



(12) 发明专利申请

(10) 申请公布号 CN 118891443 A

(43) 申请公布日 2024. 11. 01

(21) 申请号 202280092433.7

(22) 申请日 2022.12.28

(30) 优先权数据

2022-034363 2022.03.07 JP

(85) PCT国际申请进入国家阶段日

2024.08.23

(86) PCT国际申请的申请数据

PCT/JP2022/048511 2022.12.28

(87) PCT国际申请的公布数据

W02023/171099 JA 2023.09.14

(71) 申请人 株式会社日立产机系统

地址 日本

(72) 发明人 松坂岳广 高野正彦

(74) 专利代理机构 北京尚诚知识产权代理有限公司

11322

专利代理师 龙淳 梁霄颖

(51) Int.Cl.

F04B 39/06 (2006.01)

F04C 29/04 (2006.01)

F28D 21/00 (2006.01)

F28F 27/00 (2006.01)

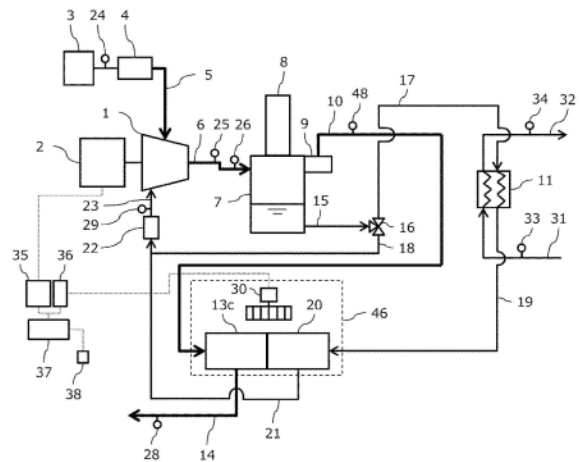
权利要求书2页 说明书16页 附图15页

(54) 发明名称

气体压缩机

(57) 摘要

本发明提供气体压缩机,其能够不在热回收液的通路中设置温度调节阀等、低成本地将排热回收用热交换器排出的热回收液的温度调节为要求的温度。气体压缩机具有检测从排热回收用热交换器(11)排出的热交换液的温度的热交换液温度传感器(34)、和使被空冷式冷却器(20)冷却后的高温流体的至少一部分流入压缩机主体(1)的通路(21),气体压缩机具有检测从排热回收用热交换器(11)排出的热交换液的温度(Tw2)的热交换液温度传感器(34),控制器(37)具有以使由热交换液温度传感器(34)检测出的温度(Tw2)接近规定的目标热交换液温度(Tw2t)的方式控制冷却风扇(30)的旋转速度的热交换液温度调节功能。



1. 一种气体压缩机,其包括:
压缩机主体,其将气体吸入,压缩后排出;
排热回收用热交换器,其使从所述压缩机主体排出的高温流体的至少一部分与作为低温流体的热交换液进行热交换;
空冷式冷却器,其对所述高温流体进行冷却;
冷却风扇,其对所述空冷式冷却器进行送风;
控制器,其控制所述冷却风扇的旋转速度;和
排出气体温度传感器,其检测从所述压缩机主体排出的压缩气体的温度即排出气体温度,
所述气体压缩机的特征在于,具有:
热交换液温度传感器,其检测从所述排热回收用热交换器排出的热交换液的温度;和
通路,其使被所述空冷式冷却器冷却后的高温流体的至少一部分流入所述压缩机主体,
所述控制器具有以使由所述热交换液温度传感器检测出的温度接近规定的目标热交换液温度的方式控制所述冷却风扇的旋转速度的热回收液温度调节功能。
2. 如权利要求1所述的气体压缩机,其特征在于:
所述控制器存储有从所述排热回收用热交换器排出的热交换液的温度与从所述压缩机主体排出的压缩气体的温度的相关关系,
在所述相关关系中,将对应于与所述规定温度一致的热交换液的温度排出气体温度设定为目标排出气体温度,
以使所述排出气体温度传感器检测出的温度接近所述目标排出气体温度的方式控制所述冷却风扇的旋转速度。
3. 如权利要求1所述的气体压缩机,其特征在于:
具有切换指示装置,其指示所述热回收液温度调节功能的有效化或无效化,
所述控制器:
在由所述切换指示装置指示了所述热回收液温度调节功能的有效化的情况下,以使由所述热交换液温度传感器检测出的温度接近规定的目标热交换液温度的方式控制所述冷却风扇的旋转速度;
在由所述切换指示装置指示了所述热回收液温度调节功能的无效化的情况下,以使所述排出气体温度接近规定的目标排出气体温度的方式控制所述冷却风扇的旋转速度。
4. 如权利要求1所述的气体压缩机,其特征在于:
所述压缩机主体是对内部的工作室内注入润滑液的供液式结构,
流入所述排热回收用热交换器的高温流体中,包括从所述压缩机主体排出的润滑液。
5. 如权利要求1所述的气体压缩机,其特征在于:
所述压缩机主体是不对内部的工作室内注入冷却液或润滑液的非供液式结构,
流入所述排热回收用热交换器的高温流体中,包括从所述压缩机主体排出的压缩气体。
6. 如权利要求1所述的气体压缩机,其特征在于:
所述压缩机主体是多级式的。

7. 如权利要求6所述的气体压缩机,其特征在于:

所述压缩机主体具有低压级压缩机主体和高压级压缩机主体,

所述排热回收用热交换器具有:将从所述低压级压缩机主体排出的压缩气体作为高温流体、将热回收液作为低温流体而使其进行热交换的低压级排热回收用热交换器;和将从所述高压级压缩机主体排出的压缩气体作为高温流体、将热回收液作为低温流体而使其进行热交换的高压级排热回收用热交换器,

所述低压级排热回收用热交换器和所述高压级排热回收用热交换器的各低温流体流路串联连接。

8. 如权利要求7所述的气体压缩机,其特征在于:

具有将从所述压缩机主体排出的润滑油作为高温流体、将热回收液作为低温流体而使其进行热交换的润滑油排热回收用热交换器,

所述润滑油排热回收用热交换器的低温流体流路位于所述低压级排热回收用热交换器和所述高压级排热回收用热交换器的各低温流体流路的上游。

9. 如权利要求6所述的气体压缩机,其特征在于:

所述压缩机主体具有低压级压缩机主体和高压级压缩机主体,

所述排热回收用热交换器具有:将从所述低压级压缩机主体排出的压缩气体作为高温流体、将热回收液作为低温流体而使其进行热交换的低压级排热回收用热交换器;和将从所述高压级压缩机主体排出的压缩气体作为高温流体、将热回收液作为低温流体而使其进行热交换的高压级排热回收用热交换器,

所述低压级排热回收用热交换器和所述高压级排热回收用热交换器的各低温流体流路并联连接。

10. 如权利要求6所述的气体压缩机,其特征在于:

所述压缩机主体具有低压级压缩机主体和高压级压缩机主体,

所述空冷式冷却器包括:对从所述低压级压缩机主体排出的压缩气体进行冷却的中间冷却器;和对从所述高压级压缩机主体排出的压缩气体进行冷却的后冷却器,

所述冷却风扇具有对所述中间冷却器送风的第一冷却风扇和对所述后冷却器送风的第二冷却风扇,

所述气体压缩机具有:

第一风扇导管,其内置有所述第一冷却风扇和所述中间冷却器、或者在开口部连接有所述中间冷却器的通风部;和

第二风扇导管,其内置有所述第二冷却风扇和所述后冷却器、或者在开口部连接有所述后冷却器的通风部。

气体压缩机

技术领域

[0001] 本发明涉及气体压缩机。

背景技术

[0002] 一般而言,已知具有从由对空气等气体进行压缩的气体压缩机排出的高温的压缩气体、或为了压缩机内部的机构部件的润滑和提高气体的压缩效率而注入并变得高温的润滑油回收热,并作为热水导出的排热回收功能的气体压缩机、或排热回收系统。例如,专利文献1中,公开了将为了上述压缩机内部的机构部件的润滑和提高气体的压缩效率而积极地对压缩机主体的工作空间注入润滑油的油冷式气体压缩机与排热回收装置组合的带有排热回收装置的油冷式气体压缩机。

[0003] 现有技术文献

[0004] 专利文献

[0005] 专利文献1:日本特开2016-191386号公报

发明内容

[0006] 发明要解决的课题

[0007] 从压缩空气和润滑油进行排热回收并导出热水的情况下,热水温度较高时能够有效利用热的用途更广因此更易于利用,但专利文献1的带有排热回收装置的油冷式气体压缩机中,虽然记载了以使预先设定的压缩空气的目标排出温度与当前的排出温度的差减小的方式经由逆变器控制风扇电动机的旋转速度、将对压缩机主体注入的润滑油温度抑制在适当的范围内的控制方法,但关于控制某个旋转体或阀等的动作以使热水温度提高这一点并未提及。

[0008] 本发明是鉴于上述课题得出的,其目的在于提供一种能够无需在热回收液的通路中设置温度调节阀等、低成本地将从排热回收用热交换器排出的热回收液的温度调节为要求的温度的气体压缩机。

[0009] 用于解决课题的手段

[0010] 为了达成上述目的,本发明是一种气体压缩机,其包括:压缩机主体,其将气体吸入,压缩后排出;排热回收用热交换器,其使从所述压缩机主体排出的高温流体的至少一部分与作为低温流体的热交换液进行热交换;空冷式冷却器,其对所述高温流体进行冷却;冷却风扇,其对所述空冷式冷却器进行送风;控制器,其控制所述冷却风扇的旋转速度;和排出气体温度传感器,其检测从所述压缩机主体排出的压缩气体的温度即排出气体温度,所述气体压缩机的特征在于,具有:热交换液温度传感器,其检测从所述排热回收用热交换器排出的热交换液的温度;和通路,其使被所述空冷式冷却器冷却后的高温流体的至少一部分流入所述压缩机主体,所述控制器具有以使由所述热交换液温度传感器检测出的温度接近规定的目标热交换液温度的方式控制所述冷却风扇的旋转速度的热回收液温度调节功能。

[0011] 根据如上所述地构成的本发明,通过用冷却风扇调节流入压缩机主体的高温流体的冷却程度,能够调节流入排热回收用热交换器的高温流体的温度。由此,能够无需在热回收液的通路中设置温度调节阀等地、低成本地将从排热回收用热交换器排出的热回收液的温度调节为要求的温度。

[0012] 发明效果

[0013] 根据本发明的气体压缩机,能够无需在热回收液的通路中设置温度调节阀等地、低成本地将从排热回收用热交换器排出的热回收液的温度调节为要求的温度。

附图说明

[0014] 图1是表示本发明的第一实施例的气体压缩机的概略结构的示意图。

[0015] 图2是表示本发明的第一实施例的气体压缩机中用于将水出口温度调节为目标水出口温度的控制流程的流程图。

[0016] 图3是表示本发明的第一实施例的排热回收用热交换器的高温流体和低温流体的入口温度和出口温度的图。

[0017] 图4是表示本发明的第一实施例的目标水出口温度或目标高压级水出口温度、与目标排出空气温度或目标高压级排出空气温度的关系的特性曲线的图。

[0018] 图5是表示本发明的第一实施例的气体压缩机中用于将水出口温度调节为目标水出口温度的控制流程的变形例的流程图。

[0019] 图6是表示本发明的第二实施例的气体压缩机的概略结构的示意图。

[0020] 图7是表示本发明的第三实施例的气体压缩机的概略结构的示意图。

[0021] 图8是表示本发明的第四实施例的气体压缩机的概略结构的示意图。

[0022] 图9是表示本发明的第五实施例的气体压缩机的概略结构的示意图。

[0023] 图10是表示本发明的第五实施例的气体压缩机中用于将水出口温度调节为目标水出口温度的控制流程的流程图。

[0024] 图11是表示本发明的第五实施例的低压级排热回收用热交换器和高压级热回收用热交换器的高温流体和低温流体的入口温度和出口温度的图。

[0025] 图12是表示本发明的第五实施例的气体压缩机中用于将水出口温度调节为目标水出口温度的控制流程的变形例的流程图。

[0026] 图13是表示本发明的第六实施例中的气体压缩机的概略结构的示意图。

[0027] 图14是表示本发明的第七实施例中的气体压缩机的概略结构的示意图。

[0028] 图15是表示本发明的第八实施例中的气体压缩机的概略结构的示意图。

具体实施方式

[0029] 以下,对于本发明的实施方式使用附图进行说明。另外,各图中,对于同等的要素标注相同附图标记,适当省略重复的说明。

[0030] 实施例1

[0031] 图1是表示本发明的第一实施例的气体压缩机的概略结构的示意图。本实施例中的气体压缩机是供油式空气压缩机。压缩机主体1内置有相互接触并啮合的、与构成压缩机主体1的壳体的内表面之间形成对空气进行压缩的工作空间的阴阳一对螺杆转子。进行对

需求方供给压缩空气的负载运转时,压缩机主体1被主电动机2驱动,吸入阀4打开,并且周围的空气经由吸入过滤器3被吸入压缩机主体1,吸入的空气在吸入过滤器3中被过滤,经由吸入阀4被吸入压缩机主体1内,在压缩机主体1内形成的工作空间的容积随着上述螺杆转子的旋转而逐渐缩小,由此被压缩至规定压力并排出。对于压缩机主体1,为了上述螺杆转子和未图示的轴承等机构部件的润滑、和在上述工作空间中使空气的压缩热冷却、防止空气从内部的微小间隙逆流的目的而积极地注入润滑油。从压缩机主体1排出的压缩空气经由排出空气通路6流入油一次分离器7,在此处压缩空气中混入的较多的润滑油被分离,贮存在油一次分离器7的下部。对油进行一次分离后的压缩空气流入油二次分离器8,将压缩空气中残留的微小的油滴或油烟几乎全部分离。之后,对油进行二次分离后的压缩空气经由调压止回阀9,经过排出空气通路10,流入后冷却器13c。后冷却器13c是空冷式冷却器,用由冷却风扇30生成的冷却风对压缩空气进行冷却。在后冷却器13c中被最终冷却后的压缩空气经由排出空气通路14,对压缩空气需求方供给。

