



(12)发明专利



(10)授权公告号 CN 106537065 B

(45)授权公告日 2019.06.04

(21)申请号 201580034789.5

(22)申请日 2015.06.16

(65)同一申请的已公布的文献号

申请公布号 CN 106537065 A

(43)申请公布日 2017.03.22

(30)优先权数据

2014-132115 2014.06.27 JP

(85)PCT国际申请进入国家阶段日

2016.12.26

(86)PCT国际申请的申请数据

PCT/JP2015/003008 2015.06.16

(87)PCT国际申请的公布数据

W02015/198559 JA 2015.12.30

(73)专利权人 株式会社电装

地址 日本爱知县

(72)发明人 桑原干治

(74)专利代理机构 上海华诚知识产权代理有限公司 31300

代理人 肖华

(51)Int.Cl.

F25B 29/00(2006.01)

B60H 1/32(2006.01)

B60H 3/00(2006.01)

F25B 1/00(2006.01)

F25B 13/00(2006.01)

(56)对比文件

US 20120255319 A1, 2012.10.11, 说明书第[0002]、[0137]、[0179]、[0225]、[0258]段, 图1、11.

US 20030182961 A1, 2003.10.02, 说明书第[0032]段, 图1.

CN 1606512 A, 2005.04.13, 全文.

CN 1828190 A, 2006.09.06, 全文.

US 20140075972 A1, 2014.03.20, 全文.

CN 102563943 A, 2012.07.11, 全文.

审查员 宋陈新

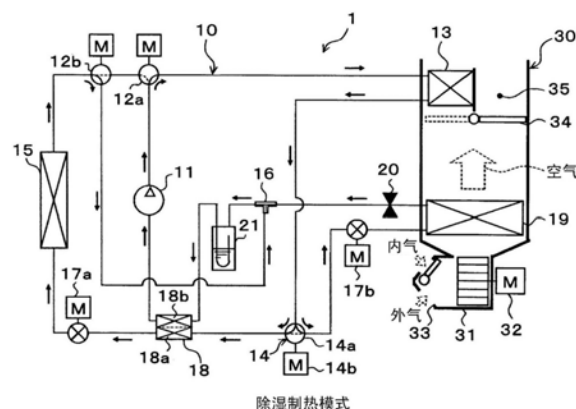
权利要求书1页 说明书18页 附图8页

(54)发明名称

制冷循环装置

(57)摘要

一种制冷循环装置, 在进行空调对象空间的除湿制热时, 将从室内散热器(13)流出的制冷剂流分支, 使分支的一方的制冷剂在室内用膨胀阀(17b)减压且在室内蒸发器(19)蒸发, 使分支的另一方的制冷剂向内部热交换器(18)的高压侧制冷剂通路(18a)流入后在室外用膨胀阀(17a)减压且在室外热交换器(15)蒸发。此外, 切换成使从室内蒸发器(19)流出的制冷剂流与从室外热交换器(15)流出的制冷剂流合流且向内部热交换器(18)的低压侧制冷剂通路(18b)流入的制冷剂回路。由此, 抑制向室内蒸发器(19)流入的制冷剂不必要地变成过冷却度高的制冷剂而实现适当的除湿制热。



1. 一种制冷循环装置,是应用于空调装置的制冷循环装置,其特征在于,具备:

压缩机(11),该压缩机压缩并排出制冷剂;

室内散热器(13),该室内散热器将循环的高压侧制冷剂作为热源,对朝向空调对象空间送风的送风空气进行加热;

室内蒸发器(19),该室内蒸发器使循环的低压侧制冷剂与通过所述室内散热器(13)之前的所述送风空气进行热交换,对所述送风空气进行冷却;

室外热交换器(15),该室外热交换器使制冷剂与外气进行热交换;

第1减压装置(17b),该第1减压装置使向所述室内蒸发器(19)流入的制冷剂减压;

第2减压装置(17a),该第2减压装置使向所述室外热交换器(15)流入的制冷剂减压;

内部热交换器(18),该内部热交换器使所述高压侧制冷剂与所述低压侧制冷剂进行热交换;

旁通通路(23),该旁通通路使制冷剂绕过所述内部热交换器(18)的高压侧制冷剂通路(18a)以及低压侧制冷剂通路(18b)中的至少一方而流动;

开闭装置(23a),该开闭装置对所述旁通通路(23)进行开闭;

分支部(16a),该分支部使从所述室内散热器(13)流出的制冷剂流分支;

合流部(16),该合流部使从所述室内蒸发器(19)流出的制冷剂流与从所述室外热交换器(15)流出的制冷剂流合流;以及

制冷剂回路切换部(25),该制冷剂回路切换部对循环的制冷剂回路进行切换,

所述制冷剂回路切换部(25)构成为能够切换制冷用制冷剂回路和除湿制热用制冷剂回路,

所述制冷用制冷剂回路在所述开闭装置(23a)将所述旁通通路(23)关闭的状态下使从所述压缩机(11)排出的制冷剂按照以下顺序循环:所述室外热交换器(15)→所述高压侧制冷剂通路(18a)→所述第1减压装置(17b)→所述室内蒸发器(19)→所述低压侧制冷剂通路(18b)→所述压缩机(11)的吸入口侧,

所述除湿制热用制冷剂回路在所述开闭装置(23a)将所述旁通通路(23)打开的状态下使从所述压缩机(11)排出的制冷剂按照以下顺序循环:所述室内散热器(13)→所述分支部(16a)→所述第1减压装置(17b)→所述室内蒸发器(19)→所述合流部(16)→所述压缩机(11)的吸入口侧;并且使从所述压缩机(11)排出的制冷剂按照以下顺序循环:所述室内散热器(13)→所述分支部(16a)→所述第2减压装置(17a)→所述室外热交换器(15)→所述合流部(16)→所述压缩机(11)的吸入口侧。

2. 根据权利要求1所述的制冷循环装置,其特征在于,

具备气液分离器(21),该气液分离器配置于从所述合流部(16)的制冷剂流出口至所述低压侧制冷剂通路(18b)的流入口侧的制冷剂流路,对制冷剂的气液进行分离且使分离出的气相制冷剂向下游侧流出。

3. 根据权利要求1或2所述的制冷循环装置,其特征在于,

具备蒸发压力调整阀(20),该蒸发压力调整阀将所述室内蒸发器(19)的制冷剂蒸发压力调整成预定的基准蒸发压力以上。

制冷循环装置

[0001] 相关申请的相互参照

[0002] 本申请基于2014年6月27日申请的日本专利申请2014-132115,其公开内容作为参照编入本申请。

技术领域

[0003] 本发明涉及一种具备内部热交换器的制冷循环装置。

背景技术

[0004] 以往,已知一种应用于空调装置的空调用的蒸汽压缩式的制冷循环装置,其具备内部热交换器。这种内部热交换器通过使循环的高压侧制冷剂与低压侧制冷剂进行热交换,从而起到以下功能:使作为蒸发器发挥功能的热交换器的出口侧制冷剂的焓与入口侧制冷剂的焓的焓差(制冷能力)扩大,使循环的制冷系数(COP)提高。

[0005] 例如,在专利文献1中公开一种具备内部热交换器的空调用的制冷循环装置,该制冷循环装置构成为能够切换制冷模式的制冷剂回路和除湿制热模式的制冷剂回路,制冷模式是指对朝向空调对象空间送风的送风空气进行冷却,除湿制热模式是指对被冷却除湿的送风空气进行再加热。

[0006] 更具体而言,在专利文献1的制冷循环装置中,在制冷模式时,切换为如下的制冷剂回路:使制冷剂按照压缩机→使制冷剂与外气进行热交换的室外热交换器→内部热交换器的高压侧制冷剂通路→室内蒸发器用的减压装置→使制冷剂与朝向空调对象空间送风的送风空气进行热交换而对送风空气进行冷却的室内蒸发器→内部热交换器的低压侧制冷剂通路→压缩机这样的顺序循环。

[0007] 另外,在除湿制热模式时,切换为如下的制冷剂回路:使制冷剂按照压缩机→使制冷剂与在蒸发器被冷却的送风空气进行热交换而对送风空气进行加热的室内散热器→分支部→内部热交换器的高压侧制冷剂通路→室内蒸发器用的减压装置→室内蒸发器→合流部→内部热交换器的低压侧制冷剂通路→压缩机这样的顺序循环,并且使制冷剂按照分支部→室外热交换器用的减压装置→室外热交换器→合流部这样的顺序循环。

[0008] 由此,在专利文献1的制冷循环装置中,在制冷模式以及除湿制热模式的双方的运转模式时,使室内蒸发器的制冷能力扩大,谋求COP的提高。

[0009] 现有技术文献

[0010] 专利文献

[0011] 专利文献1:日本专利第5391379号公报

[0012] 如上所述,在专利文献1的制冷循环装置中,在除湿制热模式时,使在分支部被分支的一方的制冷剂流入至内部热交换器的高压侧制冷剂通路,使在合流部被合流的制冷剂流入至内部热交换器的低压侧制冷剂通路。因此,在除湿制热模式时,流通于高压侧制冷剂通路的高压侧制冷剂的流量(质量流量)比流通于低压侧制冷剂通路的低压侧制冷剂的流量(质量流量)少。

[0013] 由此,从高压侧制冷剂通路流出的制冷剂的焓大幅减小,朝向室内蒸发器流入的制冷剂变成过冷却度高的液相制冷剂。

[0014] 然而,在使这样的过冷却度高的液相制冷剂向室内蒸发器流入时,室内蒸发器的制冷剂的分配性恶化,容易在室内蒸发器冷却的送风空气中产生温度分布。其结果,不能对被送风至空调对象空间的送风空气的一部分进行充分地除湿,不能实现空调对象空间的适当的除湿制热。

发明内容

[0015] 本发明鉴于上述问题,其目的在于在应用于空调装置并且具备内部热交换器的制冷循环装置中实现空调对象空间的适当的除湿制热。

[0016] 根据本发明的第1特征例,应用于空调装置的制冷循环装置具备:压缩机,该压缩机压缩并排出制冷剂;室内散热器,该室内散热器将循环的高压侧制冷剂作为热源,对向空调对象空间送风的送风空气进行加热;室内蒸发器,该室内蒸发器使制冷剂循环的低压侧制冷剂与通过室内散热器之前的送风空气进行热交换,对送风空气进行冷却;室外热交换器,该室外热交换器使制冷剂与外气进行热交换;第1减压装置,该第1减压装置使朝向室内蒸发器流入的制冷剂减压;第2减压装置,该第2减压装置使朝向室外热交换器流入的制冷剂减压;内部热交换器,该内部热交换器使高压侧制冷剂与低压侧制冷剂进行热交换;分支部,该分支部使从室内散热器流出的制冷剂流分支;合流部,该合流部使从室内蒸发器流出的制冷剂流与从室外热交换器流出的制冷剂流合流;以及制冷剂回路切换部,该制冷剂回路切换部对循环的制冷剂回路进行切换。

[0017] 制冷剂回路切换部构成能够切换第1制冷剂回路和第2制冷剂回路,第1制冷剂回路使从压缩机排出的制冷剂按照以下顺序循环:室外热交换器→内部热交换器的高压侧制冷剂通路→第1减压装置→室内蒸发器→内部热交换器的低压侧制冷剂通路→压缩机的吸入口侧,第2制冷剂回路使从压缩机排出的制冷剂按照以下顺序循环:室内散热器→分支部→第1减压装置→室内蒸发器→合流部→内部热交换器的低压侧制冷剂通路→压缩机的吸入口侧;并且使从压缩机排出的制冷剂按照以下顺序循环:室内散热器→分支部→内部热交换器的高压侧制冷剂通路→第2减压装置→室外热交换器→合流部→内部热交换器的低压侧制冷剂通路→压缩机的吸入口侧。

[0018] 由此,在制冷剂回路切换部切换到第1制冷剂回路时,在室内蒸发器对送风空气进行冷却,由此能够进行空调对象空间的制冷。

[0019] 此外,在切换到第1制冷剂回路时,在内部热交换器使室内蒸发器上游侧的高压侧制冷剂与室内蒸发器下游侧的低压制冷剂进行热交换,因此使室内蒸发器出口侧制冷剂的焓与入口侧制冷剂的焓的焓差(制冷能力)扩大,能够使循环的COP提高。

[0020] 此时,在内部热交换器中,流通于高压侧制冷剂通路的高压侧制冷剂的流量(质量流量)与流通于低压侧制冷剂通路的低压侧制冷剂的流量(质量流量)相同。由此,能够防止朝向室内蒸发器流入的制冷剂不必要地变成过冷却度高的液相制冷剂。

