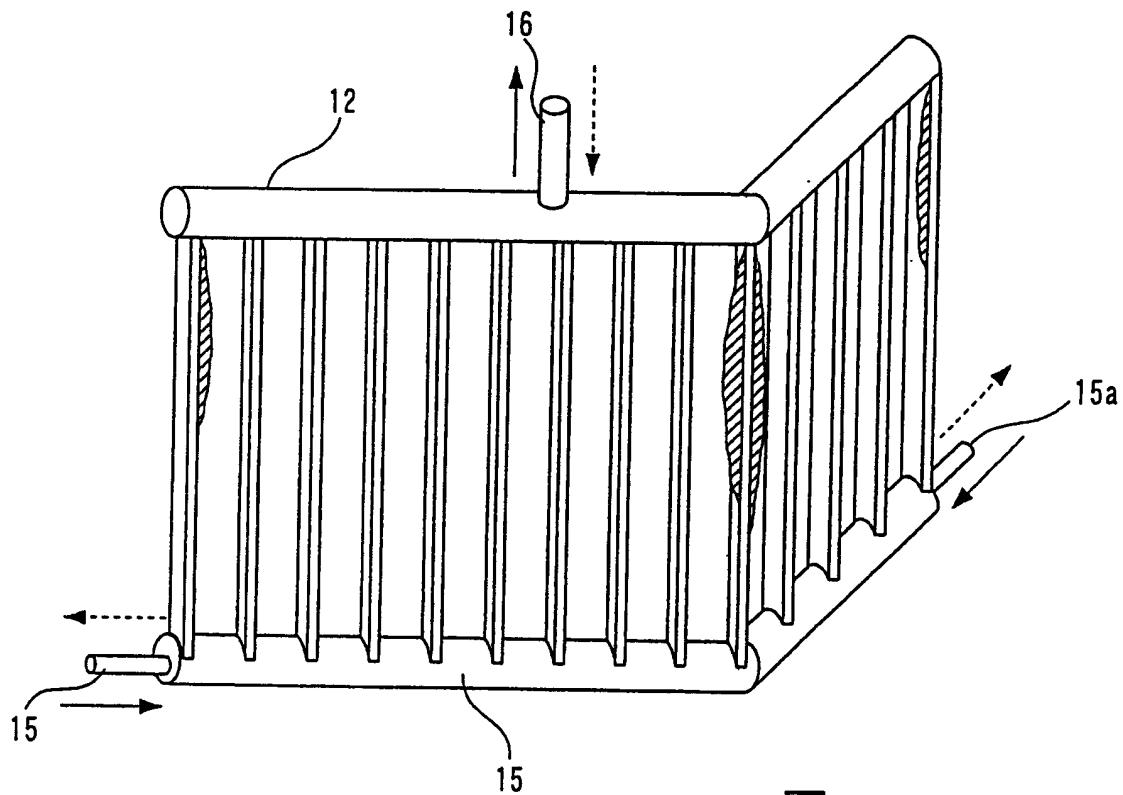


图 12

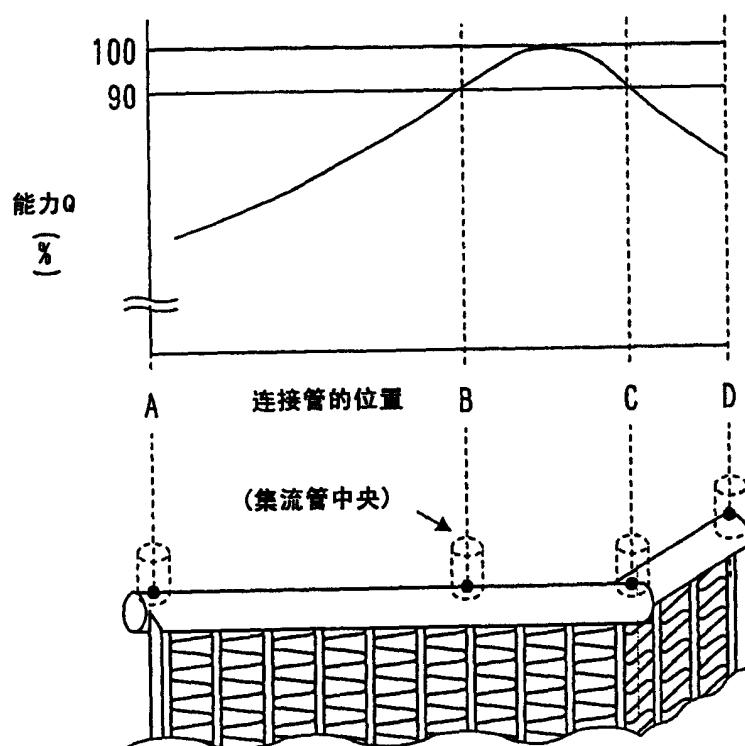


图 13

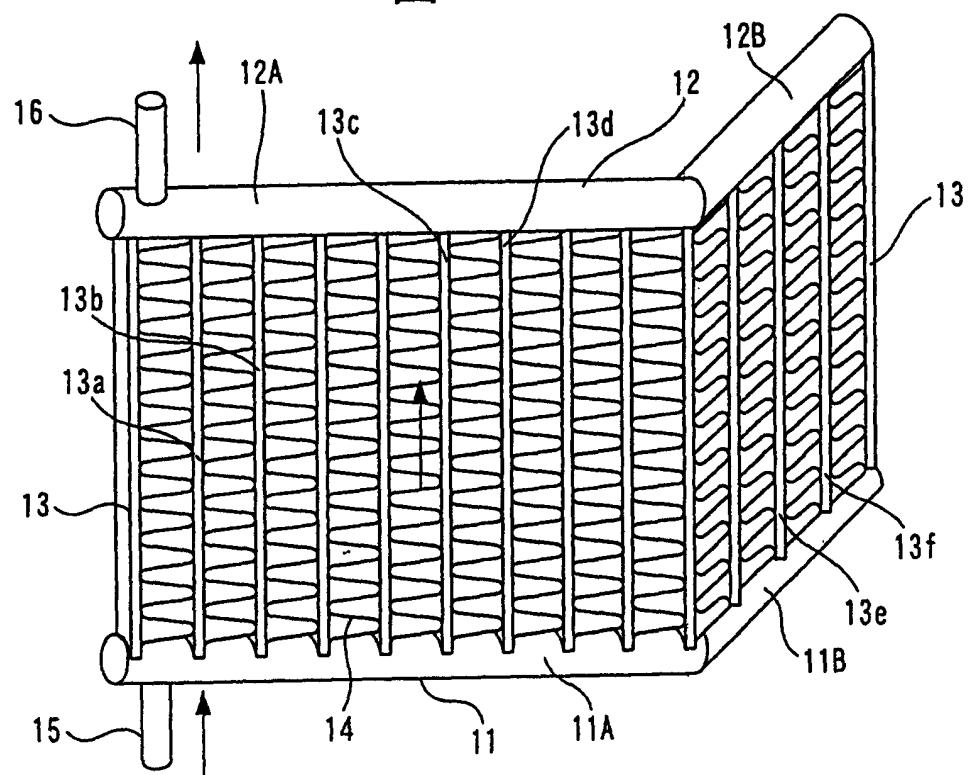