[0032] 对压缩机主体1注入的润滑油与压缩空气一同排出并被油一次分离器7和油二次分离器8分离之后,暂时贮存在油一次分离器7的下部,但润滑油因油一次分离器7内部的压力而经由油通路15和温度调节阀16对油通路17分配全部量、或者对油旁通通路18分配全部量、或者对油通路17和油旁通通路18分别分配流量。此处,温度调节阀16是具有根据润滑油的温度通过使在内部密封的介质膨胀而能够对温度调节阀16出口侧的2个方向分配流量的机械结构的温度调节阀,在润滑油温度低于规定温度的情况下润滑油的全部量流向油旁通通路18,由此绕过排热回收用热交换器11和后述的油冷却器20,因此润滑油在压缩机主体1、油一次分离器7和油旁通通路18之间循环,具有使润滑油温度迅速上升、防止饱和的压缩空气被冷的润滑油冷却而在油一次分离器7内产生大量冷凝水、或者防止油的粘度过高而使消耗动力增加的作用。另一方面,润滑油温度高于规定温度的情况下,全部量经由油通路17流入排热回收用热交换器11内的油流路,对作为低温流体的水进行加热而进行排热回收,之后,润滑油经由油通路19流入油冷却器20。油冷却器20是与后冷却器13c同样的空冷式冷却器,润滑油在油冷却器20中被冷却风冷却之后,经由油通路21和油过滤器22,被再次注入压缩机主体1。另外,冷却风扇30和后冷却器13c和油冷却器20设置在风扇导管46内部,或者风扇导管46的开口部与上述后冷却器13c和油冷却器20的通风部分连接。

[0033] 关于排热回收用热交换器11,水作为低温流体从供水源经由供水通路31流入排热回收热交换器11内的水流路。水被作为高温流体的在排热回收用热交换器11内流动的高温的润滑油加热,向供水通路32流出,向热水需求方供给。由此,能够将作为高温流体的润滑油的热用热水的方式取出,取出的热水能够有效利用于锅炉的供水预热、保温等各种用途,能够削减现有技术中为了制造热水所需的燃料和电力。关于从供水源供给的水温,在排热回收用热交换器11内的水流路入口的上游的供水通路31上设置的水入口温度传感器33将其检测为水入口温度 T_{w1} ,关于在排热回收用热交换器11加热并取出的热水温度,在排热回收用热交换器11内的水流路出口的下游的供水通路32设置的水出口温度传感器34将其检测为水出口温度 T_{w2} 。

[0034] 对于本压缩机的主电动机2,能够用主电动机用逆变器35输出的频率进行旋转速度控制,以使在排出空气通路14设置的单元出口排出空气压力传感器28检测出的单元出口排出空气压力 P_d 成为规定的设定压力的方式控制主电动机的旋转速度。使用的压缩空气量

减少、单元出口排出空气压力Pd超过规定的设定压力时,本压缩机从此前的负载运转切换至无负载运转,此时,主电动机用逆变器35输出下限频率,使主电动机2减速至下限旋转速度,并且使吸入阀4关闭,由此仅从吸入阀4的阀箱与阀体之间形成的微小间隙吸入空气,从而吸入空气量减少,由此能够减少压缩机的消耗动力。无负载运转中,因调压止回阀9的作用,其上游侧、即油一次分离器7的上游侧被保持为对上述压缩机主体1供给润滑油所需的最小压力。

[0035] 对于冷却风扇30,能够用冷却风扇用逆变器36输出的频率进行旋转速度控制,冷却风扇用逆变器36以使在排出空气通路6设置的排出空气温度传感器25检测出的排出空气温度Td1的值成为规定温度附近的方式使输出的频率变化,进行冷却风扇30的旋转速度控制。主控制电路板37(控制器)负责包括主电动机用逆变器35、冷却风扇用逆变器36、和其他传感器/阀类的压缩机整体的控制。

[0036] 此处,排出空气温度Td1与润滑油的温度大致相同。这是因为润滑油被供给至压缩机主体1内部的工作室内,使在压缩空气的工序中产生的压缩热冷却,所以从压缩机主体1与压缩空气一同排出的润滑油的温度成为与排出空气温度Td1大致相同,在油冷式压缩机中能够用排出空气温度Td1代替从压缩机主体1流出、与其他流体进行热交换之前的润滑油温度。

[0037] 此处,对于用于从排热回收用热交换器11的低温流体流路出口导出任意的热水的方法进行说明。图3是表示本实施例中的排热回收用热交换器11的高温流体(润滑油)和低温流体(水)的入口温度和出口温度的图。排热回收用热交换器11是对向流型的热交换器,此时的对数平均温差 ΔT_m 一般用下式表达。

$$[0038] \quad \Delta T_m = ((T_{d1} - T_{w2}) - (T_{d2} - T_{w1})) / \ln((T_{d1} - T_{w2}) / (T_{d2} - T_{w1}))$$

[0039] 当流入排热回收用热交换器11的水量和水入口温度Tw1为一定值时,为了使由排热回收用热交换器11加热后的热水流出的水出口温度Tw2上升至目标水出口温度Tw2t(设 $T_{w2} < T_{w2t}$),使高温侧的润滑油温度上升即可。油冷式压缩机中,因为润滑油温度与排出空气温度Td1相同,所以使排出空气温度Td1上升至目标排出空气温度Td1t(设 $T_{d1} < T_{d1t}$)。此时,为了得到目标水出口温度Tw2t,以使对数平均温差 ΔT_m 为一定值的方式决定目标排出空气温度Td1t时,得到图3的特性。

[0040] 通过预先对于采用的热交换器计算目标水出口温度Tw2t与目标排出空气温度Td1t的关系、准备特性曲线,操作者能够容易地得到与设定了任意的目标水出口温度Tw2t时对应的目标排出空气温度Td1t。图4的曲线1是表示本实施例中的目标水出口温度Tw2t与目标排出空气温度Td1t的关系的特性曲线。设定了任意的目标水出口温度Tw2t时,为了得到与其对应的目标排出空气温度Td1t,对冷却风扇逆变器输出频率Ff进行反馈控制,调整排出空气温度Td1即可。

[0041] 本实施例中的气体压缩机具有热水优先模式(热回收液温度调节功能),作为以使水出口温度Tw2成为向需求方供给的热水的温度(目标水出口温度Tw2t)附近的方式控制冷却风扇30的旋转速度的动作模式。热水优先模式的有效或无效的切换操作能够由压缩机的操作者经由输入兼显示装置38(切换指示装置)任意地进行。

[0042] 图2是表示将热水优先模式设定为有效时的控制流程的流程图。步骤101是本实施例中的控制过程的开始点。步骤102中是判断本上述热水优先模式是否有效的过程,如果有

效,则前进至步骤103,如果无效,则前进至步骤112,本流程图结束。在步骤103中,取得当前的排出空气温度 $Td1$ 、水出口温度 $Tw2$ 、和冷却风扇逆变器输出频率 Ff 。进而,将设定为比热水优先模式无效时的排出空气警报温度 $Td1A$ 略低的热热水优先模式时排出空气上限温度 $Td1r$ 设为有效。接着在步骤104中,判断排出空气温度 $Td1$ 是否在风扇控制开始排出空气温度 $Td1f$ 以上。 $Td1f \leq Td1$ 成立的情况下,前进至步骤105, $Td1f > Td1$ 的情况下,前进至步骤106,为了使润滑油的温度不会变得过低而使冷却风扇停止。步骤105是判断排出空气温度 $Td1$ 是否低于热水优先模式时排出空气上限温度 $Td1r$ 的过程,在 $Td1 < Td1r$ 成立的情况下,前进至步骤107。在 $Td1r \leq Td1$ 的情况下,排出空气温度 $Td1$ 处于接近排出空气警报温度 $Td1A$ 的状态,因此将冷却风扇逆变器输出频率 Ff 设定为冷却风扇逆变器最高输出频率 Ff_{max} ,使冷却风扇全速运转而使排出空气温度 $Td1$ 迅速降低。接着,步骤107是判断水出口温度 $Tw2$ 是否是目标水出口温度 $Tw2t$ 的处理。如果 $Tw2 = Tw2t$ 成立,则前进至步骤112,本流程图结束。其不成立的情况下,前进至步骤109。步骤109至步骤111是用于控制为使水出口温度 $Tw2$ 与目标水出口温度 $Tw2t$ 相等的处理。首先,在步骤109中再次计算目标排出空气温度 $Td1t$ 。接着,判断当前的排出空气温度 $Td1$ 是否与步骤109中再次计算出的目标排出空气温度 $Td1t$ 相等。即,如果 $Td1 = Td1t$ 成立,则使流程返回即将进行步骤103前。另一方面, $Td1 = Td1t$ 不成立的情况下,前进至步骤111,对冷却风扇逆变器输出频率 Ff 进行反馈控制并循环直到 $Td1 = Td1t$ 成立。冷却风扇逆变器输出频率控制的结果成为 $Td1 = Td1t$ 时,如上所述,处理返回即将进行步骤103前。通过这一系列控制,能够对热水需求方供给 $Tw2 = Tw2t$ 的热水。但是,步骤107、步骤110也可以不设为当前的水出口温度 $Tw2$ 、排出空气温度 $Td1$ 严格地与各自的目标温度相等的条件,也可以相对于目标温度设定一定程度的允许范围。例如,如 $(Tw2t - a) [^{\circ}C] \leq Tw2 [^{\circ}C] \leq (Tw2t + a) [^{\circ}C]$ 、或 $(Td1t - b) [^{\circ}C] \leq Td1 [^{\circ}C] \leq (Td1t + b) [^{\circ}C]$ 这样作为允许范围确保 $a^{\circ}C$ 、 $b^{\circ}C$ 时,能够防止在控制流程图中产生振动(chattering)。通过使操作者能够任意设定上述允许范围即 $a^{\circ}C$ 、 $b^{\circ}C$,有助于在发生周围环境的急剧的温度变化等的情况下调整吸收何种程度的变动。

[0043] 在步骤109中,根据图4的曲线1所示的排热回收用热交换器11的特性曲线求出与目标水出口温度 $Tw2t$ 对应的目标排出空气温度 $Td1t$ 即可。图4的曲线1的数据预先存储在主控制电路板37内,将输入目标水出口温度 $Tw2t$ 得到的目标排出空气温度 $Td1t$ 作为输出值,将其设定为热水优先模式时的目标排出空气温度。以后,在步骤110中通过以使排出空气温度 $Td1$ 成为目标排出空气温度 $Td1t$ 的方式对冷却风扇逆变器输出频率 Ff 进行反馈控制,结果能够控制为使水出口温度 $Tw2$ 成为目标水出口温度 $Tw2t$ 。

[0044] 作为上述水出口温度 $Tw2$ 的控制方法的效果,现有技术中,为了调节取出的热水温度需要在供水通路上设置温度调节阀,是施工工作量和费用提高的原因之一。进而,为了使热水温度为一定值,由于温度调节阀的开度调节,结果导致限制流量,存在在热水需求方不能总是使用一定流量的热水的情况。对于这样的课题,本实施例中,仅对于压缩机内标准设置的冷却风扇30、冷却风扇用逆变器36、排出空气温度传感器25添加水出口温度传感器34,就能够容易且低成本地供给规定的目标温度的热水。

[0045] 图5是表示用于将水出口温度 $Tw2$ 调节为目标水出口温度 $Tw2t$ 的控制流程(图2)的变形例的流程图。以下,以与图2的流程图的不同点为中心进行说明。图5的流程图中,在步骤105中 $Td1 < Td1r$ 成立的情况下,前进至步骤107a。在步骤107a中,代替作为冷却风扇的旋

转速度控制用的目标值的排出空气温度 T_{d1} ,切换为检测水出口温度 T_{w2} 。接着,在步骤107b中,如果水出口温度 T_{w2} 与目标水出口温度 T_{w2t} 之间有 $T_{w2}=T_{w2t}$ 的关系成立则本流程图结束,不成立的情况下,前进至步骤111,在此处对冷却风扇逆变器输出频率 F_f 进行反馈控制直到 $T_{w2}=T_{w2t}$ 成立。

[0046] 根据图5的流程图,能够与图2的流程图相比更直接地控制水出口温度 T_{w2} ,易于得到目标水出口温度 T_{w2t} 。

[0047] 在排出空气通路10设置有油分离器出口空气温度传感器48,检测油分离器出口空气温度 T_{dsp} 。其设置的主要目的在于,在由于油二次分离器8内部捕捉的油烟或油滴经年氧化而产生的热而排出空气温度成为规定温度以上时,对操作者提醒更换油二次分离器8、润滑油,但通常油分离器出口空气温度 T_{dsp} 与排出空气温度 T_{d1} 大致相同,也可以在图2的流程图中使用油分离器出口空气温度 T_{dsp} 代替排出空气温度 T_{d1} 。

[0048] (总结)

[0049] 本实施例中,气体压缩机具有:将气体吸入、压缩并排出的压缩机主体1;使从压缩机主体1排出的高温流体(压缩空气和润滑油)的至少一部分(润滑油)与作为低温流体的热交换液进行热交换的排热回收用热交换器11;对上述高温流体进行冷却的空冷式冷却器13c、20;对空冷式冷却器13c、20送风的冷却风扇30;控制冷却风扇30的旋转速度的控制器37;和检测从压缩机主体1排出的压缩气体的温度即排出气体温度的排出气体温度传感器25,其中,该气体压缩机具有:热交换液温度传感器34,其检测从排热回收用热交换器11排出的热交换液的温度;和通路(油通路21),其使被空冷式冷却器13c、20冷却后的高温流体(压缩空气和润滑油)的至少一部分(润滑油)流入压缩机主体1,控制器37具有以使由热交换液温度传感器34检测出的温度 T_{w2} 接近规定的目标热交换液温度 T_{w2t} 的方式控制冷却风扇30的旋转速度的热交换液温度调节功能。

[0050] 根据如上所述地构成的本实施例,通过用冷却风扇30调节流入压缩机主体1的高温流体(润滑油)的冷却程度,能够调节流入排热回收用热交换器11的高温流体(润滑油)的温度。由此,能够无需在热回收液的通路中设置温度调节阀等,低成本地将从排热回收用热交换器11排出的热回收液的温度 T_{w2} 调节为要求的温度 T_{w2t} 。