[0021] 因此,能够抑制在室内蒸发器冷却的送风空气中产生温度分布,能够实现空调对象空间的适当的制冷。

[0022] 另外,在制冷剂回路切换部切换到第2制冷剂回路时,在室内蒸发器冷却且除湿的

送风空气在室内散热器进行再加热,由此能够进行空调对象空间的除湿制热。

[0023] 此外,在内部热交换器中,因为使在分支部被分支的室外热交换器上游侧的高压侧制冷剂与在合流部合流的低压制冷剂进行热交换,所以使室外热交换器的制冷能力扩大,能够使循环的COP提高。由此,能够有效地从外气吸收用于在室外热交换器对送风空气进行再加热的热。

[0024] 此时,在内部热交换器中,流通于高压侧制冷剂通路的高压侧制冷剂的流量(质量流量)比流通于低压侧制冷剂通路的低压侧制冷剂的流量(质量流量)少。由此,虽然朝向室外热交换器流入的制冷剂变成过冷却度过高的液相制冷剂,但是不会导致朝向室内蒸发器流入的制冷剂不必要地变成冷却度高的液相制冷剂。

[0025] 因此,能够抑制在室内蒸发器冷却的送风空气中产生温度分布,能够实现空调对象空间的适当的除湿制热。

[0026] 根据本发明的第2特征例,应用于空调装置的制冷循环装置具备:压缩机,该压缩机压缩并排出制冷剂;室内散热器,该室内散热器将循环的高压侧制冷剂作为热源,对朝向空调对象空间送风的送风空气进行加热;室内蒸发器,该室内蒸发器使循环的低压侧制冷剂与通过室内散热器之前的送风空气进行热交换,对送风空气进行冷却;室外热交换器,该室外热交换器使制冷剂与外气进行热交换;第1减压装置,该第1减压装置使朝向室内蒸发器流入的制冷剂减压;第2减压装置,该第2减压装置使朝向室外热交换器流入的制冷剂减压;内部热交换器,该内部热交换器使高压侧制冷剂与低压侧制冷剂进行热交换;旁通通路,该旁通通路使制冷剂绕过内部热交换器的高压侧制冷剂通路以及低压侧制冷剂通路中的至少一方而流动;开闭装置,该开闭装置对旁通通路进行开闭;分支部,该分支部使从室内散热器流出的制冷剂流分支;合流部,该合流部使从室内蒸发器流出的制冷剂流与从室外热交换器流出的制冷剂流合流;以及制冷剂回路切换部,该制冷剂回路切换部对循环的制冷剂回路进行切换。

[0027] 制冷剂回路切换部构成为能够切换制冷用制冷剂回路以及除湿制热用制冷剂回路,制冷用制冷剂回路在开闭装置将旁通通路关闭的状态下使从压缩机排出的制冷剂按照以下顺序循环:室外热交换器→高压侧制冷剂通路→第1减压装置→室内蒸发器→低压侧制冷剂通路→压缩机的吸入口侧,除湿制热用制冷剂回路在开闭装置将旁通通路打开的状态下使从压缩机排出的制冷剂按照以下顺序循环:室内散热器→分支部→第1减压装置→室内蒸发器→合流部→压缩机的吸入口侧;并且使从压缩机排出的制冷剂按照以下顺序循环:室内散热器→分支部→第2减压装置→室外热交换器→合流部→所述压缩机的吸入口侧。

[0028] 由此,在制冷剂回路切换部切换到制冷用制冷剂回路时,与上述第1特征例相同,能够进行空调对象空间的制冷。此外,通过内部热交换器的作用,能够使循环的COP提高。

[0029] 另外,在制冷剂回路切换部切换到除湿制热用制冷剂回路时,像上述第1特征例那样,能够进行空调对象空间的除湿制热。此外,在切换至除湿制热用制冷剂回路时,因为开闭装置将旁通通路打开,所以内部热交换器的高压侧制冷剂与低压制冷剂不会进行热交换。由此,能够防止朝向室内蒸发器流入的制冷剂不必要地变成过冷却度高的液相制冷剂。

[0030] 因此,能够抑制在室内蒸发器冷却的送风空气中产生温度分布,能够实现空调对象空间的适当的除湿制热。

[0031] 在此,制冷循环的高压侧制冷剂是在从压缩机的排出口侧至第1减压装置以及第2减压装置中的发挥减压作用的减压装置的入口侧的制冷剂流路中流通的制冷剂。

[0032] 因此,在双方的减压装置发挥减压作用的情况下,流通于从压缩机的排出口侧至第1减压装置的入口侧的制冷剂回路的制冷剂以及流通于从压缩机的排出口侧至第2减压装置的入口侧的制冷剂流路的制冷剂的双方是高压侧制冷剂。

[0033] 另一方面,循环的低压侧制冷剂是在从第1减压装置以及第2减压装置中的发挥减压作用的减压装置的出口侧至压缩机的吸入口侧的制冷剂流路中流通的制冷剂。

[0034] 因此,在双方的减压装置发挥减压作用的情况下,流通于从第1减压装置的出口侧至压缩机的吸入口侧的制冷剂回路的制冷剂以及流通于从第2减压装置的出口侧至压缩机的吸入口侧的制冷剂流路的制冷剂的双方是低压侧制冷剂。

附图说明

[0035] 图1是表示第1实施方式的制冷模式的制冷循环装置的制冷剂流的车辆用空调装置的整体结构图。

[0036] 图2是表示表示第1实施方式的除湿制热模式的制冷循环装置的制冷剂流的车辆用空调装置的整体结构图。

[0037] 图3是表示第1实施方式的车辆用空调装置的电气控制部的框图。

[0038] 图4是表示第1实施方式的除湿制热模式的制冷循环装置的制冷剂的状态的变化的莫里尔图。

[0039] 图5是表示对于第1实施方式的内部热换热器的高压侧制冷剂通路的入口侧制冷剂的状态的流量以及制冷剂密度的图表。

[0040] 图6是表示第2实施方式的制冷模式的制冷循环装置的制冷剂流的车辆用空调装置的整体结构图。

[0041] 图7是表示表示第2实施方式的除湿制热模式的制冷循环装置的制冷剂流的车辆用空调装置的整体结构图。

[0042] 图8是表示第2实施方式的车辆用空调装置的电气控制部的框图。

[0043] 图9是表示第2实施方式的除湿制热模式的制冷循环装置的制冷剂的状态的变化的莫里尔图。

具体实施方式

[0044] (第1实施方式)

[0045] 用图1~图5对本发明的第1实施方式进行说明。在本实施方式中,将本发明的制冷循环装置10应用于从行驶用电动机获得车辆行驶用的驱动力的电力汽车的车辆用空调装置1。该制冷循环装置10,在车辆用空调装置1中起到对朝向作为空调对象空间的车室内送风的送风空气进行冷却或加热的功能。

[0046] 此外,本实施方式的制冷循环装置10被构成为能够对制冷模式的制冷剂回路(参照图1)以及除湿制热模式的制冷剂回路(参照图2)进行切换,制冷模式是指对送风空气进行冷却而对车室内进行冷却的模式,除湿制热模式是指对被冷却且除湿的送风空气进行再加热而进行车室内的除湿制热的模式。

[0047] 另外,在该制冷循环装置10中,采用HFC系制冷剂(具体而言,R134a)作为制冷剂,构成高压侧制冷剂压力Pd不超过制冷剂的临界压力的蒸气压缩式的亚临界制冷循环。当然,也可以采用HF0系制冷剂(例如,R1234yf)等作为制冷剂。此外,在制冷剂中混入用于对压缩机11进行润滑的制冷机油,制冷机油的一部分与制冷剂一起在循环中循环。

[0048] 在制冷循环装置10的构成机器中,压缩机11是配置于车辆机罩内,在制冷循环装置10吸入制冷剂、并对该制冷剂进行压缩、排出的机构。本实施方式的压缩机11被构成为利用电动机对排出容量被固定的固定容量型的压缩机构进行驱动的电动压缩机。具体而言,能够采用涡卷型压缩机构、叶片型压缩机构等各种压缩机构作为该压缩机构。

[0049] 因为电动机的动作(转速)通过从后述的空调控制装置40输出的控制信号来控制,所以也可以采用交流电动机、直流电动机中任何一种形式。并且,通过空调控制装置40对电动机的转速进行控制,来压缩机构的制冷剂排出能力被变更。

[0050] 在压缩机11的排出口侧连接有第1三通阀12a的一个流入/流出口。第1三通阀12a是如下的制冷剂回路切换部:在制冷模式时,切换为将压缩机11的排出口侧与第2三通阀12b的一个流入/流出口连接的制冷剂回路,在除湿制热模式时,切换为将压缩机11的排出口侧与室内散热器13的制冷剂入口侧连接的制冷剂回路。该第1三通阀12a的动作通过从空调控制装置40输出的控制电压来控制。

[0051] 室内散热器13配置于后述的室内空调单元30的壳体31内,是将压缩机11排出制冷剂作为热源而对送风空气进行加热的加热用热交换器。更详细而言,室内散热器13是使从压缩机11排出的制冷剂与通过后述的室内蒸发器19后的送风空气进行热交换而对送风空气进行加热的结构。在室内散热器13的制冷剂出口侧连接有后述的带有分支功能的三通阀14的一个流入/流出口。

[0052] 第2三通阀12b是如下的制冷剂回路切换部:在制冷模式时,切换为将第1三通阀12a的另外的流入/流出口与室外热交换器15的一方的制冷剂流入/流出口连接的制冷剂回路,在除湿制热模式时,切换为将室外热交换器15的一方的制冷剂流入/流出口与三联接头16的一方的制冷剂流入口连接的制冷剂回路。该第2三通阀12b的基本结构与第1三通阀12a相同。

[0053] 三联接头16至少在除湿制热模式时起到作为合流部的功能,该合流部使从室内蒸发器19流出且通过了后述的蒸发器压力调整阀20的制冷剂流与从室外热交换器15流出且通过了第2三通阀12b的制冷剂流合流。即,在该三联接头16中,至少在除湿制热模式时,将三个制冷剂流入口中的两个用作制冷剂流入口,将剩下的一个用作制冷剂流出口。

[0054] 这样的三联接头16也可以将管径不同的配管接合而形成,也可以在金属块或树脂块中设置多个制冷剂通路而形成。

[0055] 室外热交换器15配置于车辆机罩内的车辆前方侧,使在其内部流通的制冷剂与从未图示的送风风扇送风的车室外空气(外气)进行热交换。送风风扇是通过从空调控制装置40输出的控制电压来控制转速(送风能力)的电动送风机。

[0056] 在室外热交换器15的另一方的制冷剂流入/流出口配置有室外用膨胀阀17a的一方的流入/流出口,该室外用膨胀阀17a作为至少在除湿制热模式时使朝向室外热交换器15流入的制冷剂减压的减压装置(第2减压装置)。室外用膨胀阀17a是具有阀芯和电动促动器而构成的可变节流机构,阀芯构成为能够变更节流开度,电动促动器是由使该阀芯的节流

开度变化的步进电机构成。

[0057] 此外,室外用膨胀阀17a被构成为带有全开功能的可变节流机构,通过将节流开度设为全开,基本上不发挥制冷剂减压作用而仅作为作为制冷剂通路发挥功能。此外,室外用膨胀阀17a的动作通过从空调控制装置40输出的控制信号(控制脉冲)来控制。

[0058] 室外用膨胀阀17a的另一方的流入/流出口连接有内部热交换器18的高压侧制冷剂通路18a的一方的流入/流出口。内部热交换器18使循环的高压侧制冷剂与低压侧制冷剂进行热交换,而起到使高压侧制冷剂的焓减少的功能。

[0059] 能够采用双层管方式的热交换器等作为这样的内部热交换器18,该双层管方式的热交换器在形成使高压侧制冷剂流通的高压侧制冷剂通路18a的外侧管的内侧,配置有形成使低压侧制冷剂流通的低压侧制冷剂通路18b的内侧管。此外,在本实施方式的内部热交换器18中,将使密度高的高压侧制冷剂流通的高压侧制冷剂通路18a的通路截面积形成成为比使密度低的低压侧制冷剂流通的低压侧制冷剂通路18b的通路截面积小。

[0060] 在此,本实施方式的循环的高压侧制冷剂是指在从压缩机11的排出口侧至发挥减压作用的减压装置(本实施方式中,室外用膨胀阀17a以及后述的室内膨胀阀17b)的入口侧的制冷剂流路中流通的制冷剂。因此,如果无视制冷剂在循环内流通时的压力损失,则高压侧制冷剂具有与从压缩机11排出的排出制冷剂相同的压力。

[0061] 另一方面,循环的低压侧制冷剂是指在从发挥减压作用的减压装置的出口侧至压缩机11的吸入口侧的制冷剂流路中流通的制冷剂。因此,如果无视制冷剂在循环内流通时的压力损失,则低压侧制冷剂具有与向压缩机11吸入的吸入制冷剂相同的压力。

