



(12) 发明专利

(10) 授权公告号 CN 115917163 B

(45) 授权公告日 2024. 01. 09

(21) 申请号 202180049555.3

(22) 申请日 2021.07.01

(65) 同一申请的已公布的文献号
申请公布号 CN 115917163 A

(43) 申请公布日 2023.04.04

(30) 优先权数据
16/926,368 2020.07.10 US

(85) PCT国际申请进入国家阶段日
2023.01.10

(86) PCT国际申请的申请数据
PCT/US2021/040201 2021.07.01

(87) PCT国际申请的公布数据
W02022/010750 EN 2022.01.13

(73) 专利权人 能量回收股份有限公司
地址 美国加利福尼亚州

(72) 发明人 A·M·萨特 M·J·帕托姆

(74) 专利代理机构 上海专利商标事务所有限公司 31100
专利代理师 忻鸣祥

(51) Int.Cl.
F04F 13/00 (2006.01)

(56) 对比文件
US 3158007 A, 1964.11.24
US 2019390576 A1, 2019.12.26
US 7207186 B2, 2007.04.24
US 2006254308 A1, 2006.11.16
CN 107076055 A, 2017.08.18
CN 1671573 A, 2005.09.21
US 2005132729 A1, 2005.06.23

审查员 秦保军

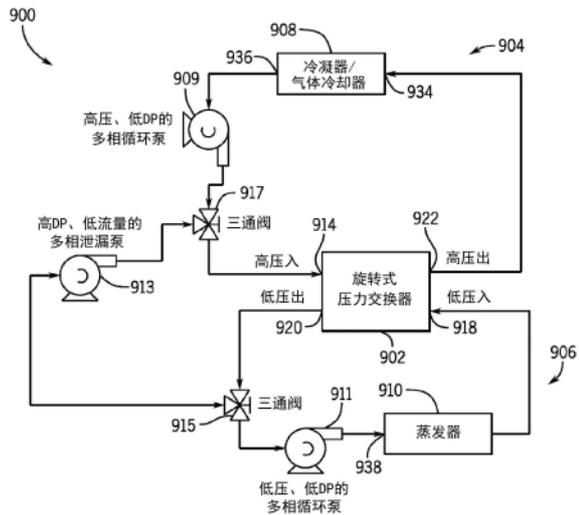
权利要求书1页 说明书20页 附图24页

(54) 发明名称

制冷系统

(57) 摘要

一种制冷系统,包括流体联接到低压回路和高压回路的旋转式压力交换器。该旋转式压力交换器取代了传统的大流量压缩机。该旋转式压力交换器构造接收来自高压回路的高压制冷剂,接收来自低压回路的低压制冷剂,并交换高压制冷剂与低压制冷剂之间的压力,并且其中,来自旋转式压力交换器的第一流出流包括处于超临界状态或亚临界状态的高压制冷剂,并且来自旋转式压力交换器的第二流出流包括处于液态的低压制冷剂或液体和蒸气的两相混合物。



1. 一种制冷系统,包括:

气体冷却器或冷凝器,所述气体冷却器或冷凝器构造成从处于第一压力且处于超临界状态或亚临界状态的第一流体排放第一热量;

蒸发器,所述蒸发器构造成将第二热量吸收到第二流体中,所述第二流体处于低于所述第一压力的第二压力且处于液态、蒸气态或液体和蒸气的两相混合物,

其特征在于,

所述制冷系统还包括:

旋转式压力交换器,所述旋转式压力交换器构造成从所述气体冷却器或冷凝器接收所述第一流体,从所述蒸发器接收所述第二流体,并且经由所述旋转式压力交换器的转子在所述第一流体与所述第二流体之间交换压力,其中,所述第二流体将以超临界状态或亚临界状态离开所述旋转式压力交换器,并且其中,所述第一流体以液态或液体和蒸气的两相混合物离开所述旋转式压力交换器;以及

高差压、低流量的多相泄漏泵,所述泵构造成对离开所述旋转式压力交换器的低压出口的泄漏流加压并将所述泄漏流泵送到所述旋转式压力交换器的高压入口,并且其中,所述高差压、低流量的多相泄漏泵构造成泵送处于液态、超临界状态或液体和蒸气的两相混合物的所述泄漏流。

2. 根据权利要求1所述的制冷系统,其特征在于,还包括设置在所述气体冷却器或冷凝器下游且在所述旋转式压力交换器的所述高压入口的上游的高压、低差压的多相循环泵,其中,所述高压、低差压的多相循环泵构造成泵送处于液态或液体和蒸气的两相混合物的所述第一流体。

3. 根据权利要求2所述的制冷系统,其特征在于,还包括设置在所述蒸发器的上游的低压、低差压的多相循环泵,其中,所述低压、低差压的多相循环泵构造成将处于液态或液体和蒸气的两相混合物的所述第二流体泵送到所述蒸发器。

