

[19] 中华人民共和国国家知识产权局

[51] Int. Cl.
F25B 49/02 (2006.01)



[12] 发明专利申请公布说明书

[21] 申请号 200680046374.0

[43] 公开日 2008年12月17日

[11] 公开号 CN 101326416A

[22] 申请日 2006.12.12

[21] 申请号 200680046374.0

[30] 优先权

[32] 2005.12.16 [33] JP [31] 363732/2005

[86] 国际申请 PCT/JP2006/324708 2006.12.12

[87] 国际公布 WO2007/069578 日 2007.6.21

[85] 进入国家阶段日期 2008.6.10

[71] 申请人 大金工业株式会社

地址 日本大阪府

[72] 发明人 山口贵弘 西村忠史 吉见学

笠原伸一

[74] 专利代理机构 上海专利商标事务所有限公司
代理人 方晓虹

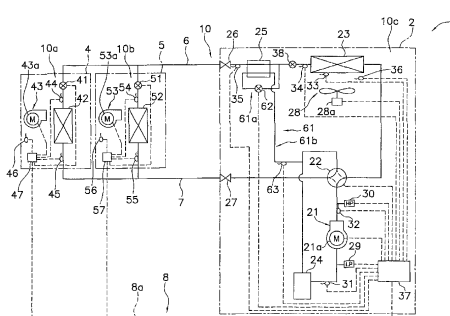
权利要求书 2 页 说明书 40 页 附图 10 页

[54] 发明名称

空调装置

[57] 摘要

一种空调装置，可在抑制运算负荷的同时高精度地判定制冷剂回路内的制冷剂量是否合适。所述空调装置(1)包括：制冷剂回路(10)、制冷剂量运算装置和制冷剂量判定装置。制冷剂回路(10)由压缩机(21)、室外热交换器(23)和室内热交换器(42、52)连接而成。制冷剂量运算装置使用将制冷剂回路(10)分割成多个部分时各部分的制冷剂量与在制冷剂回路(10)内流动的制冷剂或构成设备的运行状态量之间的关系式、基于在制冷剂回路(10)内流动的制冷剂或构成设备的运行状态量来运算各部分的制冷剂量。制冷剂量判定装置使用由制冷剂量运算装置进行运算的各部分的制冷剂量来判定制冷剂回路(10)内的制冷剂量是否合适。



1. 一种空调装置（1），其特征在于，包括：

制冷剂回路（10），该制冷剂回路（10）由压缩机（21）、热源侧热交换器（23）和利用侧热交换器（42、52）连接而成；

制冷剂量运算装置，该制冷剂量运算装置使用将所述制冷剂回路分割成多个部分时各部分的制冷剂量与在所述制冷剂回路内流动的制冷剂或构成设备的运行状态量之间的关系式、基于在所述制冷剂回路内流动的制冷剂或构成设备的运行状态量来运算所述各部分的制冷剂量；以及

制冷剂量判定装置，该制冷剂量判定装置使用由所述制冷剂量运算装置进行运算的所述各部分的制冷剂量来判定所述制冷剂回路内的制冷剂量是否合适。

2. 如权利要求 1 所述的空调装置（1），其特征在于，

所述制冷剂回路（10）由包括所述压缩机（21）和所述热源侧热交换器（23）在内的热源单元（2）、包括所述利用侧热交换器（42、52）在内的利用单元（4、5）、以及连接所述热源单元和所述利用单元的制冷剂连通配管（6、7）构成，

在将所述制冷剂回路分割成所述制冷剂连通配管和所述制冷剂连通配管以外的部分后设定所述关系式。

3. 如权利要求 2 所述的空调装置（1），其特征在于，在将所述制冷剂连通配管以外的部分分割成所述热源单元（2）和所述利用单元（4、5）后设定所述关系式。

4. 如权利要求 3 所述的空调装置（1），其特征在于，

在将所述热源单元（2）分割成所述热源侧热交换器（23）和所述热源侧热交换器以外的部分后设定所述关系式，

在针对所述热源侧热交换器的制冷剂量设定的关系式中，作为在所述制冷剂回路（10）内流动的制冷剂或构成设备的运行状态量，包含有所述制冷剂循环量或与所述制冷剂循环量等价的运行状态量。

5. 如权利要求 3 或 4 所述的空调装置 (1)，其特征在于，

所述利用单元 (4、5) 还具有向所述利用侧热交换器 (42、52) 供给空气的送风风扇 (43、53)，

在针对所述利用单元的制冷剂量设定的关系式中，作为在所述制冷剂回路 (10) 内流动的制冷剂或构成设备的运行状态量，包含有所述送风风扇的风量或与所述风量等价的运行状态量。

6. 如权利要求 1 至 5 中任一项所述的空调装置 (1)，其特征在于，

所述制冷剂量运算装置使用所述关系式并基于向所述制冷剂回路 (10) 内填充制冷剂的制冷剂自动填充运行中在所述制冷剂回路内流动的制冷剂或构成设备的运行状态量来运算所述各部分的制冷剂量，

所述制冷剂量判定装置使用由所述制冷剂量运算装置进行运算的所述各部分的制冷剂量来判定所述制冷剂回路内的制冷剂量是否达到了填充目标值。

7. 如权利要求 1 至 6 中任一项所述的空调装置 (1)，其特征在于，所述制冷剂量运算装置使用所述关系式并基于初始制冷剂量检测运行中在所述制冷剂回路内流动的制冷剂或构成设备的运行状态量来运算所述各部分的制冷剂量，从而对所述初始制冷剂量进行检测，所述初始制冷剂量检测运行对设置了构成设备后或向所述制冷剂回路 (10) 内填充了制冷剂后的初始制冷剂量进行检测。

8. 如权利要求 1 至 7 中任一项所述的空调装置 (1)，其特征在于，

所述制冷剂量运算装置使用所述关系式并基于制冷剂泄漏检测运行中在所述制冷剂回路内流动的制冷剂或构成设备的运行状态量来运算所述各部分的制冷剂量，所述制冷剂泄漏检测运行对有无制冷剂从所述制冷剂回路 (10) 泄漏进行判定，

所述制冷剂量判定装置通过对由所述制冷剂量运算装置进行运算的所述各部分的制冷剂量和作为判定有无泄漏的基准的基准制冷剂量进行比较来判定有无制冷剂从所述制冷剂回路泄漏。

空调装置

技术领域

本发明涉及对空调装置的制冷剂回路内的制冷剂量是否合适进行判定的功能，尤其涉及对由压缩机、热源侧热交换器、膨胀机构和利用侧热交换器连接而成的空调装置的制冷剂回路内的制冷剂量是否合适进行判定的功能。

背景技术

以往，为了判定空调装置的制冷剂回路内的制冷剂量过于不足，提出了进行制冷循环特性的模拟并使用该运算结果来判定制冷剂量的过于不足的方法（例如参照专利文献1）。

专利文献1：日本专利特开2000-304388号公报

但是，通过如上所述的制冷循环特性的模拟来判定制冷剂量过于不足的方法需要极大量的运算，若是通常的装设在空调装置上的微型计算机等廉价运算装置，则需要很长的运算时间，此外，还可能无法进行运算。

发明内容

本发明的目的在于可在抑制运算负荷的同时高精度地判定制冷剂回路内的制冷剂量是否合适。

第1发明的空调装置包括：制冷剂回路、制冷剂量运算装置和制冷剂量判定装置。制冷剂回路由压缩机、热源侧热交换器和利用侧热交换器连接而成。制冷剂量运算装置使用将制冷剂回路分割成多个部分时各部分的制冷剂量与在制冷剂回路内流动的制冷剂或构成设备的运行状态量之间的关系式、基于在制冷剂回路内流动的制冷剂或构成设备的运行状态量来运算各部分的制冷剂量。制冷剂量判定装置使用由制冷剂量运算装置进行运算的各部分的制冷剂量来判定制冷剂回路内的制冷剂量是否合适。

在该空调装置中，将制冷剂回路分割成多个部分并设定了各部分的制冷剂量与运行状态量之间的关系式，因此，与进行以往那种进行制冷循环特性模拟时相比，可抑制运算负荷，并可在运算各部分的制冷剂量时将重要的运行状态量作为关系式的变量选择性地代入，从而也可提高各部分的制冷剂量的运算精度，其结果是，可高精度地判定制冷剂回路内的制冷剂量是否合适。在此，“在制冷剂回路内流动的制冷剂或构成设备的运行状态量”是指在制冷剂回路内流动的制冷剂的温度和压力等状态量以及构成空调装置的设备的状态量。

第2发明的空调装置是在第1发明的空调装置中，制冷剂回路由包括压缩机和热源侧热交换器在内的热源单元、包括利用侧热交换器在内的利用单元、以及连接热源单元和利用单元的制冷剂连通配管构成。并且在将制冷剂回路分割成制冷剂连通配管和制冷剂连通配管以外的部分后设定关系式。

在该空调装置中，是在将制冷剂回路分割成制冷剂量因设置场所等条件而变化的制冷剂连通配管和制冷剂连通配管以外的部分后设定各部分的制冷剂量与运行状态量之间的关系式，因此，作为运算制冷剂连通配管以外部分的制冷剂量的关系式，可使用不易因制冷剂连通配管的制冷剂量变化而产生运算误差的关系式，其结果是，可进一步提高制冷剂回路内的制冷剂量是否合适的判定精度。

第3发明的空调装置是在第2发明的空调装置中，在将制冷剂连通配管以外的部分分割成热源单元和利用单元后设定关系式。

在该空调装置中，是在将制冷剂连通配管以外的部分分割成热源单元和利用单元后设定各部分的制冷剂量与运行状态量之间的关系式，因此，即使在由于各种组合方式而将热源单元和利用单元连接时，也可使用针对热源单元或针对利用单元准备的关系式，其结果是，可进一步提高制冷剂回路内的制冷剂量是否合适的判定精度。

第4发明的空调装置是在第3发明的空调装置中，在将热源单元分割成热源侧热交换器和热源侧热交换器以外的部分后设定关系式。在针对热源侧热交换器的制冷剂量设定的关系式中，作为在制冷剂回路内流动的制冷剂或构成设

备的运行状态量，包含有制冷剂循环量或与制冷剂循环量等价的运行状态量。

在该空调装置中，将热源单元分割成热源侧热交换器和热源侧热交换器以外的部分并设定各部分的制冷剂量与运行状态量之间的关系式，而且，作为在运算热源侧热交换器的制冷剂量用的关系式中使用的运行状态量，包含了制冷剂循环量或与制冷剂循环量等价的运行状态量，因此，不容易产生由制冷剂循环量的差异引起的运算误差，其结果是，可进一步提高制冷剂回路内的制冷剂量是否合适的判定精度。

第5发明的空调装置是在第3或第4发明的空调装置中，利用单元还具有向利用侧热交换器供给空气的送风风扇。在针对利用单元的制冷剂量设定的关系式中，作为在制冷剂回路内流动的制冷剂或构成设备的运行状态量，包含有送风风扇的风量或与风量等价的运行状态量。

在该空调装置中，作为在运算利用单元的制冷剂量用的关系式中使用的运行状态量，包含了送风风扇的风量或与风量等价的运行状态量，因此，不容易产生由风量的差异引起的运算误差，其结果是，可进一步提高制冷剂回路内的制冷剂量是否合适的判定精度。

第6发明的空调装置是在第1~第5发明的任一个空调装置中，制冷剂量运算装置使用关系式并基于向制冷剂回路内填充制冷剂的制冷剂自动填充运行中在制冷剂回路内流动的制冷剂或构成设备的运行状态量来运算各部分的制冷剂量。制冷剂量判定装置使用由制冷剂量运算装置进行运算的各部分的制冷剂量来判定制冷剂回路内的制冷剂量是否达到了填充目标值。

在该空调装置中，在制冷剂自动填充运行时可迅速地进行制冷剂量的运算，并可高精度地判定制冷剂回路内的制冷剂量是否达到了填充目标值。

第7发明的空调装置是在第1~第6发明的任一个空调装置中，制冷剂量运算装置使用关系式并基于初始制冷剂量检测运行中在制冷剂回路内流动的制冷剂或构成设备的运行状态量来运算各部分的制冷剂量，从而对初始制冷剂量进行检测，所述初始制冷剂量检测运行对设置了构成设备后或向制冷剂回路内填充了制冷剂后的初始制冷剂量进行检测。

在该空调装置中，在初始制冷剂量检测运行时可迅速地进行制冷剂量的运

算，并可高精度地检测初始制冷剂量。

第8发明的空调装置是在第1~第7发明的任一个空调装置中，制冷剂量运算装置使用关系式并基于制冷剂泄漏检测运行中在制冷剂回路内流动的制冷剂或构成设备的运行状态量来运算各部分的制冷剂量，所述制冷剂泄漏检测运行对有无制冷剂从制冷剂回路泄漏进行判定。制冷剂量判定装置通过对由制冷剂量运算装置进行运算的各部分的制冷剂量和作为判定有无泄漏的基准的基准制冷剂量进行比较来判定有无制冷剂从制冷剂回路泄漏。

在该空调装置中，在制冷剂泄漏检测运行时可迅速地进行制冷剂量的运算，并可高精度地判定有无制冷剂从制冷剂回路泄漏。

附图说明

图1是本发明一实施形态的空调装置的概略结构图。

图2是空调装置的控制方框图。

图3是试运行模式的流程图。

图4是制冷剂自动填充运行的流程图。

图5是表示制冷剂量判定运行中在制冷剂回路内流动的制冷剂的状态的示意图（四通切换阀等未图示）。

图6是配管容积判定运行的流程图。

图7是表示液体制冷剂连通配管用的配管容积判定运行中空调装置的制冷循环的焓-熵图。

图8是表示气体制冷剂连通配管用的配管容积判定运行中空调装置的制冷循环的焓-熵图。

图9是初始制冷剂量判定运行的流程图。

图10是制冷剂泄漏检测运行模式的流程图。

（符号说明）

1 空调装置

2 室外单元（热源单元）

4、5 室内单元（利用单元）

- 6 液体制冷剂连通配管（制冷剂连通配管）
- 7 气体制冷剂连通配管（制冷剂连通配管）
- 10 制冷剂回路
- 21 压缩机
- 23 室外热交换器（热源侧热交换器）
- 41、51 室内膨胀阀（膨胀机构）
- 42、52 室内热交换器（利用侧热交换器）
- 43、53 室内风扇（送风风扇）

具体实施方式

下面参照附图对本发明的空调装置的实施形态进行说明。

（1）空调装置的结构

图1是本发明一实施形态的空调装置1的概略结构图。空调装置1是通过进行蒸汽压缩机的制冷循环运行来用于大楼等的室内的制冷、供暖的装置。空调装置1主要包括：一个作为热源单元的室外单元2；与其并列连接的多个（本实施形态中为两个）作为利用单元的室内单元4、5；以及连接室外单元2和室内单元4、5的作为制冷剂连通配管的液体制冷剂连通配管6和气体制冷剂连通配管7。即，本实施形态的空调装置1的蒸汽压缩机式制冷剂回路10由室外单元2、室内单元4、5以及液体制冷剂连通配管6和气体制冷剂连通配管7连接而成。

〈室内单元〉

室内单元4、5通过埋入大楼等的室内的顶棚内或从顶棚上吊下等、或者挂在室内的壁面上等进行设置。室内单元4、5通过液体制冷剂连通配管6和气体制冷剂连通配管7与室外单元2连接，构成制冷剂回路10的一部分。

下面对室内单元4、5的结构进行说明。由于室内单元4和室内单元5的结构相同，因此在此仅对室内单元4的结构进行说明，至于室内单元5的结构，对表示室内单元4各部分的40号段的符号分别标注50号段的符号，省略各部分的说明。

室内单元 4 主要具有构成制冷剂回路 10 的一部分的室内侧制冷剂回路 10a（在室内单元 5 中为室内侧制冷剂回路 10b）。该室内侧制冷剂回路 10a 主要具有作为膨胀机构的室内膨胀阀 41 和作为利用侧热交换器的室内热交换器 42。

在本实施形态中，室内膨胀阀 41 是为了对在室内侧制冷剂回路 10a 内流动的制冷剂的流量进行调节等而与室内热交换器 42 的液体侧连接的电动膨胀阀。

在本实施形态中，室内热交换器 42 是由传热管和大量翅片构成的交叉翅片式的翅片管热交换器，是在制冷运行时作为制冷剂的蒸发器发挥作用而对室内空气进行冷却、在供暖运行时作为制冷剂的冷凝器发挥作用而对室内空气进行加热的热交换器。