[0062] 在内部热交换器18的高压侧制冷剂通路18a的另一方的流入/流出口侧连接有带有分支功能的三通阀14的另外的流入/流出口侧。在带有分支功能的三通阀14的其他的流入/流出口侧连接有作为使朝向室内蒸发器19流入的制冷剂减压的减压装置(第1减压装置)的室内用膨胀阀17b的流入口侧。该室内用膨胀阀17b的基本结构与室外用膨胀阀17a相同。

[0063] 带有分支功能的三通阀14具有通路形成部14a和电气式的开闭机构14b而构成,通路形成部14a具有与所述的三联接头16相同的结构,开闭机构14b对在通路形成部14a中的与所述的室内散热器13的制冷剂出口侧连接的流入/流出口进行开闭。该开闭机构14b的动作通过从空调控制装置40输出的控制电压来控制。

[0064] 并且,带有分支功能的三通阀14起到如下功能:在制冷模式时,切换到将高压侧制冷剂通路18a的另一方的流入/流出口与室内用膨胀阀17b的一方的流入/流出口连接的制冷剂回路,在除湿制热模式时,切换到将室内散热器13的制冷剂出口侧与高压制冷剂通路18a的另一方的流入/流出口,以及将室内散热器13的制冷剂出口侧与室内用膨胀阀17b的一方的流入/流出口同时连接的制冷剂回路。

[0065] 即,在本实施方式的除湿制热模式中,带有分支功能的三通阀14的通路形成部14a构成分支部,该分支部将从室内散热器13流出的制冷剂流分支,一方的制冷剂向高压侧制冷剂通路18a的另一方的流入/流出口侧流动,另一方的制冷剂向室内用膨胀阀17b的流入口侧流动。此外,带有分支功能的三通阀14的开闭机构14b构成制冷剂回路切换部。

[0066] 在室内膨胀阀17b的流出口侧连接有室内蒸发器19的制冷剂入口侧。室内蒸发器19是冷却用热交换器,在室内空调单元30的壳体31内,配置于室内散热器13的送风空气流

上游侧,使在内部流通的低压制冷剂与通过室内散热器13之前的送风空气进行热交换而蒸发,通过在制冷剂中发挥吸热作用而对送风空气进行冷却。

[0067] 在本实施方式中,采用所谓箱管型的热交换器作为室内蒸发器19,具有多根管和一对分配集合用箱而构成,该多根管中流通有制冷剂,该一对分配集合用箱与该多根管的两端部连接而进行制冷剂的集合或分配。

[0068] 在室内蒸发器19的制冷剂出口侧连接有蒸发压力调整阀20的入口侧。蒸发压力调整阀20起到如下功能:为了抑制室内蒸发器19的结霜(起霜),将室内蒸发器19的制冷剂蒸发压力(制冷剂蒸发温度)维持在预定的基准蒸发压力(基准蒸发温度)以上。

[0069] 更具体而言,蒸发压力调整阀20由伴随着室内蒸发器19出口侧制冷剂的压力的上升而使开阀度增加的机械式的可变节流机构构成。另外,在本实施方式中,采用R134a作为制冷剂,设为比基准蒸发温度0℃稍微高的值,因此基准蒸发压力被设定成比0.293MPa稍微高的值。

[0070] 在蒸发压力调整阀20的出口侧经由所述的三联接头16连接有储液器21。储液器21是如下的气液分离器:使流入至内部的制冷剂气液分离且储蓄循环内的剩余制冷剂,并且使分离后的气相制冷剂向下游侧流出。

[0071] 在储液器21的气相制冷剂出口连接有所述的内部热交换器18的低压侧制冷剂通路18b的流入口侧。即,储液器21配置于从三联接头16的制冷剂流出口至内部热交换器18的低压侧制冷剂通路18b的入口侧的制冷剂流路。此外,在低压侧制冷剂通路18b的流出口侧连接有压缩机11的吸入口侧。

[0072] 接着,对室内空调单元30进行说明。室内空调单元30用于将通过制冷循环装置10而进行温度调整后的送风空气向车室内吹出,因此配置于车室内最前部的仪表盘(仪表板)的内侧。此外,室内空调单元30构成为将送风机32、室内蒸发器19、室内散热器13等收容于形成其外壳的壳体31内。

[0073] 壳体31形成被送风至车室内的送风空气的空气通路,因此由具有一定程度的弹性、强度优良的树脂(例如,聚丙烯)形成。在该壳体31内的送风空气流最上游侧配置有作为将内气(车室内空气)与外气(车室外空气)向壳体31内切换导入的内外气切换部的内外气切换装置33。

[0074] 内外气切换装置33通过内外气切换门对使内气向壳体31内导入的内气导入口以及使外气向壳体31内导入的外气导入口的开口面积进行连续地调整,使内气的风量与外气的风量的风量比例连续地变化。内外气切换门通过内外气用的电动促动器来驱动,该电动促动器的动作通过从空调控制装置40输出的控制信号来控制。

[0075] 在内外气切换装置33的送风空气流下游侧配置有将经由内外气切换装置33而吸入的空气向车室内送风的送风机(鼓风机)32。该送风机32是利用电动机对离心多叶风扇(西罗克风扇)进行驱动的电动送风机,且该送风机32通过从空调控制装置40输出的控制信号来控制转速(送风量)。

[0076] 在送风机32的送风空气流下游侧,室内蒸发器19以及室内散热器13相对于送风空气流按照室内蒸发器19以及室内散热器13的顺序配置。换言之,室内蒸发器19相对于室内散热器13配置于送风空气流上游侧。此外,在壳体31内形成有冷风旁通通路35,该冷风旁通通路35使通过室内蒸发器19的送风空气绕过室内散热器13而向下游侧流动。

[0077] 在室内蒸发器19的送风空气流下游侧并且室内散热器13的送风空气流上游侧配置有空气混合门34。本实施方式的空气混合门34是对将通过室内蒸发器19后的送风空气向室内散热器13侧引导的通风路和向冷风旁通通路35侧引导的通风路进行切换的通风路切换部。

[0078] 此外,该空气混合门34也能够作为风量比例调整部发挥功能,该风量比例调整部对通过室内蒸发器19后的送风空气中的通过室内散热器13的风量比例进行调整。此外,空气混合门34通过空气混合门驱动用的电动促动器而被驱动,该电动促动器的动作通过从空调控制装置40输出的控制信号来控制。

[0079] 在室内散热器13的送风空气流下游侧设置有由室内散热器13加热的送风空气或者通过冷风旁通通路35而未由室内散热器13加热的送风空气所流入的流入空间。此外,在壳体31的送风空气流最下游部,配置有将朝向流入空间流入的送风空气(空调风)向作为空调对象空间的车室内吹出的开口孔。

[0080] 具体而言,作为该开口孔设置有,将空调风向车室内的乘员的上半身吹出的面部开口孔、将空调风向乘员的脚边吹出的脚部开口孔、以及将空调风向车辆前面窗玻璃内侧表面吹出的除霜器开口孔(均未图示)。

[0081] 这些的面部开口孔、脚部开口孔及除霜器开口孔的送风空气流下游侧,分别经由形成空气通路的管道与设于车室内的面部吹出口、脚部吹出口以及除霜器吹出口(均未图示)连接。

[0082] 另外,在面部开口孔、脚部开口孔及除霜器开口孔的送风空气流上游侧分别配置有,对面部开口孔的开口面积进行调整的面部门、对脚部开口孔的开口面积进行调整的脚部门以及对除霜器开口孔的开口面积进行调整的除霜器门(均未图示)。

[0083] 这些面部门、脚部门及除霜器门构成对开口孔模式进行切换的开口孔模式切换部,且经由连杆机构等与吹出口模式门驱动用的电动促动器连接而连动从而被旋转操作。此外,该电动促动器的动作也通过从空调控制装置40输出的控制信号来控制。

[0084] 作为通过吹出口模式切换部而切换的吹出口模式,具体而言,是面部模式、双层模式、脚部模式以及脚部除霜器模式,其中,面部模式是将面部吹出口全开且将空气从面部吹出口向车室内乘员的上半身吹出的模式,双层模式是将面部吹出口与脚部吹出口的双方开口且将空气向车室内乘员的上半身和脚边吹出的模式,脚部模式是将脚部吹出口全开并且将除霜器吹出口仅小开度地开口而主要将空气从脚部吹出口吹出的模式,脚部除霜器模式是将脚部吹出口以及除霜器吹出口相同程度地开口而主要将空气从脚部吹出口以及除霜器吹出口的双方吹出的模式。

[0085] 此外,也能够通过乘员对设置于操作板60的吹出模式切换开关进行手动操作来进行除霜器模式,该除霜器模式是将除霜器吹出口全开而将空气从除霜器吹出口向车辆前面窗玻璃内表面吹出的模式。

[0086] 接着,用图3对本实施方式的电气控制部进行说明。空调控制装置40是由包含有CPU、ROM及RAM等的周知的微型电子计算机和其周边电路构成。并且,基于存储于该ROM内的空调控制程序进行各种运算、处理,从而对与空调控制装置40的输出侧连接的压缩机11、第1三通阀12a、第2三通阀12b、带有分支功能的三通阀14、室外用膨胀阀17a、室内用膨胀阀17b及送风机32等各种空调控制机器的动作进行控制。

[0087] 另外,在空调控制装置40的输入侧连接有空调控制用的传感器群,通过空调控制用的传感器群检测的检测信号输入到空调控制装置40的输入侧。

[0088] 作为空调控制用的传感器群,具体而言设置有:作为对车室内温度(内气温)Tr进行检测的内气温检测器的内气传感器51、作为对车室外温度(外气温)Tam进行检测的外气温检测器的外气传感器52、作为对朝向车室内照射的日射量As进行检测的日射量检测器的日射传感器53、对压缩机11排出制冷剂的排出制冷剂温度Td进行检测的排出温度传感器54、对室内散热器13出口侧制冷剂的压力(高温侧制冷剂压力)Pd进行检测的高压侧压力传感器55、对室内蒸发器19的制冷剂蒸发温度(蒸发湿度)Tefin进行检测的蒸发器温度传感器56、以及对从流入空间向车室内送风的送风空气温度TAV进行检测的送风空气温度传感器57等。

[0089] 此外,本实施方式的蒸发器温度传感器56对室内蒸发器19的热交换翅片温度进行检测,但作为蒸发器温度传感器56,也可以采用对室内蒸发器19的其他的部位的温度进行检测的温度检测器,也可以采用对流通于室内蒸发器19的制冷剂自身的温度直接进行检测的温度检测器。

[0090] 另外,在本实施方式中,设置有对送风空气温度TAV进行检测的送风空气温度传感器,但是作为该送风空气温度TAV也可以采用基于蒸发器温度Tefin、排出制冷剂温度Td等而算出的值。

[0091] 此外,在空调控制装置40的输入侧连接有配置于车室内前部的仪表盘附近的操作板60,设置于操作板60的各种空调操作开关的操作信号输入到空调控制装置40的输入侧。

[0092] 作为操作板60的各种空调操作开关,具体而言设置有:对车辆用空调装置1的自动控制运转进行设定或解除的自动开关、要求进行车室内的制冷的制冷开关(A/C开关)、对送风机32的风量进行手动设定的风量设定开关、对作为车室内的目标温度的车室内设定温度Tset进行设定的温度设定开关、以及对吹出模式进行手动设定的吹出模式切换开关等。

[0093] 此外,空调控制装置40一体的构成有对连接于其输出侧的各种空调控制机器进行控制的控制部,但分别对空调控制机器的动作进行控制的结构(硬件及软件)构成分别对空调控制机器的动作进行控制的控制部。

[0094] 例如,在本实施方式中,对压缩机11的动作(制冷剂排出能力)进行控制的结构构成排出能力控制部40a,对构成制冷剂回路切换部的第1三通阀12a、第2三通阀12b以及带有分支功能的三通阀14的开闭机构14b的动作进行控制的结构构成制冷剂回路控制部40b。另外,对室外用膨胀阀17a的动作进行控制的结构构成室外用减压控制部40c,对室内用膨胀阀17b的动作进行控制的结构构成室内用减压控制部40d。

[0095] 当然,排出能力控制部40a、制冷剂回路控制部40b、室外用减压控制部40c、室内用减压控制部40等也可以由与空调控制装置40分体的控制装置构成。

[0096] 接着,对上述结构的本实施方式的车辆用空调装置1的动作进行说明。如上所述,在本实施方式的车辆用空调装置1中,能够对在制冷模式中的运转以及除湿制热模式中的运转进行切换。这些各运转模式的切换通过执行被预先存储于空调控制装置40的空调控制程序而进行。

[0097] 该空调控制程序在操作板60的自动开关接通(ON)时被执行。更具体而言,在空调控制程序的主程序中,读入空调控制用的传感器群51~57等的检测信号以及操作板60的操

