



(12) 发明专利

(10) 授权公告号 CN 111051793 B

(45) 授权公告日 2022.03.29

(21) 申请号 201780094386.9

(22) 申请日 2017.09.07

(65) 同一申请的已公布的文献号
申请公布号 CN 111051793 A

(43) 申请公布日 2020.04.21

(85) PCT国际申请进入国家阶段日
2020.02.28

(86) PCT国际申请的申请数据
PCT/JP2017/032238 2017.09.07

(87) PCT国际申请的公布数据
W02019/049255 JA 2019.03.14

(73) 专利权人 三菱电机株式会社
地址 日本东京

(72) 发明人 岛津裕辅

(74) 专利代理机构 中国贸促会专利商标事务所
有限公司 11038

代理人 韩卉

(51) Int.Cl.
F25B 1/00 (2006.01)
F24F 11/89 (2018.01)
F24F 11/84 (2018.01)

(56) 对比文件
CN 103836847 A, 2014.06.04
CN 105042943 A, 2015.11.11
CN 102016446 A, 2011.04.13
CN 106196430 A, 2016.12.07
JP 特开2007-163085 A, 2007.06.28

审查员 薛明军

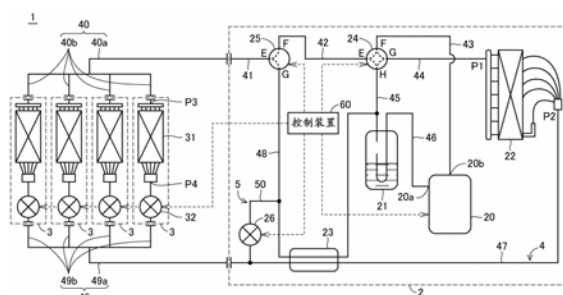
权利要求书2页 说明书11页 附图7页

(54) 发明名称

空气调节装置

(57) 摘要

空气调节装置(1)具备:过冷热交换器(23),其用于使在室外热交换器(22)与膨胀阀(32)之间的第一流路中流动的制冷剂过冷;流路切换阀(25),其将室内热交换器(31)与压缩机(20)之间的流路切换为不通过过冷热交换器(23)的第二流路和通过过冷热交换器(23)的第三流路中的任意流路;旁通回路(5),其从第一流路分支,通过过冷热交换器(23)而与主回路(4)合流;旁通调整阀(26),其设置于旁通回路(5);以及控制装置(60)。控制装置(60)在制冷运转中,在不是低负荷时,选择第二流路,并且打开旁通调整阀(26),在低负荷时,选择第三流路,并且关闭旁通调整阀(26)。



1. 一种空气调节装置,具备:
包括压缩机和室外热交换器的室外单元;
包括膨胀阀和室内热交换器的至少1台室内单元;以及
使制冷剂在所述压缩机、所述室外热交换器、所述膨胀阀以及所述室内热交换器中循环的主回路,

其中,
所述主回路包括所述室外热交换器与所述膨胀阀之间的第一流路,
所述空气调节装置还具备用于使在所述第一流路中流动的制冷剂过冷的过冷热交换器,

所述主回路包括不通过所述过冷热交换器的第二流路和通过所述过冷热交换器的第三流路来作为所述室内热交换器与所述压缩机之间的流路,

所述空气调节装置还具备:
流路切换阀,其将所述室内热交换器与所述压缩机之间的流路切换为所述第二流路和所述第三流路中的任意流路;

旁通回路,其从所述第一流路分支,通过所述过冷热交换器而与所述主回路合流;

旁通调整阀,其设置于所述旁通回路;以及

控制装置,其用于控制所述流路切换阀和所述旁通调整阀,
在制冷运转中,

在与所述主回路的制冷剂流量相关的参数表示制冷剂流量比基准值多时,所述控制装置控制所述流路切换阀以将所述室内热交换器与所述压缩机之间的流路切换为所述第二流路,并且打开所述旁通调整阀,

在所述参数表示制冷剂流量比所述基准值少时,所述控制装置控制所述流路切换阀以将所述室内热交换器与所述压缩机之间的流路切换为所述第三流路,并且关闭所述旁通调整阀,

所述参数是所述压缩机的运转频率或所述至少1台室内单元所包括的多个室内单元中的运转中的室内单元的台数。

2. 根据权利要求1所述的空气调节装置,其中,

在所述压缩机形成有用于吸入所述制冷剂的吸入口和用于排出所述制冷剂的排出口,
所述主回路包括:

第一管,其构成为与所述室内热交换器连通;

第二管,其构成为不通过所述过冷热交换器;以及

第三管,其构成为通过所述过冷热交换器,并且与所述吸入口连通,

所述室外单元还包括四通阀,所述四通阀构成为在制冷运转中,使所述第二管与所述吸入口连通,并且使所述室外热交换器与所述排出口连通,在制热运转中,使所述第二管与所述排出口连通,并且使所述室外热交换器与所述吸入口连通,

所述四通阀由所述吸入口与所述排出口的压差来驱动,

所述流路切换阀构成为使所述第一管与所述第二管和所述第三管中的任一方连通,使所述第二管和所述第三管的另一方关闭,

通过使所述第一管与所述第二管连通而形成所述第二流路,

通过使所述第一管与所述第三管连通而形成所述第三流路，

在从制冷运转切换为制热运转时，所述控制装置控制所述流路切换阀以使所述第一管与所述第三管连通之后使所述第一管与所述第二管连通。

空气调节装置

技术领域

[0001] 本公开涉及空气调节装置,尤其涉及具备用于在制冷运转时使膨胀阀的上游侧的制冷剂过冷的热交换器的空气调节装置。

背景技术

[0002] 以往,已知有相对于1台室外单元而相互并联地连接有多台室内单元的空气调节装置。在这样的空气调节装置中,在室内单元配置膨胀阀。优选仅液相制冷剂流入膨胀阀。若液相和气相共存的两相制冷剂流入膨胀阀,则液相和气相交替地不连续地通过,因此产生压力变动,从膨胀阀产生制冷剂音。为了抑制这样的制冷剂音的产生,开发了设置用于使膨胀阀的上游侧的制冷剂过冷的热交换器的技术。

[0003] 例如,在日本特开2001-317832号公报(专利文献1)中公开了一种过冷热交换器,在制冷运转时,使从室外热交换器向膨胀阀流动的高压的制冷剂与从室内热交换器向压缩机流动的低压的制冷剂之间进行热交换,从而使高压的制冷剂过冷。

[0004] 在日本特开平10-68553号公报(专利文献2)中公开了一种过冷热交换器,使在冷凝器与膨胀阀之间从主回路分支并通过了毛细管的低压的旁通流制冷剂与在主回路中流动的高压的主流制冷剂之间进行热交换,从而使主流制冷剂过冷。

[0005] 现有技术文献

[0006] 专利文献

[0007] 专利文献1:日本特开2001-317832号公报

[0008] 专利文献2:日本特开平10-68553号公报

发明内容

[0009] 发明所要解决的课题

[0010] 在日本特开2001-317832号公报记载的技术中,从室内热交换器到压缩机的流路通过过冷热交换器,因此,若制冷负荷变大,则该流路中的压力损失增大。为了抑制该压力损失,需要使过冷热交换器大型化,过冷热交换器所需的成本增大。

