



(12) 发明专利申请

(10) 申请公布号 CN 105102768 A

(43) 申请公布日 2015. 11. 25

(21) 申请号 201480018226. 2

代理人 胡艳

(22) 申请日 2014. 04. 02

(51) Int. Cl.

(30) 优先权数据

F01K 3/00(2006. 01)

1306146. 0 2013. 04. 05 GB

F01K 3/06(2006. 01)

F01K 3/12(2006. 01)

(85) PCT国际申请进入国家阶段日

2015. 09. 25

(86) PCT国际申请的申请数据

PCT/GB2014/051030 2014. 04. 02

(87) PCT国际申请的公布数据

W02014/162129 EN 2014. 10. 09

(71) 申请人 等熵有限公司

地址 英国汉普郡费勒姆

(72) 发明人 乔纳森·塞巴斯蒂安·豪斯

詹姆斯·麦克纳斯滕

(74) 专利代理机构 上海和跃知识产权代理事务

所(普通合伙) 31239

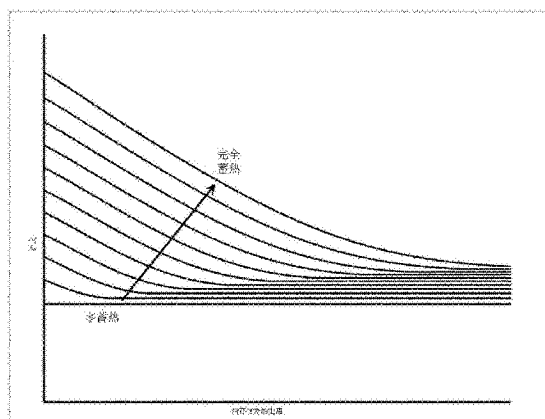
权利要求书3页 说明书21页 附图14页

(54) 发明名称

存储能量的装置和方法

(57) 摘要

在能量存储和回收系统中,来自第一容器中的工作流体被动力机械压缩并经由回热器传到第二容器中,在这里工作流体被迫冷凝,在存储过程中,饱和工作液体/蒸汽混合物的温度和压力持续升高。存储的能量由蒸汽返回通过回热器和动力机械来回收,在动力机械中,蒸汽在凝结回第一容器之前膨胀以做功。回热器包括透气性固体热存储介质,其在存储过程中将通过其的蒸汽的过热和一些潜热存储在各自的下流区域,该区域在存储过程中显示出持续升高的温度曲线以及与周围蒸汽小的温度差,因此使热能传递过程中的不可逆损失最小化。



1. 能量存储和回收系统,包括:

第一容器,其配置成存储工作流体为具有温度 T_{L1} 的饱和液体 / 蒸汽混合物 L_1 ,

第二容器,其配置成存储所述工作流体为具有温度 T_{L2} 的饱和液体 / 蒸汽混合物 L_2 ,

设置在所述第一容器和所述第二容器之间的动力机械,以及

设置在所述动力机械和存储在所述第二容器中的所述液体之间的回热器,

其中所述系统是这样配置的:

(i) 在存储模式下,在通过所述回热器并凝结在所述第二容器的所述液体 L_2 中之前,工作流体蒸汽从所述第一容器传到所述动力机械,在所述动力机械中,所述工作流体蒸汽被压缩,以便在所述存储模式过程中产生递增的 L_2 的 T_{L2} 及其液体 / 蒸汽平衡相变温度;并且

(ii) 在回收模式下,在工作流体蒸汽凝结在所述第一容器的所述液体 L_1 之前,工作流体蒸汽从所述第二容器,通过所述回热器传到所述动力机械,在所述动力机械中,所述工作流体蒸汽膨胀从而产生动力,以便在所述回收模式过程中产生递减的 L_2 的 T_{L2} 及其液体 / 蒸汽平衡相变温度;

其特征在于:

所述回热器包括固体热存储介质,所述工作流体蒸汽通过所述固体热存储介质来直接在所述蒸汽和固体介质之间进行热传递,以便分别在所述存储和回收模式过程中存储和返还过热,并且其中所述系统这样配置,在所述存储模式过程中,一些凝结发生在所述回热器中。

2. 根据权利要求 1 所述的系统,其中所述回热器包括固体热存储介质的多孔基体。

3. 根据权利要求 1 或 2 所述的系统,其中所述系统这样配置,在所述存储模式的全部运行时间,凝结发生在所述回热器中。

4. 根据前述任一权利要求所述的系统,其中所述系统配置成在所述存储模式中,当凝结仅出现在所述回热器下游长度的最后 5% 或更少时停止运转。

5. 根据前述任一权利要求所述的系统,其中所述系统配置成在所述存储模式中,当所述回热器中的凝结即将完成时停止运转使得一些过热气体即将开始退出所述回热器。

6. 根据前述任一权利要求所述的系统,其中所述系统配置成在所述存储模式过程中存在递减的 L_1 的 T_{L1} 及其液体 / 蒸汽平衡相变温度,并且,在所述回收模式过程中存在递增的 L_1 的 T_{L1} 及其液体 / 蒸汽平衡相变温度。

7. 根据权利要求 6 所述的系统,其中又一回热器设置在所述动力机械和存储在所述第一容器中的液体之间。

8. 根据权利要求 6 或 7 所述的系统,其中所述系统包括在所述第一容器中的附加热碎石或者与所述第一容器关联的温度调节子系统,其配置成分别在所述存储和回收模式过程中降低 L_1 的 T_{L1} 相应的递减和递增速度。

9. 根据前述任一权利要求所述的系统,其中所述回热器位于所述第二容器内的所述液体之上,和 / 或所述又一回热器,如果存在,位于所述第一容器内的所述液体之上。

10. 根据前述任一权利要求所述的系统,其中所述系统配置成当蒸汽压力分别超过大气压力或者所述子系统的压力时,通过允许工作流体蒸汽 $L1$ 排出至大气或者至余热再俘获子系统来损失所述第一容器的余热。

11. 根据前述任一权利要求所述的系统,其中可选择地通过在选定点停止先前的回收

模式,所述工作流体液体 L_1 和 L_2 在所述存储模式开始之前最初各预加热或者预冷却至各自选定的温度。

12. 根据前述任一权利要求所述的系统,其中所述工作流体包括水 / 蒸汽混合物。

13. 操作根据前述任一权利要求所述的能量存储和回收系统的方法,其中在所述存储模式过程中,过热和潜热沿所述回热器的所述固体热存储介质存储在各自的上游过热传递区和下游潜热传递区,并且其中在所述存储模式过程中,所述固体热存储介质的温度曲线在上述两个区中逐步增加温度。

14. 根据权利要求 13 所述的方法,其中在所述存储模式过程中,在所述过热传递区和 / 或所述潜热传递区中至少一个选定的下游位置处,优选地在所有下游位置处,所述蒸汽和与其接触的所述固体热存储介质之间的温度差 ΔT 通常小于 15° 。

15. 操作使用经历相变的工作流体的能量存储系统的方法,所述方法包括在能量存储 / 蓄热模式下存储能量,包括以下步骤:

- i) 蒸发一些量的具有温度 T_{L1} 的饱和液体 L_1 以形成蒸汽,
- ii) 可选择地,加热所述蒸汽使其过热,
- iii) 通过将所述蒸汽压缩至更高温度和压力来做功,
- iv) 使一些量的所述压缩蒸汽冷却并凝结成具有温度 T_{L2} 的液体 L_2 , 以便热能从所述蒸汽传递至所述液体,

并且还包括在能量回收 / 释热模式下回收所述能量,包括以下步骤:

- v) 蒸发在温度 T_{L2} 的一些量的饱和液体 L_2 以形成蒸汽,
- vi) 加热所述蒸汽使其过热,
- vii) 使所述蒸汽膨胀至更低压力和温度以做功,
- viii) 可选择地,冷却所述蒸汽,
- ix) 凝结一些量的所述膨胀蒸汽返回至具有温度 T_{L1} 的液体 L_1 ;

其中所述能量存储系统包括其中所述工作流体表现为较低蒸汽压力的液体 / 蒸汽混合物 L_1 的较低压 LP 侧,和其中所述工作流体表现为较高蒸汽压力的液体 / 蒸汽混合物 L_2 的较高压 HP 侧,所述较低压 LP 侧和所述较高压 HP 侧被至少一个压缩机 / 膨胀机分开,操作所述压缩机 / 膨胀机以便在各自所述压力的各自所述侧之间输送蒸汽,

其中在蓄热和释热过程中, T_{L2} 大于 T_{L1} ,

其中加热步骤 vi) 使用存储的热能,

其中所述存储的热能通过直接传递至回热器中的热介质来存储,随后返还时所述气体通过所述回热器中的所述热介质,所述回热器包括具有固体热存储介质的通流回热器以便允许在所述蒸汽和固体介质之间直接热传递,

其中在所述回热器内凝结发生之前,在冷却时所有显热传递,优选地,也发生少量的凝结。

16. 存储和回收能量的方法,其中,在存储模式中,包含饱和和工作液体 / 蒸汽混合物的第一容器的工作流体蒸汽由动力机械压缩,并经由回热器传到第二容器,在这里凝结成饱和和工作液体 / 蒸汽混合物,其温度和蒸汽压力随着更多的能量存储其中而增加,并且其中,在回收模式中,存储的能量通过蒸发所述第二容器中饱和和工作液体 / 蒸汽混合物中的蒸汽来回收,使得所述混合物的温度和蒸汽压力降低,在凝结返回至所述第一容器的饱和和工作

液体 / 蒸汽混合物之前,所述蒸汽通过所述回热器返回并在动力机械中膨胀以做功,其中所述回热器包括透气性固体热存储介质,并且其中在所述存储模式过程中,过热和潜热沿所述固体热存储介质存储在各自的上游过热传递区和下游潜热传递区,并且其中在所述存储模式过程中,所述固体热存储介质的温度曲线在上述两个区中逐步增加温度。

17. 大致如参照附图 4、5、7a 至 7c, 以及 8 至 16 所述的方法。

18. 大致如参照附图 4、5、7a 至 7c, 以及 8 至 16 所述的装置或系统。

存储能量的装置和方法

技术领域

[0001] 本发明涉及存储和回收能量的系统和方法,尤其是用热存储器存储和回收能量的系统和方法。

背景技术

[0002] 基于核能、太阳能和风能的可再生能源发电的不灵活性为使用这些技术来供给国家或地区电网的主要部分提出了许多问题。一个这样的问题是由于供电可变需要存储和回收电能以防止对电力供应的破坏,以及能量存储成本,灵活性和可达到的能量密度的特定问题。现在研发了许多能量存储技术来解决这种问题,包括泵浦水利存储,飞轮存储,压缩空气储能(CAES,包括等温和绝热 CAES)和泵浦热储能,如申请人较早期的申请 W02009/044139 号。

[0003] 在二十世纪二十、三十年代,由 Fritz Marguerre 申请的公开专利说明书中描述了许多基于蒸汽的能量存储和回收系统。其中最早的一个,GB167763,描述了一个系统,其中由起到压缩机作用的动力机械迫使来自较低温度水储能器的蒸汽进入到较高温度水储能器中,这里在存储过程中随着存储的能量更多,由于在那个储能器中饱和温度和压力升高了,蒸汽凝结成液体。通过让动力机械允许来自那个储能器的蒸汽在返回并冷凝在较低温度水储能器中之前膨胀通过该动力机械以做功从而回收了存储的能量。其中最晚的一个,GB423093,描述了相同的系统,该系统增加了设置在动力机械和较高温度水储能器之间的过热储能器以存储过热至过热储能器中的液体,并返还来自于过热储能器中的液体的过热。

[0004] 本发明意在提供改进的能量存储和回收系统及方法,特别地,是使热能传递过程中不可逆损失最小化的系统和方法。

发明内容

[0005] 本发明提供了一种能量存储和回收系统,包括:

[0006] 第一容器,配置成存储工作流体为具有温度 T_{L1} 的饱和液体 / 蒸汽混合物 L_1 ,

[0007] 第二容器,配置成存储工作流体为具有温度 T_{L2} 的饱和液体 / 蒸汽混合物 L_2 ,

[0008] 设置在第一容器和第二容器之间的动力机械,和

[0009] 设置在动力机械和存储在第二容器中的液体之间的回热器,

[0010] 其中该系统是这样配置的:

[0011] (i) 在存储模式下,在通过回热器并凝结在第二容器的液体 L_2 中之前,工作流体蒸汽从第一容器传到动力机械,在动力机械中,工作流体蒸汽被压缩,以便在存储模式过程中产生递增的 L_2 的 T_{L2} 及其液体 / 蒸汽平衡相变温度;并且

[0012] (ii) 在回收模式下,在工作流体蒸汽凝结在第一容器的液体 L_1 中之前,工作流体蒸汽从第二容器,通过回热器传到动力机械,在动力机械中,工作流体蒸汽膨胀从而产生动力,以便在回收模式过程中产生递减的 L_2 的 T_{L2} 及其液体 / 蒸汽平衡相变温度;

[0013] 其特征在于：

[0014] 回热器包括固体热存储介质，工作流体蒸汽通过固体热存储介质来直接在蒸汽和固体介质之间进行热传递，以便分别在存储和回收模式过程中存储和返还过热，并且其中系统这样配置，在存储模式过程中，一些凝结发生在回热器中。

[0015] 由于热能存储在饱和液体 / 蒸汽混合物 L_2 中，它的 T_{L_2} 和蒸汽压力随蓄热时间逐步（即，渐渐地）增加，并随着释热时间逐步降低，结果是，液体 / 蒸汽平衡相变温度随时间“步进”。在本发明中，这个效果用在设置在系统较高压力侧的回热器中，以实现有效的热能存储（例如，过热）和循环效率，这能通过具有固体热存储介质的通流回热器实现，其允许蒸汽和固体（透气，例如，多孔的）介质之间直接热传递。

[0016] 本系统的回热器 / 存储器沿回热器的固体热存储介质（多孔物质存储器，与蒸汽紧密接触，总是使自我温度差最小化以便使可逆性最大化）以高度控制的方式将过热和潜热存储在各自的上游过热传递区和下游潜热传递区，这里在存储模式过程中固体热存储介质的温度曲线在两个区域中都逐步增加温度。这样，与现有技术存储器相比，整个存储器在存储过程中积极地存储热，在现有技术存储器中，气体仍然必须通过与压力损失有关的不活跃区域（即，完全蓄热区域和热前缘各自的完全未蓄热区域的上游和下游）。此外，重要地，多孔物质热存储器与步进温度的具体组合能够使整个存储器中热交换温度差最小，以下在具体实施方式中进一步讨论。

[0017] 在一个实施方式中，系统这样配置，在存储模式的全部运行时间（即 100%），凝结发生在回热器中，所以存储模式总是涉及一些回热器中的凝结。这样，过热传递区和各自的下游潜热传递区发展跨越回热器（后者区域随时间向下游前进），并且后者区域在存储模式过程中绝不允许离开回热器，所以多整个存储模式而言，热存储可以以更高效率发生。

[0018] 然而，如果有必要的话，系统可配置成这样运行，允许潜热传递区离开回热器，以便过热蒸汽退出回热器，在这种情况下，系统配置成使凝结发生在回热器中（以优化方式）持续至少存储模式全部运行时间的 50%，或 70%，或 90%。

[0019] 在一个实施方式中，系统配置成当凝结仅发生在回热器下游长度的最后 5% 或更少，或者甚至是回热器下游长度的最后 2% 或更少时，停止运行存储模式。

[0020] 在一个实施方式中，系统配置成当凝结即将在回热器中结束所以一些过热气体即将开始退出回热器时，停止运行存储模式。

[0021] 热传递过程的讨论

[0022] 在凝结过程中（如果允许凝结的至少一些潜热存在于其中）或者在蒸发过程中（如果允许供给蒸发潜热的液体逐步冷却）液体 L_2 温度步进的事实是非常显著的。在凝结过程中，步进（优选地，连续的）增加的液体温度必然产生反馈作用，其提高了蒸汽压力，因此促进了进一步凝结所需的温度差。在蒸发过程中，步进（优选地，连续的）降低的液体温度必然产生反馈作用，其降低了蒸汽压力，因此有利于进一步蒸发。

[0023] 然而，如果回热器放置在冷却和凝结蒸汽的路径上，回热器的温度也会类似地步进（随着时间渐渐地增加或降低），但会滞后于蒸汽温度。这意味着回热器总是比蒸汽冷，并且可以总是提供必需的制冷，但可取地具有匹配的非常小的温度差，其仅会随着时间缓慢地变化，因此降低了损失。

[0024] 类似地，当回热器放置在蒸发蒸汽的路径上，回热器的温度也会类似地步进（随

着时间渐渐地降低),但会稍微滞后于蒸发蒸汽的温度。这总是方便地提供过热,在 LP 侧宜为小的过热,或者在 HP 侧更大程度的过热,其会以恒定熵增加显著的与绝热膨胀相当的过热,使得膨胀后期情况是刚刚饱和或者仍然略微过热的。

[0025] 在凝结过程中,在蓄热过程中液体 L_2 的 T_{L2} 增加(或者释热过程中液体 L_1 的 T_{L1} 增加)的情况下,安装在冷却凝结气体路径上的回热器会具有在蓄热或释热过程中也随时间增加的温度,但其中其温度滞后于凝结蒸汽的温度。(滞后意味着按时间顺序跟随时间;引导意味着按时间顺序在时间之前。)

