



[12] 发明专利申请公开说明书

[21] 申请号 200510007982.8

[43] 公开日 2005年8月17日

[11] 公开号 CN 1654902A

[22] 申请日 2005.2.4

[21] 申请号 200510007982.8

[30] 优先权

[32] 2004. 2. 12 [33] JP [31] 2004 - 035447

[32] 2004. 2. 13 [33] JP [31] 2004 - 036330

[71] 申请人 三洋电机株式会社

地址 日本大阪府

[72] 发明人 松本兼三 山崎晴久 山中正司

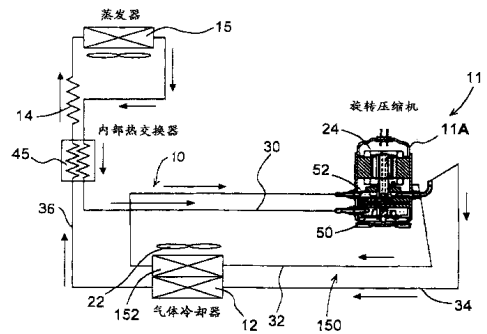
[74] 专利代理机构 中国国际贸易促进委员会专利商
标事务所
代理人 何腾云

权利要求书2页 说明书17页 附图6页

[54] 发明名称 制冷剂循环装置

[57] 摘要

在高压侧为超临界压力的转变临界制冷剂循环装置，并不在低压侧设置储液器，其目的是防止由于压缩机压缩液体而出现损伤，其要点为：将压缩机、气体冷却器、减压装置、蒸发器等连接成环状而构成，使用二氧化碳作为制冷剂，高压侧为超临界压力的转变临界制冷剂循环装置，具备使从气体冷却器出来的制冷剂与从蒸发器出来的制冷剂进行换热的内部热交换器，该内部热交换器具有：来自气体冷却器的制冷剂流动的高压侧流道；配设成与该高压侧流道换热、来自蒸发器的制冷剂流动的低压侧流道，使制冷剂在高压侧流道中从下向上流动，使制冷剂在低压侧流道中从上向下流动。



1. 一种制冷剂循环装置，其特征是：

是将压缩机、气体冷却器、减压装置、蒸发器等连接成环状而构成，使用二氧化碳作为制冷剂，高压侧能为超临界压力的转变临界制冷剂循环装置，

具备使从上述气体冷却器出来的制冷剂与从上述蒸发器出来的制冷剂进行换热的内部热交换器，

该内部热交换器具有：来自上述气体冷却器的制冷剂流动的高压侧流道；配设成与该高压侧流道换热、来自上述蒸发器的制冷剂流动的低压侧流道，

使制冷剂在上述高压侧流道中从下向上流动，使制冷剂在上述低压侧流道中从上向下流动。

2. 根据权利要求1所记载的制冷剂循环装置，其特征是：上述内部热交换器用由内管和外管构成的双层管制成，在上述内管内构成上述高压侧流道，在上述内管与外管之间构成上述低压侧流道。

3. 根据权利要求1所记载的制冷剂循环装置，其特征是：上述内部热交换器用由在内部构成双系统流道的层叠板构成，将一个流道作为上述高压侧流道，将另一个流道作为上述低压侧流道。

4. 一种制冷剂循环装置，其特征是：

是将压缩机、气体冷却器、减压装置、蒸发器等连接成环状而构成，使用二氧化碳作为制冷剂，高压侧为超临界压力的制冷剂循环装置，

具备使从上述气体冷却器出来的制冷剂与从上述蒸发器出来的制冷剂进行换热的内部热交换器，

使循环系统中的低压部容积的比例为全部容积的 30%以上 50%以下，而且，使上述内部热交换器中的低压部容积的比例，相对循环系统中的低压部全部容积，为 5%以上 30%以下。

5. 根据权利要求4的制冷剂循环装置，其特征是：

上述压缩机具备设置在密闭容器内的第 1 和第 2 压缩元件，用上述第 2 压缩元件对被上述第 1 压缩元件压缩、排出到上述密闭容器内的中间压力的制冷剂进行压缩、排出，而且，

使在循环系统中的中间压力部容积的比例为全部容积的 20%以上 50%以下。

6. 根据权利要求 5 的制冷剂循环装置，其特征是：具备用于在对从上述第 1 压缩元件排出到上述密闭容器内的中间压力的制冷剂进行冷却之后，将其吸入到上述第 2 压缩元件的中间冷却回路。

制冷剂循环装置

技术领域

本发明涉及一种将压缩机、气体冷却器、减压装置、蒸发器等连接成环状而构成、使用二氧化碳作为制冷剂，能使高压侧为超临界压力的制冷剂循环装置。

背景技术

现有的这种制冷剂循环装置，用管路依次将旋转压缩机(压缩机)、气体冷却器、减压装置(膨胀阀或毛细管等)以及蒸发器等连接成环状，构成制冷剂循环系统(制冷剂回路)。而且，制冷剂气从旋转压缩机的旋转压缩元件的吸入孔吸入到气缸的低压室侧，通过转子和叶片的动作，进行压缩，成为高温高压的制冷剂气，从高压室侧经排出孔、排出消音室，排出到气体冷却器。制冷剂气在该气体冷却器散热之后，用节流手段进行节流，供给到蒸发器。在此，制冷剂蒸发，此时，通过从周围吸热，发挥冷却作用。

近年来，为了应付地球环境问题而开发的装置，即使在这种制冷剂循环系统，也不使用现有的氟里昂(フロン)，而是使用自然制冷剂——二氧化碳(CO₂)作为制冷剂，使用使高压侧为超临界压力进行运转的转变临界(遷臨界)制冷剂循环系统。

在这样的转变临界制冷剂循环装置，为了防止液态制冷剂返回到压缩机内进行液态压缩，在蒸发器的出口侧和压缩机的吸入侧之间的低压侧，配设储液器，为将液态制冷剂储存在该储液器中，仅将气体吸入到压缩机中的结构。而且，调整减压装置，不使储液器内的液态制冷剂返回到压缩机(例如，参照日本专利公报特公平7-18602号)。

但是，将储液器设置在制冷剂循环系统的低压侧，需要相当多的制冷剂的填充量。另外，为了防止液体回流，必须扩大储液器的容量，或对减压装置的节流阀进行调整，招致设置空间扩大或蒸发器15的冷

冻能力降低。

另外，在使用二氧化碳作为相关的制冷剂循环装置的制冷剂的情况下，由于压缩比变得非常高，所以，在外气温度高时等情况下，提高冷冻能力是很困难的。

发明内容

本发明的目的是，为了解决相关的现有技术问题，使高压侧为超临界压力的转变临界制冷剂循环装置，并不在低压侧设置储液器，防止由于压缩机压缩液体而出现损伤。

本发明的制冷剂循环装置，是将压缩机、气体冷却器、减压装置、蒸发器等连接成环状而构成，使用二氧化碳作为制冷剂，高压侧能为超临界压力的转变临界制冷剂循环装置，具备使从气体冷却器出来的制冷剂与从蒸发器出来的制冷剂进行换热的内部热交换器，该内部热交换器具有：来自气体冷却器的制冷剂流动的高压侧流道；配设成与该高压侧流道换热、来自蒸发器的制冷剂流动的低压侧流道，使制冷剂在高压侧流道中从下向上流动，使制冷剂在低压侧流道中从上向下流动。