[0011] 在日本特开平10-68553号公报记载的技术中,从室内热交换器到压缩机的流路不通过过冷热交换器,因此,能够抑制该流路中的压力损失的增大。但是,由于循环的主流制冷剂的一部分作为旁通流制冷剂通过过冷热交换器,因此在制冷负荷变小的情况下,从过冷热交换器到膨胀阀的主流制冷剂的流量变得过少。结果,在主流制冷剂流过从过冷热交换器到膨胀阀的配管时,主流制冷剂经由该配管从外部空气接收的吸热量变大,在膨胀阀的入口处制冷剂的一部分成为气相,有可能从膨胀阀产生制冷剂音。

[0012] 本公开的目的在于提供一种空气调节装置,能够抑制室内热交换器与压缩机之间的压力损失的增大,并且能够抑制膨胀阀中的制冷剂音的产生。

[0013] 用于解决课题的手段

[0014] 本公开的空气调节装置具备:包括压缩机和室外热交换器的室外单元;包括膨胀

阀和室内热交换器的至少1台室内单元;使制冷剂在压缩机、室外热交换器、膨胀阀以及室内热交换器中循环的主回路。主回路包括室外热交换器与膨胀阀之间的第一流路。空气调节装置还具备用于使在第一流路中流动的制冷剂过冷的过冷热交换器。主回路包括不通过过冷热交换器的第二流路和通过过冷热交换器的第三流路来作为室内热交换器与压缩机之间的流路。空气调节装置还具备流路切换阀、旁通回路、旁通调整阀以及控制装置。流路切换阀将室内热交换器与压缩机之间的流路切换为第二流路和第三流路中的任意流路。旁通回路从第一流路分支,通过过冷热交换器而与主回路合流。旁通调整阀设置于旁通回路。控制装置控制流路切换阀和旁通调整阀。在制冷运转中,在与主回路的制冷剂流量相关的参数表示制冷剂流量比基准值多时,控制装置控制流路切换阀以将室内热交换器与压缩机之间的流路切换为第二流路,并且打开旁通调整阀。在制冷运转中,在参数表示制冷剂流量比基准值少时,控制装置控制流路切换阀以将室内热交换器与压缩机之间的流路切换为第三流路,并且关闭旁通调整阀。

[0015] 发明效果

[0016] 根据本公开,在参数表示制冷剂流量比基准值少的低负荷的情况下,关闭旁通调整阀,因此,能够抑制从过冷热交换器到膨胀阀之间的制冷剂的吸热量,能够抑制从膨胀阀产生的制冷剂音。在参数表示制冷剂流量比基准值多的非低负荷的情况下,室内热交换器与压缩机之间的流路切换为不通过过冷热交换器的第二流路。由此,能够抑制室内热交换器与压缩机之间的流路中的压力损失的增大。根据以上方式,能够提供一种空气调节装置,其能够抑制室内热交换器与压缩机之间的压力损失的增大,并且能够抑制膨胀阀中的制冷剂音的产生。

附图说明

[0017] 图1是表示实施方式的空气调节装置的图。

[0018] 图2是表示空气调节装置的运转模式与四通阀、流路切换阀以及旁通调整阀的状态之间的关系图。

[0019] 图3是表示第一制冷运转模式下的主回路及旁通回路的图。

[0020] 图4是表示第二制冷运转模式下的主回路的图。

[0021] 图5是表示制冷运转时的、第一流路中的刚通过过冷热交换器后的制冷剂的焓的曲线图。

[0022] 图6是表示制冷运转时的、制冷剂在液体管中流动时的吸热量的曲线图。

[0023] 图7是表示制冷运转时的、膨胀阀的入口处的制冷剂的焓的曲线图。

[0024] 图8是表示不是低负荷时的制冷运转中的、室内热交换器与压缩机之间的流路中的压力损失的降低量的曲线图。

[0025] 图9是表示制热运转模式下的主回路及旁通回路的图。

具体实施方式

[0026] 以下,参照附图对本公开的实施方式进行详细说明。以下,对多个实施方式进行说明,但从申请当初就预计将各实施方式中说明的结构进行适当组合。此外,对图中相同或者相当的部分标注相同的附图标记,不重复其说明。

[0027] 图1是表示实施方式的空气调节装置1的图。参照图1,空气调节装置1具备包括压缩机20和室外热交换器22的室外单元2、以及包括膨胀阀32和室内热交换器31的多个室内单元3。在压缩机20形成有用于吸入制冷剂的吸入口20a和用于排出制冷剂的排出口20b。空气调节装置1还具备使制冷剂在压缩机20、室外热交换器22、膨胀阀32及室内热交换器31中循环的主回路4。

[0028] 空气调节装置1还具备:储液器21、过冷热交换器23、四通阀24、流路切换阀25、旁通调整阀26、以及从主回路4分支并返回到主回路4的旁通回路5。在本实施方式中,储液器21、过冷热交换器23、四通阀24、流路切换阀25、旁通调整阀26、以及旁通回路5配置在室外单元2内。但是,这些结构的一部分也可以配置在室外单元2的外部。在四通阀24上形成有四个端口E~H。流路切换阀25是三通阀,在流路切换阀25形成有3个端口E~G。

[0029] 主回路4包括配置在室外单元2内的管41~48、以及连接室外单元2和多个室内单元3的气体管40和液体管49。主回路4根据运转模式而变更。旁通回路5包括管48、50。管48在一部分运转模式下构成主回路4,在其他运转模式下构成旁通回路5。

[0030] 管(第一管)41将气体管40与流路切换阀25的端口E连接。管(第二管)42将流路切换阀25的端口F与四通阀24的端口E连接。管43将四通阀24的端口F与压缩机20的排出口20b连接。管44将四通阀24的端口G与室外热交换器22的端口P1连接。管45将四通阀24的端口H与储液器21的制冷剂入口连接。管46将储液器21的制冷剂出口与压缩机20的吸入口20a连接。管47将室外热交换器22的端口P2与液体管49连接,并通过过冷热交换器23。

[0031] 管48将流路切换阀25的端口G与管45的分支点连接,并通过过冷热交换器23。

[0032] 管50将管47中的过冷热交换器23与液体管49之间的分支点和管48中的流路切换阀25的端口G与过冷热交换器23之间的分支点连接。由管50和管48的一部分构成的旁通回路5从管47分支,通过过冷热交换器23而与管47之间进行热交换,并与构成主回路4的管45合流。

[0033] 气体管40具有一端与室外单元2的管41连接的气体主管40a和从气体主管40a的另一端分支的多个气体支管40b。气体支管40b的个数与室内单元3的个数一致。气体支管40b将气体主管40a与对应的室内单元3连接。气体主管40a的内径比气体支管40b的内径大。

[0034] 液体管49具有一端与室外单元2的管47连接的液体主管49a和从液体主管49a的另一端分支的多个液体支管49b。液体支管49b的个数与室内单元3的个数一致。液体支管49b将液体主管49a和对应的室内单元3连接。液体主管49a的内径比液体支管49b的内径大。

[0035] 多个室内单元3分别包括室内热交换器31和膨胀阀32。室内热交换器31的端口P3与对应的气体支管40b连接。室内热交换器31的端口P4经由膨胀阀32与对应的液体支管49b连接。此外,膨胀阀32也可以设置于液体支管49b。

[0036] 空气调节装置1还包括未图示的压力传感器、未图示的温度传感器以及控制装置60。在本实施方式中,控制装置60配置在室外单元2内。但是,控制装置60也可以配置于室外单元2的外部。

[0037] 控制装置60包括CPU(Central Processing Unit)、存储装置、输入输出缓冲器等(均未图示)。控制装置60在制冷运转的情况下,判定制冷负荷是否低于基准。具体而言,控制装置60将与主回路4的制冷剂流量相关的参数与基准值进行对比,在参数表示制冷剂流量比基准值少的情况下判定为低负荷,在参数表示制冷剂流量比基准值多的情况下判定为