在本实施形态中，室内单元 4 具有作为送风风扇的室内风扇 43，该室内风扇 43 用于将室内空气吸入到单元内而使其在室内热交换器 42 内与制冷剂进行热交换，并在之后将其作为供给空气向室内供给。室内风扇 43 是可以改变对室内热交换器 42 供给的空气中的风量 W_r 的风扇，在本实施形态中是受由直流风扇电动机所构成的电动机 43a 驱动的离心风扇和多叶片风扇等。

在室内单元 4 内设有各种传感器。在室内热交换器 42 的液体侧设有对制冷剂的温度（即与供暖运行时的冷凝温度 T_c 或制冷运行时的蒸发温度 T_e 对应的制冷剂温度）进行检测的液体侧温度传感器 44。在室内热交换器 42 的气体侧设有对制冷剂的温度 T_{e0} 进行检测的气体侧温度传感器 45。在室内单元 4 的室内空气的吸入口侧设有对流入室内单元中的室内空气的温度（即室内温度 T_r ）进行检测的室内温度传感器 46。在本实施形态中，液体侧温度传感器 44、气体侧温度传感器 45 和室内温度传感器 46 由热敏电阻构成。室内单元 4 具有对构成室内单元 4 的各部分的动作进行控制的室内侧控制部 47。室内侧控制部 47 具有为了控制室内单元 4 而设置的微型计算机和监视器等，可在与用于单独操作室内单元 4 的遥控器（未图示）之间进行控制信号等的交换，或在与室外单元 2 之间通过传输线 8a 进行控制信号等的交换。

<室外单元>

室外单元 2 设置在大楼等的室外，通过液体制冷剂连通配管 6 和气体制冷剂连通配管 7 与室内单元 4、5 连接，在室内单元 4、5 之间构成制冷剂回路 10。

下面对室外单元 2 的结构进行说明。室外单元 2 主要具有构成制冷剂回路 10 的一部分的室外侧制冷剂回路 10c。该室外侧制冷剂回路 10c 主要具有：压缩机 21、四通切换阀 22、作为热源侧热交换器的室外热交换器 23、作为膨胀机构的室外膨胀阀 38、蓄能器 24、作为温度调节机构的过冷却器 25、液体侧截止阀 26 和气体侧截止阀 27。

压缩机 21 是可改变运行容量的压缩机，在本实施形态中是由电动机 21a 驱动的容积式压缩机，该电动机 21a 的转速 R_m 由变换器来控制。在本实施形态中，压缩机 21 为一台，但并不局限于此，也可根据室内单元的连接个数等而并列连接两台以上的压缩机。

四通切换阀 22 是用于切换制冷剂流方向的阀，在制冷运行时，为了使室外热交换器 23 作为被压缩机 21 压缩的制冷剂的冷凝器发挥作用并使室内热交换器 42、52 作为在室外热交换器 23 内被冷凝的制冷剂的蒸发器发挥作用，可将压缩机 21 的排出侧和室外热交换器 23 的气体侧连接并将压缩机 21 的吸入侧（具体而言是蓄能器 24）和气体制冷剂连通配管 7 侧连接（参照图 1 中的四通切换阀 22 的实线），在供暖运行时，为了使室内热交换器 42、52 作为被压缩机 21 压缩的制冷剂的冷凝器发挥作用并使室外热交换器 23 作为在室外热交换器 42、52 内被冷凝的制冷剂的蒸发器发挥作用，可将压缩机 21 的排出侧和液体制冷剂连通配管 7 侧连接并将压缩机 21 的吸入侧和室外热交换器 23 的气体侧连接（参照图 1 中的四通切换阀 22 的虚线）。

在本实施形态中，室外热交换器 23 是由传热管和大量翅片构成的交叉翅片式的翅片管热交换器，是在制冷运行时作为制冷剂的冷凝器发挥作用、在供暖运行时作为制冷剂的蒸发器发挥作用的热交换器。室外热交换器 23 的气体侧与四通切换阀 22 连接，液体侧与液体制冷剂连通配管 6 连接。

在本实施形态中，室外膨胀阀 38 是为了对在室外侧制冷剂回路 10c 内流动的制冷剂的压力和流量等进行调节而与室外热交换器 23 的液体侧连接的电动膨胀阀。

在本实施形态中，室外单元 2 具有作为送风风扇的室外风扇 28，该室外风扇 28 用于将室外空气吸入到单元内而使其在室外热交换器 23 内与制冷剂进行热交换，并在之后将其向室外排出。该室外风扇 28 是可以改变对室外热交换器 23 供给的空气的风量 W_o 的风扇，在本实施形态中是受由直流风扇电机构成的电动机 28a 驱动的螺旋桨风扇等。

蓄能器 24 连接在四通切换阀 22 与压缩机 21 之间，是可以储藏因室内单元 4、5 的运行负载的变动等而在制冷剂回路 10 内产生的剩余制冷剂的容器。

在本实施形态中，过冷却器 25 为双管式热交换器，是为了对在室外热交换器 23 内冷凝后被送往室内膨胀阀 41、51 的制冷剂进行冷却而设置的。在本实施形态中，过冷却器 25 连接在室外膨胀阀 38 与液体侧截止阀 26 之间。

在本实施形态中设有作为过冷却器 25 的冷却源的旁通制冷剂回路 61。在下面的说明中，为了方便而将制冷剂回路 10 中除旁通制冷剂回路 61 以外的部分称作主制冷剂回路。

旁通制冷剂回路 61 以使从室外热交换器 23 送往室内膨胀阀 41、51 的制冷剂的一部分从主制冷剂回路分流而返回压缩机 21 的吸入侧的形态与主制冷剂回路连接。具体而言，旁通制冷剂回路 61 具有：以使从室外膨胀阀 38 送往室内膨胀阀 41、51 的制冷剂的一部分在室外热交换器 23 与过冷却器 25 之间的位置上分流的形态连接的分流回路 61a、以及以从过冷却器 25 的靠旁通制冷剂回路侧的出口朝压缩机 21 的吸入侧返回的形态与压缩机 21 的吸入侧连接的汇流回路 61b。在分流回路 61a 上设有旁通膨胀阀 62，该旁通膨胀阀 62 用于对在旁通制冷剂回路 61 内流动的制冷剂的流量进行调节。在此，旁通膨胀阀 62 由电动膨胀阀构成。由此，从室外热交换器 23 送往室内膨胀阀 41、51 的制冷剂在过冷却器 25 内被在由旁通膨胀阀 62 减压后的旁通制冷剂回路 61 内流动的制冷剂冷却。即，过冷却器 25 通过旁通膨胀阀 62 的开度调节来进行能力控制。

液体侧截止阀 26 和气体侧截止阀 27 是设在与外部设备、配管（具体而言是液体制冷剂连通配管 6 和气体制冷剂连通配管 7）之间的连接口上的阀。液体侧截止阀 26 与室外热交换器 23 连接。气体侧截止阀 27 与四通切换阀 22 连

接。

在室外单元 2 上设有各种传感器。具体而言，在室外单元 2 上设有：对压缩机 21 的吸入压力 P_s 进行检测的吸入压力传感器 29、对压缩机 21 的排出压力 P_d 进行检测的排出压力传感器 30、对压缩机 21 的吸入温度 T_s 进行的吸入温度传感器 31、以及对压缩机 21 的排出温度 T_d 进行检测的排出温度传感器 32。吸入温度传感器 31 设在蓄能器 24 与压缩机 21 之间的位置上。在室外热交换器 23 上设有对在室外热交换器 23 内流动的制冷剂的温度（即与制冷运行时的冷凝温度 T_c 或供暖运行时的蒸发温度 T_e 对应的制冷剂温度）进行检测的热交换温度传感器 33。在室外热交换器 23 的液体侧设有对制冷剂的温度 T_{co} 进行检测的液体侧温度传感器 34。在过冷却器 25 的靠主制冷剂回路侧的出口设有对制冷剂的温度（即液体管道温度 T_{lp} ）进行检测的液体管道温度传感器 35。在旁通制冷剂回路 61 的汇流回路 61b 上设有旁通温度传感器 63，该旁通温度传感器 63 用于对从过冷却器 25 的靠旁通制冷剂回路侧的出口流过的制冷剂的温度进行检测。在室外单元 2 的室外空气的吸入口侧设有对流入单元内的室外空气的温度（即室外温度 T_a ）进行检测的室外温度传感器 36。在本实施形态中，吸入温度传感器 31、排出温度传感器 32、热交换温度传感器 33、液体侧温度传感器 34、液体管道温度传感器 35、室外温度传感器 36 和旁通温度传感器 63 由热敏电阻构成。室外单元 2 具有对构成室外单元 2 的各部分的动作进行控制的室外侧控制部 37。室外侧控制部 37 具有为了进行室外单元 2 的控制而设置的微型计算机、存储器和控制电动机 21a 的变换器回路等，可通过传输线 8a 与室内单元 4、5 的室内侧控制部 47、57 之间进行控制信号等的交换。即，由室内侧控制部 47、57、室外侧控制部 37 和将控制部 37、47、57 彼此连接的传输线 8a 来构成对空调装置 1 整体进行运行控制的控制部 8。

如图 2 所示，控制部 8 连接成可以接收各种传感器 29~36、44~46、54~56、63 的检测信号，并连接成可以基于这些信号等来控制各种设备和阀 21、22、24、28a、38、41、43a、51、53a、62。在控制部 8 上连接有由 LED 等构成的警报显示部 9，该警报显示部 9 用于报知在下述的制冷剂泄漏检测运行中检测到制冷剂泄漏。在此，图 2 是空调装置 1 的控制方框图。

〈制冷剂连通配管〉

制冷剂连通配管 6、7 是在将空调装置 1 设置于大楼等设置场所时在现场进行施工的制冷剂配管，可根据设置场所和室外单元与室内单元之间的组合等设置条件而使用各种长度和管径的配管。因此，例如在新设置空调装置时，为了计算制冷剂填充量，需要准确把握制冷剂连通配管 6、7 的长度和管径等信息，而该信息管理和制冷剂量的计算本身很烦琐。在利用已设配管来更新室内单元和室外单元之类的场合，有时制冷剂连通配管 6、7 的长度和管径等信息已丢失。

如上所述，室内侧制冷剂回路 10a、10b、室外侧制冷剂回路 10c 以及制冷剂连通配管 6、7 连接而构成空调装置 1 的制冷剂回路 10。另外，该制冷剂回路 10 也可以说是由旁通制冷剂回路 61 和除旁通制冷剂回路 61 以外的主制冷剂回路构成的。本实施形态的空调装置 1 利用由室内侧控制部 47、57 和室外侧控制部 37 构成的控制部 8、且通过四通切换阀 22 而在制冷运行和供暖运行之间切换运行，并根据各室内单元 4、5 的运行负载来控制室外单元 2 和室内单元 4、5 的各设备。

(2) 空调装置的动作

下面对本实施形态的空调装置 1 的动作进行说明。

作为本实施形态的空调装置 1 的运行模式，包括：根据各室内单元 4、5 的运行负载来控制室外单元 2 和室内单元 4、5 的构成设备的通常运行模式；在空调装置 1 的构成设备设置之后（具体而言并不局限于最初的设备设置之后，例如还包括对室内单元等的构成设备进行追加和拆去等改造之后、对设备故障进行了修理之后等）进行的试运行用的试运行模式；以及在试运行结束并开始通常运行之后对制冷剂回路 10 有无制冷剂泄漏进行判定的制冷剂泄漏检测运行模式。通常运行模式主要包括对室内进行制冷的制冷运行和对室内进行供暖的供暖运行。试运行模式主要包括：在制冷剂回路 10 内填充制冷剂的制冷剂自动填充运行、对制冷剂连通配管 6、7 的容积进行检测的配管容积判定运行、以及对设置了构成设备后或在制冷剂回路内填充了制冷剂后的初始制冷剂量进行检测的初始制冷剂量检测运

行。

下面对空调装置 1 在各运行模式下的动作进行说明。

<通常运行模式>

(制冷运行)

首先用图 1 和图 2 对通常运行模式下的制冷运行进行说明。

在制冷运行时，四通切换阀 22 处于图 1 中的实线所示的状态，即成为压缩机 21 的排出侧与室外热交换器 23 的气体侧连接、且压缩机 21 的吸入侧通过气体侧截止阀 27 和气体制冷剂连通配管 7 与室内热交换器 42、52 的气体侧连接的状态。室外膨胀阀 38 处于全开状态。液体侧截止阀 26 和气体侧截止阀 27 处于打开状态。对各室内膨胀阀 41、51 进行开度调节，以使室内热交换器 42、52 出口（即室内热交换器 42、52 的气体侧）处的制冷剂的过热度 SHr 稳定在过热度目标值 $SHr2$ 。在本实施形态中，各室内热交换器 42、52 出口处的制冷剂的过热度 SHr 通过从用液体侧温度传感器 14、55 所检测出的制冷剂温度值中减去用液体侧温度传感器 44、54 所检测出的制冷剂温度值（与蒸发温度 Te 对应）来进行检测，或通过用吸入压力传感器 29 所检测出的压缩机 21 的吸入压力 Ps 换算成与蒸发温度 Te 对应的饱和温度值、并从用气体侧温度传感器 45、55 所检测出的制冷剂温度值中减去该制冷剂的饱和温度值来进行检测。在本实施形态中虽未采用，但也可以设置对在各室内热交换器 42、52 内流动的制冷剂的温度进行检测的温度传感器，通过将用该温度传感器所检测出的蒸发温度 Te 对应的制冷剂温度值从用气体侧温度传感器 45、55 所检测出的制冷剂温度值中减去，来检测各室内热交换器 42、52 出口处的制冷剂的过热度 SHr 。另外，对旁通膨胀阀 62 进行开度调节，以使过冷却器 25 的靠旁通制冷剂回路侧的出口处的制冷剂的过热度 SHb 成为过热度目标值 $SHbs$ 。在本实施形态中，过冷却器 25 的靠旁通制冷剂回路侧的出口处的过热度 SHb 通过将用吸入压力传感器 29 所检测出的压缩机 21 的吸入压力 Ps 换算成与蒸发温度 Te 对应的饱和温度值、并从用旁通温度传感器 63 所检测出的制冷剂温度值中减去该制冷剂的饱和温度值来进行检测。在本实施形态中虽未采用，但也可以

在过冷却器 25 的靠旁通制冷剂侧的出口设置温度传感器，通过将用该温度传感器检测出的制冷剂温度值从用旁通温度传感器 63 所检测出的制冷剂温度值中减去除检测过冷却器 25 的靠旁通制冷剂侧的出口处的制冷剂的过热度 SHb。

当在该制冷剂回路 10 的状态下启动压缩机 21、室外风扇 28 和室内风扇 43、53 时，低压的气体制冷剂被压缩机 21 吸入并压缩成为高压的气体制冷剂。之后，高压的气体制冷剂经由四通切换阀 22 被送往室外热交换器 23，与由室外风扇 28 供给的室外空气进行热交换，从而冷凝成高压的液体制冷剂。接着，该高压的液体制冷剂流过室外膨胀阀 38 而流入过冷却器 25 内，与在旁通制冷剂回路 61 内流动的制冷剂进行热交换，从而被进一步冷却成为过冷状态。此时，在室外热交换器 23 内冷凝的高压液体制冷剂的一部分向旁通制冷剂回路 61 分流，并在被旁通膨胀阀 62 减压后返回压缩机 21 的吸入侧。在此，流过旁通膨胀阀 62 的制冷剂被减压至接近压缩机 21 的吸入压力 P_s ，因而其一部分蒸发。另外，从旁通制冷剂回路 61 的旁通膨胀阀 62 的出口朝压缩机 21 的吸入侧流动的制冷剂流经过冷却器 25，与从主制冷剂回路侧的室外热交换器 23 被送往室内单元 4、5 的高压液体制冷剂进行热交换。

