

[19] 中华人民共和国国家知识产权局

[51] Int. Cl.

F25B 43/00 (2006.01)

F25B 41/04 (2006.01)

G07F 9/10 (2006.01)



[12] 发明专利说明书

专利号 ZL 200510002173.8

[45] 授权公告日 2007 年 11 月 7 日

[11] 授权公告号 CN 100347501C

[22] 申请日 2005.1.14

[21] 申请号 200510002173.8

[30] 优先权

[32] 2004. 7. 1 [33] JP [31] 2004 - 195198

[32] 2004. 7. 1 [33] JP [31] 2004 - 195199

[32] 2004. 7. 20 [33] JP [31] 2004 - 211321

[73] 专利权人 松下电器产业株式会社

地址 日本大阪府

[72] 发明人 境寿和 金城贤治 龟井正治

平井刚树

[56] 参考文献

JP 8 - 61811 A 1996. 3. 8

JP 11 - 304302 A 1999. 11. 5

JP 8 - 178474 A 1996. 7. 12

CN 1092854 A 1994. 9. 28

CN 1178314 A 1998. 4. 8

JP 8 - 178475 A 1996. 7. 12

审查员 刘淑静

[74] 专利代理机构 北京银龙知识产权代理有限公司

代理人 熊志诚

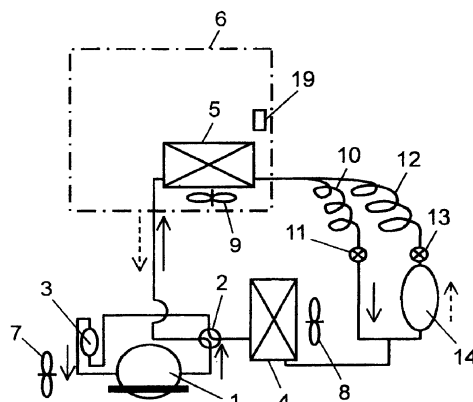
权利要求书 3 页 说明书 22 页 附图 10 页

[54] 发明名称

冷却加热系统，使用该系统的冷藏加热库及自动售货机

[57] 摘要

本发明涉及利用被压缩机压缩的制冷剂冷凝时产生的潜热进行冷却及加热的冷却系统，以及使用该系统的冷藏加热库、对罐装饮料等商品加热或冷却后出售的自动售货机。本发明用并联的多根管道将膨胀机构与室外热交换器连接在一起。并且，在冷却容纳室的情况下，使制冷剂流经通路内设置有干燥器的管道。在加热容纳室的情况下，使制冷剂流经通路内设置有干燥器的管道以外的管道。或者，在共用压缩机的情况下，利用三通阀在通路内设有干燥器、冷却容纳室内的冷却系统和在通路内未设有干燥器、加热容纳室内的加热系统之间进行切换使用。



1. 一种冷却加热系统，包括：

第一热交换器；

第二热交换器；

膨胀机构；

压缩机；

将上述压缩机、上述膨胀机构、上述第一热交换器及上述第二热交换器连接成环状的管道；

用于选择上述管道形成的流路为哪一种的切换阀；上述管道形成的流路的一种是从上述压缩机依次经过上述第二热交换器、上述膨胀机构及上述第一热交换器后返回上述压缩机形成的循环；或者另一种是从上述压缩机依次经过上述第一热交换器、上述膨胀机构及上述第二热交换器后返回上述压缩机形成的循环；

并列连接在上述膨胀机构与上述第二热交换器之间的第一、第二并联管道；

设置在上述第一并联管道中的干燥器；

分别设置在上述第一、第二并联管道上的第一、第二阀；以如下方式被控制：在上述第一热交换器以冷却方式工作的情况下，使制冷剂流过上述第一并联管道；在上述第一热交换器以加热方式工作的情况下，使制冷剂流过上述第二并联管道；以及

至少控制上述切换阀，切换上述第一热交换器的运转状态的控制单元；

其特征是，还包括冷却系统，该冷却系统具有：

冷却与上述第一热交换器不同的场所的蒸发器，

冷凝器，

第二压缩机，

第二膨胀机构，

以及将上述第二压缩机、上述第二膨胀机构、上述蒸发器及上述冷凝器连接成环状的管道；

上述第二热交换器与上述冷凝器做成一体。

2. 根据权利要求1记载的冷却加热系统,其特征是,上述第一阀和上述第二阀是二通阀,上述控制单元控制上述第一阀和上述第二阀。

3. 根据权利要求1记载的冷却加热系统,其特征是,上述控制单元按照下述方式控制上述第一阀、上述第二阀:在上述第一热交换器以加热方式工作中上述压缩机停止的情况下,使制冷剂流过上述第一并联管道;在上述第一热交换器以加热方式工作中上述压缩机运转的情况下,使制冷剂流过上述第二并联管道。

4. 根据权利要求1记载的冷却加热系统,其特征是,上述干燥器配置在上述第一热交换器进行冷却、加热的区域之外,且位于上述第一、第二并联管道的分支点的下方。

5. 根据权利要求1记载的冷却加热系统,其特征是,上述膨胀机构配置在上述干燥器的上方。

6. 根据权利要求1记载的冷却加热系统,其特征是,上述第一、第二阀是多个止回阀。

7. 根据权利要求1记载的冷却加热系统,其特征是,上述膨胀机构是与上述第一并联管道及上述第二并联管道双方连接的毛细管。

8. 根据权利要求1记载的冷却加热系统,其特征是,上述膨胀机构包括:配置在与上述第一并联管道相同的通路上的第一毛细管,及配置在与上述第二并联管道相同的通路上的第二毛细管;

上述控制单元通过上述第一、第二阀的控制,进行上述第一、第二毛细管的切换。

9. 根据权利要求1记载的冷却加热系统,其特征是,在上述冷却加热系统中循环的制冷剂包括R600a,上述压缩机是高温用往复式压缩机。

10. 根据权利要求1记载的冷却加热系统,其特征是,上述压缩机是能力可变的,上述控制单元在第一热交换器以加热方式工作的情况下,使室内温度稳定的同时,降低上述压缩机的能力,实质上连续地运转。

11. 根据权利要求1记载的冷却加热系统,其特征是,还包括用于冷却上述压缩机的风扇,上述控制单元在上述第一热交换器以冷却方式工作的情况

下，在上述压缩机运转中使上述风扇工作，并且，在上述第一热交换器以加热方式工作的情况下，在上述压缩机为给定温度以下时，使上述风扇停止。

12. 根据权利要求1记载的冷却加热系统，其特征是，上述冷凝器的制冷剂管道和上述第二热交换器的制冷剂管道构成具有2个通路的翘片管的阶式热交换器。

13. 根据权利要求12记载的冷却加热系统，其特征是，上述第一热交换器加热时的 上述第二热交换器的出口管道与上述冷却系统的入口管道接近。

14. 根据权利要求1记载的冷却加热系统，其特征是，还包括对上述第二热交换器和上述冷凝器送风的风扇；

上述控制单元在使上述冷却系统的冷却与上述第一热交换器的加热同时工作时，使上述风扇的风量降低。

15. 根据权利要求1记载的冷却加热系统，其特征是，还包括用于加热上述第一热交换器的辅助加热器，并且在上述第一热交换器加热时的 上述第二热交换器的入口管道处还具有结露传感器；

上述控制单元在上述结露传感器在一定时间检测到结露时，停止上述压缩机，切换到由上述辅助加热器进行加热。

16. 一种冷藏加热库，其特征是，包括：

权利要求1记载的冷却加热系统；

内部设有上述第一热交换器的第一容纳室，及

内部设有上述蒸发器的第二容纳室。

17. 一种自动售货机，其特征是，包括：

权利要求16记载的冷藏加热库；

收取相对储藏在上述容纳室中的物品为等价款的收款部；及

根据来自上述收款部的指示，将储藏在上述容纳室中的物品搬出到上述容纳室外的搬出部。

冷却加热系统，使用该系统的冷藏加热库及自动售货机

技术领域

本发明涉及利用被压缩机压缩的制冷剂冷凝时产生的潜热进行冷却及加热的冷却系统，以及使用该系统的冷藏加热库、对罐装饮料等商品加热或冷却后出售的自动售货机。

背景技术

近年来，对商品陈列柜等的冷藏、热藏机器的耗电量的削减要求越来越高。为此，为了削减用加热器加热时的耗电量，人们提出了以与冷暖空调装置同样的方式将冷却系统切换到热泵用于加热的技术。但是，在商品陈列柜等这样的冷藏或冷冻条件下，特别是当蒸发温度低时，制冷剂中的水分结冰，有可能堵塞管道通路。因此，有必要使合成沸石等构成的干燥剂与系统内的液体制冷剂接触，吸附并除去制冷剂中的水分。使干燥剂与液体制冷剂接触的理由是：当要使干燥剂与制冷剂有效地接触时，如果干燥剂与流速快的气体制冷剂接触的情况下，由于经制粒的合成沸石粒子因振动接触而粉碎，所以要防止这样的粒子粉碎之故。另外，在使用地球温室效应低的自然制冷剂、即碳氢化合物制冷剂的情况下，由于水分饱和量少，因而，这一点更为重要。

以往，人们还提出了这样的结构方案：在连接室内热交换器与室外热交换器的管道通路内，设置有干燥器，同时，在冷却与加热下分别使用膨胀机构，使液体制冷剂始终与干燥剂接触。这样的结构公开在例如，日本特开平11—304303号公报中。下面，参照附图，说明以往的冷却加热系统。

图13是以往的冷却加热系统的制冷剂回路图。以往的冷热切换系统基本由压缩机81、四通阀82、蓄能器83、室外热交换器（以下称交换器）84、及室内热交换器（以下称交换器）85构成。在冷却室内的情况下，用四通阀82设定流路，使从压缩机81排出的制冷剂由交换器84供给交换器85。在这种情况下，制冷剂再次经过四通阀82，从蓄能器83向压缩机81回流。对室内加热的情况下，用四通阀82切换流路，使从压缩机81排出的制冷剂由交

换热器 85 供给换热器 84，再次经过四通阀 82，从蓄能器 83 向压缩机 81 回流。

一般来说，换热器85设置在容纳灌装饮料等冷却加热对象物的隔热空间（未图示，以下称容纳室）内。另一方面，压缩机81、四通阀82、蓄能器83、换热器84配置在容纳室的外面。另外，压缩机81、换热器84、85分别由独立送风风扇（未图示）根据需要送风，以促进空冷及热交换。

在连接换热器84与换热器85的管道上，连接有加热用毛细管（以下称毛细管）86、冷却用止回阀（以下称阀）87、冷却用毛细管（以下称毛细管）88、加热用止回阀（以下称阀）89及干燥器90。毛细管86与阀87、以及毛细管88与阀89分别并联连接。另外，在毛细管86与毛细管88夹持的位置连接有干燥器90。

下面，说明以上结构的以往的冷热切换系统的动作。在冷却容纳室内的情况下，从压缩机81排出的制冷剂由四通阀82切换流路供给换热器84，进行冷凝液化。从换热器84排出的液体制冷剂经过阀87供给干燥器90。然后，从干燥器90排出的液体制冷剂，通过毛细管88减压，供给换热器85，进行蒸发汽化，气体制冷剂再次经过四通阀82，从蓄能器83向压缩机81回流。

