

[19] 中华人民共和国国家知识产权局

[51] Int. Cl.

F25B 43/00 (2006.01)

F24F 3/147 (2006.01)



# [12] 发明专利说明书

专利号 ZL 03154558.0

[45] 授权公告日 2006年1月11日

[11] 授权公告号 CN 1236258C

[22] 申请日 1998.3.25 [21] 申请号 03154558.0

分案原申请号 98803652.5

[30] 优先权

[32] 1997.3.25 [33] JP [31] 90241/1997

[32] 1997.3.25 [33] JP [31] 90242/1997

[71] 专利权人 株式会社荏原制作所

地址 日本东京

[72] 发明人 前田健作

审查员 孙征文

[74] 专利代理机构 永新专利商标代理有限公司

代理人 张浩

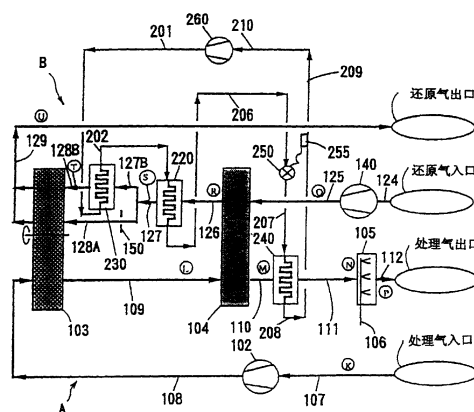
权利要求书 2 页 说明书 23 页 附图 15 页

[54] 发明名称

空调系统

[57] 摘要

本发明涉及一种干燥剂辅助空调系统，包含：  
 一个处理气通道，其用于流过处理气；一个还原气通道，其用于流过还原气；一个干燥装置，其可以选择性地与上述处理气通道或上述还原气通道连通；以及一个热泵装置，其用于向上述还原气供应加热热量，以还原上述干燥装置，上述热泵装置中带有一个压缩机并且可以作为一个低温热源作用于处理气并作为一个高温热源作用于还原气，其中，流入上述热泵装置的上述压缩机中的上述制冷剂被一种压缩制冷剂饱和蒸气加热，以提高压缩后的制冷剂的温度，从而提高用于加热上述还原气的上述加热能力。



1. 一种干燥剂辅助空调系统，其包含：

一个处理气通道，其用于流过处理气；

一个还原气通道，其用于流过还原气；

一个干燥装置，其可以选择性地与上述处理气通道或上述还原气通道连通；以及

一个热泵装置，其用于向上述还原气供应加热热量，以还原上述干燥装置，上述热泵装置中带有压缩机并且可以作为一个低温热源作用于处理气并作为一个高温热源作用于还原气，

其中，流入上述热泵装置的上述压缩机中的制冷剂被一种压缩制冷剂饱和蒸气加热，以提高压缩后的制冷剂的温度，从而提高用于加热上述还原气的上述加热能力。

2. 根据权利要求1的空调系统，其特征是，其中，上述系统具有这样的构造：上述干燥装置可以连通到至少一个用于实现处理气除湿的第一通道区域、一个用于实现上述干燥装置还原过程的第二通道区域，而且上述干燥装置的结构可以使一种干燥剂材料依次通过上述第一和第二通道区域；上述热泵装置的高温热源由至少两个热交换器构成，从而使源于上述压缩机的外流制冷剂会连续地从一个第一高温热交换器流入一个第二高温热交换器中；还原气连续地从上述第二高温热交换器流向上述第一高温热交换器，再流过上述第二通道区域；而且，在一个用于将上述热泵装置中的一个低温热交换器与上述压缩机相连通的低压制冷剂通道中装有一个制冷剂热交换器，从而使流入上述压缩机中的上述制冷剂通过与流动于上述制冷剂热交换器的另一个通道中的上述制冷剂进行热交换而被加热，该另一个通道是从一个用于将上述第一高温热交换器与上述第二高温热交换器相连通的高

压通道中引出的。

3. 根据权利要求 2 的空调系统，其特征是，其中，上述干燥装置成形为一个旋转体。

4. 根据权利要求 2 的空调系统，其特征是，其中，在一个用于将上述第一高温热交换器连通到上述第二高温热交换器的高压制冷剂通道中装有一个气/液分离装置，从而使得处于气态的上述制冷剂被分离出来并引入上述制冷剂热交换器中以冷凝，以向流入上述压缩器的上述制冷剂提供热量。

5. 根据权利要求 4 的空调系统，其特征是，其中，一个从上述气/液分离器引出的高压蒸气通道与上述制冷剂热交换器连通，而且在一个从上述气/液分离器引出的液体通道中装有一个收缩器装置，从而使上述收缩器装置之外的上述通道与在上述制冷剂热交换器之外的上述高压制冷剂蒸气通道汇合，而一个汇合后的通道与上述热泵装置的上述第二高温热交换器连通。

## 空调系统

本申请是 1998 年 3 月 25 日提交的国家申请号为 98803652.5 的名称为“空调系统”的专利申请的分案申请。

### 技术领域

本发明总体上涉及空调系统，特别是涉及一种干燥剂辅助空调系统，其采用了一个热泵装置或一个制冷装置，并用于干燥剂还原和处理气冷却。

### 技术背景

图 11 是美国专利 4,430,864 中公开的一个现有技术的例子，其包含：一个处理气通道 A；一个还原气通道 B；两个干燥剂床 103A、103B；以及一个热泵装置 200，用于干燥剂还原和处理气冷却。热泵装置 200 中装有两个热交换器，它们分别嵌入两个干燥剂床 103A、103B 中，一个干燥剂床用作高/低温热源。一个干燥剂床用于流过处理气以实现除湿，另一个干燥剂床用于流过还原气以实现干燥剂还原。当这些过程进行了一段时间后，还原气和处理气通过开关阀 105、106 换向，以进行反向步骤。

在上面描述的技术中，所述高/低温热源和干燥装置分别整体式成形为一个单元，而与空调系统的冷却效果 $\Delta Q$ 相对应的一定热量则成为热泵（制冷机）的热负荷。这样，整个系统的热效率受热泵的限制，而且在系统中不能获得额外的效果。因此可以认为，系统的复杂程度与所作努力不相称。

为解决这个问题，可以考虑下面这种类型的结构。即如美国专利 4,430,864 所述，请见图 12 所示，一个高温热源 220 安置在还原气通道中以加热还原气，一个低温热源 210 安置在处理气通道中以冷却处理气。此外，可以装有一个热交换器 104，用以在干燥后的处理气与干燥前的处理气之间传递显热。在图示的例子中，干燥装置是一个干燥剂轮 103，

其可以旋转跨过处理气通道 A 与还原气通道 B。

在这样的系统中，如图 13 中的湿度图所示，整个系统可以获得的总冷却效果 ( $\Delta Q$ ) 等于显热交换器产生的冷却效果加上热泵装置的冷却效果 ( $\Delta q$ )，这样，同图 11 所示系统相比，整个系统的热效率可以提高而结构可以更紧凑。

用于这种目的的热泵需要有一个用于为干燥剂解吸附的高于  $65^{\circ}\text{C}$  的高温热源以及一个用于冷却处理气的  $10^{\circ}\text{C}$  左右的低温热源。图 14 显示了制冷剂 HFC134a 在这种高温和低温热源进行的气化压缩制冷剂循环中的莫利尔曲线图。如图 14 所示，热泵引起的温度升高值为  $55^{\circ}\text{C}$ ，这样，压力比率和压缩机功率几乎与采用制冷剂 HCFC22 的普通空调一样，因此，可以在干燥剂辅助空调系统的热泵中采用使用 HCFC22 的压缩机。此外，还有一种可能，即通过在压缩机出口利用过热蒸气（图表中的  $80^{\circ}\text{C}$ ）的显热，干燥剂还原气可以被加热到一个高于冷凝温度的温度。

然而，即使是在这样的空调系统中，也留有很大的余地以提高热利用率，这是因为，当所有还原气通过图 12 所示热泵中的高温热交换器时，制冷剂、干燥剂还原气和焓的改变具有图 15 所示的关系。从图 15 中可以看到，假定在高温热交换器 220 中冷凝热的传递的热效率是 80%，则还原气的温度会从  $40^{\circ}\text{C}$  升高到  $60^{\circ}\text{C}$ ，即升高了  $20^{\circ}\text{C}$  左右。然而，热泵中的过热蒸气的加热能力仅为热泵总加热能力的 12%，如图 14 所示，因此，当还原气被这个剩下的 12% 加热时，预期温升仅大约为：

$$(20^{\circ}\text{C}/0.88) \times 0.12 = 2.7^{\circ}\text{C}$$

其结果是，源于压缩机出口的蒸气的显热几乎无法使还原气的温度升高，而系统被迫在一个低于制冷剂冷凝温度的温度（图表中的  $62.7^{\circ}\text{C}$ ）下进行干燥剂解吸附。当采用诸如硅胶等干燥材料时，会出现这样一种趋势，即在可以高达  $90^{\circ}\text{C}$  的还原温度范围内，还原气的温度越高，还原

干燥剂的除湿能力也越高。因此，还原气的温度越高，干燥剂辅助空调系统处理潜热的能力也越高，而系统的冷却能力也会提高。如果希望将制冷剂的冷凝温度提高到大约 75℃，以实现提高干燥剂解吸附温度的目的，则系统的制冷剂循环会被扰动到图 14 中所示的虚线处，从而使所需的冷凝压力异常地高 (24.1 kg/cm<sup>2</sup>)，)而且因此，采用制冷剂 HCFC22 的压缩机不能再被用作干燥剂辅助空调系统的热泵压缩机，而更高功率的压缩机又将导致性能效率降低。

### 发明内容

本发明的一个目的是，通过提高用于还原干燥剂辅助空调系统中干燥剂的还原气的处理温度，从而提供出一种具有优越除湿能力的节能空调系统。

这个目的可以通过这样一种空调系统而实现，该空调系统中包含：一个处理气通道，其用于流过处理气；一个还原气通道，其用于流过还原气；一个干燥装置，其可以选择性地与处理气通道或还原气通道连通；以及一个热泵装置，其用于向还原气供应加热热量，以还原干燥装置，热泵装置中带有一个压缩机并且可以作为一个低温热源作用于处理气并作为一个高温热源作用于还原气，其中，从压缩机中流出的压缩制冷剂的过热蒸气用于加热位于干燥装置上游的还原气通道中的一部分还原气。通过利用过热蒸气加热一部分还原气，而不是大量的还原气，可以降低用于水分解吸附的还原气中的热容量，从而可以获得一个大的显热改变，其结果是，可以有效地利用处于相对高温的少量过热蒸气加热还原气，以使水分从干燥装置中解吸附出来。

本系统还可以这样构造，即干燥装置可以连通至少一个用于实现处理气除湿的第一通道区域、一个用于实现干燥装置第一还原过程的第二通道区域以及一个用于实现干燥装置第二还原过程的第三通道区域，而且，干燥装置的结构设计成：可以使一种干燥剂材料依次通过第一、第

二和第三通道区域；热泵装置的高温热源由至少两个热交换器构成，从而使源于压缩机的外流制冷剂会连续地从第一高温热交换器流入第二高温热交换器中；还原气在流过第二高温热交换器后被分送到两个通道中，从而使还原气的一部分通过一个通道流入第二通道区域中以实现第一还原过程，而还原气的剩余部分则在流过第一高温热交换器后通过另一个通道流入第三通道区域中以实现第二还原过程。

虽然与所有传统系统一样，干燥装置要重复交替地进行处理气除湿和干燥剂材料还原的工作循环，但本系统具有独特之处，即还原过程被分为两个阶段，从而使第一还原阶段是通过低温还原气进行的，而第二还原阶段是通过高温还原气进行的，该高温还原气是通过利用过热制冷剂蒸气加热一部分还原气而产生的。

在本系统中，干燥装置可以成形为一个旋转体，这样，干燥装置的旋转可以使得干燥装置在通过了第一通道区域、第二通道区域和第三通道区域后又返回第一通道区域，从而通过阶段性还原过程提高干燥装置的解吸附能力。

还可以利用压缩制冷剂的过热蒸气加热流入热泵装置的压缩机中的内流制冷剂，以提高压缩制冷剂的温度。

通过在提高了压缩机中的内流制冷剂过热度之后压缩制冷剂，压缩机出口处的过热度被提高，而且，通过于利用凝结热提高制冷剂的过热度以改变从高压制冷剂传递到还原气中的热量中的潜热（源于冷凝）与显热（源于过热）的参与比例，从而提高显热在增加还原气温度中所起作用的比率。这种方法可以确保在一个给定热系统中使还原气获得高温，从而确保干燥剂除湿性能最优化。

本系统还可以这样构造，即在一个用于将第一高温热交换器与第二高温热交换器连通起来的制冷剂通道中流动的制冷剂用于向压缩机中的内流制冷剂传递热量。在热泵的第一高温热交换器的外流制冷剂的过

