

[19] 中华人民共和国国家知识产权局

[51] Int. Cl⁷

F25B 30/02

F24F 3/00



[12] 发明专利说明书

[21] ZL 专利号 02128227.7

[45] 授权公告日 2004 年 12 月 8 日

[11] 授权公告号 CN 1179173C

[22] 申请日 2002.6.24 [21] 申请号 02128227.7

[30] 优先权

[32] 2001. 6. 26 [33] JP [31] 193187/2001

[32] 2001. 6. 26 [33] JP [31] 193188/2001

[32] 2001. 6. 26 [33] JP [31] 193189/2001

[32] 2001. 6. 26 [33] JP [31] 193190/2001

[71] 专利权人 三菱重工业株式会社

地址 日本东京都

[72] 发明人 加藤忠広 笠木司

审查员 李玉红

[74] 专利代理机构 北京市柳沈律师事务所

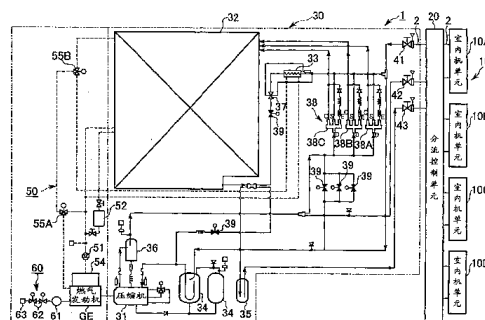
代理人 杨 梧 马高平

权利要求书 1 页 说明书 20 页 附图 16 页

[54] 发明名称 多方式燃气热泵式空调装置

[57] 摘要

本发明的多方式燃气热泵式空调装置具备：分别备有室内热交换器并在室内空气与制冷剂之间进行热交换的多个室内机单元、备有用燃气发动机驱动的压缩机及在外部空气与制冷剂间进行热交换的室外热交换器的室外机单元、控制室内机单元各自的制冷剂流动方向并进行制冷供暖运转的选择转换的分流控制单元。另外，将进行制冷供暖选择转换的室外热交换器分割成多个而并列连接，该室外热交换器各个分割部分的制冷剂的流动由制冷剂供给转换装置控制。从而，使室外热交换器的凝缩能力或者蒸发能力可以根据室外热交换器的分割数量阶段性地变化。其结果，用廉价的系统可以容易地得到对应室内机单元运转状况而进行大变动的蒸发能力或者凝缩能力。



ISSN 1008-4274

1. 一种多方式燃气热泵式空调装置, 包括:
多个室内机单元, 其分别备有室内热交换器, 并在室内空气与制冷剂之间进行
5 热交换;
室外机单元, 其备有用燃气发动机驱动的压缩机及使外部空气与制冷剂间进行
热交换的室外热交换器;
分流控制单元, 其控制所述室内机单元各自的所述制冷剂流动方向, 并进行选
择制冷供暖运转的转换, 其特征在于,
10 所述室外热交换器分割成多个而并列连接, 同时具备根据热交换能力的要求选
择所述室外热交换器的各个分割部分的每一个运转形态的制冷剂供给转换装置。
2. 如权利要求 1 所述的多方式燃气热泵式空调装置, 其特征在于, 邻接所述
室外热交换器设置所述燃气发动机的散热器, 将所述散热器分割成多个而并列连
接, 同时在所述散热器的各分割部分上设置选择发动机冷却水的导入的转换装置。
15 3. 如权利要求 1 所述的多方式燃气热泵式空调装置, 其特征在于, 用所述室
外热交换器的室外机风扇进行外部空气导入的风量控制。
4. 如权利要求 2 所述的多方式燃气热泵式空调装置, 其特征在于, 用所述室
外热交换器的室外机风扇进行外部空气导入的风量控制。
5. 如权利要求 1 所述的多方式燃气热泵式空调装置, 其特征在于, 由检测压
20 缩机吸入侧的压力的低压检测装置和检测所述水热交换器的制冷剂出口温度的温
度检测装置的检测值算出所述制冷剂的过热度。
6. 如权利要求 1 所述的多方式燃气热泵式空调装置, 其特征在于, 包括:
通过操作所述制冷剂供给转换装置, 使所述室外热交换器内处于停歇状态的分
割部分与所述压缩机的吸入系统连通。

多方式燃气热泵式空调装置

5 技术领域

本发明涉及在用燃气发动机驱动制冷剂的压缩机的同时,在供暖运转时利用该燃气发动机排出的气体作为液体制冷剂的加热源的多方式燃气热泵式空调装置。特别是涉及具备多个室内机单元的、可以从全部制冷运转、全部供暖运转及制冷供暖同时运转中选择转换的多方式燃气热泵式空调装置。

10

背景技术

利用热泵进行制冷供暖等的空调运转的空调装置具备包括室内热交换器、压缩机、室外热交换器、节流机构等部件的制冷剂回路。室内的制冷供暖通过制冷剂在该回路循环的途中由室内热交换器和室外热交换器分别与室内的空气(以下称为“室内空气”)和室外空气进行热交换来实现。另外,在该制冷剂回路中,不仅依靠室外热交换器造成的制冷剂吸热(供暖运转时),而且还要设置为直接加热制冷剂本身的制冷剂加热器。

可是,近年作为设在所述制冷剂回路中的压缩机的动力源,开发了利用燃气发动机来代替电动机。利用该燃气发动机的空调装置一般称为燃气热泵式空调装置(以下简称“GHP”)。按照该 GHP,由于可以利用比较廉价的城市煤气作为燃料,所以与由利用电动机的压缩机组成的空调装置(以下简称“EHP”)相比,运行成本降低。因此,对于使用者来说,有降低成本的优点。

另外,在 GHP 中,例如供暖运转时,如果将从燃气发动机排出的高温废气和发动机冷却水的热(所谓废热)作为制冷剂的加热源,就可以得到优良的制暖效果,能量的利用率可以比 EHP 高。顺便提一下,该场合 GHP 的能量利用率比 EHP 约高 1.2~1.5 倍。另外,若引进这样的结构,在制冷剂回路中就没有必要特别设置上述的制冷剂加热器等装置。

另外,在 GHP 中,在供暖运转时,在作必要的室外热交换器的除霜动作、即所谓的除霜器动作时,也可以利用燃气发动机的废热来实施。一般在作 EHP 中的除霜器动作时,停止供暖运转而进行短时的制冷运转来除去室外热交换器的霜。结果,由于向室内吹出冷风,所以室内环境的舒适性降低。与此相反,在 GHP 中,

由于按所述那样进行，所以可以作连续的供暖运转，就不会发生 EHP 中所担心的那样的问题。

另一方面，在 EHP 中已开发了所谓多方式的系统，即，备有多个室内机单元，将各个室内机单元分别设置在多个空调对象区段，可以进行全区段(室内机单元的全部)或一部分区段的制冷运转，全区段(室内机单元的全部)或一部分区段供暖运转以及每个空调对象区段或室内机单元都同时进行制冷/供暖/停歇运转。这种 EHP，例如在特开平 1-247967 号公报、特开平 7-43042 号公报、特开平 9-60994 号公报等中已公开。

因而，对于具备所述许多优点的 GHP 的室内机单元，也希望适用与 EHP 同样的多方式系统。

在使多方式系统适用于 GHP 的场合，必须使设置在室外机单元侧的室外热交换器的凝缩能力和蒸发能力与按照各室内机单元的运转情况的宽范围的要求相对应。例如，在进行以制冷运转为主的场合，与制冷运转中的室内机单元个数和供暖运转中的室内机单元个数的组合相对应，对要求作为冷凝器功能的室外热交换器的凝缩能力要在宽范围内变化。因此，希望有能够容易相应于这些要求的凝缩能力和蒸发能力的廉价的系统。

图 16 是表示空调装置的制冷循环的莫里尔热力学计算图。在制冷运转的场合，图中的 $i1-i2$ 之间表示室内热交换器的制冷(蒸发)能力。为了得到该制冷能力必须得到来自室外热交换器侧的 $i3-i1$ 间的凝缩能力。但是，在进行对于多个室内机单元分别制冷和供暖的混合运转的场合，为了得到来自进行供暖运转的少数的室内热交换器的 $i4-i1$ 间的供暖(凝缩)能力，可以由相当于室外热交换器 $i3-i4$ 间的凝缩能力来负担。即， $i1-i2$ 间的制冷能力及 $i4-i1$ 间的供暖能力是根据使用者选择的运转状况变化的值。因此，对室外热交换器要求的凝缩能力也应据此在宽范围内变化。

另一方面，在进行以供暖运转为主的场合，根据使用者的设定，要变化在进行制冷运转的少数室内热交换器中得到的蒸发能力和在进行供暖运转的多数室内热交换器得到的凝缩能力。从而，对要求作为蒸发器功能的室外热交换器的蒸发能力也应据此而在宽范围内变化。还有，在供暖运转时，例如只要将发动机冷却水从燃气发动机导入水热交换器中而利用燃气发动机的废热，就可以补充具备作为蒸发器功能的室外热交换器的蒸发能力。

另外，在使多方式系统适用于 GHP 的场合，在户外气温低的条件下进行供暖

运转时，在作为蒸发器功能的室外热交换器的表面上有空气中的水分结霜现象。结果，出现室外热交换器的热交换能力降低而不能使制冷剂充分蒸发、供暖能力降低的问题。对这样的室外热交换器的结霜，在现有装置中，虽然通过运行利用发动机的废热的除霜器可以使供暖运转连续，但是，因结霜产生的供暖能力的变动不可避免。所以，对于多方式燃气热泵式空调装置，希望有即使在户外气温低时的供暖运转中也能够不结霜、而且在宽范围内高效地使制冷剂蒸发的热交换器。

另外，在使多方式系统适用于 GHP 的场合，为了确保压缩机的稳定的效率，必须对于吸入气体的制冷剂给予适当的过热度(大约 $5^{\circ}\text{C}\sim 10^{\circ}\text{C}$)。但是，由于在户外气温低时，通过作为蒸发器功能的室外热交换器从外部空气充分吸热是困难的，所以就不能给予制冷剂必要的过热度，结果，出现制冷剂以气液两相原样状供给压缩机，而使装置性能降低的问题。还有，由于在这样户外气温低时的供暖运转中，除了不能得到充分的供暖能力外，特性系数(COP)也降低，因此希望有改进的对策。

另外，在使多方式系统适用于 GHP 的场合，要使室外热交器分割成多个而并列连接，在设有控制室外热交换器的各个分割部分的制冷剂流动的制冷剂供给转换装置中，根据室内机单元运转的状况，有时使分割的室外热交换器停歇。在处于停歇状态的室外热交换器内，因户外气温和制冷剂饱和温度间的关系，出现已液化的制冷剂滞留。一产生这样的现象，会使制冷循环中循环的制冷剂量不足，结果可能发生得不到必要的供暖能力的问题。为此，在将室外热交换器分割成多个的多方式燃气热泵式空调装置中，必须回收处于停歇状态的室外热交换器的停歇部内滞留的已液化的制冷剂。

发明内容

鉴于所述各种情况，本发明的第一个目的在于，提供一种备有多个室内机单元且具有根据可以进行制冷供暖混合运转的多方式系统的运转状况，可以容易对室外热交换器的凝缩能力和气化能力的要求变动的能力进行改变的廉价系统的多方式燃气热泵式空调装置。

另外，本发明的第二个目的在于，提供即使在户外气温低的供暖运转时，也可以使制冷剂蒸发而不结霜，从而得到良好供暖能力的多方式燃气热泵式空调装置。

另外，本发明的第三个目的在于，提供即使在户外气温低的供暖运转时，也可以对吸入到压缩机的气态的制冷剂给予所希望的过热度的多方式燃气热泵式空调装置。

还有,本发明的第四个目的在于,提供可以回收处于停歇状态的在室外热交换器内滞留的已液化的制冷剂以防止制冷剂不足的多方式燃气热泵式空调装置。

在本发明中,为解决所述问题采用以下各装置。

本发明的第一方面的多方式燃气热泵式空调装置具备:分别备有室内热交换器并在室内空气与制冷剂之间进行热交换的多个室内机单元,备有用燃气发动机驱动的压缩机及在外部空气与制冷剂间进行热交换的室外热交换器的室外机单元,控制室内机单元各自的制冷剂流动方向进行选择制冷供暖运转的转换的分流控制单元。该装置将室外热交换器分割成多个而并列连接,同时具备根据热交换能力的要求选择所述室外热交换器的各个分割部分的每一个运转形态的制冷剂供给转换装置。

按照该多方式燃气热泵式空调装置,对于分割成多个的室外热交换器,能够控制各个分割部分制冷剂的流动。从而,能够根据室外热交换器的分割数,使室外热交换器的凝缩能力或蒸发能力阶段地变化。其结果,能够根据从全部制冷运转、全部供暖运转及制冷供暖同时运转中适当选择的室内机单元的运转状况,容易以廉价的系统得到大幅变动的蒸发能力或凝缩能力。

在该多方式燃气热泵式空调装置中,邻接室外热交换器设置所述燃气发动机的散热器,最好在将该散热器分割成多个而并列连接的同时,在该散热器的各分割部上设置选择导入发动机冷却水的转换装置。

由此,根据散热器的分割数可以阶段性地有效利用从导入散热器的发动机冷却水得到的发动机废热。

还有,在该多方式燃气热泵式空调装置中,最好用室外热交换器的室外机风扇进行外部空气导入的风量控制。

由此,通过风量控制可以调整室外热交换器的凝缩能力或蒸发能力。

本发明的第二方面的多方式燃气热泵式空调装置具备:分别备有室内热交换器并在室内空气与制冷剂之间进行热交换的多个室内机单元,备有用燃气发动机驱动的压缩机及外部空气与制冷剂间进行热交换的室外热交换器的室外机单元,控制室内机单元各自的制冷剂流动方向进行选择制冷供暖运转的转换的分流控制单元。该装置在室外机单元中,使从燃气发动机冷却用的发动机冷却水中得到废热加热制冷剂的水热交换器与室外热交换器并列配置,在满足结霜条件的户外气温低的供暖运转时,用水热交换器使制冷剂蒸发气化。