在加热容纳室内的情况下，从压缩机81排出的制冷剂由四通阀82切换流路，供给换热器85，进行冷凝液化。从换热器85排出的液体制冷剂经过阀89供给干燥器90。然后，从干燥器90排出的液体制冷剂由毛细管86减压供给换热器84，进行蒸发汽化，气体制冷剂再次经过四通阀82，从蓄能器83向压缩机81回流。

于是，在毛细管86与毛细管88夹持的位置连接有干燥器90，通过与各毛细管分别并联连接的阀87、89，将液体制冷剂供给干燥器90。采用这种结构，不论是冷却时还是加热时，都能有效地使制冷剂与干燥器90接触，同时，通过流速快的气体制冷剂，可防止经制粒的合成沸石粒子因振动接触而导致粉碎的事情发生。

但是，在上述以往的结构中，在将灌装饮料等商品加热到50~100℃的情况下，干燥器90与高温液体制冷剂接触。由此，降低合成沸石的水分吸附容量，结果，导致在系统内循环的水分量增大。因此，促使了压缩机81内部的绝缘材料等的劣化而降低了压缩机81的耐久性，同时，增大了因毛细管86

中的水分结冰引起的管道通路堵塞的危险性。特别是，当将干燥器90配置在容纳室内或换热器85的附近时，由于接近换热器85的冷凝温度的、更高温度的液体制冷剂流入干燥器90中，会产生更严重的问题。

另外，当将干燥器90配置在容纳室外或换热器84的附近并且在加热时将过分冷却的液体制冷剂供给干燥器90时，增大了从换热器85到干燥器90的距离。从而，增大了连接管道内的液体制冷剂的滞留量，结果，增大了加热时的必须的制冷剂量。特别是，在使用地球温室效应低的自然制冷剂、即碳氢化合物制冷剂的情况下，增大了泄漏时燃烧的危险性。

发明内容

本发明的冷却加热系统，膨胀机构与室外热交换器由并联的多根管道连接。并且，在冷却容纳室内的情况下，使制冷剂在通路内设置有干燥器的管道中流动。在加热容纳室内的情况下，使制冷剂在通路内设置有干燥器的管道以外的管道中流动。或者，本发明的冷却加热系统，使冷却系统和加热系统共用压缩机，并且使用三通阀来切换该冷却系统和加热系统，冷却系统在通路内设置有干燥器，对容纳室内进行冷却，加热系统在通路内不设置干燥器，对容纳室内进行加热。根据上述任一种方案，都能防止干燥器变为高温，特别是在将灌装饮料等商品加热到50~100℃的高温的情况下，可抑制吸附的水分的放出，防止系统内水分浓度的增大。

附图说明

图1是表示本发明实施例1的冷却加热系统的制冷剂回路图。

图2是图1所示冷却加热系统的控制方框图。

图3是本发明实施例1的另一冷却加热系统的制冷剂回路图。

图4是本发明实施例1的再一冷却加热系统的制冷剂回路图。

图5是本发明实施例1的又一冷却加热系统的制冷剂回路图。

图6是表示图5所示冷却加热系统的运转范围图。

图7是本发明实施例2的冷却加热系统的制冷剂回路图。

图8是图7所示冷却加热系统的控制方框图。

图9是本发明实施例3的冷却加热系统的制冷剂回路图。

图10是图9所示冷却加热系统的控制方框图。

图11是图9所示冷却加热系统的室外热交换器的立体图。

图12是装载有本发明实施例的冷藏加热库的自动售货机的示意图。

图13是以往的冷却加热系统的制冷剂回路图。

具体实施方式

下面，参照附图说明本发明的实施例。另外，在各实施例中，对于与先前实施例相同的结构成分，标有同样的符号而省略其详细说明。

实施例1

图1是本发明实施例1的冷却加热系统的制冷剂回路图。本实施例的冷却加热系统，其基本上由压缩机1、四通阀（以下称阀）2、蓄能器3、室外热交换器（以下称交换器）4、室内热交换器（以下称交换器）5及将这些连接成环状的管道。冷藏加热库由这样的冷却加热系统及内部配设有交换器5的容纳室6构成。换句话说，容纳室6是按交换器5进行冷却或加热进行划分的。对容纳室6的内部进行冷却时，从压缩机1排出的制冷剂由阀2切换流路，从交换器4供给交换器5。然后，再次经过阀2，从蓄能器3向压缩机1回流。对容纳室6的内部进行加热时，从压缩机1排出的制冷剂由阀2切换流路，从交换器5供给交换器4。然后，再次经过阀2，从蓄能器3向压缩机1回流。换句话说，阀2是用于选择管道流路的切换阀。阀2采用旋转式阀与步进马达的组合或电磁阀等构成。

在这里，交换器5设置在容纳有灌装饮料等的冷却加热对象物的容纳室6内，同时，压缩机1、阀2、蓄能器3、交换器4配置在容纳室6的外面。另外，压缩机1、交换器4、交换器5分别通过独立的风扇7、8、9根据需要送风，促进空冷及热交换。

另外，交换器4与交换器5由两根并联的管道连接。在一根管道中，串联连接有加热用毛细管（以下称毛细管）10和加热用二通阀（以下称阀）11。在另一根管道中，串联连接有冷却用毛细管（以下称毛细管）12和冷却用二通阀（以下称阀）13及干燥器14。

换句话说，作为膨胀机构的毛细管10、12与交换器4之间通过两根并联的管道连接。阀11、13也是由旋转式阀与步进马达的组合或电磁阀等构成。干燥器14大致垂直地设置使其与阀13的连接口朝向上方，与交换器4的连

接口朝向下方。

并且，不论是阀11、13还是干燥器14，都设置在交换器4附近，特别是，将加热时变成低温的毛细管10与交换器4的距离设计为最短。另外，将毛细管10、12与交换器5的距离也设计为最短。

图2是图1所示冷却加热系统的控制方框图。指示单元15接受决定交换器5执行冷却运转还是执行加热运转的来自用户的输入。指示单元15由开关等构成。控制单元16基于来自指示单元15的输入，切换阀2、11、13，另外，检测压缩机1的动作状态。检测单元19配置在容纳室6内，用于检测交换器5的调整温度。

下面，说明有关上述构成的本结构的冷热切换系统的动作。在冷却容纳室6的内部的情况下，控制单元16打开阀13，关闭阀11，驱动压缩机1。从压缩机1排出的制冷剂由阀2切换流路供给交换器4，进行冷凝液化。从交换器4排出的液体制冷剂供给干燥器14。该液体制冷剂的温度为与交换器4的冷凝温度大致相同的30~40℃。这时，制冷剂滞留在干燥器14内部，同时，液体制冷剂与设置在干燥器14内部的合成沸石(未图示)接触，除去液体制冷剂的水分。

然后，从干燥器14排出的液体制冷剂，经过阀13由毛细管12减压后供给交换器5，进行蒸发汽化，气体制冷剂再次经过阀2，从蓄能器3向压缩机1回流。在这里，交换器5的蒸发温度根据容纳室6的设定温度而产生大的变化。一般来说，在冷却灌装饮料等的情况下，设定温度为5~10℃，交换器5的蒸发温度为-15~-5℃。

另外，在加热容纳室6的内部的情况下，控制单元16关闭阀13，打开阀11，驱动压缩机1。从压缩机1排出的制冷剂由阀2切换流路供给交换器5，进行冷凝液化。该液体制冷剂的温度根据容纳室6的设定温度而产生大的变化。一般来说，在加热灌装饮料等的情况下，设定温度为50~60℃，交换器5的冷凝温度为70~80℃。如果干燥器14暴露在该温度下，设置在内部的合成沸石(未图示)的水分吸附容量就会降低一半左右，就有可能将已吸附的水分放出来。

从交换器5排出的液体制冷剂，立即由毛细管10减压后，经过阀11供给交换器4，进行蒸发汽化，气体制冷剂再次经过阀2，从蓄能器3向压缩机

1 回流。这时，液体制冷剂几乎不会停留在干燥器 14 的内部，而是充满与交换器 4 的蒸发温度基本相同温度的饱和气体制冷剂。交换器 4 的蒸发温度为 5~15℃。

然后，在加热中，当容纳室6的温度上升到设定值时，检测单元19对此作出检测，控制单元16使压缩机1停止的同时，进行切换，打开阀13，关闭阀11。这时，液体制冷剂一边从温度、压力高的交换器5缓缓地经过毛细管12与阀13，慢慢地冷却到室外部空气温度左右，一边向干燥器14与交换器4流动，系统内的压力逐渐达到平衡。接着，当液体制冷剂通过干燥器14的内部时，设置在干燥器14内部的合成沸石（未图示）与液体制冷剂接触，除去液体制冷剂中的水分。

于是，将毛细管10、12构成的膨胀机构与交换器4用并联的管道连接在一起。而且，控制单元16控制阀2、11、13，冷却容纳室6内的情况下，制冷剂流过在通路内设有干燥器14的一根管道。另一方面，加热容纳室6内的情况下，制冷剂流过除在通路内设有干燥器14的管道之外的另一管道。控制单元16于是切换交换器5的运转状态。采用这样的结构，特别是在蒸发温度低的冷却时，由于制冷剂始终流经干燥器14，所以，可以避免因水分结冰导致的水分阻塞的危险性。另外，加热时，由于制冷剂不流经干燥器14，因此，可防止干燥器14的高温化，抑制吸附的水分的放出，从而可防止系统内水分浓度的增大。

另外，在加热容纳室6内的过程中，控制单元16使压缩机1停止的情况下，控制单元16控制阀11、13，使制冷剂流过在通路内设有干燥器14的管道。这样一来，在加热中压缩机1停止、系统内的压力达到平衡的时候，滞留在交换器5中的液体制冷剂经过干燥器14逐渐流动到交换器4中，可除去制冷剂中的水分。另外，干燥器14最好配置在容纳室6之外且位于并联管道分支点的下方。采用这样的结构，在加热容纳室6内的过程中并使压缩机1停止的情况下，在系统内的压力达到平衡时，不需要切换并联管道的流路。换句话说，滞留在交换器5中的液体制冷剂一边被分配到干燥器14与交换器4中，一边缓缓地流动以除去制冷剂中的水分。

另一方面，在加热容纳室6内的过程中，控制单元16使压缩机1开始运转的情况下，控制单元16控制阀11、13，使制冷剂流过除在通路内设有干

燥器 14 的管道之外的另一管道，制冷剂不流经干燥器 14。这样一来，可以防止干燥器 14 高温化，抑制吸附的水分的放出，从而可防止系统内水分浓度的增大。

另外，由于将换热器5与毛细管10的连接管道设计为最短，因此，可抑制加热时所需要的制冷剂量。另外，由于只有在冷却时使液体制冷剂会滞留在干燥器14中，因而可缓和因冷却时与加热时的蒸发温度的不同所产生的压缩机1内的制冷剂的滞留量之差。

下面，用图3的冷却加热系统的制冷剂回路图，说明本实施例的不同结构。图3的结构与图1的结构的不同点在于：使用加热用止回阀（以下称阀）17替代阀11，以及使用冷却用止回阀18代替阀13。阀17设置成以从毛细管10流到换热器4的方向为正方向，而在从换热器4向毛细管10的反方向上不能流动。另外，阀18设置成以从干燥器14流到毛细管12的方向为正方向，而在从毛细管12向干燥器14的反方向上不能流动。另外，在这种情况下，控制单元16不需要控制阀17、18。除此之外的结构与图1相同。

