



## (12)发明专利

(10)授权公告号 CN 106796061 B

(45)授权公告日 2020.03.03

(21)申请号 201580047333.2

(22)申请日 2015.08.28

(65)同一申请的已公布的文献号  
申请公布号 CN 106796061 A

(43)申请公布日 2017.05.31

(30)优先权数据  
2014-181583 2014.09.05 JP

(85)PCT国际申请进入国家阶段日  
2017.03.01

(86)PCT国际申请的申请数据  
PCT/JP2015/004365 2015.08.28

(87)PCT国际申请的公布数据  
W02016/035302 JA 2016.03.10

(73)专利权人 株式会社电装  
地址 日本爱知县

(72)发明人 黑田泰孝

(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 1/10(2006.01)  
F25B 1/00(2006.01)

(56)对比文件

CN 102971592 A, 2013.03.13, 说明书0019-0021段, 说明书0044-0096段, 说明书0124段及图1-2.

CN 1818522 A, 2006.08.16, 说明书第2页第5段、第3页倒数第2段及图5.

JP 2008-249184 A, 2008.10.16, 全文.

JP 2006-258397 A, 2006.09.28, 全文.

审查员 刘淑静

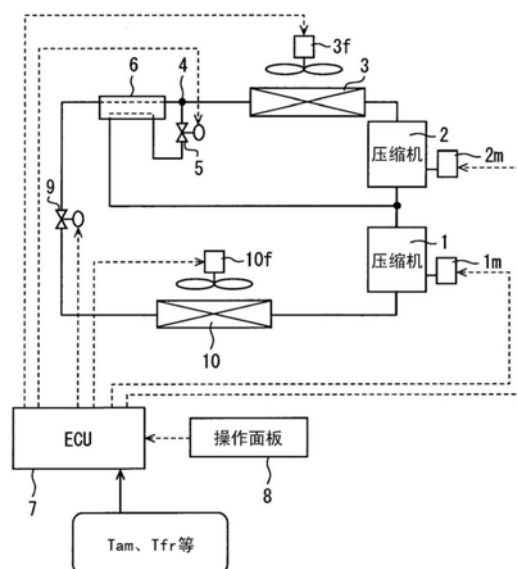
权利要求书3页 说明书12页 附图9页

### (54)发明名称

二级升压式制冷循环装置

### (57)摘要

二级升压式制冷循环装置具有低级侧压缩机(1)、高级侧压缩机(2)、冷凝器(3)、主膨胀阀(9)、副膨胀阀(5)、蒸发器(10)、冷凝器风扇(3f)以及控制装置(7)。在制冷能力的要求较小时,控制装置以COP提高运转模式控制低级侧压缩机和高级侧压缩机,该COP提高运转模式是为了使COP提高而根据低级侧压缩机和高级侧压缩机的任意一方的制冷剂排出能力来决定低级侧压缩机和高级侧压缩机的任意另一方的制冷剂排出能力的运转模式。在制冷能力的要求较大时,控制装置以大能力运转模式控制低级侧压缩机和高级侧压缩机,该大能力运转模式是在使低级侧压缩机的制冷剂排出量增大之后使高级侧压缩机的制冷剂排出量增大的运转模式。



1. 一种二级升压式制冷循环装置,其特征在于,具有:

低级侧压缩机(1),该低级侧压缩机(1)将低压制冷剂压缩到成为中间压制冷剂并排出;

高级侧压缩机(2),该高级侧压缩机(2)对从所述低级侧压缩机(1)排出的所述中间压制冷剂进行压缩而作为高压制冷剂排出;

冷凝器(3),该冷凝器(3)使从所述高级侧压缩机(2)排出的所述高压制冷剂与室外空气进行热交换而散热;

主膨胀阀(9),该主膨胀阀(9)使从所述冷凝器(3)流出的散热后的所述高压制冷剂减压膨胀到成为所述低压制冷剂;

副膨胀阀(5),该副膨胀阀(5)使从所述冷凝器(3)流出的散热后的所述高压制冷剂减压并引导至所述高级侧压缩机(2)的吸入侧;

蒸发器(10),该蒸发器(10)使由所述主膨胀阀(9)减压后的所述低压制冷剂与向作为冷却对象空间的室内吹送的送风空气进行热交换而蒸发,并向所述低级侧压缩机(1)的吸入侧流入;

冷凝器风扇(3f),该冷凝器风扇(3f)向所述冷凝器(3)吹送所述室外空气;

蒸发器风扇(10f),该蒸发器风扇(10f)向所述蒸发器(10)吹送用于冷却所述室内的空气;以及

控制装置(7),该控制装置(7)对所述低级侧压缩机(1)、所述高级侧压缩机(2)、所述冷凝器风扇(3f)以及所述副膨胀阀(5)进行控制,

在制冷能力的要求较小时,所述控制装置(7)以COP提高运转模式控制所述低级侧压缩机(1)和所述高级侧压缩机(2),该COP提高运转模式是为了使COP提高而根据所述低级侧压缩机(1)和所述高级侧压缩机(2)中的任意一方的制冷剂排出能力来决定所述低级侧压缩机(1)和所述高级侧压缩机(2)中的任意另一方的制冷剂排出能力的运转模式,

在所述制冷能力的要求较大时,所述控制装置(7)以大能力运转模式控制所述低级侧压缩机(1)和所述高级侧压缩机(2),该大能力运转模式是在使所述低级侧压缩机(1)的制冷剂排出量增大之后使所述高级侧压缩机(2)的制冷剂排出量增大的运转模式,

在所述大能力运转模式中,

在达到制约所述低级侧压缩机(1)的制冷剂排出量增大的制约条件的情况下,所述控制装置(7)使所述副膨胀阀的开度增大或使所述冷凝器风扇增速以从该制约条件脱离,在脱离该制约条件之后使所述低级侧压缩机(1)的制冷剂排出量增大,

在达到制约所述高级侧压缩机(2)的制冷剂排出量增大的制约条件的情况下,所述控制装置(7)使所述副膨胀阀的开度增大或使所述冷凝器风扇增速以从该制约条件脱离,在脱离该制约条件之后使所述高级侧压缩机(2)的制冷剂排出量增大。

2. 根据权利要求1所述的二级升压式制冷循环装置,其特征在于,

在所述大能力运转模式时,在使所述低级侧压缩机(1)的所述制冷剂排出量增大的中途达到妨碍所述低级侧压缩机(1)的所述制冷剂排出量增大的所述制约条件的情况下,以及在使所述高级侧压缩机(2)的所述制冷剂排出量增大的中途达到妨碍所述高级侧压缩机(2)的所述制冷剂排出量增大的所述制约条件的情况下,所述控制装置(7)使所述冷凝器风扇(3f)的风扇风量或者所述副膨胀阀(5)的开度增大以从该制约条件脱离。

3. 根据权利要求2所述的二级升压式制冷循环装置,其特征在于,

达到制约所述低级侧压缩机(1)的制冷剂排出量增大的所述制约条件和制约所述高级侧压缩机(2)的制冷剂排出量增大的所述制约条件的情况是指如下的情况中的任意情况:所述高压制冷剂的温度超过预先设定的规定的上限温度的情况;所述高压制冷剂的压力超过预先设定的规定的上限压力的情况;以及构成所述低级侧压缩机(1)或者所述高级侧压缩机(2)的电动压缩机的驱动电流超过预先设定的规定的上限电流的情况。

4. 根据权利要求1所述的二级升压式制冷循环装置,其特征在于,

该二级升压式制冷循环装置还具有中间热交换器(6),该中间热交换器(6)使从所述冷凝器(3)流出的所述高压制冷剂与由所述副膨胀阀减压后的制冷剂进行热交换,

所述副膨胀阀(5)使由分支部(4)分支出的一方的所述高压制冷剂减压膨胀并引导至所述中间热交换器(6),该分支部(4)对从所述冷凝器(3)流出的所述高压制冷剂的流动进行分支,

所述主膨胀阀(9)使由所述分支部(4)分支出的、由所述中间热交换器(6)冷却后的另一方的所述高压制冷剂减压膨胀,

通过了所述副膨胀阀(5)和所述中间热交换器(6)的制冷剂向所述高级侧压缩机(2)的吸入侧流入。

5. 根据权利要求1所述的二级升压式制冷循环装置,其特征在于,

在所述大能力运转模式中,所述控制装置(7)在使所述低级侧压缩机(1)的所述制冷剂排出量成为最大之后,使所述高级侧压缩机(2)的所述制冷剂排出量增大。

6. 根据权利要求1至5中的任意一项所述的二级升压式制冷循环装置,其特征在于,

在作为所述冷却对象空间的所述室内的空气温度( $T_{fr}$ )与所述室内的目标冷却温度( $T_{set}$ )的温度偏差( $\Delta T$ )的绝对值比预定的基准温度偏差( $\Delta KT$ )小的情况下,所述控制装置(7)以所述COP提高运转模式控制所述高级侧压缩机(2)和所述低级侧压缩机(1),

在所述温度偏差( $\Delta T$ )的绝对值为预定的所述基准温度偏差( $\Delta KT$ )以上时,所述控制装置(7)以所述大能力运转模式控制所述高级侧压缩机(2)和所述低级侧压缩机(1)。

7. 根据权利要求1至5中的任意一项所述的二级升压式制冷循环装置,其特征在于,

该二级升压式制冷循环装置还具有门开闭检测部(31),该门开闭检测部(31)对由所述蒸发器(10)冷却的所述室内的门的开闭进行检测,

在根据来自所述门开闭检测部的信号判断为所述门被关闭的情况下,所述控制装置(7)以所述COP提高运转模式控制所述低级侧压缩机(1)和所述高级侧压缩机(2),

在根据来自所述门开闭检测部(31)的信号判断为所述门被打开的情况下,所述控制装置(7)以所述大能力运转模式控制所述低级侧压缩机(1)和所述高级侧压缩机(2)。

8. 根据权利要求1至5中的任意一项所述的二级升压式制冷循环装置,其特征在于,

在所述控制装置(7)中还具有操作面板(8),该操作面板(8)发出以所述大能力运转模式运转的运转指令,

在未从所述操作面板(8)输出以所述大能力运转模式运转的所述运转指令的情况下,所述控制装置(7)以所述COP提高运转模式控制所述低级侧压缩机(1)和所述高级侧压缩机(2),

