



(12) 发明专利

(10) 授权公告号 CN 101278105 B

(45) 授权公告日 2011. 06. 15

(21) 申请号 200680036773. 9

(22) 申请日 2006. 09. 28

(30) 优先权数据

PA200501385 2005. 10. 04 DK

(85) PCT申请进入国家阶段日

2008. 04. 02

(86) PCT申请的申请数据

PCT/DK2006/000532 2006. 09. 28

(87) PCT申请的公布数据

W02007/038921 EN 2007. 04. 12

(73) 专利权人 AC-SUN 有限责任公司

地址 丹麦维比

(72) 发明人 G·明德斯 S·明德斯 J·S·詹森

(74) 专利代理机构 中国国际贸易促进委员会专

利商标事务所 11038

代理人 田元媛

(51) Int. Cl.

F01K 25/08(2006. 01)

(56) 对比文件

US 6581384 B1, 2003. 06. 24, 全文.

WO 02/053877 A1, 2002. 07. 11, 全文.

WO 2005/002418 A2, 2005. 01. 13, 全文.

US 7062913 B2, 2006. 06. 20, 全文.

审查员 王舒妍

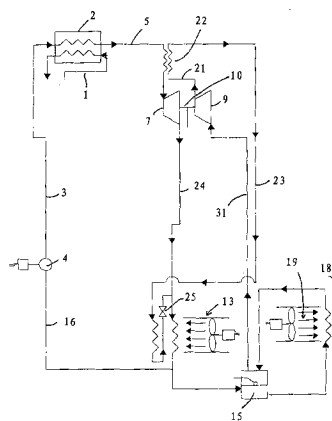
权利要求书 2 页 说明书 6 页 附图 10 页

(54) 发明名称

用于空调和热泵的冷却装置

(57) 摘要

用于冷却的装置,包括:用于通过供热循环传递流体的液泵,用于加热供热循环中流体的外部热源,例如直接连接到供热循环或通过热交换器连接的太阳能加热器,具有膨胀器入口和膨胀器出口的膨胀器,膨胀器入口具有到外部热源的流体连接部,用于接收气态流体以通过膨胀所述流体来驱动膨胀器,具有压缩机入口和压缩机出口的压缩机,所述压缩机由膨胀器驱动,用于将工作流体从低压压缩机入口气体压缩到高压压缩机出口气体,具有连接到压缩机出口的流体连接部的第一热交换器,并且所述第一热交换器连接到膨胀器入口,用于将热量从高压压缩机出口气体传递到供热循环中的所述流体,具有冷凝器的第二热交换器,用于将膨胀器出来的工作流体通过能量传递冷凝到更低温度的第二流体,例如室外空气,具有蒸发器的第三热交换器,用于使从第二热交换器出来的工作流体通过与第三流体进行能量传递而蒸发,并且用于在第三流体中产生期望的冷却效果。特别是根据本发明,第一热交换器在外部热源和膨胀器入口之间连接到供热循环。



CN 101278105 B

1. 一种冷却装置,包括:
  - 用于通过供热循环 (5,7,24,16,4,3) 传递流体的液泵 (4),
  - 用于加热供热循环 (5,7,24,16,4,3) 中的流体的外部热源 (1,2),
  - 具有膨胀器入口和膨胀器出口的膨胀器 (7),膨胀器入口具有连接到外部热源 (1,2) 的流体连接部 (5),用于接收气态流体以通过膨胀所述流体来驱动膨胀器 (7),
  - 具有压缩机入口和压缩机出口的压缩机 (9),所述压缩机由膨胀器 (7) 驱动,用于将工作流体从低压压缩机入口气体压缩到高压压缩机出口气体,
  - 具有连接到压缩机出口的出口流体连接部 (21) 的第一热交换器 (22),并且所述第一热交换器连接到膨胀器入口,用于将热量从高压压缩机出口气体传递到供热循环中的所述流体,
  - 具有冷凝器的第二热交换器 (13),用于将从膨胀器出来的工作流体通过能量传递冷凝到更低温度的第二流体,
  - 具有蒸发器的第三热交换器 (18),用于使从第二热交换器 (13) 出来的工作流体通过与第三流体 (19) 进行能量传递而蒸发,并且用于在第三流体 (19) 中产生期望的冷却效果,其特征在於:第一热交换器 (22) 在外部热源 (1,2) 和膨胀器 (7) 入口之间连接到供热循环。
2. 如权利要求 1 所述的装置,其中第一热交换器 (22) 构造成用于升高来自外部热源 (1,2) 的流体的温度。
3. 如权利要求 2 所述的装置,其中所述温度的升高适于将工作流体从液态变为气态。
4. 如权利要求 1 所述的装置,其中工作流体是水。
5. 如权利要求 1 所述的装置,其中膨胀器具有第一膨胀器级 (7') 和第二膨胀器级 (7''),设置一加热装置,用于将热量传递到第一膨胀器级 (7') 和第二膨胀器级 (7'') 之间的的气态流体。
6. 如权利要求 1 所述的装置,其中压缩机具有第一压缩机级 (9') 和第二压缩机级 (9'')。
7. 如权利要求 5 所述的装置,其中加热装置是第四热交换器 (27),所述第四热交换器 (27) 具有连接到第一热交换器 (22) 的下游流体连接部 (28)。
8. 如权利要求 1 所述的装置,其中到膨胀器 (7) 出口的一膨胀器出口流体连接部 (24) 和到压缩机 (9) 出口的一压缩机出口流体连接部 (23) 通过一减压阀 (25) 相互连接。
9. 如权利要求 8 所述的装置,其中所述阀连接到第二热交换器 (13) 下游的所述膨胀器出口流体连接部 (24),并且其中所述阀连接到第二热交换器 (13) 上游的压缩机出口流体连接部 (23)。
10. 如权利要求 1-9 中任一项所述的装置,其中设置一第五热交换器,用于从压缩机 (9) 出口的流体传递热量到压缩机 (9) 入口的流体。
11. 如权利要求 1-9 中任一项所述的装置,其中外部热源 (1,2) 包括太阳能加热器 (1)。
12. 如权利要求 11 所述的装置,其中太阳能加热器 (1) 构造成给流体循环中的流体提供 70°C -120°C 的温度。
13. 如权利要求 11 所述的装置,其中太阳能加热器 (1) 与太阳能集热器结合,构造用于

给流体循环中的流体提供上至 500°C 的温度。

14. 如权利要求 1-9 中任一项所述的装置,其中在膨胀器 (7) 之前的供热循环中工作流体的压力小于 2 个大气压。

15. 如权利要求 14 所述的装置,其中在膨胀器 (7) 之前的供热循环中工作流体的压力大约为大气压力。

16. 如权利要求 1-9 中任一项所述的装置,其中设置一第六热交换器 (30),用于在压缩机 (7) 的出口流体连接部 (21,23) 和外部热源 (1,2) 上游的工作流体之间进行热量传递。

17. 如权利要求 1-9 中任一项所述的装置,其中膨胀器和 / 或压缩机可以是轴向或径向型涡轮式,或上述两种类型的结合。

18. 如权利要求 17 所述的装置,其中膨胀器的转速在 50,000 到 250,000rpm 之间。

19. 如权利要求 1-9 中任一项所述的装置的应用,该装置对水进行蒸馏,以用来对送入具有冷凝器的第二热交换器 (13) 的空气进行加湿。

## 用于空调和热泵的冷却装置

### 技术领域

[0001] 本发明涉及由太阳能加热器提供动力的空调系统,特别地,涉及一种用于冷却的装置,包括:

- [0002] • 用于通过供热循环运送流体的液泵,
- [0003] • 用于加热供热循环中流体的外部热源,
- [0004] • 具有膨胀器入口和膨胀器出口的膨胀器,膨胀器入口具有到外部热源的流体连接部,用于接收气态流体,以通过膨胀所述流体来驱动膨胀器,
- [0005] • 具有压缩机入口和压缩机出口的压缩机,压缩机由膨胀器驱动,用于将工作流体从低压的压缩机入口气体压缩成高压的压缩机出口气体,
- [0006] • 第一热交换器具有到压缩机出口的流体连接部,并且连接到膨胀器入口,用于从高压压缩机出口气体传递热量到供热循环中的流体,
- [0007] • 具有冷凝器的第二热交换器,用于通过向低温的第二流体传递能量,来冷凝从膨胀器排出的工作流体,所述低温的第二流体例如是室外空气,
- [0008] • 具有蒸发器的第三热交换器,用于通过从第三流体的能量传递来蒸发从第二热交换器排出的工作流体,并且用于在第三流体内产生期望的冷却效果,所述第三流体例如是室内被冷却的空气。