接着，成为过冷状态的高压液体制冷剂经由液体侧截止阀 26 和液体制冷剂连通配管 6 被送往室内单元 4、5。该被送往室内单元 4、5 的高压液体制冷剂在被室内膨胀阀 41、51 减压至接近压缩机 21 的吸入压力 P_s 而成为低压的气液两相状态的制冷剂后被送往室内热交换器 42、52，在室内热交换器 42、52 内与室内空气进行热交换，从而蒸发成低压的气体制冷剂。

该低压的气体制冷剂经由气体制冷剂连通配管 7 被送往室外单元 2，并经由气体侧截止阀 27 和四通切换阀 22 而流入蓄能器 24 内。接着，流入蓄能器 24 内的低压气体制冷剂再次被压缩机 21 吸入。

（供暖运行）

下面对通常运行模式下的供暖运行进行说明。

在供暖运行时，四通切换阀 22 处于图 1 中的虚线所示的状态，即成为

压缩机 21 的排出侧通过气体侧截止阀 27 和气体制冷剂连通配管 7 而与室内热交换器 42、52 的气体侧连接、且压缩机 21 的吸入侧与室外热交换器 23 的气体侧连接的状态。为了将流入室外热交换器 23 内的制冷剂减压至可在室外热交换器 23 内进行蒸发的压力（即蒸发压力 P_e ）而对室外膨胀阀 38 进行开度调节。液体侧截止阀 26 和气体侧截止阀 27 处于打开状态。对室内膨胀阀 41、51 进行开度调节，以使室内热交换器 42、52 出口处的制冷剂的过冷度 SC_r 稳定在过冷度目标值 SC_{rs} 。在本实施形态中，室内热交换器 42、52 出口处的制冷剂的过冷度 SC_r 通过将用排出压力传感器 30 检测出的压缩机 21 的排出压力 P_d 换算成与冷凝温度 T_c 对应的饱和温度值、并从该制冷剂的饱和温度值中减去用液体侧温度传感器 44、54 所检测出的制冷剂温度值来进行检测。在本实施形态中虽未采用，但也可以设置对在各室内热交换器 42、52 内流动的制冷剂的温度进行检测的温度传感器，通过将用该温度传感器所检测出的冷凝温度 T_c 对应的制冷剂温度值从用液体侧温度传感器 44、54 所检测出的制冷剂温度值中减去来检测室内热交换器 42、52 出口处的制冷剂的过冷度 SC_r 。另外，旁通膨胀阀 62 被关闭。

当在该制冷剂回路 10 的状态下启动压缩机 21、室外风扇 28 和室内风扇 43、53 时，低压的气体制冷剂被压缩机 21 吸入并压缩成为高压的气体制冷剂，并经由四通切换阀 22、气体侧截止阀 27 和气体制冷剂连通配管 7 被送往室内单元 4、5。

接着，被送往室内单元 4、5 的高压气体制冷剂在室内热交换器 42、52 内与室内空气进行热交换而冷凝成高压的液体制冷剂，之后，当流过室内膨胀阀 41、51 时，与室内膨胀阀 41、51 的阀开度对应地被减压。

该流过室内膨胀阀 41、51 后的制冷剂经由液体制冷剂连通配管 6 被送往室外单元 2，并经由液体侧截止阀 26、过冷却器 25 和室外膨胀阀 38 而被进一步减压，之后，流入室外热交换器 23 内。接着，流入室外热交换器 23 内的低压的气液两相状态的制冷剂与由室外风扇 28 供给来的室外空气进行热交换而蒸发成低压的气体制冷剂，并经由四通切换阀 22 流入蓄能器 24 内。然后，流入蓄能器 24 内的低压气体制冷剂再次被压缩机 21 吸入。

在如上所述的通常运行模式下的运行控制由控制部 8（更具体而言是将室内侧控制部 47、57、室外侧控制部 37 以及将控制部 37、47、57 彼此连接的传输线 8a）来进行，该控制部 8 进行包括制冷运行和供暖运行在内的通常运行，作为通常运行控制装置发挥作用。

〈试运行模式〉

下面用图 1～图 3 对试运行模式进行说明。在此，图 3 是试运行模式的流程图。在本实施形态中，在试运行模式下，首先进行步骤 S1 的制冷剂自动填充运行，接着进行步骤 S2 的配管容积判定运行，然后进行步骤 S3 的初始制冷剂量检测运行。

在本实施形态中以下述场合为例进行说明，即，将预先填充有制冷剂的室外单元 2、室内单元 4、5 设置在大楼等设置场所并通过液体制冷剂连通配管 6 和气体制冷剂连通配管 7 来连接，从而构成制冷剂回路 10，之后，根据液体制冷剂连通配管 6 和气体制冷剂连通配管 7 的容积，将不足的制冷剂追加填充到制冷剂回路 10 内。

（步骤 S1：制冷剂自动填充运行）

首先，打开室外单元 2 的液体侧截止阀 26 和气体侧截止阀 27，使预先填充在室外单元 2 内的制冷剂充满制冷剂回路 10 内。

接着，当进行试运行的操作者将追加填充用的制冷剂罐与制冷剂回路 10 的维修端口（未图示）连接、并直接或通过遥控器（未图示）等远程地发出开始试运行的指令时，由控制部 8 来进行图 4 所示的步骤 S11～步骤 S13 的处理。在此，图 4 是制冷剂自动填充运行的流程图。

（步骤 S11：制冷剂量判定运行）

当发出制冷剂自动填充运行的开始指令时，在制冷剂回路 10 中的室外单元 2 的四通切换阀 22 处于图 1 中的实线所示的状态、且室内单元 4、5 的室内膨胀阀 41、51 和室外膨胀阀 38 为打开状态的情况下，压缩机 21、室外风扇 28 和室内风扇 43、53 启动，对室内单元 4、5 全部强制地进行制冷运行（下面称作室内单元全部运行）。

这样一来，如图 5 所示，在制冷剂回路 10 中，在从压缩机 21 到作为

冷凝器发挥作用的室外热交换器 23 为止的流路内流动着在压缩机 21 内被压缩后排出的高压气体制冷剂（参照图 5 的斜线阴影部分中从压缩机 21 到室外热交换器 23 为止的部分），在作为冷凝器发挥作用的室外热交换器 23 内流动着因与室外空气进行热交换而从气态相变成液态的高压制冷剂（参照图 5 的斜线阴影部分和涂黑阴影部分中与室外热交换器 23 对应的部分），在从室外热交换器 23 到室内膨胀阀 41、51 为止的、包括室外膨胀阀 38、过冷却器 25 的靠主制冷剂回路侧的部分和液体制冷剂连通配管 6 在内的流路、以及从室外热交换器 23 到旁通膨胀阀 62 为止的流路内流动着高压的液体制冷剂（参照图 5 的涂黑阴影部分中从室外热交换器 23 到室内膨胀阀 41、51 和旁通膨胀阀 62 为止的部分），在作为蒸发器发挥作用的室内热交换器 42、52 的部分和过冷却器 25 的靠旁通制冷剂回路侧的部分上流动着因与室内空气进行热交换而从气液两相状态相变成气态的低压制冷剂（参照图 5 的格子状阴影和斜线阴影部分中的室内热交换器 42、52 的部分和过冷却器 25 的部分），在从室内热交换器 42、52 到压缩机 21 为止的、包括气体制冷剂连通配管 7 和蓄能器 24 在内的流路、以及从过冷却器 25 的靠旁通制冷剂回路侧的部分到压缩机 21 为止的流路内，流动着低压的气体制冷剂（参照图 5 的斜线阴影部分中从室内热交换器 42、52 到压缩机 21 为止的部分以及从过冷却器 25 的靠旁通制冷剂回路侧的部分到压缩机 21 为止的部分）。图 5 是表示制冷剂量判定运行中在制冷剂回路 10 内流动的制冷剂的状态的示意图（四通切换阀 22 等未图示）。

接着，转移到通过如下的设备控制来使在制冷剂回路 10 内循环的制冷剂的状态变得稳定的运行。具体而言，对室内膨胀阀 41、51 进行控制以使作为蒸发器发挥作用的室内热交换器 42、52 的过热度 SHr 成为一定（下面称作过热度控制），对压缩机 21 的运行容量进行控制以使蒸发压力 P_e 成为一定（下面称作蒸发压力控制），对用室外风扇 28 向室外热交换器 23 供给的室外空气的风量 W_o 进行控制以使室外热交换器 23 内的制冷剂的冷凝压力 P_c 成为一定（下面称作冷凝压力控制），对过冷却器 25 的能力进行控制以使从过冷却器 25 送往室内膨胀阀 41、41 的制冷剂的温度成为一

定（下面称作液体管道温度控制），并使由室内风扇 43、53 向室内热交换器 42、52 供给的室内空气的风量 W_r 成为一定，以使制冷剂的蒸发压力 P_e 被上述蒸发压力控制稳定地控制。

在此，之所以进行蒸发压力控制是因为：在作为蒸发器发挥作用的室内热交换器 42、52 内流动着因与室内空气进行热交换而从气液两相状态相变成气态的低压制冷剂，流动着低压制冷剂的室内热交换器 42、52 内（参照图 5 的格子状阴影和斜线阴影部分中与室内热交换器 42、52 对应的部分，下面称作蒸发器部 C）的制冷剂量会对制冷剂的蒸发压力 P_e 产生较大的影响。在此，利用转速 R_m 被变换器控制的电动机 21a 来控制压缩机 21 的运行容量，从而使室内热交换器 42、52 内的制冷剂的蒸发压力 P_e 成为一定，使在蒸发器 C 内流动的制冷剂的状态变得稳定，从而形成主要通过蒸发压力 P_e 使蒸发器 C 内的制冷剂量变化的状态。在本实施形态的压缩机 21 对蒸发压力 P_e 的控制中，将用室内热交换器 42、52 的液体侧温度传感器 44、54 所检测出的制冷剂温度值（与蒸发温度 T_e 对应）转换成饱和压力值，以使该压力值稳定在低压目标值 P_{es} 的形态对压缩机 21 的运行进行控制（即进行使电动机 21a 的转速 R_m 变化的控制），通过对在制冷剂回路 10 内流动的制冷剂循环量 W_c 进行增减来实现。在本实施形态中虽未采用，但也可以对压缩机 21 的运行容量进行控制，以使与室内热交换器 42、52 内的制冷剂在蒸发压力 P_e 下的制冷剂压力等价的运行状态量、即吸入压力传感器 29 所检测出的压缩机 21 的吸入压力 P_s 稳定在低压目标值 P_{es} ，或与吸入压力 P_s 对应的饱和温度值（与蒸发温度 T_e 对应）稳定在低压目标值 T_{es} ，还可以对压缩机 21 的运行容量进行控制，以使室内热交换器 42、52 的液体侧温度传感器 44、54 所检测出的制冷剂温度（与蒸发温度 T_e 对应）稳定在低压目标值 T_{es} 。

通过进行这种蒸发压力控制，在从室内热交换器 42、52 到压缩机 21 为止的包括气体制冷剂连通配管 7 和蓄能器 24 在内的制冷剂配管内（参照图 5 的斜线阴影部分中从室内热交换器 42、52 到压缩机 21 为止的部分，下面称作气体制冷剂流通部 D）流动的制冷剂的状态也变得稳定，从而形成

在气体制冷剂流通部 D 内的制冷剂量主要因与气体制冷剂流通部 D 的制冷剂压力等价的运行状态量、即蒸发压力 P_e (即吸入压力 P_s) 而变化的状态。

之所以进行冷凝压力控制是因为：在流动着因与室外空气进行热交换而从气态相变成液态的高压制冷剂的室外热交换器 23 内 (参照图 5 的斜线阴影和涂黑阴影部分中与室外热交换器 23 对应的部分, 下面称作冷凝器部 A), 制冷剂量会对制冷剂的冷凝压力 P_c 产生较大的影响。另外, 由于该冷凝器部 A 处的制冷剂的冷凝压力 P_c 会比室外温度 T_a 的影响更大幅度地变化, 因此, 通过对由电动机 28a 从室外风扇 28 向室外热交换器 23 供给的室内空气的风量 W_o 进行控制, 使室外热交换器 23 内的制冷剂的冷凝压力 P_c 成为一定, 使在冷凝器部 A 内流动的制冷剂的状态变得稳定, 从而形成冷凝器部 A 内的制冷剂量主要因室外热交换器 23 的液体侧 (在下面的制冷剂量判定运行的相关说明中称作室外热交换器 23 的出口) 的过冷度 Sc_o 而变化的状态。在本实施形态的室外风扇 28 对冷凝压力 P_c 的控制中使用的是与室外热交换器 23 内的制冷剂的冷凝压力 P_c 等价的运行状态、即排出压力传感器 30 所检测出的压缩机 21 的排出压力 P_d 或热交换温度传感器 33 所检测出的在室外热交换器 23 内流动的制冷剂的温度 (即冷凝温度 T_c)。

通过进行这种冷凝压力控制, 在从室外热交换器 23 到室内膨胀阀 41、51 为止的包括室外膨胀阀 38、过冷却器 25 的靠主制冷剂回路侧的部分和液体制冷剂连通配管 6 在内的流路、以及从室外热交换器 23 到旁通制冷剂回路 61 的旁通膨胀阀 62 为止的流路内流动着高压的液体制冷剂, 在从室外热交换器 23 到室内膨胀阀 41、51 和旁通膨胀阀 62 为止的部分 (参照图 5 的涂黑阴影部分, 下面称作液体制冷剂通路 B) 上的制冷剂的压力也稳定, 液体制冷剂通路 B 被液体制冷剂密封而成为稳定状态。

之所以进行液体管道温度控制是为了使包括从过冷却器 25 至室内膨胀阀 41、51 的液体制冷剂连通配管 6 在内的制冷剂配管内 (参照图 5 所示的液体制冷剂通路 B 中从过冷却器 25 到室内膨胀阀 41、51 为止的部分) 的制冷剂的密度不变化。通过以使设在过冷却器 25 的靠主制冷剂回路侧的出口处的液体管道温度传感器 35 所检测出的制冷剂的温度 T_{lp} 稳定在液体

管道温度目标值 T_{lps} 的形态对在旁通制冷剂回路 61 内流动的制冷剂的流量进行增减、对在过冷却器 25 的主制冷剂回路侧流动的制冷剂与在旁通制冷剂回路侧流动的制冷剂之间的交换热量进行调节来实现过冷却器 25 的能力控制。通过旁通膨胀阀 62 的开度调节来增减上述在旁通制冷剂回路 61 内流动的制冷剂的流量。这样，便可实现液体管道温度控制，使包括从过冷却器 25 至室内膨胀阀 41、51 的液体制冷剂连通配管 6 在内的制冷剂配管内的制冷剂温度成为一定。

通过进行这种液体管道温度控制，即使在制冷剂回路 10 内的制冷剂量因对制冷剂回路 10 填充制冷剂而逐渐增加、同时导致室外热交换器 23 出口处的制冷剂温度 T_{co} （即室外热交换器 23 出口处的制冷剂的过冷度 S_{co} ）发生变化时，室外热交换器 23 出口处的制冷剂温度 T_{co} 的变化也只是影响从室外热交换器 23 的出口至过冷却器 25 的制冷剂配管，而不会影响液体制冷剂流通部 B 中包括从过冷却器 25 到室内膨胀阀 41、51 为止的液体制冷剂连通配管 6 在内的制冷剂配管。

之所以进行过热度控制，是因为蒸发器部 C 的制冷剂量会对室内热交换器 42、52 出口处的制冷剂的干燥度产生较大的影响。对于该室内热交换器 42、52 出口处的制冷剂的过热度 SH_r ，通过对室内膨胀阀 41、51 的开度进行控制，使室内热交换器 42、52 的气体侧（在下面的制冷剂量判定运行的相关说明中称作室内热交换器 42、52 的出口）的制冷剂的过热度 SH_r 稳定在过热度目标值 SH_{rs} （即，使室内热交换器 42、52 出口处的气体制冷剂成为过热状态），从而使在蒸发器部 C 内流动的制冷剂的状态变得稳定。

通过进行这种过热度控制，能形成使气体制冷剂在气体制冷剂连通部 D 内可靠地流动的状态。

通过上述各种控制，在制冷剂回路 10 内循环的制冷剂的状态稳定，由于在制冷剂回路 10 内的制冷剂量的分布稳定，因此，当通过接着进行的制冷剂追加填充开始向制冷剂回路 10 内填充制冷剂时，可使制冷剂回路 10 内的制冷剂量的变化主要表现为室外热交换器 23 内的制冷剂量的变化（下面将该运行称作制冷剂量判定运行）。

