

[19] 中华人民共和国国家知识产权局

[51] Int. Cl.

F25B 27/02 (2006.01)

F25B 30/02 (2006.01)

F24F 5/00 (2006.01)



# [12] 发明专利说明书

专利号 ZL 200510070452.8

[45] 授权公告日 2009年2月18日

[11] 授权公告号 CN 100462649C

[22] 申请日 2005.5.9

[21] 申请号 200510070452.8

[30] 优先权

[32] 2004.8.3 [33] JP [31] 226676/04

[73] 专利权人 三洋电机株式会社

地址 日本大阪府

[72] 发明人 赤塚启 平田亮太

[56] 参考文献

JP2001-330341A 2001.11.30

JP2003-35467A 2003.2.7

JP2002-340434A 2002.11.27

JP2002-228294A 2002.8.14

JP2001-41044A 2001.2.13

审查员 张利红

[74] 专利代理机构 北京市柳沈律师事务所

代理人 李贵亮 杨 梧

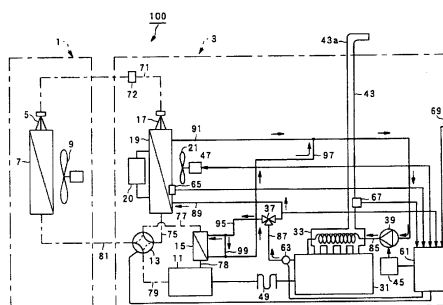
权利要求书 1 页 说明书 8 页 附图 3 页

[54] 发明名称

空气调节装置

[57] 摘要

一种空气调节装置，不使用衬蜡三通阀而能够控制冷却水温度。在冷媒回路中设置辅助蒸发器(15)，并且，在冷却水回路中设置有，流经发动机(31)的冷却水经由散热器(20)回流入冷却水泵(39)的主冷却路径、流经发动机(31)的冷却水经由辅助蒸发器(15)回流入冷却水泵(39)的副冷却路径和把冷却水分配给上述主冷却路径和上述副冷却路径的电动三通阀(37)。当冷却水温度低于目标温度时，基于冷却水温度和目标温度的温度差，把冷却水分配给主冷却路径和副冷却路径双方，或者把冷却水全部分配给副冷却路径，与此同时，降低冷却水泵(39)的转速。



1. 一种空气调节装置，其具有：连接由发动机驱动的压缩机、四通阀、室外热交换器和室内热交换器的冷媒回路，由冷却水泵向发动机输入冷却水而冷却上述发动机的冷却水回路，其特征在于：在上述冷媒回路中，设置有冷却上述发动机的冷却水循环的辅助蒸发器；并且在上述冷却水回路中设置有，流经上述发动机的冷却水经由上述室外热交换器回流入上述冷却水泵的主冷却路径、流经上述发动机的冷却水经由上述辅助蒸发器回流入上述冷却水泵的副冷却路径以及把上述冷却水分配给上述主冷却路径和上述副冷却路径的电动三通阀，当上述冷却水温度低于目标温度时，基于上述冷却水的温度和目标温度的温度差，控制上述电动三通阀，由此，把上述冷却水分配给上述主冷却路径和上述副冷却路径的双方，或者，把上述冷却水的全部分配给上述副冷却路径，并且，降低上述冷却水泵的转速。

2. 如权利要求1所述的空气调节装置，其特征在于，当上述冷却水温度高于目标温度时，基于冷却水温度和目标温度的温度差，提高上述冷却水泵的转速。

3. 如权利要求1或2所述的空气调节装置，其特征在于，在上述副冷却路径中设置旁通路径，其分流在该副冷却路径中流动的冷却水并且旁通上述辅助蒸发器。

4. 如权利要求1或2中之一项所述的空气调节装置，其特征在于，上述冷媒回路具有改变经由上述室外热交换器、流入上述辅助蒸发器的冷媒的流量的膨胀阀；当上述冷却水温度低于目标温度时，减小上述膨胀阀的开度，使流入上述辅助蒸发器的冷媒的流量减小。