另外，本发明的制冷剂循环装置，是在上述发明中，内部热交换器用由内管和外管构成的双层管制成，在内管内构成高压侧流道，在内管与外管之间构成低压侧流道。

另外，本发明的制冷剂循环装置，是在上述发明中，内部热交换器用由在内部构成双系统流道的层叠板构成，将一个流道作为高压侧流道，将另一个流道作为低压侧流道。

本发明，具备使从气体冷却器出来的制冷剂与从蒸发器出来的制冷剂进行换热的内部热交换器，由于该内部热交换器具有：来自气体冷却器的制冷剂流动的高压侧流道；配设成与该高压侧流道换热、来自蒸发器的制冷剂流动的低压侧流道，所以，能由内部热交换器使从气体冷却器进入减压装置的制冷剂的温度下降，扩大在蒸发器的焓差，提高冷冻能力。

特别是，由于使制冷剂在高压侧流道中从下向上流动，使制冷剂

在低压侧流道中从上向下流动，所以，在高压比超临界压力低的场合，能将剩余制冷剂留存在内部热交换器的高压侧流道中，在外气温度低时等，能减少流入低压侧的剩余制冷剂，防止压缩机破损等不相宜情况于未然。

另外，由于用双层管构成内部热交换器，或为层叠式的内部热交换器，所以，能使来自气体冷却器的制冷剂与来自蒸发器的制冷剂平稳地进行换热，而且，在外气温度低时等，也能无障碍地向高压侧流道贮存制冷剂。

另外，本发明的目的是，为了解决相关的现有技术问题，使制冷剂循环装置中，便于提高蒸发器的冷冻能力。

即，本发明的制冷剂循环装置，是将压缩机、气体冷却器、减压装置、蒸发器等连接成环状而构成，使用二氧化碳作为制冷剂，高压侧为超临界压力的制冷剂循环装置，具备使从气体冷却器出来的制冷剂与从蒸发器出来的制冷剂进行换热的内部热交换器，使循环系统中的低压部容积的比例为全部容积的30%以上50%以下，而且，使内部热交换器中的低压部容积的比例，相对循环系统中的低压部全部容积，为5%以上30%以下。

另外，本发明的制冷剂循环装置，是在上述发明中，压缩机具备设置在密闭容器内的第1和第2压缩元件，用第2压缩元件对被第1压缩元件压缩、排出到密闭容器内的中间压力的制冷剂进行压缩、排出，而且，使在循环系统中的中间压力部容积的比例为全部容积的20%以上50%以下。

另外，本发明的制冷剂循环装置，是在上述发明中，具备用于在对从第1压缩元件排出到密闭容器内的中间压力的制冷剂进行冷却之后，将其吸入到第2压缩元件的中间冷却回路。

在本发明，能使液态制冷剂在蒸发器不完全蒸发，而是以传热性能好的液/气混相流的形式，从蒸发器返回到内部热交换器，通过有效利用传热特性的提高和制冷剂的潜热、显热，能有效地降低从气体冷却器进入减压装置的高压侧的制冷剂的温度，能使在蒸发器的焓差极

大，便于提高冷冻能力。

特别是，在使用内部中间压型的二级压缩式的压缩机的场合，例如，由于使包含中间冷却回路的循环系统中的中压部容积的比例为全部容积的20%以上50%以下，所以，能最大限度地发挥上述效果。

附图说明

图1是本发明的一实施例的转变临界制冷剂循环装置的制冷剂回路图（实施例1）。

图2是图1的内部热交换器的内部结构图。

图3是又一个本发明的实施例的制冷剂循环装置的制冷剂回路图（实施例2）。

图4是图3的制冷剂循环装置的p-h曲线图。

图5是又一个本发明的制冷剂循环装置的其它实施例的制冷剂回路图（实施例3）。

图6是图5的制冷剂循环装置的p-h曲线图。

用于实施发明的最佳方式

以下，依据附图详细地对本发明的实施方式进行说明。

（实施例1）

图1是本发明的制冷剂循环装置的一实施例的转变临界制冷剂循环装置的制冷剂回路图。而且，本发明的转变临界制冷剂循环装置，是自动售货机、空调机、冷库或展示柜等所使用的装置。

在图1中，10是转变临界制冷剂循环装置1的制冷剂回路，通过将压缩机11、气体冷却器12、作为减压装置的毛细管14、蒸发器15等连接成环状而构成。

即，压缩机11的制冷剂排出管34与气体冷却器12的入口连接。在此，实施例的压缩机11是内部中间压型2级压缩式的旋转压缩机，由在密闭容器11A内作为驱动元件的电动元件24和由该电动元件24驱动的第1和第2旋转压缩元件50、52构成。

图中30是用于将制冷剂导入到压缩机11的第1旋转压缩元件50中的制冷剂导入管，该制冷剂导入管30的一端与第1旋转压缩元件

50 的图未示的气缸连通。该制冷剂导入管 30 的另一端与后述的内部热交换器 45 低压侧流道 66 的出口 66B 连接。

图中 32 是用于将由第 1 旋转压缩元件 50 压缩了的制冷剂导入到第 2 旋转压缩元件 52 的制冷剂导入管。该制冷剂导入管 32 设计成穿过压缩机 11 外部的中间冷却回路 150。其结构为，在该中间冷却回路 150 上设置有用用于冷却被第 1 旋转压缩元件 50 压缩了的制冷剂的热交换器 152，被第 1 旋转压缩元件 50 压缩了的中间压的制冷剂，在由热交换器 152 冷却之后，被吸入到第 2 旋转压缩元件 52。另外，该热交换器 152 与气体冷却器 12 制成一体，在热交换器 152 和气体冷却器 12 的附近，设有用于对该热交换器 152 和气体冷却器 12 进行通风、使制冷剂散热的风扇 22。而且，上述制冷剂排出管 34 是将被第 2 旋转压缩元件 52 压缩了的制冷剂排出到气体冷却器 12 的制冷剂管路。

另一方面，与气体冷却器 12 的出口侧连接的制冷剂管路 36 与上述内部热交换器 45 的高压侧流道 64 的入口 64A 连接。上述内部热交换器 45 是用于使从气体冷却器 12 出来的高压侧的制冷剂与从蒸发器 15 出来的低压侧的制冷剂进行换热的装置。如图 2 所示，该内部热交换器 45 用由内管 60 和外管 62 制成的双层管构成，外管 62 的外周用隔热材料 63 覆盖。而且，在内管 60 内形成来自气体冷却器的制冷剂流动的高压侧流道 64，在该内管 60 和外管 62 之间形成来自蒸发器 15 的制冷剂流动的低压侧流道 66，配置成高压侧流道 64 和低压侧流道 66 进行换热。

另外，在下侧形成入口 64A、在上侧形成出口 64B，以使制冷剂在该高压侧流道 64 中从下向上流动。即，使其为来自气体冷却器 12 的高压侧制冷剂从下侧的入口 64A 进入到高压侧流道 64，从上侧的出口 64B 流出高压侧流道 64 的形式。

另一方面，在上端形成入口 66A，在下端形成出口 66B，以使制冷剂在低压侧流道 66 中从上向下流动。即，来自蒸发器 15 的低压侧制冷剂从上端的入口 66A 进入低压侧流道 66，从下端的出口 66B 流出低压侧流道 66。

