



(21) 申请号 201880069421.6

(22) 申请日 2018.09.24

(65) 同一申请的已公布的文献号
申请公布号 CN 111278670 A

(43) 申请公布日 2020.06.12

(30) 优先权数据
2017-207444 2017.10.26 JP

(85) PCT国际申请进入国家阶段日
2020.04.24

(86) PCT国际申请的申请数据
PCT/JP2018/035238 2018.09.24

(87) PCT国际申请的公布数据
W02019/082570 JA 2019.05.02

(73) 专利权人 株式会社电装
地址 日本爱知县

(72) 发明人 小佐佐铁男

(74) 专利代理机构 上海华诚知识产权代理有限公司 31300

专利代理师 徐颖聪

(51) Int.Cl.
B60H 1/22 (2006.01)
B60H 1/32 (2006.01)
F25B 27/02 (2006.01)

(56) 对比文件
JP 2014095487 A, 2014.05.22
CN 105764727 A, 2016.07.13
CN 102059932 A, 2011.05.18
CN 107206865 A, 2017.09.26
CN 107074069 A, 2017.08.18
JP 2004218853 A, 2004.08.05
JP 2014097740 A, 2014.05.29

审查员 王博慧

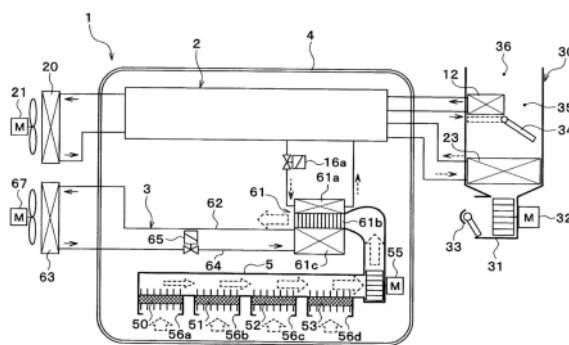
权利要求书3页 说明书33页 附图24页

(54) 发明名称

车辆用热管理系统

(57) 摘要

本发明具备：对向车室内吹送的送风空气进行加热的热泵循环(2)、以及使车载设备(50~53)的排热向外部空气散热的排热用制冷剂循环回路(3)。将排热回收热交换部(61a)和排出热交换部(61c)作为能够实现循环用制冷剂与排热用制冷剂之间的热移动的复合型热交换器(61)而一体构成，该排热回收热交换部在热泵循环中使循环用制冷剂与通过车载设备的排热而加热的加热空气进行热交换，该排出热交换部在排热用制冷剂循环回路(3)中使排热用制冷剂与加热空气进行热交换。并且，将车载设备和复合型热交换器的至少一部分收容在隔热机壳(4)的内部。由此，经由加热空气而将车载设备的排热利用来加热送风空气。由此，能够有效地利用在工作时伴随着发热的车载设备的排热。



1. 一种车辆用热管理系统,其特征在于,具备:

热泵循环(2),该热泵循环能够将在工作时伴随着发热的车载设备(50~53)的排热作为热源而对热交换对象流体进行加热;以及

排热用制冷剂循环回路(3),该排热用制冷剂循环回路经由排热用制冷剂而使所述排热向外部空气散热,

所述热泵循环具有排热回收热交换部(61a),该排热回收热交换部使通过所述排热而加热的加热空气与在所述热泵循环中循环的循环用制冷剂进行热交换,

所述排热用制冷剂循环回路具有排出热交换部(61c),该排出热交换部使所述加热空气与所述排热用制冷剂进行热交换,

所述排热回收热交换部和所述排出热交换部作为能够实现所述循环用制冷剂与所述排热用制冷剂之间的热移动的复合型热交换器(61)而一体构成,

所述复合型热交换器具有热交换翅片(61b),该热交换翅片促进所述循环用制冷剂与所述加热空气的热交换,并且促进所述排热用制冷剂与所述加热空气的热交换,

所述热交换翅片与所述排热回收热交换部和所述排出热交换部双方接触,以能够进行所述循环用制冷剂与所述排热用制冷剂之间的热移动。

2. 根据权利要求1所述的车辆用热管理系统,其特征在于,

所述车载设备和所述复合型热交换器的至少一部分配置在具有隔热构造的隔热机壳(4)的内部空间。

3. 根据权利要求2所述的车辆用热管理系统,其特征在于,

该车辆用热管理系统还具备管道(5),该管道配置在所述内部空间而使所述加热空气流通,

所述车载设备配置在所述管道内。

4. 根据权利要求3所述的车辆用热管理系统,其特征在于,

所述车载设备设置有多个,

所述管道具有多个吸入口(56a~56d),该多个吸入口吸入通过各个所述车载设备的排热而加热的空气。

5. 根据权利要求3所述的车辆用热管理系统,其特征在于,

所述车载设备设置有多个,

所述管道具有吸入空气的吸入口(56),

多个所述车载设备从预先设定的可使用温度带的最高温度低的车载设备开始依次配置在所述吸入口的附近。

6. 根据权利要求2所述的车辆用热管理系统,其特征在于,

所述热泵循环具有空调用室外热交换器(20),该空调用室外热交换器使所述循环用制冷剂与外部空气进行热交换而冷凝,

所述排热用制冷剂循环回路具有热废弃室外热交换器(63),该热废弃室外热交换器使在所述排出热交换部中气化的所述排热用制冷剂与外部空气进行热交换而冷凝,

所述空调用室外热交换器和所述热废弃室外热交换器都配置在所述隔热机壳的外部。

7. 根据权利要求6所述的车辆用热管理系统,其特征在于,

所述空调用室外热交换器和所述热废弃室外热交换器相对于所述外部空气的流动方

向并联地配置。

8. 根据权利要求1至7中任一项所述的车辆用热管理系统,其特征在于,
向所述排热回收热交换部流入的所述循环用制冷剂处于液相状态或者气液二相状态,
所述热泵循环具有回收用减压部(17b、60),该回收用减压部使在所述排热回收热交换部中流通的所述循环用制冷剂的压力减压到比与所述加热空气的温度对应的所述循环用制冷剂的饱和压力低。

9. 根据权利要求1至7中任一项所述的车辆用热管理系统,其特征在于,
所述排热回收热交换部具有使所述循环用制冷剂流通的循环用制冷剂管(72),
在所述循环用制冷剂管内形成的、形成制冷剂通路的最下游部的下游侧通路部(72d)被配置为使所述循环用制冷剂从下方侧朝向上方侧流动,
所述下游侧通路部的至少一部分相比于所述制冷剂通路的其他的部位配置在所述加热空气的流动方向的上风侧。

10. 根据权利要求9所述的车辆用热管理系统,其特征在于,
在所述循环用制冷剂管内形成的制冷剂通路的通路截面积朝向制冷剂流下游侧扩大。

11. 根据权利要求9所述的车辆用热管理系统,其特征在于,
设置有多个所述循环用制冷剂管(72),
在将多个所述循环用制冷剂管中的、在所述排热回收热交换部内形成的由使制冷剂从规定的空间朝向其他的空间在同一方向上流动的管组形成的制冷剂流路定义为通路时,
所述多个循环用制冷剂管形成多个所述通路,
形成所述通路的所述循环用制冷剂管(72)的合计通路截面积朝向制冷剂流下游侧扩大。

12. 根据权利要求1至7中任一项所述的车辆用热管理系统,其特征在于,
所述排出热交换部具有使所述排热用制冷剂流通的排热用制冷剂管(75),
所述排热用制冷剂管被配置为供所述排热用制冷剂从下方侧朝向上方侧流动。

13. 根据权利要求1至7中任一项所述的车辆用热管理系统,其特征在于,
所述热泵循环具有制冷剂回路切换部(16a),该制冷剂回路切换部对使所述循环用制冷剂向所述排热回收热交换部流入的制冷剂回路和不使所述循环用制冷剂向所述排热回收热交换部流入的制冷剂回路进行切换。

14. 根据权利要求1至7中任一项所述的车辆用热管理系统,其特征在于,
所述排热用制冷剂循环回路具有对所述排热用制冷剂的循环进行切断的制冷剂循环切断部(65、68、69a)。

15. 一种车辆用热管理系统,其特征在于,具备:
热泵循环(2),该热泵循环能够将在工作时伴随着发热的车载设备(50~53)的排热作为热源而对热交换对象流体进行加热;以及
排热用制冷剂循环回路(3),该排热用制冷剂循环回路经由排热用制冷剂而使所述排热向外部空气散热,

所述热泵循环具有排热回收热交换部(61a),该排热回收热交换部使通过所述排热而加热的加热空气与在所述热泵循环中循环的循环用制冷剂进行热交换,

所述排热用制冷剂循环回路具有排出热交换部(61c),该排出热交换部使所述加热空

气与所述排热用制冷剂进行热交换，

所述排热回收热交换部和所述排出热交换部作为能够实现所述循环用制冷剂与所述排热用制冷剂之间的热移动的复合型热交换器(61)而一体构成，

所述车载设备和所述复合型热交换器的至少一部分配置在具有隔热构造的隔热机壳(4)的内部空间，

该车辆用热管理系统还具备管道(5)，该管道配置在所述内部空间而使所述加热空气流通，

所述车载设备配置在所述管道内，

所述车载设备设置有多个，

所述管道具有多个吸入口(56a~56d)，该多个吸入口吸入通过各个所述车载设备的排热而加热的空气。

16. 一种车辆用热管理系统，其特征在于，具备：

热泵循环(2)，该热泵循环能够将在工作时伴随着发热的车载设备(50~53)的排热作为热源而对热交换对象流体进行加热；以及

排热用制冷剂循环回路(3)，该排热用制冷剂循环回路经由排热用制冷剂而使所述排热向外部空气散热，

所述热泵循环具有排热回收热交换部(61a)，该排热回收热交换部使通过所述排热而加热的加热空气与在所述热泵循环中循环的循环用制冷剂进行热交换，

所述排热用制冷剂循环回路具有排出热交换部(61c)，该排出热交换部使所述加热空气与所述排热用制冷剂进行热交换，

所述排热回收热交换部和所述排出热交换部作为能够实现所述循环用制冷剂与所述排热用制冷剂之间的热移动的复合型热交换器(61)而一体构成，

所述车载设备和所述复合型热交换器的至少一部分配置在具有隔热构造的隔热机壳(4)的内部空间，

该车辆用热管理系统还具备管道(5)，该管道配置在所述内部空间而使所述加热空气流通，

所述车载设备配置在所述管道内，

所述车载设备设置有多个，

所述管道具有吸入空气的吸入口(56)，

多个所述车载设备从预先设定的可使用温度带的最高温度低的车载设备开始依次配置在所述吸入口的附近。

车辆用热管理系统

[0001] 关联申请的相互参照

[0002] 本申请基于在2017年10月26日申请的日本专利申请2017-207444号,通过参照而将该公开内容编入本申请。

技术领域

[0003] 本发明涉及车辆用热管理系统。

背景技术

[0004] 以往,在专利文献1中公开了一种车辆用空调装置,该车辆用空调装置应用于从行驶用电动机得到车辆行驶用的驱动力的电动汽车。

[0005] 专利文献1的车辆用空调装置具备对向车室内吹送的送风空气进行加热或者冷却的制冷循环装置。该制冷循环装置构成为能够切换制冷剂回路。而且,专利文献1的制冷循环装置在将从外部空气吸收的热作为热源而加热送风空气的制热模式时,切换为构成所谓的气体喷射循环的制冷剂回路。

[0006] 气体喷射循环成为在压缩机中使在循环内生成的中间压气相制冷剂与压缩过程的制冷剂合流的循环结构。由此,在气体喷射循环中,能够提高压缩机的压缩效率,提高循环的性能系数(COP)。

[0007] 即,在专利文献1的车辆用空调装置中,即使是像低外部空气温度时那样要求较高的制热能力的制热模式,通过将制冷循环装置切换为气体喷射循环,从而抑制为了进行空调所消耗的电能增加。进而,抑制每一次充电的电动汽车的行驶距离变短的情况。

[0008] 现有技术文献

[0009] 专利文献

[0010] 专利文献1:日本特开2012-181005号公报

[0011] 然而,电动汽车具备像电池、充电机、电力控制单元、行驶用电动机等那样在工作时伴随着发热的车载设备。然而,在专利文献1中,没有记载将这些车载设备的排热有效地用于车室内的制热等的方面。换言之,在专利文献1中没有公开能够有效地利用车载设备的排热的车辆用热管理系统。

发明内容

[0012] 本发明鉴于上述点,目的在于,提供一种车辆用热管理系统,能够有效地利用在工作时伴随着发热的车载设备的排热。

[0013] 根据本发明的一个方式,车辆用热管理系统具备:热泵循环,该热泵循环能够将在工作时伴随着发热的车载设备的排热作为热源而对热交换对象流体进行加热;以及排热用制冷剂循环回路,该排热用制冷剂循环回路经由排热用制冷剂而使排热向外部空气散热。热泵循环具有排热回收热交换部,该排热回收热交换部使通过排热而加热的加热空气与在热泵循环中循环的循环用制冷剂进行热交换。排热用制冷剂循环回路具有排出热交换部,

该排出热交换部使加热空气与排热用制冷剂进行热交换。排热回收热交换部和排出热交换部作为能够实现循环用制冷剂与排热用制冷剂之间的热移动的复合型热交换器而一体构成。

[0014] 由此,热泵循环具有排热回收热交换部,因此能够将车载设备的排热作为用于对热交换对象流体进行加热的热源来利用。并且,排热用制冷剂循环回路具有排出热交换部,因此在不需要将车载设备的排热作为用于对热交换对象流体进行加热的热源来利用的情况下,能够使排热向外部空气散热。

[0015] 另外,排热回收热交换部和排出热交换部作为能够实现循环用制冷剂与排热用制冷剂之间的热移动的复合型热交换器而一体构成。因此,在对热交换对象流体进行加热时,蓄积在排热用制冷剂中的排热也能够作为热源来利用。

[0016] 即,根据上述方式,能够提供一种车辆用热管理系统,能够有效地利用在工作时伴随着发热的车载设备的排热。

附图说明

[0017] 图1是第一实施方式的车辆用热管理系统的整体结构图。

[0018] 图2是第一实施方式的热泵循环的整体结构图。

[0019] 图3是第一实施方式的复合型热交换器的外观立体图。

[0020] 图4是第一实施方式的复合型热交换器的分解立体图。

[0021] 图5是第一实施方式的复合型热交换器的循环用制冷剂管的放大外观立体图。

[0022] 图6是第一实施方式的复合型热交换器的循环用制冷剂管的放大分解立体图。

[0023] 图7是第一实施方式的复合型热交换器的排热用制冷剂管的放大外观立体图。

[0024] 图8是第一实施方式的复合型热交换器的排热用制冷剂管的放大分解立体图。

[0025] 图9是第一实施方式的复合型热交换器的热交换翅片的放大外观立体图。

[0026] 图10是用于对第一实施方式的复合型热交换器的层叠构造进行说明的说明图。

[0027] 图11是用于对第一实施方式的车辆用热管理系统的配置方式进行说明的说明图。

[0028] 图12是表示第一实施方式的车辆用热管理系统的电控制部的框图。

[0029] 图13是表示第一实施方式的车辆用热管理系统的控制流程的概况的说明图。

[0030] 图14是表示第一实施方式的热泵循环中的第二制热模式时的制冷剂的的状态的变化的示意性的莫里尔线图。

[0031] 图15是用于对第二实施方式的车辆用热管理系统的配置方式进行说明的说明图。

[0032] 图16是用于对第三实施方式的车辆用热管理系统的配置方式进行说明的说明图。

[0033] 图17是第四实施方式的车辆用热管理系统的整体结构图。

[0034] 图18是第五实施方式的车辆用热管理系统的整体结构图。

[0035] 图19是第六实施方式的热泵循环的整体结构图。

[0036] 图20是第七实施方式的车辆用热管理系统的整体结构图。

[0037] 图21是第八实施方式的车辆用热管理系统的整体结构图。

[0038] 图22是第九实施方式的复合型热交换器的循环用制冷剂管的放大分解立体图。

[0039] 图23是第十实施方式的复合型热交换器的循环用制冷剂管的放大分解立体图。

[0040] 图24是第十一实施方式的复合型热交换器的分解立体图。

具体实施方式

[0041] 以下,一边参照附图一边对用于实施本发明的多个方式进行说明。有时在各方式中对与在之前的方式中说明的事项对应的部分标注相同的参照符号而省略重复的说明。当在各方式中仅说明结构的一部分的情况下,能够对结构的其他的部分应用之前说明的其他方式。不仅是在各实施方式中指明能够具体地组合的部分彼此的组合,只要组合没有特别地产生障碍,即使不指明也可以将实施方式彼此局部地组合。

[0042] (第一实施方式)

[0043] 使用图1~图14对本发明的第一实施方式进行说明。在本实施方式中,将本发明的车辆用热管理系统1应用于从行驶用电动机53得到行驶用的驱动力的电动汽车。车辆用热管理系统1在电动汽车中实现进行车室内的空调的功能,并且实现使在工作时伴随着发热的各种车载设备的排热向外部空气散热的功能。

[0044] 作为进行车室内的空调的空调用的运转模式,车辆用热管理系统1能够切换制冷模式、除湿制热模式、第一制热模式、第二制热模式。

[0045] 制冷模式是冷却送风空气并向车室内吹出的运转模式。除湿制热模式是对冷却并除湿后的送风空气进行再加热而向车室内吹出的运转模式。第一制热模式是加热送风空气而向车室内吹出的运转模式。第二制热模式是以比第一制热模式高的加热能力来加热送风空气而向车室内吹出的运转模式。

[0046] 如图1所示,车辆用热管理系统1具备热泵循环2、排热用制冷剂循环回路3、隔热机壳4、管道5、室内空调单元30等。另外,在图1中,为了图示的明确化,省略热泵循环2的一部分的结构设备的图示。

[0047] 热泵循环2是对向空调对象空间即车室内吹送的送风空气的温度进行调整的蒸气压缩式的制冷循环装置。因此,本实施方式的车辆用热管理系统1的热交换对象流体是送风空气。热泵循环2能够与上述的车辆用热管理系统1的空调用的运转模式对应地切换制冷剂回路。

[0048] 在热泵循环2中,作为制冷剂,采用HFC系制冷剂(具体而言,R134a),构成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。在以下的说明中,为了说明的明确化,将在热泵循环2中循环的制冷剂记载为循环用制冷剂。

[0049] 并且,在循环用制冷剂中混入用于润滑压缩机11的冷冻机油,冷冻机油的一部分与循环用制冷剂一同在循环中循环。

[0050] 接下来,使用图2对热泵循环2的详细结构进行说明。压缩机11是在热泵循环2中压缩并喷出循环用制冷剂的二级升压式的电动压缩机。压缩机11是在形成该外壳的壳体的内部收容低级侧压缩机构和高级侧压缩机构这两个压缩机构、以及对双方的压缩机构进行旋转驱动的电动机而构成的。压缩机11的工作由从后述的控制装置90输出的控制信号进行控制。

[0051] 在压缩机11设置有吸入端口11a、中间压端口11b、喷出端口11c。吸入端口11a是用于从壳体的外部向低级侧压缩机构吸入低压的循环用制冷剂的吸入口。喷出端口11c是使从高级侧压缩机构喷出的高压的循环用制冷剂向壳体的外部喷出的喷出口。

[0052] 中间压端口11b是用于使中间压的循环用制冷剂从壳体的外部流入而与从低压向高压压缩的压缩过程的循环用制冷剂合流的中间压吸入口。即,中间压端口11b在壳体的内

部与低级侧压缩机构的喷出口侧和高级侧压缩机构的吸入口侧连接。

[0053] 室内冷凝器12的制冷剂入口侧与压缩机11的喷出端口11c连接。室内冷凝器12配置在后述的室内空调单元30的外壳31内。室内冷凝器12是至少在制热模式时和除湿制热模式时使在内部流通的高压的循环用制冷剂与通过后述的室内蒸发器23后的送风空气进行热交换而加热送风空气的加热用热交换器。

[0054] 高级侧膨胀阀13的入口侧与室内冷凝器12的制冷剂出口侧连接。高级侧膨胀阀13是使从室内冷凝器12流出的高压的循环用制冷剂减压到中间压的装置。更具体而言,高级侧膨胀阀13是具有通过位移而使节流通路面积变化的阀芯、以及使该阀芯位移的电动致动器(具体而言,步进电动机)而构成的电气式的可变节流机构。

[0055] 并且,在热泵循环2中,如后所述,具备制冷用膨胀阀22。制冷用膨胀阀22的基本的结构与高级侧膨胀阀13相同。高级侧膨胀阀13和制冷用膨胀阀22具有全开功能和全闭功能,关于该全开功能,通过使阀开度为全开而几乎不发挥流量调整作用和制冷剂减压作用从而仅作为制冷剂通路发挥功能,关于该全闭功能,通过使阀开度为全闭而将制冷剂通路封堵。

[0056] 高级侧膨胀阀13和制冷用膨胀阀22通过该全开功能和全闭功能而切换与上述的各运转模式对应的制冷剂回路。即,高级侧膨胀阀13和制冷用膨胀阀22兼备作为热泵循环2的制冷剂回路切换部的功能。高级侧膨胀阀13和制冷用膨胀阀22的工作由从控制装置90输出的控制信号(具体而言,控制脉冲)进行控制。

[0057] 气液分离器14的流入口14a与高级侧膨胀阀13的出口侧连接。气液分离器14是对从高级侧膨胀阀13流出的循环用制冷剂的气液进行分离的气液分离部。在本实施方式中,作为气液分离器14,采用通过离心力的作用而对制冷剂进行气液分离的离心分离方式的装置,并且是使分离后的制冷剂几乎不蓄积在内部而向外部流出的内容积比较小的装置。

[0058] 在气液分离器14设置有使分离出的气相制冷剂流出的气相流出口14b、使分离出的液相制冷剂流出的第一液相流出口14c和第二液相流出口14d。

[0059] 中间压气相制冷剂通路15a与气相流出口14b连接。在中间压气相制冷剂通路15a配置有中间压固定节流件17b。中间压固定节流件17b是使在中间压气相制冷剂通路15a中流通的循环用制冷剂减压的减压部,并且是对该制冷剂的流量进行调整的流量调整部。作为这样的中间压固定节流件17b,能够采用节流孔、毛细管等。

[0060] 中间压液相制冷剂通路15b与第一液相流出口14c连接。在中间压液相制冷剂通路15b配置有回收用膨胀阀60。

[0061] 回收用膨胀阀60是以使后述的复合型热交换器61的排热回收热交换部61a的出口侧的循环用制冷剂(即,向压缩机11的中间压端口11b流入的循环用制冷剂)的过热度接近预先确定的基准过热度的方式使节流开度发生变化的可变节流机构。

[0062] 作为这样的回收用膨胀阀60,能够采用温度式膨胀阀,具备:具有与排热回收热交换部61a的出口侧的循环用制冷剂的温度和压力对应地变形的变形部件(具体而言,隔膜)的感温部、以及与变形部件的变形连动地使节流开度发生变化的机械式的机构。

[0063] 复合型热交换器61的排热回收热交换部61a是在第二制热模式时使在内部流通的循环用制冷剂与通过车载设备50~53的排热而加热的加热空气进行热交换的热交换部。关于复合型热交换器61的详细结构,后述说明。

[0064] 合流部15c与中间压气相制冷剂通路15a的出口侧和中间压液相制冷剂通路15b的出口侧连接。合流部15c使从中间压气相制冷剂通路15a流出的循环用制冷剂的流动与从中间压液相制冷剂通路15b流出的循环用制冷剂的流动合流。

[0065] 合流部15c是具有相互连通的三个流入流出口的三通接头构造。而且,在合流部15c,将三个流入流出口中的两个作为制冷剂流入口,将剩余的一个作为制冷剂流出口。

[0066] 入口侧中间压制制冷剂通路15d与合流部15c的制冷剂流出口连接。在入口侧中间压制制冷剂通路15d配置有回收用开闭阀16a。回收用开闭阀16a是配置于入口侧中间压制制冷剂通路15d而对入口侧中间压制制冷剂通路15d进行开闭的电磁阀。回收用开闭阀16a的工作由从控制装置90输出的控制电压进行控制。

[0067] 这里,如上所述,在回收用膨胀阀60中,以使排热回收热交换部61a的出口侧的循环用制冷剂的过热度接近基准过热度的方式使节流开度发生变化。因此,在入口侧中间压制制冷剂通路15d中流通的循环用制冷剂处于液相状态或者干燥度比较低的气液二相状态。因此,回收用开闭阀16a配置于供液相状态或者气液二相状态的循环用制冷剂流通的制冷剂通路。

[0068] 并且,在热泵循环2中,如后所述,具备低压侧开闭阀16b和制冷用开闭阀16c。低压侧开闭阀16b和制冷用开闭阀16c的基本的结构与回收用开闭阀16a相同。

[0069] 而且,回收用开闭阀16a、低压侧开闭阀16b和制冷用开闭阀16c通过对制冷剂通路进行开闭而切换与上述的各运转模式对应的制冷剂回路。即,回收用开闭阀16a、低压侧开闭阀16b和制冷用开闭阀16c与高级侧膨胀阀13和制冷用膨胀阀22一同实现作为热泵循环2的制冷剂回路切换部的功能。

[0070] 在这些制冷剂回路切换部中,回收用开闭阀16a是用于切换使循环用制冷剂向排热回收热交换部61a流入的制冷剂回路和使循环用制冷剂不向排热回收热交换部61a流入的制冷剂回路的制冷剂回路切换部。

[0071] 排热回收热交换部61a的制冷剂入口侧与入口侧中间压制制冷剂通路15d的出口侧连接。并且,压缩机11的中间压端口11b侧经由出口侧中间压制制冷剂通路15e而与排热回收热交换部61a的制冷剂出口连接。

[0072] 另外,空调用室外热交换器20的制冷剂入口侧经由低级侧固定节流件17a而与气液分离器14的第二液相流出口14d连接。低级侧固定节流件17a是使从第二液相流出口14d流出的循环用制冷剂减压的减压部,并且是调整该制冷剂的流量的流量调整部。低级侧固定节流件17a的基本的结构与中间压固定节流件17b相同。

[0073] 并且,使气液分离器14所分离出的液相的循环用制冷剂绕过低级侧固定节流件17a而向空调用室外热交换器20的制冷剂入口侧引导的固定节流件迂回通路18与第二液相流出口14d连接。在固定节流件迂回通路18配置有对固定节流件迂回通路18进行开闭的低压侧开闭阀16b。