4. 根据权利要求3所述的制冷系统,其特征在于,还包括设置在所述低压、低差压的多相循环泵与所述旋转式压力交换器之间的第一三通阀。

5. 根据权利要求4所述的制冷系统,其特征在于,还包括设置在所述旋转式压力交换器与所述高压、低差压的多相循环泵之间的第二三通阀。

6. 根据权利要求5所述的制冷系统,其特征在于,所述高差压、低流量的多相泄漏泵设置在所述第一三通阀与所述第二三通阀之间。

7. 根据权利要求1所述的制冷系统,其特征在于,所述第一流体和所述第二流体包括二氧化碳。

制冷系统

背景技术

[0001] 这部分旨在为读者介绍可能与以下所描述和/或限定的本发明的各方面相关的技术的各方面。相信此讨论有助于为读者提供背景信息以便于更好理解本发明的各方面。因此,应当理解的是,这些陈述应以此而非作为对现有技术的认可来阅读。

[0002] 随着政府环境机构的强制执行,世界上很大一部分地区现在正被迫转变为零全球变暖制冷系统,如跨临界二氧化碳制冷。跨临界二氧化碳系统在相对较冷的气候中工作良好,如欧洲和北美的大部分地区,但在炎热的气候中面临缺点,因为它们的性能系数(效率的度量)会随着周围环境温度的升高而降低,导致每单位冷却的电力成本更高。这是因为与基于氢氟碳化合物/氟氯化碳的系统(约1,379—2,068.4kPa (200—300psi)相比,跨临界二氧化碳系统需要在大得多的压力(约10,342kPa (1500psi)或更大)下操作。为了使制冷剂高于临界压力,使用了非常高差压的压缩机。压缩机上的大压力比会消耗更多的电能。该问题在较热的气候中被夸大,因为冷却器入口处的制冷剂温度需要增加到足够高的温度,以能够将热量排放到周围较热的环境中。这是通过将压缩机上的压力比增加得更高来实现的,从而使压缩机产生更大的电力需求,并且进而增加了所执行的每单位冷却的电力成本。制冷系统(例如,跨临界二氧化碳制冷系统)效率的提高可以降低制冷设备的运行成本,并提高其可用性,同时有助于减少全球变暖。

发明内容

[0003] 以下概括了在范围上与所公开的主题相称的某些实施例。这些实施例不旨在限制本公开的范围,而是这些实施例仅旨在提供某些公开实施例的简要概述。事实上,本公开可以包含与下面阐述的实施例相似或不同的各种形式。

[0004] 在一个实施例中,提供了一种制冷系统。该制冷系统包括高压回路,用于使高压制冷剂循环通过它。该制冷系统还包括沿着高压回路设置的气体冷却器或冷凝器,其中,该高压回路构造成经由该气体冷却器或冷凝器将来自高压制冷剂的热量排放到周围环境,并且该高压制冷剂处于超临界状态或亚临界状态。该制冷系统包括低压回路,用于使低压制冷剂循环通过它。该制冷系统还包括沿着低压回路设置的蒸发器,其中该低压回路构造成经由该蒸发器将来自周围环境的热量吸收到低压制冷剂中,并且该低压制冷剂处于液态、蒸气态或液体和蒸气的两相混合物。该制冷系统还包括压缩机或泵,该压缩机或泵构造成将制冷剂的压力从低压增加到高压。该制冷系统甚至还包括旋转式压力交换器,该旋转式压力交换器流体联接到低压回路和高压回路,其中,该旋转式压力交换器构造成接收来自高压回路的高压制冷剂,接收来自低压回路的低压制冷剂,并交换高压制冷剂与低压制冷剂之间的压力,并且其中,来自旋转式压力交换器的第一流出流包括处于超临界状态或亚临界状态的高压制冷剂,并且来自旋转式压力交换器的第二流出流包括处于液态或液体和蒸气的两相混合物的低压制冷剂。该制冷系统还包括设置在低压回路与高压回路之间的高差压(DP)、低流量的多相泄漏泵,其中,该高DP(差压)、低流量的多相泄漏泵构造成对离开旋转式压力交换器的低压出口的泄漏流加压,并经由该旋转式压力交换器的高压入口将该泄