[0026] 在蒸发过程中,在释热过程中液体 L_2 的 T_{L2} 降低(或者蓄热过程中液体 L_1 的 T_{L1} 增加)的情况下,安装在蒸发气体路径上的回热器会具有在蓄热或释热过程中也随时间降低的温度,但其中其温度滞后于蒸发蒸汽的温度。

[0027] 更详细地解释:热存储器/回热器,而事实上是液体,温度总是滞后于蒸汽温度(也就是说,按时间顺序),导致热在蒸汽和热存储器之间移动。当温度在凝结过程中升高时,蒸汽会总是比液体和回热器更热,即,蒸汽总是会在回热器/液体之前移至较高的温度。当温度在蒸发过程中冷却时,蒸汽总是较冷的,并在回热器/液体之前移至较冷的温度。

[0028] 蓄热:当冷液体汽化时,这是由压力逐渐降低造成的,这转而意味着蒸汽在通过冷的热存储器之前逐渐冷却,因此这个热存储器比蒸汽更热,所以蒸汽相对于汽化温度被加热,即,热存储器温度滞后于蒸汽的温度变化,蒸汽现在是过热的。然后蒸汽被压缩,变得更热,冷侧压力进一步降低(压缩机已带走这一侧的蒸汽,压力和温度如上所述降低),而热侧压力增加,即,压力比率增加有一点超过之前进入到热侧的蒸汽。这意味着离开压缩机的蒸汽现在比之前的蒸汽略热。热存储器(回热器)最热的部分因此比这个最新的蒸汽冷,所以在进入到热侧液体之前蒸汽通过使得蒸汽现在冷却至饱和点(然后,通常多一点点,使得小部分凝结)。由于热侧压力增加,由于这个饱和蒸汽现在比按时间顺序之前的热侧蒸汽更热,它也比热侧液体更热,所以蒸汽通过液体会导致冷凝,因此它交出它的汽化热,并越来越多地加热热侧液体,提高了压力。

[0029] 蒸汽的加热或冷却是蓄热过程中温度步进的本质结果,并且蒸汽、液体和热存储器的温度都随着温度差的正确符号步进以使得蓄热和释热时都能够运转。释热时可存在非常相似的结果。

[0030] 虽然理想地, T_{L1} 在释热时增加,而在蓄热过程中降低,然而实际上,液体 L_1 的低温和低压会造成困难。在 LP 侧,降低的压力可能导致压缩机运转的运转压力比率限制比它的运转上压力限制更迅速地达到,优选地,采取步骤来缓和,因此 LP 侧液体的温度和压力比 HP 侧以更慢的速率随传递的气体质量变化下降或升高;例如,可管理 T_{L1} 随时间下降的速率,使它比 T_{L2} 之间下降的速率略少(例如,少于 50%,更优选地,少于 25%或者 15%)。

[0031] 在一个实施方式中,系统包括第一容器中附加的热碎石或与第一容器有关的温度调节子系统,其配置成在存储和回收模式过程中分别降低 L_1 的 T_{L1} 逐步降低和增加的速率。热碎石可以是包含在第一容器中的固体碎石,或者过量的液体可作为 LP 侧的热碎石,使得完全蓄热时例如 LP 侧不超过 40%,优选地,不超过 20%的液体蒸发。或者,外部的热可添加至 LP 侧液体,或者 LP 侧液体可与外部水箱连通,其仅允许一小部分内容物循环通过容器,在该容器中液体 L_1 经历蒸发/凝结。

[0032] 在一个实施方式中,固体热介质或相变介质设置在LP侧液体中以起到热碎石(补充的热容量)的作用,其提供一些潜热用于蒸发,使得液体温度降低的速率降低,因此LP侧压力降低。

[0033] 如果要求在某些情况下(例如,峰值压力缓慢升高),系统可包括在第二容器(在别处其可能描述为第一容器)中的附加热碎石或者与第二容器有关的温度调节子系统,其配置成分别降低(但明显地不消除)存储和回收模式过程中 L_2 的 T_{L2} 逐渐增加和减小的速率。

[0034] 转向回热器,这可由各种固体材料制成,其可包括金属、耐热材料、陶瓷或有机材料。对非常敏感的回热器而言,优选地,使用具有非常高的表面面积体积比的固体材料,诸如使用金属泡沫或精织金属织物层制成的回热器,尽管可使用任何合适的透气性固体衬底,例如,多孔介质(例如,微粒床)或基体。原理是,蒸汽通过回热器传递热至回热器材料或者传递来自回热器材料的热。回热器越敏感,蒸汽和固体之间出现的温度差越低。

[0035] 在一个实施方式中,回热器包括固体热存储介质的多孔基体。在一个实施方式中,固体热存储介质包括微粒填充床;这里微粒的平均宽度可小于6mm,可以是连续或分离的层,诸如,支撑在网上以避免松脱的单独微粒层。

[0036] 在高度优选的实施方式中,系统这样配置,使得存储模式过程中 L_1 的 T_{L1} 及其液体/蒸汽平衡相变温度逐步降低,并且在回收模式过程中 L_1 的 T_{L1} 及其液体/蒸汽平衡相变温度逐渐增加。(这也可按照温度和蒸汽压力的增加和降低来表述。)

[0037] 在一个实施方式中,又一回热器设置在电力机械和存储在第一容器中的液体之间。

[0038] 该又一回热器仅分别在回收和存储模式过程中存储和返还过热。

[0039] 在一个实施方式中,回热器位于第二容器内的液体之上和/或又一回热器(如果存在)位于第一容器内的液体之上。回热器或又一回热器可设置在各容器内液体的整个截面上(与收缩位置相反),并且这会避免与分开连接的回热器以及分别施压和隔热有关的压力损失。不论回热器是在容器内部还是外部,系统应当配置成确保凝结排水到各自液体中。

[0040] 热存储器/回热器的大小可选择成匹配完全蓄热过程中需要存储的总显热。这样,热存储器/回热器的大小可按照各模式过程中通常输送的液体的平均总质量决定。冷存储器/回热器的大小可足以提供不超过10K或20K的过热,或者甚至是高达100K或200K或300K,取决于工作流体和整体峰值压力比率的选择。

[0041] 优选地,在能量存储模式中, T_{L1} 和 T_{L2} 之间的温度差随时间随着存储更多的能量而增加;和/或,在能量回收模式中, T_{L1} 和 T_{L2} 之间的温度差随时间随回收更多地能量而降低。

[0042] 在蓄热和/或释热过程中, T_{L2} 通常大于 T_{L1} ,但他们在存储模式开始和回收模式结束时可相等。术语 T_{L1} 和 T_{L2} 方便地用来指代液体 L_1 和液体 L_2 在某一时间点变化的温度。除了未蓄热/释热(启动)情况, T_{L2} 通常总是大于 T_{L1} ,因为压缩会增加液体 L_2 相对于液体 L_1 的蒸汽压力和温度。

[0043] T_{L1} 会自然地随着蓄热时间逐渐降低,并随着释热时间逐渐增加,除非采用例如添加外部热或热碎石的行动。对更多可逆性,因此更高效的系统而言,凝结和蒸发过程中在LP侧和HP侧步进温度是可取的。如较早提及的,热碎石会降低在两侧步进的速率,如果需要

的话。蓄热过程中来自添加的辅助系统的外部热也可降低步进的速率,或者在 LP 侧完全消除任何的步进。系统因此可这样配置,使得对存储模式的一些或全部和 / 或回收模式的一些或全部, L_1 的 T_{L1} 大致保持恒定。在这种情况下,提供设置在动力机械和存储在第一容器中的液体之间的回热器没有多少优势。

[0044] LP 侧容器可连接至供给水箱(例如,无限供给),其进给和馈出工作流体(例如,连续的)使得一些可替换为不同温度的工作流体;这涉及与周围的质量交换和温度交换,可用来降低或消除 L_1 温度和压力的步进。

[0045] LP 侧容器可连接至较大的供给水箱,其供给有限的工作流体,借此 L_1 温度和压力的步进仅降低,并且供给水箱和 L_1 容器之间的压力限制或进给泵等允许那个容器中的压力步进。

[0046] LP 侧容器可以是密封的,但包括降低或消除 L_1 温度和压力步进的热交换子系统(在那个容器内部或外部);这会涉及与周围的温度交换,但无质量交换。

[0047] 在一个实施方式中,系统配置成损失余热,可包括这样做的设备,诸如,回路或辅助回路中的热交换器。

[0048] 在一个实施方式中,系统配置成当蒸汽压力分别超过大气压力或者子系统或连接的系统中的压力时,通过允许工作流体蒸汽 L_1 排出到大气或连接的设备(可选择地,余热再俘获子系统)而损失第一容器的余热。通常,这会是在回收阶段结束时。

[0049] 在一个实施方式中,可选择地通过在选定点停止之前的回收模式,工作流体液体 L_1 和 L_2 在存储模式开始之前各初始地预加热或预冷却至各自选定的温度。这样,下一个存储模式会以系统部分蓄热并且第一和第二容器中的液体在合适温度的状态下开始。这些可以是连接的温度,其最终会实现两种液体在相同的温度开始,例如,室温或另一种选择的温度,或者,例如,取决于选择的工作流体以谨慎升高或降低的温度开始。在水 / 蒸汽混合物的情况下,存储优选以液体预加热至约 100°C 开始。

[0050] LP 和 HP 侧的工作流体液体 L_1 和 L_2 可在相同温度和蒸汽压力下开始蓄热。

[0051] 在一个实施方式中,工作流体液体 L_1 和 L_2 在存储开始时都初始预加热,通常 T_{L2} 仍然大于 T_{L1} (例如,这里需要避免存储过程中 $L1$ 冷却)。开始加热使得整个过程发生在平均较高压力,因此较高的能量密度,因此每循环做的功更多。这意味着对存储相同的能量而言,会要求较低的最终压力比率。

[0052] 任何工作流体必须保持在它的三相点温度之上。在优选实施方式中,工作流体包括水 / 蒸汽混合物,优选地,纯净水 / 蒸汽混合物。在水的情况下,蓄热和 / 或释热应当这样进行使得两边液体都保持在约 0°C 之上。

[0053] 或者,工作流体可以是氮或空气;在两者中任一种情况下,蓄热和 / 或释热是这样进行的,使得两边液体都保持在制冷温度。

[0054] 优选地,系统是没有其他汽化或非汽化核素存在的真空环境。待蒸发的工作流体液体应当作为饱和液体 / 蒸汽混合物而存在,所以它很容易使蒸汽汽化,如果液体(或其他动力供给)之上的压力降低。

[0055] 通常,各侧的工作流体会具有相同的成分,并且通常没有其他的液体或蒸汽会存在于任意一侧。

[0056] 通常,LP 侧和 / 或 HP 侧的工作流体会被密封,因此保持在各侧。在工作液体密封

在任一侧时,蓄热或释热过程中,它的质量会逐渐变化。如果不采取行动来调节一侧的工作液体温度,那么在那一侧的温度和蒸汽压力会类似地步进。

[0057] L_2 的蒸汽压力,优选地,液体 L_1 和 L_2 的蒸汽压力在蓄热过程中变化,并且可使用可变压力比率的压缩机进行压缩。至少一个压缩机,但也可以使用两个或三个或更多台,取决于工作流体的操作范围。以上的评论同样适用于涉及释热过程中膨胀的膨胀机。

[0058] 优选地,压缩由电能驱动和/或膨胀产生电能。这可以是例如电网的交流输入或例如光伏电池板的直流输入。然而,能量存储系统可以由机械能驱动,例如,风力涡轮机,并可用来产生机械能,例如,船舶推进力。

[0059] 能量存储系统会存储和返还能量(例如,电力),并可操作在能量存储和能量回收模式下。优选地,它能够在这两种模式之间快速切换。为了这个目的,可使用可逆的压缩/膨胀动力机械,优选地,可逆的容积式机器。例如,这可以是容积式设备,优选地,基于线性往复式活塞的设备。或者,连接在能量存储系统中的单独机器可用于各自的压缩和膨胀功能。

[0060] 优选地,蓄热模式过程中的压缩和/或释热模式过程中的膨胀大致等熵(可逆绝热)。优选地,大致不允许在气体内外进行热传递(例如,通过压缩器壁),所以压缩或膨胀的功对应于将近可实现的最大温度升高或下降。在能量存储和回收的上述方法中,优选地,压缩和膨胀使用可逆机器进行。

[0061] 明显地,系统完全蓄热时HP侧压力不应当超过工作流体的临界压力。HP侧的压力和温度不应当超过压缩机/膨胀机操作范围或材料的工作温度。

[0062] 上述能量存储和/或能量回收步骤通常会以连续过程的形式出现,但可分批重复。

[0063] 优选地,由于液体上压力的降低,液体 L_1 和/或液体 L_2 蒸发为蒸汽。理想地,压力降低由执行随后的压缩步骤的机器来执行。

[0064] 优选地,通过将蒸汽从液体表面之下引入到液体中,蒸汽以一个或两个凝结步骤凝结成液体。理想地,蒸汽通过设置在液体中的促进鼓泡形成的设备。

[0065] 优选地,各自的一种方式,阀设置在液体 L_1 和/或液体 L_2 之上(例如,在包含液体,在液体之上设置有出口的容器中),以分别允许凝结蒸汽重新从液体表面进入液体,并且蒸发蒸汽从液体表面之上离开液体。

[0066] 根据本发明,进一步提供了存储和回收能量的方法,其中,在存储模式中,包含饱和和工作液体/蒸汽混合物的第一容器的工作流体蒸汽被动力机械压缩,并经由回热器传到第二容器,在这里凝结成饱和和工作液体/蒸汽混合物,其温度和蒸汽压力随着其中存储更多的能量而增加,并且其中,在回收模式中,通过蒸发第二容器中饱和和工作液体/蒸汽混合物中的蒸汽使得混合物的温度和蒸汽压力降低来回收存储的能量,蒸汽通过回热器返回并在动力机械中膨胀,以便在凝结返回至第一容器的饱和和工作液体/蒸汽混合物之前做功,其中回热器包括透气性固体热存储介质,并且其中在存储模式过程中,过热和潜热沿固体热存储介质存储在各自的上游过热传递区和下游潜热传递区,并且其中在存储模式过程中,固体热存储介质的温度曲线在上述两个区中温度逐步增加。

[0067] 根据本发明,进一步提供了操作上述能量存储和回收系统的方法,其中在存储模式过程中,过热和潜热沿固体热存储介质存储在各自的上游过热传递区和下游潜热传递

区,并且其中固体热存储介质的温度曲线在存储模式过程中在两个区域温度逐渐增加。

[0068] 在一个实施方式中,在存储模式过程中,在过热传递区和 / 或潜热传递区的至少一个选定的下游位置,优选地在所有下游位置,蒸汽和其接触的固体热存储介质之间的温度差 ΔT 通常小于 15°C ,或者优选地小于 10°C ,或者甚至小于 5°C 。

[0069] 如上所述,存储的热能通过直接传递至热存储器 / 回热器中的热介质来存储,气体在随后的返回时通过该热介质,并且加热或冷却步骤通常是绝热进行的。

[0070] 根据本发明,进一步提供了操作使用经历相变的工作流体的能量存储系统的方法,该方法包括在能量存储 / 蓄热模式下存储能量,包括以下步骤:

[0071] i) 蒸发一些量的具有温度 T_{L1} 的饱和液体 L_1 以形成蒸汽,

[0072] ii) 可选择地,加热蒸汽使其过热,

[0073] iii) 通过将蒸汽压缩至更高温度和压力来做功,

[0074] iv) 冷却并凝结一些量的压缩蒸汽成为具有温度 T_{L2} 的液体 L_2 ,以便热能从蒸汽传递至液体,

[0075] 并且还包括在能量回收 / 释热模式下回收能量,包括以下步骤:

[0076] v) 蒸发一些量的在温度 T_{L2} 的饱和液体 L_2 以形成蒸汽,

[0077] vi) 加热蒸汽使其过热,

[0078] vii) 使蒸汽膨胀至更低压力和温度以做功,

[0079] viii) 可选择地,冷却蒸汽,

[0080] ix) 凝结一些量的膨胀蒸汽返回至具有温度 T_{L1} 的液体 L_1 ;

[0081] 其中能量存储系统包括其中工作流体表现为较低蒸汽压力的液体 / 蒸汽混合物 L_1 的较低压 LP 侧,其中工作流体表现为较高蒸汽压力的液体 / 蒸汽混合物 L_2 的较高压 HP 侧,它们被至少一个压缩机 / 膨胀机分开,操作所述压缩机 / 膨胀机以便在各侧的各压力之间输送蒸汽,

[0082] 其中在蓄热和释热过程中, T_{L2} 大于 T_{L1} ,

[0083] 其中加热步骤 vi) 使用存储的热能,

[0084] 其中存储的热能通过直接传递至回热器中的热介质来存储,随后送回时气体通过回热器中的热介质,回热器包括具有固体热存储介质的通流回热器以便允许在蒸汽和固体介质之间直接热传递,

[0085] 其中在回热器内凝结发生之前,冷却时所有的显热传递,优选地,也发生少量的凝结。

附图说明

[0086] 现在参照附图,仅经由实例,描述本发明的具体实施方式,其中:

[0087] 图 1 示出比较的能量存储系统;

[0088] 图 2a 和 2b 示出分别蓄热和释热的图 1 系统;

[0089] 图 3a 和 3b 是分别蓄热和释热的图 1 系统的 T - s (温度 - 熵) 图;

[0090] 图 4 示出根据本发明第一实施方式的能量存储系统;