## 空气调节装置

### 技术领域

本发明涉及由燃气发动机驱动压缩机的燃气热泵式的空气调节装置；特别地，涉及用于保持冷却燃气发动机的冷却水温度的技术。

### 背景技术

现在，众所周知具有连接由内燃机即燃气发动机驱动的压缩机、四通阀、室外热交换器和室内热交换器的冷媒回路，以及具有由冷却水泵向上述发动机送入冷却水而冷却燃气发动机的冷却水回路的燃气热泵式空气调节装置。(例如，参照专利文献1)。

另外，还知道，在上述空气调节装置中，为了要控制冷却水温度，而在发动机的出口侧设置衬蜡三通阀(自动调温阀)，用于当冷却水温度为规定温度以下时，应该使冷却水温度上升，短路冷却水的发动机出口侧和冷却水泵的吸入侧，不使冷却水流经室外热交换器。

### [专利文献1]

特开2003-232582号公报。

但是，在现有的技术中，存在因为用衬蜡三通阀进行冷却水温度控制，成本提高的问题；另外，还有在用衬蜡三通阀控制冷却水温度中，存在不能充分地控制冷却水温度的问题。

### 发明内容

本发明以上述问题为鉴，目的是提供不使用衬蜡三通阀而能够控制冷却水温度的空气调节装置。

为了达到上述目的，本发明是一种空气调节装置，其具有：连接由发动机驱动的压缩机、四通阀、室外热交换器和室内热交换器的冷媒回路，由冷却水泵向发动机送入冷却水而冷却上述发动机的冷却水回路。在该空调装置中，在上述冷媒回路中，设置有冷却上述发动机的冷却水循环的辅助蒸发器；并且，在上述冷却水回路中设置有，流经上述发动机的冷却水经

由上述室外热交换器回流入上述冷却水泵的主冷却路径、流经上述发动机的冷却水经由上述辅助蒸发器回流入上述冷却水泵的副冷却路径、把上述冷却水分配给上述主冷却路径和上述副冷却路径的电动三通阀，当上述冷却水温度低于目标温度时，基于上述冷却水的温度和目标温度的温度差，控制上述电动三通阀，由此，把上述冷却水在上述主冷却路径和上述副冷却路径的双方进行分配，或者，把上述冷却水的全部分配给上述副冷却路径，并且，降低上述冷却水泵的转速。

另外，本发明，在上述发明中，当上述冷却水温度高于目标温度时，基于冷却水温度和目标温度的温度差，提高上述冷却水泵的转速。

另外，本发明，在上述发明之一项中，在上述副冷却路径中设置旁通路径，其用于分流在该副冷却路径中流动的冷却水并且旁通上述辅助蒸发器。

另外，本发明，在上述发明之一项中，上述冷媒回路具有改变经由上述室外热交换器、流入上述辅助蒸发器的冷媒的流量的膨胀阀，当上述冷却水温度低于目标温度时，减小上述膨胀阀的开度，使流入上述辅助蒸发器的冷媒的流量减小。

根据本发明，不使用衬蜡三通阀，能够控制冷却水的温度。

## 附图说明

图 1 是表示涉及本发明的实施方式的空气调节装置的结构示意图；

图 2 是用于说明保持冷却水温控制的图表；

图 3 是用于说明保持冷却水温控制的图表。

## 具体实施方式

以下，参照附图，详细说明本发明的一实施方式。

图 1 是燃气热泵式空调机 100 的结构示意图。在该图中，用粗点划线表示冷媒回路，用粗实线表示冷却水回路。空调机 100 有室内单元 1 和室外单元 3；在室内单元 1 设置附设了分流器 5 的室内热交换器 7 和风扇 9 等。另外，在室外单元 3 侧，作为冷媒回路的主要部件，设置压缩机 11、电磁式四通阀 13、辅助蒸发器 15（副蒸发器）、附设了分流器 17 的室外热交换器 19、风扇 21、膨胀阀 72 等；作为冷却水回路的主要部件，设置发动机