### 背景技术

[0009] 空调装置的数量在急剧增加。考虑到世界范围的降低二氧化碳排放的目标,这种机器能源消耗的减少变得极其重要。

[0010] 一般来说,当太阳光很强时,用于空气调节的能源消耗是最大的。因此,利用太阳能转换到空气的冷却是值得期待的。特别是,利用普通太阳能供热系统是值得期待的,所述太阳能供热系统使用水作为工作流体。

[0011] 美国专利 6,581,384 公开了一种使用废热能用于空调的系统。该系统应用的液体具有低临界压力和温度,例如制冷剂。尽管这种系统乍看上去是有前景的,并且该公开提出了太阳能供热的使用,但是更完整的分析揭示了这一系统并不适于普通的太阳能供热系统,特别是更不适于用水作为工作流体。下面将会更详细的描述。

[0012] 图 1 是美国专利 6,581,384 公开的系统的复印件。热源 1,例如太阳能加热器,提供传递到热交换器 2 内工作流体的热源。在管 3 中设置由液泵 4 提供压力的工作流体。通过在热交换器 2 中接收热能,受压后的液体过热。将过热的液体通过管 5 和控制阀 6 导入膨胀器 7,在膨胀器 7 中液体被膨胀,并且从工作流体传递功到膨胀器。在离开膨胀器 7 后,工作流体仍然过热,并且热交换器 8 中的部分能量从膨胀器 7 的排出流体传递到管 3 的工作流体。从工作流体接收能量后,膨胀器通过轴 10 驱动连接到膨胀器的压缩机 9。压缩机压缩工作流体从气态到作为典型冷却循环一部分的中间压力气体。从压缩机 9 中输出的流体流经管 20,并且在分支 11 和从热交换器 8 的出口流体混合。为了排出更多的热量,使用另一个热交换器 12 用于传递能量到管 3 的工作流体。剩余的热量在很大程度上由冷凝器

13 内的室外通风空气冷却来排除。工作流体排出冷凝器 13 并且分流,其中部分液体流经管道 14 到制冷剂罐 15,在制冷剂罐 15 中当从管道 16 进入到压力泵 4 之前,任何残余的气体从液体中分离。另一部分的工作流体在分流后沿着管道 17 进入蒸发器 18,在蒸发器 18 中蒸发导致温度的降低,以从吹入建筑物的低温空气 19 中吸收能量用于空气调节。从蒸发器 18 出来的流体再次循环进入压缩机 9。

[0013] 在美国专利 6,581,384 中,公开了膨胀器接收温度为 400 °F (相当于 204°C) 的 R134a 型工作流体,以获得过热流体,在图 2 的再生冷却循环中描述了该工作流体的焓 H 相对于压力 ( $\log P$ ) 的图表。冷却循环 A-B-C-D 描述了在膨胀器 7 中的 A-B 的膨胀,在冷凝器 13 中 B-C 的冷凝,在泵 4 中 C-D 的泵送,和在热交换器 2 中 D-A 的蒸发。该图还示出了用于冷却循环中另一部分分流工作流体在蒸发器 18 中的 F-E 的蒸发。

[0014] 为了在膨胀器 7 中获得气态的过热流体,在膨胀器 7 的入口,工作流体 204°C 的高温是必须的。在公开中过热的争论不是很清晰,但是可以确定的事实是:发明者希望确保在膨胀器中膨胀的条件下没有小液滴形成,因为当膨胀器在高速下驱动时,这将破坏膨胀器的叶片。工作流体具有较高的温度的另一个优点是由于能效比更高的 COP 值。能效比被定义为从高温数值到低温数值的热量传递。

[0015] 工作流体 204°C 的高温阻止了常规、商业的太阳能加热器的使用,因为这些加热器典型地在 70-120°C 下工作,并且并不是设计用于这种工作流体的高温。

[0016] 参见图 2,在图表中点 A 运动到例如 140°C 将是可选择的,这在美国专利 6,581,384 的公开中没有提到。然而,这由于太高的温度也不能适用于太阳能加热器。

[0017] 在美国专利 6,581,384 中的另一个临界点是在膨胀器和压缩机之间轴形式的机械连接,其中考虑到膨胀器出口和压缩机入口之间的压力差。这需要相对复杂的机构,在其中轴以尽可能高的速度被驱动。现有技术的解决方案通常将降低机器的效率。

[0018] 美国专利 6,581,384 的系统也不适于用水作为工作流体。这可以从图 3 中很容易地理解。无论热交换器 2 中的入口压力为多少,太阳能加热器的温度将大约在 100°C。膨胀器内 A 到 B 的膨胀将接着在湿区域发生,这里流体并不是气态形式,这将破坏膨胀器。可选择地,美国专利 6,581,384 的装置可以在非常低压力的点 A' 或者 A'' 启动,但是这最终不会产生最优的冷却性能。其结果是,美国专利 6,581,384 的系统是不适于用水作为工作流体的太阳能系统。

## 发明内容

[0019] 因此,本发明的目的是提供一种从太阳能加热器供应热能的高性能空调系统。

[0020] 上述目的能够通过一种用于冷却的装置实现,所述装置包括:

[0021] • 用于通过供热循环传递流体的液泵,

[0022] • 用于加热供热循环中流体的外部热源,例如直接连接到供热循环或通过热交换器连接的太阳能加热器,

[0023] • 具有膨胀器入口和膨胀器出口的膨胀器,膨胀器入口具有到外部热源的流体连接部,用于接收气态流体以通过膨胀所述流体来驱动膨胀器,

[0024] • 具有压缩机入口和压缩机出口的压缩机,所述压缩机由膨胀器驱动,用于将工作流体从低压压缩机入口气体压缩到高压压缩机出口气体,

[0025] • 具有连接到压缩机出口的流体连接部的第一热交换器,并且所述第一热交换器连接到膨胀器入口,用于将热量从高压压缩机出口气体传递到供热循环中的所述流体,

[0026] • 具有冷凝器的第二热交换器,用于将从膨胀器出来的工作流体通过能量传递冷凝到更低温度的第二流体,例如室外空气,

[0027] • 具有蒸发器的第三热交换器,用于使从第二热交换器出来的工作流体通过与第三流体进行能量传递而蒸发,并且用于在第三流体中产生期望的冷却效果。

[0028] 特别是根据本发明,第一热交换器在外部热源和膨胀器入口之间连接到供热循环。

[0029] 根据本发明,在流体进入膨胀器之前,热量被传递给流体。因此,液体可以被外部热源加热到第一温度,并且在第一热交换器中被加热到更高的第二温度。这暗示了外部热源加热能力更合适的需要。例如,第一加热源可以是太阳能加热器,所述太阳能加热器在流体循环中加热和蒸发流体到根据需要的 100°C 的温度和 1bar 的绝对压力。在外部加热器之后,流体可以仍然 - 至少部分 - 为液态,并且接着在第一热交换器中进行温度的升高,以在进入膨胀器之前得到气态。

[0030] 外部加热源可以为流体循环中的流体提供大约 100°C 的温度,或者更低或更高的温度,例如:70°C 到 120°C 之间的温度或者 90°C 到 110°C 之间的温度,该温度使得系统适用于太阳能加热器和其它具有更低温度的设备。例如可以使用从集中供暖设备或从工业设备中排出的废水。

[0031] 另外,本发明的装置适于用水作为工作流体。

[0032] 计算显示,在美国专利 6,581,384 中的冷却能效比大约为 0.43。这意味着 1kW 的热量输入产生 0.43kW 的冷却能力。

[0033] 在太阳能加热器用于外部加热器的情况下,本发明可以获得 1.25 或更高的冷却能效比 (COP),这与美国专利 6,581,384 中系统的  $COP = 0.43$  明显不同。如果本发明中使用集中供暖设备中的废水作为外部热源,仍然可以实现  $COP = 0.9$ 。

[0034] 在另一个实施例中,膨胀器具有第一膨胀器级和第二膨胀器级,并且可选择地甚至包括另外的膨胀器级,设置有加热装置,用于将热量传递到不同膨胀器级之间的气态流体。这可以用于提高膨胀器的效率。例如,加热装置可以由第四热交换器完成,所述第四热交换器具有到第一热交换器的下游流体连接部。