不是低负荷。在本实施方式中,控制装置60使用多个室内单元3中的运转中的室内单元3的台数作为该参数。控制装置60在运转中的室内单元3的台数比基准值小的情况下判定为低负荷,在运转中的室内单元3的台数比基准值大的情况下判定为不是低负荷。

[0038] 控制装置60根据上述判定结果、由用户提供的运转指令信号和各种传感器的输出,进行压缩机20、四通阀24、膨胀阀32、流路切换阀25和旁通调整阀26的控制。此外,关于该控制,不限于基于软件的处理,也能够通过专用的硬件(电子电路)进行处理。

[0039] 储液器21从在管45中流动的制冷剂中分离液相制冷剂。压缩机20从吸入口20a吸入通过了储液器21的气相制冷剂并进行压缩,从排出口20b排出压缩后的制冷剂。压缩机20构成为根据从控制装置60接收的控制信号来变更运转频率。通过变更压缩机20的运转频率来调整压缩机20的输出。具体而言,压缩机20被控制为空调负荷(制冷负荷或制热负荷)越高则使运转频率越大。空调负荷增高意味着主回路4的制冷剂流量增多。压缩机20能够采用各种类型,例如旋转式、往复式、涡旋式、螺旋式等类型。

[0040] 室外热交换器22使制冷剂与室外空气进行热交换。室外热交换器22在制冷运转的情况下作为冷凝器发挥功能,在制热运转的情况下作为蒸发器发挥功能。

[0041] 过冷热交换器23使在主回路4中的室外热交换器22与膨胀阀32之间的第一流路中流动的制冷剂过冷。具体而言,过冷热交换器23使在构成第一流路的管47中流动的高压的制冷剂与在管48中流动的低压的制冷剂之间进行热交换,使在管47中流动的制冷剂过冷。

[0042] 室内热交换器31使制冷剂与室内空气进行热交换。室内热交换器31在制冷运转的情况下作为蒸发器发挥功能,在制热运转的情况下作为冷凝器发挥功能。

[0043] 四通阀24根据从控制装置60接收的控制信号而被控制为制冷运转状态和制热运转状态中的任意状态。制冷运转状态是端口E与端口H连通、端口F与端口G连通的状态。制热运转状态是端口E与端口F连通、端口H与端口G连通的状态。换言之,四通阀24在制冷运转的情况下,经由管45、储液器21以及管46,使管42与压缩机20的吸入口20a连通,经由管44、43,使室外热交换器22的端口P1与压缩机20的排出口20b连通。四通阀24在制热运转时,经由管43,使管42与压缩机20的排出口20b连通,经由管45、储液器21和管46,使室外热交换器22的端口P1与压缩机20的吸入口20a连通。

[0044] 膨胀阀32根据从控制装置60接收的控制信号来控制开度。例如,在制冷运转的情况下,膨胀阀32的开度被控制为使室内热交换器31的端口P3的制冷剂的过热度为适当的范围。

[0045] 流路切换阀25基于从控制装置60接收的控制信号,将室内热交换器31与压缩机20之间的流路切换为不通过过冷热交换器23的第二流路和通过过冷热交换器23的第三流路中的任意流路。流路切换阀25按照控制信号被控制为第一状态和第二状态中的任意状态。第一状态是端口E与端口F连通、端口G关闭的状态。第二状态是端口E与端口G连通、端口F关闭的状态。换言之,流路切换阀25构成为使管41与管42和管48中的任一方连通,使管42和管48中的另一方关闭。通过将流路切换阀25控制为第一状态,室内热交换器31与压缩机20之间的流路切换为不通过过冷热交换器23的第二流路。通过将流路切换阀25控制为第二状态,室内热交换器31与压缩机20之间的流路切换为通过过冷热交换器23的第三流路。

[0046] 旁通调整阀26设置于构成旁通回路5的管50。旁通调整阀26配置在过冷热交换器23的上游侧。旁通调整阀26根据从控制装置60接收的控制信号而被控制为打开状态和关闭

状态中的任意状态。旁通调整阀26在被控制为打开状态的情况下,设定为除了全开之外的开度。通过将旁通调整阀26控制为打开状态,从管47分支出的制冷剂由旁通调整阀26减压,并通过过冷热换热器23。当旁通调整阀26被控制为关闭状态时,旁通回路5关闭。

[0047] 图2是表示空气调节装置1的运转模式与四通阀24、流路切换阀25及旁通调整阀26的状态之间的关系的图。运转模式包括不是低负荷时的制冷运转模式即第一制冷运转模式、低负荷时的制冷运转模式即第二制冷运转模式、以及制热运转模式。参照图2,四通阀24在第一制冷运转模式和第二制冷运转模式时被控制为制冷运转状态,在制热运转模式时被控制为制热运转状态。在第一制冷运转模式时,将流路切换阀25控制为第一状态,将旁通调整阀26控制为打开状态。在第二制冷运转模式时,将流路切换阀25控制为第二状态,将旁通调整阀26控制为关闭状态。在制热运转模式时,将流路切换阀25控制为第一状态,将旁通调整阀26控制为关闭状态。

[0048] 图3是表示第一制冷运转模式(不是低负荷时的制冷运转模式)下的主回路4及旁通回路5的图。参照图3,第一制冷运转模式下的主回路4是在压缩机20、管43、管44、室外热交换器22、管47(中途通过过冷热换热器23)、液体管49、膨胀阀32、室内热交换器31、气体管40、管41、管42、管45、储液器21以及管46中按该顺序循环的回路。在第一制冷运转模式下,流路切换阀25将室内热交换器31与压缩机20之间的流路切换为不通过过冷热换热器23的第二流路。第一制冷运转模式下的第二流路是通过气体管40、管41、管42、管45、储液器21以及管46的流路。

[0049] 在第一制冷运转模式下,由于旁通调整阀26被控制为打开状态,因此由管50和管48构成旁通回路5。即,在第一制冷运转模式下,管48构成旁通回路5。由此,在管47中流动的制冷剂的一部分从管47分支,通过过冷热换热器23而与在管47中流动的制冷剂之间进行热交换,与构成主回路4的管45合流。

[0050] 在第一制冷剂运转模式下,压缩机20从管46吸入制冷剂并进行压缩。压缩后的制冷剂经由管43和四通阀24向管44流动。室外热交换器22对在管44中流动的制冷剂进行冷凝。室外热交换器22构成为从压缩机20排出的高温高压的过热蒸气(制冷剂)与室外空气进行热交换(散热)。通过该热交换,制冷剂冷凝而液化。冷凝后的制冷剂在管47中流动,在过冷热换热器23中与在管48中流动的制冷剂进行热交换,被过冷却。在管47中通过过冷热换热器23后的制冷剂的一部分通过由管50及管48的一部分构成的旁通回路5,与管45合流。在管50中流动的制冷剂由旁通调整阀26减压。减压后的制冷剂在管48中流动,并通过过冷热换热器23。在管48中流动的制冷剂与在管47中流动的制冷剂相比为低压低温,因此,从在管47中流动的制冷剂吸热。由此,在管47中流动的制冷剂被过冷却。

[0051] 从管47流入到液体主管49a的制冷剂分支为多个液体支管49b地流动。在具备多个室内单元3的空气调节装置1中,液体主管49a的内径及表面积大。并且,根据室内单元3的配置场所,液体主管49a和液体支管49b变长。因此,在液体管49中流动的制冷剂经由液体管49从外部空气稍微吸热。制冷剂在液体管49中流动时的吸热量与液体管49的制冷剂流量有关。制冷剂流量越多,通过液体管49的时间越短,吸热量越少。

