

[12] 发明专利说明书

[21] ZL 专利号 96107313.6

[45] 授权公告日 2002 年 10 月 16 日

[11] 授权公告号 CN 1092780C

[22] 申请日 1996.3.14 [21] 申请号 96107313.6

[30] 优先权

[32] 1995.3.14 [33] JP [31] 054381/95

[73] 专利权人 株式会社东芝

地址 日本神奈川县

[72] 发明人 本桥秀明 古滨功吉

胡摩崎惠 佐野哲夫

审查员 杨秀花

[74] 专利代理机构 中国专利代理(香港)有限公司

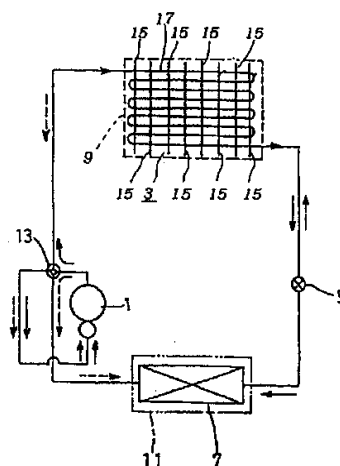
代理人 王忠忠 叶恺东

权利要求书 2 页 说明书 14 页 附图 6 页

[54] 发明名称 空调装置

[57] 摘要

一种空调装置,它不降低性能而实现热交换器的小型化。在来自压缩机 1 的致冷剂通过至少设有热交换器 3、7 的室内组件 9 和室外组件 11 的空调装置中,对于上述致冷剂使用 50℃ 的饱和压力在 2500 千帕 (KPa) 以上的致冷剂,并且在把致冷额定输出设为 H_i (KW)、传热管全长设为 L_i (毫米)、传热管外径设为 D_i (毫米)、通路数设为 N_i 时,室内组件 9 内的热交换器 3 应满足 $H_i \times L_i / (D_i^3 \times N_i^2) \geq 150$ 的条件。



权 利 要 求 书

1.一种空调装置,它具有来自压缩机的致冷剂通过的设有室内热交换器的室内组件和设有室外热交换器的室外组件,其特征是,

把上述致冷剂 50℃时的饱和压力设为 2500 千帕以上,在把致冷额定输出设为 H_i 、构成上述室内热交换器的传热管的全长设为 L_i 、所说传热管的外径设为 D_i 、所说传热管的通路数设为 N_i ,其中制冷额定输出的单位为千瓦,传热管长度的单位是毫米,传热管外径的单位是毫米时,应满足 $H_i \times L_i(D_i^3 \times N_i^2) \geq 150$ 的条件。

2.如权利要求 1 所述的空调装置,其特征是,上述室内热交换器的上述通路数是 1。

3.如权利要求 1 所述的空调装置,其特征是,上述传热管的截面是偏平的偏平管。

4.如权利要求 1 所述的空调装置,其特征是,上述传热管的外径是 6 毫米以下。

5.如权利要求 1 所述的空调装置,其特征是,上述传热管的外径是 4 毫米,通路数是 3 通路以下。

6.如权利要求 1 所述的空调装置,其特征是,上述传热管的外径是 4 毫米,通路数在致冷剂的入口侧为 2 通路、在出口侧为 4 通路。

7.如权利要求 1 所述的空调装置,其特征是,作为上述致冷剂使用 R32 致冷剂和 R125 致冷剂的混合致冷剂,所说 R32 致冷剂具有 80%以上的混合组成比。

8.如权利要求 1 所述的空调装置,其特征是,致冷剂的组成按照组成比 R32 致冷剂是 50%以上。

9.一种空调装置,它具有来自压缩机的致冷剂通过的设有室内热交换器的室内组件和设有室外热交换器的室外组件,其特征是,

把上述致冷剂 50℃时的饱和压力设为 2500 千帕以上, 在把致冷额定输出设为 H_0 、构成上述室内热交换器的传热管的全长设为 L_0 、所说传热管的外径设为 D_0 、所说传热管的通路数设为 N_0 , 其中制冷额定输出的单位为千瓦, 传热管长度的单位是毫米, 传热管外径的单位是毫米时, 满足 $H_0 \times L_0 / (D_0^3 \times N_0^2) \geq 60$ 的条件。

10. 如权利要求 9 所述的空调装置, 其特征是, 上述室外热交换器的通路数是一个通路的构成。

11. 如权利要求 9 所述的空调装置, 其特征是, 上述室外热交换器的传热管的外径是 6.5 毫米以下。

12. 如权利要求 9 所述的空调装置, 其特征是, 作为致冷剂使用 R32 致冷剂和 R125 致冷剂的混合致冷剂, 所说 R32 致冷剂具有 80% 以上的混合组成比。