采用这种结构，在冷却时、加热时，制冷剂与上述同样地流动。并且，在加热中，当容纳室6的温度上升到设定值时，检测单元19对此作出检测，控制单元16使压缩机1停止。这时，液体制冷剂一边从温度、压力高的换热器5缓缓经过毛细管10与阀17，慢慢地冷却到室外部空气温度左右，一边向干燥器14与换热器4进行分配，系统内的压力逐渐达到平衡。并且，当液体制冷剂滞留干燥器14的内部时，设置在干燥器14内部的合成沸石（未图示）与液体制冷剂接触，可除去液体制冷剂中的水分。

于是，使用止回阀 17、18，将毛细管 10、12 构成的膨胀机构与换热器 4 用并联的管道连接在一起。而且，在冷却容纳室 6 内的情况下，控制单元 16 切换阀 2，制冷剂流过在通路内设有干燥器 14 的一根管道。另一方面，在加热容纳室 6 内的情况下，控制单元 16 使制冷剂流经除此而外在通路内设有干燥器 14 的管道之外的另一管道。采用这样的结构，特别是在蒸发温度低的冷却时，由于制冷剂始终流经干燥器 14，所以，可以避免因水分结冰引起的水分阻塞的危险性。另外，加热时，由于制冷剂不流经干燥器 14，因此，可防止干燥器 14 的高温化，抑制吸附的水分的放出，从而可防止系统内水分浓度

的增大。由于使用止回阀切换并联管道的流路，可实现廉价的机构。

另外，在本实施例中，虽然使用了由毛细管10与毛细管12组成的膨胀机构，但是，共用图4所示的作为单一膨胀机构的毛细管10A或电动膨胀阀进行冷却、加热，也能得到同样的效果。在这种情况下，不需要设置调整冷却时和加热时的最佳节流量的机构或者切换冷却用毛细管和加热用毛细管的机构。因此，能低廉地实现最佳节流量的调整。另外，与图1的结构相同，也可以使用阀11、13代替阀17、18，由控制单元16控制。另外，使作为膨胀机构的毛细管10、12或者毛细管10A和换热器5及阀2的连接管道一及阀2及压缩机1的连接管道进行热交换，能更好地提高冷却时的冷却效果。

此外，在加热中压缩机1停止的情况下，为了使制冷剂易于滞留在干燥器14中，最好将换热器4设置在干燥器14的上方位置。若这样，在冷却中压缩机1运转的情况下，液体制冷剂滞留在干燥器14中，承担着接收器的功能。因此，可以降低或消除加热时必要制冷剂量与冷却时必要的制冷剂量之差。

例如，在使用自然制冷剂的R600a作为制冷剂时，为了抑制制冷剂的封入量，一般地，使用壳内低压式压缩机与矿物油系冷冻机油。在这里，相对于对容纳室6进行冷冻或冷藏的冷却时的蒸发温度 $-30\sim-10^{\circ}\text{C}$ ，利用大气的热加热时，蒸发温度可提高为 $0\sim30^{\circ}\text{C}$ 。结果，加热时贮留在压缩机1内部的冷冻机油中的制冷剂溶解量，也能增大 $5\sim20$ 重量%。这是由于该制冷剂溶解量相对冷冻机油的重量 $200\sim400\text{g}$ 变成 $10\sim80\text{g}$ ，需要调整加热时必要制冷剂量与冷却时必要的制冷剂量之差。在本实施例中，如果将干燥器14的容量设计成符合系统运转条件或各单元的容量，并使冷却时制冷剂贮留 $10\sim80\text{g}$ ，则加热时由于制冷剂溶解于冷冻机油中，因而，能供给不足的制冷剂量。

另外，这样的加热时必要制冷剂量与冷却时必要的制冷剂量之差，会因制冷剂或冷冻机油以及压缩机1的形式不同而产生定量差。但是，与需要冷藏或冷冻的冷却时相比，加热时溶解到冷冻机油中的制冷剂的增大并没有改变。因此，如果将干燥器14的容量设计成符合系统运转条件或各单元的容量，则能得到同样的效果。

除图4的冷却加热系统的更优选的结构及图4冷却加热系统外，下面，对组合进另外的系统的冷藏加热库进行说明。另外，这些结构也可以与图1、

图3的结构组合。

图5是本发明实施例的另一冷却加热系统的制冷剂回路图。图6是表示图5所示冷却加热系统的运转范围图。

图5所示的冷藏加热库，具有由可进行冷却/加热切换的容纳室6、冷却专用的容纳室21、22组成的储藏室。对容纳室6进行冷却或加热的冷却加热系统51与图4所示的系统相同。另外，在图5中，虽然未示出控制单元16等，但是，压缩机1的运转等由图2所示的控制单元16控制。其中，压缩机1是以高沸点制冷剂R600a ($\text{CH}(\text{CH}_3)_3$) 为制冷剂的高蒸发温度用往复式压缩机。图5所示的冷却加热系统还具有冷却系统52。冷却系统52具有由低蒸发温度用一定速度的压缩机（以下称压缩机）29、室外热交换器25、蒸发器23、24、膨胀阀26、27及连接成环状这些部件的管道构成的冷却循环，并对容纳室21、22进行冷却。换句话说，冷却系统52冷却与交换器5的冷却加热场所的容纳室6不同场所的容纳室21、22。

交换器5与交换器4是进行制冷剂的冷凝或蒸发的翅片管热交换器，设计成使其冷凝能力与结霜能力相平衡。例如，交换器5在冷凝温度与吸入空气温度之差为 10°C 的条件下，具有 $150\sim 200\text{W}$ 的加热能力，同时，在蒸发温度与吸入空气温度之差为 10°C 的条件下，具有 $150\sim 200\text{W}$ 的冷却能力。

另外，毛细管10A在加热与冷却两种模式下使用，以降低通过的制冷剂压力，调整蒸发压力。在冷却容纳室6时驱动风扇7，始终冷却运转中的压缩机1，同时，在加热容纳室6时，当压缩机1达到 80°C 以上的异常高温时被驱动，将压缩机1冷却到 70°C 以下的稳定条件下。换句话说，设计有冷却压缩机1的独立的风扇7，在冷却容纳室6的情况下，在压缩机1运转中，使风扇7工作。另外，在外部空气为极端低温的情况下等，也可以在给定的低外部空气温度条件的情况下，停止风扇7。在加热容纳室6的情况下，压缩机1为给定温度以下时，停止风扇7。借此，冷却时使风扇7运转，可降低压缩机1的温度，提高压缩机效率，同时，通过加热时停止风扇7，从而可优化断续运转时冷凝压力上升到库内温度相当的压力的特性，随着压缩机1的断续运转，可减少加热损失，实现高效率。

压缩机29与室外热交换器25、蒸发器23、24、膨胀阀26、27一起构成

冷却循环，以冷却容纳室 21、22。压缩机 29 是以 R600a 为制冷剂的家庭用冰箱所使用的压缩机。在冷凝温度为 54.4°C 、蒸发温度为 -12.2°C 的冷却条件下，具有 250W 的冷冻能力。膨胀阀 26、27 降低分别通过其中的制冷剂压力的同时，还具有关闭功能。风扇 30 与冷却加热系统联动地进行驱动，对室外热交换器 25 及压缩机 8 进行冷却。

在这里，如图6所示，加热模式下的冷却加热系统运转范围的区域31和冷却模式下的运转范围的区域32，与冷凝温度及蒸发温度相关左右大致相同。换句话说，在与区域32相比冷凝温度高的加热模式下，由于冷却加热系统在冷却模式相比为高蒸发温度的区域31中运转，因此，固定阻力的毛细管10A可在加热与冷却两种模式下使用。

此外，在图6中，方向p1、p2表示压缩机1能力可变时运转状态变化的方向，方向q1、q2表示冷凝温度可变时运转状态变化的方向。也就是说，即使使用固定阻力的毛细管10A，通过改变压缩机1的能力，可在某种程度上控制蒸发温度。例如，如果改变压缩机1的能力，使加热模式中蒸发温度不会变为 5°C 以下，则可以避免作为蒸发器的交换器4中的结霜，从而减少结露。

下面，说明以上结构的冷藏加热库的动作。在冷却容纳室6的情况下，阀2切换到冷却侧，驱动压缩机1。从压缩机1排出的制冷剂经过阀2，由交换器4冷凝后，由毛细管10A减压，供给交换器5。然后，由交换器5蒸发的制冷剂向压缩机1回流。这时，当容纳室6接近给定温度时，通过使压缩机1减速，降低其能力，可使蒸发温度上升，提高冷却效率。例如，在外部空气温度为 15°C 的稳定运转条件下，由于容纳室6稳定时的热负荷为 $100\sim 200\text{W}$ 左右，因此，对压缩机1进行控制，使其在蒸发温度为 $-20\sim -15^{\circ}\text{C}$ ，冷凝温度为 $30\sim 40^{\circ}\text{C}$ 的运转条件下，以 $58\sim 72\text{rps}$ 的高速旋转下基本连续地运转。之后，当容纳室6达到给定温度时，停止压缩机1的运转。

另外，例如，在外部空气温度为 15°C 时，从电源接通时开始冷却的情况下，由于容纳室6的温度高，所以，交换器5的蒸发温度上升，增大了冷却能力。也就是说，能力的自动调整功能发挥作用。因而，从电源接通时开始冷却时，压缩机1以高转速连续地运转，成为蒸发温度为 -10°C 、冷凝温度为 50°C 的高能力运转条件。之后，随着容纳室6的温度的降低，向上述稳定

的运转条件自动地过渡。

另一方面，在加热容纳室6的情况下，将阀2切换到加热侧，驱动压缩机1。从压缩机1排出的制冷剂经过阀2，由交换器5冷凝后，由毛细管10A减压，供给交换器4。然后，由交换器4蒸发的制冷剂向压缩机1回流。

这时，例如在外部空气温度为15℃时，容纳室6稳定时的热负荷为100~200W左右。因此，对压缩机1进行控制，使其在蒸发温度为5~10℃，冷凝温度为55~65℃的运转条件下，以27~35rps的低转速连续地运转。因此，当以高转速运转时，能力会过剩，交换器5的冷凝温度超过压缩机1的界限而上升，导致耐久性降低。另外，压缩机1有必要进行断续运转，从停止状态到交换器5的温度达到给定温度之前产生无用的运转，整体上效率降低。

另外，例如，在外部空气温度为15℃时，从电源接通时开始加热的情况下，容纳室6通常有必要以400W程度左右进行加热。在这种情况下，对压缩机1进行控制，使其在蒸发温度为+0~+5℃，冷凝温度为70~75℃的运转条件下，以72rps的高转速连续地运转。在这里，重要之点在于：冷却情况下所观察到的能力的自动调整机构在加热的情况下不起作用，压缩机1的能力过剩过大时，交换器5的冷凝温度会增高，加热能力有进一步增加的倾向。另外，当容纳室6的温度降低时，冷凝温度变低，相反，由于加热能力有降低的倾向，因而，提高加热能力的控制必不可少。在本实施例中，为了抑制压缩机1表面的无用的放热，停止风扇7。进而，希望对安装于交换器5上的辅助加热器39，从电源接通时开始的起动初期通电，将冷凝温度维持在70~75℃。