上述控制由进行制冷剂量判定运行的作为制冷剂量判定运行控制装置发挥作用的控制部 8（更具体而言是室内侧控制部 47、57、室外侧控制部 37 以及将控制部 37、47、57 彼此连接的传输线 8a）作为步骤 S11 的处理进行。

另外，当与本实施形态不同、在室外单元 2 内预先并未填充制冷剂时，在上述步骤 S11 的处理之前进行上述制冷剂量判定运行时，需要填充使构成设备不会异常停止的左右的量的制冷剂量。

（步骤 S12：制冷剂量的运算）

接着，一边进行上述制冷剂量判定运行一边在制冷剂回路 10 内追加填充制冷剂，此时，利用作为制冷剂量运算装置发挥作用的控制部 8，基于步骤 S12 中追加填充制冷剂时在制冷剂回路 10 内流动的制冷剂或构成设备的运行状态量来运算制冷剂回路 10 内的制冷剂量。

首先对本实施形态的制冷剂量运算装置进行说明。制冷剂量运算装置将制冷剂回路 10 分割成多个部分并对分割形成的各部分运算制冷剂量，由此来运算制冷剂回路 10 内的制冷剂量。更具体而言，对分割形成的各部分设定了各部分的制冷剂量与在制冷剂回路 10 内流动的制冷剂或构成设备的运行状态量之间的关系式，可使用这些关系式来运算各部分的制冷剂量。在本实施形态中，在四通切换阀 22 处于图 1 中的实线所示的状态、即压缩机 21 的排出侧与室外热交换器 23 的气体侧连接且压缩机 21 的吸入侧通过气体侧截止阀 27 和气体制冷剂连通配管 7 与室内热交换器 42、52 的气体侧连接的状态下，制冷剂回路 10 被分割成：压缩机 21 的部分和从压缩机 21 到包括四通切换阀 22（图 5 中未表示）在内的室外热交换器 23 的部分（下面称作高压气体管部 E）；室外热交换器 23 的部分（即冷凝器部 A）；液体制冷剂流通部 B 中从室外热交换器 23 到过冷却器 25 为止的部分和过冷却器 25 的靠主制冷剂回路侧的部分的入口侧一半部（下面称作高温液体管部 B1）；液体制冷剂通路 B 中过冷却器 25 的靠主制冷剂回路侧的部分的出口侧一半部和从过冷却器 25 到液体侧截止阀 26（图 5 中未表示）为止的部分（下面称作低温液体管部 B2）；液体制冷剂通路 B 中的液体制冷剂连

通配管 6 的部分（下面称作液体制冷剂连通配管部 B3）；从液体制冷剂通路 B 中的液体制冷剂连通配管 6 到包括室内膨胀阀 41、51 和室内热交换器 42、52 的部分（即蒸发器部 C）在内的气体制冷剂流通部 D 中的气体制冷剂连通配管 7 为止的部分（下面称作室内单元部 F）；气体制冷剂流通部 D 中的气体制冷剂连通配管 7 的部分（下面称作气体制冷剂连通配管部 G）；气体制冷剂流通部 D 中从气体侧截止阀 27（图 5 中未表示）到压缩机 21 为止的包括四通切换阀 22 和蓄能器 24 在内的部分（下面称作低压气体管部 H）；以及液体制冷剂通路 B 中从高温液体管部 B1 到低压气体管部 H 为止的包括旁通膨胀阀 62 和过冷却器 25 的靠旁通制冷剂回路侧的部分在内的部分（下面称作旁通回路部 I），对各部分设定了关系式。下面说明对上述各部分设定的关系式。

在本实施形态中，高压气体管部 E 的制冷剂量 M_{og1} 与在制冷剂回路 10 内流动的制冷剂或构成设备的运行状态量之间的关系式例如由以下函数式来表示：

$$M_{og1} = V_{og1} \times \rho_d$$

该函数式是将室外单元 2 的高压气体管部 E 的容积 V_{og1} 乘上高压气体管部 E 的制冷剂的密度 ρ_d 。其中，高压气体管部 E 的容积 V_{og1} 是在将室外单元 2 设置于设置场所之前已知的值，被预先存储在控制部 8 的存储器内。高压气体管部 E 的制冷剂的密度 ρ_d 可通过换算排出温度 T_d 和排出压力 P_d 而得到。

冷凝器部 A 的制冷剂量 M_c 与在制冷剂回路 10 内流动的制冷剂或构成设备的运行状态量之间的关系式例如由室外温度 T_a 、冷凝温度 T_c 、压缩机排出过热度 SH_m 、制冷剂循环量 W_c 、室外热交换器 23 内的制冷剂的饱和液密度 ρ_c 和室外热交换器 23 出口处的制冷剂密度 ρ_{co} 的以下函数式来表示：

$$M_c = k_{c1} \times T_a + k_{c2} \times T_c + k_{c3} \times SH_m + k_{c4} \times W_c \\ + k_{c5} \times \rho_c + k_{c6} \times \rho_{co} + k_{c7}$$

上述关系式中的参数 $k_{c1} \sim k_{c7}$ 是通过试验和详细模拟的结果进行

回归分析后求出的，被预先存储在控制部 8 的存储器内。压缩机排出过热度 SHm 为压缩机排出侧的制冷剂的过热度，可通过将排出压力 Pd 换算成制冷剂的饱和温度值并从排出温度 Td 中减去该制冷剂的饱和温度值而得到。制冷剂循环量 Wc 表示为蒸发温度 Te 和冷凝温度 Tc 的函数（即， $Wc=f(Te, Tc)$ ）。制冷剂的饱和液密度 ρ_c 可通过换算冷凝温度 Tc 而得到。室外热交换器 23 出口处的制冷剂密度 ρ_{co} 可通过对换算冷凝温度 Tc 得出的冷凝压力 Pc 和制冷剂的温度 Tco 进行换算而得到。

高温液体管部 B1 的制冷剂量 Mo11 与在制冷剂回路 10 内流动的制冷剂或构成设备的运行状态量之间的关系式例如由以下函数式来表示：

$$Mo11=Vol11 \times \rho_{co}$$

该函数式是将室外单元 2 的高温液体管部 B1 的容积 Vol11 乘上高温液体管部 B1 的制冷剂密度 ρ_{co} （即上述室外热交换器 23 出口处的制冷剂的密度）。高温液体管部 B1 的容积 Vol11 是在将室外单元 2 设置于设置场所之前已知的值，被预先存储在控制部 8 的存储器内。

低温液体管部 B2 的制冷剂量 Mo12 与在制冷剂回路 10 内流动的制冷剂或构成设备的运行状态量之间的关系式例如由以下函数式来表示：

$$Mo12=Vol12 \times \rho_{lp}$$

该函数式是将室外单元 2 的低温液体管部 B2 的容积 Vol12 乘上低温液体管部 B2 的制冷剂密度 ρ_{lp} 。低温液体管部 B2 的容积 Vol12 是在将室外单元 2 设置于设置场所之前已知的值，被预先存储在控制部 8 的存储器内。低温液体管部 B2 的制冷剂密度 ρ_{lp} 为过冷却器 25 出口处的制冷剂密度，可通过换算冷凝压力 Pc 和过冷却器 25 出口处的制冷剂温度 Tlp 而得到。

液体制冷剂连通配管部 B3 的制冷剂量 Mlp 与在制冷剂回路 10 内流动的制冷剂或构成设备的运行状态量之间的关系式例如由以下函数式来表示：

$$Mlp=Vlp \times \rho_{lp}$$

该函数式是将液体制冷剂连通配管 6 的容积 Vlp 乘上液体制冷剂连通配管部 B3 的制冷剂密度 ρ_{lp} （即过冷却器 25 出口处的制冷剂的密度）。

由于液体制冷剂连通配管 6 是在将空调装置 1 设置于大楼等设置场所时现场进行施工的制冷剂配管，因此液体制冷剂连通配管 6 的容积 V_{lp} 可通过以下方式算出：输入基于长度和管径等信息而在现场运算出的值，或在现场输入长度和管径等信息并由控制部 8 基于这些被输入的液体制冷剂连通配管 6 的信息进行运算，或者如下所述用配管容积判定运行的运行结果来运算。

室内单元部 F 的制冷剂量 M_r 与在制冷剂回路 10 内流动的制冷剂或构成设备的运行状态量之间的关系式例如由过冷却器 25 出口处的制冷剂的温度 T_{lp} 、从室内温度 T_r 中减去了蒸发温度 T_e 的温度差 ΔT 、室内热交换器 42、52 出口处的制冷剂的过热度 SH_r 和室内风扇 43、53 的风量 W_r 的以下函数式来表示：

$$M_r = kr1 \times T_{lp} + kr2 \times \Delta T + kr3 \times SH_r + kr4 \times W_r + kr5$$

上述关系式中的参数 $kr1 \sim kr5$ 是通过试验和详细模拟的结果进行回归分析后求出的，被预先存储在控制部 8 的存储器内。在此，对应两个室内单元 4、5 分别设定了制冷剂量 M_r 的关系式，通过将室内单元 4 的制冷剂量 M_r 和室内单元 5 的制冷剂量 M_r 相加来运算室内单元部 F 的全部制冷剂量。在室内单元 4 和室内单元 5 的机型和容量不同时，则使用参数 $kr1 \sim kr5$ 的值不同的关系式。

气体制冷剂连通配管部 G 的制冷剂量 M_{gp} 与在制冷剂回路 10 内流动的制冷剂或构成设备的运行状态量之间的关系式例如由以下函数式来表示：

$$M_{gp} = V_{gp} \times \rho_{gp}$$

该函数式是将气体制冷剂连通配管 7 的容积 V_{gp} 乘上气体制冷剂连通配管部 H 的制冷剂密度 ρ_{gp} 。与液体制冷剂连通配管 6 一样，气体制冷剂连通配管 7 是在将空调装置 1 设置于大楼等设置场所时现场进行施工的制冷剂配管，因此，气体制冷剂连通配管 7 的容积 V_{gp} 可通过以下方式算出：输入基于长度和管径等信息而在现场运算出的值，或在现场输入长度和管径等信息并由控制部 8 基于这些被输入的气体制冷剂连通配管 7 的信息进行运算，或者也可如下所述地用配管容积判定运行的运行结果来运算。气

体制冷剂连通配管部 G 的制冷剂密度 ρ_{gp} 是压缩机 21 吸入侧的制冷剂密度 ρ_s 和室内热交换器 42、52 出口（即气体制冷剂连通配管 7 的入口）处的制冷剂密度 ρ_{eo} 的平均值。制冷剂密度 ρ_s 可通过换算吸入压力 P_s 和吸入温度 T_s 而得到，制冷剂密度 ρ_{eo} 可通过对蒸发温度 T_e 的换算值、即蒸发压力 P_e 和室内热交换器 42、52 的出口温度 T_{eo} 进行换算而得到。

低压气体管部 H 的制冷剂量 M_{og2} 与在制冷剂回路 10 内流动的制冷剂或构成设备的运行状态量之间的关系式例如由以下函数式来表示：

$$M_{og2} = V_{og2} \times \rho_s$$

该函数式是将室外单元 2 内的低压气体管部 H 的容积 V_{og2} 乘上低压气体管部 H 的制冷剂密度 ρ_s 。低压气体管部 H 的容积 V_{og2} 是在设置于设置场所之前已知的值，被预先存储在控制部 8 的存储器内。

旁通回路部 I 的制冷剂量 M_{ob} 与在制冷剂回路 10 内流动的制冷剂或构成设备的运行状态量之间的关系式例如由室外热交换器 23 出口处的制冷剂密度 ρ_{co} 、过冷却器 25 的靠旁通回路侧的出口处的制冷剂的密度 ρ_s 和蒸发压力 P_e 的以下函数式来表示：

$$M_{ob} = kob1 \times \rho_{co} + kob2 \times \rho_s + kob3 \times P_e + kob4$$

上述关系式中的参数 $kob1 \sim kob3$ 是通过试验和详细模拟的结果进行回归分析后求出的，被预先存储在控制部 8 的存储器内。由于旁通回路部 I 的容积 M_{ob} 与其它部分相比制冷剂量较少，因此也可用更简单的关系式来运算。例如由以下函数式来表示：

$$M_{ob} = V_{ob} \times \rho_e \times kob5$$

该函数式是将旁通回路部 I 的容积 V_{ob} 乘上过冷却器 25 的靠旁通回路侧的部分的饱和液密度 ρ_e 和修正系数 kob 。旁通回路部 I 的容积 V_{ob} 是在将室外单元 2 设置于设置场所之前已知的值，被预先存储在控制部 8 的存储器内。过冷却器 25 的靠旁通回路侧的部分的饱和液密度 ρ_e 可通过换算吸入压力 P_s 或蒸发温度 T_e 而得到。

在本实施形态中有一个室外单元 2，但在连接多个室外单元时，与室外单元相关的制冷剂量 M_{og1} 、 M_c 、 M_{ol1} 、 M_{ol2} 、 M_{og2} 和 M_{ob} ，通过对多个

室外单元分别设定各部分的制冷剂量的关系式并将多个室外单元的各部分的制冷剂量相加来运算室外单元的全部制冷剂量。在连接机型和容量不同的多个室外单元时，则使用参数值不同的各部分的制冷剂量的关系式。

如上所述，在本实施形态中，通过使用制冷剂回路 10 各部分的相关关系式并基于制冷剂量判定运行中在制冷剂回路 10 内流动的制冷剂或构成设备的运行状态量来运算各部分的制冷剂量，可运算出制冷剂回路 10 的制冷剂量。

由于反复进行该步骤 S12 直到下述的步骤 S13 中的制冷剂量是否合适的判定条件被满足，因此，在制冷剂的追加填充从开始到完成为止的期间内，可使用制冷剂回路 10 各部分的相关关系式并基于制冷剂填充时的运转状态量来运算出各部分的制冷剂量。更具体而言，可对下述步骤 S13 中判定制冷剂量是否合适时所需的室外单元 2 内的制冷剂量 M_o 和各室内单元 4、5 内的制冷剂量 M_r （即除了制冷剂连通配管 6、7 以外的制冷剂回路 10 的各部分的制冷剂量）进行运算。在此，室外单元 2 内的制冷剂量 M_o 可通过将上述室外单元 2 内的各部分的制冷剂量 M_{og1} 、 M_c 、 M_{ol1} 、 M_{ol2} 、 M_{og2} 和 M_{ob} 相加而得到。

这样，由作为制冷剂量运算装置发挥作用的控制部 8 来进行步骤 S12 的处理，该控制部 8 基于制冷剂自动填充运行中在制冷剂回路 10 内流动的制冷剂或构成设备的运行状态量来运算制冷剂回路 10 各部分的制冷剂量。

（步骤 S13：制冷剂量是否合适的判定）

如上所述，当开始向制冷剂回路 10 内追加填充制冷剂时，制冷剂回路 10 内的制冷剂量逐渐增加。在此，当制冷剂连通配管 6、7 的容积未知时，无法将在制冷剂的追加填充后要填充到制冷剂回路 10 内的制冷剂量规定为制冷剂回路 10 整体的制冷剂量。不过，若只看室外单元 2 和室内单元 4、5（即除了制冷剂连通配管 6、7 以外的制冷剂回路 10），由于可通过试验和详细模拟来预知通常运行模式下的最佳的室外单元 2 的制冷剂量，因此，只要预先将该制冷剂量作为填充目标值 M_s 存储在控制部 8 的存储器内后进行制冷剂的追加填充，直到将室外单元 2 的制冷剂量 M_o 和室内单元 4、5

的制冷剂量 M_r 相加后的制冷剂量的值达到该填充目标值 M_s 为止即可，室外单元 2 的制冷剂量 M_o 和室内单元 4、5 的制冷剂量 M_r 可通过使用上述关系式并基于制冷剂自动填充运行中在制冷剂回路 10 内流动的制冷剂或构成设备的运行状态量进行运算。即，步骤 S13 是通过对比制冷剂自动填充运行中室外单元 2 的制冷剂量 M_o 和室内单元 4、5 的制冷剂量 M_r 相加后的制冷剂量的值是否达到填充目标值 M_s 进行判定，来判定通过制冷剂的追加填充被填充到制冷剂回路 10 内的制冷剂量是否合适。

