



# (12) 发明专利申请

(10) 申请公布号 CN 102472537 A

(43) 申请公布日 2012. 05. 23

(21) 申请号 201080034603. 3

国眼阳子 楠本宽

(22) 申请日 2010. 08. 11

(74) 专利代理机构 北京银龙知识产权代理有限公司 11243

(30) 优先权数据

2009-238938 2009. 10. 16 JP

代理人 曾贤伟 曹鑫

(85) PCT申请进入国家阶段日

2012. 02. 03

(51) Int. Cl.

F25B 41/00 (2006. 01)

F25B 1/00 (2006. 01)

F25B 7/00 (2006. 01)

(86) PCT申请的申请数据

PCT/JP2010/063638 2010. 08. 11

(87) PCT申请的公布数据

W02011/045976 JA 2011. 04. 21

(71) 申请人 株式会社日立制作所

地址 日本东京都

(72) 发明人 小谷正直 小松智弘 关谷禎夫

权利要求书 2 页 说明书 12 页 附图 8 页

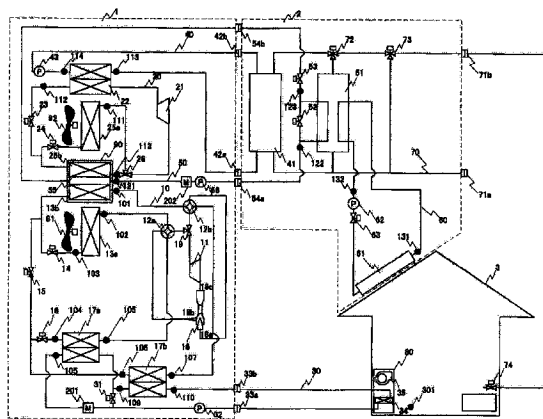
(54) 发明名称

空气调节热水供给系统

(57) 摘要

本发明提供一种空气调节热水供给系统，其在制冷运转、采暖运转中都可以发挥喷射器的效果，可以降低空气调节用制冷剂回路的消耗功率。切换制冷运转和采暖运转进行运转的空气调节用制冷剂回路 (10) 由高温侧制冷剂回路和低温侧制冷剂回路两个回路构成，该高温侧制冷剂回路由喷射器 (18) 的喷出部 (18c)、压缩机 (11)、四通阀 (12b)、中间热交换器 (90)、第二热交换器 (17b)、喷射器的吸嘴部 (18a) 构建而成，该低温侧制冷剂回路由喷射器的喷出部 (18c)、压缩机 (11)、四通阀 (12a)、热交换器 (13a)、膨胀阀 (14)、膨胀阀 (16)、第一热交换器 (17a)、喷射器的吸引部 (18b) 构成。使连接膨胀阀 (14) 和膨胀阀 (16) 的低温侧制冷剂回路的制冷剂管道与连接中间热交换器 (90) 和第二热交换器 (17b) 的高温侧制冷剂回路的制冷剂管道合流，形成从高温侧制冷剂回路和低温侧制冷剂回路的双方流过制冷剂的公共制冷剂回路，在该公共制冷剂回路中安装了空气调节用膨胀阀 (15)。

CN 102472537 A



1. 一种空气调节热水供给系统,其具备:切换制冷运转和采暖运转来进行运转的空气调节用制冷剂回路;进行供给热水的供给热水用制冷剂回路;进行室内的空气调节的空气调节用液体循环回路,并且具有:在所述空气调节用制冷剂回路和所述供给热水用制冷剂回路之间进行热交换的中间热交换器;用于在所述空气调节用制冷剂回路和所述空气调节用液体循环回路之间进行热交换的空气调节用利用侧第一热交换器以及空气调节用利用侧第二热交换器,该空气调节热水供给系统的特征在于,

所述空气调节用制冷剂回路由空气调节用高温侧制冷剂回路和空气调节用低温侧制冷剂回路这两个回路构成,其中,

通过制冷剂管道依次连接喷射器的喷出部、空气调节用压缩机、用于变更制冷剂循环方向的第二四通阀、所述中间热交换器、所述空气调节用利用侧第二热交换器、喷射器的吸嘴部而构成所述空气调节用高温侧制冷剂回路,

使用制冷剂管道依次连接所述喷射器的喷出部、所述空气调节用压缩机、用于变更制冷剂循环方向的第一四通阀、与外部气体进行热交换的空气调节用热源侧热交换器、空气调节用热源侧膨胀阀、空气调节用利用侧膨胀阀、空气调节用利用侧第一热交换器、所述喷射器的吸引部而构成所述空气调节用低温侧制冷剂回路,

使连接所述空气调节用热源侧膨胀阀和所述空气调节用利用侧膨胀阀的所述空气调节用低温侧制冷剂回路的制冷剂管道与、连接所述中间热交换器和所述空气调节用利用侧第二热交换器的所述空气调节用高温侧制冷剂回路的制冷剂管道合流,形成从所述空气调节用高温侧制冷剂回路和所述空气调节用低温侧制冷剂回路的双方流过制冷剂的公共制冷剂回路,并在所述公共制冷剂回路中安装了用于对制冷剂进行减压的空气调节用膨胀阀。

2. 根据权利要求1所述的空气调节热水供给系统,其特征在于,

还具备使用温冷热源对所述空气调节用制冷剂回路以及所述热水供给用制冷剂回路进行放热或者吸热的热源用液体循环回路,所述中间热交换器在所述空气调节用制冷剂回路、所述热水供给用制冷剂回路和所述热源用液体循环回路之间进行热交换。

3. 根据权利要求2所述的空气调节热水供给系统,其特征在于,

所述中间热交换器构成为使用于对流过所述热水供给用制冷剂回路的制冷剂的热进行吸放热的传热管、与用于对流过所述空气调节用制冷剂回路的制冷剂的热进行吸放热的传热管进行物理接触来进行热交换的结构。

4. 根据权利要求1~3中任一项所述的空气调节热水供给系统,其特征在于,

接近地设置所述空气调节用热源侧热交换器和所述中间热交换器,使得能够通过流过所述空气调节用热源侧热交换器的制冷剂和流过所述中间热交换器的制冷剂进行热交换。

5. 根据权利要求1~3中任一项所述的空气调节热水供给系统,其特征在于,

使所述第一四通阀和所述第二四通阀的开闭动作同步来进行制冷运转和采暖运转。

6. 根据权利要求1~3中任一项所述的空气调节热水供给系统,其特征在于,

在采暖运转时,根据所述热源用液体循环回路的液温控制所述空气调节用膨胀阀的开度,根据室外空气温度控制所述空气调节用热源侧膨胀阀的开度。

7. 根据权利要求1~3中任一项所述的空气调节热水供给系统,其特征在于,

在制冷运转时,根据室内外温度差控制所述空气调节用膨胀阀的开度,根据除湿量控

制所述空气调节用利用侧膨胀阀的开度。

8. 根据权利要求 1 ~ 3 中任一项所述的空气调节热水供给系统,其特征在在于,

在从所述空气调节用压缩机的喷出口分支为所述空气调节用高温侧制冷剂回路和所述空气调节用低温侧制冷剂回路的分支部,安装了用于选择性地切换制冷剂的流路的空气调节用控制阀。

9. 根据权利要求 1 ~ 3 中任一项所述的空气调节热水供给系统,其特征在在于,

所述喷射器能够通过变更其吸嘴部的横截面积来变更流动阻力。

10. 根据权利要求 1 ~ 3 中任一项所述的空气调节热水供给系统,其特征在在于,

还具备使用温冷热源对所述热水供给用制冷剂回路进行放热或吸热的热水供给用液体循环回路,

所述热水供给用制冷剂回路具有:使用制冷剂管道依次连接热水供给用压缩机的喷出口、与所述热水供给用液体循环回路进行热交换的热水供给用利用侧热交换器、用于对制冷剂进行减压的热水供给用膨胀阀、所述中间热交换器、所述热水供给用压缩机的吸入口而构建的第一热水供给用制冷剂回路;和以从该第一供给热水用制冷剂回路绕过所述中间热交换器的方式并联连接的第二热水供给用制冷剂回路,

在所述第二热水供给用制冷剂回路中,在上游侧安装用于对制冷剂进行减压的热水供给用热源侧膨胀阀,并在下游侧安装用于与外部空气进行热交换的热水供给用热源侧热交换器,

在所述第一热水供给用制冷剂回路和所述第二热水供给用制冷剂回路分支的分支部中的下游侧的分支部,设置有用选择性地切换制冷剂的流路的热水供给用控制阀。

11. 根据权利要求 10 所述的空气调节热水供给系统,其特征在在于,

接近地设置所述热水供给用热源侧热交换器和所述中间热交换器,使得能够通过流过所述热水供给用热源侧热交换器的制冷剂和流过所述中间热交换器的制冷剂进行热交换。

12. 根据权利要求 1 ~ 11 中任一项所述的空气调节热水供给系统,其特征在在于,

将构建所述热水供给用热源侧热交换器的传热管的最下部设置在构建所述中间热交换器的热水供给用热源侧的传热管的最上部的上部。

13. 根据权利要求 1 ~ 11 中任一项所述的空气调节热水供给系统,其特征在在于,

将构建所述空气调节用热源侧热交换器的传热管的最上部设置在构建所述中间热交换器的空气调节热源侧的传热管的最下部的下部。

14. 根据权利要求 1 ~ 11 中任一项所述的空气调节热水供给系统,其特征在在于,

将所述中间热交换器作为边界,在所述空气调节用制冷剂回路的上部设置所述热水供给用制冷剂回路。

15. 根据权利要求 1 ~ 11 中任一项所述的空气调节热水供给系统,其特征在在于,

使用封入所述热水供给用制冷剂回路中的制冷剂的临界压力为封入空气调节用制冷剂回路中的制冷剂的临界压力以上的制冷剂。

16. 根据权利要求 1 ~ 11 中任一项所述的空气调节热水供给系统,其特征在在于,

使用封入所述热水供给用制冷剂回路中的制冷剂的临界温度为封入空气调节用制冷剂回路中的制冷剂的临界温度以上的制冷剂。

## 空气调节热水供给系统

### 技术领域

[0001] 本发明涉及空气调节热水供给系统,尤其适用于具有切换进行制冷和采暖的空气调节用制冷剂回路和进行热水贮存的热热水供给用制冷剂回路经由中间热交换器连接的二元冷冻循环的空气调节热水供给系统。