[0074] 这里,从第二液相流出口14d流出的循环用制冷剂通过低压侧开闭阀16b时产生的压力损失相对于循环用制冷剂通过低级侧固定节流件17a时产生的压力损失极小。

[0075] 因此,在控制装置90打开低压侧开闭阀16b时,从第二液相流出口14d流出的循环用制冷剂的大致全部流量经由固定节流件迂回通路18而向空调用室外热交换器20流入。另一方面,在控制装置90关闭低压侧开闭阀16b时,从第二液相流出口14d流出的循环用制冷

剂由低级侧固定节流件17a减压而向空调用室外热交换器20流入。

[0076] 空调用室外热交换器20是使在内部流通的循环用制冷剂与从外部空气风扇21吹送的外部空气进行热交换的热交换器。空调用室外热交换器20是至少在制冷模式时作为使高压的循环用制冷剂散热的散热器发挥功能、至少在第一制热模式时和第二制热模式时作为使低压的循环用制冷剂蒸发的蒸发器发挥功能的热交换器。

[0077] 外部空气风扇21是朝向空调用室外热交换器20吹送外部空气的电动送风机。外部空气风扇21的转速(即,送风能力)由从控制装置90输出的控制电压进行控制。外部空气风扇21只要能够将外部空气送至空调用室外热交换器20,则可以是吸入方式的结构,也可以是吹出方式的结构。

[0078] 室内蒸发器23的制冷剂入口侧经由制冷用膨胀阀22而与空调用室外热交换器20的制冷剂出口连接。制冷用膨胀阀22是至少在制冷模式时使从空调用室外热交换器20流出的循环用制冷剂减压到低压的电气式的可变节流机构。

[0079] 室内蒸发器23在室内空调单元30的外壳31内,配置在室内冷凝器12的送风空气流上游侧。室内蒸发器23是至少在制冷模式时和除湿制热模式使在内部流通的低压的循环用制冷剂与从空调用送风机32吹送的送风空气进行热交换、使循环用制冷剂蒸发而发挥吸热作用由此冷却送风空气的冷却用热交换器。

[0080] 储液器24的入口侧与室内蒸发器23的制冷剂出口连接。储液器24是对流入到内部的循环用制冷剂进行气液分离并将循环的剩余制冷剂作为液相制冷剂而蓄积的低压侧气液分离器。压缩机11的吸入端口11a与储液器24的气相制冷剂出口连接。

[0081] 并且,使从空调用室外热交换器20流出的循环用制冷剂绕过制冷用膨胀阀22和室内蒸发器23而向储液器24的入口侧引导的蒸发器迂回通路25与空调用室外热交换器20的循环用制冷剂的出口连接。在蒸发器迂回通路25配置有对蒸发器迂回通路25进行开闭的制冷用开闭阀16c。

[0082] 接下来,对排热用制冷剂循环回路3进行说明。排热用制冷剂循环回路3是用于使车载设备50~53的排热向外部空气散热的热虹吸管。在排热用制冷剂循环回路3中,作为制冷剂,采用与在热泵循环2中循环的制冷剂同种的制冷剂(在本实施方式中,R134a)。在以下的说明中,为了说明的明确化,将在排热用制冷剂循环回路3中循环的制冷剂记载为排热用制冷剂。

[0083] 热虹吸管具有配置在高温的空气中而使制冷剂蒸发的蒸发用热交换部、以及配置在低温的空气中而使制冷剂冷凝的冷凝用热交换部,通过将这些热交换部彼此连接成闭环状(即,环状)而构成。而且,是如下热移送回路:通过高温的空气与低温的温度的温度差而使回路内的制冷剂产生比重差,通过重力的作用使制冷剂自然循环,而与制冷剂一同移送热。

[0084] 如图1所示,排热用制冷剂循环回路3具有复合型热交换器61的排出热交换部61c、热废弃室外热交换器63、排热用开闭阀65等。

[0085] 排出热交换部61c是使在内部流通的液相状态或者气液二相状态的排热用制冷剂与通过车载设备50~53的排热而加热的加热空气进行热交换,而使排热用制冷剂蒸发的蒸发用热交换部。即,排出热交换部61c是经由加热空气而使排热用制冷剂吸收车载设备50~53的排热的热交换部。

[0086] 热废弃室外热交换器63是使在内部流通的气相状态的排热用制冷剂与从外部空气风扇67吹送的外部空气进行热交换而使排热用制冷剂冷凝的冷凝用热交换部。即,热废弃室外热交换器63是使排热用制冷剂吸收的车载设备50~53的排热向外部空气散热的热交换部。

[0087] 外部空气风扇67是朝向热废弃室外热交换器63吹送外部空气的电动送风机。外部空气风扇67的转速(即,送风能力)由从控制装置90输出的控制电压进行控制。外部空气风扇67的基本的结构与朝向空调用室外热交换器20吹送外部空气的外部空气风扇21相同。

[0088] 排出热交换部61c和热废弃室外热交换器63通过气相用制冷剂配管62和液相用制冷剂配管64而连接。气相用制冷剂配管62是将排出热交换部61c的制冷剂出口侧和热废弃室外热交换器63的制冷剂入口侧连接的制冷剂配管。液相用制冷剂配管64是将热废弃室外热交换器63的制冷剂出口侧和排出热交换部61c的制冷剂入口侧连接的制冷剂配管。

[0089] 液相用制冷剂配管64配置在气相用制冷剂配管62的下方侧。因此,在热废弃室外热交换器63中冷凝后的液相状态的排热用制冷剂由于重力的作用而向配置在下方侧的液相用制冷剂配管64流出。

[0090] 排热用开闭阀65是通过对液相用制冷剂配管64进行开闭而切断排热用制冷剂的循环的制冷剂循环切断部。因此,排热用开闭阀65配置在供液相状态或者气液二相状态的制冷剂流通的制冷剂通路。排热用开闭阀65是其工作由从控制装置90输出的控制电压进行控制的电磁阀。

[0091] 接下来,使用图3~图10对复合型热交换器61的详细结构进行说明。另外,各附图的上下的各箭头表示将车辆用热管理系统1搭载于电动汽车的状态下的上下的各方向。

[0092] 复合型热交换器61是将排热回收热交换部61a和排出热交换部61c一体构成的热交换器,该排热回收热交换部在热泵循环2中使循环用制冷剂与加热空气进行热交换,该排出热交换部在排热用制冷剂循环回路3中使排热用制冷剂与加热空气进行热交换。复合型热交换器61构成为能够进行循环用制冷剂与排热用制冷剂之间的热移动。

[0093] 复合型热交换器61的排热回收热交换部61a和排出热交换部61c采用所谓的箱管型的热交换器构造。

[0094] 这里,使制冷剂与空气进行热交换的箱管型的热交换器具有:使制冷剂流通的多个制冷剂管、形成用于进行在多个制冷剂管中流通的制冷剂的分配或者集合的空间的制冷剂罐等。而且,成为使在沿一定方向相互隔开间隔而层叠配置的制冷剂管中流通的制冷剂与在形成于相邻的制冷剂管间的空气通路中流通的空气进行热交换的构造。

[0095] 因此,如图3、图4所示,排热回收热交换部61a具有下风侧循环用制冷剂罐70、上风侧循环用制冷剂罐71、多个循环用制冷剂管72等。

[0096] 多个循环用制冷剂管72是形成使循环用制冷剂流通的制冷剂通路的制冷剂管。多个循环用制冷剂管72沿一定方向相互隔开间隔而层叠配置。

[0097] 如图5、图6所示,循环用制冷剂管72是通过使在板面形成有凹凸部的一对金属制的板状部件(在本实施方式中,第一板状部件72a和第二板状部件72b)贴合而形成的所谓板管。在循环用制冷剂管72的内部,沿上下方向延伸的截面扁平形状的制冷剂通路沿着加热空气的流动方向设置成两列。

[0098] 这里,在本实施方式中,如图5所示,将形成在循环用制冷剂管72的内部的制冷剂

通路中的、形成最上游部而使循环用制冷剂从上方侧向下方侧流动的部位作为上游侧通路部72c。另外,将形成在循环用制冷剂管72的内部的制冷剂通路中的、形成最下游部而使循环用制冷剂从下方侧向上方侧流动的部位作为下游侧通路部72d。

[0099] 上游侧通路部72c与下游侧通路部72d在下方侧连通。下游侧通路部72d相比于上游侧通路部72c,配置在加热空气的流动方向上风侧。

[0100] 另外,在上游侧通路部72c和下游侧通路部72d的内部配置有内板72e。内板72e是截面被折弯成方形波状的金属制的板状部件。内板72e将制冷剂通路划分成多个细管通路,以使循环用制冷剂在上游侧通路部72c和下游侧通路部72d内均等地流动,并且实现提高循环用制冷剂管72的强度的功能。

[0101] 另外,图3、图4所示的下风侧循环用制冷剂罐70是形成对多个循环用制冷剂管72分配制冷剂的分配空间的金属制的有底筒状部件。下风侧循环用制冷剂罐70形成成为在循环用制冷剂管72的层叠方向上延伸的形状。

[0102] 回收用开闭阀16a的出口侧与在下风侧循环用制冷剂罐70的长度方向一端部形成的制冷剂入口70a连接。并且,下风侧循环用制冷剂罐70与在循环用制冷剂管72的上游侧通路部72c的上方侧形成的制冷剂入口部连接。

[0103] 上风侧循环用制冷剂罐71是形成使从多个循环用制冷剂管72流出的制冷剂集合的集合空间的金属制的有底筒状部件。上风侧循环用制冷剂罐71形成成为在循环用制冷剂管72的层叠方向上延伸的形状。

[0104] 上风侧循环用制冷剂罐71与在循环用制冷剂管72的下游侧通路部72d的上方侧形成的制冷剂出口部连接。并且,压缩机11的中间压端口11b侧与在上风侧循环用制冷剂罐71的长度方向一端部形成的制冷剂出口71a连接。

[0105] 因此,在排热回收热交换部61a中,下风侧循环用制冷剂罐70所分配的循环用制冷剂向各循环用制冷剂管72的上游侧通路部72c流入。流入到上游侧通路部72c的循环用制冷剂从上方侧向下方侧流动。在上游侧通路部72c中流通的循环用制冷剂在循环用制冷剂管72的下方侧使流动方向转向(即,U形转弯)而向下游侧通路部72d流入。

[0106] 流入到下游侧通路部72d的循环用制冷剂在下游侧通路部72d中从下方侧向上方侧流动。从下游侧通路部72d流出的循环用制冷剂在上风侧循环用制冷剂罐71内集合。在排热回收热交换部61a中,而且,循环用制冷剂在通过上游侧通路部72c和下游侧通路部72d时,与在循环用制冷剂管72的外部流通的加热空气进行热交换。

[0107] 另一方面,如图3、图4所示,排出热交换部61c具有入口侧排热用制冷剂罐73、出口侧排热用制冷剂罐74、多个排热用制冷剂管75等。

[0108] 多个排热用制冷剂管75是形成使排热用制冷剂流通的制冷剂通路的制冷剂管。多个排热用制冷剂管75在与循环用制冷剂管72相同的方向上相互隔开间隔地层叠配置。

[0109] 更详细地说,循环用制冷剂管72与排热用制冷剂管75交替地层叠配置。因此,复合型热交换器61中的加热空气的空气通路形成在相邻的循环用制冷剂管72与排热用制冷剂管75之间。

[0110] 排热用制冷剂管75是与循环用制冷剂管72相同的板管。如图7、8所示,排热用制冷剂管75是通过使在板面形成有凹凸部的一对金属制的板状部件(在本实施方式中,第一板状部件75a和第二板状部件75b)贴合而形成的。

[0111] 如图7所示,在排热用制冷剂管75的内部形成有沿上下方向延伸的截面扁平形状的制冷剂通路75c。该制冷剂通路75c形成为使排热用制冷剂从下方侧向上方侧流动。在形成于排热用制冷剂管75的内部的制冷剂通路配置有与循环用制冷剂管72相同的内板75e。

[0112] 另外,图3、图4所示的入口侧排热用制冷剂罐73是形成对多个排热用制冷剂管75分配制冷剂的分配空间的金属制的有底筒状部件。入口侧排热用制冷剂罐73形成在循环用制冷剂管72和排热用制冷剂管75的层叠方向上延伸的形状。

[0113] 排热用开闭阀65的出口侧与在入口侧排热用制冷剂罐73的长度方向一端部形成的制冷剂入口连接。并且,入口侧排热用制冷剂罐73与在排热用制冷剂管75的下方侧形成的制冷剂入口部连接。

[0114] 出口侧排热用制冷剂罐74是形成使从多个排热用制冷剂管75流出的制冷剂集合的集合空间的金属制的有底筒状部件。出口侧排热用制冷剂罐74形成在循环用制冷剂管72和排热用制冷剂管75的层叠方向上延伸的形状。

[0115] 出口侧排热用制冷剂罐74与在多个排热用制冷剂管75的上方侧设置的制冷剂出口部连接。并且,在出口侧排热用制冷剂罐74的长度方向一端部形成的制冷剂出口与热废弃室外热交换器63的制冷剂入口侧连接。

[0116] 因此,在排出热交换部61c中,入口侧排热用制冷剂罐73所分配的排热用制冷剂向各排热用制冷剂管75的制冷剂通路75c流入而从下方侧向上方侧流动。从制冷剂通路75c流出的排热用制冷剂集合在出口侧排热用制冷剂罐74。而且,在排出热交换部61c中,排热用制冷剂在通过制冷剂通路75c时,与在排热用制冷剂管75的外部流通的加热空气进行热交换。

[0117] 另外,在复合型热交换器61中,在循环用制冷剂管72与排热用制冷剂管75之间形成的空气通路配置图9所示的热交换翅片61b。热交换翅片61b是促进排热回收热交换部61a中的循环用制冷剂与加热空气的热交换、并且促进排出热交换部61c中的排热用制冷剂与加热空气的热交换的部件。

[0118] 热交换翅片61b是将薄板状金属弯曲成形为波状的波纹翅片。在热交换翅片61b形成有百叶窗状的百叶窗76。百叶窗76是通过将热交换翅片61b的平面部的一部分切开立起而形成的。百叶窗76通过使在空气通路中流通的加热空气的流动弯折而抑制温度边界层的生长,从而提高热传递率。

[0119] 而且,在复合型热交换器61中,热交换翅片61b与循环用制冷剂管72和排热用制冷剂管75双方进行钎焊接合,通过与双方接触,能够经由热交换翅片61b而进行循环用制冷剂与排热用制冷剂之间的热移动。

[0120] 并且,在本实施方式的复合型热交换器61中,如图10所示,除了层叠方向两端部,以重复…热交换翅片61b→循环用制冷剂管72→热交换翅片61b→排热用制冷剂管75…的顺序的方式将循环用制冷剂管72、排热用制冷剂管75和热交换翅片61b有规则地层叠配置。

[0121] 换言之,在本实施方式的复合型热交换器61中,在除了配置于层叠方向两端部的部件以外的循环用制冷剂管72的层叠方向两侧配置有热交换翅片61b,并且在除了配置于层叠方向两端部的部件以外的排热用制冷剂管75的层叠方向两侧配置有热交换翅片61b,从而将循环用制冷剂管72、排热用制冷剂管75和热交换翅片61b有规则地层叠配置。

[0122] 另外,在复合型热交换器61中,如图3、图4所示,在循环用制冷剂管72、排热用制冷

剂管75和热交换翅片61b的层叠方向两端部配置有作为加强部件的金属制的侧板77,该侧板提高复合型热交换器61整体的强度。

[0123] 上述的复合型热交换器61的各结构部件都由导热性优异的同种金属(在本实施方式中,铝合金)形成。而且,复合型热交换器61是通过利用钎焊接合将这些各结构部件一体化而制造的。

[0124] 接下来,对管道5进行说明。管道5形成使通过车载设备50~53的排热而加热的加热空气集合而从车载设备50~53侧向配置有复合型热交换器61的热交换翅片61b的空气通路侧引导的加热空气用通路。管道5由作为绝缘体的树脂形成。

[0125] 在管道5内的加热空气用通路配置有车载设备50~53和循环用送风机55。在本实施方式中,作为车载设备,配置有电池50、充电发电机51、电力控制单元52、行驶用电动机53。即,本实施方式的车载设备是搭载于电动汽车的、通过供给电力而工作且在工作时伴随着发热的电气式车载设备。

[0126] 电池50是能够充放电的二次电池。在本实施方式中,作为电池50,采用锂离子电池。电池50将充电后的电力向行驶用电动机53等电气式车载设备供给。

[0127] 这里,在这种电池50中,若成为低温,则不容易推进化学反应,关于充放电不容易得到充分的性能。另一方面,若成为高温,则劣化容易推进。因此,在本实施方式中,将电池50的可使用温度带作为电池50能够发挥充分的性能的温度带,设定为10℃~40℃。因此,将本实施方式的电池50的可使用温度带的最高温度设定为40℃。

[0128] 充电发电机51是将发电的电力向电池50充电的充电装置。对于充电发电机51,也设定能够发挥充分的性能的可使用温度带。将充电发电机51的可使用温度带的最高温度设定为比电池50的可使用温度带的最高温度高的值。

[0129] 电力控制单元52是管理从电池50向各种电气式车载设备供给的电力的分配的电力分配装置。对于电力控制单元52,也设定能够发挥充分的性能的可使用温度带。将电力控制单元52的可使用温度带的最高温度设定为比充电发电机51的可使用温度带的最高温度高的值。

[0130] 行驶用电动机53输出车辆行驶用的驱动力。对于行驶用电动机53,也设定能够发挥充分的性能的可使用温度带。将行驶用电动机53的可使用温度带的最高温度设定为比电力控制单元52的可使用温度带的最高温度高的值。

[0131] 循环用送风机55吸入由车载设备50~53加热后的加热空气而朝向复合型热交换器61的空气通路侧吹送。循环用送风机55是转速(即,送风能力)由从控制装置90输出的控制电压进行控制的电动送风机。

[0132] 另外,在管道5形成有多个吸入口56a~56d,该多个吸入端口吸入由各个车载设备50~53加热的空气。与对应的车载设备50~53的发热量对应地,多个吸入口56a~56d的开口面积和通风阻力不同。因此,从各个吸入口56a~56d吸入的空气量不同。

[0133] 接下来,对隔热机壳4进行说明。隔热机壳4是形成对车载设备50~53和复合型热交换器61的至少一部分进行收容的内部空间的壳体。隔热机壳4具有抑制内部与外部的热移动的隔热构造。具体而言,隔热机壳4由隔热性优异的树脂形成。并且,隔热机壳4具有某程度的密闭性,以使外部空气不会侵入内部空间内、或者内部空间内的空气不会向外部泄漏。

[0134] 在隔热机壳4的内部空间中,除了收容车载设备50~53等之外,如图1所示,还收容管道5、循环用送风机55、热泵循环2的一部分的结构设备、排热用制冷剂循环回路3的一部分的结构设备。另一方面,热泵循环2的室内冷凝器12、空调用室外热交换器20和室内蒸发器23、以及排热用制冷剂循环回路3的热废弃室外热交换器63配置在隔热机壳4的外部。

[0135] 因此,循环用送风机55使隔热机壳4的内部空间内的空气经由吸入口56a~56d而向管道5的加热空气用通路内吸入,将从复合型热交换器61的空气通路流出的加热空气向内部空间内吹出。即,如图1的空心细虚线箭头所示,循环用送风机55使空气在隔热机壳4的内部空间内循环。

[0136] 接下来,对室内空调单元30进行说明。室内空调单元30在车辆用热管理系统1中形成用于将由热泵循环2进行了温度调整后的送风空气向车室内的适当的部位吹出的空气通路。室内空调单元30在形成其外壳的外壳31的内部形成的空气通路中收容空调用送风机32、室内蒸发器23、室内冷凝器12等。

[0137] 外壳31形成向车室内吹送的送风空气的空气通路,由具有某程度的弹性且强度上也优异的树脂(具体而言,聚丙烯)成形。在外壳31的送风空气流最上游侧配置有内外部空气切换装置33。内外部空气切换装置33将内部空气(车室内空气)和外部空气(车室外空气)切换导入外壳31内。

[0138] 内外部空气切换装置33能够通过内外部空气切换门而连续地调整向外壳31内导入内部空气的内部空气导入口和导入外部空气的外部空气导入口的开口面积,而使内部空气的导入风量与外部空气的导入风量的导入比例发生变化。内外部空气切换门由内外部空气切换门用的电动致动器进行驱动。该电动致动器的工作由从控制装置90输出的控制信号进行控制。

[0139] 在内外部空气切换装置33的送风空气流下游侧配置有空调用送风机32。空调用送风机32实现将经由内外部空气切换装置33而吸入的空气朝向车室内吹送的功能。空调用送风机32是利用电动机来驱动离心多叶片风扇的电动送风机。空调用送风机32的转速(即,送风能力)由从控制装置90输出的控制电压进行控制。

[0140] 在空调用送风机32的送风空气流下游侧,室内蒸发器23和室内冷凝器12相对于送风空气的流动依次配置。即,室内蒸发器23相比于室内冷凝器12配置在送风空气流上游侧。另外,在外壳31内形成有使通过室内蒸发器23后的送风空气绕过室内冷凝器12而向下游侧流动的冷风旁通通路35。

[0141] 在室内蒸发器23的送风空气流下游侧并且室内冷凝器12的送风空气流上游侧配置有空气混合门34。空气混合门34调整通过室内蒸发器23后的送风空气中的、通过室内冷凝器12的风量与通过冷风旁通通路35的风量的风量比例。

[0142] 空气混合门34由空气混合门驱动用的电动致动器进行驱动。该电动致动器的工作由从控制装置90输出的控制信号进行控制。

[0143] 在室内冷凝器12的送风空气流下游侧设置有混合空间36,该混合空间使由室内冷凝器12加热后的送风空气与通过冷风旁通通路35而未由室内冷凝器12加热的送风空气混合。并且,在外壳31的送风空气流最下游部配置有将在混合空间36中混合后的送风空气(空调风)向车室内吹出的开口孔。

[0144] 作为该开口孔,设置有面部开口孔、脚部开口孔以及除霜开口孔(都未图示)。面部

开口孔是用于朝向车室内的乘员的上半身吹出空调风的开口孔。脚部开口孔是用于朝向乘员的脚边吹出空调风的开口孔。除霜开口孔是用于朝向车辆前窗玻璃内侧面吹出空调风的开口孔。

[0145] 这些面部开口孔、脚部开口孔以及除霜开口孔分别经由形成空气通路的管道而与设置在车室内的面部吹出口、脚部吹出口和除霜吹出口(都未图示)连接。

[0146] 因此,空气混合门34通过调整通过室内冷凝器12的风量与通过冷风旁通通路35的风量的风量比例,而调整在混合空间36中混合的空调风的温度。而且,调整从各吹出口向车室内吹出的送风空气(空调风)的温度。

[0147] 另外,在面部开口孔、脚部开口孔和除霜开口孔的送风空气流上游侧分别配置有调整面部开口孔的开口面积的面部门、调整脚部开口孔的开口面积的脚步部门、调整除霜开口孔的开口面积的除霜门(都未图示)。

[0148] 这些面部门、脚步部门、除霜门构成对吹出空调风的吹出口进行切换的吹出模式切换装置。面部门、脚步部门、除霜门经由连杆机构等而与吹出口模式门驱动用的电动致动器连结而连动地旋转操作。该电动致动器的工作由从控制装置90输出的控制信号进行控制。

[0149] 接下来,使用图11对搭载于电动汽车时的车辆用热管理系统1的配置方式进行说明。另外,在图11中,为了图示的明确化,省略热泵循环2、排热用制冷剂循环回路3、室内空调单元30等结构设备的一部分的图示。

[0150] 如图11所示,在本实施方式的电动汽车中,在车室80的前方设置有驱动用装置室81。驱动用装置室81是供输出车辆行驶用的驱动力的驱动用装置(例如,行驶用电动机53)的至少一部分配置的空间。

[0151] 车室80与驱动用装置室81被分隔壁82分隔。在从内燃机(发动机)得到车辆行驶用的驱动力的通常的发动机车辆中,分隔壁82与称为仪表板、或者防火墙的隔音防火用的分隔壁部件对应。

[0152] 隔热机壳4配置在驱动用装置室81内。因此,收容于隔热机壳4的车载设备50~53、管道5、循环用送风机55、热泵循环2的一部分的结构设备、排热用制冷剂循环回路3的一部分的结构设备也配置在驱动用装置室81内。

[0153] 热泵循环2的空调用室外热交换器20和排热用制冷剂循环回路3的热废弃室外热交换器63在驱动用装置室81内配置在隔热机壳4的外部的车辆前方侧。因此,在本实施方式的电动汽车中,在车辆行驶时,能够使行驶风(即,外部空气)碰到空调用室外热交换器20和热废弃室外热交换器63。

[0154] 另外,空调用室外热交换器20和热废弃室外热交换器63相对于外部空气的流动方向并联地配置。这里,在图11中,图表示空调用室外热交换器20和热废弃室外热交换器63在上下方向上排列配置的例子,当然,空调用室外热交换器20和热废弃室外热交换器63也可以在左右方向上配置。

[0155] 另外,室内空调单元30配置在车室80内的最前部的仪表盘(即,仪表板)的内侧。因此,在室内空调单元30的外壳31内收容的热泵循环2的室内冷凝器12、室内蒸发器23等也配置在车室80内。

[0156] 并且,在驱动用装置室81或者隔热机壳4的内部配置有发热量比车载设备50~53少的车载设备、其他的车辆结构设备(都未图示。)等。

[0157] 接下来,使用图12对车辆用热管理系统1的电控制部进行说明。控制装置90由包含CPU、ROM和RAM等的公知的微型计算机及其周边电路结构。控制装置90基于存储于ROM的控制程序而进行各种运算、处理,控制在输出侧连接的各种控制对象设备的工作。

[0158] 如图12所示,在控制装置90的输入侧连接有内部空气温度传感器91a、外部空气温度传感器91b、日照传感器91c、高压传感器91d、蒸发器温度传感器91e、空调风温度传感器91f、机壳内温度传感器91g、第一~第四车载设备温度传感器91h~91k等控制用的传感器组。向控制装置90输入这些控制用的传感器组的检测信号。

[0159] 内部空气温度传感器91a是检测车室内温度(内部空气温度) T_r 的内部空气温度检测部。外部空气温度传感器91b是检测车室外温度(外部空气温度) T_{am} 的外部空气温度检测部。日照传感器91c是检测向车室内照射的日照量 A_s 的日照量检测部。高压传感器91d是对从压缩机11的喷出口侧到达高级侧膨胀阀13或者制冷用膨胀阀22的入口侧的制冷剂流路内的循环用制冷剂的压力即高压侧循环用制冷剂压力 P_d 进行检测的制冷剂压力检测部。

