



# [12] 发明专利申请公开说明书

[21] 申请号 200410045138. X

[43] 公开日 2004年12月1日

[11] 公开号 CN 1550727A

[22] 申请日 2004. 4. 30

[21] 申请号 200410045138. X

[30] 优先权

[32] 2003. 5. 7 [33] JP [31] 2003 - 129100

[71] 申请人 东芝开利株式会社

地址 日本东京

[72] 发明人 北野龙儿

[74] 专利代理机构 上海专利商标事务所

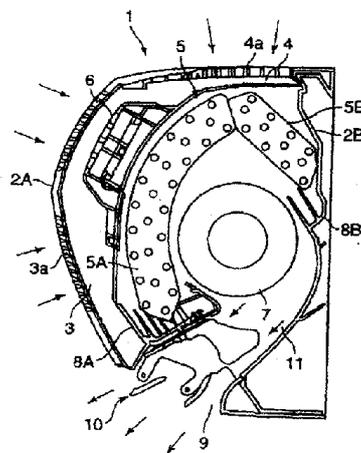
代理人 谢喜堂

权利要求书1页 说明书7页 附图5页

[54] 发明名称 空调机的翅片管型热交换器

[57] 摘要

本发明的目的是提供一种空调机的翅片管型热交换器，其目的是提高室内机中所具备的热交换器的热交换性能，同时通过进一步减小热交换器的外形，构成部件和组装工序，来提高生产效率。其解决手段是一种空调机的翅片管型热交换器5，其配置在由室内机和室外机构成的空调机的室内机中，通过使传热管D在以一定间隔并列设置的多个翅片F上贯通形成，在该空调机的翅片管型热交换器中：除了使设置在翅片的传热管贯通部分的翅片套环的外径Dc为： $5.5\text{mm} \leq Dc \leq 8.7\text{mm}$ 以外，还沿气流方向上设置3列传热管，并将沿垂直于传热管气流方向的行间距L1与翅片套环外径Dc的差值与气流方向上列间距L2之间的关系设定为： $1.2 \leq (L1 - Dc) / L2 \leq 1.5$ 。



1、 一种空调机的翅片管型热交换器，其特征在于，其是通过使传热管在以一定间隔并列设置的多个翅片上贯通形成，在该空调机的翅片管型热交换器中：

沿空气主要流动方向上至少并排设置3列上述传热管，  
将上述翅片的传热管贯通部分的翅片套环的外径 $D_c$ 设定为：

$$5.5\text{mm} \leq D_c \leq 8.7\text{mm},$$

对于沿垂直于翅片通风气流方向并列设置的上述传热管的行间距 $L_1$ ，沿气流方向并列设置的传热管的列间距 $L_2$ 与上述翅片套环外径 $D_c$ 之间的关系设定为：

$$1.2 \leq (L_1 - D_c) / L_2 \leq 1.5。$$

2、 一种空调机的翅片管型热交换器，其特征在于，其是通过使传热管在以一定间隔并列设置的多个翅片上贯通形成，在该空调机的翅片管型热交换器中：

沿着由翅片通风的气流方向上至少并排设置3列上述传热管，  
在采暖运行期间，冷媒以过冷却状态流动的传热管的管径 $D_s$ 和冷媒以气液两相状态流动的传热管的管径 $D_b$ 之间的关系设定为：

$$0.8 \leq D_s / D_b \leq 0.9。$$

3、 如权利要求1或2所述的空调机的翅片管型热交换器，其特征在于上述翅片与每列传热管是不可分割的一体型结构。

## 空调机的翅片管型热交换器

## 5 发明所属的技术领域

本发明涉及一种由室内机和室外机构成的空调器机，尤其涉及室内机中的翅片管型(fin-tube type)热交换器。

## 背景技术

10 作为家用空调机，通常采用由室内机和室外机构成，并通过冷媒管和电气线路连接室内机和室外机而形成的空调机。配置在上述室内机中的热交换器，在间隔并列设置的多个翅片中贯通传热管的翅片管型成为主流。

对于这种热交换器，为了提高热交换效率已提出了各种方案。例如，在翅片的传热管贯通部分之间形成突起，增加与空气的接触面积，或者通过在传热管贯通部分设置套环（collar），增加与传热管的接触面积。