[0091] 图 5 示出根据本发明第二实施方式的能量存储系统;

[0092] 图 6a 至 6c 示出了比较的热能存储器的温度分布曲线;

- [0093] 图 7a 至 7c 示出了根据本发明第一实施方式的系统的回热器的温度分布曲线；
- [0094] 图 8 是根据本发明第二实施方式的系统的 T-s 图；
- [0095] 图 9 示意地示出了根据第二实施方式被分成部分 1 至 4 的能量存储系统，而图 10 和 11 是分别示出那些部分中的温度的 T-s 图和温度图；
- [0096] 图 12 示出根据本发明第三实施方式的能量存储系统；
- [0097] 图 13 示出根据本发明第四实施方式的能量存储系统；
- [0098] 图 14 示出根据本发明第五实施方式的能量存储系统；
- [0099] 图 15 示出根据本发明第六实施方式的能量存储系统；和
- [0100] 图 16 示出根据本发明第七实施方式的能量存储系统。

具体实施方式

[0101] 图 1 至 3(比较的)

[0102] 正如上面提到的，GB167763(授予 Marguerre) 描述了一个系统，其中较低温度水储能器的蒸汽被起压缩机作用的动力机械迫使进入到较高温度水储能器中，在这里蒸汽被迫冷凝，这个储能器中的温度和压力在存储过程中升高。在返回并冷凝在较低温度水储能器中之前，动力机械允许那个储能器的蒸汽膨胀通过以做功从而回收了存储的能量。这种系统的优点在于，直接对工作流体做功，以及能量以小容积的液体形式方便地存储其中。

[0103] 图 1

[0104] 图 1 示出了体现相同的现有技术概念的相似的能量存储系统，在这里工作流体经历双相变以存储能量。在这个优选系统中，各水箱具有蒸发流体的上出口以及冷凝蒸汽的下入口。示出的系统 200 具有处于蓄热配置的阀 36a-d，并包括具有较低压力或较冷水箱或容器（下文称为“冷水箱”）的较低压力 LP 侧，和具有较热水箱或容器（下文称为“热水箱”）的较高压力 HP 侧，以及介于其间的压缩机 / 膨胀机 30。优选地，阀是单向阀，配置成允许各水箱中的蒸发液体（在 6 示出）以蒸汽形式从其上表面离开液体，并允许各水箱中的冷凝蒸汽从其表面下方重新进入液体并凝结（以 8 示出）。

[0105] 冷和热水箱中的工作流体液体最初可处在相同的温度和压力。蓄热时，压缩机 / 膨胀机起到压缩机的作用。它抽吸冷水箱的工作流体蒸汽因此降低了那个水箱中的压力。由于系统内的所有空间都包含处于初始相似温度的工作流体蒸汽或液体，压力降低会立即导致（饱和的）液体沸腾。这是使液体开始向气相变化的优选方法，尽管可使用其他效率较低的方法，诸如供给外部热至液体使其开始沸腾。沸腾（由鼓泡示出）带走了冷水箱液体 11 汽化的热，导致其温度降低，并且其蒸汽压力相应降低。生成的蒸汽沿管 37 通过打开的阀 36，并在压缩机 30 内绝热压缩，其温度和压力升高，并且由于它在饱和状态下离开冷水箱，因此使蒸汽过热。然后打开的阀 36d 迫使蒸汽重新进入热水箱的底部，在这里蒸汽通过液体。在一定程度上，蒸汽比液体更热，于是它损失热并凝结，同时使热水箱 20 中的液体温度升高。

[0106] 蓄热可继续直至冷水箱中工作流体 11 的温度下降到这样的点，在该点蒸汽压力如此低以致使流体传到热水箱的压缩比率变得不可行或者热水箱已达到最大运转温度。

[0107] 释热是蓄热过程的反向，并可通过使可逆的膨胀机 / 压缩机（例如，诸如基于往复活塞机器的可逆容积式机器）起膨胀机作用来实现，或者通过将并联设置的压缩机切换

为膨胀机（即，断开前者，并重新连接后者）来实现。

[0108] 图 2a 和 2b

[0109] 图 2a 和 2b 示出了蓄热和释热的气体流动方向。在这种情况下，两种状态之间的变化经由止回阀实现；蓄热时，阀 36a 和 d 打开，释热时，阀 36b 和 c 打开。可选择的阀是另一种替代形式，而不是示出的自动阀。

[0110] 在释热过程中，热水箱 20 中的工作液体 21 沸腾以响应由膨胀机 30 沿管 38 抽吸那个水箱中的蒸汽所导致的压力下降。在膨胀过程中释放功，膨胀后蒸汽经由管 32 传到冷水箱 10 的底部，在这里，以类似于蓄热过程中热水箱中发现的过程，蒸汽冷却并凝结，同时加热了冷水箱中的工作流体 11。

[0111] 图 3a 和 3b

[0112] 图 3a 和 3b 是图 1 系统的 T-s 图，分别在温度-熵坐标系上示出了蓄热和释热。由于蒸汽在饱和状态下离开热水箱，膨胀会涉及在液体-蒸汽曲线内的湿蒸汽（如图 3b 中向下的箭头所示）。这也是明显的，蓄热过程中在热侧离开压缩机的过热蒸汽（图 3a 中从 C 向下的箭头）比释热时进入膨胀机的湿蒸汽具有相当多的焓，这必定导致非常差的循环效率。粗线示出了各过程进行时的蓄热和释热路径。

[0113] 参照图 3a，在这种情况下，未蓄热的系统处于 1 巴压力（如 A⁰和 E⁰之间的水平块所示）。细箭头表明随着蓄热进行 T-S 图增加的面积（见 A⁰和 E⁰中间的蓄热位置），并且能够观察到，由饱和蒸汽线 A 至 E 和蓄热路径在过热区域中的部分限定了相当可观的闭合区域。释热时，由于热侧在饱和状态下汽化，过热是不可能的。因此释热路径显示出显著减少的 T-s 区域，由此释热时释放的能量显著少于蓄热时。这表现出相当差的整体循环效率。这个差的效率的又一结果是，释热时，热和冷水箱中两个液体的最终温度在各循环之后很有可能增加，除非采取行动来去除余热。

[0114] 蓄热时，如果热水箱的热质量足以使凝结开始，那么热水箱能够在没有工作流体存在的情况下启动。随着更多的蒸汽添加到热水箱，蒸汽然后会在首次凝结产生的液体中凝结，于是蓄热可像以前一样进行。

[0115] 图 4

[0116] 图 4 示出了根据本发明第一实施方式的能量存储系统。

[0117] 这个系统 202 可包括关于图 1 至 3 所述的基本系统的所有组件，但还包括在系统 HP 侧的回热器 50，其包含固体透气性热存储介质，气体通过该固体透气性热存储介质来直接传递热能至固体介质和传递源自固体介质的热能。这个回热器的功能在于俘获蓄热时的过热，并在释热时将它返还，根据本发明这是以降低各热传递过程中的不可逆性的方式来实现的。

[0118] 回热器 50 插在压缩机/膨胀机 30 和热水箱 20 之间，所以它位于蓄热时冷凝蒸汽和释热时蒸发返回蒸汽的路径上，该布局配置成允许任何的冷凝蒸汽到达热水箱 50。在图 4 的系统中，各水箱具有蒸发流体的上出口，和冷凝蒸汽的下入口，因此回热器位于通向那些口的接点之前，优选地，竖直设置在水箱之上。或者，回热器可竖直设置在热水箱内的液面之上，如下面的图 16 所示。

[0119] 在图 4 的系统中，图 3a 的蓄热图上示出的过热区域的显热现在存储在回热器中（热侧热存储器）以便稍后回收，所以图 3a 代表了蓄热和释热路径。因此蓄热和释热路径

是相似的（尽管由于实际过程的不可逆性而存在小的变化），所以蓄热和释热的功是类似的（ $T-s$ 图下的区域）。

[0120] 理想地，即使是完全蓄热的状态，回热器 50 应当具有能够俘获所有显热（过热）的足够大小，使得热水箱中试图冷凝的蒸汽是饱和蒸汽，与包含过热的干燥蒸汽相反。这个要求可替代地由以下陈述说明，即，蓄热过程中一些冷凝应当总是发生在回热器中，优选地，甚至是一直到完全蓄热的状态。

[0121] GB423093（授予 Marguerre）也教导了在这个位置使用回热器或“过热储能器”来存储和返还蒸汽的过热以提高循环过程中存储和返还的能量的量。然而，Marguerre 建议这是利用间接热传递实现的，间接热传递使用盘管热交换器，过热最终存储在过热储能器的液体中。由于液体既不是静态的（例如，由于对流作用）也不与蒸汽直接接触，热能粗糙地存储，没有多少控制，响应率或效率导致高度的热力学不可逆。这样，虽然 Marguerre 认识到需要存储和返还过热，但没有认识到与这个特定的液体 / 蒸汽 / 液体能量循环有关的步进式入口温度和步进式相变温度可用来实现非常有效的热存储。

[0122] 在讨论图 4 系统的运转和回热器（即，热存储器）的作用之前，考虑比较的热存储器如何运转是有利的。

[0123] 图 6a 至 6c（比较的）

[0124] 在图 6a 至 6c 中，图代表了在蓄热渐进的状态下沿常规热存储器（包括多孔固体物质，例如基体）长度的温度曲线。流动沿箭头的方向。

[0125] 图 6a—没有步进，没有相变

[0126] 参照图 6a，气体以超过多孔物质（气体流过该多孔物质）温度的恒温从左边进入热存储器。显热传递至物质，因此使气体冷却，但没有冷凝在存储器中。

[0127] 曲线代表了多孔物质在蓄热的不同前进状态下的温度曲线，该曲线以前进的前缘或温跃层的形式，沿流动的方向移动通过存储器。多孔物质温跃层的下游（前面）大致保持在原始的存储器温度，而多孔物质温跃层的上游（后面）大致在气体的入口温度。温跃层的前面和后面，存储器是热力学不活跃的，即，没有热传递发生，尽管气体仍然通过这种材料并损失压力，由此会产生熵，其会降低过程的整体可逆性。

[0128] 随着蓄热进行，温跃层区域明显变长也导致达到入口的气体温度的多孔物质的比例降低，如果行进存储器温跃层的全部或者部分，那么不可逆的损失能够避免。

[0129] 图 6b—没有步进，有相变

[0130] 这个图显示出干燥蒸汽（气体）以恒压和恒温传到多孔物质热存储器中的效果，气体冷却并冷凝在该存储器中。

[0131] 该图显示出沿存储器（ x 轴）的距离与存储器内存储器材料和蒸汽的温度（ y 轴）的比较。显示出蓄热的三个连贯状态，蒸汽沿箭头指示方向流过存储物质。各阶段由分别代表蒸汽和多孔物质沿存储器的温度曲线的实线和虚线来表示。最下面的虚线描绘了热存储器在蓄热开始时的初始（未蓄热）温度。

[0132] 最左边的一对线代表了蓄热过程开始不久之后的温度曲线。多孔物质温度（虚线）与在图左侧边缘进入的蒸汽温度相同。在突然改变梯度符号并继续加热存储器剩余的距离之前，这个温度沿流动方向下降。蒸汽温度（实线）最初循着相似的曲线，但由于固体与蒸汽之间需要存在温度差才能使热交换出现，通过一些温度增量，蒸汽温度在存储物质

温度之上,这个增量随存储器上游距离增加直到存储物质线显示出斜率符号变化的点。在这个点,蒸汽已达到凝结点(露点),即,蒸汽开始凝结成微滴,并且由于压力恒定,这是恒温过程,即,代表蒸汽温度的线以恒定温度持续到右侧。在凝结点,蒸汽与存储物质之间的温度差是显著的。由于这个差异是不可逆的热传递的结果,它导致产生了显著的熵,并且该熵是非常不受欢迎的。

[0133] 代表蓄热后面两个阶段的成对的线显示出相似的特性,在任意给定蒸汽温度的温差随着蓄热状态往后而逐步变小。这具有也导致与显热和潜热传递有关的温度梯度显著放缓的不幸影响。由于温度曲线可视为行进的热前缘(温跃层),存储器完全蓄热(即,在大致等于蒸汽入口温度的温度)的部分是存储器整个长度的一小部分。由于热前缘变长,放缓的梯度因此导致存储器的利用率较低。

[0134] 一旦存储器温跃层上游的任何区域达到了入口蒸汽温度,那么热传递不再发生在那个区域。然而,气体仍然必须通过它,这意味着压力损失会积累在这个区域上,但没有任何有用的蓄热活动发生。

[0135] 图 6c 步进,没有相变

[0136] 这个图显示出气体通过具有步进(即,递增)入口气体温度的固体物质存储器的影响。在这种情况下,显热传递至物质,因此使气体冷却,但没有凝结在存储器中。

[0137] 一些过程可导致气体或蒸汽的温度持续升高(或降低)。如果需要在这些情况下存储热能,多孔物质存储器与常规热交换过程相比具有一些特定的优势。

[0138] 图 6c 显示出温度以恒定速率升高(步进)的干燥蒸汽(气体)到达存储器入口的影响。压力与质量流率是恒定的。温跃层现在包括,在蓄热的早期阶段,加热的存储器沿流动方向具有负温度梯度的短区域,随后是这个梯度向外弯曲至初始、未蓄热的存储器温度的区域。

[0139] 随着蓄热进行,这个温度曲线以不变的形式沿存储器前进,然而,由于入口温度现在提高了,温跃层近似线性、负梯度部分依比例扩大。

[0140] 最终,温跃层的弯曲区域通过存储器的出口(图的右侧)传出去,并且气体退出温度开始升高。一旦弯曲区域完全退出存储器,温跃层倾向于线性、负梯度的温度曲线,并且存储器中每处的温度都以与存储器入口温度升高速率相同的恒定速率升高。

[0141] 现在存储器的每个部分都是热活跃的并经历着热交换,因为遇到的每个新的气体“包”具有比上一个气体“包”更高的温度。

[0142] 以下在表 1 中总结了图 6a-6c 中比较的存储器描绘的情况。

[0143]

图	气体入口温度	显热传递	潜热传递
6a	恒定	是	否
6b	恒定	是	是,有相变
6c	步进	是	否
7a-c	步进	是	是,有相变

[0144] 表 1

[0145] 相比之下,返回根据本发明图 4 系统的通流固体介质回热器 50,表 1 中的三种情况都出现了,如以下参照图 7a-c 描述的。

[0146] 图 7a 至 7c

[0147] 参照图 7a,该图显示出在蓄热过程早期瞬间气体和 HP 侧回热器在回热器长度上的温度曲线,这里过热的气体进入较冷的回热器冷却并开始凝结,并且这里气体具有递增的入口温度。 T_s 代表热存储器材料温度, T_g 代表蒸汽温度。这样,初始的负梯度上游对应于显热传递区域,融入平坦下游的区域对应于潜热传递区域,在潜热传递区域气体损失了所有的过热并开始在它(恒定的)液体/蒸汽平衡相变温度下凝结。

[0148] 图 7b 显示出在存储模式(蓄热)过程中蒸汽和 HP 侧回热器的温度曲线随时间的发展。显示出蒸汽和固体的温度,并且 L-V 相变温度的步进是明显的。在运转的这种凝结模式中蒸汽温度(虚线)引领回热器(隐含的,液体温度)也是明显的。如果蒸发,实线和虚线会对调位置,并且在冷却时蒸汽会再次引领回热器(和液体)。

[0149] 如果回热器/热存储器的低温端直接连接至闭合的接收容器(蒸汽凝结到其中),那么步进情况实现了。这通常是这样实现的,通过使蒸汽通过液体凝结从而使更多的凝结出现在鼓泡边界。由于这是闭合容器,随着能量以潜热形式添加至这个液体,液体的温度升高。这也使蒸汽和液体之间的平衡压力上升,即,容器中的压力随着更多的凝结出现而提高。

[0150] 经过热存储器的蒸汽要继续流过存储器,由于液体容器中的压力增加了,因此蒸汽必须以逐步变高的压力泵浦。由于进入存储器的蒸汽是干燥且过热的,这意味着,如果以恒定压力输入蒸汽,那么供给存储器的压缩机必须以递增的压力比率来运转。这个压力比率完全取决于液体容器中的蒸汽-液体平衡压力。如果进入压缩机的蒸汽以稳定降低的压力和温度供给,那么也是这种情况。

[0151] 在这种情况下使用多孔固体物质热存储器具有许多十分重要并且不明显的优势。首先,热交换温度差小于常规热交换过程的情况。其次,出现在存储器中的凝结以恒定且小的温差(ΔT)发生。这应当与较早描述的在非温度步进存储器中具有相变的情形相比较,其中凝结温度差是非均匀且显著的。

[0152] 如下按照固体热介质的方式解释上述小 ΔT 的影响:

[0153] 随着工作流体加热或冷却,涉及相变的任何热动力学循环易遭受高的不可逆性。这出现了,是由于相变以恒温发生,而主体(热从其中流出或者流至其中)不经历相变,因此具有变化的温度。在这些情况下,相变材料和非相变材料之间的温差不可能在相变持续时间上保持恒定,因此在一些点上必须大于最小的可能性。由于热传递需要温差,温差是非可逆的,因此导致产生的熵增加。

[0154] 在本发明中,饱和蒸汽凝结成的液体显示出“步进”(即,递增)的温度,即,这个问题通过不断改变相变发生的温度和压力来解决。这造成相变过程中涉及的热传递以恒定的温度增量发生,因为这表明这会等于平均温度差,最大温差的比例降低,显著改善了过程的可逆性。由于温度和压力与相变温度的依赖性是实现这个情况必不可少的,这仅适用于蒸汽-液体或液体-蒸汽转换。