[0160] 蒸发器温度传感器91e是对室内蒸发器23中的循环用制冷剂的制冷剂蒸发温度(蒸发器温度) T_{efin} 进行检测的蒸发器温度检测部。空调风温度传感器91f是对从混合空间36向车室内吹送的送风空气温度 T_{AV} 进行检测的空调风温度检测部。

[0161] 机壳内温度传感器91g是对隔热机壳4的内部空间内的空气的机壳内温度 T_{ins} 的温度进行检测的机壳内温度检测部。这里,作为机壳内温度传感器91g,也可以设置对内部空间内的多个部位的温度进行检测的多个温度传感器,将该多个温度传感器的检测值的平均值作为机壳内温度 T_{ins} 。

[0162] 第一车载设备温度传感器91h是对电池50的第一车载设备温度 T_{ve1} 进行检测的第一车载设备温度检测部。第二车载设备温度传感器91i是对充电发电机51的第二车载设备温度 T_{ve2} 进行检测的第二车载设备温度检测部。第三车载设备温度传感器91j是对电力控制单元52的第三车载设备温度 T_{ve3} 进行检测的第三车载设备温度检测部。第四车载设备温度传感器91k是对行驶用电动机53的第四车载设备温度 T_{ve4} 进行检测的第四车载设备温度检测部。

[0163] 这里,关于第一~第四车载设备温度传感器91h~91k,也可以与机壳内温度传感器91g同样,设置有分别检测对应的车载设备的多个部位的温度的多个温度传感器,将该多个温度传感器的检测值的平均值分别作为第一~第四车载设备温度 $T_{ve1} \sim T_{ve4}$ 。

[0164] 并且,配置在车室内前部的仪表盘附近的操作面板92与控制装置90的输入侧连接。向控制装置90输入来自设置于操作面板92的各种操作开关的操作信号。

[0165] 作为设置于操作面板92的各种操作开关,存在空调工作开关、风量设定开关、温度设定开关等。空调工作开关是用于乘员要求进行车室内的空调的空调工作要求部。风量设定开关是用于由乘员对空调用送风机32的风量进行手动设定的风量设定部。温度设定开关是用于设定车室内的设定温度 T_{set} 的温度设定部。

[0166] 这里,控制装置90是将控制部一体构成而得到的,该控制部对与输出侧连接的各种控制对象设备的工作进行控制。因此,控制装置90中的、控制各个控制对象设备的工作的结构(硬件和软件)构成控制各个控制对象设备的工作的控制部。

[0167] 例如,控制装置90中的、控制热泵循环2的压缩机11的工作的结构(硬件和软件)构成压缩机控制部。当然,也可以由分别独立的控制装置构成该各控制部。

[0168] 接下来,对上述结构的本实施方式的车辆用热管理系统1的工作进行说明。如上所述,车辆用热管理系统1在电动汽车中实现进行车室内的空调的功能,并且实现使在工作时伴随着发热的各种车载设备50~53的排热向外部空气散热的功能。即,车辆用热管理系统1的控制装置90控制各种控制对象设备的工作,以将车室内的温度调整为乘员所希望的温度,并且将车载设备50~53的温度维持在可使用温度带的范围内。

[0169] 在图13中表示控制装置90执行的控制流程的概况。在该控制流程中,若车辆的系统整体起动(开始),则为了初始化,关闭热泵循环2的回收用开闭阀16a,并且关闭排热用制冷剂循环回路3的排热用开闭阀65(图13的步骤S1)。

[0170] 接着,决定车辆是否是起动时、怠速时、或者行驶时这样的当前的车辆的运转状态(图13的步骤S2)。基于与控制装置90连接的控制用的传感器组的检测信号而进行这样的车辆的运转状态的判定。接着,判定是否进行空调运转(图13的步骤S3)。在本实施方式中,在将操作面板92的空调工作开关接通(ON)的情况下,判定为进行空调运转。

[0171] 当在步骤S3中判定为进行空调运转的情况下,执行用于进行车室内的空调的控制。在该控制中,选择空调用的运转模式(图13的步骤S4),与所选择的运转模式对应地,控制热泵循环2等的工作(图13的步骤S5~S8)。

[0172] 另外,在该控制流程中,不论步骤S3的判定结果如何,执行用于使车载设备50~53的排热向外部空气散热的控制。在该控制中,进行排热用制冷剂循环回路3的排热用开闭阀65的开闭控制,以将各车载设备50~53的温度维持在各自的可使用温度带(图13的步骤S9)。

[0173] 而且,返回步骤S2,再次重复相同的控制流程,直到车辆的系统整体停止为止。在车辆的系统整体停止的情况下,车辆用热管理系统1也停止(图13的步骤S10)。

[0174] 接下来,关于在图13的步骤S4~S8中执行的用于进行车室内的空调的控制,详细地进行说明。

[0175] 在该控制中,控制装置90基于控制用的传感器组的检测信号和来自操作面板92的操作信号,而计算向车室内吹送的送风空气的目标吹出温度TA0。目标吹出温度TA0通过以下数学式F1来计算。

[0176]
$$TA0 = K_{set} \times T_{set} - K_r \times T_r - K_{am} \times T_{am} - K_s \times A_s + C \cdots (F1)$$

[0177] 另外,Tset是温度设定开关所设定的设定温度。Tr是内部空气温度传感器91a所检测出的内部空气温度。Tam是外部空气温度传感器91b所检测出的外部空气温度。As是日照传感器91c所检测出的日照量。Kset、Kr、Kam、Ks是控制增益,C是校正用的常数。

[0178] 并且,控制装置90基于目标吹出温度TA0、检测信号和操作信号而切换运转模式。以下,对各运转模式的详细工作进行说明。

[0179] (a) 制冷模式

[0180] 在制冷模式中,控制装置90使高级侧膨胀阀13处于全开状态,使制冷用膨胀阀22处于发挥制冷剂减压作用的节流状态。并且,控制装置90关闭回收用开闭阀16a,打开低压侧开闭阀16b,关闭制冷用开闭阀16c。

[0181] 由此,在制冷模式的热泵循环2中,构成循环用制冷剂按照压缩机11的喷出端口11c(→室内冷凝器12→高级侧膨胀阀13)→气液分离器14→低压侧开闭阀16b→空调用室外热交换器20→制冷用膨胀阀22→室内蒸发器23→储液器24→压缩机11的吸入端口11a的

顺序循环的循环。

[0182] 按照该循环结构,控制装置90决定向与输出侧连接的各种控制对象设备输出的控制信号等,而控制各种控制对象设备的工作。

[0183] 例如,控制装置90决定向压缩机11输出的控制信号,以使蒸发器温度传感器91e所检测出的制冷剂蒸发温度 T_{efin} 为目标蒸发温度 $TE0$ 。基于目标吹出温度 $TA0$,参照预先存储于控制装置90的制冷模式用的控制图而决定目标蒸发温度 $TE0$ 。

[0184] 具体而言,在该控制图中,伴随着目标吹出温度 $TA0$ 的上升而使目标蒸发温度 $TE0$ 上升,以使空调风温度传感器91f所检测出的送风空气温度 TAV 接近目标吹出温度 $TA0$ 。并且,目标蒸发温度 $TE0$ 被决定为能够抑制室内蒸发器23的结霜的范围(具体而言,1℃以上)的值。

[0185] 另外,控制装置90基于目标吹出温度 $TA0$,参照预先存储于控制装置90的控制图而决定向空调用送风机32输出的控制电压。具体而言,在该控制图中,在目标吹出温度 $TA0$ 的极低温度区域(最大制冷区域)和极高温区域(最大制热区域)使空调用送风机32的送风量最大,伴随着接近中间温度区域而减少送风量。

[0186] 另外,控制装置90决定向制冷用膨胀阀22输出的控制信号,以使向制冷用膨胀阀22流入的制冷剂的过冷却度接近目标过冷却度。以使循环的性能系数(COP)接近极大值的方式决定目标过冷却度。

[0187] 另外,控制装置90决定向空气混合门驱动用的电动致动器输出的控制信号,以使冷风旁通通路35为全开而将室内冷凝器12侧的通风路封堵。另外,控制装置90适当地决定向其他的各种控制对象设备输出的控制信号等。此时,与在上述的步骤S2中决定的车辆的运转状态对应地校正控制信号等。

[0188] 而且,控制装置90将像上述那样决定的控制信号等向各种控制对象设备输出。然后,在每个规定的控制周期,重复上述的检测信号和操作信号的读入→目标吹出温度 $TA0$ 的计算→向各种控制对象设备输出的控制信号等的决定→控制信号等的输出这样的控制程序,直到要求空调运转的停止为止。另外,这样的控制程序的重复在其他的运转模式时也同样地进行。

[0189] 因此,在制冷模式的热泵循环2中,构成使空调用室外热交换器20作为冷凝器发挥功能、使室内蒸发器23作为蒸发器发挥功能的蒸气压缩式的制冷循环。而且,能够使循环用制冷剂在室内蒸发器23中蒸发时将从送风空气吸收的热在空调用室外热交换器20中向外部空气散热。由此,能够冷却送风空气。

[0190] 因此,在制冷模式中,通过使由室内蒸发器23冷却后的送风空气向车室内吹出,能够进行车室内的制冷。

[0191] 这里,在制冷模式的热泵循环2中,切换成循环用制冷剂不向复合型热交换器61的排热回收热交换部61a流入的制冷剂回路。因此,在复合型热交换器61中,不进行循环用制冷剂与加热空气的热交换、以及循环用制冷剂与排热用制冷剂的热交换。因此,能够在不受循环用送风机55的工作状态和排热用开闭阀65的开闭状态的影响的情况下执行制冷模式。

[0192] (b)除湿制热模式

[0193] 在除湿制热模式中,控制装置90使高级侧膨胀阀13处于节流状态,使制冷用膨胀阀22处于节流状态。并且,控制装置90关闭回收用开闭阀16a,打开低压侧开闭阀16b,关闭

制冷用开闭阀16c。

[0194] 由此,在除湿制热模式的热泵循环2中,构成循环用制冷剂按照压缩机11的喷出端口11c→室内冷凝器12→高级侧膨胀阀13→气液分离器14→低压侧开闭阀16b→空调用室外热交换器20→制冷用膨胀阀22→室内蒸发器23→储液器24→压缩机11的吸入端口11a的顺序循环的循环。

[0195] 按照该循环结构,控制装置90决定向与输出侧连接的各种控制对象设备输出的控制信号等,而控制各种控制对象设备的工作。

[0196] 例如,控制装置90决定向压缩机11输出的控制信号,以使高压传感器91d所检测出的高压侧循环用制冷剂压力 P_d 成为目标高压 PC_0 。基于目标吹出温度 TA_0 ,参照预先存储于控制装置90的制热模式用的控制图而决定目标高压 PC_0 。

[0197] 具体而言,在该控制图中,伴随着目标吹出温度 TA_0 的上升而使目标高压 PC_0 上升,以使送风空气温度 T_{AV} 接近目标吹出温度 TA_0 。

[0198] 另外,与制冷模式同样,控制装置90决定向空调用送风机32输出的控制电压。

[0199] 另外,控制装置90基于目标吹出温度 TA_0 等,参照预先存储于控制装置90的除湿制热模式用的控制图,而与制冷模式同样,控制高级侧膨胀阀13和制冷用膨胀阀22的工作以使COP接近极大值。更具体而言,伴随着目标吹出温度 TA_0 的上升,空调控制装置使高级侧膨胀阀13的节流开度减少,使制冷用膨胀阀22的节流开度增加。

[0200] 另外,控制装置90决定向空气混合门驱动用的电动致动器输出的控制信号,以将冷风旁通通路35封堵而使室内冷凝器12侧的通风路为全开。另外,控制装置90适当地决定向其他的各种控制对象设备输出的控制信号等。

[0201] 因此,在除湿制热模式的热泵循环2中,构成室内冷凝器12作为冷凝器发挥功能、室内蒸发器23作为蒸发器发挥功能的蒸气压缩式的制冷循环。

[0202] 并且,在空调用室外热交换器20中的循环用制冷剂的饱和温度比外部空气温度 T_{am} 高的情况下,空调用室外热交换器20作为冷凝器发挥功能。另一方面,在空调用室外热交换器20中的循环用制冷剂的饱和温度比外部空气温度 T_{am} 低的情况下,空调用室外热交换器20作为蒸发器发挥功能。

[0203] 而且,在空调用室外热交换器20中的循环用制冷剂的饱和温度比外部空气温度 T_{am} 高的情况下,伴随着目标吹出温度 TA_0 的上升而使空调用室外热交换器20中的循环用制冷剂的饱和温度降低。由此,能够使空调用室外热交换器20中的循环用制冷剂的散热量减少,而使室内冷凝器12中的循环用制冷剂的散热量增加,因此能够提高送风空气的加热能力。

[0204] 另外,在空调用室外热交换器20中的循环用制冷剂的饱和温度比外部空气温度 T_{am} 低的情况下,伴随着目标吹出温度 TA_0 的上升而使空调用室外热交换器20中的循环用制冷剂的饱和温度降低。由此,能够使空调用室外热交换器20中的循环用制冷剂的吸热量增加,而使室内冷凝器12中的循环用制冷剂的散热量增加,因此能够提高送风空气的加热能力。

[0205] 因此,在除湿制热模式中,通过利用室内冷凝器12对由室内蒸发器23冷却且除湿后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。并且,在除湿制热模式的热泵循环2中,通过调整高级侧膨胀阀13和制冷用膨胀阀22的节流开度,能够调整室

内冷凝器12中的送风空气的加热能力。

[0206] 这里,在除湿制热模式的热泵循环2中,切换为循环用制冷剂不向复合型热交换器61的排热回收热交换部61a流入的制冷剂回路。因此,在复合型热交换器61中,不进行循环用制冷剂与加热空气的热交换、以及循环用制冷剂与排热用制冷剂的热交换。因此,在不受循环用送风机55的工作状态和排热用开闭阀65的开闭状态的影响的情况下执行除湿制热模式。

[0207] (c) 第一制热模式

[0208] 在第一制热模式中,控制装置90使高级侧膨胀阀13处于节流状态,使制冷用膨胀阀22处于全闭状态。并且,控制装置90关闭回收用开闭阀16a,打开低压侧开闭阀16b,打开制冷用开闭阀16c。

[0209] 由此,在第一制热模式的热泵循环2中,构成循环用制冷剂按照压缩机11的喷出端口11c→室内冷凝器12→高级侧膨胀阀13→气液分离器14→低压侧开闭阀16b→空调用室外热交换器20→制冷用开闭阀16c→储液器24→压缩机11的吸入端口11a的顺序循环的循环。

[0210] 按照该循环结构,控制装置90决定向与输出侧连接的各种控制对象设备输出的控制信号等,而控制各种控制对象设备的工作。

[0211] 例如,与除湿制热模式同样,控制装置90决定向压缩机11输出的控制信号以及向空调用送风机32输出的控制电压。另外,控制装置90决定向高级侧膨胀阀13输出的控制信号,以使向高级侧膨胀阀13流入的制冷剂的过冷却度接近目标过冷却度。以使COP接近极大值的方式决定目标过冷却度。

[0212] 另外,与除湿制热模式同样,控制装置90决定向空气混合门驱动用的电动致动器输出的控制信号,以将冷风旁通通路35封堵而使室内冷凝器12侧的通风路为全开。另外,控制装置90适当地决定向其他的各种控制对象设备输出的控制信号等。

[0213] 因此,在第一制热模式的热泵循环2中,构成室内冷凝器12作为冷凝器发挥功能、空调用室外热交换器20作为蒸发器发挥功能的蒸气压缩式的制冷循环。而且,能够使循环用制冷剂在空调用室外热交换器20中蒸发时从外部空气吸入的热在室内冷凝器12中向送风空气散热。由此,能够加热送风空气。

[0214] 因此,在第一制热模式中,通过将由室内冷凝器12加热后的送风空气向车室内吹出,能够进行车室内的制热。

[0215] 这里,在第一制热模式的热泵循环2中,切换为循环用制冷剂不向复合型热交换器61的排热回收热交换部61a流入的制冷剂回路。因此,在复合型热交换器61中,不进行循环用制冷剂与加热空气的热交换、以及循环用制冷剂与排热用制冷剂的热交换。因此,在不受循环用送风机55的工作状态和排热用开闭阀65的开闭状态的影响的情况下执行第一制热模式。

[0216] (d) 第二制热模式

[0217] 第二制热模式是以比第一制热模式高的加热能力来加热送风空气的运转模式。在第二制热模式中,控制装置90使配置在管道5内的加热空气用通路的循环用送风机55以发挥预先确定的基准送风能力的方式进行工作。

[0218] 另外,在第二制热模式中,控制装置90使高级侧膨胀阀13处于节流状态,使制冷用

膨胀阀22处于全闭状态。并且,控制装置90打开回收用开闭阀16a,关闭低压侧开闭阀16b,打开制冷用开闭阀16c。

[0219] 由此,在第二制热模式的热泵循环2中,构成循环用制冷剂按照压缩机11的喷出端口11c→室内冷凝器12→高级侧膨胀阀13→气液分离器14→中间压固定节流件17b和回收用膨胀阀60→回收用开闭阀16a→复合型热交换器61的排热回收热交换部61a→压缩机11的中间压端口11b的顺序循环、并且循环用制冷剂按照气液分离器14→低级侧固定节流件17a→空调用室外热交换器20→制冷用开闭阀16c→储液器24→压缩机11的吸入端口11a的顺序循环的循环。

[0220] 按照该循环结构,控制装置90决定向与输出侧连接的各种控制对象设备输出的控制信号等,而控制各种控制对象设备的工作。

[0221] 例如,与除湿制热模式同样,控制装置90决定向压缩机11输出的控制信号、向空调用送风机32输出的控制电压、以及向高级侧膨胀阀13输出的控制信号。

[0222] 另外,与第一制热模式同样,控制装置90决定向空气混合门驱动用的电动致动器输出的控制信号,以将冷风旁通通路35封堵而使室内冷凝器12侧的通风路为全开。另外,控制装置90适当地决定向其他的各种控制对象设备输出的控制信号等。

[0223] 在第二制热模式中,由于回收用开闭阀16a打开,因此循环用制冷剂向复合型热交换器61的排热回收热交换部61a流入。并且,从排热回收热交换部61a流出的循环用制冷剂向压缩机11的中间压端口11b侧流出。因此,在第二制热模式的热泵循环2中,构成气体喷射循环。而且,如图14的示意性的莫里尔线图所示,制冷剂的状态发生变化。

[0224] 更详细地说,从压缩机11喷出的循环用制冷剂(图14的a点)向室内冷凝器12流入。在第二制热模式中,空气混合门34使室内冷凝器12侧的通风路为全开,因此流入到室内冷凝器12的循环用制冷剂与从空调用送风机32吹送的送风空气进行热交换,进行散热而冷凝(图14的a点→b点)。由此,加热送风空气。

[0225] 这里,室内冷凝器12中的循环用制冷剂的冷凝温度有时上升到80℃左右。另外,第二运转模式的送风空气的加热能力 Q_h 能够以从图14的a点处的制冷剂的焓减去b点处的制冷剂的焓而得的焓差来表示。

[0226] 在室内冷凝器12中冷凝的循环用制冷剂向高级侧膨胀阀13流入而减压至成为中间压制冷剂(图14的b点→c点)。

[0227] 从高级侧膨胀阀13流出的循环用制冷剂向气液分离器14流入而被气液分离。从气液分离器14的第一液相流出口14c流出的液相状态的循环用制冷剂由回收用膨胀阀60减压。此时,调整回收用膨胀阀60的节流开度,以使排热回收热交换部61a的出口侧的循环用制冷剂(图14的e点)的过热度接近基准过热度。

[0228] 从气液分离器14的气相流出口14b流出的气相状态的循环用制冷剂由中间压固定节流件17b减压。由此,从气相流出口14b流出的循环用制冷剂与从回收用膨胀阀60流出的制冷剂处于同等的压力。

[0229] 从回收用膨胀阀60流出的循环用制冷剂与从中间压固定节流件17b流出的循环用制冷剂在合流部15c合流,而成为干燥度比较低的气液二相状态(图14的d点)。

[0230] 另外,图14的虚线示意性地表示从气液分离器14的第一液相流出口14c流出的液相状态的循环用制冷剂减压的情形、以及从气相流出口14b流出的气相状态的循环用制冷

剂减压的情形。因此,实际的制冷剂不沿着虚线减压。

[0231] 从合流部15c流出的循环用制冷剂向排热回收热交换部61a流入。此时,在排热回收热交换部61a中流通的循环用制冷剂的压力由于中间压固定节流件17b和回收用膨胀阀60的减压作用,而比与加热空气的温度对应的循环用制冷剂的饱和压力低。即,本实施方式的中压固定节流件17b和回收用膨胀阀60构成回收用减压部。

[0232] 因此,流入到排热回收热交换部61a的循环用制冷剂为从循环用送风机55所吹送的加热空气吸热而蒸发且具有过热度的气相制冷剂。(图14的d点→e点)。

[0233] 这里,排热回收热交换部61a中的循环用制冷剂的蒸发温度为 $20^{\circ}\text{C}\sim 30^{\circ}\text{C}$ 左右。另外,在排热回收热交换部61a中循环用制冷剂从加热空气吸收的排热回收热量 Q_{re} 能够以从图14的e点处的制冷剂的焓减去d点处的制冷剂的焓而得的焓差来表示。

[0234] 从排热回收热交换部61a流出的循环用制冷剂被从压缩机11的中间压端口11b吸入。从压缩机11的中间压端口11b吸入的循环用制冷剂与从压缩机11的低级侧压缩机构喷出的中间压制冷剂合流(图14的f点),而由高级侧压缩机构压缩(图14的f点→a点)。

[0235] 另一方面,从气液分离器14的第二液相流出口14d流出的液相状态的循环用制冷剂(图14的c1点)由低级侧固定节流件17a减压而成为低压制冷剂(图14的c1点→g点)。

[0236] 从低级侧固定节流件17a流出的循环用制冷剂向空调用室外热交换器20流入。流入到空调用室外热交换器20的循环用制冷剂从外部空气吸热而蒸发(图14的g点→h点)。

[0237] 这里,空调用室外热交换器20中的循环用制冷剂的蒸发温度降低到 2°C 以下。另外,在空调用室外热交换器20中,循环用制冷剂从外部空气吸收的外部空气吸热量 Q_{out} 能够以从图14的h点处的制冷剂的焓减去g点处的制冷剂的焓而得的焓差来表示。

[0238] 从空调用室外热交换器20流出的循环用制冷剂向储液器24流入而被气液分离。储液器24所分离出的气相状态的循环用制冷剂被从压缩机11的吸入端口11a吸入。从压缩机11的吸入端口11a吸入的制冷剂由低级侧压缩机构压缩(图14的h点→i点),而与从中间压端口11b流入的制冷剂合流(图14的f点)。

[0239] 因此,在第二制热模式中,由室内冷凝器12加热后的送风空气向车室内吹出,由此能够进行车室内的制热。

[0240] 并且,在第二制热模式中,构成气体喷射循环,因此能够提高循环的COP。除此之外,在第二制热模式中,循环用制冷剂除了将在空调用室外热交换器20中从外部空气吸收的热作为热源之外,还能够将在排热回收热交换部61a中从加热空气吸收的热作为热源而加热送风空气。由此,相比于第一制热模式,能够提高送风空气的加热能力。

[0241] 接下来,关于在图13的步骤S9中执行的用于使车载设备50~53的排热向外部空气散热的控制,详细地进行说明。

[0242] 在该控制中,控制装置90基于控制用的传感器组所检测出的检测信号,而进行排热用制冷剂循环回路3的排热用开闭阀65的开闭控制和循环用送风机55的工作控制。

[0243] 具体而言,在第一~第四车载设备温度传感器91h~91k所检测出的第一~第四车载设备温度 $T_{ve1}\sim T_{ve4}$ 的至少一个比在对应的车载设备50~53的可使用温度带的范围内设定的基准上限温度高时,控制装置90进行工作,以打开排热用开闭阀65,并且使循环用送风机55发挥预先确定的基准送风能力。

[0244] 另外,也可以在第一~第四车载设备温度 $T_{ve1}\sim T_{ve4}$ 的至少一个比在对应的车载

设备50~53的可使用温度带的范围内设定的基准下限温度低时,控制装置90关闭排热用开闭阀65。这里,循环用送风机55也可以在车辆的系统整体的起动后始终工作。因此,在关闭排热用开闭阀65时,不需要停止循环用送风机55。

[0245] 而且,若控制装置90打开排热用开闭阀65,并使循环用送风机55工作,则隔热机壳4的内部空间内的空气经由管道5的多个吸入口56a~56d而被吸入管道5的加热空气用通路内。此时,从各吸入口56a~56d吸入的空气从各车载设备50~53吸热而成为加热空气。由此,各车载设备50~53被冷却。

[0246] 加热空气在管道5的加热空气用通路中流通,被引导到复合型热交换器61的在循环用制冷剂管72与排热用制冷剂管75之间形成的空气通路。而且,加热空气在复合型热交换器61的空气通路中流通时,与复合型热交换器61的排出热交换部61c内的排热用制冷剂进行热交换。由此,排热用制冷剂从加热空气吸热而蒸发,加热空气被冷却。

[0247] 这里,在上述的第二制热模式中,加热空气在复合型热交换器61的空气通路中流通时,与复合型热交换器61的排热回收热交换部61a内的循环用制冷剂也进行热交换。因此,在第二制热模式中,循环用制冷剂从加热空气吸热,从而加热空气被有效地冷却。

[0248] 冷却后的加热空气从复合型热交换器61的空气通路向隔热机壳4的内部空间内放出。放出到内部空间内的空气在内部空间内进行内部循环,而再次被从各吸入口56a~56d吸入。

[0249] 另一方面,由于排热用开闭阀65打开,因此在排出热交换部61c中气化而密度降低的排热用制冷剂经由气相用制冷剂配管62而流入热废弃室外热交换器63。流入到热废弃室外热交换器63的气相状态的排热用制冷剂与外部空气进行热交换而冷凝。冷凝而密度上升的排热用制冷剂在配置于气相用制冷剂配管62的下方侧的液相用制冷剂配管64中流动而再次流入排出热交换部61c。