作信号等。并且,基于所读入的检测信号以及操作信号,算出作为朝向车室内吹出的送风空气的目标温度的目标吹出温度TA0。

[0098] 该目标吹出温度TA0通过以下数学式F1算出。

[0099] $TA0 = K_{set} \times T_{set} - K_r \times T_r - K_{am} \times T_{am} - K_s \times A_s + C \cdots (F1)$

[0100] 在此,Tset是通过温度设定开关而设定的车室内设定温度,Tr是通过内气传感器51而检测的车室内温度(内气温),Tam是通过外气传感器52而检测的外气温,As是通过日射传感器53而检测的日射量。Kset、Kr、Kam以及Ks是控制增益,C是补正用的常数。

[0101] 此外,在操作板的制冷开关被接通,并且,目标吹出温度TA0比预定的制冷基准温度 α 低的情况下,执行制冷模式的运转。另外,在制冷开关被接通,且目标吹出温度TA0在制冷基准温度 α 以上的情况下,执行除湿制热模式的运转。以下对各运转模式的动作进行说明。

[0102] (a) 制冷模式

[0103] 在制冷模式中,空调控制装置40对第1三通阀12a的动作进行控制,以将压缩机11的排出口侧与第2三通阀12b的一个流入/流出口连接,空调控制装置40对第2三通阀12b的动作进行控制,以将第1三通阀12a的另外的流入/流出口与室内热交换器15的一方的制冷剂流入/流出口连接。

[0104] 此外,空调控制装置40对带有分支功能的三通阀14的开闭机构14b的动作进行控制,以将高压侧制冷剂通路18a的另一方的流入/流出口与室内膨胀阀17b的一方的流入/流出口连接,将室外用膨胀阀17a设为全开,室内用膨胀阀17b设为发挥制冷剂减压作用的节流状态。

[0105] 由此,在制冷模式中,如图1的实线箭头所示,构成使制冷剂按照以下顺序循环的制冷循环:压缩机11(→第1三通阀12a→第2三通阀12b)→室外热交换器15(→室外用膨胀阀17a)→内部热交换器18的高压侧制冷剂通路18a(→带有分支功能的三通阀14)→室内用膨胀阀17b→室内蒸发器19→蒸发压力调整阀20(→三联接头16)→储液器21→内部热交换器18的低压侧制冷剂通路18b→压缩机11的吸入口侧。

[0106] 该制冷剂回路与专利权利要求书中所记载的第1制冷剂回路对应。此外,空调控制装置40以该制冷剂回路的结构,基于目标吹出温度TA0、传感器群的检测信号等,来决定各种控制对象机器的动作状态(朝向各种控制对象机器输出的控制信号)。

[0107] 例如,对于压缩机11的制冷剂排出能力(朝向压缩机11的电动机输出的控制信号)像以下那样地被决定。首先,基于目标吹出温度TA0,参照预先存储于空调控制装置40的控制图,来决定室内蒸发器19的目标制冷剂蒸发温度TE0。

[0108] 更具体而言,在该控制图中,决定成,伴随着目标吹出温度TA0的降低而使目标制冷剂蒸发温度TE0降低。此外,在该控制图中,决定成,目标制冷剂蒸发温度TE0成为以能够抑制室内蒸发器19的结霜方式决定的基准结霜防止温度(例如,1℃)以上。

[0109] 并且,基于目标蒸发器吹出温度与由蒸发器温度传感器检测出的蒸发器温度Tefin的偏差,以用反馈控制方法而蒸发器温度Tefin与目标蒸发器吹出温度接近的方式决定输出到压缩机11的电动机的控制信号。

[0110] 另外,对于室内用膨胀阀17b的节流开度(朝向室内用膨胀阀17b输出的控制信号),参照预先存储于空调控制装置40的控制图,朝向内部热交换器18的高压侧制冷剂通路

18a流入的高压侧制冷剂的过冷却度被决定成与目标过冷却度接近,以循环的制冷系数(COP)是最大值的方式决定目标过冷却度。

[0111] 另外,对于空气混合门34的开度(朝向空气混合门34用的电动促动器输出的控制信号),以空气混合门34将冷风旁通通路35设为全开,通过室内蒸发器19后的送风空气的全流量以通过冷风旁通通路35的方式被决定。

[0112] 此外,在制冷模式中,也可以对空气混合门34的开度进行控制,以使得通过送风空气温度传感器57检测的送风空气温度TAV与目标吹出温度TA0接近。

[0113] 并且,将如上述所决定的控制信号等向各种控制对象机器输出。之后,直到要求车辆用空调装置1的动作停止,在每个规定的控制周期,重复以下控制例行程序:上述的检测信号以及操作信号的读入→目标吹出温度TA0的算出→各种控制对象机器的动作状态决定→控制电压以及控制信号的输出。此外,这样的控制例行程序的重复在其他的运转模式时也同样进行。

[0114] 因此,在制冷模式时的制冷循环装置10中,从压缩机11排出的制冷剂向室外热交换器15流入。向室外热交换器15流入的制冷剂与从送风风扇送风的外气进行热交换而使焓减少。从室外热交换器15流出的制冷剂作为高压侧制冷剂向内部热交换器18的高压侧制冷剂通路18a流入。

[0115] 向高压侧制冷剂通路18a流入的高压侧制冷剂与流通于低压侧制冷剂通路18b的低压侧制冷剂进行热交换,进一步使焓减少。从高压侧制冷剂通路18a流出的制冷剂在室内用膨胀阀17b减压,向室内蒸发器19流入。

[0116] 向室内蒸发器19流入的制冷剂从由送风机32送风的送风空气吸热而蒸发。由此,送风空气被冷却。从室内蒸发器19流出的制冷剂经由蒸发压力调整阀20向储液器21流入而使气液分离。在储液器21分离的气相制冷剂作为低压侧制冷剂向内部热交换器18的低压侧制冷剂通路18b流入。

[0117] 向低压侧制冷剂通路18b流入的低压制冷剂与流通于高压侧制冷剂通路18a的高压侧制冷剂进行热交换而使焓增加,变成具有过热度的气相制冷剂。从低压侧制冷剂通路18b流出的具有过热度的气相制冷剂被吸入至压缩机11而被再次压缩。

[0118] 如上所述,在制冷模式的车辆用空调装置1中,通过将在制冷循环装置10的室内蒸发器19被冷却的送风空气向车室内吹出,能够进行车室内的制冷。

[0119] 此外,在被切换至制冷模式的制冷剂回路(第1制冷剂回路)的制冷循环装置10中,因为在内部热交换器18使从室外热交换器15流出的制冷剂(高压侧制冷剂)与从储液器21流出的气相制冷剂(低压侧制冷剂)进行热交换,所以使室内蒸发器19出口侧制冷剂的焓与入口侧制冷剂的焓的焓差(制冷能力)扩大,能够使循环的COP提高。

[0120] 此时,在内部热交换器18中,流通于高压侧制冷剂通路的高压侧制冷剂的流量(质量流量)与流通于低压侧制冷剂通路的低压侧制冷剂的流量(质量流量)相同。由此,能够抑制朝向室内蒸发器19流入的制冷剂不必要地变成过冷却度高的液相制冷剂。

[0121] 其结果,即使像本实施方式那样地采用由箱管型的热交换器构成的室内蒸发器19,也能够抑制室内蒸发器19的制冷剂的分配性恶化,能够抑制在室内蒸发器19冷却的送风空气中产生温度分布。

[0122] (b) 除湿制热模式

[0123] 在除湿制热模式中,空调控制装置40对第1三通阀12a的动作进行控制,以将压缩机11的排出口侧与室内散热器13的制冷剂入口侧连接,空调控制装置40对第2三通阀12b的动作进行控制,以将室外热交换器15的一方的制冷剂流入/流出口与三联接头16的一方的制冷剂流入/流出口连接。

[0124] 此外,空调控制装置40对带有分支功能的三通阀14的开闭机构14b的动作进行控制,以使带有分支功能的三通阀14的通路形成部14a作为上述的分支部发挥功能,将室外用膨胀阀17a及室内用膨胀阀17b双方变成节流状态。

[0125] 由此,在除湿制热模式中,如图2的实线箭头所示地构成制冷循环,使制冷剂按照以下顺序循环:压缩机11(→第1三通阀12a)→室内散热器13→带有分支功能的三通阀14的通路形成部14a→室内用膨胀阀17b→室内蒸发器19→蒸发压力调整阀20→三联接头16→储液器21→内部热交换器18的低压侧制冷剂通路18b→压缩机11,并且使制冷剂按照以下顺序循环:压缩机11→室内散热器13→带有分支功能的三通阀14的通路形成部14a→内部热交换器18的高压侧制冷剂通路18a→室外用膨胀阀17a→室外热交换器15(→第2三通阀12b)→三联接头16→储液器21→内部热交换器18的低压侧制冷剂通路18b→压缩机11。

[0126] 该除湿制热模式的制冷剂回路 with 专利权利要求书中所记载的第2制冷剂回路对应。此外,空调控制装置40以该制冷剂回路的结构,基于目标吹出温度TA0、传感器群的检测信号等来决定各种控制对象机器的动作状态。

[0127] 例如,对于压缩机11的制冷剂排出能力(朝向压缩机11的电动机输出的控制信号)像以下那样地被决定。首先,基于目标吹出温度TA0,参照预先存储于空调控制装置40的控制图,决定室内散热器13的目标冷凝压力PC0。更具体而言,在该控制图中,决定成伴随着目标吹出温度TA0的上升而使目标冷凝压力PC0上升。

[0128] 并且,基于该目标冷凝压力PC0与由高压侧压力传感器55检测出的高压侧制冷剂压力Pd的偏差,以采用反馈控制方法而高压侧制冷剂压力Pd与目标冷凝压力PC0接近的方式,决定输出到压缩机11的电动机的控制信号。

[0129] 另外,对于室外用膨胀阀17a的节流开度(朝向室外用膨胀阀17a输出的控制信号)以及室内用膨胀阀17b的节流开度(朝向室内用膨胀阀17b输出的控制信号),从带有分支功能的三通阀14流出的制冷剂(即,朝向室内用膨胀阀17b流入的制冷剂)的过冷却度被决定成与目标过冷却度接近,该目标过冷却度是以COP成为最大值的方式被规定的。

[0130] 此外,对于室内用膨胀阀17b的节流开度,朝向室内蒸发器19流入的制冷剂流量(质量流量)被决定成为预定的适当流量。此外,在本实施方式中,因为在室内蒸发器19的制冷剂流下游侧配置有蒸发压力调整阀20,所以室内用膨胀阀17b的节流开度比室外用膨胀阀17a的节流开度大。

[0131] 另外,对于空气混合门34的开度(朝向空气混合门34用的电动促动器输出的控制信号),被决定成,空气混合门34将冷风旁通通路35设为全闭,通过室内蒸发器19后的送风空气的全流量通过室内散热器13侧的空气通路。

[0132] 因此,在除湿制热模式时的制冷循环装置10中,制冷剂的状态如图4的莫里尔图所示那样地变化。即,从压缩机11排出的制冷剂(图4的a4点)向室内散热器13流入,与在室内蒸发器19被冷却且除湿的送风空气进行热交换而散热(图4的a4点→b4点)。由此,送风空气被加热。

[0133] 从室内散热器13流出的制冷剂流在带有分支功能的三通阀14被分支。在带有分支功能的三通阀14被分支的一方的制冷剂在室内用膨胀阀17b被减压(图4的b4点→c4点)。在室内用膨胀阀17b被减压的低压制冷剂向室内蒸发器19流入,从由送风机32送风的送风空气吸热而蒸发(图4的c4点→d4点)。由此,送风空气被冷却。

[0134] 此外,从室内蒸发器19流出的制冷剂在蒸发压力调整阀20被减压,变成与从室外热交换器15流出的制冷剂压力相同(图4的d4点→g4点)。从蒸发压力调整阀20流出的制冷剂向三联接头16流入,与从室外热交换器15流出的制冷剂合流。

[0135] 另外,在带有分支功能的三通阀14被分支的另一方的制冷剂作为高压侧制冷剂向内部热交换器18的高压侧制冷剂通路18a流入。向高压侧制冷剂通路18a流入的高压制冷剂与流通于低压侧制冷剂通路18b的低压侧制冷剂进行热交换,进一步使焓减少(图4的b4点→e4点)。

[0136] 从高压侧制冷剂通路18a流出的制冷剂在室外用膨胀阀17a被减压(图4的e4点→f4点),向室外热交换器15流入。向室外热交换器15流入的制冷剂,从由送风风扇送风的外气吸热而蒸发(图4的f4点→g4点)。