31、排气热交换器 33、电动三通阀 37、电动式 AC 泵即冷却水泵 39、散热器(空气热交换器)20 等。图中, 43 是连接在排气热交换器 33 的排气管, 45 是用于控制冷却水泵 39 的转速的变频器, 47 是驱动风扇 21 的风扇电机, 49 是连接发动机 31 和压缩机 11 的柔性联轴节。上述膨胀阀 72 调节从室内热交换器 7 向室外热交换器 19 回流的冷媒的流量, 另外, 散热器 20 进行冷却水散热。为了抑制对室外热交换器 19 的热影响, 相对室外热交换器 19, 把该散热器 20 配置在风扇 21 的下风。

在室外单元 3 的内部设置控制单元 61, 其驱动控制四通阀 13、电动三通阀 37、变频器 45、风扇电机 47 等。控制单元 61 首先由 CPU 构成, 并且由输入输出接口和 ROM、RAM、记时器等构成, 在该输入接口上连接着, 设置在发动机 31 的出口侧的冷却水配管 87 上的水温检测器 63、安装在室外热交换器 19 上的热交换温度检测器 65、设置在排气管 43 上的排气温度检测器 67、安装在外壁面上的外部气温检测器 69 等。另外, 控制单元 61 与室内单元 1 侧的没图示的控制单元连接, 相互进行信号接收、发送。

以下, 说明冷媒的流动。在供暖运转时, 液体冷媒从冷媒管 71 流入室外单元 3 侧, 经由膨胀阀 72、分流器 17、室外热交换器 19、冷媒配管 75、四通阀 13、冷媒配管 77, 流入辅助蒸发器 15, 在通过两热交换器 19、15 之间被加热。另外, 在辅助蒸发器 15, 采用冷却水通过冷媒配管周围的双套管式; 在室外热交换器 19, 采用通过板式散热片连接冷媒配管和冷却水配管的板式散热片式结构(参照图 1 的室外热交换器 19 和散热器 20)。在两热交换器 19、15 被加热的气体冷媒, 经由冷媒配管 78 流入压缩机 11, 通过在此压缩被进一步加热。从压缩机 11 排出的高温气体冷媒, 经由冷媒配管 79、四通阀 13、冷媒配管 81, 流入室内单元 1 侧的室内热交换器 7, 向由风扇 9 排入室的空气放出热量, 进行供暖之后变成液体冷媒, 从冷媒配管 71 再流入室外单元 3 侧。

这样, 在室外单元 3 的内部, 设置用于在供暖运转时利用发动机 31 的冷却水的热量的辅助蒸发器 15 以及用于在供暖运转时利用发动机 31 的排气的热量的排气热交换器 33, 因此, 在供暖运转时, 即使外部气温低时也能够进行充分的供暖。

另外, 在致冷运转时, 切换四通阀 6。即, 从压缩机 11 排出的高温的气体冷媒经由冷媒配管 79、四通阀 13、冷媒配管 75, 流入室外热交换器

19, 在此, 被温度低的外部空气冷却、液化。该液化的冷媒经由冷媒配管 71, 流入室内单元 1 侧的室内热交换器 7, 从室内空气吸收热量而蒸发, 经由冷媒配管 81 再流入室外单元 3 侧, 经由四通阀 13、冷媒配管 77、辅助蒸发器 15、冷媒配管 78, 再流入压缩机 78。这里, 在致冷运转时, 除暖机运转时和冷却水温低时之外, 停止向辅助蒸发器 15 进行冷却水循环, 在该辅助蒸发器 15 不进行冷媒加热。

以下, 更详细地说明冷却水回路的结构。

如图 1 所示地, 冷却水回路除具有, 从冷却水泵 39 排出的冷却水依次经由排气热交换器 33、发动机 31、电动三通阀 37、散热器 20, 回流入冷却水泵 39 的主冷却路径之外, 还具有, 从发动机 31 排出的冷却水经由电动三通阀 37、辅助蒸发器 15, 回流入冷却水泵 39 的副冷却水路径。

现在说明供暖运转时的冷却水的流动, 从冷却水泵 39 排出的冷却水经由冷却水管 85、流入排气热交换器 33, 由排气加热之后流入发动机 31。对发动机 31 进行冷却, 变成高温的冷却水, 该高温冷却水经由冷却水管 87、电动三通阀 37、冷却水管 89, 流入散热器 20, 放出热能。而且, 在散热器 20 放出热能的冷却水经由冷却水管 91 再回流入冷却水泵 39。