[0155] 在以下讨论中检验相变过程中端部状态温度变化率对热交换的影响。

[0156] 气体和包含固体能量存储材料的基体之间的热交换是经由气体和存储物质之间的直接接触。只有在气体和固体之间存在温差并且热流直接正比于这个温差时,热交换才可能出现。热存储器通常由固体材料的多孔基体组成,气体质量流穿过该基体。在气体从蒸汽到液体的相变过程中,如果强制使在一点的温度变化速率为特定值,在那个点蒸汽和固体之间的温度差变得存在于存储器的整个相变区域上。

[0157] 为什么会发生这种情况:

[0158] 符号:

[0159] S 熵

[0160] T_g 气体温度

[0161] T_s 固体温度

[0162] ε 孔隙率

[0163] h 膜传热系数

[0164] l_p 颗粒尺度尺寸

[0165] $\dot{m}$ 气体质量流率

[0166] A 存储器横截面面积

[0167] ρ_s 存储器材料固体密度

[0168] c_s 存储器材料热容量

[0169] x 沿流动方向的存储器尺寸

[0170] 由以下等式给出在存储器内给定点从气体到固体的熵变化率:

$$[0171] \quad \frac{dS}{dx} = \frac{(T_g - T_s)(1 - \varepsilon)hA}{l_p \dot{m} T_g} \quad (1)$$

[0172] 并由以下等式给出固体温度的变化率:

$$[0173] \quad \frac{dT_s}{dt} = \frac{(T_g - T_s)(1 - \varepsilon)h}{\rho_s c_s l_p} \quad (2)$$

[0174] 设定 $\Delta T = (T_g - T_s)$, 并重新整理等式 1 和 2 以使 ΔT 由以下主项给出:

$$[0175] \quad \frac{dS}{dx} \frac{\dot{m} T_g}{A} = \frac{dT_s}{dt} \rho_s c_s = \frac{\Delta T (1 - \varepsilon) h}{l_p} \quad (3)$$

[0176] 等式 (3) 等同于:

$$[0177] \quad a \frac{dS}{dx} T_g = b \frac{dT_s}{dt} = c \Delta T$$

[0178] 这里 a, b 和 c 是常数。

[0179] 这样能够观察到,如果热传递发生, ΔT 必定非零。如果相变出现,那么 T_g 会是常数,所以 ΔT 的给定值要求 $\frac{dT_s}{dt}$ 的比例值。这样的效果是,如果相变是从蒸汽到液体,固体

温度肯定小于气体温度,但固体温度肯定升高。如果使存储器出口温度不断升高,那么结果是蒸汽温度会以相似的速率升高,因此相变温度也会以相似的速率升高。这还要求压力升高,因为凝结温度不能在这没有发生的情况下升高。结果是相变热交换恒定地在存储器内

发生,因此 ΔT 最小,并且蒸汽的熵随距离 ($\frac{dS}{dx}$) 恒定减小,但在相变区域上沿存储器具有

平坦的温度曲线 ($\frac{dT_g}{dx}$)。这里描述成为“步进式的相变温度”,结果是尽可能最小的温度差

导致产生的熵尽可能最低,因此可逆性尽可能最高。这非常显著地改善了其中包含的任何能量存储周期的有效性。

[0180] 使用实际的气体状态等式来模拟热存储器蓄热确认了在相变区域上气体和热存储器材料之间的常数 ΔT 。图 7b 是根据热存储器蓄热过程的这个模拟 (即,热气体进入较冷的存储器),在存储器长度上气体和固体材料温度曲线的典型图。虚线代表蒸汽温度曲线,而实线代表多孔存储物质的温度。

[0181] 允许蒸汽在热存储器内完全凝结是不可取的,因为这会妨碍冷凝容器温度以与多孔物质存储器中凝结温度完全平行升高。这会导致多孔物质存储器的退出流以与存储器中已经存在的液体不同的温度进入液体存储器,因此不可逆的热混合会发生。

[0182] 又一优势在于,存储器的所有部分可以在所有时间都是热活跃的,即,存储器的每个部分可同时经历热交换以致达到 100% 的存储器利用率 (与现有技术存储器相比,这里气体仍然需要通过与压力损失有关的不活跃区域)。

[0183] 最后的优势归因于大多数材料与温度变化有关的热容量变化。在常规的对流热交换情况下,随着温度改变,如果一种流动是气态,而相对的流动是液体时,两种流动的热容量通常倾向于彼此相反地变化,因为两种流动中任一种的质量流在热交换器内的所有位置处必定是瞬态常数,结果热容量不匹配导致非常不均匀,因此热交换温度差并非最小。与蒸汽亲密接触的多孔物质存储器总是自动地使这个温度差最小,于是保持可逆性最大。

[0184] 总之,多孔物质热存储器与步进温度的特定结合能够在整个存储器中产生最小的热交换温度差,可导致存储器在所有时间 100% 的有效热交换,可提供凝结蒸汽与多孔热存储物质之间 (即,在存储器下游相变区域中) 恒定且最小的相变温度差,并可导致存储器 100% 的利用率。如果在高温侧与闭合的冷凝容器结合,随着供给压缩机响应于冷凝容器中稳步升高的温度,步进变成自动的。热存储器因此准确并立即响应于液体存储器内的压力和温度变化。

[0185] 参照图 7b,应当注意到,显示出恒定但稳定增长的蒸汽温度 (即, L-V 相变温度) 曲线也反映出热水箱中的液体温度,并且液体温度随蒸汽压力逐步增加而“步进”。这具有十分重要的益处,它允许热水箱中少量液体以有效方式 (即,高度不可逆) 吸收相变能量 (即,吸收凝结的热),该有效方式是指使熵增加最小化,因为即使是在相变进行时也保持小的增量 (ΔT)。

[0186] 如图 6b 中的情况,如果在任意点热存储器中没有凝结,例如,如果蓄热持续了很长时间以致相变区域退出了热存储器,那么是包含过热的干燥蒸汽与液体以较大的增量 T 交换热,而不是饱和蒸汽与水箱中的液体以小的增量 T 交换它的潜热。

[0187] 图 7c 显示出蓄热过程中 HP 回热器温度曲线如何随时间变化。可以看出,在图右侧的温度随蓄热状态增加而增加,反之可看出,热前缘从左向右行进。相变区域是各迹线的水平部分,尽管应当注意到,热存储器内相变的程度很低,离开存储器的蒸汽典型地具有大于 0.8 的量 (干度),即,典型地至少 80% 的相变发生在回热器的下游 (在蒸汽接收水箱中),

通常更多,但总是小于 100%。

[0188] 图 5

[0189] 图 5 示出根据本发明第二实施方式的能量存储系统 204,包括在系统的较低压力 LP 侧的又一回热器 40 以进一步提高循环效率。添加这个 LP 侧回热器确保压缩或膨胀的所有蒸汽都是干燥的,即,不包含液滴。

[0190] 存储来自 LP(冷)侧蒸汽的一些过热是非常可取的。这通过在冷液体容器和压缩机/膨胀机之间添加显热存储器(回热器)实现。考虑到通过用压缩机抽吸一些冷侧的蒸汽来降低冷侧压力的效果。冷容器中的液体开始与也存在于容器中的蒸汽平衡。随着蒸汽被压缩机抽吸掉,容器中的液体沸腾,这个过程所需的、来自液体的潜热导致液体温度下降。显热存储器仍大致在初始平衡温度,所以通过这个热存储器的蒸汽通道加热了蒸汽。由于这个蒸汽最初在饱和温度,任何加热导致某种程度的过热,因此进入压缩机的蒸汽本质上是完全干燥的,所以压缩过程能够高度可逆,因为在蒸汽蓄热中没有液滴被压缩。在压缩或膨胀条件下,在蒸汽中存在微滴,由于微滴的尺寸有限,导致微滴与周围蒸汽之间温度不匹配,所以自然会导致不可逆的热交换。

[0191] 在释热周期中,由于这个系统的热侧是高度可逆的,并且蒸汽情况类似于蓄热或释热的给定状态下在系统的所有部分中蓄热周期中发现的情况(即,如果系统以完全蓄热瞬态相似的百分比蓄热或释热),离开膨胀机的蒸汽仍然会过热至与相应的蓄热过程中相似的程度。压缩机/膨胀机中的蒸汽因此在整个压缩/膨胀过程中会总是干燥的。这使得这个过程非常高度可逆,并且即使是在系统的冷侧存在小的过热存储单元也的确是十分可取的,会提高循环效率。

[0192] LP 回热器不需要像任何数量的热存储器一样大,导致蒸汽某种程度的过热(蒸汽总是比 LP 回热器要冷)。

[0193] 图 8

[0194] 图 5 系统的蓄热周期示于图 8 中。释热周期是类似的,具有理想化的“完美”机制,会准确叠加在蓄热周期上。注意到,箭头显示出如前的蓄热过程中 T-S 回路扩张的方向。释热时这些箭头的方向是相反的。

[0195] 在压缩后,蒸汽被加热,由于热存储器温度代表系统在比新鲜蒸汽状态所代表的蓄热状态要低的系统情形,所以蒸汽现在比热存储器 50 更热。通过热存储器 50 的通道因此使蒸汽冷却,理想地达到在存储器内刚刚实现饱和的点。到热水箱的通道经由管 34 到达水箱底部,这里蒸汽通过已经存在的液体,并且返回至液体的相变持续在水箱内进行。因为进入水箱的蒸汽总是比水箱内液体的温度稍高,这个水箱的温度在蓄热过程中持续升高,由于吸收了蒸汽汽化的热,这加热了热水箱中的液体。这个温度的升高也导致蒸汽压力增加,因此系统的压力比率稳定增加。升高的热水箱温度还在热存储器的出口提供了步进的 L-V 相变温度,这是在最小 ΔT 相变所必须的,因此得到了最大的可逆性,如上所述。

[0196] 图 9-11

[0197] 以下图 9-11 注释了循环中的关键温度点。参照图 9 中示出的两个示意的热存储器(回热器)系统:

[0198] 1 冷水箱温度

[0199] 2 压缩机/膨胀机冷侧温度

[0200] 3 压缩机 / 膨胀机热侧温度

[0201] 4 热水箱温度

[0202] 区域 1-4 注释在如温度 - 熵 (T-S) 坐标系的图 10 的 T-s 图上。在图 11 蓄热状态对温度的图上示出各点的时间史。

[0203] 根据图 11, 清楚地, 对蒸汽包而言, 由于 LP 侧回热器提供的附加过热, 蓄热时温度从点 1 升高至 2, 压缩后在点 3 温度有大的增加, 但在点 4 的温度已下降, 因为一些通过 HP 侧回热器的冷却, 在凝结前, 尽管“热侧”点 4 的温度仍然比 LP 侧“冷侧”点的温度高。

[0204] 不论是设备的哪一侧, 或蓄热模式, 回热器都总是起到贡献热至蒸发蒸汽 (再生式存储), 并去除和存储即将冷凝的蒸汽的热的作用。然而, 因为循环不是对称的, 蓄热过程中 (图 9 中从 3 至 4) 在 HP 侧从压缩气体去除并存储显热是重要的, 因为返还热能 (释热时从 4 至 3) 为大膨胀机能量冲程提供了能量。

[0205] 根据图 11, 显著地, 蓄热时离开压缩机的蒸汽的退出温度步进是最显著的。

[0206] 图 12 至 14

[0207] 图 12 至 14 示出根据本发明的第三、第四和第五实施方式, 包括限制 LP 容器中工作流体压力和温度下降程度的系统。这三个实施方式基于图 4 和 5 的系统, 仅经由实例。

[0208] 如果允许冷水箱温度过度地下降, 即, 接近三相点温度, 蒸汽压力会下降使得实现蒸汽输送至系统热侧所需的压缩比率会变得不可行的大。这个高压压缩比率也与过度的温度比率有关, 因为蓄热过程中热侧压力已增加, 峰值温度可能变得比系统中机器能够容忍的温度更高。由于过度的压缩比率是冷侧温度下降的直接结果, 避免或减轻这个问题的简单方法是防止冷水箱过度地冷却。这可通过以下方法实现: (i) 向冷水箱添加热碎石, 比如使冷侧液体更多, 或者向冷水箱添加固体惰性热碎石, 或者通过 (ii) 从周围向冷水箱添加热, 或者通过 (iii) 由供给源供给冷水箱使得在任何给定时间只有一小部分通过水箱的液体汽化。

[0209] 增加冷侧工作流体量的第一个选择提供了最高的可逆性, 因为在所有时间用最小温度变化实现了步进温度的效果, 并且在水箱和系统之外的环境之间没有热交换。

[0210] 尽管是在液体持续供给至冷水箱的情况下, 其他两个选择都需要外部热交换, 热交换的容许时间是不确定的, 可发生在相当长的时间上, 相应地具有非常小的 ΔT 。

[0211] 图 12 示出包括 LP (较冷) 侧持续液体供给的系统。

[0212] LP 水箱 10 设有向水箱供给工作流体的入口 213a (例如, 无限供给) 和在入口下面用于收回工作流体的出口 213b。就持续冷水箱供给 (本系统中, 是液体供给) 而言, 退出压力必定与冷水箱压力相似。如果这是恒定温度供给, 步进温度情况不会存在, 因此, 冷显热存储器 / 回热器在蓄热或释热过程中不会经历任何的温度变化。因此在这种结构中没有什么用处 (因为在启动后它会很快升高至进场蒸汽的温度)。

[0213] 参照图 13, 然而, 如果蓄热过程中允许 LP 侧供给的工作液体温度降低, 那么冷的热存储器仍然有效。实现这个的一种方法是由较大的供给箱供给 (即, 有限供给)。因此图 13 示出了包括 LP 侧辅助供给箱 57 的系统 214, 该辅助供给箱经由上入口 215a 供给工作流体至 LP 容器 10, 并从下出口 215b 收回工作流体。温度变化通过混合 LP 容器 10 (冷水箱) 的返回流与较大供给箱 57 的返回流来实现, 因此 LP 侧回热器 40 被再次利用。蓄热过程中供给箱 57 和冷水箱 10 的温度都会下降, 但与密封的 LP 容器相比速率减慢了; 由于蒸汽压

力也下降了,泵 53 和 / 或限制 55 应当放置在供给箱 57 和冷水箱 10 之间以帮助输送液体来对抗接着发生的压力差异。

[0214] 对于水是工作流体的情况而言,供给箱 57 典型地在接近室温的情况下启动蓄热过程。由于供给箱不会冻结,冷水箱 10 中的蒸汽压力可下降至对机器而言系统压力比率不可行的点。

[0215] 看图 14,替代地,如果借助于外部热交换来寻求冷水箱温度调节,这可通过使热交换元件直接通过水箱来实现。这些元件可以以金属叶的形式,分布在液体中并通过水箱壁从而与周围交换热。如图 14 所示,另一种方法是设置热交换器 315,其使第二热交换流体经由入口 313b 和出口 313a 通过水箱内的工作流体加热 / 冷却线圈以调节 LP 容器 10 中的温度。

[0216] 如果热交换器维持冷侧工作液体温度恒定,再一次冷侧不需要回热器。或者,通过热交换流体的等级控制,也可实现步进温度情况,在这种情况下,不像这个图中示出的系统,冷侧显热存储器再次变得有效。

[0217] 如果用在家庭环境(例如)中,第二流体可以是家庭热水供给,并且冷水箱的温度然后可在与家庭热水系统相似的温度。积累的余热由于不可逆性然后会直接传到家庭热水供给,并会向那个系统提供有用的附加热输入。

[0218] 上述冷侧热交换方法的又一益处是热交换流体不需要在与冷水箱相同的压力。这允许系统压力设定成适合于具有蒸汽压力特性的工作流体,其要求压力高于或低于外界。

[0219] 图 15

[0220] 图 15 示出根据本发明第六实施方式的能量存储系统,其说明了余热再俘获子系统的整合。

[0221] 能量存储和回收系统的不可逆性会导致熵产生,因此总体增加了这种系统的平均温度。在示出的系统中,水 / 蒸汽用作工作流体,存储系统与家庭热水系统整合。这利用了环境压力下水沸腾特性的优势来处理积累的任何余热,其由于系统的这种不可逆性而上升。

[0222] 冷液体存储器 10 经由止回阀 323(其仅允许流动朝着热水箱)连接至家庭热水箱 321。家庭水箱 321 接近大气压力,由于冷液体水箱 10 的压力接近家庭水箱中的压力,所以如果液体水箱由于工作流体内积累的熵而吸收过度的潜热,那么它会开始沸腾。汽化的蒸汽然后会经过止回阀 323,并进入家庭热水箱 321,凝结会在这里出现,这样向家庭热水供给添加了热。以这种方式,由于能量存储系统中的不可逆性而积累的热通过加热热水系统而具有有用的效果,并且积累的热由存储系统控制并去除。

[0223] 排气过程会导致存储系统工作流体的净损耗,于是这必须重新补充。为此,至自来水供应的连接件 325 经由阀 327 供给至冷液体存储水箱 10 以便重新补充损失的水。由于在由两个水箱温度限定的任何蓄热状态下,在热液体水箱和冷液体水箱中必须存在某一液位,液位之间的不匹配(对正确的蓄热-释热循环而言这是应当存在的)会是明显的,如果提供液位和温度感测的话。如果实际液位不足,那么可打开供给阀来调整以保持系统中正确的工作流体的液位。在完全释热后,系统也可充满。