[0250] 这样,若控制装置90打开排热用开闭阀65,使循环用送风机55工作,则能够使排热用制冷剂在排热用制冷剂循环回路3中自然循环。而且,能够构成利用排热用制冷剂的相变化将高温侧的热有效地移到低温侧的热虹吸管。由此,能够使车载设备50~53的排热向外部空气散热。

[0251] 并且,控制装置90使排热用开闭阀65断续地进行开闭工作,而使热虹吸管断续地工作,由此能够将车载设备50~53的温度维持在各自的可使用温度带。

[0252] 本实施方式的车辆用热管理系统1像上述那样工作,因此能够得到以下记载的优异的效果。

[0253] 即,根据本实施方式的车辆用热管理系统1,由于热泵循环2具有排热回收热交换部61a,因此在第二制热模式时,能够将车载设备50~53的排热作为用于对热交换对象流体即送风空气进行加热的热源而利用。因此,在第二制热模式时,能够发挥较高的加热能力(即,较高的制热能力)。

[0254] 更详细地说,在不具有排热回收热交换部61a的一般的热泵循环中,作为加热送风空气的热源,无法利用从外部空气吸收的热(在图14中,与 Q_{out} 对应)、以及基于压缩机11的压缩工作的热(在图14中,与 Q_{comp} 对应)。这对于构成气体喷射循环的循环来说也是相同的。

[0255] 与此相对,在本实施方式的热泵循环2中,除了在空调用室外热交换器20中从外部

空气吸收的热(图14的 Q_{out})、以及基于压缩机11的压缩工作的热(图14的 Q_{comp})之外,还能够将在排热回收热交换部61a中从加热空气吸收的热(图14的 Q_{re})作为加热送风空气的热源而利用。

[0256] 此时,循环用制冷剂从外部空气吸收的热(图14的 Q_{out})和从加热空气吸收的热(图14的 Q_{re})不会相互抵消,能够作为独立的热源而利用。

[0257] 即,本实施方式的热泵循环2的第二制热模式时的送风空气的加热能力(即,制热能力) Q_h 能够用以下数学式F2来表示。

[0258] $Q_h = Q_{out} + Q_{re} + Q_{comp} \cdots (F2)$

[0259] 因此,根据本实施方式的车辆用热管理系统1,在第二制热模式时,能够将车载设备50~53的排热作为用于对热交换对象流体即送风空气进行加热的热源而有效利用。其结果为,能够发挥较高的制热能力。

[0260] 因此,根据本发明者们的研究,在本实施方式的车辆用热管理系统1中,确认了在冬季的极低外部空气温度时(例如,外部空气温度为-15℃左右的运转条件时),也能够实现车室内的充分的制热。

[0261] 并且,在本实施方式的车辆用热管理系统1中,由于排热用制冷剂循环回路3具有排出热交换部61c,因此在不需要将车载设备50~53的排热作为用于加热送风空气的热源来利用的情况下,能够使该排热向外部空气散热。

[0262] 另外,排热回收热交换部61a和排出热交换部61c作为能够进行循环用制冷剂与排热用制冷剂之间的热移动的复合型热交换器61而一体构成。因此,在加热送风空气时,排热用制冷剂中蓄积的排热也能够作为热源而无浪费地利用。

[0263] 即,根据本实施方式的车辆用热管理系统1,能够为了加热送风空气而有效地利用车载设备50~53的排热。由此,能够降低为了车室内的空调而消耗的电能。因此,通过将本实施方式的车辆用热管理系统1应用于电动汽车,能够延长每一次充电的行驶距离。

[0264] 并且,本实施方式的复合型热交换器61具有与排热回收热交换部61a的循环用制冷剂管72以及排出热交换部61c的排热用制冷剂管75双方接合的热交换翅片61b。因此,能够以简单的结构,实现循环用制冷剂与排热用制冷剂之间的热移动。

[0265] 另外,在本实施方式的车辆用热管理系统1中,将车载设备50~53、复合型热交换器61等配置在具有隔热构造的隔热机壳4的内部空间。

[0266] 由此,能够抑制能够用于加热送风空气的车载设备50~53的排热向隔热机壳4的外部散热。因此,能够在排热回收热交换部61a中为了加热送风空气而有效地回收车载设备50~53的排热。另一方面,对于不需要的排热,能够抑制由于向隔热机壳4的外部散热而散热出的排热再次进入隔热机壳4的内部空间内。

[0267] 并且,由于第二制热模式时的排热回收热交换部61a中的循环用制冷剂的蒸发温度为20℃~30℃左右,因此由排热回收热交换部61a冷却后的加热空气的温度也为相同程度。因此,通过使由排热回收热交换部61a冷却后的空气在隔热机壳4内循环而用于车载设备50~53的冷却,能够温和地冷却车载设备50~53。

[0268] 更详细地说,通过将由排热回收热交换部61a冷却后的20℃~30℃左右的空气用于车载设备50~53的冷却,能够抑制车载设备50~53的温度低于可使用温度带。因此,能够抑制车载设备50~53的急剧的温度变化(所谓的热冲击)、结露的产生,能够实现车载设备

50~53的长寿命化、高性能化、高输出化。

[0269] 除此之外,由于将车载设备50~53、复合型热交换器61等配置在具有密闭性的隔热机壳4的内部空间,因此能够实现车载设备50~53、复合型热交换器61等的防水。并且,通过将产生噪声、振动的车载设备配置在隔热机壳4的内部空间信号中,能够抑制向车室内的乘员传递噪声、振动。

[0270] 另外,在本实施方式的车辆用热管理系统1中,具备管道5,该管道配置于隔热机壳4的内部空间而形成使加热空气流通的加热空气用通路。而且,在加热空气用通路内配置车载设备50~53。由此,能够使由车载设备50~53加热后的加热空气集合,而向复合型热交换器61的空气通路引导,因此能够进一步有效地回收车载设备50~53的排热。

[0271] 并且,在管道5形成有多个吸入口56a~56d,该多个吸入端口吸入通过各个车载设备50~53的排热而加热的空气。由此,通过使各个吸入口56a~56d的开口面积或者通风阻力与对应的车载设备50~53的发热量等对应地变化,从而容易将车载设备50~53的温度调整为各自的可使用温度带。

[0272] 另外,在本实施方式的车辆用热管理系统1中,将空调用室外热交换器20和热废弃室外热交换器63配置在驱动用装置室81内且隔热机壳4的外部。由此,在热泵循环2中,利用空调用室外热交换器20,能够使循环用制冷剂可靠地与外部空气进行热交换。在排热用制冷剂循环回路3中,利用热废弃室外热交换器63,能够使排热用制冷剂可靠地与外部空气进行热交换。

[0273] 并且,由于将空调用室外热交换器20和热废弃室外热交换器63配置在驱动用装置室81内,因此能够将空调用室外热交换器20和热废弃室外热交换器63配置在与车载设备50~53比较近的位置。因此,能够抑制车辆用热管理系统1整体的大型化。

[0274] 另外,在本实施方式的车辆用热管理系统1中,将空调用室外热交换器20和热废弃室外热交换器63相对于外部空气的流动方向并联地配置。由此,通过调整各个热交换器的热交换面积等,能够独立地且适当地调整空调用室外热交换器20中的循环用制冷剂的散热量和热废弃室外热交换器63中的排热用制冷剂的散热量。

[0275] 另外,在本实施方式的热泵循环2中,通过中间压固定节流件17b和回收用膨胀阀60的减压作用而使向排热回收热交换部61a流入的循环用制冷剂处于液相状态或者气液二相状态。并且,使在排热回收热交换部61a中流通的循环用制冷剂的压力成为比与加热空气的温度对应的循环用制冷剂的饱和压力低的压力。

[0276] 由此,能够在排热回收热交换部61a中使循环用制冷剂可靠地蒸发。因此,能够通过循环用制冷剂的蒸发潜热而使循环用制冷剂有效地吸收加热空气具有的热。

[0277] 并且,通过回收用膨胀阀60的减压作用,能够使向压缩机11的中间压端口11b流入的循环用制冷剂成为过热度比较低的气相状态。由此,能够抑制向中间压端口11b流入的循环用制冷剂的密度降低,因此能够充分地得到通过构成气体喷射循环而提高的压缩机11的压缩效率的效果。

[0278] 另外,本实施方式的热泵循环2具有作为制冷剂回路切换部的回收用开闭阀16a,因此能够根据需要而切换第一制热模式的制冷剂回路和第二制热模式的制冷剂回路。因此,在本实施方式的车辆用热管理系统1中,能够根据需要将车载设备50~53的排热用于加热送风空气。

[0279] 并且,回收用开闭阀16a配置在供液相状态或者气液二相状态的循环用制冷剂流通的制冷剂通路,因此不需要像配置于供气相流体流通的制冷剂通路的开闭阀那样,采用为了降低压力损失而通路截面积较大的结构。因此,能够使回收用开闭阀16a小型化,而实现车辆用热管理系统1整体的小型化。

[0280] 另外,本实施方式的排热用制冷剂循环回路3构成热虹吸管。因此,能够利用排热用制冷剂的蒸发潜热而进行有效的热移送。并且,在排热用制冷剂循环回路3中,不用像使冷却水等循环的热介质回路那样需要水泵,就能够使制冷剂循环。因此,能够使排热用制冷剂循环回路3小型化,而实现车辆用热管理系统1整体的小型化。

[0281] 另外,本实施方式的排热用制冷剂循环回路3具有作为制冷剂循环切断部的排热用开闭阀65,因此能够根据需要而对液相用制冷剂配管64进行开闭。因此,在本实施方式的车辆用热管理系统1中,能够根据需要而使车载设备50~53的排热向外部空气散热。

[0282] 并且,排热用开闭阀65配置在供液相状态的排热用制冷剂流通的液相用制冷剂配管64,因此不需要像配置于供气相状态的排热用制冷剂流通的制冷剂通路的开闭阀那样,为了压力损失的降低而采用通路截面积较大的结构。因此,能够使排热用开闭阀65小型化,而实现车辆用热管理系统1整体的小型化。

[0283] 另外,在本实施方式的复合型热交换器61的排热回收热交换部61a中,在循环用制冷剂管72的下游侧通路部72d中使循环用制冷剂从下方侧朝向上方侧流动,并且将下游侧通路部72d配置在上游侧通路部72c的加热空气的流动方向的上风侧。

[0284] 由此,能够在下游侧通路部72d中使循环用制冷剂与温度比较高的上游侧的加热空气进行热交换而有效地蒸发。而且,由于使蒸发而密度降低的循环用制冷剂从下方侧朝向上方侧流动,因此能够抑制循环用制冷剂滞留在循环用制冷剂管72内。

[0285] 并且,在该循环用制冷剂管72中,将制冷剂通路形成为两列,而使循环用制冷剂的流动方向进行U形转弯。由此,相比于将制冷剂通路形成为一列的情况,能够降低循环用制冷剂管72的通路截面积,因此能够增加循环用制冷剂的流速而提高热交换能力,并且能够抑制冷冻机油滞留在排热回收热交换部61a内。

[0286] 另外,在本实施方式的复合型热交换器61的排出热交换部61c中,在排热用制冷剂管75中使排热用制冷剂的流动方向不会转向而使排热用制冷剂从下方侧朝向上方侧流动。

[0287] 由此,能够抑制排热用制冷剂管75的通路截面积的降低,而降低排热用制冷剂在排热用制冷剂管75内流通时产生的压力损失。因此,即使是使排热用制冷剂自然循环的热虹吸管,也能够使排热用制冷剂充分地循环而不会导致排热用制冷剂的循环流量的降低。

[0288] (第二实施方式)

[0289] 在本实施方式中,关于相对于第一实施方式,如图15所示那样对搭载于电动汽车时的车辆用热管理系统1的配置方式进行了变更的例子进行说明。另外,图15是与第一实施方式中说明的图11对应的附图。在图15中,对与第一实施方式相同或均等部分标注相同的符号。这在以下的附图中也相同。

[0290] 具体而言,在本实施方式中,废除外空气风扇67,将空调用室外热交换器20和热废弃室外热交换器63相对于外部空气的流动方向串联地配置。而且,使外部空气按照热废弃室外热交换器63→空调用室外热交换器20的顺序流动。

[0291] 其他的车辆用热管理系统1的结构和工作与第一实施方式相同。即使将车辆用热

管理系统1像本实施方式那样配置,也能够得到与第一实施方式相同的效果。

[0292] 并且,在本实施方式中,由于废除外部空气风扇67,因此能够有效地利用驱动用装置室81内的空间。

[0293] 另外,在本实施方式中,关于将热废弃室外热交换器63相对于空调用室外热交换器20配置在外部空气流上游侧的例子进行了说明,但也可以将空调用室外热交换器20相对于热废弃室外热交换器63配置在外部空气流上游侧。更优选为,只要供循环用制冷剂 and 排热用制冷剂中的较低的温度带的制冷剂流通的室外热交换器配置在外部空气流上游侧即可。

[0294] (第三实施方式)

[0295] 在本实施方式中,关于相对于第一实施方式,如图16所示那样对搭载于电动汽车时的车辆用热管理系统1的配置方式进行了变更的例子进行说明。

[0296] 具体而言,在本实施方式中,至少热泵循环2中的配置有复合型热交换器61的热交换翅片61b的空气通路、以及排出热交换部61c收容在隔热机壳4的内部空间。而且,将热泵循环2的其他的结构设备配置在隔热机壳4的外部。

[0297] 其他的车辆用热管理系统1的结构和工作与第一实施方式相同。即使将车辆用热管理系统1像本实施方式那样配置,也能够得到与第一实施方式相同的效果。

[0298] 并且,在本实施方式中,由于减少了收容于隔热机壳4的内部空间的热泵循环2的结构设备,因此能够缩小隔热机壳4的容积。即,能够使隔热机壳4小型化。因此,能够有效地利用驱动用装置室81内的空间。例如,能够将各车辆结构设备配置在驱动用装置室81内,以使从车辆前方侧流入的外部空气能够流过驱动用装置室81内。

[0299] 另外,在本实施方式中,关于将复合型热交换器61的一部分收容于隔热机壳4的内部空间的例子进行了说明,当然也可以将复合型热交换器61全部收容于隔热机壳4的内部空间。并且,也可以在不会导致隔热机壳4的大型化的范围内将热泵循环2的其他的结构设备收容于隔热机壳4的内部空间。

[0300] (第四实施方式)

[0301] 在本实施方式中,关于相对于第一实施方式像图17所示那样对管道5的结构和配置在管道5的加热空气用通路内的车载设备50~53的配置方式进行了变更的例子进行说明。另外,图17是与第一实施方式中说明的图1对应的附图。

[0302] 具体而言,在本实施方式的管道5形成有一个吸入口56,该一个吸入端口吸入由车载设备50~53加热的空气。并且,车载设备50~53从可使用温度带的最高温度较低的设备开始依次配置在吸入口56的附近。

[0303] 在本实施方式中,按照电池50→充电发电机51→电力控制单元52→行驶用电动机53的顺序,配置在吸入口56的附近。因此,从吸入口56吸入的空气按照电池50→充电发电机51→电力控制单元52→行驶用电动机53的顺序吸收各自的排热。

[0304] 其他的车辆用热管理系统1的结构和工作与第一实施方式相同。即使车辆用热管理系统1采用本实施方式的管道5,也能够得到与第一实施方式相同的效果。

[0305] 并且,即使像本实施方式那样,采用仅设置一个吸入口56的管道5,也能够利用温度较低的空气,从可使用温度带的最高温度较低的车载设备开始依次有效地冷却。因此,能够将车载设备50~53的温度维持在各自己的可使用温度带。

[0306] (第五实施方式)

[0307] 在本实施方式中,关于相对于第四实施方式,像图18所示那样变更了管道5的结构例子进行说明。

[0308] 具体而言,本实施方式的管道5的加热空气用通路为循环流路。更详细地说,在本实施方式的加热用空气通路中,复合型热交换器61的空气通路与循环用送风机55的空气流下游侧连接。与第四实施方式同样,在复合型热交换器61的空气通路的空气流下游侧,车载设备50~53从可使用温度带的最高温度较低的设备开始依次排列配置。

[0309] 而且,循环用送风机55的吸入侧与加热用空气通路的车载设备50~53的下游侧直接连接。因此,在管道5的加热空气用通路中循环的空气不会漏出到隔热机壳4的内部空间内。并且,隔热机壳4的内部空间内的空气不会流入管道5的加热空气用通路。

[0310] 其他的车辆用热管理系统1的结构和工作与第四实施方式相同。即使车辆用热管理系统1采用本实施方式的管道5,也能够得到与第一实施方式相同的效果。

[0311] 并且,即使像本实施方式那样,采用形成了循环型的加热空气用通路的管道5,也与第四实施方式同样,能够利用由复合型热交换器61冷却后的温度较低的空气,从可使用温度带的最高温度较低的车载设备开始依次有效地冷却。因此,能够将车载设备50~53的温度维持在各自的可使用温度带。

[0312] 另外,在本实施方式中,作为管道5,也可以采用具有隔热构造的结构。由此,能够进一步有效地抑制车载设备50~53的排热向外部空气散热。而且,能够将车载设备50~53的排热用于加热送风空气。

[0313] (第六实施方式)

[0314] 在本实施方式中,关于相对于第一实施方式采用了图19所示的热泵循环102的例子进行说明。热泵循环102能够与第一实施方式中说明的热泵循环2同样,与空调用的运转模式对应地切换制冷剂回路。

[0315] 在热泵循环102中,没有构成气体喷射循环。因此,在热泵循环102中,作为压缩并喷出循环用制冷剂的压缩机111,采用单级升压式的电动压缩机。压缩机111的工作由从控制装置90输出的控制信号进行控制。

[0316] 室内冷凝器12的制冷剂入口侧与压缩机111的喷出端口111c连接。分支部15f与室内冷凝器12的制冷剂出口侧连接。分支部15f对从室内冷凝器12流出的制冷剂的流动进行分支。分支部15f为与第一实施方式中说明的合流部15c相同的三通接头构造。在分支部15f中,将三个流入流出口中的一个作为制冷剂流入口,将剩余的两个作为制冷剂流出口。

[0317] 空调用室外热交换器20的制冷剂入口侧经由高级侧膨胀阀13而与分支部15f的一个制冷剂流出口连接。室内蒸发器23的制冷剂入口侧经由制冷用膨胀阀22而与空调用室外热交换器20的制冷剂出口连接。储液器24的入口侧与室内蒸发器23的制冷剂出口连接。压缩机111的吸入端口111a与储液器24的气相制冷剂出口连接。

[0318] 并且,蒸发器迂回通路25与空调用室外热交换器20的制冷剂出口连接,该蒸发器迂回通路25使从空调用室外热交换器20流出的循环用制冷剂绕过制冷用膨胀阀22和室内蒸发器23而向储液器24的入口侧引导。在蒸发器迂回通路25配置有制冷用开闭阀16c。

[0319] 入口侧分支制冷剂通路15g与分支部15f的另一个制冷剂流出口连接。在入口侧分支制冷剂通路15g配置有回收用开闭阀16a和回收用膨胀阀60。在本实施方式中,也可以如

图19所示,相对于分支制冷剂通路15g中的制冷剂流动方向,按照回收用开闭阀16a→回收用膨胀阀60的顺序配置,但也可以相反地按照回收用膨胀阀60→回收用开闭阀16a的顺序配置。

[0320] 回收用膨胀阀60使节流开度发生变化,以使复合型热交换器61的排热回收热交换部61a的出口侧的循环用制冷剂的过热度接近预先确定的基准过热度。排热回收热交换部61a的制冷剂入口侧与入口侧分支制冷剂通路15g的出口侧连接。并且,储液器24的入口侧经由出口侧分支制冷剂通路15h而与排热回收热交换部61a的制冷剂出口连接。

[0321] 另外,在热泵循环102中,废除气液分离器14、低压侧开闭阀16b、低级侧固定节流件17a等。其他的热泵循环102的结构与第一实施方式中说明的热泵循环2相同。

[0322] 接下来,对上述结构的本实施方式的车辆用热管理系统1的工作进行说明。首先,关于用于进行本实施方式的控制装置90执行的车室内的空调的控制进行说明。与第一实施方式同样,控制装置90基于目标吹出温度TA0、检测信号和操作信号而切换各运转模式。以下,对各运转模式中的详细工作进行说明。

[0323] (a) 制冷模式

[0324] 在制冷模式中,控制装置90使高级侧膨胀阀13处于全开状态,使制冷用膨胀阀22处于发挥制冷剂减压作用的节流状态。并且,控制装置90关闭回收用开闭阀16a,关闭制冷用开闭阀16c。

[0325] 由此,在制冷模式的热泵循环102中,构成循环用制冷剂按照压缩机111的喷出端口111c(→室内冷凝器12→高级侧膨胀阀13)→空调用室外热交换器20→制冷用膨胀阀22→室内蒸发器23→储液器24→压缩机111的吸入端口111a的顺序循环的循环。

[0326] 按照该循环结构,与第一实施方式同样,控制装置90决定向与输出侧连接的各种控制对象设备输出的控制信号等,而控制各种控制对象设备的工作。

[0327] 因此,在本实施方式的制冷模式中,与第一实施方式同样,通过将由室内蒸发器23冷却后的送风空气向车室内吹出,能够进行车室内的制冷。

[0328] (b) 除湿制热模式

[0329] 在除湿制热模式中,控制装置90使高级侧膨胀阀13处于节流状态,使制冷用膨胀阀22处于节流状态。并且,控制装置90关闭回收用开闭阀16a,关闭制冷用开闭阀16c。

[0330] 由此,在除湿制热模式的热泵循环2中,构成循环用制冷剂按照压缩机111的喷出端口111c→室内冷凝器12→高级侧膨胀阀13→空调用室外热交换器20→制冷用膨胀阀22→室内蒸发器23→储液器24→压缩机111的吸入端口111a的顺序循环的循环。

[0331] 按照该循环结构,与第一实施方式同样,控制装置90决定向与输出侧连接的各种控制对象设备输出的控制信号等,而控制各种控制对象设备的工作。

[0332] 因此,在本实施方式的除湿制热模式中,与第一实施方式同样,通过使由室内蒸发器23冷却且除湿后的送风空气在室内冷凝器12中再加热而向车室内吹出,能够进行车室内的除湿制热。

[0333] (c) 第一制热模式

[0334] 在第一制热模式中,控制装置90使高级侧膨胀阀13处于节流状态,使制冷用膨胀阀22处于全闭状态。并且,控制装置90关闭回收用开闭阀16a,打开制冷用开闭阀16c。

[0335] 由此,在第一制热模式的热泵循环102中,构成循环用制冷剂按照压缩机111的喷

出端口111c→室内冷凝器12→高级侧膨胀阀13→空调用室外热交换器20→制冷用开闭阀16c→储液器24→压缩机111的吸入端口111a的顺序循环的循环。

[0336] 按照该循环结构,与第一实施方式同样,控制装置90决定向与输出侧连接的各种控制对象设备输出的控制信号等,而控制各种控制对象设备的工作。

[0337] 因此,在本实施方式的第一制热模式中,与第一实施方式同样,通过将由室内冷凝器12加热后的送风空气向车室内吹出,能够进行车室内的制热。

[0338] (d) 第二制热模式

[0339] 在第二制热模式中,控制装置90进行工作,以使配置于管道5内的加热空气用通路的循环用送风机55发挥预先确定的基准送风能力。另外,在第二制热模式中,控制装置90使高级侧膨胀阀13处于节流状态,使制冷用膨胀阀22处于全闭状态。并且,控制装置90打开回收用开闭阀16a,打开制冷用开闭阀16c。

[0340] 由此,在第二制热模式的热泵循环2中,构成循环用制冷剂按照压缩机111的喷出端口11c→室内冷凝器12→分支部15f→高级侧膨胀阀13→空调用室外热交换器20→制冷用开闭阀16c→储液器24→压缩机111的吸入端口111a的顺序循环、并且循环用制冷剂按照分支部15f→回收用开闭阀16a→回收用膨胀阀60→复合型热交换器61的排热回收热交换部61a→储液器24→压缩机111的吸入端口111a的顺序循环的循环。

[0341] 即,构成空调用室外热交换器20和排热回收热交换部61a相对于循环用制冷剂的流动并联地连接的蒸气压缩式的制冷循环。

[0342] 按照该循环结构,与第一实施方式同样,控制装置90决定向与输出侧连接的各种控制对象设备输出的控制信号等,而控制各种控制对象设备的工作。

[0343] 因此,在本实施方式的第一制热模式中,通过将由室内冷凝器12加热后的送风空气向车室内吹出,能够进行车室内的制热。

[0344] 并且,在第二制热模式中,将空调用室外热交换器20和排热回收热交换部61a并联地连接,因此能够将循环用制冷剂在空调用室外热交换器20中从外部空气吸收的热、以及在排热回收热交换部61a中从加热空气吸收的热作为热源而加热送风空气。因此,相比于第一制热模式,能够提高送风空气的加热能力。

[0345] 其他的车辆用热管理系统1的结构和工作与第一实施方式相同。因此,即使是具备热泵循环102的车辆用热管理系统1,也与第一实施方式同样,能够将车载设备50~53的排热有效地用于加热送风空气。

[0346] (第七实施方式)

[0347] 在本实施方式中,关于相对于第一实施方式,像图20所示那样对排热用制冷剂循环回路3的结构进行了变更的例子进行说明。具体而言,在本实施方式中,取代排热用开闭阀65,采用排热用制冷剂泵68。

[0348] 排热用制冷剂泵68是配置于液相用制冷剂配管64的、将从热废弃室外热交换器63流出的液相状态的排热用制冷剂朝向复合型热交换器61的排出热交换部61c压送的电动式的泵。排热用制冷剂泵68的转速(即,压送能力)由从控制装置90输出的控制电压进行控制。

[0349] 并且,排热用制冷剂泵68具有在停止时禁止排热用制冷剂在内部流通的功能。因此,排热用制冷剂泵68兼具备作为切断排热用制冷剂的循环的制冷剂循环切断部的功能。

[0350] 另外,当在热废弃室外热交换器63中使车载设备50~53的排热向外部空气散热

时,本实施方式的控制装置90使排热用制冷剂泵68工作。

[0351] 若控制装置90使排热用制冷剂泵68工作,则在热废弃室外热交换器63中冷凝的排热用制冷剂向排出热交换部61c压送。流入到排出热交换部61c的排热用制冷剂从加热空气吸热而蒸发。其他的车辆用热管理系统1的结构和工作与第一实施方式相同。即使车辆用热管理系统1采用本实施方式的排热用制冷剂循环回路3,也能够得到与第一实施方式相同的效果。