13. 如权利要求 9 所述的空调装置, 其特征是, 致冷剂的组成按照组成比 R32 致冷剂是 50% 以上。

说明书

空调装置

本发明涉及不降低性能而实现室内热交换器及室外热交换器小型化的空调装置。

一般在空调装置的室内组件中具有室内热交换器,而在室外组件中具有室外热交换器。

热交换器主要由如图6(a)所示的多个散热片101和贯通散热片101且致冷剂在其中流动的传热管103所构成,传热管103为一个通路的构成。

这里如果对通路数进行说明,则通路数如图6(a)所示,把传热管103的流路从入口侧直到出口侧还是一个流路的称为一个通路;而如图6(b)所示把在入口侧流路分成二个直到出口侧再相连的称为二个通路。另外,如图6(c)所示把入口侧的流路是一个而在途中流路分成二个、直到出口侧再相连的称为一至二通路;而如图6(d)所示,把入口侧的流路分成二个,在出口侧分成三个的称为二至三通路,根据流路的分岔数可以得到多数组合的通路数。

热交换器在传热管103内流动的致冷剂、散热片101以及在散热片101间通过的空气之间进行热交换,左右致冷剂侧性能的主要因素是压力损失 ΔP 和传热系数 α 。众所周知,压力损失 ΔP 越小,或者传热系数 α 越大则空调装置的效率就越高。

然而,传热系数 α 由努赛尔(Nusselt)值和雷诺数所表示,通过

致冷剂的循环流量 M 和传热系数 λ 和粘性系数 μ 、传热管的直径 D 和截面积 A 可表示为:

$$\alpha \cdot D / \lambda = C_1 \cdot ((M/A) \cdot D / \mu)^{C_2}$$

此处 C_2 为常数。这里,如果 $C_2=1, A \propto D^2 \cdot N$;把 N 设为通路数,则具有以下关系:

$$\alpha \propto M \cdot (\lambda / \mu) / (D^2 \cdot N) \quad \dots (1)$$

另一方面,压力损失 ΔP 是动态压力的函数,通过致冷剂循环流量 M 、传热管的直径 D 、截面积 A 和致冷剂的密度 ρ 、流路长度 L_m 可表示为:

(数1)

$$\Delta P = C_3 \cdot (L_m/D) \cdot \rho \cdot (M/(\rho \cdot A))^2$$

这里, $L_m=L/N$; L 是传热管的全长, C_3 是常数。

(数2)

$$\Delta P \propto M \cdot (1/\rho) \cdot L / (D^5 \cdot N^3) \quad \dots (2)$$

从(1)、(2)的关系式可知,传热管的直径 D 越小、或者通路数 N 越小,传热系数 α 就越大,压力损失 ΔP 也增大。以下把评价热交换器的综合性能定为综合性能指数 I 。该综合性能指数 I 的值越小热交换器的性能就越高。

$$I = (\Delta P/P) / \alpha \quad \dots (3)$$

这里, P 是热交换器内的平均压力, $(\Delta P/P)$ 是直接表示压力损失涉及空调装置的循环效率的影响的值。

因此,把(1)和(2)式代入(3)式,在把 m 设为单位输出之类的致冷剂循环流量、把 H 设为致冷额定输出(KW)时,通过循环流量 $M=m \cdot H$ 的置换,可得到以下关系:

(数3)

$$I \propto (\mu / (\rho \cdot \lambda \cdot P)) \cdot m \cdot (H \cdot L / (D^3 \cdot N^2)) \quad \dots (4)$$

从(4)式可知,为了减小综合性能指数I,即提高热交换器的综合性能,增大传热管的直径D,并增加通路数N是有效的。然而,增大传热管的直径D必将导致热交换器的大型化。另外,增加通路数N就会产生致冷剂向各通路分流的不均匀。因此,在空调装置的设计中,其目标是缩小传热管的直径D并减少通路数N。

此外,在把R22作为致冷剂的已有小型空调装置中,室内空调器的情况例如通常是传热管全长20米、外径6.35毫米、二个通路,很少有把一部分作为一个通路或把一部分作为三个通路的场合。另外,在室外热交换器中,通常是传热管全长20米、外径8毫米、二个通路,很少有把外径设为7毫米,或9.52毫米的场合。

在 $I \propto (\mu / (\rho \cdot \lambda \cdot P)) \cdot m \cdot (H \cdot L / D^3 \cdot N^2)$ 的(4)式中,把 $[H \cdot L / (D^3 \cdot N^2)]$ 设为K值(由热交换器的构成要素左右的值)。

$$k = H \cdot L / (D^3 \cdot N^2) \quad \dots (5)$$

把具体的数值代入(5)式中的结果如表1所示。

[表1]

