



(12)发明专利

(10)授权公告号 CN 106233082 B

(45)授权公告日 2019.08.02

(21)申请号 201580021596.6

铃木达博

(22)申请日 2015.05.18

(74)专利代理机构 上海华诚知识产权代理有限公司 31300

(65)同一申请的已公布的文献号

申请公布号 CN 106233082 A

代理人 肖华

(43)申请公布日 2016.12.14

(51)Int.Cl.

F25B 1/00(2006.01)

F25B 5/02(2006.01)

(30)优先权数据

2014-112156 2014.05.30 JP

(85)PCT国际申请进入国家阶段日

2016.10.31

(56)对比文件

CN 1840988 A, 2006.10.04, 说明书第1-25页, 附图1-20.

(86)PCT国际申请的申请数据

PCT/JP2015/002488 2015.05.18

WO 2013140918 A1, 2013.09.26, 说明书

[0001]-[0033]段, 附图1-6.

(87)PCT国际申请的公布数据

W02015/182057 JA 2015.12.03

CN 1834554 A, 2006.09.20, 全文.

JP 2008082693 A, 2008.04.10, 全文.

CN 103148629 A, 2013.06.12, 全文.

(73)专利权人 株式会社电装

地址 日本爱知县

审查员 张鑫

(72)发明人 尾形豪太 城田雄一 长谷川浩也

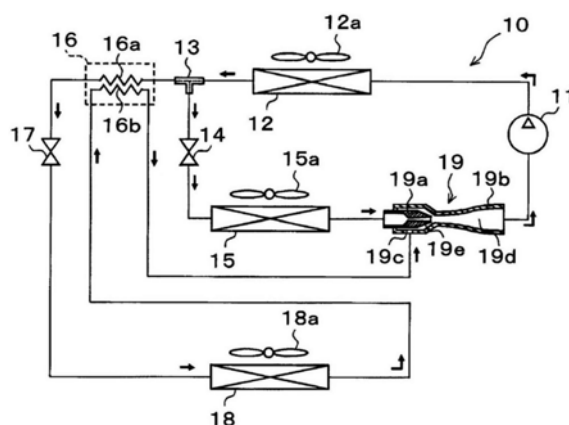
权利要求书2页 说明书13页 附图9页

(54)发明名称

喷射器式制冷循环

(57)摘要

一种喷射器式制冷循环, 在高段侧蒸发器(15)的制冷剂出口侧连接喷射器(19)的喷嘴部(19a)的入口, 在低段侧蒸发器(18)的制冷剂出口侧连接喷射器(19)的制冷剂吸引口(19c), 此外, 设有内部热交换器(16), 该内部热交换器(16)使向低段侧节流装置(17)流入的高压制冷剂 and 从低段侧蒸发器(18)流出的低段侧低压制冷剂进行热交换, 所述低段侧节流装置(17)使向低段侧蒸发器(18)流入的制冷剂减压。由此, 由于可以扩大在低段侧蒸发器(18)的出入口焓差, 因此, 即使以能够提高循环的COP的方式将吸引制冷剂流量 G_e 相对于喷射制冷剂流量 G_n 的流量比 G_e/G_n 设定为较小的值, 也可以调整为各自的蒸发器(15、18)发挥的冷却能力接近。



1. 一种喷射器式制冷循环,其特征在于,具有:

压缩机(11),所述压缩机(11)压缩并排出制冷剂;

散热器(12),所述散热器(12)使从所述压缩机(11)排出的制冷剂散热;

分支部(13),所述分支部(13)对从所述散热器(12)流出的制冷剂的流动进行分支;

第1减压装置(14)和第2减压装置(17),所述第1减压装置(14)和第2减压装置(17)使从所述散热器(12)流出的制冷剂减压;

第1蒸发器(15),所述第1蒸发器(15)使在所述第1减压装置(14)被减压的制冷剂蒸发而对空气进行冷却;

第2蒸发器(18),所述第2蒸发器(18)使在所述第2减压装置(17)被减压的制冷剂蒸发而对空气进行冷却;以及

喷射器(19),所述喷射器(19)通过从喷嘴部(19a)喷出的喷射制冷剂的吸引作用而从制冷剂吸引口(19c)吸引所述第2蒸发器(18)的下游侧的制冷剂,并使所述喷射制冷剂和被从所述制冷剂吸引口(19c)吸引的吸引制冷剂混合而升压,所述喷嘴部使从所述第1蒸发器(15)流出的制冷剂减压,

在所述分支部(13)的一方的制冷剂流出口连接有所述第1减压装置(14)的入口侧,

在所述分支部(13)的另一方的制冷剂流出口连接有所述第2减压装置(17)的入口侧,

此外,将在从所述散热器(12)的制冷剂出口侧到所述第1减压装置(14)的入口侧的制冷剂流路、和从所述散热器(12)的制冷剂出口侧到所述第2减压装置(17)的入口侧的制冷剂流路中的至少一方的制冷剂流路中流通的制冷剂作为高压制冷剂,

将在从所述第1蒸发器(15)的制冷剂出口侧到所述喷嘴部(19a)的入口侧的制冷剂流路中流通的制冷剂作为高段侧低压制冷剂,

将在从所述第2蒸发器(18)的制冷剂出口侧到所述制冷剂吸引口(19c)的制冷剂流路中流通的制冷剂作为低段侧低压制冷剂的情况下,

内部热交换器(16)使所述低段侧低压制冷剂、与在从所述分支部(13)的另一方的制冷剂流出口到所述第2减压装置(17)的入口侧的制冷剂流路中流通的高压制冷剂进行热交换。

2. 一种制冷循环,其特征在于,具有:

压缩机(11),所述压缩机(11)压缩并排出制冷剂;

散热器(12),所述散热器(12)使从所述压缩机(11)排出的制冷剂散热;

分支部(13),所述分支部(13)对从所述散热器(12)流出的制冷剂的流动进行分支;

第1减压装置(14)和第2减压装置(17),所述第1减压装置(14)和第2减压装置(17)使从所述散热器(12)流出的制冷剂减压;

第1蒸发器(15),所述第1蒸发器(15)使在所述第1减压装置(14)被减压的制冷剂蒸发;

第2蒸发器(18),所述第2蒸发器(18)使在所述第2减压装置(17)被减压的制冷剂蒸发;以及

喷射器(19),所述喷射器(19)通过从喷嘴部(19a)喷出的喷射制冷剂的吸引作用而从制冷剂吸引口(19c)吸引所述第2蒸发器(18)的下游侧的制冷剂,并使所述喷射制冷剂和被从所述制冷剂吸引口(19c)吸引的吸引制冷剂混合而升压,所述喷嘴部使从所述第1蒸发器(15)流出的制冷剂减压,

在所述分支部 (13) 的一方的制冷剂流出口连接有所述第1减压装置 (14) 的入口侧，
在所述分支部 (13) 的另一方的制冷剂流出口连接有所述第2减压装置 (17) 的入口侧，
将在从所述散热器 (12) 的制冷剂出口侧到所述第1减压装置 (14) 的入口侧的制冷剂流路、和从所述散热器 (12) 的制冷剂出口侧到所述第2减压装置 (17) 的入口侧的制冷剂流路中的至少一方的制冷剂流路中流通的制冷剂作为高压制冷剂，
将在从所述第1蒸发器 (15) 的制冷剂出口侧到所述喷嘴部 (19a) 的入口侧的制冷剂流路中流通的制冷剂作为高段侧低压制冷剂，
将在从所述第2蒸发器 (18) 的制冷剂出口侧到所述制冷剂吸引口 (19c) 的制冷剂流路中流通的制冷剂作为低段侧低压制冷剂的情况下，
内部热交换器 (16) 使所述高段侧低压制冷剂、与在从所述分支部 (13) 的另一方的制冷剂流出口到所述第2减压装置 (17) 的入口侧的制冷剂流路中流通的高压制冷剂进行热交换。

喷射器式制冷循环

[0001] 相关申请的相互参照

[0002] 本申请以2014年5月30日提交的日本专利申请2014-112156为基础,其公开内容作为参照而引入本申请。

技术领域

[0003] 本发明涉及一种喷射器式制冷循环,具有使制冷剂在不同温度带蒸发的多个蒸发器。

背景技术

[0004] 以往,已知一种喷射器式制冷循环,是具有喷射器的蒸气压缩式的制冷循环装置。

[0005] 在这种喷射器式制冷循环中,通过被从喷射器的喷嘴部喷射出的高速喷射制冷剂的吸引作用,而从喷射器的制冷剂吸引口吸引从蒸发器流出的制冷剂,在喷射器的扩散部(升压部)使喷射制冷剂和吸引制冷剂的混合制冷剂升压,此外,使压缩机吸入在扩散部被升压的混合制冷剂。

[0006] 由此,在喷射器式制冷循环中,相比蒸发器中的制冷剂蒸发压力和压缩机的吸入制冷剂压力大致相同的通常的制冷循环装置,可以使压缩机的动力消耗减低,从而使循环的成绩系数(COP)提高。

[0007] 此外,在专利文献1中,作为这种喷射器式制冷循环,公开了具有2个蒸发器,使从一个蒸发器(第1蒸发器)流出的制冷剂流入喷射器的喷嘴部,从制冷剂吸引口吸引从另一个蒸发器(第2蒸发器)流出的制冷剂的循环结构。

[0008] 在该专利文献1的喷射器式制冷循环中,第1蒸发器中的制冷剂蒸发温度 and 第2蒸发器中的制冷剂蒸发温度成为不同的温度带。因此,在专利文献1中,该喷射器式制冷循环应用于保冷装置,第1蒸发器和第2蒸发器被配置在各自不同的保冷室(冷却对象空间),并设计为可以在不同的温度带对各自的保冷室内进行保冷。