热蒸气释放潜热而加热还原气之后，制冷剂在一个制冷剂热交换器中被饱和蒸气的凝结热过热，从而提高了流入压缩机的制冷剂的过热度，之后，过热制冷剂被压缩。这种方法不但能够提高制冷剂的过热度，还通过利用一部分凝结热以提高制冷剂的过热度，从而可以获得额外的热效益。在本系统中，一部分凝结热被用于过热制冷剂蒸气，因此，可以控制还原气解吸附过程中的潜热（源于冷凝）与显热（源于过热）的参与比例。这种方法可以确保在一个给定热系统中使还原气获得高温，从而确保干燥剂除湿性能最优化。

可以在一个用于将热泵装置中的一个低温热交换器与压缩机相连通的低压制冷剂通道中装有一个制冷剂热交换器，从而使流入压缩机中的制冷剂通过与流动于制冷剂热交换器的另一个通道中的制冷剂进行热交换而被加热，该另一个通道是从一个用于将第一高温热交换器与第二高温热交换器相连通的高压通道中引出的。当热泵的第一高温热交换器中的压缩机外流制冷剂过热蒸气已经将用于加热还原气的显热释放了之后，制冷剂在一个制冷剂热交换器中被饱和蒸气的凝结热过热，从而使低温热交换器中排出的将要流入压缩机的内流制冷剂（处于干燥饱和状态）的过热度提高，之后，过热制冷剂会被压缩。这种方法不但能够提高制冷剂的过热度，还通过利用一部分凝结热以提高制冷剂的过热度，从而可以获得额外的热效益。在本系统中，一部分凝结热被用于过热制冷剂蒸气，因此，可以控制还原气解吸附过程中的潜热（源于冷凝）与显热（源于过热）的参与比例。这种方法可以确保在一个给定热系统中使还原气获得高温，从而确保干燥剂除湿性能最优化。

本系统中可以在一个用于将第一高温热交换器与第二高温热交换器相连通的高压通道中装有一个气/液分离器，从而使得处于气态的制冷剂在气/液分离器中被分离出来并引入制冷剂热交换器中加以冷凝。通过采用气/液分离器而只利用处于干燥饱和状态的流入热泵压缩机的气态制



冷剂来提高内流制冷剂的过热度，可以减少流过制冷剂热交换器的制冷剂量，从而可以使管路和热交换器的尺寸减小。

本系统还可以这样构造，即一个从气/液分离器引出的高压蒸气通道连通着制冷剂热交换器，而且在一个从气/液分离器引出的液体通道中装有一个收缩器装置，从而使收缩器装置之外的通道与制冷剂热交换器之外的高压制冷剂蒸气通道汇合，而一个汇合后的通道与热泵装置的第二高温热交换器连通。通过在气/液分离器的液体通道中安装一个收缩器，可以确保在制冷剂热交换器的高压制冷通道中产生一个前后压差，从而确保一干燥饱和的高压制冷蒸气可以供应到制冷剂热交换器，即使是在制冷剂热交换器远离第一和第二高温热交换器的情况下。

本发明的目的也可以通过这样一种空调系统而实现，该空调系统中包含：一个处理气通道，其用于流过处理气；一个还原气通道，其用于流过还原气；一个干燥装置，其可以选择性地与处理气通道或还原气通道连通；以及一个热泵装置，其用于向还原气供应加热热量，以还原干燥装置，热泵装置中带有压缩机并且可以作为一个低温热源作用于处理气并作为一个高温热源作用于还原气，其中，流入热泵装置的压缩机中的制冷剂被一种压缩制冷剂饱和蒸气加热，以提高压缩制冷剂的温度，从而提高用于加热还原气的加热能力。

将要进入压缩机的制冷剂被从压缩机排出的饱和制冷剂蒸气加热，从而使压缩机排出的过热制冷剂蒸气的温度或焓提高，以提高热泵的高温热源的显热部分。这样，还原气通过与制冷剂进行热交换而被加热，从而升高还原剂的温度并提高干燥剂材料的除湿能力。

本系统还可以这样构造，即干燥装置连通至少一个用于实现处理气除湿的第一通道区域、一个用于实现干燥装置还原过程的第二通道区域，而且，干燥装置的结构可以使：一种干燥剂材料依次通过第一和第二通道区域；热泵装置的高温热源由至少两个热交换器构成，从而使源

于压缩机的外流制冷剂会连续地从一个第一高温热交换器流入一个第二高温热交换器中；还原气连续地从第二高温热交换器流向第一高温热交换器，再流过第二通道区域；而且，在一个用于将热泵装置中的一个低温热交换器与压缩机相连通的低压制冷剂通道中装有一个制冷剂热交换器，从而使流入压缩机中的制冷剂通过与流动于制冷剂热交换器的另一个通道中的制冷剂进行热交换而被加热，该另一个通道是从一个用于将第一高温热交换器与第二高温热交换器相连通的高压通道中引出的。

这样，通过设置还原气和制冷剂的逆流，用于干燥剂还原的还原气首先要经历一个热交换步骤，此时热泵的第二高温热交换器在制冷剂的冷凝温度下操作，之后要经历另一个热交换步骤，此时热泵的第一高温热交换器在一较高温度下操作。其结果是，制冷剂的还原温度升高了，而且干燥剂材料的除湿能力提高了。

干燥装置可以成形为一个旋转体，这样，干燥装置的旋转可以使得干燥装置在通过了第一通道区域、第二通道区域和第三通道区域后又返回第一通道区域。这样，干燥剂装置的两个过程，即除湿过程和干燥剂还原过程可以连续地实现。

本系统还可以这样构造，即在一个用于将第一高温热交换器连通到第二高温热交换器的高压制冷剂通道中装有一个气/液分离装置，从而使处于气态的制冷剂被分离出来并引入制冷剂热交换器中以冷凝，以向流入压缩器的制冷剂提供热量。通过采用一个气/液分离装置将处于干燥、饱和状态的制冷剂单独分离出来，以获得高过热度的流入热泵压缩机的制冷剂，可以减少流入制冷剂热交换器中的高压制冷剂量，从而使管路和热交换器的尺寸减小。

本系统还可以这样构造，即一个从气/液分离器引出的高压蒸气通道与制冷剂热交换器连通，而且在一个从气/液分离器引出的液体通道中装

有一个收缩器装置，从而使收缩器装置之外的通道与制冷剂热交换器之外的高压制冷剂蒸气通道汇合，而一个汇合后的通道与热泵装置的第二高温热交换器连通。通过在气/液分离器的液体通道中安装一个收缩器，可以确保在制冷剂热交换器的高压制冷通道中产生一个前后压差，从而确保一干燥、饱和的高压制冷蒸气被供应到制冷剂热交换器，即使是在制冷剂热交换器远离第一和第二高温热交换器的情况下。

#### 附图说明

图 1A 和 1B 分别是第一个实施例中的基本系统的示意图和一个干燥剂轮中的各部分的透视图；

图 2 是图 1 所示空调系统的干燥剂解吸附周期湿度图；

图 3A 和 3B 分别是第二个实施例中的基本系统的示意图和一个干燥剂轮中的各部分的透视图；

图 4 是第三个实施例中的制冷剂循环的莫利尔曲线图；

图 5A 和 5B 分别是第三个实施例中的基本系统的示意图和一个干燥剂轮中的各部分的透视图；

图 6 是第四个实施例中的基本系统的示意图；

图 7 是第四个实施例中的制冷剂循环的莫利尔曲线图；

图 8 是图 6 所示空调系统的干燥剂解吸附周期湿度图；

图 9 是用作图 6 所示系统中高温热源的一个热泵中的还原气与高压制冷剂的温度和焓变化之间关系的曲线图；

图 10 是第五个实施例中的基本系统的示意图；

图 11 是一个传统空调系统的示意图；

图 12 是一个传统空调系统中的基本系统的示意图；

图 13 是一个传统空调系统中的一种干燥剂的干燥剂解吸附周期湿度图；

图 14 是图 13 所示传统空调系统中的制冷剂循环的莫利尔曲线图；

以及

图 15 是一个传统空调系统中的还原气与高压制冷剂的温度和焓变化之间关系的曲线图。

具体实施方式

下面通过图 1A、1B 和 2 解释第一个实施例。

图 1A 是干燥剂辅助空调系统的第一个实施例的示意图。系统中的蒸气压缩热泵区包含一个压缩机 260、一个低温热交换器（蒸发器）240、一个第一高温热交换器（显热交换器）230、一个第二高温热交换器（冷凝器）220 和一个膨胀阀 250，用以完成制冷循环，即低压湿制冷剂蒸气与干燥后的处理气在蒸发器 240 中具有热交换关系，干燥前的还原气与过热制冷剂蒸气在显热交换器 230 中具有热交换关系，而高压湿制冷剂蒸气则与将要进入显热交换器 230 的干燥前的还原气在冷凝器 220 中具有热交换关系。

在图示的例子中，干燥剂轮 103 也可以在预定周期中旋转跨过处理气通道 A 与还原气通道 B，其方式与图 12 中所描述的相同。处理气通道 A 具有下面的结构：一个空调空间 101 通过通道 107 而与鼓风机 102 的入口连通；鼓风机 102 的出口与干燥剂轮 103 的第一段连通，用以通过通道 108 实现除湿；干燥剂轮 103 的处理气排出口通过通道 109 与显热交换器 104 连通，并与还原气连通；显热交换器 104 的处理气出口通过通道 110 与蒸发器（冷却装置）240 连通；蒸发器 240 的处理气出口通过通道 111 与增湿器 105 连通；而增湿器 105 的处理气出口通过通道 112 与一个用于供应处理气的进出口连通；这样可以完成处理气的一个处理周期。

同时，还原气通道 B 具有下面的结构：外界环境通过通道 124 连通着鼓风机 140 的入口，用以吸入外界空气作为还原气；鼓风机 140 的出口连通着显热交换器 104，用以与处理气进行热交换；显热交换器 104

的还原气出口通过通道 126 连通着冷凝器 220；之后，显热交换器 104 的还原气排出路径又分支为两个，其中一个通过管道 128A 与干燥剂轮 103 的第二段连通，用以通过一个节流装置 150，例如一个穿孔金属，而进行第一还原过程，另一个则通过通道 127B 与显热交换器 230 连通；显热交换器 230 的还原气出口通过通道 128B 与干燥剂轮 103 的第三段连通，用以进行第二还原过程；干燥剂轮 103 的第二段和第三段的还原气出口则通过通道 129 与外界环境连通；这样可以完成还原气的一个还原周期。在图 1A 中，带圆圈的字母 K~U 表示气体的热力状态，这些状态与图 2 中的相对应。

如图 1B 所示，干燥装置在旋转时要同时横跨过处理气通道 A 与还原气通道 B，干燥装置的一个第一通道区域通过通道 108、109 连接着处理气通道 A，用以吸收水分；一个第二通道区域通过通道 128A、129 连接着还原气通道 B，用以进行第一还原过程；一个第三通道区域通过通道 128B、129 连接着还原气通道 B，用以进行第二还原过程。这种结构使得干燥剂轮的每个部分会经过第一、第二和第三通道区域，再返回第一通道区域。

下面将解释干燥剂辅助空调系统中的蒸气压缩制冷循环。通过吸收处理气的蒸发潜热，蒸发器 240 中的制冷剂会蒸发，该处理气中的水分已经在干燥剂轮 103 中被解吸附；制冷剂蒸气通过一个通道 209 进入压缩机 260 并被压缩；之后，通过一个通道 201 流入第一高温热交换器（显热交换器）230 中，以将过热制冷剂蒸气中的显热释放到干燥前的还原气中；之后，再通过一个通道 202 流入第二高温热交换器（冷凝器）220 中，从而在还原气进入干燥剂轮 103 和高温热交换器（显热交换器）230 之前将凝结热释放到还原气中并因此冷凝成液体。冷凝制冷剂通过一个通道 206 向前进入膨胀阀 250 以膨胀和减压，之后再回流到蒸发器（冷却装置）240 中。

下面将通过图 2 中的湿度图解释干燥剂辅助空调系统的工作过程。准许进入系统的回流气（处理气：状态 K）通过一个通道 107 吸入鼓风机 102 中以提高其压力，再通过一个通道 108 被输送到第一通道区域，以在干燥剂轮 103 中除湿，在此，干燥剂材料吸收处理气中的水分以降低其绝对湿度，同时，通过吸附热提高气体温度（状态 L）。具有低湿度和高温度的处理气通过一个通道 109 被输送到显热交换器 104，从而通过与外界空气（还原气）的热交换而被冷却（状态 M）。冷却后的处理气通过一个通道 110 被输送到蒸发器（冷却装置）240 中而被冷却（状态 N）。冷却后的处理气被输送到增湿器 105，在增湿器 105 中通过一个等焓过程而使处理气被喷水或蒸发加湿而降低温度（状态 P），之后又通过一个通道 112 作为供应气返回空调空间。