内变化。

按照这样的多方式燃气热泵式空调装置，由于水热交换器和室外热交换器并列配置，所以在满足结霜条件的户外气温低时，使用水热交换器可以使制冷剂蒸发。其结果，可以防止因结霜造成的供暖能力的降低、得到经常良好的供暖能力。

5 本发明的第三方面的多方式燃气热泵式空调装置具有：分别备有室内热交换器并在室内空气与制冷剂之间进行热交换的多个室内机单元，备有用燃气发动机驱动的压缩机及外部空气与制冷剂间进行热交换的室外热交换器的室外机单元，控制室内机单元各自的制冷剂流动方向进行选择制冷供暖运转的转换的分流控制单元。该装置在室外机单元中，使从燃气发动机冷却用的
10 的发动机冷却水中得到废热加热制冷剂的水热交换器与室外热交换器并列配置，同时控制导入水热交换器的发动机冷却水的循环量，将压缩机吸入侧的制冷剂的过热度维持在规定的范围内。

按照该多方式燃气热泵式空调装置，由于控制导入水热交换器的发动机冷却水的循环量而可以调整制冷剂的加热量，所以即使在户外气温低的场合，用水热交换
15 器也可以给予蒸发气化的制冷剂所希望的过热度。其结果，由于防止了因压缩机吸入气液两相的制冷剂引起的压缩效率降低及由水热交换器供给的气体制冷剂使制冷循环进行循环，所以可以在得到良好的供暖能力的同时可以提高作为空调装置的COP。

该场合，最好由检测压缩机吸入侧的压力的低压检测装置和检测所述水热交换
20 器的制冷剂出口温度的温度检测装置的检出值算出所述制冷剂的过热度，从而控制发动机冷却水的循环量。

本发明的第四方面的多方式燃气热泵式空调装置，具备：分别备有室内热交换器并在室内空气与制冷剂之间进行热交换的多个室内机单元，备有用燃气发动机驱动的压缩机及外部空气与制冷剂间进行热交换的室外热交换
25 器的室外机单元，控制室内机单元各自的制冷剂流动方向进行制冷供暖运转的选择转换的分流控制单元，并且将室外热交换器分割成多个而并列连接，同时备有控制该室外热交换器各个分割部分制冷剂流动的制冷剂供给转换装置。通过操作制冷剂供给转换装置，使室外热交换器内处于停歇状态的分割部分与压缩机的吸入系统连通。

30 按照该多方式燃气热泵式空调装置，通过操作制冷剂供给转换装置，使室外热交换器内处于停歇状态的分割部分与压缩机的吸入系统连通，结果因处于停歇状态

的分割单部分的压力降低使制冷剂的饱和温度下降,随之,在内部滞留的液态制冷剂蒸发气化而被压缩机吸引。从而,由于能够回收滞留于室外热交换器停歇部分的液态制冷剂而有效利用,所以可以防止制冷循环的制冷剂不足,维持良好的供暖能力。

5

附图说明

图1是表示本发明的多方式燃气热泵式空调装置的一种实施方式的图,是表示全部制冷运转时的状态的图;

图2是表示图1中的分流控制单元及室内机单元的内部构造的图;

10

图3是表示图1中的室外热交换器周围结构例的图;

图4是表示本发明的多方式燃气热泵式空调装置的一种实施方式的图,是表示全部供暖运转时的状态的图;

图5是表示图4中的分流控制单元及室内机单元的内部构造的图;

图6是表示图4中的室外热交换器周围结构例的图;

15

图7是表示本发明的多方式燃气热泵式空调装置的一种实施方式的图,是表示制冷供暖同时运转时的状态的图;

图8是表示图7中的分流控制单元及室内机单元的内部构造的图;

图9是表示图8中的室外热交换器周围结构例的图;

图10是表示本发明实施方式示出的室外热交换器的凝缩能力的特性的图;

20

图11是表示本发明的多方式燃气热泵式空调装置的一种实施方式的图,是表示户外气温低时全部供暖运转状态的图;

图12是表示本发明的多方式燃气热泵式空调装置的一种实施方式的图,是表示全部制冷运转状态的图;

25

图13是表示本发明的多方式燃气热泵式空调装置的一种实施方式的图,是表示户外气温低时全部供暖运转状态的图;

图14是表示本发明的多方式燃气热泵式空调装置的一种实施方式的图,是表示制冷供暖同时运转时的状态的图;

图15是表示图13中的室外热交换器周围结构例的图;

30

图16是为说明多方式燃气热泵式空调机实施制冷供暖同时运转时的问题而示出的莫里尔热力学计算曲线图。

具体实施方式

第1实施方式

以下参照图1至图10说明本发明的多方式燃气热泵式空调装置的第1实施方式。

5 图1示出的多方式燃气热泵式空调装置(以下简称[MGHP])1由多个室内机单元10、控制各个室内机单元10的制冷剂流动方向并进行制冷供暖运转的选择转换的分流控制单元20和具备后述的燃气发动机驱动的压缩机和室外热交换器的室外机单元30构成。在该MGHP1中,各室内机单元10、分流控制单元20及室外机单元30之间分别通过制冷剂管系2连接。

10 如图2所示,在室内机单元10中具备室内热交换器11,其在制冷运转时使低温低压的液态制冷剂蒸发气化从室内空气(室内空气)中夺取热量作为蒸发器功能、而在供暖运转时使高温高压的气态制冷剂凝缩液化作为使室内空气变暖的冷凝器功能。另外,图中的符号12是作为制冷运转用的节流机构功能的电子膨胀阀,13是作为供暖运转用的节流机构功能的毛细管、14是止回阀。

15 在图示的例中,所述的室内机单元10如符号10A、10B、10C、10D所示那样4台并列设置,这些室内机单元10A~10D分别设置在独立的空调对象区段内,通过后述的分流控制单元20的转换操作可以选择全部制冷运转、全部供暖运转或各个室内机单元制冷运转/供暖运转/停歇(以下称为[制冷供暖同时运转])。

20 分流控制单元20由连接室内机单元10和室外机单元30的制冷剂管路、制冷剂流动管路和选择转换管路内制冷剂的流动方向的电磁阀等的开关阀构成。

在图示的例中,在各个室内机单元10中设有4个电磁阀21、22、23、24,根据各个室内机单元10(从制冷运转、供暖运转及停歇的任一个中选择)运转状况转换21~24的开关状态,就可以选择转换与后述的室外机单元30连接及制冷剂流动的管路和制冷剂的流动方向。

25 另外,在每一个室内机单元10内,分流控制单元20分别具备与室内机单元连接用的两根制冷剂管系2、与后述室外机单元30连接用的三根制冷剂管系2。

30 在室外机单元30的内部,分割成两个大的构成部分。第一构成部分是以压缩机和室外热交换器等设备为中心,与室内机单元10一同形成制冷剂回路的部分,以后称为制冷剂回路部分。第二构成部分是以压缩机驱动用的燃气发动机为中心、并具备其附带的设备的部分,以后称为燃气发动机部分。

在制冷剂回路部分内,装有压缩机31、室外热交换器32、水热交换器33、储

液器 34、接收器 35、分油器 36、节流机构 37、四通阀 38、电磁阀 39 及止回阀 40 等。另外，为与设在分流控制单元 20 上的三根制冷剂管系 2 连接，制冷剂回路部分具备分别设有第 1 操作阀 41、第 2 操作阀 42、第 3 操作阀 43 的分流控制单元连接用的三根制冷剂管系 2。

5 压缩机 31 以后述的燃气发动机 GE 作为驱动源而运转，将由室内热交换器 11 或者室外热交换器 32 任一个供给的低温低压的气态制冷剂压缩，变为高温高压气态制冷剂排出。结果，在制冷运转时，即使在户外气温高的场合，也可以由制冷剂通过室外热交换器 32 放热给户外空气。另外，在供暖运转时，可以由制冷剂通过室内热交换器 11 向室内空气供给热量。

10 室外热交换器 32 在制冷运转时作为将高温高压的气态制冷剂凝缩液化并放热给外部空气的冷凝器功能，相反，在供暖运转时作为将低温低压的液态制冷剂蒸发气化并从外部空气中夺取热量的蒸发器功能。也就是，在制冷供暖分别运转时，室外热交换器 32 起与前面的室内热交换器 11 相反的作用。

15 在该实施方式中的室外热交换器 32 有将热交换部分分割成多个而并列连接的结构。在图示的例中，室外热交换器 32 分割成如符号 32A、32B、32C、32D 所示的四个。

20 另外，室外热交换器 32 与后述的燃气发动机 GE 的散热器 53 邻接设置。散热器 53 是将燃气发动机 GE 的发动机冷却水与外部空气进行热交换并冷却的热交换器。从而，例如在户外气温低时进行供暖运转的场合，通过选择转换室外机风扇 44 的转动方向，作为蒸发器功能的室外热交换器 32 可以与经过散热器 53 而温度上升的外部空气进行热交换。其结果，可以使室外热交换器 32 的蒸发能力提高。

25 为了制冷剂从后述的燃气发动机 GE 的发动机冷却水中回收热量，水热交换器 33 与室外热交换器 32 并列设置。即，在供暖运转时，由于制冷剂不仅仅依赖室外热交换器 32 中的热交换，还可以从燃气发动机 GE 的发动机冷却水中回收废热，所以可以使供暖运转的效果更高。另外，该水热交换器 33 由于与室外热交换器 32 并列设置，所以也可以作为使制冷剂蒸发气化的热交换器(蒸发器)单独使用。

储液器 34 是为储存在流入压缩机 31 的气态制冷剂中含有的液态成分而设置的。

30 接收器 35 是为了使在作为冷凝器功能的热交换器中已液化的制冷剂气液分离、贮存在制冷循环中已液化的剩余的制冷剂而设置的。

分油器 36 是为将制冷剂中含有的油分离并返回压缩机 31 而设置的。

节流机构 37 是为使凝缩的高温高压液态制冷剂减压、膨胀而变成低温低压的液态制冷剂设置的。在图示的例中，作为节流机构 37，可以根据目的分别使用电子膨胀阀、膨胀阀及毛细管。

四通阀 38 设置在制冷剂管系 2 上用于选择转换制冷剂的流路和流动方向，与电磁阀 39 和止回阀 40 一同构成向分割成多个的室外热交换器 32 制冷剂供给转换装置。

在该四通阀 38 中设有四个口 D、C、S、E，口 D 与压缩机 31 的排出侧、口 C 与室外热交换器 32、口 S 与压缩机 31 的吸入侧分别用制冷剂管系 2 连接，还有，在连接口 C 和室外热交换器 32 的制冷剂管系 2 的途中连接了口 E。在图示的例中，对应于分割成四个的室外热交换器 32 设有用 38A、38B、38C 表示的 3 个四通阀 38。

第 1 个四通阀 38A 与用符号 32A 表示的室外热交换器(热交换部)连接。该室外热交换器 32A 可以单独使用，然而，因该制冷剂管系具备作为节流机构 37 的电子膨胀阀，所以可以可变地控制热交换能力。

第 2 个四通阀 38B 与用符号 32B、32C 表示的两个室外热交换器(热交换部)连接。在该场合，室外热交换器 32B、32C 常常两个同时使用，而且其用途相同。

第 3 个四通阀 38C 与用符号 32D 表示的室外热交换器(热交换部)连接。该室外热交换器 32D 可以单独的使用。

从而，如果均等分割室外热交换器 32A~D，其热交换能力可以根据使用状况适当地选择单独使用室外热交换器 32A 的 25% 能力、同时使用室外热交换器 32B、32C 的 50% 能力、使用三个室外热交换器 32B~D 的 75% 能力和全部使用室外热交换器 32A~D 的 100% 能力。

另外，通过开关转换操作四通阀 38A~D 和电磁阀 39 还可以转换制冷剂的流动方向。从而，在分别单独用室外热交换器 32A 及 32D、或者使室外热交换器 32B、32C 为一体时，可以作为蒸发器或者冷凝器而分别使用。

另一方面，在燃气发动机部，以燃气发动机 GE 为中心，除了冷却水系统 50 和燃料吸入系统 60 以外，还具备图示省略的排气系统及发动机油系统。

燃气发动机 GE 通过轴或者传动皮带与设置在制冷剂回路部分内的压缩机 31 连接，驱动力由燃气发动机 GE 传达给压缩机 31。

冷却水系统 50 具备水泵 51、贮槽 52、散热器 53 等，由管系将它们连接而构成回路(用虚线表示)，通过在回路中循环的发动机的冷却水成为冷却燃气发动机 GE 的系统。水泵 51 是用于使燃气发动机 GE 的冷却水在回路中循环而设置的。贮槽

52 可以暂时贮藏该回路流动的冷却水的剩余部分, 或者冷却水在回路不足时将其供给回路。散热器 53 与室外热交换器 32 构成一体, 用于将发动机冷却水从燃气发动机 GE 夺取的热量放出到外部空气而设置的。

在图示的例中, 散热器 53 与室外热交换器 32 一样, 如符号 53A、53B、53C、53D 示出那样被分割成四个而并列连接。另外, 散热器 53 通过设有电磁阀 39, 可以选择散热器 53A、53D 的单独使用, 散热器 53B、53C 同时使用。

在冷却水系统 50 中, 除所述构成外, 为了将由燃气发动机 GE 排出的废气的热由发动机冷却水回收而设有废气热交换器 54。另外, 在冷却水系统 50 中, 前面说明的水热交换器 33 按照跨越制冷剂回路部分及冷却水系统 50 的两个系统那样配置。即在供暖运转时, 发动机冷却水不仅从燃气发动机 GE 中夺取热量, 而且也从废气中回收热量, 且其回收的热量具备由发动机冷却水经过水热交换器 33 而给予制冷剂的结构。

还有, 冷却水系统 50 的发动机冷却水的流量控制通过在两个位置设置的流量控制阀 55A、55B 进行。

15 燃料吸入系统 60 具备气体调节器 61、气体电磁阀 62、气体接口 63 等, 是为将液化天然气(LNG)等城市煤气作为气体燃料供给燃气发动机 GE 的系统。气体调节器 61 是用于通过气体电磁阀 62 及气体接口 63 调整从外部供给的气体燃料的输出压力而设置的。用气体调节器 61 调整压力的气体燃料与由图示省略的吸气口吸入的空气混合后, 供给燃气发动机 GE 的燃烧室。