### 背景技术

[0002] 作为利用二温度差来驱动喷射器的技术,有日本特开 2001-147050 号公报(专利文献 1)所示的技术。

[0003] 日本特开 2001-147050 号公报中记载的技术为如下的技术:具备压缩机、冷凝器、使制冷剂减压到第一压力的冷冻室用膨胀单元、使制冷剂减压到第二压力的冷藏室用膨胀单元、使通过所述冷冻室用膨胀单元膨胀后的制冷剂气化来将供给冷冻室的空气冷却到第一温度的冷冻室用蒸发器、以及使通过所述冷藏室用膨胀单元膨胀后的制冷剂气化来将供给冷藏室的空气冷却到第二温度的冷藏室用蒸发器,分别经过所述冷冻室用蒸发器以及冷藏室用蒸发器的制冷剂由喷射器混合,使压力上升后,喷出到压缩机。

[0004] 该技术是在冰箱的冷冻室和冷藏室的两个温度的蒸发器间使喷射器动作的技术,具备使制冷剂减压到第一压力的冷冻用膨胀单元、使制冷剂减压到第二压力的冷藏室用膨胀单元、使空气冷却到第一温度的冷冻室用蒸发器、以及使空气冷却到第二温度的冷藏室用蒸发器。因此,各热交换器的温度等级为冷凝器>冷藏用蒸发器>冷冻用蒸发器,在驱动喷射器的冷藏室用蒸发器的温度低于冷凝器温度的情况下也可以驱动喷射器。

[0005] 现有技术文献

[0006] 专利文献

[0007] 专利文献 1:日本特开 2001-147050 号公报

### 发明内容

[0008] 发明要解决的课题

[0009] 因为空气调节装置需要进行制冷运转和采暖运转,所以在制冷剂的循环方向反转的情况下也必须发挥同样的效果。但是,在上述的现有技术中,在制冷剂的流动方向反转的情况下,存在难以发挥喷射器的效果的课题。

[0010] 本发明是鉴于上述实际情况而提出的,其目的在于提供一种空气调节热水供给系统,该系统在制冷运转、采暖运转中都可以发挥喷射器的效果,可以降低空气调节用制冷剂回路的消耗功率。

[0011] 用于解决课题的手段

[0012] 为了解决上述的课题,本发明的空气调节热水供给系统具备:切换制冷运转和采暖运转来进行运转的空气调节用制冷剂回路(10);进行热水供给的热热水供给用制冷剂回路(20);进行室内的空气调节的空气调节用液体循环回路(30),并且具有:在所述空气调节用制冷剂回路(10)和所述热水供给用制冷剂回路(20)之间进行热交换的中间热交换器

(90);用于在所述空气调节用制冷剂回路(10)和所述空气调节用液体循环回路(30)之间进行热交换的空气调节用利用侧第一热交换器(17a)以及空气调节用利用侧第二热交换器(17b),所述空气调节热水供给系统的特征在于,所述空气调节用制冷剂回路(10)由空气调节用高温侧制冷剂回路和空气调节用低温侧制冷剂回路这两个回路构成,其中,通过制冷剂管道依次连接喷射器(18)的喷出部(18c)、空气调节用压缩机(11)、用于变更制冷剂循环方向的第二四通阀(12b)、所述中间热交换器(90)、所述空气调节用利用侧第二热交换器(17b)、喷射器(18)的吸嘴部(18a)而构成所述空气调节用高温侧制冷剂回路,通过制冷剂管道依次连接所述喷射器(18)的喷出部(18c)、所述空气调节用压缩机(11)、用于变更制冷剂循环方向的第一四通阀(12a)、与外部空气进行热交换的空气调节用热源侧热交换器(13a)、空气调节用热源侧膨胀阀(14)、空气调节用利用侧膨胀阀(16)、空气调节用利用侧第一热交换器(17a)、所述喷射器(18)的吸引部(18b)而构成所述空气调节用低温侧制冷剂回路,使连接所述空气调节用热源侧膨胀阀(14)和所述空气调节用利用侧膨胀阀(16)的所述空气调节用低温侧制冷剂回路的制冷剂管道与、连接所述中间热交换器(90)和所述空气调节用利用侧第二热交换器(17b)的所述空气调节用高温侧制冷剂回路的制冷剂管道合流,形成从所述空气调节用高温侧制冷剂回路和所述空气调节用低温侧制冷剂回路的双方流过制冷剂的公共制冷剂回路,并在所述公共制冷剂回路中安装了用于对制冷剂进行减压的空气调节用膨胀阀(15)。

[0013] 另外,本发明的空气调节热水供给系统的特征在于,在上述结构中,还具备使用温冷热源对所述空气调节用制冷剂回路(10)以及所述热水供给用制冷剂回路(20)进行放热或者吸热的热源用液体循环回路(50),所述中间热交换器(90)在所述空气调节用制冷剂回路(10)、所述热水供给用制冷剂回路(20)和所述热源用液体循环回路(50)之间进行热交换。

[0014] 此外,本发明的空气调节热水供给系统的特征在于,在上述结构中,所述中间热交换器(90)构成为使用于对流过所述热水供给用制冷剂回路(20)的制冷剂的热进行吸放热的传热管、与用于对流过所述空气调节用制冷剂回路(10)的制冷剂的热进行吸放热的传热管进行物理接触来进行热交换的结构。

[0015] 此外,本发明的空气调节热水供给系统的特征在于,在上述结构中,接近地设置所述空气调节用热源侧热交换器(13a)和所述中间热交换器(90),使得能够通过流过所述空气调节用热源侧热交换器(13a)的制冷剂和流过所述中间热交换器(90)的制冷剂进行热交换。

[0016] 此外,本发明的空气调节热水供给系统的特征在于,在上述结构中,使所述第一四通阀和所述第二四通阀的开闭动作同步来进行制冷运转和采暖运转。

[0017] 此外,本发明的空气调节热水供给系统的特征在于,在上述结构中,在采暖运转时,根据所述热源用液体循环回路(50)的液温控制所述空气调节用膨胀阀(15)的开度,根据室外空气温度控制所述空气调节用热源侧膨胀阀(14)的开度。

[0018] 此外,本发明的空气调节热水供给系统的特征在于,在上述结构中,在制冷运转时,根据室内外温度差控制所述空气调节用膨胀阀(15)的开度,根据除湿量控制所述空气调节用利用侧膨胀阀(16)的开度。

[0019] 此外,本发明的空气调节热水供给系统的特征在于,在上述结构中,在从所述空气

调节用压缩机 (11) 的喷出口分支为所述空气调节用高温侧制冷剂回路和所述空气调节用低温侧制冷剂回路的分支部, 安装了用于选择性地切换制冷剂的流路的空气调节用控制阀 (19)。

[0020] 此外, 本发明的空气调节热水供给系统的特征在于, 在上述结构中, 所述喷射器 (18) 能够通过变更其吸嘴部 (18a) 的横截面积 (变更吸嘴部的开度) 来变更流动阻力。

[0021] 此外, 本发明的空气调节热水供给系统的特征在于, 在上述结构中, 还具备使用温冷热源对所述热水供给用制冷剂回路 (20) 进行放热或吸热的热水供给用液体循环回路 (40), 所述热水供给用制冷剂回路 (20) 具有: 使用制冷剂管道依次连接热水供给用压缩机 (21) 的喷出口、与所述热水供给用液体循环回路 (40) 进行热交换的热水供给用利用侧热交换器 (22)、用于对制冷剂进行减压的热水供给用膨胀阀 (23)、所述中间热交换器 (90)、所述热水供给用压缩机 (21) 的吸入口而构建的第一热水供给用制冷剂回路; 和以从该第一供给热水用制冷剂回路绕过所述中间热交换器 (90) 的方式并联连接的第二热水供给用制冷剂回路, 在所述第二热水供给用制冷剂回路中, 在上游侧安装用于对制冷剂进行减压的热水供给用热源侧膨胀阀 (24), 并在下游侧安装用于与外部空气进行热交换的热水供给用热源侧热交换器 (25a), 在所述第一热水供给用制冷剂回路和所述第二热水供给用制冷剂回路分支的分支部中的下游侧的分支部, 设置有用于选择性地切换制冷剂的流路的热水供给用控制阀 (26)。

[0022] 此外, 本发明的空气调节热水供给系统的特征在于, 在上述结构中, 接近地设置所述热水供给用热源侧热交换器 (25a) 和所述中间热交换器 (90), 使得能够通过流过所述热水供给用热源侧热交换器 (25a) 的制冷剂和流过所述中间热交换器 (90) 的制冷剂进行热交换。

[0023] 此外, 本发明的空气调节热水供给系统的特征在于, 在上述结构中, 将构建所述热水供给用热源侧热交换器 (25a) 的传热管的最下部设置在构建所述中间热交换器 (90) 的热水供给用热源侧的传热管的最上部的上部。