[0035] 第二级 (或甚至具有更多级) 膨胀器用于减少湿膨胀的风险。双压缩机导致有效的出口压力用于甚至在酷热的条件下冷凝。

[0036] 在另一个实施例中,到膨胀器出口的流体连接部和到压缩机出口的流体连接部通过阀相互连接,所述阀优选地是减压阀。

[0037] 有利地,所述阀连接到第二热交换器下游的所述膨胀器出口流体连接部,并且所述阀连接到第二热交换器上游的压缩机出口流体连接部。

[0038] 在又一个实施例中,设置第五热交换器,用于从压缩机出口的流体传递热量到压缩机入口的流体。在这种情况下,从压缩机出口流体排出的尽可能多的热量在冷却循环的加热部分重新利用。

[0039] 热交换器在膨胀器级入口能够有效地用于获得充分高的入口温度和能量水平。

[0040] 在某个实施例中,设置第六热交换器,用于在压缩机出口流体连接部和外部热源

上游的工作流体之间进行热量传递。

[0041] 本发明的系统中,压力可以保持在低于 2 个大气压,或者最大为 1.5 个大气压。在供热循环中,优选地压力大约为 1 个大气压,使得可以与商业的太阳能加热器系统直接连接。

[0042] 膨胀器和压缩机的出口向上相互相对设置,以最小化 AC-Sun 的压力差 - 参见美国专利 6,581,384 的临界点。

[0043] 热交换器也可以是基于抛物线式太阳能集热器的太阳能板,或其它能够产生上至 500°C 温度的高流体温度的其它废热。从抛物线式太阳能集热器的高温可以传递热量到达优选的膨胀器入口条件。

[0044] 优选地,膨胀器是涡轮式膨胀器,例如具有 50,000 到 250,000rpm 之间的转速。发动机,优选地是电动的,可以用于另外驱动膨胀器和压缩机。

[0045] 优选地工作流体是水,然而,也可以使用其它的工作流体,例如,包括:异丁烷、丁烷、氨、石油、Aspen Temper-20、Aspen Temper-40、Aspen Temper-55、氯化钙、道氏热载体 J、道氏热载体 Q、酒精、乙二醇、Freezium、氯化镁、氯化钙、甲醇、碳酸钾、丙二醇、氯化钠、硅聚合物填充油 (Syltherm XLT)、热素 VP1869 (Thermogen VP1869)、Tyxofit、N<sub>2</sub>、CO<sub>2</sub>, 冷却剂包括:HCFC、CFC 或 HC、R134a 或 R407 或上述的混合物。

[0046] 本发明的使用包括建筑物和车辆中的空气调节,例如轿车、火车、轮船。在车辆中,外部热源可以是发动机出来的热量。

[0047] 本发明装置的冷却动力可以在很大范围内变动,例如,可以是 10、20 直到 50kW。

[0048] 当水是制冷剂时,本发明装置的蒸发过程产生蒸馏水。该蒸馏后的水可以用于对冷凝器进行喷淋,以使得能量传递更有效,从而获得更高的 COP 值。

[0049] 本发明的装置仅仅用于空调和热泵。

[0050] 膨胀器和 / 或压缩机可以是轴向或径向型涡轮式,或上述两种类型的结合。

## 附图说明

[0051] 本发明将参见附图详细地描述,其中

[0052] 图 1 是美国专利 6,581,384 的系统图表,

[0053] 图 2 是美国专利 6,581,384 以 R134a 作为工作流体的 H/logP 图表,

[0054] 图 3 是本发明具有一级膨胀器的系统图表,

[0055] 图 4 是本发明具有一级膨胀器的系统图表,其中压缩机排出的流体加热压缩机入口流体,

[0056] 图 5 是本发明具有两级膨胀器和两级压缩机的系统图表,

[0057] 图 6 是具有两级膨胀器和两级压缩机的可选择实施例,其中压缩机排出的流体加热压缩机入口流体,

[0058] 图 7 是图 6 中以水 (R718) 作为工作流体的可选择系统的 H/logP 图表,

[0059] 图 8 是另一个实施例,其中外部加热器是太阳能加热器,

[0060] 图 9 是又一个实施例,其中在进入外部加热器之前,压缩机排出流体用于作为工作流体的再加热阶段,

[0061] 图 10 描述了蒸馏器形式的应用,其中蒸馏后的水用于喷雾,以提高冷凝器的效

率。

### 具体实施方式

[0062] 图 1 描述了美国专利 6,581,384 公开的系统,并且图 2 描述了当使用冷却流体 R134a 时该系统的性能循环。系统和循环已经在介绍部分详细描述了。

[0063] 图 3 描述了本发明的系统。热源 1,例如太阳能加热器或从供暖设备排出的废水提供了传递到热交换器 2 中的工作流体的热能,所述工作流体优选为水。例如在大气压力下,工作流体从液泵 4 供应到管 3 中。大气相对低的压力使系统适用于太阳能加热器。

[0064] 通过在热交换器 2 中接收热能,加压后的液体被加热,例如到 100℃。加热后的液体被管 5 导入膨胀器 7,其中液体被膨胀并从工作流体中传递功到膨胀器 7。膨胀器 7 可以是在 160000rpm 转速运行的涡轮式膨胀器。

[0065] 从工作流体接收能量后,膨胀器 7 通过轴 10 驱动连接到膨胀器的涡轮式压缩机 9。压缩机 9 将工作流体从气态压缩到作为典型制冷循环一部分的中间压力气体。从压缩机 9 排出的出口流体流经管 21 进入热交换器 22,其中热能从压缩机出口流体传递到从热交换器 2 流经管 5 的流体。当水作为工作流体时,压缩机 9 的出口温度典型为 200℃,并且太阳能热交换器 2 的温度大约为 100℃,这确保从压缩机 9 的流体到太阳能热交换器 2 排出的加热流体的能量传递。该热量传递是系统高冷却性能的主要原因。

[0066] 考虑到压力的可能不同,通过阀 25 混合之前,从压缩机 9 排出、经过热交换器 22 之后进入管道 23 的工作流体和从膨胀器 7 排出进入管道 24 的工作流体在冷凝器 13 中通过室外空气冷却。混合后的工作流体分流成再次循环进入管 16 的第一部分和在蒸发器 18 中用于蒸发的第二部分。蒸发器 18 被从蒸发器 18 排出、通过罐 15 的压缩机 9 吸入气体驱动。在蒸发器 18 中被蒸发并且从而被冷却的气体用于冷却空气流 19,例如用于房间内的空气调节。

[0067] 本发明的上述系统具有的优点是:即使具有 100℃或更低温度的外部加热器也能够有效的工作。

[0068] 图 4 描述了可选择的实施例,其中与图 3 系统的不同之处在于:在从压缩机 9 排出进入管 23 的出口流体和管 31 内压缩机 9 的入口流体之间设置了热交换器 29。这一阶段回收了用于液态流体循环的能量。

[0069] 如图 5 所述,通过使用双膨胀器 7'、7''和双压缩机 9'、9''可以获得另一个改进。从第一压缩机 9' 排出的管道 21 内的流体供应到第二压缩机级 9''。从第二压缩机级 9'' 出口排出的流体供应到热交换器 22,用于将热能从太阳能热交换器 2 传递到管道 5 中的流体。从热交换器 22 排出的流体供应到膨胀器的第一级 7'。从第一膨胀器级 7' 排出的管道 26 内的出口流体供应到第二热交换器 27,以接收热能。该能量在热交换器 22 之后从管道 28 中的流体接收。因为在第一膨胀器级 7' 内的膨胀降低了工作流体的温度使得其准备好进行另一次的热量吸收,所以优点是有更多的热量从压缩后的流体传递到膨胀后的流体。

[0070] 图 6 描述了可选择的实施例,其中与图 5 系统的区别在于:在第二压缩机级 9'' 排出的管 23 内的出口流体和第一压缩机级 9' 的管 31 中的入口流体之间设置热交换器 29。这一级回收了用于液态流体循环的热量。