[0009] 现有技术文献

[0010] 专利文献

[0011] 专利文献1:日本特开2012-149790号公报

[0012] 然而,如专利文献1的保冷装置,在用各自的蒸发器冷却不同的冷却对象空间的结构中,与各自的冷却对象空间的容积等对应地,对各自的蒸发器所要求的冷却能力不同。在此,冷却能力可以根据,蒸发器的出口侧制冷剂的焓减去蒸发器的入口侧制冷剂的焓的焓差和在蒸发器中流通的制冷剂流量(质量流量)的累计值来定义。

[0013] 另外,在一般的喷射器中,通过由喷射制冷剂的吸引作用来吸引制冷剂,从而回收在喷嘴部制冷剂被减压时的速度能的损失。并且,通过在扩散部将喷射制冷剂和吸引制冷剂的混合制冷剂的速度能转换为压能,而使混合制冷剂升压。

[0014] 因此,在专利文献1的喷射器式制冷循环中,伴随减小吸引制冷剂流量 G_e 相对于喷射制冷剂流量 G_n 的流量比 G_e/G_n ,也可以使喷射制冷剂(混合制冷剂)的流速增加,从而使在

扩散部的升压量 ΔP 增加。即, 伴随减小流量比 G_e/G_n , 通过在扩散部使混合制冷剂升压而容易获得 COP 提高效果。

[0015] 然而, 当减小流量比 G_e/G_n 时, 在第2蒸发器中流通的制冷剂流量减少, 因此, 在第2蒸发器发挥的冷却能力与在第1蒸发器发挥的冷却能力相比下降。相反, 当增大流量比 G_e/G_n 时, 虽然在第2蒸发器发挥的冷却能力和在第1蒸发器发挥冷却能力可以接近, 但是由于升压量 ΔP 减少, 因此难以获得 COP 提高效果。

[0016] 即, 在如专利文献1那样具有多个蒸发器的喷射器式制冷循环中, 难以在通过在扩散部使混合制冷剂升压而充分获得 COP 提高效果的同时将在各自的蒸发器发挥的冷却能力调整为根据用途所要求的冷却能力。

[0017] 特别是, 为了使升压量 ΔP 增加而减小流量比 G_e/G_n 时, 难以在充分获得 COP 提高效果的同时将在各自的蒸发器发挥的冷却能力调整为相同。

发明内容

[0018] 鉴于上述情况, 本发明的第1目的在于, 在具有使制冷剂在不同温度带蒸发的多个蒸发器的喷射器式制冷循环中, 可以调整各自的蒸发器发挥的冷却能力。

[0019] 另外, 本发明的第2目的在于, 在具有使制冷剂在不同温度带蒸发的多个蒸发器的喷射器式制冷循环中, 使各自的蒸发器发挥的冷却能力接近。

[0020] 根据本发明的1个特征例的喷射器式制冷循环, 具有: 压缩机, 该压缩机压缩并吐出制冷剂; 散热器, 该散热器使从压缩机排出的制冷剂散热; 第1减压装置和第2减压装置, 该第1减压装置和第2减压装置使从散热器流出的制冷剂减压; 第1蒸发器, 该第1蒸发器使在第1减压装置被减压的制冷剂蒸发; 第2蒸发器, 该第2蒸发器使在第2减压装置被减压的制冷剂蒸发; 以及喷射器, 该喷射器通过被从喷嘴部喷射出的高速度的喷射制冷剂的吸引作用, 从制冷剂吸引口吸引第2蒸发器的下游侧的制冷剂, 从而使喷射制冷剂和被制冷剂吸引口吸引的吸引制冷剂混合而升压, 所述喷嘴部使从第1蒸发器流出的制冷剂减压。此外, 喷射器式制冷循环中, (i) 将在从散热器的制冷剂出口侧到第1减压装置的入口侧的制冷剂流路、和从散热器的制冷剂出口侧到第2减压装置的入口侧的制冷剂流路中的至少一方的制冷剂流路中流通的制冷剂作为高压制冷剂, (ii) 将在从第1蒸发器的制冷剂出口侧到喷嘴部的入口侧的制冷剂流路中流通的制冷剂作为高段侧低压制冷剂, (iii) 将在从第2蒸发器的制冷剂出口侧到制冷剂吸引口的制冷剂流路中流通的制冷剂作为低段侧低压制冷剂的情况下, 具有内部热交换器, 该内部热交换器使高段侧低压制冷剂和低段侧低压制冷剂中的任一方与高压制冷剂进行热交换。

[0021] 由此, 使从第1蒸发器流出的制冷剂向喷射器的喷嘴部流入, 从喷射器的制冷剂吸引口吸引从第2蒸发器流出的制冷剂, 因此可以使第2蒸发器中制冷剂蒸发温度被设在比第1蒸发器中制冷剂蒸发温度低的温度带。

[0022] 此外, 喷射器式制冷循环具有内部热交换器, 该内部热交换器使高段侧低压制冷剂和低段侧低压制冷剂中的任一方与高压制冷剂进行热交换。

[0023] 因此, 可以调整各蒸发器的出口侧制冷剂的焓减去各蒸发器的入口侧制冷剂的焓的焓差 (以下, 仅记载为各蒸发器的出入口焓差), 或可以使流入喷嘴部的制冷剂的焓上升, 从而可以调整各自的蒸发器发挥的冷却能力。

[0024] 例如,喷射器式制冷循环具有分支部,该分支部使从散热器流出的制冷剂的流动分支,在分支部的一方的制冷剂流出口,连接有第1减压装置的入口侧,在分支部的另一方的制冷剂流出口,连接有第2减压装置的入口侧,内部热交换器也可以使低段侧低压制冷剂、与在从分支部的另一方的制冷剂流出口到第2减压装置的入口侧的制冷剂流路中流通的高压制冷剂进行热交换。

[0025] 由此,在内部热交换器,可以冷却在从分支部的另一方的制冷剂流出口到第2减压装置的入口侧的制冷剂流路中流通的高压制冷剂,因此可以扩大第2蒸发器的出入口焓差。

[0026] 因此,即使为了提高喷射器式制冷循环的成绩系数,而减小上述的吸引制冷剂流量 G_e 相对于喷射制冷剂流量 G_n 的流量比 G_e/G_n ,也可以使第1蒸发器发挥的冷却能力和第2蒸发器发挥冷却能力接近。

[0027] 或者,喷射器式制冷循环具有分支部,该分支部使从散热器流出的制冷剂的流动分支,在分支部的一方的制冷剂流出口,连接有第1减压装置的入口侧,在分支部的另一方的制冷剂流出口,连接有第2减压装置的入口侧,内部热交换器也可以使高段侧低压制冷剂、与在从分支部的另一方的制冷剂流出口到第2减压装置的入口侧的制冷剂流路中流通的高压制冷剂进行热交换。

[0028] 由此,可以使第1蒸发器发挥的冷却能力和第2蒸发器发挥的冷却能力接近。此外,在内部热交换器,可以加热高段侧低压制冷剂,从而使流入喷射器的喷嘴部的制冷剂的焓上升。

[0029] 因此,可以使喷射器的回收能量的量增加,即使不减小流量比 G_e/G_n ,也可以使喷射器的升压量 ΔP 上升。结果,可以使第1蒸发器发挥的冷却能力和第2蒸发器发挥的冷却能力接近。

[0030] 或者,喷射器式制冷循环具有分支部,该分支部使从散热器流出的制冷剂的流动分支,在分支部的一方的制冷剂流出口,连接有第1减压装置的入口侧,在分支部的另一方的制冷剂流出口,连接有第2减压装置的入口侧,内部热交换器也可以使高段侧低压制冷剂、与在从散热器的制冷剂出口侧到分支部的入口侧的制冷剂流路中流通的高压制冷剂进行热交换。

[0031] 由此,在内部热交换器,通过加热高段侧低压制冷剂,可以使第1蒸发器发挥的冷却能力和第2蒸发器发挥的冷却能力接近。

附图说明

[0032] 图1是第1实施方式的喷射器式制冷循环的整体结构图。

[0033] 图2是表示使第1实施方式的喷射器式制冷循环动作时的制冷剂的状态的莫里尔图。

[0034] 图3是表示第1实施方式的喷射器的流量比 G_e/G_n 和升压量 ΔP 的关系的曲线图。

[0035] 图4是表示第1实施方式的喷射器效率 η_e 和成绩系数COP的关系的曲线图。

[0036] 图5是第2实施方式的喷射器式制冷循环的整体结构图。

[0037] 图6是表示使第2实施方式的喷射器式制冷循环动作时的制冷剂的状态的莫里尔图。

[0038] 图7是表示第3实施方式的喷射器式制冷循环的整体结构图。

[0039] 图8是表示使第3实施方式的喷射器式制冷循环动作时的制冷剂的状态的莫里尔图。

[0040] 图9是为了说明其它的实施方式的内部热交换器的热交换形态的说明图。

[0041] 图10是为了说明其它的实施方式的喷射器式制冷循环中内部热交换器的热交换形态的说明图。

具体实施方式

[0042] (第1实施方式)

[0043] 利用图1~图4,对第1实施方式进行说明。在本实施方式中,本发明所涉及的喷射器式制冷循环10应用于搭载在冷藏车辆上的车辆用制冷循环装置。该车辆用制冷循环装置,在冷藏车辆中,担任:冷却被送风向车室内的室内用送风空气的功能;及冷却被送风向配置于车辆车厢内的冷藏库内的库内用送风空气的功能。

[0044] 因此,在本实施方式中,车室内空间和冷藏库内空间这双方成为喷射器式制冷循环10的冷却对象空间。此外,在本实施方式中,车室内和冷藏库内的容积大致相同,为了冷却各自的冷却对象空间所必要的冷却能力也相同。