[0051] 另外,本实施例中的控制器37存储了从排热回收用热交换器11排出的热交换液的温度 T_{w2} 与从压缩机主体1排出的压缩气体的温度 T_{d1} 的相关关系(图4的曲线1),在上述相关关系中,将对应于与所述规定温度一致的热交换液的温度 T_{w2} 的排出气体温度 T_{d1} 设定为目标排出气体温度 T_{d1t} ,以使排出气体温度传感器25检测出的温度接近目标排出气体温度 T_{d1t} 的方式控制冷却风扇30的旋转速度。由此,能够基于排出气体温度 T_{d1} 调节热交换液的温度 T_{w2} 。

[0052] 另外,本实施例中的气体压缩机具有指示上述热回收液温度调节功能的有效化或无效化的切换指示装置38,控制器37在由切换指示装置38指示了上述热回收液温度调节功能的有效化的情况下,以使由热交换液温度传感器34检测出的温度 T_{w2} 接近规定的目标热交换液温度 T_{w2t} 的方式控制冷却风扇30的旋转速度,从切换指示装置38指示了上述热回收液温度调节功能的无效化的情况下,以使排出气体温度 T_{d1} 接近规定的目标排出气体温度 T_{d1t} 的方式控制冷却风扇30的旋转速度。由此,能够根据需要使热回收液温度调节功能有效化或无效化。

[0053] 另外,本实施例中的压缩机主体1是对内部的工作室内注入润滑液的供液式,流入排热回收用热交换器11的高温流体中,包含从压缩机主体1排出的润滑液(润滑油)。由此,供液式的压缩机中,能够无需在热回收液的通路中设置温度调节阀等、低成本地将从排热回收用热交换器11排出的热回收液的温度 T_{w2} 调节为要求的温度 T_{w2t} 。

[0054] 实施例2

[0055] 图6是表示本发明的第二实施例的气体压缩机的概略结构的示意图。以下,以与第一实施例的不同点为中心进行说明。

[0056] 本实施例中的气体压缩机在油通路17具有润滑油入口温度传感器27,代替由排出空气温度传感器25检测的排出空气温度 T_{d1} ,将用润滑油入口温度传感器27检测出的润滑油入口温度 T_{o1} 用于调节水出口温度 T_{w2} 。本实施例中的主控制电路板37的用于调节水出口温度 T_{w2} 的流程图相当于将第一实施例的流程图(在图2中示出)的排出空气温度 T_{d1} 替换为润滑油入口温度 T_{o1} 的图。另外,表示目标水出口温度 T_{w2t} 与目标润滑油入口温度 T_{o1t} 的关系的特性曲线可以使用图4的曲线1,也可以事前预先制作出目标水出口温度 T_{w2t} 和目标润滑油入口温度 T_{o1t} 的专用的特性曲线,加保存并使用。

[0057] (总结)

[0058] 本实施例中的气体压缩机基于润滑油入口温度 T_{o1} 调节热交换液的温度 T_{w2} 。

[0059] 如以上所述地构成的本实施例中,与第一实施例同样地,能够无需在热回收液的通路中设置温度调节阀等地、低成本地将从排热回收用热交换器11排出的热回收液的温度调节为要求的温度。

[0060] 实施例3

[0061] 图7是表示本发明的第三实施例中的气体压缩机的概略结构的示意图。以下,以与第一实施例的不同点为中心进行说明。

[0062] 本实施例中的排热回收用热交换器11A中,高温流体流路具有气体用和液体用的2个系统,经过油一次分离器7和油二次分离器8而将油几乎全部分离后的压缩空气经由排出空气通路10,流入排热回收用热交换器11A的气体侧高温流体流路。润滑油与图1同样地经由油通路17,流入排热回收用热交换器11A的液体侧高温流体流路。此时,将高温的压缩空气和润滑油作为高温流体、将水作为低温流体进行热交换,由此执行从压缩空气的排热回收。之后,是压缩空气经由排出空气通路12,流入后冷却器13c的结构。

[0063] (总结)

[0064] 本实施例中的压缩机主体1是对内部的工作室内注入润滑液的供液式结构,流入排热回收用热交换器11A的高温流体中,包括从压缩机主体1排出的压缩气体和润滑油。

[0065] 根据以上所述的本实施例,能够在作为高温流体的压缩空气和油双方与作为低温流体的水之间进行热交换,因此能够使可回收的热量与第一实施例相比更大。

[0066] 实施例4

[0067] 图8是表示本发明的第四实施例的气体压缩机的概略结构的示意图。以下,以与第一实施例的不同点为中心进行说明。

[0068] 本实施例中的压缩机主体1L、1H是具有低压级压缩机主体1L和高压级压缩机主体1H的两级压缩方式。低压级压缩机主体1L和高压级压缩机主体1H安装于齿轮箱39,在低压级压缩机主体1L和高压级压缩机主体1H各自的被驱动轴端安装有低压级小齿轮41和高压

级小齿轮42。在主电动机2的驱动轴安装有大齿轮40, 低压级小齿轮41和高压级小齿轮42与大齿轮40啮合, 通过主电动机2的旋转, 驱动低压级压缩机主体1L和高压级压缩机主体1H。在低压级压缩机主体1L的被驱动轴端侧经由未图示的联轴器、变速齿轮连接有油泵45, 其因低压级压缩机主体1L的被驱动轴的旋转而被驱动。

[0069] 经由吸入过滤器3、吸入阀4、吸气通路5被吸入的空气流入低压级压缩机主体1L, 升压至规定的低压级排出压力后的压缩空气经由排出空气通路6a, 流入高压级压缩机主体1H, 在此处升压至规定的排出压力后的压缩空气经由排出空气通路6b, 流入油一次分离器7。此后的排出空气系统与图1相同。

[0070] 关于油通路, 从油一次分离器7直到油过滤器22的结构与图1相同, 但经过油过滤器22之后的润滑油对齿轮箱39内部的各齿轮、未图示的轴封部件、轴承等供给, 并且也对低压级压缩机主体1L和高压级压缩机主体1H内部的螺杆转子、轴承等供给, 对这些驱动部件进行润滑。另外, 油泵45将滞留在齿轮箱39的下部的润滑油经由油通路15a吸入之后, 经由油通路15b对其压送, 注入吸气通路5内, 油与吸入空气一同流入低压级压缩机主体1L, 进行工作室内的空气的密封和螺杆转子的润滑。

[0071] 排热回收用热交换器11、对润滑油和压缩空气进行最终冷却的油冷却器20、后冷却器13c和与它们连接的供水通路、油通路、排出空气通路的基本结构与图1相同。另外, 冷却风扇30和控制其的冷却风扇用逆变器36、各种温度和压力传感器的结构也与第一实施例(图1)相同。从而, 能够同样地执行第一实施例的流程图(图2或图5), 计算与目标水出口温度 T_{w2t} 对应的目标排出空气温度 T_{d1t} 时, 也能够使用与图4的曲线1相当的特性曲线。

[0072] 另外, 能够如本实施例所述地, 不依赖于压缩机主体的数量和驱动方式地, 构成从作为高温流体的润滑油的排热回收功能和供给目标水出口温度 T_{w2t} 的热水的功能。一般而言, 内置多个压缩机主体的油冷式压缩机具有大功率的电动机, 循环的润滑油量也较多, 因此来自排热的回收热量相对较大, 可供给的热水量也较多, 由此节能效果提高。与热水量较多相应地, 也不需要现有技术中需要的大型的水用温度调节阀, 设置费用的削减效果也增大。

[0073] (总结)

[0074] 本实施例中的压缩机主体1L、1H是多级式的。

[0075] 根据如以上所述地构成的本实施例, 在多级式的气体压缩机中, 能够无需在热回收液的通路中设置温度调节阀等、低成本地将排热回收用热交换器排出的热回收液的温度调节为要求的温度。

[0076] 实施例5

[0077] 图9是表示本发明的第五实施例的气体压缩机的概略结构的示意图。以下, 以与第一实施例的不同点为中心进行说明。

[0078] 本实施例中的气体压缩机是不对压缩机主体1L和高压级压缩机主体1H的工作室内注入冷却液或润滑液的无油式(非供液式), 是具有低压级压缩机主体1L和高压级压缩机主体1H的两级压缩方式的结构。低压级压缩机主体1L和高压级压缩机主体1H内部包含未图示的阴阳一对螺杆转子, 能够利用在上述螺杆转子的轴端设置的同步齿轮, 在相互维持微小间隙的同时非接触地旋转。

[0079] 低压级压缩机主体1L和高压级压缩机主体1H安装于齿轮箱39, 在低压级压缩机主

体1L和高压级压缩机主体1H各自的被驱动轴端安装有低压级小齿轮41和高压级小齿轮42。在主电动机2的驱动轴安装有大齿轮40,低压级小齿轮41和高压级小齿轮42与大齿轮40啮合,通过主电动机2的旋转,而驱动低压级压缩机主体1L和高压级压缩机主体1H。在主电动机2的驱动轴端设置有油泵用小齿轮43,油泵用小齿轮43与在油泵45的被驱动轴设置的油泵齿轮44啮合,油泵45被主电动机2驱动。

[0080] 从低压级压缩机主体1L排出的压缩空气经由排出空气通路6a,流入低压级排热回收用热交换器11L的高温流体流路,与经过低温流体流路的水进行热交换。之后,经由排出空气通路6b,被中间冷却器13a冷却至规定温度。之后,在排出空气通路6c上设置的冷凝水分分离器7a中将冷凝水从压缩空气分离之后,压缩空气流入高压级压缩机主体1H。即,排出空气通路6c是使被空冷式冷却器(中间冷却器13a)冷却后的高温流体(压缩空气)流入压缩机主体(高压级压缩机主体1H)的通路。在低压级压缩机主体1H中升压至规定压力后的压缩空气经由排出空气通路10a,流入高压级排热回收用热交换器11H的高温流体流路,与经过低温流体流路的水进行热交换。之后,向排出空气通路12流出,在排出空气通路12上设置的空冷式的前冷却器13b被冷却风扇30产生的冷却风预冷却之后,经过止回阀9a,流入后冷却器13c。压缩空气在后冷却器13c被冷却风冷却之后,经由排出空气通路14对需求方供给。

[0081] 另一方面,在不对压缩机主体的工作室内供油的无油式压缩机中,为了用于齿轮或未图示的轴承等驱动部件的润滑、和用于因空气的压缩热而变得高温的压缩机主体壳体的冷却而需要润滑油,为了使润滑油循环而需要油泵。被主电动机2驱动的油泵45经由油通路15a吸入在齿轮箱39的下部贮存的润滑油,经由油通路15b压送。在油通路15b上设置有温度调节阀16,在润滑油温度低于规定温度的情况下,润滑油的全部量经过油旁通通路18而绕过油冷却器20,经由油通路21、油过滤器22和油通路23a,经由从油通路23a分支的油通路23b对低压级压缩机主体1L供油,经由油通路23a对高压级压缩机主体1H供油,用于压缩机主体内部的未图示的轴承、使阴阳一对螺杆转子非接触地旋转的同步齿轮等的润滑,另外,也通过在构成压缩机主体的壳体中使润滑油在未图示的冷却液流路(为了不与压缩空气混合而分离的流路)内流通,而用于对压缩机主体进行冷却的用途。另外,润滑油也经由未图示的其他分支油通路,对齿轮箱39内部的各齿轮和轴承等驱动部件供油。润滑油温度高于规定温度时,温度调节阀16与润滑油温度相应地调整对油旁通通路18和油通路17的油量分配,润滑油经由油通路17流入油冷却器20,在被冷却风冷却之后,经由油通路21,最终对低压级压缩机主体1L、高压级压缩机主体1H供油。即,油通路21是使被空冷式冷却器(油冷却器20)冷却后的高温流体(润滑油)流入压缩机主体(低压级压缩机主体1L和高压级压缩机主体1H)的通路。

[0082] 本实施例中,采用了串联地按最初是低压级排热回收用热交换器11L、接着是高压级排热回收用热交换器11H的顺序使水与压缩空气进行热交换的结构。详细进行说明,经过供水通路31a的水流入低压级排热回收用热交换器11L的低温流体流路,被从低压级压缩机主体1L排出的高温的压缩空气加热。之后,水经由供水通路31b,流入高压级排热回收用热交换器11H的低温流体流路,被从高压级压缩机主体1H排出的高温的压缩空气加热,最终从供水通路32对热水需求方供给。此处,本实施例中,设想为低压级压缩机主体1L的吸入压力与排出压力的比即压缩比,比高压级压缩机主体1H的压缩比小,这是因为低压级压缩机主体1L的出口的排出空气温度更低,所以为了尽可能增大交换热量,优选先使从供水源供给

的最低温的水与低压级排出空气进行热交换。但是,如果是高压级压缩机主体1H的压缩比小于低压级压缩机主体1L的设计的情况下,可以将排热回收用热交换器的连接顺序设为高压级排热回收用热交换器11H在先、接着是低压级排热回收用热交换器11L。

[0083] 无油式压缩机的情况下,产生的热量的大部分作为压缩空气的显热存在,如本实施例所示,大多作为从压缩空气的排热回收与水进行热交换。本实施例中不存在从油的排热回收,但与第一实施例的流程图(图2)同样,以使水出口温度 T_{w2} 成为目标水出口温度 T_{w2t} 的方式进行冷却风扇30的旋转控制即可。

[0084] 图10是表示本实施例的气体压缩机中用于将水出口温度 T_{w2} 调节为目标水出口温度 T_{w2t} 的控制流程的流程图。本实施例中,代替第一实施例的排出空气温度 T_{d1} ,使用高压级排出空气温度 T_{dH1} 。另外,代替排出空气警报温度 T_{d1A} ,使用高压级排出空气警报温度 T_{dH1A} 。另外,在热水优先模式有效时,代替热水优先模式时排出空气上限温度 T_{d1r} ,使用热水优先模式时高压级排出空气上限温度 T_{dH1r} 。另外,代替风扇控制开始排出空气温度 T_{d1f} ,使用风扇控制开始高压级排出空气温度 T_{dH1f} 。另外,代替目标排出空气温度 T_{d1t} ,使用目标高压级排出空气温度 T_{dH1t} 。用于条件判断的参数如上所述地变更,但图10的各步骤的处理与第一实施例(图2)相同。