[0071] 图 6 系统 ABCD 的工作图表在图 7 中描述。在大气压力下,工作流体水在太阳能加

热器中被加热到 100°C (A1), 并且通过热交换器 22 进一步加热到正好高于 200°C (A2)。在膨胀到 B1 的过程中, 能量被传递到第一膨胀器级 7'。在第二热交换器 27 中, 热量从点 B1 到点 A3 被传递到气体。在第二膨胀器级 7'' 中的膨胀通过图表中的 A3 和 B2 之间的线描述, 其中工作流体通过室外空气冷却到大约 42°C, 冷凝器 13 降低焓值到点 C, 其中部分分流工作流体进入供热循环, 在泵 4 后返回点 D, 并且其中另一部分的工作流体进入在 C2 启动的空调循环。

[0072] 从 C2 的启动点, 工作流体进入罐 15, 其中压力降到点 E。通过在蒸发器 18 中蒸发, 直到在点 F 发生相变。热交换器 29 通过在点 F 和 G 之间的线反映。G 和 H1 以及 H1 到 H2 通过点 J 的线反映两个压缩机级 9' 和 9''。从 H2 到 C2 的线描述了热交换器 22、27 和 29 以及冷凝器 13 中热交换的步骤。

[0073] 如图 8 所示, 用于从外部热源接收热能的流体管道 3 和 5 之间的热交换器系统 2 可以由太阳能加热器 1 提供。值得一提的是这只是利用管道 23 中的剩余热量来预加热进入压缩机第一级 9' 之前管道 31 中的流体, 所述剩余热量来自热交换器 27 的出口流体。

[0074] 图 9 中描述了另一个实施例, 其中压缩机的出口流体连接部 23 包括另一个热交换器 30, 用于从流体连接部 23 传递热量到流体连接部 3 中的流体, 所述热交换器 30 作为进入外部加热器系统 2 之前的预加热器。另外, 万一膨胀器 7 中的膨胀将工作流体的温度降低到低于热交换器 2 内外部热源 1 提供的温度, 工作流体也可以在膨胀器的两个级 7'、7'' 之间的另一个热交换器 32 中被外部热源加热。

[0075] 与美国专利 6, 581, 384 相反, 其中压缩机 9 将工作流体从低压气体压缩到等于第一热交换器出口的压力, 本发明的系统中这不是必须的。

[0076] 首先, 使用减压阀以在两个连接部 23 和 24 中混合工作流体。另外, 由于热交换器 22, 以及可选择地热交换器 27、29、30 和 / 或 32 压缩机的高压被降低。

[0077] 图 10 描述了本发明, 其中产生蒸馏水以加湿并且从而冷却到冷凝器的入口空气。要被蒸馏的水在液体入口 33 中提供, 所述水在通过罐 15' 进入冷却循环之前进入中间罐 34。该要被蒸馏的液体将通过阀 37 与从罐 15'' 出来的干净蒸馏液体混合或用于冷却冷凝器。来自罐 15' 的蒸发工作流体进入压缩机 9, 在罐 15' 中留下液体, 所述罐 15' 中的液体在废热产品中被浓缩。这些废热产品可以通过排泄系统 35 排出。从膨胀器 7 和压缩机 9 中排出的冷凝后工作流体在罐 15'' 中聚集, 从该罐 15'' 中可以排出蒸馏液体, 例如通过排泄系统 36 的水仅仅在喷雾系统 38 中使用, 以将送入冷凝器的入口空气冷却。