[0137] 从室外热交换器15流出的制冷剂向三联接头16流入,与从蒸发压力调整阀20流出的制冷剂合流。从三联接头16流出的制冷剂向储液器21流入而被气液分离。在储液器21分离出的气相制冷剂作为低压侧制冷剂向内部热交换器18的低压侧制冷剂通路18b流入。

[0138] 向低压侧制冷剂通路18b流入的低压侧制冷剂与流通于高压侧制冷剂通路18a的高压侧制冷剂进行热交换而使焓增加,变成具有过热度的气相制冷剂(图4的g4点→h4点)。从低压侧制冷剂通路18b流出的具有过热度的气相制冷剂被吸入至压缩机11而被再次压缩(图4的h4点→a4点)。

[0139] 如上所述,在除湿制热模式的车辆用空调装置1中,通过利用室内散热器13对在制冷循环装置10的室内蒸发器19被冷却且除湿的送风空气进行再加热并向车室内吹出,能够进行车室内的除湿制热。

[0140] 此外,在被切换至除湿制热模式的制冷剂回路(第2制冷剂回路)的制冷循环装置10中,因为使在带有分支功能的三通阀14的通路形成部14a被分支的室外热交换器15上游侧的高压侧制冷剂与在三联接头16合流的低压侧制冷剂进行热交换,所以使室外热交换器15的制冷能力扩大,能够使循环的COP提高。由此,能够有效地从外气吸热,该热用于在室外热交换器15对送风空气进行再加热。

[0141] 此时,在内部热交换器18中,流通于高压侧制冷剂通路18a的高压侧制冷剂的流量(质量流量)比流通于低压侧制冷剂通路18b的低压侧制冷剂的流量(质量流量)少。由此,虽然朝向室外热交换器15流入的制冷剂变成过冷却度高的液相制冷剂,但是不会导致向室内蒸发器19流入的制冷剂不必要地变成过冷却度高的液相制冷剂。

[0142] 因此,与制冷模式相同,能够抑制室内蒸发器19的制冷剂的分配性恶化,能够抑制在室内蒸发器19冷却的送风空气中产生温度分布。其结果,根据本实施方式的制冷循环装置10,能够实现空调对象空间的适当的除湿制热。

[0143] 此外,像本实施方式那样,在高压侧制冷剂通路18a的通路截面积形成得比低压侧制冷剂通路18b的通路截面积小的内部热交换器18中,通过向高压侧制冷剂通路18a流入的入口侧制冷剂的状态,流通于高压侧制冷剂通路18a的制冷剂的流量(质量流量)Gr容易大

幅变化。

[0144] 具体而言,如图5的图表所示,在入口侧制冷剂变成气液二相制冷剂时,与入口侧制冷剂变成液相制冷剂的情况相比,入口侧制冷剂的制冷剂密度 ρ 大幅降低。由此,通过循环的负载变动等,在入口侧制冷剂从液相制冷剂向气液二相制冷剂变化时,流量 Gr 也大幅降低。

[0145] 此外,流量 Gr 由以下数学式F2定义。

$$Gr = A \times (2 \times \rho \times \Delta P)^{0.5} \dots (F2)$$

[0147] 在此, A 是高压侧制冷剂通路18a的通路截面积, ΔP 是高压侧制冷剂通路18a入口侧制冷剂的压力减去出口侧制冷剂的压力而得到的压力差。

[0148] 相对于此,在本实施方式的制冷循环装置10中,在切换到除湿制热模式的制冷剂回路时,在从带有分支功能的三通阀14的通路形成部14a至室外热交换器15的另一方的制冷剂流入/流出口的制冷剂流路中配置有内部热交换器18的高压侧制冷剂通路18a。

[0149] 因此,通过循环的负载变动等,即使入口侧制冷剂的状态变化,也能够抑制从带有分支功能的三通阀14的通路形成部14a向室内蒸发器19侧流出的制冷剂的流量大幅降低。其结果,能够抑制流通于室内蒸发器19的制冷剂的流量不足,能够实现空调对象空间的更加适当的除湿制热。

[0150] 另外,在本实施方式的制冷循环装置10中,因为具备储液器21,所以向内部热交换器18的低压侧制冷剂通路18b流入的制冷剂能够设成饱和气相制冷剂。因此,能够将从低压侧制冷剂通路18b流出的制冷剂可靠地设成具有过热度的气相制冷剂,能够防止压缩机11的液体压缩。

[0151] 另外,在本实施方式的制冷循环装置10中,因为具备蒸发压力调整阀20,所以能够抑制室内蒸发器19的结霜(起霜)。此外,在除湿制热模式时,因为能够使室内热交换器15的制冷剂蒸发温度相对于室内蒸发器19的制冷剂蒸发温度降低,所以能够使室外热交换器15的制冷剂的吸热量增加,能够使室内散热器13的送风空气的加热能力增加。

[0152] (第2实施方式)

[0153] 在本实施方式中,相对于第1实施方式,如图6、图7的整体结构图所示,对将制冷循环装置10的回路结构进行变更的例子进行说明。

[0154] 具体而言,在本实施方式的压缩机11的排出口侧连接有室内散热器13的制冷剂的入口侧。在室内散热器13的制冷剂入口侧连接有作为对从室内散热器13流出的制冷剂流进行分支的分支部发挥功能的第2三联接头16a的制冷剂流入口侧。第2三联接头16a的基本结构与在第1实施方式中所说明的三联接头16相同。

[0155] 更详细而言,在第2三联接头16a中,三个制冷剂入口中的两个制冷剂入口用作制冷剂流出口,剩余的一个制冷剂入口用作制冷剂流入口。此外,在以下的说明中,将三联接头16记载成第1三联接头16以便于说明的明确化。此外,后述的第3三联接头16b、第4三联接头16c的基本结构与第1三联接头16相同。

[0156] 在第2三联接头16a的一方的制冷剂流出口侧经由室外用膨胀阀17a连接有室外热交换器15的制冷剂入口侧。在室外热交换器15的制冷剂流出口侧连接有第3三联接头16b的制冷剂流入口侧。

[0157] 在第3三联接头16b的一方的制冷剂流出口侧经由旁通通路23连接有第1三联接头

16的一方的制冷剂流入口侧。旁通通路23是至少在除湿制热模式时,使从室外热交换器15流出的制冷剂绕过内部热交换器18的高压侧制冷剂通路18a而向储液器21的入口侧流动的制冷剂通路。

[0158] 在该旁通通路23配置有作为对旁通通路23进行开闭的开闭装置的旁通通路用开闭阀23a。旁通通路用开闭阀23a是通过从空调控制装置40输出的控制电压来控制其动作的电磁阀。

[0159] 在第3三联接头16b的另一方的制冷剂流出口连接有内部热交换器18的高压侧制冷剂通路18a的入口侧。在高压侧制冷剂通路18a的出口侧经由止回阀24连接有第4三联接头16c的一方的制冷剂流入口。该止回阀24起到仅容许制冷剂从高压侧制冷剂通路18a的出口侧向第4三联接头16c侧流动的功能。

[0160] 在第4三联接头16c的制冷剂出口经由室内膨胀阀17b连接有室内蒸发器19的制冷剂入口侧。

[0161] 此外,在第2三联接头16a的另一方的制冷剂流出口侧连接有第4三联接头16c的另一方的制冷剂流入口侧。此外,在第2三联接头16a的另一方的制冷剂流出口与第4三联接头16c的另一方的制冷剂流入口连接的制冷剂通路中,设置有作为对该制冷剂通路进行开闭且切换制冷剂回路的制冷剂回路切换部的开闭阀25。该开闭阀25的基本结构与旁通通路用开闭阀23a相同。

[0162] 从以上的说明可明确,在本实施方式的制冷循环装置10中,相对于第1实施方式,废除了作为制冷剂回路切换部的第1三通阀12a、第2三通阀12b以及带有分支功能的三通阀14。由此,如图8所示,在本实施方式的空调控制装置40中,对开闭阀25的动作进行控制的结构构成制冷剂回路控制部40b。另外,对旁通通路用开闭阀23a的动作进行控制的结构构成旁通通路控制部40e。

[0163] 其他的制冷循环装置10及室内空调单元30的结构与第1实施方式相同。

[0164] 接着,对上述结构的本实施方式的车辆用空调装置1的动作进行说明。本实施方式的车辆用空调装置1的基本动作与第1实施方式相同。因此,在本实施方式的车辆用空调装置1中,能够对在制冷模式中的运转以及除湿制热模式中的运转进行切换。

[0165] (a) 制冷模式

[0166] 在本实施方式的制冷模式中,空调控制装置40,将开闭阀25关闭,将旁通通路用开闭阀23a关闭,将室外用膨胀阀17a设为全开,将室内用膨胀阀17b设成发挥与第1实施方式的制冷模式相同的制冷剂减压作用的节流状态。

[0167] 由此,在制冷模式中,如图6的实线箭头所示,构成使制冷剂按照以下顺序循环的制冷循环:压缩机11(→室内散热器13→第2三联接头16a→室外用膨胀阀17a)→室外热交换器15(→第3三联接头16b)→内部热交换器18的高压侧制冷剂通路18a(→止回阀24→第4三联接头16c)→室内用膨胀阀17b→室内蒸发器19→蒸发压力调整阀20(→第1三联接头16)→储液器21→内部热交换器18的低压侧制冷剂通路18b→压缩机11的吸入口侧。

[0168] 该制冷剂回路与专利权利要求书中所记载的第3制冷剂回路对应。此外,空调控制装置40以该制冷剂回路的结构,基于目标吹出温度TA0、传感器群的检测信号等从而将各种控制对象机器的动作状态决定成与第1实施方式的制冷模式相同。

[0169] 因此,在制冷模式时的制冷循环装置10中,从压缩机11排出的制冷剂向室内散热

器13流入。在制冷模式中,因为空气混合门34将冷风旁通通路35设为全开,所以向室内散热器13流入的制冷剂不是向送风空气散热而是从室内散热器13流出。

[0170] 从室内散热器13流出的制冷剂经由第2三联接头16a以及全开的室外用膨胀阀17a向室外热交换器15流入。朝向室外热交换器15流入的制冷剂与从送风风扇送风的外气进行热交换而使焓减少。从室外热交换器15流出的制冷剂作为高压侧制冷剂向内部热交换器18的高压侧制冷剂通路18a流入。

[0171] 朝向高压侧制冷剂通路18a流入的高压侧制冷剂与流通于低压侧制冷剂通路18b的低压侧制冷剂进行热交换,进一步使焓减少。从高压侧制冷剂通路18a流出的制冷剂经由止回阀24以及第4三联接头16c向室内用膨胀阀17b流入。

[0172] 在室内用膨胀阀17b被减压的制冷剂向室内蒸发器19流入,从由送风机32送风的送风空气吸热而蒸发。由此,送风空气被冷却。以后的动作与第1实施方式相同。

[0173] 如上所述,在制冷模式的车辆用空调装置1中,通过将在制冷循环装置10的室内蒸发器19被冷却的送风空气向车室内吹出,从而能够进行车室内的制冷,能够得到与第1实施方式相同的效果。

[0174] (b) 除湿制热模式

[0175] 在本实施方式的除湿制热模式中,空调控制装置40将开闭阀25打开,将旁通通路用开闭阀23a打开,将室外用膨胀阀17a及室内用膨胀阀17b设成发挥与第1实施方式的除湿制热模式相同的制冷剂减压作用的节流状态。

[0176] 由此,在除湿制热模式中,如图7的实线箭头所示,构成如下的制冷循环,使制冷剂按照以下顺序循环:压缩机11→室内散热器13→第2三联接头16a(→开闭阀25→第4三联接头16c)→室内用膨胀阀17b→室内蒸发器19→蒸发压力调整阀20→第1三联接头16→储液器21→内部热交换器18的低压侧制冷剂通路18b→压缩机11,并且使制冷剂按照以下顺序循环:压缩机11→室内散热器13→第2三联接头16a→室外用膨胀阀17a→室外热交换器15(→第3三联接头16b→旁通通路23)→第1三联接头16→储液器21→内部热交换器18的低压侧制冷剂通路18b→压缩机11。

[0177] 该除湿制热模式的制冷剂回路与专利权利要求书中所记载的第4制冷剂回路对应。此外,空调控制装置40以该制冷剂回路的结构,基于目标吹出温度TA0、传感器群的检测信号等,将各种控制对象机器的动作状态决定成与第1实施方式的除湿制热模式相同。

[0178] 因此,在除湿制热模式时的制冷循环装置10中,制冷剂的状态如图9的莫里尔图所示那样地变化。即,从压缩机11排出的制冷剂(图9的a9点)向室内散热器13流入,与在室内蒸发器19被冷却且除湿的送风空气进行热交换而散热(图9的a9点→b9点)。由此,送风空气被加热。