[0085] 图11是表示本实施例的低压级排热回收用热交换器11L和高压级排热回收用热交换器11H中的高温流体(压缩空气)和低温流体(水)各自的入口温度和出口温度的图。低压级排热回收用热交换器11L和高压级排热回收用热交换器11H都是对向流型的热交换器,此时的低压级排热回收用热交换器11L的低压级对数平均温差 ΔT_{mL} 用下式表达:

$$[0086] \quad \Delta T_{mL} = ((T_{dL1} - T_{wL2}) - (T_{dL2} - T_{wL1})) / \text{LN}((T_{dL1} - T_{wL2}) / (T_{dL2} - T_{wL1}))。$$

[0087] 另一方面,高压级排热回收用热交换器11H的高压级对数平均温差 ΔT_{mH} 用下式表达:

$$[0088] \quad \Delta T_{mH} = ((T_{dH1} - T_{wH2}) - (T_{dH2} - T_{wH1})) / \text{LN}((T_{dH1} - T_{wH2}) / (T_{dH2} - T_{wH1}))。$$

[0089] 低压级排热回收用热交换器11L与高压级排热回收用热交换器11H串联连接,因此各个中流入的水量相同。假设该水量总是为一定值、并且水入口温度(=低压级低温流体入口温度) T_{wL1} 也为一定值时,低压级排热回收用热交换器11L的低压级低温流体出口温度 T_{wL2} 、与高压级排热回收用热交换器11H的高压级低温流体入口温度 T_{wH1} 是相同温度,有 $T_{wH1} = T_{wL2}$ 的关系(此处,假设供水通路31b被隔热材料等保护,不发生热的出入)。

[0090] 在低压级排热回收用热交换器11L中与水进行热交换并从低压级高温流体出口流出的冷却后的压缩空气的低压级高温流体出口温度 T_{dL2} ,在中间冷却器13a被进一步冷却至大气温度+15°C左右。之后,在高压级压缩机主体1H中被压缩,以高压级排出空气温度(=高压级高温流体入口温度) T_{dH1} 流入高压级排热回收用热交换器11H。从而,通常,即使串联连接,低压级高温流体出口温度 T_{dL2} 与高压级高温流体入口温度 T_{dH1} 也不会如低压级低温流体出口温度 T_{wL2} 与高压级低温流体入口温度 T_{wH1} 这样一致。

[0091] 一般的无油式压缩机中,刚压缩后的排出空气温度(绝对温度)[K]可以按(吸入空气绝对温度) $\times ((\text{排出空气绝对压力}/\text{吸入空气绝对压力})^{(\kappa-1)/(m \cdot \kappa)})$ 求出。此处, κ 是空气的绝热指数(=1.4), m 是压缩级数。取决于压缩机的排出压力规格,在排出空气压力规格是0.7MPa(表压)的情况下,一般设计为低压级和高压级的压缩比(= (排出空气绝对压力/吸入空气绝对压力)是相同程度,因此对于低压级压缩机主体1L和高压级压缩机主体1H

的排出空气温度按 $m=1$ 个别地计算时,低压级和高压级压缩机主体出口温度、即低压级排出空气温度(=低压级高温流体入口温度) T_{dL1} 、高压级排出空气温度(=高压级高温流体入口温度) T_{dH1} 是 $180\sim 210^{\circ}\text{C}$ 左右。

[0092] 与第一实施例同样地,为了使高压级排热回收用热交换器11H的高压级低温流体出口温度、即水出口温度 T_{wH2} 上升至目标高压级水出口温度 T_{wH2t} ($T_{wH2}<T_{wH2t}$),使低压级高温流体入口温度 T_{dL1} 和高压级高温流体入口温度 T_{dH1} 上升即可。无油式压缩机与油冷式压缩机不同,不会对压缩机主体的工作室喷射润滑油,但通过降低冷却风扇30的旋转速度,油冷却器20出口的润滑油温度上升,因此低压级压缩机主体1L和高压级压缩机主体1H的未图示的冷却液流路中流通的润滑油的冷却能力降低。同时,因冷却风扇30的旋转速度降低,中间冷却器13a的冷却能力也降低。由此,低压级压缩机主体1L的低压级排出空气温度(=低压级高温流体入口温度) T_{dL1} 、和高压级压缩机主体1H的高压级排出空气温度(=高压级高温流体入口温度) T_{dH1} 上升,由此能够使水出口温度 T_{wH2} 上升。

[0093] 给出低压级水入口温度 T_{wL1} ,设定为高压级水出口温度 $T_{wH2}=T_{wH2t}$ 时,以使低压级对数平均温差 ΔT_{mL} 和高压级对数平均温差 ΔT_{mH} 在高压级水出口温度 T_{wH2} 的设定前后相同的方式,决定目标高压级排出空气温度 T_{dH1t} 时,得到图11的特性。

[0094] 与第一实施例同样地,通过预先按采用的低压级排热回收用热交换器11L与高压级排热回收用热交换器11H的组合计算目标高压级水出口温度 T_{wH2t} 与目标高压级排出空气温度 T_{dH1t} 的关系,准备特性曲线,操作者能够容易地获得与设定了任意的目标高压级水出口温度 T_{wH2t} 时对应的目标高压级排出空气温度 T_{dH1t} 。图4的曲线2是表示本实施例中的目标高压级水出口温度 T_{wH2t} 、与目标高压级排出空气温度 T_{dH1t} 的关系的特性曲线。设定了任意的目标高压级水出口温度 T_{wH2t} 时,按照图10的流程图,以得到对应的目标高压级排出空气温度 T_{dH1t} 的方式,对冷却风扇逆变器输出频率 F_f 进行反馈控制,调节高压级排出空气温度 T_{dH1} 即可。

[0095] 但是,即使要将目标高压级水出口温度 T_{wH2t} 设定为与通常相比大幅降低的温度,也因为低压级排出空气温度 T_{dL1} 和高压级排出空气温度 T_{dH1} 在物理上由吸入空气温度和压缩比决定,所以冷却风扇逆变器输出频率 F_f 的反馈控制的结果是冷却风扇30全速运转、即成为冷却风扇逆变器最高输出频率 F_{fmax} ,该情况下,如果单元出口排出空气压力 P_d 为一定值,则目标高压级排出空气温度 T_{dH1t} 也存在下限,例如,大气温度是 20°C 的情况下,预测目标高压级排出空气温度 T_{dH1t} 的下限值 170°C 左右。

[0096] 图12是表示本实施例的气体压缩机中用于将水出口温度 T_{w2} 调节为目标水出口温度 T_{w2t} 的控制流程(图10)的变形例的流程图。图12的流程图中使用的参数与图10的流程图相同。进而,图12的各步骤的处理与第一实施例(图5)相同。

[0097] (总结)

[0098] 本实施例中的压缩机主体1L、1H是不对内部的工作室内注入冷却液或润滑液的非供液式的,流入排热回收用热交换器11L、11H的高温流体中包括从压缩机主体1L、1H排出的压缩气体。

[0099] 根据如以上所述地构成的本实施例,在非供液式的气体压缩机中,能够无需在热回收液的通路中设置温度调节阀等、低成本地将从排热回收用热交换器11L、11H排出的热回收液的温度调节为要求的温度。

[0100] 另外,本实施例中的压缩机主体1L、1H具有低压级压缩机主体1L和高压级压缩机主体1H,排热回收用热交换器11L、11H具有:将从低压级压缩机主体1L排出的压缩气体作为高温流体、将热回收液作为低温流体而使其进行热交换的低压级排热回收用热交换器11L;和将从高压级压缩机主体1H排出的压缩气体作为高温流体、将热回收液作为低温流体而使其进行热交换的高压级排热回收用热交换器11H,低压级排热回收用热交换器11L和高压级排热回收用热交换器11H的各低温流体流路串联连接。由此,热回收液被从低压级压缩机主体1L和高压级排热回收用热交换器11H排出的压缩气体加热,因此能够提高热回收液的温度。

[0101] 实施例6

[0102] 图13是表示本发明的第六实施例的气体压缩机的概略结构的示意图。以下,以与第五实施例的不同点为中心进行说明。

[0103] 第五实施例(图9)中,将低压级排热回收用热交换器11L和高压级排热回收用热交换器11H的各低温流体流路串联连接,与此不同,本实施例中,将低压级排热回收用热交换器11L和高压级排热回收用热交换器11H的各低温流体流路并联连接。

[0104] 从供水源导水的供水通路31a在途中分支出供水通路31b。供水通路31a连接至低压级排热回收用热交换器11L,另一方面,供水通路31b连接至高压级排热回收用热交换器11H。在低压级排热回收用热交换器11L中被加热后的水向供水通路32a流出,在高压级排热回收用热交换器11H中被加热后的水向供水通路32b流出,供水通路32b与供水通路32a汇流,对热水需求方供给。对于水入口温度,用在供水通路31a与供水通路31b的分支点的上游侧设置的水入口温度传感器33检测,对于水出口温度,用在供水通路32a与供水通路32b的汇流点的下游侧设置的水出口温度传感器34检测。

[0105] 根据该结构,通过将低压级排热回收用热交换器11L和高压级排热回收用热交换器11H的各低温流体流路并联连接,与如第五实施例(图9)所示地将低压级排热回收用热交换器11L和高压级排热回收用热交换器11H的各低温流体流路串联连接相比,能够将低温侧的水入口温度 T_{w1} 与高温侧的低压级排出空气温度 T_{dL1} 或高压级排出空气温度 T_{dH1} 的差确保得较大,因此能够获得更大的交换热量,节能效果增大。另一方面,高压级水出口温度 T_{wH2} 与如第五实施例所示地将低压级排热回收用热交换器11L和高压级排热回收用热交换器11H的各低温流体流路串联连接相比较低。

[0106] 另外,并联连接的热交换器组能够视为大的单一的热交换器,此时的特性曲线与图4的曲线1相当。

[0107] (总结)

[0108] 本实施例中的压缩机主体1L、1H具有低压级压缩机主体1L和高压级压缩机主体1H,排热回收用热交换器11L、11H具有:将从低压级压缩机主体1L排出的压缩气体作为高温流体、将热回收液作为低温流体而使其进行热交换的低压级排热回收用热交换器11L;和将从高压级压缩机主体1H排出的压缩气体作为高温流体、将热回收液作为低温流体而使其进行热交换的高压级排热回收用热交换器11H,低压级排热回收用热交换器11L和高压级排热回收用热交换器11H的各低温流体流路并联连接。

[0109] 根据如以上所述地构成的本实施例,将低压级排热回收用热交换器11L和高压级排热回收用热交换器11H的各低温流体流路并联连接,由此将低温侧的水入口温度 T_{w1} 与高

温侧的低压级排出空气温度 T_{dL1} 或高压级排出空气温度 T_{dH1} 的差确保为较大,交换热量增加,因此能够提高节能效果。

[0110] 实施例7

[0111] 图14是表示本发明的第七实施例中的气体压缩机的概略结构的示意图。以下,以与第五实施例的不同点为中心进行说明。

[0112] 本实施例中的气体压缩机,在第五实施例的结构(图9)之外,还具有用于从润滑油进行排热回收的润滑油排热回收用热交换器11o。具体而言,温度调节阀16的2处出口侧的一方在经由油冷却器20侧的出口连接油通路17a,油通路17a与润滑油排热回收用热交换器11o的高温流体流路入口连接。在润滑油排热回收用热交换器11o的高温流体流路出口连接油通路17b,与油冷却器20连通。其下游的结构与第五实施例相同。

[0113] 向排热回收用热交换器的低温流体流路侧流通水的顺序是,首先,导入水温最低的来自供水源的水的供水通路31a与润滑油排热回收用热交换器11o的低温流体流路入口连接,最初用润滑油的热将水加热。最初通过润滑油排热回收用热交换器11o的理由是,关于无油式压缩机,润滑油温度大幅地低于低压级或高压级的排出空气温度,要确保润滑油与水的温度差。经过润滑油排热回收用热交换器11o之后的水与第五实施例同样地,经由供水通路31b,流入低压级排热回收用热交换器11L,在此处被低压级排出空气的热加热之后,经由供水通路31c,流入高压级排热回收用热交换器11H,在此处进一步被高温的高压级排出空气加热,对热水需求方供给。

[0114] 另外,本实施例中将3个排热回收用热交换器11o、11L、11H的各低温流体流路串联连接,因此特性曲线与图4的曲线2相当,但因为通过从润滑油的排热回收,能够提高目标高压级排出空气温度 T_{dH1t} 和目标高压级水出口温度 T_{wH2t} ,所以实际上是与图4的曲线2相比向图4的右上侧移动若干程度的曲线。

[0115] (总结)

[0116] 本实施例中的气体压缩机具有将从压缩机主体1L、1H排出的润滑液作为高温流体、将热回收液作为低温流体而使其进行热交换的润滑油排热回收用热交换器11o,润滑油排热回收用热交换器11o的低温流体流路位于低压级排热回收用热交换器11L和高压级排热回收用热交换器11H的各低温流体流路的上游。

[0117] 根据如以上所述地构成的本实施例,也能够从润滑液进行排热回收,因此在交换热量增加、节能效果提高之外,因为能够在对热回收液用润滑液进行预热之后、用低压级排出空气和高压级排出空气分别加热,所以能够与第五实施例相比供给更高温度的热回收液。

[0118] 实施例8

[0119] 图15是表示本发明的第八实施例的气体压缩机的概略结构的示意图。以下,以与第五实施例的不同点为中心进行说明。

[0120] 本实施例中的气体压缩机个别地具有中间冷却器用的风扇导管46和后冷却器用的风扇导管47,在风扇导管46、风扇导管47内分别设置有冷却风扇30a、30b。

[0121] 在内置冷却风扇30a的风扇导管46的内部、或者以与其开口部连接的方式设置中间冷却器13a和油冷却器20a,这些冷却器用冷却风扇30a产生的冷却风对内部的流体进行冷却。

[0122] 另一方面,在内置冷却风扇30b的风扇导管47的内部、或者以与其开口部连接的方式设置前冷却器13b、后冷却器13c和油冷却器20b,这些冷却器用冷却风扇30a产生的冷却风对内部的流体进行冷却。

