

[19] 中华人民共和国国家知识产权局

[51] Int. Cl.

F25B 9/08 (2006.01)

F25B 1/00 (2006.01)



[12] 发明专利说明书

专利号 ZL 200510007893.3

[45] 授权公告日 2006年12月20日

[11] 授权公告号 CN 1291196C

[22] 申请日 2005.2.6

[21] 申请号 200510007893.3

[30] 优先权

[32] 2004. 2. 18 [33] JP [31] 2004 - 041163

[32] 2004. 3. 16 [33] JP [31] 2004 - 074892

[32] 2004. 3. 24 [33] JP [31] 2004 - 087066

[32] 2004.10. 1 [33] JP [31] 2004 - 290120

[73] 专利权人 株式会社电装

地址 日本国爱知县

[72] 发明人 押谷洋 山中康司 武内裕嗣

草野胜也 池上真 相川泰一

审查员 张利红

[74] 专利代理机构 中科专利商标代理有限责任公
司

代理人 王新华

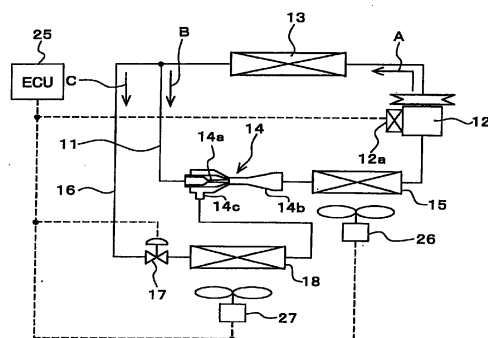
权利要求书9页 说明书29页 附图15页

[54] 发明名称

具有多蒸发器的喷射循环

[57] 摘要

第一蒸发器(15)蒸发从喷射器(14)输出的制冷剂。第一蒸发器(15)的制冷剂出口与压缩机(12)的吸入口相连,压缩机与散热器(13)相连。第一分支通路(16)在位于散热器(13)和喷射器(14)之间的相应分支点分支制冷剂流,并将分支的制冷剂流导向到喷射器(14)的吸入口(14c)。第一流量控制装置(17)在散热器(13)的下游布置在散热器(13)与喷射器(14)之间的第一分支通路(16)中,以便使从散热器输出的制冷剂降压。第二蒸发器(18)布置在第一分支通路(16)中。



- 1、一种喷射循环，包括：
- 5 抽吸和压缩制冷剂的压缩机（12，101）；
散热器（13，102），所述散热器散发从压缩机（12，101）排出的
压缩的高压制冷剂的热量；
喷射器（14，103），所述喷射器包括：
喷嘴部分（14a，131），所述喷嘴部分使散热器（13，102）下
10 游侧的制冷剂降压并膨胀该制冷剂；
气相制冷剂吸入口（14c，103b），气相制冷剂通过从喷嘴部分
（14a，131）排出的高速制冷剂的流动作用被从所述气相制冷剂吸入口
（14c，103b）抽吸；及
增压部分（14b，132，133），所述增压部分（14b，132，133）
15 将高速制冷剂和气相制冷剂的混合流的速度能转变为压力能；
第一蒸发器（15，104），所述第一蒸发器（15，104）蒸发从喷射
器（14，103）输出的制冷剂，以便获得制冷能力，其中第一蒸发器（15，
104）的制冷出口与压缩机（12，101）的吸入口相连；
第一分支通路（16，R2），所述第一分支通路（16，R2）在位于散
20 热器（13，102）和喷射器（14，103）之间的相应分支点分支制冷剂流，
其中第一分支通路（16，R2）将分支的制冷剂流引导到喷射器（14，103）
的气相制冷剂吸入口（14c，103b）；
第一节流机构（17，S1），所述第一节流机构（17，S1）使散热器
（13，102）下游侧的制冷剂降压；和
25 第二蒸发器（18，106），所述第二蒸发器（18，106）布置在第一
分支通路（16，R2）中，其中第二蒸发器（18，106）蒸发制冷剂，以
便获得制冷能力。
- 2、根据权利要求1所述的喷射循环，其中：
第一节流机构（17）布置在第一分支通路（16）中；和
30 第二蒸发器在第一节流机构（17）的下游侧布置在第一分支通路

(16) 中。

3、根据权利要求 2 所述的喷射循环，还包括：

第一打开和关闭装置（19），所述第一打开和关闭装置（19）打开和关闭以便分别引导或断开制冷剂到喷射器（14）的流动；和

5 第二打开和关闭装置（20），所述第二打开和关闭装置（20）打开和关闭以便分别引导或断开制冷剂到第二蒸发器（18）的流动，其中第二打开和关闭装置（20）布置在第一分支通路（16）中。

4、根据权利要求 3 所述的喷射循环，还包括：

10 控制装置（25），所述控制装置（25）用于控制压缩机（12）的制冷排出能力，用于控制第一节流机构（17）的打开程度并且用于控制第一打开和关闭装置（19）和第二打开和关闭装置（20）中每一个的打开和关闭，其中：

所述控制装置（25）有选择地执行下列之一：

15 第一蒸发器操作模式，在第一蒸发器操作模式制冷剂供给到第一蒸发器（15）同时停止制冷剂向第二蒸发器（18）的供给；

第二蒸发器操作模式，在第二蒸发器操作模式制冷剂供给到第二蒸发器（18）同时停止制冷剂向第一蒸发器（15）的供给；和

20 多蒸发器操作模式，在多蒸发器操作模式，制冷剂同时供给到第一蒸发器（15）和第二蒸发器（18），在多蒸发器操作模式，第一蒸发器（15）的制冷能力通过控制压缩机（12）的制冷剂排出能力而被控制，且在多蒸发器操作模式，第二蒸发器（18）制冷能力通过控制第一节流机构（17）的打开程度而被控制。

5、根据权利要求 4 所述的喷射循环，其中：

25 喷射器（14）为流量可变型，其中通过喷射器（14）的制冷剂的流量通过由控制装置（25）控制的喷射器的流量可变机构而被改变；及

控制装置（25）通过控制流量可变机构控制在多蒸发器操作模式中的第二蒸发器（18）的制冷能力。

6、根据权利要求 2 所述的喷射循环，还包括：

30 第二分支通路（23），所述第二分支通路（23）在位于第一节流机构（17）的上游的第一分支通路（16）的相应分支点分支制冷剂流，且

将分支的制冷剂流引导到位于第一蒸发器（15）的制冷剂出口和压缩机（12）吸入口之间的相应合并点；

第二节流机构（24），所述第二节流机构（24）布置在第二分支通路（23）中且使制冷剂降压；和

- 5 第三蒸发器（22），所述第三蒸发器（22）在第二节流机构（24）的下游侧布置在第二分支通路（23）中，其中第三蒸发器（22）蒸发制冷剂以便获得制冷能力。

7、根据权利要求3所述的喷射循环，还包括：

- 10 第二分支通路（23），所述第二分支通路（23）在位于第一节流机构（17）上游的第一分支通路（16）的相应分支点分支制冷剂流，且将分支的制冷剂流引导到位于第一蒸发器（15）的制冷剂出口和压缩机（12）吸入口之间的相应合并点；

第二节流机构（24），所述第二节流机构（24）布置在第二分支通路（23）中且使制冷剂降压；

- 15 第三蒸发器（22），所述第三蒸发器（22）在第二节流机构（24）的下游侧布置在第二分支通路（23）中，其中第三蒸发器（22）蒸发制冷剂以便获得制冷能力；和

- 20 第三打开和关闭装置（28），所述第三打开和关闭装置（28）布置在第二分支通路（23）中，其中第三打开和关闭装置（28）打开和关闭以便分别引导和断开制冷剂向第三蒸发器（22）的流动。

8、根据权利要求7所述的喷射循环，还包括：

- 25 控制装置（25），所述控制装置（25）用于控制压缩机（12）的制冷排出能力，用于控制第一和第二节流机构（17，24）的打开程度并且用于控制第一、第二和第三打开和关闭装置（19，20，28）中每一个的打开和关闭，其中：

所述控制装置（25）有选择地执行下列之一：

第一蒸发器操作模式，在第一蒸发器操作模式制冷剂供给到第一蒸发器（15）同时停止制冷剂向第二和第三蒸发器（18，22）的供给；

- 30 第二蒸发器操作模式，在第二蒸发器操作模式制冷剂供给到第二蒸发器（18）同时停止制冷剂向第一和第三蒸发器（15，22）的供给；

第三蒸发器操作模式，在第三蒸发器操作模式制冷剂供给到第三蒸发器（22）同时停止制冷剂向第一和第二蒸发器（15，18）的供给；

多蒸发器操作模式，在多蒸发器操作模式，制冷剂同时供给到从第一、第二和第三蒸发器（15，18，22）中选择的两个或三个蒸发器。

5 9、根据权利要求8所述的喷射循环，其中所述多蒸发器操作模式是从下列至少一种模式中选择：

第一和第二蒸发器操作模式，在第一和第二蒸发器操作模式，制冷剂同时供给到第一和第二蒸发器（15，18）同时停止制冷剂向第三蒸发器（22）的供给，且在第一和第二蒸发器操作模式，第一蒸发器（15）
10 的制冷能力通过控制压缩机（12）的制冷剂排出能力而被控制，且在第一和第二蒸发器操作模式，第二蒸发器（18）制冷能力通过控制第一节流机构（17）的打开程度而被控制；

第一和第三蒸发器操作模式，在第一和第三蒸发器操作模式，制冷剂同时供给到第一和第三蒸发器（15，22）同时停止制冷剂向第二蒸发器（18）的供给，且在第一和第三蒸发器操作模式，第一蒸发器（15）
15 的制冷能力通过控制压缩机（12）的制冷剂排出能力而被控制，且在第一和第三蒸发器操作模式，第三蒸发器（22）制冷能力通过控制第二节流机构（24）的打开程度而被控制；

第二和第三蒸发器操作模式，在第二和第三蒸发器操作模式，制冷剂同时供给到第二和第三蒸发器（18，22）同时停止制冷剂向第一蒸发器（15）的供给，且在第二和第三蒸发器操作模式，第二蒸发器（18）
20 制冷能力通过控制压缩机（12）的制冷剂排出能力和第一节流机构（17）的打开程度而被控制，且在第二和第三蒸发器操作模式，第三蒸发器（22）制冷能力通过控制压缩机（12）的制冷剂排出能力和第二节流机构（24）的打开程度而被控制；

第一到第三蒸发器操作模式，在第一到第三蒸发器操作模式，制冷剂同时供给到第一至第三蒸发器（15，18，22），且在第一到第三蒸发器操作模式，第一蒸发器（15）的制冷能力通过控制压缩机（12）的制冷剂排出能力而被控制，且在第一到第三蒸发器操作模式，第二蒸发器
30 （18）制冷能力通过控制第一节流机构（17）的打开程度而被控制，且

在第一到第三蒸发器操作模式，第三蒸发器（22）制冷能力通过控制第二节流机构（24）的打开程度而被控制。

10、根据权利要求 9 所述的喷射循环，其中：

5 喷射器（14）为流量可变型，其中通过喷射器（14）的制冷剂的流量通过由控制装置（25）控制的喷射器的流量可变机构而被改变；及

控制装置（25）通过控制流量可变机构控制在第一和第二蒸发器操作模式和第一到第三蒸发器操作模式其中之一中的第二蒸发器（18）的制冷能力。

11、根据权利要求 2 所述的喷射循环，还包括：

10 第三分支通路（21），所述第三分支通路（21）在位于喷射器（14）与第一蒸发器（15）之间的相应分支点分支制冷剂流，且将分支的制冷剂流引导到位于第一蒸发器（15）的制冷剂出口和压缩机（12）吸入口之间的相应合并点；和

15 第四蒸发器（30），所述第四蒸发器（30）布置在第三分支通路（21）中并蒸发制冷剂以便获得制冷能力。

12、根据权利要求 1 所述的喷射循环，其中第二蒸发器（18）的制冷剂蒸发压力低于第一蒸发器（15）的制冷剂蒸发压力。

13、根据权利要求 6 所述的喷射循环，其中：第二蒸发器（18）的制冷剂蒸发压力低于第一蒸发器（15）的制冷剂蒸发压力；

20 第三蒸发器（22）的制冷剂蒸发压力与第一蒸发器（15）的制冷剂蒸发压力相同。

14、根据权利要求 1 所述的喷射循环，其中：

压缩机（12）是可变排量压缩机（12）；及

25 可变排量压缩机（12）的制冷剂排放能力通过改变可变排量压缩机（12）的排量而被改变。

15、根据权利要求 1 所述的喷射循环，其中：

压缩机（12）是固定排量压缩机（12）；及

固定排量压缩机（12）的制冷剂排放能力通过控制开启操作时间段和关闭操作时间段的比率而被调节。

30 16、根据权利要求 1 所述的喷射循环，其中制冷剂是含氯氟烃制冷

剂、碳氢化合物制冷剂 and 二氧化碳制冷剂中的一种。

17、根据权利要求 1 所述的喷射循环，其中：

节流机构（105）是盒型恒温膨胀阀（105），且包括：

5 第一制冷通路（111），所述第一制冷通路（111）布置在散热器（102）的制冷剂出口和喷射器（103）的喷嘴部分（131）的制冷剂入口（103a）之间，其中第一制冷通路（111）的制冷剂出口与喷射器（103）的喷嘴部分（131）的制冷剂入口（103a）直接相接；

第二制冷通路（112），所述第二制冷通路（112）布置在第一蒸发器（104）的制冷剂出口和压缩机（101）的吸入口之间；和

10 第一节流部分（S1），所述第一节流部分（S1）布置在第一制冷通路（111）中并使制冷剂降压；

第一节流部分（S1）根据通过第二制冷通路（112）的制冷剂的过热调节第一制冷通路（111）中的制冷剂的流量；和

喷射器（103）的喷嘴部分（131）形成第二节流部分（S2）。

15 18、根据权利要求 17 所述的喷射循环，其中在第一节流部分（S1）和第二节流部分（S2）之间设置预定空间。

19、根据权利要求 17 所述的喷射循环，其中盒型恒温膨胀阀（105）的中心轴垂直于喷射器（103）的中心轴。

20 20、根据权利要求 17 所述的喷射循环，其中盒型恒温膨胀阀（105）的中心轴平行于喷射器（103）的中心轴。

21、根据权利要求 17 所述的喷射循环，其中

第一节流部分（S1）包括阀元件（110）；

盒型恒温膨胀阀（105）还包括：

25 阀主体（D），第一和第二制冷剂流动通路（111，112）形成在阀主体（D）中；

元件组件（E），所述元件组件（E）可拆地安装在阀主体（D）内且包括：

容纳部分（114）；

被保持在容纳部分（114）内的振动膜（113）；和

30 盖部分（115），所述盖部分（115）盖住容纳部分（114）

- 以便将振动膜（113）夹持在容纳部分（114）和盖部分（115）之间且以便在振动膜（113）和盖部分（115）之间形成振动膜腔（117），其中饱和气体被密封在振动膜腔（117）内，且振动膜（113），容纳部分（114），和盖部分（115）由第一材料制成；和
- 5 热传导部分（120），所述热传导部分（120）由第二材料制成，所述第二材料的热传导率比第一材料的热传导率高，其中热传导部分（120）将在第二制冷通路（112）内流动的制冷剂的温度变化传导给振动膜（113），且热传导部分（120）将振动膜（113）的位移传导给阀元件（110）；和
- 10 通过第一制冷通路（111）流动的制冷剂的流量根据阀元件（110）的位移量被调整。
22. 根据权利要求1所述的喷射循环，其特征在于第一蒸发器（15，104）和第二蒸发器（18，106）整体作为一个单个单元组装。
- 23、一种喷射循环，包括：
- 15 抽吸和压缩制冷剂的压缩机（12）；
散热器（13），所述散热器散发从压缩机（12）排出的压缩的高压制冷剂的热量；
第一节流机构（32），所述第一节流机构（32）使散热器（13）的下游侧制冷剂降压；
- 20 第一蒸发器（15），所述第一蒸发器（15）连接在第一节流机构（32）的制冷剂出口和压缩机（12）的吸入口之间，其中第一蒸发器（15）蒸发至少第一节流机构（32）输出的低压制冷剂以便获得制冷能力；
喷射器（14），所述喷射器包括：
喷嘴部分（14a），所述喷嘴部分使散热器（13）下游侧的制冷剂降压并膨胀该制冷剂；
- 25 气相制冷剂吸入口（14c），气相制冷剂通过从喷嘴部分（14a）排出的高速制冷剂的流动作用被从所述气相制冷剂吸入口（14c）抽吸；
及
增压部分（14b），所述增压部分（14b）将高速制冷剂和气相
30 制冷剂的混合流的速度能转变为压力能；

第一分支通路（16），所述第一分支通路（16）在位于散热器（13）和第一节流机构（32）之间的相应分支点分支制冷剂流，其中第一分支通路（16）将分支的制冷剂流引导到喷射器（14）的气相制冷剂吸入口（14c）；

5 第二节流机构（17），所述第二节流机构（17）布置在第一分支通路（16）中并使散热器（13）下游侧的制冷剂降压；和

第二蒸发器（18），所述第二蒸发器（18）在第二节流机构（17）的下游侧布置在第一分支通路（16）中，其中第二蒸发器（18）蒸发制冷剂，以便获得制冷能力。

10 24、根据权利要求 23 所述的喷射循环，还包括：

第二分支通路（23），所述第二分支通路（23）在位于第二节流机构（17）上游的第一分支通路（16）的相应分支点分支制冷剂流，且将分支的制冷剂流引导到位于第一蒸发器（15）的制冷剂出口和压缩机（12）吸入口之间的相应合并点；