20 以下说明通过有所述构成的 MGHP1 使室内制冷供暖运转的场合的工作次序。另外对在图中各类阀的开关状态, 关闭的阀用涂黑表示, 制冷剂的流动方向用箭头表示。

首先, 参照图 1~3 说明使室内单元 10A~D 全部制冷的情况。在该场合, 制冷剂回路部分 30 的四通阀 38A~C, 都与口 D/C 间连通, 压缩机 31 的排出侧与室外热交换器 32 连接。在该状态下, 由压缩机 31 排出的高温高压气态制冷剂通过四通阀 38 送给作为冷凝器功能的室外热交换器 32。

25 高温高压的气态制冷剂在室外热交换器 32 中凝缩液化后, 放热给外部空气而成为高温高压的液态制冷剂。该液态制冷剂, 如图 3 所示, 经过止回阀 40 导入接收器 35。在接收器 35 中气液分离的液态制冷剂经过第 3 操作阀 43 流入分流控制单元 20。

30 流入分流控制单元 20 的高温高压的液态制冷剂经过电磁阀 24 被导入到电子膨

胀阀 12 中,在经过该电子膨胀阀 12 的过程中被减压而成为低温低压的液态制冷剂,被送到作为蒸发器功能的室内热交换器 11 中。

5 送到室内热交换器 11 的低温低压液态制冷剂从室内空气中夺取热量而蒸发气化。在该过程中使室内空气冷却而成为低温低压的气态制冷剂,再次回到分流控制单元 20,然后再经过第 1 操作阀 41 送回到室外机单元 30 的制冷剂回路部分。

送回到制冷剂回路部分的低温低压气态制冷剂流入储液器 34,液态成分被分离后吸入压缩机 31,吸入压缩机 31 的气态制冷剂因压缩机 31 的动作被压缩,成为高温高压的气态制冷剂而再次被送入室外热交换器 32 中。其结果,形成使制冷剂状态反复变化的制冷循环。

10 其次,参照图 4~图 6 说明使室内单元 10A~D 全部供暖运转的情况。

15 在该场合,制冷剂回路部分的四通阀 38A~C,都与口 D/S 间连通,压缩机 31 的排出侧与室内热交换器 11 连接。在该状态下,由压缩机 31 排出的高温高压气态制冷剂经过第 2 操作阀 42 被送到分流控制单元 20。导入分流控制单元 20 内的制冷剂经过电磁阀 22 被送到各室内单元 10A~D 的作为冷凝器功能的室内热交换器 11 中。

高温高压的气态制冷剂在室内热交换器 11 中与室内空气进行热交换而被凝缩液化。在该过程中,气态制冷剂放热并使室内空气变暖后,成为高温高压的液态制冷剂。该液态制冷剂用经过毛细管 13 的方法减压而成为低温低压的液态制冷剂,经过止回阀 14 返回分流控制单元 20。

20 流入分流控制单元 20 的低温低压液态制冷剂经过电磁阀 24 及第 3 操作阀 43 被送到室外机单元 30 的制冷剂回路部分。

25 送到制冷剂回路部分 30 的液态制冷剂在接收器 35 内进行气液分离,只有液态制冷剂被送到作为蒸发器功能的室外热交换器 32 中。该液态制冷剂在进入室外热交换器 32 前,经过作为节流机构 37 而设置的毛细管并再次被减压。进而,由于设置在制冷剂管系 2 上的电磁阀 39 被关闭,所以在与室外热交换器 32 并列配置的水热交换器 33 中不会流入低温低压的液态制冷剂。

在室外热交换器 32 中,低温低压的液态制冷剂从外部空气中夺取热量、蒸发气化而变成低温低压的气态制冷剂。这时,高温的发动机冷却水流入散热器 53 中,就可以利用发动机的废热而使液态制冷剂以更高的效率蒸发气化。

30 这样成为低温低压气态的制冷剂由四通阀 38 的口 C 经过口 S 导入到储液器 34,液态成分被分离后吸入压缩机 31。吸入到压缩机 31 的气态制冷剂通过压缩机 31 的

动作被压缩，成为高温高压的气态制冷剂再次被送回室内热交换器 11。其结果，形成使制冷剂状态反复变化的制冷循环。

另外，参照图 7~图 9 说明使室内单元 10A~D 制冷供暖同时运转的情况。这里的制冷供暖同时运转是指在供暖运转为主体中混有制冷运转的场合，具体地说，就是
5 就是以三套室内机单元 10A~C 作供暖运转，剩余 1 套室内机单元 10D 作制冷运转的场合为例而进行说明。

在该场合，制冷剂回路部分的四通阀 38A, C, 都与口 C/S 间连通，压缩机 31 的排出侧与室内单元 10A~C 的室内热交换器 11 连接。

在该状态下，由压缩机 31 排出的高温高压气态制冷剂经过第 2 操作阀 42 被送
10 到分流控制单元 20。导入分流控制单元 20 内的制冷剂经过与室内机单元 10A~C 各自相应的电磁阀 22，在各室内单元 10A~C 中被送到作为冷凝器功能的室内热交换器 11A~C。

高温高压的气态制冷剂在室内热交换器 11A~C 中与室内空气进行热交换并被凝缩液化。在该过程中，气态制冷剂放热并使室内空气变暖后，成为高温高压的液
15 态制冷剂。该液态制冷剂用经过毛细管 13 的方法减压而成为低温低压的液态制冷剂，经过止回阀 14 返回到分流控制单元 20。

流入分流控制单元 20 的低温低压液态制冷剂经过电磁阀 24 及第 3 操作阀 43 被送到室外机单元 30 的制冷剂回路部分。

另一方面，在室内机单元 10D 作制冷运转之际，在分流控制单元 20 内，相应的
20 的电磁阀 21、24 打开。因此，由室内机单元 10A~C 送到室外机单元 30 的低温低压的液态制冷剂的一部分在第 3 操作阀 43 的前段分流，经过电磁阀 24 及电子膨胀阀 12 被送到作为蒸发器功能的室内热交换器 11D 内。

送到室内热交换器 11D 的低温低压液态制冷剂从室内空气中夺取热量而蒸发
25 气化，使室内空气冷却。在该过程中使室内空气冷却而成为低温低压的气态制冷剂，再次返回到分流控制单元 20。分流控制单元 20 内的制冷剂经过电磁阀 21，由第 1 操作阀 41 送回到室外机单元 30 的制冷剂回路部分。

分流到室内机单元 10D 的剩余的液态制冷剂由第 3 操作阀 43 被送到制冷剂回路部分 30。该制冷剂经接收器 35 进行气液分离，只有液态制冷剂被送到作为蒸发器功能的室外热交换器 32 中。该液态制冷剂在进入室外热交换器 32 前，经过作为
30 节流机构 37 而设置的毛细管并再次被减压。

这里，对室外热交换器 32 所要求的蒸发能力也可以比全部供暖运转时少。即，

在设有四套室内机单元 10A~D 之中，由于三套供暖运转、剩余 1 套制冷运转，所以只要蒸发能力是分成四份的室外热交换器 32A~D 的约 50%和进行制冷运转的室内热交换器 11D 的蒸发能力之和就行。因此，在该例中使用室外热交换器 32A 及 32D、剩余 50%的室外热交换器 32B、32C 可以停歇。

- 5 从而，低温低压的液态制冷剂经过室外热交换器 32A、32D 并在流动的过程中从外部空气中夺取热量、蒸发气化而成为低温低压的气态制冷剂。这时，高温的发动机冷却水流入散热器 53 中，就可以利用发动机的废热而使液态制冷剂以更高的效率蒸发气化。

10 这样成为低温低压气态的制冷剂由四通阀 38A、C 的口 C 经过口 S 导入到储液器 34。另外，在室内热交换器 11D 中蒸发气化的低温低压气态制冷剂与在第 1 操作阀 41 的后段由四通阀 38A、C 导入储液器 34 的气态制冷剂合流，同样地导入储液器 34。导入储液器 34 的低温低压气态制冷剂在液态成分被分离后吸入压缩机 31。吸入到压缩机 31 的气态制冷剂通过压缩机 31 的动作被压缩，成为高温高压的气态制冷剂再次被送回室内热交换器 11。其结果，形成使制冷剂状态反复变化的制冷循环。

15 环。

这样，在进行供暖制冷同时运转的场合，根据室内机单元 10A~D 的运转状况，通过四通阀 38 及电磁阀 39 的操作可以使分成四个的室外热交换器 32A~D 的运转状态从冷凝器、蒸发器或停歇中分别选择转换。

20 即，分成四个的室外热交换器 32A~D，在作为冷凝器使用的场合，如图 10 实线所示那样，其凝缩能力具备根据室外热交换器 32A~D 的使用数阶段地变化的特征。该场合，要求能力在从 a% 至 25% 之间，凝缩能力也成比例增加。这是由于具备调整机能的电子膨胀阀单独使用作为节流机构 37 而使用的室外热交换器 32A 的缘故。还有，凝缩能力的最低值由电子膨胀阀的调整范围来决定。

25 在图 10 的例中，在要求能力成为 25% 以上时，按照室外热交换器同时使用两台时可以得到 50% 的凝缩能力那样，设定室外热交换器 32A~D 的运转方式。在该场合，经常同时使用室外热交换器 32B、32C，可减少选择转换必需的电磁阀 39 的数量。还有，在该场合的节流机构 37 中，为了降低成本，采用没有调整机能的膨胀阀，因此不能够控制凝缩能力的比例。

30 另外，在要求能力成为 50% 以上时，按照使用三台室外热交换器而可以得到 75% 的凝缩能力那样，设定室外热交换器 32A~D 的运转方式。在该场合，除了为得到所述 50% 凝缩能力使用室外热交换器 32B、32C 以外，追加使用室外热交换器

32D。

而且，在要求能力成为75%以上时，按照全部使用分成四个的室外热交换器32A~D可以得到100%的凝缩能力那样，设定室外热交换器32A~D的运转方式。

还有，作为蒸发器使用时的蒸发能力也显示出与上述凝缩能力相同的特征。

5 这里，室外热交换器32的分割数不限于分成四个，可以根据室内单元10的数量和供暖制冷同时运转的要求等适当变更。另外，如果节流机构37全部使用具备调整机能的电子膨胀阀，就可以在全部区域大体上按比例控制。从而，对于节流机构37可以全部采用具备调整机能的电子膨胀阀，相反，也可以全部采用不具有调整机能的膨胀阀。

10 这样，在全部制冷运转的场合，在制冷运转中，使作为冷凝器功能的室外热交换器32A~D的数量与作为蒸发器功能的室内热交换器11A~D的数量一致，而在全部供暖运转的场合，在供暖运转中，可以使作为冷凝器功能的室内热交换器11A~D的数量和作为蒸发器功能的室外热交换器32A~D的数量与一致。

另外，在供暖制冷同时运转的场合，可以按照作为蒸发器功能的室内热交换器15 11及室外热交换器32的蒸发能力和作为冷凝器功能的室内热交换器11及室外热交换器32的凝缩能力相平衡的方式，决定分割的室外热交换器32的使用数量和组合等。还有，例如室内热交换器11设置为四套，在制冷运转及供暖运转各两套时，由于室内热交换器11彼此的能力相平衡，也可以使室外热交换器32全部停歇。

20 这样，在所述的实施方式中，使散热器53与室外热交换器32同样分割为四个。由此，特别是通过电磁阀39的开关操作，可以对应于将室外热交换器32作为蒸发器使用的分割部分导入发动机冷却水，就能根据散热器的分割数阶段性地有效利用发动机的废热。

另外，对于所述室外热交换器32的热交换能力，由于可以通过控制室外机风扇44的运转速度改变导入户外空气的风量，所以除了进行转换使用的分割部分数25 量的阶段性调整以外，还可以进行按风量调整。

第2实施方式

以下参照图11说明本发明多方式燃气热泵式空调装置的第2实施方式。

本实施方式使用具有第1实施方式中所说明的构成的MGHP1，显示了在满足结霜条件的户外气温低时、使室内单元10A~D的全部进行供暖运转的情况。

30 在该场合也与所述通常的全部供暖运转时一样，压缩机31的排出侧与室内热交换器11连接。在该状态下，由压缩机31排出的高温高压气态制冷剂经过第2操

作阀 42 被送到分流控制单元 20。导入分流控制单元 20 内的制冷剂，如所述图 5 所示，经过电磁阀 22 被送到各室内单元 10A~D 的作为冷凝器功能的室内热交换器 11 中。

5 高温高压的气态制冷剂在室内热交换器 11 中与室内空气进行热交换而被凝缩液化。在该过程中，气态制冷剂放热并使室内空气变暖后，成为高温高压的液态制冷剂。该液态制冷剂采用经过毛细管 13 的方法减压而成为低温低压的液态制冷剂，经过止回阀 14 返回分流控制单元 20。

流入分流控制单元 20 的低温低压液态制冷剂经过电磁阀 24 及第 3 操作阀 43 被送到室外机单元 30 的制冷剂回路部分。送到制冷剂回路部分 30 的液态制冷剂经
10 过接收器 35 进行气液分离，只有液态制冷剂被送到水热交换器 33。这时，设置在室外热交换器 32 的入口侧的电磁阀 39 关闭。

该液态制冷剂在进入水热交换器 33 之前，经过作为节流机构 37 而设置的膨胀阀而再次减压。在水热交换器 33 中，低温低压的液态制冷剂由高温的发动机冷却水加热、蒸发气化而成为低温低压的气态制冷剂。从而，即使不用有结霜可能的室
15 外热交换器 32，由水热交换器 33 也能够使液态制冷剂蒸发气化。

这样成为低温低压气态的制冷剂导入到储液器 34，液态成分被分离后被吸入压缩机 31。吸入到压缩机 31 的气态制冷剂通过压缩机 31 的动作被压缩，成为高温高压的气态制冷剂再次被送回室内热交换器 11。其结果，形成使制冷剂状态反复变化的制冷循环。