[0045] 另外,本实施方式中的冷却能力由喷射器式制冷循环10所具备的蒸发器的出口侧制冷剂的焓减去蒸发器的入口侧制冷剂的焓的焓差(出入口焓差)和在该蒸发器中流通的制冷剂流量(质量流量)的累计值来定义。

[0046] 在图1的整体结构图所示的喷射器式制冷循环10中,压缩机11对制冷剂进行吸入、压缩并排出。具体而言,本实施方式的压缩机11是一种电动压缩机,该电动压缩机构成为在1个壳内收容有固定容量型的压缩机构和驱动压缩机构的电动机。

[0047] 作为该压缩机构,可以采用涡旋型压缩机构、叶片型压缩机构等各种压缩机构。另外,电动机通过从后述的控制装置输出的控制信号来控制其动作(转速),并且可以是交流电动机或直流电动机中的任一形式的电动机。

[0048] 另外,在本实施方式的喷射器式制冷循环10中,采用自然制冷剂(具体而言,R600a)作为制冷剂,构成高压侧的制冷剂压力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。此外,在制冷剂中混入有用于润滑压缩机11的冷冻机油,冷冻机油的一部分和制冷剂一同在制冷循环中循环。

[0049] 在压缩机11的排出口,连接有散热器12的制冷剂入口侧。散热器12是一种散热用热交换器,使被从压缩机11排出的排出制冷剂和由冷却风扇12a吹送的车室外空气(外气)进行热交换,从而使高压制冷剂散热并冷却。冷却风扇12a是一种电动式送风机,该电动式送风机的转速(送风空气量)由从控制装置输出的控制电压来控制。

[0050] 在散热器12的制冷剂出口侧,连接有使从散热器12流出的制冷剂的流动分支的分支部13的制冷剂流入口。分支部13由具有3个流入流出口的三向接头构成,3个流入流出口中的1个流入流出口作为制冷剂流入口,剩余的2个流入流出口作为制冷剂流出口。这种三向接头可以通过将管直径不同的配管接合而形成,也可以在金属块或树脂块上设置多个制冷剂通路而形成。

[0051] 在分支部13的一方的制冷剂流出口,连接有作为第1减压装置的高段侧节流装置14的入口侧。高段侧节流装置14是一种温度式膨胀阀,具有感温部,该感温部基于高段侧蒸

发器15出口侧制冷剂的温度和压力而检测出高段侧蒸发器15出口侧制冷剂的过热度,所述温度式膨胀阀通过机械机构来调整节流通路面积,以使高段侧蒸发器15出口侧制冷剂的过热度处于预先规定的基准范围内。

[0052] 在高段侧节流装置14的出口侧,连接有作为第1蒸发器的高段侧蒸发器15的制冷剂入口侧。高段侧蒸发器15是一种吸热用热交换器,使在高段侧节流装置14被减压的低压制冷剂和被从高段侧送风风扇15a向车室内吹送的室内用送风空气进行热交换,从而使低压制冷剂蒸发而发挥吸热作用。

[0053] 高段侧送风风扇15a是一种电动送风机,该电动送风机的转速(送风空气量)由从控制装置输出的控制电压来控制。在高段侧蒸发器15的制冷剂出口侧,连接有后述的喷射器19的喷嘴部19a的入口侧。

[0054] 在分支部13的另一方的制冷剂流出口,连接有内部热交换器16的高压侧制冷剂通路16a的入口侧。本实施方式的内部热交换器16能够发挥使从分支部13的另一方的制冷剂流出口流出的高压制冷剂和从后述的低段侧蒸发器18流出的低段侧低压制冷剂进行热交换的功能。

[0055] 作为这种内部热交换器16,可以采用在外侧管的内侧配置内侧管的双层管方式的热交换器等,所述外侧管形成使从分支部13的另一方的制冷剂流出口流出的制冷剂流通的高压侧制冷剂通路16a,所述内侧管形成使从低段侧蒸发器18流出的低段侧低压制冷剂流通的低压侧制冷剂通路16b。

[0056] 在内部热交换器16的高压侧制冷剂通路16a的出口侧,连接有作为第2减压装置的低段侧节流装置17的入口侧。低段侧节流装置17是节流阀开度被固定的固定节流阀,具体而言,可以采用喷嘴、节流口、毛细管等。

[0057] 在低段侧节流装置17的出口侧,连接有作为第2蒸发器的低段侧蒸发器18的制冷剂入口侧。低段侧蒸发器18是一种吸热用散热器,通过使在低段侧节流装置17被减压的低压制冷剂和被从低段侧送风风扇18a向冷藏库内循环送风的库内用送风空气进行热交换,从而使低压制冷剂蒸发而发挥吸热作用。

[0058] 低段侧蒸发器18的基本结构和高段侧蒸发器15相同,低段侧送风风扇18a的基本结构和高段侧送风风扇15a相同。在低段侧蒸发器18的制冷剂出口侧,连接有内部热交换器16的低压侧制冷剂通路16b的入口侧。此外,在低压侧制冷剂通路16b的出口侧,连接有后述的喷射器19的制冷剂吸引口19c侧。

[0059] 在此,本实施方式的低段侧节流装置17的节流阀开度被设定为比循环在通常动作时的高段侧节流装置14的节流阀开度小。因此,低段侧蒸发器18中的制冷剂蒸发压力(制冷剂蒸发温度)变为比高段侧蒸发器15中的制冷剂蒸发压力(制冷剂蒸发温度)低。

[0060] 此外,在本实施方式中,为了使吸引制冷剂流量 G_e 相对于喷射制冷剂流量 G_n 的流量比 G_e/G_n 处于1以下的预先规定的基准范围内,循环的通常动作时的高段侧节流装置14的节流阀开度(流量特性)、低段侧节流装置17的节流阀开度(流量特性)、分支部13的各制冷剂通路的通路截面面积等被决定。

[0061] 另外,喷射制冷剂流量 G_n 是经由高段侧节流装置14和高段侧蒸发器18而流入喷射器19的喷嘴部19a的制冷剂流量(质量流量)。另外,吸引制冷剂流量 G_e 是经由内部热交换器16的高压侧制冷剂通路16a、低段侧节流装置17和低段侧蒸发器18而从喷射器19的制冷剂

吸引口19c吸引的制冷剂流量(质量流量)。

[0062] 即,喷射制冷剂流量 G_n 是在高段侧蒸发器15中流通的制冷剂流量,吸引制冷剂流量 G_e 是在低段侧蒸发器18中流通的制冷剂流量。

[0063] 接着,喷射器19发挥使从高段侧蒸发器15流出的制冷剂减压的作为减压装置的功能,并且发挥通过高速喷射的喷射制冷剂的吸引作用来吸引(输送)从低段侧蒸发器18流出的制冷剂并使其在循环内循环的作为制冷剂循环部(制冷剂输送部)的功能。

[0064] 更具体而言,喷射器19构成为具有喷嘴部19a和主体部19b。喷嘴部19a由随着朝向制冷剂的流动方向而顶端变细的大致圆筒状的金属(例如,不锈钢合金)等形成,并且在形成于内部的制冷剂通路(节流通路)中使制冷剂等熵地减压膨胀。

[0065] 作为在喷嘴部19a的内部形成的制冷剂通路,形成有通路截面面积最收窄的喉部(最小通路面积部),此外,形成有从所述喉部朝向喷射制冷剂的制冷剂喷射口而制冷剂通路面积逐渐扩大的展开部。即,喷嘴部19a构成为收敛-扩散喷嘴。

[0066] 此外,本实施方式中,作为喷嘴部19a,采用以如下方式设定的结构:在喷射器式制冷循环10的通常动作时,从制冷剂喷射口喷射的喷射制冷剂的流速成为音速以上。当然,喷嘴部19a也可以由顶端变细的喷嘴构成。

[0067] 主体部19b是由大致圆筒状的金属(例如,铝)形成,作为在内部支持并固定喷嘴部19a的固定部件发挥功能,并形成喷嘴19的外壳。更具体而言,喷嘴部19a通过压入而被固定成,收容于主体部19b的长度方向的一端侧的内部。因此,制冷剂不会从喷嘴部19a和主体部19b之间的固定部(压入部)泄漏。

[0068] 另外,在主体部19b的外周面中的与喷嘴部19a的外周侧对应的部位,形成有被设置为贯通主体部19b的内外并与喷嘴部19a的制冷剂喷射口连通的制冷剂吸引口19c。该制冷剂吸引口19c是通过从喷嘴部19a喷射的喷射制冷剂的吸引作用而将从低段侧蒸发器18流出的制冷剂吸引到喷射器19的内部的贯通孔。

[0069] 此外,在主体部19b的内部形成有:吸引通路19e,该吸引通路19e将从制冷剂吸引口19c吸引的吸引制冷剂向喷嘴部19a的制冷剂喷射口侧引导;以及作为升压部的扩散部19d,该扩散部19d使从制冷剂吸引口19c经由吸引通路19e流入到喷射器19的内部的吸引制冷剂和喷射制冷剂混合并升压。

[0070] 吸引通路19e形成于喷嘴部19a的顶端变细形状的顶端部周边的外周侧和主体部19b的内周侧之间的空间,吸引通路19e的制冷剂通路面积朝向制冷剂流动方向而逐渐缩小。由此,使在吸引通路19e中流通的吸引制冷剂的流速逐渐增加,在混合扩散部19d使吸引制冷剂和喷射制冷剂混合时的能量损失(混合损失)减少。

[0071] 扩散部19d被配置为与吸引通路19e的出口连续,并形成制冷剂通路面积逐渐扩大。由此,一边使喷射制冷剂和吸引制冷剂混合,一边发挥使其流速降低而使喷射制冷剂和吸引制冷剂的混合制冷剂的压力上升的功能,即,将混合制冷剂的速度能转换为压能的功能。