在步骤 S13 中，当室外单元 2 的制冷剂量 M_o 和室内单元 4、5 的制冷剂量 M_r 相加后的制冷剂量的值小于填充目标值 M_s 、制冷剂的追加填充未完成时，反复进行步骤 S13 的处理，直到达到填充目标值 M_s 。当室外单元 2 的制冷剂量 M_o 和室内单元 4、5 的制冷剂量 M_r 相加后的制冷剂量的值达到了填充目标值 M_s 时，制冷剂的追加填充完成，作为制冷剂自动填充运行处理的步骤 S1 完成。

在上述制冷剂量判定运行中，随着向制冷剂回路 10 内追加填充制冷剂的进行，主要会呈现出室外热交换器 23 出口处的过冷度 S_{co} 增大的倾向，从而出现室外热交换器 23 内的制冷剂量 M_c 增加、其它部分的制冷剂量大致保持一定的倾向，因此，不一定要将填充目标值 M_s 设定成与室外单元 2 和室内单元 4、5 对应的值，也可将填充目标值 M_s 设定成仅与室外单元 2 的制冷剂量 M_o 对应的值或设定成与室外热交换器 23 的制冷剂 M_c 对应的值后进行制冷剂的追加填充，直到达到填充目标值 M_s 为止。

这样，利用作为制冷剂量判定装置发挥作用的控制部 8 来进行步骤 S13 的处理，该控制部 8 对制冷剂自动填充运行的制冷剂量判定运行中制冷剂回路 10 内的制冷剂量是否合适（即是否达到填充目标值 M_s ）进行判定。

（步骤 S2：配管容积判定运行）

在上述步骤 S1 的制冷剂自动填充运行完成后，转移到步骤 S2 的配管容积判定运行。在配管容积判定运行中，由控制部 8 来进行图 6 所示的步骤 S21～步骤 S25 的处理。在此，图 6 是配管容积判定运行的流程图。

（步骤 S21、S22：液体制冷剂连通配管用的配管容积判定运行和容积的

运算)

在步骤 S21 中,与上述制冷剂自动填充运行中步骤 S11 的制冷剂量判定运行一样,进行包括室内单元全部运行、冷凝压力控制、液体管道温度控制、过热度控制和蒸发压力控制在内的液体制冷剂连通配管 6 用的配管容积判定运行。在此,将液体管道温度控制中过冷却器 25 的靠主制冷剂回路侧的出口处的制冷剂的温度 T_{lp} 的液体管道温度目标值 T_{lps} 设为第一目标值 T_{lps1} ,将制冷剂量判定运行在该第一目标值 T_{lps1} 下稳定的状态设为第一状态(参照图 7 的用包括虚线在内的线表示的制冷循环)。图 7 是表示液体制冷剂连通配管用的配管容积判定运行中空调装置 1 的制冷循环的焓-熵图。

另外,从液体管道温度控制中过冷却器 25 的靠主制冷剂回路侧的出口处的制冷剂的温度 T_{lp} 稳定在第一目标值 T_{lps1} 的第一状态起,在其它的设备控制、即冷凝压力控制、过热度控制和蒸发压力控制的不变的情况下(即不变更过热度目标值 $SHrs$ 和低压目标值 T_{es} 的情况下)成为将液体管道温度目标值 T_{lps} 变更为与第一目标值 T_{lps1} 不同的第二目标值 T_{lps2} 后稳定的第二状态(参照图 7 的实线表示的制冷循环)。在本实施形态中,第二目标值 T_{lps2} 是比第一目标值 T_{lps1} 高的温度。

这样,通过从稳定在第一状态的状态变更为第二状态,使液体制冷剂连通配管 6 内的制冷剂的密度变小,因此第二状态下的液体制冷剂连通配管部 B3 的制冷剂量 M_{lp} 与第一状态下的制冷剂量相比减少。从该液体制冷剂连通配管部 B3 减少的制冷剂朝制冷剂回路 10 的其它部分移动。更具体而言,如上所述,由于液体管道温度控制以外的其它的设备控制的不变,因此高压气体管部 E 的制冷剂量 M_{og1} 、低压气体管部 H 的制冷剂量 M_{og2} 和气体制冷剂连通配管部 G 的制冷剂量 M_{gp} 大致保持一定,从液体制冷剂连通配管部 B3 减少的制冷剂会朝冷凝器部 A、高温液体管部 B1、低温液体管部 B2、室内单元 F 和旁通回路部 I 移动。即,冷凝器部 A 的制冷剂量 M_c 、高温液体管部 B1 的制冷剂量 M_{o11} 、低温液体管部 B2 的制冷剂量 M_{o12} 、室内单元 F 的制冷剂量 M_r 和旁通回路部 I 的制冷剂量 M_{ob} 增加与从液体制冷剂连通配管部 B3 减少的制冷剂相应的量。

上述控制由作为配管容积判定运行控制装置发挥作用的控制部 8（更具体而言是室内侧控制部 47、57、室外侧控制部 37 以及将控制部 37、47、57 彼此连接的传输线 8a）作为步骤 S21 的处理进行，该控制部 8 进行用于运算液体制冷剂连通配管 6 的容积 M_{lp} 的配管容积判定运行。

接着，在步骤 S22 中，通过从第一状态向第二状态变更，利用制冷剂从液体制冷剂连通配管部 B3 减少而朝制冷剂回路 10 的其它部分移动的现象，来运算出液体制冷剂连通配管 6 的容积 V_{lp} 。

首先，对为了运算液体制冷剂连通配管 6 的容积 V_{lp} 而使用的运算式进行说明。若通过上述配管容积判定运行将从该液体制冷剂连通配管部 B3 减少而朝制冷剂回路 10 的其它部分移动的制冷剂量设为制冷剂增减量 ΔM_{lp} ，将第一和第二状态之间的各部分的制冷剂的增减量设为 ΔM_c 、 ΔM_{ol1} 、 ΔM_{ol2} 、 ΔM_r 和 ΔM_{ob} （在此，制冷剂量 M_{og1} 、制冷剂量 M_{og2} 和制冷剂量 M_{gp} 因大致保持一定而省略），则制冷剂增减量 ΔM_{lp} 例如可由以下函数式进行运算：

$$\Delta M_{lp} = - (\Delta M_c + \Delta M_{ol1} + \Delta M_{ol2} + \Delta M_r + \Delta M_{ob})$$

另外，通过将该 ΔM_{lp} 的值除以液体制冷剂连通配管 6 内的第一和第二状态之间的制冷剂的密度变化量 $\Delta \rho_{lp}$ ，可以运算出液体制冷剂连通配管 6 的容积 V_{lp} 。虽然对于制冷剂增减量 ΔM_{lp} 的运算结果几乎没有影响，但也可在上述函数式中包含制冷剂量 M_{og1} 和制冷剂量 M_{og2} 。

$$V_{lp} = \Delta M_{lp} / \Delta \rho_{lp}$$

ΔM_c 、 ΔM_{ol1} 、 ΔM_{ol2} 、 ΔM_r 和 ΔM_{ob} 可通过使用上述制冷剂回路 10 各部分的相关关系式运算出第一状态下的制冷剂量和第二状态下的制冷剂量后从第二状态下的制冷剂量中减去第一状态下的制冷剂量而得到，密度变化量 $\Delta \rho_{lp}$ 可通过运算出第一状态下过冷却器 25 出口处的制冷剂密度和第二状态下过冷却器 25 出口处的制冷剂密度后从第二状态下的制冷剂密度中减去第一状态下的制冷剂密度而得到。

使用如上所述的运算式，可基于第一和第二状态下在制冷剂回路 10 内流动的制冷剂或构成设备的运行状态量来运算出液体制冷剂连通配管 6 的

容积 V_{lp} 。

在本实施形态中,要进行状态变更以使第二状态下的第二目标值 T_{lps2} 成为比第一状态下的第一目标值 T_{lps1} 高的温度,并使液体制冷剂连通配管部 B2 的制冷剂朝其它部分移动而使其它部分的制冷剂量增加,从而基于该增加量来运算液体制冷剂连通配管 6 的容积 V_{lp} ,但也可以进行状态变更,以使第二状态下的第二目标值 T_{lps2} 成为比第一状态下的第一目标值 T_{lps1} 低的温度,且使制冷剂从其它部分朝液体制冷剂连通配管部 B3 移动而使其它部分的制冷剂量减少,从而基于该减少量来运算液体制冷剂连通配管 6 的容积 V_{lp} 。

这样,由作为液体制冷剂连通配管用的配管容积运算装置发挥作用的控制部 8 来进行步骤 S22 的处理,该控制部 8 基于液体制冷剂连通配管 6 用的配管容积判定运行中在制冷剂回路 10 内流动的制冷剂或构成设备的运行状态量来运算液体制冷剂连通配管 6 的容积 V_{lp} 。

(步骤 S23、S24: 气体制冷剂连通配管用的配管容积判定运行和容积的运算)

在上述步骤 S21 和步骤 S22 完成后,在步骤 S23 中进行包括室内单元全部运行、冷凝压力控制、液体管道温度控制、过热度控制和蒸发压力控制在内的气体制冷剂连通配管 7 用的配管容积判定运行。在此,将蒸发压力控制中压缩机 21 的吸入压力 P_s 的低压目标值 P_{es} 设为第一目标值 P_{es1} ,将制冷剂量判定运行在该第一目标值 P_{es1} 下稳定的状态设为第一状态(参照图 8 的用包括虚线在内的线表示的制冷循环)。图 8 是表示气体制冷剂连通配管用的配管容积判定运行中空调装置 1 的制冷循环的焓-熵图。

另外,从蒸发压力控制中压缩机 21 的吸入压力 P_s 的低压目标值 P_{es} 稳定在第一目标值 P_{es1} 的第一状态起在其它的设备控制、即液体管道温度控制、冷凝压力控制和过热度控制的条件不变的情况下(即不变更液体管道温度目标值 T_{lps} 和过热度目标值 $SHrs$ 的情况下),成为将低压目标值 P_{es} 变更为与第一目标值 P_{es1} 不同的第二目标值 P_{es2} 后稳定的第二状态(参照仅由图 8 的实线表示的制冷循环)。在本实施形态中,第二目标值 P_{es2} 是比第一目标值 P_{es1}

低的压力。

这样，通过从稳定在第一状态的状态变更为第二状态，气体制冷剂连通配管 7 内的制冷剂的密度变小，因此第二状态下的气体制冷剂连通配管部 G 的制冷剂量 M_{gp} 与第一状态下的制冷剂量相比减少。从该气体制冷剂连通配管部 G 减少的制冷剂朝制冷剂回路 10 的其它部分移动。更具体而言，如上所述，由于蒸发压力控制以外的其它的设备控制的条件不变，因此高压气体管部 E 的制冷剂量 M_{og1} 、高温液体管部 B1 的制冷剂量 M_{ol1} 、低温液体管部 B2 的制冷剂量 M_{ol2} 和液体制冷剂连通配管部 B3 的制冷剂量 M_{lp} 大致保持一定，从气体制冷剂连通配管部 G 的减少的制冷剂会朝低压气体管部 H、冷凝器部 A、室内单元 F 和旁通回路部 I 移动。即，低压气体管部 H 的制冷剂量 M_{og2} 、冷凝器部 A 的制冷剂量 M_c 、室内单元 F 的制冷剂量 M_r 和旁通回路部 I 的制冷剂量 M_{ob} 增加与从气体制冷剂连通配管部 G 减少的制冷剂相应的量。

上述控制由作为配管容积判定运行控制装置发挥作用的控制部 8（更具体而言是室内侧控制部 47、57、室外侧控制部 37 以及将控制部 37、47、57 彼此连接的传输线 8a）作为步骤 S23 的处理进行，该控制部 8 进行用于运算气体制冷剂连通配管 7 的容积 V_{gp} 的配管容积判定运行。

接着，在步骤 S24 中，通过从第一状态向第二状态变更，利用制冷剂从气体制冷剂连通配管部 G 减少而朝制冷剂回路 10 的其它部分移动的现象来运算出气体制冷剂连通配管 7 的容积 V_{gp} 。

首先，对为了运算气体制冷剂连通配管 7 的容积 V_{gp} 而使用的运算式进行说明。若将上述配管容积判定运行中从该气体制冷剂连通配管部 G 减少而朝制冷剂回路 10 的其它部分移动的制冷剂量设为制冷剂增减量 ΔM_{gp} ，将第一和第二状态之间的各部分的制冷剂的增减量设为 ΔM_c 、 ΔM_{ol2} 、 ΔM_r 和 ΔM_{ob} （在此，制冷剂量 M_{og1} 、制冷剂量 M_{ol1} 、制冷剂量 M_{ol2} 和制冷剂量 M_{lp} 大致保持一定，故而省略），则制冷剂增减量 ΔM_{gp} 例如可由

$$\Delta M_{gp} = - (\Delta M_c + \Delta M_{og2} + \Delta M_r + \Delta M_{ob})$$

的函数式进行运算。另外，通过将该 ΔM_{gp} 的值除以气体制冷剂连通配管 7 内的第一和第二状态之间的制冷剂的密度变化量 $\Delta \rho_{gp}$ ，可以运算

出气体制冷剂连通配管 7 的容积 V_{gp} 。虽然对于制冷剂增减量 ΔM_{gp} 的运算结果几乎没有影响，但也可在上述函数式中包含制冷剂量 M_{og1} 、制冷剂量 M_{ol1} 和制冷剂量 M_{ol2} 。

$$V_{gp} = \Delta M_{gp} / \Delta \rho_{gp}$$

ΔM_c 、 ΔM_{og2} 、 ΔM_r 和 ΔM_{ob} 可通过使用上述制冷剂回路 10 各部分的相关关系式运算出第一状态下的制冷剂量和第二状态下的制冷剂量后从第二状态下的制冷剂量中减去第一状态下的制冷剂量而得到，密度变化量 $\Delta \rho_{gp}$ 可通过运算出第一状态下压缩机 21 吸入侧的制冷剂密度 ρ_s 和室内热交换器 42、52 出口处的制冷剂密度 ρ_{eo} 的平均密度后从第二状态下的平均密度中减去第一状态下的平均密度而得到。

使用如上所述的运算式，可基于第一和第二状态下在制冷剂回路 10 内流动的制冷剂或构成设备的运行状态量来运算出气体制冷剂连通配管 7 的容积 V_{gp} 。

在本实施形态中，进行状态变更，以使第二状态下的第二目标值 P_{es2} 成为比第一状态下的第一目标值 P_{es1} 低的压力，使气体制冷剂连通配管部 G 的制冷剂朝其它部分移动而使其它部分的制冷剂量增加，从而基于该增加量来运算气体制冷剂连通配管 7 的容积 V_{gp} ，但也可以进行状态变更，以使第二状态下的第二目标值 P_{es2} 成为比第一状态下的第一目标值 P_{es1} 高的压力，使制冷剂从其它部分朝气体制冷剂连通配管部 G 移动而使其它部分的制冷剂量减少，从而基于该减少量来运算气体制冷剂连通配管 7 的容积 V_{gp} 。

这样，由作为气体制冷剂连通配管用的配管容积运算装置发挥作用的控制部 8 来进行步骤 S24 的处理，该控制部 8 基于气体制冷剂连通配管 7 用的配管容积判定运行中在制冷剂回路 10 内流动的制冷剂或构成设备的运行状态量来运算出气体制冷剂连通配管 7 的容积 V_{gp} 。

（步骤 S25：配管容积判定运行结果的准确性判定）

在上述步骤 S21～步骤 S24 完成后，在步骤 S25 中对配管容积判定运行的结果是否准确、即由配管容积运算装置运算出的制冷剂连通配管 6、7

的容积 V_{lp} 、 V_{gp} 是否准确进行判定。

具体而言，如下面的不等式所示，对根据运算得到的液体制冷剂连通配管 6 的容积 V_{lp} 与气体制冷剂连通配管 7 的容积 V_{gp} 之比是否处在规定的数值范围内进行判定。

$$\varepsilon_1 < V_{lp}/V_{gp} < \varepsilon_2$$

其中， ε_1 和 ε_2 是可以根据热源单元与利用单元之间的可能组合的配管容积比的最小值和最大值而变化的值。

若容积比 V_{lp}/V_{gp} 满足上述数值范围，则配管容积判定运行的步骤 S2 的处理完成，若容积比 V_{lp}/V_{gp} 不满足上述数值范围，则再次进行步骤 S21~步骤 S24 的配管容积判定运行和容积的运算处理。