[0123] 油冷却器20a设置在从油通路15b分支的油通路15c和位于在其前方连接的温度调节阀16的下游的油通路17a的前方。被油冷却器20a冷却后的润滑油经过油通路21a,与油通路21b汇流,在油过滤器22被过滤。

[0124] 油冷却器20b设置在位于在油通路15b的前方连接的温度调节阀16的下游的油通路17b的前方。被油冷却器20b冷却后的润滑油经过油通路21b,与油通路21a汇流,在油过滤器22被过滤。

[0125] 冷却风扇30a和冷却风扇30b分别被冷却风扇用逆变器36a和冷却风扇用逆变器36b驱动、进行转速控制,对冷却风扇用逆变器36a和冷却风扇用逆变器36b的运转指令、控制指令由主控制电路板37进行。

[0126] (总结)

[0127] 本实施例中的压缩机主体1L、1H具有低压级压缩机主体1L、和高压级压缩机主体1H,空冷式冷却器13a、13c具有对从低压级压缩机主体1L排出的压缩气体进行冷却的中间冷却器13a、和对从高压级压缩机主体1H排出的压缩气体进行冷却的后冷却器13c,冷却风扇30a、30b具有对中间冷却器13a送风的第一冷却风扇30a、和对后冷却器13b送风的第二冷却风扇30b,气体压缩机具有:内置有第一冷却风扇30a和中间冷却器13a、或者在开口部连接有中间冷却器13a的通风部的第一风扇导管46;和内置有第二冷却风扇30b和后冷却器13c、或者在开口部连接有后冷却器13c的通风部的第二风扇导管47。

[0128] 根据如以上所述地构成的本实施例,在热水优先模式有效时使第二冷却风扇30b保持全速运转,仅使第一冷却风扇30a减速,进行旋转速度控制,由此使中间冷却器13a的冷却能力降低而使高压级吸入空气温度上升从而使高压级排出空气温度 T_{dH1} 上升,结果,能够使水出口温度 T_{wH2} 上升。此时,因为第二冷却风扇30b全速运转,所以能够最大限度地发挥后冷却器13b的冷却能力,能够对压缩空气需求方供给充分冷却后的压缩空气,能够减轻对可能在压缩机的下游设置的压缩空气除湿装置造成的负荷。

[0129] 另外,通过使2个油冷却器20a、20b分担润滑油的冷却,即使在第一冷却风扇30a正在进行减速运转的情况下,也能够用能够全速运转的第二冷却风扇30b在油冷却器20b中继续进行润滑油的冷却,因此润滑油温度的上升被控制在一定程度内。由此,能够提高周围大气变得高温的环境下的运转的可靠性。

[0130] 以上,对于实施例进行了说明,但本发明不限于上述实施例,包括各种变形例。例如,叙述了将本发明应用于螺杆压缩机的例子,但不限于此,也能够同样地应用于涡旋压缩机、涡轮压缩机、罗茨鼓风机等。另外,上述实施例中,对于转子室中具有阴阳一对螺杆转子的螺杆压缩机的例子进行了说明,但也能够同样地应用于螺杆转子是1个的单螺杆压缩机。另外,上述实施例中,示出了使用水作为排热回收用热交换器11、低压级排热回收用热交换器11L、高压级排热回收用热交换器11H的低温流体的例子,但除此以外也能够设想使用含有醇类等防冻液成分的冷却液、或溶液、以及油的情况等,作为低温流体并不限定于水。另外,驱动系统的结构是用1台主电动机2直接连结驱动压缩机主体1,但主电动机2与压缩机主体1也可以是增速齿轮驱动,也可以是联轴或传动带驱动。另外,也能够应用于具有

多个压缩机主体、对压缩气体分为多次地进行压缩的多级式压缩机。另外,也可以用分别不同的电动机驱动低压级压缩机主体和高压级压缩机主体。另外,冷却风扇和冷却风扇用逆变器也可以分别具有多个,例如,也可以在2台冷却风扇中1台采用冷却风扇用逆变器,另一台冷却风扇采用基于电源频率的定速驱动。

[0131] 另外,第二实施例中设想为使排热回收用热交换器的压缩空气、润滑油、水这三个系统设置在一个热交换器内的方式的板式热交换器,但也可以分为压缩空气-水、和润滑油-水之间的两种热交换器地进行热交换。另外,全部实施例中,热交换器也可以是壳管式热交换器。高温流体侧和低温流体侧的连接方法也可以不是各实施例中所示的顺序,而是分别改变连接顺序。例如,各排热回收用热交换器中,以高温流体和低温流体成为对向流的方式连接,但也可以使其成为并行流。

[0132] 另外,上述实施例是为了易于理解地说明本发明而详细说明书的,并不限于必须具有说明的全部结构。例如,能够将某个实施例的结构的一部分替换为其他实施例的结构,也能够某个实施例的结构上添加其他实施例的结构。另外,对于各实施例的结构的一部分,能够添加、删除、置换其他结构。

[0133] 附图标记说明

[0134] 1……压缩机主体,1L……低压级压缩机主体,1H……高压级压缩机主体,2……主电动机,3……吸入过滤器,4……吸入阀,5……吸气通路,6、6a、6b、6c、10、10a、12、14……排出空气通路,7……油一次分离器,7a……冷凝水分离器,8……油二次分离器,9……调压止回阀,9a……止回阀,10、10a……排出空气通路,11、11A……排热回收用热交换器,11L……低压级排热回收用热交换器,11H……高压级排热回收用热交换器,11o……润滑油排热回收用热交换器(润滑油排热回收用热交换器),13a……中间冷却器(空冷式冷却器),13b……前冷却器(空冷式冷却器),13c……后冷却器(空冷式冷却器),15、15a、15b、15c、17、17a、17b、19、21、21a、21b、23、23a……油通路,16……温度调节阀,18、18a、18b……油旁通通路,20、20a、20b……油冷却器(空冷式冷却器),22……油过滤器,24……吸入压力传感器,25……排出空气温度传感器(排出气体温度传感器),25a……低压级排出空气温度传感器,25b……高压级吸入空气温度传感器,25c……高压级排出空气温度传感器,26……排出空气压力传感器,26a……高压级吸入空气压力传感器,27……润滑油入口温度传感器,28……单元出口排出空气压力传感器,29……供油压力传感器,30……冷却风扇,30a……冷却风扇(第一冷却风扇),30b……冷却风扇(第二冷却风扇),31、31a、31b、31c、32……供水通路,33……水入口温度传感器,34……水出口温度传感器(热交换液温度传感器),35……主电动机用逆变器,36、36a、36b……冷却风扇用逆变器,37……主控制电路板(控制器),38……输入兼显示装置(切换指示装置)、39……齿轮箱,45……油泵,46……风扇导管(第一风扇导管),47……风扇导管(第二风扇导管),48……油分离器出口空气温度传感器,Td1……排出空气温度(排出气体温度),Td1t……目标排出空气温度(目标排出气体温度),TdL1……低压级排出空气温度(低压级高温流体入口温度),TdH1……高压级排出空气温度(高压级高温流体入口温度),Td1t……目标排出空气温度,TdH1t……目标高压级排出空气温度,Td1f……风扇控制开始排出空气温度,TdH1f……风扇控制开始高压级排出空气温度,Td1A……排出空气警报温度,TdH1A……高压级排出空气警报温度,Td1r……热水优先模式时排出空气上限温度,TdH1r……热水优先模式时高压级排出空气上限温度,Tdsp……

油分离器出口空气温度, T_{w1} ……水入口温度, T_{wL1} ……低压级水入口温度, T_{w2} ……水出口温度(热交换液温度), T_{wH2} ……高压级水出口温度, T_{w2t} ……目标水出口温度(目标热交换液温度), T_{wH2t} ……目标高压级水出口温度, ΔT_m :对数平均温差, ΔT_{mL} ……低压级对数平均温差, ΔT_{mH} ……高压级对数平均温差, P_s ……吸入压力, P_d ……单元出口排出空气压力, P_{sH} ……高压级吸入空气压力, P_o ……供油压力, F_f ……冷却风扇逆变器输出频率, F_{fmax} ……冷却风扇逆变器最高输出频率。