与此同时，干燥剂轮 103 的还原过程以下面的方式进行。将要被用作还原气的外界空气（状态 Q）通过一个通道 124 被吸入鼓风机 140 中以增压，再被输送到显热交换器 104 以冷却处理气并提高自己的温度（状态 R），之后又通过通道 126 被输送到冷凝器 220 中并被湿制冷剂蒸气加热以提高温度（状态 S）。从冷凝器 220 中排出的还原气被分送到两个路径中。一个路径中的还原气在第二通道区域被引入干燥剂轮 103 中，用以使干燥材料进行第一还原过程（状态 U-A）。另一个路径中的还原气被引入显热交换器 230 中，在此，还原气在过热制冷剂蒸气的作用下温度继续升高（状态 T），接着，又在第三通道区域穿过干燥剂轮 103，以进行第二还原过程（状态 U-B），使水分解吸附。经过第二还原过程后从第三通道区域通过的还原气与经过第一还原过程后从第二通道区域通过的还原气汇合（状态 U），并作为废气通过一个通道 129 排放到外界。

只需简单地重复还原气的干燥剂还原过程以及对处理气的除湿和冷却过程，即可实现干燥剂辅助空调系统的操作，从而对室内空间进行空

气调节。由于一部分还原气在经过冷凝器 220 后被分送到两个路径中，从而使得，在一个路径中，当通过降低流速而减小热容量后，还原气会被压缩机中压缩过的过热蒸气加热，这样，可以将还原气的温度升高到冷凝温度之上，即使只有过热蒸气显热的 12% 总热量可用。因此，干燥剂轮 103 在第三通道区域中的第二还原过程可用通过使用这样高温的还原气而实现。显然，同传统方法相比，干燥剂还原过程被改进很多。这一点将通过下面的实际例子进行解释。

假定在某种情况下冷却循环如图 14 所示，传统冷凝器的入口温度为 40°C，温升为 20°C，而制冷剂冷凝温度为 65°C，则根据本实施例，由于热泵中的冷凝器供应的热效率为 88%，则还原气在状态 S 的温度  $T_s$  可由下面公式求出：

$$T_s = 40 + 20 \times 88/100 = 57.6^\circ\text{C}$$

在还原气被分送之后，分送气的大约 15% 被过热蒸气的可用热量的 12% 加热，则还原气在状态 T 的温度  $T_t$  可由下面公式求出：

$$T_t = 57.6 + 20 \times 12/100/0.15 = 73.6^\circ\text{C}$$

热交换器的热效率可由下面公式求出：

$$\Phi = (73.6 - 57.6) / (80 - 57.6) \times 100\% = 71.4\%$$

如果显热交换器 230 采用逆流式热交换器，则这个热效率很容易达到，这样可使还原气温度升高，使其比冷凝温度 65°C 高 8.3°C。

因此，本发明可以在第三通道区域，即用于进行第二还原过程的区域，以高于冷凝温度的温度实现干燥剂轮 103 的还原。因此，在还原过程开始之前的一瞬，干燥材料的解吸附能力可以比传统方法提高很多，从而使空调系统节约能量又具有优越的解吸附能力。

应当指出，室内空调过程产生的废气被广泛用于干燥剂解吸附，在本发明中，也可以利用这个过程获得同样的效果。

图 3 中显示了第二个实施例。在这个系统中，蒸气压缩热泵区包含：

一个压缩机 260；一个低温热交换器（蒸发器）240；一个第一高温热交换器（显热交换器）230；一个第二高温热交换器（冷凝器）220 和一个膨胀阀 250，用以构成一个制冷循环。此外，制冷循环中还包含一个制冷剂热交换器 270，其位于低温热交换器（蒸发器）240 与压缩机 260 之间的通道上，这样，从显热交换器 230 中排出的高压湿制冷剂蒸气将先在制冷剂热交换器 270 中与将要流入压缩机的低压制冷剂实现热交换，再流入冷凝器 220 中。在这个系统中，其它热交换过程与第一个实施例中的相同，即在蒸发器 240 中，低压湿制冷剂蒸气与干燥后的处理气进行热交换；在显热交换器 230 中，干燥前的还原气与过热制冷剂蒸气进行热交换；而在冷凝器 220 中，高压湿制冷剂蒸气与将要进入显热交换器 230 的干燥前的还原气进行热交换。

系统中的处理气调节方面的机理与第一个实施例中的相同，因此，下面的解释只涉及系统制冷循环中的干燥剂还原过程。通过吸收已经在干燥剂轮 103 中处理过的处理气的蒸发潜热，蒸发器 240 中的制冷剂会蒸发并通过一个通道 209 进入制冷剂热交换器 270；在与制冷剂热交换器 270 中的高压饱和蒸气进行了热交换之后，又进入压缩机 260 并被压缩。被压缩的制冷剂蒸气通过一个通道 201 流入显热交换器 230 中，在将过热制冷剂蒸气中的显热释放到干燥前的还原气中之后，制冷剂蒸气会到达制冷剂热交换器 270，并在此与干燥的饱和和低压制冷剂交换热量，然后再进入压缩机中以将其一部分冷凝。从制冷剂热交换器 270 中排出的高压制冷剂流入冷凝器 220 中，以将凝结热释放到尚未进入第一高温热交换器（显热交换器）230 的干燥前的还原气中，并且冷凝于此。冷凝的制冷剂通过通道 206 进入膨胀阀 250 以膨胀和减压，之后再回流到蒸发器（冷却装置）240 中。

下面将通过图 4 中的莫利尔曲线图对制冷循环进行解释。制冷剂（状态 g）在蒸发器（冷却装置）240 中蒸发；然后通过一个通道 209 进入



制冷剂热交换器 270，以与显热交换器 230 中排出的高压饱和蒸气交换热量（状态 a）；之后，又被吸入压缩机 260 并被压缩。被压缩的制冷剂（状态 b）流入显热交换器 230 中并将过热蒸气中的显热释放到干燥前的还原气中（状态 c）；之后，又到达制冷剂热交换器 270，以与尚未进入压缩机的低压干燥饱和制冷剂交换热量，而且制冷剂的一部分会冷凝（状态 f）。在这种状况下，由于低压制冷剂（状态 g~a）不会达到高于冷凝温度以上的温度，因此热传递受到限制，而制冷剂热交换器 270 中的高压饱和蒸气的干燥度会降低到状态 f，而且蒸气的焓会降低，同时，低压制冷剂变成过热蒸气（状态 a）且焓会增加。从制冷剂热交换器 270 排出的高压制冷剂（状态 f）流入冷凝器 220 中，并通过将热量释放到尚未进入显热交换器 230 的干燥前的还原气释放热量而冷凝（状态 d）。冷凝的制冷剂进入膨胀阀 250，并在膨胀和减压之后（状态 e），回流进蒸发器（冷却装置）240 中。在这个实施例中，由于制冷剂（状态 f）在冷凝器 220 的入口处焓会降低而在压缩机出口和显热交换器 230 入口处焓会增加，因此，同第一个实施例相比，显热交换器 230 中传送的热量比例增大了，从而使得，35%的热量在显热交换器 230 中传送，65%在冷凝器 220 中传送。

本实施例中的空调系统的空气循环方面与第一个实施例中的相同，因此不再作解释。尽管如此，应当指出，同第一个实施例相比，流过显热交换器 230 的还原气流速可以提高。在图 4 中所示的制冷循环中，考虑到这个因素，冷凝温度被设置在 60℃。下面将通过一个实际例子进一步解释。

根据这个实施例，由于冷凝器 220 中传送的热量占 65%，因此，在状态 S 的温度  $T_s$  可由下面公式求出：

$$T_s = 40 + 20 \times 65 / 100 = 53^\circ\text{C}$$

之后还原气被分送，而且如果假定利用过热蒸气 35%的热量加热大

约 30% 的还原气，则在状态 T 的温度  $T_t$  可由下面公式求出：

$$T_t = 53 + 20 \times 30 / 100 / 0.3 = 73^\circ\text{C}$$

这个温度与第一个实施例中的几乎相同。热交换器的热效率可由下面公式求出：

$$\Phi = (73 - 53) / (105 - 53) \times 100\% = 38.4\%$$

这个热效率实际上可以在任何热交换器中实现，而其可以将还原气加热到比冷凝温度  $60^\circ\text{C}$  高  $13^\circ\text{C}$ 。

在这个系统中，当在显热交换器中通过在压缩机出口处被过热的制冷剂蒸气加热还原气以去除制冷剂蒸气中的显热之后，会通过制冷剂热交换器 270 中的饱和蒸气的能级潜热而提高压缩机内流制冷剂的过热度，该制冷剂是以干燥饱和的状态从蒸发器 240 中排出的。此外，还利用一部分凝结热以提高制冷剂的过热度，从而有助于提高还原气的温度，而又不会提高压缩机中的压缩比（在本实施例中，压缩比实际上是减小了）。大体上看，本系统能够改变从高压制冷剂传递到还原气的潜热（来自冷凝过程）和显热（通过过热）的比例。这个结构可以使得能够在第三通道区域中以一个高于冷凝温度的温度还原干燥剂，以实现第二还原过程。因此，同传统的系统相比，在解吸附过程稍稍之前，干燥剂具有更高的除湿能力，从而可以提供出具有优越除湿能力的节能空调系统。

图 5 显示了第三个实施例。在这个系统中，蒸气压缩热泵区包含：一个压缩机 260；一个低温热交换器（蒸发器）240；一个第一高温热交换器（显热交换器）230；一个第二高温热交换器（冷凝器）220 和一个膨胀阀 250，用以构成一个制冷循环。此外，制冷循环中还包含一个制冷剂热交换器 270，其位于低温热交换器（蒸发器）240 与压缩机 260 之间的通道上，这样，从显热交换器 230 中排出的高压湿制冷剂蒸气将先与将要流入压缩机的低压制冷剂实现热交换，再流入冷凝器 220 中。

本系统的这些方面与第二个实施例中的相同；然而，在本系统中，从显热交换器 230 中排出的高压制冷剂蒸气将在一个气/液分离器 280 中被分送到两个通道中，其中用于气态的通道是通过一个通道 203 而引入制冷剂热交换器 270 中，而用于液态的通道中装有一个收缩器 285 并被引入一个通道 205 中，通道 205 则与一个用于传送制冷剂热交换器 270 中排出的高压制冷剂的通道 204 汇合，汇合后的通道引入冷凝器 220 中。其它热交换过程与第一个和第二个实施例中的相同，即在蒸发器 240 中，低压湿制冷剂蒸气与干燥后的处理气进行热交换；在显热交换器 230 中，干燥前的还原气与过热制冷剂蒸气进行热交换；而在冷凝器 220 中，高压湿制冷剂蒸气与将要进入显热交换器 230 的干燥前的还原气进行热交换。

系统中的空气循环方面的机理与第一个和第二个实施例中的相同，因此，下面只解释制冷循环中的不同之处。

在第三个实施例中，从显热交换器 230 中排出的高压制冷剂蒸气（几乎处于干燥饱和状态）在气/液分离器 280 中被分送的两个路径中。蒸气通过蒸气通道被引入制冷剂热交换器 270 中，以与尚未进入压缩机的干燥饱和和低压制冷剂进行热交换并冷凝于此。由于将要被加热的低压制冷剂的热量比率较低，而且热交换过程是显式的，从而使得温度不会超过冷凝温度而只有有限的热量被传递，因此在制冷剂热交换器 270 中冷凝的制冷剂量较小。这样，不是所有的蒸气都能冷凝，而液体量仅占从压缩机流出的制冷剂的 20% 以下。因此，只需向制冷剂热交换器 270 供应少量的高压制冷剂，从而使得这个路径中的管径较小。

对于从气/液分离器 280 引出的液体路径来说，大约 80% 的流出量直接从旁路流入冷凝器 220 中。对于干燥剂辅助空调系统结构来说，希望显热交换器 230 和冷凝器 220 相邻安置。这样，可以将大约 80% 的压缩机制冷剂流出量直接绕过制冷剂热交换器 270 而从旁路供应到冷凝器

220 中，从而有效地降低管路费用。如果在通道 205 中没有阻力，那么几乎所有的制冷剂将绕过制冷剂热交换器 270，因此，需要通过收缩器 285 调节旁路流量比率。然而，旁路流量比率调节不需要很严格，而且，即使有很大比率的制冷剂直接流向制冷剂热交换器 270，也由于有前面解释的热传递限制，而不会影响到系统性能。

因此，通过在气/液分离器中将干燥饱和制冷剂分离出来以提高压缩机入口处的制冷剂过热度，可以降低流过制冷剂热交换器的高压制冷剂流量，这样可以减小在制冷回路中的管道和制冷剂热交换器的尺寸大小。此外，通过在气/液分离器的液体路径中安装一个收缩器，可以确保在制冷剂热交换器的气态高压制冷剂入口和出口之间具有压差，这样，即使制冷剂热交换器远离显热交换器 230 和冷凝器 220，干燥饱和的高压制冷剂蒸气也可以稳定地输送到制冷剂热交换器 270。