因此，在本结构中，为了有效地实现容纳室6的冷却与加热，在从电源接通时开始进行冷却之际，可以将压缩机1的转速维持在比较高的转速。另一方面，在从电源接通时开始进行加热之际，随着容纳室6内的温度上升，有必要使压缩机1的转速逐渐降低到27~35rps以进行能力调整。另外，在容纳室6内的温度上升的过程中，为了不使冷凝温度超过压缩机1的界限，最好设置用于检测交换器5的冷凝温度的温度传感器，同时，当交换器5的冷凝温度超过给定值时进行降低压缩机1的转速的控制。

另外，在本实施例中，估计15℃下的冷却稳定时的容纳室6的冷却负荷为100~200W左右，加热稳定时的容纳室6的加热负荷为100~200W左右。这

是自动售货机中使用冷藏加热库情况下的一般的重要条件。但是，在另外的自动售货机中，在15~25℃的常温附近，也有冷却负荷与加热负荷基本相同，并且与加热时相比，冷却时的蒸发温度更低的情况。因此，为了抑制加热稳定时的过剩的加热能力，有必要降低压缩机1的能力这一点并没有改变。

下面，对本实施例中，从电源接通时开始加热时，以辅助加热器39和冷却加热系统两者加热容纳室6的例子进行说明。但是，从电源接通时开始加热时，只使用辅助加热器39，在容纳室6的温度稳定的时刻即使以冷却加热系统的加热能力进行保温，也可以实现保温时的加热效率的改善。

此外，在本实施例中，作为冷却加热系统的固定阻力虽使用毛细管10A，但也可以使用电动膨胀阀之类的可变阻力。在使用可变阻力的情况下，冷凝温度很难上升，电源接通时开始加热时，通过减小可变阻力，可改善冷却加热系统的电源接通时的加热能力，同时，可实现辅助加热器39的低输入化。另一方面，在冷却容纳室6时，不需要对阻力进行微调整，如果使用毛细管，通过与压缩机1的吸入管道进行热交换，就可以提高冷冻效果。

另外，在本实施例中，加热容纳室6时的换热器4的蒸发温度可在0~10℃的范围内高效率地进行任意的调整。特别是，在将带有冷藏加热库的自动售货机设置在室内、而不能排出容纳室6内的结露水的情况下，希望仅在不结露的范围内使冷却加热系统工作。另外，在雨天等高湿度条件下，希望切换到只用辅助加热器39进行加热。另外，可以在加热容纳室6的情况下的换热器4的入口管道上设置结露传感器，以检测这样的状况。

如上所述，图5所示的冷藏加热库，设有与容纳室21、22用的冷却系统52不同的用于对容纳室6进行冷却/加热的专用的冷却加热系统51。此外，冷却加热系统51具有以R600a为制冷剂的压缩机1、换热器4、5、阀2及毛细管10A。该冷却加热系统通过以零部件数目少、低廉的结构与室外大气进行热交换，从而，可维持蒸发温度为-10~10℃的高温条件，可减小压缩比。另外，通过使用以R600a为制冷剂的压缩机1，因而可广泛应用能大量生产的、以高沸点制冷剂R134a (CH₂FCF₃) 为制冷剂的低蒸发温度用往复式压缩机。并且，在蒸发温度为-10~10℃、冷凝温度为60~80℃的严酷加热条件下，能很容易地确保压缩机1的耐久性，并实现压缩机1的高效率。

作为一个例子,对于冷冻机器中所使用的各种制冷剂,将蒸发温度为 -15°C /冷凝温度为 70°C 条件下的低压压力、高压压力、压缩比、排出气体温度及体积能力与理论效率的相对值表示在表1中。另外,将蒸发温度为 5°C /冷凝温度为 70°C 条件下的低压压力、高压压力、压缩比、排出气体温度及体积能力与理论效率的相对值表示在表2中。其中,表1和表2的值是在过冷却 0°C 、吸入气体温度为 32°C ,在绝热压缩条件下的计算值。另外,表1和表2中的R407C(CH_2F_2 、 CHF_2CF_3 及 CH_2FCF_3 为23:25:52的混合物)选定液相线和气相线的平均温度为规定温度的低压压力和高压压力。

表1

种类	高沸点制冷剂		低沸点制冷剂	
制冷剂编号	R134a	R600a	R407C	R290
沸点($^{\circ}\text{C}$)	-26.1	-11.6	(-40)	-42.1
低压(kPa)	164	89	300	292
高压(kPa)	2117	1086	3300	2586
压缩比	12.9	12.2	11.0	8.9
排出气体温度($^{\circ}\text{C}$)	123	105	137	120
体积能力	52	29	88	77
理论效率	75	80	72	74

如表1所示,在蒸发温度为 -15°C /冷凝温度为 70°C 的条件下,使用高沸点制冷剂R134a或R600a时,压缩比超过12。所以,在产生过压缩的实际工作条件下,有排出气体温度异常地上升而降低压缩机耐久性的担心。另外,使用低沸点制冷剂R407C或R290($\text{CH}_3\text{CH}_2\text{CH}_3$)时,高压压力超过2.5MPa。因此,也担心轴承部的耐负荷性不足而产生异常磨耗,降低压缩机的耐久性。

表2

种类	高沸点制冷剂		低沸点制冷剂	
制冷剂编号	R134a	R600a	R407C	R290
沸点($^{\circ}\text{C}$)	-26.1	-11.6	(-40)	-42.1
低压(kPa)	243	130	603	406
高压(kPa)	2117	1086	3300	2586
压缩比	8.7	8.4	5.5	6.4
排出气体温度($^{\circ}\text{C}$)	112	95	111	109
体积能力	100	55	156	131
理论效率	100	106	95	97

另一方面,如表2所示,蒸发温度为5℃/冷凝温度为70℃条件下,使用高沸点制冷剂R134a或R600a时,压缩比小于9,在通常的可使用范围内。进而,R600a与R134a相比,由于体积能力小且效率高,所以,适用于对自动售货机的以隔热材料包围的贮藏室进行加热的加热系统的能力小且要求高效率的用途。此外,在该冷凝温度条件下,使用低沸点制冷剂R407C或R290时,高压压力增大,压缩机耐久性产生问题方面没有变化。

另外,通过使用能维持壳内蒸发压力的往复式压缩机,可优化断续运转时冷凝压力上升到相当库内温度压力的特性,能减少随着压缩机的断续运行的加热消耗,实现高效率。

在对容纳室6进行冷却/加热的情况下,最好是,在蒸发温度比较低且吸入气体密度比较小的冷却运转时进行高速运转,在蒸发温度比较高且吸入气体密度比较大的加热运转时进行低速运转。因此,在各自的运转条件下,可以得到基本相同的冷却能力和加热能力,作为冷却加热系统的压缩机,可实现不会过于不足的能力。特别是,在冷凝温度高、随着压缩机1的断续运转的加热损失增大的加热时,由于实质上的连续运转,可进一步提高效率。

在冷却容纳室21、22的情况下,驱动压缩机29。从压缩机29排出的制冷剂,由热交换器25冷凝后,由膨胀阀26、27减压,分别供给蒸发器23、24。然后,由蒸发器23、24蒸发的制冷剂,向压缩机29回流。

当容纳室21、22达到给定温度时,关闭膨胀阀26或膨胀阀27,当容纳室21、22都达到给定温度时,停止压缩机29的运转。些控制既可以由控制单元16执行,也可以另外设置控制单元。例如,在外部空气温度为15℃下,由于容纳室21、22稳定时的热负荷为100~300W左右,因此,在蒸发温度为-25~15℃,冷凝温度为30~40℃的运转条件下,压缩机29断续地运转。

如特开2002-174478号公报所公开的那样,在以往的结构中,以低沸点制冷剂R407C作为制冷剂,在冷凝温度为54.4℃、蒸发温度为-12.5℃的冷却条件下,由具有400~600W冷冻能力的压缩机冷却、加热。与此相比,在本实施例,用压缩机1进行容纳室6的冷却,用压缩机29进行容纳室21、22的冷却。因此,能分别将效率高的高沸点制冷剂R600a作为制冷剂使用,可以使用能力虽小但用于家庭用冰箱是廉价的、压缩机效率高的压缩机。因

此，在冷却时，也能进一步提高效率。

从电源接通时开始冷却容纳室21、22的情况下，与冷却容纳室6时同样，由于能力的自动调整功能发挥作用，所以，没有必要对膨胀阀26或膨胀阀27进行细致的调整。另外，在只对容纳室21、22的单方进行冷却的状态下，由于可关闭一个膨胀阀，降低循环量，所以，可进行能力的调整使蒸发温度下降到 -20°C 以下，。

实施例2

图7是本发明实施例2的冷却加热系统的制冷剂回路图。本实施例的冷藏加热库，具有容纳室6、压缩机1、蒸发器5B与冷凝器5A、蒸发器4A与冷凝器4B、三通切换阀（以下称阀）2A、二通阀（以下称阀）11、13及干燥器14。压缩机1、冷凝器4B、干燥器14、阀13、毛细管12及蒸发器5B通过阀2A依上述的顺序由第1管道连接成环状。另外，压缩机1、冷凝器5A、毛细管10、阀11以及蒸发器4A，通过阀2A依上述的顺序由第2管道连接成环状。蒸发器5B与冷凝器5A设置在容纳室6内，蒸发器4A与冷凝器4B设置在容纳室6之外。阀2A、11、13切换冷却时和加热时的制冷剂流路。阀2A是用于选择第1管道1和第2管道中的任何一个的切换阀。

冷凝器5A、蒸发器5B的任何一个都是翅片管热交换器。在不用考虑结霜、高冷凝能力优先的前提下，将冷凝器5A设计成管连接从而使翅片间隔及管间隔比较窄，同时，使制冷剂与空气的流动为对向流动。结果，在冷凝温度与吸入空气温度之差为 10°C 时，具有 $200\sim 300\text{W}$ 的加热能力。另一方面，蒸发器4A与蒸发器5B同样地进行设计，但考虑在低外部空气温度下的结霜。

这里的压缩机1是：将以R134a为制冷剂的家庭用冰箱中所使用的低蒸发温度用往复式压缩机的制冷剂与冷冻机油进行更换，而将制冷剂R600a与矿物油系冷冻机油封入其中。这种低蒸发温度用往复式压缩机，由DC变压器驱动，换算成标准条件下的冷凝温度为 54.4°C 、蒸发温度为 -23.3°C 的冷冻能力，其能力可在 $100\sim 250\text{W}$ 范围内改变。同样地，封入了制冷剂R600a与矿物油系冷冻机油的压缩机1，在冷凝温度为 54.4°C 、蒸发温度为 -12.2°C 的冷却条件下，具有 $70\sim 180\text{W}$ 的冷冻能力。另外，在冷凝温度为 70°C 、

蒸发温度为 5°C 的加热条件下,具有 $150\sim 400\text{W}$ 的加热能力。

图8是图7所示冷却加热系统的控制方框图。这种结构由于仅仅用阀2A置换实施例1中用图2说明的结构中的阀2,因此,其详细说明省略。

下面,说明以上结构的冷藏加热库的动作。在冷却容纳室6的情况下,控制单元16将阀2A切换到冷却侧,驱动压缩机1。从压缩机1排出的制冷剂经过阀2A,由冷凝器4B冷凝后,由毛细管12减压,供给蒸发器5B。然后,由蒸发器5B蒸发的制冷剂,向压缩机1回流。这时,将向冷凝器4B供给的冷凝液化的液体制冷剂供给干燥器14。