在从所述操作面板(8)输出了以所述大能力运转模式运转的所述运转指令的情况下,

所述控制装置(7)以所述大能力运转模式控制所述低级侧压缩机(1)和所述高级侧压缩机(2)。

9. 根据权利要求3所述的二级升压式制冷循环装置,其特征在于,

在所述高压制冷剂的温度超过所述上限温度而达到制约所述低级侧压缩机(1)的制冷剂排出量增大的所述制约条件或者制约所述高级侧压缩机(2)的制冷剂排出量增大的所述制约条件时,所述控制装置(7)使所述冷凝器风扇(3f)的转速增速、或者使所述副膨胀阀(5)的开度增大,

在所述低级侧压缩机(1)或者所述高级侧压缩机(2)的驱动电流超过所述上限电流而达到制约所述低级侧压缩机(1)的制冷剂排出量增大的所述制约条件或者制约所述高级侧压缩机(2)的制冷剂排出量增大的所述制约条件时,所述控制装置(7)使所述冷凝器风扇(3f)增速。

10. 根据权利要求9所述的二级升压式制冷循环装置,其特征在于,

在所述高压制冷剂的压力超过上限压力而达到制约所述低级侧压缩机(1)的制冷剂排出量增大的所述制约条件或者制约所述高级侧压缩机(2)的制冷剂排出量增大的所述制约条件时,所述控制装置(7)使所述冷凝器风扇(3f)的转速增速。

## 二级升压式制冷循环装置

[0001] 关联申请的相互参照

[0002] 本申请以在2014年9月5日申请的日本专利申请2014-181583号为基础,通过参照将该公开内容编入本申请。

### 技术领域

[0003] 本发明涉及具有低级侧压缩机构和高级侧压缩机构的二级升压式制冷循环装置,该二级升压式制冷循环装置使制冷剂多阶段地升压。

### 背景技术

[0004] 例如专利文献1对于二级升压式制冷循环装置进行了记载。在专利文献1中,在使用了多个压缩机的循环中,构成为能够独立地控制高级侧压缩机构的制冷剂排出能力和低级侧压缩机构的制冷剂排出能力。并且,根据大气温度、空气温度以及设定温度来决定低级侧压缩机构的制冷剂排出能力。根据该决定的低级侧压缩机构的制冷剂排出能力来决定高级侧压缩机构的制冷剂排出能力,以使得执行容量比为1以上3以下。由此,通过简单的结构和控制来提高二级升压式制冷循环装置的COP。

[0005] 专利文献1:W02012/004987号再公表公报

[0006] 然而,根据本发明的发明者们的研究,根据如下的理由,存在即使无视COP的提高也希望进行制冷剂排出量最大化的情况。

[0007] 第1是集装箱容积较大且制冷能力不足的情况。存在相对于海上集装箱为40ft而陆上集装箱为53ft的情况,存在在货物的重新装载的情况下制冷能力不足的情况。第2是存在在载物的取出放入时制冷能力不足担心载物的损坏的情况。第3是存在针对需要大能力的情况而制冷能力不足无法进行希望的动作的情况。

[0008] 但是,在使制冷剂排出量最大化的过程中,有时排出温度超过预先设定的规定的上限温度、或者在过电流流过马达而达到与电流保护相关的制约条件。在该情况下,有可能无法确保所需的制冷剂排出量。

### 发明内容

[0009] 本发明的目的在于,提供一种能够按照要求且快速地发挥所需的制冷能力的二级升压式制冷循环装置。

[0010] 本发明的二级升压式制冷循环装置具有:低级侧压缩机、高级侧压缩机、冷凝器、主膨胀阀、副膨胀阀、蒸发器、冷凝器风扇以及控制装置。

[0011] 低级侧压缩机将低压制冷剂压缩到成为中间压制制冷剂并排出。高级侧压缩机对从低级侧压缩机排出的中间压制制冷剂进行压缩而作为高压制冷剂排出。冷凝器使从高级侧压缩机排出的高压制冷剂与室外空气进行热交换而散热。主膨胀阀使从冷凝器流出的散热后的高压制冷剂减压膨胀到成为低压制冷剂。副膨胀阀使从冷凝器流出的散热后的高压制冷剂减压并引导至高级侧压缩机的吸入侧。蒸发器使由主膨胀阀减压后的低压制冷剂与向作

为冷却对象空间的室内吹送的送风空气进行热交换而蒸发,并向低级侧压缩机的吸入侧流入。冷凝器风扇向冷凝器吹送室外空气。蒸发器风扇向蒸发器吹送用于冷却室内的空气。控制装置对低级侧压缩机、高级侧压缩机、冷凝器风扇以及副膨胀阀进行控制。

[0012] 在制冷能力的要求较小时,控制装置以COP提高运转模式控制低级侧压缩机和高级侧压缩机,该COP提高运转模式是为了使COP提高而根据低级侧压缩机和高级侧压缩机的任意一方的制冷剂排出能力来决定低级侧压缩机和高级侧压缩机的任意另一方的制冷剂排出能力的运转模式。

[0013] 在制冷能力的要求较大时,控制装置以大能力运转模式控制低级侧压缩机和高级侧压缩机,该大能力运转模式是在使低级侧压缩机的制冷剂排出量增大之后使高级侧压缩机的制冷剂排出量增大的运转模式。

[0014] 在大能力运转模式中,在达到制约低级侧压缩机的制冷剂排出量增大的制约条件的情况下,控制装置使副膨胀阀的开度增大或使冷凝器风扇增速以从该制约条件脱离,在脱离该制约条件之后使低级侧压缩机的制冷剂排出量增大,在达到制约高级侧压缩机的制冷剂排出量增大的制约条件的情况下,控制装置使副膨胀阀的开度增大或使冷凝器风扇增速以从该制约条件脱离,在脱离该制约条件之后使高级侧压缩机的制冷剂排出量增大。

[0015] 根据本发明,能够根据制冷能力的要求的大小而切换COP提高运转模式和大能力运转模式。并且,在大能力运转模式中,在使用了低级侧压缩机和高级侧压缩机的制冷循环装置中,使低级侧压缩机的制冷剂排出量和高级侧压缩机的制冷剂排出量依次增大。由此,能够使影响制冷能力的制冷剂排出量快速地增大,快速地冷却库内。

## 附图说明

[0016] 关于本发明的上述目的及其他的目的、特征或优点,参照附图并且通过下述的详细记载而变得更明确。

[0017] 图1是第1实施方式的二级升压式制冷循环装置的整体结构图。

[0018] 图2是示出第1实施方式的控制装置的控制的流程图。

[0019] 图3是示出在上述实施方式的控制中在低级侧压缩机的制冷剂排出量增大中达到制约条件时用于从制约条件脱离的控制部分的流程图。

[0020] 图4是示出在上述实施方式的控制中在高级侧压缩机的制冷剂排出量增大中达到制约条件时用于从制约条件脱离的控制部分的流程图。

[0021] 图5是上述实施方式的二级升压式制冷循环装置的莫里尔图。

[0022] 图6是示出上述实施方式的效果的说明图。

[0023] 图7是示出第2实施方式的二级升压式制冷循环装置中的控制装置的控制的流程图。

[0024] 图8是第3实施方式的二级升压式制冷循环装置的整体结构图。

[0025] 图9是示出上述第3实施方式的控制装置的控制的流程图。

[0026] 图10是示出第4实施方式的控制装置的控制的流程图。

## 具体实施方式

[0027] 以下,参照附图对用于实施本发明的多个方式进行说明。有时在各方式中对于与

之前的方式中所说明的事项对应的部分标注相同的参照符号并省略重复的说明。当在各方式中只说明结构的一部分的情况下,可以对于结构的其他的部分应用之前说明的其他方式。

[0028] 不仅可以是各实施方式中具体地明示出可以组合的部分之间的组合,只要在组合时未特别地产生障碍,即使未明示也可以部分地组合各实施方式。

[0029] (第1实施方式)

[0030] 以下,使用图1至图5对第1实施方式进行详细地说明,关于效果使用图6进行说明。图1示出本发明的二级升压式制冷循环装置。该制冷循环装置具有低级侧压缩机1和高级侧压缩机2这两个压缩机,进行如下的控制:逐渐增加低级侧压缩机1的排出流量,在成为最大之后使高级侧压缩机2的排出流量增加。

[0031] 制冷能力的大小与制冷剂流量以及蒸发器入口与蒸发器出口的焓差有关。焓与制冷剂的能量有关。因此,蒸发器入口与蒸发器出口的焓差越大,蒸发器与空气进行热交换的量越大,制冷能力越大。通常情况下,制冷能力 $Q$ 相当于制冷剂流量 $G_r$ 与上述焓差 $\Delta i_e$ 的积。

[0032] 图5是图1的装置的莫里尔图。在图1的制冷装置中制冷剂的状态像图5所示那样变化。在该线图中,蒸发器入口与蒸发器出口的焓差相当于A点与B点之间的长度。因此,蒸发器入口与蒸发器出口的焓差 $\Delta i_e$ 增大了箭头Y3所示的焓的增加量。

[0033] 在图5中用虚线表示COP提高运转模式中的莫里尔图。COP提高运转模式是指为了使COP提高而根据低级侧压缩机1和高级侧压缩机2中的一方的压缩机的制冷剂排出能力来决定另一方的压缩机的制冷剂排出能力的运转模式。在该COP提高运转模式中,减少在后述的中间热交换机中进行热交换的量。与此相对,在本实施方式中,采用实线所示的大能力运转模式的莫里尔图,箭头Y3所示的焓差 $\Delta i_e$ 的增加量和制冷剂流量 $G_r$ 的增加有助于制冷能力的增加。

[0034] 在图1中,冷凝器3出口的散热后的制冷剂在分支部4处分支,并在副膨胀阀5中对制冷剂进行节流。使该节流后的制冷剂与冷凝器3出口的制冷剂在中间热交换器6中进行热交换。由此,对冷凝器3出口的制冷剂被冷却,通过了副膨胀阀5的制冷剂被加热。

[0035] 由于通过了副膨胀阀的制冷剂汇合,因此高级侧压缩机2的吸入侧的焓降低,在图5的莫里尔图中产生阶差部C-C1。并且,在该阶差部C-C1之后被高级侧压缩机2升压。在本实施方式中,使高级侧压缩机2中的压缩量C1-D变大。

[0036] 作为决定制冷能力的因素具有在蒸发器10中流动的制冷剂流量 $G_r$ 和焓差 $\Delta i_e$ ,但对于制冷能力增大的灵敏度而言,直接有利于制冷剂排出量增大的制冷剂流量 $G_r$ 较好。即,制冷能力增大的响应能够更迅速地冷却库内。