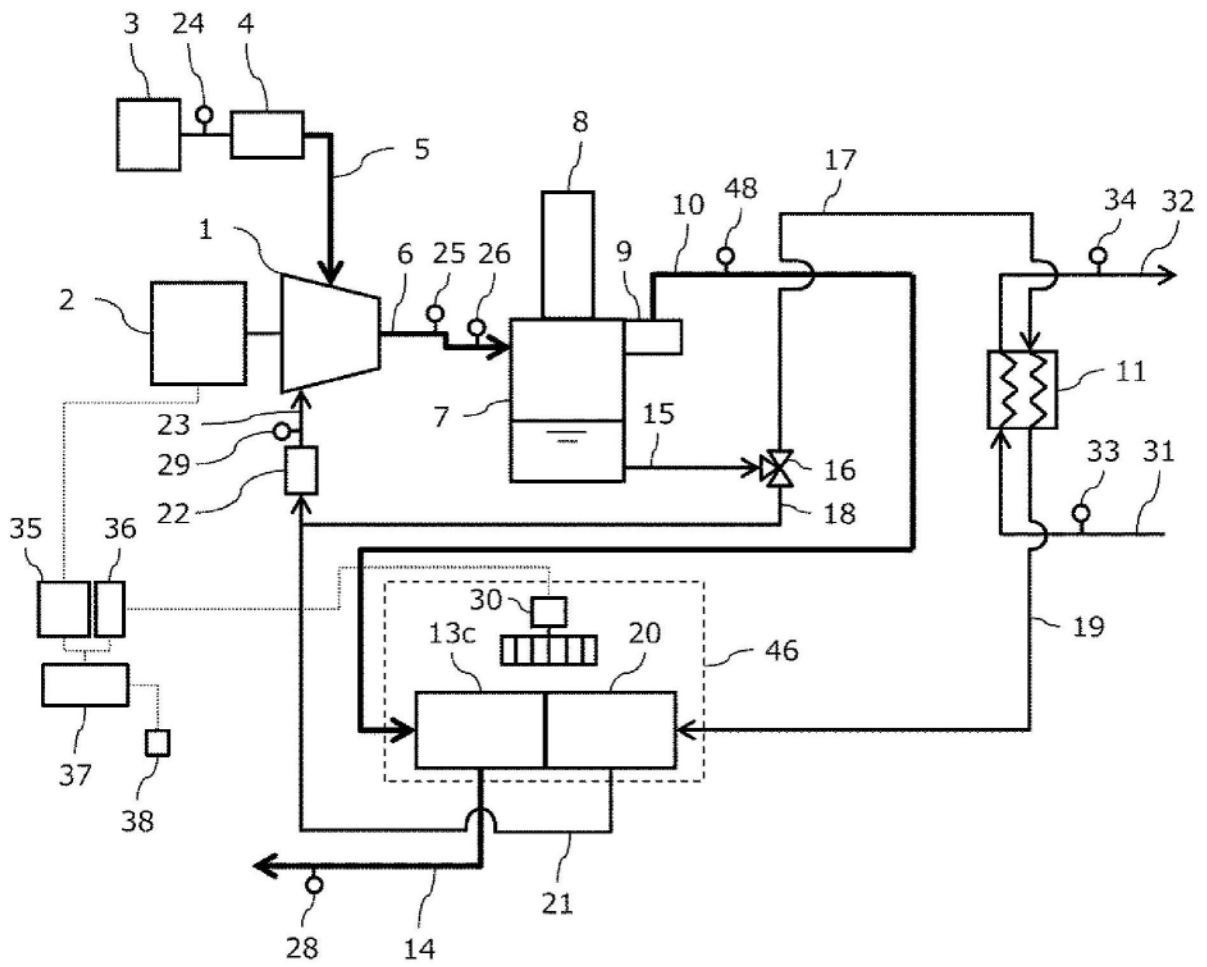


图1

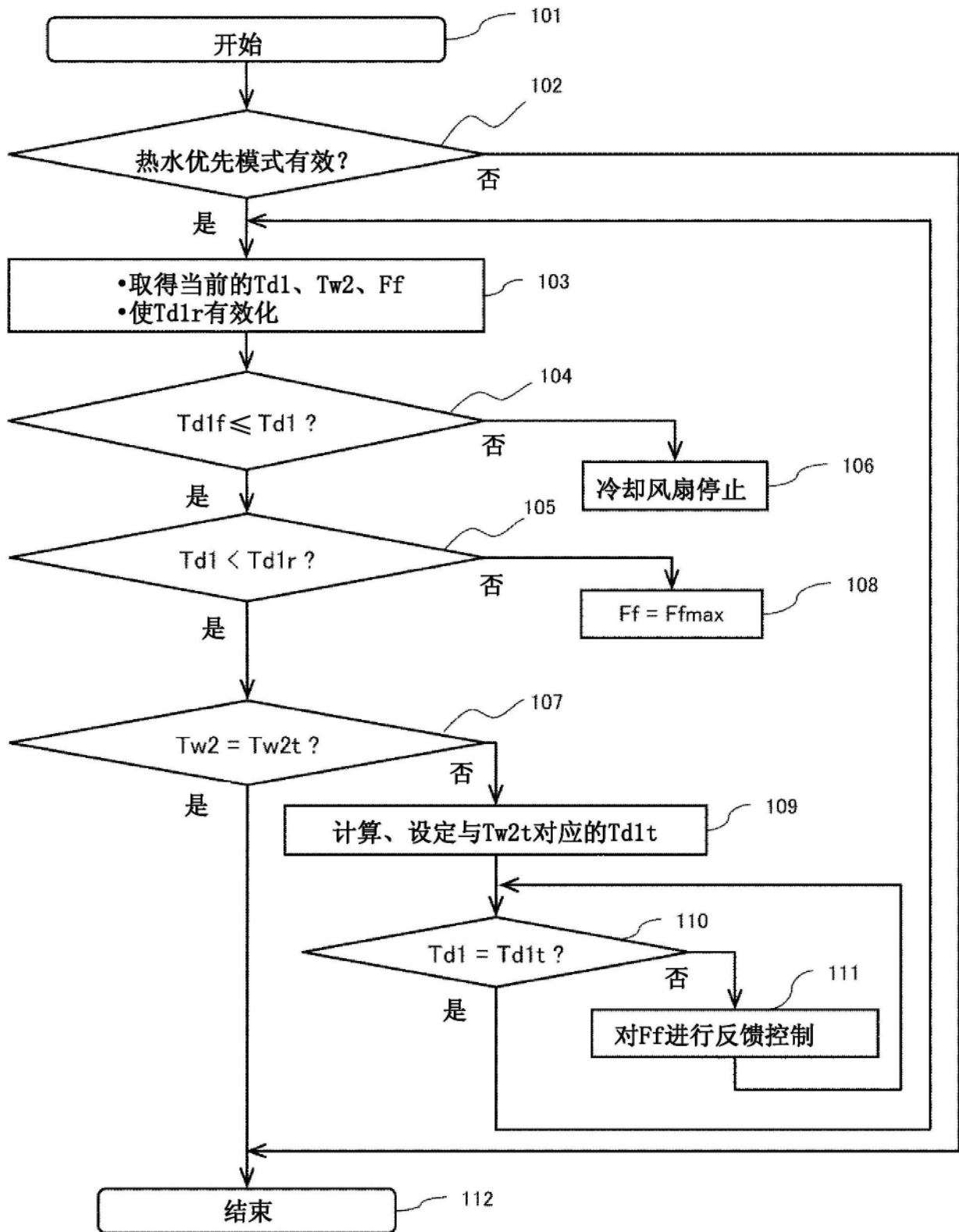


图2

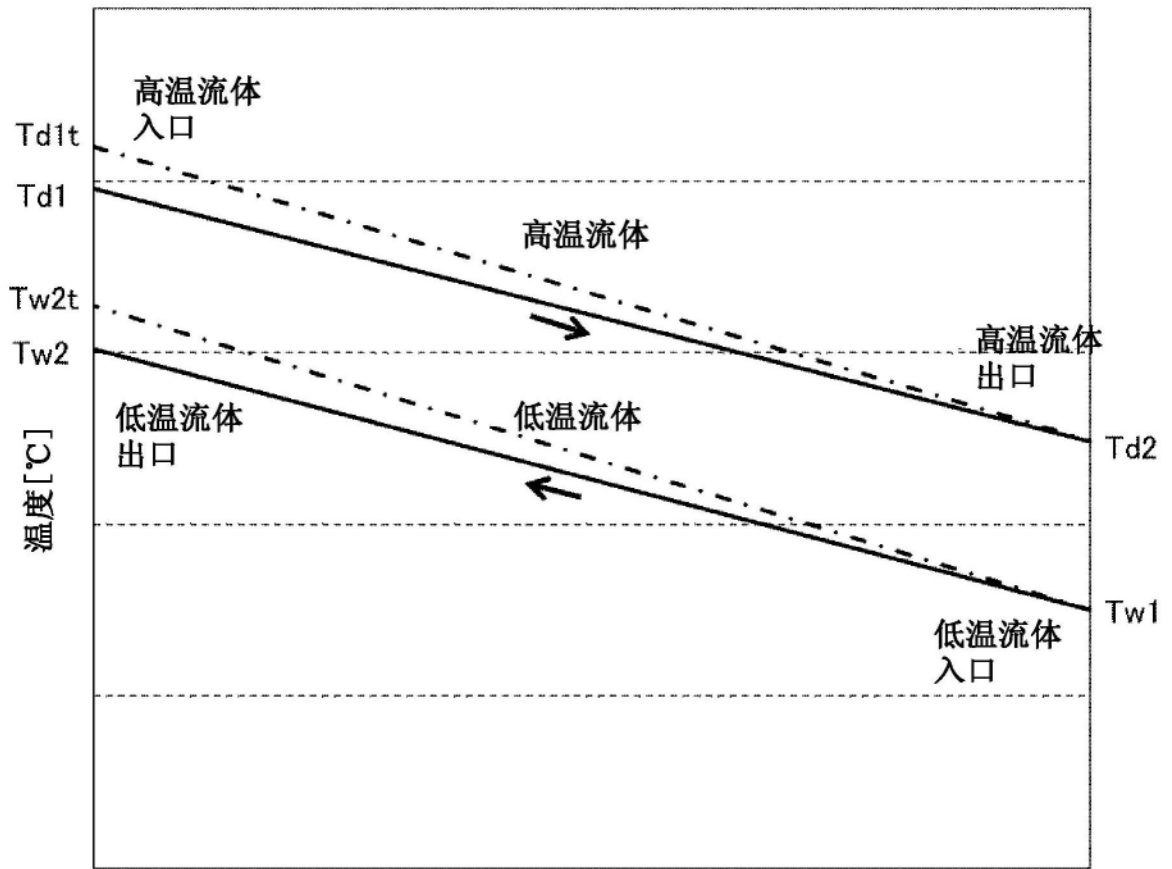


图3

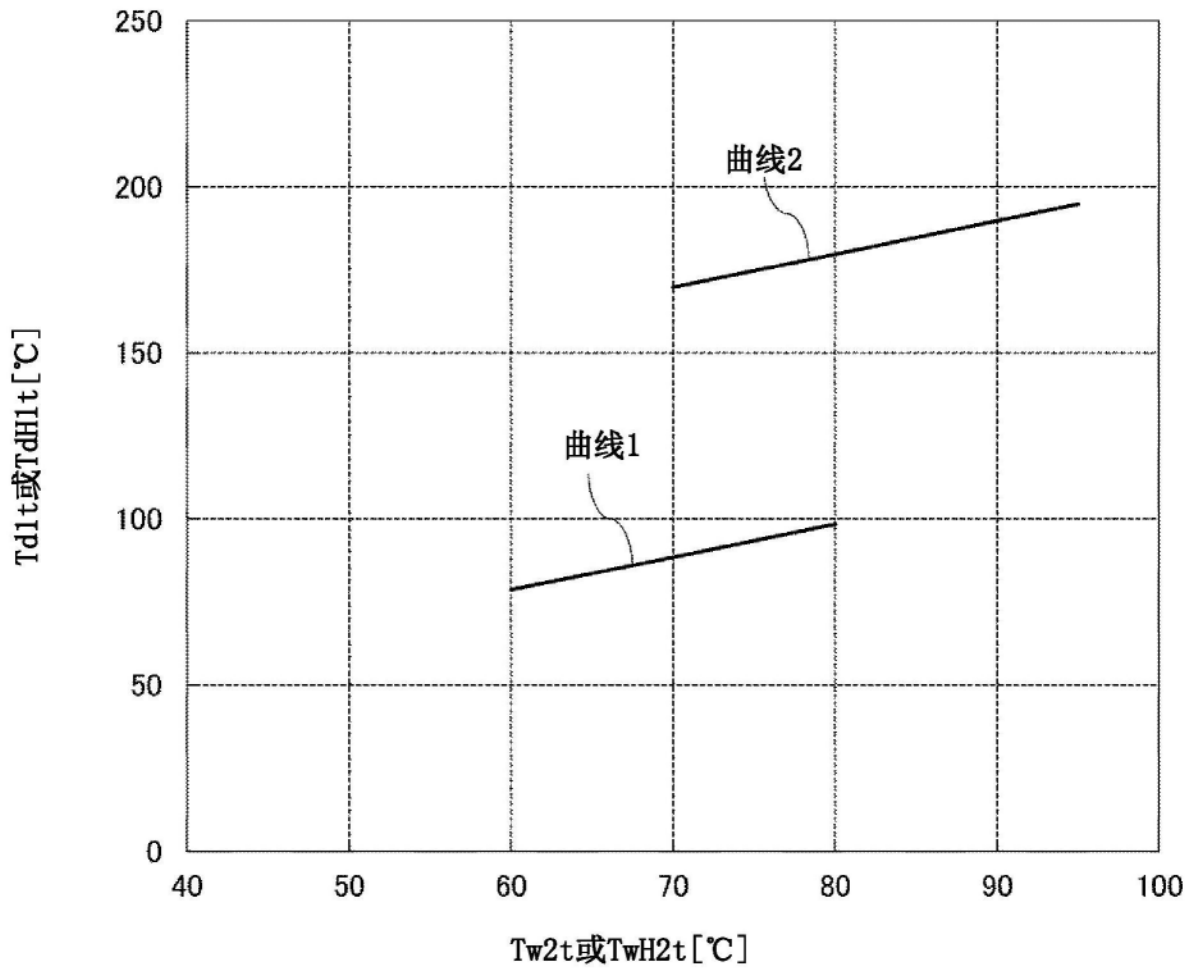


图4