这里, 在供暖运转时, 高温冷却水不仅经由散热器 20, 而且, 如后述地还经由辅助蒸发器 15, 辅助地加热冷媒。另外, 在致冷运转时, 高温的冷却水只经由散热器 20, 在此, 放出热能。

另外, 在室外热交换器 19 上成一体地组装散热器 20 的结构, 也可以把这个热交换器看成兼作冷媒的凝结器和冷却水的散热器的单一的室外热交换器的结构。

另一方面, 在副冷却路径, 从冷却水泵 39 排出的冷却水, 经由冷却水管 85 流入排气热交换器 33, 在由排气加热之后流入发动机 31。对发动机 31 进行冷却并变成高温的冷却水, 该高温冷却水在供暖运转时, 经由冷却水管 87、电动三通阀 37、冷却水管 95, 流入辅助蒸发器 15, 通过对冷媒加热放出热能。而且, 在辅助蒸发器 15 放出热能的冷却水, 经由冷却水管 97、91、在冷却水管 91 合流, 经由该冷却水管 91, 回流入冷却水泵 39。

然而, 一般, 在燃气热泵式空气调节装置中, 当在长时间停止后启动时, 因为冷却水温低, 所以在辅助蒸发器几乎不进行与冷媒的热交换, 因此, 存在供暖运转费时间这样的问题。特别在严冬期间等, 供暖运转时的

起步时间长。

因此，在本实施方式中，当冷却水温度低时，使冷却水只在上述副冷却路径循环，因此，使冷却水温度迅速上升。

更具体地是，当在长时间停止后开始起动发动机 31 时，在发动机 31 出口冷却水温低于目标温度(在本实施方式是 70℃)时，控制单元 61 关闭电动三通阀 37 的散热器 20 侧而打开辅助蒸发器 15 侧，使冷却水的全部在副冷却水路径循环。即，辅助蒸发器 15 比设置在主冷却路径的散热器 20 散热量小，因此，冷却水在副冷却路径循环时，水温下降受抑制，比在主冷却路径循环时温度下降小，形成冷却水温度上升。

在此，使用比散热器 20 散热量小的辅助蒸发器 15，既能够减少冷却水在副冷却路径循环时的散热量，又能促进冷却水温升得更高。但是，在辅助蒸发器 15 使用散热量过小的蒸发器时，由于室外热交换器 19 的种类不同，有可能增大冷媒的压损耗，造成冷媒回路能力下降。

因此，在本实施方式，形成，如图 1 所示地在上述副冷却路径设置旁通管 99 的结构，用于在辅助蒸发器 15 的跟前分流冷却水，使一部分冷却水流过该辅助蒸发器 15 的旁路(迂回)，因此，不使冷媒的压损耗增大，更低地抑制副冷却路径中的冷却水的散热量，能够使冷却水温度迅速地上升。另外，在这样地设置旁通管 99 的结构中，通过适当地改变该旁通管 99 的口径，改变冷却水流入辅助蒸发器 15 和旁通管 99 的各个量的比例，能够简单地调节副冷却路径中的散热量。

这样地，当冷却水温低于目标温度时，要使冷却水全部在比主冷却路径散热量小的副冷却路径循环地控制电动三通阀 37，因此，能够使冷却水温上升，迅速地达到目标温度。

进而，在本实施方式，当冷却水温低于目标温度时，除上述冷却路径的切换控制之外，还要以低于通常运转时的泵转速的最低速转速驱动冷却水泵 39，减少冷却水回路中的冷却水流量，由此，延长冷却水在发动机 31 的滞留时间，促使冷却水温度上升。这样，就能够使冷却水温度更快地达到目标温度。

而且，在冷却水温达到目标温度后，控制单元 61 逐渐打开电动三通阀 37 的散热器 20 侧，由此，温度较高的冷却水就会流入散热器 20。这样，在本实施方式，从开始起动后，能够迅速地使冷却水温度上升到目标温度，