这样，由作为准确性判定装置发挥作用的控制部 8 来进行步骤 S25 的处理，该控制部 8 对上述配管容积判定运行的结果是否准确、即由配管容积运算装置运算出的制冷剂连通配管 6、7 的容积 V_{lp} 、 V_{gp} 是否准确进行判定。

在本实施形态中，是先进行液体制冷剂连通配管 6 用的配管容积判定运行（步骤 S21、S22），后进行气体制冷剂连通配管 7 用的配管容积判定运行（步骤 S23、S24），但也可先进行气体制冷剂连通配管 7 用的配管容积判定运行。

在上述步骤 S25 中，在步骤 S21~S24 的配管容积判定运行的结果被多次判定为不准确时、以及想要更简单地进行制冷剂连通配管 6、7 的容积 V_{lp} 、 V_{gp} 的判定时，图 6 中虽未图示，但例如也可以如下，即在步骤 S25 中，在步骤 S21~S24 的配管容积判定运行的结果被判定为不准确后，转移到基于制冷剂连通配管 6、7 的压力损失来推测制冷剂连通配管 6、7 的配管长度、并基于该推测出的配管长度和平均容积比来运算制冷剂连通配管 6、7 的容积 V_{lp} 、 V_{gp} 的处理，从而得到制冷剂连通配管 6、7 的容积 V_{lp} 、 V_{gp} 。

在本实施形态中说明了在没有制冷剂连通配管 6、7 的长度和管径等信息、制冷剂连通配管 6、7 的容积 V_{lp} 、 V_{gp} 未知的前提下通过运行配管容

积判定运行来运算制冷剂连通配管 6、7 的容积 V_{lp} 、 V_{gp} 的情况，但在配管容积运算装置具有可通过输入制冷剂连通配管 6、7 的长度和管径等信息来运算制冷剂连通配管 6、7 的容积 V_{lp} 、 V_{gp} 的功能时，也可同时使用该功能。

在不运用通过使用上述配管容积判定运行及其运行结果来运算制冷剂连通配管 6、7 的容积 V_{lp} 、 V_{gp} 的功能、而仅运用通过输入制冷剂连通配管 6、7 的长度和管径等信息来运算制冷剂连通配管 6、7 的容积 V_{lp} 、 V_{gp} 的功能时，也可使用上述准确性判定装置（步骤 S25）对输入的制冷剂连通配管 6、7 的长度和管径等信息是否准确进行判定。

（步骤 S3：初始制冷剂量检测运行）

在上述步骤 S2 的配管容积判定运行完成后，转移到步骤 S3 的初始制冷剂量判定运行。在初始制冷剂量检测运行中，由控制部 8 来进行图 9 所示的步骤 S31 和步骤 S32 的处理。在此，图 9 是初始制冷剂量检测运行的流程图。

（步骤 S31：制冷剂量判定运行）

在步骤 S31 中，与上述制冷剂自动填充运行的步骤 S11 的制冷剂量判定运行一样，进行包括室内单元全部运行、冷凝压力控制、液体管道温度控制、过热度控制和蒸发压力控制在内的制冷剂量判定运行。在此，液体管道温度控制中的液体管道温度目标值 T_{lps} 、过热度控制中的过热度目标值 $SHrs$ 和蒸发压力控制中的低压目标值 Pes 原则上使用与制冷剂自动填充运行的步骤 S11 的制冷剂量判定运行中的目标值相同的值。

这样，由作为制冷剂量判定运行控制装置发挥作用的控制部 8 来进行步骤 S31 的处理，该控制部 8 进行包括室内单元全部运行、冷凝压力控制、液体管道温度控制、过热度控制和蒸发压力控制在内的制冷剂量判定运行。

（步骤 S32：制冷剂量的运算）

利用一边进行上述制冷剂量判定运行一边作为制冷剂量运算装置发挥作用的控制部 8，基于步骤 S32 的初始制冷剂量判定运行中在制冷剂回路 10 内流动的制冷剂或构成设备的运行状态量来运算制冷剂回路 10 内的制

冷剂量。制冷剂回路 10 内的制冷剂量的运算使用上述制冷剂回路 10 各部分的制冷剂量与在制冷剂回路 10 内流动的制冷剂或构成设备的运行状态量之间的关系式来进行运算，此时，由于在空调装置 1 的构成设备的设置后未知的制冷剂连通配管 6、7 的容积 V_{lp} 、 V_{gp} 通过上述配管容积判定运行进行了运算而己知，因此通过将上述制冷剂连通配管 6、7 的容积 V_{lp} 、 V_{gp} 乘上制冷剂密度来运算制冷剂连通配管 6、7 内的制冷剂量 M_{lp} 、 M_{gp} 并加上它各部分的制冷剂量，可检测出制冷剂回路 10 整体的初始制冷剂量。由于该初始制冷剂量在下述的制冷剂泄漏检测运行中作为构成判定制冷剂回路 10 有无泄漏的基准的制冷剂回路 10 整体的基准制冷剂量 M_i 使用，因此将其作为运行状态量之一而存储在作为状态量储存装置的控制部 8 的存储器内。

这样，由作为制冷剂量运算装置发挥作用的控制部 8 来进行步骤 S32 的处理，该控制部 8 基于初始制冷剂量检测运行中在制冷剂回路 10 内流动的制冷剂或构成设备的运行状态量来运算制冷剂回路 10 各部分的制冷剂量。

<制冷剂泄漏检测运行模式>

下面用图 1、图 2、图 5 和图 10 来说明制冷剂泄漏检测运行模式。在此，图 10 是制冷剂泄漏检测运行模式的流程图。

在本实施形态中，以定期（例如休息日和深夜等不必进行空气调节的时间段等）检测制冷剂是否意外地从制冷剂回路 10 泄漏到外部的情况为例进行说明。

（步骤 S41：制冷剂量判定运行）

首先，在上述制冷运行和供暖运行那样的通常运行模式下运行了一定时间（例如每半年～一年等）后，自动或手动地从通常运行模式切换到制冷剂泄漏检测运行模式，与初始制冷剂量检测运行的制冷剂量判定运行一样地进行包括室内单元全部运行、冷凝压力控制、液体管道温度控制、过热度控制和蒸发压力控制在内的制冷剂量判定运行。在此，液体管道温度控制中的液体管道温度目标值 T_{lps} 、过热度控制中的过热度目标值 $SHrs$ 和蒸发压力控

制中的低压目标值 P_{es} 原则上使用与初始制冷剂量检测运行中制冷剂量判定运行的步骤 S32 中的目标值相同的值。

该制冷剂量判定运行在每次进行制冷剂泄漏检测运行时进行，例如即使在因冷凝压力 P_c 不同或发生制冷剂泄漏那样的运行条件差异而导致室外热交换器 23 出口处的制冷剂温度 T_{co} 变动时，也可通过液体管道温度控制使液体制冷剂连通配管 6 内的制冷剂的温度 T_{lp} 以相同液体管道温度目标值 T_{lps} 保持一定。

这样，由作为制冷剂量判定运行控制装置发挥作用的控制部 8 来进行步骤 S41 的处理，该控制部 8 进行包括室内单元全部运行、冷凝压力控制、液体管道温度控制、过热度控制和蒸发压力控制在内的制冷剂量判定运行。

（步骤 S42：制冷剂量的运算）

接着，利用一边进行上述制冷剂量判定运行一边作为制冷剂量运算装置发挥作用的控制部 8 基于步骤 S42 的初始制冷剂量判定运行中在制冷剂回路 10 内流动的制冷剂或构成设备的运行状态量来运算制冷剂回路 10 内的制冷剂量。制冷剂回路 10 内的制冷剂的运算使用上述制冷剂回路 10 各部分的制冷剂量与在制冷剂回路 10 内流动的制冷剂或构成设备的运行状态量之间的关系式来进行运算，此时，与初始制冷剂量判定运行一样，由于在空调装置 1 的构成设备的设置后未知的制冷剂连通配管 6、7 的容积 V_{lp} 、 V_{gp} 通过上述配管容积判定运行进行了运算而成为已知，因此通过将这些制冷剂连通配管 6、7 的容积 V_{lp} 、 V_{gp} 乘上制冷剂密度来运算制冷剂连通配管 6、7 内的制冷剂量 M_{lp} 、 M_{gp} ，并加上其它各部分的制冷剂量，可运算出制冷剂回路 10 整体的制冷剂量 M 。

在此，如上所述，由于通过液体管道温度控制使液体制冷剂连通配管 6 内的制冷剂的温度 T_{lp} 在液体管道温度目标值 T_{lps} 下保持一定，因此，不管制冷剂泄漏检测运行的运行条件是否不同，即使是在热交换器 23 出口处的制冷剂温度 T_{co} 变动时，液体制冷剂连通配管部 B3 的制冷剂量 M_{lp} 也会保持一定。

这样，由作为制冷剂量运算装置发挥作用的控制部 8 来进行步骤 S42

的处理，该控制部 8 基于制冷剂泄漏检测运行中在制冷剂回路 10 内流动的制冷剂或构成设备的运行状态量来运算制冷剂回路 10 各部分的制冷剂量。

(步骤 S43、S44：制冷剂量是否合适的判定、警报显示)

制冷剂一旦从制冷剂回路 10 泄漏到外部，制冷剂回路 10 内的制冷剂量便会减少。若制冷剂回路 10 内的制冷剂量减少，则主要会呈现出室外热交换器 23 出口处的过冷度 SC_o 变小的倾向，相应地出现室外热交换器 23 内的制冷剂量 M_c 减少、其它部分的制冷剂量大致保持一定的倾向。因此，上述步骤 S42 中运算出的制冷剂回路 10 整体的制冷剂量 M 在制冷剂回路 10 发生制冷剂泄漏时小于在初始制冷剂量检测运行中检测出的基准制冷剂量 M_i ，在制冷剂回路 10 未发生制冷剂泄漏时与基准制冷剂量 M_i 大致相同。

根据上述内容在步骤 S43 中对制冷剂有无泄漏进行判定。在步骤 S43 中，当判定为制冷剂回路 10 未发生制冷剂泄漏时，结束制冷剂泄漏检测运行模式。

另一方面，在步骤 S43 中，当判定为制冷剂回路 10 发生制冷剂泄漏时，转移到步骤 S44 的处理，在警报显示部 9 中显示报知检测到制冷剂泄漏的警报，之后结束制冷剂泄漏检测运行模式。

这样，由作为制冷剂泄漏检测装置发挥作用的控制部 8 来进行步骤 S42~S44 的处理，该控制部 8 在制冷剂泄漏检测运行模式下一边进行制冷剂量判定运行一边对制冷剂回路 10 内的制冷剂量是否合适进行判定，从而检测有无制冷剂泄漏。

如上所述，在本实施形态的空调装置 1 中，控制部 8 作为制冷剂量判定运行装置、制冷剂量运算装置、制冷剂量判定装置、配管容积判定运行装置、配管容积运算装置、准确性判定装置和状态量储存装置发挥作用，从而构成用于对被填充到制冷剂回路 10 内的制冷剂量是否合适进行判定的制冷剂量判定系统。

(3) 空调装置的特征

本实施形态的空调装置 1 具有如下特征。

(A) 在本实施形态的空调装置 1 中，将制冷剂回路 10 分割成多个部

分并设定了各部分的制冷剂量与运行状态量之间的关系式，因此，与进行以往那种制冷循环特性的模拟时相比，可抑制运算负荷，并可在运算各部分的制冷剂量时将重要的运行状态量作为关系式的变量选择性地代入，从而也可提高各部分的制冷剂量的运算精度，其结果是，可高精度地判定制冷剂回路 10 内的制冷剂量是否合适。

例如，作为制冷剂量运算装置的控制部 8 可使用关系式并基于向制冷剂回路 10 内填充制冷剂的制冷剂自动填充运行中在制冷剂回路 10 内流动的制冷剂或构成设备的运行状态量来迅速运算出各部分的制冷剂量。另外，作为制冷剂量判定装置的控制部 8 还可使用运算出的各部分的制冷剂量来高精度地判定制冷剂回路 10 内的制冷剂量（具体而言是将室外单元 2 的制冷剂量 M_o 和室内单元 4、5 的制冷剂量 M_r 相加后的值）是否达到填充目标值 M_s 。

控制部 8 通过使用关系式并基于对设置构成设备后或向制冷剂回路 10 内填充制冷剂后的初始制冷剂量进行检测的初始制冷剂量检测运行中在制冷剂回路 10 内流动的制冷剂或构成设备的运行状态量来运算各部分的制冷剂量，可迅速运算出作为基准制冷剂量 M_i 的初始制冷剂量。另外，还可高精度地检测出初始制冷剂量。

控制部 8 可使用关系式并基于对制冷剂回路 10 有无制冷剂泄漏进行判定的制冷剂泄漏检测运行中在制冷剂回路 10 内流动的制冷剂或构成设备的运行状态量来迅速运算出各部分的制冷剂量。另外，控制部 8 还可通过对运算出的各部分的制冷剂量和作为判定有无泄漏的基准的基准制冷剂量 M_i 进行比较来高精度地判定制冷剂回路 10 有无制冷剂泄漏。

(B) 在本实施形态的空调装置 1 中，将制冷剂回路 10 分割成制冷剂量因设置场所等条件而变化的制冷剂连通配管 6、7（即液体制冷剂连通配管部 B3 和气体制冷剂连通配管部 G）和制冷剂连通配管 6、7 以外的部分（在此是作为热源单元的室外单元 2 和作为利用单元的室内单元 4、5），并设定了各部分的制冷剂量与运行状态量之间的关系式，因此，作为运算制冷剂连通配管 6、7 以外部分制冷剂量的关系式，可使用不容易因制冷剂连通

配管 6、7 的制冷剂量变化而产生运算误差的关系式，其结果是，可进一步提高制冷剂回路 10 内的制冷剂量是否合适的判定精度。

(C) 在本实施形态的空调装置 1 中，将制冷剂连通配管 6、7 以外的部分分割成室外单元 2 和室内单元 4、5，并设定了各部分的制冷剂量与运行状态量之间的关系式，因此，即使当室外单元 2 和室内单元 4、5 以各种组合方式连接时，也可使用针对室外单元 2 或针对室内单元 4、5 准备的关系式，其结果是，可进一步提高对制冷剂回路 10 内的制冷剂量是否合适的判定精度。

(D) 在本实施形态的空调装置中，将室外单元 2 分割成作为热源侧热交换器的室外热交换器 23（即冷凝器部 A）和室外热交换器 23 以外的部分（在此是高压气体管部 E、高温液体管部 B1、低温液体管部 B2、低压气体管部 H 和旁通回路部 I），设定各部分的制冷剂量与运行状态量之间的关系式，而且，作为在运算室外热交换器 23 的制冷剂量用的关系式中使用的运行状态量，包含了制冷剂循环量 W_c 或与制冷剂循环量 W_c 等价的运行状态量（例如蒸发温度 T_e 和冷凝温度 T_c 等），因此，不容易产生由制冷剂循环量 W_c 的差异引起的运算误差，其结果是，可进一步提高制冷剂回路 10 内的制冷剂量是否合适的判定精度。

(E) 在本实施形态的空调装置 1 中，作为在运算室内单元 4、5 的制冷剂量用的关系式中使用的运行状态量，包含了作为送风风扇的室内风扇 43、53 的风量 W_r 或与风量 W_r 等价的运行状态量（例如风扇分接头（日文：ファンタップ）等），因此，不容易产生由风量 W_r 的差异引起的运算误差，其结果是，可进一步提高制冷剂回路 10 内的制冷剂量是否合适的判定精度。

(F) 在本实施形态的空调装置 1 中，设置有作为温度调节机构的过冷却器 25，该过冷却器 25 可对从作为冷凝器的室外热交换器 23 送往作为膨胀机构的室内膨胀阀 41、51 的制冷剂的温度进行调节，在制冷剂量判定运行时以使从过冷却器 25 送往作为膨胀机构的室内膨胀阀 41、51 的制冷剂的温度 T_{lp} 成为一定的形态进行过冷却器 25 的能力控制，从而使从过冷却器 25 至室内膨胀阀 41、51 的制冷剂配管内的制冷剂的密度 ρ_{lp} 不变化，