[0024] 此外, 本发明的空气调节热水供给系统的特征在于, 在上述结构中, 将构建所述空气调节用热源侧热交换器 (13a) 的传热管的最上部设置在构建所述中间热交换器 (90) 的空气调节用热源侧的传热管的最下部的下部。

[0025] 此外, 本发明的空气调节热水供给系统的特征在于, 在上述结构中, 将所述中间热交换器 (90) 作为边界, 在所述空气调节用制冷剂回路 (10) 的上部设置所述热水供给用制冷剂回路 (20)。

[0026] 此外, 本发明的空气调节热水供给系统的特征在于, 在上述结构中, 使用封入所述热水供给用制冷剂回路 (20) 中的制冷剂的临界压力为封入空气调节用制冷剂回路 (10) 中的制冷剂的临界压力以上的制冷剂。

[0027] 此外, 本发明的空气调节热水供给系统的特征在于, 在上述结构中, 使用封入所述热水供给用制冷剂回路 (20) 中的制冷剂的临界温度为封入空气调节用制冷剂回路 (10) 中的制冷剂的临界温度以上的制冷剂。

[0028] 通过用以上结构构成空气调节用制冷剂回路, 例如在进行采暖运转的情况下, 从空气调节用压缩机喷出的制冷剂分支后流入第一四通阀、第二四通阀, 然后分别通过空气调节用利用侧第一热交换器、空气调节用利用侧第二热交换器进行热交换, 在空气调节用

膨胀阀中被减压到与热源用液体循环回路的液温对应的压力。通过空气调节用膨胀阀的制冷剂用中间热交换器吸收通过热源用循环回路输送的热,通过第二四通阀后,流入喷射器的吸嘴部,驱动喷射器。另一方面,流入空气调节用热源侧膨胀阀的制冷剂,通过膨胀阀被减压到与从室外送风机输送的室外空气温度对应的蒸发压力,在空气调节用热源侧热交换器中从室外空气吸热,在通过第一四通阀后,流入喷射器的吸引部。流入喷射器的制冷剂在喷射器内被混合,在被变换为一定的压力后被喷出到空气调节用压缩机。

[0029] 此时,空气调节用压缩机的吸入压力由于喷射器的作用,成为上限即中间热交换器的制冷剂的蒸发压力、下限即空气调节用热源侧热交换器的蒸发压力之间的压力。

[0030] 空气调节用热源侧热交换器的蒸发压力 $\leq$ 空气调节用压缩机吸入压力

[0031] 中间热交换器的蒸发压力 $\geq$ 空气调节用压缩机吸入压力

[0032] 因此,有可能使空气调节用压缩机的吸入压力高于空气调节用热源侧热交换器的蒸发压力。可以高效率地进行空气调节用制冷剂回路的运转。此外,在热源用液体循环回路的热源变得热量不足而无法从中间热交换器吸收必要的热量的情况下,也能够通过关闭与中间热交换器连接的控制阀,对喷射器的吸嘴部的流动阻力进行控制,成为单独利用空气调节用热源侧热交换器的采暖运转。因此,也能够跟踪无法利用其他热源的情况或其他热源的热量的增减,可以最佳地控制空气调节用制冷剂回路的运转。

[0033] 在制冷运转中,具有从空气调节用制冷剂回路发生的排热和热水供给用制冷剂回路向热源用液体循环回路通过中间热交换器进行热交换的情形(利用空调排热)和不进行热交换的情形两种方式。在利用中间热交换器的情况下,空气调节用压缩机喷出的制冷剂进行分支通过第一四通阀、第二四通阀之后,流入中间热交换器以及空气调节用热源侧热交换器。流入空气调节用热源侧热交换器以及中间热交换器的制冷剂在各个热交换器中被冷却,在空气调节用膨胀阀中被减压到与室内的控制温度对应的蒸发压力,然后,流入空气调节用利用侧第二热交换器和空气调节用利用侧膨胀阀。通过空气调节用利用侧第二热交换器,制冷剂吸收与室内的显热负荷相当的热量,流入喷射器的吸嘴部,驱动喷射器。另一方面,流入空气调节用利用侧膨胀阀的制冷剂在空气调节用利用侧第一热交换器中被减压到可以去除室内的潜热的蒸发温度,在空气调节用利用侧第一热交换器中吸收与室内的潜热负荷相当的热量,流入喷射器吸引部。流入喷射器的各个制冷剂在喷射器内被混合,被压力变换到一定的压力,被喷出到压缩机。

[0034] 此时,压缩机的吸入压力和各热交换器的蒸发压力成为如下关系:

[0035] 空气调节用利用侧第一热交换器的蒸发压力 $\leq$ 空气调节用压缩机吸入压力

[0036] 空气调节用利用侧第二热交换器的蒸发压力 $\geq$ 空气调节用压缩机吸入压力。

[0037] 因此,可以在空气调节用压缩机的吸入部保持比空气调节用利用侧第一热交换器的蒸发压力高的压力,因此可以高效率地运转空气调节用制冷剂回路。此外,在潜热负荷小的情况下,可以变更空气调节用利用侧膨胀阀以及喷射器吸嘴的流动阻力,因此可以得到与通常的制冷运转同样的效果。

[0038] 另一方面,在热水供给用制冷剂回路和热源用液体循环回路停止,无法向其他热源利用空气调节用制冷剂回路发生的热量的情况下,也能够通过在中间热交换器和热水供给用热源侧热交换器之间构成自然循环型的制冷剂回路来高效率地进行空气调节用制冷剂回路的运转。在此,中间热交换器和热水供给用热源侧热交换器通过制冷剂回路相对于

制冷剂的流动方向并列连接,在其上下游部具备控制阀。此外,热水供给用热源侧热交换器的最下部被设置在比中间热交换器的最上部高的位置上。通过这样设置制冷剂回路和热交换器,可以构建在空气调节用制冷剂回路进行制冷运转时利用了空调排热的自然循环回路。

[0039] 但是,在构建自然循环回路时,为了防止向其他热源漏热,关闭在热源用液体循环回路中设置的控制阀,关闭与热水供给用制冷剂回路的中间热交换器和热水供给用利用侧热交换器的上下游部连接的控制阀。其结果,在中间热交换器内的传热管间进行热交换,因此,空气调节用制冷剂回路的制冷剂冷却、凝结,热水供给用制冷剂回路的制冷剂加热、蒸发。热水供给用制冷剂回路的制冷剂,在从中间热交换器喷出后,根据饱和液体-气体的密度差流入热水供给用热源侧热交换器。流入热水供给用热源侧热交换器的制冷剂被室外空气冷却而凝结,由于重力而形成向中间热交换器回流的流动。此时,流入空气调节用制冷剂回路的中间热交换器的制冷剂,可以与热水供给用制冷剂回路的制冷剂通过热水供给用热源侧热交换器与室外空气进行热交换。其结果,可以将空气调节用热源侧热交换器和热水供给用热源侧热交换器用于空气调节用制冷剂回路的散热,可以扩大热交换器的表观传热面积,可以高效率地运转空气调节用制冷剂回路。

[0040] 发明的效果

[0041] 本发明通过上述的结构和动作,可以高效率地运转空气调节热水供给系统的空气调节用制冷剂回路。尤其是在制冷运转、采暖运转中都能够发挥喷射器的效果,能够进行空气调节用制冷剂回路的消耗功率的降低。

#### 附图说明

[0042] 图 1 是本发明的第一实施方式的空气调节热水供给系统的系统图。

[0043] 图 2 是本发明的制冷剂的压力-焓曲线图。

[0044] 图 3 是表示本发明的第一实施方式的空气调节热水供给系统的制冷运转时的制冷剂的流动的系统图。

[0045] 图 4 是表示本发明的第一实施方式的空气调节热水供给系统的制冷运转时的制冷剂的流动的系统图。

[0046] 图 5 是表示本发明的第一实施方式的空气调节热水供给系统的制冷运转时的制冷剂的流动的系统图。

[0047] 图 6 是表示本发明的第一实施方式的空气调节热水供给系统的采暖运转时的制冷剂的流动的系统图。

[0048] 图 7 是表示本发明的第一实施方式的空气调节热水供给系统的热水供给单独运转时的制冷剂的流动的系统图。

[0049] 图 8 是本发明的第二实施方式的空气调节热水供给系统的系统图。

#### 具体实施方式

[0050] 图 1 是空气调节热水供给系统 1 的系统图。空气调节热水供给系统 1 是由切换制冷运转和采暖运转来进行运转的空气调节用制冷剂回路 10 和热水供给用制冷剂回路 20、使用温冷热源对空气调节用制冷剂回路 10 以及热水供给用制冷剂回路 20 进行放热或者吸



热的热源用液体循环回路 50、在空气调节用制冷剂回路 10、热水供给用制冷剂回路 20 以及热源用液体循环回路 50 之间进行热交换的中间热交换器 90 构成的系统。空气调节热水供给系统 1 通过向空气调节热水供给系统 1 连接空气调节用液体循环回路 30、热水供给用利用侧液体循环回路 40、太阳能集热器用液体循环回路 60、热水供给用回路 70，向在住宅 3 内设置的空气调节单元 80、贮热水槽 41、蓄热槽 51、太阳集热器 61、热水供给用控制阀 74 等利用侧设备输送温冷热，向宅内供给温冷热。