[0052] 膨胀阀32对在液体支管49b中流动的制冷剂进行减压。室内热交换器31使通过了膨胀阀32的制冷剂蒸发。室内热交换器31构成为由膨胀阀32减压后的制冷剂与室内空气进行热交换(吸热)而蒸发。蒸发后的制冷剂经由气体管40流入室外单元2。

[0053] 流入到室外单元2的制冷剂经由管41、流路切换阀25、管42、四通阀24、管45、储液器21以及管46而到达压缩机20。

[0054] 这样,在第一制冷运转模式下,过冷热交换器23使在管47中流动的制冷剂与在从管47分支出的旁通回路5中流动的制冷剂之间进行热交换,使在管47中流动的制冷剂过冷。由于不是低负荷,因此在一定程度上确保了液体管49的制冷剂流量,在液体管49中流动的制冷剂的吸热量也可以较少。因此,膨胀阀32的入口处的制冷剂中的气相量减少,能够抑制从膨胀阀32产生的制冷剂音。

[0055] 并且,室内热交换器31与压缩机20之间的流路切换为不通过过冷热交换器23的第二流路,因此,能够抑制室内热交换器31与压缩机20之间的流路中的压力损失的增大。

[0056] 图4是表示第二制冷运转模式(低负荷时的制冷运转模式)下的主回路4的图。在图4中,示出了多个室内单元3中仅1台处于运转中的情况。参照图4,第二制冷运转模式下的主回路4是在压缩机20、管43、管44、管44、室外热交换器22、管47(中途通过过冷热交换器23)、液体管49、膨胀阀32、室内热交换器31、气体管40、管41、管48、管45、储液器21以及管46中按该顺序循环的回路。在第二制冷运转模式下,流路切换阀25将室内热交换器31与压缩机20之间的流路切换为通过过冷热交换器23并与管47之间进行热交换的第三流路。第二制冷运转模式下的第三流路是通过气体管40、管41、管48、管45、储液器21以及管46的流路。在第二制冷运转模式下,管48构成主回路4。

[0057] 第二制冷运转模式下的从压缩机20到管47的流路与图3所示的第一制冷剂运转模式下的从压缩机20到管47的流路相同。因此,省略从压缩机20到管47的流路的详细说明。由于旁通调整阀26被控制为关闭状态,因此,由过冷热交换器23过冷后的制冷剂的全部量流入液体主管49a。由于停止中的室内单元3的膨胀阀32被关闭,因此在液体主管49a中流动的制冷剂通过与运转中的室内单元3对应的液体支管49b,由膨胀阀32减压。室内热交换器31使通过了膨胀阀32的制冷剂蒸发。蒸发后的制冷剂经由气体管40向室外单元2流入。

[0058] 流入到室外单元2的制冷剂经由管41、流路切换阀25、管48以及管45而向储液器流动。过冷热交换器23使在管47中流动的高温高压的制冷剂与在管48中流动的低温低压的制冷剂之间进行热交换,使在管47中流动的制冷剂过冷。虽然通过了室内热交换器31的制冷剂的全部量通过过冷热交换器23,但由于是低负荷,因此主回路4的制冷剂流量原本就少。因此,室内热交换器31与压缩机20之间的流路中的压力损失的增大被抑制。

[0059] 由于旁通调整阀26被控制为关闭状态,因此在管47中流动的制冷剂的全部量都在液体管49中流动。因此,能够避免液体管49的制冷剂流量变得极少,能够抑制通过液体管49的制冷剂的吸热量增大。结果,膨胀阀32的入口处的制冷剂中的气相量减少,从而能够抑制从膨胀阀32产生的制冷剂音。

[0060] 并且,通过了气体管40的制冷剂在过冷热交换器23中进行吸热。由此,即使在气体管40中流动的制冷剂处于两相共存状态,也能够使在管48中的过冷热交换器23的下游侧流动的制冷剂成为气相状态。结果,能够抑制液相制冷剂流入压缩机20的回液。另外,通过使室内热交换器31的出口的制冷剂成为两相共存状态,能够减少室内热交换器31的温度分布不均。结果,能够抑制因室内热交换器31的温度分布不均引起的露水飞溅。

[0061] 图5是表示制冷运转时的、构成第一流路的管47中的刚通过过冷热交换器23后的制冷剂的焓的曲线图。在图5所示的曲线图中,横轴表示主回路4中的制冷剂的全部流量中

通过旁通调整阀26的制冷剂流量的比(以下,称为旁通比),纵轴表示管47中的刚通过过冷热交换器23后的制冷剂的焓。

[0062] 图6是表示制冷运转时的、制冷剂在液体管49中流动时的吸热量的曲线图。在图6所示的曲线图中,横轴表示旁通比,纵轴表示制冷剂在液体管49中流动时的吸热量。

[0063] 图7是表示制冷运转时的、膨胀阀32的入口处的制冷剂的焓的曲线图。在图7所示的曲线图中,横轴表示旁通比,纵轴表示膨胀阀32的入口处的制冷剂的焓。

[0064] 在图5、图7所示的曲线图中,线A、B表示将流路切换阀25设为第一状态、将旁通调整阀26设为打开状态时的焓相对于旁通比的变化。线A表示低负荷时的焓的变化,线B表示不是低负荷时的焓的变化。圆圈C、D表示将流路切换阀25设为第二状态、将旁通调整阀26设为关闭状态时的焓。圆圈C表示低负荷时的焓,圆圈D表示不是低负荷时的焓。

[0065] 同样地,在图6所示的曲线图中,线A、B表示将流路切换阀25设为第一状态、将旁通调整阀26设为打开状态时的吸热量相对于旁通比的变化。线A表示低负荷时的吸热量的变化,线B表示不是低负荷时的吸热量的变化。圆圈C、D表示将流路切换阀25设为第二状态、将旁通调整阀26设为关闭状态时的吸热量。圆圈C表示低负荷时的吸热量,圆圈D表示不是低负荷时的吸热量。

[0066] 如图5的线A、B所示,随着旁通比变大,管47中的刚通过过冷热交换器23后的制冷剂的焓减少。这是因为,若旁通比变大,则管48的制冷剂流量增加,过冷热交换器23中的热交换量增大。

[0067] 并且,不是低负荷时的管47中的刚通过过冷热交换器23后的制冷剂的焓(线B及圆圈D)小于低负荷时的管47中的刚通过过冷热交换器23后的制冷剂的焓(线A及圆圈C)。这是因为,在不是低负荷时主回路4中的制冷剂的全部流量比低负荷时的全部流量多,因此,不是低负荷时的管48的制冷剂流量比低负荷时管48的制冷剂流量多。

[0068] 如图6的线A所示,随着旁通比变大,制冷剂在液体管49中流动时的吸热量急剧增大。这是因为,在低负荷时,除了主回路4的制冷剂流量原本就少之外,制冷剂还从管47向管50分支地流动,因此液体管49的制冷剂流量变得极少。当液体管49的制冷剂流量变得极少时,制冷剂通过液体管49所需的时间变长,吸热量急剧增多。另一方面,在不是低负荷时,主回路4的制冷剂流量多,因此,即使旁通比变大,也能够一定程度上确保液体管49的制冷剂流量。因此,线B的斜率比线A的斜率小。线A、B的斜率表示吸热量的增大量相对于旁通比的增加量的斜率。