[0224] 存储系统中使用的水尽可能干净以避免水垢积累是可取的。由于蓄热过程中从冷水箱到热水箱的过程是汽化-凝结过程,除了压缩机 / 膨胀机之外,冷显热(过热)存储

器,热显热存储器和热水箱仅遇到蒸汽或蒸馏水,即,整个过程可看作是蒸馏过程,因此任何固体物质仅收集在冷水箱中。由于这个水箱处于环境压力或者低于环境压力,因此提供除垢的通道是很小的问题,于是在过程中使用生活用水作为给料,而不是纯净水,也是可接受的。

[0225] 使用生活用水供给的又一益处是干净杀菌水可经由适当的出口从热液体水箱中取出。这可用在生活用水供给不适于饮用的区域,尽管从系统中的这个点取出水会导致能量存储循环效率的降低。

[0226] 余热再俘获子系统可替代地仅包含来自排放的工作流体的热交换,这里排放的工作流体被导向热交换子系统以提供间接加热,与如上所述的工作流体与热吸收介质直接混合相反。在这个热交换过程后,用萃取设备取出凝结水还可提供冷却的纯净水,而不会影响循环效率。

[0227] 图 16

[0228] 图 16 示出根据本发明的替代系统,具有单个入口/出口,用于蒸汽进入和离开各水箱,其中回热器位于各水箱内液面上方。

[0229] 参照图 16,能量存储系统 210 以蓄热模式示出,包括具有回热器 150 的隔热热容器 120,热工作流体 121,集气室 122、123,热入口阀 124,热出口阀 125,输送管 126,多孔滤网 127,热液面 128,以及具有回热器 140 的冷容器 110,冷工作流体 111,集气室 112、113,冷出口阀 114,冷入口阀 115,输送管 116,多孔滤网 117,冷液面 118,压缩机/膨胀机装置 130 和管 101 及 102。

[0230] 通过把各回热器设置在各水箱内,可因水箱的隔热和气密而得到益处,特别是在 HP 侧。两个回热器在液体之上延伸横跨各热和冷容器的整个截面部分。各回热器可包括,例如,物料床或固体多孔基体。显示出 HP 侧回热器 150 更大,反映出这样的事实,在整个蓄热周期中它需要能够存储从压缩机 130 进入的压缩蒸汽的所有显热,优选地一直到最大运转温度,以避免任何蒸汽在过热情况下离开 HP 侧回热器。为此,一些相变应当开始发生在回热器 150 中。

[0231] 一般条件:热容器 120 中的最大蒸汽压力应当低于工作流体的临界压力,并且相应的最大温度应当在选做 HP 侧装置材料的工作范围内(明显地,冷容器中的液体必须保持在三相点之上)。

[0232] 起动条件:热工作流体 121 通常会与冷工作流体 111 温度相同或更热。热容器 120 中的压力通常会与冷容器 110 中压力相同或者更高。

[0233] 热液体 121 和冷液体 111 可由一些外部能源预加热,诸如电加热元件或燃气加热器。这样,系统可在压缩/膨胀机器或机械的正确条件下启动;例如,启动时 HP 和 LP 侧之间具有压力差以限制所需压力比率的变化通常是可取的。或者,系统启动时热和冷工作流体可在相同的温度(和压力),这会导致完全蓄热时最高的能量密度(在 T-s 图下最大的时间-积分面积),但意味着压缩/膨胀机器或机械需要以较大的压力比率运转(在早期蓄热周期中没有产生多少功)。这里水是工作流体,两侧可方便地预加热至大约 100°C。

[0234] 通常,启动各存储模式时热液体 121 和冷液体 111 处于预先选定的加热和冷却温度是可取的。实践中,这些是在系统运转并部分蓄热时可正常获得的相应温度,所以实际上各回收模式提早终止于那个选定的部分蓄热条件使得下一个存储模式在那个有利的条件

下开始。

[0235] 在蓄热模式中,压缩机/膨胀机 130,起到压缩机的作用,经由管 101 从集气室 113 抽吸气体/蒸汽。集气室 112 和 113 经由冷出口阀 114 连接,其设计成仅允许气体/蒸汽以一个方向流过,例如,它可能是止回瓣阀。冷入口阀 115 设计成让气体/蒸汽仅沿相反的方向流动。蓄热过程中,这个冷入口阀 115 通常会关闭。随着从集气室 113 中抽吸气体/蒸汽,压力略微下降,于是从集气室 112 抽吸气体/蒸汽。这使集气室 112 中的压力也下降。这个过程会持续直到集气室 112 中的压力下降至冷工作液体 111 开始沸腾的压力。在这个点,压力下降的速率会降低,因为沸腾的液体会向集气室 112 供给气体/蒸汽以大致维持压力。随着冷工作液体 111 沸腾,冷工作液体 111 的温度会开始下降。这个温度下降的速率与冷工作液体 111 的质量和液体气化量有关。明显地,对给定的“气化”量而言,较大质量意味着温度会以较低速度下降。如果需要,慎重考虑的过量工作流体可保存在 LP 侧容器中。或者,固体热介质或相变介质设置在 LP 侧液体中以起到热碎石的作用(补充热容量),提供一些潜热用于蒸发使得液体温度下降的速率降低,因此 LP 侧压力降低。

[0236] 蓄热时,压缩机的作用是将干燥蒸汽从低压压缩至高压。实际的低压由低压侧液体温度决定。实际的高压由高压侧液体温度及蒸汽冒泡通过液体时凝结情况如何决定,并且应当反映集气室 122 和 123 中较高的压力。压缩(和膨胀)应当尽可能接近等熵。(例如,如果该过程用轴向流动压缩机实现,对于给定的压力升高,气体温度升高可能会在纯粹的等熵过程所期望的之上。)

[0237] 冷侧回热器应当比低压蒸汽略微热,从而确保汽化的蒸汽注入更多的热能以便使它过热(即,确保它是“干燥的”)。干燥的蒸汽从非常接近低压液体的温度压缩直至高压。在这个点,它是热的干燥的过热蒸汽,需要冷却至热液体的饱和温度附近。这在热回热器中实现,这里也发生少量凝结。

[0238] 如下然后蒸汽冒泡通过热液体。较热较高压力的过热蒸汽经由管 102 进入集气室 123。集气室 122 和 123 经由热出口阀 125 分开,其设计成仅允许气体/蒸汽以一个方向流过,例如,它可能是止回瓣阀。在蓄热过程中,热出口阀 125 通常闭合。这意味着随着集气室 123 中压力升高,输送管 126 中的液位下降直至过热的蒸汽可退出输送管的底部,并行进越过多孔滤网 127 的基部。多孔滤网 127 的目的在于鼓励过热的蒸汽向上冒泡通过热工作液体 121,并随着鼓泡升高输送热至热工作液体。

[0239] 为了使热传递发生并且使蒸汽凝结,蒸汽必须比其通过的液体更热(即,必须存在温度梯度)。如果蒸汽不比液体更热,蒸汽就不会凝结,于是系统热部分的压力会升高。这个压力升高意味着离开回热器(以及压缩机)的蒸汽变得更热,现在应当比其冒泡通过的液体更热(所以会凝结)。结果是简单的反馈回路,其确保从回热器出来的大部分蒸汽凝结,但总是有一些增加了蒸汽压力所以蒸汽温度在液体之前升高。(注意到,如果热从蒸汽传递到液体时蒸汽凝结,那么液体必将变得更热。)

[0240] 这样,通过使包含在冷容器内的液体蒸发,压缩这个气体/蒸汽至更高的温度和压力(这里它凝结回到热容器中)来存储能量。压缩机/膨胀机 130 用来输入能量,其可由电动马达或机械设备或一些其他方法来驱动。压缩机/膨胀机 130 可以是单个机器或两个分开的机器或者一些其它组合,并可连接至马达/发电机,通常是一个能够与地方电网同步的。

[0241] 释热：这是相反的过程。热侧蒸汽汽化，然后在通过热侧回热器时进一步加热。然后在膨胀机中膨胀，所以温度和压力下降，蒸汽对膨胀机械做“功”。然后蒸汽通过冷侧回热器，其使蒸汽轻微冷却（在这个点，冷侧压力升高）。较冷的蒸汽冒泡通过在更低温度的液体使液体加热并使蒸汽凝结。在完整的周期中，可能有与实际过程损失有关的余热积累，它可归因于一些经由外部热交换器拒绝余热的机器。

[0242] 在这个系统中，术语热和冷意指纯粹相对的意义。系统基于整个液体 / 蒸汽 / 气体过程，因此液体的选择会影响系统各侧的实际温度。如果选择氮，那么热和冷工作液体会处于超低温。如果选择水，那么热和冷工作液体可能都远在室温之上。

[0243] 在这个系统中，术语高压和低压也意指纯粹相对的意义。系统基于整个液体 / 蒸汽 / 气体过程，因此液体的选择会影响系统各侧的实际压力。可想得到的，系统的高压和低压部分都低于大气压力或者在大气压力之上。

[0244] 这种能量存储系统可用于电力存储。在这种情境下，输入系统的能量可能是电能，其从电网到压缩机 / 膨胀机 130，系统的输出也可能是电能，其返回至同一电网。替代的情境可能具有两个不同的电网，例如，存储系统可能由来自一组光伏电池板的直流输入充电，然后直接释放电能至交流电网。

[0245] 不使用电力的能量存储系统的实例可能是在船上，这里存储系统输入能量是以船上风力涡轮机直接输入形式的机械能，系统输出连接至船的推进器。在这个实例中，没有电能输入或输出，完全是机械连接。

[0246] 如上所述，压缩机 / 膨胀机 130 可以是单个机器，并且可以是可逆的，基于活塞的压缩机 / 膨胀机。这可连接至马达 / 发生器（优选电网同步）和地方电网，并能够立即从压缩模式切换至膨胀模式。这样，虽然系统可从完全释热运行至完全蓄热，反之亦然，可能会有一些应用，这里系统需要突然部分地从能量存储模式的蓄热切换至回收能量并贡献至电网需求。现有技术中已知，使用基于可逆压缩机 / 膨胀机容积式装置能够在压缩机和膨胀机之间快速切换。例如，这可通过改变阀的启动定时实现，优选地，仅是关闭阀的时间，其可在保持电网同步的同时在压缩机和膨胀机模式之间无缝切换。

[0247] 由于系统中压力升高，每单位质量蒸汽的功也升高。一个选择是通过使用可变速机器处理较少的气体来保持恒定的功率。大多数机器处理入口处固定容量的气体，因此如果入口压力下降，质量流也下降。结果，虽然每单位质量气体的功下降了，如果使用控制装置使速度改变，往复式压缩机 / 膨胀机可在蓄热 / 释热周期的大部分中保持功率恒定。压力比率通常也会变化。可变速往复式机器因此能够在宽压力范围提供恒定功率。

[0248] 理想地，初始在两侧容器中提供液体，其使用加热器或热交换器预加热和 / 或预冷却至合适的启动条件。如果液体是水，那么两个存储器的一个优选启动条件是 100℃。然而，如果系统经常使用，那么正常运转中，周围可存在过量的预热以保持超过室温，像 100℃。

[0249] 例如，系统可启动部分蓄热，例如在 HP 侧，工作流体蒸汽压力设定在 10 巴，液体温度在相关的饱和温度，在 LP 侧，工作流体蒸汽压力设定在 1 巴，再次具有相关的饱和温度。随着系统蓄热，HP 侧压力会缓慢地从那个压力升高至大约 25 巴（完全蓄热时），这里 HP 侧装置在压缩后需要承受适当的最大过热温度。系统压力不应当超过临界压力，但可超过过热区域的临界温度。（在临界压力之上蒸汽不会凝结成液体。）

[0250] 如技术人员意识到的,在请求保护的本发明范围内,可对上述实施方式作出改型。特别地,虽然使用水作为工作流体是高度优先的,也可使用其他工作流体,需要运转在替代的压力和温度范围内。