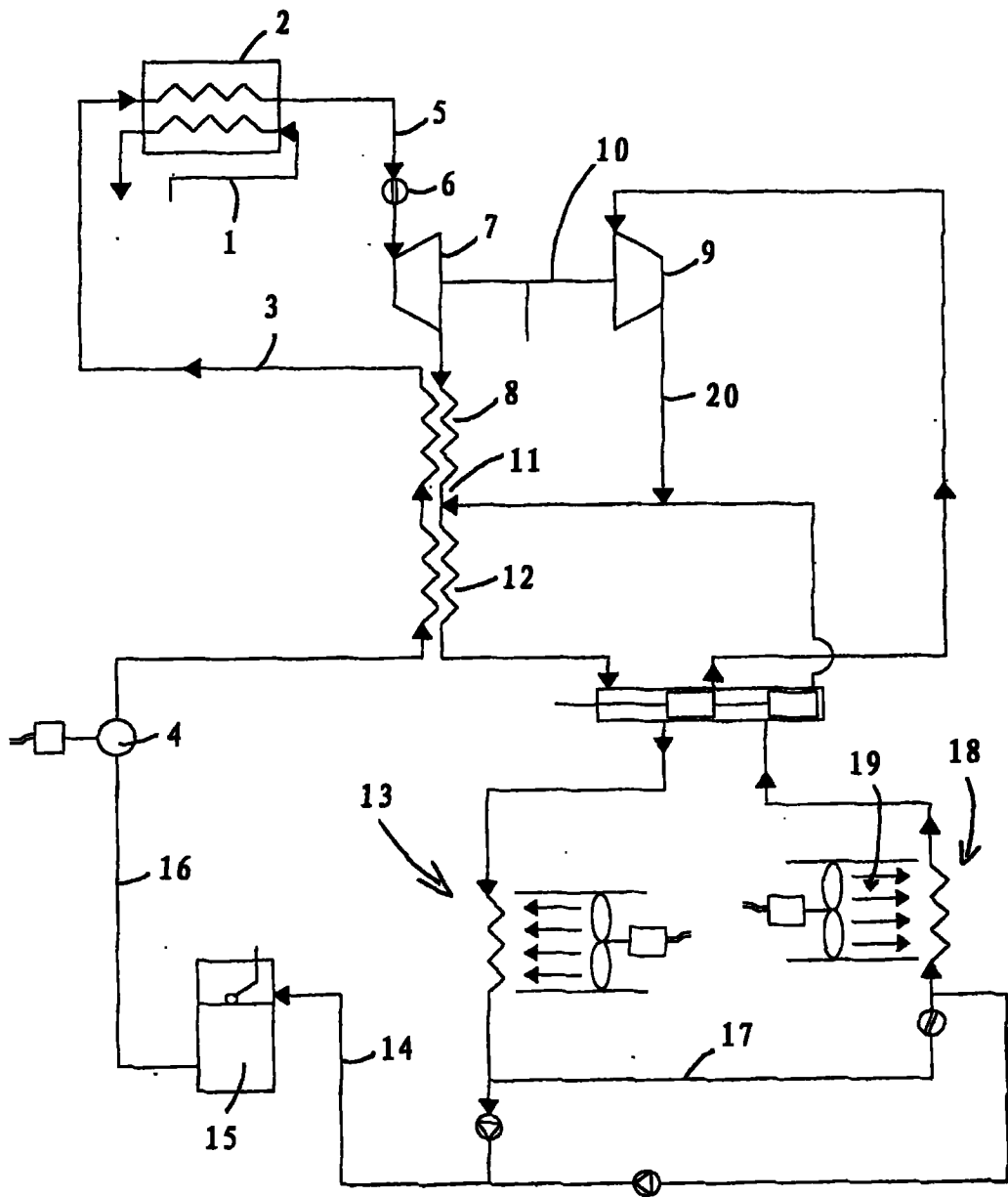


图 1

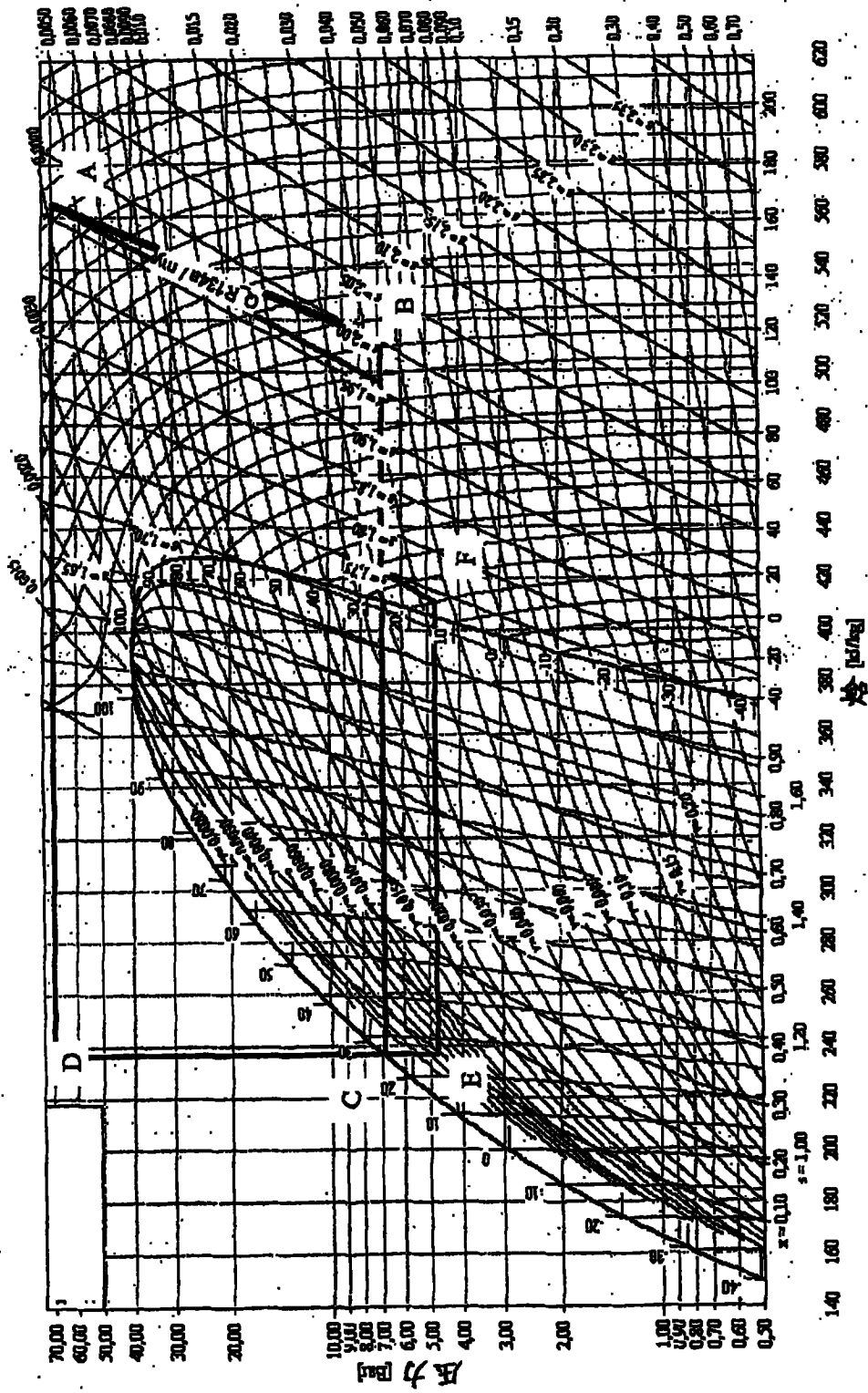


图2

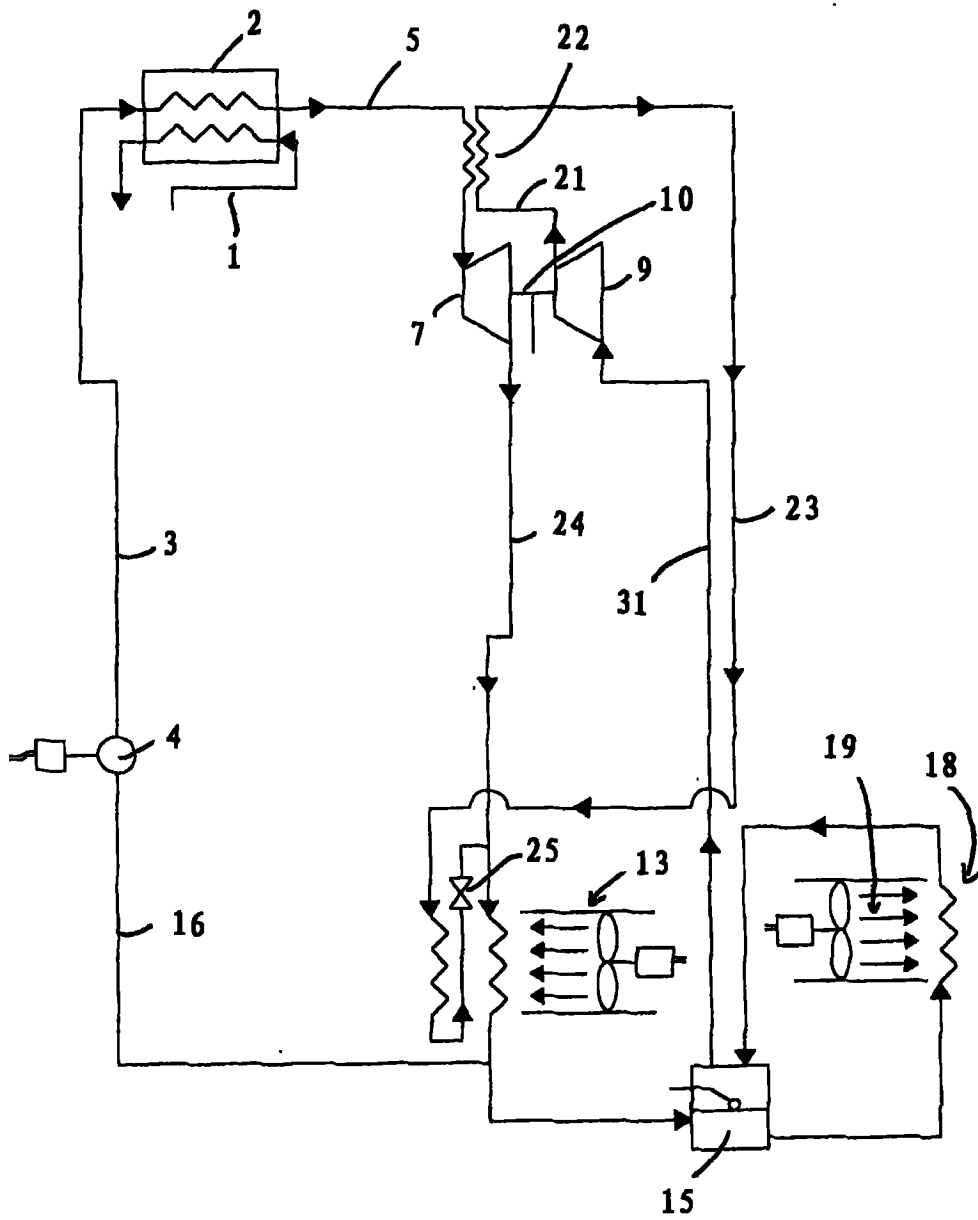