当容纳室6接近给定温度时,检测单元19对此进行检测,控制单元16通过使压缩机1减速,降低其能力,由此,可使蒸发温度上升,提高冷却效率。例如,在外部空气温度为 15°C 下,容纳室6稳定时的热负荷为 $100\sim 200\text{W}$ 左右。因此,对压缩机1进行控制,使其在蒸发温度为 $-20\sim -15^{\circ}\text{C}$,冷凝温度为 $30\sim 40^{\circ}\text{C}$ 的运转条件下,以 $58\sim 72\text{rps}$ 的高转速基本连续地运转。然后,当容纳室6达到给定温度时,控制单元16停止压缩机1的运转。

另外,例如,在外部空气温度为 15°C 下,从电源接通时开始加热的情况下,由于容纳室6的温度高,所以,蒸发器5B的蒸发温度上升,冷却能力增大。也就是说,能力的自动调整功能发挥作用。因而,不需要对压缩机1的能力进行细致的控制,就能使该能力与稳定时相符合并固定。

另一方面,在加热容纳室6的情况下,控制单元16将阀2切换到加热侧,驱动压缩机1。从压缩机1排出的制冷剂经过阀2A,由冷凝器5A冷凝后,由毛细管10减压,供给蒸发器4A。然后,由蒸发器4A蒸发的制冷剂,向压缩机1回流。这时,干燥器14的内部几乎没有液体制冷剂滞留,而是充满与蒸发器4A的蒸发温度大致相同的饱和气体制冷剂。于是,在本结构中,也能获得与实施例1同样的效果。

例如,在外部空气温度为 15°C 下,容纳室6稳定时的热负荷为 $100\sim 200\text{W}$ 左右。因此,对压缩机1进行控制,使其在蒸发温度为 $5\sim 10^{\circ}\text{C}$,冷凝温度为 $55\sim 65^{\circ}\text{C}$ 的运转条件下,以 $27\sim 35\text{rps}$ 的低转速连续地运转。由此,当以高转速运转时,能力会过剩,冷凝器5A的冷凝温度超过压缩机1的界限而上升,导致耐久性降低。另外,因能力过剩,有必要使压缩机1进行断续运转,在冷

凝器5A的温度从停止状态达到给定温度之前就形成无用的运转，导致整体效率降低。

另外，例如，在外部空气温度为15℃下，从电源接通时开始加热的情况下，通常必须以400W程度对容纳室6进行加热。在这种情况下，对压缩机1进行控制，使其在蒸发温度为+0~+5℃，冷凝温度为70~75℃的运转条件下，以72rps的高转速连续地运转。在这里，重要之点在于：冷却情况下所观察到的能力的自动调整机构在加热情况下不起作用，另外，当容纳室6内的温度降低时冷凝温度变低，相反，由于加热能力有降低的倾向，因而，进行提高加热能力的控制是必不可少的。例如，最好加大阀11的开度，使压缩机1以高转速连续地运转，同时，为了抑制压缩机1表面的无用的放热，使风扇7停止。

因此，在本实施例的结构中，为了更有效地实现对容纳室6的冷却与加热，在从电源接通时开始进行冷却之际，可以将压缩机1的转速维持在比较高的转速下。另一方面，在从电源接通时开始进行加热之际，随着容纳室6内的温度上升，压缩机1的转速逐渐降低到27~35rps，有必要进行能力调整。另外，在容纳室6内的温度上升的过程中，为了使冷凝温度不超过压缩机1的界限，最好设置用于检测凝器5A的冷凝温度的温度传感器，同时，当凝器5A的冷凝温度超过给定值时进行控制，以使压缩机1的转速下降。

此外，如果与实施例1同样地另外设置容纳室21、22及其冷却系统，也可以实现冷却系统的小能力化，结果，可使用能提高理论效率的高沸点制冷剂R600a。

此外，与实施例1同样，也可以设置辅助加热器39。而且，虽使用毛细管10、12作为冷却加热系统的固定阻力，但是，也可以使用电动膨胀阀之类的可变阻力并兼用阀11、13。或者，对于阀11、13来说，与图3的结构同样，也可以使用止回阀。

如上所述，本实施例也能获得与实施例1同样的效果。

实施例3

图9是本发明实施例3的冷却加热系统的制冷剂回路图。图11是该实施例的室外热交换器的立体图。

本实施例的冷却加热系统包括冷却加热系统51与冷却系统52。冷却加热系统51的基本结构与实施例1的图3的结构相同。另外，冷却系统52的基本结构与图5所示的冷却系统相同。压缩机1设置在未图示的隔热盖内，由风扇7冷却的同时，还分别在室内热交换器（以下称交换器）5、蒸发器23、蒸发器24、室外热交换器（以下称交换器）61上，独立地设置有风扇8、41、42、62。

本实施例的结构与图5所示的结构的不同点在于交换器61。交换器61由2个通路的翘片管热交换器构成。一个通路于冷却加热系统51连接，容纳室6在加热时用作蒸发器，在冷却时用作冷凝器。另一个通路于冷却系统52连接，用作冷凝器。

与冷却加热系统51连接的制冷剂管道最好设置在冷却系统52的制冷剂管道的下游侧。进而，冷却系统52的制冷剂，如图11的虚线箭头所示，从配置在3列中央下段的入口管道53流入，朝向上段流动后，经过上游侧的列从上段流向下段，从配置在上游侧下段的出口管道54流出。另一方面，冷却加热系统52加热时的制冷剂，如实线箭头所示，从配置在下游侧上段的入口管道55流入，朝向下段流动，从配置在下游侧下段的出口管道56流出。另外，冷却时，制冷剂在反方向流动。优选如上所述的结构。进而，优选将出口管道56与入口管道53邻近地配置。另外，在入口管道55上安装有结露传感器57。

图10是图9所示的冷却加热系统的控制方框图。控制单元16根据来自输入单元15、检测单元19、及结露传感器57的输入，或者压缩机1、29的工作状态，控制膨胀阀26、27、风扇26、四通切换阀（以下称阀）2、压缩机1、29、辅助加热器39等的运转。

下面，说明如上结构的冷却加热系统的动作和作用。

首先，在冷却容纳室6的情况下，如图9的虚线箭头所示，从压缩机1排出的制冷剂利用阀2切换流路，供给交换器61后冷凝液化。从交换器61排出的制冷剂供给干燥器14。该制冷剂的温度为与交换器61大致相同的30~40℃。这时，液体制冷剂滞留在干燥器14内部，同时，除去液体制冷剂中的水分。

然后，从干燥器14排出的制冷剂经过止回阀18，由冷却用毛细管12减压后，供给交换器5后蒸发汽化。气体制冷剂再次经过阀2，向压缩机1回流。交换器5的蒸发温度根据容纳室6的设定温度有大的变化。一般地，在

冷却灌装饮料等的情况下，设定温度为 $5\sim 10^{\circ}\text{C}$ ，交换器5的蒸发温度为 $-15\sim -5^{\circ}\text{C}$ 。

另外，最好设置成使冷却用毛细管12与交换器5的冷却时的出口管道接触，借助于热交换，得到大的过冷却以提高冷却能力。

此外，在加热容纳室6的情况下，如图9的实线箭头所示，从压缩机1排出的制冷剂利用阀2切换流路，供给交换器5后冷凝液化。该制冷剂的温度根据容纳室6的设定温度有大的变化。一般地，在加热灌装饮料的情况下，设定温度为 $50\sim 60^{\circ}\text{C}$ ，交换器5的冷凝温度为 $60\sim 80^{\circ}\text{C}$ 。

此外，从压缩机1向交换器5的加热用制冷剂管道最好用隔热材料覆盖，通过防止从加热用制冷剂管道放热，能提高加热能力和加热效率。

从交换器5排出的制冷剂，立即经过加热用毛细管10减压后，经过止回阀17供给交换器61后蒸发汽化，气体制冷剂再次经过阀2，向压缩机1回流。一般地，外部空气温度低时，有必要降低交换器61的蒸发温度，特别是，外部空气温度为 5°C 以下时，蒸发温度必须在 0°C 以下，会在交换器61上结霜。另外，当外部空气温度高湿度大的情况下，交换器61的管表面温度或翅片温度下降到露点温度时，则产生结露。

然而，本实施例的交换器61，当冷却系统52工作时，与冷却系统52连接的通路发挥冷凝器的作用，通路周边的翅片温度增高。因此，在冷却加热系统51与冷却系统52同时工作的情况下，通过翅片可进行阶式热交换。另外，可将被冷凝器加热变暖的大气吸入蒸发器中，能以 $0\sim 10^{\circ}\text{C}$ 的高温蒸发温度使冷却加热系统51工作。这样，即使在冷凝温度为 $60\sim 80^{\circ}\text{C}$ 的严酷加热条件下也能降低压缩比，提高压缩机1的效率。另外，通过降低冷却系统52中的冷凝温度也能实现压缩机8效率的提高。

进而，通过使冷却加热系统51的蒸发温度为 0°C 以上，也能防止交换器61结霜。另外，即使在外部空气温度高湿度大的情况下，交换器61的翅片温度也很难使露点温度下降，可有效地抑制结露的发生。

另外，在交换器61中，如果采用使出口管道56与入口管道53接近的结构，则能增大冷却加热系统51的过热度，从而可提高加热能力与加热效率。

此外，本实施例中，将冷却加热系统51的制冷剂管道设置在冷却系统

52 的制冷剂管道的下游。在使用 3 列热交换器的情况下,可以采用以冷却系统 52 的制冷剂管道夹持着冷却加热系统 51 的制冷剂管道的结构。

并且,如果将结露传感器57安装在冷却加热系统51的加热时的入口管道31上,当一定时间检测到结露时,可停止冷却加热系统51,切换到利用加热器39加热。这样,不用停止加热功能,就能防止结露水漏到冷藏加热库之外。另外,本实施例中,将入口管道55配置在上部,由此,即使在发生结露的情况下,结露水在到达换热器61下面之前就能蒸发掉。

另外,在冷却系统52的冷却和冷却加热系统51的加热同时工作的情况下,与分别独立地工作的情况相比,增加了换热器61的热交换能力。由此,各自的冷却能力、加热能力急剧地增加,因此,引起频繁地起动停止的同时,降低了同时运转率。因此,最好通过降低风扇62的风量进行调整,从而使换热器61与空气的热交换器量降低,而不会急剧增加冷却系统52和冷却加热系统51的能力。这样,在增加冷却系统52和冷却加热系统51的同时运转率的同时,也降低了随着起动停止的冷却损失、加热损失,进而降低了风扇62的耗电量。此外,还可以测定换热器61的温度,根据需要停止风扇38。

如上所述,本实施例中,设置有与冷却容纳室21、22用的冷却系统52不同的、对容纳室6进行冷却加热的专用冷却加热系统51。并且,作为冷却加热系统51具有实施例1或2的系统。因此,可以将加热时的蒸发温度设定得较高,同时,利用冷却系统52的废热,将冷却加热系统51加热时的蒸发温度维持在0~10℃的高温条件下,则能降低压缩比。这样,可实现压缩机1效率的提高,可提高冷却加热系统51的加热效率。因此,与电加热器等的加热效率为1左右的加热器相比,可以很容易地实现2倍左右的加热效率。如果将这种冷藏加热库应用于自动售货机中,则能大幅度地削减消耗电量。

本实施例的阶式热交换器 61, 由具有连接到冷却系统 52 上的制冷剂管道和连接到冷却加热系统 51 上的制冷剂管道的、2 通路的翘片管热交换器构成。而且,通过使冷却加热系统 51 的加热时的出口管道 56 与冷却系统 52 的入口管道 54 接近,可增大冷却加热系统 51 的过热度。因此,提高了加热能力和加热效率。