15 第三节流机构（24），所述第三节流机构（24）布置在第二分支通路（23）中且使制冷剂降压；和

第三蒸发器（22），所述第三蒸发器（22）在第三节流机构（24）的下游侧布置在第二分支通路（23）中，其中第三蒸发器（22）蒸发制冷剂以便获得制冷能力。

20 25、根据权利要求 23 所述的喷射循环，其中喷射器（14）的制冷剂出口连接在第一节流机构（32）的制冷剂出口和第一蒸发器（15）的制冷剂入口之间。

25 26、根据权利要求 23 所述的喷射循环，其中喷射器（14）的制冷剂出口连接在第一蒸发器（15）的制冷剂出口和压缩机（12）的制冷剂入口之间。

27、根据权利要求 24 所述的喷射循环，其中喷射器（14）的制冷剂出口连接在第三节流机构（24）的制冷剂出口和第三蒸发器（22）的制冷剂入口之间。

28、根据权利要求 23 所述的喷射循环，其中：

30 喷射器（14），第一分支通路（16），第二节流机构（17），和第二

蒸发器（18）预组装成整体单元（33）；

压缩机（12），散热器（13），第一节流机构（32）和第一蒸发器（15）构成制冷剂循环通路（11）；和

整体单元（33）与制冷剂循环通路（11）相连。

5 29、根据权利要求 23 所述的喷射循环，其中第二蒸发器（18）的制冷剂蒸发压力低于第一蒸发器（15）的制冷剂蒸发压力。

30、根据权利要求 24 所述的喷射循环，其中：

第二蒸发器（18）的制冷剂蒸发压力低于第一蒸发器（15）的制冷剂蒸发压力；

10 第三蒸发器（22）的制冷剂蒸发压力与第一蒸发器（15）的制冷剂蒸发压力相同。

31、根据权利要求 23 所述的喷射循环，其中：

压缩机（12）为可变排量压缩机（12）；和

15 可变排量压缩机（12）的制冷剂排放能力通过改变可变排量压缩机（12）的排量而被改变。

32、根据权利要求 23 所述的喷射循环，其中：

压缩机（12）是固定排量压缩机（12）；及

固定排量压缩机（12）的制冷剂排放能力通过控制开启操作时间段和关闭操作时间段的比率而被调节。

20 33、根据权利要求 23 所述的喷射循环，其中制冷剂是含氯氟烃制冷剂、碳氢化合物制冷剂和二氧化碳制冷剂中的一种。

34. 根据权利要求 23 所述的喷射循环，其特征在于第一蒸发器（15）和第二蒸发器（18）被整体作为一个单个的单元组装。

具有多蒸发器的喷射循环

5

技术领域

本发明涉及包括喷射器的喷射循环，所述喷射器用作用于使流体降压的降压装置并用作用于通过排出的高速工作流体的携带作用而输送流体的动量输送泵，从而这样的喷射循环例如能够有效地用于车辆空调和
10 制冷系统的制冷循环，所述车辆空调和制冷系统通过使用多蒸发器执行车厢冷却空调操作和冷藏库的冷却操作。

背景技术

日本专利 No.1644707 公开了一种图 19 所示的蒸汽压缩制冷循环，
15 其中位于散热器 13 下游的制冷剂通路的一部分分支成两个通路 51 和 52。用于冷却车辆车厢的冷却空调器蒸发器 55 布置在通路 51 中，而用于冷却冷藏库的冷藏库蒸发器 56 布置在通路 52 中。

在日本专利 No.1644707 公开的制冷循环中，制冷剂的流动通过切换电磁阀 53 和 54 在用于车辆车厢冷却空调操作的流动通路 51 和用于冷藏库冷却操作的流动通路 52 之间切换。这样，通过使用冷却空调器蒸发器 55 而被执行的车厢冷却空调操作和通过使用冷藏库蒸发器 56 而被执行的冷藏库冷却操作被平衡。
20

进而，参考图 20，日本专利 No.3322263 公开了一种蒸汽压缩制冷循环（喷射循环），其中喷射器 14 用作制冷剂降压装置和制冷剂循环装置。在该喷射循环中，第一蒸发器 61 布置在喷射器 14 的制冷剂出口和
25 气液分离器 63 之间，而第二蒸发器 62 布置在气液分离器 63 的液体制冷剂出口和喷射器 14 的吸入口 14c 之间。

在如图 20 所示的日本专利 No.3322263 公开的喷射循环中，在从喷射器 14 的喷嘴部分 14a 排出的制冷剂膨胀时由制冷剂的高速流动引起的
30 的压降被用于通过喷射器 14 的吸入口 14c 抽吸从第二蒸发器 62 排出的

气相制冷剂。同样，在制冷剂在喷射器 14 内膨胀时产生的制冷剂的速度能在扩散部分（增压部分）被转变为压力能，以便增加从喷射器 14 排出的制冷剂的压力。由此，增压的制冷剂被供给到压缩机 12，并且由此能够降低用于驱动压缩机 12 的驱动力。因此，能够提供循环的可操作效率。

进而，两个蒸发器 61 和 62 能够被用于从共用空间吸热且由此冷却所述共用空间或能够被用于分别从不同的空间吸热且由此冷却不同的空间。

然而，在图 19 所示的日本专利 No.1644707 公开的制冷循环中，用于车厢冷却空调操作的流动通路 51 和用于冷藏库冷却操作的流动通路 52 通过使用一个定时器切换。由此，在冷藏库冷却操作期间，车厢冷却操作无法执行，因此乘客的空调感觉降低。进而，由于切换后蒸发器 55 和 56 的状态的差别，压缩机 12 的排出的制冷剂温度（即，排出的制冷剂压力）将显著改变。例如，在切换操作之后当前操作的蒸发器 55 的热负载相对大的情况下，压缩机 12 能够以最大容量操作，从而引起高压侧管路内的异常高的压力的发展，其又依次导致整个操作的停止。

在图 20 所示的日本专利 No.3322263 公开的喷射循环的情况下，压缩机 12 应仅仅接受气相制冷剂，且第二蒸发器 62 应仅仅接受液体制冷剂。由此，需要将喷射器 14 排出的制冷剂分成气相制冷剂和液体制冷剂的气液分离器 63。因此，制造成本不利地增加了。

进而，制冷剂分配给第一蒸发器 61 和第二蒸发器 62 的分配比率需要使用单个喷射器 14 确定，同时维持喷射器 14 的制冷剂循环（气相制冷剂抽吸）操作。因此，难以适当地调节第一和第二蒸发器 61 和 62 的制冷剂的流量。

进而，图 21 示出了另一个先前提出的制冷循环，该制冷循环包括多个蒸发器。图 21 是制冷循环的示意图，该制冷循环包括先前提出的恒温膨胀阀 105。在该制冷循环中，制冷剂循环通路 R 在位于散热器 102 的下游侧的点处分成两个通路 R1 和 R2。一个蒸发器 104 设置在通路 R1 中且例如用于执行车厢冷却空调操作。另一个蒸发器 106 设置在通路 R2 中且例如用于执行冷藏库冷却操作。

在包括冷藏箱（冷藏库）的诸如车辆空调系统的使用多蒸发器的制冷循环的情况下，通过间歇地打开和关闭设置在用于冷藏库冷却操作的制冷剂通路 R2 中电磁阀 107 以便将制冷剂供给到用于客厢冷却空调操作的制冷剂通路 R1 中，用于客厢冷却空调操作的蒸发器 104 和用于冷藏库冷却操作的蒸发器 106 被温度控制到期望的温度。进而，恒温膨胀阀 105 和固定节流机构 108 设置作为降压装置。在图 21 中，标号 101 表示制冷剂压缩机，标号 109 表示单向阀。图 22 是示意图，其中盒型恒温膨胀阀 105 设置在图 21 所示的制冷循环中。

在喷射器被用作图 22 所示的制冷循环的情况下，需要与负载变化相应的调节（流量调节）和对压缩机旋转速度快速变化的有效响应。为了实现上述目的，日本未审查专利公开 No.2004-44906（美国专利公开 No.2004/0007014A1）公开的喷射器被用作图 22 所示的制冷循环中，所述制冷循环包括盒型恒温膨胀阀 105，喷射器的定位被限制。由此，在制冷循环，即具有喷射器的喷射循环的设计方面自由度小。

15

发明内容

本发明解决了上述缺点。由此，本发明的目的使在具有喷射器的有效喷射循环中使到多蒸发器的制冷剂的流量的调节容易。本发明的另一目的是通过使用简单的结构实现在具有喷射器的有效喷射循环中使到多蒸发器的制冷剂的流量的容易调节。本发明的另一目的是提供一种喷射器循环，该喷射循环实现了简单的结构和快速的响应同时允许喷射器的灵活定位。

为了实现本发明的目的，提供一种喷射循环，包括：压缩机，散热器，喷射器，第一蒸发器，第一分支通路，第一节流机构和第二蒸发器。压缩机抽吸和压缩制冷剂。散热器辐射来自于从压缩机排出的压缩的高压制冷剂的热。喷射器包括喷嘴部分，气相制冷剂吸入口和增压部分。喷嘴部分在散热器的下游侧对制冷剂降压并膨胀制冷剂。气相制冷剂通过从喷嘴部分排出的高速制冷剂流的作用而被从气相制冷剂吸入口抽吸。增压部分将高速制冷剂和气相制冷剂的混合流的速度能转变为压力能。第一蒸发器蒸发从喷射器输出的制冷剂，以便实现制冷能力。第一

30

蒸发器的制冷剂出口与压缩机的吸入口相连。第一分支通路在位于散热器和喷射器之间的相应分支点使制冷剂流分支。第一分支通路将分支的制冷剂流导引到喷射器的气相制冷剂吸入口。第一节流机构在散热器的下游侧使制冷剂的压力降低。第二蒸发器步骤在第一分支通路中。第二蒸发器蒸发制冷剂以便实现制冷能力。

为实现本发明的目的，提供一种喷射循环，包括：压缩机，散热器，第一节流机构，第一蒸发器，喷射器，第一分支通路，第二节流机构和第二蒸发器。压缩机抽吸和压缩制冷剂。散热器辐射来自于从压缩机排出的压缩的高压制冷剂的热。第一节流机构在散热器的下游侧使制冷剂的压力降低。第一蒸发器连接在第一节流机构的制冷剂出口和压缩机的吸入口之间。第一蒸发器政府低压制冷剂，所述低压制冷剂至少从第一节流机构输出，以便实现制冷能力。喷射器包括喷嘴部分，气相制冷剂吸入口和增压部分。喷嘴部分在散热器的下游侧使制冷剂降压并膨胀制冷剂。气相制冷剂通过从喷嘴部分排出的高速制冷剂流的作用而被从气相制冷剂吸入口部分抽吸。增压部分将高速制冷剂和气相制冷剂的混合流的速度能转变为压力能。第一分支通路在位于散热器和第一节流机构之间的相应分支点使制冷剂流分支。第一分支通路将分支的制冷剂流导引到喷射器的气相制冷剂吸入口。第二节流机构布置在第一分支通路中并且在散热器的下游侧使制冷剂降压。第二蒸发器布置在第二节流机构的下游侧的第一分支通路中。第二蒸发器蒸发制冷剂以便实现制冷能力。

附图说明

从下面结合附图的描述中能够更加清楚地理解本发明及本发明的附加目的，特征和优点，其中：

图 1 是根据本发明第一实施例的喷射循环的示意图；

图 2 是根据第二实施例的喷射循环的示意图；

图 3 是在第二实施例中通过 ECU 执行的控制操作的流程图；

图 4 是根据第二实施例通过 ECU 执行的相应元件的不同操作模式和控制操作的图表；

图 5 是根据第三实施例的喷射循环的示意图；

图 6 是根据第三实施例通过 ECU 执行的相应元件的不同操作模式和控制操作的图表；

图 7 是根据第四实施例的喷射循环的示意图；

5 图 8 是根据第五实施例的喷射循环的示意图；

图 9 是根据第六实施例的喷射循环的示意图；

图 10 是根据第七实施例的喷射循环的示意图；

图 11 是根据第八实施例的喷射循环的示意图；

图 12 是根据第九实施例的喷射循环的示意图；

10 图 13 是根据第十实施例的喷射循环的示意图；

图 14 是根据本发明第十一实施例的包括制冷循环装置的喷射循环的示意图；

图 15 是根据第十一实施例的盒型恒温膨胀阀的截面图；

图 16 是根据第十一实施例的喷射器的截面图；

15 图 17A 是用于描述图 16 所示喷射器的优点的视图；

图 17B 是图 16 所示喷射器中的制冷剂的不同状态的视图；

图 18A 是根据本发明第十二实施例的制冷循环装置的局部截面图；

图 18B 是图 18A 沿方向 XVIII B 的视图；

图 19 是现有技术中制冷循环的示意图；

20 图 20 是现有技术中喷射器循环的示意图；

图 21 是使用先前提出的恒温膨胀阀的制冷循环的示意图；

图 22 是盒型恒温膨胀阀用在图 21 所示制冷循环中的情况的示意图。

25 具体实施方式

下面将参考附图对本发明的不同实施例进行描述。

第一实施例

图 1 是根据本发明第一实施例的喷射器循环用作车辆空调盒制冷系统中的示例的情况。所述喷射循环包括制冷剂通过它循环的制冷剂循环通路 11。压缩机 12 布置在制冷剂循环通路 11 中，压缩机 12 抽吸和压

30

缩供给到它的制冷剂。

在本实施例中，压缩机 12 例如由车辆发动机（未示出）通过皮带旋转。压缩机 12 是可变排量压缩机，压缩机 12 能够通过其排量的变化调节制冷剂排出量。压缩机 12 的排量能够通过改变压缩机 12 中制冷剂的吸入量而变化。

斜盘式压缩机最常用于这种目的且能够用作可变排量压缩机 12。尤其是，在斜盘式压缩机中，斜盘的倾斜角度被改变以便改变活塞冲程且由此改变制冷剂的吸入量。压缩机 12 的斜盘腔内的压力（控制压力）通过压力控制电磁阀 12a 改变，所述压力控制电磁阀 12a 构成排量控制机构，从而斜盘的倾斜角度能够被从外部电力地控制。

散热器 13 沿制冷剂流动方向布置在压缩机 12 的下游。散热器 13 在从压缩机 12 排出的高压制冷剂和通过风扇（未示出）朝着散热器吹送的外部空气（从车辆外部供给的空气）之间交换热量，从而高压制冷剂被冷却。

喷射器 14 沿制冷剂流动方向布置在散热器 13 的更下游。喷射器 14 用作降压装置，用于使流体降压且形成为动量输送泵，该动量输送泵通过排出的高速工作流体的携带作用执行流体输送（见 JIS Z 8126, Number 2.1.2.3）。

喷射器 14 包括喷嘴部分 14a 和吸入口 14c。喷嘴部分 14a 减小了导引从压缩机 13 排出的制冷剂的制冷剂通路的横截面积，以便等熵地使高压制冷剂降压并膨胀高压制冷剂。吸入口 14c 布置在喷嘴部分 14a 的制冷剂排出出口所在的空间内。吸入口 14c 从第二蒸发器 18 抽吸气相制冷剂。进而，用作增压部分的扩散部分 14b 沿制冷剂流动方向布置在喷嘴部分 14a 和吸入口 14c 的下游。扩散部分 14b 形成为朝着其下游端逐渐增加其制冷剂通路的横截面积，从而扩散部分 14b 降低了制冷剂流的速度并增加了制冷剂的压力，即扩散部分 14b 将制冷剂的速度能转变为压力能。

从喷射器 14 的扩散部分 14b 排出的制冷剂被供给到第一蒸发器 15。第一蒸发器 15 例如布置在车辆车厢空调单元（未示出）的空气通路中，以便冷却排出到车厢内的空气，并由此冷却车厢。

更具体而言，车厢空调空气被从车辆车厢空调单元的电动鼓风机（第一鼓风机）26 朝着第一蒸发器 15 吹送。在第一蒸发器 15 内，已经被喷射器 14 降压的第一制冷剂从车厢空调空气吸热并由此蒸发为气相制冷剂，从而车厢空调空气被冷却以便冷却车厢。已经在第一蒸发器 15 内蒸发的气相制冷剂被抽吸到压缩机 12 内并通过制冷剂循环通路 11 被再循环。

进而，在本实施例的喷射循环中，形成第一分支通路 16。第一分支通路 16 在散热器 13 的下游侧从散热器 13 和喷射器之间的制冷剂循环通路的相应分支部分分支，然后在喷射器 14 的吸入口 14c 处与制冷剂循环通路 11 再连接。

第一流量控制阀（第一节流机构）17 布置在第一分支通路 16 中。第一流量控制阀 17 控制制冷剂的流量并降低制冷剂的压力。第一流量控制阀 17 的阀开口程度可以电控制。第二蒸发器 18 沿制冷剂流动方向布置在第一流量控制阀 17 的下游。

第二蒸发器 18 例如布置在车辆冷藏库（未示出）以便冷却冷藏库的内部。冷藏库的内部空气被电动鼓风机（第二鼓风机）27 朝着第二蒸发器 18 吹送。

在本实施例中，可变排量压缩机 12 的压力控制电磁阀 12a，第一和第二鼓风机 26，27，和第一流量控制阀 17 由从电子控制单元（ECU）输出的相应控制信号电控制。