15 此外，特开平8-313049号公报中公开了通过设置辅助热交换器来增加传热管列数和行数的结构。

## 发明所要解决的技术课题

但是，仅在翅片上形成突起和在传热管贯通部分设置套环很难显著提高热交换效率。此外，由于仅仅单独增加传热管的列数增加了通风阻力和减少了风量，因此同样也不能够使热交换效率显著增加。此外，后者还会增加构成零部  
20 件的数量和组装工序数量，降低生产效率。

此外，由于增加气流方向和垂直方向并列布置的传热管的行数，使热交换器本身的体积变大，导致室内机大型化，就必须占据更大的空间（space）。

因此，本发明的目的是提供一种空调机的翅片管型热交换器，该热交换器  
25 可提高热交换性能，外形小，构成部件和组装工序数量少，由此生产效率提高。

## 解决上述课题的手段

为了解决上述课题，实现发明目的，本发明的第一种形式是：

一种空调机的翅片管型热交换器，使传热管贯通以一定间隔并列设置的多个翅片，在该空调机的翅片管型热交换器中：

30 沿空气流动方向上至少并排设置3列上述传热管，

将上述翅片传热管贯通部分上设置的翅片套环的外径 $D_c$ 设定为:

$$5.5\text{mm} \leq D_c \leq 8.7\text{mm},$$

对于沿垂直于翅片通风气流方向并列设置的上述传热管的行间距 $L_1$ , 沿气流方向并列设置的传热管的列间距 $L_2$ 与上述翅片套环外径 $D_c$ 之间的关系设定为:

5  $1.2 \leq (L_1 - D_c) / L_2 \leq 1.5$

此外, 为了解决上述课题实现发明目的, 本发明的第二种形式为:

在上述翅片管型热交换器中, 沿着由翅片通风的气流方向上至少并列设置3列上述传热管, 在采暖运转时, 冷媒以过冷却状态流动的传热管的管径 $D_s$ 和冷媒以气液两相状态流动的传热管的管径 $D_b$ 之间的关系设定为:

10  $0.8 \leq D_s / D_b \leq 0.9$ 。

本发明的实施方式

下面将参照附图说明本发明的实施例。

图1是表示由室内机和室外机构成的本发明空调器的室内机大致构成的剖面图。该室内机1的箱体由前面板2A和后面板2B构成。前面板2A向前弯曲并突出。后板2B安装在空调房间的壁面上, 用于支撑上述前面板2A和构成室内机热交换器的其它零件。

在前面板2A的正面开设有嵌入格栅3a的前部吸入口3, 在前面板2A的上面开设有嵌入格栅4a的上部吸入口4。前面板2A的内侧, 在前部和上部吸入口3, 4处, 安装有图中未表示的能够安装和拆卸的过滤器, 用于捕捉和去除吸入室内机的空气中所含的灰尘。

在室内机1内, 安装有由前侧热交换器部分5A和后侧热交换器部分5B组合成的从侧面看大体成V字形的翅片管型热交换器5。此外, 后面将描述该翅片管型热交换器5的详细构成。

由于上述前侧热交换器部分5A弯曲, 使前部吸入口3和上部吸入口4的一部分相互对置。该前侧热交换器部分5A的前面侧上安装有空气净化装置6, 室内机1内吸入的空气进一步得到净化。后侧热交换器部分5B做成直形, 以相对于上部吸入口4倾斜的位置设置。

在由上述前侧热交换器部分5A和后侧热交换器部分5B构成的V字形空间内, 与该5A、5B平行地设置圆形的横流风扇7。该横流风扇7的轴向长度与前后侧热交换器部分5A、5B的宽度方向上的长度相同。横流风扇7的回转轴由图

中未表示出的风扇电机连接并驱动。

上述翅片管型热交换器5和横流风扇7一起通过图中没有表示出的支撑装置支撑，并且安装在上述后板2B上。此外，前侧热交换器部分5A的下端插入前排水盘8A，后侧热交换器部分5B的下端插入与后板2B一体成形的后排水盘8B内。