另外,当将结露传感器 57 安装在换热器 61 的冷却加热系统 51 的加热时

的入口管道 55 上,在一定时间检测到结露时,则停止冷却加热系统 51,切换到利用辅助加热器 39 加热。这样,不用停止对商品的加热,能防止因结露而漏水。

另外,本实施例中,在冷却系统52的冷却和冷却加热系统51的加热同时工作时,使风扇62的风量降低。这样,能防止急剧增加冷却系统52和冷却加热系统51的能力,同时降低风扇62的耗电量。

再者,由于能使冷却加热系统51与冷却系统52独立地工作,因而,即使冷却系统52和冷却加热系统51中的一个停止的情况下,另外一个依旧照常继续运转。另外,由于换热器61与室外大气进行热交换,所以,不必将蒸发温度设定在 -10°C 以下。

图9中,虽将图3所示的冷却加热系统用作冷却加热系统51,但是,也可以采用图1、图4所示的冷却加热系统。

如上所述,本实施例的冷却加热系统,将冷却系统52的废热利用于冷却加热系统51的加热,能提高加热效率。该系统也能适于杯式自动售货机等的加热及冷却时要求节省能源的用途,这种杯式自动售货机对热饮料与冷饮进行切换及保存的商品陈列或供给少量的开水

图12是装载有图9所示的冷藏加热库的自动售货机的示意图。并且,图12中,没有示出冷却加热系统51和冷却系统52。自动售货机,也可以装载图1、图3、图4、图5及图7所示的任何一个冷藏加热库,以替代图9所示的冷藏加热库。在自动售货机的前面,设置有助于收取对储藏在容纳室6(或者容纳室21、22)内的物品73、例如灌装果汁等价款的收款部71。收款部71所收取的等价款既可以是现金,也可以是信用卡或移动电话等的无线机的信号。收款部71收取等价款后,控制搬取单元72,将物品73从容纳室6中搬出。然后,将物品73通过通路74供给到自动售货机之外。收款部71、搬取单元72由于可采用公知的技术,所以省略其详细说明。另外,也可以设置与收款部71不同的其他控制单元75来控制它们的动作。

如上所述,本发明的冷却加热系统,对于设置在膨胀机构与室外热交换器之间的干燥器的制冷剂回路进行开闭。因此,特别是在将灌装饮料等商品加热到 $50\sim 100^{\circ}\text{C}$ 的高温的情况下,能抑制系统内的水分量的上升,同时,能