接下来，将参考上述结构描述本实施例的操作。当车辆发动机驱动压缩机 12 时，制冷剂在压缩机 12 内被压缩，且因此高温和高压制冷剂被从压缩机 12 沿着箭头 A 所示的方向排出并被供给到散热器 13。在散热器 13 内，高温制冷剂被外部空气冷却并由此被冷凝。从散热器 13 排出的液态制冷剂被分成通过制冷剂循环通路 11 的箭头 B 所示的流和通过第一分支通路 16 的箭头 C 所示的流。

通过第一分支通路 16 的制冷剂（箭头 C）通过第一流量控制阀 17 被降压并由此变成低压制冷剂。然后，在第二蒸发器 18 内，第一制冷剂从由第二鼓风机 27 吹送的冷藏库的内部空气吸热。这样，第二蒸发器 18 冷却冷藏库的内部。

这里，第一分支通路 16 内的制冷剂流量，即第二蒸发器 18 内的制冷剂流量通过 ECU（控制装置）25 控制第一分支通路 16 的第一流量控制阀 17 的阀开口程度而被控制。因此，由第二蒸发器 18 冷却的目标冷却空间（具体而言是冷藏库的内部空间）的冷却能力通过 ECU 25 控制第一流量控制阀 17 的阀开口程度和第一鼓风机 27 的转速，即每分钟转数（空气流量）而被控制。

从第二蒸发器 18 输出的气相制冷剂被抽吸到喷射器 14 的吸入口 14c 中。在制冷剂循环通路 11 内流动的箭头 B 所示制冷剂流供给到喷射器 14 的喷嘴部分 14a 的制冷剂入口（驱动流入口）。所述制冷剂被降压且通过喷嘴部分 14a 膨胀。由此，制冷剂的压力能在喷嘴部分 14a 内转变为速度能且从喷嘴部分 14a 的出口高速排出。由于制冷剂压力的降低，在第二蒸发器 18 内蒸发的气相制冷剂通过吸入口 14c 吸入。

从喷嘴部分 14a 排出的制冷剂和抽吸到吸入口 14c 内的制冷剂在喷嘴部分 14a 的下游侧混合且然后被供给到扩散部分 14b。由于在扩散部分 14b 内制冷剂通路的横截面积的增加，制冷剂的速度能（膨胀能）转变为压力能。因此，制冷剂的压力增大。从喷射器 14 的扩散部分 14b 排出的制冷剂供给到第一蒸发器 15。

在第一蒸发器 15 内，制冷剂从空调空气吸热以便被排出到车辆车厢内，从而制冷剂蒸发。蒸发后，气相制冷剂被抽吸到压缩机 12 内并被压缩。此后，制冷剂从压缩机 12 排出且沿箭头 A 所示方向在制冷剂循环通路 11 内流动。这里，ECU 25 控制压缩机 12 的容积（排量），以便控制压缩机 12 的制冷剂排出量，从而供给到第一蒸发器 15 的制冷剂的流量被调节。进而，ECU 25 控制第一鼓风机额每分钟转数（空气流量）以便控制用于冷却由第一蒸发器冷却的目标冷却空间的冷却能力，尤其是用于冷却车辆车厢的冷却能力。

接下来，将描述第一实施例的优点。

(1) 第一蒸发器 15 布置在喷射器 14 的扩散部分 14b 的下游，且第一分支通路 16 在散热器 13 的下游侧从制冷剂循环通路 11 分支，并且连接到喷射器 14 的吸入口 14c。第一流量控制阀 17 和第二蒸发器 18 布置在第一分支通路 16 内。因此，能够同时执行第一和第二蒸发器的

冷却操作。

(2) 第一蒸发器 15 的制冷剂压力是通过扩散部分 14b 增压后的压力。相反，第二蒸发器 18 的出口与喷射器 14 的吸入口 14c 相连。因此，在喷嘴部分 14a 处刚刚降压后的最低压力能够施加到第二蒸发器 18 的出口。

5 这样，第二蒸发器 18 的制冷剂蒸发压力（制冷剂蒸发温度）能够比第一蒸发器 15 的制冷剂蒸发压力（制冷剂蒸发温度）低。由此，在适于冷却车辆车厢的高温范围内的冷却操作能够通过第一蒸发器 15 执行。同时，在比所述高温范围低的且适于冷却冷藏库内部的低温范围内的冷却操作能够通过第二蒸发器 18 执行。

10 如上所述，即使利用上述简单的结构，其中增加了第一分支通路，也能够进行在适于冷却车辆车厢的高温范围内的冷却操作和在适于冷却冷藏库内部的低温范围内的冷却操作。即，在两个不同温度范围内的冷却操作都能够进行。

15 (3) 如上所述，供给到第一蒸发器 15 的制冷剂的流量能够通过控制压缩机 12 的制冷剂排出量而被控制。进而，第一蒸发器 15 的冷却能力能够通过控制第一鼓风机 26 的空气流量而被控制。

进而，第二蒸发器 18 的冷却能力能够通过第一流量控制阀 17 控制制冷剂流量和通过控制第二鼓风机 27 的空气流量而被控制。

20 如上所述，第一蒸发器 15 的冷却能力和第二蒸发器 18 的冷却能力能够单独控制。因此，可以相对容易地适应第一和第二蒸发器 15 和 18 内的热负载变化。

(4) 通过第一流量控制阀 17 被降压的且包括气相和液相制冷剂的降压的两相制冷剂能够通过第一分支通路 16 供给到第二蒸发器 18。因此，与图 20 所示的日本专利 No.3322263 不同，不需要在第一蒸发器 61 的下游侧提供气液分离器以将液相制冷剂供给到第二蒸发器 62。

25 进而，如上所述，在第一蒸发器 15 的制冷剂流量的控制和在第二蒸发器 18 的制冷剂流量的控制能够通过压缩机 12 的制冷剂排出量的控制和通过第一流量控制阀 17 的阀开口程度的控制而单独地执行。由此，
30 第一蒸发器 15 和第二蒸发器 18 中每一个的制冷剂流量的控制能够基于

其热负载而适当执行。因此，制冷剂流量能够以这样的方式调节，即整个制冷剂在位于喷射器 14 下游的第一蒸发器 15 变成气相制冷剂。

因此，根据本实施例，可以消除图 20 所示的日本专利 No.3322263 中所需的气液分离器 63。结果，喷射循环的制造成本降低。

- 5 (5) 制冷剂的压力通过喷射器 14 的扩散部分 4b 增加，从而压缩机 12 的入口制冷剂压力增加。这样，用于驱动压缩机 12 的驱动功率能够最小化以便提高循环的效率。

第二实施例

10 图 2 示出了第二实施例的喷射循环，其与第一实施例的喷射循环及第一和第二电磁阀（第一打开和关闭装置及第二打开和关闭装置）19 和 20 类似。第一电磁阀 19 打开和关闭喷射器 14 的上游侧的制冷剂循环通路 11。第二电磁阀 20 打开和关闭第一流量控制阀 17 的上游侧的第一分支通路 16。与压缩机 12 的压力控制电磁装置 12a 类似，第一和第二电磁阀 19 和 20 的打开和关闭通过从 ECU 25 输出的相应信号控制。

15 下面参考图 3 描述由 ECU 25 进行的操作模式的选择。首先，用户输入信息，每个目标冷却空间的温度信息和第一蒸发器 15 和第二蒸发器 18 中每一个的温度信息在步骤 110 输入到 ECU 25。用户信息例如包括用于目标冷却空间的需要出现（闭合，断开）和目标冷却空间的期望设定温度。

20 接下来，在步骤 120，基于在步骤 110 输入的信息通过 ECU 25 确定每个冷却目标空间的目标温度或第一蒸发器 15 和第二蒸发器 18 中每一个的目标温度。这样，需要被操作以便通过供给通过它的制冷剂实现所需冷却能力的目标蒸发器被确定。基于各个目标温度，例如参考图 4 在步骤 130 确定最佳操作模式。

25 在本实施例中，提供第一蒸发器操作模式（图 4 中的第一 EVAPO），第二蒸发器操作模式（图 4 中的第二 EVAPO），和多蒸发器操作模式（图 4 中的多 EVAPO）。在第一蒸发器操作模式中，只有第一蒸发器 15 被操作以获得其冷却能力。在第二蒸发器操作模式中，只有第二蒸发器 18 被操作以获得其冷却能力。在多蒸发器操作模式中，第一蒸发器 15 和
30 第二蒸发器 18 都被操作以便获得它们的冷却能力。

例如，当用户启动循环且设定由第一蒸发器 15 冷却的目标冷却空间的温度，即，当第一蒸发器 15 需要操作以便获得其冷却能力时，选择第一蒸发器操作模式。基于所选择的操作模式，ECU 25 以图 4 所示的方式控制第一和第二电磁阀 19 和 20，第一流量控制阀（图 4 中的第一控制阀）17 和第一和第二鼓风机 26 和 27。

此后，在步骤 S140，ECU 25 控制诸如压缩机 12 的压力控制电磁装置 12a 的电动装置，以便将目标冷却空间的温度调节到设定温度。以上述方式，可以通过 ECU 25 设定和选择图 4 所示的每个操作模式。

这一点将更详细描述。在第一蒸发器操作模式时，ECU 25 打开第一电磁阀 19 并关闭第二电磁阀 20。然后，ECU 25 控制压缩机 12 的容积（制冷剂排出量）以便控制供给到第一蒸发器 15 的制冷剂的流量。这样，可以调制冷剂在第一蒸发器 15 从排出到目标冷却空间内的空气吸的热量。进而，进入到由第一蒸发器 15 冷却的目标冷却空间内的冷却空气的流量通过控制第一鼓风机 26 的每分钟转数（空气流量）而被控制。这样，第一蒸发器 15 的冷却能力（更具体而言，用于冷却车辆车厢的冷却能力）被调节。

进而，在第二蒸发器操作模式中，ECU 25 关闭第一电磁阀 19 并打开第二电磁阀 20。供给到第二蒸发器 18 的制冷剂的流量通过控制压缩机 12 的容积（制冷剂排出量）和第一流量控制阀 17 的阀开口程度而被控制。

进而，进入到由第二蒸发器 18 控制的目标冷却空间内的冷却空气流量通过控制第二鼓风机 27 的每分钟转数（空气流量）而被控制。这样，第二蒸发器 18 的冷却能力（更具体而言，用于冷却冷藏库内部的冷却能力）被控制。

进而，在多蒸发器操作模式中，ECU 25 打开第一和第二电磁阀 19 和 20。然后，ECU 25 控制压缩机 12 的容积（制冷剂排出量）以便控制供给到第一蒸发器 15 的制冷剂的流量。供给到第二蒸发器 18 的制冷剂流量通过调节第一流量控制阀 17 的阀开口程度而被调节。

另外，通过单独控制第一鼓风机 26 的每分钟转数（空气流量）和第二鼓风机 27 的每分钟转数（空气流量），排出到第一蒸发器 15 的目

标冷却空间内的冷却空气的流量和排出到第二蒸发器 18 的目标冷却空间内的冷却空气的流量被单独控制。这样，第一蒸发器 15 的冷却能力和第二蒸发器 18 的冷却能力被单独控制。

当供给到喷射器 14 的制冷剂的压力通过增加压缩机 12 的容积（制冷剂排出量）而被增加，用于抽吸在第二蒸发器 18 内蒸发的气相制冷剂的喷射器 14 的吸入能力增加。即使这样，流过第二蒸发器 18 的制冷剂的流量也能够控制。

进而，在第二蒸发器操作模式中，制冷剂仅仅供给到第二蒸发器，因此仍留在第二蒸发器 18 内的制冷油能够返回到压缩机 12。

10

第三实施例

图 5 示出了根据本发明第三实施例的喷射循环。除了第二分支通路 23 以外，第三实施例的喷射循环与第二实施例的喷射循环类似。第二分支通路 23 连接在第一分支通路 16 位于第一流量控制阀 17 上游侧的部分（分支点）与制冷剂通路 11 连接在第一蒸发器 15 和压缩机 12 之间的部分（合并点）之间。

第二流量控制阀（第二节流机构）24 和第三电磁阀（第三打开和关闭装置）28 布置在第二分支通路 23 中。第二流量控制阀 24 控制制冷剂的流量并对制冷剂降压。第三电磁阀 28 打开和关闭第二分支通路 23。进而，第三蒸发器 22 沿第二分支通路 23 中制冷剂流动方向布置在第二流量控制阀 24 的下游侧。第三蒸发器 22 的目标冷却空间的空气被电动鼓风机（第三鼓风机）29 朝着第三蒸发器 22 吹送。

这里，第三蒸发器 22 的下游侧与第一蒸发器 15 的下游侧相连并由此与压缩机 12 的吸入口侧相连。因此，第一蒸发器 15 的制冷剂蒸发压力和第三蒸发器 22 的制冷剂蒸发压力通常与压缩机 12 的吸入压力相同。因此，第一蒸发器 15 的制冷剂蒸发温度和第三蒸发器 22 的制冷剂蒸发温度也相同。

因此，例如，车辆车厢的前座侧空间可以设定为第一蒸发器 15 的目标冷却空间，而车辆车厢的后座侧空间可以设定为第三蒸发器 22 的目标冷却空间。这样，车辆车厢的前座侧空间和车辆车厢的后座侧空间

30

可以分别通过第一蒸发器 15 和第三蒸发器 22 同时被冷却。

在第三实施例中，第二流量控制阀 24，第三电磁阀 28 和第三鼓风机 29 都通过从 ECU 25 供给的相应控制信号控制。

第三实施例的 ECU 25 的控制操作除了图 3 的步骤 130 以外与第二
5 实施例的操作相同。即，在第二实施例中，操作模式参考图 4 确定。相反，在第三实施例中，操作模式参考图 6 确定。

在第三实施例中，由 ECU 25 控制的受控元件的数量与第二实施例
10 相比增加了，从而操作模式增加，如图 6 所示。然而，与第二实施例类似，ECU 25 的控制流程基于被要求获得所需冷却能力的相应所需蒸发器的操作模式确定（见图 3 中的步骤 130）。

下面将进一步描述第三实施例的操作模式。第三实施例的第一蒸发器
器操作模式（第一 EVAPO.）和第二蒸发器操作模式（第二 EVAPO.）
与第二实施例的类似。在第三蒸发器操作模式（第三 EVAPO.）中，ECU
25 关闭第一和第二电磁阀 19 和 20 并且打开第三电磁阀 28。

15 供给到第三蒸发器 22 的制冷剂的流量通过控制压缩机 12 的容积（制冷剂排出量）和第二流量控制阀（第二控制阀）24 的阀开口程度而被控制。进而，进入到第三蒸发器 22 的目标冷却空间内的冷却空气的流量通过控制第三鼓风机 29 的 rpm（空气流量）而被控制。这样，第三
20 蒸发器 22 的冷却能力（具体而言，用于冷却车辆车厢后座侧的冷却能力）被控制。

在第一和第二蒸发器操作模式（图 6 中的第一、第二 EVAPO.）中，
25 ECU 25 打开第一和第二电磁阀 19 和 20 并且关闭第三电磁阀 28。压缩机 12，第一流量控制阀 17 和第一和第二鼓风机 26 和 27 以与第二实施例的多蒸发器操作模式被控制，以便控制第一和第二蒸发器 15 和 18 的冷却能力。

在第一和第三蒸发器操作模式（图 6 中的第一，第三 EVAPO.）中，
30 ECU 25 打开第一和第三电磁阀 19 和 28 并且关闭第二电磁阀 20。然后，供给到第一蒸发器 15 的制冷剂的流量通过控制第二流量控制阀 24 的阀开口程度而被控制。进而，进入到第一蒸发器 15 的目标冷却空间内的冷却空气的流量和进入到第三蒸发器 22 的目标冷却空间内的冷却空气

的流量分别通过控制第一鼓风机 26 的 rpm（空气流量）和第三鼓风机 29 的 rpm（空气流量）而被控制。这样，第一蒸发器 15 的冷却能力和第三蒸发器 22 的冷却能力被控制。

在第二和第三蒸发器操作模式（第二、第三 EVAPO.），ECU 25 打开第二和第三电磁阀 20 和 28 并且关闭第一电磁阀 19。第二蒸发器 18 的冷却能力和第三蒸发器 22 的冷却能力通过控制压缩机 12 的容积（制冷剂排出量），第一和第二流量控制阀 17 和 24 的阀开口程度及第二和第三鼓风机 27 和 29 的空气流量而被控制。

在第一到第三蒸发器操作模式（图 6 中的全 EVAPO.）中，ECU 25 打开所有的第一到第三电磁阀 19、20 和 28。然后，供给到第一蒸发器 15 的制冷剂的流量通过控制压缩机 12 的容积（制冷剂排出量）而被控制。同样，到第二蒸发器 18 的制冷剂的流量和到第三蒸发器 22 的制冷剂的流量分别通过控制第一和第二流量控制阀 17 和 24 的阀开口程度而被控制。

进而，第一到第三鼓风机 26、27 和 29 的 rpm（空气流量）被控制以便分别控制排出到相应目标冷却空间内的冷却空气的流量。这样，第一蒸发器 15 的冷却能力，第二蒸发器 18 的冷却能力和第三蒸发器 22 的冷却能力被单独控制。

以上述方式，图 6 中所示的每个操作模式能够通过 ECU 25 被选择且和设定。因此，共同的目标冷却空间或多个目标冷却空间能够通过三个蒸发器 15，18 和 22 中的一个或多个控制。

进而，在第二蒸发器操作模式中，制冷剂仅仅供给到第二蒸发器 18。同样，在第三蒸发器操作模式中，制冷剂仅仅供给到第三蒸发器 22。因此，仍留在第二蒸发器 18 或第三蒸发器 22 内的制冷剂能够返回到压缩机 12。