[0037] 由于焓差 $\Delta i_e$ 的增加是作为增加了中间热交换器6的热交换量的结果而被得到的,因此与制冷剂流量 $G_r$ 相比,产生时间延迟。由此,在第1实施方式中,要想使低级侧压缩机1的制冷剂排出量增大,首先使制冷剂流量 $G_r$ 变大。并且,在低级侧压缩机1的制冷剂排出量成为最大之后,使高级侧压缩机2的输出增大。

[0038] 在制冷装置对库内进行冷却的集装箱中具有海上用的集装箱和陆上用集装箱。在从库内容积比较大的海上用集装箱向陆上用集装箱交接货物的情况下或使集装箱内的货物取出放入的情况下,与重视效率的运转相比优选重视制冷能力增大。

[0039] 在图1中,制冷循环装置由作为控制装置7的ECU控制。例如从位于制冷机主体或驾

驶座的操作面板8向控制装置7提供操作信号。图2示出控制装置7的控制的流程图。

[0040] 在由控制装置7进行的控制中的制冷能力的增加控制时,先谋求响应良好的制冷剂流量 $Gr$ 的增加。为此,先增加低级侧压缩机1的流量。在图2中,当开始进行控制时,在S201中对库内温度与目标温度的温度偏差 $\Delta T$ 的绝对值和预定的基准温度偏差 $\Delta KT$ 进行比较。在库内温度与目标温度的温度偏差 $\Delta T$ 的绝对值比较小且并不在基准温度偏差 $\Delta KT$ 以上时,由于不需要急速的制冷能力的增大,因此控制流程进入S202,以COP提高运转模式进行控制。

[0041] 关于该控制中的二级升压式制冷循环装置,仅描述概要。进行该控制的二级升压式制冷循环装置像图1那样具有:将低压制冷剂压缩到成为中间压制冷剂并排出的低级侧压缩机1;以及将从低级侧压缩机1排出的中间压制冷剂压缩到成为高压制冷剂并排出的高级侧压缩机2。

[0042] 二级升压式制冷循环装置还具有:冷凝器3、副膨胀阀(中间压膨胀阀)5、主膨胀阀(低压膨胀阀)9以及蒸发器10。冷凝器3是使从高级侧压缩机2排出的高压制冷剂与室外空气进行热交换而散热的散热器。副膨胀阀5使从冷凝器3流出的高压制冷剂减压膨胀到成为中间压制冷剂并向高级侧压缩机2的吸入侧引导。主膨胀阀9使从冷凝器3流出的高压制冷剂减压膨胀到成为低压制冷剂。蒸发器10使由主膨胀阀9减压膨胀后的低压制冷剂与向冷却对象空间吹送的送风空气进行热交换而蒸发,并使其向低级侧压缩机1的吸入侧流出。

[0043] 图1的二级升压式制冷循环装置的控制装置7具有第1排出能力控制部和第2排出能力控制部。第1排出能力控制部决定为使高级侧压缩机2和低级侧压缩机1中的一方的压缩机的制冷剂排出能力伴随着外气温度和与蒸发器10进行热交换的送风空气的空气温度中的至少一方的温度的上升而增加。

[0044] 第2排出能力控制部根据低级侧压缩机1和高级侧压缩机2中的一方的压缩机构的制冷剂排出能力而决定另一方的压缩机的制冷剂排出能力。本发明所说的COP提高运转模式是指为了使COP提高而根据一方的压缩机的制冷剂排出能力来决定另一方的压缩机的制冷剂排出能力的运转模式。

[0045] 具体而言,第2排出能力控制部决定另一方的压缩机的制冷剂排出能力,以使得由 $(N2 \times V2) / (N1 \times V1)$ 定义的有效容量比成为预定的基准范围内的值。这里,将高级侧压缩机2的排出容量设为 $V1$ ,将高级侧压缩机2的转速设为 $N1$ ,将低级侧压缩机1的排出容量设为 $V2$ ,将低级侧压缩机1的转速设为 $N2$ 。

[0046] 由此,第1排出能力控制部根据外气温度和空调空气温度中的至少一方的值来决定低级侧压缩机1和高级侧压缩机2中的一方的压缩机的制冷剂排出能力。此外,第2排出能力控制部根据一方的压缩机的制冷剂排出能力来决定另一方的压缩机的制冷剂排出能力。因此,能够容易地决定各个压缩机的制冷剂排出能力而提高COP。

[0047] 此时,第2排出能力控制部决定另一方的压缩机的制冷剂排出能力,以使得有效容积比成为预定的基准范围内的值。因此,仅通过适当地设定基准范围,就能够在实质上使中间制冷剂压力接近于与高压侧制冷剂压力和低压侧制冷剂压力的几何平均值相当的值。

[0048] 因此,能够通过不需要设置昂贵的压力检测部的简单的结构且通过极容易的控制而提高二级升压式制冷循环装置的COP。

[0049] 此外,能够不依赖于低级侧压缩机1和高级侧压缩机2的制冷剂排出能力地决定副



膨胀阀5 (中间压膨胀阀) 的节流开度。因此, 能够使从副膨胀阀5流出的制冷剂成为气相制冷剂, 而避免高级侧压缩机2的液态压缩的问题。

[0050] 以下, 对大能力运转模式进行说明。当图2的S201中库内温度与目标温度的温度偏差  $\Delta T$  的绝对值比较大且为基准温度偏差  $\Delta KT$  以上时, 在S203中使低级侧压缩机1的制冷剂排出量增大1级 (规定的量)。因此, 在定容量型的压缩机的情况下, 提高转速。在可变容量型压缩机的情况下通过容量增大信号使容量增大1级。

[0051] 接着, 在S204中, 判定是否达到排出温度的制约条件、制冷剂压力的制约条件、电动压缩机的驱动电流的制约条件中的哪个制约条件。例如, 当排出温度比限额高时, 判断为达到排出温度的制约条件, 当高压制冷剂的的压力超过上限压力时判断为达到制冷剂压力的制约条件, 当电动压缩机的驱动电流比上限电流大时判断为达到驱动电流的制约条件。当达到这些制约条件时, 温度过高而使压缩机的橡胶密封件劣化、或者制冷剂泄漏、或者电动压缩机驱动用马达损坏。因此, 需要从制约条件脱离。

[0052] 当判断为达到制约条件时, 进入图3的1a, 在S301中判定排出温度是否比预定的规定的温度高。当判定为并不高 (“否”) 时, 在达到制冷剂压力的制约条件或者驱动电流的制约条件的情况之后, 进入S303, 将对冷凝器3进行冷却的冷凝器风扇3f的转速提高1级。即, 在高压制冷剂的的压力超过上限压力而达到制约条件时等, 使冷凝器风扇3f的转速增速而从制约条件脱离。

[0053] 接着, 从S303进入图2的II所示的S204的上游侧。并且, 再次在S204中重复判定是否达到排出温度的制约条件、制冷剂压力的制约条件、电动压缩机的驱动电流的制约条件中的哪个制约条件。

[0054] 并且, 当在图3的S301中判定排出温度是否比预定的规定的温度高的结果为较高时, 进入S302。在该S302中, 判断副膨胀阀5的开度是否最大 (MAX), 如果是最大 (MAX) 则在S303中提高冷凝器风扇3f的转速。如果在S302中副膨胀阀5的开度不是最大 (MAX), 则在S304中使副膨胀阀5的开度增加, 返回图2的S204。

[0055] 当用于从图3所示的制约条件脱离的控制的结果为在S204中判定为未达到制约条件 (“否”) 时, 进入S205。在该S205中, 判定低级侧压缩机1的排出流量是否为最大 (MAX)。如果不是最大 (MAX), 则返回S203, 重复进行上述动作。

[0056] 当判断为是最大 (MAX) 时, 进入S206。这里, 使高级侧压缩机2的制冷剂排出量增大1级。为此, 在定容量型的压缩机的情况下, 提高转速。在可变容量型压缩机的情况下, 通过容量增大信号使容量增大1级。

[0057] 接着, 在S207中, 判定是否达到排出温度的制约条件、制冷剂压力的制约条件、电动压缩机的驱动电流的制约条件中的哪个制约条件。例如, 当排出温度比限额高时, 在S207中判断为达到排出温度的制约条件。并且, 当制冷剂压力比上限压力高时, 判断为达到制冷剂压力的制约条件。此外, 当高级侧压缩机2的驱动电流比上限电流大时, 判断为达到驱动电流的制约条件。

[0058] 当在S207中判断为达到制约条件时, 进入图4的1b, 在S401中判定排出温度是否比预定的规定的温度高。当判定为不高 (“否”) 时, 进入S403, 将对冷凝器3进行冷却的冷凝器风扇3f的转速提高1级。接着, 从S403进入图2的III所示的S207的上游侧, 再次在S207中重复判定是否达到哪个制约条件。

[0059] 当用于从图4所示的制约条件脱离的控制的结果为在S207中判定为未达到制约条件(“否”)时,进入S208。这里,进行高级侧压缩机2的排出流量增加。接着,在S209中判定高级侧压缩机2的制冷剂排出量是否为最大(MAX)。如果不是最大,则返回S206,重复进行动作。当判断为高级侧压缩机2的制冷剂排出量是最大(MAX),则在S210中判断是否出现运转结束指令。当判定为未出现运转结束指令时,返回S201。在出现运转结束指令的情况下结束运转。

[0060] 在图4的S401中,判定排出温度是否比预定的规定的温度高。当判定为排出温度比预定的规定的温度高时,进入S402。并且,判断副膨胀阀5的开度是否为最大(MAX)。如果副膨胀阀5的开度是最大(MAX),则在S403中提高冷凝器风扇3f的转速。

[0061] 当在S402中判断为副膨胀阀5的开度不是最大(MAX),则进入S404,将副膨胀阀5的开度提高一级。

[0062] 接着,进入图2的III所示的S207的上游侧,再次在S207中再次判定是否达到排出温度的制约条件、制冷剂压力的制约条件、电动压缩机的驱动电流的制约条件中的哪个制约条件。

[0063] 这样逐渐提高高级侧压缩机的制冷剂排出量。当在S209中判定为高级侧压缩机2的制冷剂排出量是最大(MAX)时,在S210中判定是否出现运转结束的指令。在出现运转结束指示的情况下,结束运转。

[0064] 在未出现运转结束的指令的情况下,返回S201。这样,关于第1实施方式的控制,在库内温度与目标温度的偏差 $\Delta T$ 的绝对值为预定的基准温度偏差 $\Delta KT$ 以上时,为了尽快冷却库内,而判断为需要大能力。相反,在上述 $\Delta T$ 比 $\Delta KT$ 小时,处于库内温度接近于设定温度的状态,则效率优先,即选择COP提高运转模式。