图 3

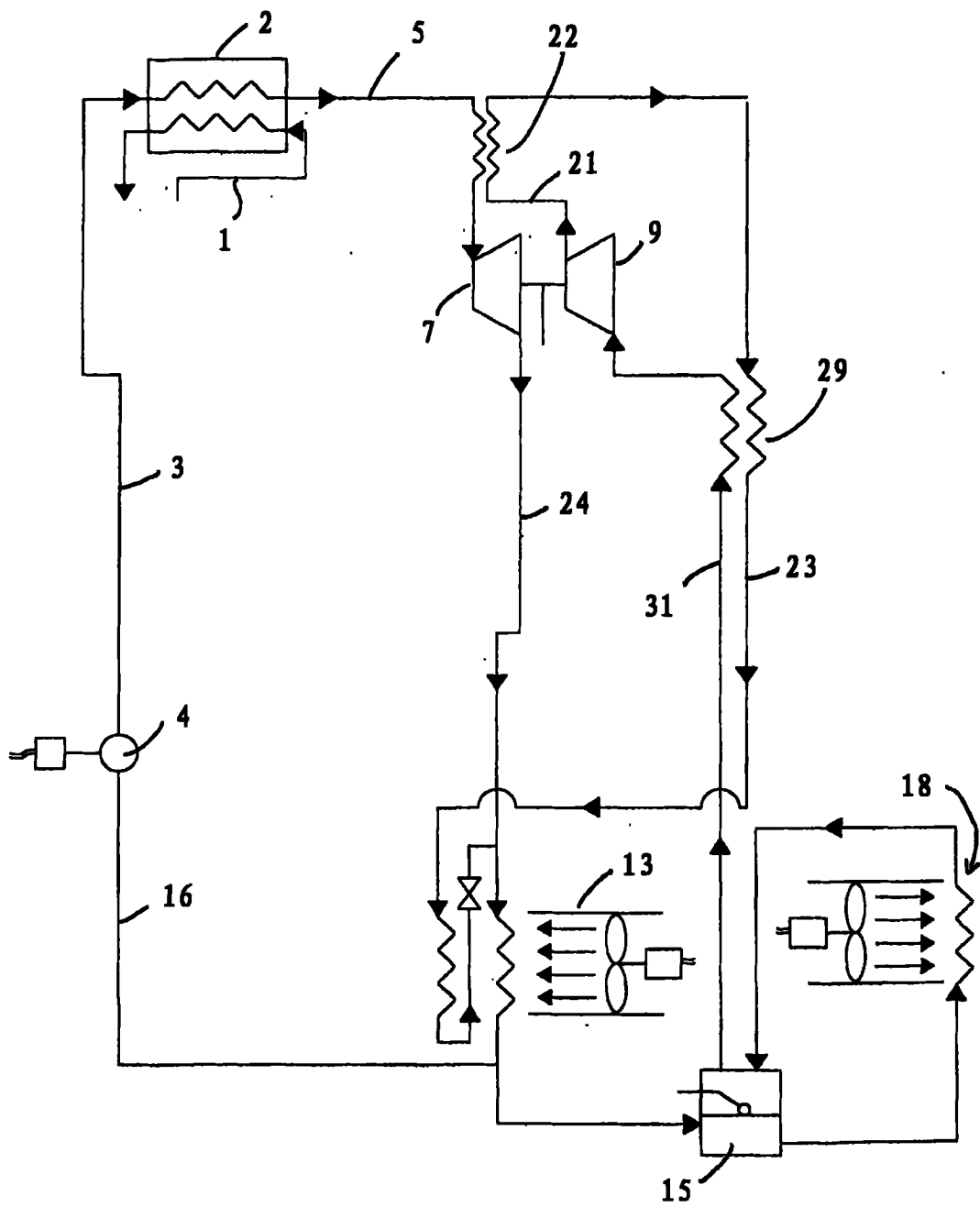


图 4

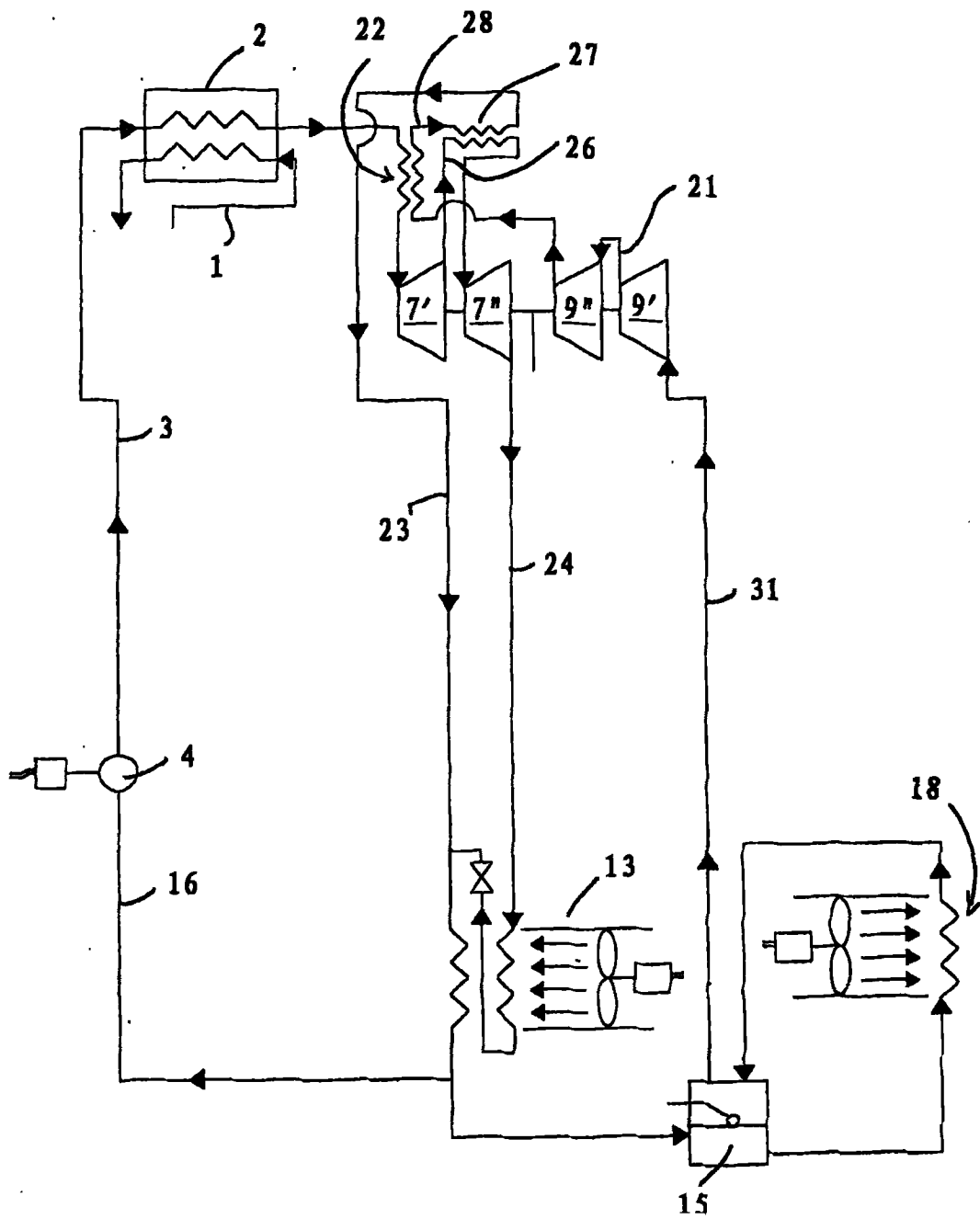


图 5