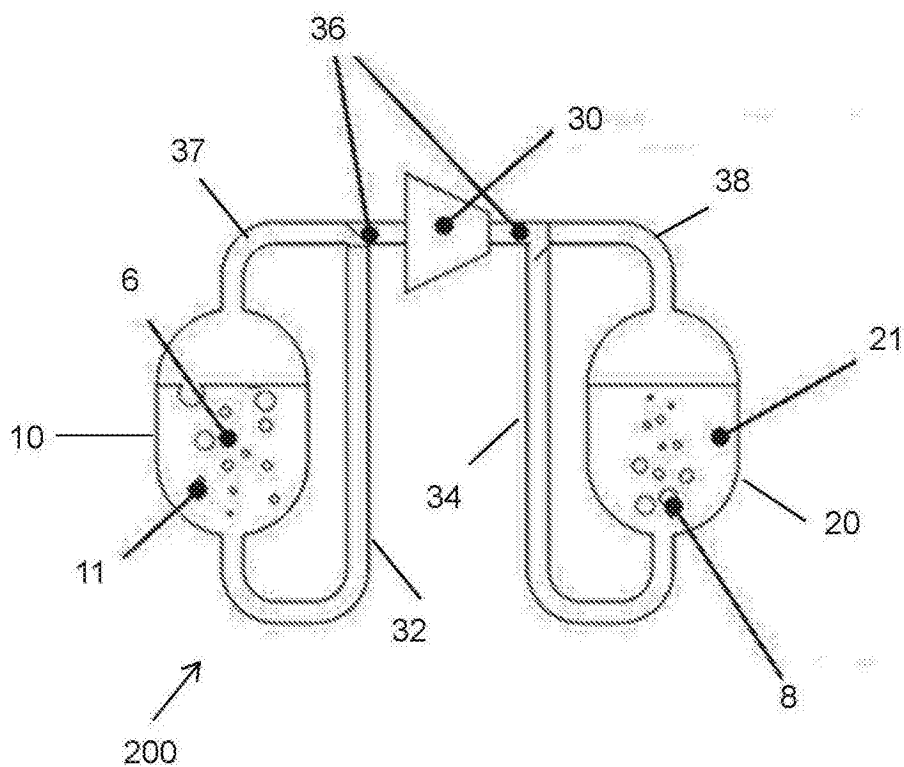


图 1

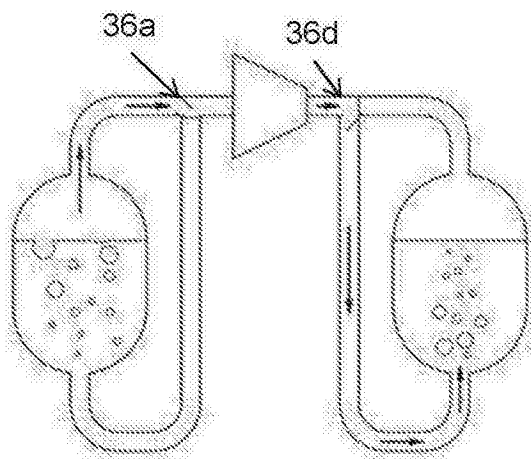


图 2a
蓄热

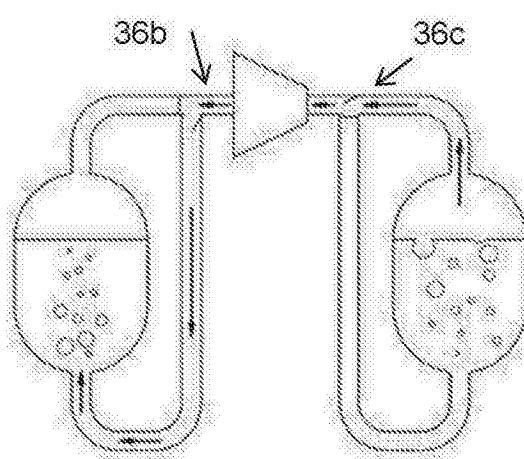


图 2b
释热

比较的

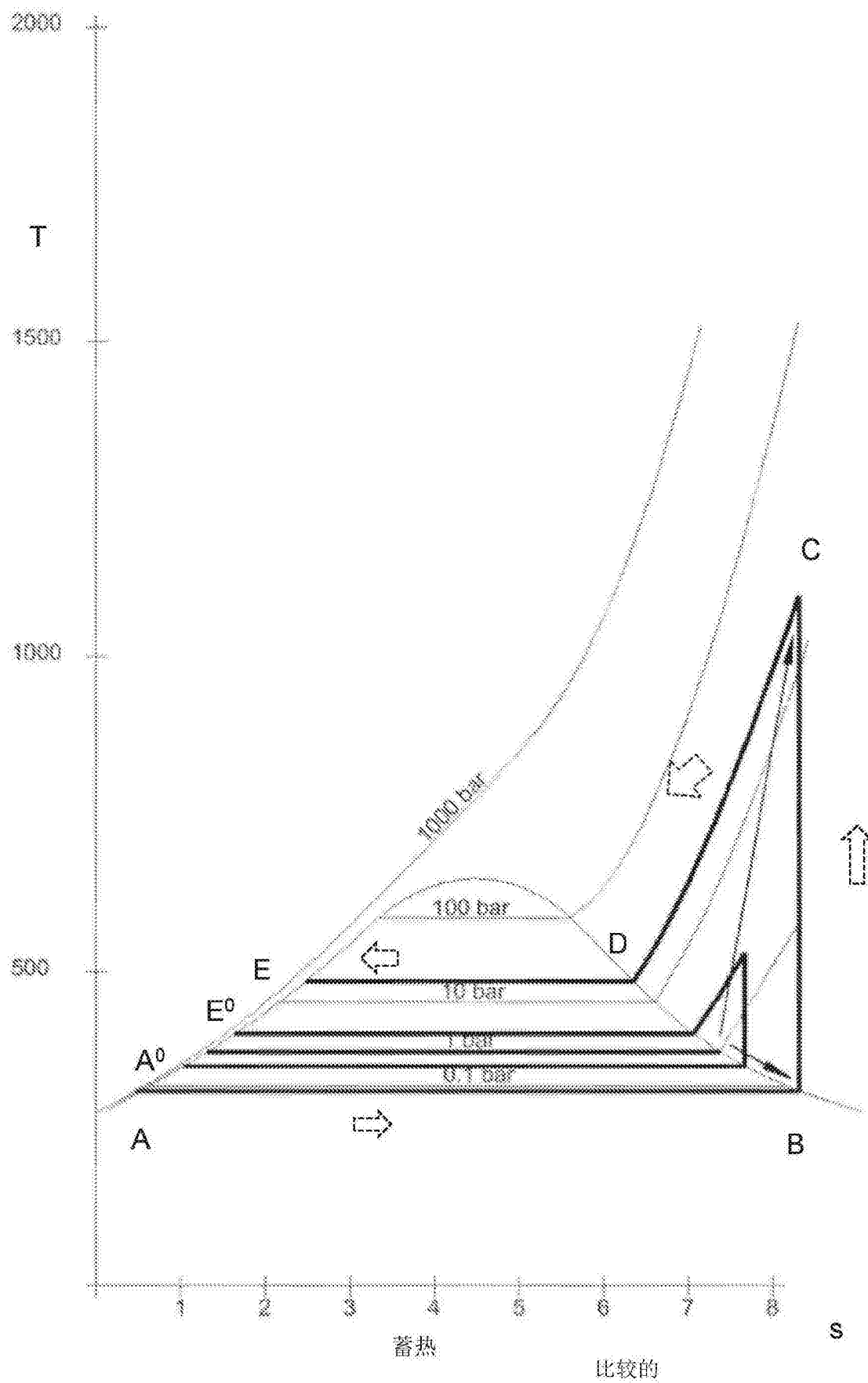


图 3a

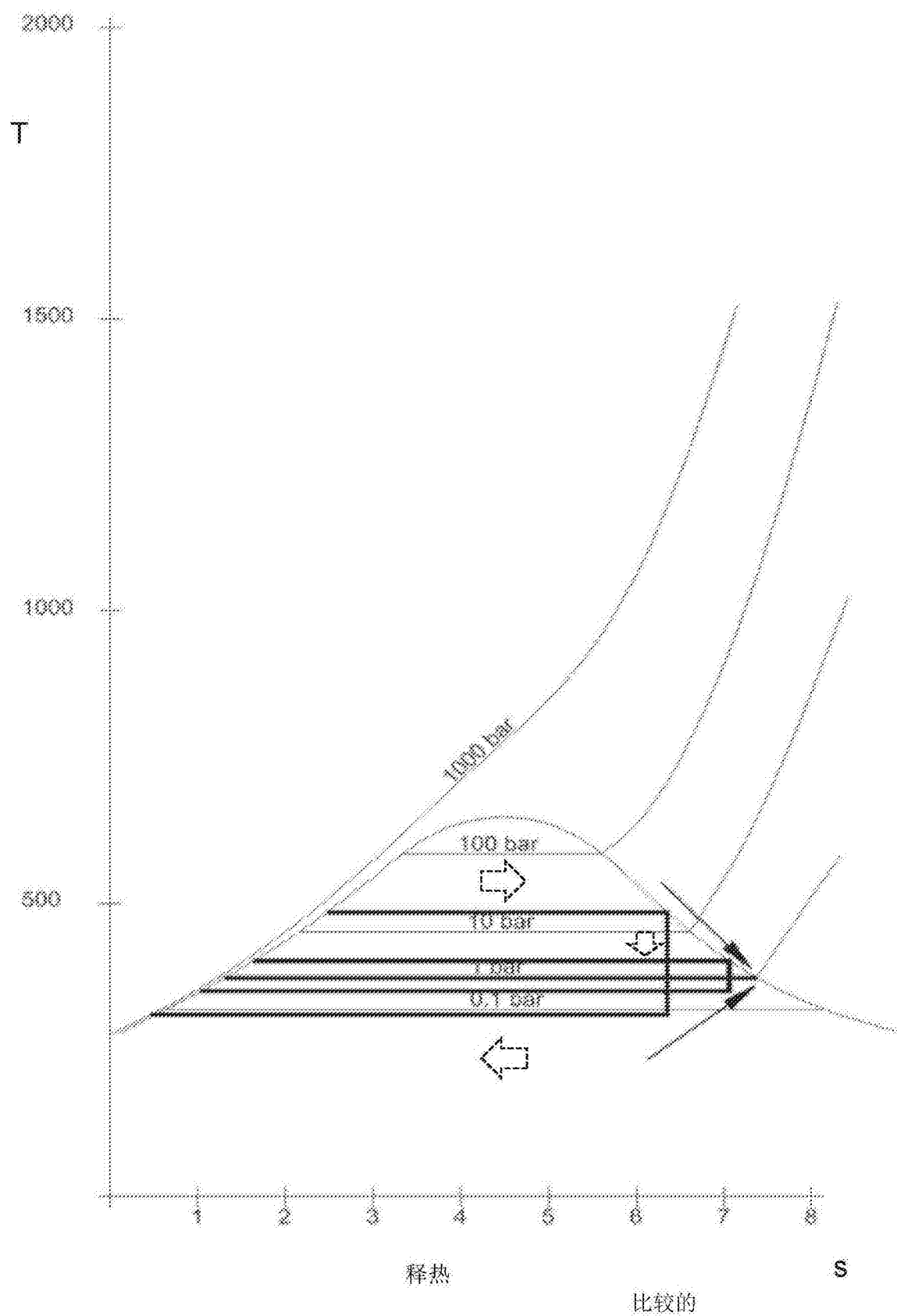


图 3b

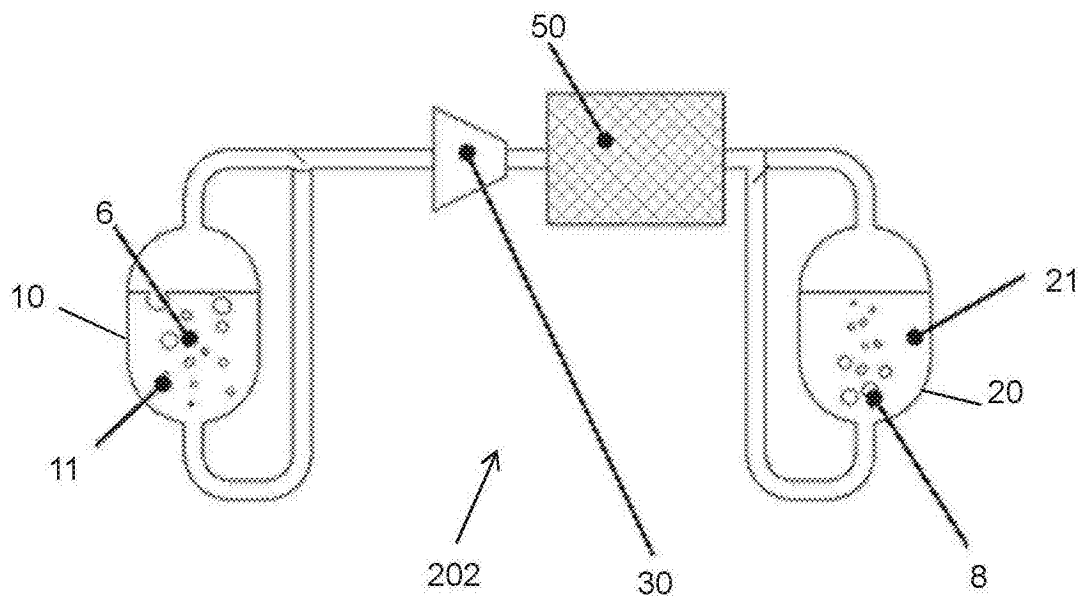


图 4

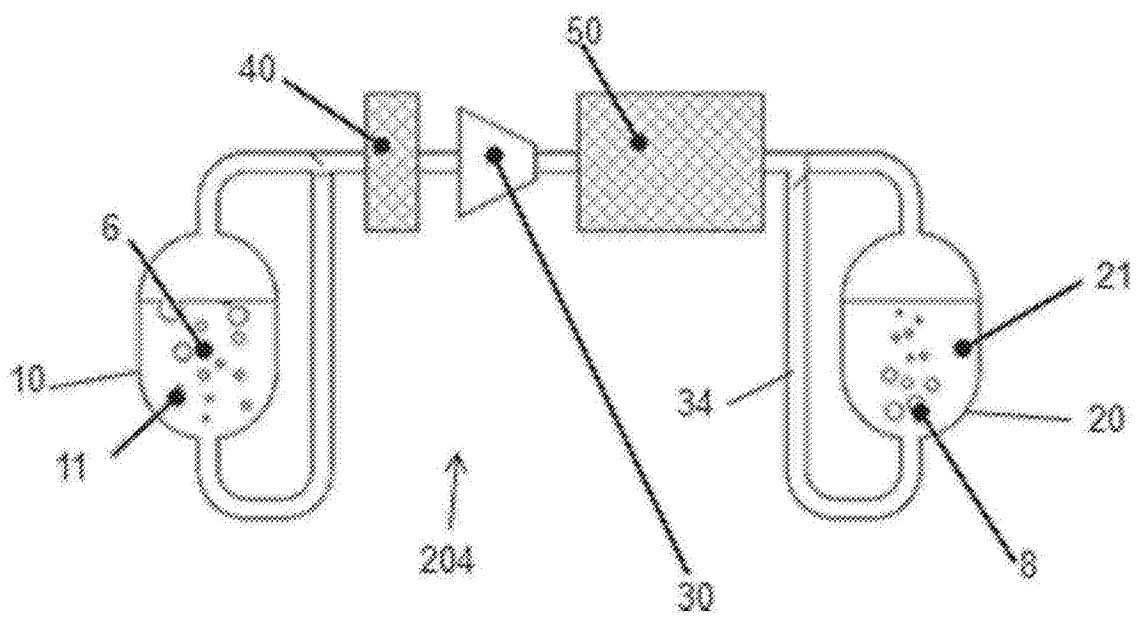


图 5

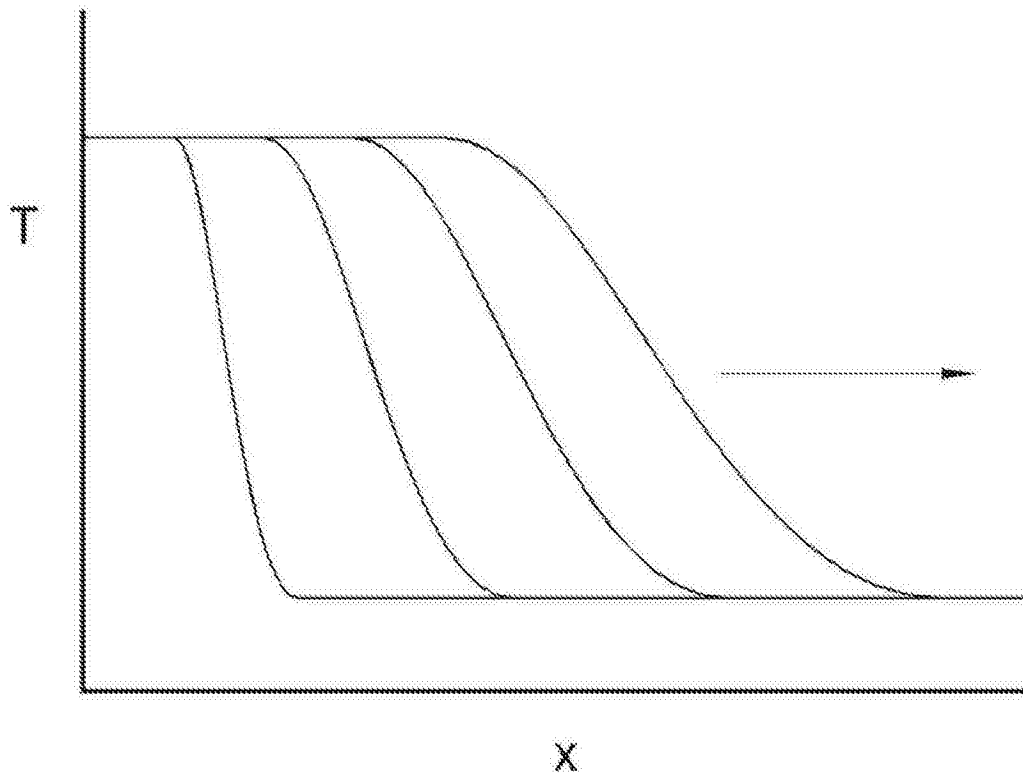
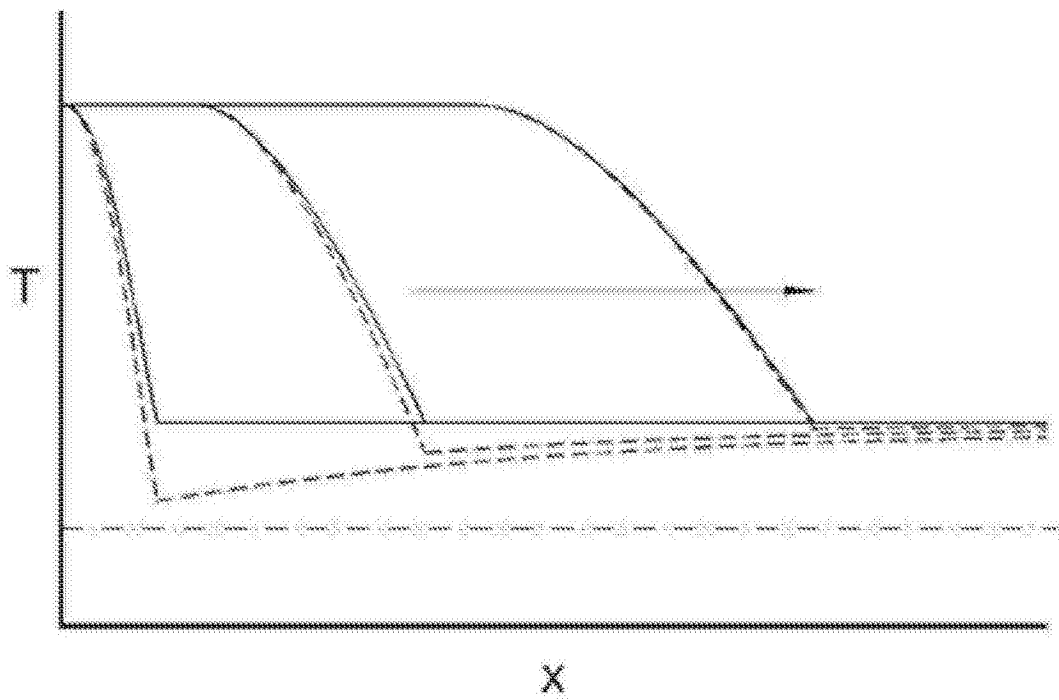
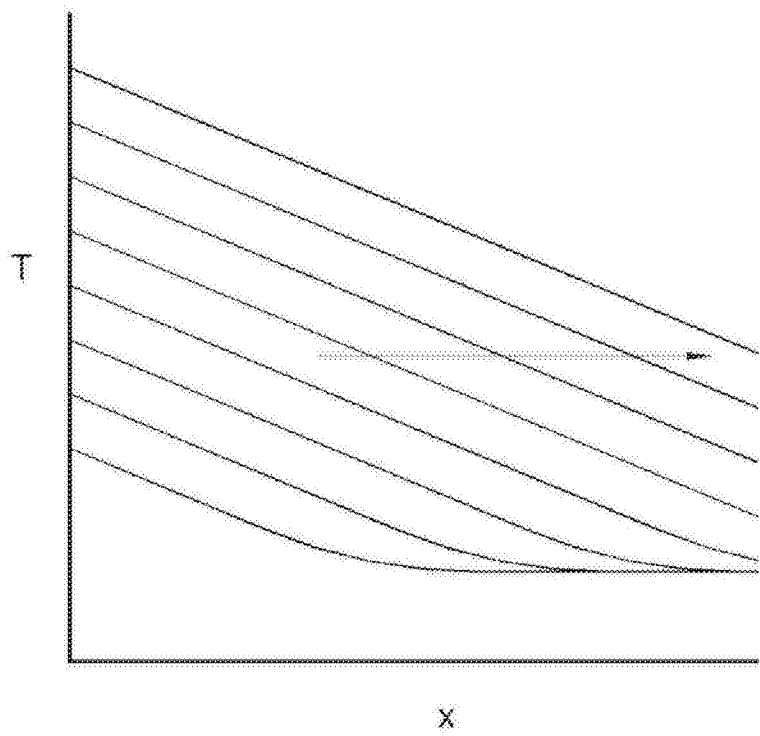