[0072] 更具体而言,形成本实施方式的扩散部19d的主体部19b的内周壁面的截面形状是通过组合多条曲线而形成的。并且,扩散部19d的制冷剂通路截面面积的扩大程度朝向制冷剂流动方向逐渐增大后再缩小由此能够使制冷剂等熵地升压。在喷射器19的扩散部19d的出口侧连接有压缩机11的吸入口。

[0073] 另外,上述的喷射器式制冷循环10的结构机器中的压缩机11、散热器12、冷却风扇12a等被收容于1个框体内,并作为室外单元一体地构成。此外,室外单元被配置在冷藏库的上方的车辆前方侧。

[0074] 接着,对本实施方式的电气控制部进行说明。未图示的控制装置是由包含CPU、ROM、RAM等的周知的微型计算机和其周边电路构成,基于存储于该ROM内的控制程序进行各种演算和处理,从而控制连接于输出侧的各种控制对象机器(压缩机11、冷却风扇12a、高段侧送风风扇15a、低段侧送风风扇18a等)的动作。

[0075] 另外,在控制装置中,连接有检测车室内温度的内气温传感器、检测外气温的外气温传感器、检测车室内的日照量的日照传感器、检测高段侧蒸发器15的吹出空气温度(高段侧蒸发器温度)的第1蒸发器温度传感器、检测低段侧蒸发器18的吹出空气温度(低段侧蒸发器温度)的第2蒸发器温度传感器、检测散热器12出口侧制冷剂的温度的出口侧温度传感器、检测散热器12出口侧制冷剂的压力的出口侧压力传感器、检测冷藏库内的温度的库内温度传感器等传感器群,并输入这些传感器群的检测值。

[0076] 此外,在控制装置的输入侧,连接有配置于车室内前部的仪表板附近的未图示的操作板,来自设置于该操作板的各种操作开关的操作信号被输入到控制装置。作为设置于操作板的各种操作开关,设置有要求车辆用制冷循环装置的动作或者停止的动作开关、设定车室内温度的车室内温度设定开关等。

[0077] 另外,本实施方式的控制装置和连接于其输出侧的控制各种控制对象机器的动作的控制部一体地构成,控制装置中的控制各控制对象机器的动作的结构(硬件和软件)构成各控制对象机器的控制部。例如,在本实施方式中,控制压缩机11的动作的结构构成排出能力控制部。

[0078] 接着,利用图2的莫里尔图,对本实施方式的喷射器式制冷循环10的动作进行说明。首先,当操作板的动作开关被接通(ON)时,控制装置使压缩机11的电动机、冷却风扇12a、高段侧送风风扇15、低段侧送风风扇18a等动作。由此,压缩机11对制冷剂进行吸入、压缩并排出。

[0079] 从压缩机11排出的高温高压的排出制冷剂(图2的a2点)流入散热器12,并与从冷却风扇12a吹送的送风空气(外气)进行热交换,从而放热并凝缩(图2的a2点→b2点)。此外,从散热器12流出的制冷剂的流动在分支部13被分支。

[0080] 在分支部13被分支的一方的制冷剂流入高段侧节流装置14并被等焓地减压(图2的b2点→c2点)。此时,高段侧节流装置14的节流阀开度被调整为高段侧蒸发器15出口侧制冷剂(图2的d2点)的过热度处于预先规定的规定范围内。

[0081] 在高段侧节流装置14被减压的制冷剂流入高段侧蒸发器15,并从由高段侧送风风扇15a吹送的室内用送风空气吸热而蒸发(图2的c2点→d2点)。由此,室内用送风空气被冷却。

[0082] 在分支部13被分支的另一方的制冷剂流入内部热交换器16的高压侧制冷剂通路16a,并与在内部热交换器16的低压侧制冷剂通路16b中流通的从低段侧蒸发器18流出的制冷剂进行热交换,从而使焓降低(图2的b2点→e2点)。

[0083] 从内部热交换器16的高压侧制冷剂通路16a流出的制冷剂流入低段侧节流装置17并被等焓地减压(图2的e2点→f2点)。此时,在低段侧节流装置17被减压的制冷剂的压力变

为比在高段侧节流装置14被减压的制冷剂的压力低。在图2中,e2点的压力变为比c2点的压力低。

[0084] 在低段侧节流装置17被减压的制冷剂流入低段侧蒸发器18,并从由低段侧送风风扇18a循环送风的库内用送风空气吸热而蒸发(图2的f2点→g2点)。由此,库内用送风空气被冷却。

[0085] 从低段侧蒸发器18流出的低段侧低压制冷剂流入内部热交换器16的低压侧制冷剂通路16b,并与在内部热交换器16的高压侧制冷剂通路16a流通的在分支部13被分支的另一方的制冷剂进行热交换而使焓上升(图2的g2点→h2点)。

[0086] 另外,从高段侧蒸发器15流出的制冷剂流入喷射器19的喷嘴部19a,被等熵地减压并被喷出(图2的d2点→i2点)。并且,通过该喷射制冷剂的吸引作用,从内部热交换器16的低压侧制冷剂通路16b流出的低段侧蒸发器18下游侧制冷剂(图2的h2点)被从喷射器19的制冷剂吸引口19c吸引。

[0087] 此时,被从制冷剂吸引口19c吸引的制冷剂,在形成于喷射器19的内部的吸引通路19e中流通时,被等熵地减压而使压力略微降低(图2的h2点→j2点)。从喷嘴部19a喷出的喷射制冷剂和被从制冷剂吸引口19c吸引的吸引制冷剂流入喷射器19的扩散部19d(图2的i2→k2点,j2点→k2点)。

[0088] 在扩散部19d,通过制冷剂通路面积的扩大,制冷剂的速度能被转换为压能。由此,喷射制冷剂和吸引制冷剂的混合制冷剂的压力上升(图2的k2点→m2点)。从扩散部19d流出的制冷剂被从压缩机11吸入并再次被压缩(图2的m2点→a2点)。

[0089] 本实施方式的喷射器式制冷循环10如上所述动作,从而可以冷却被送风向车室内的室内用送风空气和向冷藏库内循环送风的库内用送风空气。此时,低段侧蒸发器18的制冷剂蒸发压力(制冷剂蒸发温度)变为比高段侧蒸发器15的制冷剂蒸发压力(制冷剂蒸发温度)低,因此可以在不同的温度带对车室内和冷藏库内进行冷却。

[0090] 此外,本实施方式的喷射器式制冷循环10中,使压缩机11吸入在喷射器19的扩散部19d被升压的制冷剂(图2的m2点),因此可以使压缩机11的消耗动力降低,从而使循环的成绩系数(COP)提高。

[0091] 在此,如本实施方式的车辆用制冷循环装置那样,在通过高段侧蒸发器15和低段侧蒸发器18对不同的冷却对象空间(具体而言,车室内和冷藏库内)进行冷却的结构中,需要将各自的蒸发器15、18所发挥的冷却能力预先适当地设定为与各自的冷却对象空间的容积等对应。如前所述,本实施方式中,对各自的蒸发器15、18要求的冷却能力大致相同。

[0092] 另外,一般的喷射器中,通过喷射制冷剂的吸引作用来吸引制冷剂,从而回收在喷嘴部制冷剂被减压时的速度能的损失。并且,通过在扩散部将喷射制冷剂和吸引制冷剂的混合制冷剂的速度能转换为压能,而使混合制冷剂升压。

[0093] 因此,本实施方式的喷射器式制冷循环10中,如图3所示,伴随着减小流量比 G_e/G_n ,使混合制冷剂的流速增加,从而可以使在扩散部19d的升压量 ΔP 增加。即,伴随着减小流量比 G_e/G_n ,通过在扩散部19d使混合制冷剂升压,变为容易获得COP提高效果。

[0094] 然而,当减小流量比 G_e/G_n 时,在低段侧蒸发器18中流通的制冷剂流量减少,因此由低段侧蒸发器18发挥的冷却能力容易比由高段侧蒸发器15发挥的冷却能力低。

[0095] 即,在如本实施方式那样具有多个蒸发器的喷射器式制冷循环中,难以在通过在

喷射器的扩散部使混合制冷剂升压而充分获得COP提高效果的同时,将各自的蒸发器所发挥的冷却能力调整为根据用途而要求的适当的能力。

[0096] 相对于此,在本实施方式的喷射器式制冷循环10中,具有内部热交换器16,该内部热交换器16使在从低段侧蒸发器18的制冷剂出口到喷射器19的制冷剂吸引口19c的制冷剂流路中流通的低段侧低压制冷剂、与在从分支部13的另一方制冷剂流出口到低段侧节流装置17的入口侧的制冷剂流路中流通的高压制冷剂进行热交换。

[0097] 因此,对于不具有内部热交换器16的喷射器式制冷循环(以下,记载为比较用循环),可以扩大低段侧蒸发器18的出入口焓差。

[0098] 更具体而言,在比较用循环中,如图2所示,低段侧蒸发器18的出入口焓差为 Δh_{le} 。相对于此,在本实施方式的喷射器式制冷循环10中,低段侧蒸发器18的出入口焓差扩大为 $\Delta h_{le} + \Delta h_{iheh}$ 。

[0099] 由此,将流量比 G_e/G_n 设定为小的值(即,吸引制冷剂流量 G_e 设定为比喷射制冷剂流量 G_n 少),通过在扩散部19d使混合制冷剂升压,即使充分地获得COP提高效果,也可以抑制低段侧蒸发器18发挥的冷却能力的降低。

[0100] 即,通过本实施方式的喷射器式制冷循环10,能够以满足以下数学式F1的方式使高段侧蒸发器15发挥的冷却能力和低段侧蒸发器18发挥的冷却能力接近。

[0101] $G_n \times \Delta h_{he} \approx G_e (\Delta h_{le} + \Delta h_{iheh}) \cdots (F1)$