[0069] 图6的圆圈C、D的吸热量分别与线A、B上旁通比为0时的制冷剂在液体管49中流动时的吸热量一致。

[0070] 膨胀阀32的入口处的制冷剂的焓与管47中的刚通过过冷热交换器23后的制冷剂的焓和制冷剂在液体管49中流动时的吸热量之和相关。

[0071] 在图5~7中,线A上的旁通比为0的点a表示制冷剂不流过通过过冷热交换器23的管48时的值。即,由室外热交换器22冷凝后的制冷剂不被过冷热交换器23过冷而到达膨胀阀32。在低负荷下,即使管47中的刚通过过冷热交换器23后的制冷剂为液相,由于制冷剂在液体管49中流动时的吸热量大,因此膨胀阀32的入口处的制冷剂成为气相与液相共存的两相状态(参照图7的点a)。并且,如图6的线A所示,在低负荷下,随着旁通比变大,制冷剂在液体管49中流动时的吸热量急剧增大。因此,如图7的线A所示,在低负荷下,随着旁通比变大,

膨胀阀32的入口处的制冷剂的焓急剧增大。

[0072] 与此相对,图7的圆圈C的焓比线A的焓小,表示制冷剂为液相。这是因为,虽然图6的圆圈C的吸热量与点a的吸热量相同,但图5的圆圈C的焓比图5的点a的焓小。因此,在低负荷的情况下,为了在膨胀阀32的入口处减少气相的混入,抑制从膨胀阀32产生的制冷剂音,优选将流路切换阀25控制为第二状态,将旁通调整阀26控制为关闭状态。

[0073] 如图7所示,无论在哪个旁通比下,线B都表示比线A和圆圈C小的焓。这是因为,如图6所示,不是低负荷时制冷剂在液体管49中流动时的吸热量(线B)小于低负荷时制冷剂在液体管49中流动时的吸热量(线A)。另外,图5的线B的斜率的绝对值比图6的线B的斜率的绝对值大。因此,在不是低负荷的情况下,如图7的线B所示,随着旁通比变大,膨胀阀32的入口处的制冷剂的焓减少。另外,图7的圆圈D的焓比线B的焓小。根据以上内容,在不是低负荷的情况下,无论将流路切换阀25控制为第一状态且将旁通调整阀26控制为打开状态,还是将流路切换阀25控制为第二状态且将旁通调整阀26控制为关闭状态,都能够减少膨胀阀32的入口处的气相的混入,能够抑制从膨胀阀产生的制冷剂音。

[0074] 图8是表示不是低负荷时的制冷运转中的、室内热交换器31与压缩机20之间的流路中的压力损失的降低量的曲线图。在图8中,横轴表示旁通比,纵轴表示从基准降低的压力损失的降低量。在此,压力损失的降低量的基准是在不是低负荷的情况下将流路切换阀25控制为第二状态且将旁通调整阀26控制为关闭状态时的室内热交换器31与压缩机20之间的流路的压力损失,用圆圈D表示。线B表示在不是低负荷的情况下,将流路切换阀25控制为第一状态且将旁通调整阀26控制为打开状态时的、相对于旁通比的压力损失的降低量的变化。

[0075] 如图8所示,在不是低负荷的情况下,即使旁通比为0,通过使流路切换阀25成为第一状态,也能够降低室内热交换器31与压缩机20之间的流路中的压力损失(参照点b)。这是因为该流路不通过过冷热交换器23。通过增大旁通比,室内热交换器31的制冷剂流量变少,因此能够进一步降低室内热交换器31与压缩机20之间的流路的压力损失。

[0076] 这样,在不是低负荷的情况下,为了抑制室内热交换器31与压缩机20之间的流路的压力损失,优选将流路切换阀25控制为第一状态,将旁通调整阀26控制为打开状态。旁通比被设定为使膨胀阀32的入口的焓(参照图7的线B)和压力损失的降低量(参照图8的线B)为适当的范围内。在本实施方式中,设定为图7、图8所示的旁通比 r 。

[0077] 此外,在低负荷的情况下,由于室内热交换器31的制冷剂流量原本就少,因此在将流路切换阀25控制为第一状态的情况和控制为第二状态的情况下,室内热交换器31与压缩机20之间的流路的压力损失没有大的差异。

[0078] 如上所述,在低负荷时的制冷运转中,为了抑制从膨胀阀32产生的制冷剂音,优选关闭旁通调整阀26。此时,为了在过冷热交换器23中使管47的制冷剂过冷,需要使流路切换阀25成为第二状态。因此,在低负荷时,切换为图4所示的主回路4。

[0079] 另一方面,在不是低负荷的制冷运转中,为了抑制室内热交换器31与压缩机20之间的流路的压力损失,优选将流路切换阀25控制为第一状态。此时,为了在过冷热交换器23中使管47的制冷剂过冷,需要将旁通调整阀26控制为打开状态。因此,在不是低负荷时,切换为图3所示的主回路4以及旁路回路5。

[0080] 图9是表示制热运转模式时的主回路4和旁通回路5的图。参照图9,制热运转模式

下的主回路4是在压缩机20、管43、管42、管41、气体管40、室内热交换器31、膨胀阀32、液体管49、管47、室外热交换器22、管44、管45、储液器21以及管46中按该顺序循环的回路。在制热运转模式下,流路切换阀25将室内热交换器31与压缩机20之间的流路切换为不通过过冷热交换器23的第二流路。制热运转模式下的第二流路是通过管43、管42、管41以及气体管40的流路。

[0081] 在制热运转模式下,与第一制冷运转模式同样地将旁通调整阀26控制为关闭状态。在制热运转模式下,在过冷热交换器23中不进行热交换。

[0082] 在制热运转模式下,压缩机20从管46吸入制冷剂并进行压缩。压缩后的制冷剂经由管43和四通阀24向管42流动。由于流路切换阀25被控制为第一状态,因此在管42中流动的制冷剂经由流路切换阀25、管41以及气体管40到达室内热交换器31(冷凝器)。室内热交换器31使制冷剂冷凝。由室内热交换器31冷凝后的制冷剂由膨胀阀32减压,经由液体管49流入室外单元2的管47。

[0083] 通常,在制热运转中,与制冷剂运转相比,主回路4的制冷剂流量少,剩余的制冷剂积存于储液器21。因此,无论制热负荷的大小如何,都能够抑制从压缩机20到室内热交换器31的流路中的压力损失的增大。

[0084] 另外,在制热运转中,室内热交换器31作为冷凝器发挥功能。由于从室内热交换器31的出口(在此为端口P4)到膨胀阀32的距离较短,因此能够忽略通过该距离的制冷剂的吸热量。因此,通过在室内热交换器31中进行热交换以使制冷剂在室内热交换器31的端口P4处满足一定程度的过冷度,能够减少膨胀阀32的入口处的气相的混入。结果,能够抑制从膨胀阀32产生的制冷剂音。

[0085] 变形例

[0086] 在上述的说明中,控制装置60基于多个室内单元3中的运转中的室内单元3的台数是否大于基准值,判定是否为低负荷。然而,控制装置60也可以使用与主回路4的制冷剂流量相关的其他参数来判定制冷负荷是否低于基准。例如,控制装置60将压缩机20的运转频率与基准值进行对比,在运转频率比基准值小的情况下判定为低负荷,在运转频率比基准值大的情况下判定为不是低负荷即可。