将必要的制冷剂量抑制到最小。因此，可用于提高切换商品陈列橱或食品保管库、自动售货机等的冷却与加热用的冷却加热系统的可靠性的目的。

另外，使用各图说明的特有结构，即使与有关干燥器14的结构分布单独地实施，也能得到各自的效果。

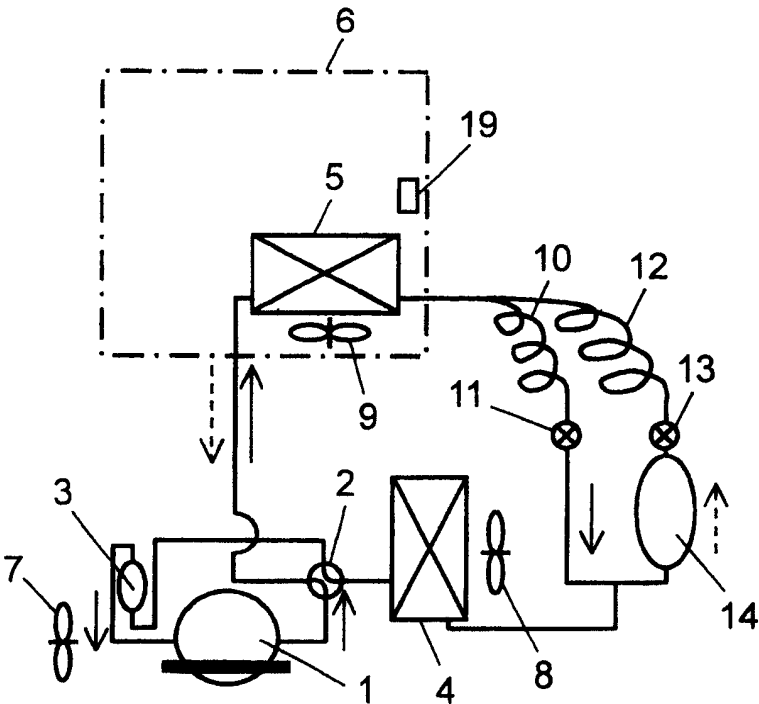


图 1

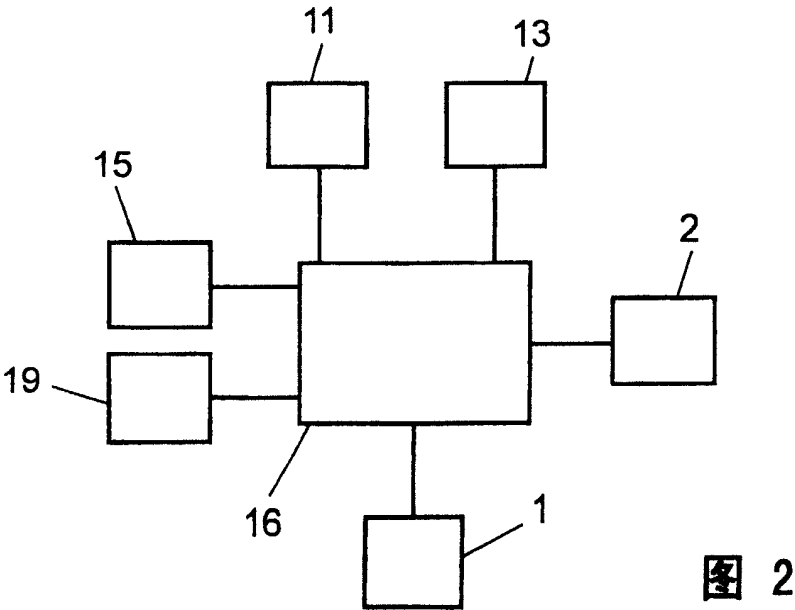


图 2

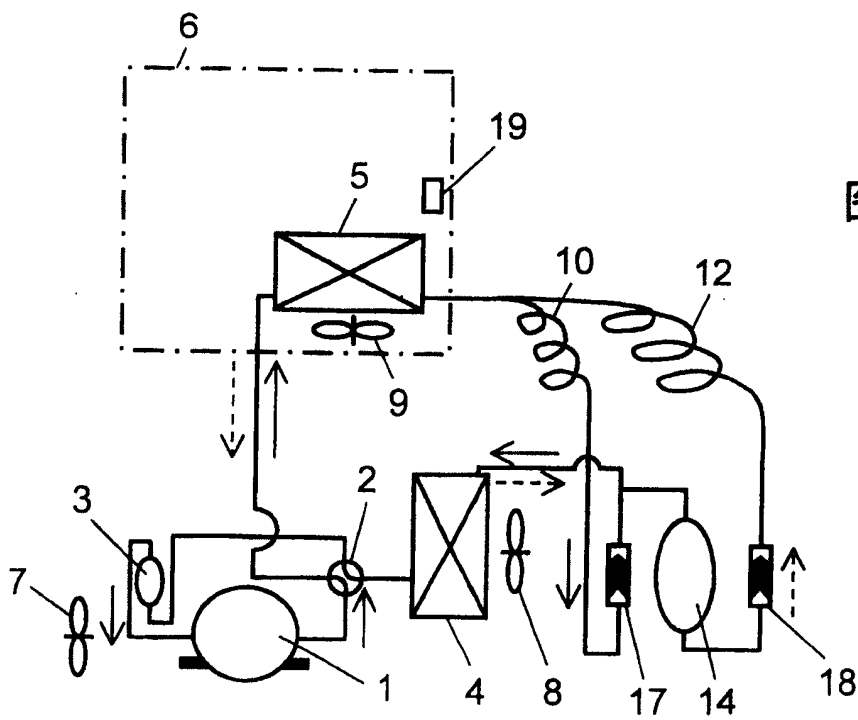


图 3

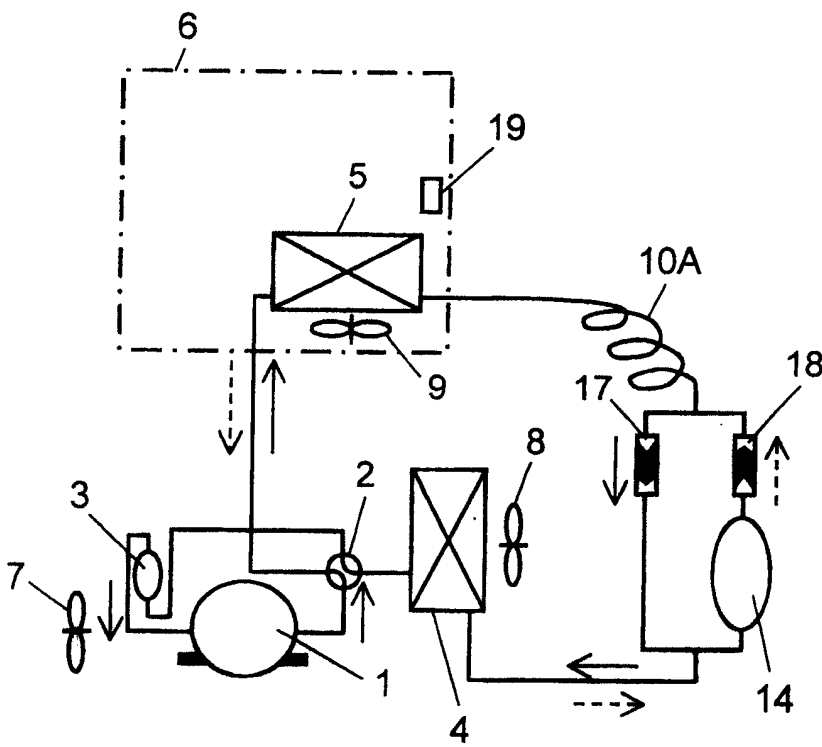


图 4

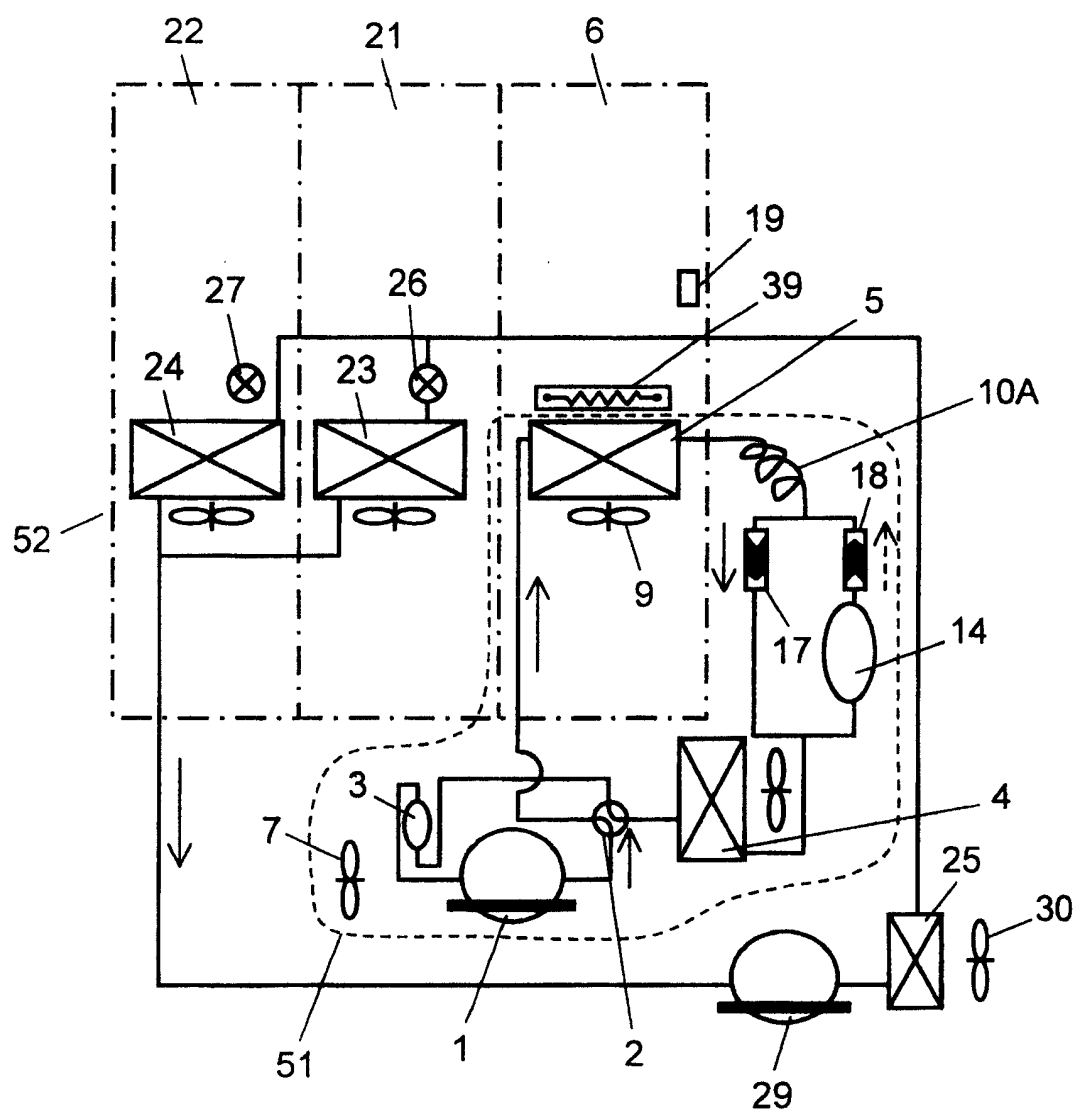


图 5