[0102] 在此, Δh_{he} 是高段侧蒸发器18的出入口焓差。

[0103] 此外,在本实施方式的喷射器式制冷循环10中,可以通过在扩散部19d使混合制冷剂升压而获得COP提高效果,在此基础上,与比较用循环相比,可以通过使低段侧蒸发器18的出入口焓差扩大而获得COP提高效果。

[0104] 根据本申请发明者的研究,如图4所示,在本实施方式的喷射器式制冷循环10中,与比较用循环相比可以使COP提高6~8%的程度。另外,图4的横轴是表示作为喷射器的能量转换效率的喷射器效率,是根据喷射器式制冷循环10的动作条件、喷射器19的尺寸规格等而变化的值。

[0105] 根据图4明确可知,由本实施方式的喷射器式制冷循环10产生的COP提高效果,可以在喷射器式制冷循环10的广泛的动作条件下获得,并且也可以在喷射器式制冷循环10中即使采用广泛尺寸规格的喷射器19也可获得。

[0106] (第2实施方式)

[0107] 在本实施方式中,如图5所示,说明相对第1实施方式变更了内部热交换器16的连接方式的例子。具体而言,在本实施方式中,在高段侧蒸发器15的制冷剂出口侧连接有内部热交换器16的低压侧制冷剂通路16b的入口侧。此外,在低压侧制冷剂通路16b的出口侧连接有喷射器19的喷嘴部19a的入口侧。

[0108] 因此,本实施方式的内部热交换器16能够发挥使在从高段侧蒸发器15的制冷剂出口侧到喷射器19的喷嘴部19a的入口侧的制冷剂流路中流通的高段侧低压制冷剂、与在从分支部13的另一方的制冷剂流出口到低段侧节流装置17的入口侧的制冷剂流路中流通的高压制冷剂进行热交换的功能。

[0109] 另外,本实施方式中,低段侧蒸发器18的制冷剂出口和喷射器19的制冷剂吸引口19c经由制冷剂配管直接地连接。其它的结构和第1实施方式相同。

[0110] 接着,用图6的莫里尔图,对本实施方式的喷射器式制冷循环10的动作进行说明。另外,图6的莫里尔图中的各符号,相对于在第1实施方式中说明的图2的莫里尔图,对于表示循环构成状态同等或对应位置的制冷剂的状态的情况,使用同样的字母并变更下标(数字)而进行表示。这在以下的莫里尔图中也相同。

[0111] 当使本实施方式的喷射器式制冷循环10动作时,和第1实施方式相同,从压缩机11排出的高温高压的排出制冷剂(图6的a6点)在散热器12被冷却(图6的a6点→b6点),并在分支部13被分支。

[0112] 在分支部13被分支的一方的制冷剂,在高段侧节流装置14被减压后,流入高段侧蒸发器15,并从室内用送风空气吸热而蒸发(图6的b6点→c6点→d6点)。由此,室内用送风空气被冷却。

[0113] 此外,在本实施方式中,从高段侧蒸发器15流出的高段侧低压制冷剂流入内部热交换器16的低压侧制冷剂通路16b,并与在内部热交换器16的高压侧制冷剂通路16a中流通的在分支部13被分支的另一方的制冷剂进行热交换,从而使焓上升(图6的d6点→h6点)。

[0114] 在分支部13被分支的另一方的制冷剂流入内部热交换器16的高压侧制冷剂通路16a,并与在内部热交换器16的低压侧制冷剂通路16b中流通的从高段侧蒸发器15流出的制冷剂进行热交换,从而使焓降低(图6的b6点→e6点)。

[0115] 从内部热交换器16的高压侧制冷剂通路16a流出的制冷剂,在低段侧节流装置17被减压后流入低段侧蒸发器18,并从库内用送风空气吸热而蒸发(图6的e6点→f6点→g6点)。由此,库内用送风空气被冷却。

[0116] 另外,在本实施方式中,从内部热交换器16的低压侧制冷剂通路16b流出的制冷剂流入喷射器19的喷嘴部19a,被等熵地减压并被喷出(图6的h6点→i6点)。并且,通过该喷射制冷剂的吸引作用,低段侧蒸发器18下游侧制冷剂(图6的g6点)被喷射器19的制冷剂吸引口19c吸引。

[0117] 并且,从喷嘴部19a喷出的喷射制冷剂和从被从制冷剂吸引口19c吸引的吸引制冷剂流入喷射器19的扩散部19d(图6的i6→k6点,g6点→j6点→k6点)。在扩散部19d中,制冷剂的速度能被转换为压能,因而混合制冷剂的压力上升(图6的k6点→m6点)。之后的动作和第1实施方式相同。

[0118] 因此,在本实施方式的喷射器式制冷循环10中,和第1实施方式相同,也可以在不同的温度带对车室内和冷藏库内进行冷却,并且通过内部热交换器16的作用,可以使高段侧蒸发器15发挥的冷却能力和低段侧蒸发器18发挥的冷却能力接近。

[0119] 此外,在本实施方式中,通过内部热交换器16的作用,可以使流入喷射器19的喷嘴部19a的制冷剂的焓上升如图2的 Δh_{ihe1} 所示的量,从而可以在扩散部19d使混合制冷剂有效地升压。

[0120] 更具体而言,如前所述,在喷射器19中,通过喷射制冷剂的吸引作用来吸引制冷剂,从而回收在喷嘴部19a制冷剂被减压时的速度能的损失,并在扩散部19d将混合制冷剂的速度能转换为压能。因此,通过使回收的速度能的量(回收能量的量)增加,可以使扩散部19d的升压量 ΔP 增加。

[0121] 此外,在喷嘴部19a被回收的回收能量的量由喷嘴部19a入口侧制冷剂(图6的h6点)的焓和喷嘴部19a出口侧制冷剂(图6的i6点)的焓的焓差来表示(图6的 ΔH_6)。

[0122] 并且,如本实施方式,伴随着使流入喷嘴部19a的制冷剂的焓上升,在喷嘴部19a制冷剂被等熵地减压时的莫里尔图上的等熵线的倾斜度变平缓(小),因此,在喷嘴部19a,可以增加使制冷剂与规定的压力相应地等熵膨胀的情况下的回收能量的量。

[0123] 因此,在本实施方式的喷射器式制冷循环10中,在扩散部19d可以使混合制冷剂有效的升压。换言之,在本实施方式的喷射器式制冷循环10中,即使不减小流量比 G_e/G_n ,也可以使扩散部19d的升压量 ΔP 上升,并在扩散部19d使混合制冷剂升压,从而充分获得COP提高效果。

[0124] 即,根据本实施方式的喷射器式制冷循环10,可以使流量比 G_e/G_n 的可调整范围扩大,因此可以适当地调整在各自的蒸发器15、18发挥的冷却能力。

[0125] (第3实施方式)

[0126] 在本实施方式中,如图7所示,说明相对于第2实施方式变更了内部热交换器16的连接方式的例子。具体而言,在本实施方式中,散热器12的制冷剂出口侧连接有内部热交换器16的高压侧制冷剂通路16a的入口侧。此外,内部热交换器16的高压侧制冷剂通路16a的出口侧连接有分支部13的制冷剂流入口。

[0127] 因此,本实施方式的内部热交换器16能够发挥使在从高段侧蒸发器15的制冷剂出口侧到喷射器19的喷嘴部19a的入口侧的制冷剂流路中流通的高段侧低压制冷剂、与在从散热器12的制冷剂出口侧到分支部13的入口侧的制冷剂流路中流通的高压制冷剂进行热交换的功能。

[0128] 另外,在本实施方式中,分支部13的一方的制冷剂流出口连接有高段侧节流装置14的入口侧,分支部13的另一方的制冷剂流出口连接有低段侧节流装置17的入口侧。其它的构成和第2实施方式相同。

[0129] 接着,用图8的莫里尔图,对本实施方式的喷射器式制冷循环10的动作进行说明。当使本实施方式的喷射器式制冷循环10动作时,和第1实施方式相同,从压缩机11排出的高温高压的排出制冷剂(图8的a8点)在散热器12被冷却(图8的a8点→b8点)。

[0130] 此外,在本实施方式中,从散热器12流出的高压制冷剂流入内部热交换器16的高压侧制冷剂通路16a,并与在内部热交换器16的低压侧制冷剂通路16b中流通的从高段侧蒸发器15流出的制冷剂进行热交换,从而使焓降低(图8的b8点→e8点)。从高压侧制冷剂通路16a流出的制冷剂的流动在分支部13被分支。

[0131] 在分支部13被分支的一方的制冷剂,和第1实施方式相同,在高段侧节流装置14被减压后流入高段侧蒸发器15,并从室内用送风空气吸热而蒸发(图8的e8点→c8点→d8点)。由此,室内用送风空气被冷却。

[0132] 此外,在本实施方式中,从高段侧蒸发器15流出的高段侧低压制冷剂流入内部热交换器16的低压侧制冷剂通路16b,并与在内部热交换器16的高压侧制冷剂通路16a中流通的在分支部13被分支的另一方的制冷剂进行热交换,从而使焓上升(图8的d8点→h8点)。

[0133] 在分支部13被分支的另一方的制冷剂,在低段侧节流装置17被减压后流入低段侧蒸发器18,并从库内用送风空气吸热而蒸发(图8的e8点→f8点→g8点)。由此,库内用送风空气被冷却。

[0134] 另外,在本实施方式中,和第2实施方式相同,从内部热交换器16的低压侧制冷剂通路16b流出的制冷剂,流入喷射器19的喷嘴部19a被等熵地减压并被喷出(图8的h8点→i8