第四实施例

图 7 示出了第四实施例的喷射循环。除了第三分支通路 21，第四实施例的喷射循环与第一实施例的喷射循环类似。第三分支通路 21 从制冷剂循环通路 11 位于喷射器 14 和第一蒸发器 15 之间的部分（分支点）延伸到制冷剂循环通路 11 位于喷射器 14 和压缩机之间的另一部分（合

并点)。第四蒸发器(或第三蒸发器)30布置在第三分支通路21中。第四鼓风机(或第三鼓风机)31布置的与第四蒸发器30相对,第四鼓风机31为电动鼓风机。

5 这样,除了第一和第二蒸发器15和18,可以通过第四蒸发器30冷却预定的目标冷却空间。这里,第四蒸发器30的下游侧与第一蒸发器15的下游侧相连且由此与压缩机12的吸入口侧相连。因此,第一蒸发器15的制冷剂蒸发压力和第四蒸发器30的制冷剂蒸发压力通常与压缩机12的吸入压力相同。因此,第一蒸发器15的制冷剂蒸发温度和第四蒸发器30的制冷剂蒸发温度也相同。

10 即使在第四实施例中,与第三实施例类似,共用目标冷却空间或多个目标冷却空间能够通过三个蒸发器15、18和30被冷却。

第五实施例

15 在第一到第四实施例中的每个实施例中,喷射器14和第一蒸发器15串连。因此,喷射器14具有用于调节进入到第一蒸发器15内的制冷剂的流量的流量调节功能,且具有用于在第一蒸发器15和第二蒸发器18之间产生制冷剂压差的泵抽功能。

20 因此,在设计喷射器14时,用于实现流量调节功能和泵抽功能的所需规范必须得到满足。因此,为了实现用于调节进入到第一蒸发器15内的制冷剂的流量的流量调节功能,设计需要依赖第一蒸发器15。结果,喷射循环以高效率的操作变得困难。

因此,在第五实施例中,喷射器14仅仅具有泵抽功能而没有用于调节进入到第一蒸发器15内的制冷剂的流量的流量调节功能,以便使能够使喷射循环的操作高效的喷射器14的设计容易。

25 下面参考图8将更加详细地描述第五实施例。在制冷剂循环通路11中,专用节流机构(第一节流机构)32设置在散热器13的出口和第一蒸发器15的入口之间。进而,在第五实施例中,喷射器14没有设置在制冷剂循环通路11中。相反,喷射器14与节流机构32并联设置。

30 尽管多种装置都可以用作节流机构32,但是在本实施例中,恒温膨胀阀用作节流机构32,该恒温膨胀阀以将第一蒸发器15出口处的制冷剂的过热控制在预定水平的方式控制其阀打开程度。

节流机构（第二节流机构）17 和第二蒸发器 18 在第一分支通路 16 中串联布置，第一分支通路 16 从散热器 13 的出口和喷射器 14 的入口之间的制冷剂循环通路 11 的部分分支。进而，第二蒸发器 18 的出口与喷射器 14 的吸入口 14c 相连。尽管多种装置都可以用作第一分支通路 16 的节流机构 17，在本实施例中，诸如结构简单的毛细管的固定节流机构被用作节流机构 17。

接下来将描述第五实施例的操作。当压缩机 12 运转时，从压缩机 12 排放的排出制冷剂将热量释放到外部空气并在散热器 13 内被冷凝。此后，冷凝的制冷剂流分成下面的三股流。

10 即，第一制冷剂流通过节流机构 32 并被降压。然后，第一制冷剂流进入第一蒸发器 15。第二制冷剂流通过喷射器 14 的喷嘴部分 14a 并被增压。此后，第二制冷剂流进入第一蒸发器 15。第三制冷剂流通过节流机构 17 并被降压。此后，第三制冷剂流通过第二蒸发器 18 且然后被吸到喷射器 14 的吸入口 14c 内。

15 即使在第五实施例中，喷射器 14 执行泵抽操作。即，喷射器 14 抽取出现在第二蒸发器 18 的出口处的制冷剂并将吸入的制冷剂与已经经过喷嘴部分 14a 的制冷剂（驱动流）混合，从而混合的制冷剂在扩散部分 14b 被增压。因此，第一蒸发器 15 的蒸发压力高于第二蒸发器 18 的蒸发压力，从而在第二蒸发器 18 的蒸发压力和第一蒸发器 15 的蒸发压力之间产生压差（制冷剂蒸发温度差）。

20 进入第一蒸发器 15 的制冷剂流量能够通过专用节流机构 32 控制。由此，喷射器 14 不需要具有用于调节第一蒸发器 15 的流量的流量调节功能。类似地，进入第二蒸发器 18 的制冷剂的流量通过专用节流机构 17 节流。由此，喷射器 14 的功能被专门于在第一蒸发器 15 和第二蒸发器 18 之间产生压差的泵抽功能。

25 这样，喷射器 14 的构造能够设计为在第一蒸发器 15 和第二蒸发器 18 之间产生预定的压差，即设计为将喷射器 14 内的制冷剂流量设定为预定流量。结果，即使在循环操作调节（即，压缩机的 rpm，外部空气温度，目标冷却空间温度）在很宽的范围内变化，喷射循环也能够以高的效率执行。

进而，喷射器 14 的功能被专门于只有泵抽功能，从而可以容易地将具有固定通路横截面积的固定喷嘴用作喷射器 14 的喷嘴部分 14a。固定喷嘴的使用使得喷射器 14 的制造成本降低。

第六实施例

5 图 9 示出了第六实施例，其是第五实施例的变型。具体而言，在第六实施例中，如图 9 所示，喷射器 14 的下游侧（出口）与第一蒸发器 15 的下游侧（出口）相连。对于该变型，由于喷射器 14 的适当设计，喷射循环也能够以高效率进行。

10 然后，在第六实施例中，已经通过喷射器 14 的喷嘴部分 14a 的制冷剂流（驱动流）直接被抽吸到压缩机 12 内而没有通过任何蒸发器，从而可能发生液态制冷剂返回到压缩机 12 内的问题（有时称为压缩机的“液击”）。

因此，优选的是将第六实施例用在喷射器 14 内的驱动流的流量相对小的情况下，即用在第二蒸发器 18 的容量小的情况下。

15 在第六实施例中，当以将喷射器 14 下游侧的制冷剂的过热控制在预定值的方式控制其阀打开程度的恒温膨胀阀被使用时，能够可靠的限制从制冷剂通路位于喷射器 14 下游侧的部分返回到压缩机 12 的液态制冷剂。

第七实施例

20 图 10 示出了第七实施例，其是第六实施例的变型。具体而言，在第七实施例中，如图 10 所示，位于图中点划线框内的喷射器 14，节流机构 17 和第二蒸发器 18 被预组装为整体单元 33。

25 分别构成第一分支通路 16 的入口通路部分和位于喷射器 14 下游的下游侧通路部分的两个管路设置给整体单元 33。这样，具有制冷剂循环通路 11（包括压缩机 12，散热器 13，节流机构 32 和第一蒸发器 15）的已知蒸汽压缩制冷循环能够容易地修改为包括两个蒸发器 15 和 18 的喷射器循环。

尽管第七实施例是第六实施例的变型，但是第七实施例的整体单元 33 的方面可以用在第五实施例中（图 8）。

30 第八到第十实施例

在第八到第十实施例中，第五实施例（图 8）的方面用在具有三个蒸发器 15，18 和 22 的喷射循环中。

图 11 示出了第八实施例，其中第五实施例（图 8）的方面用于图 5 所示的第三实施例。

5 图 12 示出了第九实施例，其中位于喷射器 14 的下游的下游侧通路连接在图 11 所示的第八实施例中的节流机构（第三节流机构）24 的下游侧和第三蒸发器 22 的上游侧之间。

10 图 13 示出了第十实施例，其中位于喷射器 14 的下游的下游侧通路直接连接图 11 所示的第八实施例中的压缩机 12 的吸入口。上述这点与图 9 和图 10 所示的第六和第七实施例中的类似。

即使在第八到第十实施例中，第一蒸发器 15 的制冷剂蒸发压力（制冷剂蒸发温度）变得与第三蒸发器 22 的相同，且第二蒸发器 18 的制冷剂蒸发压力（制冷剂蒸发温度）变得小于第一和第二蒸发器 15 和 22 的制冷剂蒸发压力（制冷剂蒸发温度）。

15 进而，在第八到第十实施例中，喷射器 14 的功能能够专门于泵抽功能，从而根据喷射器 14 的构造的适当设计，喷射循环能够以高效率运行。

在第一至第十实施例中的任一个中，基本循环结构与第一实施例相同，从而能够实现与第一实施例中所述的优点（1）到（5）相同的优点。

20 第十一实施例

下面参考图 14 至图 17B 描述第十一实施例。图 14 示意性示出了喷射循环，其中执行根据本发明第十一实施例的制冷循环装置被实施且适用于车辆空调系统的制冷循环。在喷射循环中，设置了制冷剂循环通路 R。用于抽吸和压缩制冷剂的压缩机 101 布置在制冷剂循环通路 R 中。

25 在制冷剂循环通路 R 中，散热器（高压侧热交换器）102 设置在压缩机 101 的下游。散热器 102 释放从压缩机 101 排放的高压制冷剂的热量。

从散热器 102 排出的制冷剂供给到本实施例的制冷循环装置的第一制冷剂通路 111。本实施例的制冷循环装置包括盒型恒温膨胀阀 105 和喷射器 103。更具体而言，喷射器 103 的制冷剂入口 103a（即，喷射器
30 13 的喷嘴部分 131 的制冷剂入口 103a）与膨胀阀 105，即与第一制冷剂

通路 111 气密连接。由于膨胀阀 105 和喷射器 103 是本实施例的主要特征，因此将详细描述膨胀阀 105 和喷射器 103 的结构。

在该制冷循环装置中，第一蒸发器 104 在喷射器 103 的下游连接到喷射器 103 的制冷排出口 103c。在第一蒸发器 104 中，从制冷排出口 103c 排出的制冷剂被蒸发。第一蒸发器 14 的制冷剂出口通过制冷循环装置的第二制冷剂通路 112 与压缩机 101 的吸入口相连。制冷剂流分成在散热器 102 和制冷循环装置（即，膨胀阀 105 和喷射器 103）之间的位置（分支点）分成两股。一股制冷剂流通过制冷剂循环通路 R1 引导并被供给到制冷循环装置的第一制冷剂循环通路 R 的入口。另一股制冷剂流通过分支通路 R2 引导并被供给到制冷循环装置（更具体而言是喷射器 103）的制冷剂吸入口 103b。

接下来将详细描述膨胀阀 105 和喷射器 13 的结构。图 15 是本实施例的膨胀阀 105 的横截面图。膨胀阀 105 设置在散热器 102 和喷射器 103 之间的制冷剂通路中，即，布置在喷射器 103 的喷嘴部分 131 的上游侧。膨胀阀 105 对散热器 102 排出的高压制冷剂降压并膨胀为气态和液态混合的两相制冷剂。本实施例的膨胀阀 105 具有与已知盒型恒温膨胀阀类似的结构。膨胀阀 105 的阀打开程度被控制以便将第一蒸发器 14 的制冷剂出口处的制冷剂过热保持在预定范围（即 0.1 到 10 的程度）内。

膨胀阀 105 包括阀块（阀主体）D，元件配置 E，热传导部分 120，导杆 125 和球阀元件 110。阀块 D 由例如铝制成并形成大体长方体主体。进而，阀块 D 包括第一制冷剂通路 111 和第二制冷剂通路 112。

第一制冷剂通路 111 包括流入口（制冷剂入口）111a，流出口（制冷剂出口）111b 和连通孔 111c。流入口 111a 与散热器 102 的出口相连。流出口 111b 与喷射器 103 的制冷剂入口 103a 相连。连通孔 111c 连通流入口 111a 和流出口 111b 之间。锥形阀座表面 111d 在连通孔 111c 的流入口 111a 侧设置给连通孔 111c 的入口。第二制冷剂通路 112 包括流入口（制冷剂入口）112a，流出口（制冷剂出口）112b 和连通通路 112c。流入口 112a 与蒸发器 104 的出口相连。流出口 112b 与压缩机 101 的吸入口相连。连通通路 111c 连通流入口 112a 和流出口 112b 之间并与热传导部分 120 连通。

元件配置 E 包括振动膜 113, 容纳部分 114 和盖部分 115。振动膜 113 由柔性薄金属板制成。容纳部分 114 保持振动膜 113。元件配置 E 通过填料 116 螺纹连接到阀块 D 的顶部并紧固到阀块 D 的顶部。容纳部分 114 和盖部分 115 通过例如 TIG (钨极惰性气体保护电弧焊) 连接到一起。

5 振动膜 113 和盖部分 115 形成振动膜腔 117。

与用在制冷循环内的制冷剂气体相同类型的饱和气体填充在振动膜腔 117 内。用于将饱和气体填充到振动膜腔 117 内的通孔穿透盖部分 115。在将饱和气体填充到振动膜腔 117 内之后, 塞子 118 配合到盖部分 115 的通孔内以便气密地封闭它。元件配置 E 的每个元件(振动膜 113, 容纳部分 114, 盖部分 115 和塞子 118) 都由用作第一材料的共同的金属材料 (例如不锈钢) 制成。

热传导部分 120 由用作第二材料并显示出比第一材料相对高的热传导率的金属材料 (例如铝或铜) 制成, 且形成圆柱状主体。热传导部分 120 的圆柱状主体的上表面被推动力 (下面描述) 向上推动且与振动膜 113 的下表面紧密接合。流入第二制冷剂通路 112 内的制冷剂 (在蒸发器 104 内蒸发的气相制冷剂) 的温度变化通过热传导部分 120 传导到振动膜 113。进而, 热传导部分 120 的圆柱状主体的下表面与传导杆 125 接合以便与传导杆 125 协作将振动膜 113 的位移传导到球阀元件 110。

传导杆 125 布置在热传导部分 120 下面并由阀块 D 可滑动地保持。

20 传导杆 125 在其顶端与热传导部分 120 的下表面接合。进而, 传导杆 125 沿垂直方向延伸通过第二制冷剂通路 112 (连通通路 112c) 并且插入到第一制冷剂通路 111 的连通孔 111c 内。传导杆 125 的下端与球阀元件 110 的顶表面接合, 球阀元件 110 被弹簧 122 推靠到锥形座表面 111d。在第一制冷剂通路 111 和第二制冷剂通路 112 的阀块 D 的部分内, O 形圈 (密封部分) 119 设置给传导杆 125, 传导杆 125 垂直可滑动地容纳在阀块 D 内。

如图 15 所示, 球阀元件 110 设置给连通孔 111c 并且被保持在传导杆 125 和阀容纳元件 121 之间。当球阀元件 110 就座在座表面 111d 上时, 球阀元件 110 关闭连通孔 111c。当球阀元件 110 升起离开座表面 111d 时, 球阀元件 110 打开连通孔 111c。在图 15 中, 球阀元件 110 被静止

地保持在这样的位置上，在该位置用于向下推动振动膜 113（施加到振动膜 113 下侧的振动膜腔 117 的压力-制冷剂蒸汽的压力）和在图 15 中通过阀容纳元件 12 沿向上方向推动球阀元件 110 的弹簧 122 的负载平衡。

5 弹簧 122 布置在阀容纳元件 121 和调节螺钉 123 之间，调节螺钉 123 安装到阀块 D 的下端。弹簧 122 在图 15 中通过阀容纳元件 121 在向上的方向（间隙阀打开程度的方向）上推动球阀元件 110。调节螺钉 123 调节球阀元件 110 的阀打开压力（推动球阀元件 110 的弹簧 122 的负载）且通过 O 形圈 124 与阀块 D 的下端螺纹接合。

10 接下来将描述膨胀阀 105 的操作。通过连通孔 111c 的制冷剂的流量根据球阀元件 110，即根据球阀元件 110 相对于座表面 111d 的位置（升起量）被确定。球阀元件 110 移动到这样的位置，在该位置在图 15 中沿向下方向推动振动膜 113 的振动膜腔 117 的压力，在图 15 中沿向上方向推动振动膜 113 的弹簧 122 的负载，和循环内的低压（施加到振动膜 113 的下侧的制冷剂蒸汽的压力）平衡。

当车辆客厢的温度从蒸汽压力稳定的稳定状态增加，且由此制冷剂在蒸发器 104 内快速蒸发，蒸发器 104 出口处的制冷剂蒸汽的温度（过热）增加。这样，在第二制冷剂通路 112 内流动的制冷剂蒸汽的温度变化通过热传导部分 120 和振动膜 113 被传导给被密封的气体，所述气体被密封在振动膜腔 117 内。当振动膜腔 117 内的被密封气体的温度增加，振动膜腔 117 的压力增加。

由此，振动膜 113 在图 15 中被向下推动且移动。结果，阀打开程度增加，且供给到蒸发器 104 的制冷剂的流量增加。相反，当客厢的温度降低，且蒸发器 104 的出口的过热降低，在第二制冷剂通路 112 内流动的制冷剂蒸汽的温度变化被传导给振动膜腔 117 的被密封气体。由于被密封气体的温度降低，振动膜腔 117 的压力降低。

结果，当振动膜 113 在图 15 中被沿向上的方向推动，且由此球阀元件 110 在图 15 中被沿向上的方向移动，阀打开程度降低。因此，供给到蒸发器 104 的制冷剂的流量降低。因此，在正常循环操作期间，阀打开程度被控制以便使制冷剂蒸汽的温度（过热）为大约摄氏 5 度且由此