[0087] 作为四通阀24,能够使用基于压缩机20的吸入口20a与排出口20b的压差来切换制冷运转状态和制热运转状态的压差驱动式四通阀。压差驱动式四通阀包括在内部形成有阀室的主体、在阀室内滑动的一对活塞、以及固定在一对活塞间的阀芯。根据压缩机20的吸入口20a与排出口20b的压差来使一对活塞移动,从而切换制冷剂的流路。在使用压差驱动式四通阀的情况下,若在从制冷运转向制热运转切换时吸入口20a与排出口20b的压差不足,则有时阀芯不会完全移动而在中途停止。因此,在从制冷运转向制热运转切换时,控制装置60控制流路切换阀25以使其成为第二状态之后成为第一状态。换言之,控制装置60控制流路切换阀25以使管41与管48连通之后使管41与管42连通。当流路切换阀25为第二状态时,从压缩机20排出的制冷剂停留在管43和管42中。因此,压缩机20的吸入口20a与排出口20b的压差变大,能够将压差驱动式四通阀正常地切换为制热运转状态。并且,控制装置60也可以在将流路切换阀25控制为第二状态的期间,将膨胀阀32及旁通调整阀26控制为关闭状态。由此,压缩机20的吸入口20a的压力降低,能够进一步增大压缩机20的吸入口20a与排出口20b的压差。

[0088] 流路切换阀25也可以由两个开闭阀构成。在该情况下,一方的开闭阀配置在管41与管42之间,另一方的开闭阀配置在管41与管48之间。由此,与由三通阀构成流路切换阀25的情况相比,能够抑制成本。从管41向管48流动制冷剂的情况限定于低负荷的制冷运转时。因此,配置在管41与管48之间的开闭阀能够应用口径比配置在管41与管42之间的开闭阀小的阀。结果,能够进一步抑制流路切换阀25所需的成本。

[0089] 在上述的说明中,将与管50连接的管47的分支点设为过冷热交换器23与液体管49之间。然而,与管50连接的管47的分支点也可以在室外热交换器22与过冷热交换器23之间。

[0090] 在图1中示出了室内单元3的台数为4台的方式,但室内单元3的台数没有限定。室内单元的台数可以是1~3台,也可以是5台以上。

[0091] 最后,再次参照附图对本实施方式进行总结。参照图1,空气调节装置1具备:包括压缩机20和室外热交换器22的室外单元2;包括膨胀阀32和室内热交换器31的至少1台室内单元3;使制冷剂在压缩机20、室外热交换器22、膨胀阀32和室内热交换器31中循环的主回路4。主回路4包括室外热交换器22与膨胀阀32之间的第一流路。空气调节装置1还具备用于使在第一流路中流动的制冷剂过冷的过冷热交换器23。主回路4包括不通过过冷热交换器23的第二流路和通过过冷热交换器23的第三流路来作为室内热交换器31与压缩机20之间的流路。

[0092] 空气调节装置1还具备流路切换阀25、旁通回路5、旁通调整阀26、以及控制装置60。流路切换阀25将室内热交换器31与压缩机20之间的流路切换为第二流路和第三流路中的任意流路。旁通回路5从第一流路分支,通过过冷热交换器23而与主回路4合流。旁通调整阀26设置于旁通回路5。控制装置控制流路切换阀25和旁通调整阀26。在制冷运转中,在与主回路4的制冷剂流量相关的参数表示制冷剂流量比基准值多时,控制装置60控制流路切换阀25以将室内热交换器31与压缩机20之间的流路切换为第二流路,并且打开旁通调整阀26。在制冷运转中,在参数表示制冷剂流量比基准值少时,控制装置60控制流路切换阀25以将室内热交换器31与压缩机20之间的流路切换为第三流路,并且关闭旁通调整阀26。

[0093] 根据上述的结构,在低负荷的情况下,旁通调整阀26关闭,因此能够抑制第一流路的制冷剂流量变得过少。因此,能够抑制从过冷热交换器23到膨胀阀32之间的制冷剂的吸热量,能够减少膨胀阀32的入口的气相量。结果,即使是低负荷,也能够抑制从膨胀阀32产生的制冷剂音。并且,空气调节装置1的控制稳定。此外,在低负荷的情况下,主回路4中的制冷剂流量少,因此能够抑制室内热交换器31与压缩机20之间的流路中的压力损失的增大。

[0094] 并且,在不是低负荷的情况下,室内热交换器31与压缩机20之间的流路切换为不通过过冷热交换器23的第二流路。由此,能够抑制室内热交换器31与压缩机20之间的流路中的压力损失的增大。结果,不需要使过冷热交换器23大型化,能够将过冷热交换器23所需的成本抑制得较低。并且,空气调节装置1的效率得到改善。此外,在不是低负荷的情况下,通过打开旁通调整阀26,在旁通回路5中的制冷剂与在第一流路中流动的制冷剂进行热交换,从而能够使在第一流路中流动的制冷剂过冷。由此,能够降低膨胀阀32的入口的气相量,能够抑制从膨胀阀32产生的制冷剂音。

[0095] 如上所述,能够提供一种空气调节装置,其能够抑制室内热交换器与压缩机之间的压力损失的增大,并且能够抑制膨胀阀中的制冷剂音的产生。并且,由流路切换阀25、旁通调整阀26、管这样的简单的部件发挥了这样的效果,也能够抑制空气调节装置1的制造成

本的增大。

[0096] 参数也可以是压缩机20的运转频率。或者,空气调节装置1具备多个室内单元3,参数也可以是多个室内单元3中的运转中的室内单元3的台数。

[0097] 在压缩机20形成有用于吸入制冷剂的吸入口20a和用于排出制冷剂的排出口20b。主回路4包括构成为与室内热交换器31连通的管(第一管)41、构成为不通过过冷热交换器23的管(第二管)42、以及构成为通过过冷热交换器23并且与吸入口20a连通的管(第三管)48。室外单元2还包括四通阀24,该四通阀构成为在制冷运转的情况下,使管42与吸入口20a连通,并且使室外热交换器22与排出口20b连通,在制热运转的情况下,使管42与排出口20b连通,并且使室外热交换器22与吸入口20a连通。四通阀24由吸入口20a与排出口20b的压差来驱动。流路切换阀25构成为使管41与管42和管48中的任一方连通,使管42和管48中的另一方关闭。通过使管41与管42连通而形成第二流路。通过使管41与管48连通而形成第三流路。控制装置60在从制冷运转切换为制热运转时,控制流路切换阀25以使管41与管48连通之后使管41与管42连通。

[0098] 根据上述的结构,在从制冷运转切换为制热运转时,使管41暂时与管48连通。此时,管42关闭。因此,由压缩机20压缩后的制冷剂停留在管42中。由此,压缩机20的吸入口20a与排出口20b的压差变大,能够使四通阀24正常动作。

[0099] 应认为本次公开的实施方式在所有方面都是例示而非限制性的。本发明的范围不由上述的实施方式的说明来表示,而是由权利要求书来表示,意在包括与权利要求书等同的意思及范围内的所有变更。

[0100] 附图标记说明

[0101] 1空气调节装置、2室外单元、3室内单元、4主回路、5旁通回路、20压缩机、20a吸入口、20b排出口、21储液器、22室外热交换器、23过冷热交换器、24四通阀、25流路切换阀、26旁通调整阀、31室内热交换器、32膨胀阀、40气体管、40a气体主管、40b气体支管、41~48、50管、49液体管、49a液体主管、49b液体支管、60控制装置。