表 -1

热交换种类	额定输出 [KW]	L [mm]	D [mm]	N	k
小型室内	2.8	20000	6.35	2-3	39.5
小型室内	2.8	20000	6.35	2	54.6
小型室内	2.8	20000	6.35	1-2	103.9
大型室内	7	40000	6.35	3	91.8
大型室内	14	60000	8	5	65.5
小型室外	2.8	20000	9.52	2	16.2
小型室外	2.8	20000	8	2	27.4
小型室外	2.8	20000	7	2	40.6
大型室外	5	40000	9.52	3	25.8
大型室外	14	100000	9.52	6	45.1

这里,例如在小型室内热交换器中,如果由一个通路构成整个传热管,则k值变为218.7,与表1的热交换器相比k值过大了,这将导致空调装置性能的下降。

本发明的目的是提供一种可小型化的空调装置,该空调装置不降低室内、室外热交换器的性能但减少通路数并缩小传热管的直径。

为了实现上述目的,本发明的特征是,在来自压缩机的致冷剂通过设在室内组件和室外组件中的各自热交换器的空调装置中,对于上述致冷剂,使用50°C时饱和压力在2500千帕(KPa)以上的致冷剂,另一方面,在把致冷额定输出设为 H_i (KW)、把传热管的全长设为 L_i (毫米)、传热管的外径设为 D_i (毫米)、传热管的通路数设为 N_i 时,室内组件内的室内热交换器应满足 $H_i \times L_i / (D_i^3 \times N_i^2) \geq 150$ 的条件。

另外,在室外组件内的室外热交换器中,其特征是,在把致冷额定输出设为 H_o (KW)、传热管的全长设为 L_o (毫米)、传热管的外径设为 D_o (毫米)、传热管的通路数设为 N_o 时,应满足 $H_o \times L_o / (D_o^3 \times N_o^2) \geq 60$ 的条件。

根据所述的空调装置,同使用已有的R22致冷剂的热交换器相比,低压侧压力可以为1.62倍,密度为1.35倍,热传热率为1.1倍,循环量为0.86倍,因此可以减少通路数、缩小传热管的直径,这样不会导致性能的下降而实现了热交换器的小型化。

图1是实施本发明的空调装置整体的方框说明图。

图2是把传热管作为偏平管的说明图。

图3是把室内热交换器的传热管作为三个通路的同图1一样的

方框说明图。

图4是把室内热交换器的传热管作为二至三个通路的同图1一样的方框说明图。

图5是把室外热交换器的传热管作为一个通路的同图1一样的方框说明图。

图6是表示热交换器的传热管的通路数的说明图。

下面参照图1至图5具体地说明本发明的实施例。

在图1中,1表示空调装置的压缩机,3表示室内热交换器,5表示节流装置,7表示室外热交换器;室内热交换器3配置在室内组件9内。室外热交换器7配置在室外组件11内;通过四通阀13的切换操作,可以分别得到冷却模式、取暖模式。也就是说,在冷却模式时,从压缩机1吐出的致冷剂如实线所示通过室内热交换器3→节流装置5→室外热交换器7再次返回到压缩机1,反复进行这样的循环。另外在取暖模式时,从压缩机1吐出的致冷剂如虚线所示通过室外热交换器7→节流装置5→室内热交换器3再次返回到压缩机1,反复进行这样的循环。

致冷剂使用R32和R125的混合致冷剂,R32的合成组成比是80%以上。在这种情况下,使用组成为50%以上的R32致冷剂也可以。

室内热交换器3由多个散热片15和贯通散热片15且上述致冷剂在其中流动的传热管17所构成;传热管17是一个通路的构成,且其外径是六毫米以下。

如图2所示,把传热管17作成偏平管,在其内部配列多个通路19,并由集管21、21接续连通两个端部;同时也可以通过设置在集管21内的隔板23构成如箭头所示的致冷剂流动的一个通路。

或者,如图3所示,传热管17的外径是四毫米且通路数是3个通路以下;或者也可以如图4所示,传热管17的外径是4毫米且通路数为2至4个通路。

如图5所示,室外热交换器7由多个散热片25以及贯通散热片25且上述致冷剂在其中流动的传热管27所构成;传热管27是一个通路的构成,且其外径是6.5毫米以下。

在如图1所示的空气调节装置中,在把R32和R125的混合致冷剂使用为致冷剂的情况下,如表2所示50°C时的饱和压力是3090千帕(KPa)。表2同时也表示了已有的致冷剂R22的物理参数。另外,R32/R125意味着致冷剂R32和致冷剂R125的混合致冷剂。