图 6 显示了干燥剂辅助空调系统基本结构的第四个实施例，其中蒸气压缩热泵区包含：一个压缩机 260；一个低温热交换器（蒸发器）240；一个第一高温热交换器（显热交换器）230；一个第二高温热交换器（冷凝器）220 和一个膨胀阀 250，用以构成一个制冷循环。此外，在从低温热交换器（蒸发器）240 通到压缩机 260 的通道上，还装有一个制冷剂热交换器 270，这样，在将要流入压缩机的低压制冷剂与从显热交换器 230 中排出的高压湿制冷剂蒸气实现热交换后，高压湿制冷剂蒸气将流入冷凝器 220 中。在蒸发器 240 中，低压制冷剂的湿制冷剂蒸气与干燥后的处理气进行热交换；在显热交换器 230 中，干燥前的还原气与制冷剂的过热蒸气进行热交换；而在冷凝器 220 中，高压湿制冷剂蒸气与尚未进入显热交换器 230 的干燥前的还原气进行热交换。

与对图 12 中的情况所作解释相同，干燥剂轮 103 的构造使得干燥剂材料以一定的速度旋转并跨过处理气通道 A 与还原气通道 B。处理气通道 A 是通过将下面的连接而构成的：空调空间通过一个通道 107 连接到

回流气鼓风机 102 的入口；鼓风机 102 的出口通过一个通道 108 在第一通道区域连接到干燥剂轮 103；干燥剂轮 103 的处理气出口通过一个通道 109 连接到用于与还原气进行热交换的显热交换器 104；显热交换器 104 的处理气出口通过一个通道 110 连接到蒸发器（冷却装置）240；蒸发器 240 的处理气出口通过一个通道 111 连接到增湿器 105；而增湿器 105 的处理气出口通过一个通道 112 连接到用作一个供应入口的处理气出口。

另一方面，还原气通道 B 是通过将下面的连接而构成的：外界空气入口通过一个通道 124 连接到一个还原气鼓风机 140；鼓风机 140 的出口连接到用于与处理气进行热交换的显热交换器 104；显热交换器 104 的还原气出口通过一个通道 126 连接到冷凝器 220；冷凝器 220 的还原气出口通过一个通道 127 连接到显热交换器 230；显热交换器 230 的还原气出口通过一个通道 128 在第二通道区域连接到干燥剂轮 103，用以还原干燥剂材料；干燥剂轮 103 的还原气出口通过一个通道 129 在第二通道区域连接到外界空间，这样可以构成一个完整的循环路径，以使室外空气进入室内并将废气排放到室外。在附图中，带圆圈的字母 K~U 表示图 8 中的各个空气状态。

下面将解释前面描述的干燥剂辅助空调系统的制冷循环。制冷循环通过吸收处理气的蒸发潜热，蒸发器（冷却装置）240 中的制冷剂会蒸发，该处理气中的水分已经在干燥剂轮 103 中被解吸附；制冷剂蒸气通过一个通道 209 进入制冷剂热交换器 270，并在此与高压饱和蒸气进行热交换；之后，进入压缩机 260 并被压缩。被压缩后的制冷剂通过一个通道 201 流入显热交换器 230 中，并将过热制冷剂蒸气中的显热释放到干燥前的还原气中，之后，再通过一个通道 202 流入制冷剂热交换器 270，并在此与饱和低压制冷剂进行热交换以使部分制冷剂凝结。从制冷剂热交换器 270 中排出的高压制冷剂流入冷凝器 220 中，以将凝结热释放到

尚未进入显热交换器 230 的还原气中并因此而冷凝。冷凝制冷剂通过一个通道 206 进入膨胀阀 250 以膨胀和减压，之后再回流到蒸发器（冷却装置）240 中。

下面通过图 7 中的莫利尔曲线图解释制冷循环。制冷剂（状态 g）在蒸发器（冷却装置）240 中蒸发；然后通过一个通道 209 进入制冷剂热交换器 270，以与显热交换器 230 中排出的高压饱和蒸气交换热量（状态 a）；之后，又被吸入压缩机 260 并被压缩。被压缩的制冷剂（状态 b）流入显热交换器 230 中并将过热蒸气中的显热释放到干燥前的还原气中（状态 c）；之后，又到达制冷剂热交换器 270，以与尚未进入压缩机的低压干燥饱和制冷剂交换热量，而且制冷剂的一部分会冷凝（状态 f）。在这种状况下，由于低压制冷剂（状态 g~a）不会达到高于冷凝温度以上的温度，因此热传递受到限制，而制冷剂热交换器 270 中的高压饱和蒸气的干燥度会降低到状态 f，而且蒸气的焓会降低，同时，低压制冷剂变成过热蒸气（状态 a）且焓会增加。（从制冷剂热交换器 270 排出的高压制冷剂（状态 f）流入冷凝器 220 中，并通过将热量释放到尚未进入显热交换器 230 的还原气释放热量而冷凝（状态 d）。冷凝的制冷剂进入膨胀阀 250，并在膨胀和减压之后（状态 e），回流进蒸发器（冷却装置）240 中。在这个实施例中，由于制冷剂（状态 f）在冷凝器 220 的入口处焓会降低而在压缩机出口和显热交换器 230 入口处焓会增加，因此，同图 12 相比，显热交换器 230 中传送的热量比例增大了，从而使得，热泵总加热能力的 35% 是在显热交换器 230 中传送的，65% 是在冷凝器 220 中传送的。

下面将通过图 8 中的湿度图解释以一个热泵作为热源的干燥剂辅助空调系统的工作过程。准许进入系统的回流气（处理气：状态 K）通过一个通道 107 吸入鼓风机 102 中以提高其压力，再通过一个通道 108 在第一通道区域输送到干燥剂轮 103 中，在此，干燥剂材料吸收处理气中

的水分以降低其绝对湿度，同时，通过干燥剂材料的吸附热作用提高气体温度（状态 L）。此时具有低湿度和高温度的处理气通过一个通道 109 被输送到显热交换器 104，从而通过与外界空气（还原气）的热交换而被冷却（状态 M）。冷却后的处理气通过一个通道 110 被输送到蒸发器（冷却装置）240 中而被冷却（状态 N）。冷却后的处理气被输送到增湿器 105，在增湿器 105 中通过一个等焓过程而使处理气被喷水或蒸发加湿而降低温度（状态 P），之后又通过一个通道 112 作为供应气返回空调空间。

与此同时，干燥剂轮 103 的还原过程以下面的方式进行。将要被用作还原气的外界空气（状态 Q）通过一个通道 124 被吸入鼓风机 140 中以增压，接着，再被输送到显热交换器 104，在此，还原气会冷却处理气并提高自己的温度（状态 R），之后，还原气又通过通道 126 被输送到冷凝器 220 中并被湿制冷剂蒸气加热以提高温度（状态 S）。从冷凝器 220 中排出的还原气被显热交换器 230 中，在此，还原气在过热制冷剂蒸气的作用下温度继续升高（状态 T），接着，又穿过干燥剂轮 103，以进行还原过程（状态 U），使水分解吸附，最后，还原气通过一个通道 129 排放到外界。

虽然只需简单地重复还原气的干燥剂还原过程以及对处理气的除湿和冷却过程，即可实现干燥剂辅助空调系统的操作，但在本实施例中采用了一种新方法，从而使还原气在显热交换器 230 和冷凝器 220 中增加的热量之比被安置在 35%：65%，以提高还原气在显热交换器 230 中增加的热量值，如前所述。因此，可以通过过热蒸气中的显热作用而将还原气的温度升高到冷凝温度之上。显然，同传统方法相比，干燥剂的解吸附过程被改进很多。这一点将通过下面的实际例子进行解释。

图 9 是用作图 6 所示系统中高温热源的一个热泵中的还原气与高压制冷剂的温度和焓变化之间关系的曲线图。由于输入和输出热量是平衡

的，因此，当制冷剂与还原气交换热量时，制冷剂与还原气中的焓变化是相同的。此外，还原气是以大致恒定的热量值进行着显热变化过程的，因此图中的曲线几乎是一条连续的直线，而且，制冷剂是同时进行潜热和显热变化过程的，因此，图中的制冷剂潜热部分是水平的。这样，如果确定了还原气出口处的温度，则可以通过热平衡关系计算还原气在显热换热器 230 出口处的温度，而不必考虑在热传递中占有一席之地的被加热制冷剂的温度。

因此，在图 9 中，当制冷循环如图 7 所示时，还原气在冷凝器 220 入口处的温度是 40℃ 而制冷剂冷凝温度为 65℃，假定热泵中的冷凝器 220 在工作中的热效率是 80%，则本系统在状态 S 产生的温度  $T_s$  可由下面公式求出：

$$T_s = 40 + (65 - 40) \times 80/100 = 60^\circ\text{C}$$

如果还原气是被过热蒸气总热量的 35% 加热，则在状态 T 的温度  $T_t$  可由下面公式求出：

$$T_t = 60 + 20 \times 35/65 = 70.8^\circ\text{C}$$

因此，还原气被加热到比制冷温度 65℃ 高 5.8℃ 的温度。

与前面一样，应当指出，室内空调过程产生的废气被广泛用于干燥剂解吸附，在本实施例中，也可以利用这个过程获得同样的效果。

图 10 显示了第五个实施例。在这个系统中，蒸气压缩热泵区包含：一个压缩机 260；一个低温热交换器（蒸发器）240；一个第一高温热交换器（显热交换器）230；一个第二高温热交换器（冷凝器）220 和一个膨胀阀 250，用以构成一个制冷循环。此外，制冷循环中还包含一个制冷剂热交换器 270，其位于低温热交换器（蒸发器）240 与压缩机 260 之间的通道上，这样，从显热交换器 230 中排出的高压湿制冷剂蒸气将先与将要流入压缩机的低压制冷剂实现热交换，再流入冷凝器 220 中。本发明的这些方面与第四个实施例中的相同。然而，在本系统中，从显



热交换器 230 中排出的高压制冷剂蒸气将在一个气/液分离器 280 中被分送到两个通道中，其中用于气态的通道是通过一个通道 203 而引入制冷剂热交换器 270 中，而用于液态的通道中装有一个收缩器 285 并被引入一个通道 205 中，通道 205 则与一个用于传送制冷剂热交换器 270 中排出的高于制冷剂的通道 204 汇合，汇合后的通道引入冷凝器 220 中。其它热交换过程与第四个实施例中的相同，即在蒸发器 240 中，低压湿制冷剂蒸气与干燥后的处理气进行热交换；在显热交换器 230 中，干燥前的还原气与过热制冷剂蒸气进行热交换；而在冷凝器 220 中，高压湿制冷剂蒸气与将要进入显热交换器 230 的干燥前的还原气进行热交换。

系统中的空气循环方面的机理与第四个实施例中的相同，因此，下面只解释制冷循环中的不同之处。

在第五个实施例中，从显热交换器 230 中排出的高压制冷剂蒸气（几乎处于干燥饱和状态）在气/液分离器 280 中被分送的两个路径中。蒸气通过蒸气通道被引入制冷剂热交换器 270 中，以与尚未进入压缩机的干燥饱和和低压制冷剂进行热交换并冷凝于此。由于将要被加热的低压制冷剂的热量比率较低，而且热交换过程是显式的，从而使得温度不会超过冷凝温度而只有有限的热量被传递，因此在制冷剂热交换器 270 中冷凝的制冷剂量较小。这样，不是所有的蒸气都能冷凝，而液体量仅占从压缩机流出的制冷剂的 20% 以下。因此，只需向制冷剂热交换器 270 供应少量的高压制冷剂，从而使得这个路径中的管径较小。

对于从气/液分离器 280 引出的液体路径来说，大约 80% 的流出量直接从旁路流入冷凝器 220 中。对于干燥剂辅助空调系统结构来说，希望显热交换器 230 和冷凝器 220 相邻安置。这样，可以将大约 80% 的压缩机制冷剂流出量直接绕过制冷剂热交换器 270 而从旁路供应到冷凝器 220 中，从而有效地降低管路费用。如果在通道 205 中没有阻力，那么几乎所有的制冷剂将绕过制冷剂热交换器 270，因此，需要通过收缩器

285 调节旁路流量比率。然而，旁路流量比率调节不需要很严格，而且，即使有很大比率的制冷剂直接流向制冷剂热交换器 270，也由于有前面解释的热传递限制，而不会影响到系统性能。