[0352] 并且,在本实施方式的排热用制冷剂循环回路3中,将排热用制冷剂泵68配置于液相用制冷剂配管64。因此,排热用制冷剂泵68不会吸入气相状态的排热用制冷剂,能够将液相制冷剂的排热用制冷剂可靠地压送到排出热交换部61c。另外,通过与车载设备50~53的发热量对应地使排热用制冷剂泵68的压送能力发生变化,能够进一步适当地冷却车载设备50~53。

[0353] (第八实施方式)

[0354] 在本实施方式中,关于相对于第一实施方式,像图21所示那样变更了排热用制冷剂循环回路3的结构的例子进行说明。具体而言,在本实施方式中,取代排热用开闭阀65,采用排热用压缩机69a和排热用膨胀阀69b。

[0355] 排热用压缩机69a是配置于气相用制冷剂配管62的、对从排出热交换部61c流出的气相状态的排热用制冷剂进行压缩并喷出的电动压缩机。排热用压缩机69a的基本的结构与第六实施方式中说明的压缩机111相同。

[0356] 排热用压缩机69a具有在停止时禁止排热用制冷剂在内部流通的功能。因此,排热用压缩机69a兼具备作为切断排热用制冷剂的循环的制冷剂循环切断部的功能。

[0357] 排热用膨胀阀69b是配置于液相用制冷剂配管64的、使从热废弃室外热交换器63流出的液相状态的排热用制冷剂减压的温度式膨胀阀。排热用膨胀阀69b的基本的结构与回收用膨胀阀60相同。排热用膨胀阀69b使节流开度发生变化,以使排出热交换部61c的出口侧的排热用制冷剂的过热度接近预先确定的基准过热度。

[0358] 即,在本实施方式的排热用制冷剂循环回路3中,构成如下蒸气压缩式制冷循环:在排出热交换部61c中使排热用制冷剂蒸发而从加热空气吸收的热在热废弃室外热交换器63中向外部空气散热而使排热用制冷剂冷凝。另外,当在热废弃室外热交换器63中使车载设备50~53的排热向外部空气散热时,本实施方式的控制装置90使排热用压缩机69a工作。

[0359] 若控制装置90使排热用压缩机69a工作,则排热用压缩机69a吸入从排出热交换部61c流出的气相状态的排热用制冷剂,将其压缩并喷出。从排热用压缩机69a喷出的制冷剂在热废弃室外热交换器63中与外部空气进行热交换而散热从而冷凝。

[0360] 在热废弃室外热交换器63中冷凝的液相状态的排热用制冷剂由排热用膨胀阀69b减压。此时,调整排热用膨胀阀69b的节流开度,以使排出热交换部61c的出口侧的排热用制冷剂的过热度接近基准过热度。由排热用膨胀阀69b减压后的排热用制冷剂向排出热交换部61c流入。

[0361] 流入到排出热交换部61c的制冷剂从加热空气吸热而蒸发。从排出热交换部61c流出的气相状态的排热用制冷剂再次被吸入排热用压缩机69a而被压缩。其他的车辆用热管理系统1的结构和工作与第一实施方式相同。即使车辆用热管理系统1采用本实施方式的排热用制冷剂循环回路3,也能够得到与第一实施方式相同的效果。

[0362] 并且,在本实施方式的排热用制冷剂循环回路3中,构成蒸气压缩式的制冷循环,使排出热交换部61c作为蒸发器发挥功能,因此能够可靠地冷却加热空气,而冷却车载设备50~53。另外,通过与车载设备50~53的发热量对应地使排热用压缩机69a的喷出能力发生变化,能够进一步适当地冷却车载设备50~53。

[0363] (第九实施方式)

[0364] 在本实施方式中,关于相对于第一实施方式,像图22所示那样对复合型热交换器61的循环用制冷剂管72的结构进行了变更的例子进行说明。另外,图22是与第一实施方式中说明的图6对应的附图。

[0365] 在本实施方式的循环用制冷剂管72中,下游侧通路部72d的通路截面积形成得比上游侧通路部72c的通路截面积大。即,在本实施方式的循环用制冷剂管72内形成的制冷剂通路的通路截面积朝向制冷剂流下游侧扩大。

[0366] 其他的车辆用热管理系统1的结构和工作与第一实施方式相同。即使车辆用热管理系统1采用本实施方式的复合型热交换器61,也能够得到与第一实施方式相同的效果。

[0367] 并且,在本实施方式的复合型热交换器61中,循环用制冷剂管72的通路截面积朝向制冷剂流下游侧扩大。由此,能够降低蒸发后的循环用制冷剂在循环用制冷剂管72中流通时产生的压力损失。

[0368] (第十实施方式)

[0369] 在本实施方式中,关于相对于第一实施方式,像图23所示那样对复合型热交换器61的循环用制冷剂管72的结构进行了变更的例子进行说明。在本实施方式的循环用制冷剂管72中,使沿上下方向延伸的截面扁平形状的制冷剂通路沿着加热空气的流动方向设置成三列。

[0370] 更详细地说,在本实施方式的循环用制冷剂管72中,在上游侧通路部72c中使循环用制冷剂从下方侧向上方侧流动。并且,设置有使从上游侧通路部72c流出的循环用制冷剂从上方侧向下方侧流动的中间侧通路部72f。另外,在下游侧通路部72d中,从中间侧通路部72f流出的循环用制冷剂从下方侧向上方侧流动。

[0371] 即,在本实施方式的循环用制冷剂管72中,使循环用制冷剂的流动方向以描绘N字的方式转向两次。

[0372] 另外,中间侧通路部72f的通路截面积形成得比上游侧通路部72c的通路截面积大。并且,下游侧通路部72d的通路截面积形成得比中间侧通路部72f的通路截面积大。即,在本实施方式的循环用制冷剂管72内形成的制冷剂通路的通路截面积朝向制冷剂流下游侧扩大。

[0373] 其他的车辆用热管理系统1的结构和工作与第一实施方式相同。即使车辆用热管理系统1采用本实施方式的复合型热交换器61,也能够得到与第一实施方式相同的效果。

[0374] 并且,在本实施方式的复合型热交换器61中,也与第九实施方式同样,能够降低蒸发后的循环用制冷剂在循环用制冷剂管72中流通时产生的压力损失。另外,能够增加循环用制冷剂的流速而进一步提高热交换能力。

[0375] (第十一实施方式)

[0376] 在本实施方式中,关于相对于第一实施方式,对排热回收热交换部61a的通路结构进行了变更的例子进行说明。这里,热交换器的通路可以定义为如下制冷剂流路:该制冷剂

流路由使制冷剂从形成在热交换器内的规定的空间朝向其他的空间在同一方向上流动的管组形成。

[0377] 例如,在箱管型的热交换器中,由从形成在罐内的同一分配空间朝向同一集合空间使制冷剂在同一方向上流动的管组形成的制冷剂流路相当于通路。因此,伴随着形成通路的管的根数增加,而该通路的合计通路截面积增加。

[0378] 在本实施方式的复合型热交换器61中,在第一实施方式中说明的下风侧循环用制冷剂罐70的长度方向一端部形成有使从回收用开闭阀16a流出的循环用制冷剂流入的制冷剂入口70a。另外,在下风侧循环用制冷剂罐70的长度方向另一端部形成有使循环用制冷剂向压缩机11的中间压端口11b侧流出的制冷剂出口70b。

[0379] 并且,在下风侧循环用制冷剂罐70的内部配置有隔板70c。隔板70c将下风侧循环用制冷剂罐70的内部空间分隔成与制冷剂入口70a连通的入口侧内部空间70d和与制冷剂出口70b连通的出口侧内部空间70e。

[0380] 因此,在本实施方式的排热回收热交换部61a中,如图24所示,通过与入口侧内部空间70d连接的循环用制冷剂管72组而形成从入口侧内部空间70d朝向上风侧循环用制冷剂罐71的内部空间使制冷剂在同一方向上流动的入口侧通路721。

[0381] 并且,如图24所示,通过与出口侧内部空间70e连接的循环用制冷剂管72组而形成从上风侧循环用制冷剂罐71的内部空间朝向出口侧内部空间70e使制冷剂在同一方向上流动的出口侧通路722。即,本实施方式的循环用制冷剂管72形成两个通路。

[0382] 另外,本实施方式的隔板70c被配置为入口侧内部空间70d比出口侧内部空间70e小。更具体而言,隔板70c被配置为入口侧内部空间70d的容积为下风侧循环用制冷剂罐70的内部空间的30%~33%左右。

[0383] 因此,被连接成与出口侧内部空间70e连通而形成出口侧通路722的循环用制冷剂管72的根数比被连接成与入口侧内部空间70d连通而形成入口侧通路721的循环用制冷剂管72的根数多。

[0384] 其结果为,形成出口侧通路722的循环用制冷剂管72组的合计通路截面积比形成入口侧通路721的循环用制冷剂管72组的合计通路截面积大。即,形成通路的循环用制冷剂管72的合计通路截面积朝向制冷剂流下游侧扩大。

[0385] 其他的车辆用热管理系统1的结构和工作与第一实施方式相同。即使车辆用热管理系统1采用本实施方式的复合型热交换器61,也能够得到与第一实施方式相同的效果。

[0386] 并且,在本实施方式的复合型热交换器61中,形成通路的循环用制冷剂管72的合计通路截面积朝向制冷剂流下游侧扩大。由此,与第十实施方式同样,能够降低在蒸发后的循环用制冷剂在循环用制冷剂管72中流通时产生的压力损失。

[0387] (其他的实施方式)

[0388] 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,能够像以下那样进行各种变形。

[0389] (1) 在上述的实施方式中,对将车辆用热管理系统1应用于电动汽车的例子进行了说明,但车辆用热管理系统1的应用不限于此。车辆用热管理系统1可有效地应用于与通常的发动机车辆相比行驶用驱动源的发热量较少、不容易确保制热用等的热源的车辆。

[0390] 例如,能够有效地应用于从内燃机和行驶用电动机双方得到车辆行驶用的驱动力

的混合动力车辆(包含能够从工业电源充电的、所谓的插入式混合动力车辆。)、搭载了燃料电池的燃料电池车辆。

[0391] 另外,在上述的实施方式中,对热交换对象流体为送风空气的例子进行了说明,但热交换对象流体不限于此。例如,热交换对象流体也可以为热水等。

[0392] (2) 在上述的实施方式中,对构成为能够切换空调用的运转模式的车辆用热管理系统1进行了说明,但不需要为了有效地利用车载设备的排热而进行空调用的运转模式的切换。即,只要至少能够执行第二制热模式,就能够像上述那样有效地利用车载设备50~53的排热。并且,也可以是,能够切换为上述的实施方式中说明的运转模式以外的运转模式。

[0393] 因此,关于热泵循环2、102,也不限于构成为能够切换制冷剂回路的结构。

[0394] 并且,热泵循环2、102也可以切换为与上述的实施方式中说明的回路结构不同的回路结构。例如,也可以在制冷模式时、除湿制热模式时、第一制热模式时切换为构成气体喷射循环的制冷剂回路。另外,也可以在制冷模式时或者除湿制热模式时回收并利用车载设备50~53的排热。

[0395] (3) 构成热泵循环2、102的各结构设备不限于上述的实施方式所公开的情况。

[0396] 在上述的第一实施方式等中,关于作为压缩机11,采用了将两个压缩机构收容在一个壳体内部的二级升压式的电动压缩机的例子进行了说明,但压缩机的形式不限于此。

[0397] 例如,只要能够使中间压的循环用制冷剂从中间压端口11b流入而与从低压向高压压缩的过程的循环用制冷剂合流,则也可以是在壳体的内部收容一个固定容量型的压缩机构和对一个压缩机构进行旋转驱动的电动机而构成的电动压缩机。

[0398] 除此之外,还将两个压缩机串联地连接,将配置在低级侧的低级侧压缩机的吸入口作为吸入端口11a,将配置在高级侧的高级侧压缩机的喷出口作为喷出端口11c。并且,在将低级侧压缩机的喷出口与高级侧压缩机的吸入口连接的连接部设置中间压端口11b。这样,也可以使用低级侧压缩机与高级侧压缩机这两个压缩机而构成一个二级升压式的压缩机。

[0399] 另外,在上述的第一实施方式等中,关于在固定节流件迂回通路18配置有作为制冷剂回路切换部的低压侧开闭阀16b的例子进行了说明,但制冷剂回路切换部不限于此。

[0400] 例如,作为制冷剂回路切换部,也可以采用对将气液分离器14的第二液相流出口14d和低级侧固定节流件17a连接的制冷剂回路、以及将第二液相流出口14d和固定节流件迂回通路18连接的制冷剂回路进行切换的电气式的三通阀。并且,作为低级侧固定节流件17a,也可以采用与高级侧膨胀阀13等相同的带有全开功能的可变节流机构,而废除低压侧开闭阀16b和固定节流件迂回通路18。

[0401] 另外,在上述的实施方式中,没有提及回收用开闭阀16a和排热用开闭阀65等开闭阀的详细结构,但作为这些开闭阀,也可以采用在非通电时关闭制冷剂通路的、所谓的常闭型的电磁阀。由此,能够容易地执行使用图13而说明的控制流程的步骤S1中的控制。

[0402] 另外,在上述的实施方式中,关于作为循环用制冷剂采用了R134a的例子进行了说明,但制冷剂不限于此。例如,也可以采用HFO系制冷剂(R1234yf、HFO-1234ze、HFO-1234zd)、R600a、R410A、R404A、R32、R407C等。另外,也可以采用使这些制冷剂中的多种制冷剂混合的混合制冷剂等。对于排热用制冷剂来说也相同。

[0403] 并且,也可以是,作为热泵循环2的制冷剂,采用二氧化碳,构成从压缩机11喷出的

制冷剂的压力为制冷剂的临界压力以上的超临界制冷循环,。

[0404] (4) 构成排热用制冷剂循环回路3的各结构设备不限于上述的实施方式所公开的内容。

[0405] 在上述的第一实施方式等中,使朝向热泵循环2的空调用室外热交换器20吹送外部空气的外部空气风扇21、朝向排热用制冷剂循环回路3的热废弃室外热交换器63吹送外部空气的外部空气风扇67独立,但也可以像第二实施方式那样,从共用的外部空气风扇向双方的室外热交换器吹送外部空气。

[0406] 另外,在上述的实施方式中,关于作为排热用制冷剂采用与循环用制冷剂同种的制冷剂的例子进行了说明,但也可以采用不同种类的制冷剂。例如,在构成热虹吸管的排热用制冷剂循环回路3中,也可以采用醇等热介质。

[0407] (5) 复合型热交换器61的详细结构不限于上述的实施方式所公开的内容。

[0408] 在上述的实施方式中,关于作为循环用制冷剂管72和排热用制冷剂管75采用板管的例子进行了说明,但也可以采用通过挤出成型等而形成的多孔管。

[0409] 另外,在上述的实施方式中,像图10中说明的那样,通过将循环用制冷剂管72、排热用制冷剂管75和热交换翅片61b有规则地层叠配置,而经由热交换翅片61b实现循环用制冷剂与排热用制冷剂之间的热移动,但循环用制冷剂管72、排热用制冷剂管75和热交换翅片61b的配置不限于此。

[0410] 例如,也可以通过使循环用制冷剂管72与排热用制冷剂管75以直接接触的方式接合,而实现循环用制冷剂与排热用制冷剂之间的热移动。而且,也可以将循环用制冷剂管72与排热用制冷剂管75直接接合的接合体隔开间隔地层叠配置,在相邻的接合体彼此之间配置热交换翅片61b。

[0411] 更具体而言,也可以是,除了层叠方向两端部之外,以重复…热交换翅片61b→循环用制冷剂管72→排热用制冷剂管75…的顺序、或者…热交换翅片61b→排热用制冷剂管75→循环用制冷剂管72…的顺序的方式,将循环用制冷剂管72、排热用制冷剂管75和热交换翅片61b有规则地层叠配置。

[0412] (6) 管道5的详细结构不限于上述的实施方式所公开的内容。

[0413] 在上述的实施方式中,关于在管道5的加热空气用通路内配置有一个循环用送风机55的例子进行了说明,但也可以配置多个循环用送风机55。而且,例如,也可以在像第一实施方式那样形成多个吸入口56a~56d的管道5中,为了调整从各个吸入口56a~56d吸入的空气量,而在各个吸入口56a~56d配置专用的循环用送风机55。

[0414] (7) 在上述的实施方式中,关于作为车载设备采用了电池50、充电发电机51、电力控制单元52、行驶用电动机53的例子进行了说明,但车载设备不限于此。例如,不限于发热量不同的车载设备,也可以采用发热量相互同等的多个车载设备,也可以采用可使用温度带相互同等的多个车载设备。

[0415] 并且,在上述的实施方式中,关于为了使车载设备50~53能够发挥充分的性能而设定了可使用温度带的例子进行了说明,但可使用温度带的设定不限于此。例如,也可以优先确保车载设备50~53的可靠性而决定可使用温度带。

[0416] (8) 另外,上述各实施方式所公开的方法也可以在能够实施的范围内适当地组合。

[0417] 例如,在第三~第五实施方式的车辆用热管理系统1中,也可以像第二实施方式那

样,将空调用室外热交换器20和热废弃室外热交换器63相对于外部空气的流动方向串联地配置。

[0418] 例如,也可以将第六实施方式中说明的热泵循环102应用于第二~第五实施方式的车用热管理系统1。

[0419] 例如,也可以将第七、第八实施方式中说明的排热用制冷剂循环回路3应用于第二~第六实施方式的车用热管理系统1。

[0420] 例如,也可以将第九~第十一实施方式中说明的复合型热交换器61应用于第二~第八实施方式的车用热管理系统1。

[0421] 虽然参照实施例对本发明进行记载,但理解为本发明不限于所公开的上述实施例、构造。当然,本发明包含各种变形例、均等范围内的变形。除此之外,本发明的各种要素通过各种组合、方式而表示,但包含比这些要素多的要素、或者少的要素、或者其中的仅一个要素的其他的组合、方式也进入本发明的范畴、思想范围内。