- 5 将前排水盘8A和后排水盘8B由附图中没有表示出的通路连通起来。后排水盘8B比前排水盘8A的位置高，通过后排水盘8B接收的排水通过上述通路流向前排水盘8A。

- 10 上述箱体的下面设置有吹出口9。借助该吹出口9处设置有由横向叶片和纵向叶片构成的叶片装置10，能够在水平方向和垂直方向上改变吹出口9吹出的空气方向。

上述后板2B的上端部与前面板2A的上后端部连接。此外，上述后板2B的中部和上述后排水盘8B一体成型。尤其是，上述后板2B下端部分向前突出，与上述前排水盘2A的下端之间划分出上述吹出口9。此外，从上述后板2B的中间部到下端部，与前排水盘8A的下面形成朝向吹出口9吹出的内部空气通路11。

- 15 下面将详细描述上述翅片型热交换器5。

现在开始参照图2和3说明本发明的第一实施例。

图2是表示本发明第一实施例的翅片型热交换器5的详细构造的部分侧面图。

该翅片管型热交换器5由按照一定间隔并列设置的多个翅片F和穿过这些翅片F的传热管D构成。

- 20 上述传热管沿气流方向至少并设有3列，并安装在上述翅片上。

由于上述翅片F的传热管D的贯通部分上形成有翅片F和翅片套环K，传热管D和翅片F之间的导热性能提高。此外，为了提高翅片F对空气的对流放热和吸热性能，也可以在翅片F上设置突起。

上述翅片套环K的外径设定为：

- 25  $5.5\text{mm} \leq D_c \leq 8.7\text{mm}$ 。

更进一步，上述翅片套环K的外径 $D_c$ 和传热管D的行间距 $L_1$ 和列间距 $L_2$ 之间的管径设定为：

$$1.2 \leq (L_1 - D_c) / L_2 \leq 1.5 \quad (1)$$

下面将参照图3描述(1)式的设定理由。

- 30 图3(A)、(B)表示取 $(L_1 - D_c) / L_2$ 的具体数值作为横坐标，取翅片效率和通

风阻力作为纵坐标时的特征图。此外，图3（A）是表示作为本发明一个特征的沿气流方向（翅片F的宽度方向）设置有三列传热管时本发明的特征图，而图3（B）是表示作为比较例的、沿着相同方向设置有两列传热管时本发明的特征图。