因此，通过在气/液分离器中将干燥饱和制冷剂分离出来以提高压缩机入口处的制冷剂过热度，可以降低流过制冷剂热交换器的高压制冷剂量，这样可以减小在制冷回路中的管道和制冷剂热交换器的尺寸大小。此外，通过在气/液分离器的液体路径中安装一个收缩器，可以确保在制冷剂热交换器的气态高压制冷剂入口和出口之间具有压差，这样，即使制冷剂热交换器远离显热交换器 230 和冷凝器 220，干燥饱和的高压制冷剂蒸气也可以稳定地输送到制冷剂热交换器 270。

在此，如果本发明中的压缩机 260 采用市场上供应的制冷剂压缩机的话，由于大多数这种市场上供应的制冷剂压缩机是利用内流式制冷剂冷却压缩机驱动电机，因此，电机的过热问题要考虑到，当然，也可以在一个环绕着电机成型的外壳中循环低压饱和制冷剂，或者向电机喷射制冷剂，从而采取防范措施以冷却电机。

#### 工业应用性

本发明适用于普通民居建筑或用作超级市场、办公楼或公用设施以及类似物的大型建筑中的空调设备。

图 1A

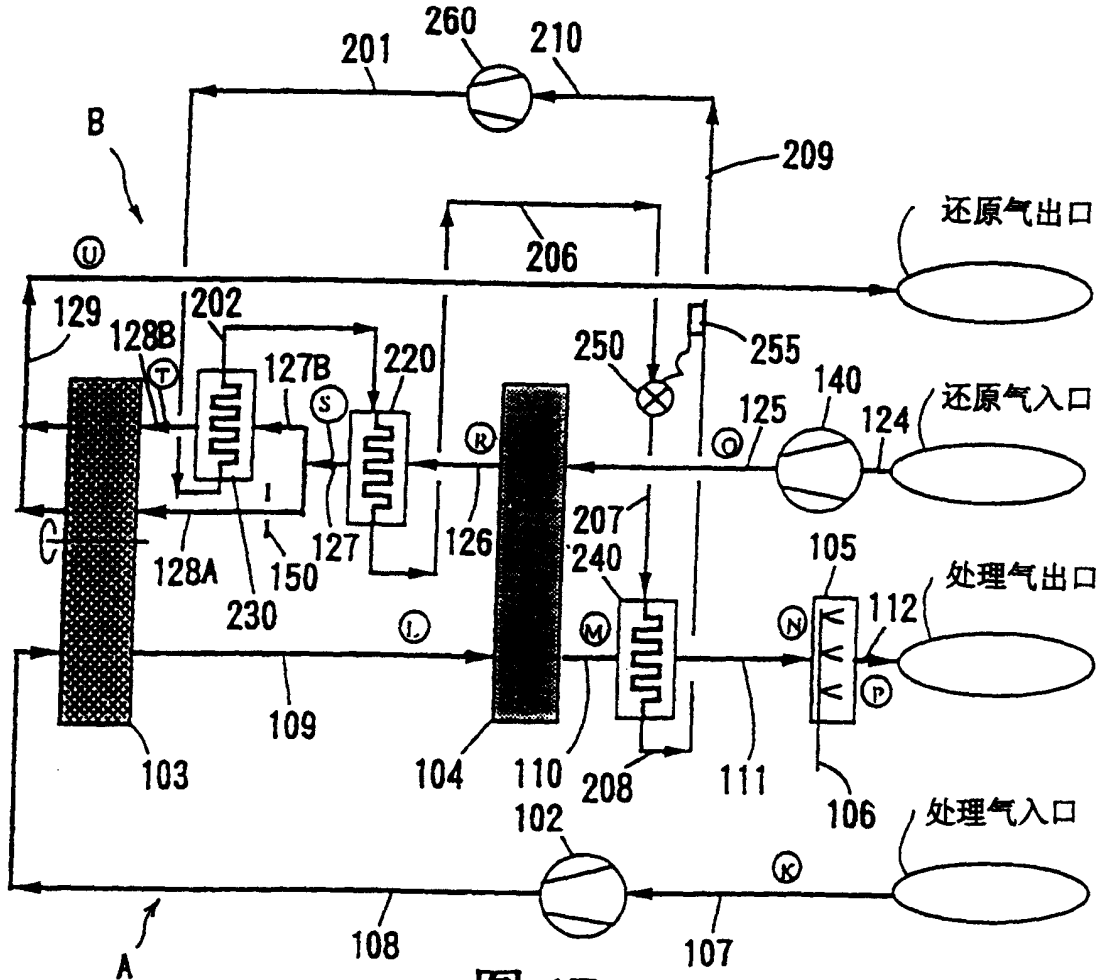


图 1B

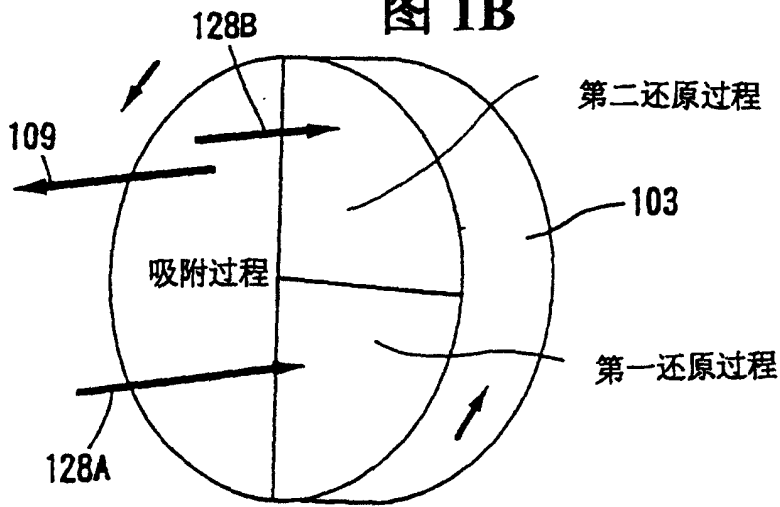


图 2

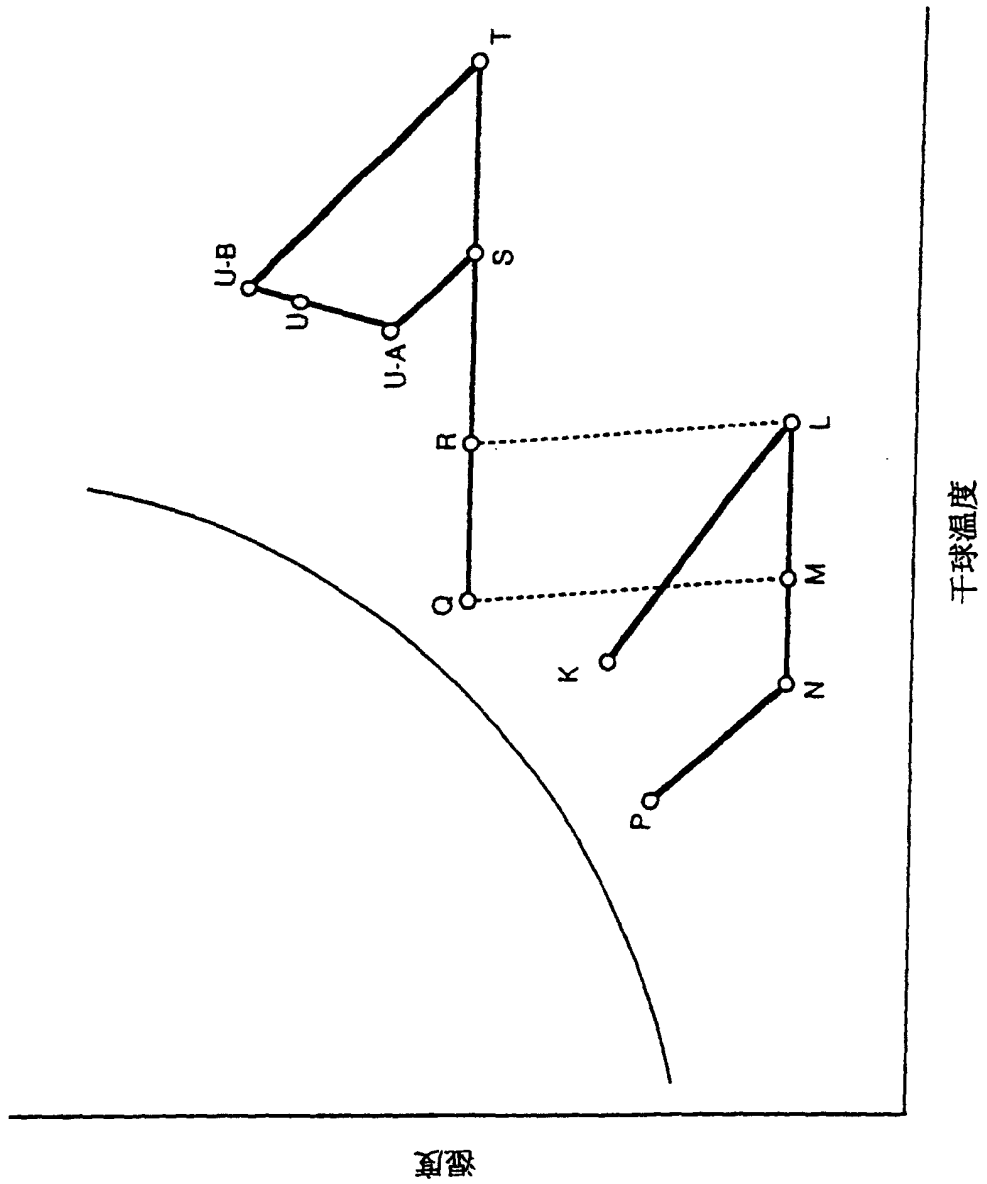


图 3A

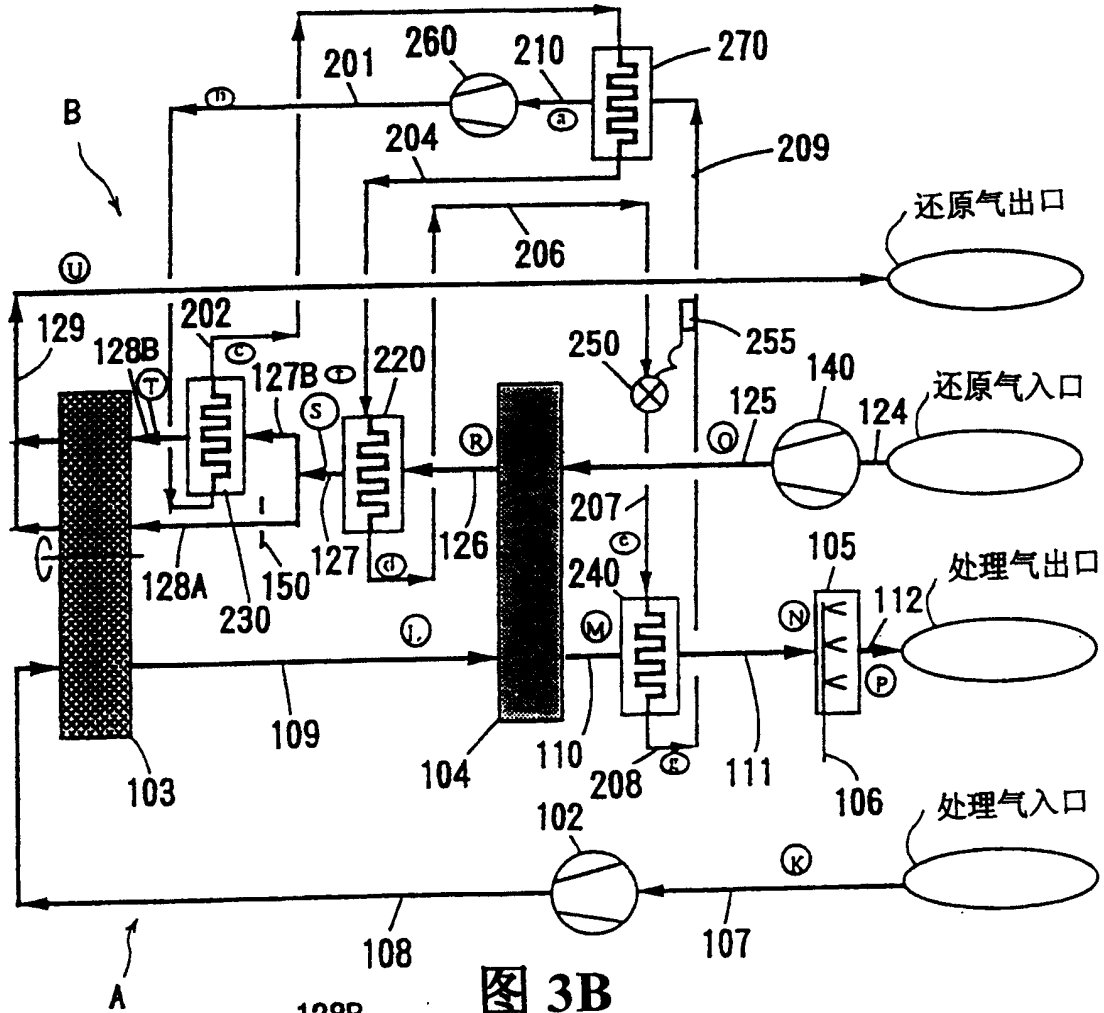


图 3B

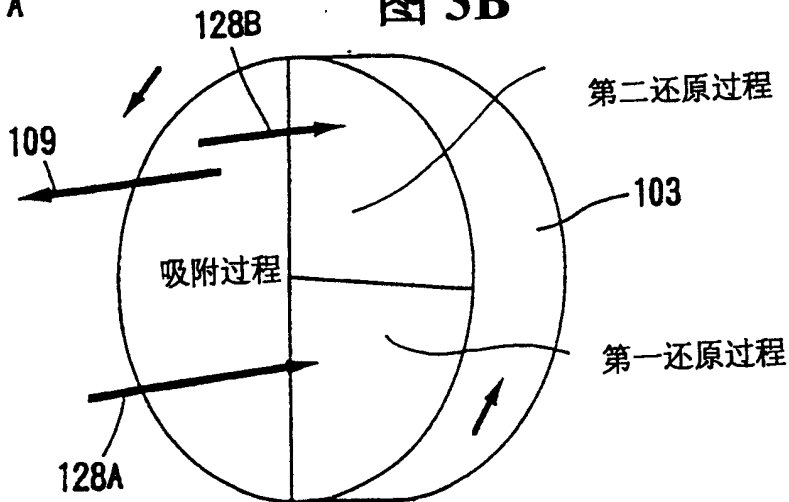
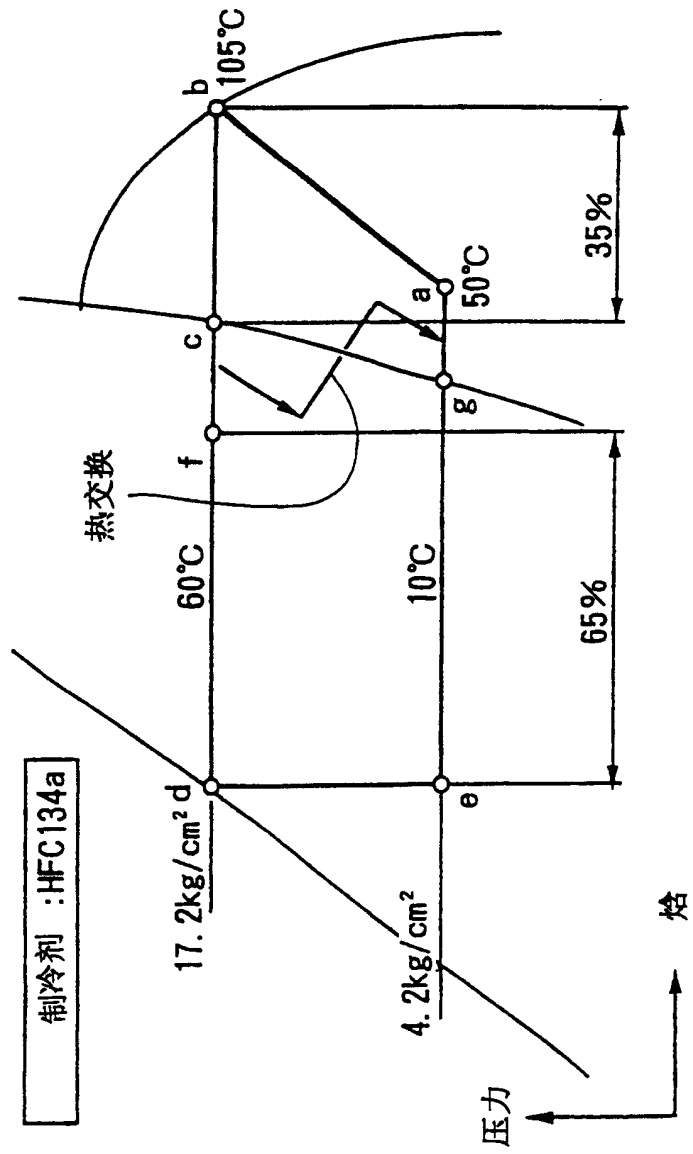


图 4



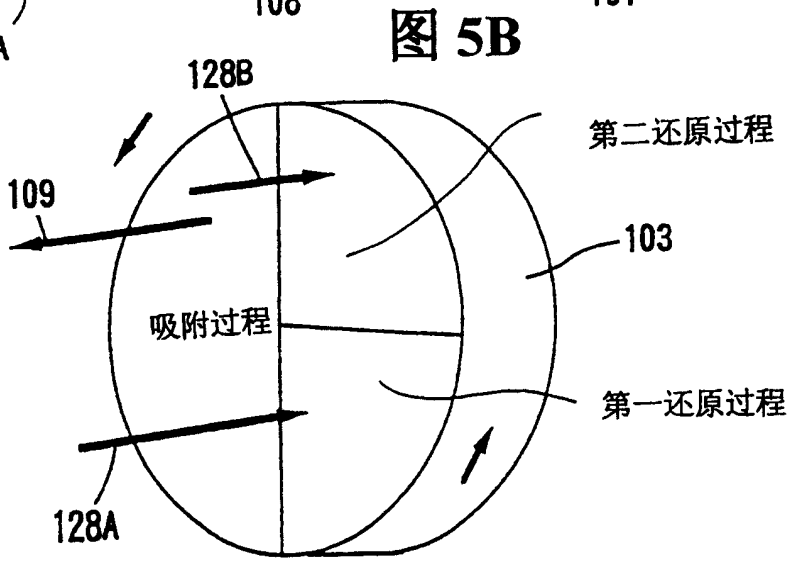
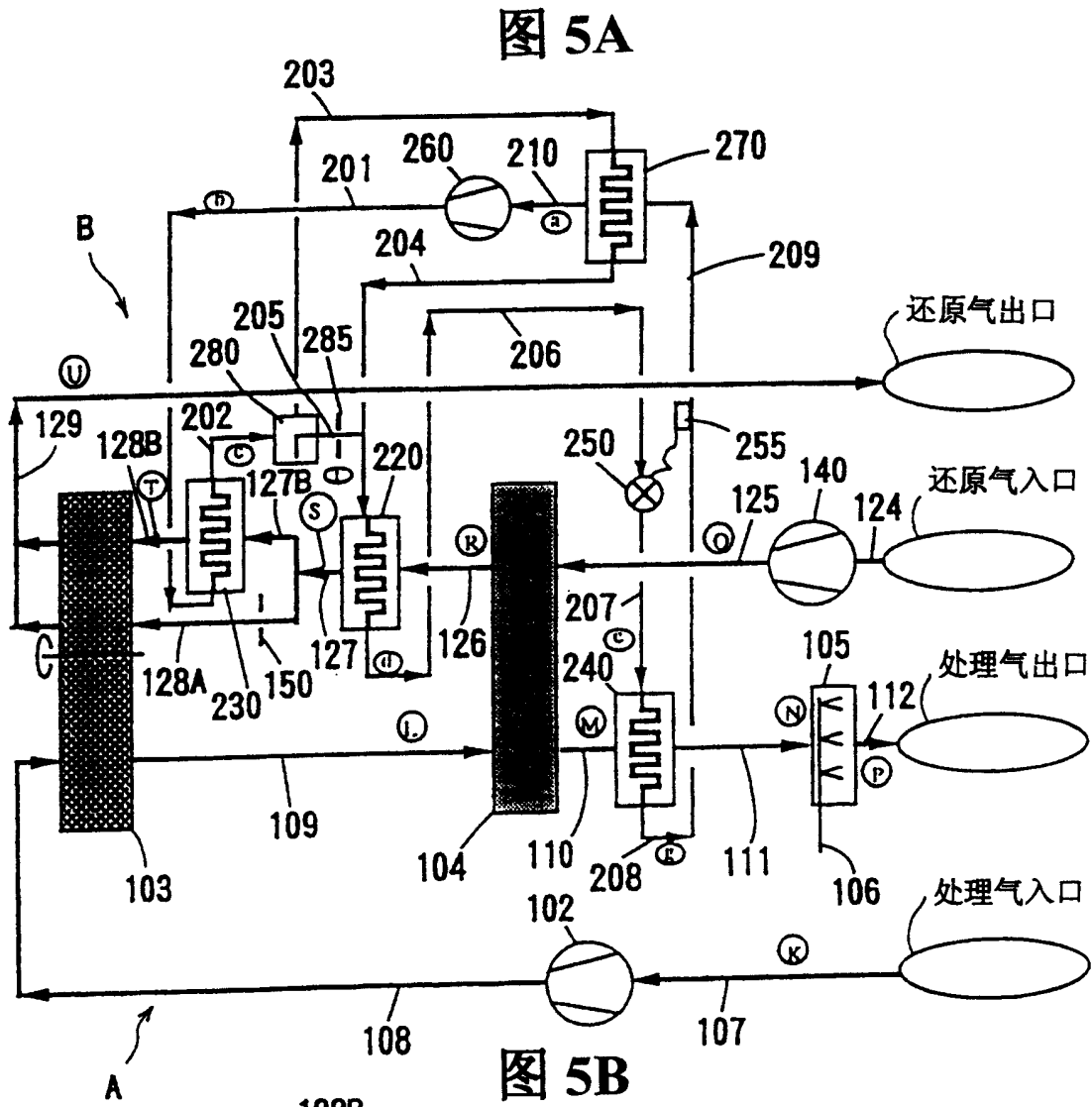