因此，能够迅速地完成暖机运转。另外，即使在气温很低的严冬期间，在暖机运转的冷却水升温中也能够用辅助蒸发器进行废热回收，因此，能够提高供暖运转的起动机特性。

另外，在本实施方式，在冷却水温达到目标温度后即暖机完成后，为了防止发动机 31 的排气中所含水份在排气路径中和发动机 31 的盖部(从发动机 31 排放废气的部位)凝结，和发动机油混合产生沉淀，也要基于大气温度和冷却水温度控制冷却水泵 39 的转速，由此，调节冷却水流量，保持冷却水温在目标温度。

具体是，如图 2 所示地，在本实施方式中，设定 5 个规定冷却水温度范围的判定温度 A~E，根据现在的冷却水温判定温度为 A~E 中的哪一个，控制冷却水泵 39 的转速。关于判定温度 A~E，详细说明如下：以现在的冷却水温是目标温度程度，即不需要冷却水温的温度控制时判定温度为 C，以现在的冷却水温比目标温度低于规定温度时判定温度为 B，在更低于规定温度时判定温度为 A，并且以现在的冷却水温比目标，温度只高规定温度时判定温度为 D，在高出规定温度时判定温度为 E。

另外，在致冷运转时和供暖运转时，是否把冷却水用于冷媒加热等的冷却水所要求的水温条件不同，因此，对于判定温度 A~E，在致冷运转时和供暖运转时设定不同的温度范围。进而，即使在供暖运转时，也根据外界气温设定不同的温度范围。具体是，在致冷运转时或者在供暖运转时气温高于 5℃ 的场合，以冷却水温是目标温度时判定温度为 C，以冷却水温比目标温度低 2℃ 时判定温度为 B、低 10℃ 时判定温度为 A，并且，以冷却水温比目标温度高 10℃ 时判定温度为 D、高 20℃ 时判定温度为 E。另外，在供暖运转时气温低于 5℃ 的场合，以冷却水温比目标温度低 2℃ 判定温度为 C，以冷却水温比目标温度低 5℃ 时判定温度为 B、低 10℃ 时判定温度为 A，并且，以冷却水温是目标温度时判定温度为 D、高 10℃ 时判定温度为 E。

如上所述地，当冷却水温是判定温度为 B、A 时，表示冷却水温比目标温度低，因此，要谋求使该冷却水温上升，逐渐降低冷却水泵 39 的转速。例如，当现在的冷却水温判定温度为 B~C 之间时，每经过 200 秒使冷却水泵 39 的转速减少 100rpm，直到冷却水温在判定温度 C 以上为止。另外，当冷却水温判定温度为 A~B 之间时，使冷却水泵 39 的转速再减少 100rpm，另外，当冷却水温度是判定温度 A 以下时，使冷却水泵 39 的转速再减少



200rpm。结果，冷却水温度越低于目标温度越使冷却水泵 39 转速减少，而会更快地实现冷却水温上升，因此，能够使冷却水温迅速达到目标温度。

另一方面，当冷却水温是判定温度 D、E 时，表示冷却水温比目标温度高，因此，为了抑制该冷却水温度上升，逐渐提高冷却水泵 39 的转速。例如，当现在的冷却水温判定温度为 D~E 之间时，每经过 200 秒就使冷却水泵 39 的转速增加 100rpm，直到冷却水温为判定温度 E 以下为止。另外，当冷却水温是判定温度 E 以上时，使冷却水泵 39 的转速再增加 100rpm。结果，冷却水温度越高于目标温度，就越使冷却水泵 39 的转速增加，而抑制冷却水温上升，因此，能够使冷却水温迅速地下降为目标温度。

另外，图 2 所示的判定温度 A~E 的设定和图 3 所示的冷却水泵 39 的增加量(减少量)是例示，可以根据空气调节装置 100 的性能和冷却水泵 39 的种类等适当地变更。另外，在致冷运转时，使冷却水只在主冷却路径的散热器 20 循环，不在副冷却路径循环，优先进行冷却水泵 39 的转速控制，由此，实行保持冷却水温的控制；只有当通过冷却水泵 39 的转速控制冷却水温也不上升时，才把冷却水向副冷却路径分流，谋求升高冷却水温。