点)。并且,通过该喷射制冷剂的吸引作用,低段侧蒸发器18下游侧制冷剂(图8的g8点)被从喷射器19的制冷剂吸引口19c吸引。之后的动作和第2实施方式相同。

[0135] 因此,在本实施方式的喷射器式制冷循环10中,和第1实施方式相同,也可以在不同的温度带对车室内和冷藏库内进行冷却。此外,和第2实施方式相同,也可以使喷嘴部19a的回收能量的量(与图8的 $\Delta H8$ 对应)增加,从而在扩散部19d可以使混合制冷剂有效的升压,因此能够适当地调整在各自的蒸发器15、18发挥的冷却能力。

[0136] (其它的实施方式)

[0137] 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,可以进行如下的各种变形。

[0138] (1) 在上述的各实施方式中,说明了以高段侧蒸发器15发挥的冷却能力和低段侧蒸发器18发挥的冷却能力接近的方式连接有内部热交换器16的例子,但是内部热交换器16的连接方式不限于于此。即,只要能够调整各蒸发器15、18发挥的冷却能力,则在内部热交换器16中也可以使不同于上述的各实施方式中被公开的组合的低压制冷剂和高压制冷剂进行热交换。

[0139] 具体而言,如图9所示,可以使区域X的高压制冷剂(在从散热器12的制冷剂出口侧到分支部13的入口侧的制冷剂流路中流通的高压制冷剂)、区域Y的高压制冷剂(在从分支部13的一方的制冷剂流出口到高段侧节流装置14的入口侧的制冷剂流路中流通的高压制冷剂)、以及区域Z的高压制冷剂(在从分支部13的另一方的制冷剂流出口到低段侧节流装置17的入口侧的制冷剂流路中流通的高压制冷剂)中的任一方、与区域 α 的低压制冷剂(高段侧低压制冷剂)以及区域 β 的低压制冷剂(低段侧低压制冷剂)中的任一方在内部热交换器16进行热交换。

[0140] 例如,通过使区域Y的高压制冷剂和区域 α 、 β 的低压制冷剂中的任一方进行热交换,可以将高段侧蒸发器15发挥的冷却能力调整为比低段侧蒸发器18发挥的冷却能力大。另外,也可以使区域X的高压制冷剂和区域 β 的低压制冷剂进行热交换。

[0141] (2) 在上述的各实施方式中,对在分支部13的一方的制冷剂流出口连接有高段侧节流装置14的入口侧,在分支部13的另一方的制冷剂流出口连接有低段侧节流装置17的入口侧的喷射器式制冷循环10进行了说明,但是本发明的喷射器式制冷循环的循环结构不限于于此。

[0142] 例如,如图10所示,也可以是如下的循环结构:在散热器12的制冷剂出口侧连接有高段侧节流装置14的入口侧,在高段侧节流装置14的出口侧连接有分支部13的入口侧,在分支部13的一方的制冷剂流出口连接有高段侧蒸发器15的制冷剂入口侧,此外,在分支部13的另一方的制冷剂流出口经由低段侧节流装置17而连接有低段侧蒸发器18的制冷剂入口侧。

[0143] 并且,这种循环构成中,在内部热交换器16中,也可以使图10的区域S的高压制冷剂(在从散热器12的制冷剂出口侧带高段侧节流装置14的入口侧的制冷剂流路中流通的高压制冷剂)、与区域 α 、 β 的低压制冷剂中的任一方进行热交换。

[0144] 此外,在上述的各实施方式中,对具有使制冷剂在彼此不同的温度带蒸发的2个蒸发器15、18的喷射器式制冷循环10进行了说明,此外,也可以具有其他的蒸发器。该其他的蒸发器可以与高段侧蒸发器15或低段侧蒸发器18并联连接,也可以与高段侧蒸发器15或低

段侧蒸发器18串联连接。

[0145] (3) 在上述的各实施方式中,说明了将本发明涉及的喷射器式制冷循环10应用于冷藏车辆用的制冷循环装置的例子,但本发明涉及的喷射器式制冷循环10的应用不限于于此。

[0146] 例如,应用于车辆用的情况下,可以应用于通过高段侧蒸发器15对向车辆前座位侧吹送的前座位用送风空气进行冷却,并通过低段侧蒸发器18对向车辆后座位侧吹送的后座位用送风空气进行冷却的所谓双空调系统。

[0147] 此外,不限于于车辆用,也可以应用于固定型的冷藏冷冻装置、陈列橱、空调装置等。此时,可以通过低段侧蒸发器18来冷却多个冷却对象空间中的最想要降低温度的低温侧的冷却对象空间,通过高段侧蒸发器15来冷却在比低温侧的冷却对象空间高的温度带被冷却的冷却对象空间。

[0148] (4) 构成喷射器式制冷循环10的构成机器不限于于在上述的实施方式所公开的结构。

[0149] 例如,作为压缩机11,可以采用通过经由滑轮、带等从发动机(内燃机)传递的旋转驱动力而驱动的发动机驱动式的压缩机。作为这种发动机驱动式的压缩机,可以采用能够根据排出容量的变化来调整制冷剂排出能力的可变容量型压缩机、根据电磁离合器的接合或断开而使压缩机的运转率变化而调整制冷剂排出能力的固定容量型压缩机等。

[0150] 另外,作为散热器12,可以采用所谓低温处理型的凝缩器,该所谓低温处理型的凝缩器构成为具有:使压缩机11排出制冷剂和外气进行热交换而使压缩机11排出制冷剂凝缩的凝缩部、使从该凝缩部流出的制冷剂气液分离的调制器部、以及使从调制器部流出的液相制冷剂和外气进行热交换而使液相制冷剂过冷却的过冷却部。

[0151] 另外,作为高段侧节流装置14、低段侧节流装置17,可以采用电气式的可变节流阀机构,该电气式的可变节流阀机构构成为具有:构成为可以变更节流阀开度的阀芯、由使该阀芯的节流阀开度变化的步进电机构成的电动促动器。

[0152] 另外,作为内部热交换器16,可以采用通过焊接接合形成高压侧制冷剂通路16a的制冷剂配管和形成低压侧制冷剂通路16b的制冷剂配管,从而使高压制冷剂和低压制冷剂可以进行热交换的结构。另外,作为内部热交换器16,也可以采用具有形成高压侧制冷剂通路16a的多根管且在相邻的管之间形成有低压侧制冷剂通路16b的结构。

[0153] 另外,在上述的实施方式中,说明了采用喷嘴部19a的喉部(最小通路面积部)的通路截面面积不变的固定喷射器作为喷射器19的例子,但作为喷射器19,也可以使用具有可以调整喉部的通路截面面积的可变喷嘴部的可变喷射器。另外,在上述的实施方式中,说明了用金属形成喷射器19的主体部19b等的结构部件的例子,但只要能够发挥各自的结构部件的功能,则不限定材质。即,这些结构部件可以用树脂形成。

[0154] (5) 在上述的实施方式中,说明了采用R600a作为制冷剂的例子,但制冷剂不限于于此。例如,可以采用R134a、R1234yf、R410A、R404A、R32、R1234yfxf、R407C等。另外,可以采用使这些制冷剂中多种混合的混合制冷剂。