控制在连通孔 111c 内流动的制冷剂的流量。

图 16 是本实施例喷射器 103 的结构横截面图，且图 17A 和图 17B 为用于描述图 16 所示喷射器 103 的优点的视图。喷射器 103 使通过制冷剂入口 103a 经由膨胀阀 105 的第一制冷剂通路 111（图 14 中的第一节流部分 S1）从散热器 102 供给的制冷剂降压并膨胀它，从而喷射器 103 通过制冷剂吸入口 103b 抽吸在第二蒸发器 106 内蒸发的气相制冷剂。进而，喷射器 103 将制冷剂的膨胀能转变为制冷剂的压力能且从制冷剂排出口 103c 排放制冷剂以便增加压缩机 101 的吸入压力。

喷射器 103 包括喷嘴部分 131，混合部分 132 和扩散部分 133。喷嘴部分 131 通过将通过制冷剂入口 103a 供给的高压制冷剂的压力能转变为速度能而等熵地使通过制冷剂入口 103a 供给的高压制冷剂降压并膨胀它。通过从喷嘴部分 131 排出的高速制冷剂流（驱动流）的夹带作用的使用，混合部分 132 通过吸入口 103b 抽吸在第二蒸发器 106 内蒸发的气相制冷剂。然后，混合部分 132 混合从第二蒸发器 106 抽吸的抽吸制冷剂和从喷嘴部分 131 排出的排出制冷剂。扩散部分 133 进一步混合从第二蒸发器 106 抽吸的抽吸制冷剂和从喷嘴部分 131 排出的排出制冷剂。而且，此时，扩散部分 133 将制冷剂的速度能转变为制冷剂的压力能以便增加制冷剂的压力。

此时，在混合部分 132 内，驱动流和抽吸流被混合从而驱动流的动能和抽吸流的动能的总和被保存。由此，即使在混合部分 123 内，制冷剂的静压力（静压力）增加。在扩散部分 133 内，通路横截面积逐渐增加以便将制冷剂的速度能转变为制冷剂的静压力（静压力）。由此，在喷射器 103 内，制冷剂压力在混合部分 132 和扩散部分 133 内都增加。此后，混合部分 132 和扩散部分 133 共称为增压部分。

在本实施例中，具有喉部（第二节流部分）S2 的拉瓦尔喷管被用于将从喷嘴部分 131 排出的制冷剂的速度加速到音速或更高速度，其中喉部 S2 在拉瓦尔喷管中具有最小的横截面积。然后，需要理解的是，锥形喷嘴可以使用以代替拉瓦尔喷管。在本实施例中，扩散部分 133 之间的混合部分 132 的横截面积恒定。可选地，混合部分 132 的横截面积可以为锥形以便具有逐渐增加的通路横截面积，所述通路横截面积朝着扩

散部分 133 增加。

在散热器 102 内被冷却的高压制冷剂被等熵地降压到两相制冷剂(气态和液态的混合物)范围。此后,制冷剂被等熵地降压并通过喷射器 103 的喷嘴部分膨胀且以音速或更高的速度供给到混合部分 132。因此,制冷剂在膨胀阀 105 内沸腾一次且在喷嘴部分 131 的入口被膨胀到恢复压力。这样,制冷剂能够在喷嘴部分 131 内沸腾同时沸腾分子被保持产生。由此,促进了制冷剂在喷嘴部分 131 内的沸腾,且液态制冷剂滴被雾化以便增加喷射器效率 η_e (图 17A)。

在本实施例中,含氯氟烃被用作制冷剂以便保持高压侧制冷剂压力(供给到喷嘴部分 131 的制冷剂的的压力)等于或小于制冷剂的临界压力。由于泵抽作用,该泵抽作用利用供给到混合部分 132 的高速制冷剂的夹带作用,在第二蒸发器 106 内蒸发的制冷剂被抽吸到混合部分 132 内。由此,低压侧制冷剂通过第二蒸发器 106 和喷射器 103 的增压部分 132 和 133 以这样次序循环。

相反,从第二蒸发器 106 抽吸的制冷剂(抽吸流)和从喷嘴部分 131 排出的制冷剂(驱动流)在混合部分 132 被混合,且混合的制冷剂的动压力在扩散部分 133 转变为静压力。此后,混合的制冷剂从扩散部分 133 排出。因此,在本实施例中,喷嘴效率和喷射器效率增加同时实现充分的制冷能力,且可以对应宽范围的负载变化。

在第一蒸发器 104 内,热量在制冷剂和将被排放到车厢内的空气之间交换,从而制冷剂吸热而被蒸发。这样,实现制冷能力。进而,在第二蒸发器 106 内,热量在制冷剂和冷藏库内部中的空气之间交换,从而制冷剂吸收热量而被蒸发。这样,实现制冷能力。

接下来将参考上述结构描述本实施例。当压缩机 101 运转,制冷剂在压缩机 101 内被压缩,从而高温和高压制冷剂从压缩机 101 排出且供给到散热器 102。在散热器 102 内,高温制冷剂将热量释放给外部空气,所述外部空气是车辆车厢的外部空气。即,在散热器 102 内,制冷剂通过外部空气被冷却且被冷凝到液态。

从散热器 102 输出的液相制冷剂被分到制冷剂循环通路 R1 和分支通路 R2 内。在制冷剂循环通路 R1 内,制冷剂从制冷循环装置的第一

制冷剂通路 111 供给到喷射器 103 且在喷嘴部分 131 被降压。即，在喷嘴部分 131 内，制冷剂的压力能被转变成速度能。由于在从喷嘴部分 131 排出制冷剂时方式的绝热热降，从喷嘴部分 131 的出口以高速排放的制冷剂通过吸入口 103b 抽吸在第二蒸发器 106 内蒸发的气相制冷剂。

5 从喷嘴部分 131 排放的排出制冷剂和从第二蒸发器 106 抽吸的抽吸制冷剂被混合，且混合的制冷剂供给到扩散部分 133。此时，制冷剂的膨胀能转变为压力能，从而制冷剂的压力增加。从喷射器 103 排出的制冷剂供给到第一蒸发器 104。在第一蒸发器 104 内，制冷剂从将被排放到车辆车厢内的空气吸热。，换言之，在第一蒸发器 104 内，制冷剂被
10 车辆车厢的内部空气加热并被蒸发。

蒸发的气相制冷剂通过制冷循环装置的第二制冷剂通路 112 供给到压缩机 101。在分支通路 R2 内，另一分开的制冷剂流供给到第二蒸发器 106。在第二蒸发器 106 内，制冷剂从冷藏库的内部空气吸热。换言之，在第二蒸发器 106 内，制冷剂被冷藏库的内部空气加热并被蒸发。

15 蒸发的制冷剂通过喷射器 103 的吸入口 103b 被抽吸。

接下来将描述本实施例的特性特征和优点。本实施例的制冷循环装置包括盒型恒温膨胀阀 105 和喷射器 103。膨胀阀 105 形成第一节流部分 S1 以用作用于使高压制冷剂降压的降压装置。进而，膨胀阀 105 根据通过第一制冷剂通路 111 的制冷剂的过热调节通过第一制冷剂通路
20 111 的制冷剂的流量。喷射器 103 包括喷嘴部分 131 和增压部分 132 和 133。喷嘴部分 131 形成第二节流部分 S2 并通过将通过入口 103a 供给的高压制冷剂的压力能转变为速度能而降低制冷剂的压力并膨胀制冷剂。增压部分 132 和 133 通过使用从喷嘴部分 131 排出的高速制冷剂而从吸入口 103b 抽吸气相制冷剂。增压部分 132 和 133 将速度能转变为
25 压力能同时混合从喷嘴部分 131 排放的排出制冷剂和从吸入口 103b 抽吸的抽吸制冷剂，从而混合的制冷剂的压力通过增压部分 132 和 133 而增加。喷射器 103 的制冷剂入口 103a 与盒型恒温膨胀阀 105 的节流部分 S1 的下游侧气密地连接。

图 14 是喷射循环的示意图，包括第十一实施例的制冷循环装置。
30 相对于先前提出的制冷循环，在本实施例中，包括喷嘴部分 131 和增压

部分 132 和 133 的喷射器 103 放置在膨胀阀 105 和第一蒸发器 14 之间，并且与膨胀阀 105 相连，从而喷射器 103 抽吸和增压从第二蒸发器 106 供给的制冷剂。因此，第一蒸发器 104 和第二蒸发器 106 在不同的温度范围操作。此时，喷射器 103 与膨胀阀 105 容易地和可拆开地相连，从而提供具有简单结构的可变喷射器。

进而，为了对应负载变化，检测第一蒸发器 104 出口处的过热。在高负载操作时，过热变得过大，由此膨胀阀 105 被打开。相反，在低负载操作时，膨胀阀 105 关闭。因此，制冷剂的流量被调节。进而，喷嘴部分 131 将压力能转变为速度能。然而，当使用气态和液态混合的两相制冷剂时，由于制冷剂在第二节流部分 S2 内的制冷剂的沸腾的耽搁，喷嘴效率降低。为了解决这样的问题，沸腾的分子最初通过降压在膨胀阀 105 内产生以便提供喷射器效率（喷嘴效率）。

进而，在第一节流部分 S1 和第二节流部分 S2 之间设置预定空间。在通过在膨胀阀 105 内初始产生沸腾分子而提高喷嘴效率的情况下，由膨胀阀 105 实现的第一节流部分 S1 和由喷嘴喉部实现的第二节流部分 S2 之间的空间对改善的性能作出贡献。这样，通过简单地将膨胀阀 105 与喷射器 103 组装到一起，和在第一节流部分 S1 和第二节流部分 S2 之间设置预定空间，能够实现高的喷射器效率。

进而，膨胀阀 105 与喷射器 103 彼此相连，从而膨胀阀 105 的中心轴垂直于喷射器 103 的中心轴。这样，喷射器 103 的吸入口 103b 的方向可以在 360 度的范围内任一选择以便在安装喷射器 103 时提供更大的自由度。

进而，盒型膨胀阀 105 包括第一制冷剂通路 111，第二制冷剂通路 112，球阀元件 110，元件配置 E 盒热传导部分 120。第一制冷剂通路 111 与第一蒸发器 104 的入口相连。第二制冷剂通路 112 与第一蒸发器 104 的出口相连。球阀元件 110 改变第一制冷剂通路 111 内的制冷剂的流量。在元件配置 E 中，振动膜 113 被保存，即被夹持在容纳部分 114 和盖部分 115 之间，且饱和气体被密封在振动膜 113 和盖部分 115 之间的振动膜腔 117 之间。进而，振动膜 113，容纳部分 114 和盖部分 115 由共同的材料制成。元件配置 E 可拆开地与阀块 D 相连。热传导部分 120 由

热传导率比元件配置 E 的热传导率高的不同材料制成。热传导部分 120 将在第二制冷剂通路 112 内流动的制冷剂的温度变化传导给振动膜 113。进而，热传导部分 120 将振动膜 113 的位移传导给球阀元件 110。在第一制冷剂通路 111 内流动的制冷剂的流量根据球阀元件 110 的位移被调节。

上述结构是先前提出的盒型膨胀阀 105 的结构。利用上述结构，通过先前提出的装置的组合，能够使制造成本最小。进而，通过适当地组合先前提出的装置，能够以相对低的成本实现上述结构的变化。

进而，将热量从低温侧传递到高温侧的上述蒸汽压缩型制冷循环包括压缩机 101，散热器 102，制冷循环装置 103，105，第一蒸发器 104，分支通路 R2 和第二蒸发器 106。压缩机 101 压缩制冷剂。散热器 102 从压缩机 101 排出的高压制冷剂释放热量。制冷循环装置将从散热器 102 输出的制冷剂供给到第一制冷剂通路 111。第一蒸发器 104 的出口通过第二制冷剂通路 112 与压缩机 101 的吸入口相连。第一蒸发器 104 蒸发从制冷循环装置的出口 103c 排出的制冷剂。分支通路 R2 在散热器 102 和制冷循环装置之间的点（分支点）分支制冷剂流并将其引导到吸入口 103b 第二蒸发器 106 布置在分支通路 R2 内并蒸发器制冷剂。

利用上述结构，喷射器 103 相对于膨胀阀 105 可以容易地拆卸。由此，喷射循环具有简单的结构。进而，在不使用第二蒸发器 106 的情况下，可以通过简单地去除喷射器 103 和第二蒸发器 106 而实现简单的正常膨胀阀循环。

进而，在上面的实施例中，制冷剂可以是含氯氟烃制冷剂、碳氢化合物（HC）制冷剂和二氧化碳制冷剂中的一种。含氯氟烃是由碳、氟、氯和氢构成的有机化合物的通用名称。含氯氟烃已经被广泛地用作制冷剂。含氯氟烃制冷剂包括含氢氯氟烃（HCFC）制冷剂、氢氟碳（HFC）制冷剂等，且被称为含氯氟烃的替代品，其被使用限制臭氧层的破坏。

HC 制冷剂是天然的制冷剂材料，包括氢和氧。HC 制冷剂的例子包括 R600a（异丁烯）和 R290（丙烷）。相应地，含氯氟烃制冷剂、碳氢化合物制冷剂和二氧化碳制冷剂中的任一种都可以用作本实施例中的制冷剂。

第十二实施例

图 18A 是根据本发明第十二实施例的制冷循环的局部截面图,图 18B 是图 18A 中沿方向 XVIII 的视图。在第十一实施例中,膨胀阀 105 和喷射器 103 彼此相连,从而膨胀阀 105 的中心轴垂直于喷射器 103 的中心轴。在第十二实施例中,膨胀阀 105 和喷射器 103 彼此相连,从而膨胀阀 105 的中心轴平行于喷射器 103 的中心轴。这样,喷射器 103 的制冷剂排出口 103c 的方向可以在 360 度的范围内自由选择以便在安装喷射器 103 时提供更大的自由度。

其他实施例

10 本发明并不限于上述实施例且上述实施例可以作如下变型。

(1) 在第一实施例中,本发明实施在车辆空调和制冷系统中。可替换地,具有较高制冷剂蒸发温度的第一蒸发器 15 和具有较低制冷剂蒸发温度的第二蒸发器 18 都可以用于冷却车辆客厢的不同区域(即车辆前座区域和车辆后座区域)。

15 (2) 在第一实施例中,具有较高制冷剂蒸发温度的第一蒸发器 15 和具有较低制冷剂蒸发温度的第二蒸发器 18 都可以用于冷却冷藏库的内部。更具体而言,具有较高制冷剂蒸发温度的第一蒸发器 15 可以用于冷却冷藏库的冷藏室的内部,而具有较低制冷剂蒸发温度的第二蒸发器 18 都可以用于冷却冷藏库的冷冻室的内部。

20 (3) 本发明的喷射循环能够用于诸如水加热器的蒸汽压缩循环。

(4) 尽管在第一到第十实施例中没有具体限定制冷剂的类型,制冷剂可以任何合适的制冷剂,如含氯氟烃,替代含氯氟烃的碳氢化合物(HC),和二氧化碳,其既适用于超临界蒸汽压缩循环也适用于次临界蒸汽压缩循环。

25 (5) 在第一实施例中,没有使用气液分离器。可替换地,气液分离器可以设置在第一蒸发器 15 的上游侧,以便仅向第一蒸发器 15 提供液相制冷剂。进一步可替换地,气液分离器可以设置在压缩机 12 的上游侧,以便仅向压缩机 12 提供气相制冷剂。进而,在散热器 13 的下游侧可以设置接收器。所述接收器分离液相制冷剂和气相制冷剂并仅将液相制冷剂供给到其下游侧。

30

(6) 在第一到第四实施例中, 第一流量控制阀 17 设置在第二蒸发器 18 的上游侧。在第二蒸发器 18 的热负荷相对小的情况下, 具有固定尺寸孔口的诸如毛细管的固定节流机构可以用作第一流量控制阀 17。

5 进而, 当固定节流机构和电磁阀集成到一起作为第一流量控制阀 17 时, 可以提供节流机构, 其中固定节流机构的流量控制功能和流动通路关闭(断开)功能组合起来。

进而, 第一流量控制阀 17 可以是具有根据蒸发器出口处的检测到的过热控制其孔口的打开程度的机构的节流机构(即膨胀阀)。

10 进而, 在第二和第三实施例中, 第一流量控制阀 17 与第二电磁阀 20 分开。第二流量控制阀 24 与第三电磁阀 28 分开。可替换地, 代替第一流量控制阀 17 和第二电磁阀 20 的组合和/或第二流量控制阀 24 与第三电磁阀 28 的组合, 可以使用具有流动通路关闭(断开)功能的节流阀, 其中流量控制阀和电磁阀被集成。

15 (7) 在第一到第四实施例中, 可变排量压缩机用作压缩机 12, 可变排量压缩机 12 的容积通过 ECU 25 控制, 以便控制制冷剂排量。可替换地, 固定排量压缩机可以用作压缩机 12。在这样的情况下, 固定排量压缩机的开启关闭操作通过电磁离合器控制且压缩机 12 的开启操作时间段与关闭操作时间段的比率被控制以便控制压缩机 12 的制冷剂排量。

20 进而, 在使用电动压缩机的情况下, 电动压缩机 12 的制冷剂排量能够通过控制电动压缩机的 rpm 而被控制。

(8) 在第一到第十实施例中, 如果喷射器 14 为流量可变喷射器, 其中喷嘴部分 14a 的制冷剂流动通路的横截面积根据第一蒸发器出口处的检测的过热而可变, 则能够控制排放制冷剂压力(抽吸到喷射器 14 25 内的制冷剂的流量)。