图 14

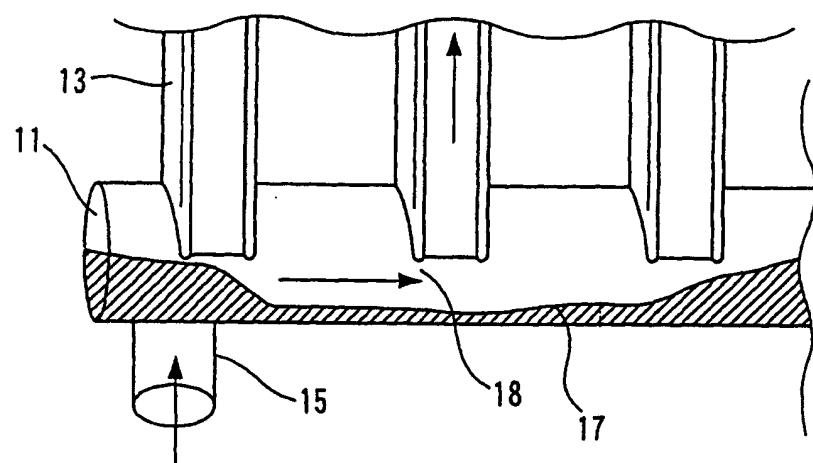


图 15

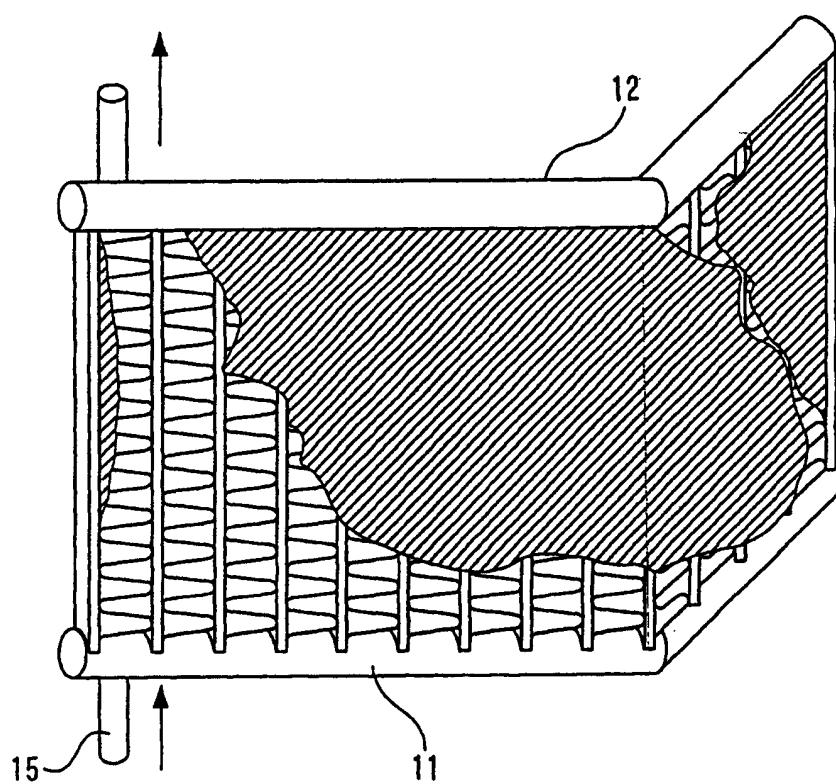


图 16