[0179] 从室内散热器13流出的制冷剂流因为开闭阀25打开所以在第2三联接头16a被分支。从第2三联接头16a的另一方的制冷剂流出口流出的制冷剂经由第4三联接头16c向室内用膨胀阀17b流入且被减压(图9的b9点→c9点)。此时,通过止回阀24的作用,制冷剂不会从第4三联接头16c向内部热交换器18的高压侧制冷剂通路18a侧流出。

[0180] 在室内用膨胀阀17b被减压的低压制冷剂向室内用蒸发器19流入,从由送风机32送风的送风空气吸热而蒸发(图9的c点→d点)。由此,送风空气被冷却。

[0181] 此外,从室内蒸发器19流出的制冷剂在蒸发压力调整阀20被减压,变成与从室外

热交换器15流出的制冷剂的压力相同(图9的d9点→g9点)。从蒸发压力调整阀20流出的制冷剂向第1三联接头16流入,与从室外热交换器15流出的制冷剂合流。

[0182] 另外,从第2三联接头16a的一方的制冷剂流出口流出的制冷剂在室外用膨胀阀17a被减压(图9的b9点→f9点),向室外热交换器15流入。在室外用膨胀阀17a被减压的制冷剂向室外热交换器15流入,从由送风风扇送风的外气吸热(图9的f9点→g9点)。

[0183] 从室外热交换器15流出的制冷剂,因为旁通通路用开闭阀23a打开,所以经由旁通通路23向第1三联接头16流入,与从蒸发压力调整阀20流出的制冷剂合流。从三联接头16流出的制冷剂向储液器21流入而被气液分离。在储液器21分离出的气相制冷剂向内部热交换器18的低压侧制冷剂通路18b流入。

[0184] 此时,因为高压侧制冷剂不会流通于内部热交换器18的高压侧制冷剂通路18a,所以向低压侧制冷剂通路18b流入的制冷剂不会使焓增加,而是从低压侧制冷剂通路18b流出。并且,从低压侧制冷剂通路18b流出的制冷剂被吸入至压缩机11被再次压缩(图9的g9点→a9点)。

[0185] 如上所述,在除湿制热模式的车辆用空调装置1中,通过将在制冷循环装置10的室内蒸发器19冷却且除湿的送风空气在室内散热器13再加热而向车室内吹出,从而能够进行车室内的除湿制热。

[0186] 此外,在被切换至除湿制热模式的制冷剂回路(第4制冷剂回路)的制冷循环装置10中,因为旁通通路用开闭阀23a将旁通通路23打开,所以内部热交换器18的高压侧制冷剂与低压侧制冷剂不会进行热交换。由此,不会导致朝向室内蒸发器19流入的制冷剂不必要地变成过冷却度高的液相制冷剂。

[0187] 因此,与第1实施方式相同,能够抑制室内蒸发器19的制冷剂的分配性恶化,能够抑制在室内蒸发器19冷却的送风空气中产生温度分布。其结果,根据本实施方式的制冷循环装置10,能够实现空调对象空间的适当的除湿制热,能够得到与第1实施方式相同的效果。

[0188] (其他实施方式)

[0189] 本发明不限于上述的实施方式,在不脱离本发明的主旨的范围内,能够进行以下那样的各种变形。

[0190] (1) 在上述的实施方式中,对将本发明的制冷循环装置10应用到搭载于电力汽车的车辆用空调装置1的例子进行了说明,但本发明的应用不限于此。例如,也可以应用到搭载于从内燃机(发动机)获得车辆行驶用的驱动力的通常的车辆的车用空调装置,也可以应用到搭载于从行驶用电动机以及内燃机双方获得行驶用的驱动力的混合动力车辆的车辆用空调装置。

[0191] 另外,在制冷循环装置10应用于具有内燃机的车辆的情况下,也可以设置将作为送风空气的辅助加热装置的内燃机的冷却水作为热源对送风空气进行加热的加热器芯。此外,本发明的制冷循环装置10不限于车辆用,也可以应用于安置型的空调装置等。

[0192] (2) 在上述的实施方式中,对制冷循环装置10进行了说明,该制冷循环装置10在室内散热器13中使压缩机11排出制冷剂与送风空气进行热交换,将压缩机11排出制冷剂作为热源直接对送风空气进行加热,但室内散热器13的送风空气的加热状态不限于此。

[0193] 例如,设置使热介质循环的热介质循环回路,将室内散热器构成为使压缩机排出

制冷剂与热介质进行热交换的水—制冷剂热交换器,此外,也可以配置在热介质循环回路中使在室内散热器被加热的热介质与送风空气进行热交换而对送风空气进行加热的加热用的热交换器。即,室内散热器也可以将压缩机排出制冷剂(循环的高压侧制冷剂)作为热源经由热介质间接地对送风空气进行加热。

[0194] 此外,在制冷循环装置10应用于具有内燃机的车辆的情况下,也可以将内燃机的冷却水作为热介质而使其在热介质循环回路流通。另外,在电力汽车中,也可以将对电池或电气机器进行冷却的冷却水作为热介质而使其在热介质循环回路流通。

[0195] (3) 在上述的实施方式中,对构成为能够切换制冷模式和除湿制热模式的制冷循环装置10进行了说明,但此外,制冷循环装置10也可以切换到对送风空气进行加热而对车室内进行制热的制热模式。

[0196] 例如,在第1实施方式的制冷循环装置10中,采用能够将室内散热器13的制冷剂出口侧与高压侧制冷剂通路18a的另一方的流入/流出口连接的结构作为带有分支功能的三通阀14,采用将制冷剂通路全闭的带有全闭功能的结构作为室内用膨胀阀17b。

[0197] 并且,在制热模式时,可以切换到使制冷剂按照以下顺序循环的制冷剂回路:压缩机11(→第1三通阀12a)→室内散热器13(→带有分支功能的三通阀14)→内部热交换器18的高压侧制冷剂通路18a→室外用膨胀阀17a→室外热交换器15(→第2三通阀12b)→三联接头16→储液器21→内部热交换器18的低压侧制冷剂通路18b→压缩机11的吸入口侧。

[0198] 此外,在第2实施方式的制冷循环装置10中,采用将制冷剂通路全闭的带有全闭功能的结构作为室内用膨胀阀17b。

[0199] 并且,在制热模式时,可以切换到使制冷剂循环按照以下顺序的制冷剂回路:压缩机11→室内散热器13(→第2三联接头16a)→室外用膨胀阀17a→室外热交换器15(→第3三联接头16b→旁通通路23)→第1三联接头16→储液器21→内部热交换器18的低压侧制冷剂通路18b→压缩机11的吸入口侧。

[0200] 此外,在目标吹出温度 T_{A0} 是制冷基准温度 α 以上的情况下,制热模式也可以在制冷开关不接通的情况下实施。

[0201] (4) 在上述的第2实施方式中,对设有使制冷剂绕过内部热交换器18的高压侧制冷剂通路18a地流动的旁通通路23的例子进行了说明,但是,当然,在除湿制热模式时,也可以配置使制冷剂绕过低压侧制冷剂通路18b地流动的旁通通路。此外,设置多个旁通通路,在除湿制热模式时,也可以配置使制冷剂绕过高压侧制冷剂通路18a以及低压侧制冷剂通路18b的双方地流动的旁通通路。

[0202] (5) 在上述的第1实施方式中,对采用第1三通阀12a、第2三通阀12b等作为制冷剂回路切换部的例子进行了说明,但制冷剂回路切换部的结构不限于于此。例如,也可以通过使对三联接头与三联接头的各流入/流出口进行开闭的开闭阀(电磁阀)组合,从而构成制冷剂回路切换部。

[0203] (6) 在上述的实施方式中,对通过执行空调控制程序而切换各运转模式的例子进行了说明,但各运转模式的切换不限于于此。例如,也可以在操作板设置对各运转模式进行设定的运转模式设定开关,根据该运转模式设定开关的操作信号来切换运转模式。