20 在使水热交换器 33 的蒸发能力变化的场合，换言之，在供暖运转的室内热交换器 11 的数量变化的场合，可以调整导入的发动机冷却水的流量与之对应。

第 3 实施方式

以下参照图 12 及图 13 说明本发明多方式燃气热泵式空调装置的第 3 实施方式。这些图中所示的 MGHP1，是在具备第 1 实施方式说明的结构的 MGHP1 中，设有
25 作为检测水热交换器 33 的制冷剂出口温度的温度检测装置的温度传感器 46，同时在储液器 34 上设有作为检测压缩机 31 的吸入侧压力(制冷剂饱和压力)的低压检测装置的压力传感器 45。

本实施方式使用具备所述结构的 MGHP1，显示了使室内单元 10A~D 的全部进行供暖运转的情况。

30 首先，说明用室外热交换器、照通常那样使室内单元 10A~D 的全部供暖运转的情况。

在该场合，制冷剂回路部分的四通阀 38A~C，都与口 C/S 间连通，压缩机 31 的排出侧与室内热交换器 11 连接。在该状态下，由压缩机 31 排出的高温高压气态制冷剂经过第 2 操作阀 42 被送到分流控制单元 20。导入分流控制单元 20 内的制冷剂经过电磁阀 22，被送到各室内单元 10A~D 的、作为冷凝器功能的室内热交换器 11 中。

5 高温高压的气态制冷剂在室内热交换器 11 中与室内空气进行热交换并被凝缩液化。在该过程中，气态制冷剂放热并使室内空气变暖后，成为高温高压的液态制冷剂。该液态制冷剂用经过毛细管 13 的方法减压而成为低温低压的液态制冷剂，经过止回阀 14 返回分流控制单元 20。

10 流入分流控制单元 20 的低温低压液态制冷剂经过电磁阀 24 及第 3 操作阀 43 送到室外机单元 30 的制冷剂回路部分。

送到制冷剂回路部分 30 的液态制冷剂经接收器 35 进行气液分离，只有液态制冷剂被送到作为蒸发器功能的室外热交换器 32 中。该液态制冷剂在进入室外热交换器 32 前，经过作为节流机构 37 而设置的毛细管并再次被减压。

15 在室外热交换器 32 中，低温低压的液态制冷剂从外部空气中夺取热量、蒸发气化而成为低温低压的气态制冷剂。这时，高温的发动机冷却水流入散热器 53 中，就可以利用发动机的废热而使液态制冷剂以更高的效率蒸发气化。

这样成为低温低压气态的制冷剂，由四通阀 38 的口 C 经过口 S 导入到储液器 34，液态成分被分离后被吸入压缩机 31。吸入到压缩机 31 的气态制冷剂通过压缩机 31 的动作被压缩，成为高温高压的气态制冷剂再次送回室内热交换器 11。其结果，形成使制冷剂状态反复变化的制冷循环。

其次，参照图 13 说明在户外气温低时使室内单元 10A~D 全部进行供暖运转的情况。

25 在该场合也与所述的通常供暖运转时一样，压缩机 31 的排出侧与室内热交换器 11 连接。在该状态下，由压缩机 31 排出的高温高压气态制冷剂经过第 2 操作阀 42 被送到分流控制单元 20。导入分流控制单元 20 内的制冷剂，如所述图 5 所示，经过电磁阀 22，送到各室内单元 10A~D 的作为冷凝器功能的室内热交换器 11 中。

30 高温高压的气态制冷剂在室内热交换器 11 中与室内空气进行热交换并被凝缩液化。在该过程中，气态制冷剂放热并使室内空气变暖后，成为高温高压的液态制冷剂。该液态制冷剂用经过毛细管 13 的方法减压而成为低温低压的液态制冷剂，经过止回阀 14 返回分流控制单元 20。

流入分流控制单元 20 的低温低压液态制冷剂,经过电磁阀 24 及第 3 操作阀 43 被送到室外机单元 30 的制冷剂回路部分。

送到制冷剂回路部分 30 的液态制冷剂经接收器 35 进行气液分离,只有液态制冷剂被送到水热交换器 33。这时,设在室外热交换器 32 的入口侧的电磁阀 39 关闭。

5 该液态制冷剂在进入水热交换器 33 之前,经过作为节流机构 37 而设置的膨胀阀而再次减压。在水热交换器 33 中,低温低压的液态制冷剂由高温的发动机冷却水加热、蒸发气化而成为低温低压的气态制冷剂。从而,户外气温低而得不到充分的蒸发能力的、或者相反即使不使用由于向室外空气放热而成为 COP 降低原因的室外热交换器 32,而由水热交换器 33 也能够使液态制冷剂蒸发气化。

10 这样成为低温低压气态的制冷剂导入到储液器 34,液状成分被分离后被吸入压缩机 31。吸入到压缩机 31 的气态制冷剂通过压缩机 31 的动作被压缩,成为高温高压的气态制冷剂再次被送回室内热交换器 11。其结果,形成使制冷剂状态反复变化的制冷循环。

15 这样,在进行利用所述水热交换器 33 的供暖运转的场合,为了使压缩机 31 高效率的运转,有必要给予吸入压缩的气态制冷剂以适度的过热度。该过热度 SH,由设在所述水热交换器 33 的出口处的温度传感器 46 检测出的制冷剂出口温度 T_h ,和由设在储液器 34 上的压力传感器 45 检测出的吸入侧压力 P_i 同义地求出的制冷剂饱和温度 T_s ,根据数学式 $SH = T_h - T_s$ 算出。

20 此时,通过检测作为吸入侧压力 P_i 的储液器 34 内的制冷剂饱和压力,就可以知道对应于该制冷剂饱和压力制冷剂饱和温度 T_s 。另外,吸入压力 P_i 是取决于系统的节流机构 37 等的值。在以下说明中,将制冷剂饱和温度 T_s 取为 3.7°C 进行说明。

25 从而,例如使过热度设定为 5°C 的场合,由 $T_h = SH + T_s$,可以调整水热交换器 33 的发动机冷却水的循环量,使制冷剂出口温度 T_s 为 8.7°C 。还有,由于适当的过热度 SH 有 $5\sim 10^\circ\text{C}$ 左右幅度,所以 T_h 的实际的目标值,例如可设定为 9°C 等,不限定于所述算出值。

30 这样,若要确定水热交换器 33 的制冷剂出口温度 T_h 的目标值时,将两个检测值 T_s 、 T_h 输入图示省略的控制部分,通过例如模糊演算等,按照制冷剂出口温度 T_h 成为目标值那样,调整主流量控制阀 55B 的开启度,将发动机冷却水分配给水热交换器 33 及散热器 53。在分配发动机冷却水之际,要优先确保使水热交换器 33 的制冷剂出口温度 T_h 保持为目标值的必要的流量,其余部分送到散热器 53。还有,

在燃气发动机 GE 以供暖运转为主时，流量调整阀 55A 在短时间内以升温为目的使用，以便不使发动机的冷却水流入散热器 53 和水热交换器 33 中。

这样，可以在压缩机 31 的吸入侧稳定并赋予气态制冷剂适当的过热度。从而，不会供给压缩机 31 气液两相的制冷剂，可以改善因压缩性能降低引起的供暖能力的降低和 COP 的降低。

第 4 实施方式

以下参照图 14 及图 15 说明本发明的多方式燃气热泵式空调装置的第 4 实施方式。

本实施方式使用具备在第 1 实施方式中说明的构成的 MGHP1、显示了使室内单元 10A~D 进行制冷供暖同时运转的情况。还有，该制冷供暖同时运转是指在供暖运转为主体中混有制冷运转的场合，具体地说，就是以三套室内机单元 10A~C 作供暖运转，剩余 1 套室内机单元 10D 作制冷运转的场合为示例。

在该场合，制冷剂回路部分的四通阀 38A~C，进行包括与后述的停歇部分相连接的全部口 C/S 间连通的转换操作，压缩机 31 的排出侧与室内单元 10A~C 的室内热交换器 11 连接。

在该状态下，由压缩机 31 排出的高温高压气态制冷剂经过第 2 操作阀 42 被送到分流控制单元 20。如所述图 8 所示，导入分流控制单元 20 内的制冷剂经过与室内机单元 10A~C 相应的各自电磁阀 22，在各室内单元 10A~C 中被送到作为冷凝器功能的室内热交换器 11A~C。

高温高压的气态制冷剂在室内热交换器 11A~C 中与室内空气进行热交换而被凝缩液化。在该过程中，气态制冷剂放热并使室内空气变暖后，成为高温高压的液态制冷剂。该液态制冷剂用经过毛细管 13 的方法减压而成为低温低压的液态制冷剂，经过止回阀 14 返回分流控制单元 20。

流入分流控制单元 20 的低温低压液态制冷剂经过电磁阀 24 及第 3 操作阀 43 被送到室外机单元 30 的制冷剂回路部分。

另一方面，制冷运转的室内机单元 10D，在分流控制单元 20 内，相应的电磁阀 21、24 打开。因此，如所述图 8 所示，从室内机单元 10A~C 送到室外机单元 30 的低温低压的液态制冷剂中的一部分在第 3 操作阀 43 的前段分流，经过电磁阀 24 及电子膨胀阀 12 被送到作为蒸发器功能的室内热交换器 11D 内。

送到室内热交换器 11D 的低温低压液态制冷剂从室内空气中夺取热量而蒸发气化，使室内空气冷却。在该过程中使室内空气冷却而成为低温低压的气态制冷剂，

再次返回到分流控制单元 20，分流控制单元 20 内的制冷剂经过电磁阀 21，由第 1 操作阀 41 被送回到室外机单元 30 的制冷剂回路部分。

分流到室内机单元 10D 的剩余的液态制冷剂从第 3 操作阀 43 送到制冷剂回路部分 30。该液态制冷剂经接收器 35 进行气液分离，只有液态制冷剂被送到作为蒸发器功能的室外热交换器 32 中。该液态制冷剂在进入室外热交换器 32 前，经过作为节流机构 37 而设置的毛细管并再次被减压。

这里，对室外热交换器 32 所要求的蒸发能力也可以比全部供暖运转时少。即，在设有四套室内机单元 10A~D 之中，由于三套供暖运转、剩余 1 套制冷运转，所以只要蒸发能力是分成四份的室外热交换器 32A~D 的约 50% 和进行制冷运转的室内热交换器的 11D 蒸发能力之和就可以。因此，在这里使用室外热交换器 32A 及 32D、剩余 50% 的室外热交换器 32B、32C 可以停歇。

从而，低温低压的液态制冷剂经过室外热交换器 32A、32D 并在流动的过程中从外部空气中夺取热量、蒸发气化而成为低温低压的气态制冷剂。这时，高温的发动机冷却水流入散热器 53 中，就可以利用发动机的废热而使液态制冷剂以更高的效率蒸发气化。

这样，成为低温低压气态的制冷剂由四通阀 38A、C 的口 C 经过口 S 导入到储液器 34。另外，在室内热交换器 11D 中蒸发气化的低温低压气态制冷剂与在第 1 操作阀 41 的后段由四通阀 38A、C 导入储液器 34 的气态制冷剂合流，同样地导入储液器 34。导入储液器 34 的低温低压气态制冷剂在液态成分被分离后被吸入压缩机 31。吸入到压缩机 31 的气态制冷剂通过压缩机 31 的动作被压缩，成为高温高压的气态制冷剂再次被送回室内热交换器 11。其结果，形成使制冷剂状态反复变化的制冷循环。

在这样的制冷供暖同时运转的状态下，所述的室外热交换器 32C、32D 处于停歇状态。但是，由于在与室外热交换器 32B、32C 连接的四通阀 38B 中，同时也进行对另外的四通阀 38A、38C 与口 C/S 之间连通的操作，所以，处于停歇状态的室外热交换器的分割部分也通过储液器 34 自动地与压缩机 31 的吸入侧连接。

因此，在处于停歇状态的室外热交换器 32B、32C 中，受到压缩机 31 的吸引内部压力降低。由于该压力降低，在室外热交换器 32B、32C 内的滞留的液态制冷剂的饱和温度也下降，因此液态制冷剂蒸发气化而成为低温低压的气态制冷剂，从四通阀 38B 吸引到压缩机 31。即，与在作为蒸发器功能的室外热交换器 32A、32D 中的蒸发气化的气态制冷剂一样，由于随着饱和温度的降低而蒸发气化的气态制冷剂

也经过四通阀 38B 被吸引到压缩机 31，所以可以使滞留于停歇的室外热交换器 32 中的制冷剂在制冷循环中回收，就能够防止制冷剂不足的发生。

另外，不限定于所述的这些停歇的室外热交换器 32，可以根据室内机单元 10 的制冷供暖同时运转的状况适宜选择，例如室外热交换器 32A 单独停歇、室外热交换器 32B~C 同时停歇和室外热交换器 32A~D 同时停歇等。在这些场合下，与所述说明同样，通过使与停歇状态的室外热交换器连接的四通阀 38 的 C/S 口处于连通状态而与压缩机 31 的吸入系统相连通，可以从停歇状态的室外热交换器中自动地回收制冷剂。