因此，由于在高压侧流道 64 和低压侧流道 66 中流动的制冷剂对峙流动，所以，能提高在该内部热交换器 45 中的热交换能力。

再有，由于使制冷剂在高压侧流道 64 中从下向上流动，使制冷剂在低压侧流道 66 中从上向下流动，所以，在高压比超临界压力低的情况下，能使剩余制冷剂留存在内部热交换器 45 的高压侧流道 64 中。因此，在外部气温较低时等，能减少流入到低压侧的剩余制冷剂，能防止压缩机 11 破损等不相宜情况于未然。

另一方面，与内部热交换器 45 的高压侧流道 64 的出口 64B 连接的管路，经毛细管 14 与蒸发器 15 连接。而且，从蒸发器 15 出来的管路与内部热交换器 45 的低压侧流道 66 的入口 66A 连接。

而且，转变临界制冷剂循环装置 1 的制冷剂要有利于地球环境，考虑到可燃性以及毒性，使用自然制冷剂——二氧化碳 (CO₂)，该转变临界制冷剂循环装置 1 的制冷剂回路 10 的高压侧为超临界压力。

制冷剂循环装置 1 是以上结构，以下，对实施例的转变临界制冷剂循环装置 1 的动作进行说明。若起动压缩机 11 的电动元件 24，则低压的制冷剂气被吸入到压缩机 11 的第 1 旋转压缩元件 50，被压缩，为中间压力，排出到密闭容器 11A 内。排出到密闭容器 11A 内的制冷剂从制冷剂导入管 32 暂时排出到密闭容器 11A 的外部，进入中间冷却回路 150，穿过热交换器 152。在此，接受风扇 22 的通风，进行散热。

这样一来，由于在由热交换器 152 对被第 1 旋转压缩元件 50 压缩了的制冷剂进行冷却之后，被吸入到第 2 旋转压缩元件 52，所以，能降低从压缩机 11 的第 2 旋转压缩元件 52 排出的制冷剂气的温度。

然后，制冷剂被吸入到第 2 旋转压缩元件 52，被压缩，为高温高压的制冷剂气，由制冷剂排出管 34 排出到压缩机 11 的外部。此时，制冷剂被压缩到适当的超临界压力。

在从制冷剂排出管 34 排出的制冷剂流入到气体冷却器 12、在此接受风扇 22 通风进行散热之后，从内部热交换器 45 的高压侧流道 64 的入口 64A 流入到在内管 60 内形成的高压侧流道 64。而且，进入高

压侧流道 64 的制冷剂在高压侧流道 64 内从下向上流动。因此，由于如以上所述配设高压侧流道 64 和低压侧流道 66 进行换热，所以，在高压侧流道 64 中流动的来自气体冷却器 12 的制冷剂，将热量传递到在低压侧流道 66 中流动的来自蒸发器 15 的制冷剂，而被冷却。

因此，由于能降低从气体冷却器 12 进入毛细管 14 的制冷剂的温度，所以，能扩大在蒸发器 15 中的焓差。因此，能提高蒸发器 15 的冷冻能力。

另一方面，被内部热交换器 45 冷却、从出口 64B 出来的高压侧的制冷剂到达毛细管 14。而且，在毛细管 14 的入口是制冷剂气或气体的状态。由于制冷剂在毛细管 14 中的压力降低，为气体/液体的二相混合物，在该状态流入到蒸发器 15 内。在此，制冷剂蒸发，由于从空气中吸热而发挥冷却作用。

此时，如以上所述，由于在中间冷却回路 150 中对中间压力的制冷剂进行冷却的效果和由内部热交换器 45 对制冷剂进行冷却、扩大在蒸发器 15 中的焓差的效果，便于提高蒸发器 15 的冷冻能力。

然后，制冷剂从蒸发器 15 流出，从入口 66A 进入内部热交换器 45 的内管和外管 62 之间的低压侧流道 66。而且，进入到低压侧流道 66 的制冷剂，在内管 60 和外管 62 之间的低压侧流道 66 中从上向下流动。因此，在蒸发器 15 中蒸发，变成低温，流出蒸发器 15 的制冷剂，并不是完全是气体的状态，虽然也有为混入液体的状态的场合，但通过使其在内部热交换器 45 的低压侧流道 66 中穿过，使其与在上述高压侧流道 64 中流动的制冷剂进行换热，制冷剂被加热，此时，能确保制冷剂的过热度，为完全的气体状态。

因此，能防止压缩机 11 吸入液态的制冷剂，压缩机 11 破损等不相宜情况于未然。

而且，反复进行被内部热交换器 45 加热了的制冷剂，从制冷剂导入管 30 吸入到压缩机 11 的第 1 旋转压缩元件 52 内的循环。

这样一来，由于来自气体冷却器 12 的制冷剂在高压侧流道 64 中流动，来自蒸发器 15 的制冷剂在低压侧流道 66 中流动，而且低压侧

流道 66 配设成与该高压侧流道 64 进行换热，设置具有高压侧流道 64 和低压侧流道 66 的内部热交换器 45，所以，能降低从气体冷却器 12 进入毛细管 14 的制冷剂的温度，扩大在蒸发器 15 中的焓差，提高冷冻能力。

特别是，由于使制冷剂在高压侧流道 64 中从下向上流动，使制冷剂在低压侧流道 66 中从上向下流动，所以，在高压比超临界压力低的场合，能将剩余制冷剂留存在内部热交换器 45 的高压侧流道 64 中，在外气温度较低时，能减少流入到低压侧的剩余制冷剂，防止压缩机 11 的破损等不相宜的情况于未然。

另外，由于用由内管 60 和外管 62 构成的双层管构成内部热交换器 45，在内管 60 构成高压侧流道 64，在内管 60 和外管 62 之间构成低压侧流道 66，所以，能使来自气体冷却器 12 的制冷剂和来自蒸发器 15 的制冷剂平稳地进行换热。再有，在外气温度较低时等，也能无障碍地向高压侧流道 64 贮存制冷剂。

因此，既便于提高转变临界制冷剂循环装置 1 的可靠性，也便于提高冷冻能力。

而且，在本实施例，虽然内部热交换器 45 为由内管 60 和外管 62 构成的双层管结构，但并不限于此，即使为通过层叠能在内部构成两系统的流道的钢板制成的结构形式也没关系。

即使在种场合，使一个流道为高压侧流道，另一个流道为低压侧流道，配设两流道使其进行换热，而且，使制冷剂在高压侧流道从下向上流动，使制冷剂在低压侧流道从上向下流动，由此也能获得与本实施例同样的效果。

(实施例 2)

以下，图 3 是又一本发明的制冷剂循环装置的实施例的制冷剂回路图。而且，该场合的制冷剂循环装置也是自动售货机、空调机、冷库或展示柜等所使用的装置。

在图 3 中，10 是制冷剂循环装置 1 的制冷剂回路，通过将压缩机 11、气体冷却器 12、作为减压装置的毛细管 14、蒸发器 15 等连接成

环状而构成。

即，压缩机 11 的制冷剂排出管 34 与气体冷却器 12 的入口连接。在此，实施例的压缩机 11 是内部中间压力型 2 级压缩式的旋转压缩机，具备在密闭容器 11A 内作为驱动元件的电动元件 24 和由该电动元件 24 驱动的第 1 和第 2 旋转压缩元件 50、52。其结构为，在第 2 旋转压缩元件 52 对被第 1 旋转压缩元件 50 压缩、排出到密闭容器 11A 内的中间压力的制冷剂进行压缩、排出。