表 - 2

致冷剂	温度 [°C]	饱和 压力 [KPa]	蒸发潜热 [KJ/Kg]	蒸气密度 [kg/m ³]	液热传导率 [W/mK]	液粘性系数 [kg/mg]
R22	0	500	205	21.2	9.5×10^{-2}	2.1×10^{-4}
	10	680	197	28.8	9.0×10^{-2}	1.9×10^{-4}
R32/ 125	0	810	243	28.5	0.11	1.7×10^{-4}
	10	1100	229	39.0	0.10	1.5×10^{-4}

这里,把图1中所示的室内热交换器3的传热管17的全长 L 、外径 D 、通路数 N 分别设为 L_i [毫米]、 D_i [毫米]、 N_i ;如果把混合致冷剂(R32/R125)同使用已有的致冷剂(R22)时的综合性能指数 I ($I = (\Delta P/P) / \alpha \dots$ (3)式)的值进行比较,从上述的(4)式可得到:

$$\begin{aligned}
 & (I(R22) / I(R32/125)) \\
 & = [(\mu(R22) / \mu(R32/125)) \cdot (\rho(R32/125) / \rho(R22)) \\
 & \quad \times (\lambda(R32/125) / \lambda(R22)) \cdot (P(R32/125) / P(R22)) \\
 & \quad \times (m(R22) / m(R32/125))] \cdot (k(R22) / k(R32/125))
 \end{aligned}$$

这里, k 是上述的 k 值 [$k = H_i \cdot L_i / (D_i^3 \cdot N_i^2)$]。

然而,由于室内热交换器3的蒸发温度大约为 10°C ,如果使用 10°C 时的上述物理参数则

$$(\mu(R22)/\mu(R32/125))=1.27,$$

$$(\rho(R32/125)/\rho(R22))=1.35,$$

$$(\lambda(R32/125)/\lambda(R22))=1.11,$$

$$(P(R32/125)/P(R22))=1.62$$

另外,同一能力左右的循环流量 m 是 $(m(R22)/m(R32/125))=1$

.16。如果使用这些值,从(4)式可得到约3.6的值。

因此,可得到综合性能指数比 $I(R22)/I(R32/125))=3.6 \cdot (K(R22)/K(R32/125))$ 的关系,根据这个关系,使用R32/125时的综合性能指数 $(K(R22)/K(R32/125))$ 为 $1/3.6$,也就是说,即使使用R32/125混合致冷剂时的 K 值变为使用R22时的3.6倍,但使用R32/125时的综合性能指数和使用R22的热交换器是等同的。也就是说即使 K 值变为150以上,也可以得到和R22致冷剂的室内热交换器同等的性能。

这里在小型空调装置(致冷额定输出 $H_i=2.8\text{KW}$)中,使用混合致冷剂即R32/125(60/40重量比%),如果室内热交换器3使用传热管全长 $L_i=20000$ 毫米、传热管外径 $D_i=6$ 、通路数 $N_i=1$ 的热交换器,则 $K=218.7$ 。把该值同将R22作为致冷剂的已有小型空调装置(1至2通路)相比较,则 $(I(R22)/I(R32/125))=1.71$,这样使用混合致冷剂时的综合性能指数 I 小一些、并且室内热交换器3的综合性能好一些。

下面,对如图2所示的把偏平管使用在传热管17中的情况进行比较。这里,如果把R32/125(60/40重量比%)的混合致冷剂用作为致冷剂、把独立流路数定为 $2\text{毫米} \times 2\text{毫米} \times 5$ 、废除集管分流、并

且直列地结合十二根偏平管,则相当直径 $D_i=2$ 毫米、通路数 $N_i=5$ 、全长 $L_i=120000$ 毫米,而 K 值 $(R_{32}/125)=168$ 。

其结果是, $I(R_{22})/I(R_{32}/125)=3.6 \times 51.8/168=1.11$,在这种情况下利用混合致冷剂的热交换器的综合性能变高了。此外,废除集管分流的结果是,大幅度地改善了向各偏平管的分流。

下面,在如图4所示的热交换管3的传热管17的直径 $D_i=4$ 毫米、通路为二至三个的构成的情况下,全长 L_i 为二十米时,二通路部分为16米,而三通路部分为4米。因此,在热交换器3的途中替换通路构成的情况下,对于每个通路构成计算 K 值 $(L_i/(D_i^3 \times N_i^2))$ 、求出它们的和、并把致冷额定输出 H_i 与该值相乘。这时,由于 $H_i=2.8KW$,所以 $K=175+19.3=194.3$ 。另外,综合性能指数 $I(R_{22})/I(R_{32}/125)=1.01$,可以得到和已有同等的热交换性能。在二至三个通路中,由于首先分成二个通路、再把另外一个分成二个通路,所以分流的困难和通过集管21的四通路分流变得比较容易了。