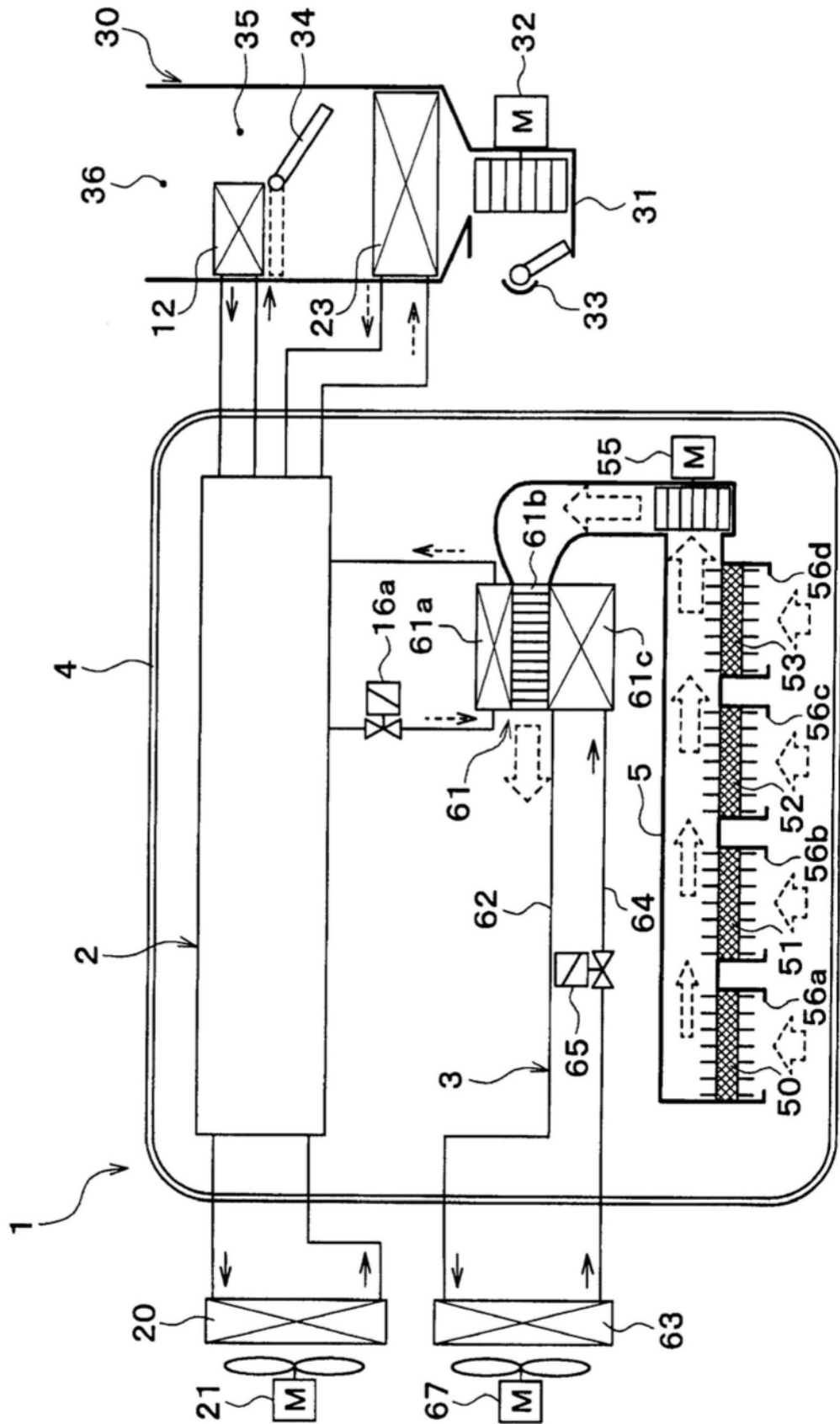


图1

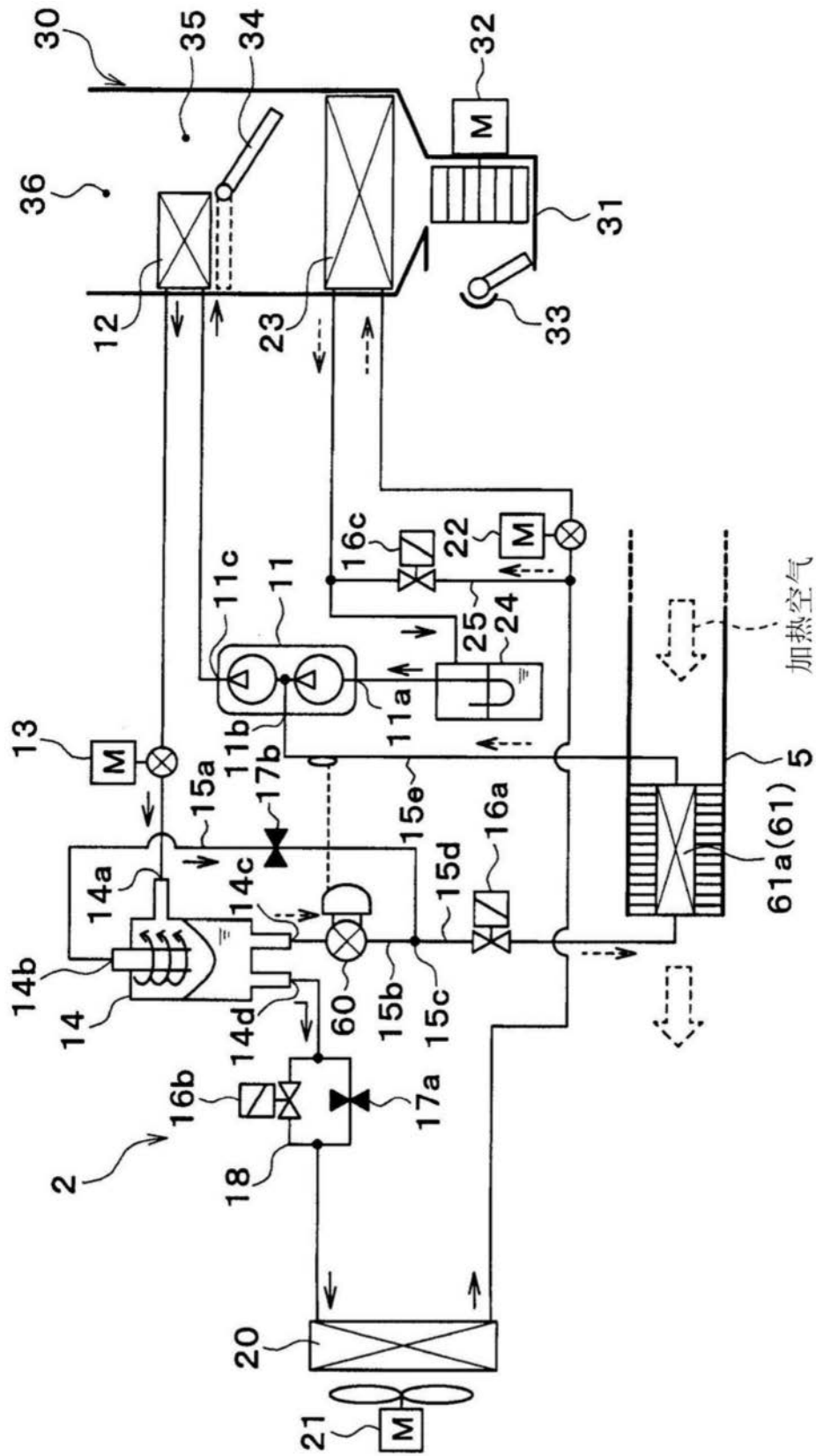


图2

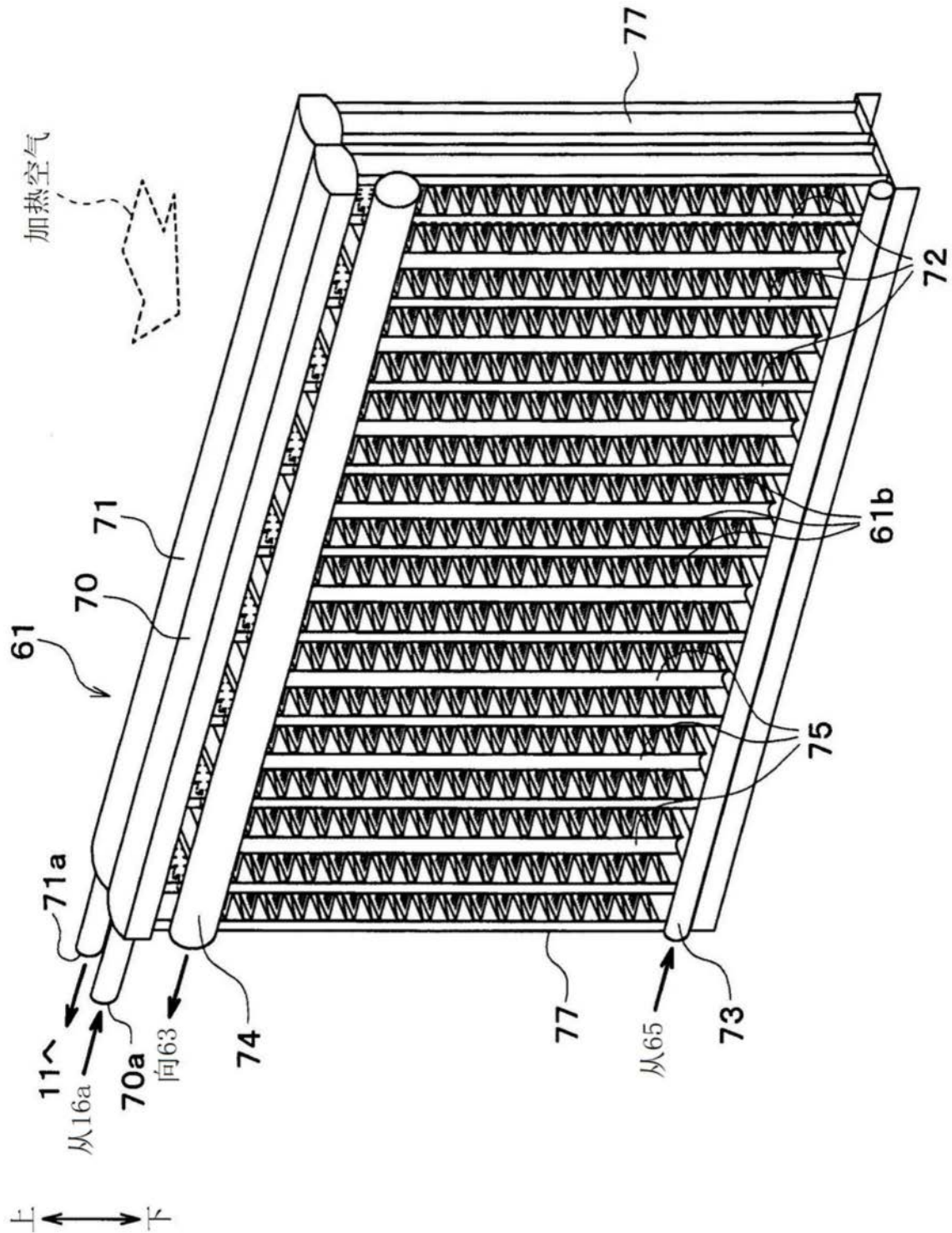


图3

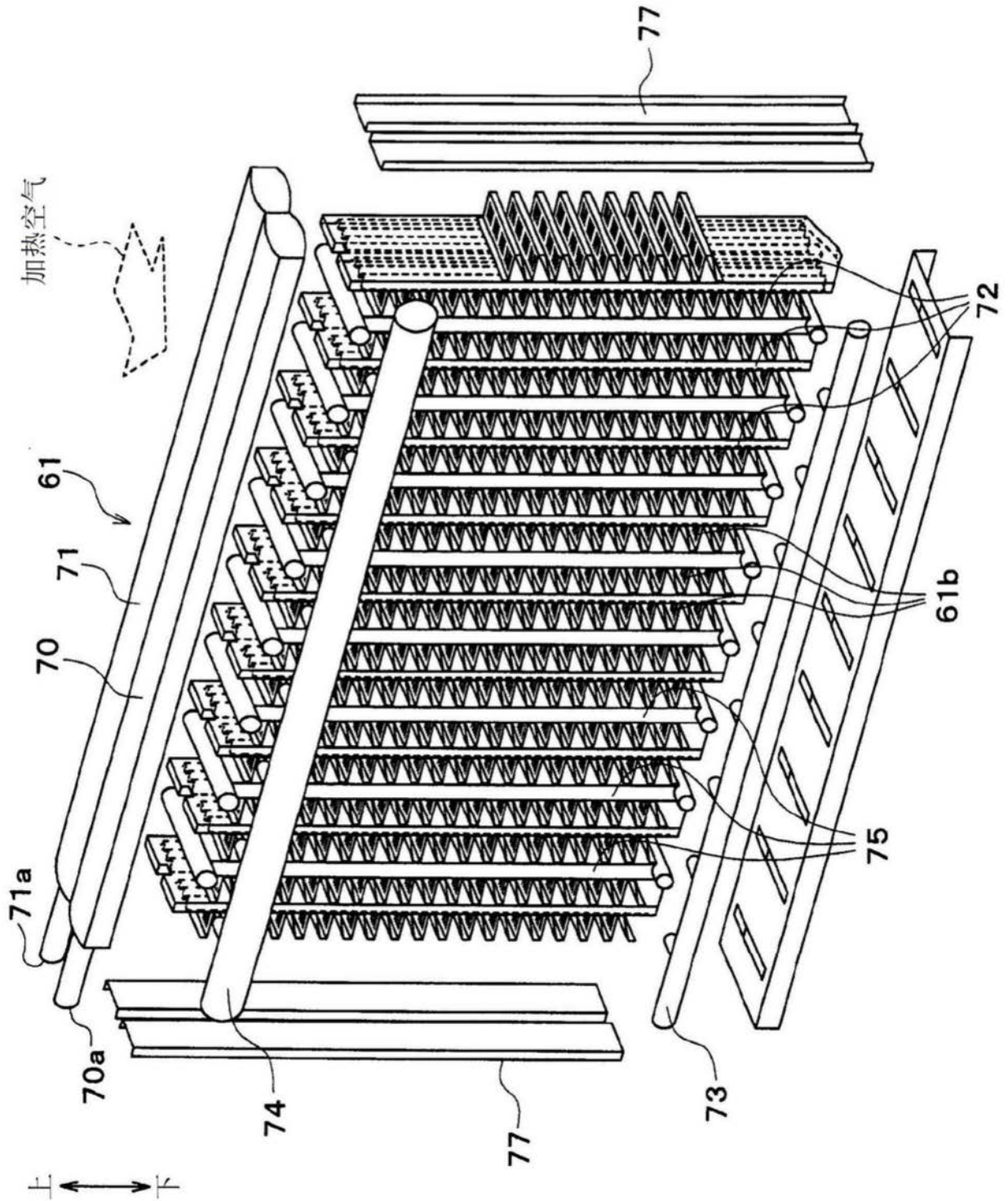


图4

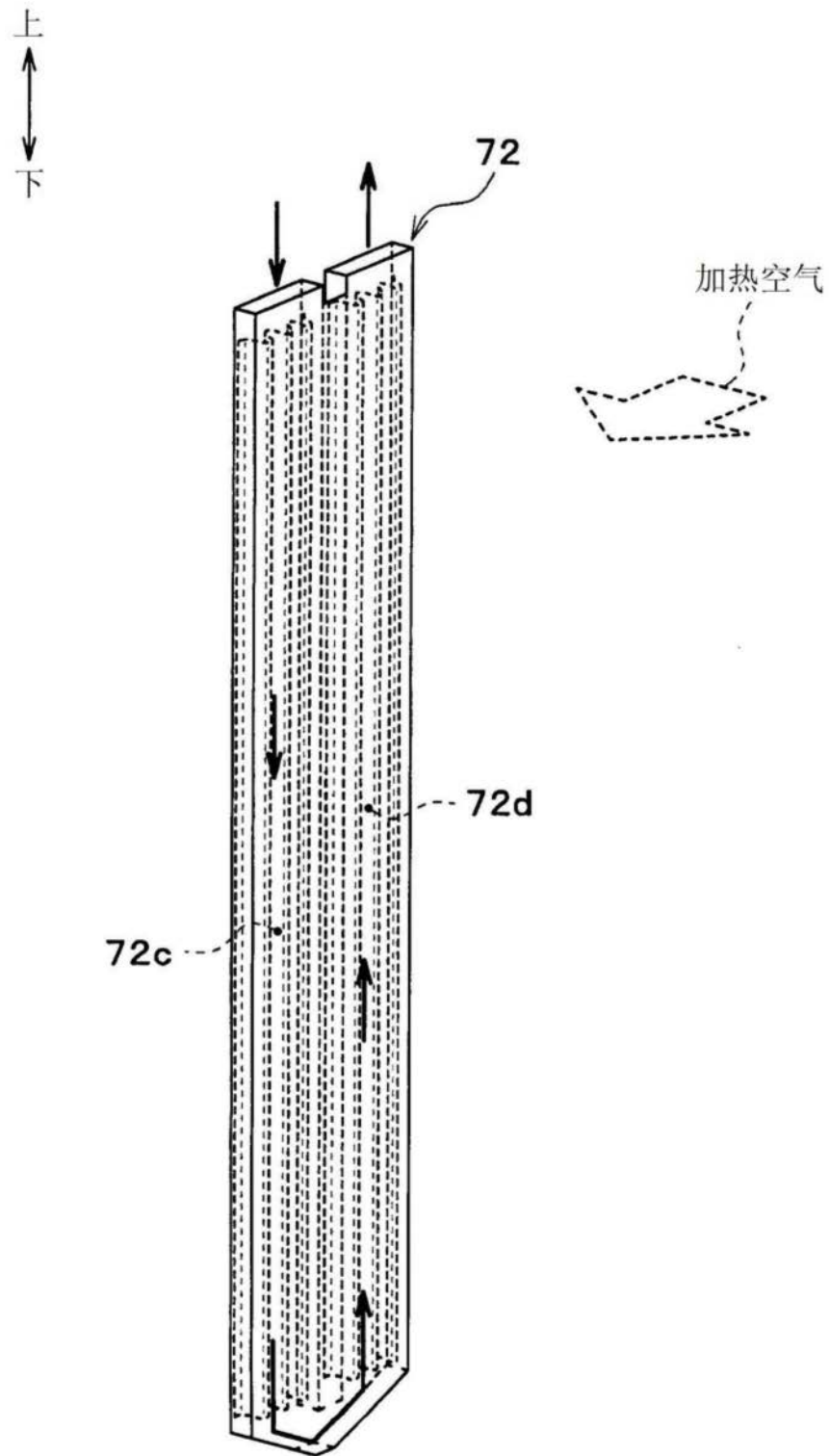


图5

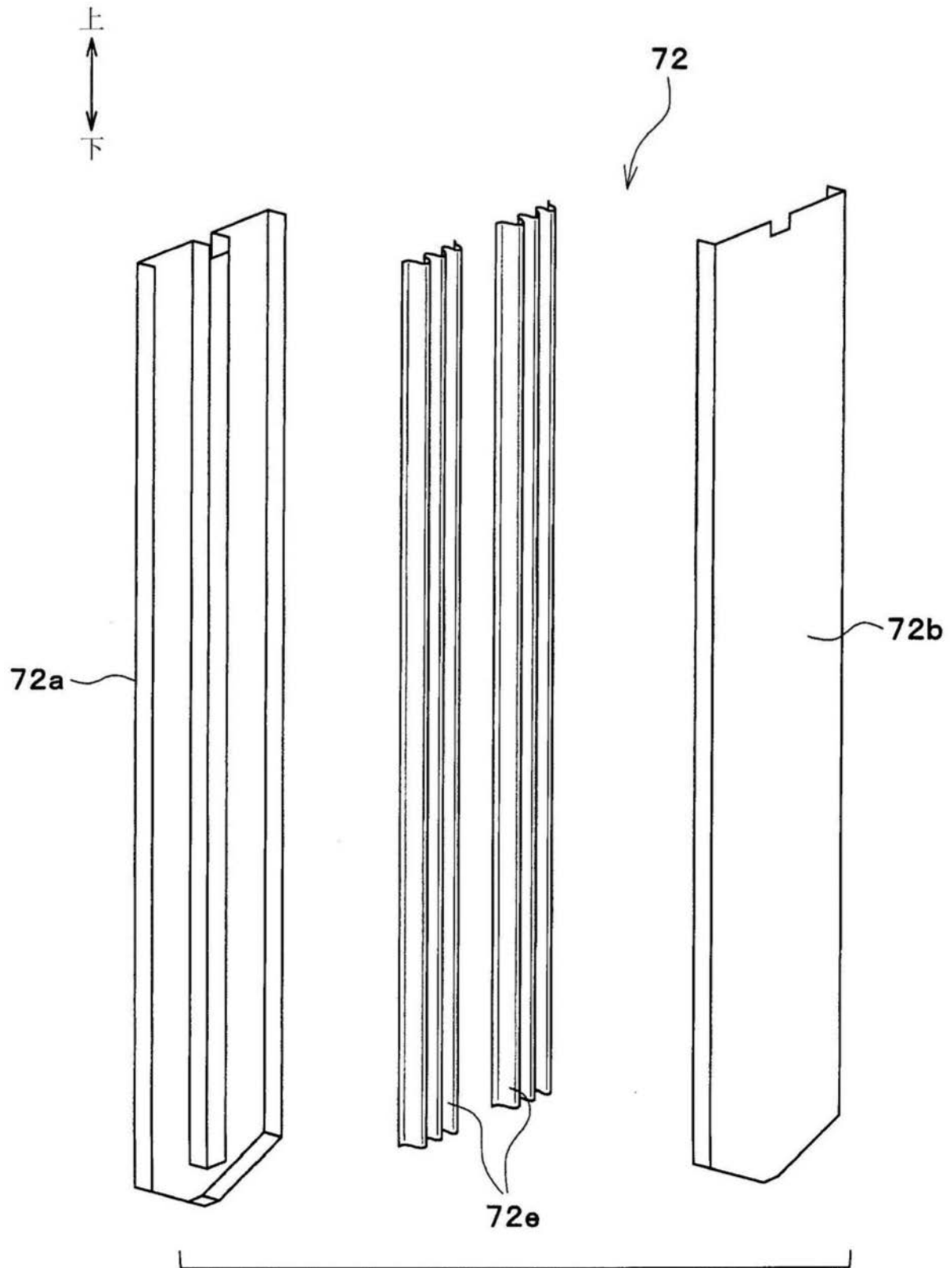


图6

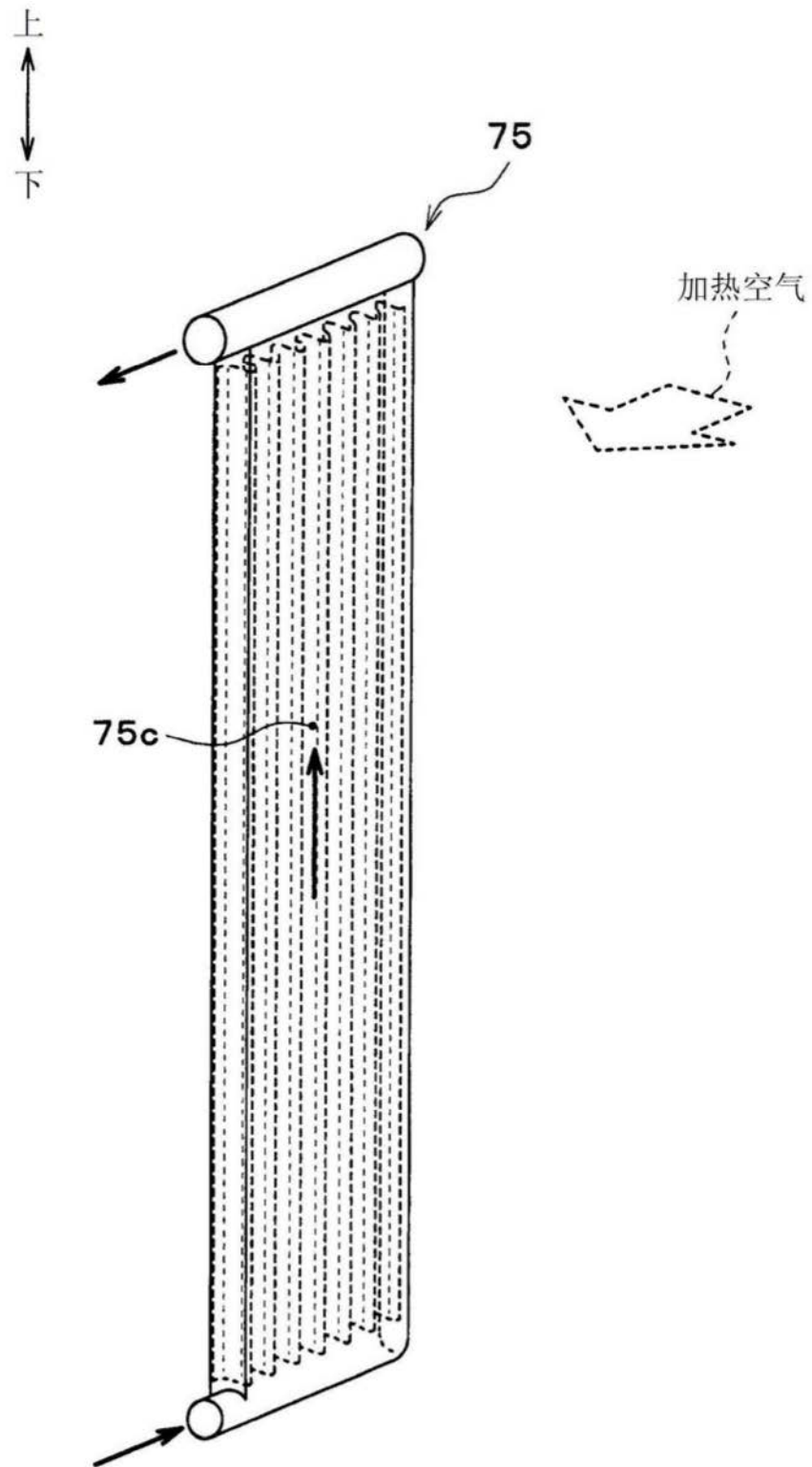