图中 30 是用于将制冷剂导入到压缩机 11 的第 1 旋转压缩元件 50 中的制冷剂导入管，该制冷剂导入管 30 的一端与第 1 旋转压缩元件 50 的图未示的气缸连通。该制冷剂导入管 30 的另一端与后述的内部热交换器 45 低压侧的出口连接。

图中 32 是用于将由第 1 旋转压缩元件 50 压缩了的制冷剂导入到第 2 旋转压缩元件 52 的制冷剂导入管，设计成穿过压缩机 11 外部的中间冷却回路 150。在设置于中间冷却回路 150 内的热交换器 152 对从第 1 旋转压缩元件 50 排出到密闭容器 11A 内的中间压力的制冷剂进行冷却，该中间冷却回路 150 是用于在冷却之后，将制冷剂吸入到第 2 旋转压缩元件 52 中的回路。

另外，该热交换器 152 与气体冷却器 12 制成一体，在热交换器 152 和气体冷却器 12 的附近，设置有用对该热交换器 152 和气体冷却器 12 进行通风、使制冷剂散热的风扇 22。而且，上述制冷剂排出管 34 是将被第 2 旋转压缩元件 52 压缩了的制冷剂排出到气体冷却器 12 的制冷剂管路。

另一方面，与气体冷却器 12 的出口侧连接的制冷剂管路 36 与上述内部热交换器 45 的高压侧的入口连接。上述内部热交换器 45 是用于使从气体冷却器 12 出来的高压侧的制冷剂与从蒸发器 15 出来的低压侧的制冷剂进行换热的装置。

然后，与该内部热交换器 45 的高压侧的出口连接的制冷剂管路 37 穿过毛细管 14，与蒸发器 15 的入口连接。从蒸发器 15 出来的制冷剂管路 38 到达内部热交换器 45 的低压侧的入口。然后，内部热交换

器 45 的低压侧的出口与上述制冷剂导入管 30 连接。

而且，制冷剂循环装置 1 其制冷剂要有利于地球环境，考虑到可燃性以及毒性，使用自然制冷剂——二氧化碳，另外，该制冷剂循环装置 1 的制冷剂回路 10 的高压侧为超临界压力。

因此，制冷剂循环装置 1，通过使压缩机 11 运转，在制冷剂管路 10 内产生高压的制冷剂流动的高压部、中间压力的制冷剂流动的中压部、低压的制冷剂流动的低压部。

所谓制冷剂管路 10 内的高压部，是从被第 2 旋转压缩元件 52 压缩了的制冷剂以高压的状态流动的制冷剂管路 10 内的制冷剂排出管 34、经气体冷却器 12、内部热交换器 45 的高压侧、到毛细管 14 的入口的通道。

另外，所谓中压部，是包含在第 1 旋转压缩元件 50 压缩了的中间压力的制冷剂流动的中间冷却回路 150 的制冷剂导入管 32 内部。

所谓低压部是从在毛细管 14 减压了的制冷剂流动的制冷剂管路 10 内的制冷剂管路 38、经蒸发器 15、内部热交换器 45 的低压侧、到制冷剂导入管 30 的通道。

而且，本发明的制冷剂循环装置 1，使循环中（制冷剂管路 10 中）的低压部容积的比例为全部容积的 30%以上 50%以下，而且，使上述内部热交换器 45 中的低压部容积的比例，相对循环中的低压部全部容积，为 5%以上 30%以下。

这样一来，由于设定低压部容积的比例，所以，在通常运转时，即使在什么样的运转条件下，蒸发器 15 出口的制冷剂也不完全是气体状态，能使其为湿润状态，同时，在内部热交换器 45 的低压侧，能使制冷剂完全为气体状态，能确保过热度。因此，能使液态的制冷剂在蒸发器 15 不完全蒸发，以传热性能好的液/气混相相流的形式（湿润状态）从蒸发器 15 返回到内部热交换器 45。因此，能有效利用传热特性的提高和制冷剂的潜热、显热，能有效地降低从气体冷却器 12 进入到毛细管 14 的高压侧的制冷剂的温度。因此，能使在蒸发器 15 中的熵差达到极大，便于提高冷冻能力。

特别是,即使在难以提高在外气温度高时等的冷冻能力的条件下,也能充分地确保冷冻能力。

再有,本实施例,使包含中间冷却回路 150 的制冷剂回路 10 中的中间压力部容积的比例为全部容积的 20%以上 50%以下。

这样一来,由于设定中压部的容积,能并不使吸入到第 2 旋转压缩元件 52 中的制冷剂气液化,而充分地将其冷却。因此,从第 2 旋转压缩元件 52 排出的制冷剂气的温度也能降低。

因此,能进一步提高蒸发器 15 的冷冻能力。

制冷剂循环装置 1 是以上结构,以下用图 4 对这种场合的制冷剂循环装置 1 的动作进行说明。图 4 是制冷剂循环装置 1 的 p-h 曲线图(莫里尔热力学计算图),实线表示在通常的外气温度时(外气温度+32℃)的 p-h 曲线图,虚线表示在外气温度低时(外气温度+5℃)的 p-h 曲线图。而且,在图 4 中,纵轴是压力(Pressure),横轴是焓(Enthalpy)。

若起动压缩机 11 的电动元件 24,则低压的制冷剂气从制冷剂导入管 30 吸入到第 1 旋转压缩元件 50(图 4 的实线(1)的状态),被压缩,为中间压力,排出到密闭容器 11A 内(图 4 的实线(2)的状态)。排出到密闭容器 11A 内的制冷剂从制冷剂导入管 32 暂时排出到密闭容器 11A 的外部,进入中间冷却回路 150,穿过热交换器 152。在此,制冷剂接受风扇 22 的通风,进行散热(图 4 的实线(3)的状态)。

这样一来,由于使由第 1 旋转压缩元件 50 压缩了的中间压的制冷剂气穿过中间冷却回路 150,所以,在热交换器 152 能有效地冷却,因此,能抑制密闭容器 11A 内的温度上升,也能提高第 2 旋转压缩元件 52 的压缩效率。再有,也能将从第 2 旋转压缩元件 52 排出的制冷剂气的温度降得很低。

然后,制冷剂被吸入到第 2 旋转压缩元件 52、进行压缩,成为高温高压的制冷剂气,从制冷剂排出管 34 排出到压缩机 11 的外部。此时,制冷剂被压缩到适当的超临界压力(图 4 的实线(4)的状态)。

在从制冷剂排出管 34 排出的制冷剂流入到气体冷却器 12、在此接受风扇 22 通风进行散热之后（图 4 的实线（5）的状态），流入到内部热交换器 45 的高压侧。在此，来自气体冷却器 12 的高温高压的制冷剂，将热量传递到来自蒸发器 15 的低温低压的制冷剂，而被冷却（图 4 的实线（6）的状态）。