图 6

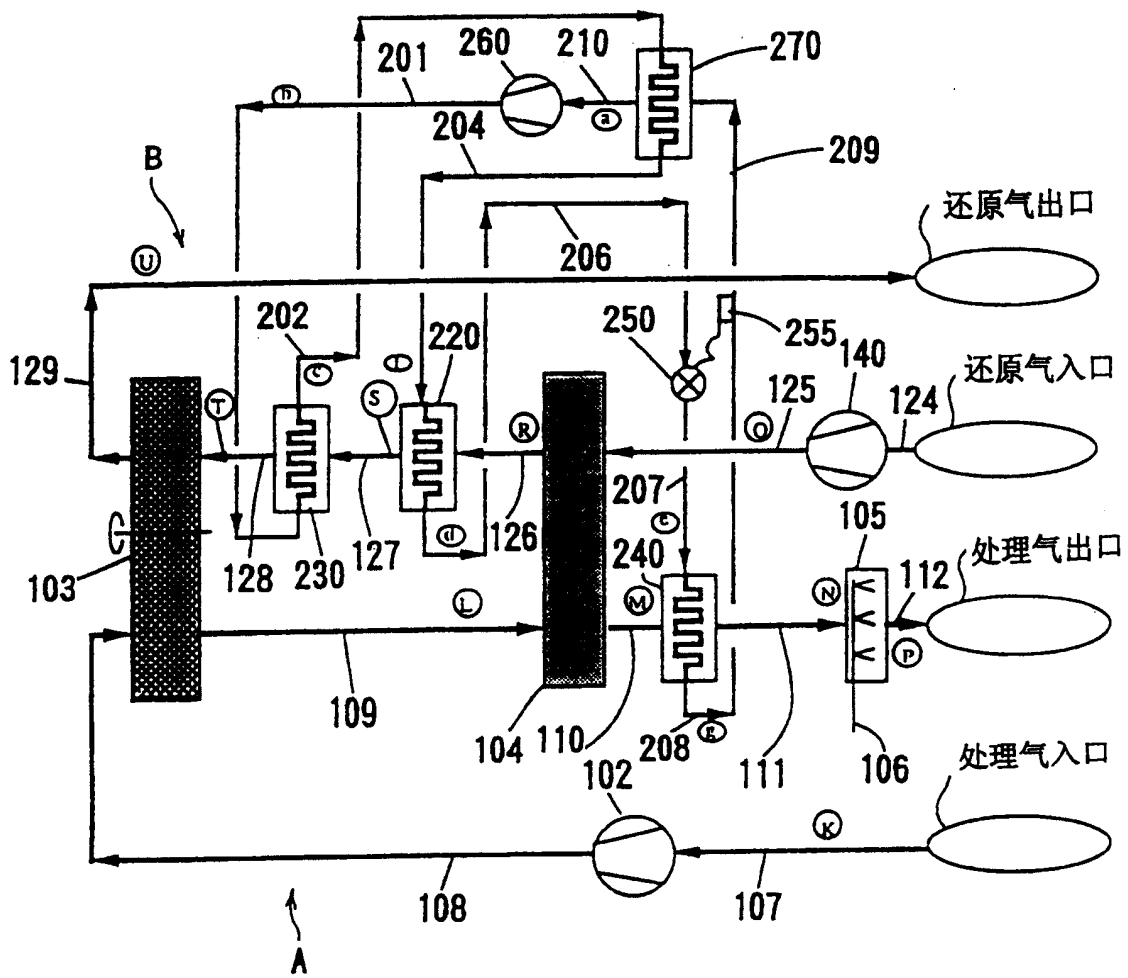




图 7

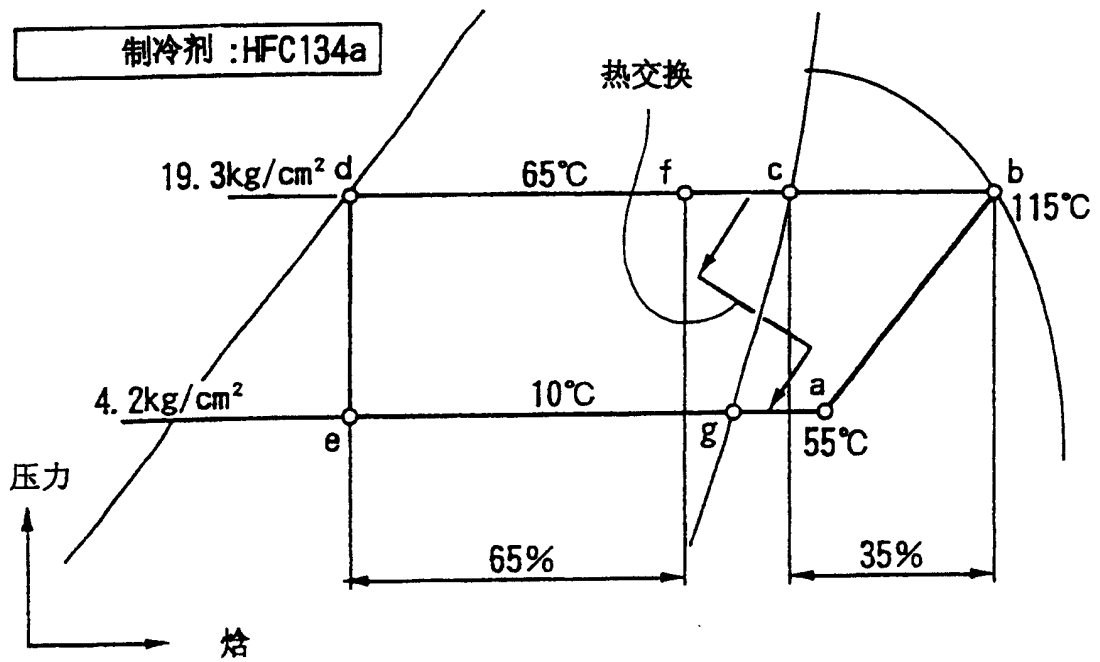


图 8

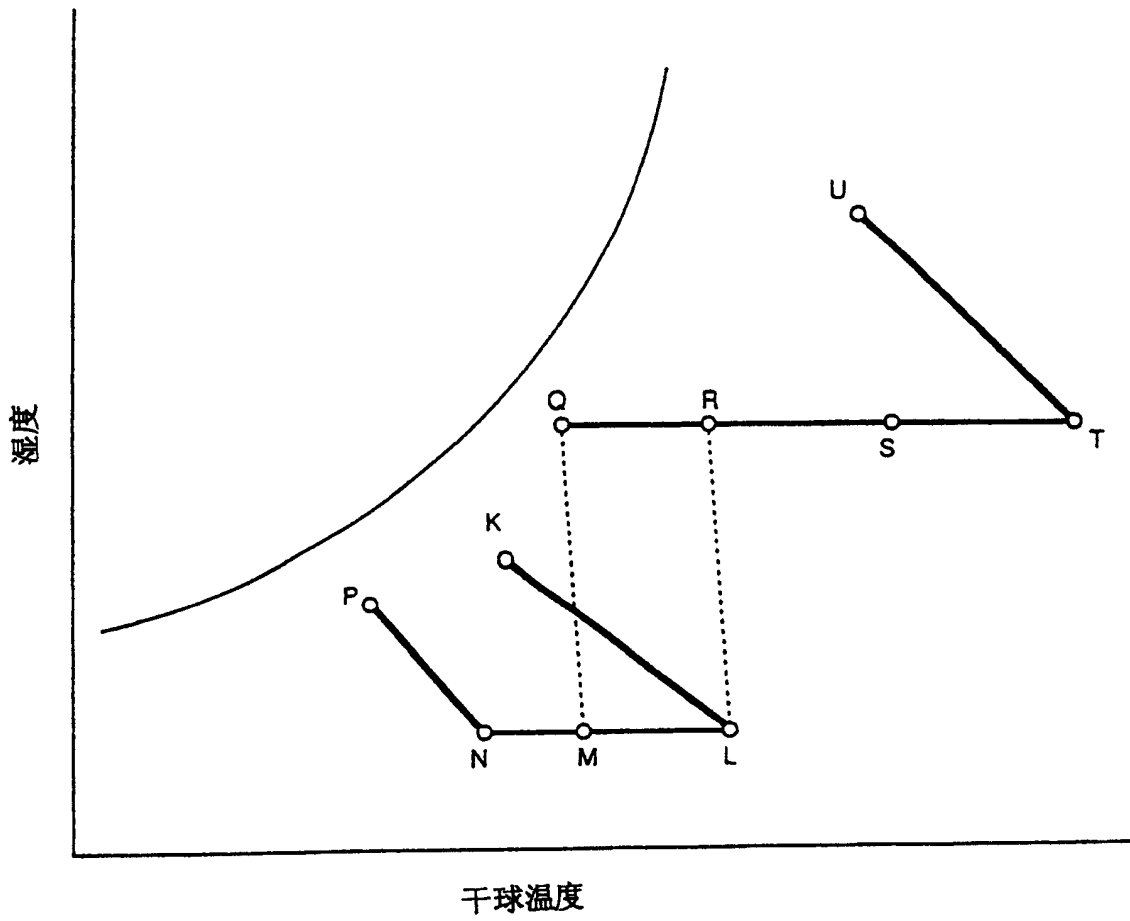


图 9

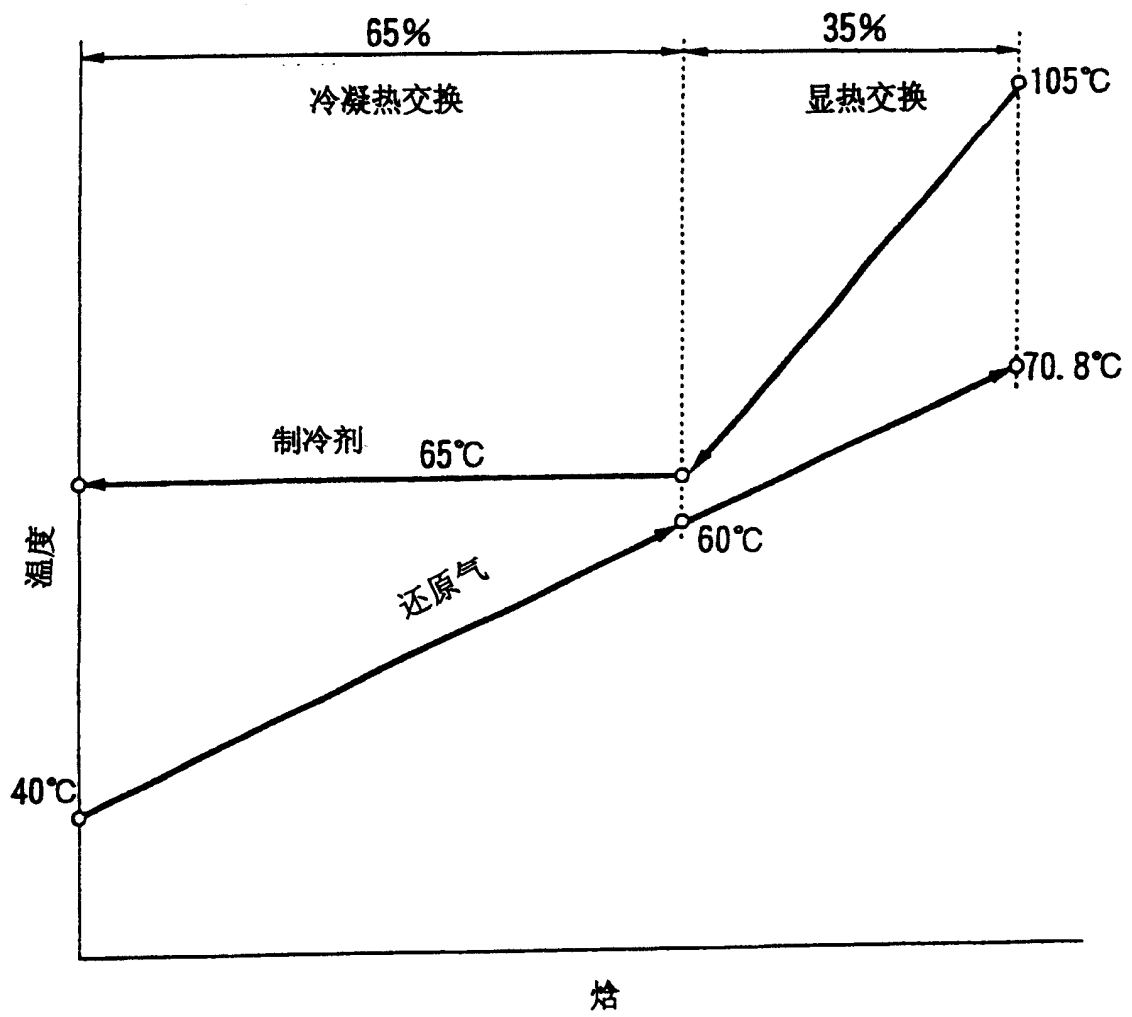


图 10

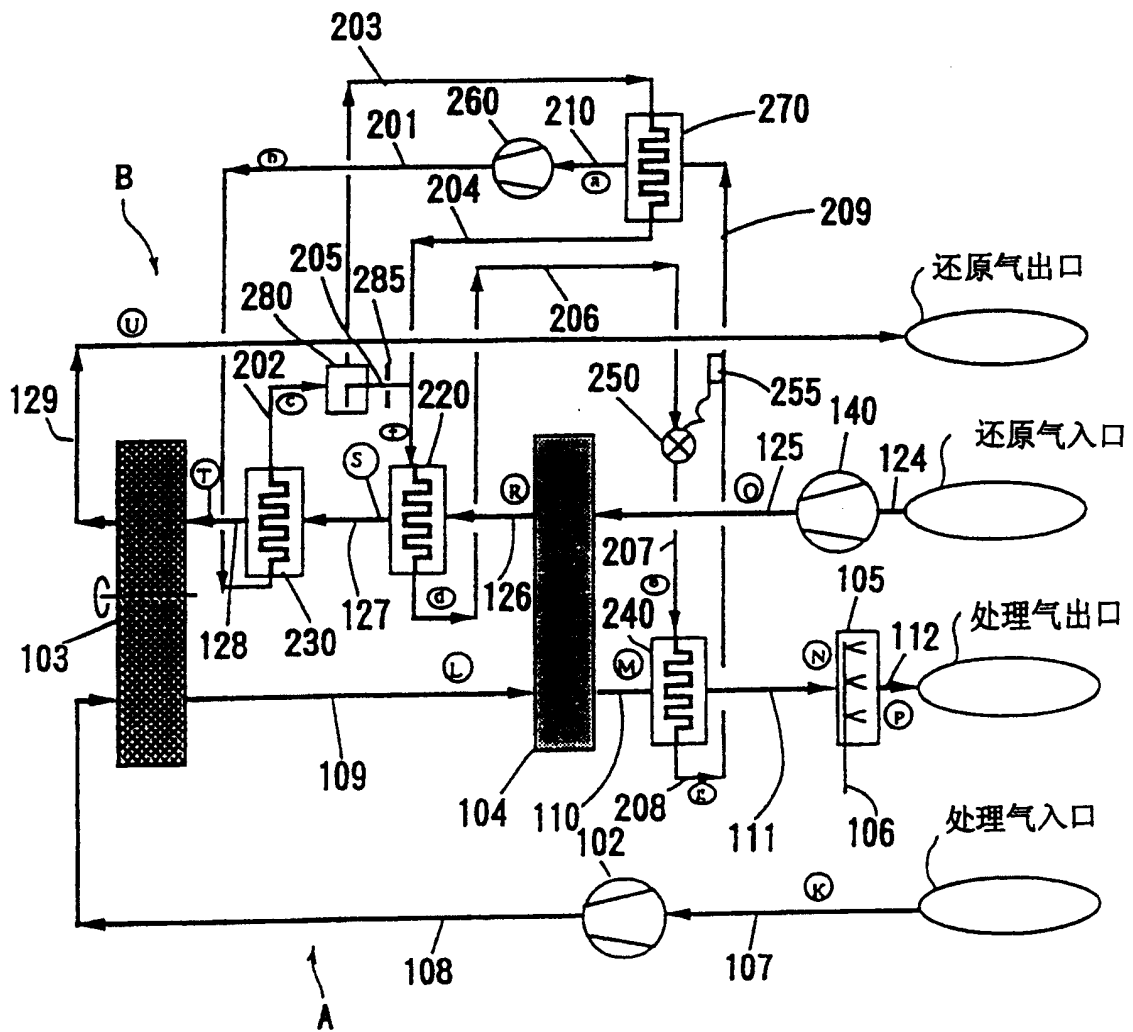