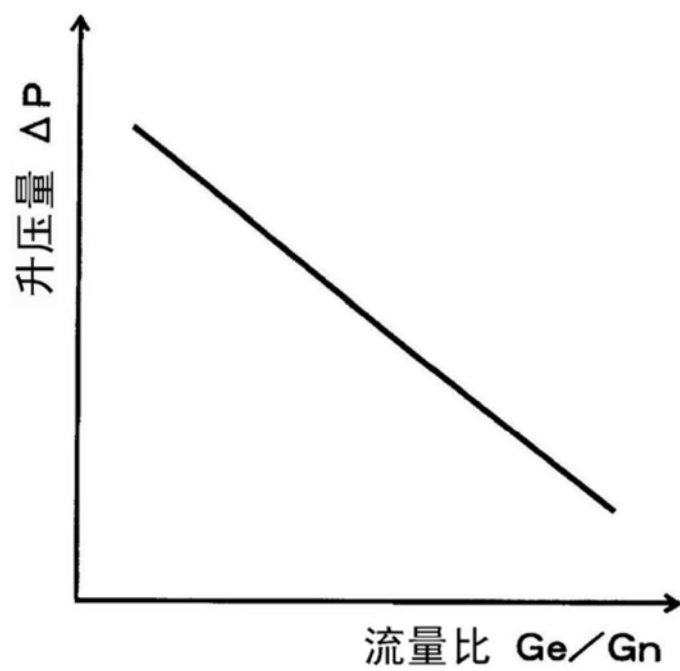


图3

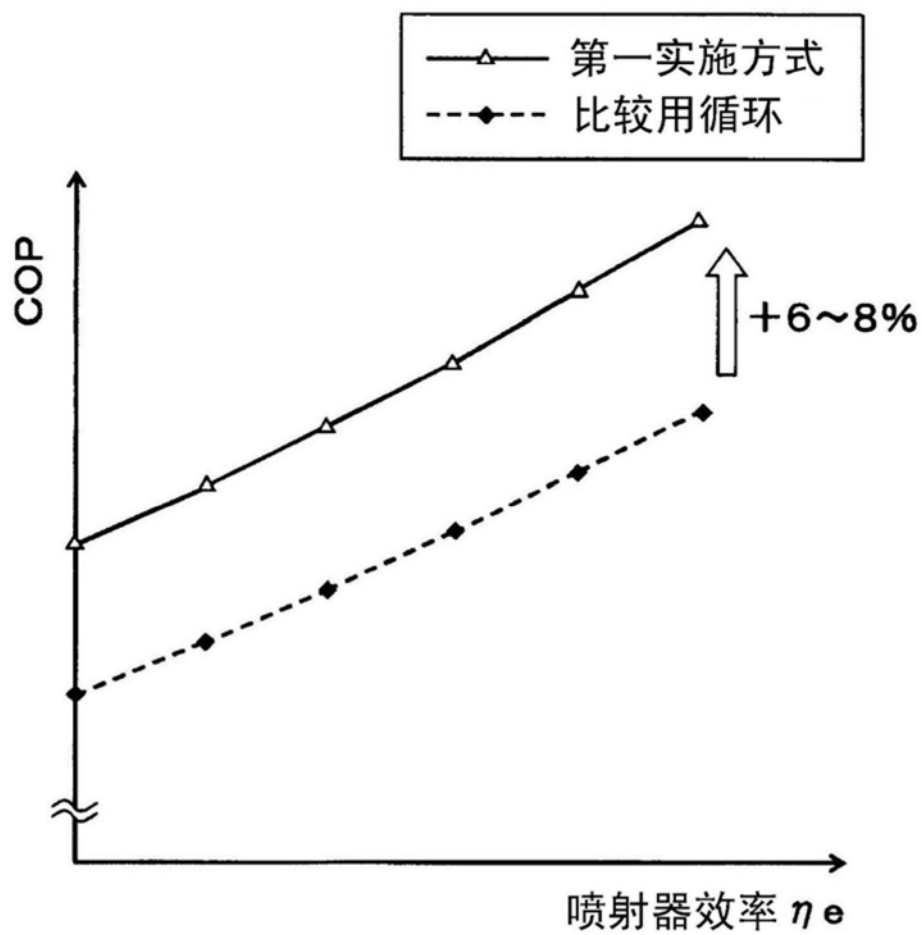


图4

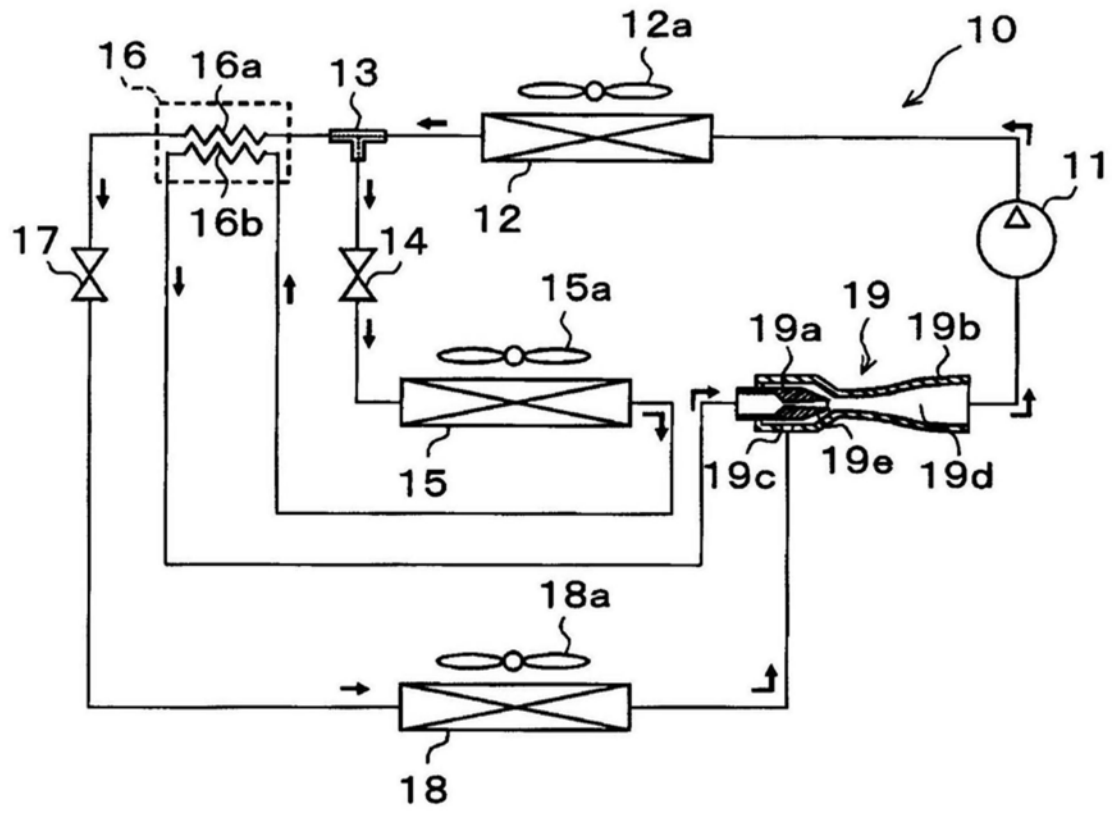


图5

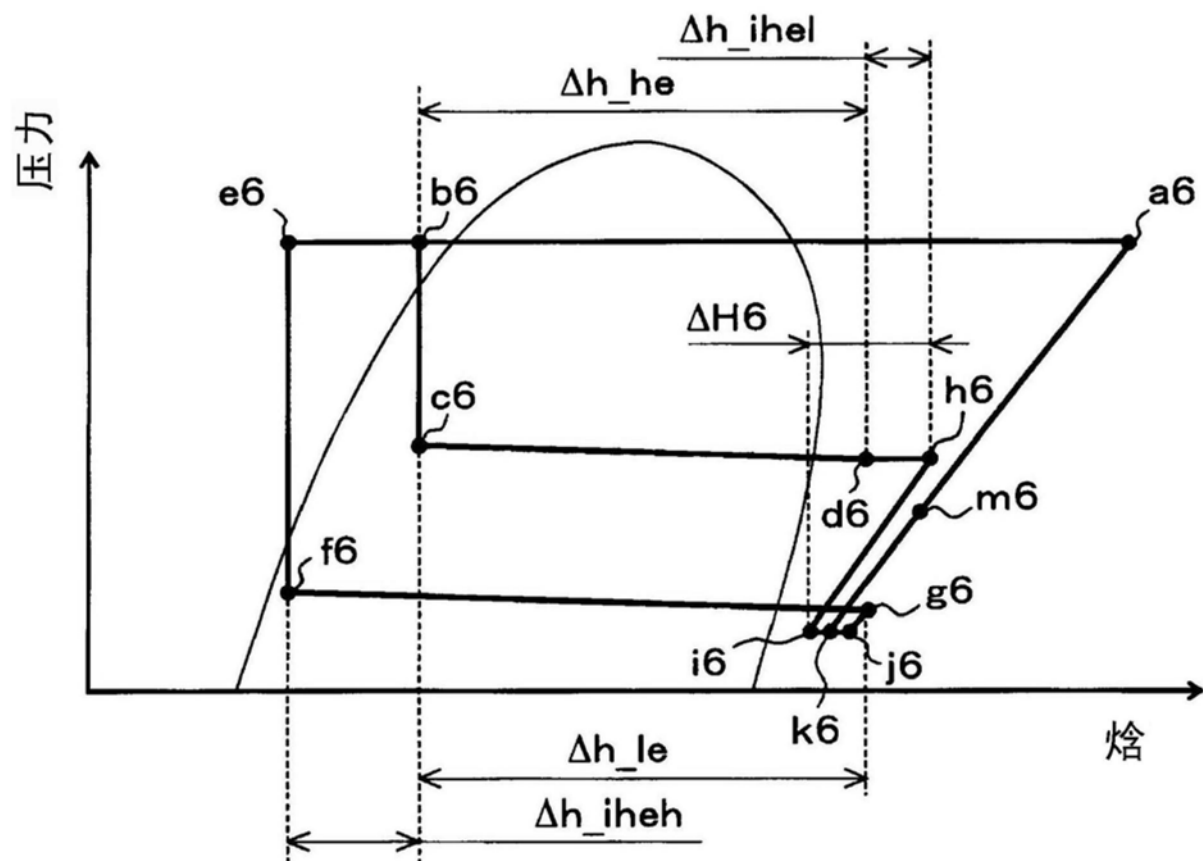


图6