漏流泵送回高压回路,并且其中,该高DP(差压)、低流量的多相泄漏泵构造成泵送处于液态、超临界状态或液体和蒸气的两相混合物的制冷剂。

[0005] 在一实施例中,提供了一种制冷系统。该制冷系统包括高压回路,用于使高压制冷剂循环通过它。该制冷系统还包括沿着高压回路设置的气体冷却器或冷凝器,其中,该高压回路构造成经由该气体冷却器或冷凝器将热量从高压制冷剂排放到周围环境,并且该高压制冷剂处于超临界状态或亚临界状态。该制冷系统包括低压回路,用于使低压制冷剂循环通过它。该制冷系统还包括沿着低压回路设置的蒸发器,其中该低压回路构造成经由该蒸发器将来自周围环境的热量吸收到低压制冷剂中,并且该低压制冷剂处于液态、蒸气态或液体和蒸气的两相混合物。该制冷系统还包括压缩机或泵,该压缩机或泵构造成将制冷剂的壓力从低压增加到高压。该制冷系统甚至还包括旋转式压力交换器,该旋转式压力交换器流体联接到低压回路和高压回路,其中,该旋转式压力交换器构造成接收来自高压回路的高压制冷剂,接收来自低压回路的低压制冷剂,并交换高压制冷剂与低压制冷剂之间的压力,并且其中,来自该旋转式压力交换器的第一流出流包括处于超临界状态或亚临界状态的高压制冷剂,并且来自该旋转式压力交换器的第二流出流包括处于液态或液体和蒸气的两相混合物的低压制冷剂。该制冷系统还包括设置在低压回路与高压回路之间的高差压(DP)、低流量的泄漏压缩机,其中,该高DP(差压)、低流量的泄漏压缩机构造成对离开旋转式压力交换器的低压出口的泄漏流加压,并在该旋转式压力交换器的高压出口的下流和气体冷却器/冷凝器的上游的位置处将泄漏流压缩回高压回路,并且其中,该高DP(差压)、低流量的泄漏压缩机构造成将制冷剂从低压蒸气态压缩到高压蒸气态。

[0006] 在一实施例中,提供了一种制冷系统。该制冷系统包括高压回路,用于使高压制冷剂循环通过它。该制冷系统还包括沿着高压回路设置的气体冷却器或冷凝器,其中,该高压回路构造成经由该气体冷却器或冷凝器将热量从高压制冷剂排放到周围环境,并且该高压制冷剂处于超临界状态或亚临界状态。该制冷系统包括低压回路,用于使低压制冷剂循环通过它。该制冷系统还包括沿着低压回路设置的蒸发器,其中该低压回路构造成经由该蒸发器将来自周围环境的热量吸收到低压制冷剂中,并且该低压制冷剂处于液态、蒸气态或液体和蒸气的两相混合物。该制冷系统还包括压缩机或泵,该压缩机或泵构造成将制冷剂的壓力从低压增加到高压。该制冷系统甚至还包括旋转式压力交换器,该旋转式压力交换器流体联接到低压回路和高压回路,其中,该旋转式压力交换器构造成接收来自高压回路的高压制冷剂,接收来自低压回路的低压制冷剂,并交换高压制冷剂与低压制冷剂之间的压力,并且其中,来自该旋转式压力交换器的第一流出流包括处于超临界状态或亚临界状态的高压制冷剂,并且来自该旋转式压力交换器的第二流出流包括处于液态或液体和蒸气的两相混合物的低压制冷剂。该制冷系统还进一步包括高压、高流量、低差压(DP)的循环压缩机,其设置在高压回路中的旋转式压力交换器的下游,其中,该高压、高流量、低DP(差压)的循环压缩机构造成循环处于蒸气态或超临界状态的制冷剂。该制冷系统又进一步包括低压、高流量、低DP(差压)的循环压缩机,其设置在低压回路中的蒸发器的下游,其中,该低压、高流量、低DP(差压)的循环压缩机构造成循环处于蒸气态的制冷剂。该制冷系统甚至还包括设置在低压回路与高压回路之间的高DP(差压)、低流量的泄漏压缩机,其中,该高DP(差压)、低流量的泄漏压缩机构造成对离开旋转式压力交换器的低压出口的过量流量加压,并将该过量流量压缩回高压回路,并且其中,该高DP(差压)、低流量的泄漏压缩机将制

冷剂从低压蒸气态压缩到高压蒸气态或超临界状态。

附图说明

[0007] 当参考附图阅读以下的详细描述时,会更好理解本发明的各种特征、方面和优点,各附图中相同字符代表相同的部分,其中:

[0008] 图1是二氧化碳的相图;

[0009] 图2是带有旋转式压力交换器或旋转式液体活塞压缩机(LPC)的制冷系统的实施例的示意图;

[0010] 图3是示出了利用焦耳—汤姆逊膨胀阀的制冷系统与图2的制冷系统的热力学过程的温度—焓图;

[0011] 图4是利用焦耳—汤姆逊膨胀阀的制冷系统与图2的制冷系统的热力学过程的压力—焓图;

[0012] 图5是旋转式压力交换器或旋转式LPC(液体活塞压缩机)的实施例的分解立体图;

[0013] 图6是处于第一操作位置的旋转式压力交换器或旋转式LPC(液体活塞压缩机)的实施例的分解立体图;