图 6a



比较的

图 6b



比较的

图 6c

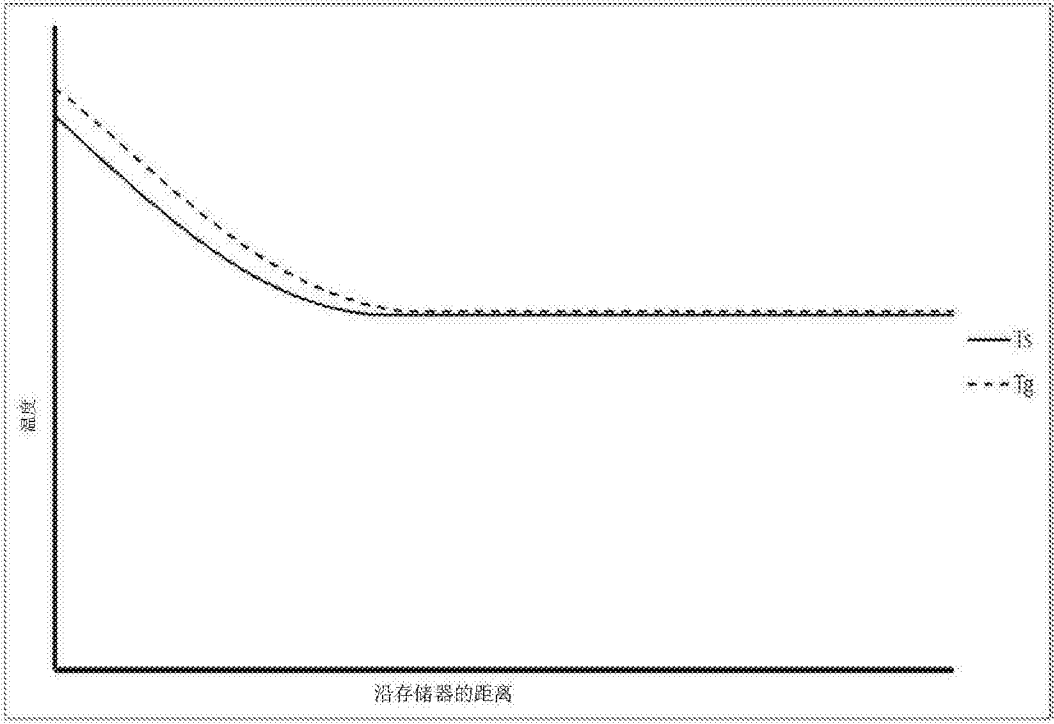


图 7a

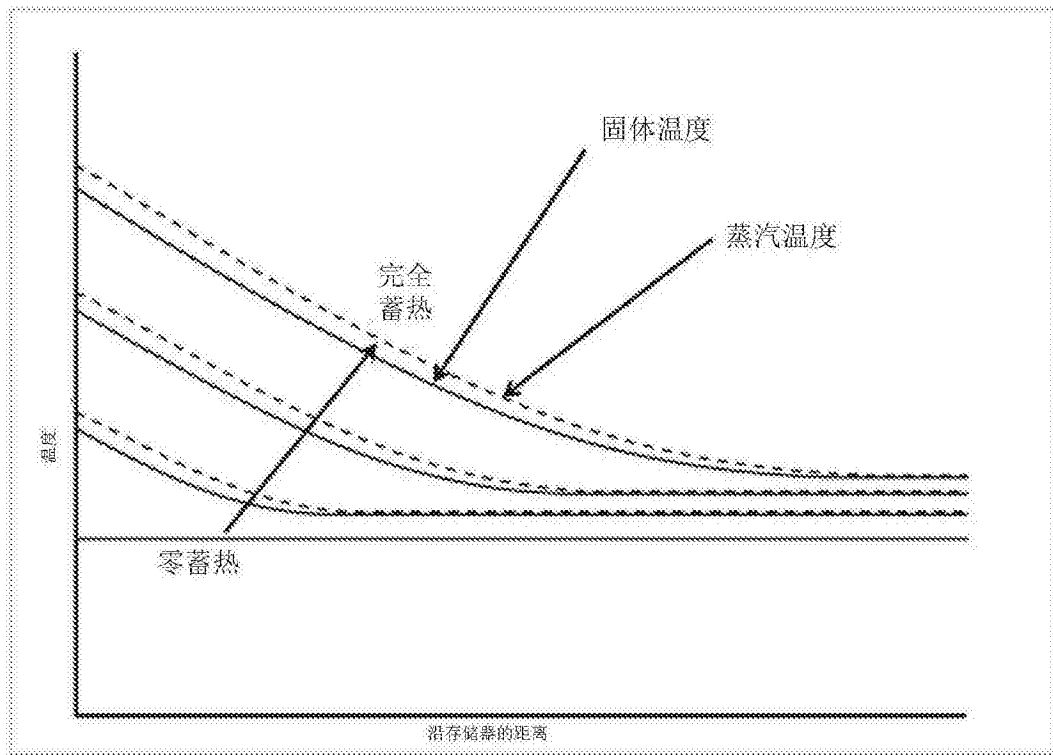


图 7b

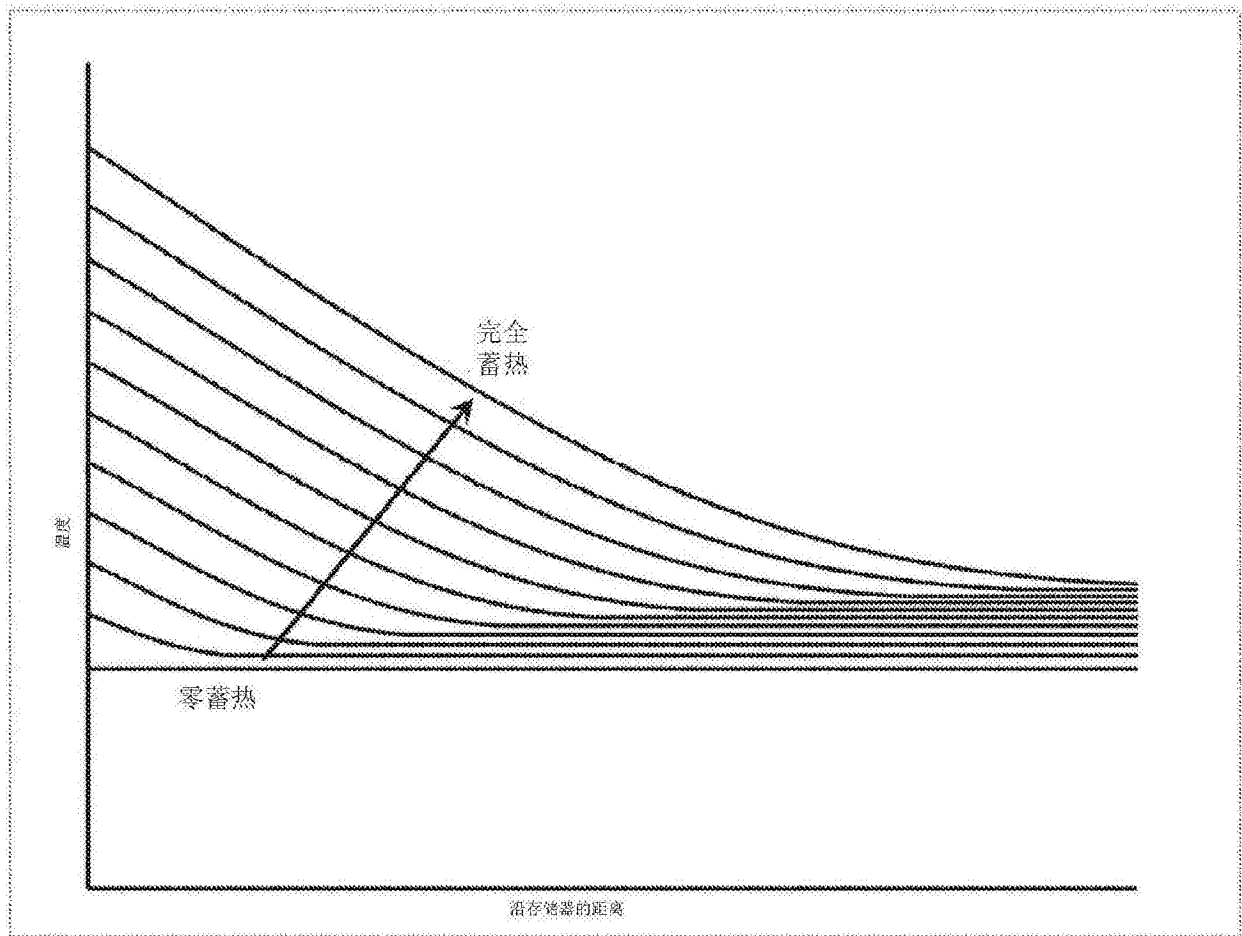


图 7c

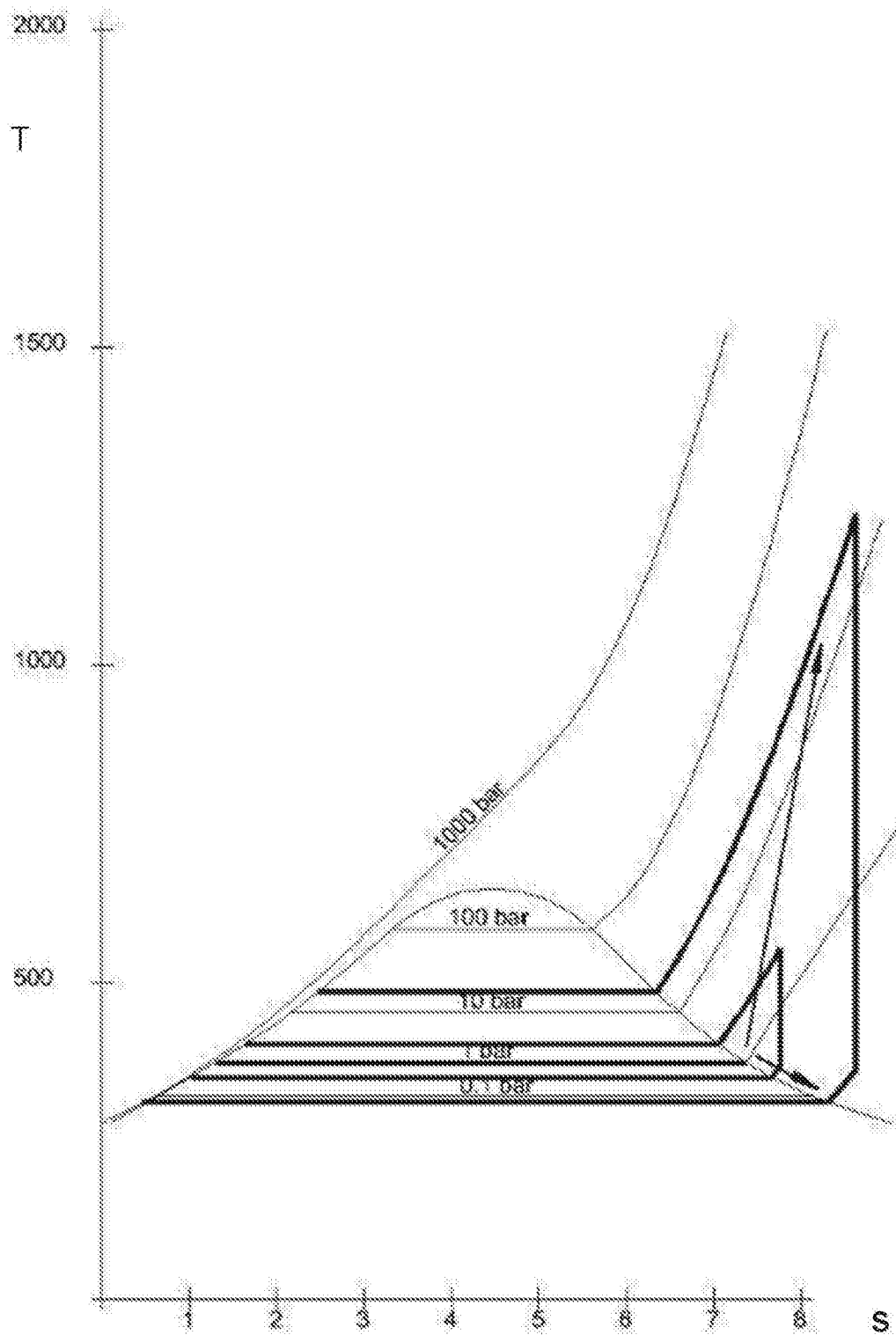


图 8

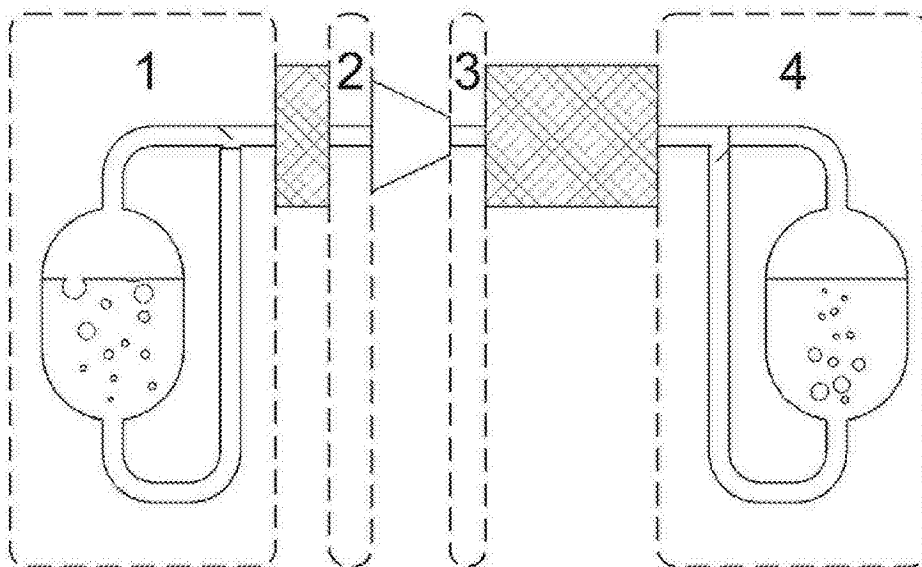


图 9

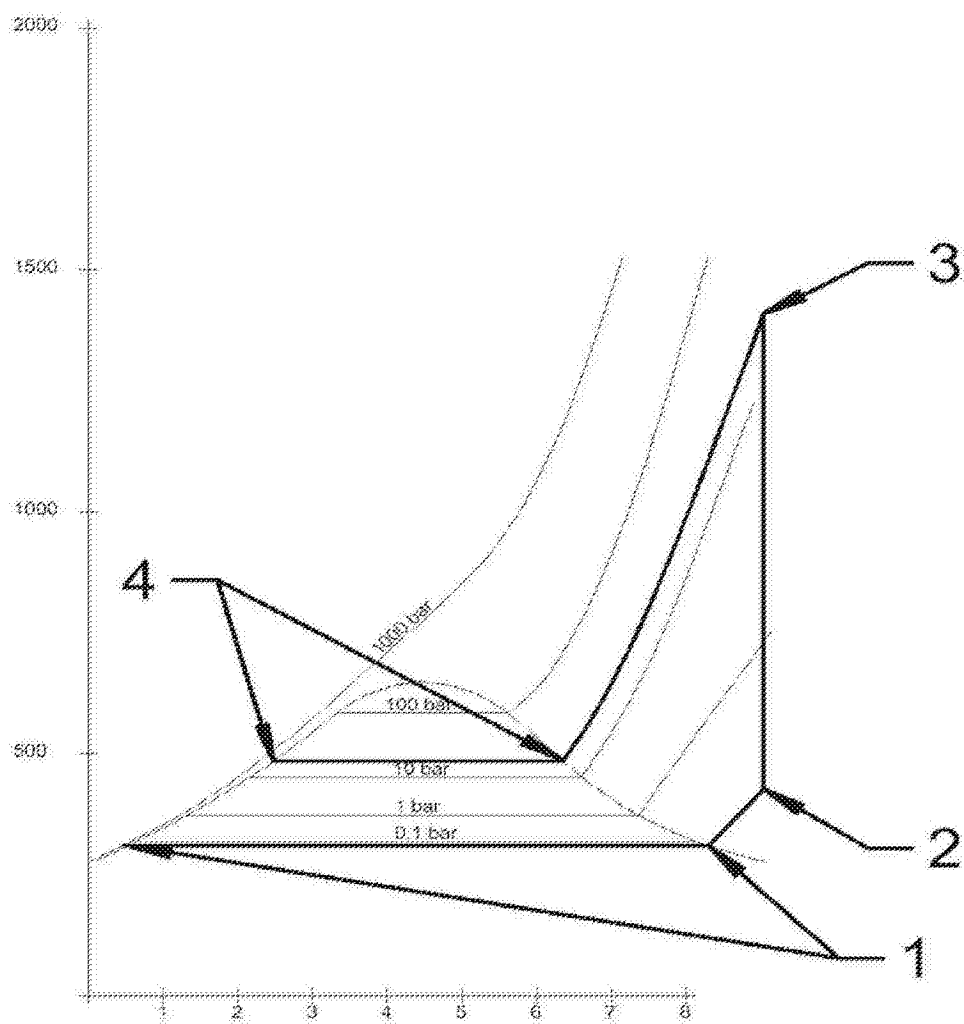