如上所述，根据本实施方式，形成如下的结构：在冷媒回路中，设置发动机 31 的冷却水循环的辅助蒸发器 15；并且，在冷却水回路中，设置，流经发动机 31 的冷却水经由散热器 20 回流入冷却水泵 39 的主冷却路径、和流经发动机 31 的冷却水经由辅助蒸发器 15 回流入冷却水泵 39 的副冷却路径，和把冷却水分配给主冷却路径和副冷却路径的电动三通阀 37；当冷却水温度低于目标温度时，基于冷却水温度和目标温度的温度差，控制电动三通阀 37。由此，把冷却水在主冷却路径和副冷却路径的双方进行分配，或者把冷却水全部分配给副冷却路径，与此同时，降低冷却水泵 39 的转速。因此，取得如下的效果。

即，也在比主冷却路径散热量小的副冷却路径分配冷却水，进而，由降低冷却水泵 39 的转速减少冷却水流量，由此，抑制在散热器 20 的散热量，并且，延长在发动机 31 的滞留时间，而增加从该发动机 31 的热回收量，因此，实现冷却水的散热量的减少和加热量的增加，结果，就使冷却水温迅速上升。

特别地，在暖机运转时，把冷却水全部分配给副冷却路径，而使冷却水的散热为最小量，由此，能够使冷却水温迅速达到规定的目标温度，因

此，能够缩短完成暖机运转的时间。

另外，在暖机运转完成后，即使发动机 31 的转速下降等而冷却水温度下降时，由于降低冷却水泵 39 的转速，也能够促使冷却水温上升。此时，在供暖运转时，基于冷却水温和目标温度的温度差，在主冷却路径和副冷却路径双方分配冷却水，或者把冷却水全部分配给副冷却路径，这样，调节该冷却水的散热量，就能够正确地控制冷却水温度。

另一方面，在致冷运转时，为了不妨碍致冷能力，在冷却水温度低时，使冷却水的全部在主冷却路径的散热器 20 持续循环，降低冷却水泵 39 的转速，以促使冷却水温上升，当冷却水温不能上升时，把冷却水也分配给副冷却路径，而抑制冷却水的散热量，促使冷却水温上升。

这样，根据本实施方式，通过向主冷却路径和副冷却路径进行冷却水的分配和控制冷却水泵 39 的转速，能够控制冷却水温度，不需要如现在这样使用衬蜡三通阀，因此，能降低成本。

另外，根据本实施方式，在冷却水温度高于目标温度时，要基于冷却水温度和目标温度的温度差提高冷却水泵 39 的转速，因此，冷却水温度上升之外，还能够抑制该温度上升。由此，能够把冷却水温保持在目标温度。

另外，根据本实施方式，在副冷却路径形成设置旁通管 99 的结构，其用于分流在该副冷却路径流过的冷却水，旁通辅助蒸发器 15。因此，不增大冷媒的压损耗，更低地抑制副冷却路径中的冷却水的散热量，能够迅速地升高冷却水温度。

上述的实施方式，说到底只是表示本发明的一例，可以在本发明的范围任意地变形。例如，在上述的实施方式，形成在副冷却路径中设旁通管 99 的结构，由此，降低辅助蒸发器 15 中的冷却水的散热量。然而，也不局限于此，也可以在冷却水温度低于目标温度时，减小膨胀阀 72 的开度，以减少流入辅助蒸发器 15 的冷媒的流量，用这样的结构，抑制该辅助蒸发器 15 中的冷却水的散热量。另外，也可以形成在副冷却路径中设旁通管 99，同时，也控制膨胀阀 72 的开度的结构。

另外，在上述实施方式，把 AC 泵用于冷却水泵 39，形成由变频器 45 控制该冷却水泵 39 的转动量的结构。然而，也不局限于此，也可以形成把 DC 泵用于冷却水泵 39 的结构，形成不使用变频器 45 能够控制转速的结构。