另外,用二至四个通路代替二至三个通路也是可以的。这种情况也是二通路分岔的编排,分流的难易程度同二至三个通路几乎相等。

下面,在图5所示的室外热交换器7中,由于室外热交换器7的蒸发温度大概是 $0^\circ C$,所以如果使用 $0^\circ C$ 时的上述物理参数,则

$$(\mu(R_{22})/\mu(R_{32}/125))=1.24,$$

$$(\rho(R_{32}/125)/\rho(R_{22}))=1.34,$$

$$(\lambda(R_{32}/125)/\lambda(R_{22}))=1.16,$$

$$(P(R_{32}/125)/P(R_{22}))=1.62$$

另外,同一能力附近的循环流量 m 是 $(m(R_{22})/m(R_{32}/125))=1.19$ 。

如果使用这些值,从(4)式可得到3.7的值。

因此,可得到综合性能指数($I_{R22}/I_{R32/125}=3.7 \cdot (K_{R22}/K_{R32/125})$)的关系,从此关系,在使用R32/125的情况下, $(K_{R22})/K_{R32/125}=1/3.7$,也就是说,即使K值变为使用R22时的3.7倍,也可以得到和使用R22的热交换器时同等的综合能力。也就是说,即使K值变为60以上,也可以得到和用R22致冷剂的室外热交换器同等的性能。

对于R32/125(60/40)致冷剂,如果把传热管27的直径D设为 D_o ,使用 $D_o=8$ 毫米或9.52毫米的传热管27而构成1通路($N=N_o=1$)的热交换器,则 $K_{R32/125}=109.5$ ($D_o=8$ 毫米)或65.0($D_o=9.52$ 毫米)。如果把此同已有例(R22致冷剂、 $D_o=8$ 毫米)相比较,则

(数6)

$$I_{R22}/I_{R32/125}(D_o=9.52)=1.56,$$

$$I_{R22}/I_{R32/125}(D_o=8)=0.93$$

在 $D_o=8$ 毫米、 $N_o=1$ 的情况下,与已有例相比,虽然性能稍微降低一点(<1),但所说差别小。另外,如果同 $D_o=7$ 毫米的已有例($N_o=2$)相比,

$$I_{R22}/I_{R32/125}=1.37, \text{提高了热交换器的性能。}$$

这时,对于R32/125(60/40)致冷剂,在传热管27的外径 $D_o=6.35$ 毫米而构成1-2通路的情况下,虽然在热交换器的途中改变了通路构成,但和室内热交换器3的情况同样,从(5)式可得到K值, $K=H_o \times \sum(L_o/(D_o^3 \times N_o^2))$ 。 $K_{R32 \cdot 125}=136.6$ 。和已有的 $D_o=7$ 毫米($N_o=2$)相比较,综合性能指数 $I_{R22}/I_{R32/125}=1.10$,可得到比已有的室外热交换器更高的性能。通路全长的二分之一是一个通路,而余下的二分之一是二个通路,二通路部分只是部分地存在,同四通

路的集管分流相比较,可期待着大幅度的良好分流。

作为把两个热交换器3、7组合起来的空调装置,例如可以把将R32/125(60/40)作为致冷剂的空调装置的室内热交换器3(Di=6.35毫米)和室外热交换器7(Do=8毫米)做成共同的一通路构成(Ni=1, No=1)。

当然也能有除此之外的组合。

另外作为混合致冷剂,除了R32/125以外的致冷剂,例如具有R23/32/125, R32/125/CO₂, R32/CO₂等。表-3所示的致冷剂#1是R23/32/125(5/60/35重量比%),而致冷剂#2是R32/125/CO₂(60/30/10重量比%),表-3表示了这些致冷剂在10°C时的物理参数。

(表3)

表 - 3

致冷剂	温度 [°C]	饱和 压力 [kPa]	蒸发潜热 [KJ/Kg]	蒸气密度 [kg/m ³]	液热传导率 [W/mK]	液粘性系数 [kg/ns]
R22	10	680	197	28.8	9.0×10^{-2}	1.9×10^{-4}
#1	10	1140	231	38.1	0.11	1.4×10^{-4}
#2	10	1240	243	38.8	0.12	1.4×10^{-4}

在该表-3中,在二种致冷剂的综合性能指数(I(R22)/I(R32/125))=1(热交换器性能和已有一样)的情况下,由于 K#1/KR22 是 4, 而 K#2/KR22是5.5,所以可以使用为本发明空调装置的致冷剂。