由此, 在第二实施例的多蒸发器操作模式, 第三实施例的第一和第二蒸发器操作模式, 和第一到第三蒸发器操作模式中的每个模式中, 可以更加精确地控制流过第二蒸发器 18 的制冷剂的流量。

30 (9) 在第一到第十实施例中, 多个蒸发器(例如第一蒸发器 15 和第二蒸发器 18)能够一体组装为单个单元。

(10) 在第十一和第十二实施例中，本发明实施在车辆空调系统中。然而，本发明并不限于车辆空调系统。例如，本发明可以实施在诸如水加热器的热泵循环的任何其他的蒸汽压缩型循环中。进而，在第十一和第十二实施例中，第一蒸发器 104 和第二蒸发器 106 分别具有两个不同的制冷能力。可替换地，可以提供三个或更多个蒸发器以便具有三个或更多个不同的制冷能力。

进而，在第十一和第十二实施例中，接收器可以布置在散热器 102 的下游。同一，可以使用固定喷射器以便代替第十一和第十二实施例中的喷射器 103，在固定喷射器中，喷嘴部分 131 的第二节流部分是固定的。进而，第十一和第十二实施例中，分别构造不同制冷能力的两个蒸发器 104 和 106。可替换地，可以一体地形成这些蒸发器 104 和 106。

对于本领域的技术人员而言，本发明的其他优点和变型是明显的。本发明并不限于示出和描述的具体细节，代表装置和示例。另外，需要说明的是，上述实施例或变型之一的特征可以与其他任何一个实施例或变型组合。

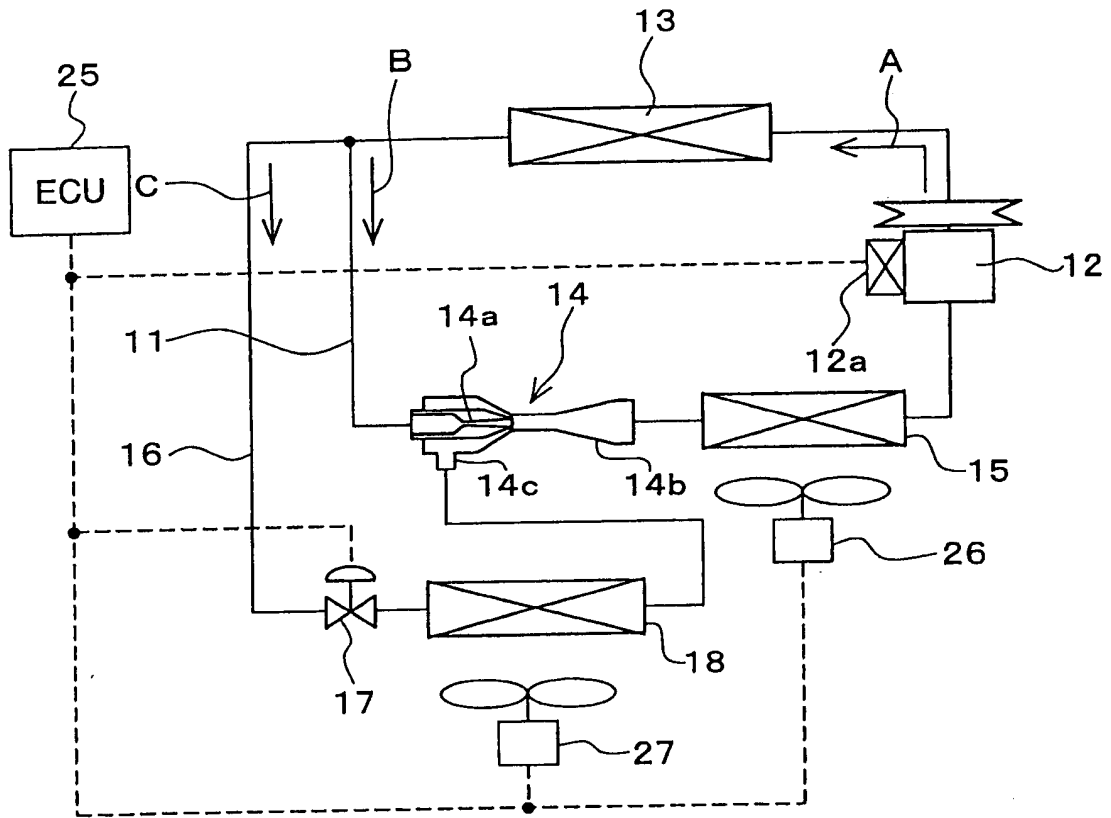


图 1

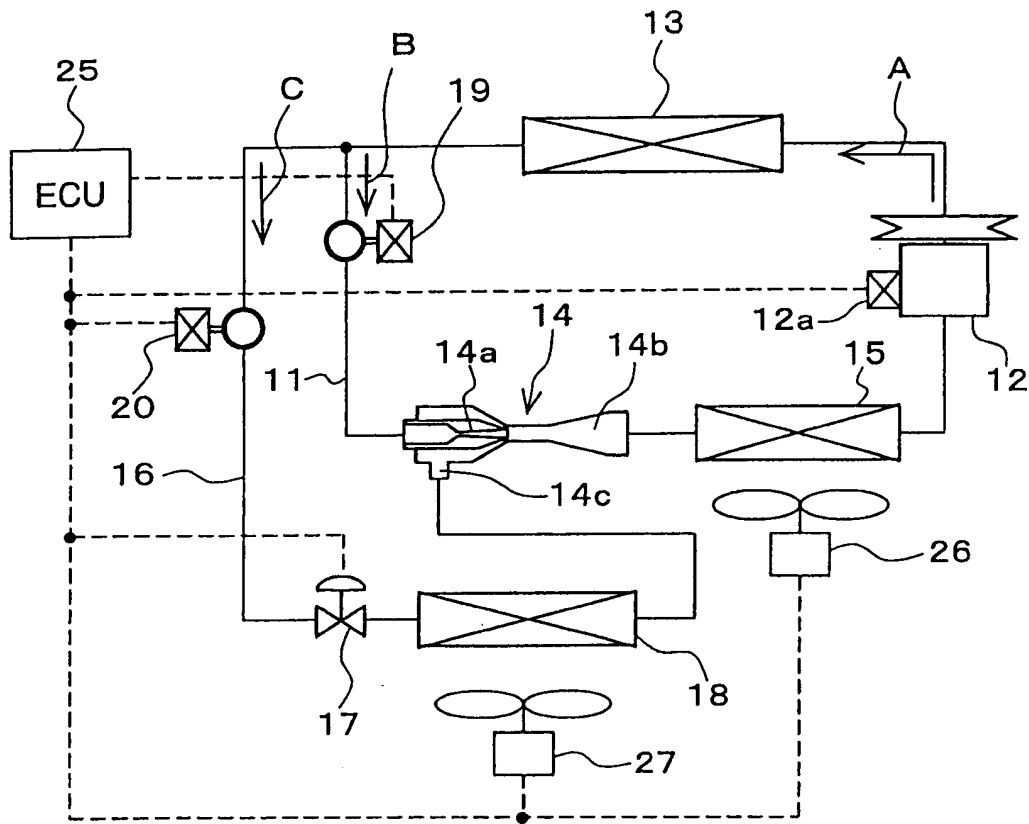


图 2

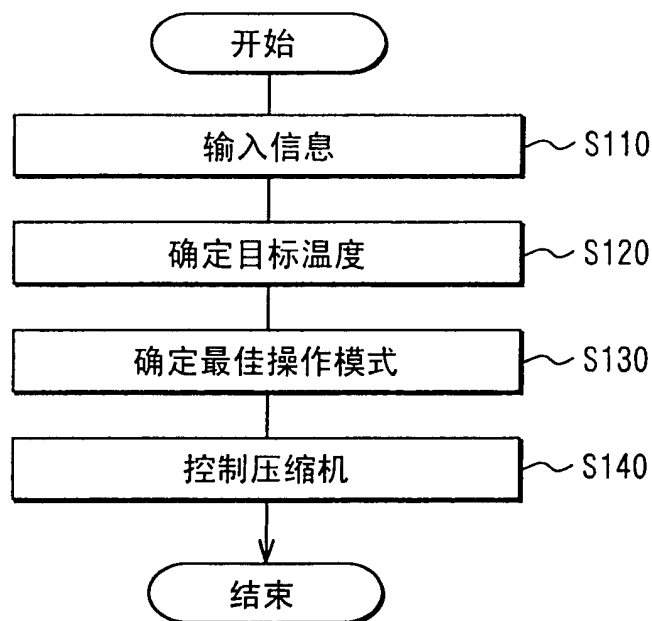
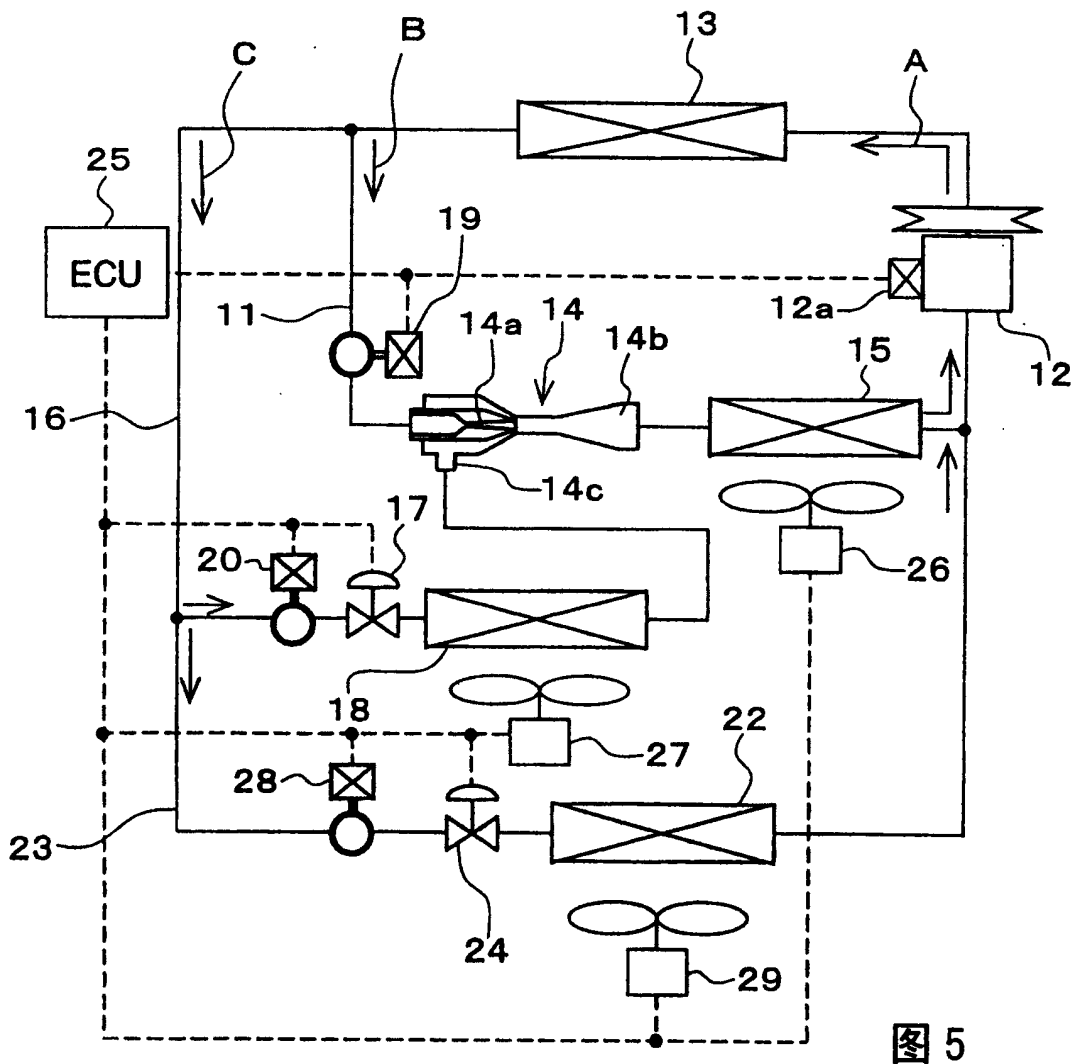


图 3

	操作模式		
	第一 EVAP0	第二 EVAP0	多 EVAP0
第一电磁阀	开	关	开
第二电磁阀	关	开	开
第一控制阀	--	操作	操作
第一鼓风机	闭合	断开	闭合
第二鼓风机	断开	闭合	闭合

图 4



		操作模式									
		单气化器工作模式					多气化器工作模式				
		第一 EVAPO	第二 EVAPO	第三 EVAPO	第一, 第二 EVAPO	第一, 第三 EVAPO	第二, 第三 EVAPO	全部 EVAPO			
第一电磁阀	开	关	关	开	开	关	开	关	开	开	
第二电磁阀	关	开	关	开	关	开	开	关	开	开	
第三电磁阀	关	关	开	关	开	开	开	开	开	开	
第一控制阀	--	工作	--	工作	--	工作	工作	--	工作	工作	
第二控制阀	--	--	工作	--	工作	--	工作	工作	工作	工作	
第一风机	闭合	断开	断开	闭合	闭合	闭合	闭合	断开	断开	闭合	
第二风机	断开	闭合	断开	闭合	断开	闭合	闭合	断开	闭合	闭合	
第三风机	断开	断开	闭合	断开	闭合	闭合	断开	闭合	闭合	闭合	