[0051] 空气调节用制冷剂回路 10 具备：对空气调节用制冷剂进行压缩的空气调节用压缩机 11、在制冷运转和采暖运转中切换空气调节用制冷剂的流动方向的第一四通阀 12a 以及第二四通阀 12b、空气调节用热源侧热交换器 13a、用于与热水供给用制冷剂回路 20 的热水供给用制冷剂以及热源用液体循环回路 50 的热输送介质进行热交换的中间热交换器 90、空气调节用热源侧膨胀阀 14、空气调节用膨胀阀 15、空气调节用利用侧膨胀阀 16、空气调节用利用侧第一热交换器 17a、空气调节用利用侧第二热交换器 17b、喷射器 18、将室外空气输送到空气调节用热源侧热交换器 13a 的室外送风机 91。

[0052] 中间热交换器 90 为如下结构：用于对热源用液体循环回路 50 中的热进行吸放热的传热管 55、用于对流过热水供给用制冷剂回路 (20) 的制冷剂的热进行吸放热的传热管 25b、用于对流过空气调节用制冷剂回路 (10) 的制冷剂的热进行吸放热的传热管 13b 进行热接触，可在三个热介质间进行热交换。进而成为传热管 25b 和传热管 13b 也进行物理接触的结构。另外，空气调节用热源侧热交换器 13a 和中间热交换器 90 通过制冷剂回路相对于流动方向并联连接。

[0053] 空气调节用压缩机 11 具有在第一四通阀 12a 以及第二四通阀 12b 上相对制冷剂的流动方向并联连接的制冷剂回路，第一四通阀 12a 与空气调节用热源侧热交换器 13a、第二四通阀 12b 与中间热交换器的传热管 13b 分别通过制冷剂回路连接。另外，虽然未图示，但是四通阀 12a、12b 分别设置了以同步进行开闭动作方式进行控制的控制机构。空气调节用热源侧膨胀阀 14 与空气调节用热源侧热交换器 13a 相对于制冷剂的流动方向串联连接，与来自中间热交换器的传热管 13b 的制冷剂回路再度合流，与空气调节用膨胀阀 15 通过制冷剂回路进行连接。与空气调节用膨胀阀 15 连接的制冷剂回路进行分支，与空气调节用利用侧膨胀阀 16 和空气调节用利用侧第二热交换器 17b 连接。空气调节用利用侧膨胀阀 16 和空气调节用利用侧第一热交换器 17a 相对于制冷剂流动方向串联连接。第一四通阀 12a 和第二四通阀 12b 分别与喷射器的吸引部 18b 和吸嘴部 18a 连接，喷射器的喷出部 18c 与空气调节用压缩机 11 连接。

[0054] 这样，本实施方式的空气调节用制冷剂回路 10 由空气调节用高温侧制冷剂回路和空气调节用低温侧制冷剂回路两个制冷剂回路构成，通过制冷剂管道依次连接喷射器喷出部 18c、空气调节用压缩机 11、第二四通阀 12b、中间热交换器 90、空气调节用利用侧第二热交换器 17b、喷射器吸嘴部 18a 来构成空气调节用高温侧制冷剂回路，通过制冷剂管道依次连接喷射器喷出部 18c、空气调节用压缩机 11、第一四通阀 12a、空气调节用热源侧热交换器 13a、空气调节用热源侧膨胀阀 14、空气调节用利用侧膨胀阀 16、空气调节用利用侧第一热交换器 17a、喷射器吸引部 18b 来构成空气调节用低温侧制冷剂回路。并且，在从这两个制冷剂回路双方流过制冷剂的公共制冷剂回路中安装了空气调节用膨胀阀 15。

[0055] 热水供给用制冷剂回路 20 具备：对热水供给用制冷剂进行压缩的热水供给用压

压缩机 21 ;热水供给用利用侧热交换器 22 ;热水供给用膨胀阀 23 ;热水供给用热源侧膨胀阀 24 ;空气调节用热源侧热交换器 25a ;中间热交换器 90 ;三通阀 (热水供给用控制阀) 26 ;向热水供给用热源侧热交换器 25a 输送室外空气的室外送风机 92。另外,也可以使用止回阀代替三通阀 26。

[0056] 该热水供给用制冷剂回路 20 由第一热水供给用制冷剂回路和第二热水供给用制冷剂回路两个制冷剂回路构成。使用制冷剂管道依次连接热水供给用压缩机 21、热水供给用利用侧热交换器 22、热水供给用膨胀阀 23、中间热交换器 90 而构成第一热水供给用制冷剂回路。另一方面,以从该第一热水供给用制冷剂回路绕过中间热交换器 90 的方式并联连接而形成第二热水供给用制冷剂回路,通过制冷剂管道从中间热交换器 90 的上游侧的分支部依次连接热水供给用热源侧膨胀阀 24、热水供给用热源侧热交换器 25a,在中间热交换器 90 的下游侧的分支部与第一热水供给用制冷剂回路合流。另外,在中间热交换器 90 的下游侧的分支部设置了三通阀 26。

[0057] 在此,在本实施方式中,空气调节用制冷剂回路 10 和热水供给用制冷剂回路 20 以中间热交换器 90 为边界上下隔离配置,并且在空气调节用制冷剂回路 10 上方配置热水供给用制冷剂回路 20。并且,热水供给用热源侧热交换器 25a 的传热管的最下部位于中间热交换器 90 的传热管 25b 的最上部的上部,空气调节用热源侧热交换器 13a 的传热管的最上部位于中间热交换器 90 的传热管 13b 的最下部的下部。

[0058] 热源用液体循环回路 50 具备 :蓄热槽 51 ;用于控制热输送介质向蓄热槽返回的循环量的控制阀 52 ;控制热输送介质的全部循环量的控制阀 53 ;中间热交换器 90 的热源用液体循环回路使用的传热管 55 ;液体循环用泵 56。

[0059] 中间热交换器 90 和热水供给用热源侧热交换器 25a 具有落差,利用封入热水供给用制冷剂回路 20 中的制冷剂的饱和液体和饱和气体的密度差,制冷剂在中间热交换器 90 和热水供给用热源侧热交换器 25a 之间自然循环。另外,中间热交换器 90 和热水供给用热源侧热交换器 25a 接近地设置,可以高效率地进行热交换。

[0060] 同样地,在中间热交换器 90 和空气调节用热源侧热交换器 13a 中也有落差,利用封入空气调节用制冷剂回路 10 中的制冷剂的饱和液体和饱和气体的密度差,制冷剂在中间热交换器 90 和空气调节用热源侧热交换器 13a 之间自然循环。中间热交换器 90 和空气调节用热源侧热交换器 13a 接近地设置,可以高效率地进行热交换。

[0061] 另外,在本发明中具备温度检测单元 100、101、...、132、流量检测单元 201、202、湿度检测单元 301 等,但是检测单元的设置位置等并不限于本实施方式。

[0062] 对于通过以上的设备构成的空气调节热水供给系统的运转模式的动作,以下参照图 2 ~图 8 进行说明。

[0063] 图 3 表示在本发明中记载的空气调节热水供给系统中、空气调节用制冷剂回路 10 进行制冷运转时的制冷剂的循环路径。图 2 用压力 - 焓曲线表示图 3 的空气调节用制冷剂回路的动作点。图中的实线表示本发明的循环的动作,虚线表示通常的冷冻循环的动作。图 3 表示用压缩式运转空气调节用制冷剂回路 10,用自然循环式运转热水供给用制冷剂回路 20 的模式。此时,热水供给用制冷剂回路 10 的热水供给用膨胀阀 23 的开度为完全关闭,热水供给用热源侧膨胀阀 24 为完全开放。另外,在本实施方式中,停止了热源用液体循环回路 50。热源用液体循环控制阀 52、53 为完全关闭。因此,太阳集热器用液体循环回路 60

和空气调节用制冷剂回路 10 以及热水供给用制冷剂回路 20 可以进行热力上独立的运转。因此,与空气调节用制冷剂回路 10 或热水供给用制冷剂回路 20 的动作无关,太阳能集热器用液体循环回路 60 可以进行运转直到蓄热槽 51 达到预定的温度。

[0064] 空气调节用压缩机 11 喷出的制冷剂 (P2) 通过四通阀 12a、12b 流入空气调节用热源侧热交换器 13a、构成中间热交换器 90 的传热管 13b。流入空气调节用热源侧热交换器 13a 的制冷剂通过与室外空气进行热交换而冷却、凝结。同样地,流入中间热交换器 90 的传热管 13b 的制冷剂通过与构成中间热交换器 90 的传热管 25b 内的制冷剂进行热交换而冷却、凝结。

[0065] 传热管 25b 内的制冷剂从传热管 13b 吸热、蒸发,因此通过向热水供给用热源侧热交换器 25a 的方向开放热水供给用制冷剂回路 20 的三通阀 26,制冷剂流入热水供给用热源侧热交换器 25a,通过热水供给用热源侧热交换器 25a 与通过室外送风机 92 输送的室外空气进行热交换,热水供给用热源侧热交换器 25a 内的制冷剂冷却、凝结。液化后的制冷剂通过饱和气体-液体的密度差自然地形成回流到中间热交换器 90 的自然循环回路。另外,在外部气体温度低、空气调节负荷小的情况下,如果关闭三通阀 26,关闭自然循环回路,则可以进行热交换器的传热面积的控制。因此,根据从空气调节用压缩机 11 喷出的制冷剂的状态,可以进行热交换器的传热面积和室外送风机 91、92 的运转、停止的风量控制,可以最佳地控制空气调节用制冷剂回路 10 的运转。