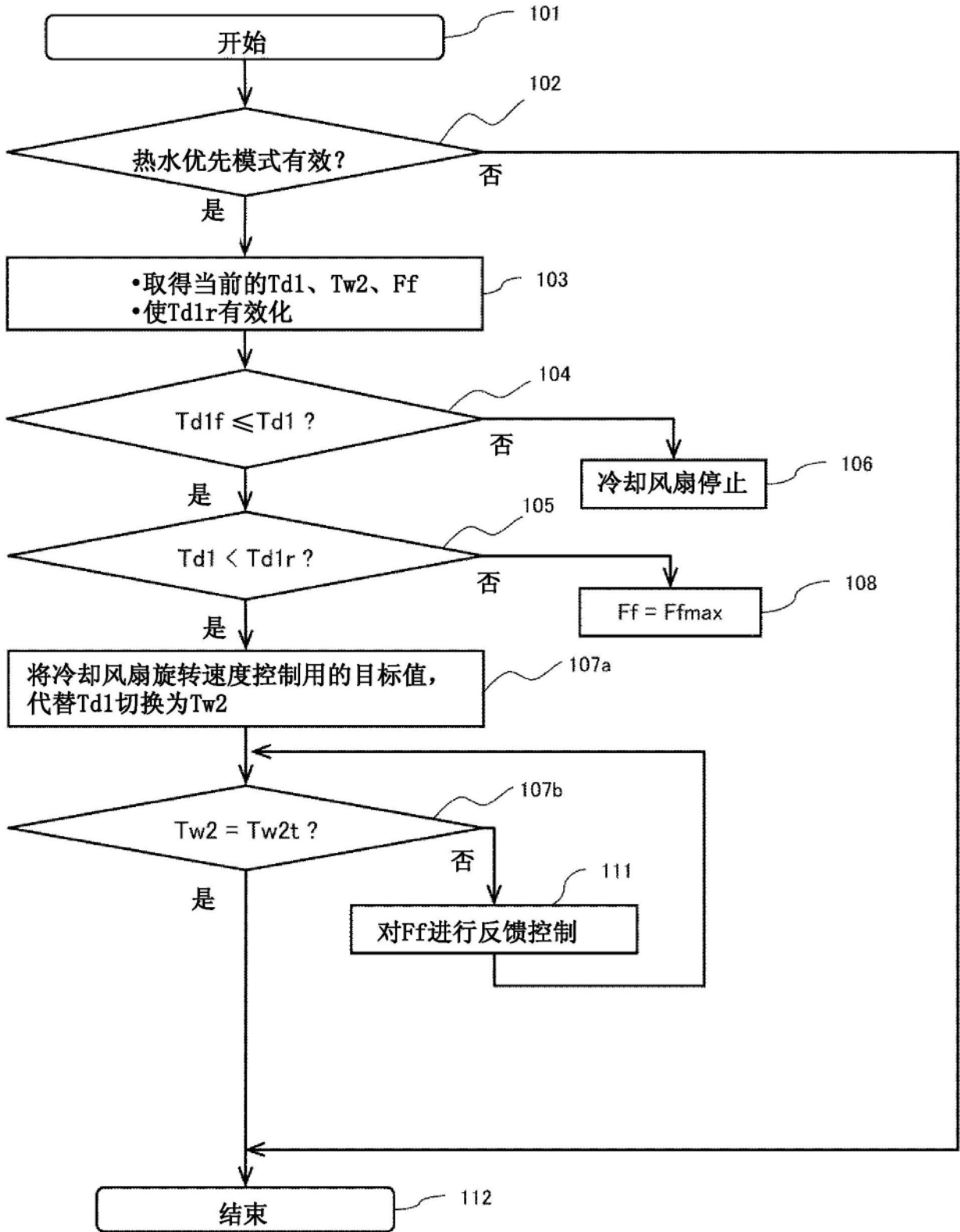


图5

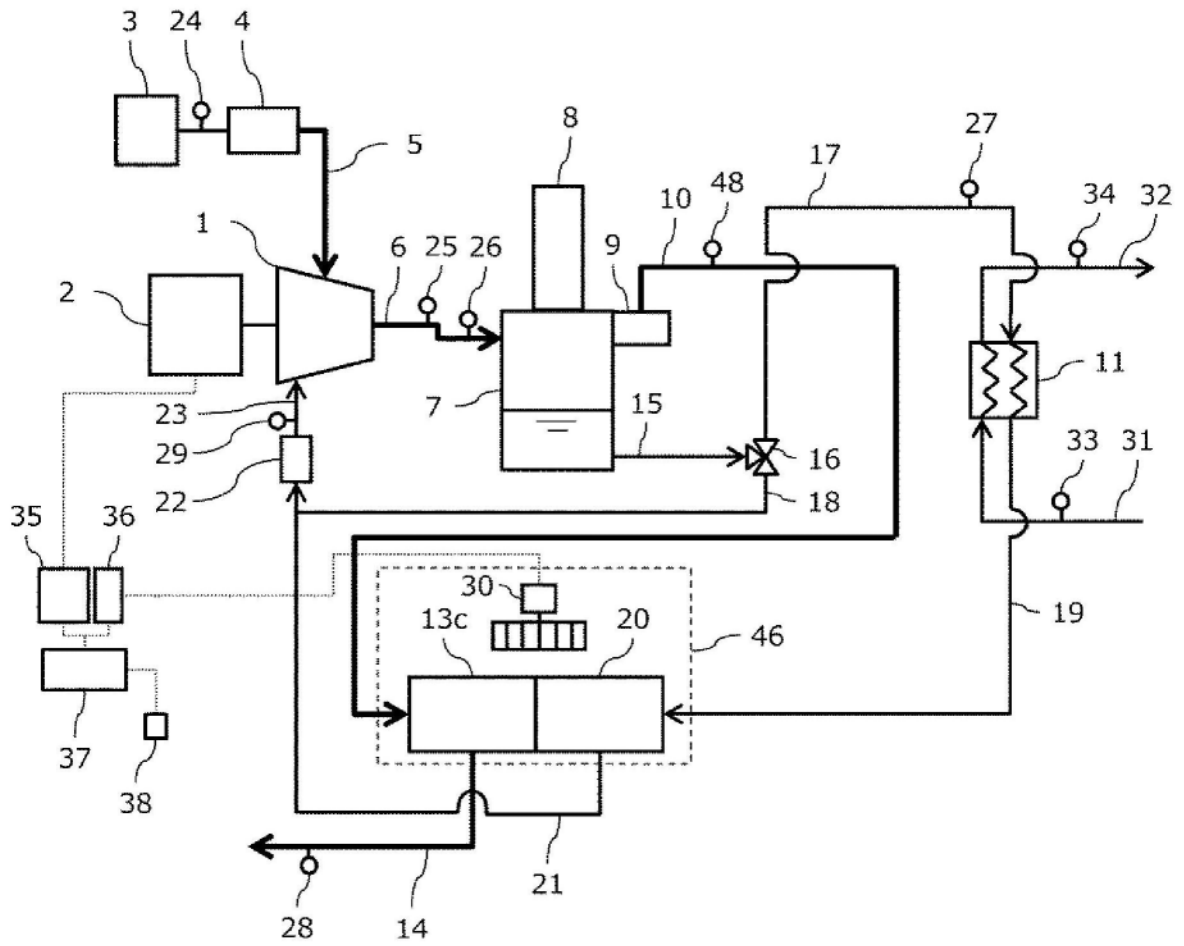


图6

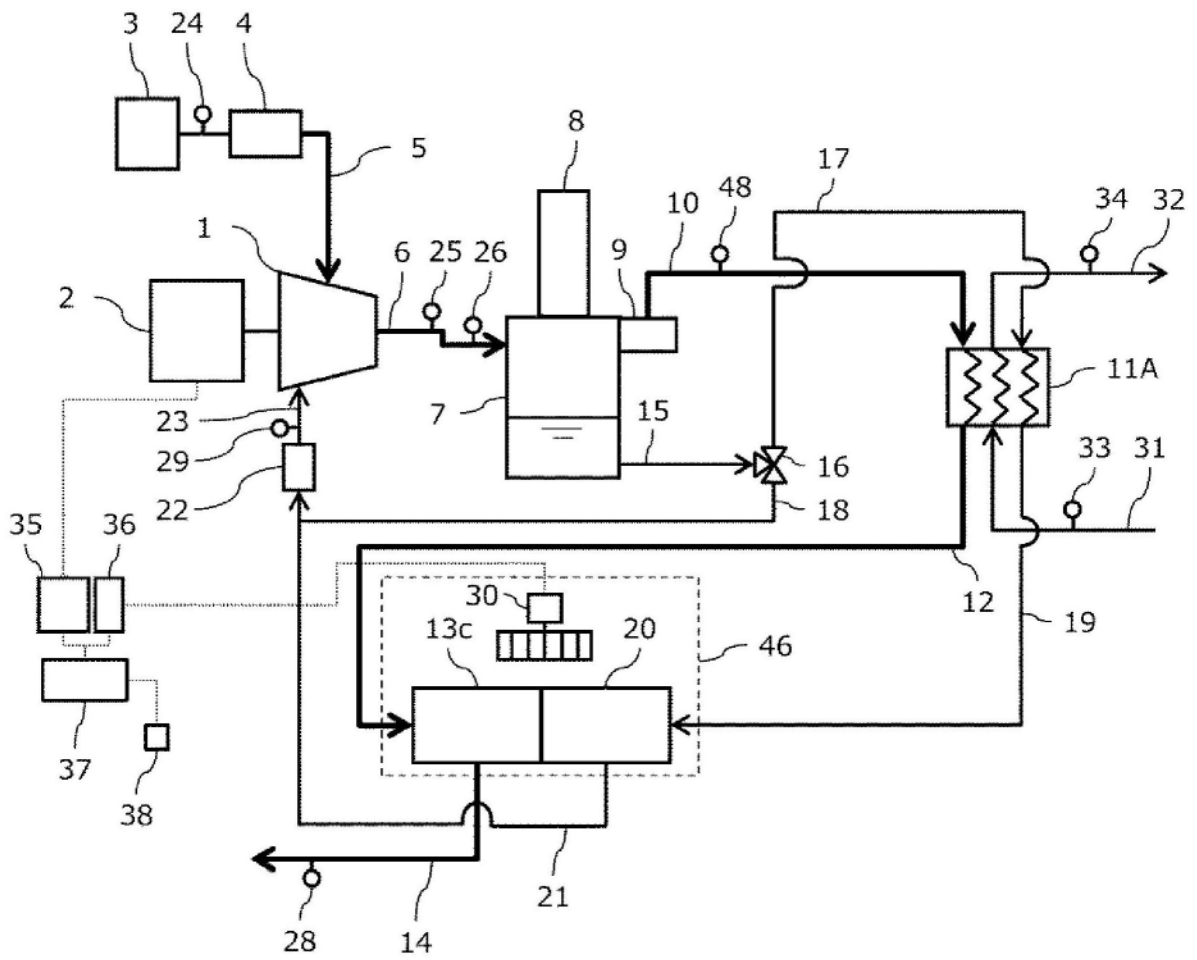


图7

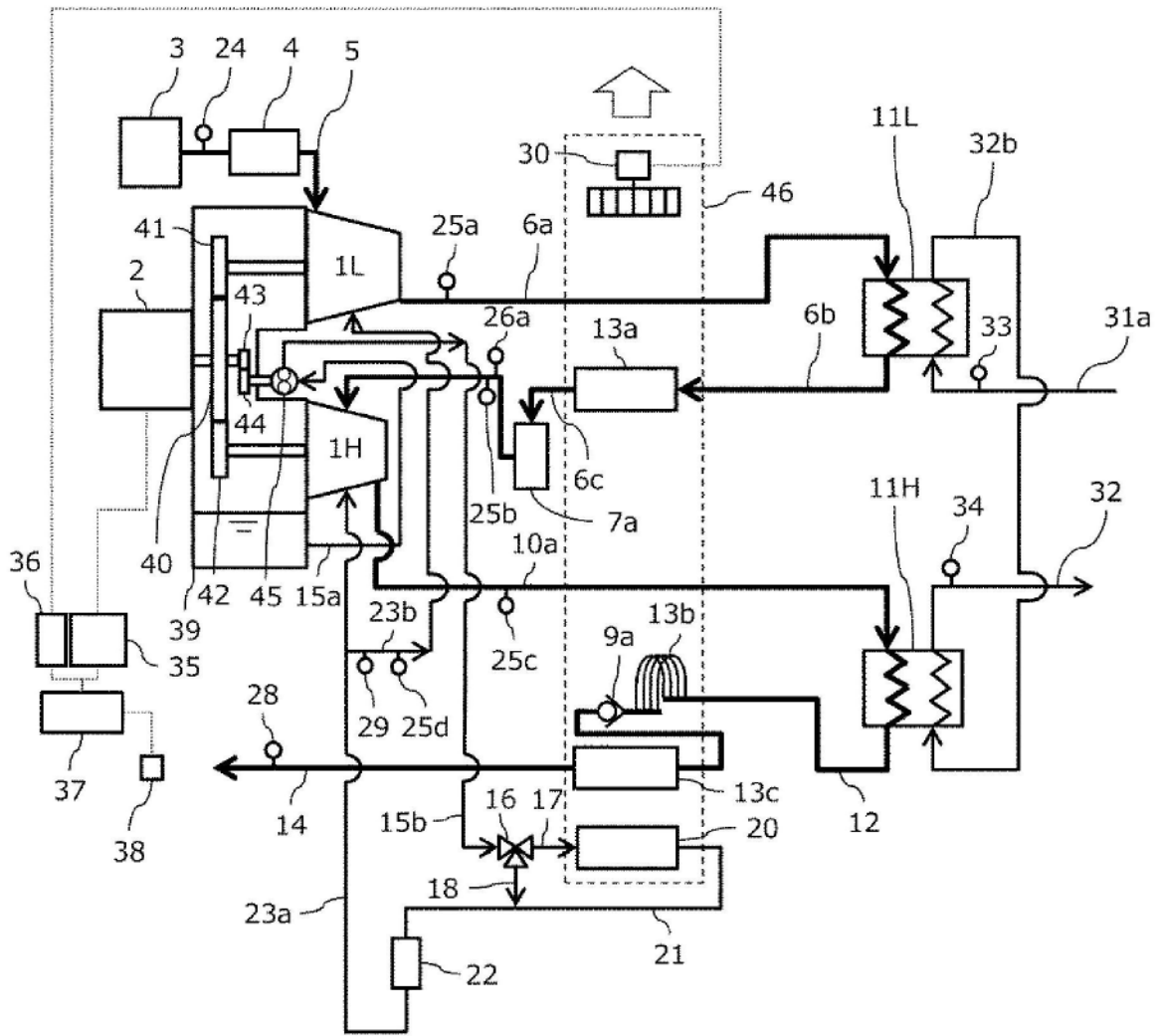


图9

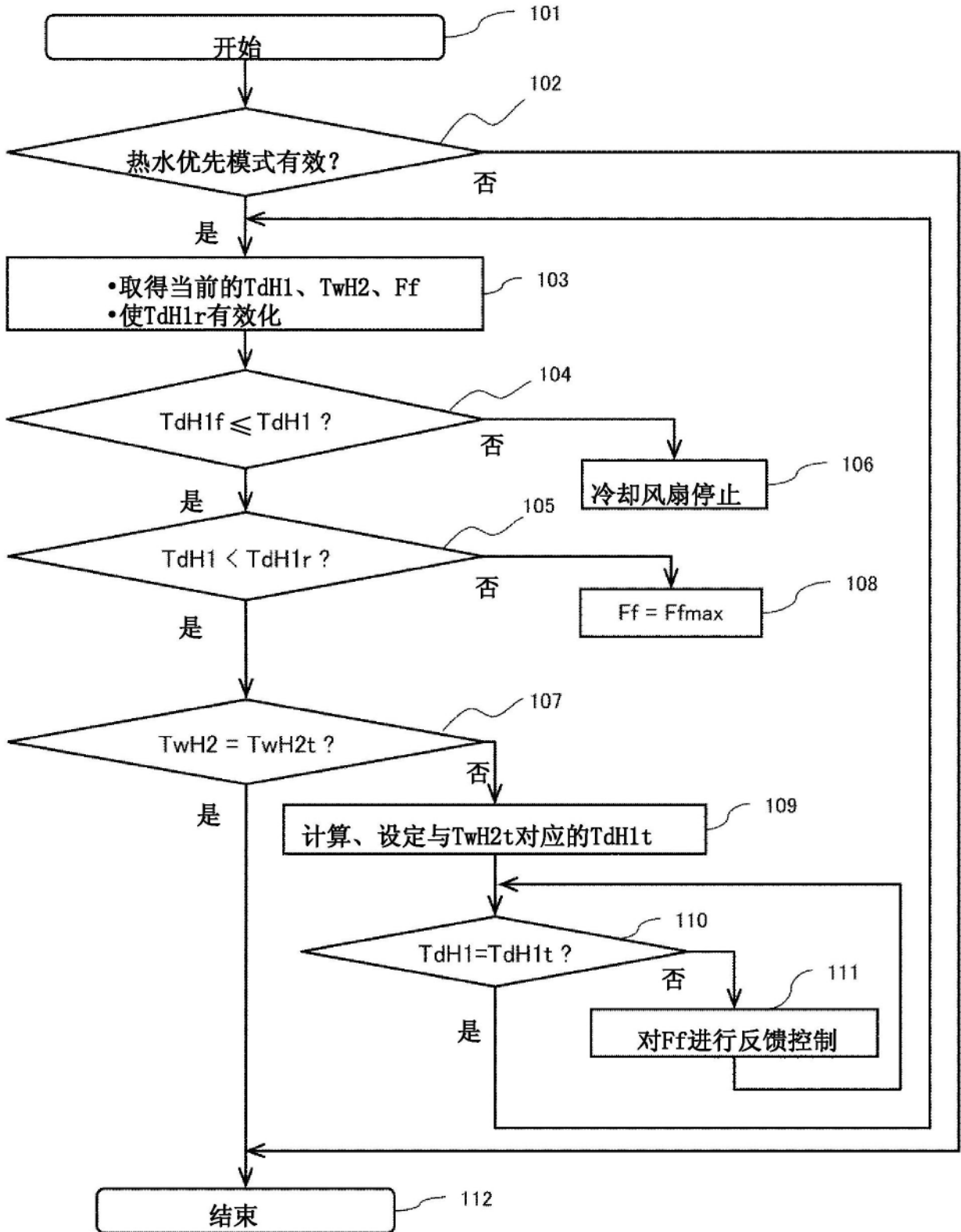