从图3（A）、（B）可以知道，在传热管为3列和2列的何种情况下，翅片效率和通风阻力一起随 $(L1-Dc)/L2$ 值变大而减小。

但是，在图3（A）中所示的传热管是3列的情况下， $(L1-Dc)/L2$ 的值大约为1.5左右时，翅片效率的降低缓慢，大约为1.2以上时，通风阻力减小缓慢。

因此，当沿气流方向设置3列传热管来构成本发明时，在（1）式表示的大范围内得到 $(L1-Dc)/L2$ 的最佳值。

相反，在图3（B）表示的有两列传热管的情况下，当 $(L1-Dc)/L2$ 值超过约1.15时，翅片效率急剧降低，大约在0.95以下时，通风阻力也急剧降低。

因此，当沿气流方向设置2列传热管D来构成比较实例时，在下式表示的狭小范围内不能得到 $(L1-Dc)/L2$ 的最佳值，该式为

$$0.95 \leq (L1-Dc)/L2 \leq 1.15.$$

并且，最佳值的范围与传热管为3列的情况下不同。因此，只在原来2列的基础上增加1列形成3列，不能提高翅片效率，通风阻力增大，传热性能得不到提高。

接着将参照图4至图6说明本发明的第二实施例。

图4是表示本发明的第二实施例中翅片管形热交换器5的详细构造的部分侧面图。

上述翅片管形热交换器5由按一定间隔并列设置的多个翅片F和贯通这些翅片F的传热管D构成。

沿气流方向至少并列设置有三列传热管，并安装在翅片F上。

上述翅片F的传热管D的贯通部上形成有翅片F和翅片套环K，从而提高传热管D和翅片F的紧密接合性能。上述结构和前述第一实施例的情况相同。

本发明的第2实施例的特征在于，传热管D中上风侧的第一列传热管D的管径 $Ds$ 设计得比下风侧的两列传热管D的管径 $Db$ 小。

近年来，翅片管型热交换器设计成，在采暖运行时不仅使冷媒以汽液两相状态流动，而且使冷媒以过冷却状态在一部分传热管内流动。通过这样做，焓增大了，热交换能力也提高了。

由于冷媒以过冷却状态流过的传热管D比冷媒以两相状态流过的传热管D的冷媒管摩擦阻力小，因此可减小其管径。

因此，在本发明的第二实施例中，上风侧第一列传热管D中，流动过冷却状态冷媒的传热管D的管径Ds小于流动两相状态冷媒的传热管D的管径Db。

5 这样，虽然流动过冷却状态冷媒的传热管D的管径小的一方热交换能力高，通风阻力也减小，但是管径变小时，冷媒流量变小，有降低热交换器的热交换量的缺点。

因此，将流动过冷却状态冷媒的传热管D的管径Ds和流动两相状态的冷媒的传热管D的直径Db的关系设定为：

10 
$$0.8 \leq D_s/D_b \leq 0.9 \quad (2)$$

接着将参照图5描述(2)式的设定理由。

图5是取上述管径Ds和管径Db之比(Ds/Db)为横坐标，取根据该值的各种变化测定的传热量和通风阻力作为纵坐标表示的特征图。

15 如图5所示，传热量在Ds/Db值大约为0.8至0.9时达到最大，在该范围以下和以上时都急剧降低。一方面，Ds/Db值越大，通风阻力越增加，特别是在该值超过大约0.9时急剧增加。

根据上述结果，第二实施例通过第(2)式给出了得到良好的翅片效率及通风阻力的Ds/Db值的最佳范围。

20 图6是说明本发明第二实施例中冷媒流动的图。翅片F外装有输送管(jumping pipe) Pa、Pb，输送管Pb上装有除湿用节流装置20。

图中实线箭头表示采暖运行时冷媒的流动，虚线箭头表示制冷运行时和除湿运行时冷媒流动。除湿用节流装置20被控制成在采暖运行时和制冷运行时全开，在除湿运行时发挥节流作用。图中，用涂黑实地表示的位置是采暖运行时过冷却状态的冷媒流动的传热管部分。

25 作为本发明的特征之一，分别构成前侧热交换器部分5A和后侧热交换器部分5B的翅片F均与每列传热管D构成不可分割的整体翅片。

这样，通过并列设置三列传热管，比在设置两列传热管的主热交换器上加设1列传热管构成辅助热交换器结构简单，也简化了生产工艺。而且由于不会发生主、辅热交换器翅片之间位置产生偏差的现象，也能够防止通风阻力增加。

30 图7表示根据本发明第3实施例的翅片管型热交换器5的侧面图。

上述翅片管型热交换器5由间隔并列设置的多个翅片F和贯通这些翅片F的传热管D构成。

在上述翅片F上，沿气流方向至少并列安装有3列传热管。

此外，虽然图中没有表示，但是图6中表示的配管也同样直接适用于该翅片管型热交换器5。

此外，根据本发明的第四实施例的翅片管型热交换器5，为了在除湿运转时阻断冷媒蒸发区域蒸发部分Z和冷媒冷凝区域冷凝部分G之间的热传递，在翅片F上形成了大体为横向的刻槽Ca和大体为纵向的刻槽Cb。

这样，造成除湿运转时阻断冷媒蒸发区域蒸发部分Z和冷媒冷凝区域冷凝部分G之间的为温差增大，在这些区域之间产生直接热传递，可以防止与热交换空气之间的传热受损。

同样，采暖运行时，为了在除湿运转时阻断冷媒以过冷却状态流动区域的过冷却部分W，和位于该过冷却部分W下风侧的冷媒以两相状态流动的流动区域之间的热传递，通过在翅片F上形成大体为横向的刻槽Ca和大体为纵向的刻槽Cb，以便不仅提高除湿性能，同时也提高采暖性能。

图8说明上述实施例的设定理由，是采暖运行时室内热交换器（冷凝器）的温度分布特性图。取冷凝器位置为横坐标，取冷媒温度为纵坐标来比较本发明的结构和现有结构。

虽然在冷媒以气液两相流动的流动区域内，本发明的构造和现有构造的冷媒温度基本不存在差别，但是在冷媒以液态单相流动的区域，与现有构造的热交换器相比，具有本发明构造的热交换器的冷媒温度可降低。