用图 4 对该状态进行说明。即，在没有内部热交换器 45 的场合，为用毛细管 14 入口的制冷剂的焓（5）表示的状态。在该场合，蒸发器 15 的制冷剂温度变高。另一方面，当在内部热交换器 45 与低压侧的制冷剂进行换热的场合，由于制冷剂的焓下降 Δh ，为用图 4 的（6）表示的状态，所以，由于图 4 的（5）的焓使蒸发器 15 的制冷剂温度变低。

特别是，在本发明，如以上所述，由于使内部热交换器 45 的高压侧的制冷剂与传热性能好的液/气混相流的形式（湿润状态）的低压侧的制冷剂进行换热，所以，能有效地降低高压侧的制冷剂的温度。

因此，由于能使从气体冷却器 12 进入毛细管 14 的制冷剂的温度下降 Δh_1 ，所以，能扩大在蒸发器 15 中的焓差。因此，能提高蒸发器 15 的冷冻能力。

另一方面，被内部热交换器 45 冷却、从内部热交换器 45 出来的高压侧的制冷剂到达毛细管 14。而且，在毛细管 14 的入口是制冷剂气或超临界状态。制冷剂由于降低在毛细管 14 上的压力，所以为液/气混相流，以该状态流入到蒸发器 15 内（图 4 的实线（7）的状态）。因此，制冷剂通过从空气中吸热发挥冷却作用。

此时，如以上所述，由于在中间冷却回路 150 冷却制冷剂的效果和在内部热交换器 45 冷却制冷剂、扩大在蒸发器 15 的焓差的效果，便于提高蒸发器 15 的冷冻能力。

然后，制冷剂从蒸发器 15 流出（图 4 的实线（8）的状态），流入到内部热交换器 45 的低压侧。在此，蒸发器 15 为低温，从蒸发器 15 出来的制冷剂如以上所述，不完全是气体的状态，为液/气混相流的形式（湿润状态）。但是，由于使内部热交换器 45 中的低压部容积的比

例，相对制冷剂回路 10 中的低压部全部容积，为 5%以上 30%以下，所以，在该内部热交换器 45 与高压侧的制冷剂进行换热，能获得足够的过热度。因此，液态制冷剂被吸入到压缩机 11，能防止压缩机 11 破损等不相宜情况于未然。

另外，在本实施例，由于使用内部中间压力型的 2 级压缩式旋转压缩机作为压缩机，所以，密闭容器 11A 内的温度比内部高压型的低，所以，如以上所述，即使在确保足够的过热度的场合，也难以产生压缩机 11 内的电动元件 24 等过热、对运转带来不利的影响之类的不相宜的情况。

在内部热交换器 45 加热了的制冷剂，反复地进行从制冷剂导入管 30 吸入到压缩机 11 的第 1 旋转压缩元件 50 内的循环。

而且，该情况下的制冷剂循环装置 1，如图 4 的虚线所示，即使在外气温度较低时，也能由内部热交换器 45 对吸入到压缩机 11 的制冷剂进行加热，能确保过热度。即，在蒸发器 15 的出口，即使制冷剂如图 4 的虚线 (8) 所示，为液/气混相流的形式，但由于如以上所述设定容积，所以，如图 4 的虚线 (1) 所示，能获得制冷剂的过热度。因此，便于提高制冷剂循环装置 1 的可靠性。

如以上详细描述的那样，能用本发明的制冷剂循环装置 1 使在蒸发器 15 的焓差为极大，便于提高冷冻能力。另外，如本实施例，在使用内部中间压力型 2 级压缩式的压缩机 11 的场合，由于在中间冷却回路 150 冷却被第 1 旋转压缩元件 50 压缩了的制冷剂，而且，使制冷剂回路 10 中的中压部容积的比例为全部容积的 20%以上 50%以下，所以，能最大限度地发挥上述效果。

(实施例 3)

以下，对本发明的制冷剂循环装置的另一实施例进行说明。图 5 是该场合的制冷剂循环装置 100 的制冷剂回路图。而且，在图 5 中，标与图 3 相同的符号的部件，是具有同样或类似的效果的部件。

在图 5 中，110 是该场合的制冷剂回路，通过将压缩机 111、气体冷却器 12、作为减压装置的毛细管 14、蒸发器 15 等连接成环状构成。

在此,本实施例的使用的压缩机 111 是具备在密闭容器 111A 内作为驱动元件的电动元件 124 和由该电动元件 124 驱动的单级压缩元件 130 的单级压缩式的压缩机,在压缩元件 130 的吸入侧,一端与制冷剂导入管 30 连接。另外,制冷剂排出管 34 与压缩元件 130 的排出侧连接。

即,在气体冷却器 12 的入口连接有来自上述压缩机 111 的制冷剂排出管 34。而且,与气体冷却器 12 的出口侧连接的制冷剂管路 36 与上述内部热交换器 45 的高压侧的入口连接。该内部热交换器 45 也与上述实施例同样,是用于使从气体冷却器 12 出来的高压侧的制冷剂与从蒸发器 15 出来的低压侧的制冷剂进行换热的装置。

而且,与该内部热交换器 45 的高压侧的出口连接的制冷剂管路 37 穿过毛细管 14 与蒸发器 15 的入口连接。从蒸发器 15 出来的制冷剂管路 38 到达内部热交换器 45 的低压侧。而且,内部热交换器 45 的低压侧的出口与上述制冷剂导入管 30 连接。

在此,制冷剂循环装置 100,通过使压缩机 111 运转,在制冷剂回路 110 内产生高压的制冷剂流动的高压部和低压的制冷剂流动的低压部。该制冷剂回路 10 内的高压部是从被第 2 旋转压缩元件 52 压缩了的制冷剂以高压的状态流动的制冷剂回路 10 内的制冷剂排出管,经气体冷却器 12、内部热交换器 45 的高压侧,到毛细管 14 的入口的通道。

另外,所谓低压部,是从在毛细管 14 减压了的制冷剂流动的制冷剂回路 110 内的制冷剂管路 38,经蒸发器 15、内部热交换器 45 的低压侧,到制冷剂导入管 30 的通道。

而且,在本发明,使循环(制冷剂回路 110)中的低压部容积的比例为全部容积的 30%以上 50%以下,而且,使上述内部热交换器的低压部容积的比例,相对循环中的低压部全部容积为 5%以上 30%以下。即,全部容积中的剩下的 50 以上 70%以下为高压部容积。

这样一来,由于设定低压部容积的比例,所以,在通常运转时,即使在什么运转条件下蒸发器 15 出口的制冷剂也不完全是气体的状

态，能为湿润状态，而且，在内部热交换器 45 的低压侧，使制冷剂完全为气体状态，能确保过热度。因此，能使液态制冷剂在蒸发器 15 不完全蒸发，以传热性能好的液/气混相流的形式（湿润状态）从蒸发器返回到内部热交换器 45。因此，能有效利用传热特性的提高和制冷剂的潜热、显热，能有效地降低从气体冷却器 12 进入到毛细管 14 的高压侧的制冷剂的温度。因此，能使在蒸发器 15 中的焓差达到极大，便于提高冷冻能力。

而且，制冷剂循环装置 100，作为制冷剂，与上述实施例同样，使用二氧化碳。另外，该制冷剂循环装置 100 的制冷剂回路 110 的高压侧为超临界压力。

制冷剂循环装置 100 是以上结构，参照图 6 的 p-h 曲线图对本实施例的制冷剂循环装置 100 的动作进行说明。而且，在图 6 中，纵轴是压力（Pressure），横轴是焓（Enthalpy）。