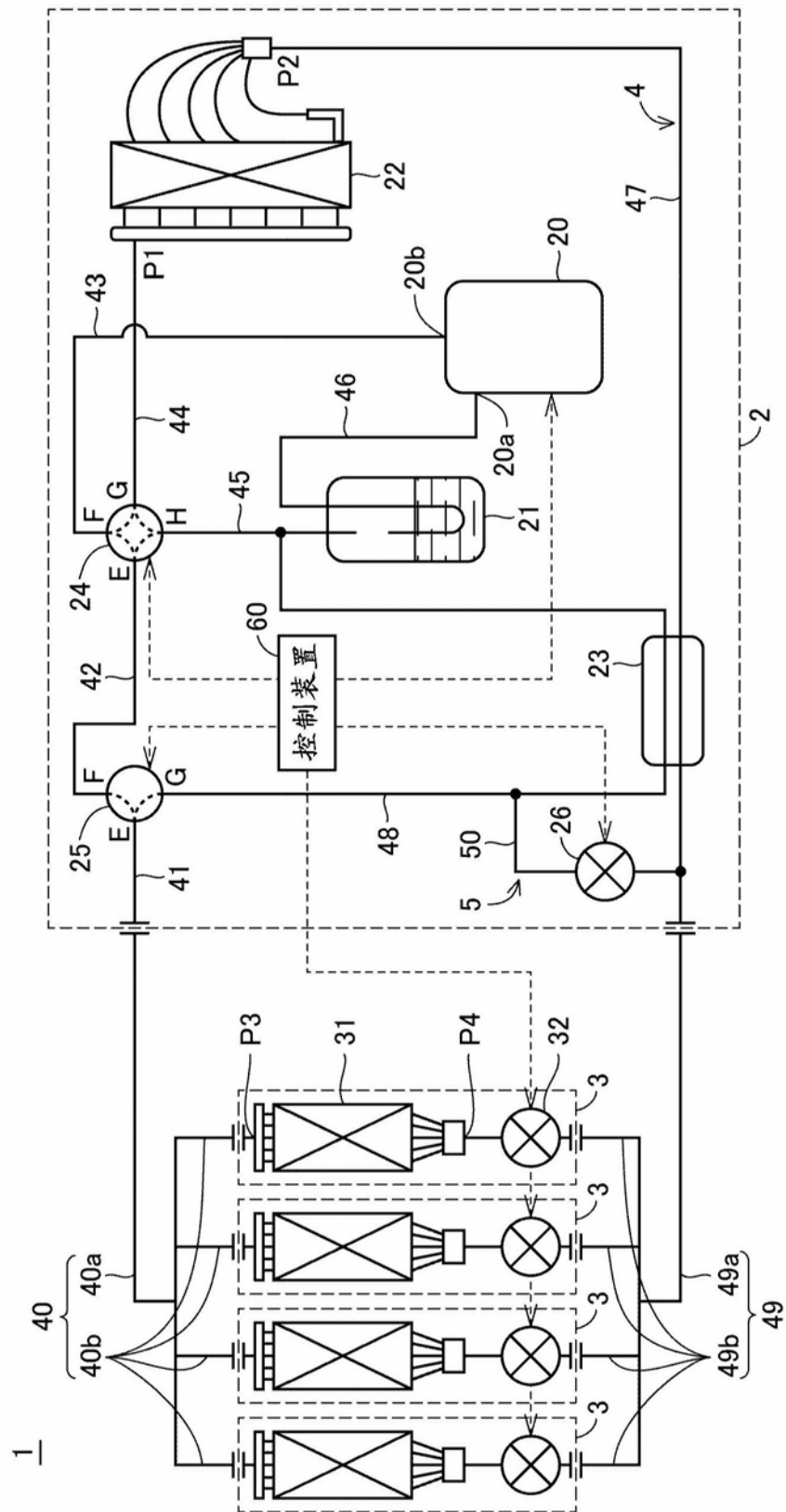


图1

	第一 制冷运转 模式	第二 制冷运转 模式	制热 运转模式
四通阀	制冷运转状态	制冷运转状态	制热运转状态
流路切换阀	第一状态	第二状态	第一状态
旁通调整阀	打开状态	关闭状态	关闭状态