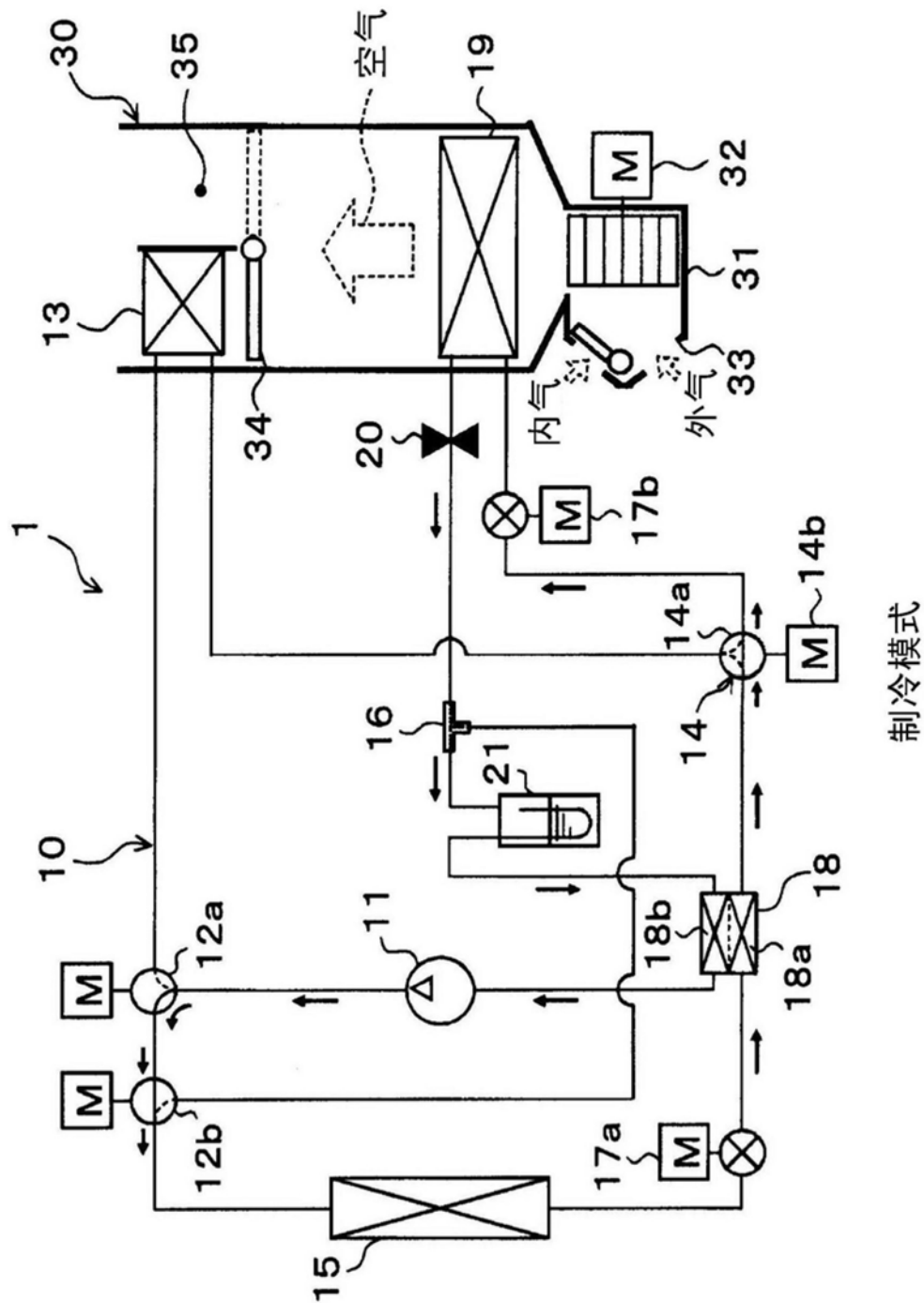


图1

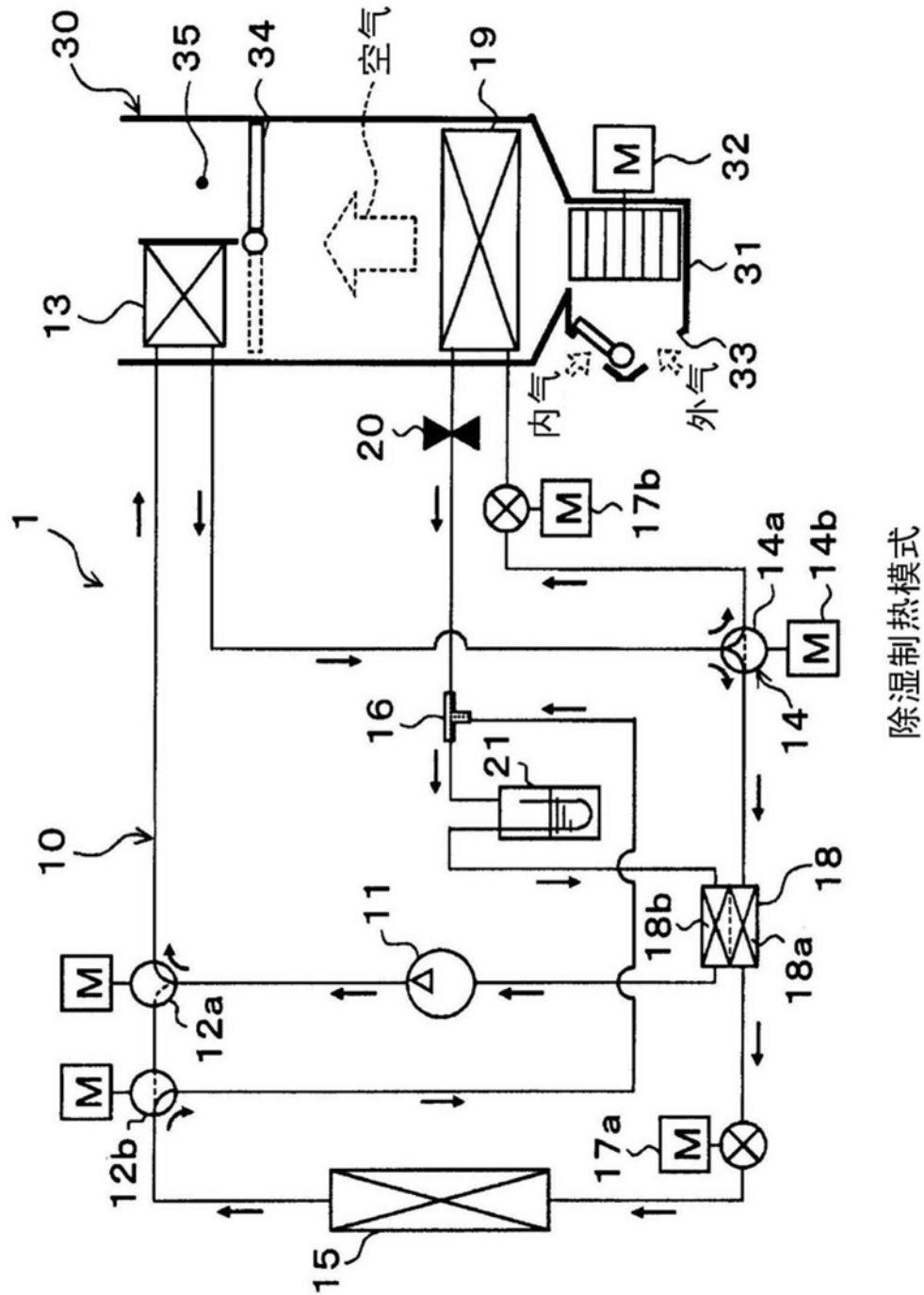


图2

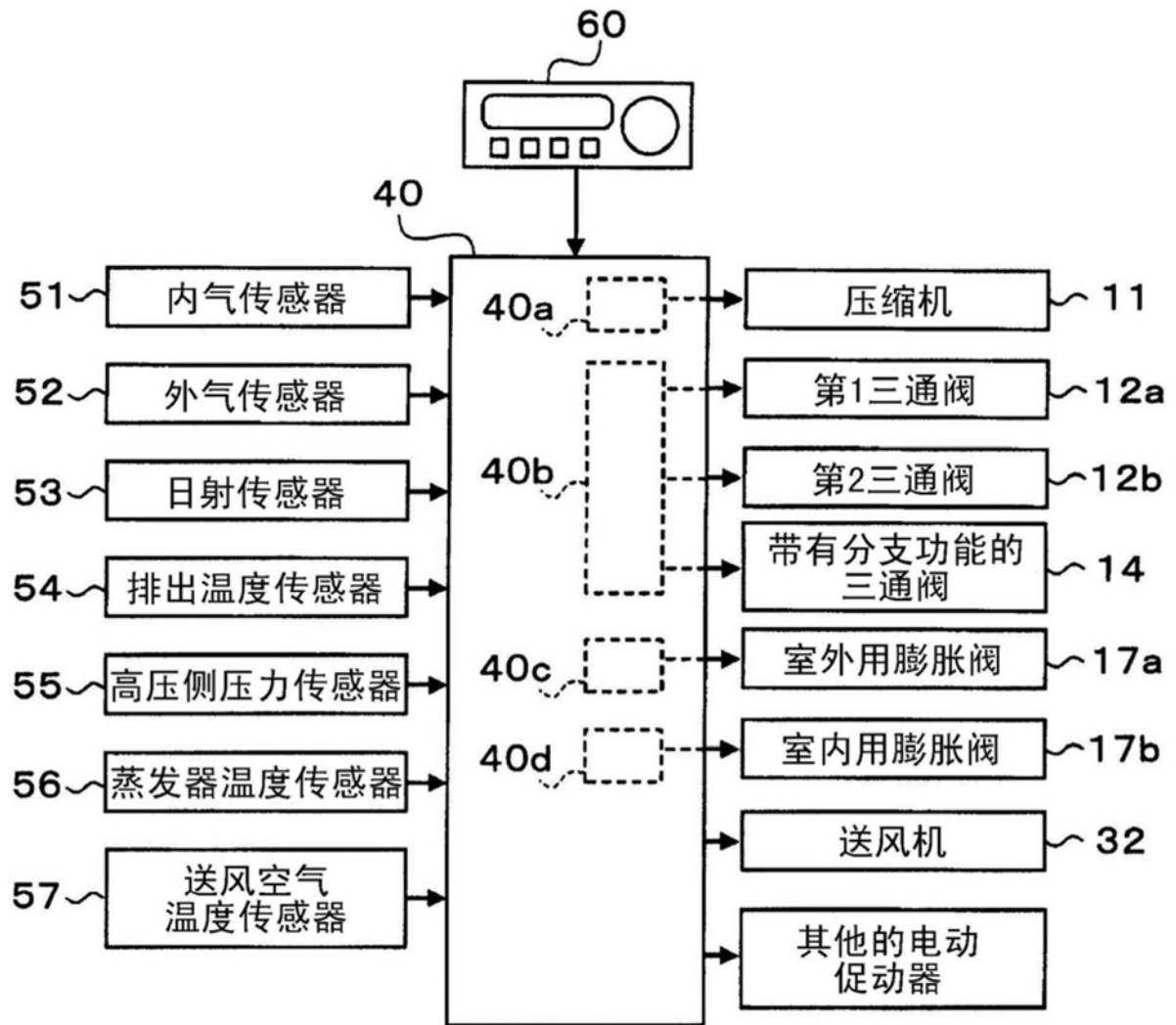


图3

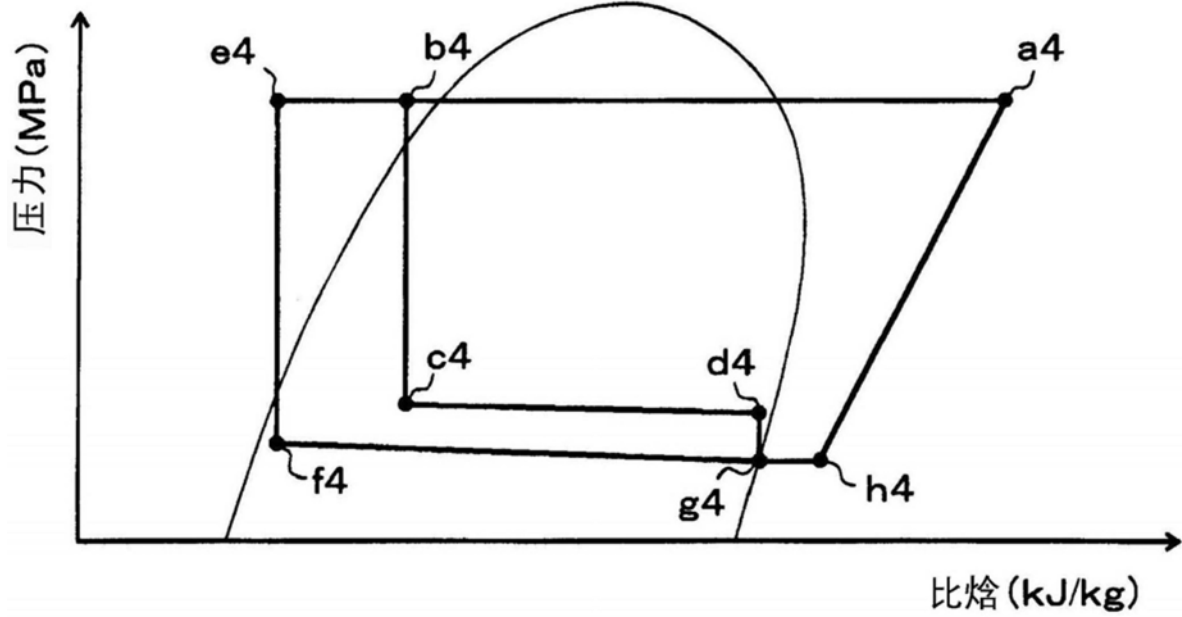


图4

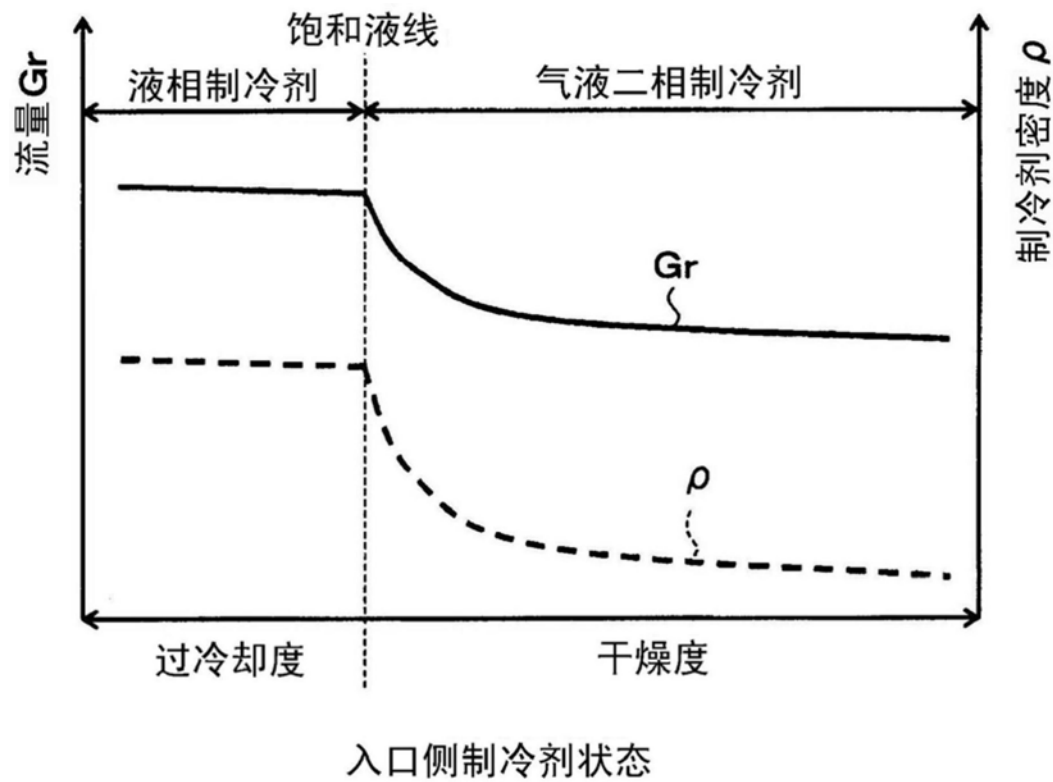