图 10

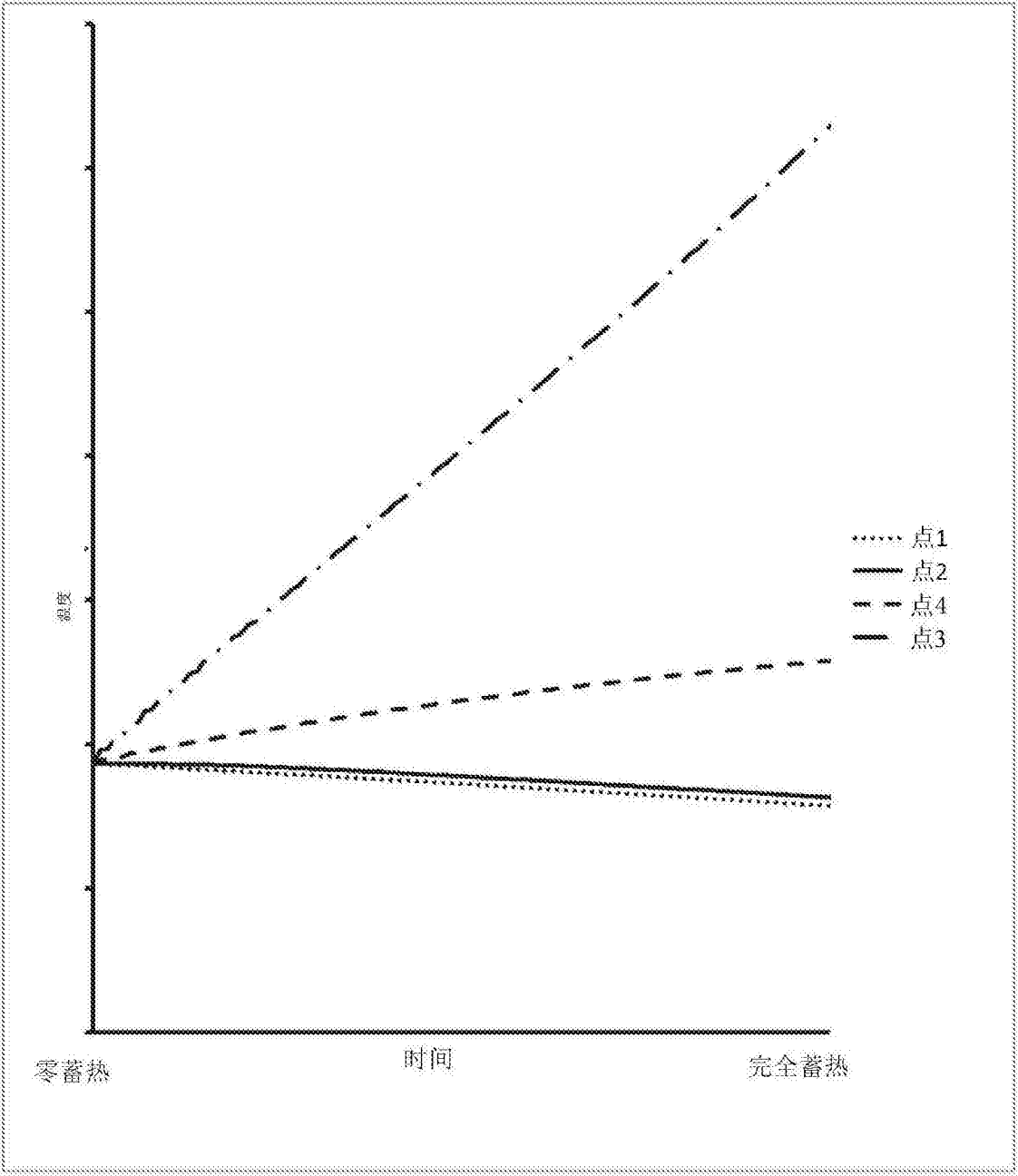


图 11

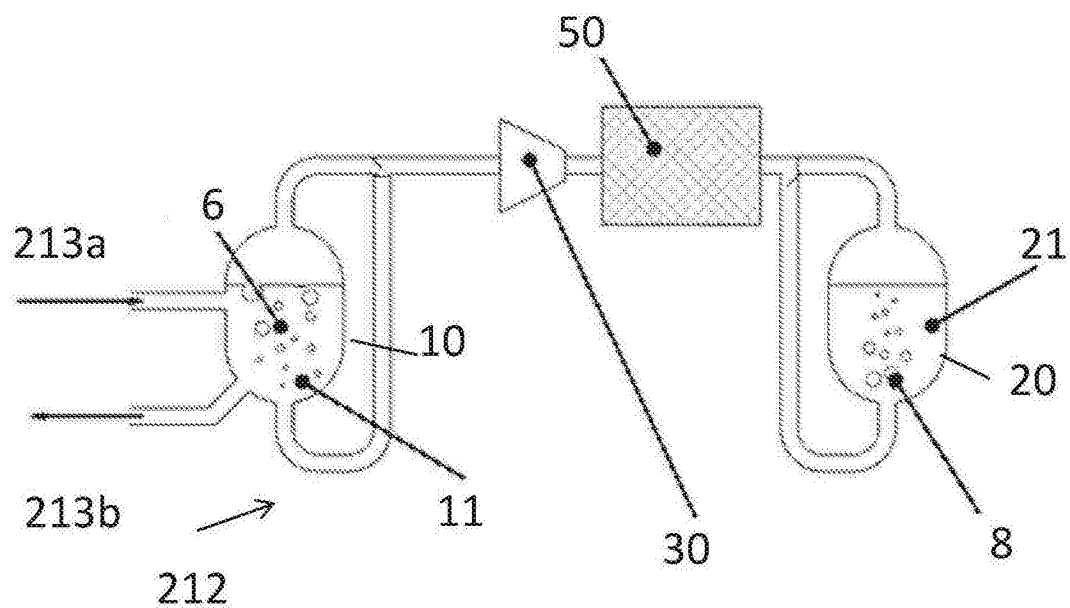


图 12

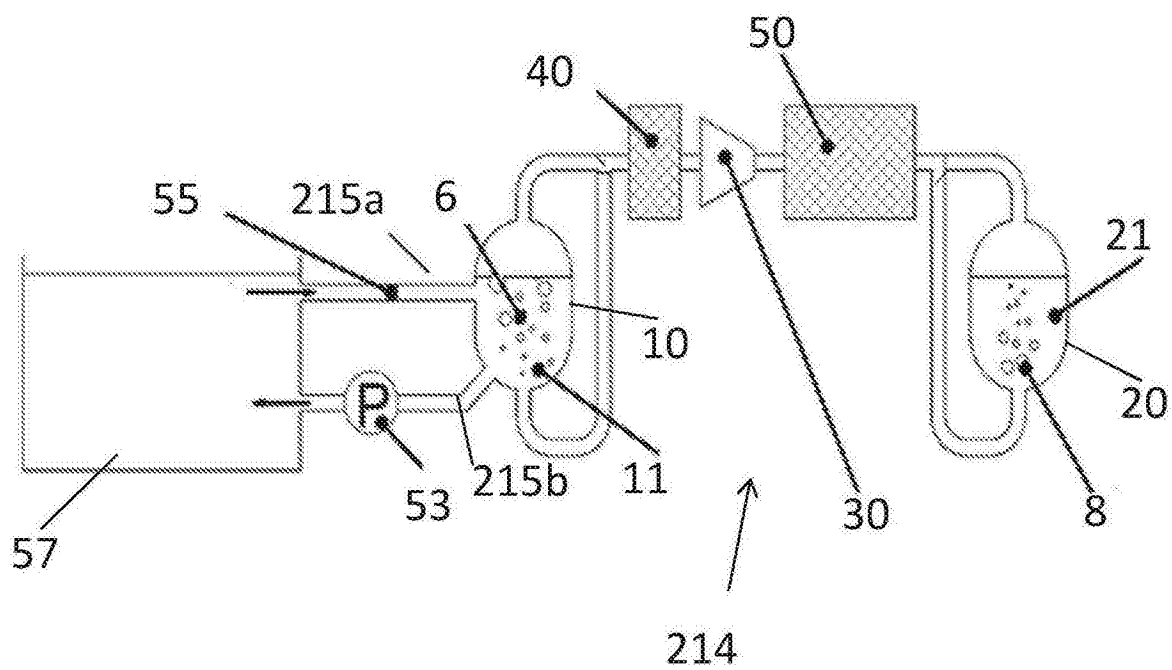


图 13

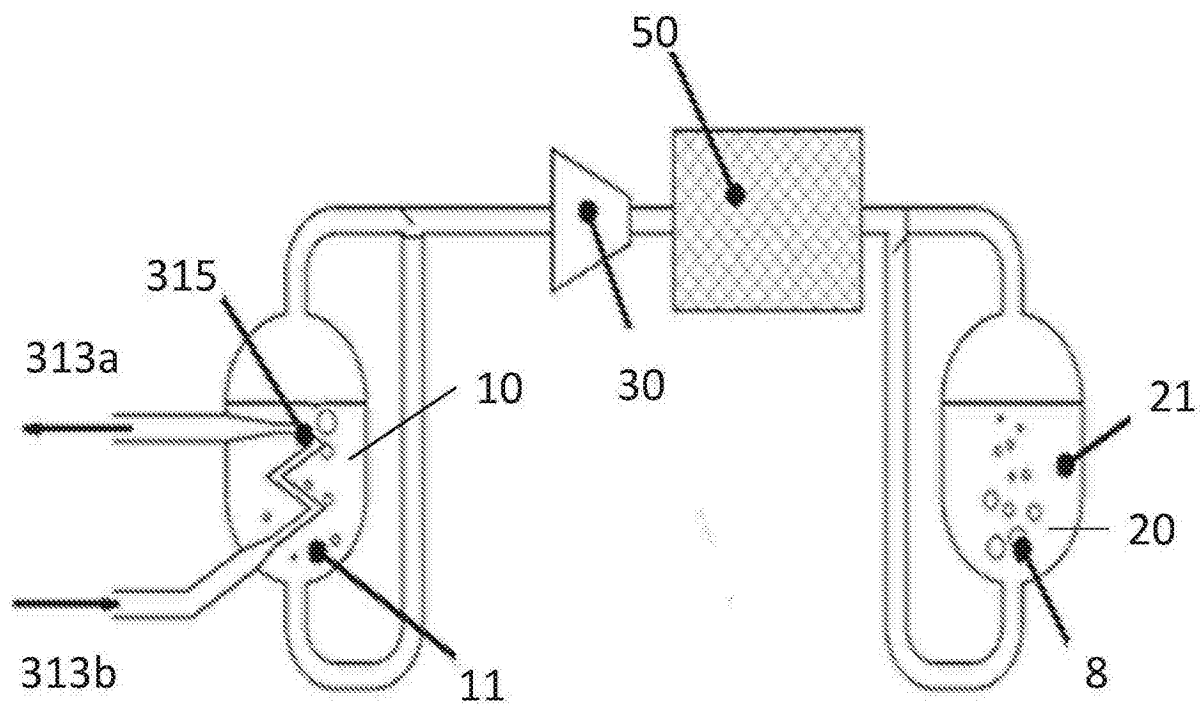


图 14

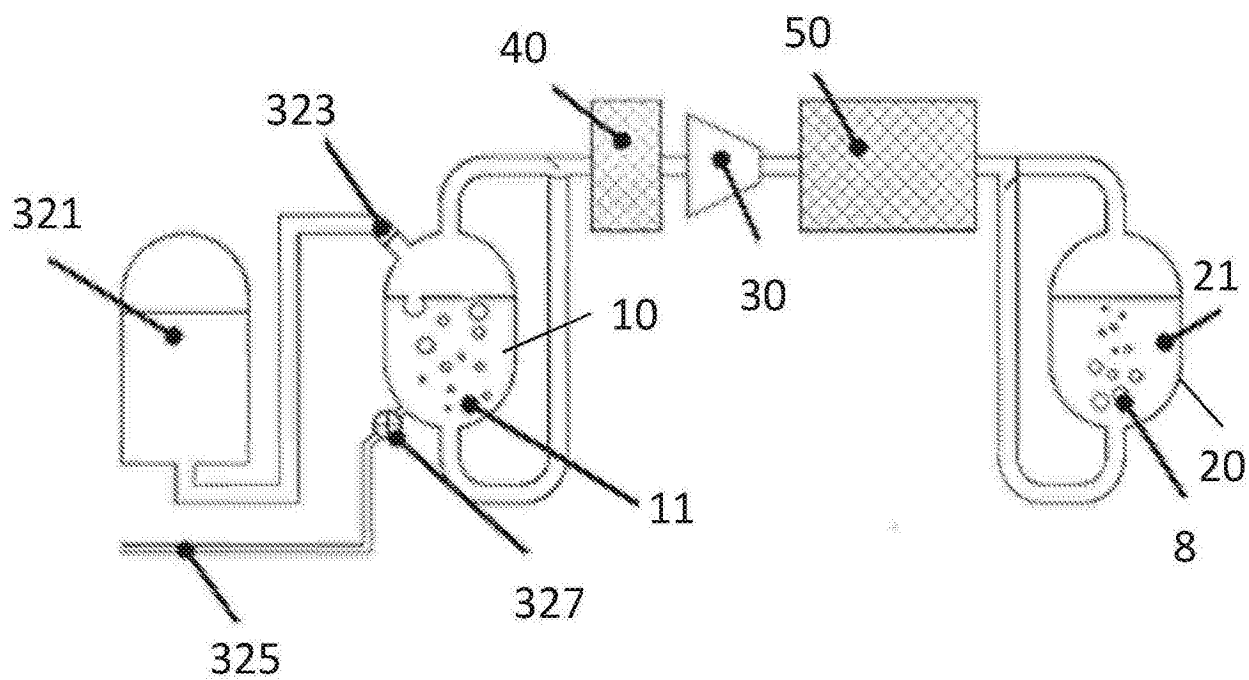


图 15

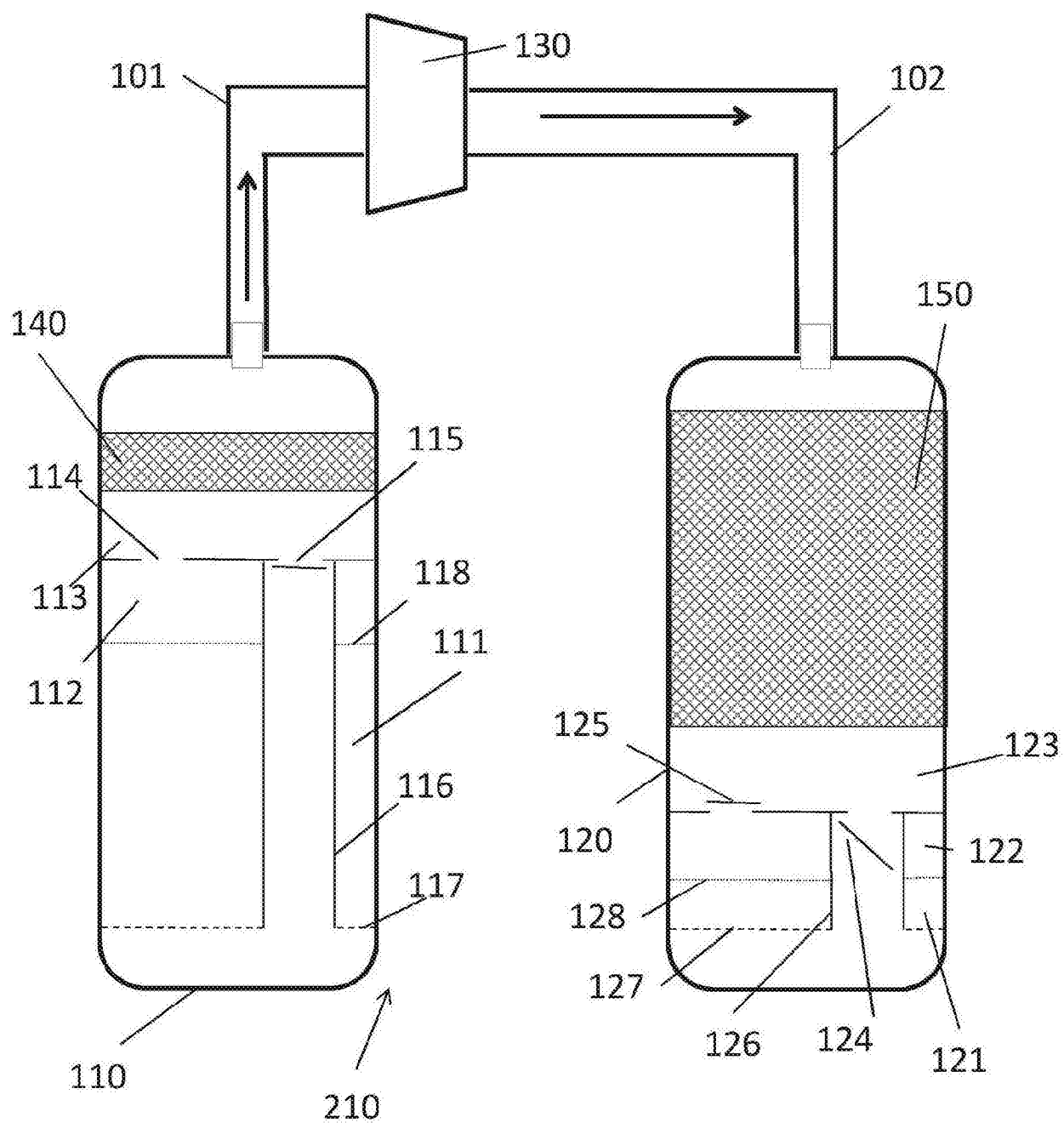


图 16