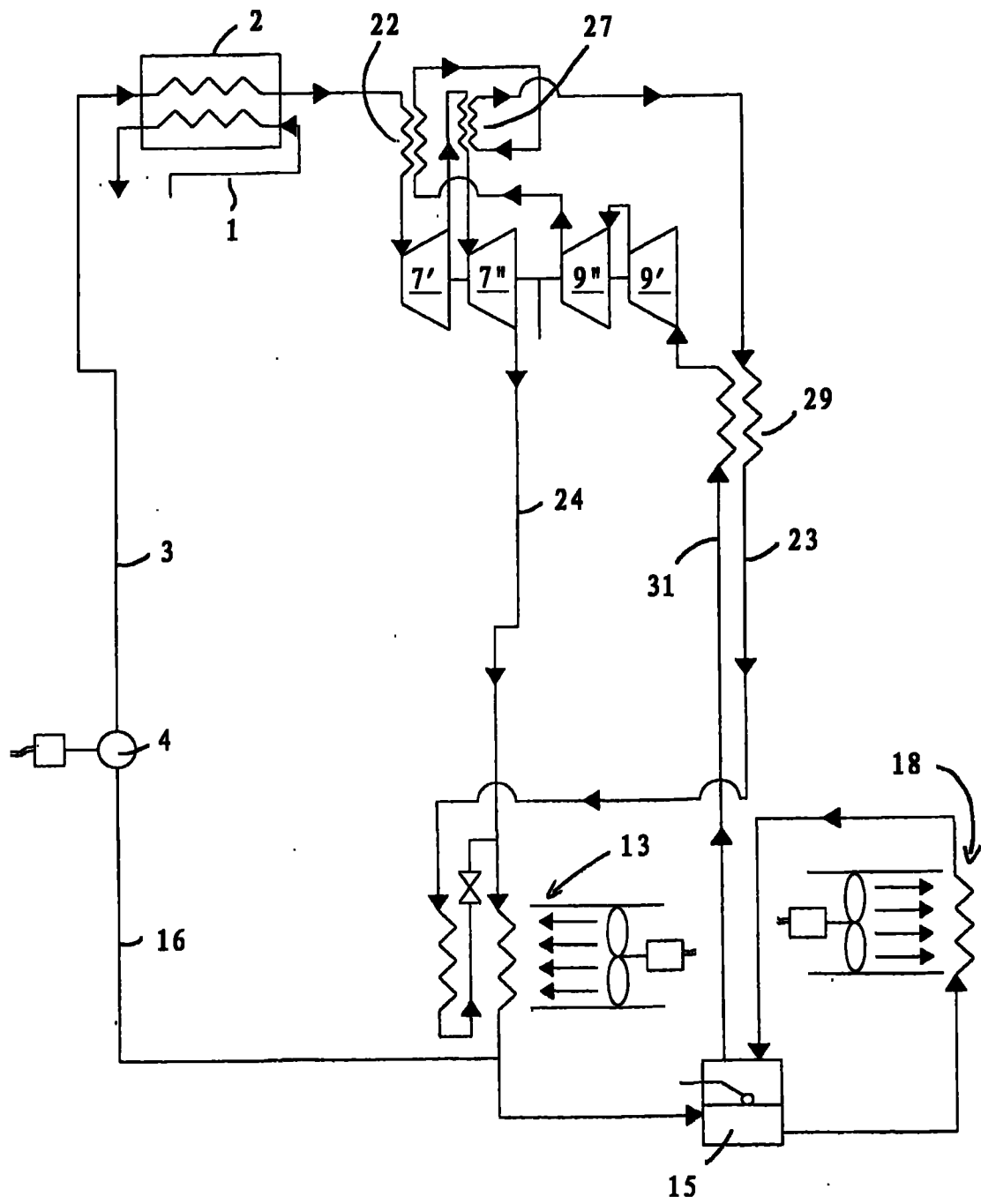


图 6

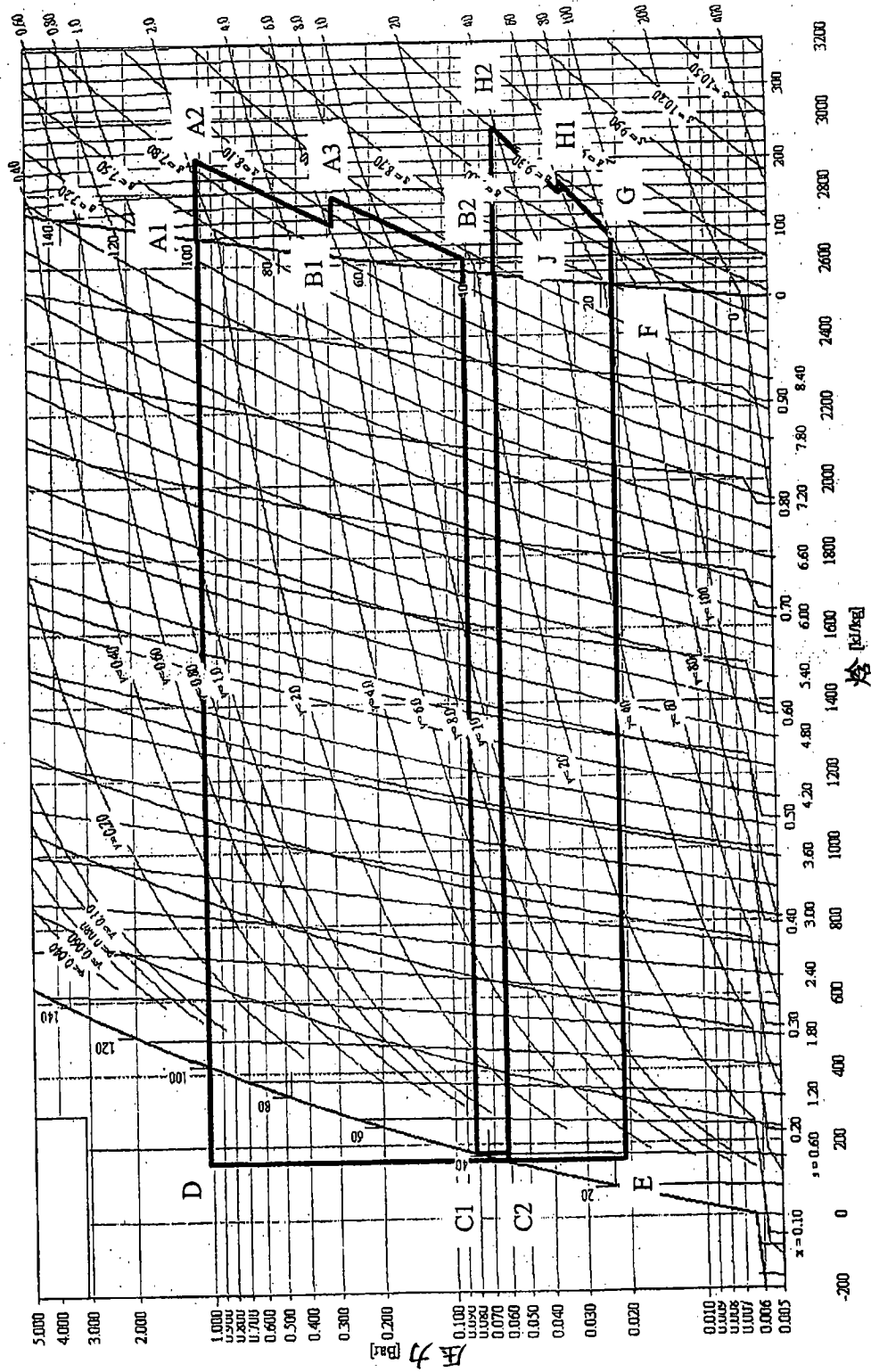


图7

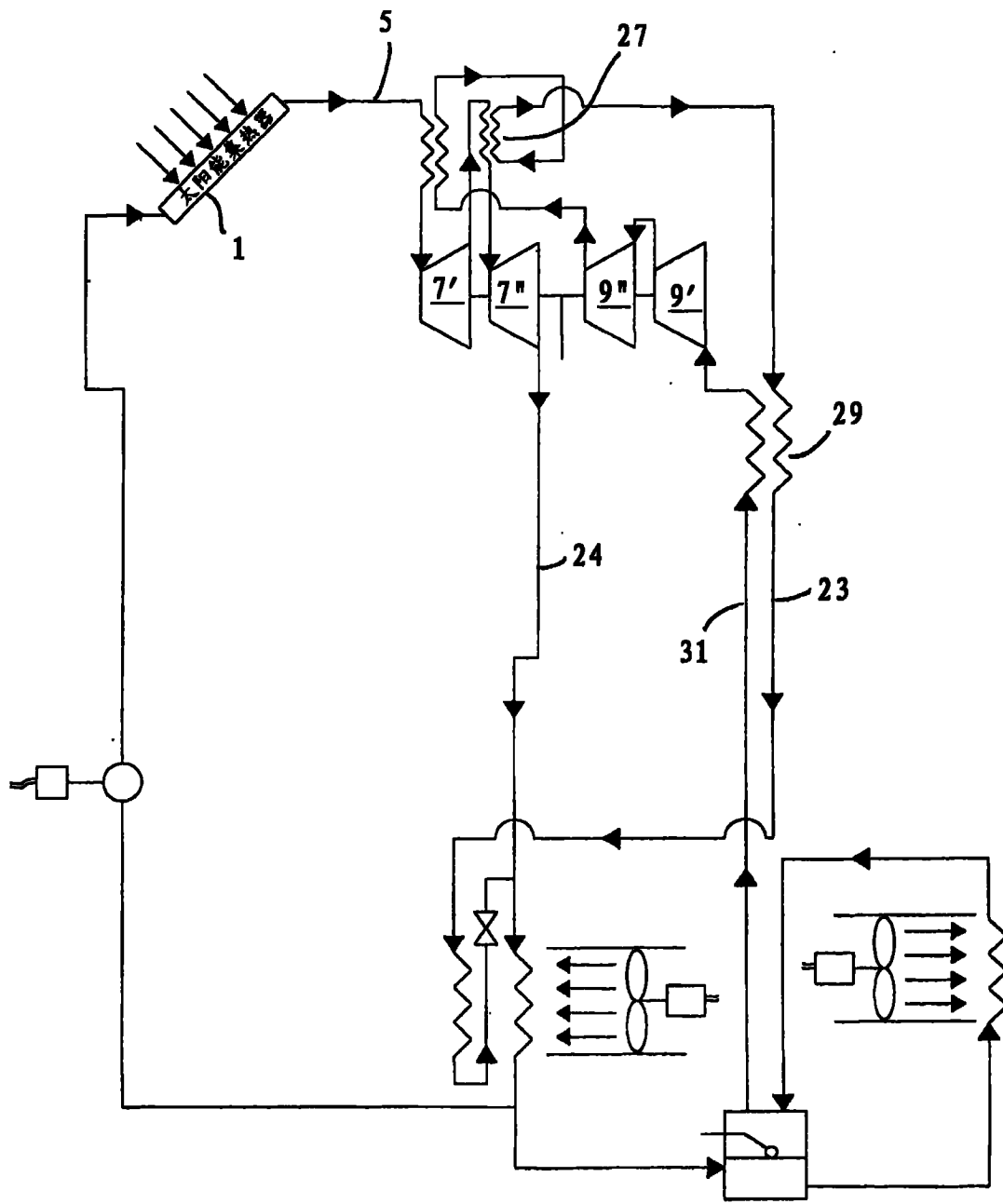