图 6

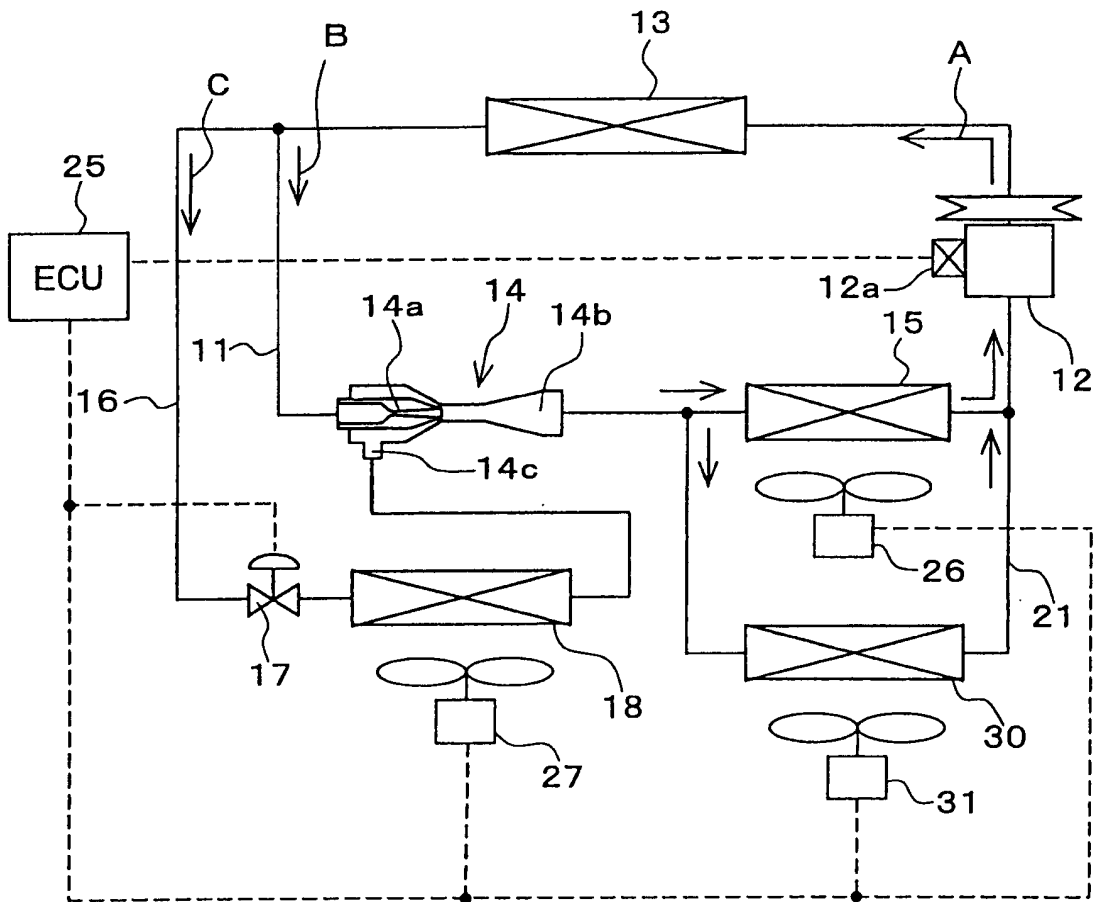


图 7

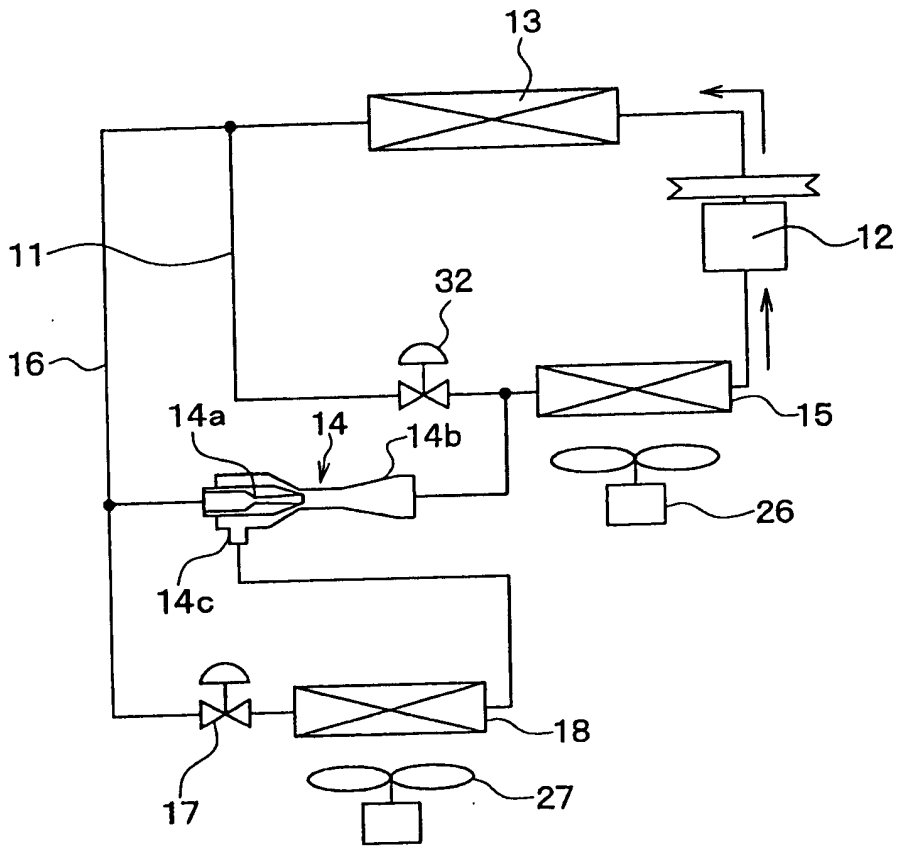


图 8

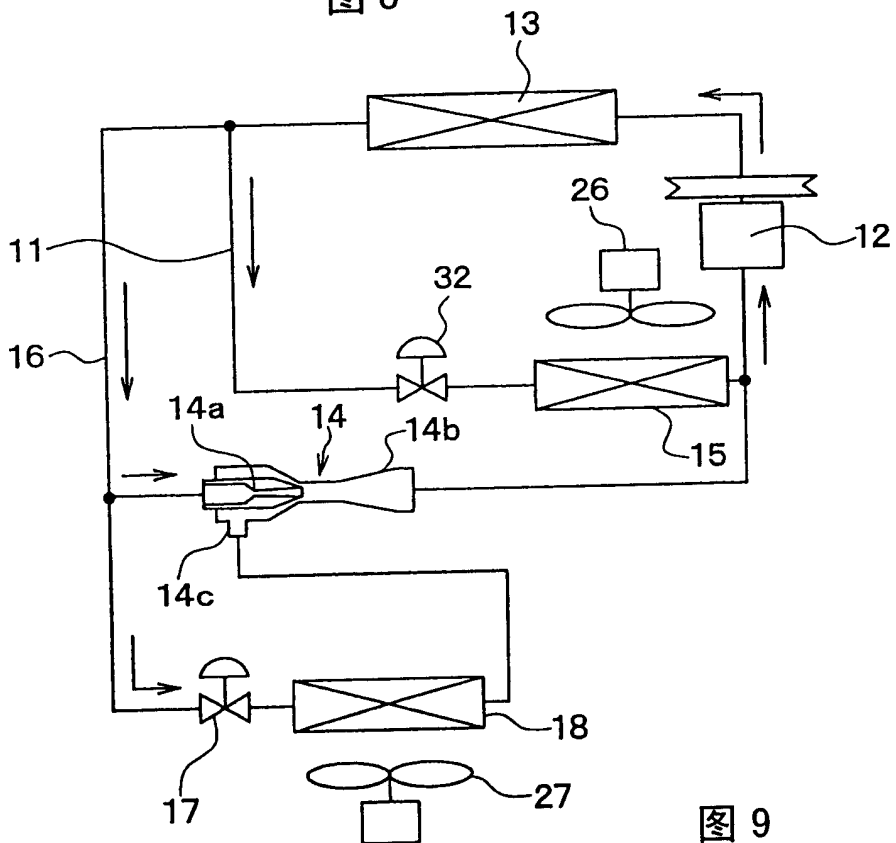


图 9

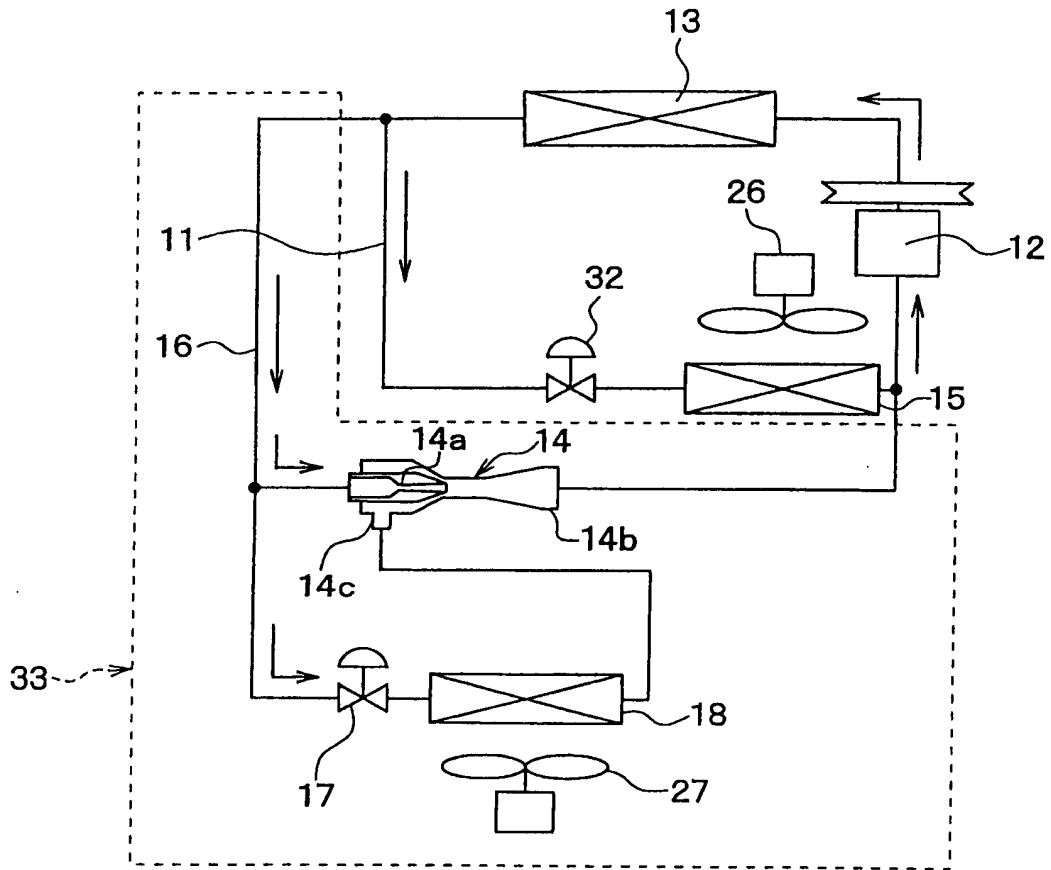


图 10

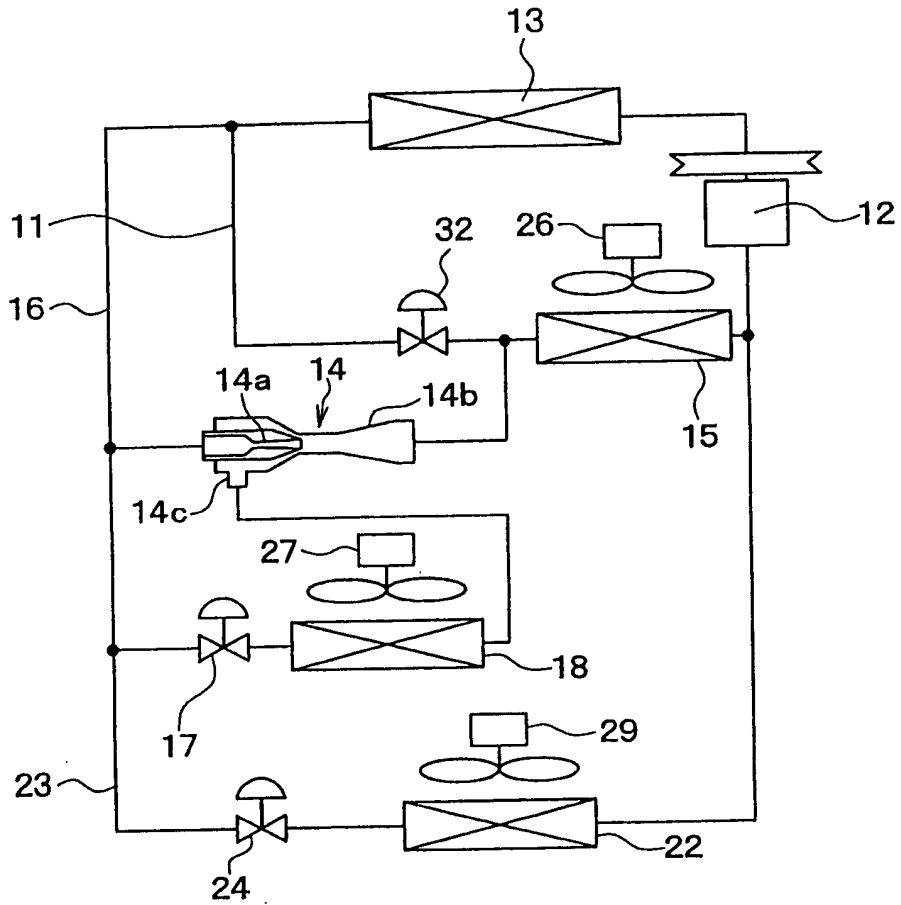


图 11

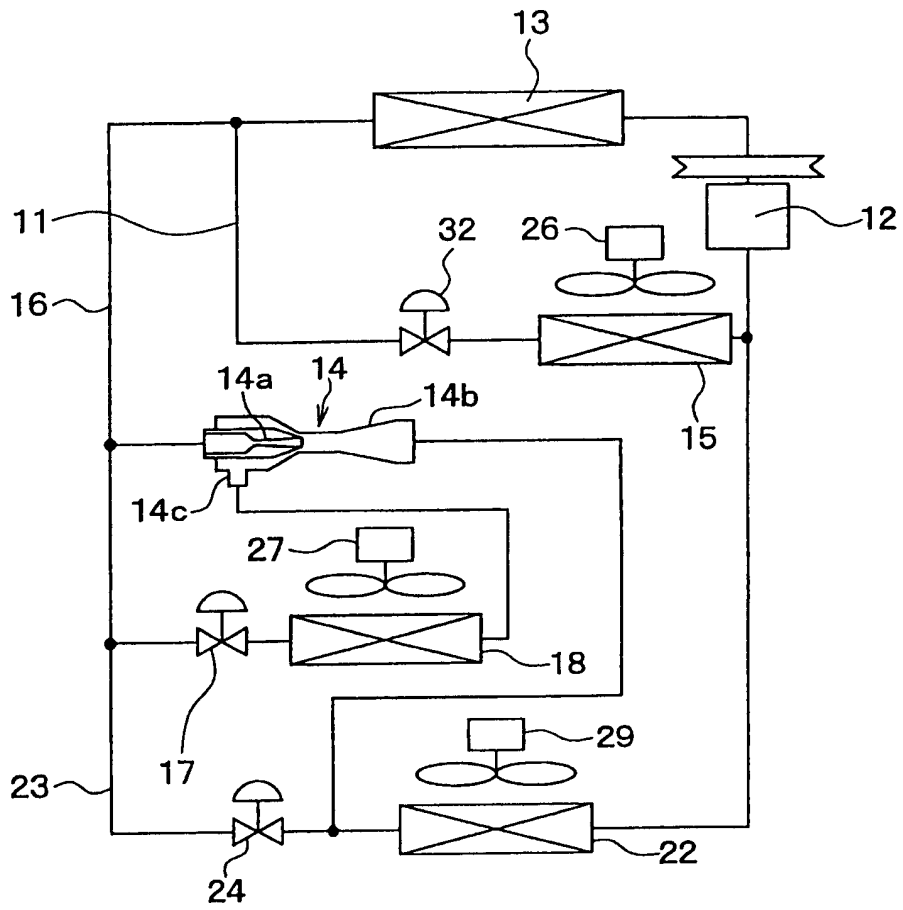


图 12

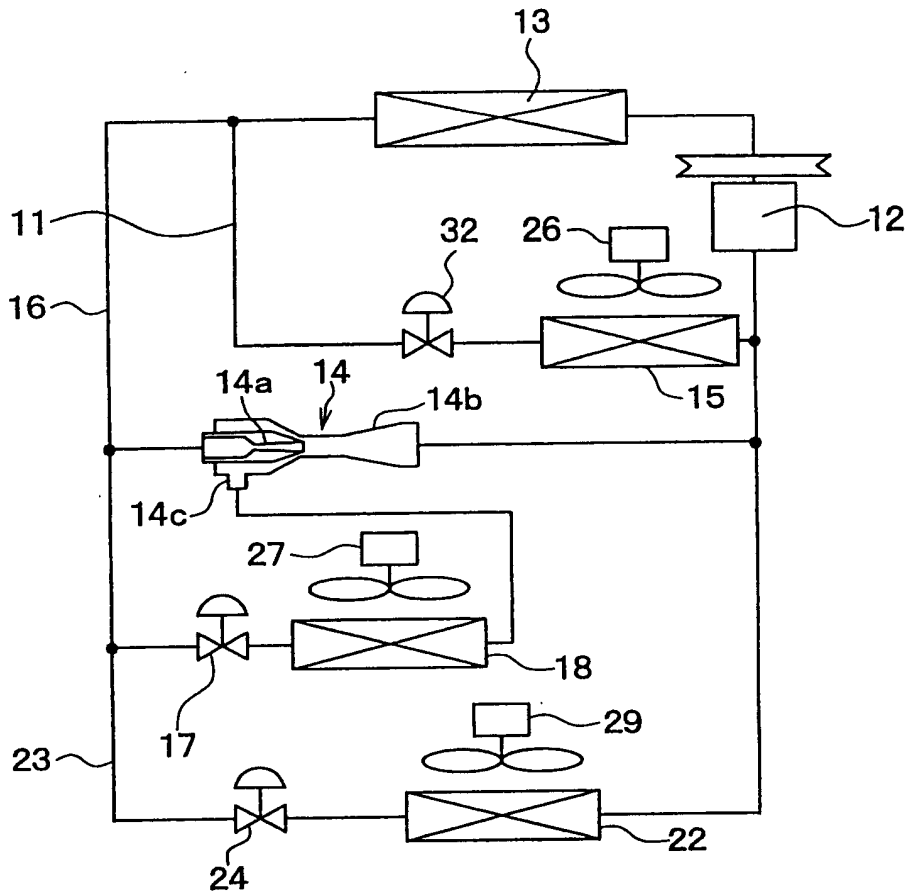


图 13

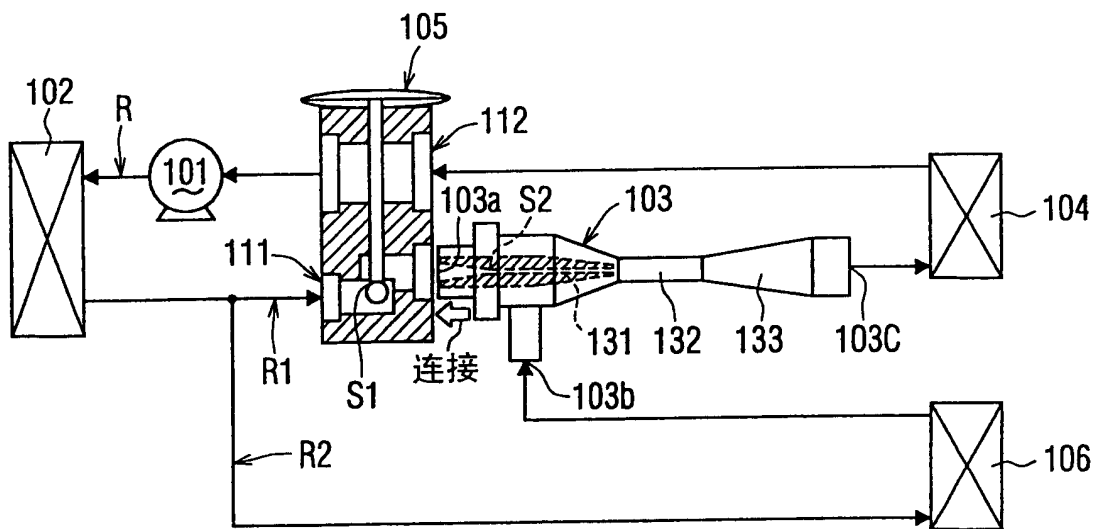


图 14