若起动压缩机 111 的电动元件 124，则低压的制冷剂气从制冷剂导入管 30 吸入到压缩元件 130（图 6 的实线（1）的状态），被压缩，为高温高压的制冷剂气，由制冷剂排出管 34 排出到压缩机 111 的外部。此时，制冷剂被压缩到适当的超临界压力（图 6 的（2）的状态）。

从制冷剂排出管 34 排出的制冷剂流入到气体冷却器 12，在此，在接受风扇 22 的通风，进行散热之后（图 6 的（3）的状态），流入到内部热交换器 45 的高压侧。在此，来自气体冷却器 12 的高温高压的制冷剂将热量传递给来自蒸发器 15 的低温低压的制冷剂，而被冷却（图 6 的（4）的状态）。

在此，由于在没有内部热交换器 45 的制冷剂回路，不能使高压侧的制冷剂与低压侧的制冷剂进行换热，所以，不能冷却高压侧的制冷剂、扩大焓差。即，在没有内部热交换器 45 的场合，由于毛细管 14 入口的制冷剂的焓为（3）所示的状态，所以，制冷剂的蒸发温度变高了。另一方面，当在内部热交换器 45 与低压侧的制冷剂进行换热的场合，由于制冷剂的焓下降 Δh ，为图 6 的（4）所示的状态，所以，蒸发器 15 的制冷剂温度变得比图 6 的（3）的场合低。

另一方面，在制冷剂回路内的低压部的比例过小的制冷剂回路、或蒸发器的容量相对内部热交换器的容量过大的制冷剂回路，由于在蒸发器出口的制冷剂始终完全为气体状态的制冷剂，所以，在内部热交换器不能通过与高压侧的制冷剂的热交换充分地冷却高压侧的制冷剂。因此，不能充分地提高蒸发器 15 的冷冻能力。

但是，如本发明所述，由于使内部热交换器 45 的低压部容积的比例，相对制冷剂回路 110 中的低压部全部容积，为 5%以上 30%以下，所以，能使蒸发器 15 出口的制冷剂不完全为气体状态，以传热性能好的液/气混相流的形式（湿润状态）从蒸发器返回到内部热交换器 45。因此，通过有效利用传热特性的提高和制冷剂的潜热、显热，能有效地降低从气体冷却器 12 进入到毛细管 14 的高压侧的制冷剂的温度，能使在蒸发器 15 中的焓差达到极大，便于提高冷冻能力。

然后，在内部热交换器 45 冷却、从内部热交换器 45 出来的高压侧的制冷剂到达毛细管 14。而且，在毛细管 14 的入口是制冷剂气或气体的状态。由于制冷剂降低了在毛细管 14 的压力，所以，为液/气混相流，以该状态流入到蒸发器 15 内（图 6 的（5）的状态）。因此，制冷剂通过从空气吸热发挥冷却作用。

此时，如以上所述，由于在内部热交换器 45 冷却制冷剂的效果，扩大了在蒸发器 15 的焓，所以，便于提高蒸发器 15 的冷冻能力。

然后，制冷剂从蒸发器 15 流出（图 6 的（6）的状态），流入到内部热交换器 45 的低压侧。蒸发器 15 变成低温，从蒸发器 15 出来的制冷剂，如以上所述，不完全是气体的状态，为液/气混相流的形式（湿润状态）。

在此，如以上所述，由于使内部热交换器 45 的低压部容积的比例，相对制冷剂回路 110 中的低压部全部容积，为 5%以上 30%以下，所以，在内部热交换器 45 的低压侧，使制冷剂完全为气体的状态，能确保过热度。