图 8

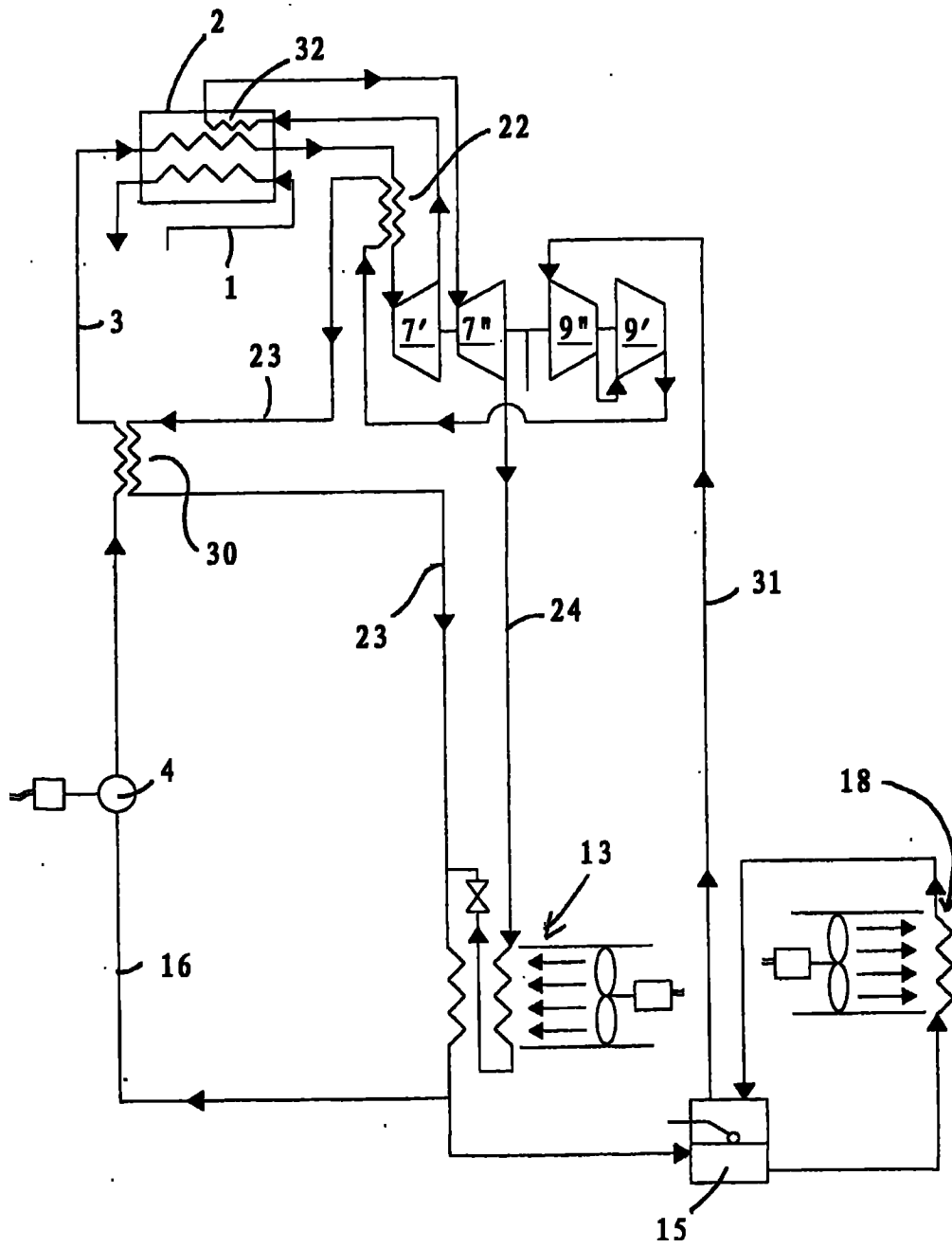


图 9

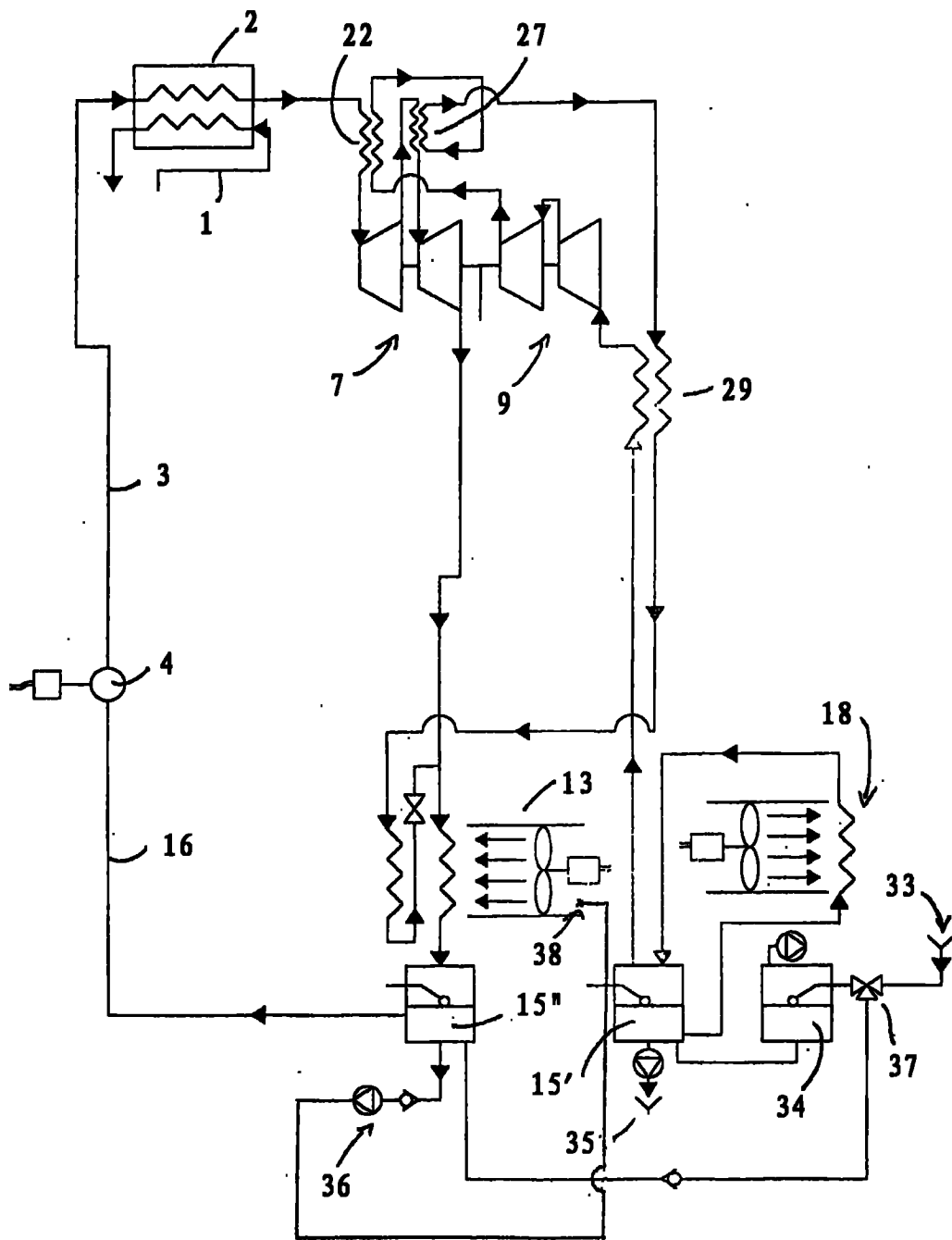


图 10