[0066] 通过空气调节用热源侧热交换器 13a 和中间热交换器 90 的传热管 13b 的制冷剂 (P3) 通过空气调节用膨胀阀 15 被减压、膨胀到与住宅 3 内的室内设定温度对应的蒸发压力。此时,空气调节用热源侧膨胀阀 14 完全开放。通过空气调节用膨胀阀 15 后的制冷剂 (P4b) 流入空气调节用利用侧膨胀阀 16 和空气调节用利用侧第二热交换器 17b。流入空气调节用利用侧膨胀阀 16 的制冷剂进一步通过空气调节用利用侧膨胀阀 16 被膨胀、减压到与住宅 3 内的除湿负荷对应的蒸发压力,流入空气调节用利用侧第一热交换器 17a (P4a)。

[0067] 此时,成为如下的关系:

[0068] 空气调节用利用侧第一热交换器 17a 的蒸发压力  $\leq$  空气调节用利用侧第二热交换器 17b 的蒸发压力。

[0069] 流入空气调节用利用侧第一、第二热交换器 17a、17b 的制冷剂与在空气调节用液体循环回路 30 中循环的热输送介质进行热交换,进行吸热、蒸发。其结果,在空气调节用液体循环回路 30 中循环的热输送介质被冷却,可以通过液体输送用泵 32 将冷却后的热输送介质输送到在住宅 3 内设置的室内热交换器 34,因此可以对室内空气进行冷却、除湿。

[0070] 通过空气调节用利用侧第二热交换器 17b 的制冷剂 (P5b) 流入喷射器吸嘴部 18a,驱动喷射器 18。另一方面,通过空气调节用利用侧第一热交换器 17a 的制冷剂 (P5a) 从喷射器吸引部 18b 被吸入喷射器 18,与从喷射器吸嘴部 18a 流入的制冷剂混合后,通过喷射器喷出部 18c 升压,回流到空气调节用压缩机 11 (P1)。

[0071] 此时,制冷剂通过喷射器 18 被升压,因此空气调节用压缩机 11 的吸入部的压力成为:

[0072] 空气调节用利用侧第一热交换器 17a 的蒸发压力 (P4a、P5a)  $\leq$  压缩机 11 吸入压力 (P1)

[0073] 空气调节用利用侧第二热交换器 17b 的蒸发压力 (P4b、P5b)  $\geq$  压缩机 11 吸入压

力 (P1),

[0074] 可以使空气调节用压缩机 11 的吸入压力 (P1) 升高。

[0075] 通常的冷冻循环按照  $P1' \rightarrow P2' \rightarrow P3 \rightarrow P4a \rightarrow P5a$  的循环路径进行动作。因此, 在使用了喷射器的冷冻循环中, 可以使在压缩过程中消耗的焓差 ( $\Delta H$ ) 小于在通常的冷冻循环的压缩过程中消耗的焓差 ( $\Delta H'$ )。因此, 可以使空气调节用制冷剂回路 10 高效率地运转。

[0076] 在除湿量比较少的环境下, 通过完全开放空气调节用利用侧膨胀阀 16, 并完全开放喷射器吸嘴部 18a, 可以使空气调节用利用侧第一、第二热交换器 17a 和 17b 在同一条件下进行动作。由此, 可以扩大热交换器的表观传热面积, 因此, 可以提高制冷剂的蒸发压力, 在除湿负荷小的情况下也能够高效率地运转空气调节用制冷剂回路 10。

[0077] 另一方面, 蓄热槽 51 的水温比室外空气温度低的情况下, 可以通过向蓄热槽 51 输送在空气调节用制冷剂回路 10 中废弃的热, 使热水供给用制冷剂回路 20 高效率地运转。图 4 用于说明在上述状态下的制冷剂的流动。另外, 空气调节用制冷剂回路 10 的流动在图 3 的实施方式中进行了说明, 因此省略详细说明。图 4 表示以压缩式运转空气调节用制冷剂回路 10, 停止热水供给用制冷剂回路 20 来进行运转的模式。此时, 热水供给用膨胀阀 23、热水供给用热源侧膨胀阀 24 的开度为完全关闭。

[0078] 在图 4 中, 空气调节用制冷剂回路 10 的制冷剂从空气调节用压缩机 11 喷出, 流入空气调节用热源侧热交换器 13a 以及中间热交换器 90 的传热管 13b。流入中间热交换器 90 的传热管 13b 的制冷剂, 在中间热交换器 90 中与传热管 55 内流动的热输送介质进行热交换。其结果, 在热源用液体循环回路 50 内循环的热输送介质通过空气调节用制冷剂回路 10 的制冷剂被加热。被加热后的热输送介质通过热源用液体循环泵 56 回流到蓄热槽 51。另一方面, 向蓄热槽 51 内连接太阳能集热器用液体循环回路 60, 通过太阳能集热器进行集热而得的热量也可以同时进行蓄热。

[0079] 根据本发明, 可以同时回收从空气调节热源发生的散热和从太阳能等其他热源发生的热。

[0080] 此外, 可以在热水供给用制冷剂回路 20 和空气调节用制冷剂回路 10 之间直接进行热交换。图 5 表示热水供给用制冷剂回路 20 直接利用来自空气调节用制冷剂回路 10 的热情况下的制冷剂的流动。另外, 空气调节用制冷剂回路 10 以及太阳能集热器用液体循环回路 60 的流动在图 3、图 4 的实施方式中进行了说明, 因此省略详细说明。图 5 表示以压缩式运转空气调节用制冷剂回路 10 以及热水供给用制冷剂回路 20, 运转热源用液体循环回路 50 来运转空气调节热水供给系统的模式。

[0081] 在图 5 中, 空气调节用制冷剂回路 10 的制冷剂从空气调节用压缩机 11 喷出, 流入空气调节用热源侧热交换器 13a 以及中间热交换器 90 的传热管 13b。流入中间热交换器 90 的传热管 13b 的制冷剂, 在中间热交换器 90 中与传热管 25b 内流动的制冷剂进行热交换。

[0082] 热水供给用制冷剂回路 20 的制冷剂从热水供给用压缩机 21 喷出, 在热水供给用利用侧热交换器 22 中, 对热水供给用液体循环回路 40 内流动的热输送介质进行加热。被加热后的热输送介质, 通过热水供给用液体循环泵 43 回流到贮热水槽 41。通过热水供给用利用侧热交换器 22 的制冷剂流入热水供给用膨胀阀 23。控制热水供给用膨胀阀 23 的开度, 以使流入热水供给用膨胀阀 23 的热水供给用制冷剂成为与流过中间热交换器的传热

管 13b 的制冷剂的温度和传热管 55 内流动的热输送介质的温度中的低温侧的温度对应的蒸发压力。通过热水供给用膨胀阀 23 进行减压、膨胀后的热水供给用制冷剂流入热水供给用热源侧膨胀阀 24 以及中间热交换器 90 的传热管 25b。流入中间热交换器 90 的传热管 25b 的制冷剂通过在传热管 13b 以及传热管 55 内流过的制冷剂以及热输送介质的热交换进行加热、蒸发。另一方面,流入热水供给用热源侧膨胀阀 24 的制冷剂由热水供给用热源侧膨胀阀 24 进行减压、膨胀,以便成为与室外温度对应的蒸发压力,通过热水供给用热源侧热交换器 25a 与室外空气进行热交换,进行加热、蒸发。

[0083] 此时,各传热管内流动的制冷剂以及热输送介质的温度的关系为:

[0084] 传热管 55 内的热输送介质温度=空调排热温度

[0085] 传热管 55 内的热输送介质温度 $\geq$ 室外空气温度。

[0086] 因此,在热水供给用制冷剂回路 20 利用来自空气调节用制冷剂回路 10 的排热的情况下,将热水供给用热源侧膨胀阀 24 完全关闭,停止向热水供给用热源侧热交换器 25a 的热水供给用制冷剂的流动。其结果,不发生由于热源的不同引起的蒸发温度的不均衡。同样地,在不利用空调排热的情况下,停止三通阀(热水供给用控制阀)26 的中间热交换器 90 侧的流动。因此,在热水供给用制冷剂回路 20 中循环的全部制冷剂流入热水供给用热源侧热交换器 25a,与室外空气进行热交换。这样,可以根据有无利用空气调节的排热,有选择地使用中间热交换器 90 以及热水供给用热源侧热交换器 25a,因此可以使制冷剂的蒸发压力保持最佳的压力。因此,不发生热水供给用制冷剂回路的运转效率降低的情形。

[0087] 图 6 表示本发明的空气调节用制冷剂回路 10 进行采暖运转时的制冷剂的流动。图 6 表示以压缩式运转空气调节用制冷剂回路 10 以及热水供给用制冷剂回路 20,运转热源用液体循环回路 50 来运转空气调节热水供给系统的模式。

[0088] 空气调节用压缩机 11 喷出的制冷剂通过第一、第二四通阀 12a、12b,通过空气调节用利用侧第一、第二热交换器 17a、17b 进行热交换,进行冷却、凝结。通过空气调节用利用侧第一、第二热交换器 17a、17b 后的制冷剂通过空气调节用膨胀阀 15 被膨胀、减压到与在热源用液体循环回路 40 内循环的热输送介质温度对应的蒸发压力。此时,空气调节用利用侧膨胀阀 16 为完全开放。通过空气调节用膨胀阀 15 的制冷剂流入空气调节用热源侧膨胀阀 14 和中间热交换器 90 的传热管 13b。流入空气调节用热源侧膨胀阀 14 的制冷剂被膨胀、减压到与室外空气温度对应的蒸发压力后,流入空气调节用热源侧热交换器 13a。

[0089] 流入空气调节用热源侧热交换器 13a 的制冷剂与通过室外送风机 91 输送的室外空气进行热交换,进行吸热、蒸发。流入中间热交换器 90 的传热管 13b 的制冷剂通过传热管 25b 和传热管 55 进行热交换,进行吸热、蒸发。流入中间热交换器 90 的传热管 55 的热输送介质吸收太阳集热器 61 的热,因此成为比室外空气温度高 10,因以上的高温度。