另外，本发明的构成不限定于所述各实施方式，可以在不超出本发明的要点的范围内适宜地变更。

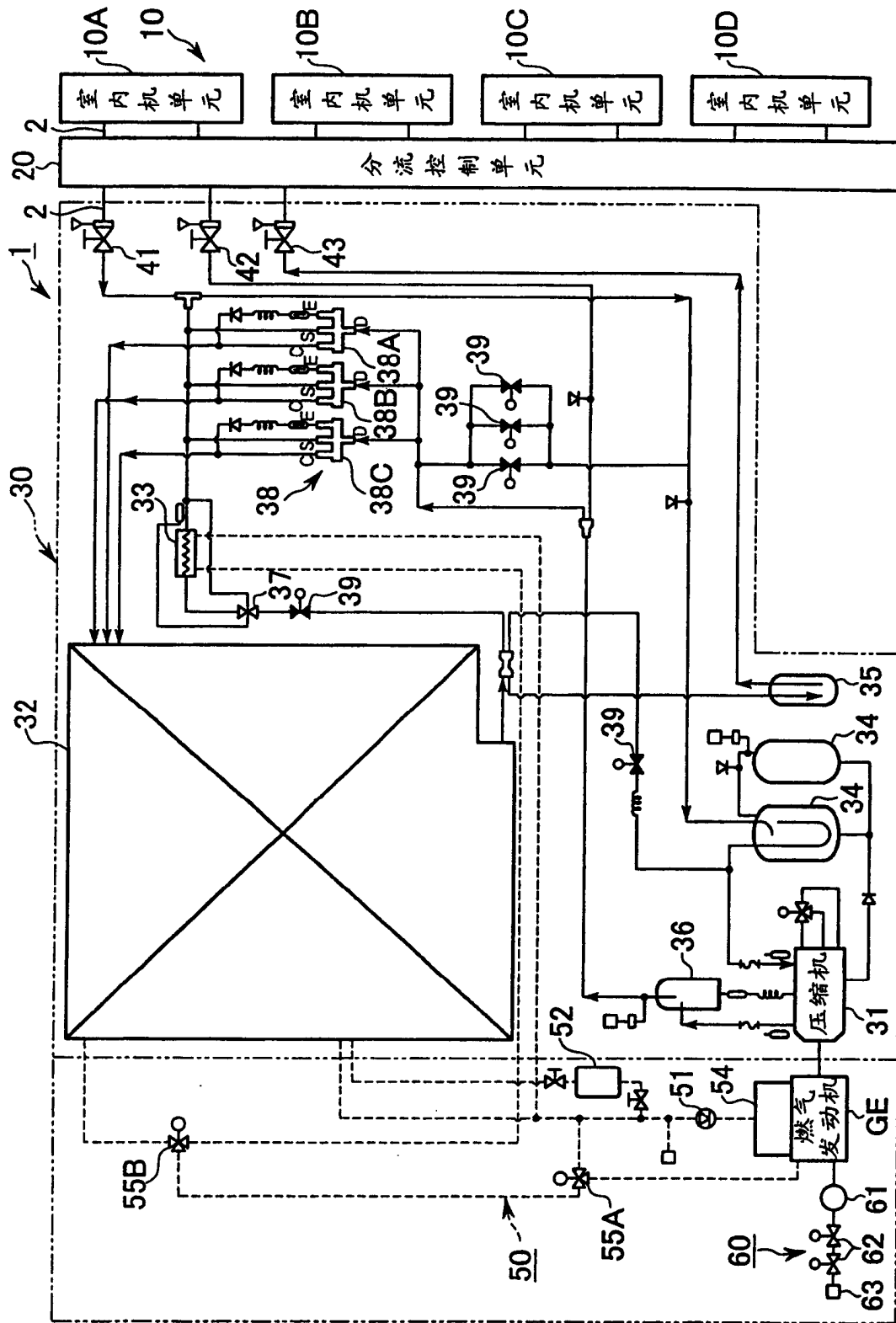


图 1

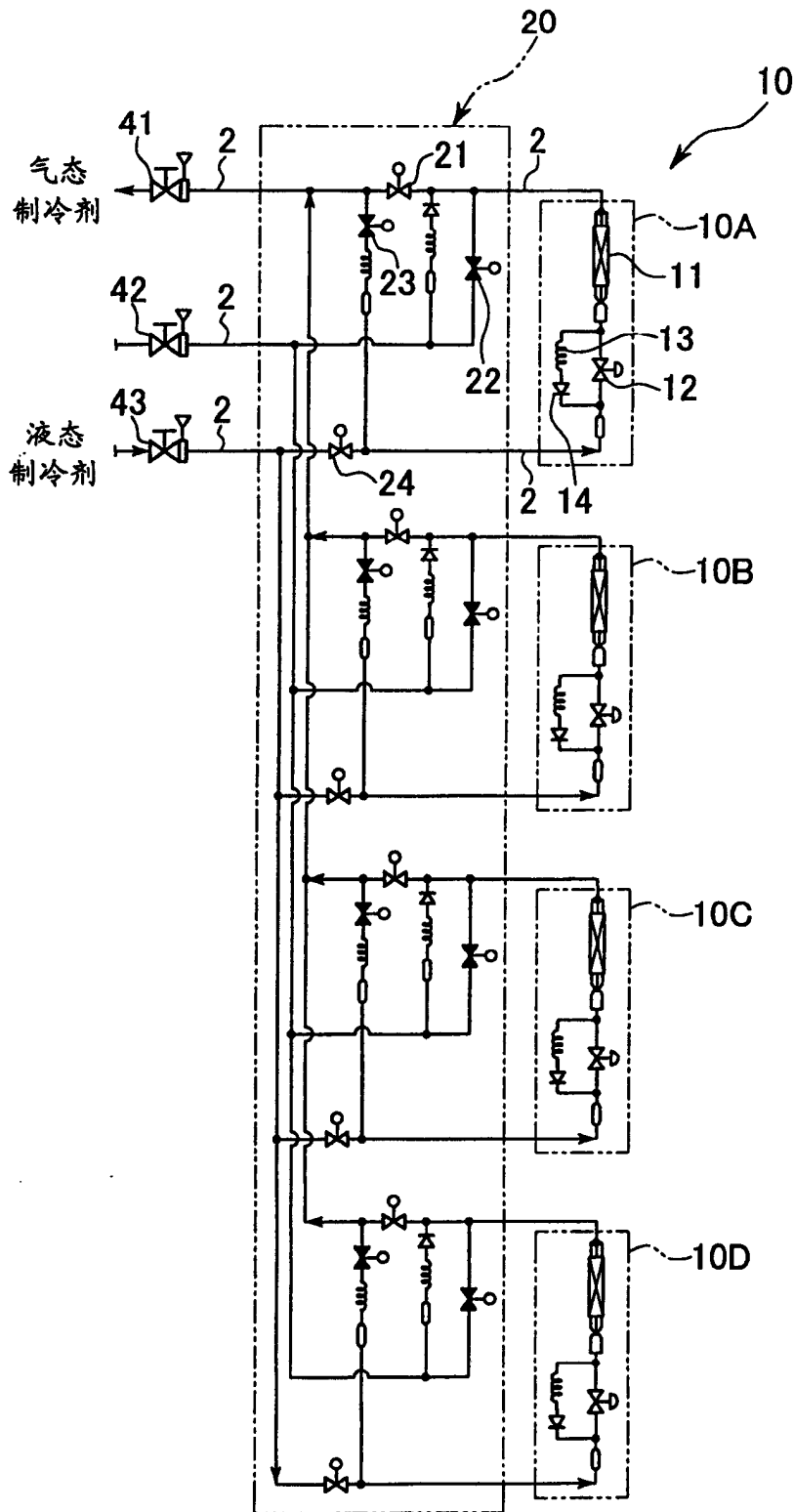


图 2

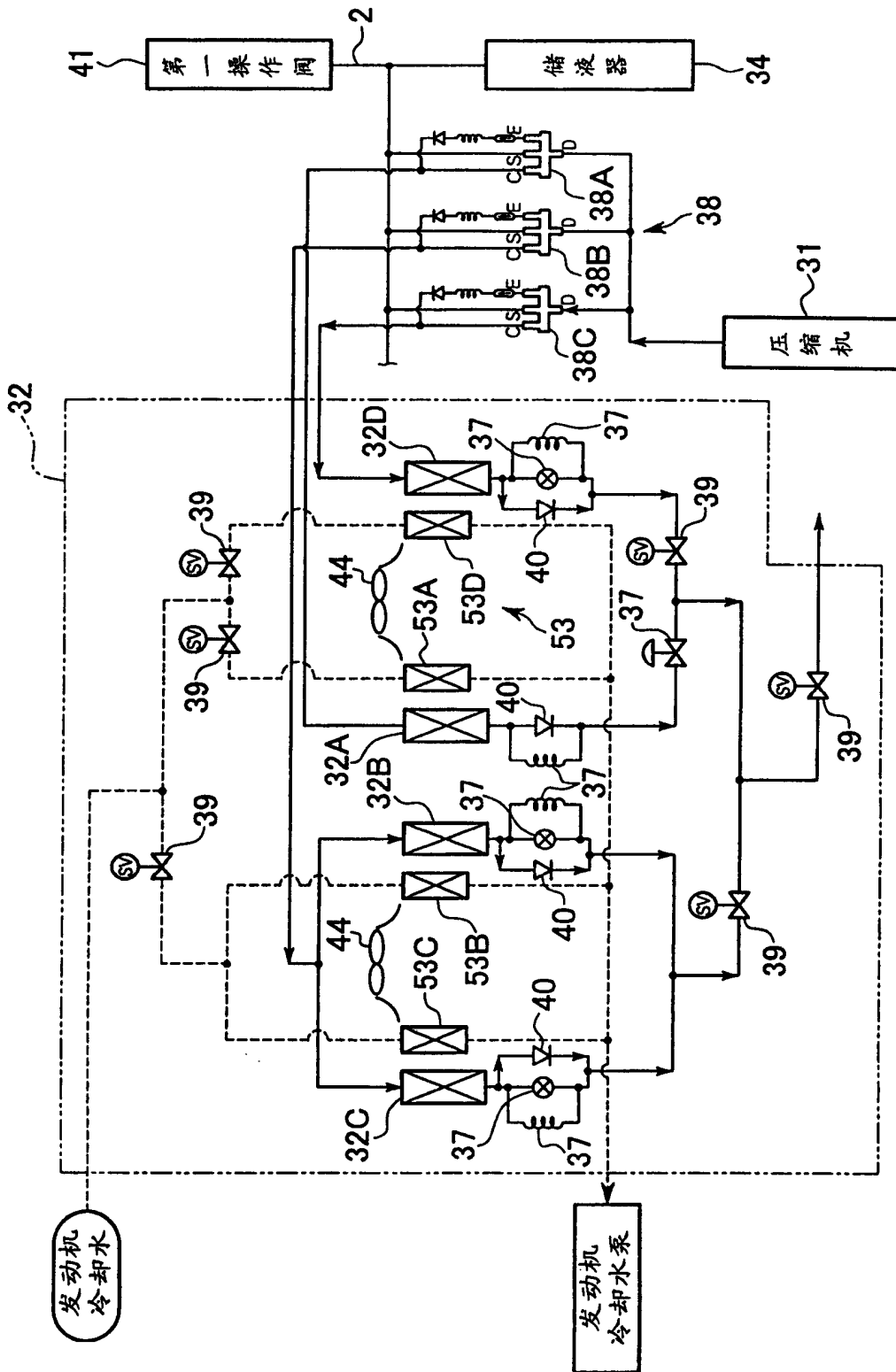


图 3