图2

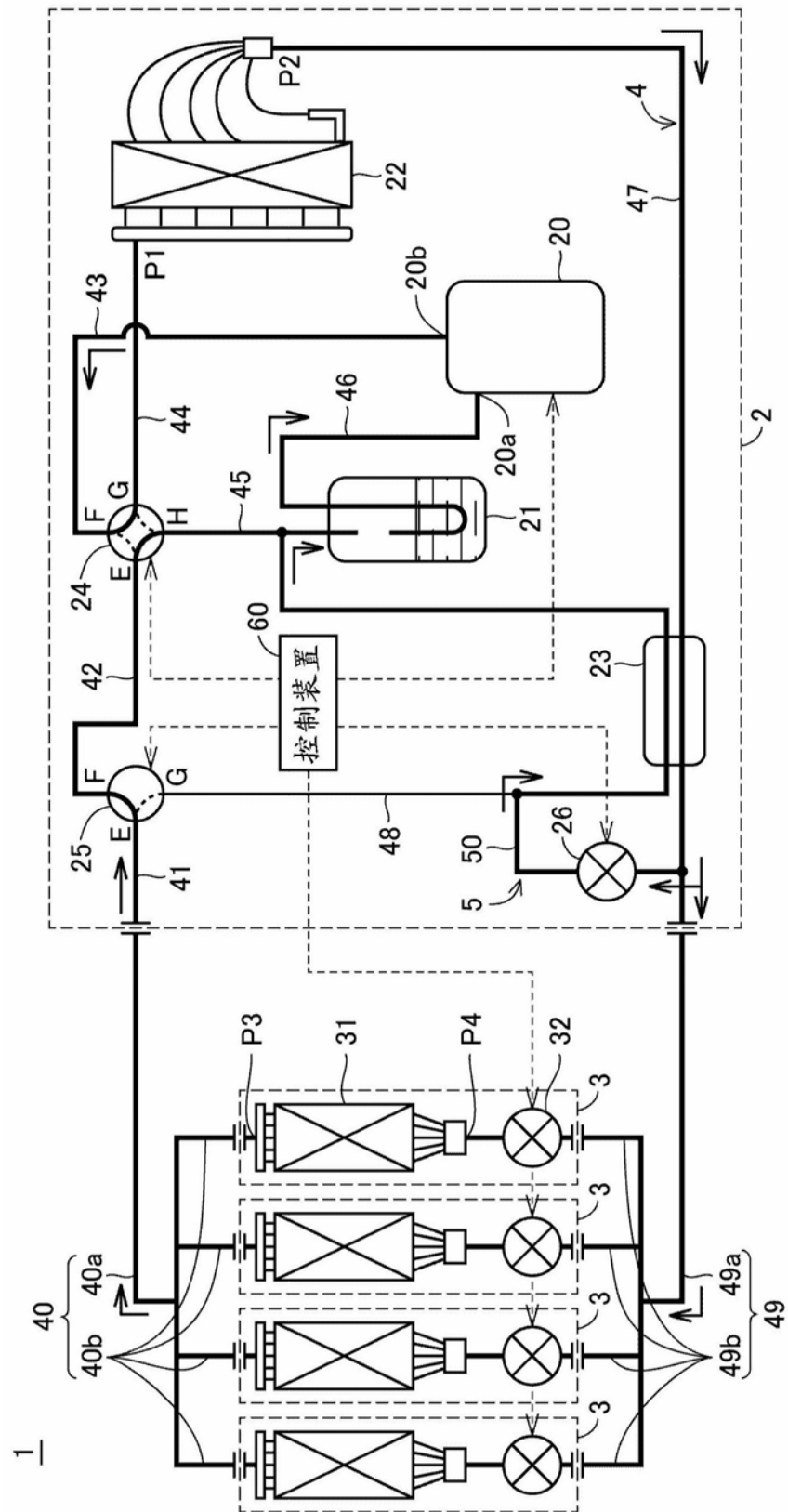


图3

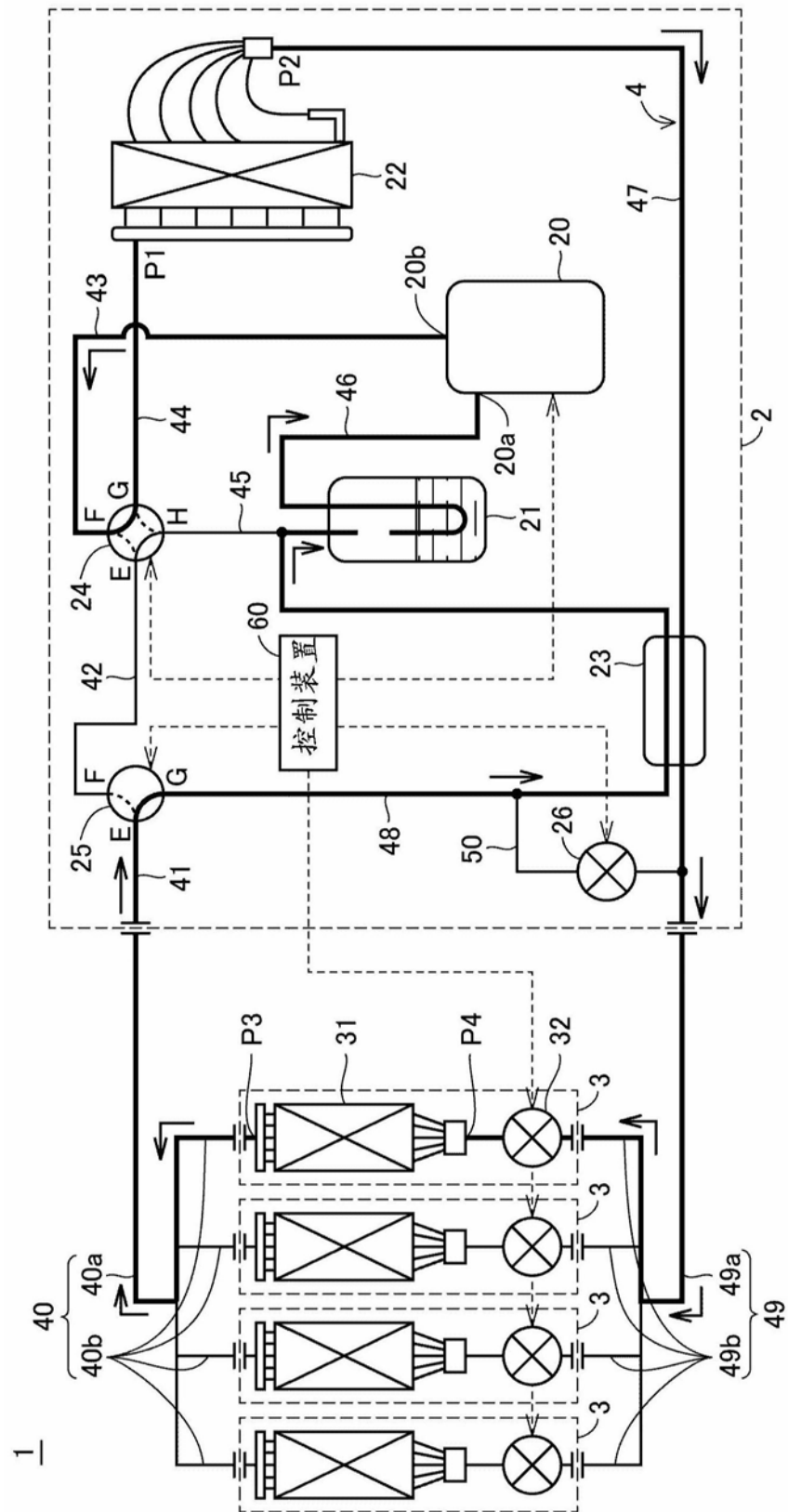


图4

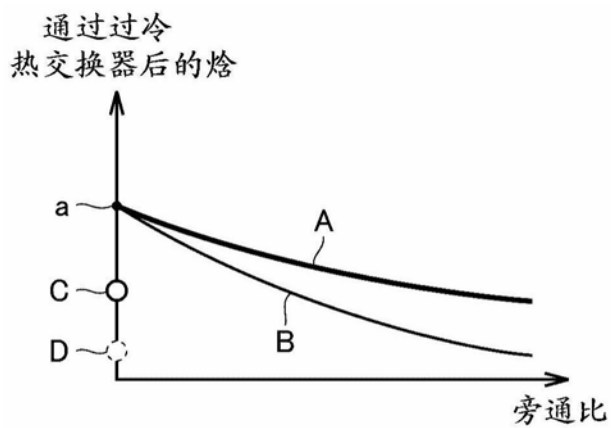


图5

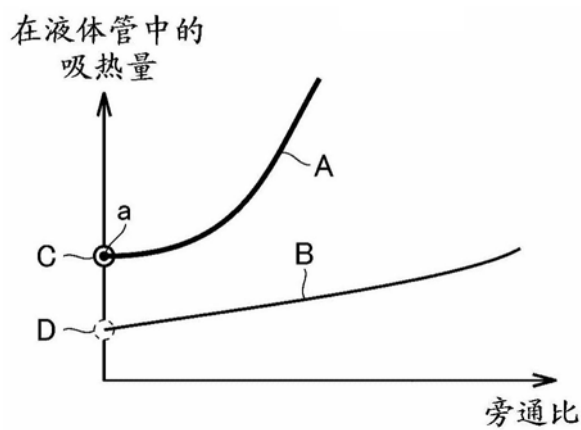


图6

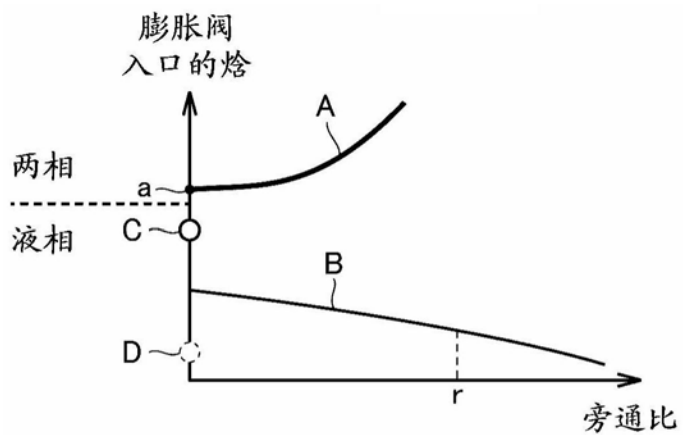


图7

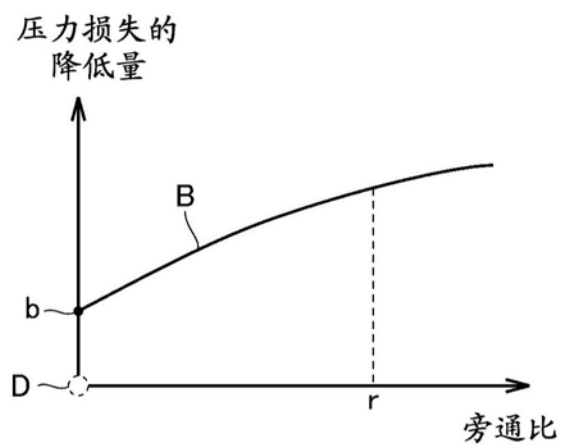


图8