另外,在该实施例的热交换器中,满足以下三个条件的方法是:
 ①不变大全体传热管17的管长,②把入口和出口做成逆方向,③通路的分岔在两端的某一处进行。作为参考图4表示了通路数和上述三条件的关系。

表-4

管根数	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
1 通路	○	△	○	△	○	△	○	△	○	△
2 通路		○		△		○		△		○
3 通路			○			△			○	
1-2通路			△	○	○	○	○	○	○	○
2-3通路					△		○	○	△	△

○: 满足②、③

△: 满足③但不满足②

如上所述,根据本发明的空调装置,可以提高分流性能、减少通路数并使传热管直径缩小,在不降低性能的条件下实现室内、室外热交换器的小型化。

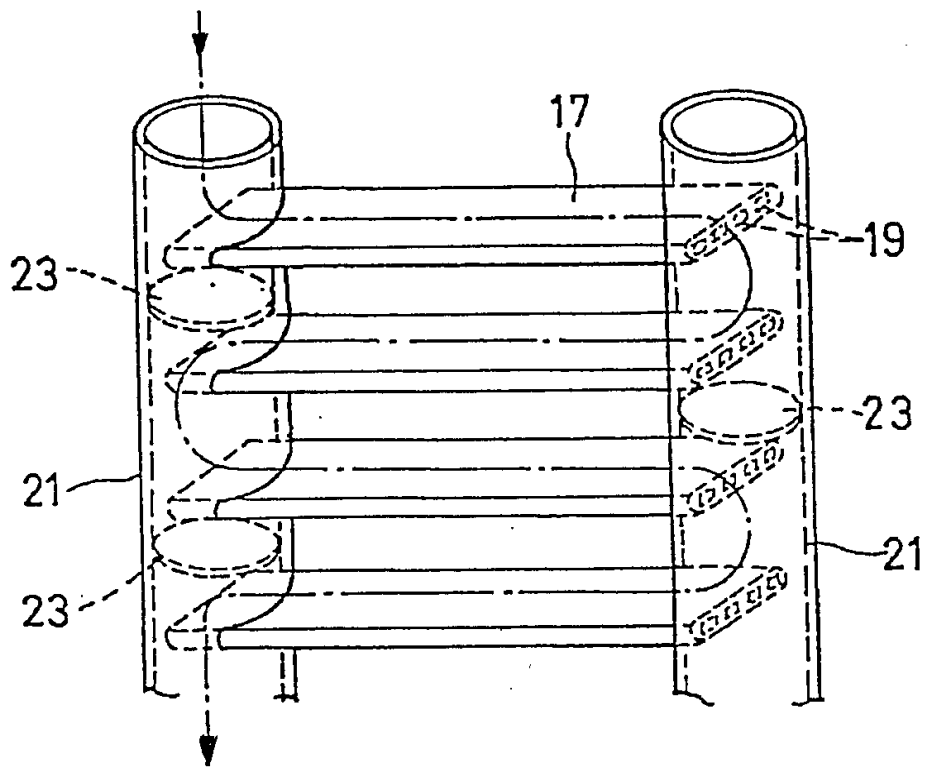


图 2

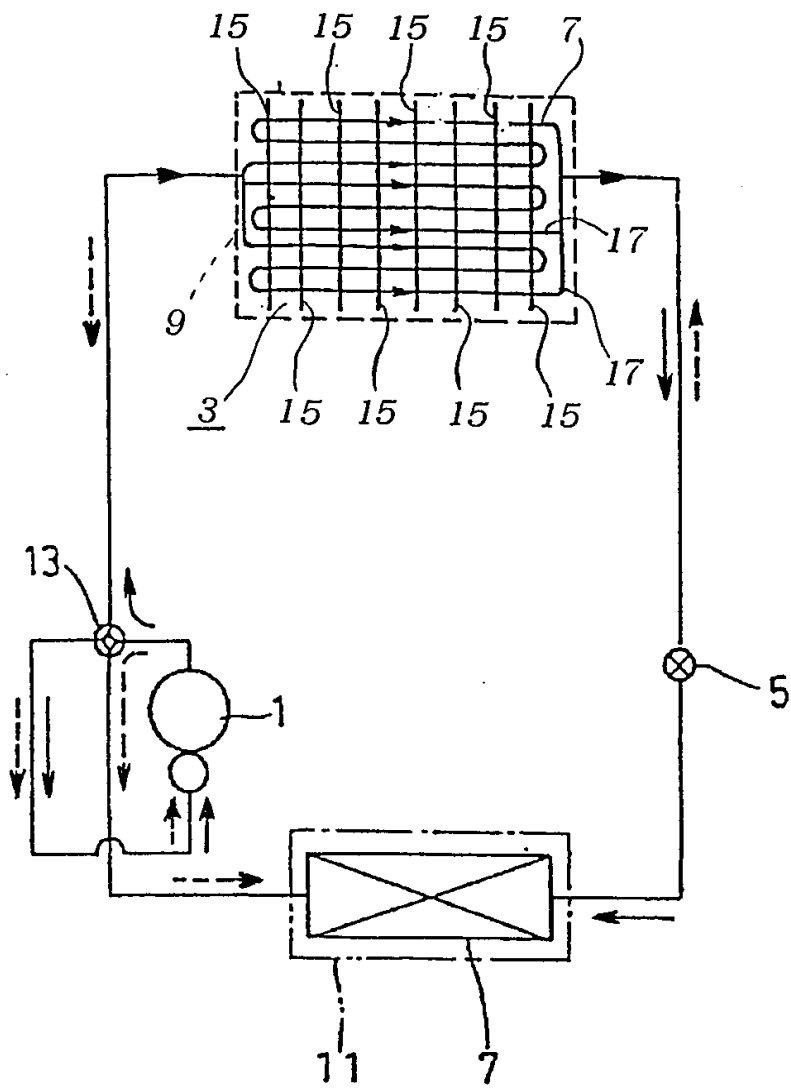


图 3

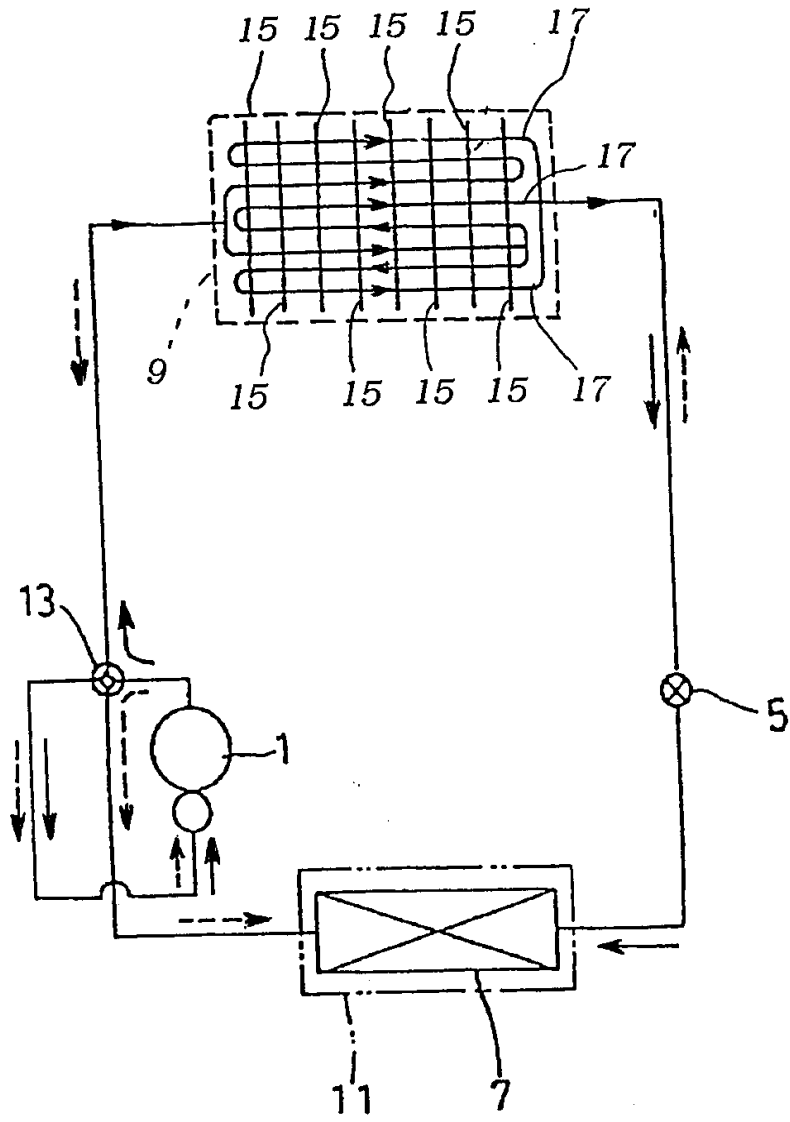