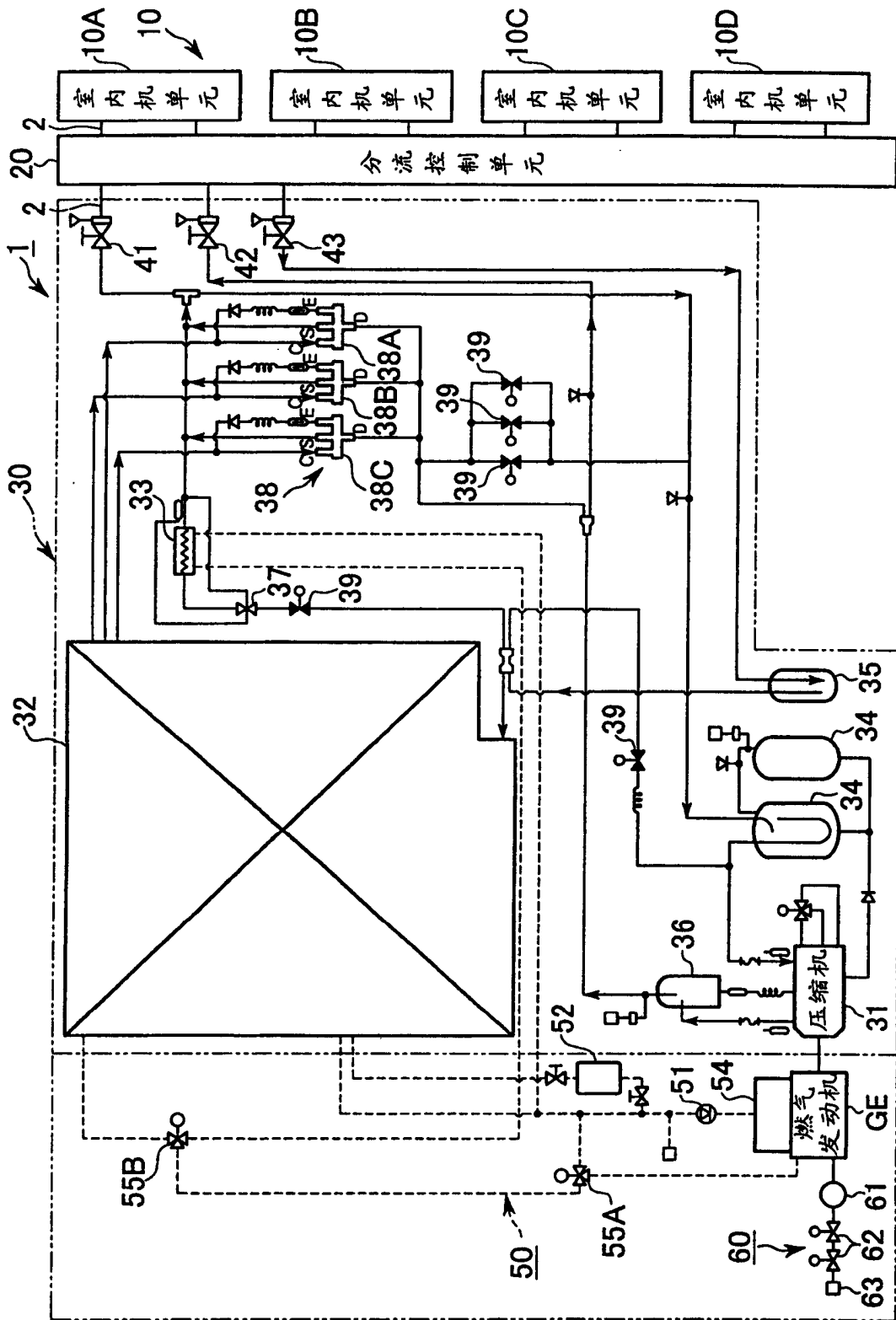


图 4

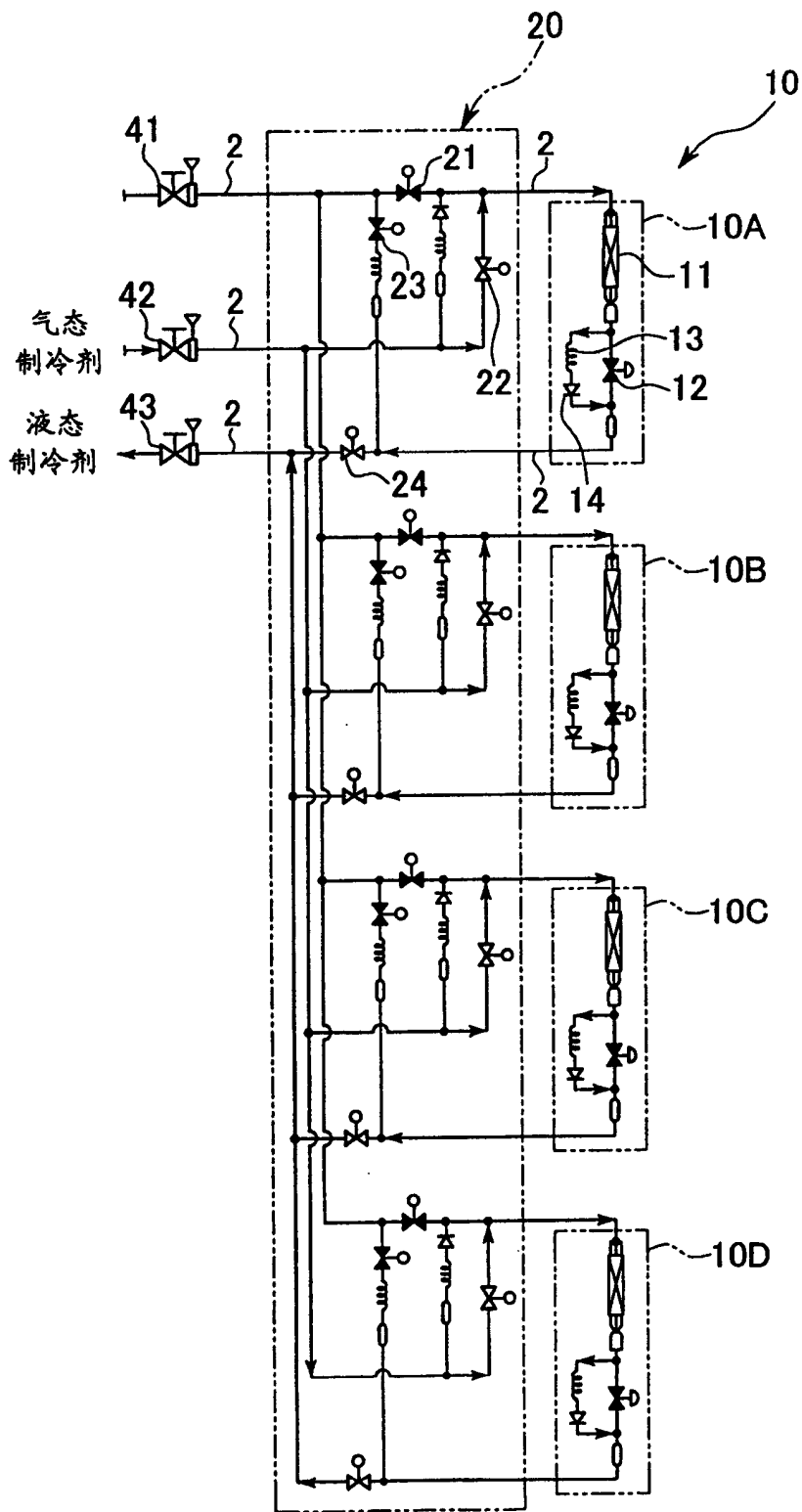


图 5

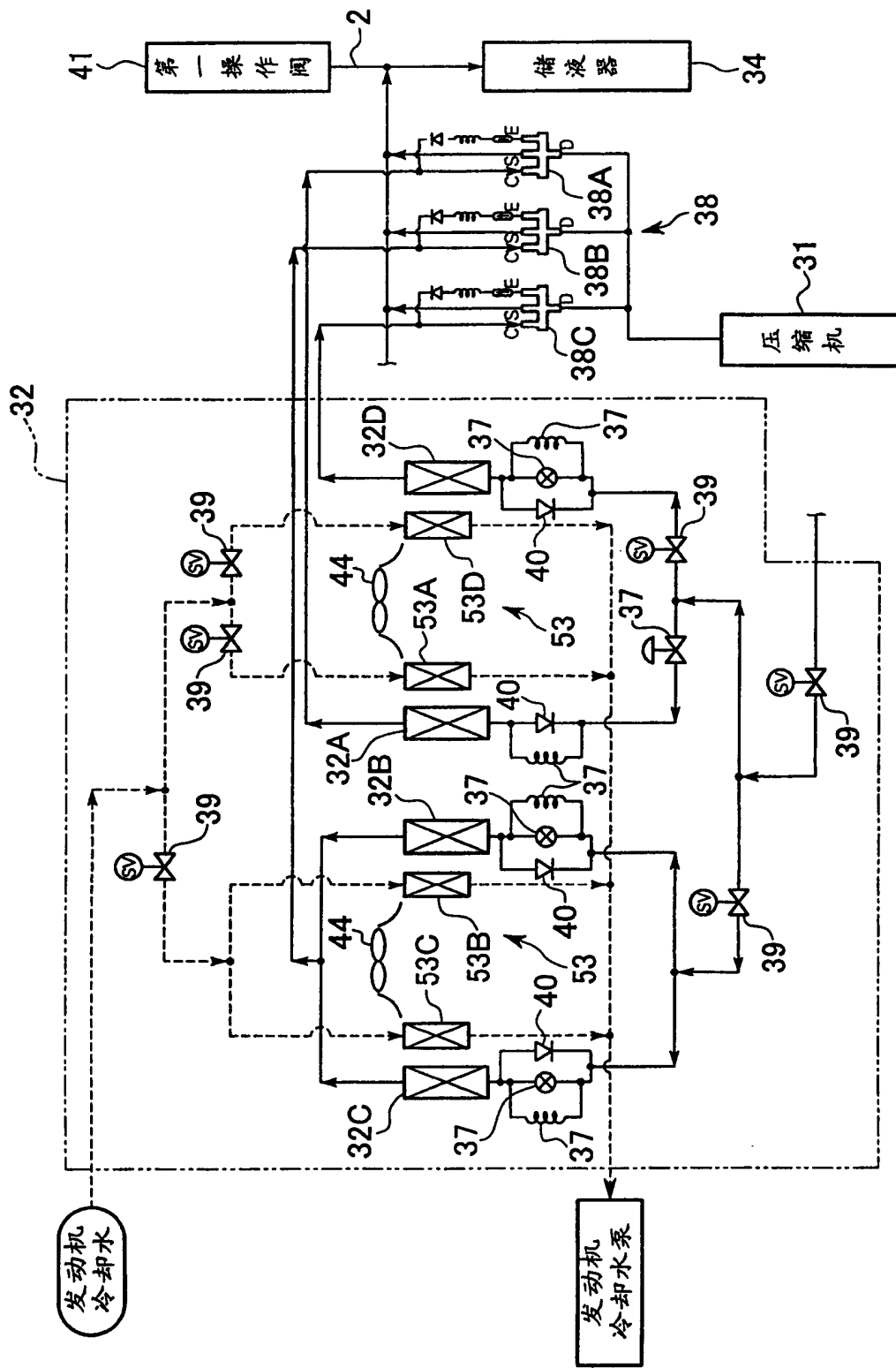


图 6

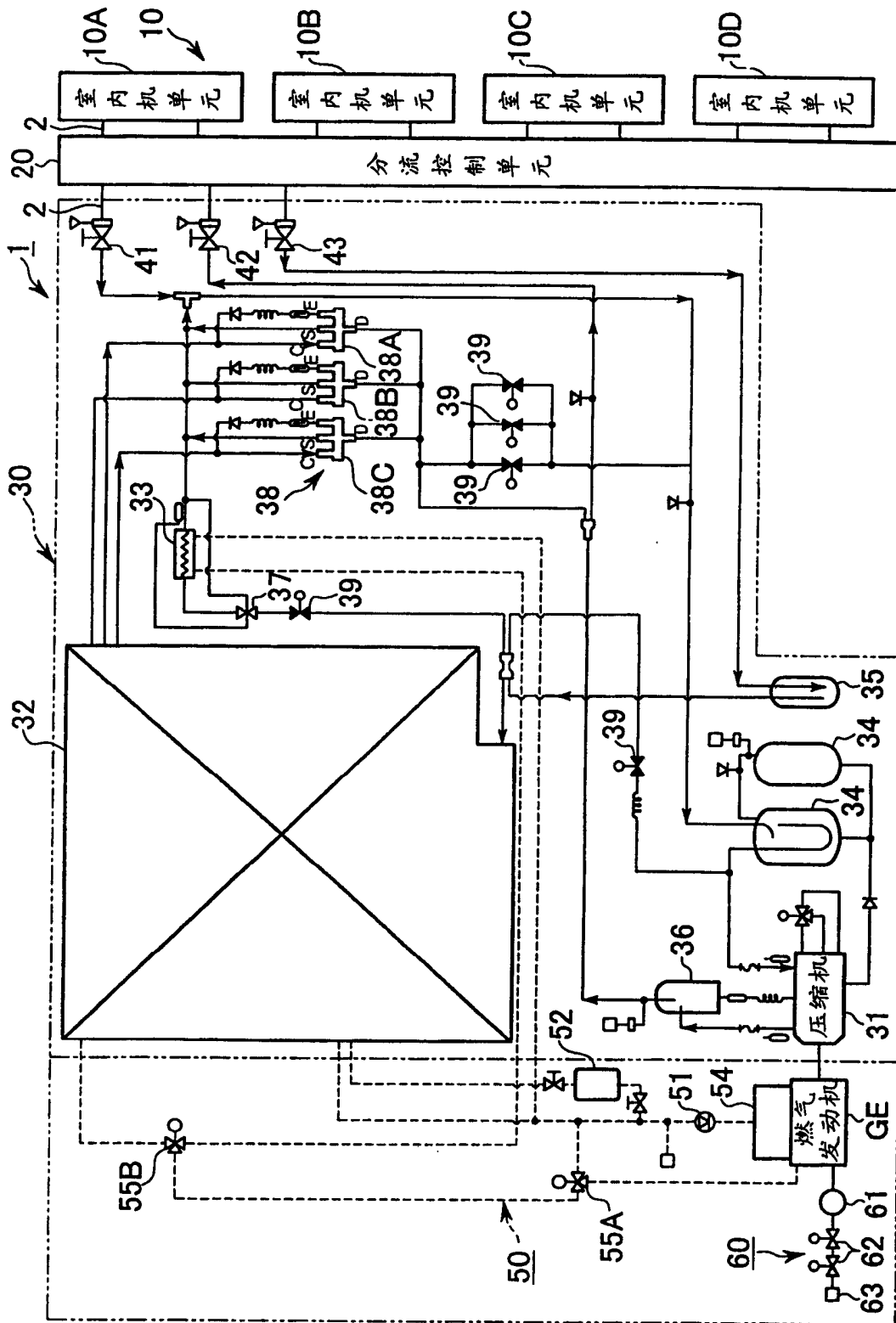


图 7

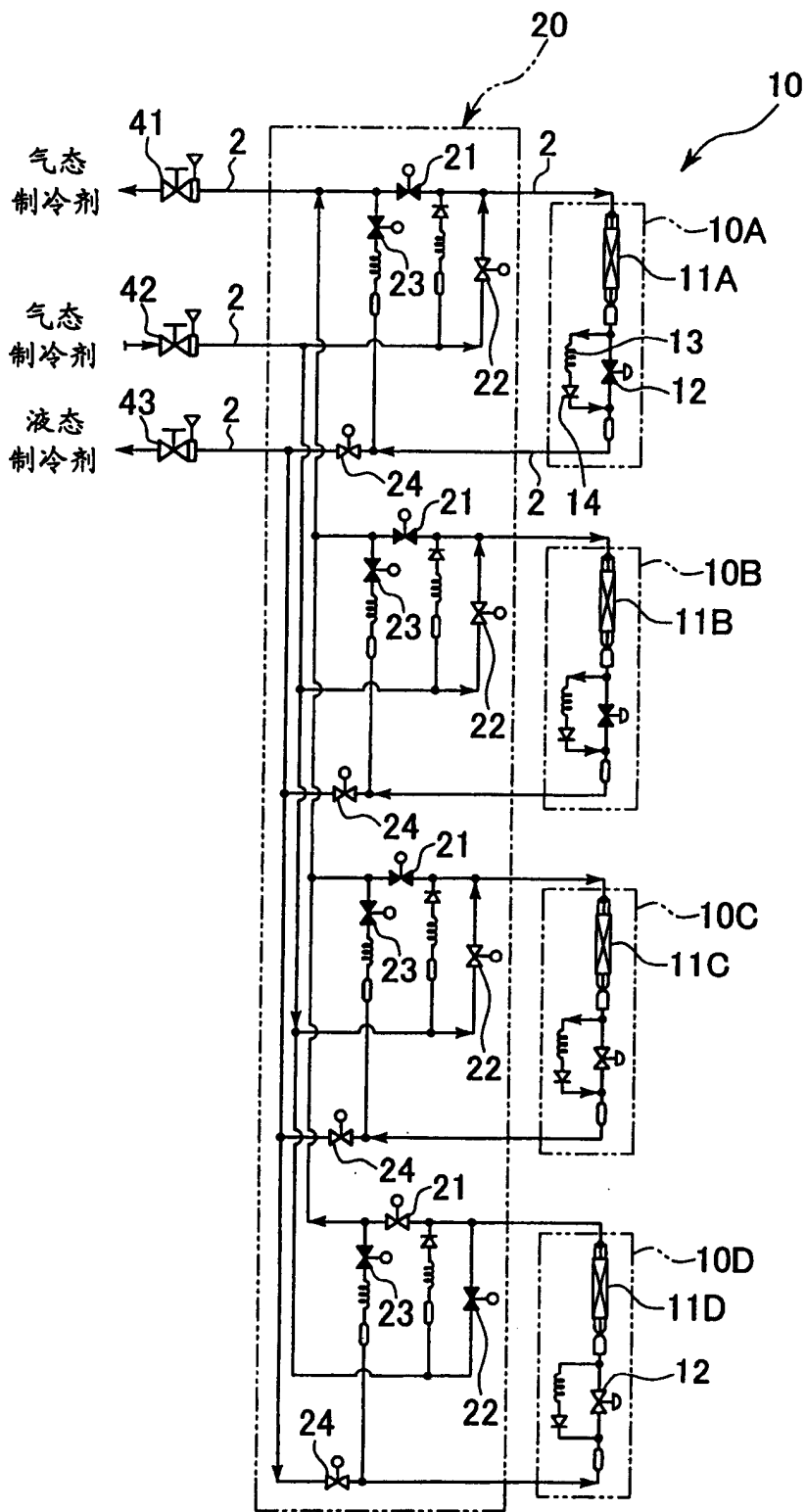