因此，液态制冷剂被吸入到压缩机 111，能防止压缩机 111 破损等不相宜情况于未然。

而且，在内部热交换器 45 被加热了的制冷剂，反复进行从制冷剂导入管 30 吸入到压缩机 111 的压缩元件 130 内的循环。

如以上详细描述的那样，根据本发明，即使在使用二氧化碳作为制冷剂的制冷剂循环装置，也能充分地确保冷冻能力。

而且，在上述实施例，虽然使用毛细管 14 作为减压装置，但并不限于此，即使使用电气式或机械式的膨胀阀等也没关系。

图1

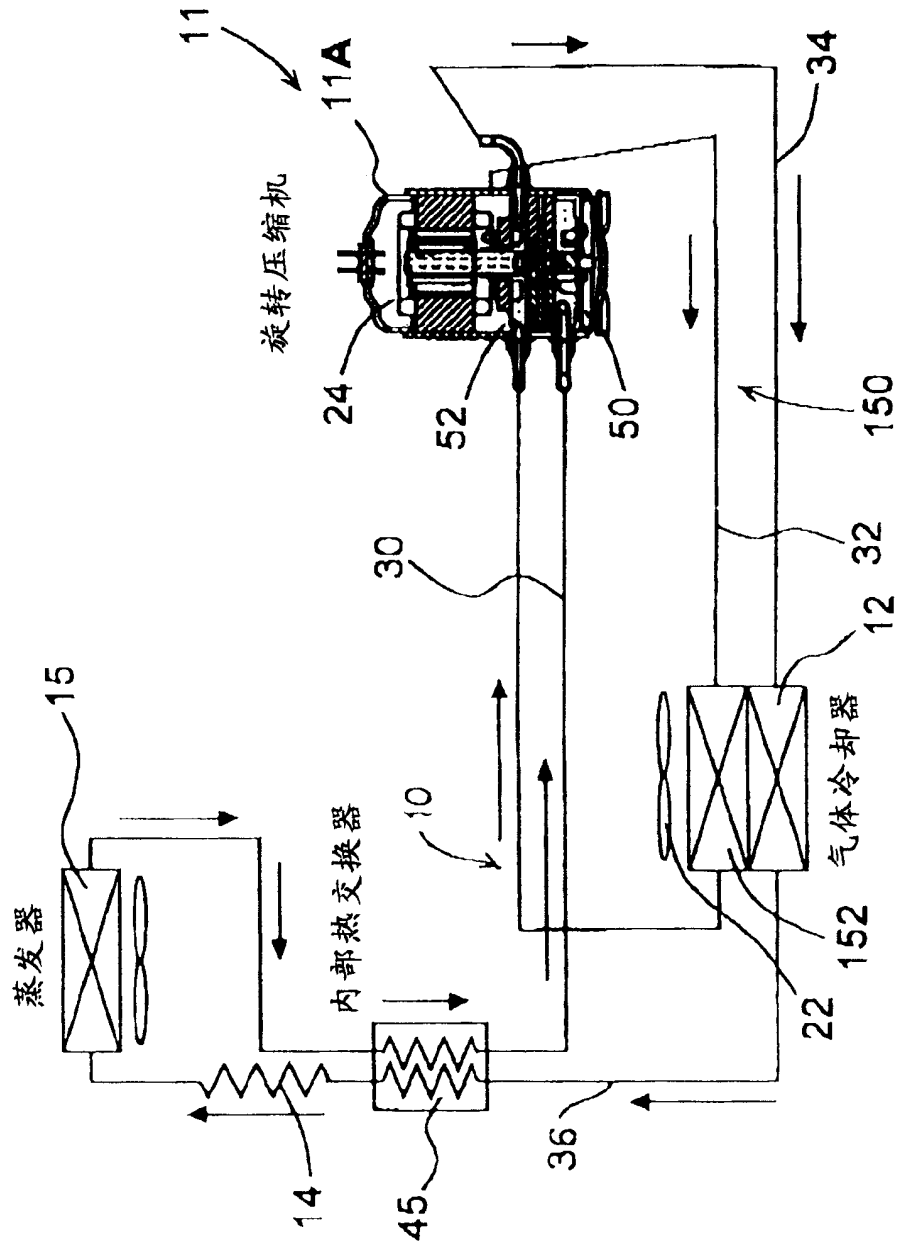
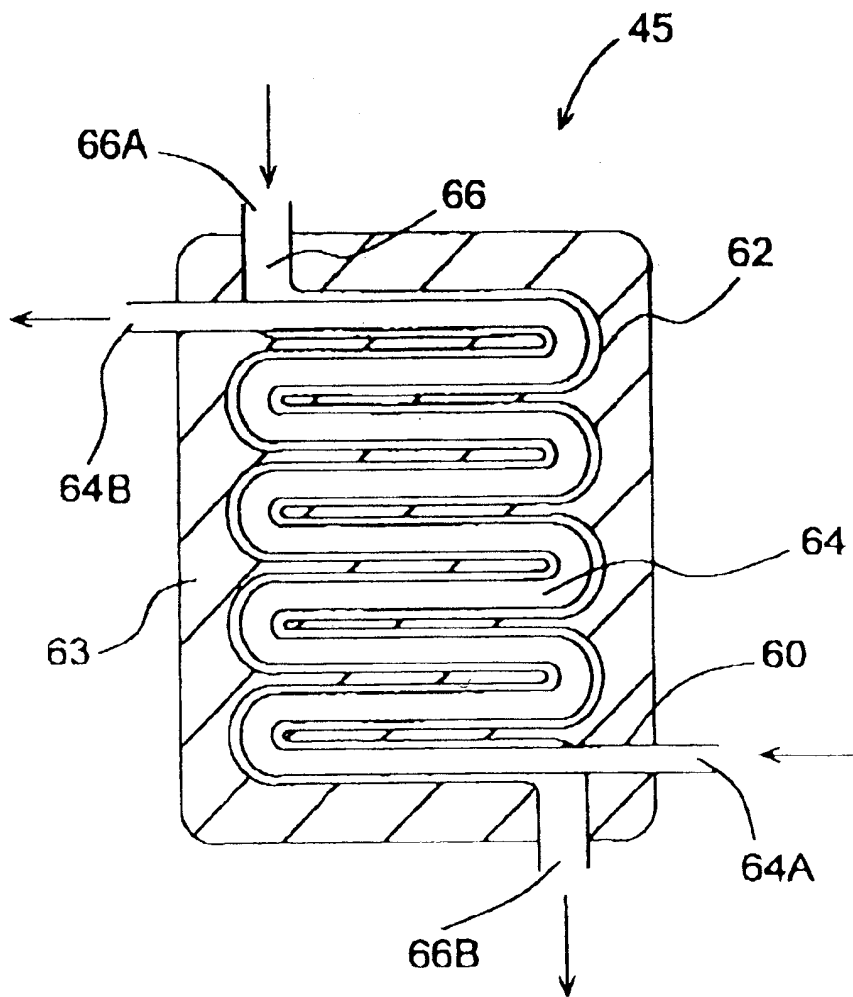