换言之，在具有本发明的构造的室内热交换器中，在与具有现有构造的室内热交换器的冷媒充填量相同的情况下，不仅能够减少冷媒以液态单相流动的区域，而且能够减少贯通翅片的传热管的数量。

此外，如图1和6及8所示，室内机1的箱体的前部吸入口3和上部吸入口4相对，从侧面看形成圆弧状的前侧热交换器部分5A包围送风扇7一部分周面。这样，就得到构成前侧热交换器部分5A的翅片F，这样包围横流风扇7一部分周面，比折曲的情况可减少制造工序。

发明效果

根据上述的本发明，还具有能够提高翅片管型热交换器的热交换性能，使

热交换器小型化，减少安装工序和零部件数量，提高生产率等的效果。

#### 附图简要说明

图1表示构成本发明的空调机的室内机的概略剖面图。

图2表示根据本发明的第一实施例的室内热交换器的部分侧面图。

- 5 图3表示本发明的第一实施例的特性（A）和现有技术的比较实例的特性（B）对比图。

图4表示根据本发明的第二实施例的室内热交换器的一部分的侧面图。

图5表示本发明第二实施例的特性（A）的图。

图6表示本发明第二实施例中冷媒流动的图。

- 10 图7表示根据本发明第三实施例，说明翅片管型热交换器在采暖运行时冷媒状态区域的。

图8表示在本发明第三实施例中冷媒状态与现有技术比较实例中冷媒状态区域的对比图。

#### 符号说明

- 15 F 翅片 D 传热管 K 翅片套环 5 翅片管型热交换器

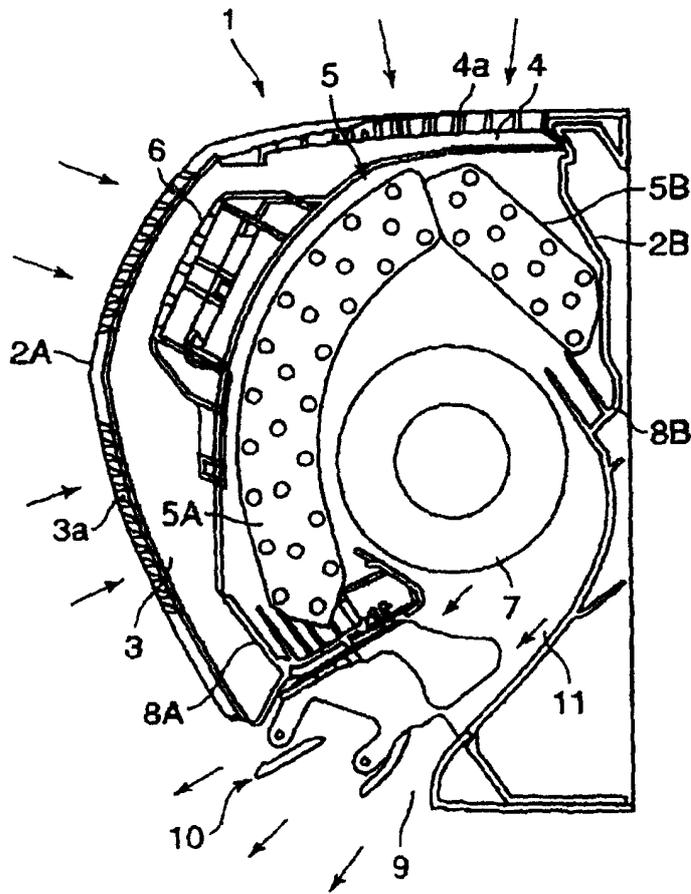


图 1

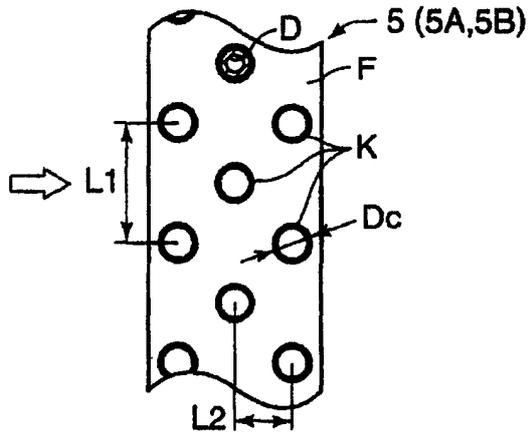