图5

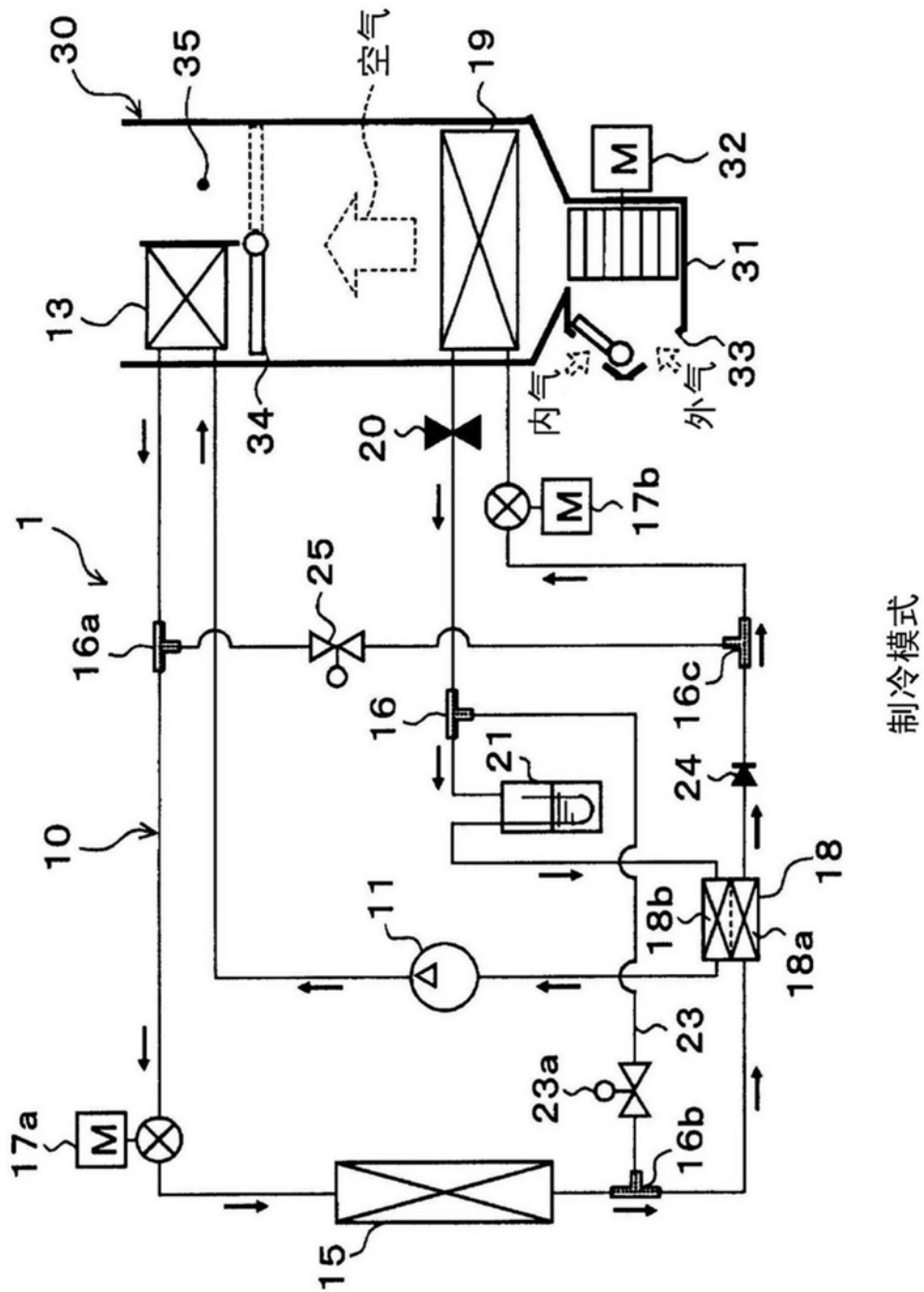


图6

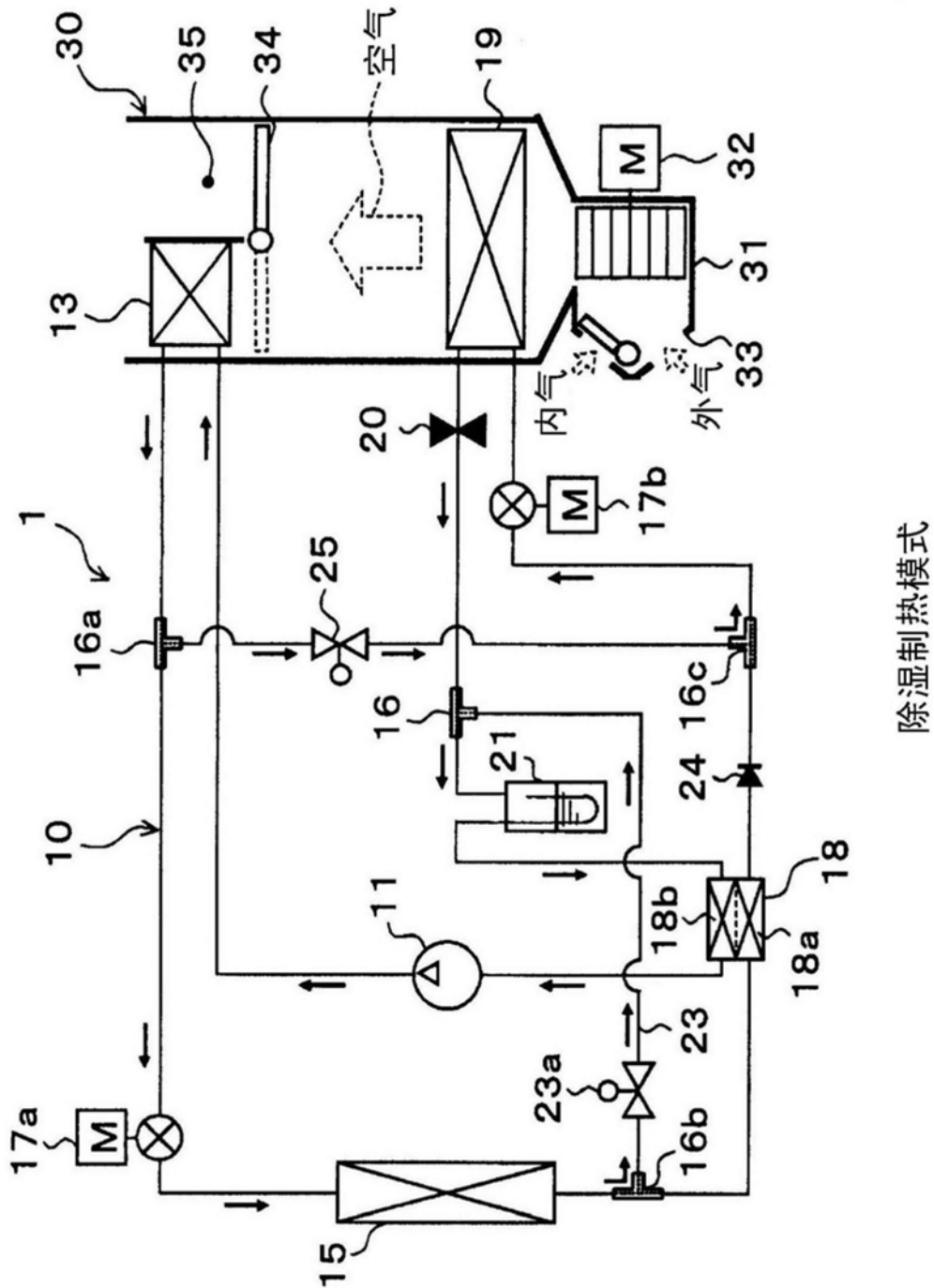


图7

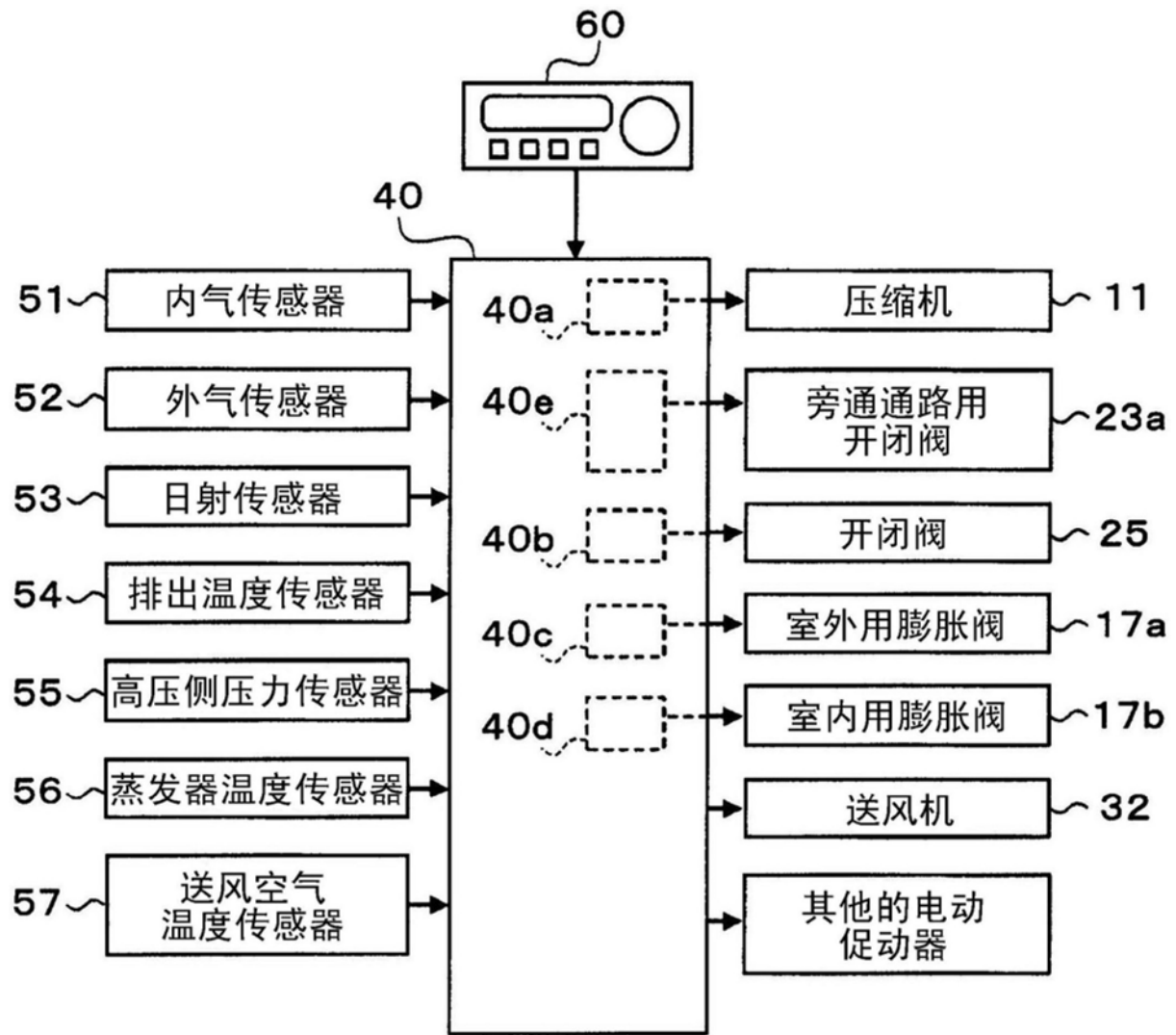


图8

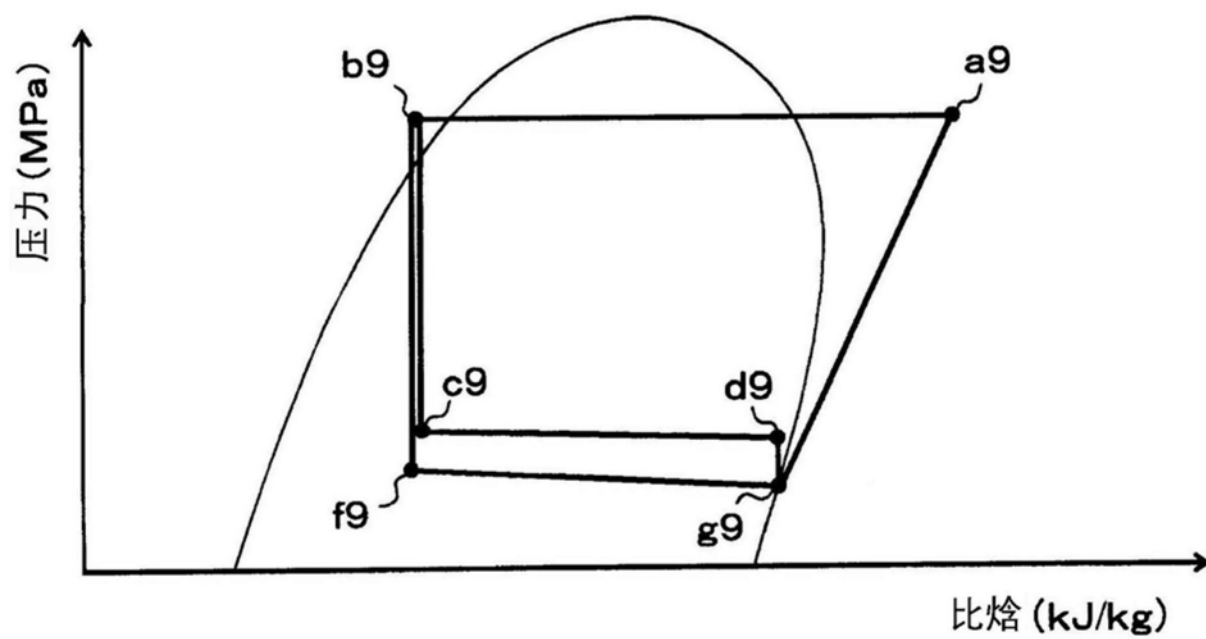


图9