图 2



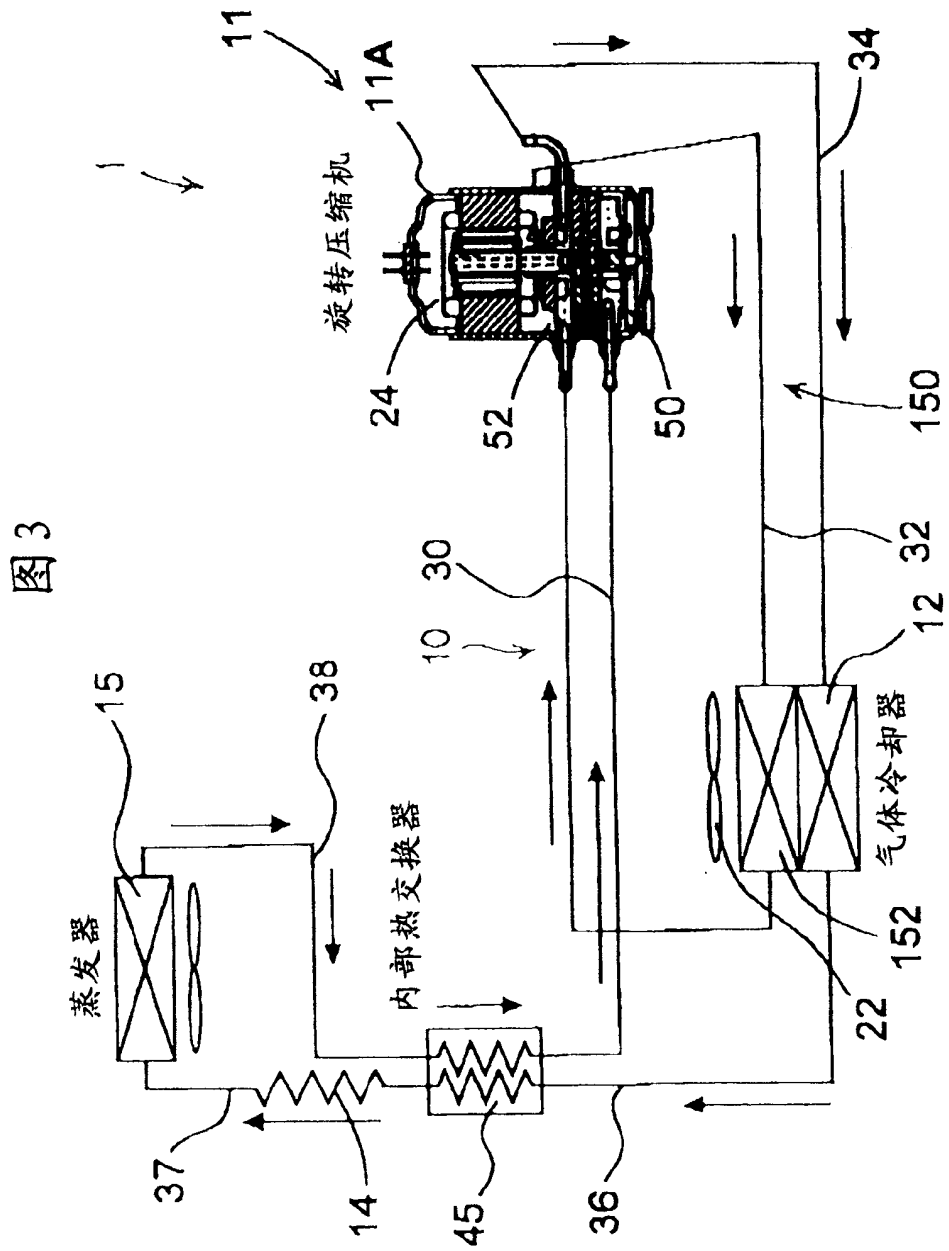


图4

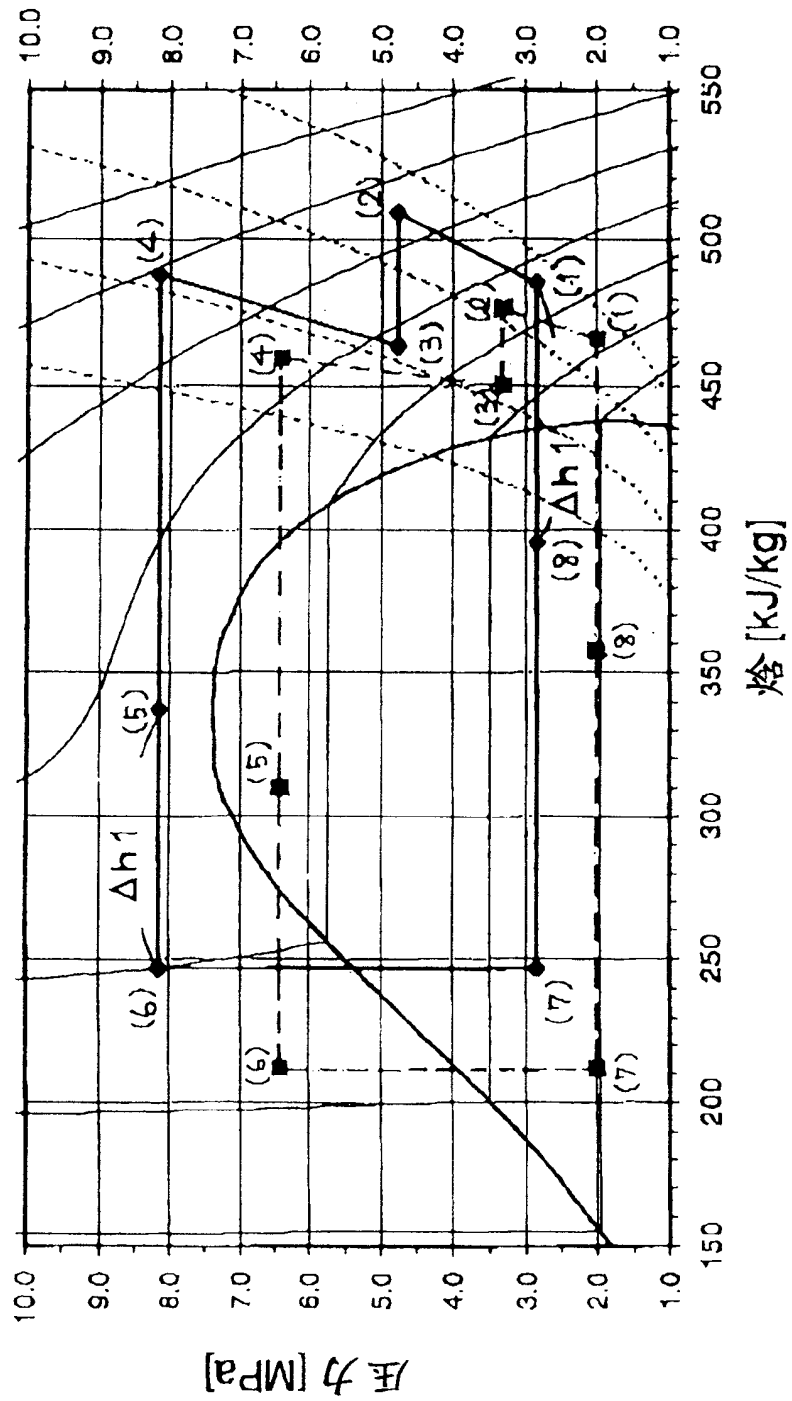


图5

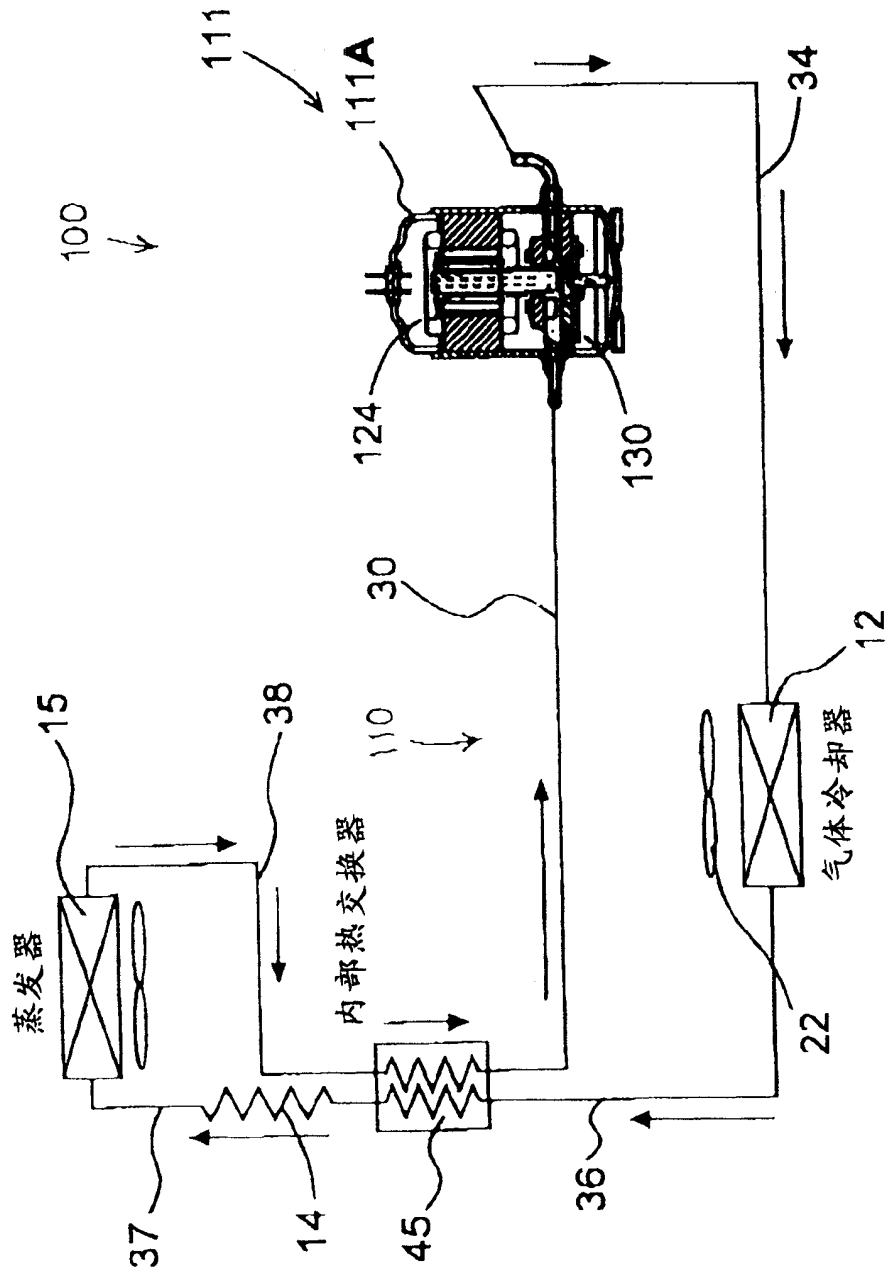


图6