[0090] 因此,在中间热交换器 90 的传热管 13b 内和空气调节用热源侧热交换器 13a 内流动的制冷剂的蒸发压力的关系为:

[0091] 中间热交换器 90 的传热管 13b 的蒸发压力 $\geq$ 空气调节用热源侧热交换器 13a 的蒸发压力。

[0092] 通过中间热交换器 90 的制冷剂流入喷射器吸嘴部 18a,驱动喷射器 18。另一方面,通过空气调节用热源侧热交换器 13a 的制冷剂从喷射器吸引部 18b 被吸入喷射器 18,与从喷射器吸嘴部 18a 流入的制冷剂混合后,通过喷射器喷出部 18c 被升压,回流到空气调节用

压缩机 11。此时,制冷剂通过喷射器 18 被升压。

[0093] 因此,空气调节用压缩机 11 的吸入压力和各热交换器的蒸发压的关系为:

[0094] 空气调节用热源侧热交换器 13a 的蒸发压力 $\leq$ 空气调节用压缩机 11 吸入压力

[0095] 中间热交换器 90 的传热管 13b 的蒸发压力 $\geq$ 空气调节用压缩机 11 吸入压力,

[0096] 可以较高地保持空气调节用压缩机 11 的吸入压力。其结果,可以高效率地运转空气调节用制冷剂回路 10。

[0097] 流入热源用液体循环回路 50 的热输送介质的温度较低的情况下,将喷射器吸嘴部 18a 的开度设为完全关闭,防止制冷剂流入中间热交换器 90。由此,在不使用其他热源的情况下也能够高效率地运转空气调节用制冷剂回路 10。

[0098] 此外,图 7 表示在不进行空气调节用制冷剂回路 10 的运转的情况下,单独地运转热水供给用制冷剂回路 20 的情况下的制冷剂的流动。图 7 表示以自然循环式运转空气调节用制冷剂回路 10,以压缩式运转热水供给用制冷剂回路 20,使热源用液体循环回路 50 停止的模式。

[0099] 喷出热水供给用压缩机 21 的制冷剂通过热水供给用利用侧热交换器 22 进行冷却、凝结,流入热水供给用膨胀阀 23。流入热水供给用膨胀阀 23 的制冷剂通过热水供给用膨胀阀 23 进行膨胀、减压,以便成为与室外温度对应的蒸发压力,流入热水供给用热源侧膨胀阀 24 以及中间热交换器 90。此时,热水供给用热源侧膨胀阀 24 为完全开放状态。流入中间热交换器 90 的传热管 25b 以及热水供给用热源侧热交换器 25a 的制冷剂分别与空气调节用制冷剂回路的传热管 13b 和室外空气进行热交换并蒸发。

[0100] 在此,室外温度与热水供给用热源侧热交换器的蒸发温度的关系为:

[0101] 热水供给用热源侧热交换器的制冷剂温度 $\leq$ 室外温度。

[0102] 因此,如果在中间热交换器 90 的传热管 13b 和空气调节用热源侧热交换器 13a 之间设定预定的落差,则可以在中间热交换器 90 的传热管 13b- 空气调节用热源侧热交换器 13a 之间形成的回路内形成基于温度差的自然循环回路。此时,空气调节用控制阀 19 在连通第一四通阀 12a 和第二四通阀 12b 的方向被开放,空气调节用膨胀阀 15 为完全关闭状态。使用在空气调节用制冷剂回路 10 中构成的自然循环回路,向空气调节用热源侧热交换器 13a 输送在中间热交换器 90 的传热管 25b- 空气调节用热源侧热交换器 13a 之间进行热交换而得的热,通过空气调节用热源侧热交换器 13a 与室外空气进行热交换,由此可以增加热水供给用热源侧热交换器 25a 的传热面积和送风量。由此,在单独地运转热水供给用制冷剂回路 20 的情况下也能够高效率地进行运转。

[0103] 此外,图 8 表示在热水供给用制冷剂回路 20 中应用了本发明的喷射器回路时的实施方式。在热水供给用制冷剂回路中,通过喷射器 27 可以得到与空气调节用制冷剂回路 10 同样的效果。

[0104] 另外,在本发明中,空气调节用制冷剂回路 10 和热水供给用制冷剂回路 20 的制冷剂的临界点(临界温度以及压力)可以使用热水供给用制冷剂回路 20 的制冷剂的临界点具有空气调节用制冷剂回路 10 以上的临界点的制冷剂。其结果,在要求比在空气调节用制冷剂回路 10 中要求的凝结温度高的凝结温度的热水供给用制冷剂回路 20 中,也能够利用热交换效率高的二相域。因此,可以选择能够最佳地保持空气调节用制冷剂回路 10 的温度控制域和热水供给用制冷剂回路 20 的温度控制域的制冷剂。

[0105] 如通过以上的实施方式所说明的那样,根据本发明,可以降低在集成空气调节和热水供给的空气调节热水供给系统中进行运转时的消耗功率。

[0106] 另外,在本发明中作为空气以外的其他热源,以太阳光为中心进行了说明,但是在使用了太阳能以外的热源,例如,地热、生物物质等热源(可再生能源)的情况下,本发明当然也可以具有同样的效果。

[0107] 同样地,在本发明中,关于压缩机、泵、送风机的方式并未进行说明,但是,即使使用利用了逆变器等的容量可变的压缩机或泵,当然也可以获得同样的效果。

[0108] 符号说明

[0109] 1 空气调节热水供给系统;3 住宅;10 空气调节用制冷剂回路;11 空气调节用压缩机;12a 第一四通阀;12b 第二四通阀;13a 空气调节用热源侧热交换器;13b 中间热交换器的空气调节用热源侧传热管;14 空气调节用热源侧膨胀阀;15 空气调节用膨胀阀;16 空气调节用利用侧膨胀阀;17a 空气调节用利用侧第一热交换器;17b 空气调节用利用侧第二热交换器;18 喷射器;18a 喷射器吸嘴部;18b 喷射器吸引部;18c 喷射器喷出部;19 空气调节用控制阀;20 热水供给用制冷剂回路;21 热水供给用压缩机;22 热水供给用利用侧热交换器;23 热水供给用膨胀阀;24 热水供给用热源侧膨胀阀;25a 热水供给用热源侧热交换器;25b 中间热交换器的热水供给用热源侧传热管;26 三通阀(热水供给用控制阀);27 喷射器;30 空气调节用液体循环回路;31 控制阀;32 液体循环泵;34 室内热交换器;35 室内送风机;40 热水供给用液体循环回路;41 贮热水槽;43 液体循环泵;50 热源用液体循环回路;51 蓄热槽;52、53 热源用液体循环流量控制阀;55 中间热交换器热源液体循环回路的传热管;56 液体循环泵;60 太阳能集热器用液体循环回路;61 太阳集热器;62 液体循环泵;63 控制阀;70 热水供给用回路;72、73、74 热水供给用控制阀;80 空气调节单元;90 中间热交换器;91、92 室外送风机;101、102、...、132 温度检测单元;201、202 流量检测单元;301 湿度检测单元