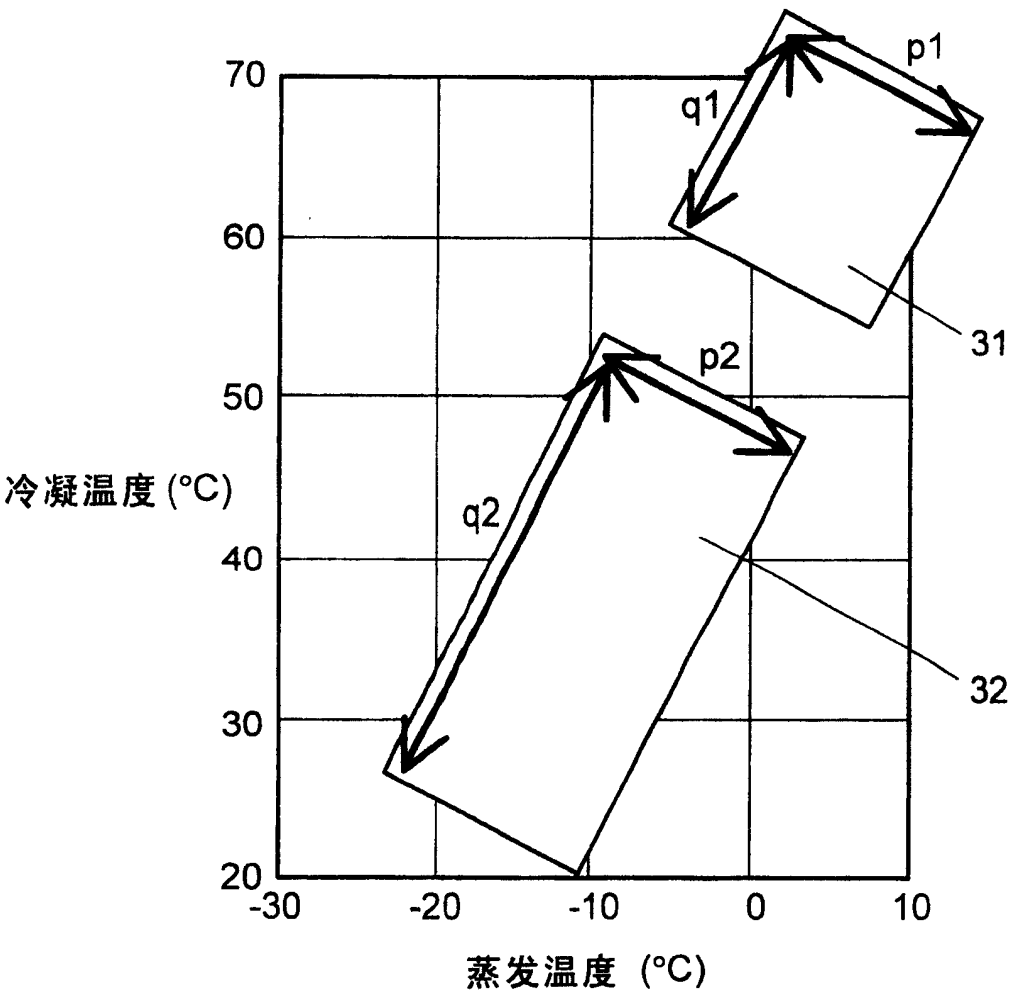


图 6

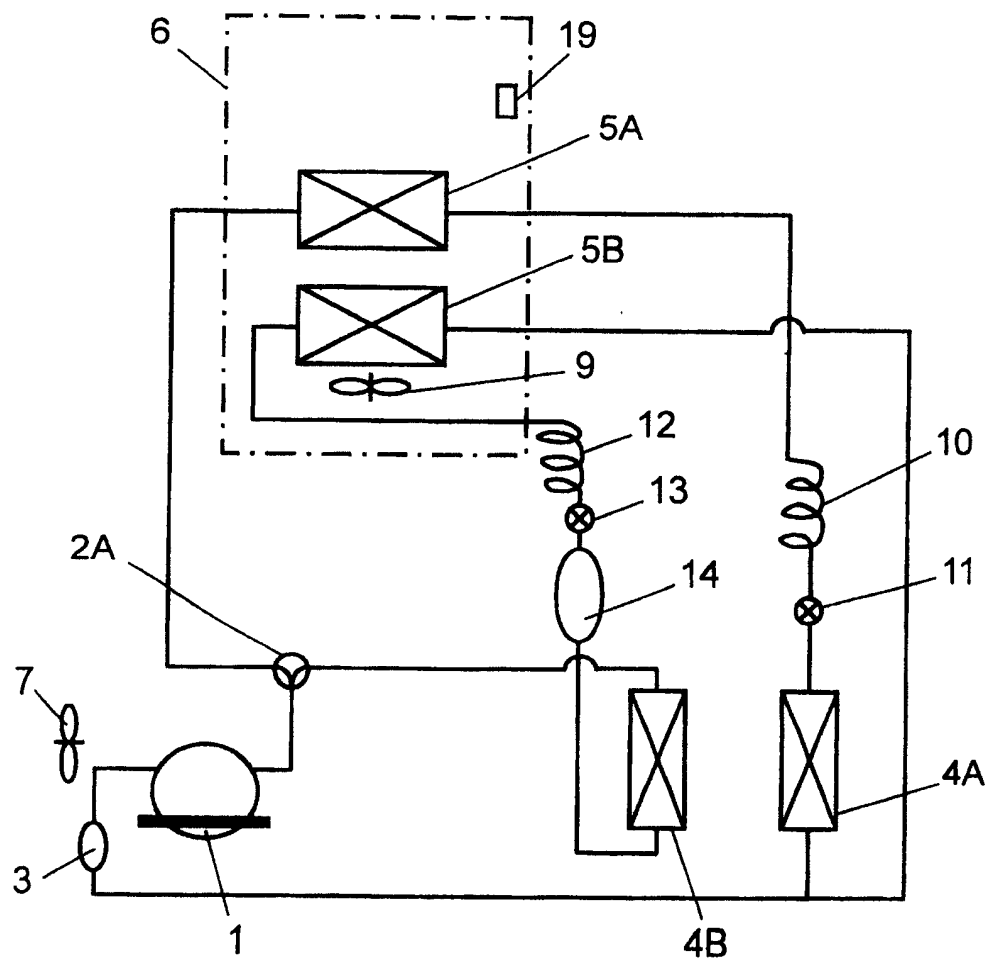


图 7

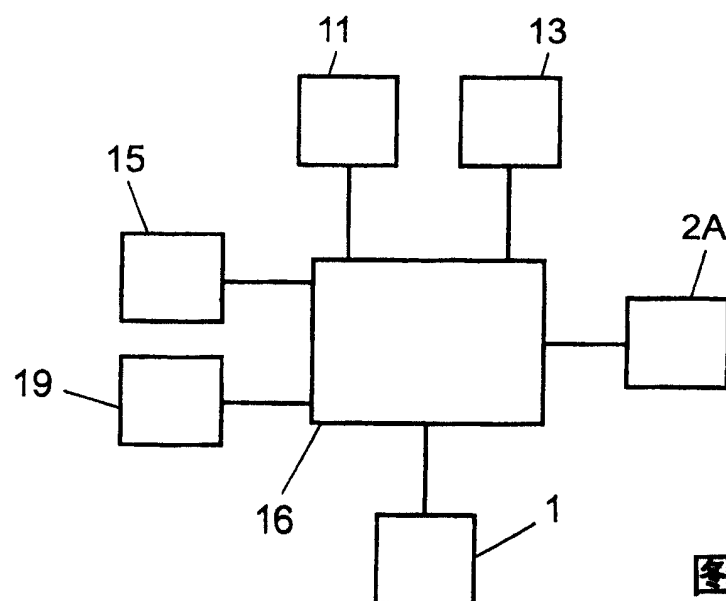


图 8

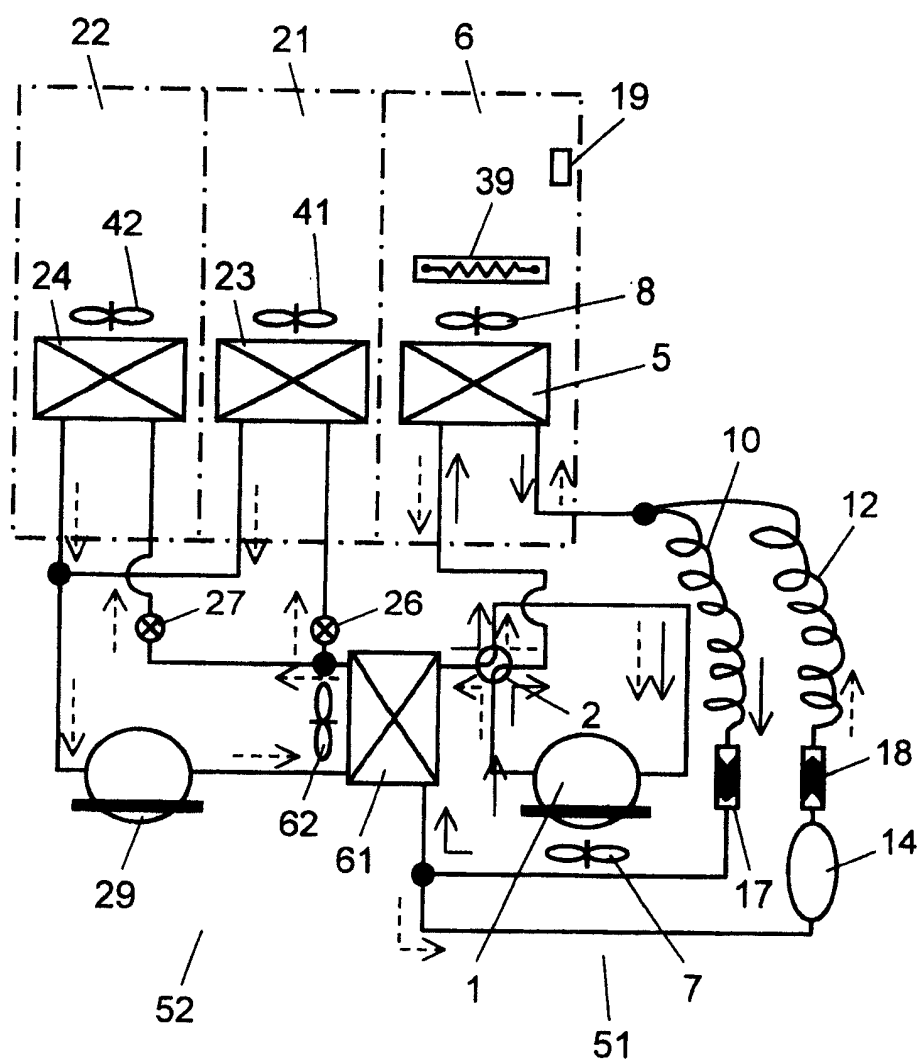


图 9

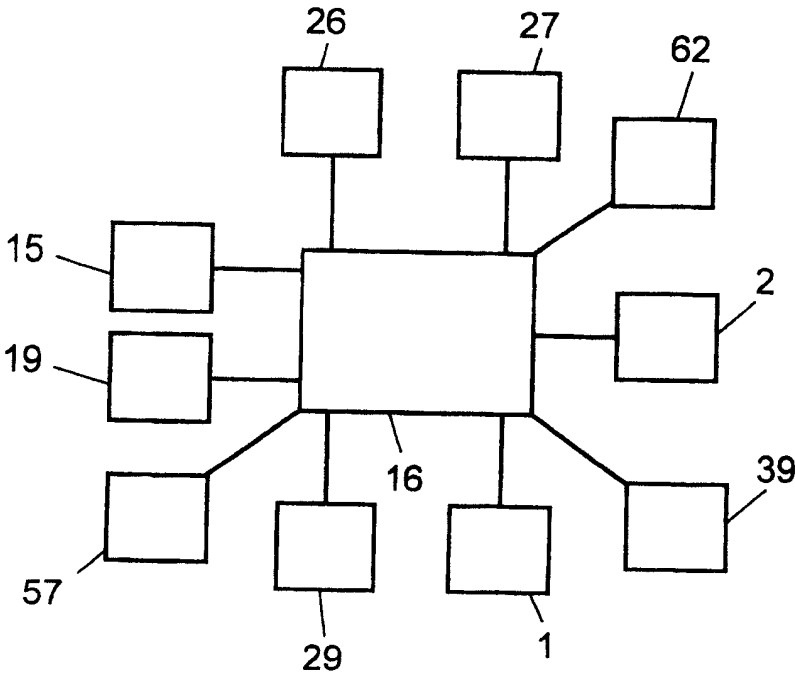


图 10

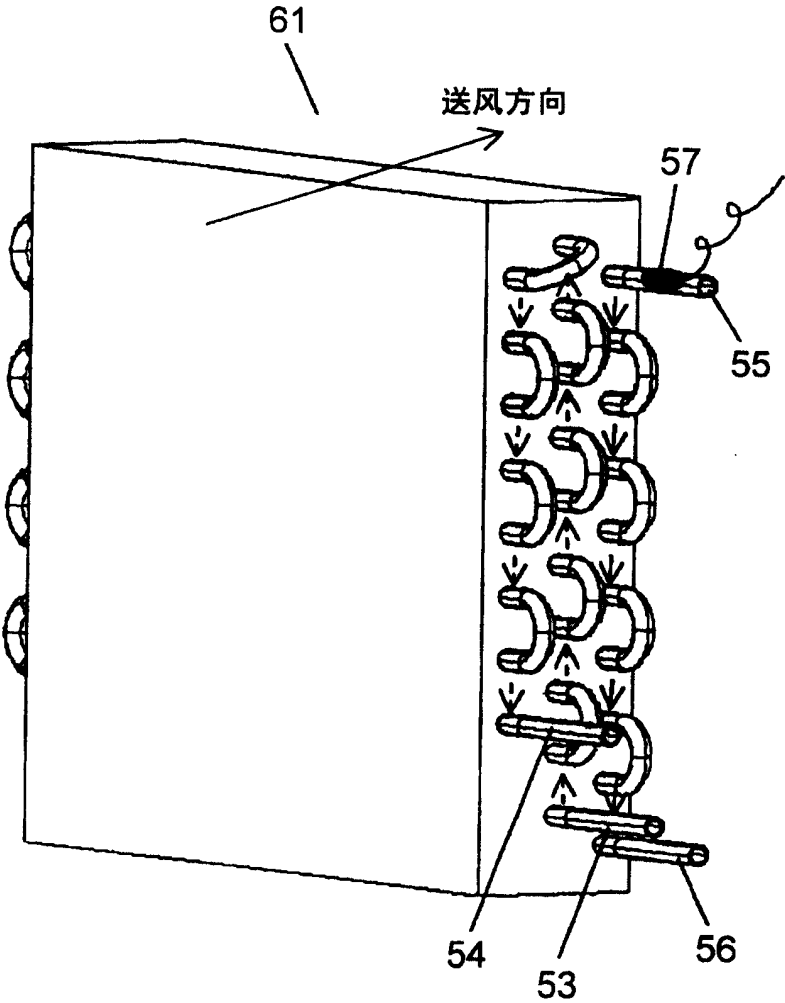


图 11

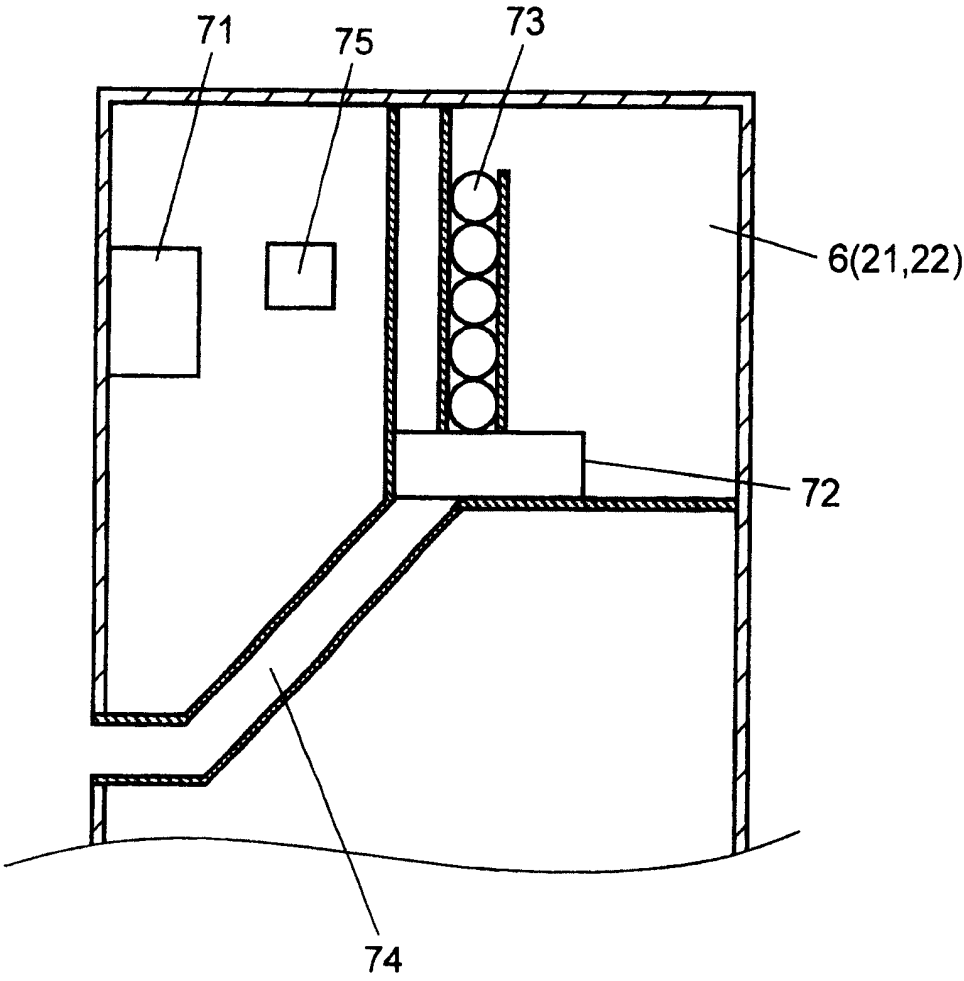


图 12

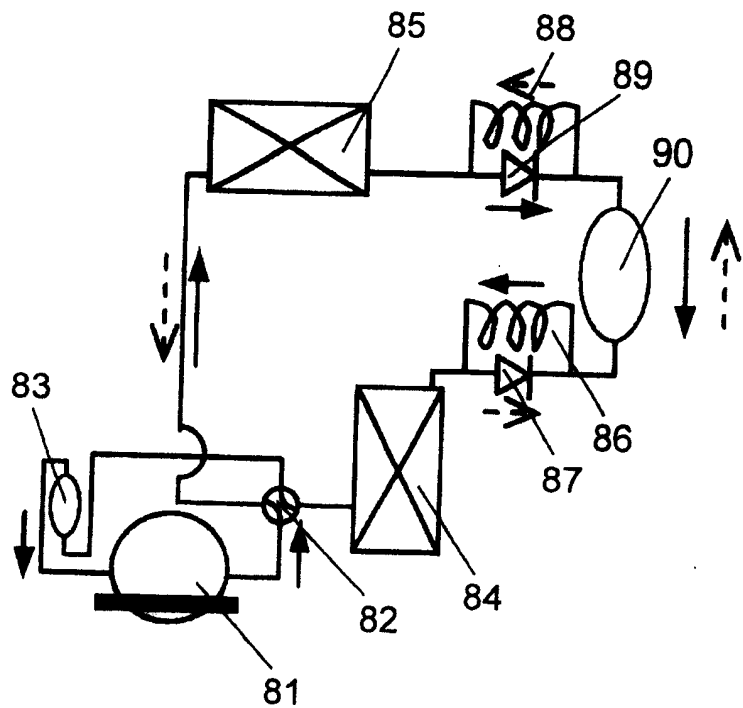


图 13