[0065] 在选择了大能力运转模式的情况下,从低级侧的制冷剂排出量依次增大。当在该中途达到制约条件的情况下,采取从制约条件脱离的应对,使压缩机制冷剂排出量能够增大。

[0066] 在该从制约条件脱离的应对中,在从排出温度的制约条件脱离的情况下,增加副膨胀阀5的开度,或者将冷凝器风扇3f增速。在从排出压力的制约条件脱离的情况下,将冷凝器风扇3f增速。在从压缩机电流的制约条件脱离的情况下,将冷凝器风扇3f增速。

[0067] 在图5的莫里尔图中,当使高级侧压缩机的压缩量(C1-D间长度)变大时,低压侧压缩机的压缩量(B-C间长度)降低,高级侧压缩机2所抽吸的气相制冷剂的温度变低。并且,能够在中间热交换器6中对从副膨胀阀5流出的气相制冷剂进行加热而容易地成为气相制冷剂。

[0068] 并且,冷却由分支部4分支出的另一方的高压制冷剂,而扩大蒸发器10入口侧的制冷剂的焓与蒸发器10出口侧制冷剂的焓的焓差 $\Delta ie$ ,从而增大蒸发器10所发挥的制冷能力。其结果为,能够进一步提高二级升压式制冷循环装置的制冷能力。

[0069] 使用图6对上述第1实施方式的效果进行说明。与图2的S202中的COP提高运转模式相比,从图2的S203到S209的大能力运转模式中的控制能够使制冷能力增大约15%。

[0070] 有时与重视效率的运转相比优选重视增大制冷能力的(能够尽快冷却)的运转。例如,在从库内容积比较大的海上用集装箱将货物交接至陆上用集装箱的情况下或者将集装箱内的货物取出放入的情况下,要求增大制冷能力。在第1实施方式中,能够应对希望尽快

进行这种冷却的需求。

[0071] 在第1实施方式中,副膨胀阀5使由分支部4分支出的一方的高压制冷剂减压膨胀而向中间热交换器6引导,该分支部4对从冷凝器3流出的高压制冷剂流进行分支。主膨胀阀9使由分支部4分支出的另一方的高压制冷剂减压膨胀。此外,中间热交换器6使由副膨胀阀5减压膨胀后的低压制冷剂与由分支部4分支出的另一方的高压制冷剂进行热交换,而向高级侧压缩机2的吸入侧流入。

[0072] 由此,由于具有中间热交换器6,因此能够对从副膨胀阀5流出的中间压制冷剂进行加热而容易地成为气相制冷剂从而使其流入高级侧压缩机2的吸入侧。由此能够避免液态压缩。其结果为,能够提高二级升压式制冷循环装置的可靠性。并且,通过由副膨胀阀5减压膨胀后的低压制冷剂对由分支部4分支出的另一方的高压制冷剂进行冷却,而降低蒸发器10的入口侧的制冷剂的焓。由此,能够扩大蒸发器10的入口侧的制冷剂的焓与蒸发器10的出口侧的制冷剂的焓之间的差。其结果为,能够增大蒸发器10所发挥的制冷能力,容易进一步提高二级升压式制冷循环装置的制冷能力。

[0073] 并且,如图2所示,控制装置7在大能力运转模式中控制低级侧压缩机1和高级侧压缩机2,在使低级侧压缩机1的制冷剂排出量成为最大之后增大高级侧压缩机2的制冷剂排出量。

[0074] 由此,在蒸发器10中流动的制冷剂的流量由低级侧压缩机1的制冷剂排出量决定。因此,在使低级侧压缩机1的排出流量成为最大(MAX)之后使高级侧压缩机2的排出流量增大。由此,能够迅速地增大在蒸发器10中流动的制冷剂流量,使制冷能力提高的响应提高,能够快速冷却室内。

[0075] 此外,控制装置7在S201中判定作为冷却对象空间的室内的空气温度 $T_{fr}$ 与室内的目标冷却温度 $T_{set}$ 的温度偏差 $\Delta T$ 的绝对值是否比预定的基准温度偏差 $\Delta KT$ 小。在较小的情况下,使高级侧压缩机2和低级侧压缩机1在COP提高运转模式中运转。另一方面,在温度偏差 $\Delta T$ 的绝对值为预定的基准温度偏差 $\Delta KT$ 以上时,以大能力运转模式至少控制高级侧压缩机2和低级侧压缩机1。

[0076] 由此,在温度偏差 $\Delta T$ 的绝对值比预定的基准温度偏差 $\Delta KT$ 小时,不需要急速的冷却。因此,停止大能力运转模式,以COP提高运转模式进行控制。由此,能够提高效率,实现节能化。并且,在需要急速的冷却时,能够在大能力运转模式中运转。

[0077] 接着,如图3所示,在达到多个制约条件的状态为高压制冷剂的温度超过了上限温度的状态(在S301中为“是”的状态)下,控制装置7使冷凝器风扇3f的转速增速、或者使副膨胀阀5的开度增大。

[0078] 并且,在达到多个制约条件的状态为低级侧压缩机1或者高级侧压缩机2的驱动电流超过了上限电流的状态(在S301中为“否”的状态)下,控制装置7使冷凝器风扇3f增速。由此,在达到制约条件的情况下,由控制装置7对冷凝器风扇3f或者副膨胀阀5进行控制,由此能够从制约条件脱离,进一步增大制冷剂的排出流量。

[0079] (第2实施方式)

[0080] 接着,对第2实施方式进行说明。另外,在第1实施方式和第2实施方式中,都使用相同的二级升压式制冷循环装置,关于控制在一部分上不同。

[0081] 使用图7,首先说明第2实施方式的控制装置7的控制的概要。首先,如上所述,在图

2的第1实施方式中,当在S203中增大了低级侧压缩机1的排出流量之后,在S204中判定是否达到制约条件。并且,当在S206中增大了高级侧压缩机2的排出流量之后,在S207中判定是否达到制约条件。但是,在该第2实施方式中,在图7的S703和S707中先判定是否达到制约条件,然后在S704和S708中增大排出流量。在达到制约条件的情况下,用于从制约条件脱离的控制与图3和图4相同。

[0082] 以下,根据图1、图7对第2实施方式的制冷循环装置的结构进行说明。

[0083] 在图1中,二级升压式制冷循环装置应用于制冷机,将向作为冷却对象空间的制冷库内吹送的送风空气冷却到 $-30^{\circ}\text{C}$ 至 $-10^{\circ}\text{C}$ 左右的极低温。

[0084] 首先,如图1所示,二级升压式制冷循环装置具有高级侧压缩机2和低级侧压缩机1这2个压缩机,使在循环中循环的制冷剂多阶段地升压。另外,作为该制冷剂能够采用通常的氟利昂系制冷剂(例如,R404A)。此外,在制冷剂中混入有用于对低级侧压缩机1和高级侧压缩机2内的滑动部位进行润滑的制冷机油(油),制冷机油的一部分与制冷剂一同在循环中循环。

[0085] 首先,低级侧压缩机1是将低压制冷剂压缩到成为中间压制冷剂并排出的压缩机、是具有对压缩机进行旋转驱动的低级侧电动马达1m的电动压缩机。低级侧压缩机1由其排出容量V2被固定的固定容量型压缩机构构成,具体而言,能够采用涡旋型压缩机构、叶片型压缩机构、旋转活塞型压缩机构等各种压缩机构。

[0086] 低级侧电动马达1m是通过从低级侧逆变器输出的交流电流对其动作(转速)进行控制的交流马达。并且,低级侧逆变器输出与从控制装置7输出的控制信号对应的频率的交流电流。并且,通过该频率控制对低级侧压缩机1的制冷剂排出能力进行变更。

[0087] 因此,在第2实施方式中,低级侧电动马达1m构成低级侧压缩机1的排出能力变更部。作为低级侧电动马达1m也可以采用直流无刷马达。在该情况下,通过从控制装置7输出的控制电压对其转速进行控制。并且,低级侧压缩机1的排出口与高级侧压缩机2的吸入口侧连接。

[0088] 高级侧压缩机2的基本结构与低级侧压缩机1相同。因此,高级侧压缩机2将从低级侧压缩机1排出的中间压制冷剂压缩到成为高压制冷剂并排出。

[0089] 此外,高级侧压缩机2由排出容量V1被固定的固定容量型压缩机构构成,高级侧电动马达2m的转速被从高级侧逆变器输出的交流电流控制。并且,本实施方式的高级侧压缩机2的压缩比和低级侧压缩机1的压缩比大致相等。

[0090] 高级侧压缩机2的排出口与冷凝器3的制冷剂入口侧连接。冷凝器3是通过使从高级侧压缩机2排出的高压制冷剂与由冷凝器风扇3f吹送的库外空气(室外空气)进行热交换而使高压制冷剂散热并冷却的散热用热交换器。

[0091] 冷凝器风扇3f是通过从控制装置7输出的控制电压对转速(送风空气量)进行控制的电动式吹送机。另外,在该第2实施方式的二级升压式制冷循环装置中,构成了采用氟利昂系制冷剂作为制冷剂、高压侧制冷剂压力不超过制冷剂的临界压力的亚临界制冷循环。因此,冷凝器3作为使制冷剂冷凝的散热器发挥功能。

[0092] 对从冷凝器3流出的制冷剂流进行分支的分支部4与冷凝器3的制冷剂出口连接。本实施方式的分支部4具有包含1个制冷剂流入口和2个制冷剂流出口在内的三通接头构造。这样的分支部4可以将配管接合而构成,也可以在金属块或树脂块中设置多个制冷剂通

路而构成。

[0093] 分支部4的一方的制冷剂出口与副膨胀阀5的入口侧连接,另一方的制冷剂出口与中间热交换器6的高压制冷剂流路的入口侧连接。副膨胀阀5是使从冷凝器3流出的高压制冷剂减压膨胀到成为中间压制冷剂的温度式膨胀阀。

[0094] 更具体而言,副膨胀阀5具有配置在中间热交换器6的中间压制冷剂流路的出口侧的感温部。副膨胀阀5根据中间压制冷剂流路的出口侧的制冷剂的温度和压力来检测中间压制冷剂流路的出口侧的制冷剂的过热度。并且,通过机械机构对阀开度(制冷剂流量)进行调整,以使得该过热度成为预先设定的规定的值。并且,副膨胀阀5的出口侧与中间热交换器6的入口侧连接。