因此，即使是在作为冷凝器的室外热交换器 23 出口处的制冷剂的温度 T_{co} 在每次进行制冷剂量判定运行时不同的场合，这种制冷剂的温度差异也只是影响从室外热交换器 23 的出口至过冷却器 25 的制冷剂配管，在制冷剂量判定时，可减小因室外热交换器 23 出口处的制冷剂的温度 T_{co} 的差异（即制冷剂的密度差异）而引起的判定误差。

特别是如本实施形态，当作为热源单元的室外单元 2 和作为利用单元的室内单元 4、5 通过液体制冷剂连通配管 6 和气体制冷剂连通配管 7 连接时，将室外单元 2 和室内单元 4、5 彼此连接的制冷剂连通配管 6、7 的长度和管径等因设置场所等条件而不同，因此，在制冷剂连通配管 6、7 的容积增大时，室外热交换器 23 出口处的制冷剂的温度 T_{co} 的差异会导致构成从室外热交换器 23 的出口至室内膨胀阀 41、51 的制冷剂配管的大部分的液体制冷剂连通配管 6 内的制冷剂的温度差异，判定误差存在增大的倾向，但如上所述，由于设置了过冷却器 25，并在制冷剂量判定运行时以使液体制冷剂连通配管 6 内的制冷剂的温度 T_{lp} 成为一定的形态进行过冷却器 25 的能力控制，使从过冷却器 25 至室内膨胀阀 41、51 的制冷剂配管内的制冷剂的密度 ρ_{lp} 不变化，因此，在冷剂量判定时，可减小因室外热交换器 23 出口处的制冷剂温度 T_{co} 的温度差异（即制冷剂的密度差异）而引起的判定误差。

例如，在向制冷剂回路 10 内填充制冷剂的制冷剂自动填充运行时，可高精度地判定制冷剂回路 10 内的制冷剂量是否达到填充目标值 M_i 。在对设置了构成设备后或向制冷剂回路 10 内填充了制冷剂后的初始制冷剂量进行检测的初始制冷剂量检测运行时，可高精度地检测初始制冷剂量。在判定制冷剂回路 10 有无制冷剂泄漏的制冷剂泄漏检测运行时，可高精度地判定制冷剂回路 10 有无制冷剂泄漏。

在本实施形态的空调装置 1 中，在制冷剂量判定运行时，以使从作为蒸发器的室内热交换器 42、52 送往压缩机 21 的制冷剂的压力（例如吸入压力 P_s 和蒸发压力 P_e ）或与压力等价的运行状态量（例如蒸发温度 T_e 等）成为一定的形态进行构成设备的控制，使从室内热交换器 42、52 送往压缩

机 21 的制冷剂的密度 ρ_{gp} 不变化，因此，在制冷剂量判定时，可减小因室内热交换器 42、52 出口处的制冷剂的压力或与压力等价的运行状态量的差异（即制冷剂的密度差异）而引起的判定误差。

(G) 在本实施形态的空调装置 1 中，进行形成制冷剂连通配管 6、7 内流动的制冷剂的密度不同的两种状态的配管容积判定运行，基于制冷剂连通配管 6、7 以外的部分的制冷剂量来运算这两种状态之间的制冷剂的增减量，将制冷剂的增减量除以第一和第二状态之间的制冷剂连通配管 6、7 内的制冷剂的密度变化量，由此来运算制冷剂连通配管 6、7 的容积，因此，即使是在设置了构成设备后制冷剂连通配管 6、7 的容积未知的场合，也可检测出制冷剂连通配管 6、7 的容积。由此，可减少输入制冷剂连通配管 6、7 信息的麻烦，并可得到制冷剂连通配管 6、7 的容积。

在该空调装置 1 中，可使用由配管容积运算装置来运算的制冷剂连通配管 6、7 的容积和在制冷剂回路 10 内流动的制冷剂或构成设备的运行状态量来判定制冷剂回路 10 内的制冷剂量是否合适，因此，即使是在设置了构成设备后制冷剂连通配管 6、7 的容积未知的场合，也可高精度地判定制冷剂回路 10 内的制冷剂量是否合适。

例如，即使是在设置了构成设备后制冷剂连通配管 6、7 的容积未知的场合，也可使用由配管容积运算装置运算出的制冷剂连通配管 6、7 的容积来运算初始制冷剂量判定运行中在制冷剂回路 10 内的制冷剂量。另外，即使是在设置了构成设备后制冷剂连通配管 6、7 的容积未知的场合，也可使用由配管容积运算装置运算出的制冷剂连通配管 6、7 的容积来运算制冷剂泄漏检测运行中在制冷剂回路 10 内的制冷剂量。由此，可减少输入制冷剂连通配管信息的麻烦，并可对为了检测制冷剂回路 10 有无制冷剂泄漏而所需的初始制冷剂量进行检测，可高精度地判定制冷剂回路 10 有无制冷剂泄漏。

(H) 在本实施形态的空调装置 1 中，基于液体制冷剂连通配管 6 和气体制冷剂连通配管 7 的信息（例如配管容积判定运行的运行结果和由操作者等输入的制冷剂连通配管 6、7 的长度和管径等信息）来运算液体制冷剂

连通配管 6 的容积 V_{lp} 和气体制冷剂连通配管 7 的容积 V_{gp} , 并基于运算得出的液体制冷剂连通配管 6 的容积 V_{lp} 和气体制冷剂连通配管 7 的容积 V_{gp} 的运算结果来判定运算中使用的液体制冷剂连通配管 6 和气体制冷剂连通配管 7 的信息是否准确, 因此, 在判断为准确时, 可得到准确的液体制冷剂连通配管 6 的容积 V_{lp} 和气体制冷剂连通配管 7 的容积 V_{gp} , 在判断为不准确时, 可重新输入合适的液体制冷剂连通配管 6 和气体制冷剂连通配管 7 的信息并采取再次进行配管容积判定运行等应对措施。另外, 该判定方法并不对运算得出的液体制冷剂连通配管 6 的容积 V_{lp} 和气体制冷剂连通配管 7 的容积 V_{gp} 分别进行检查, 而是根据液体制冷剂连通配管 6 的容积 V_{lp} 和气体制冷剂连通配管 7 的容积 V_{gp} 是否满足规定的关系进行判定, 因此, 可实现兼顾了液体制冷剂连通配管 6 的容积 V_{lp} 和气体制冷剂连通配管 7 的容积 V_{gp} 的相对关系的合适判定。

(4) 其它实施形态

上面参照附图对本发明的实施形态进行了说明, 但具体结构并不局限于上述实施形态, 可在不脱离发明主旨的范围内进行变更。

例如, 在上述实施形态中对将本发明应用于可冷暖切换的空调装置的例子进行了说明, 但并不局限于此, 也可将本发明应用于制冷专用的空调装置等其它空调装置。另外, 在上述实施形态中对将本发明应用于具有一个室外单元的空调装置的例子进行了说明, 但并不局限于此, 也可将本发明应用于具有多个室外单元的空调装置。