图 2

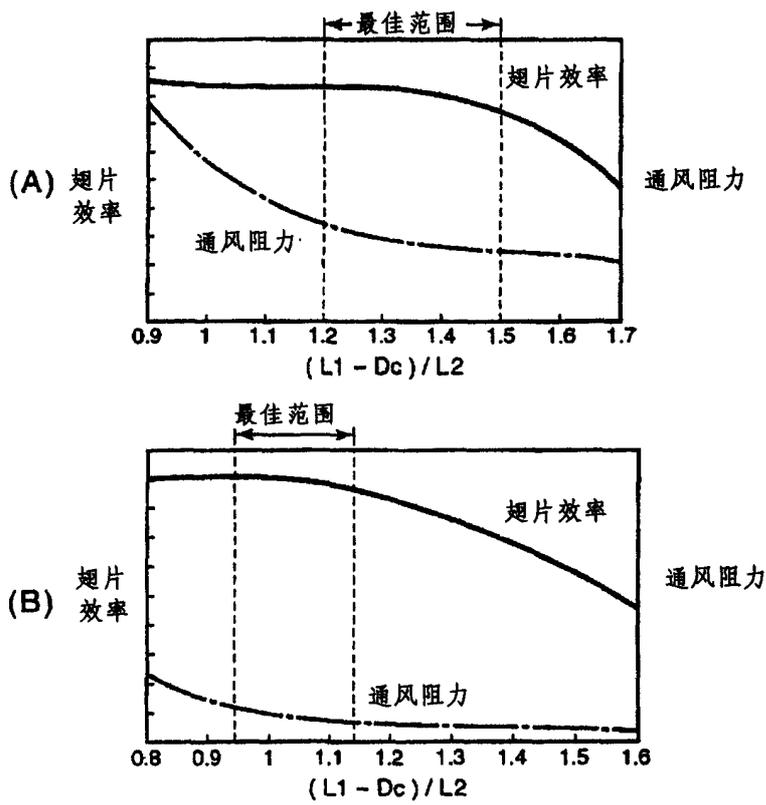


图 3

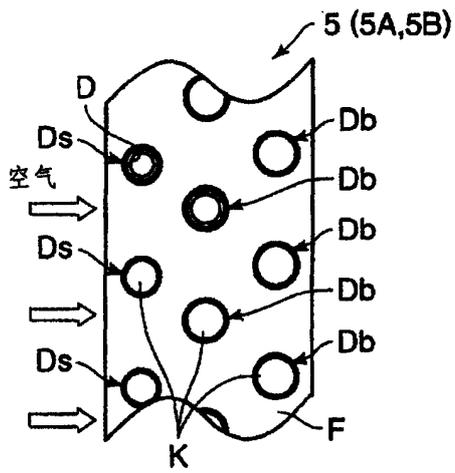


图 4

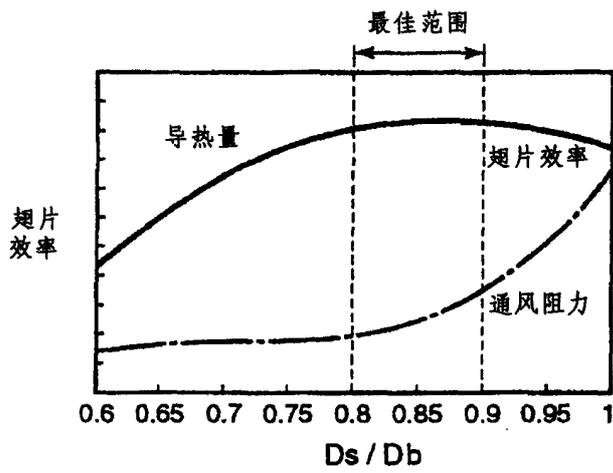
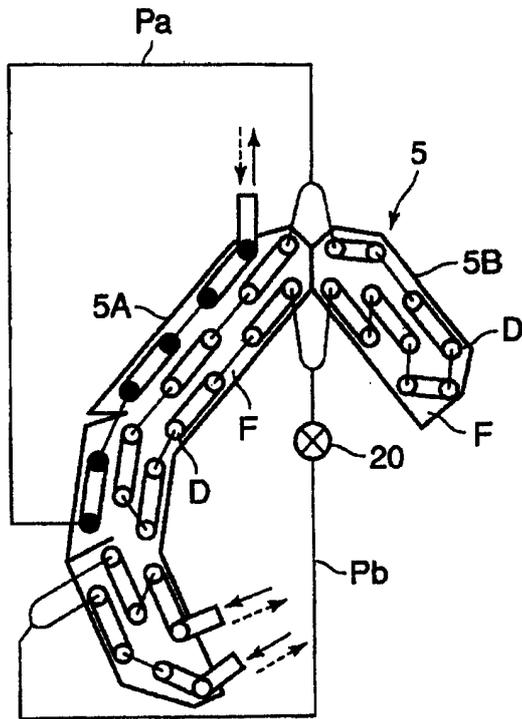


图 5



—→ : 采暖时冷媒的流向  
←--- : 制冷时冷媒的流向

图 6

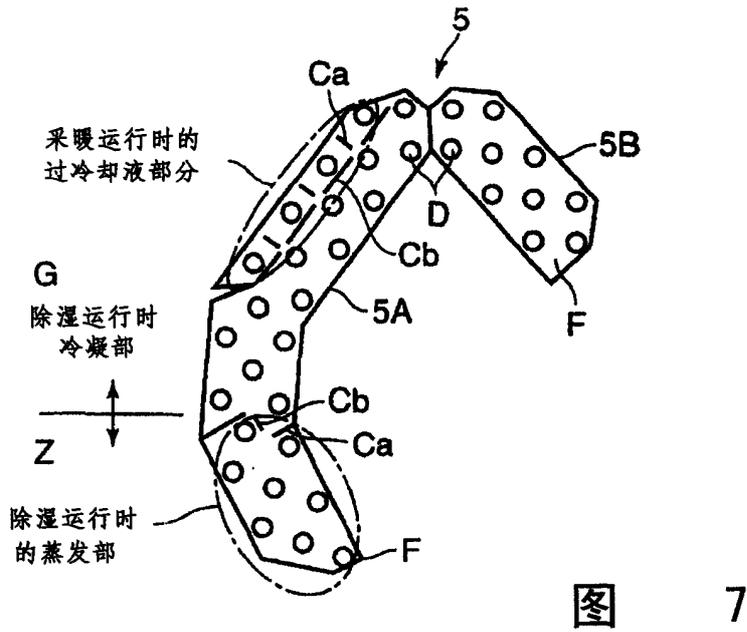


图 7

【图8】

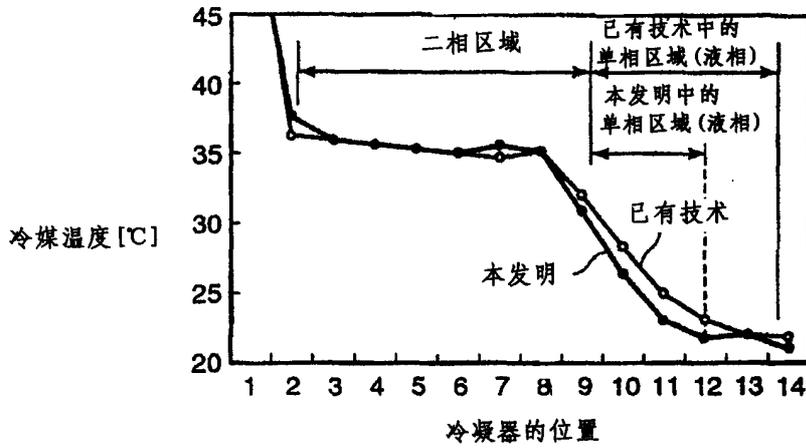


图 8