[0095] 在中间热交换器6中,在中间压制冷剂流路中流通的由副膨胀阀5减压膨胀后的中间压制冷剂与在高压制冷剂流路中流通的由分支部4分支出的另一方的高压制冷剂之间进行热交换。另外,由于高压制冷剂被减压而温度降低,因此在中间热交换器6中在中间压制冷剂流路中流通的中间压制冷剂被加热,在高压制冷剂流路中流通的高压制冷剂被冷却。

[0096] 并且,作为中间热交换器6的具体的结构,层叠配置多张板状的传热板,而在各传热板间交替地形成中间压制冷剂流路和高压制冷剂流路。并且,中间热交换器6采用经由传热板使高压制冷剂与中间压制冷剂进行热交换的板式热交换器。

[0097] 并且,也可以采用在形成高压制冷剂流路的外侧管的内侧配置有形成中间压制冷剂流路的内侧管的双重管方式的热交换器结构。当然,也可以将高压制冷剂流路作为内侧管,将中间压制冷剂流路作为外侧管。此外,也可以采用将形成高压制冷剂流路和中间压制冷剂流路的制冷剂配管彼此接合而进行热交换的结构等。

[0098] 另外,在图1所示的中间热交换器6中,采用在高压制冷剂流路中流通的高压制冷剂的流动方向与在中间压制冷剂流路中流通的中间压制冷剂的流动方向相同的平行流型的热交换器。然而,中间热交换器6也可以是在高压制冷剂流路中流通的高压制冷剂的流动方向与在中间压制冷剂流路中流通的中间压制冷剂的流动方向为相反方向的对交流型的热交换器。

[0099] 中间热交换器6的中间压制冷剂流路的出口侧经由未图示的止回阀与高级侧压缩机2的吸入口侧连接。因此,在本实施方式的高级侧压缩机2中,将从中间压制冷剂流路流出的中间压制冷剂与从低级侧压缩机1排出的中间压制冷剂的混合制冷剂吸入。

[0100] 另一方面,中间热交换器6的高压制冷剂流路的出口侧与主膨胀阀9的入口侧连接。主膨胀阀9是使从冷凝器3流出的高压制冷剂减压膨胀到成为低压制冷剂的温度式膨胀阀。该主膨胀阀9的基本结构与副膨胀阀5相同。

[0101] 更具体而言,主膨胀阀9具有配置在后述的蒸发器10的制冷剂流出口侧的感温部,根据蒸发器10出口侧制冷剂的温度和压力对蒸发器10出口侧制冷剂的过热度进行检测。并且,通过机械机构对主膨胀阀9的阀开度(制冷剂流量)进行调整,以使得该过热度成为预先设定的规定的值。

[0102] 主膨胀阀9的出口侧与蒸发器10的制冷剂流入口侧连接。蒸发器10是使由主膨胀阀9减压膨胀后的制冷剂与通过蒸发器风扇10f而在制冷库内循环吹送的送风空气进行热交换的、使低压制冷剂蒸发而发挥吸热作用的吸热用热交换器。蒸发器风扇10f是通过从控制装置7输出的控制电压而对转速(送风空气量)进行控制的电动式吹送机。此外,蒸发器10

的制冷剂流出口与低级侧压缩机1的吸入口侧连接。

[0103] 控制装置7由公知的微型计算机构成,该微型计算机包含进行控制处理或运算处理的CPU和存储程序或数据等的ROM和RAM等存储电路。并且,控制装置7由输出电路、输入电路以及电源电路等构成,该输出电路输出对于各种控制对象设备的控制信号或者控制电压,该输入电路被输入各种传感器的检测信号。

[0104] 在控制装置7的输出侧,作为控制对象设备而连接有低级侧电动马达1m驱动用的低级侧逆变器、高级侧电动马达2m驱动用的高级侧逆变器、冷凝器风扇3f、蒸发器风扇10f等。控制装置7对这些控制对象设备的动作进行控制。

[0105] 因此,能够分别通过控制装置7内的第1排出能力控制部和第2排出能力控制部而相互独立地控制低级侧电动马达1m的转速和高级侧电动马达2m的转速。当然,也可以将第1、第2排出能力控制部作为相对于控制装置7分别分体的控制装置而构成。

[0106] 另一方面,向控制装置7的输入侧输入传感器的检测信号。这些传感器中具有作为外气温度检测部的外气温传感器,该外气温传感器对通过冷凝器3与高压制冷剂进行热交换的库外空气(室外空气)的外气温度 $T_{am}$ 进行检测。并且,这些传感器中具有作为库内温度检测部的库内温度传感器,该库内温度传感器对通过蒸发器10与低压制冷剂进行热交换的送风空气的空气温度 $T_{fr}$ 进行检测。

[0107] 此外,控制装置7的输入侧与操作面板8连接。在该操作面板8中设置有动作开关、停止开关、温度设定开关以及大能力指令开关等各种开关。操作面板8还具有显示设定温度或库内温度等的显示部。动作开关是输出制冷机的动作请求信号的请求信号输出部。停止开关是输出停止请求信号的请求信号输出部。温度设定开关是设定库内温度(目标冷却温度) $T_{set}$ 的目标温度设定部。

[0108] 控制装置7根据来自操作面板8的信号、各种传感器值、门开闭信号等对所需能力进行计算,根据该所需能力对逆变器进行控制而对压缩机制冷剂排出量或膨胀阀开度、风扇风量进行控制。在第2实施方式中,外气温度 $38^{\circ}\text{C}$ 、库内温度 $-18^{\circ}\text{C}$ 时的COP提高运转模式与大能力运转模式的比较与图6相同。

[0109] (第3实施方式)

[0110] 接着,对第3实施方式进行说明。在图8中,二级升压式制冷循环装置具有对由蒸发器10冷却的室内的门的开闭进行检测的门开闭检测部31。并且,门开闭检测部31的信号被引导至控制装置7。

[0111] 在图9的S901中,控制装置7根据来自门开闭检测部31的信号来判定门是否被打开。当在S901中判定为门被打开的情况下,以大能力运转模式控制低级侧压缩机1和高级侧压缩机2(从S903到S909)。

[0112] 另一方面,当控制装置7在S901中判定为门被关闭的情况下,在S902中使低级侧压缩机1和高级侧压缩机2在COP提高运转模式中运转。

[0113] 由此,在成为冷却对象空间的室内的门被关闭时,由于不需要急速的冷却,因此停止大能力运转模式中的控制,而执行COP提高运转模式。由此,能够提高效率,实现节能化。

[0114] (第4实施方式)

[0115] 接着,对第4实施方式进行说明。本实施方式的操作面板8具有输出大能力运转模式中的运转指令的运转指令开关。运转指令开关由例如按钮构成。

[0116] 控制装置7在运转指令开关被操作的情况下,在图10的S1001中判断为输出了大能力运转模式中的运转指令(也称为大能力指令)。在该情况下,控制装置7通过从S1003到S1009的处理而使低级侧压缩机1和高级侧压缩机2在大能力运转模式中运转。

[0117] 控制装置7当在S1001中判断为未从操作面板8输出大能力运转模式中的运转指令的情况下,在S1002中使低级侧压缩机1和高级侧压缩机2在COP提高运转模式中运转。

[0118] 由此,除了从操作面板8输出了大能力运转模式中的运转指令的情况之外,由于不需要急速的冷却,因此停止大能力运转模式中的控制,以COP提高运转模式进行控制。由此,能够提高效率,实现节能化。

[0119] (其他的实施方式)

[0120] 在上述的实施方式中,对本发明的优选的实施方式进行了说明,但本发明并不限于上述的实施方式,能够在不脱离本发明的主旨的范围中进行各种变形地实施。上述实施方式的构造仅仅是例示,本发明的范围不限于该记载的范围。本发明的范围包含均等的意思和范围内的所有的变更。

[0121] 在上述的实施方式中,对采用了中间热交换器6的循环结构进行了说明,但本发明的二级升压式制冷循环装置的循环结构不限于此。例如,也可以废弃中间热交换器6而设置对从副膨胀阀5流出的制冷剂进行气液分离的中间气液分离器。

[0122] 并且,也可以使高级侧压缩机2吸入由中间气液分离器分离出的气相制冷剂。在该情况下,也可以将副(中间压)膨胀阀5废弃,而取而代之,采用固定节流器或者选择通过固定节流器的制冷剂通路的电磁阀电路。因此,在本发明中在说到副膨胀阀5时包含这些替代部。

[0123] 此外,也可以将分支部4废弃,而使由中间气液分离器分离出的液相制冷剂向主膨胀阀9流入,从而构成为节能器式制冷循环装置。

[0124] 该节能器式制冷循环装置具有散热器(冷凝器)和中间压膨胀阀(副膨胀阀)。散热器使从高级侧压缩机构排出的高压制冷剂散热。中间压膨胀阀使从散热器流出的高压制冷剂的一部分减压膨胀到成为中间压制制冷剂。并且,由中间压膨胀阀减压后的中间压制制冷剂被引导至高级侧压缩机构的吸入侧。

[0125] 并且,在上述的实施方式中,对作为副膨胀阀5和主膨胀阀9采用了温度式膨胀阀的例子进行了说明。然而,作为副膨胀阀5和主膨胀阀9也可以采用电动式膨胀阀。

[0126] 在上述的实施方式中,对将本发明的二级升压式制冷循环装置应用于制冷机的例子进行了说明,但本发明的应用不限于此。例如,也可以应用于空调装置、冰箱等。

[0127] 此外,在图2等的S201中,对通过比较温度偏差 $\Delta T$ 的绝对值和基准温度偏差 $\Delta KT$ 而判定是否需要大能力的例子进行了说明,但判定方法不限于此。

[0128] 例如,也可以在动作开关被接通(ON)之后,首先进行如下的控制:决定双方的压缩机1、2的转速以使得空气温度 $T_{fr}$ 与目标冷却温度 $T_{set}$ 之间的差缩小。在该情况下,在每单位时间的空气温度 $T_{fr}$ 的温度变化量 $\Delta T_{fr}$ 比预定的基准温度变化量 $\Delta KT_{fr}$ 大时,判定为制冷机已启动。另一方面,在温度变化量 $\Delta T_{fr}$ 为预定的基准温度变化量 $\Delta KT_{fr}$ 以下时,判定为制冷机处于稳定状态,执行COP提高运转模式。并且,作为制冷剂温度也可以使用制冷剂配管的表面温度。