工业上的可利用性

采用本发明, 可在抑制运算负荷的同时高精度地判定制冷剂回路内的制冷剂量是否合适。

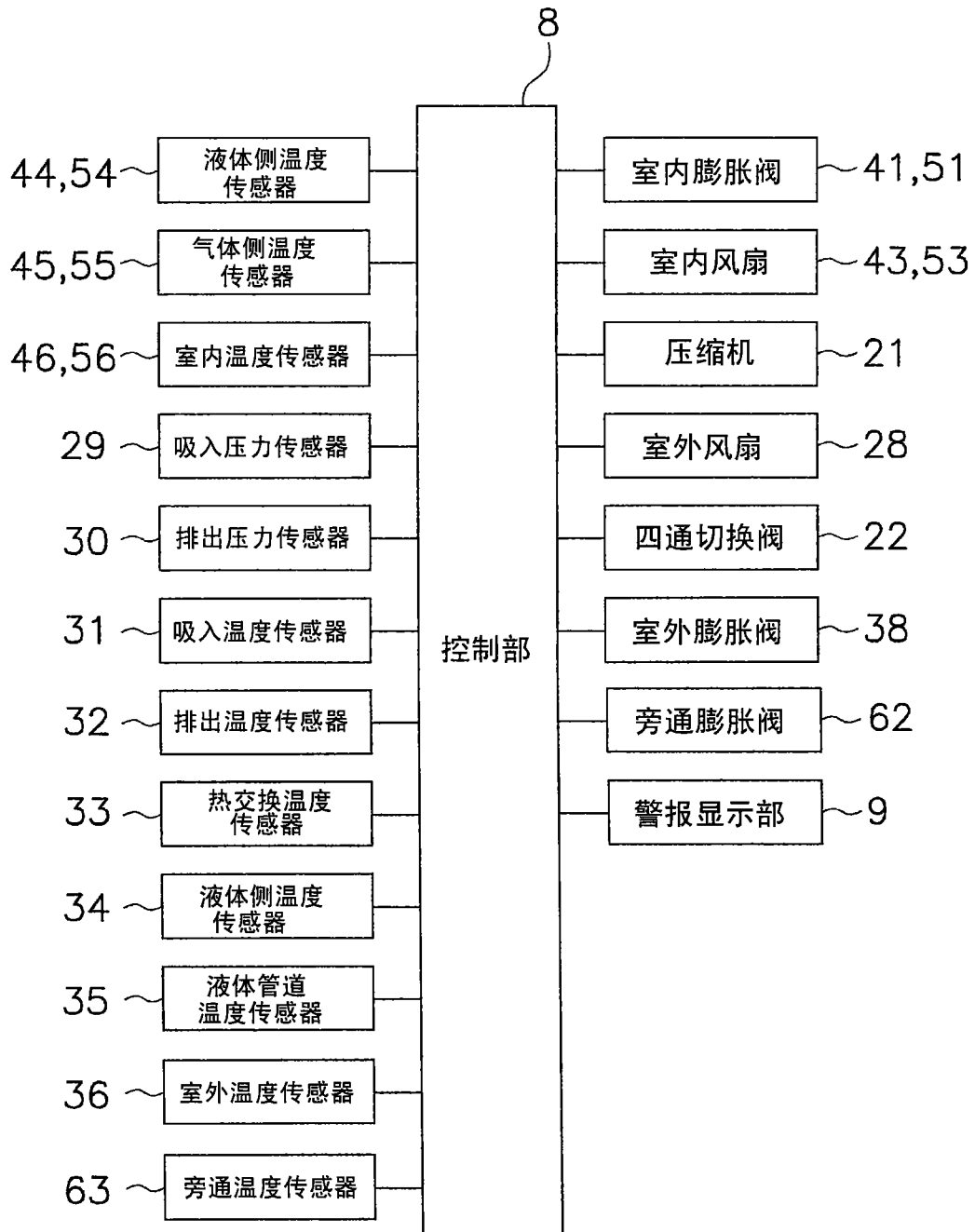


图 2

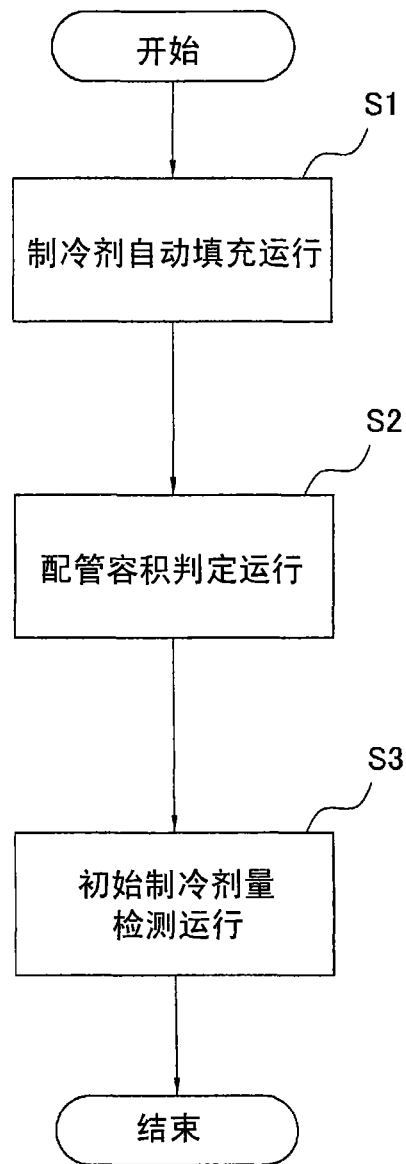


图 3

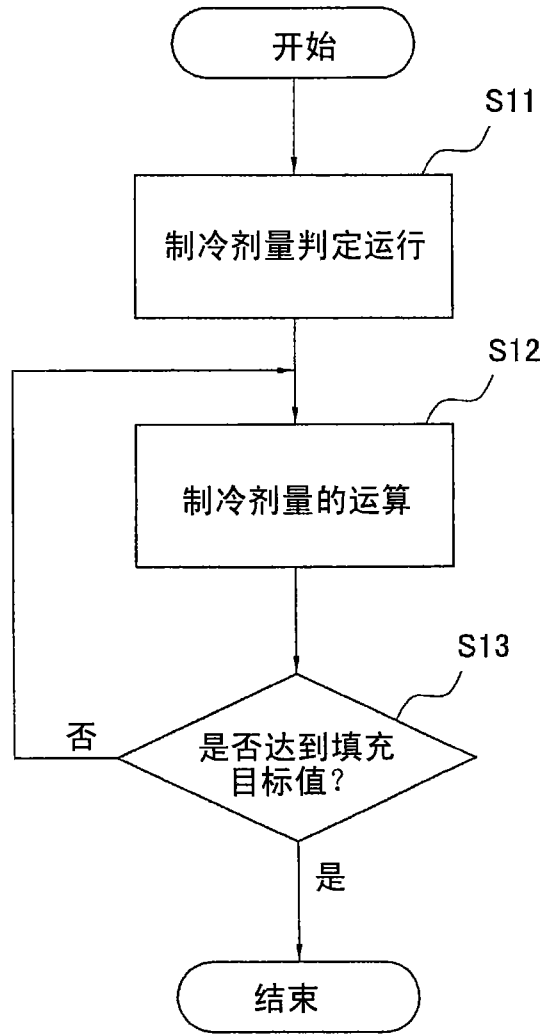


图 4

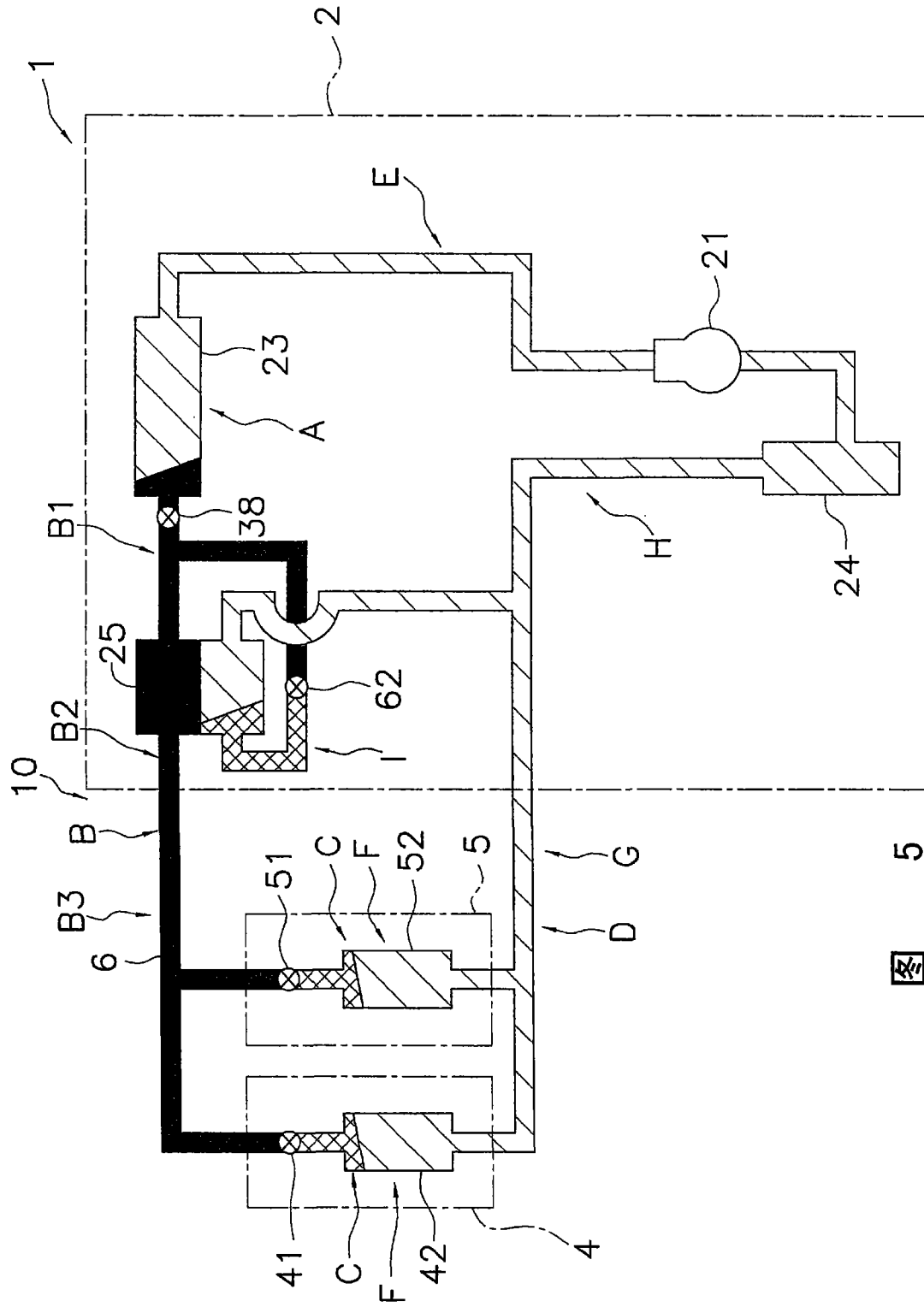


图 5

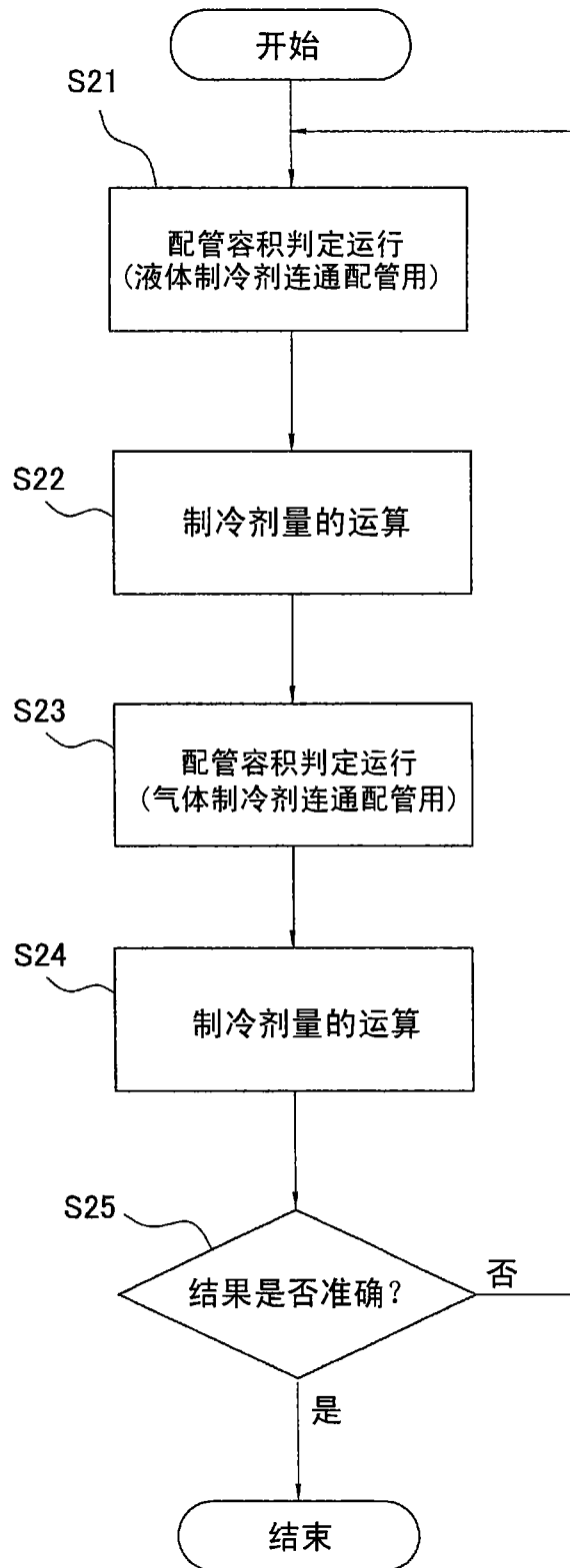


图 6

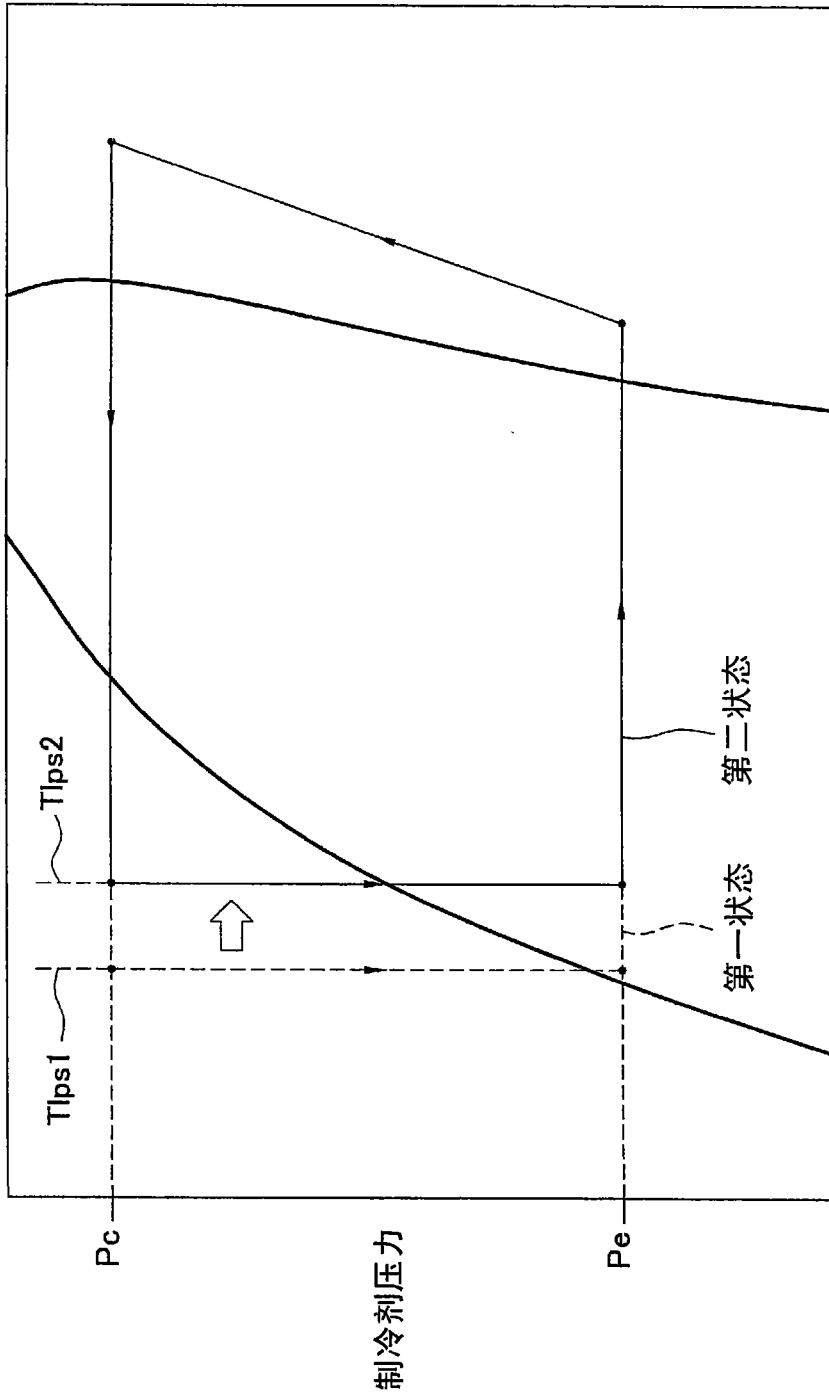


图 7

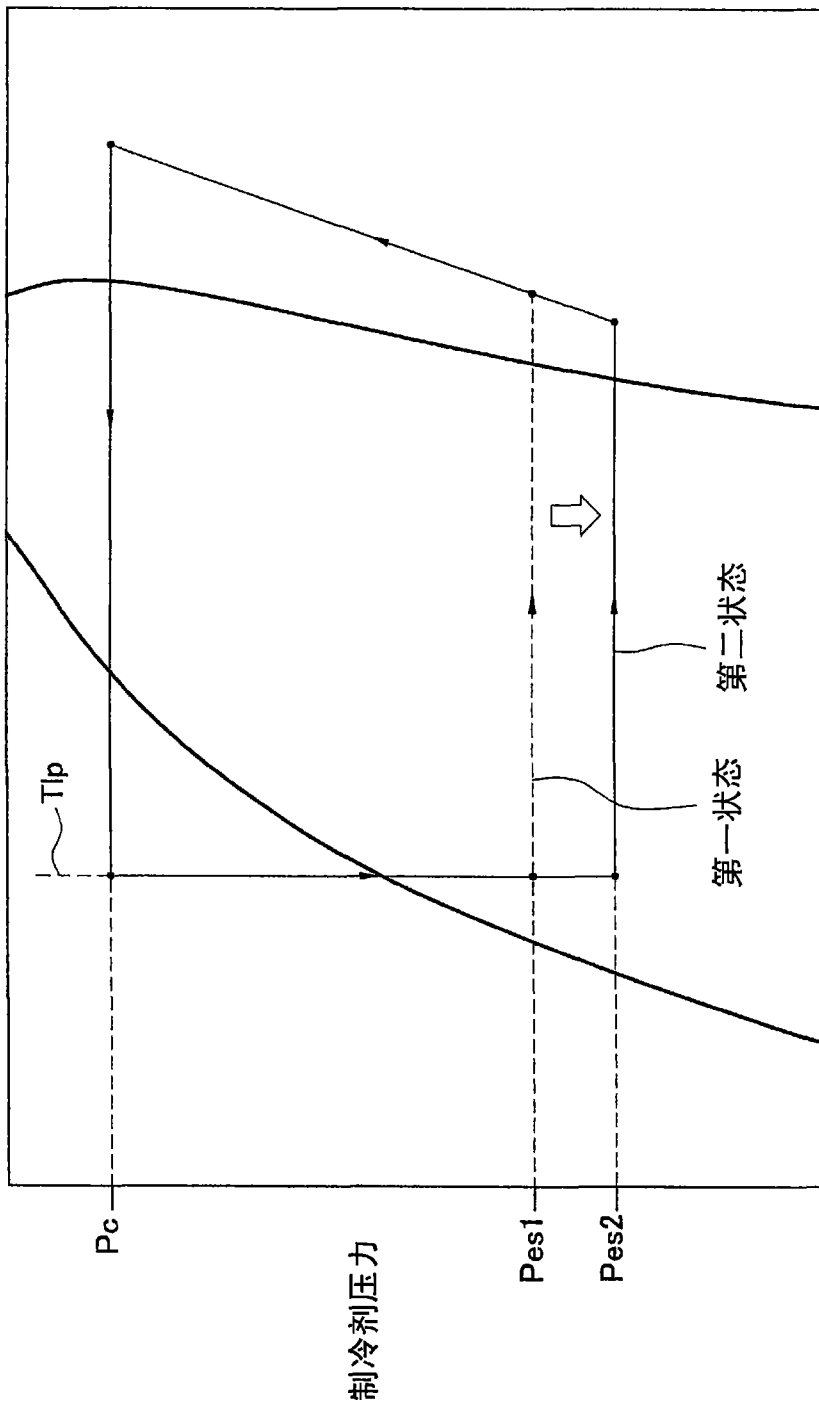


图 8

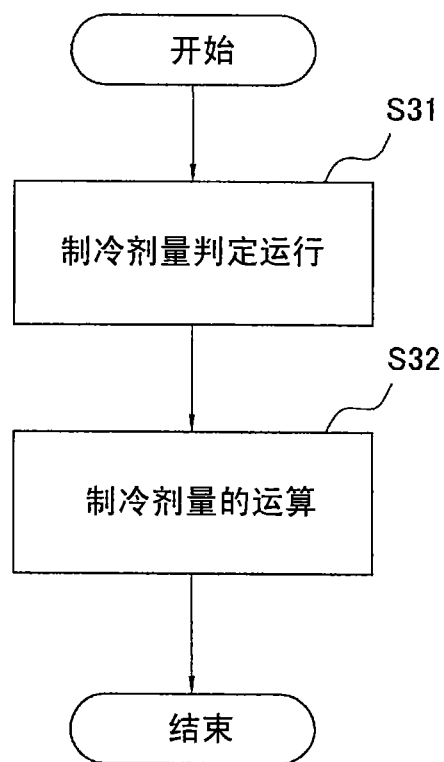


图 9

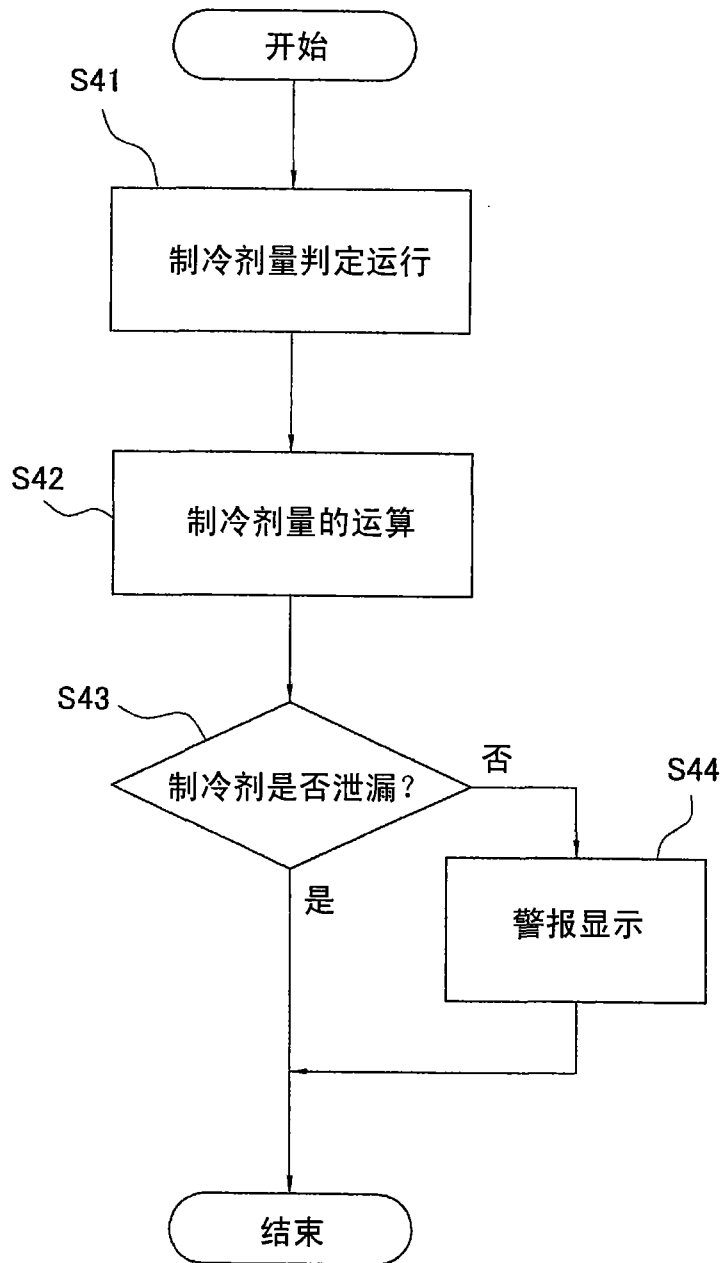


图 10