图10

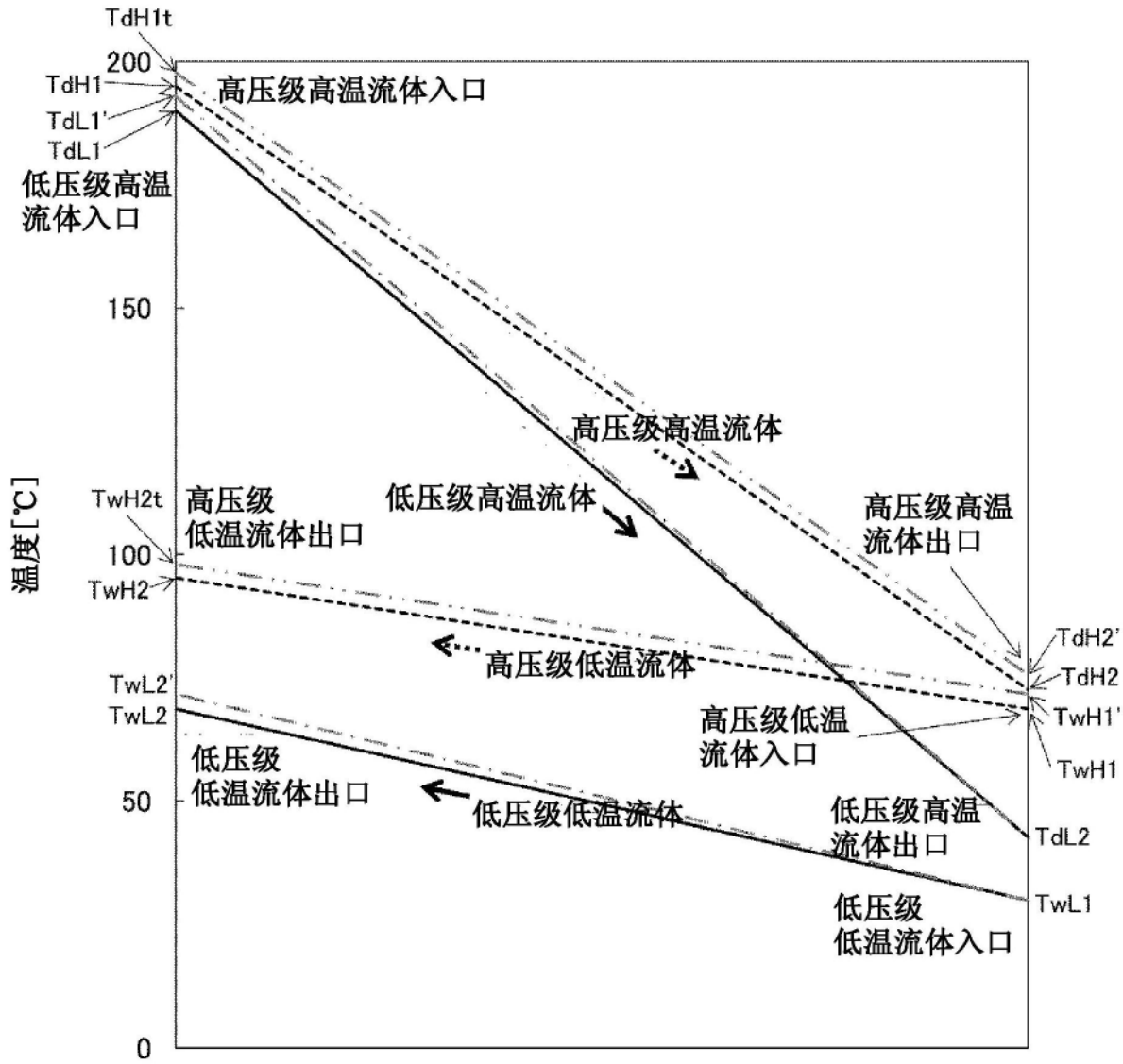


图11

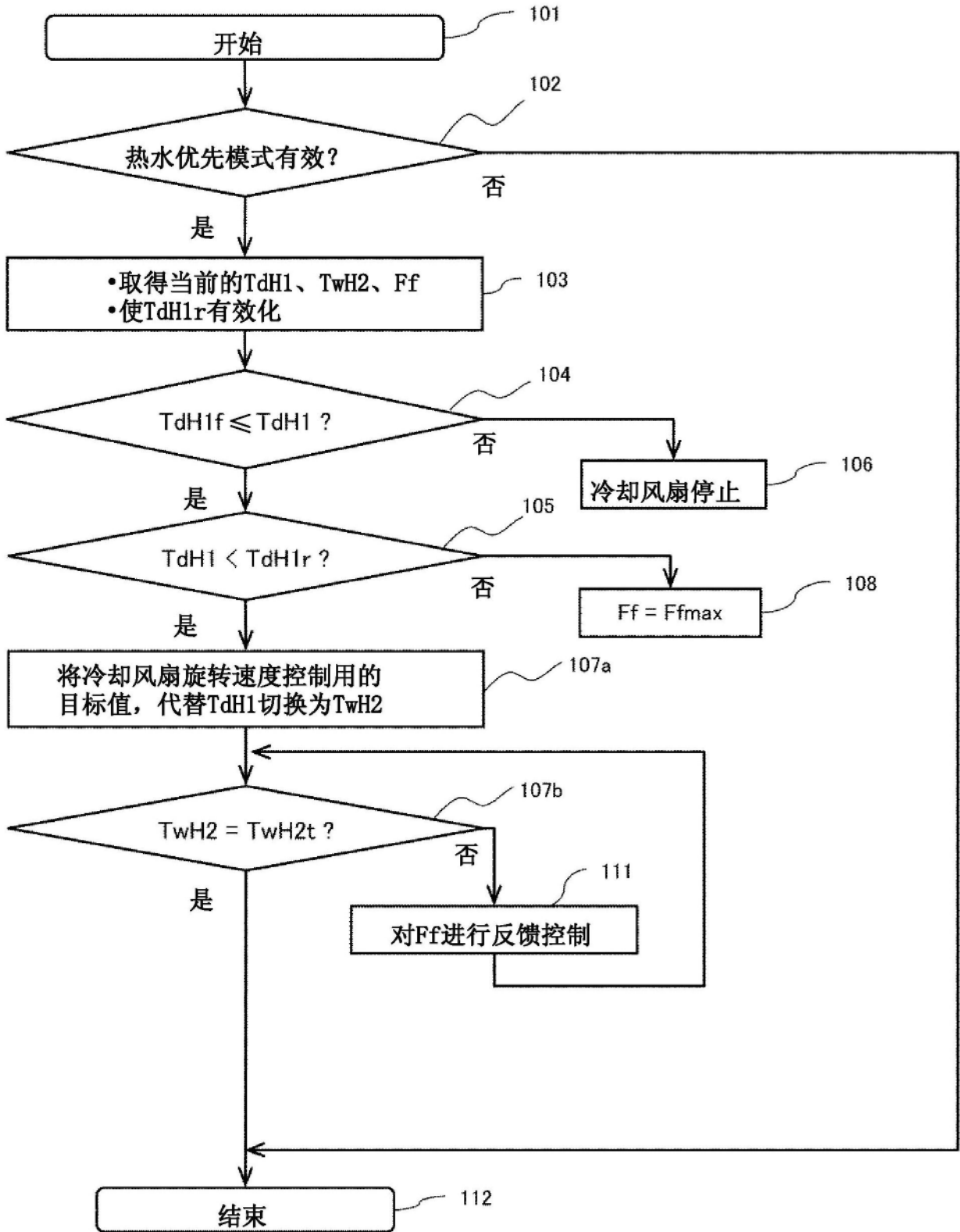


图12

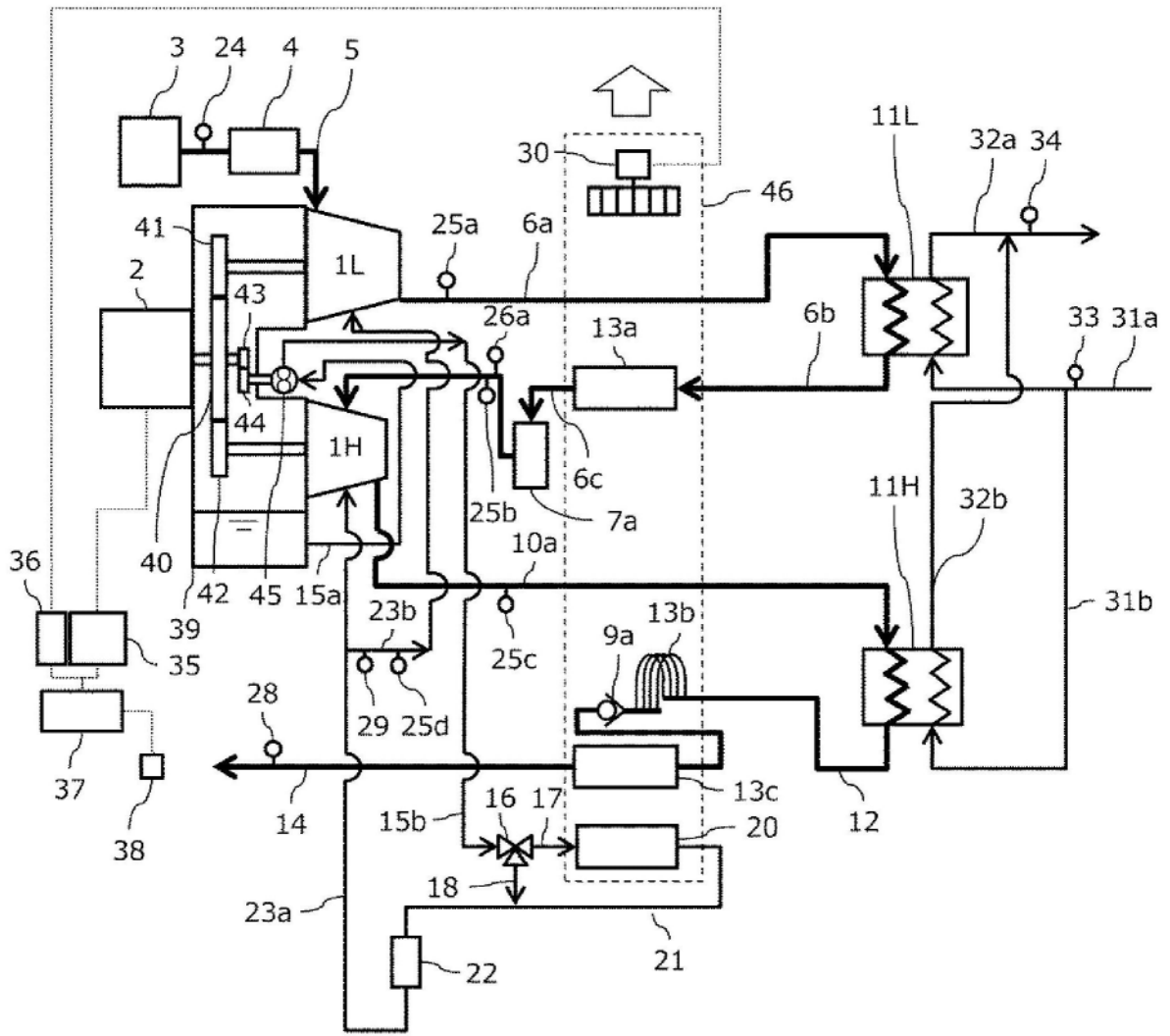


图13

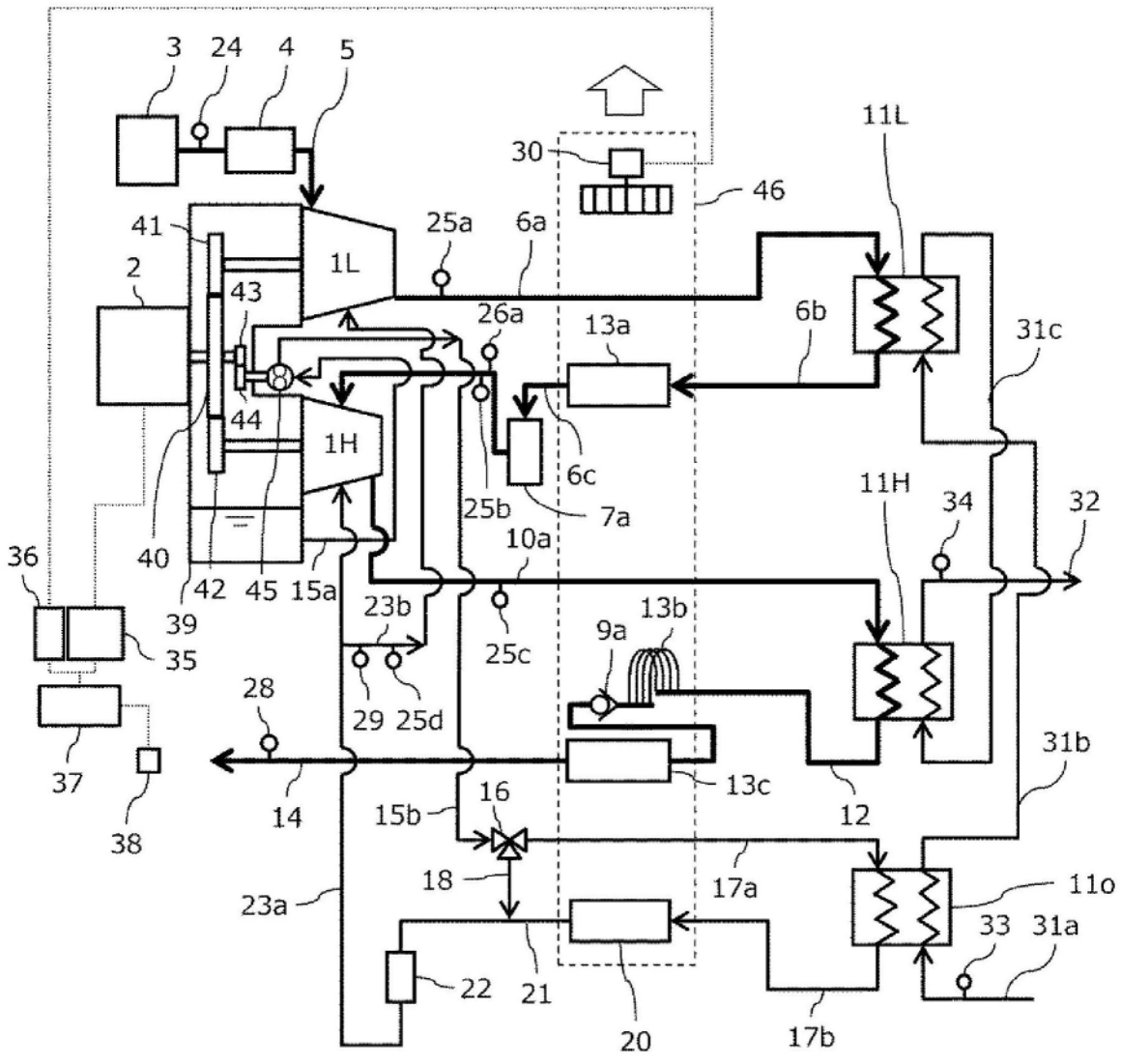


图14