图 8

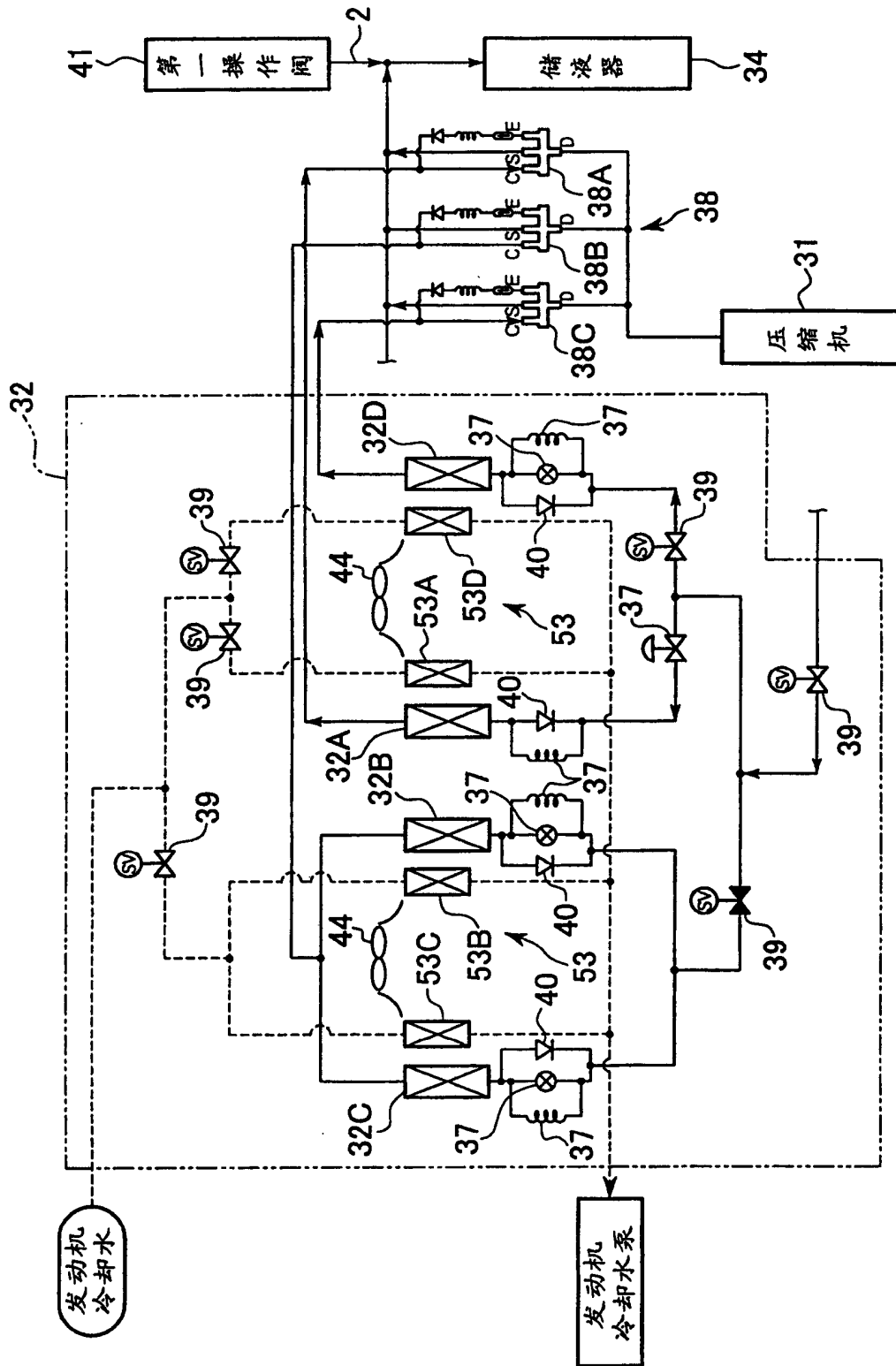


图 9

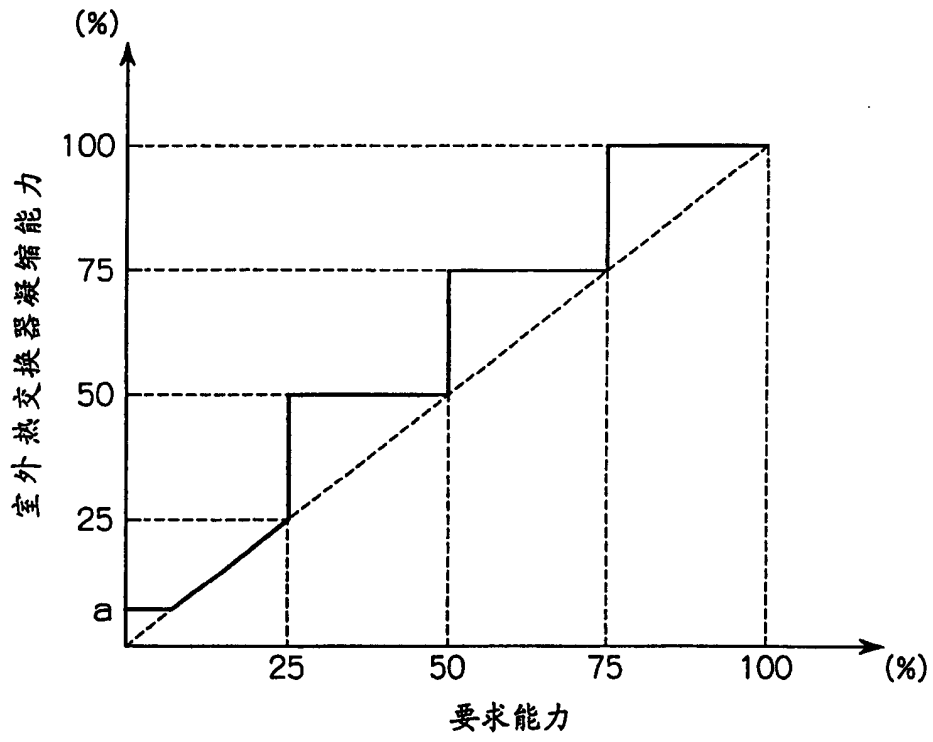


图 10

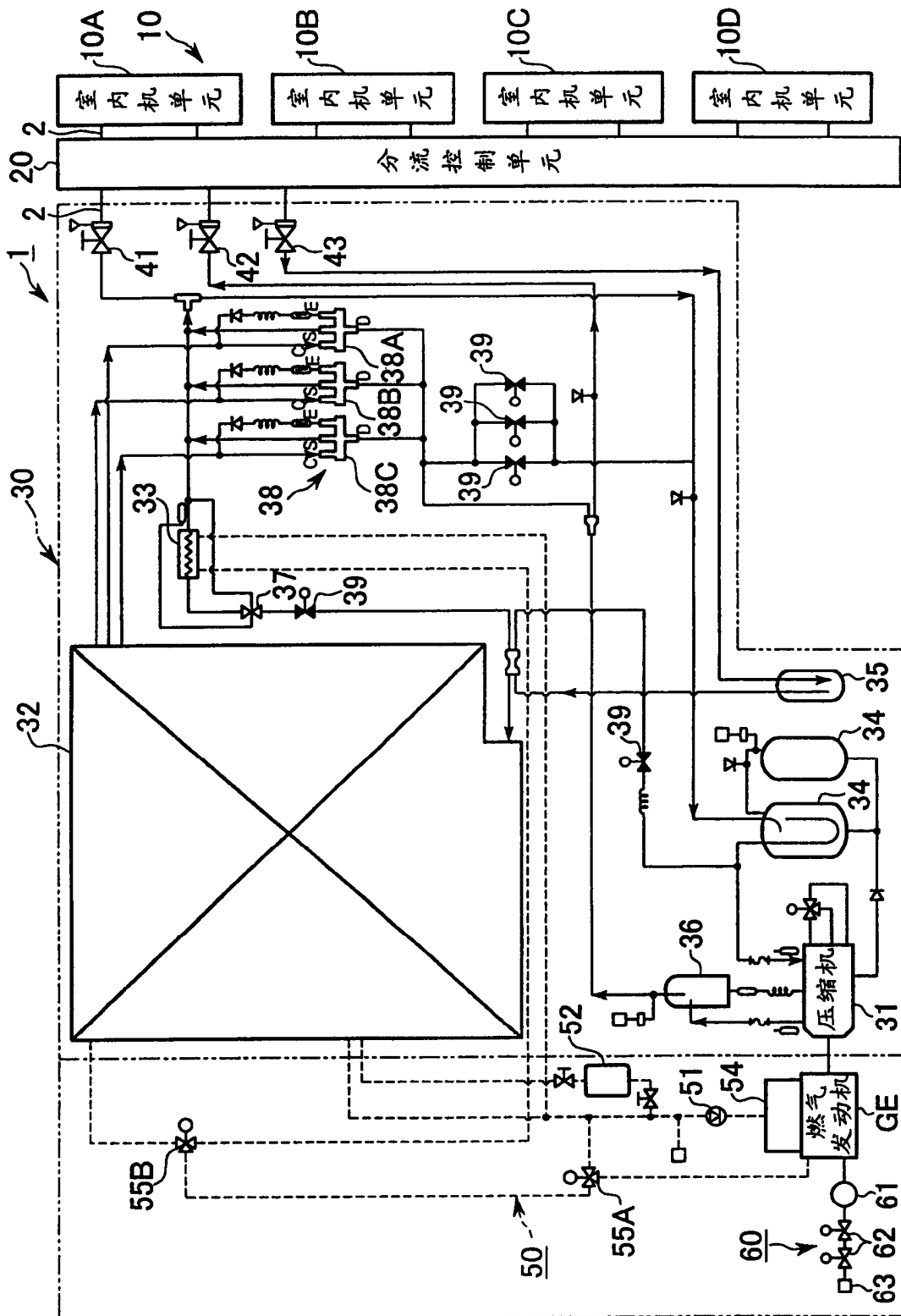


图 11

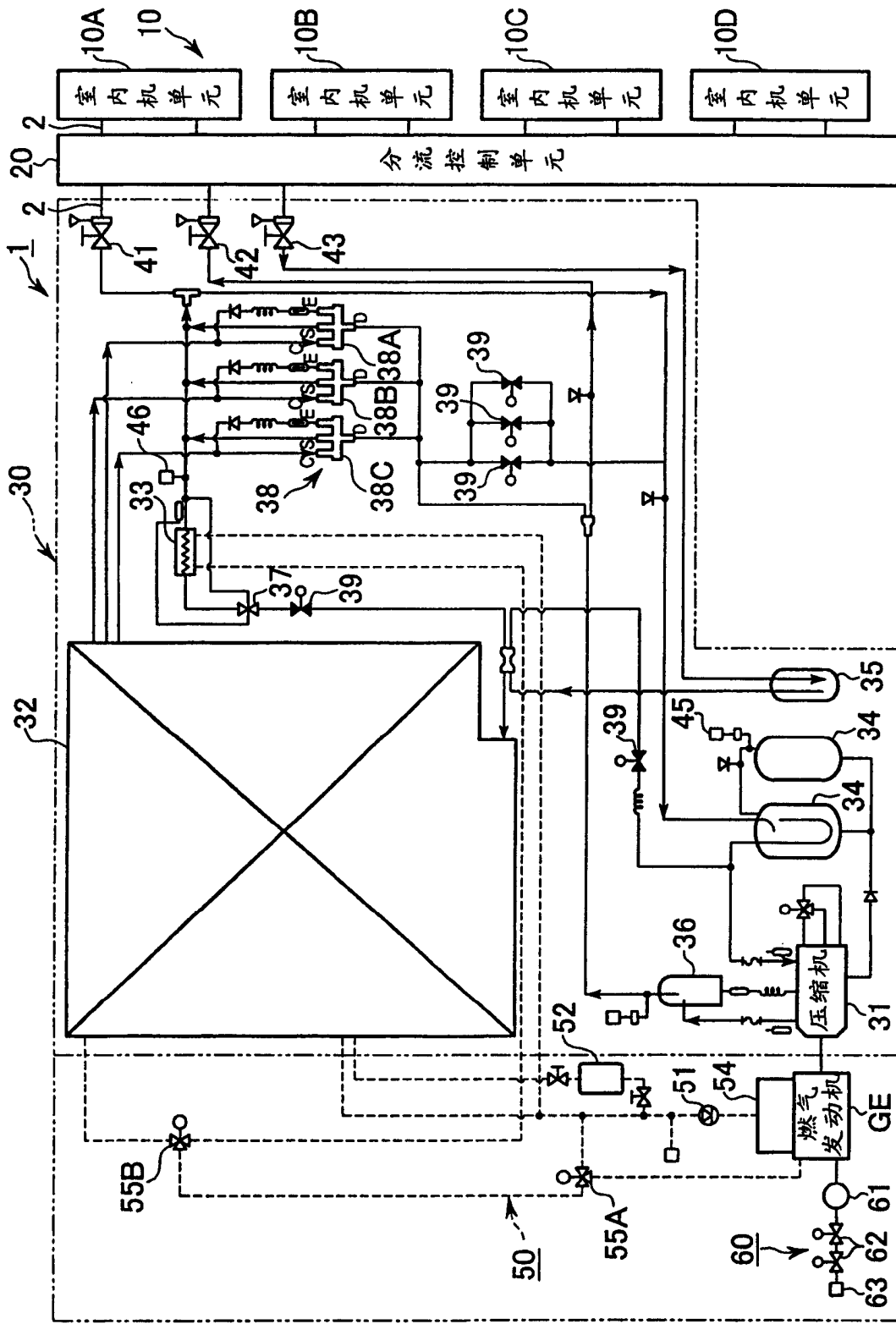