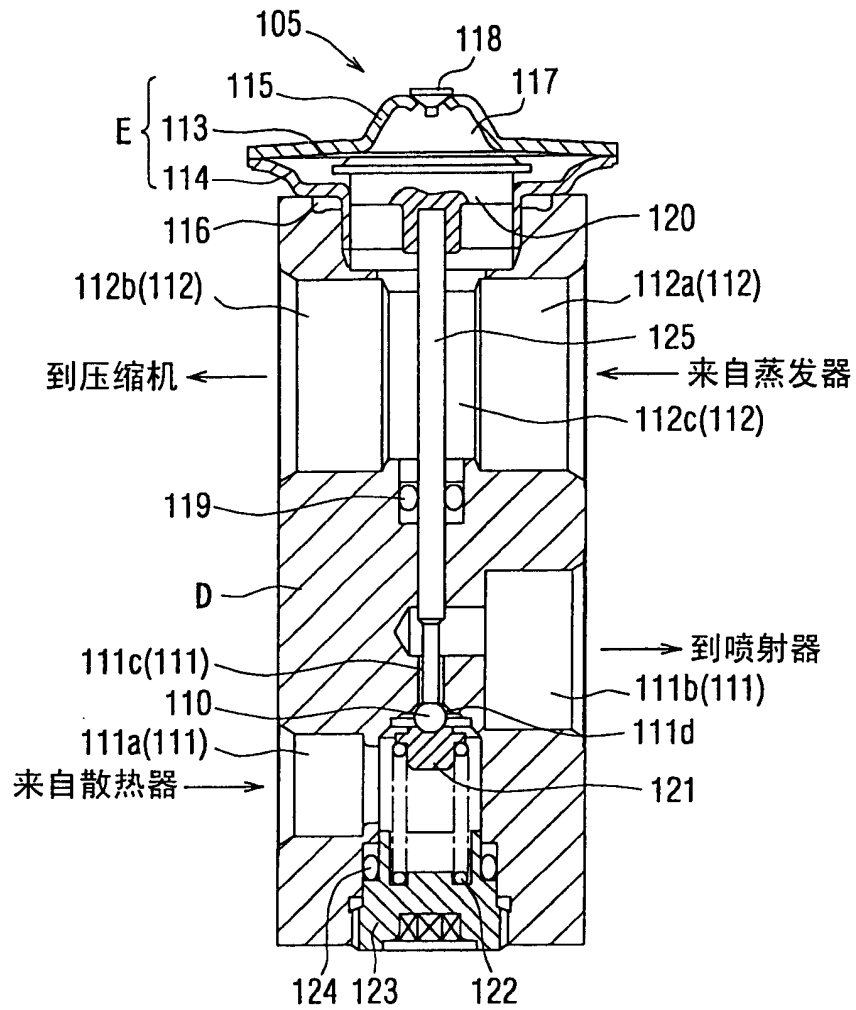


图 15

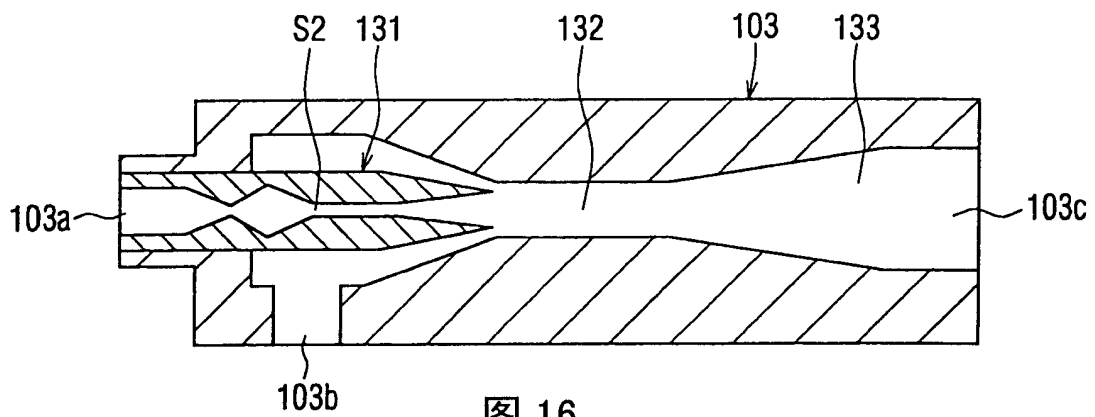


图 16

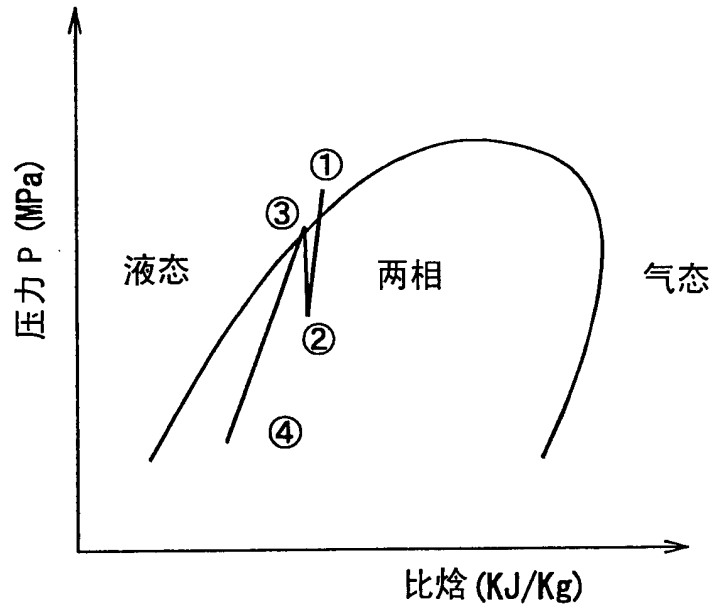


图 17A

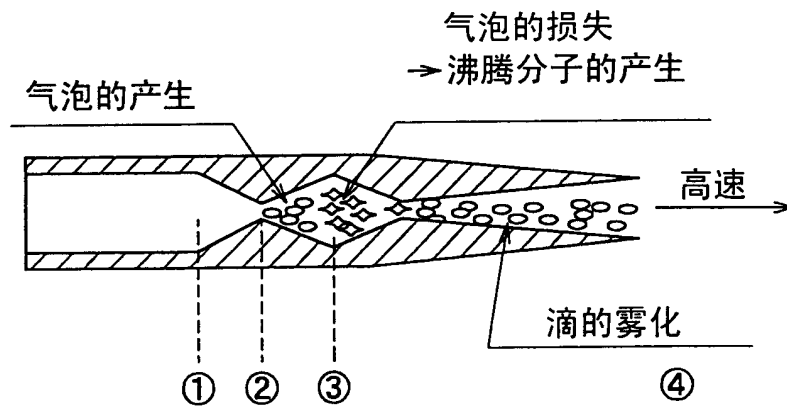
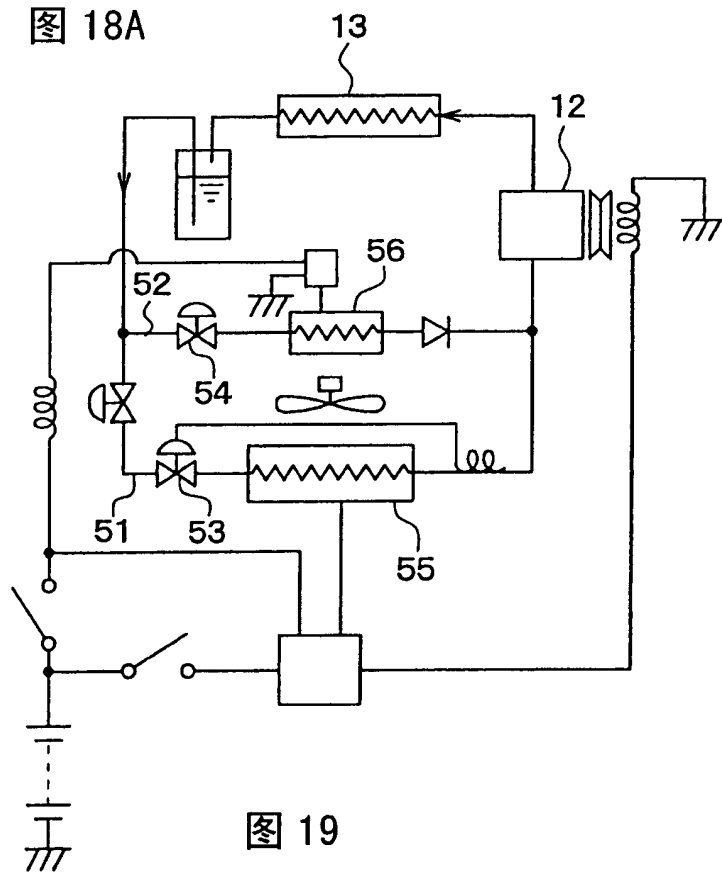
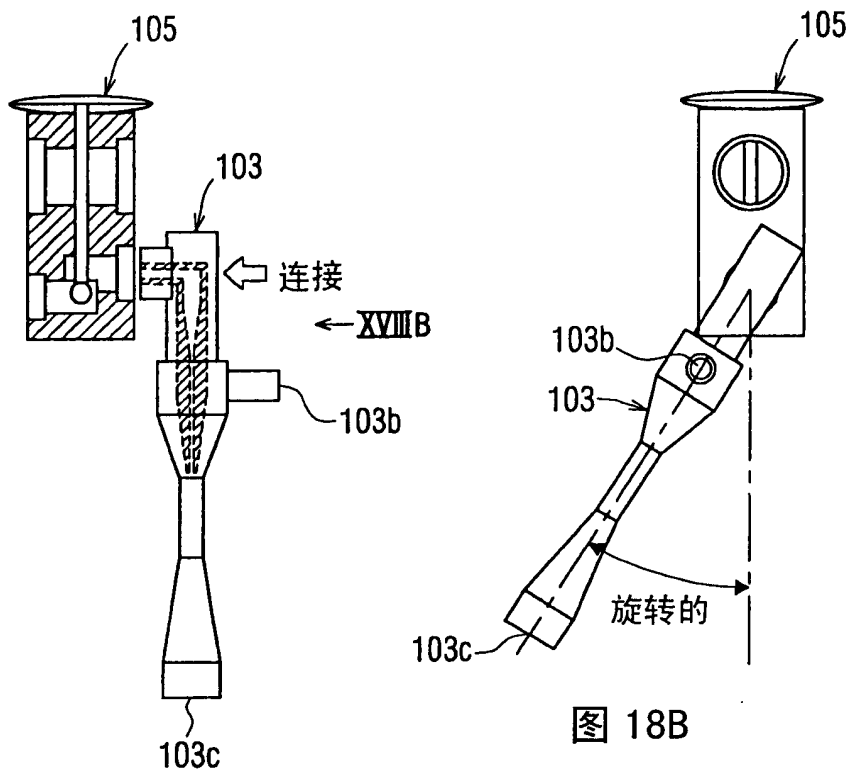


图 17B



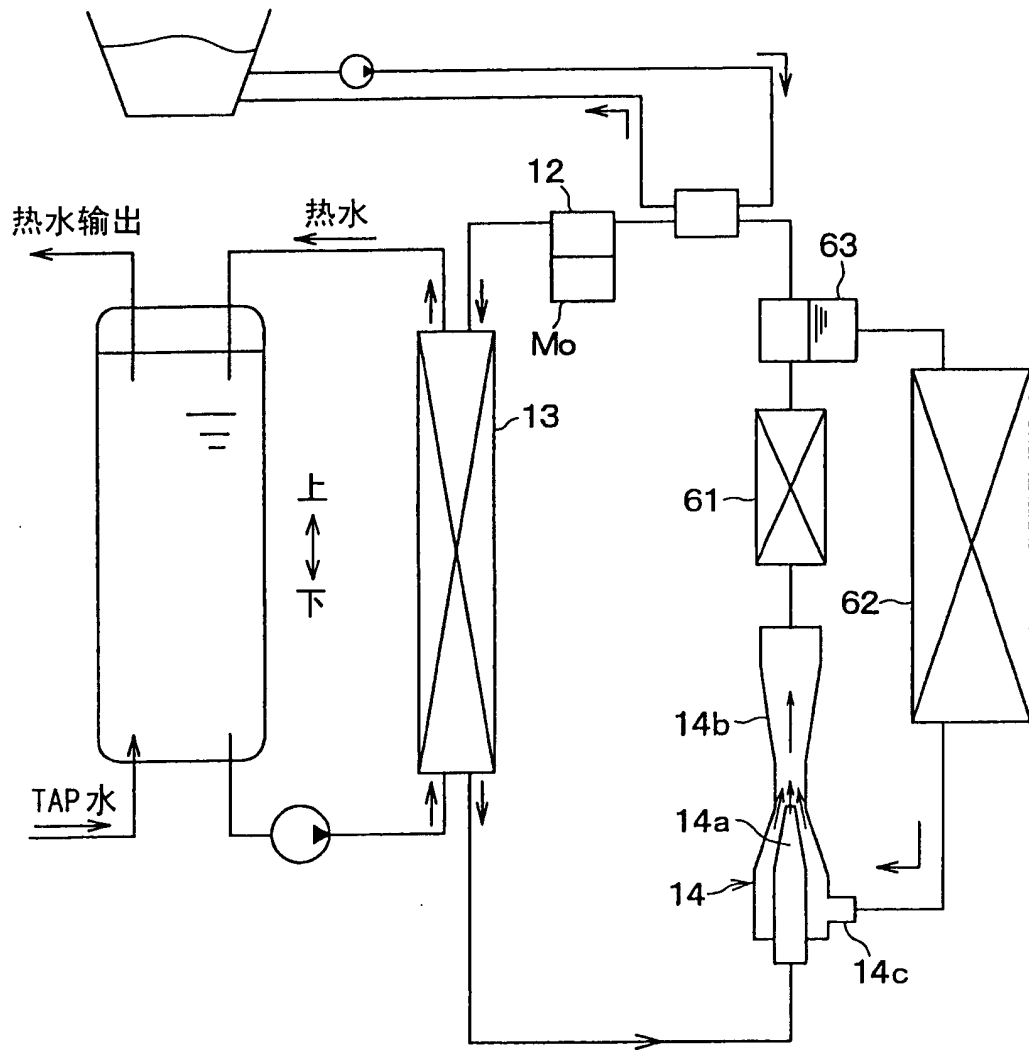


图 20

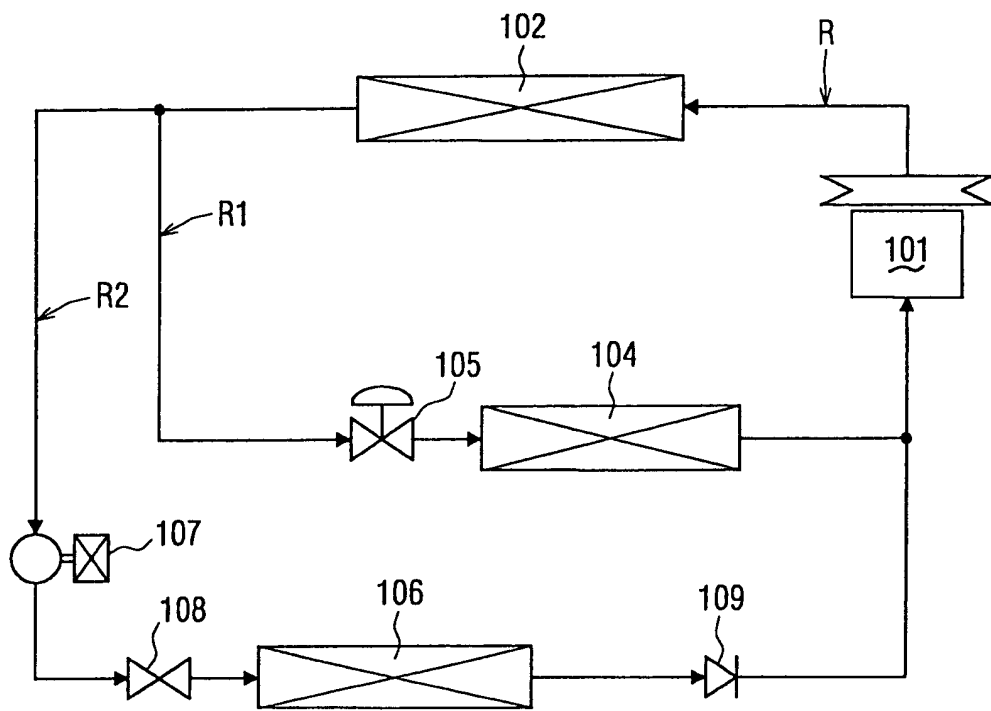


图 21

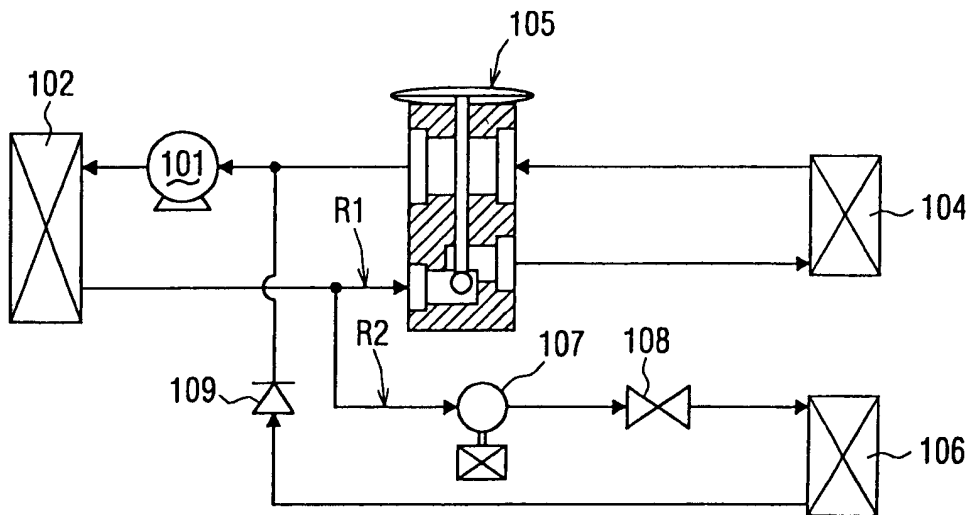


图 22