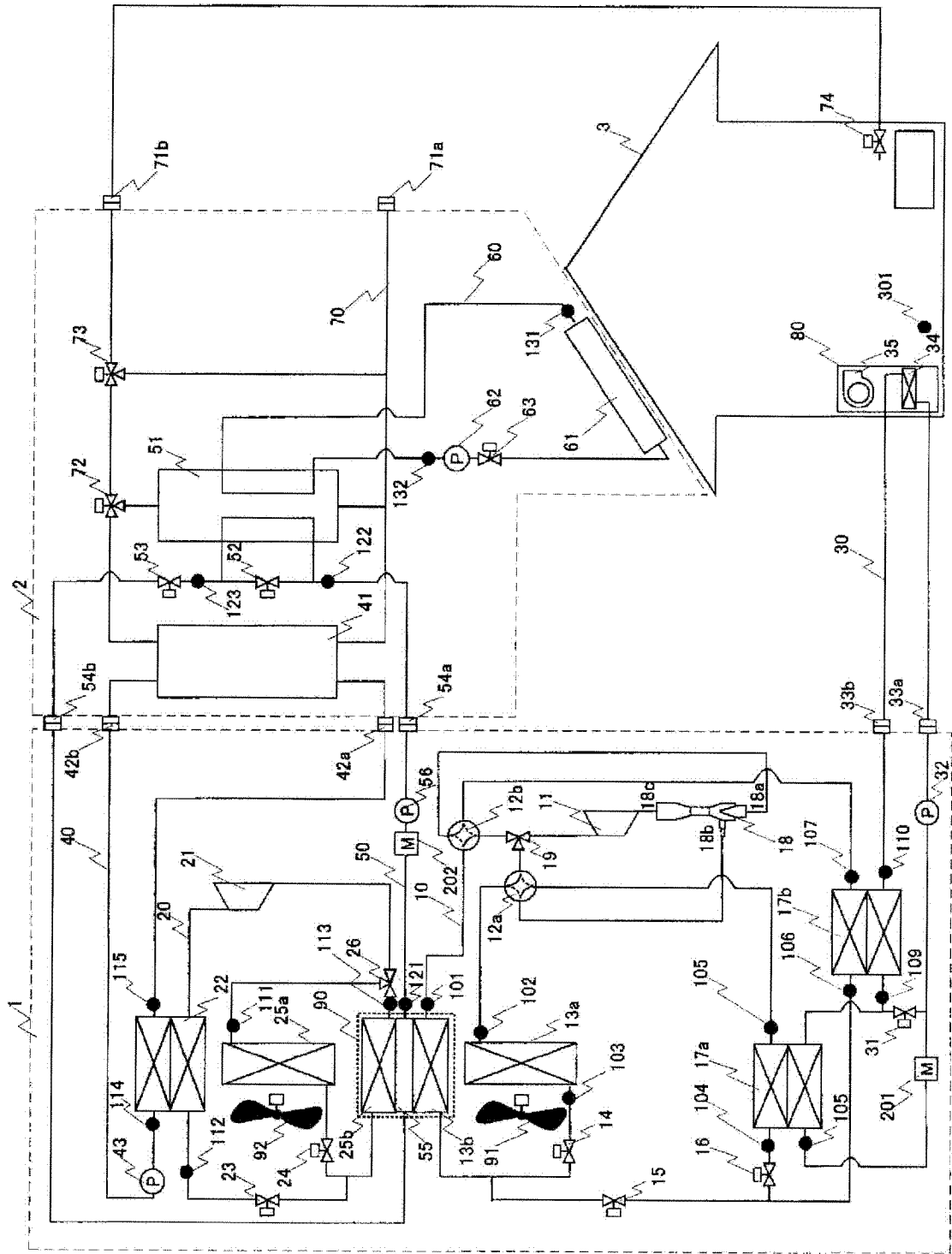


图 1



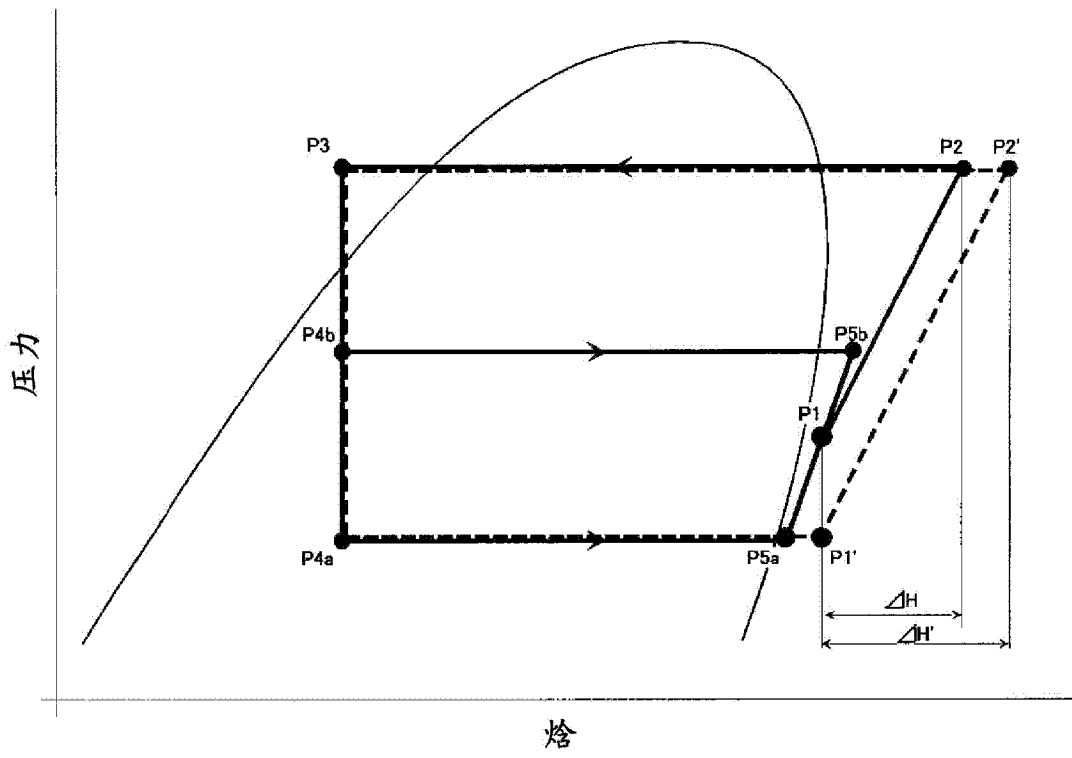


图 2

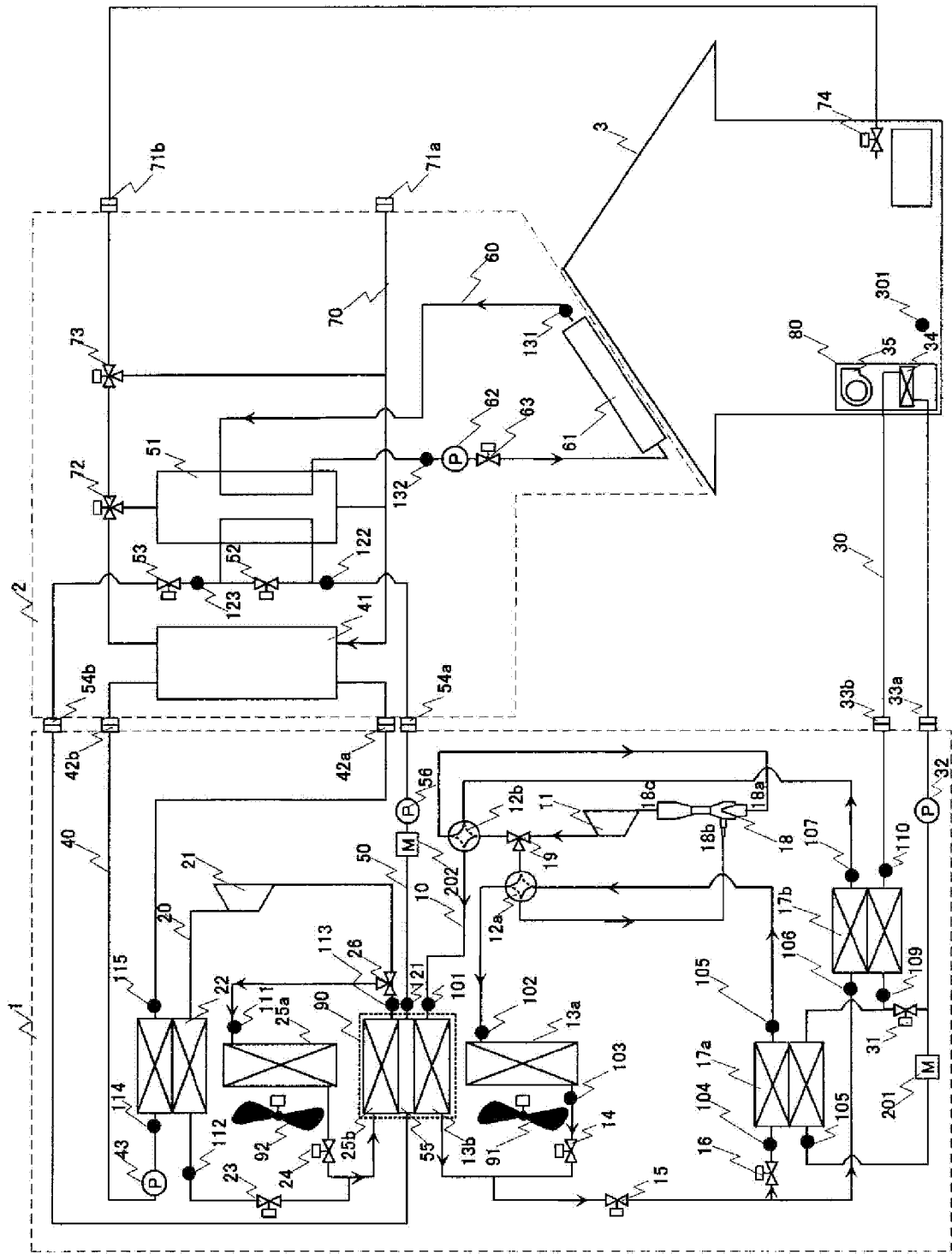


图 3