图 12

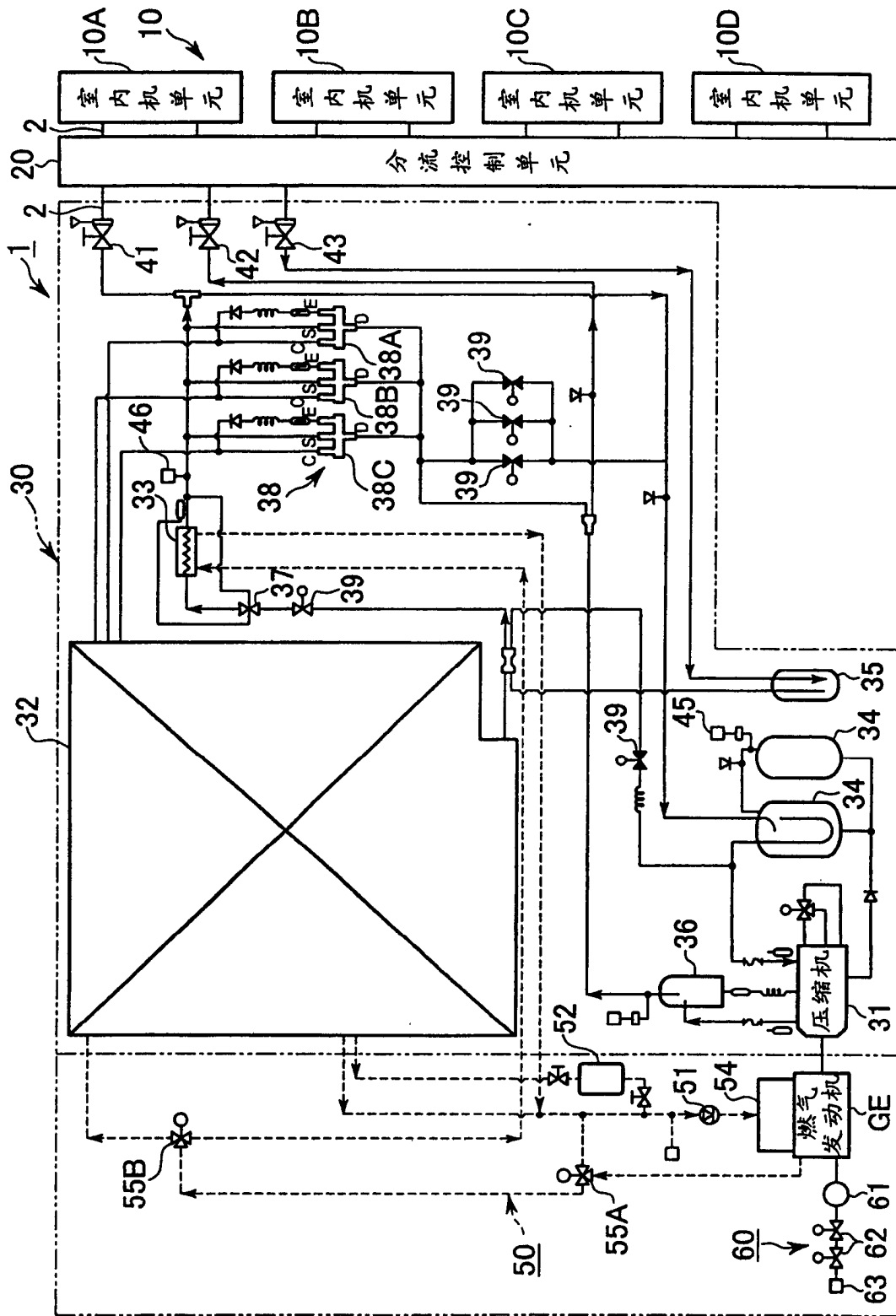


图 13

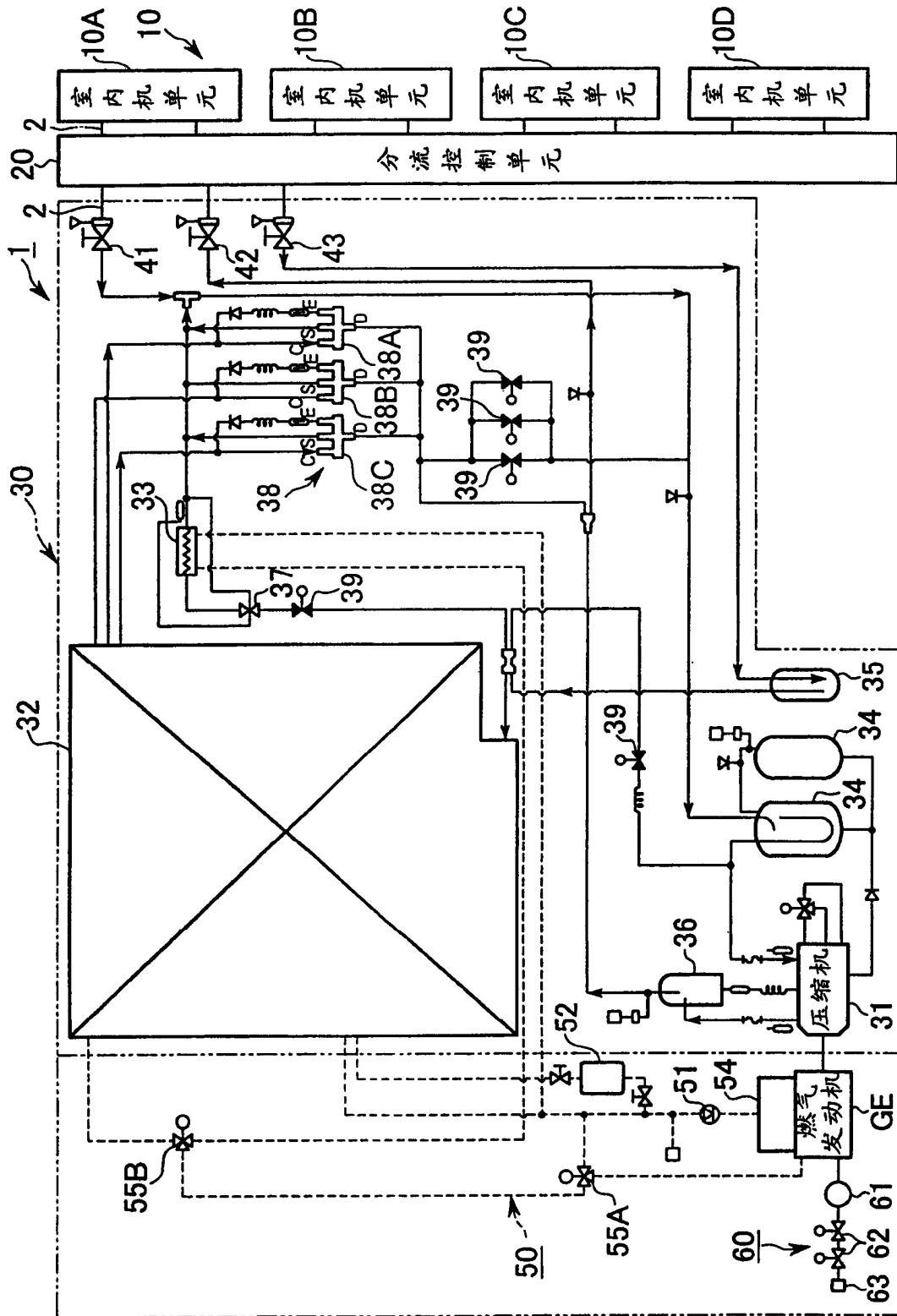


图 14

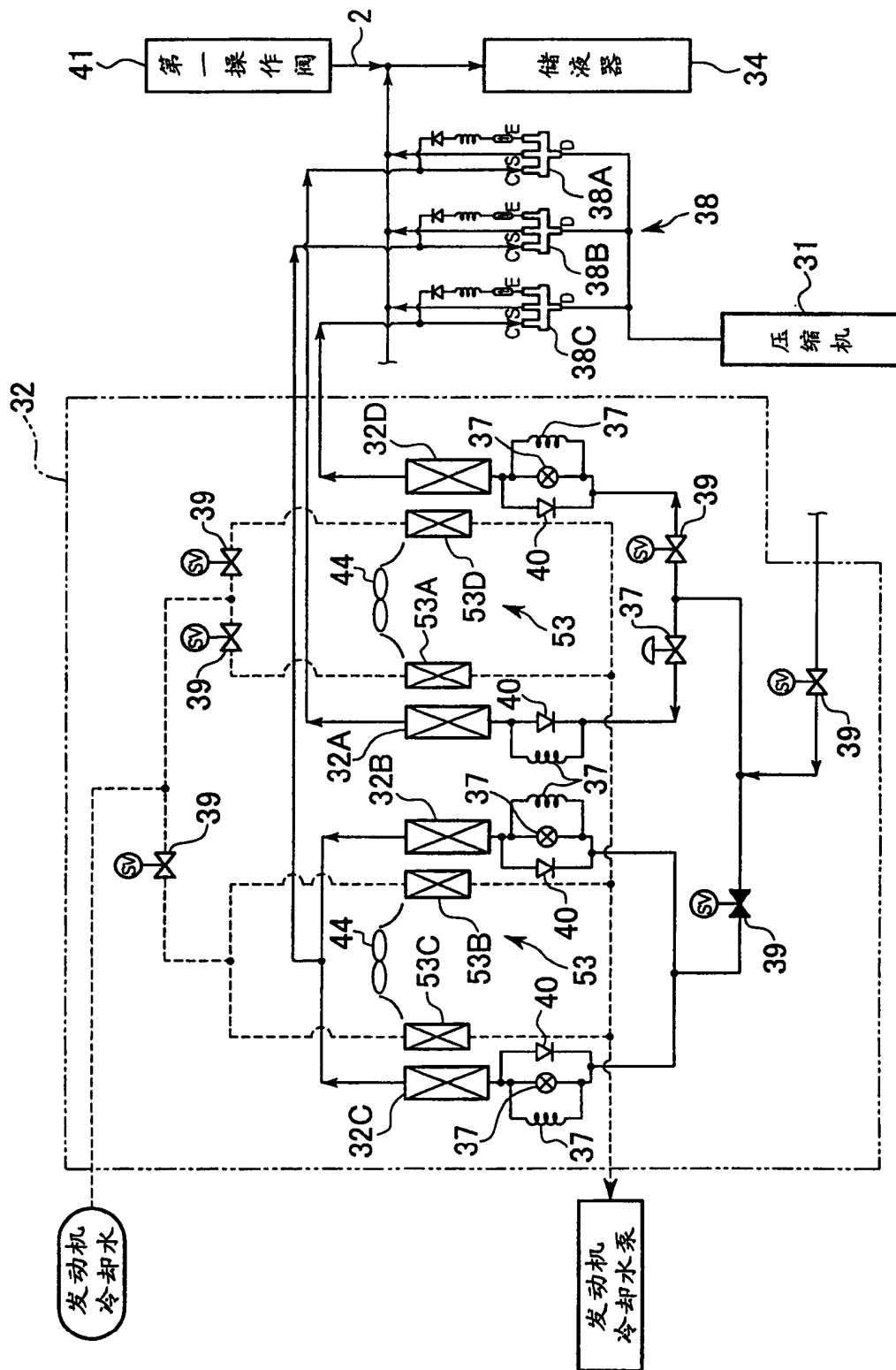


图 15

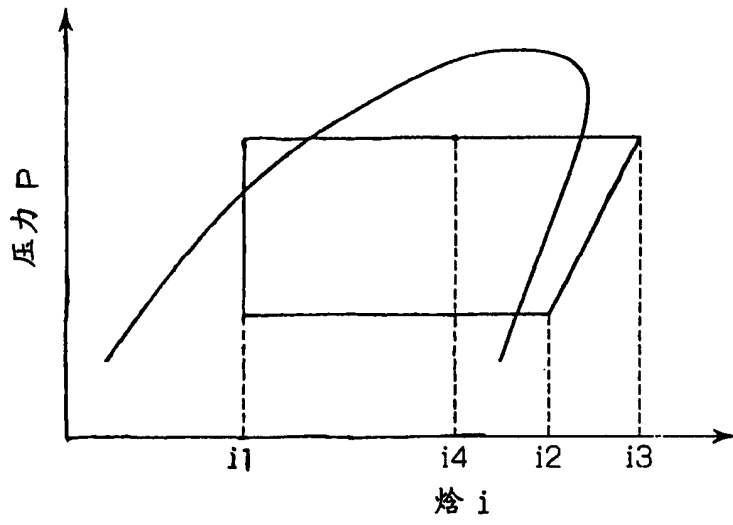


图 16