图7

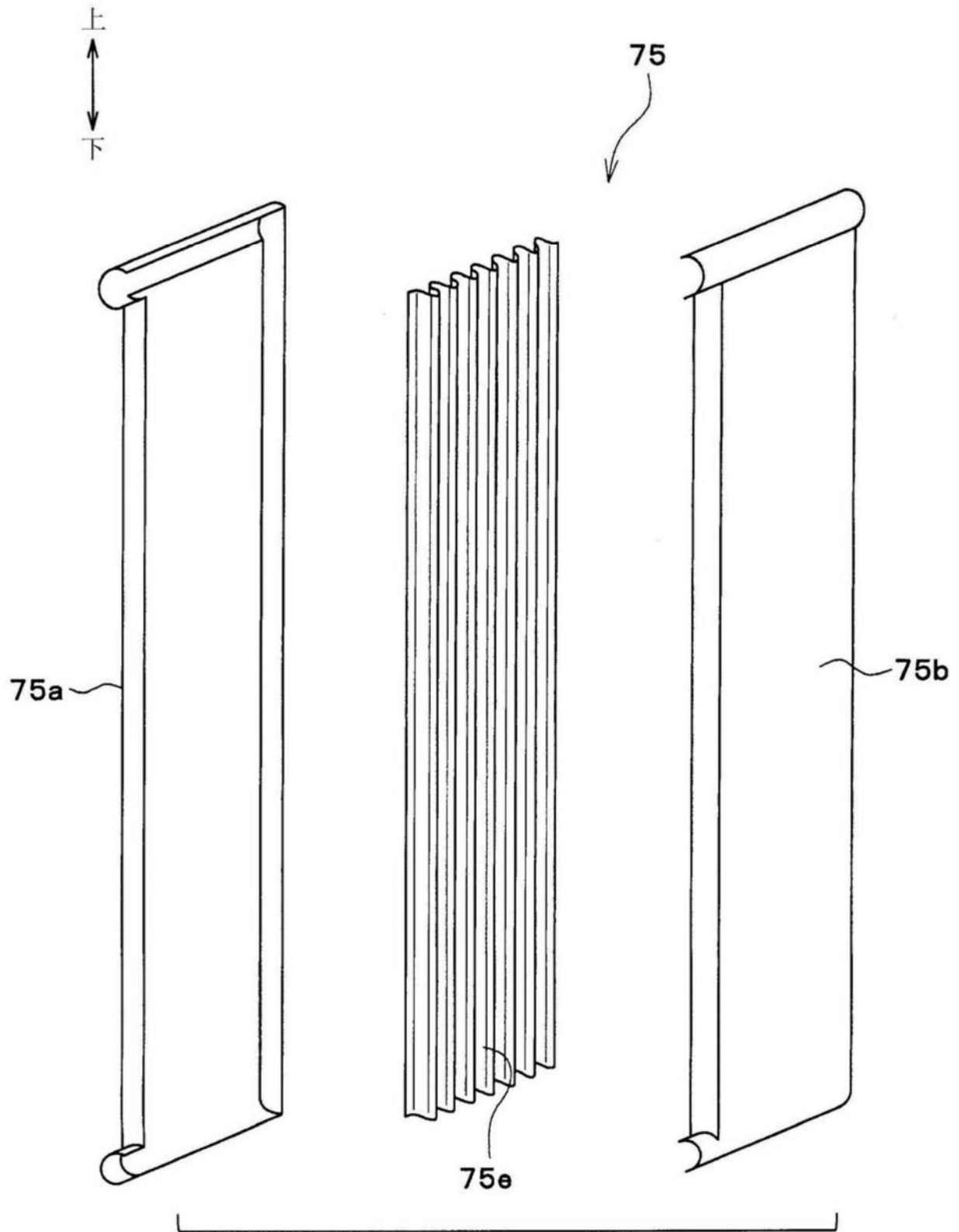


图8

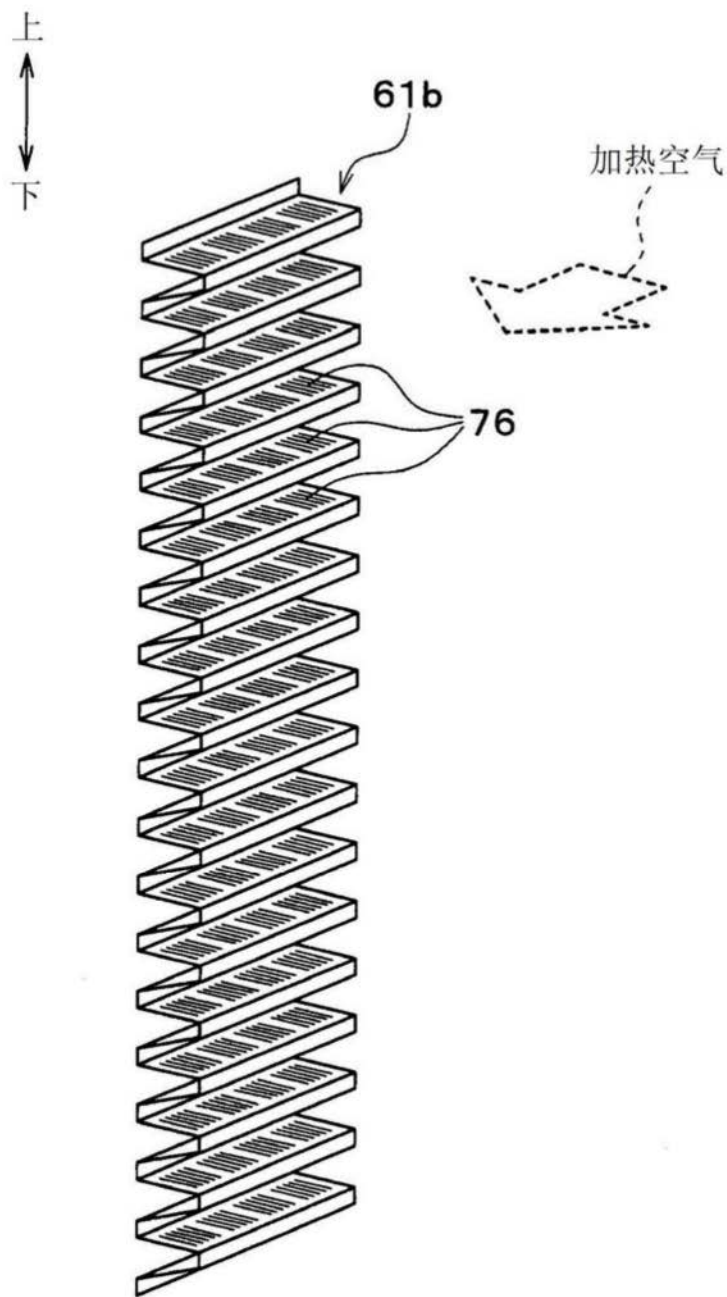


图9

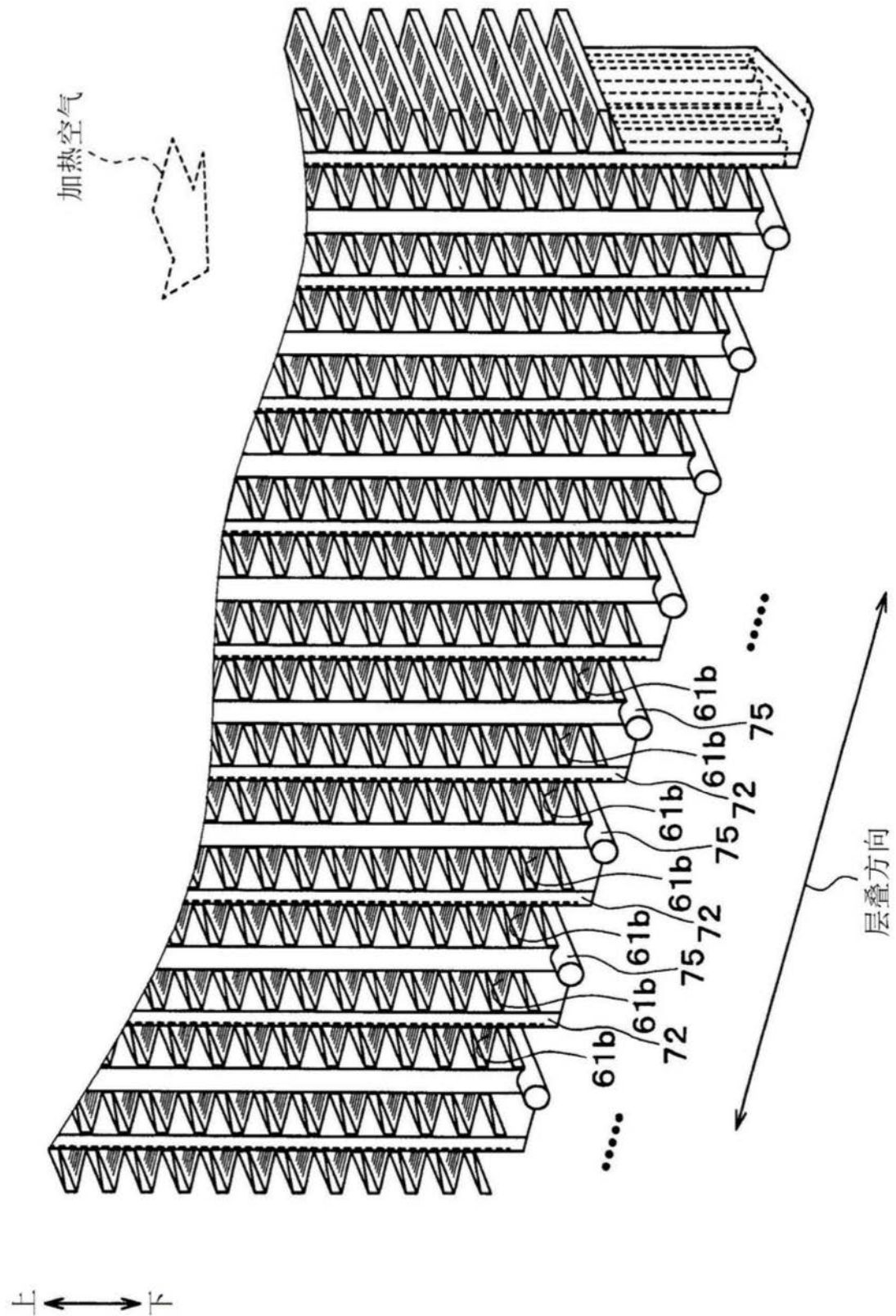


图10

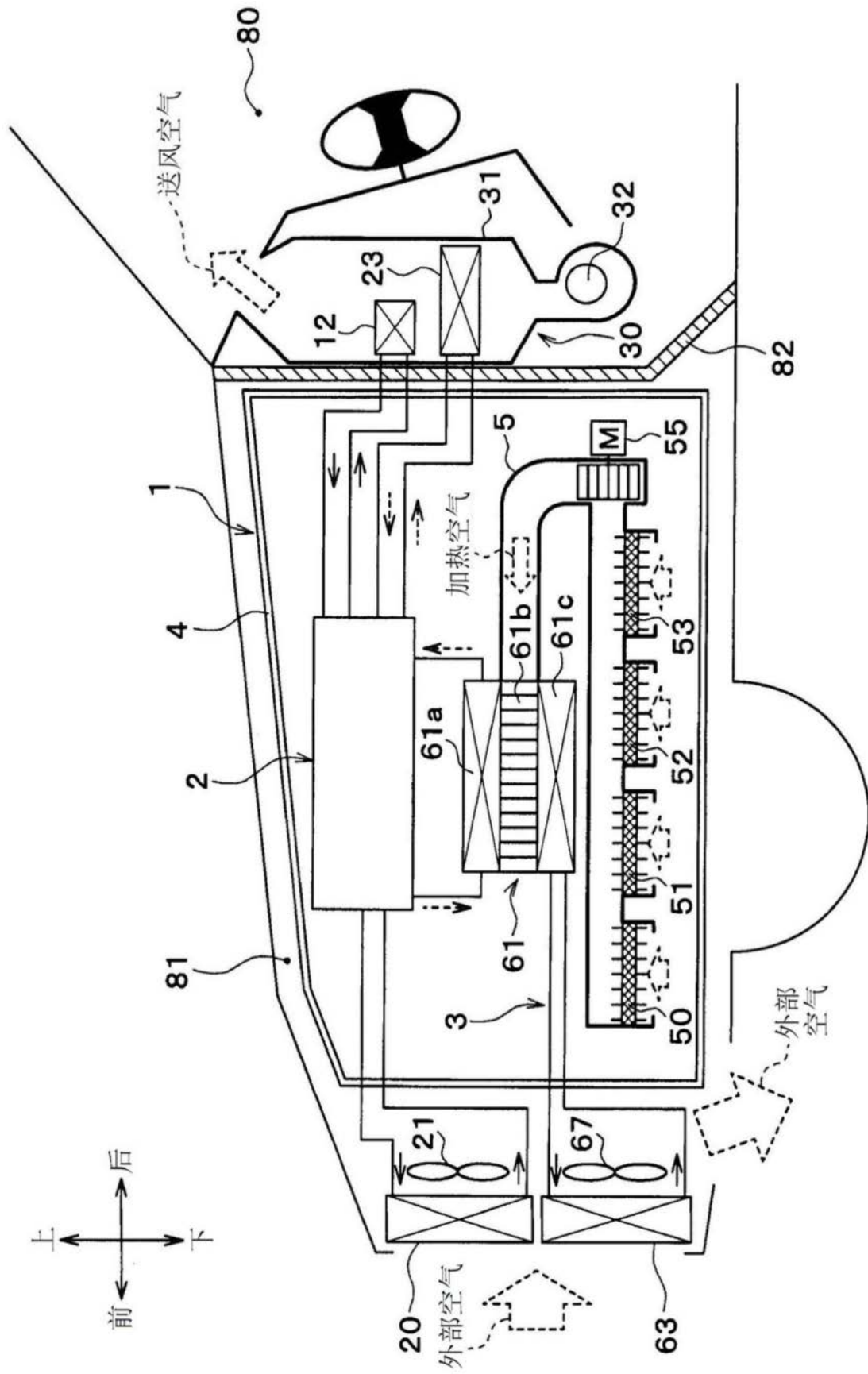


图11

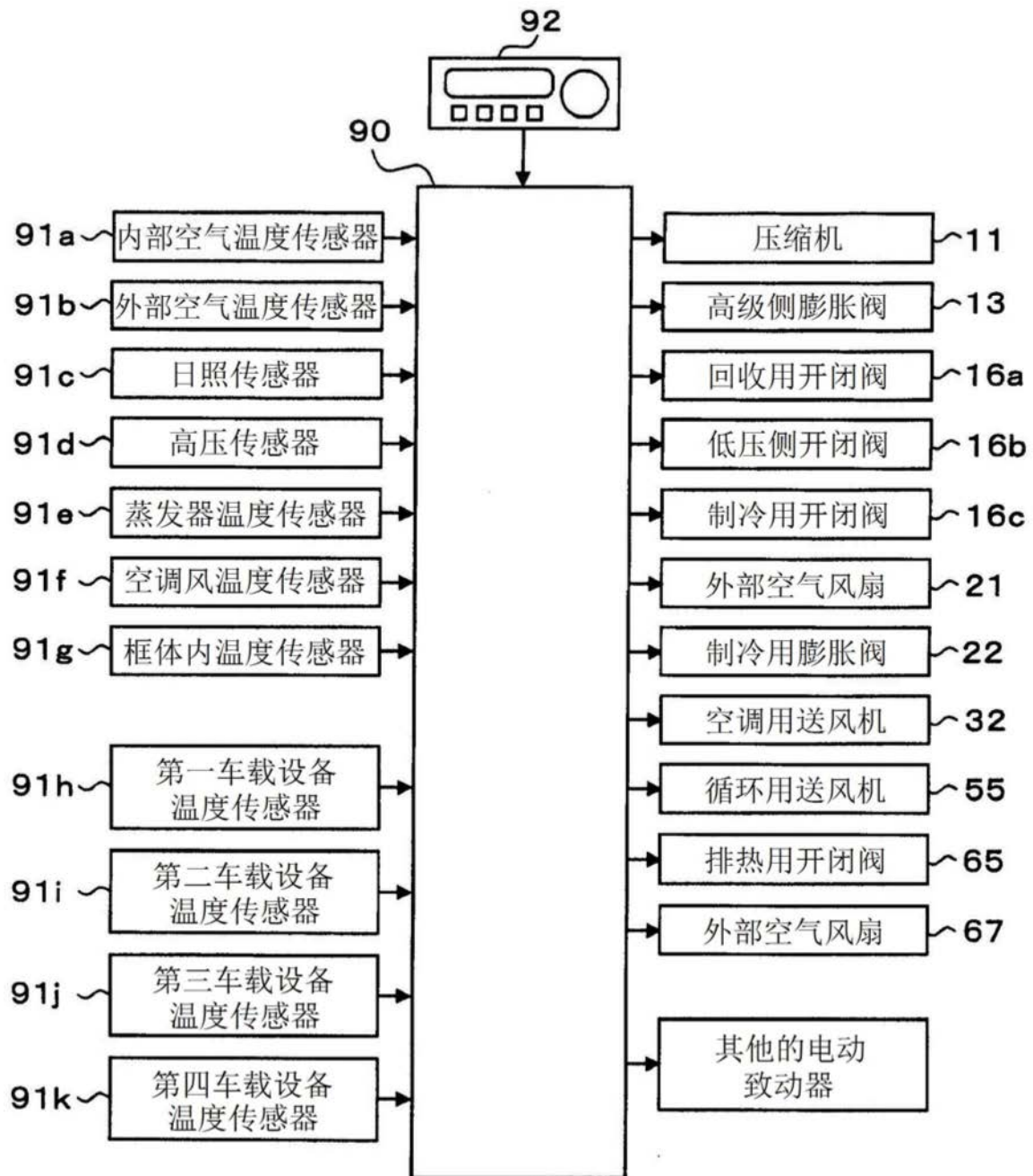


图12

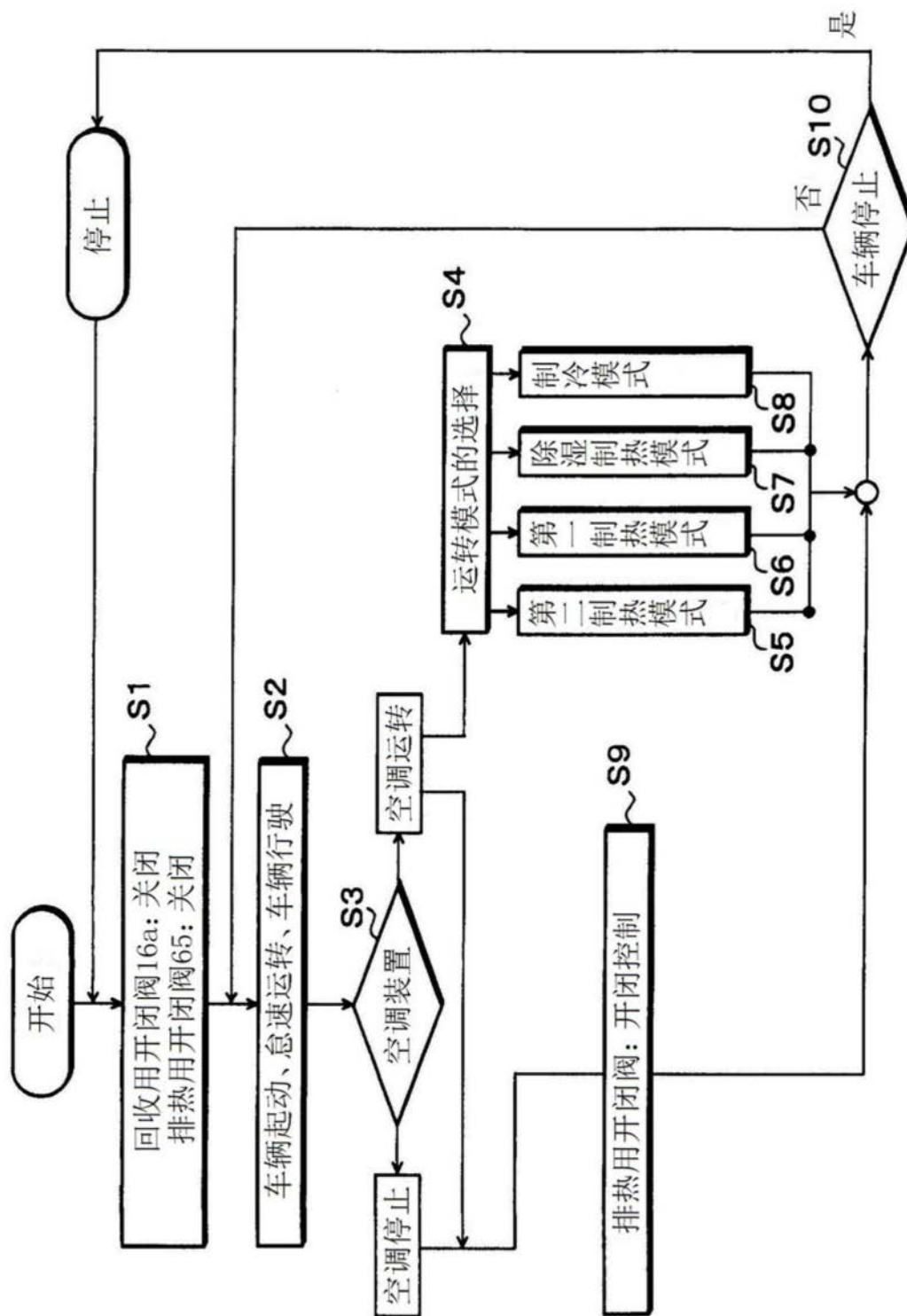
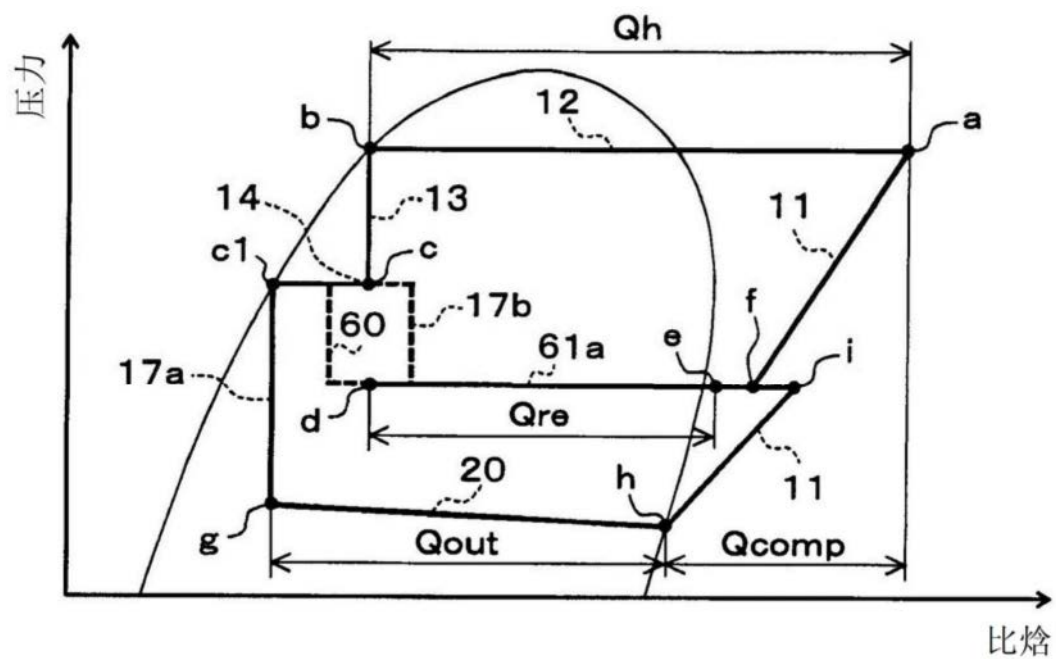