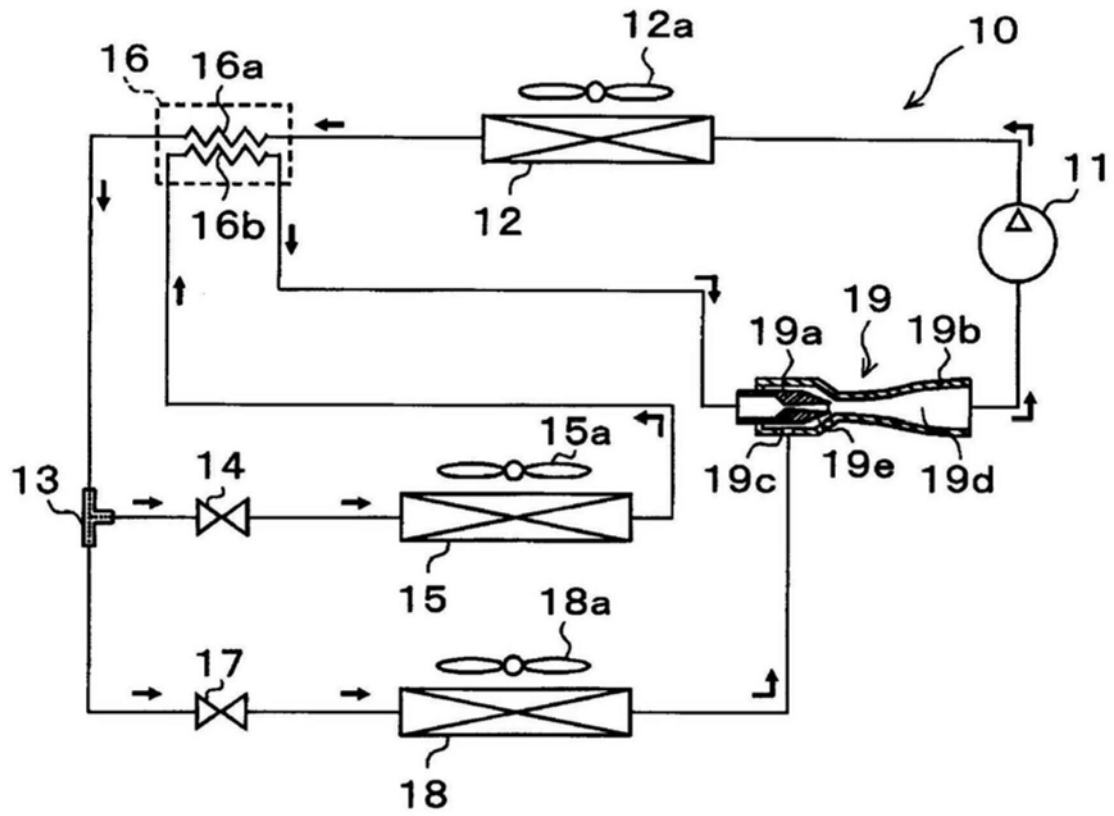


图7

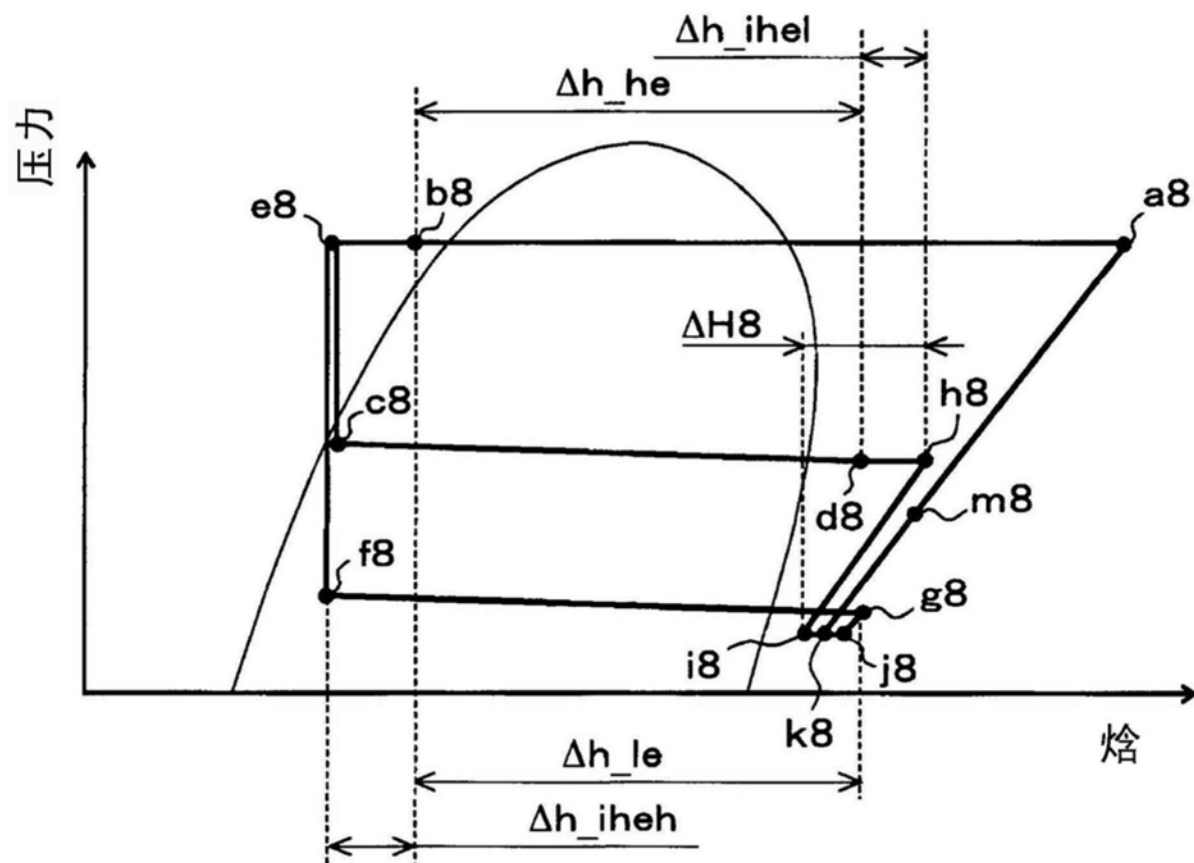


图8

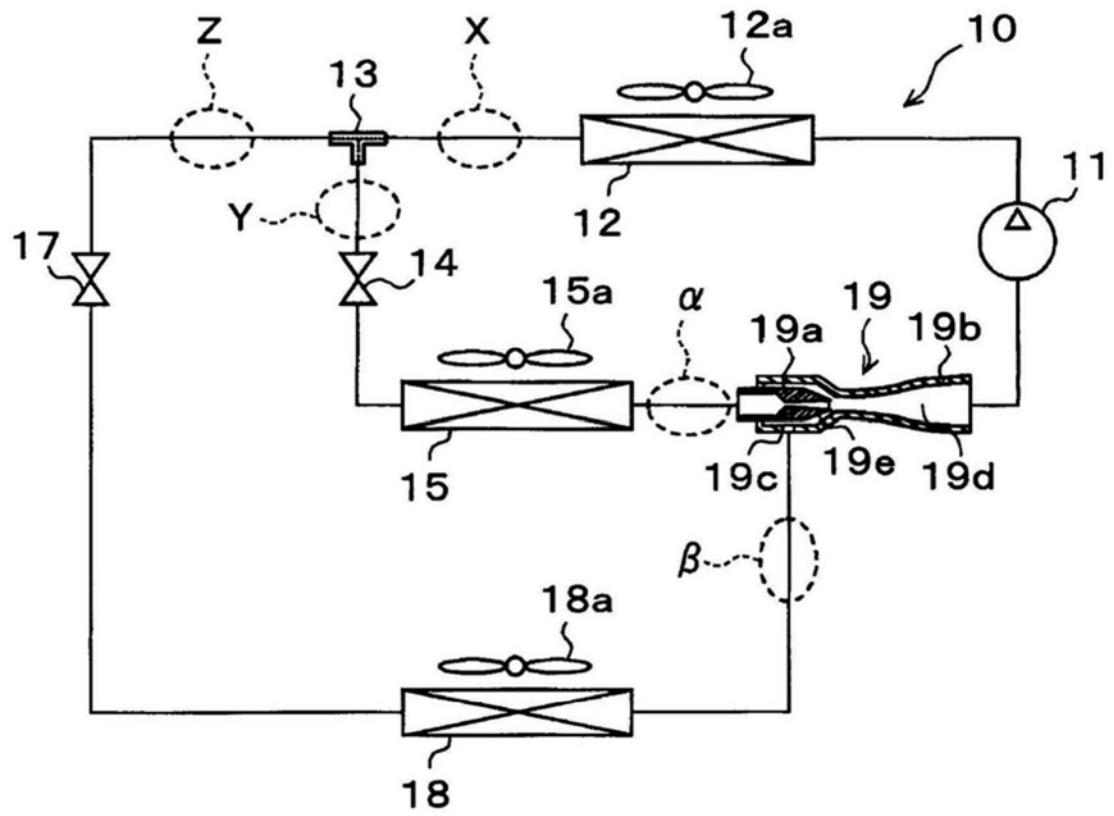


图9

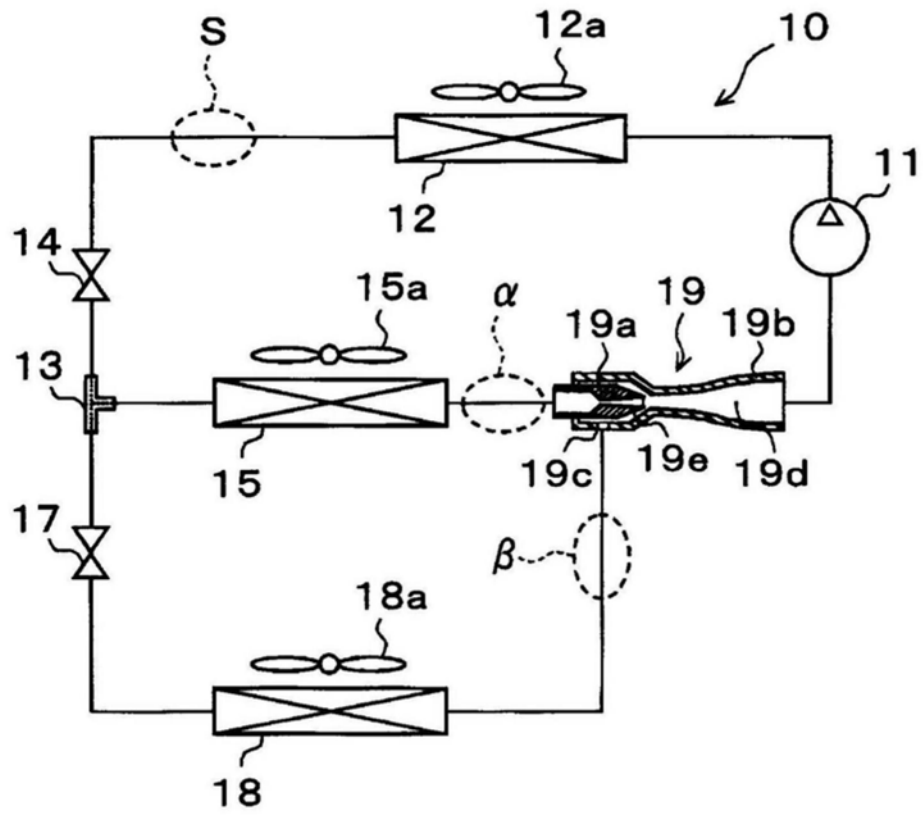


图10