图 11

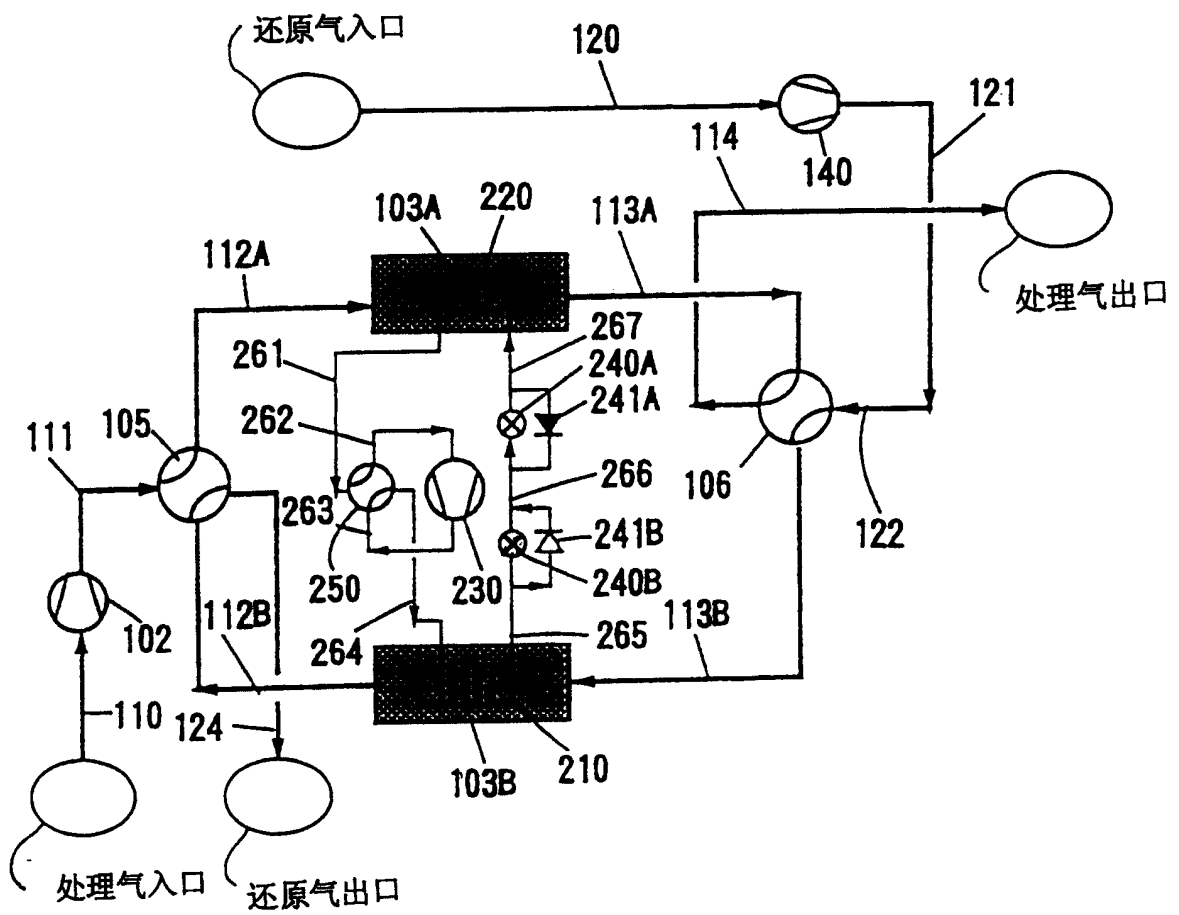


图 12

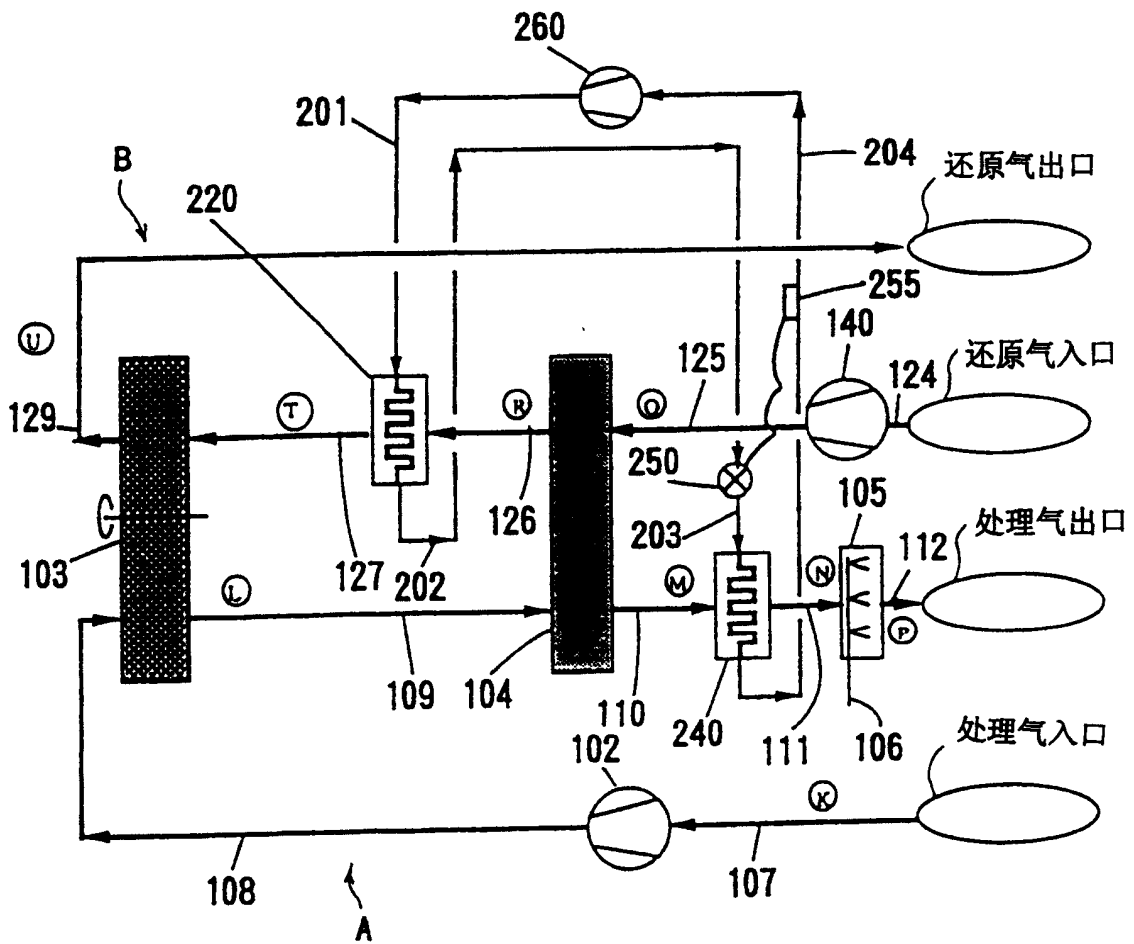


图 13

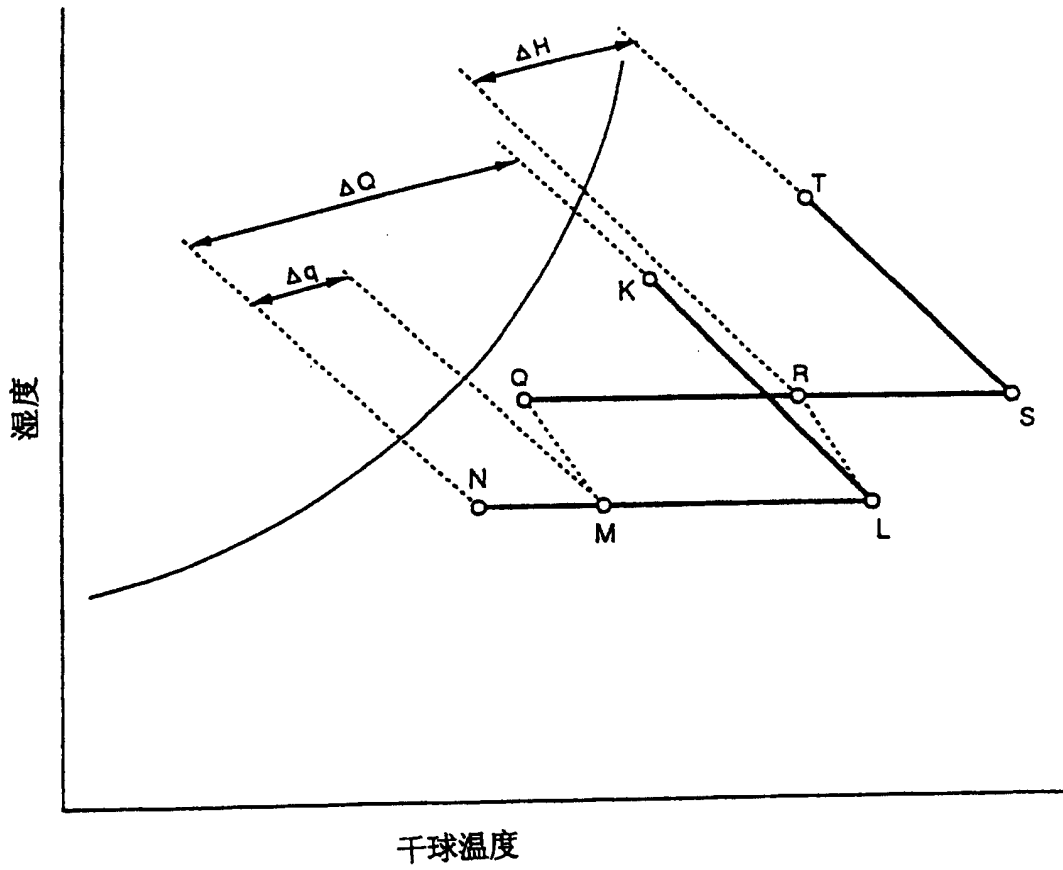


图 14

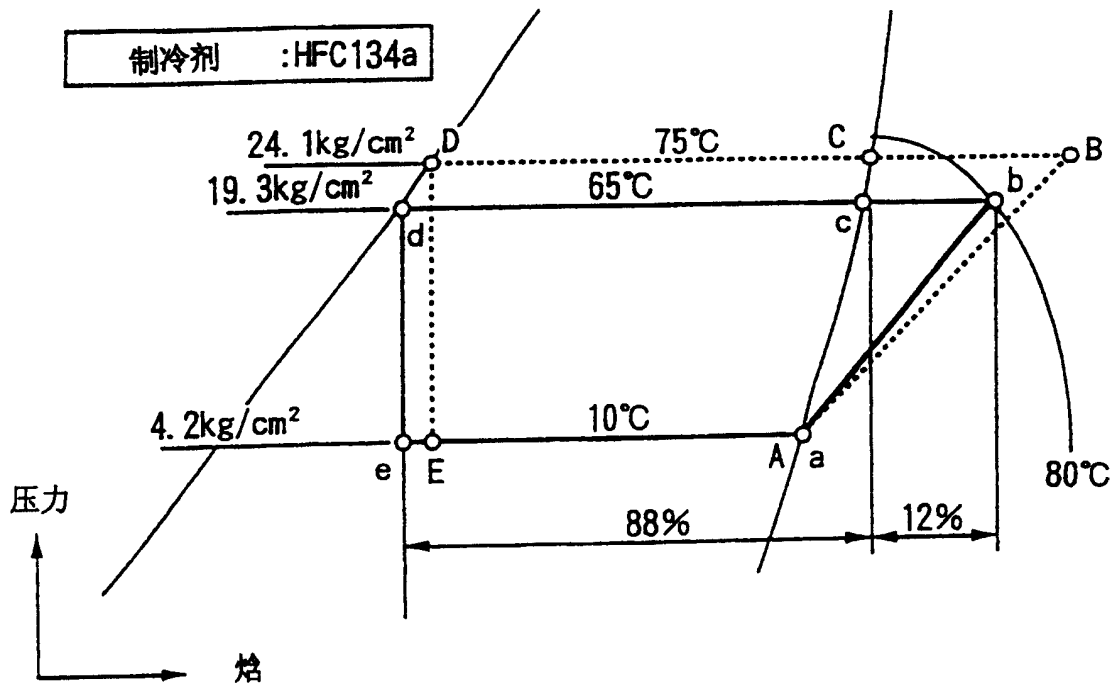




图 15