图13



第二制热模式

图14

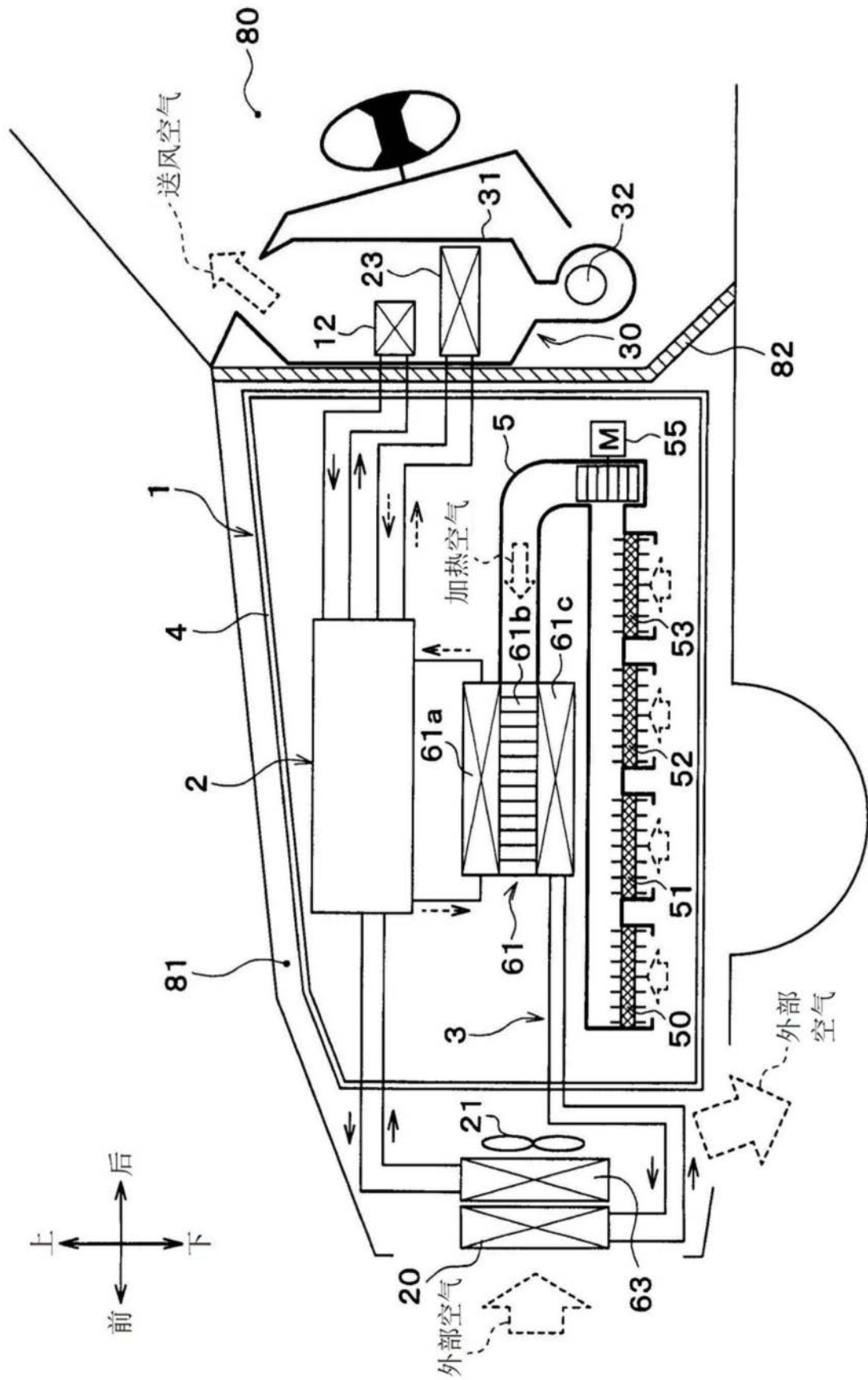


图15

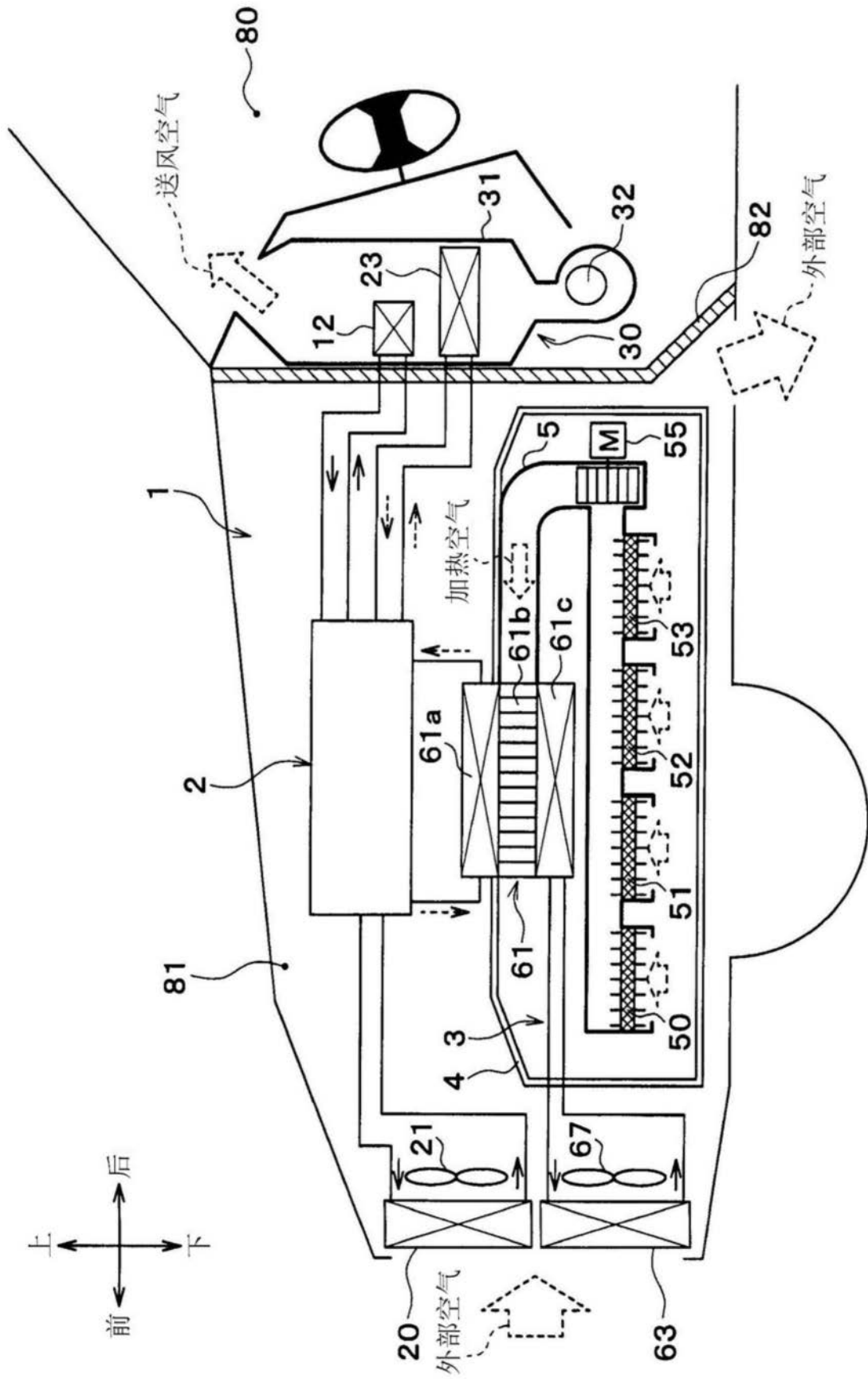


图16

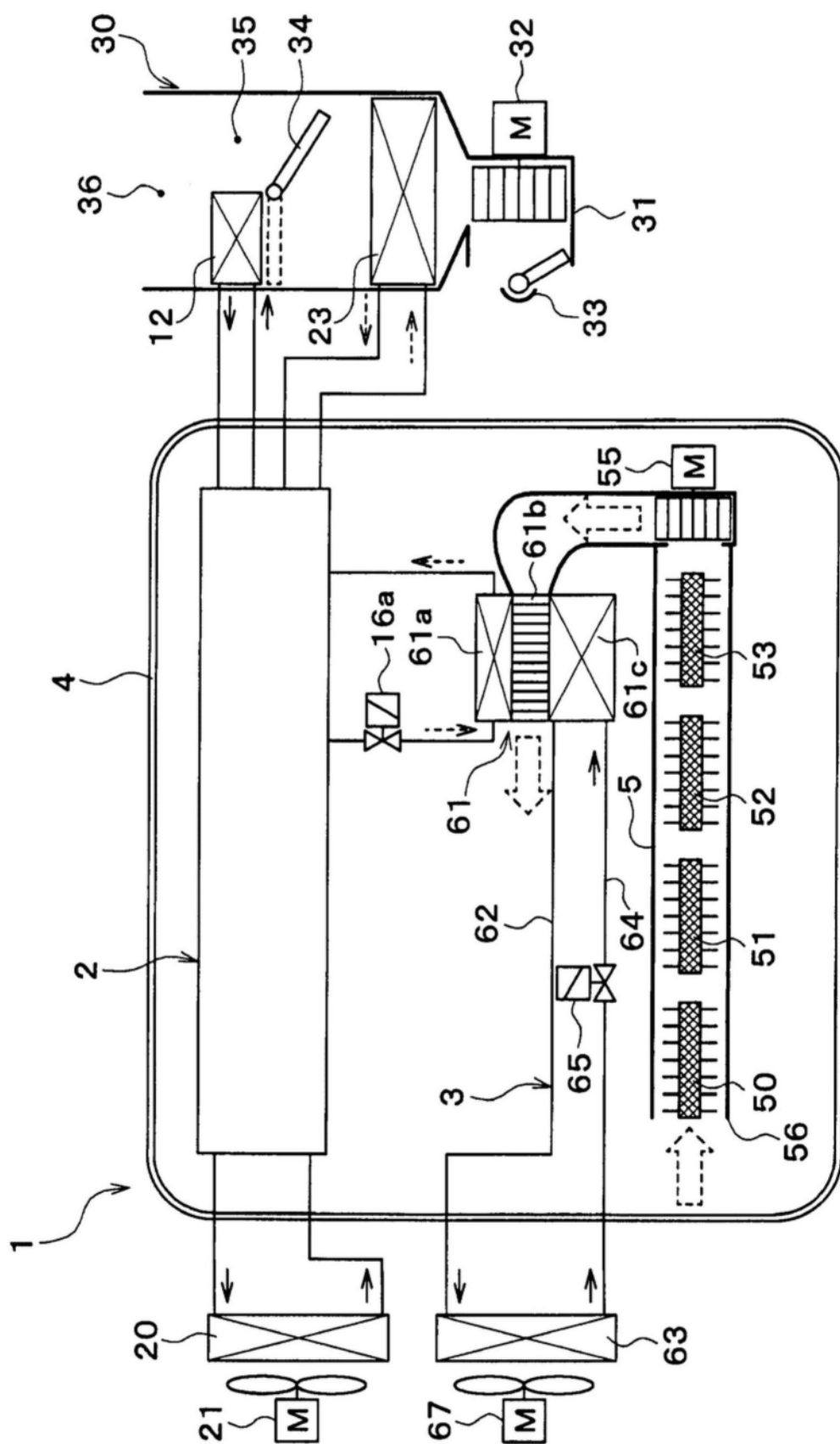


图17

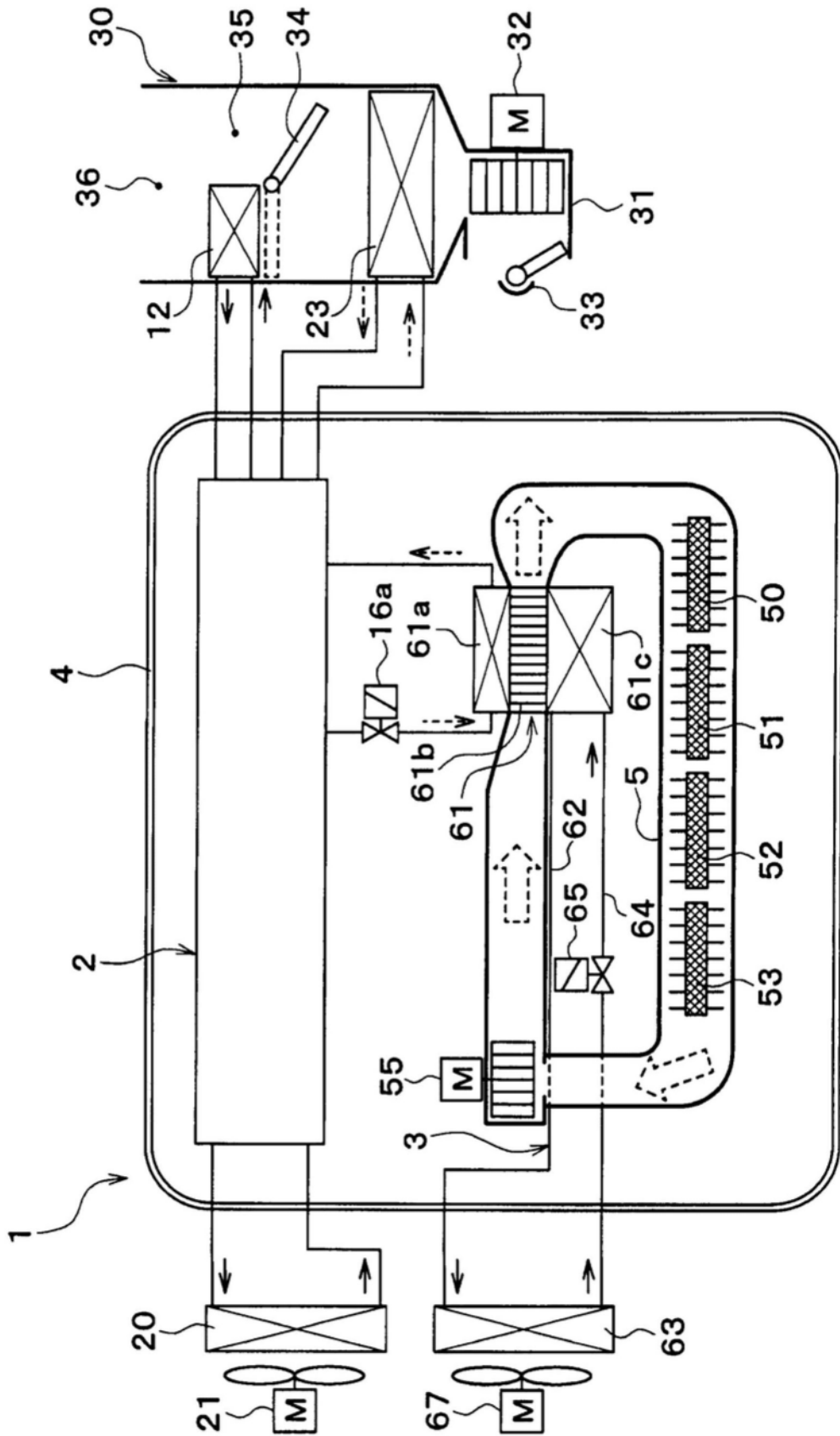


图18

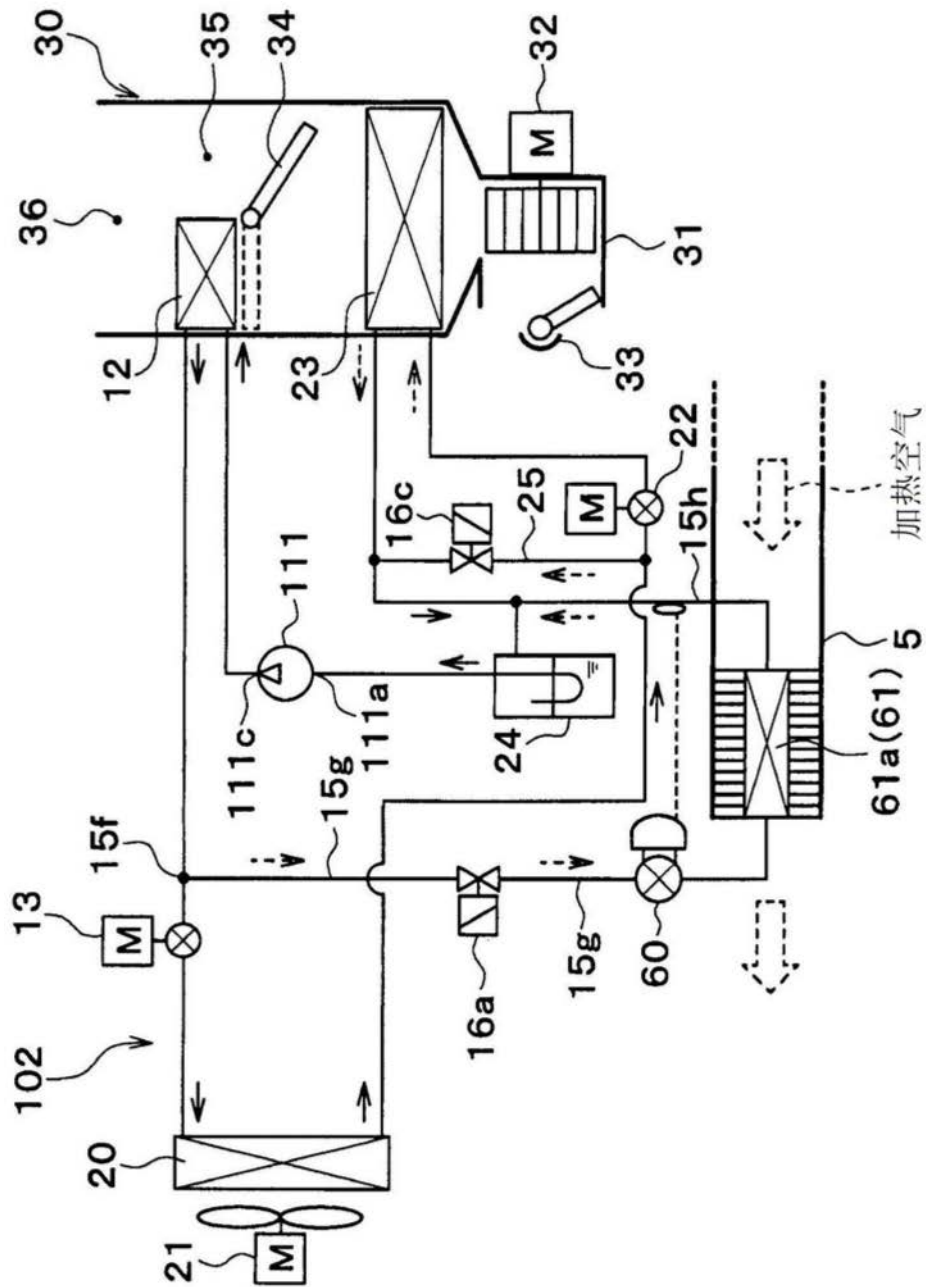


图19

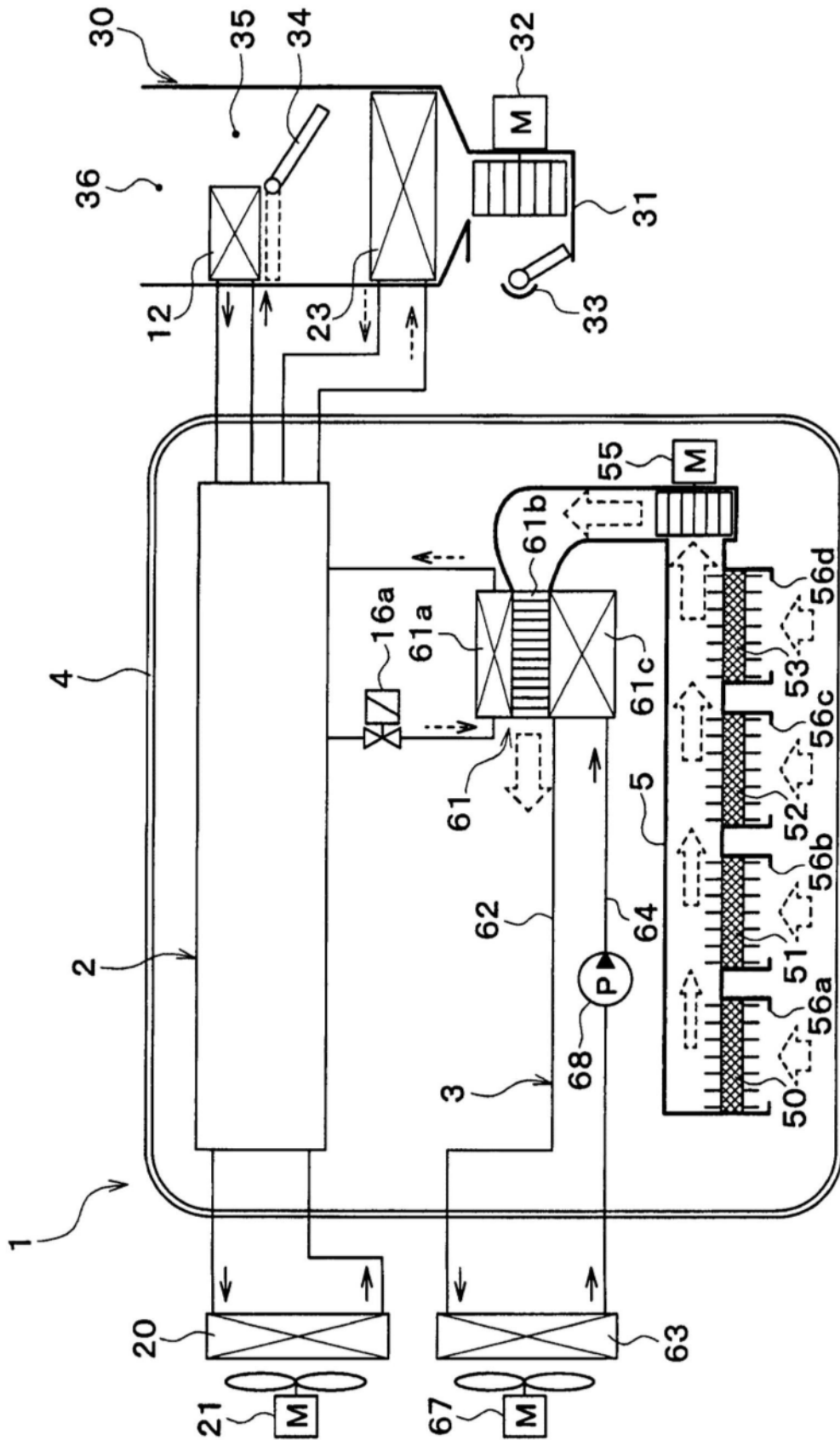


图20

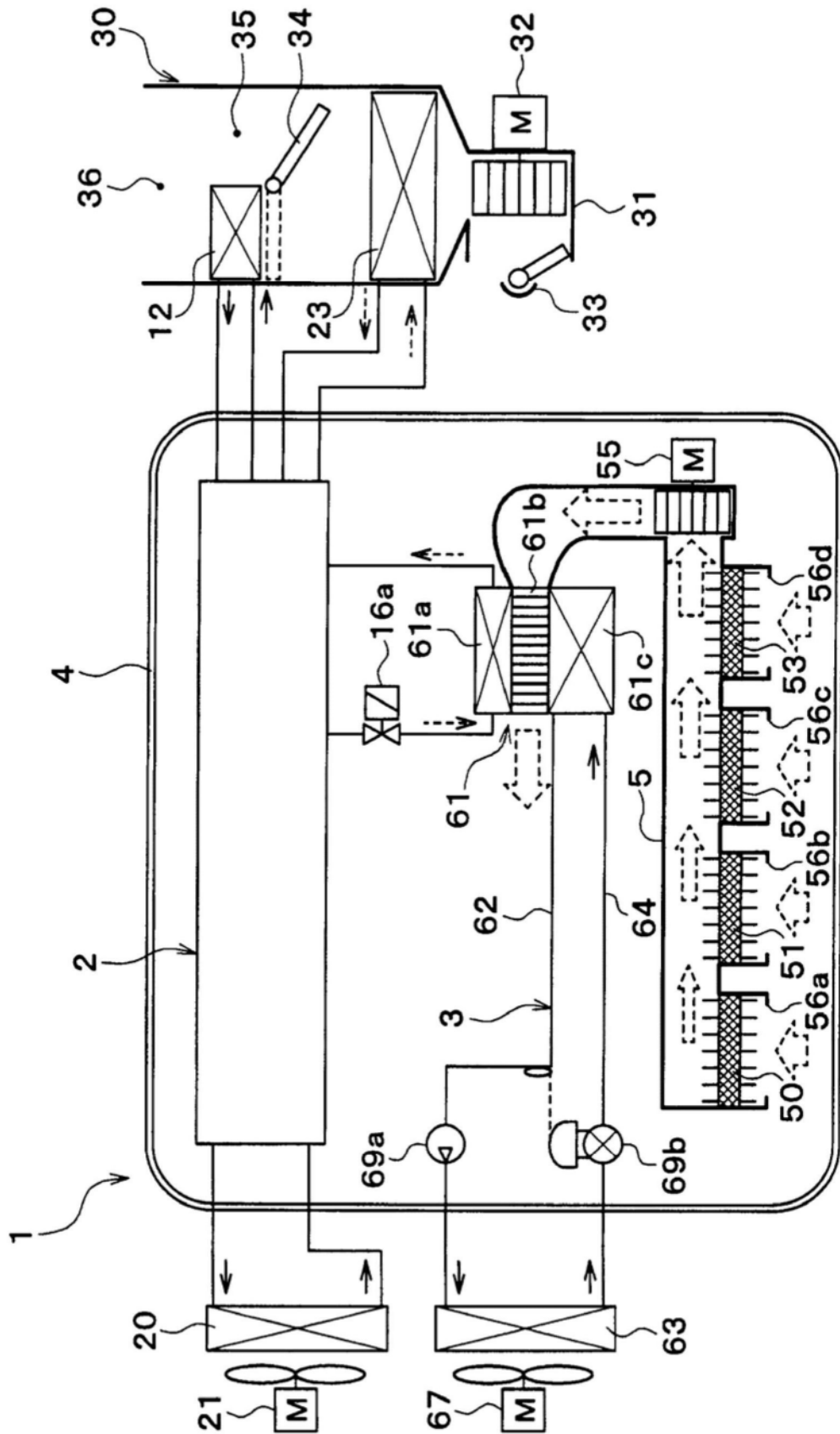


图21

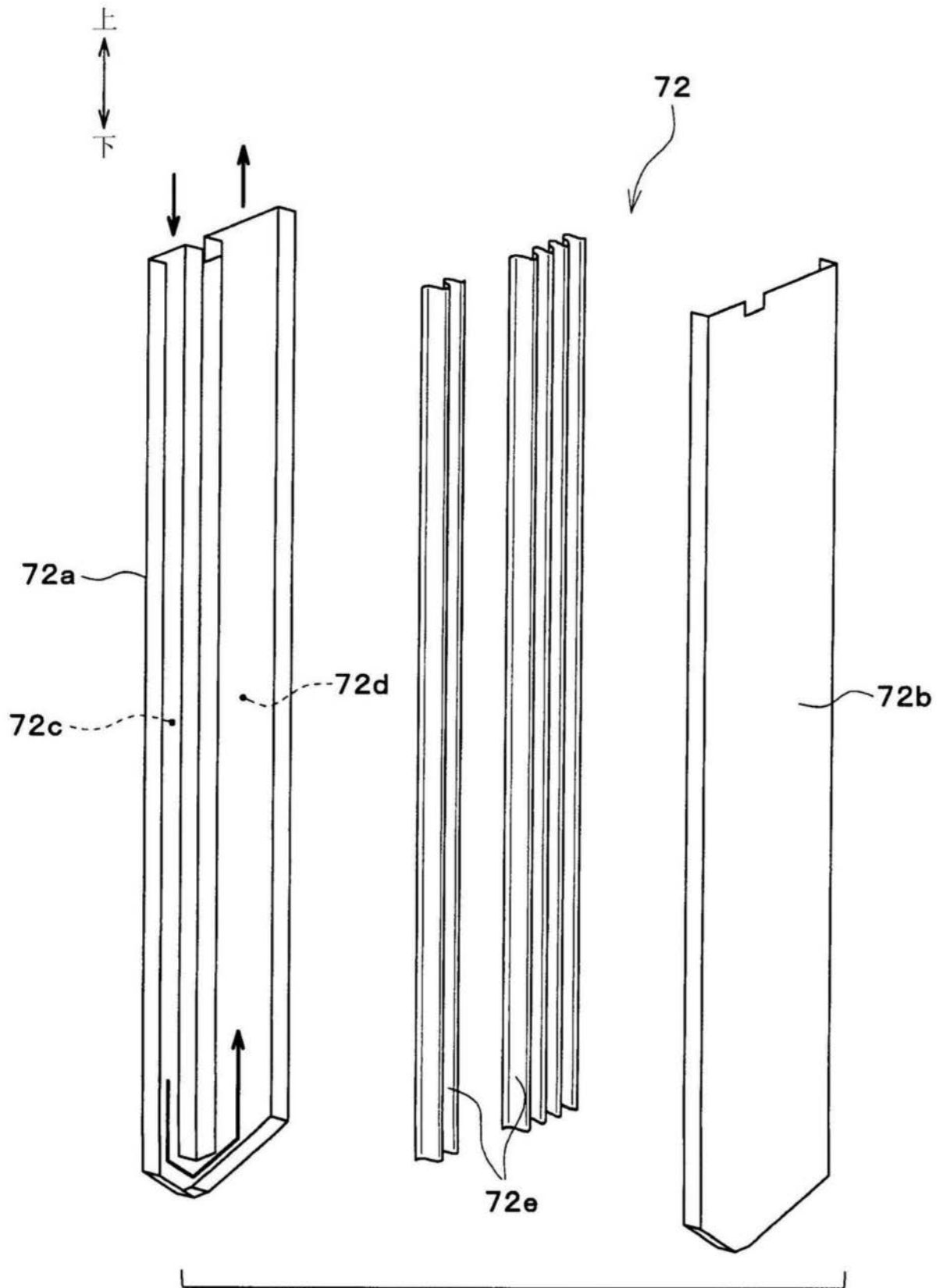


图22

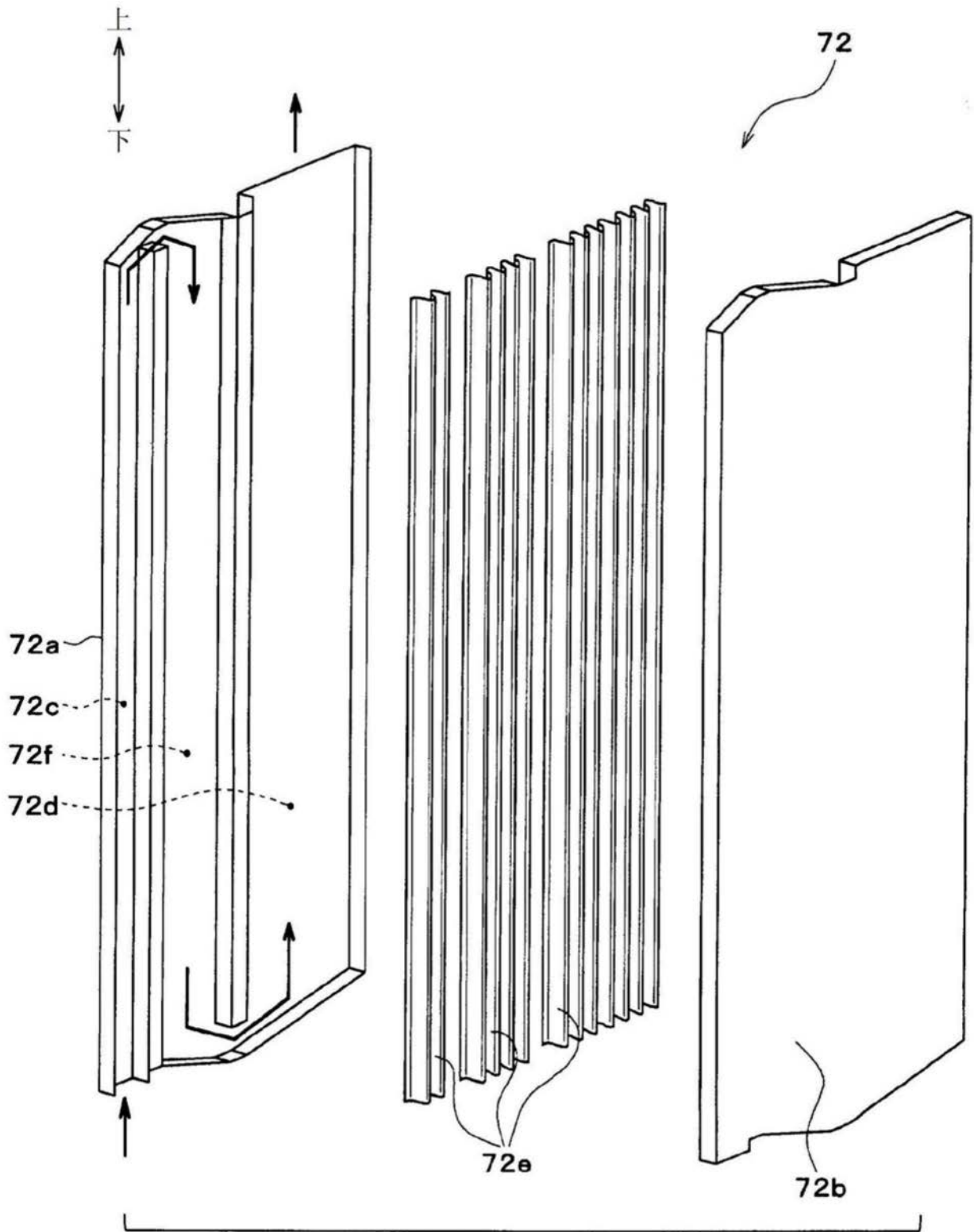


图23

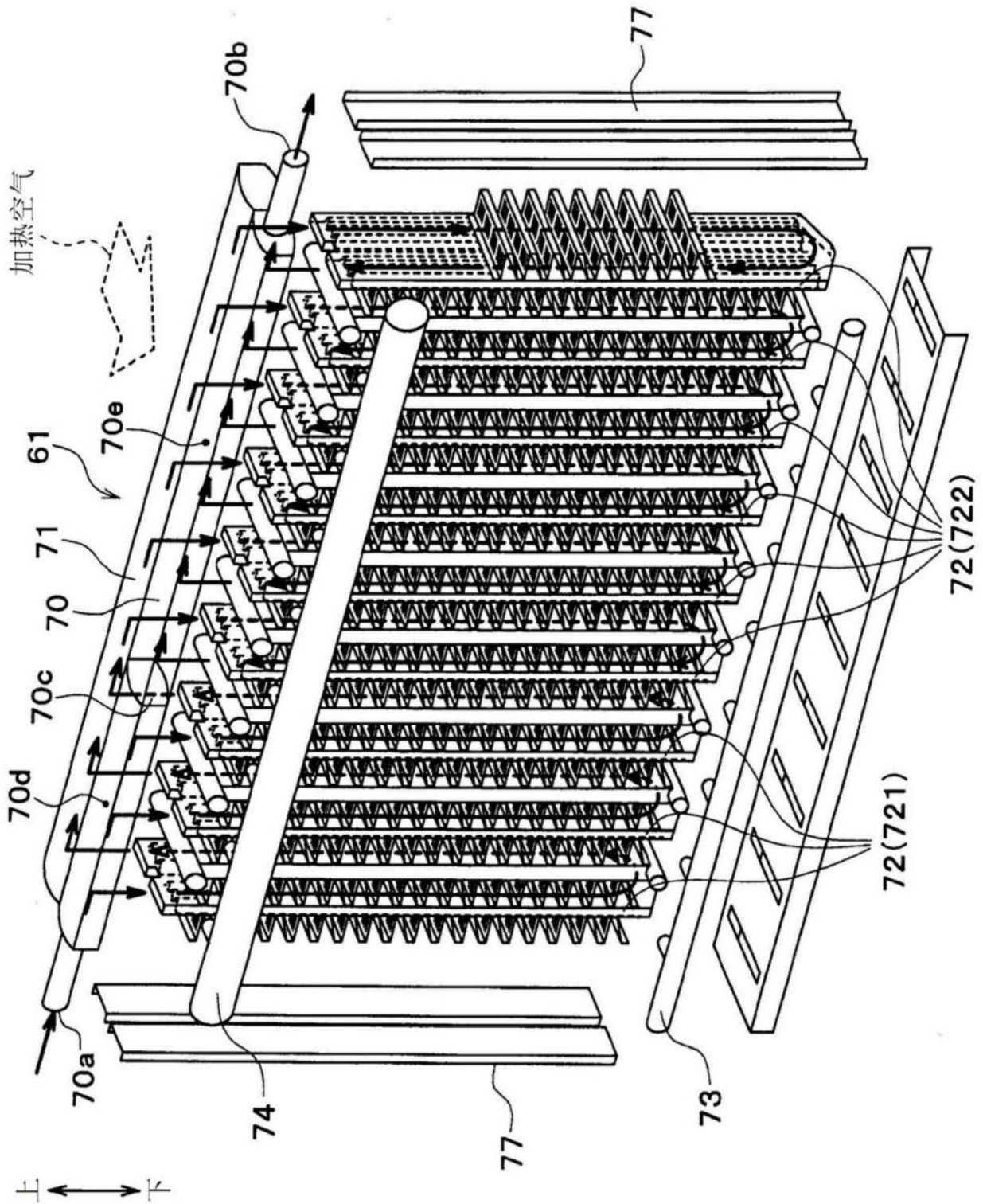


图24