[0129] 在上述的实施方式中,分别通过电动马达(驱动部)对各个压缩机1、2进行驱动。然

而,也可以通过1个驱动部对高级侧压缩机2和低级侧压缩机1这双方进行驱动。并且,作为驱动部也可以采用发动机(内燃机)。并且,使电动压缩机的压缩机旋转的马达除了感应电动机之外,为了进一步提高效率还可以使用直流无刷马达。



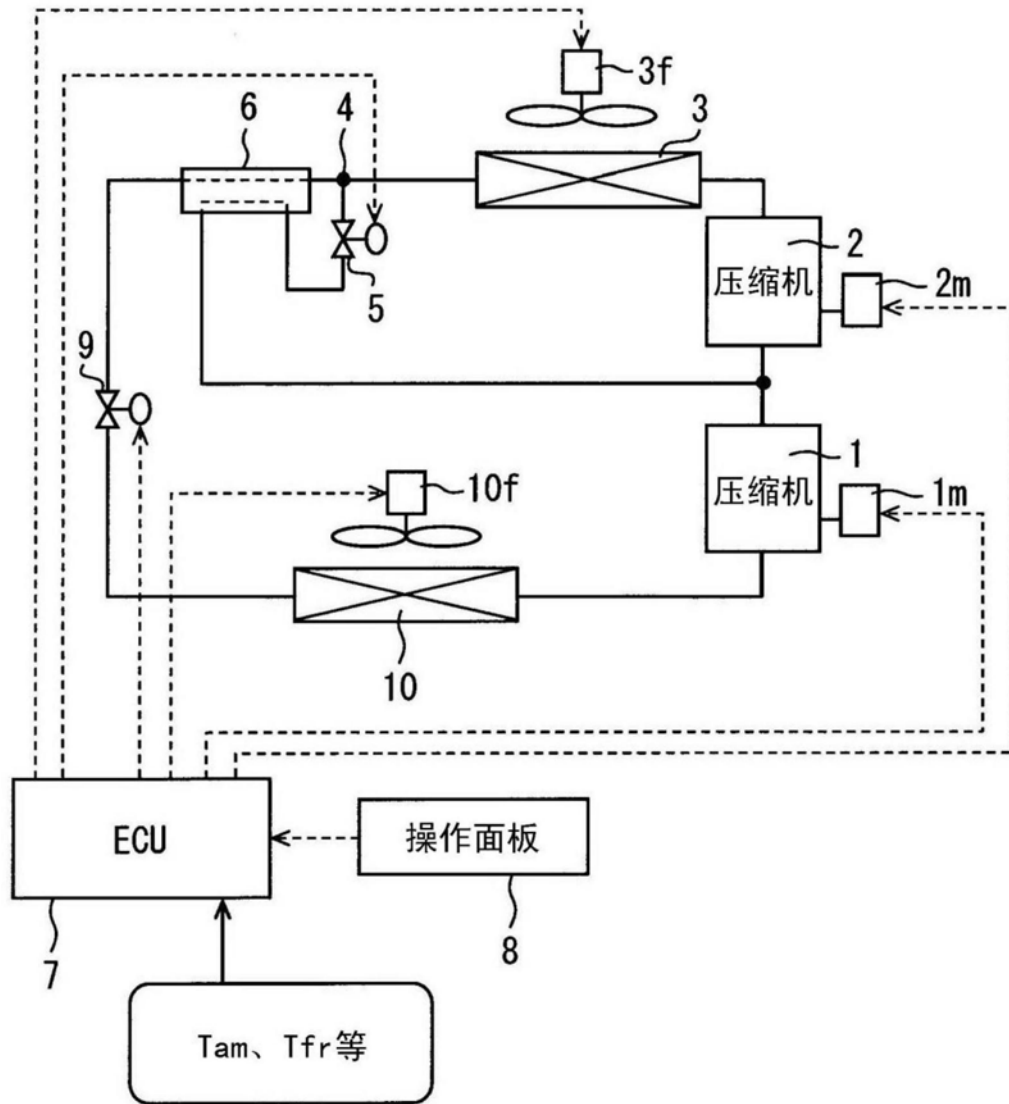


图1