另外，也可以使用板式热交换器作为辅助热交换器 15。

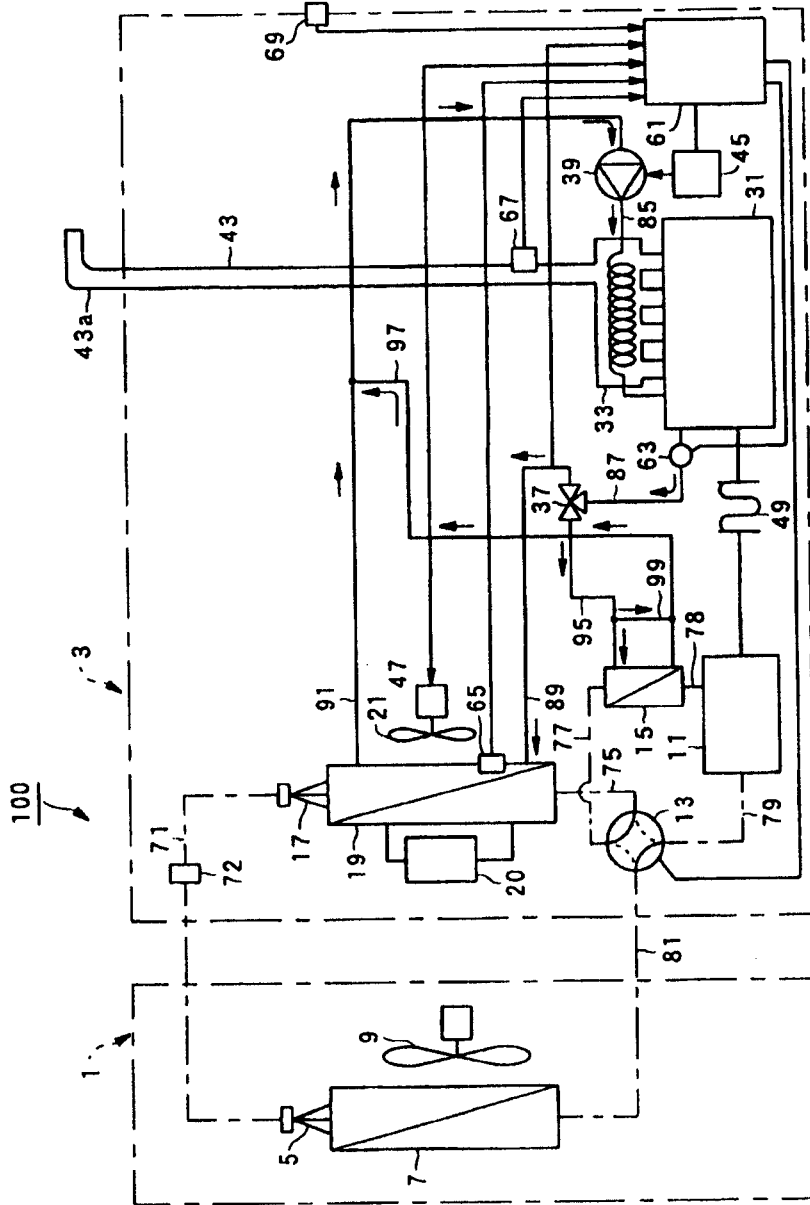


图 1

判定温度 [°C]	A	B	C	D	E
制冷	目标温度-10	目标温度-2	目标温度	目标温度+10	目标温度+20
供暖(外气 $t > 5^{\circ}\text{C}$ )	目标温度-10	目标温度-2	目标温度	目标温度+10	目标温度+20
供暖(上述除外)	目标温度-10	目标温度-5	目标温度-2	目标温度	目标温度+10

图 2

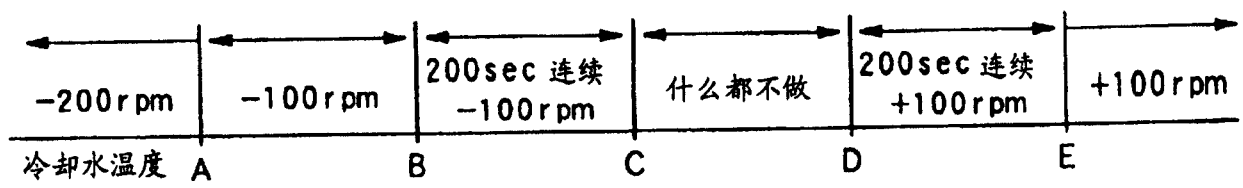


图 3