图 4

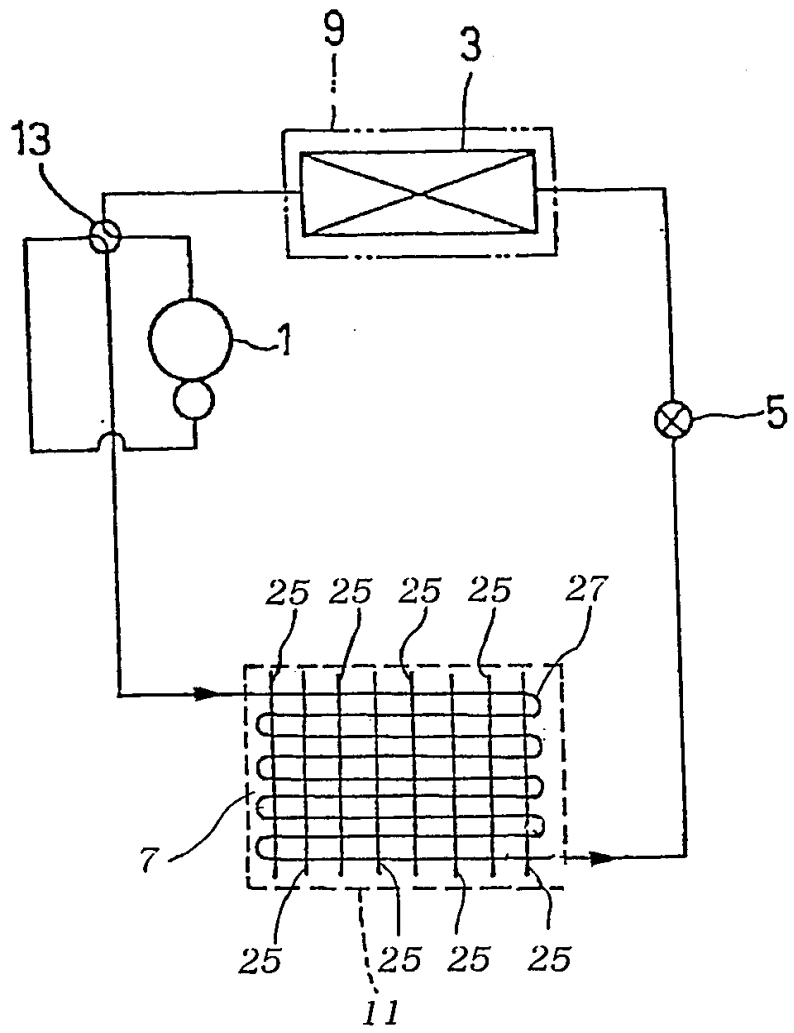


图 5

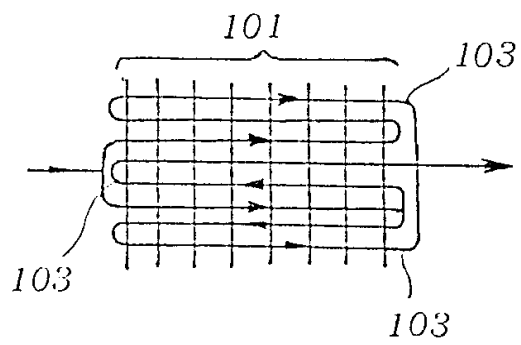
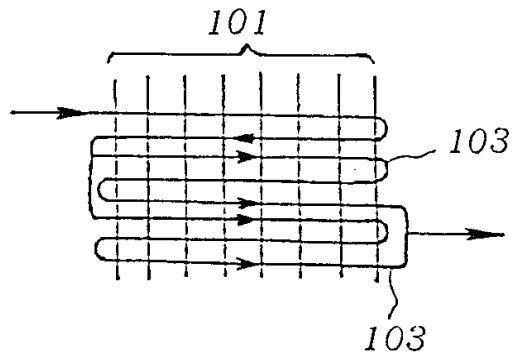
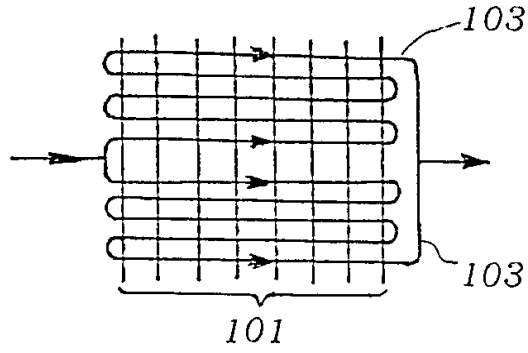
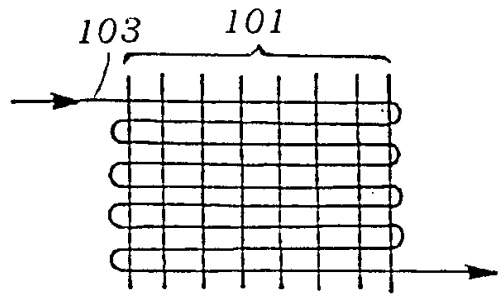


图 6
6