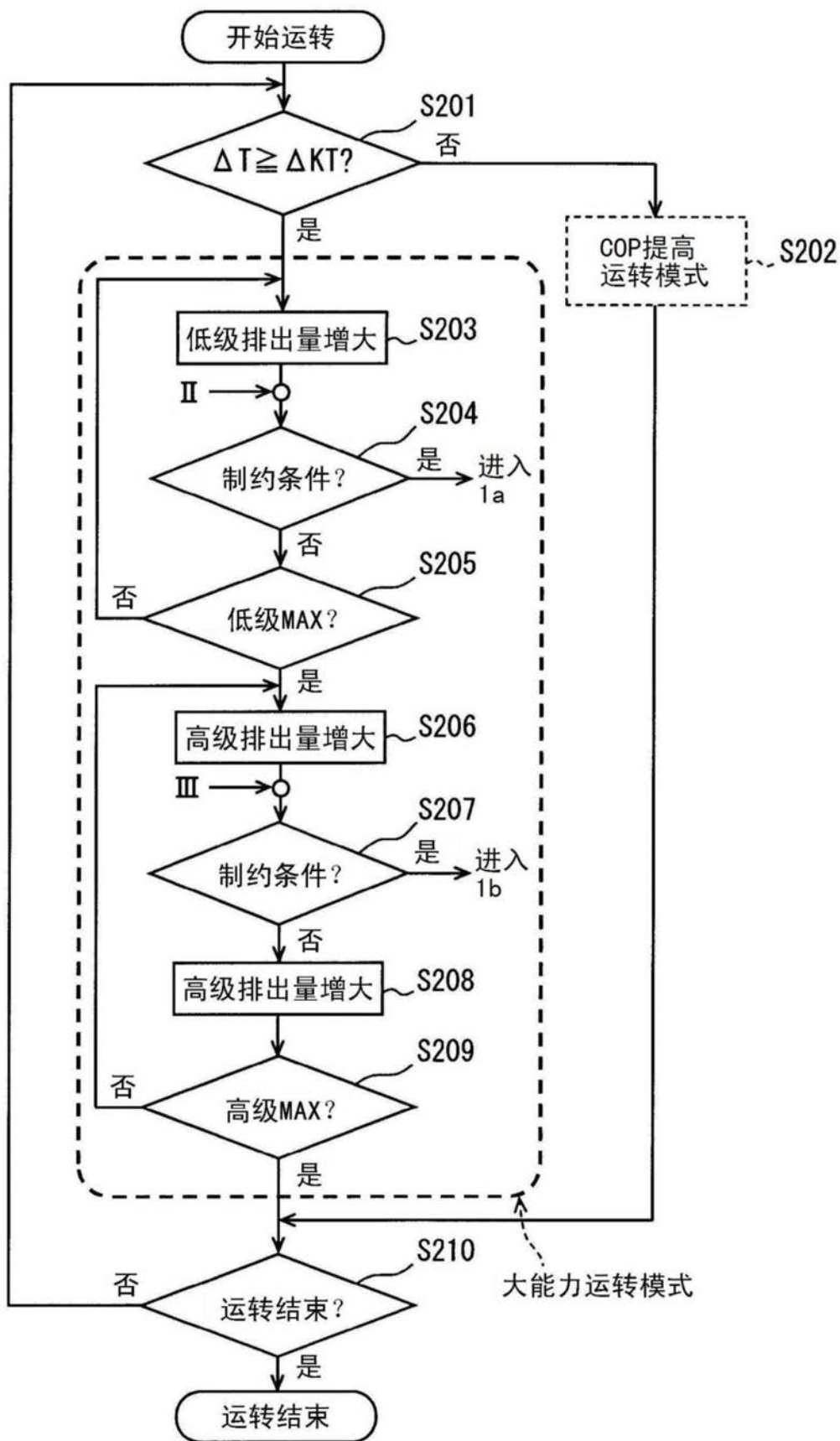


图2

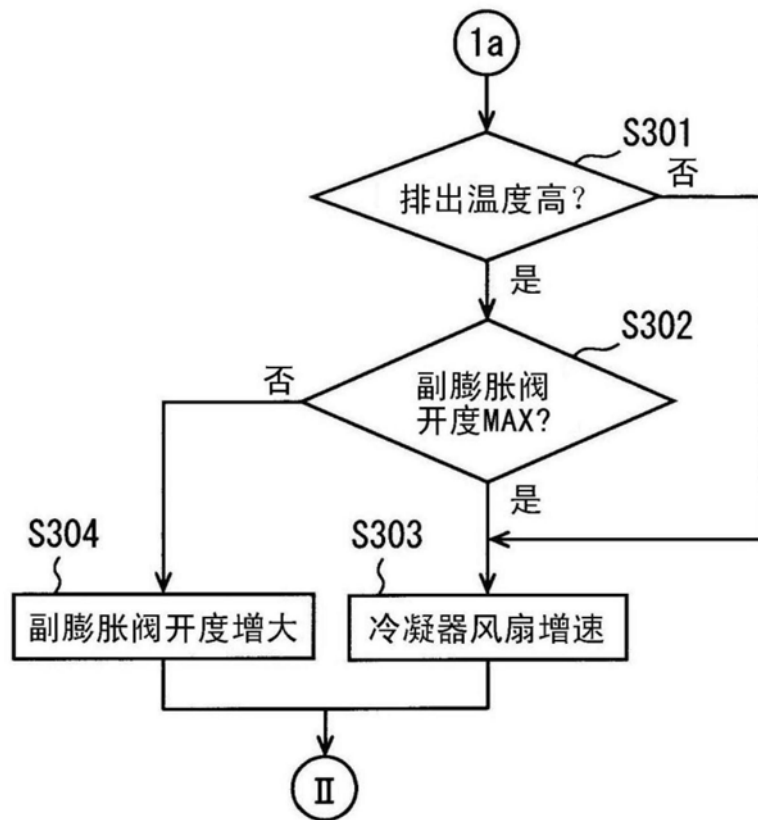


图3

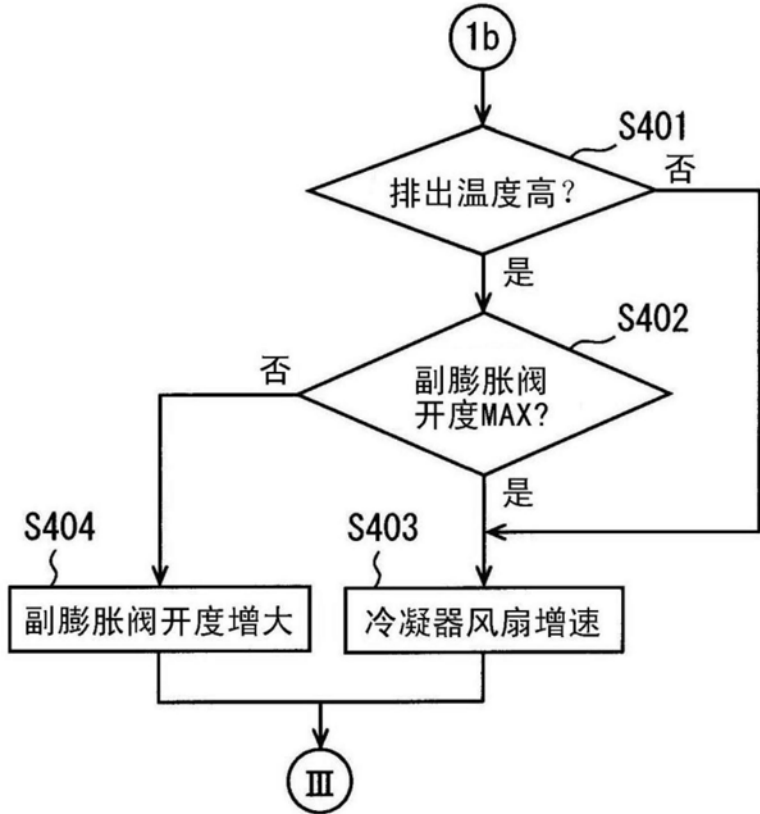


图4

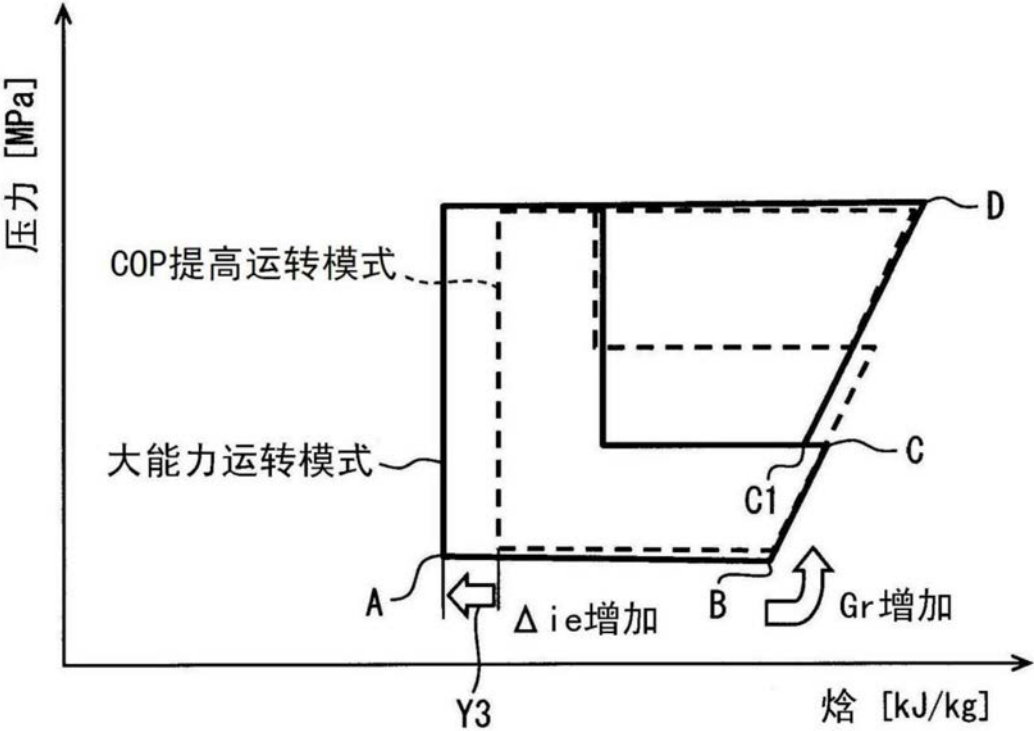


图5

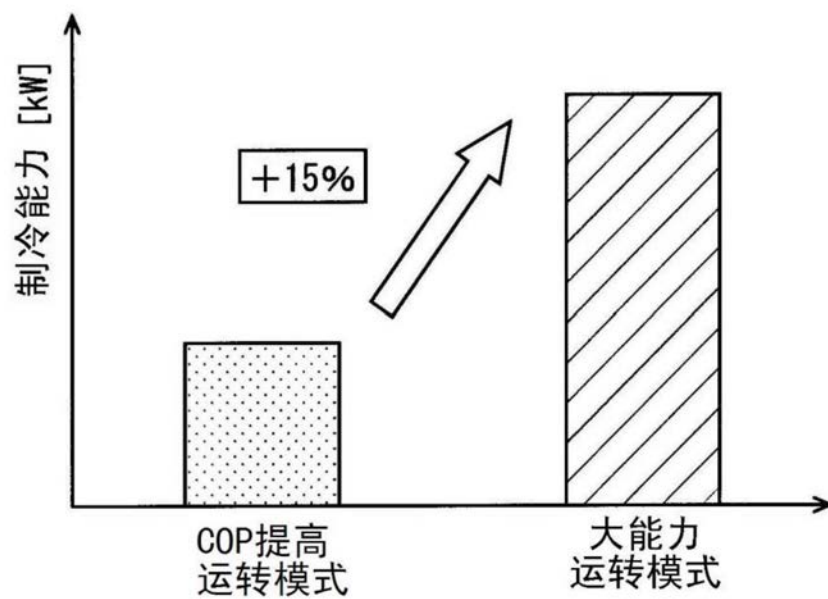