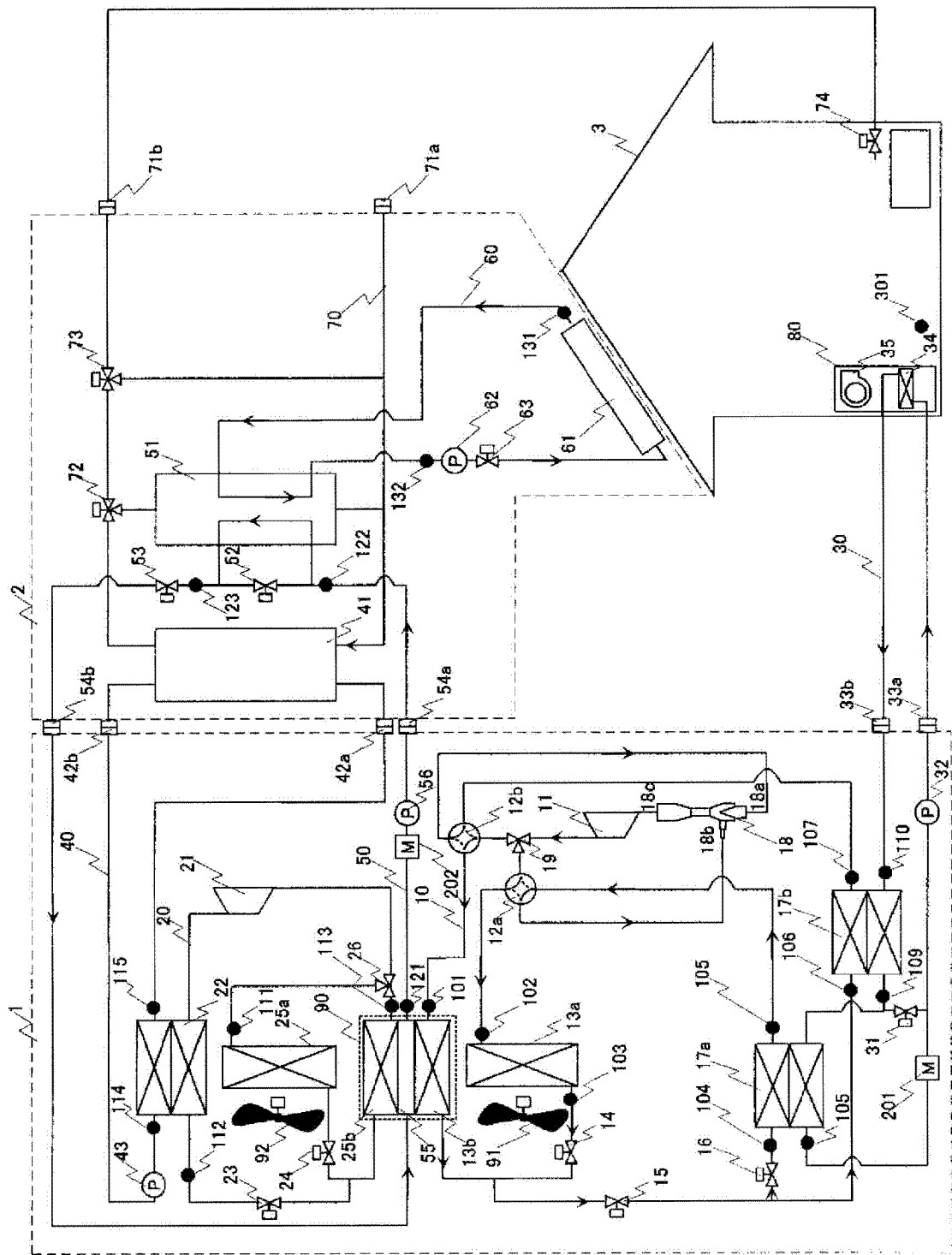


图 4





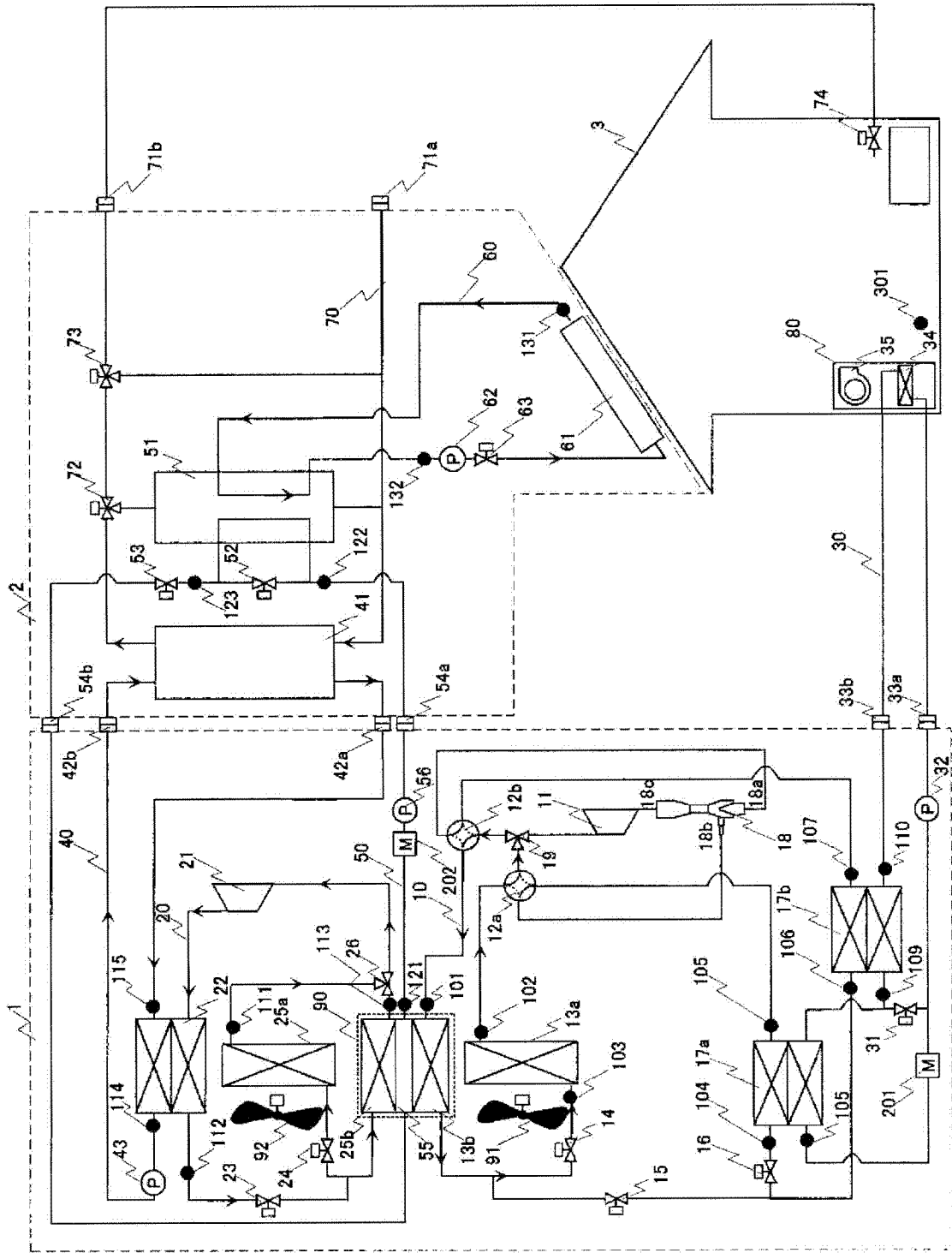


图 7

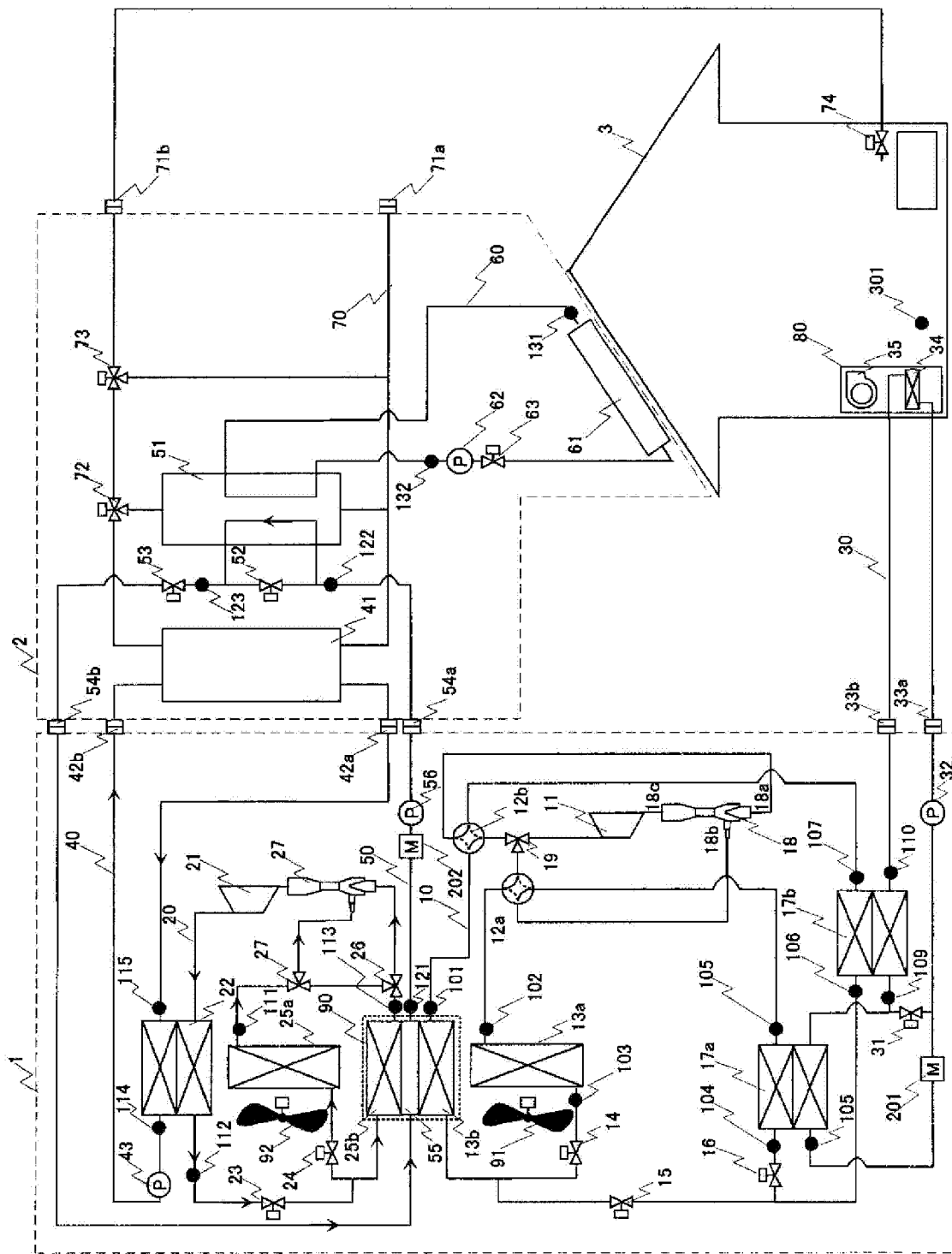


图 8