图6

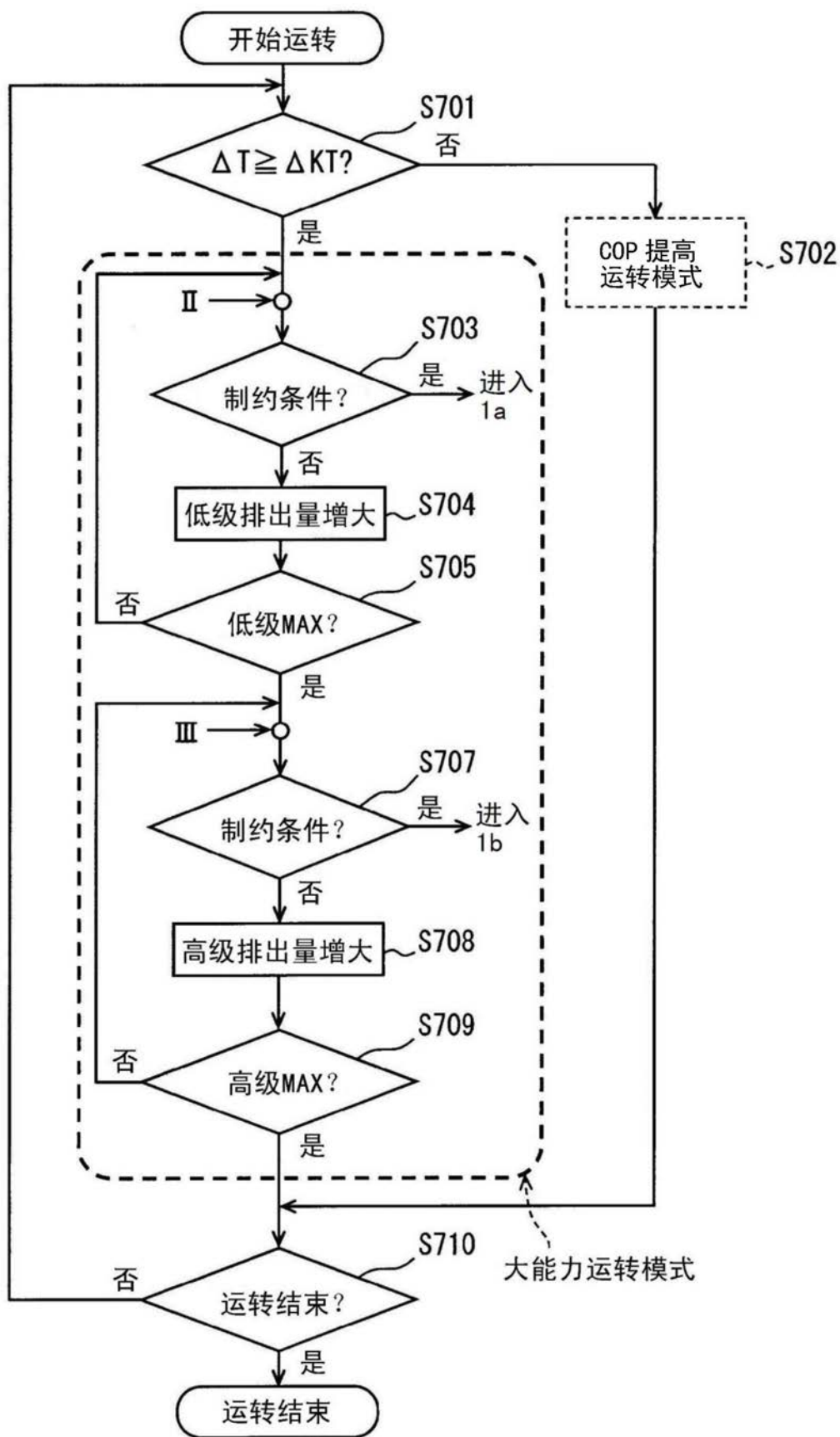


图7

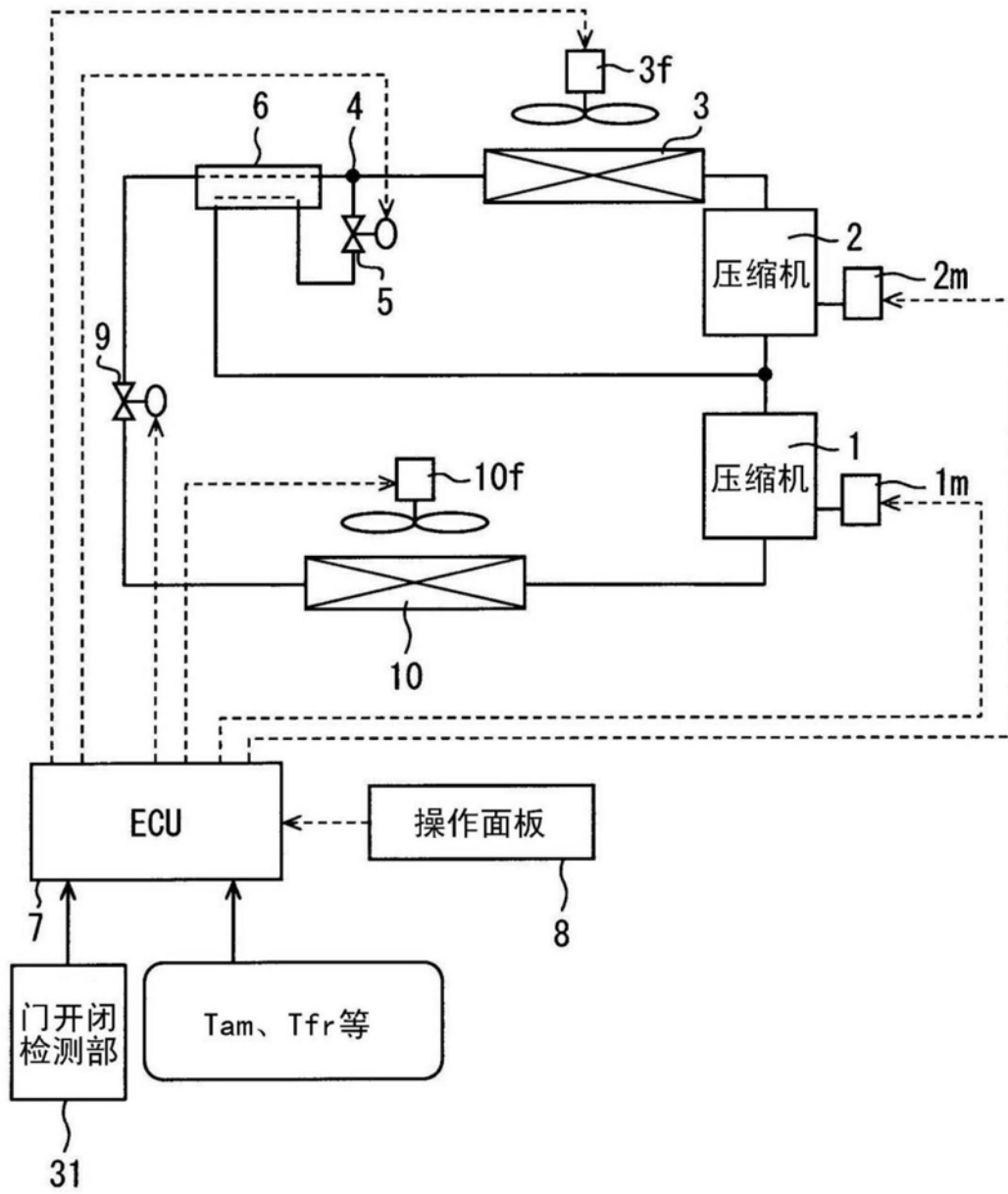


图8

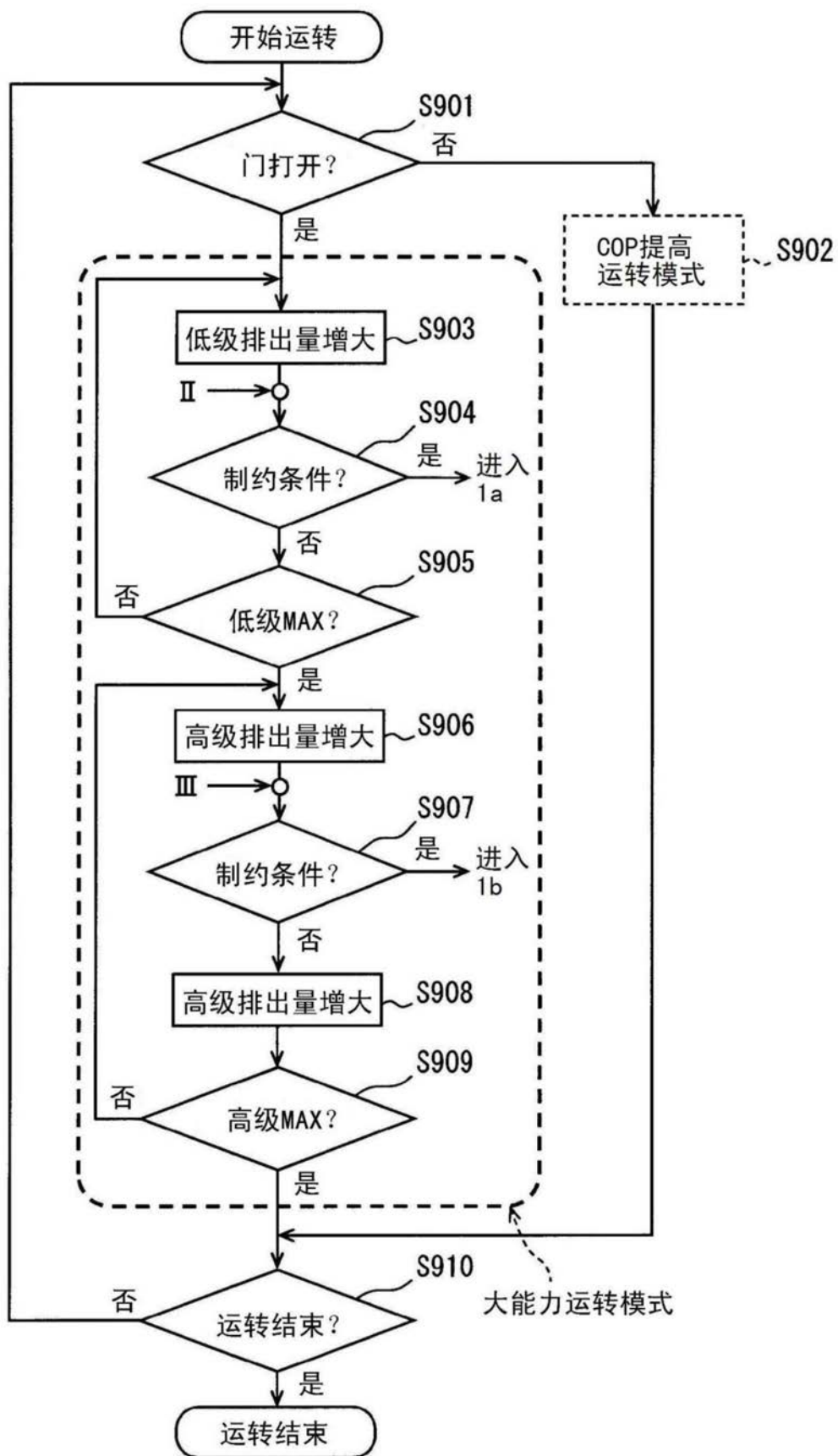


图9



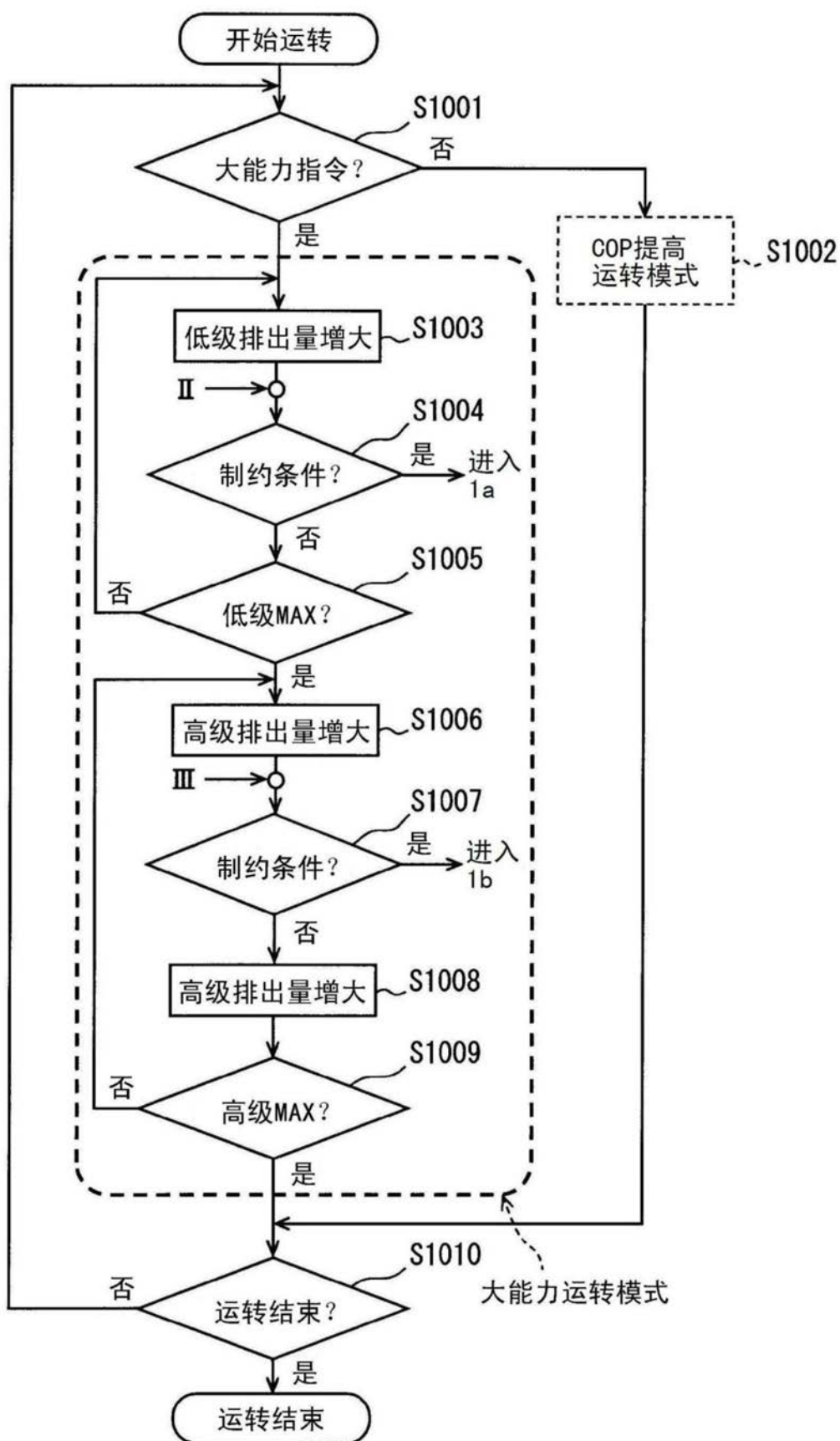


图10