[0014] 图7是处于第二操作位置的旋转式压力交换器或旋转式LPC(液体活塞压缩机)的实施例的分解立体图;

[0015] 图8是处于第三操作位置的旋转式压力交换器或旋转式LPC(液体活塞压缩机)的实施例的分解立体图;

[0016] 图9是处于第四操作位置的旋转式压力交换器或旋转式LPC(液体活塞压缩机)的实施例的分解立体图;

[0017] 图10是带有阻隔系统的转子的实施例的分解图;

[0018] 图11是带有阻隔系统的转子的实施例的剖视图;

[0019] 图12是带有阻隔系统的转子的实施例的剖视图;

[0020] 图13是带有阻隔系统的转子的实施例的剖视图;

[0021] 图14是沿着图11的线14—14的阻隔件的实施例的剖视图;

[0022] 图15是沿着图11的线14—14的阻隔件的实施例的剖视图;

[0023] 图16是带有冷却系统的旋转式压力交换器或旋转式液体活塞压缩机的实施例的剖视图;

[0024] 图17是带有加热系统的旋转式压力交换器或旋转式液体活塞压缩机的实施例的剖视图;

[0025] 图18是超市制冷系统架构中的制冷系统的实施例的示意图;

[0026] 图19是替代的超市制冷系统架构中的制冷系统的实施例的示意图;

[0027] 图20是控制系统的实施例的示意图,该控制系统控制RLPC(旋转式液体活塞压缩机)中的动力流体和作业流体的运动;

[0028] 图21是控制系统的实施例的示意图,该控制系统控制RLPC(旋转式液体活塞压缩机)中的动力流体和作业流体的运动;

[0029] 图22A是带有旋转式压力交换器或旋转式液体活塞压缩机(LPC)(例如,具有代替大流量压缩机的低流量、高差压(DP)的泄漏泵和低DP(差压)、高流量的循环泵)的制冷系统

的实施例的示意图；

[0030] 图22B是带有旋转式压力交换器或旋转式液体活塞压缩机(LPC)(例如,具有代替大流量压缩机的泄漏压缩机)的制冷系统的实施例的示意图；

[0031] 图23是图22的制冷系统中的热力学过程的温度—焓图；

[0032] 图24是图22的制冷系统中的热力学过程的压力—焓图；

[0033] 图25是带有旋转式压力交换器或旋转式液体活塞压缩机(LPC)(例如,具有代替大流量压缩机的泄漏压缩机和附加的低DP(差压)的循环压缩机(例如鼓风机))的制冷系统的实施例的示意图；

[0034] 图26是超市制冷系统架构(例如,具有膨胀阀)中的制冷系统的实施例的示意图；
以及

[0035] 图27是超市制冷系统结构(例如,具有膨胀阀)中的制冷系统的实施例的示意图。

具体实施方式

[0036] 下面将描述本发明的一个或多个具体实施例。所描述的这些实施例仅为本发明的示例。此外,在提供这些示例性实施例的精确描述的努力中,可能不在说明书中描述实际实施方式的所有特征。应当理解的是,就像任何工程或设计项目那样,在任何这样的实际实施方式的开发中,必须制定大量的具体实施决策,以达到开发者的具体目标,诸如符合在不同实施中可能有变化的、相关系统和相关商业的限制。此外,应当理解的是,这种开发工作可能是复杂且耗时的,但对于能从本发明中受益的本领域技术人员却是设计、制作和加工的常规任务。还应当理解,这里公开的不同实施例的特征可以彼此组合,除非另有说明。

[0037] 下面的讨论描述了一种制冷系统(例如,跨临界二氧化碳制冷系统),其利用旋转式压力交换器或旋转式液体活塞压缩机或旋转式液体活塞泵来代替焦耳—汤姆逊膨胀阀。如将在下面解释的,制冷系统可以通过增加制冷系统的冷却能力而更有效地操作,同时利用焦耳—汤姆逊膨胀阀重新捕获否则将会损失的大部分压力能量。用旋转式压力交换器取代焦耳—汤姆逊膨胀阀提高了效率,这是由于摆脱了膨胀阀中发生的熵产生和火用破坏,在典型的制冷系统中,熵产生和火用破坏会导致高达40%的总损失。此外,用旋转式压力交换器取代焦耳—汤姆逊膨胀阀通过将膨胀过程从跨越膨胀阀的等焓(即,恒定焓)过程改变为跨越旋转式压力交换器的等熵或接近等熵(即,恒定熵)过程来提高效率。在某些实施例中,旋转式压力交换器还可以取代大流量压缩机的功能。这使得能够利用一个或多个低差压(DP)的循环压缩机(鼓风机)或循环泵来代替大流量、高差压的压缩机,并维持制冷系统内的流量(例如,以克服小的压力损失)。这些低DP(差压)的循环压缩机可以比大流量压缩机消耗显著更少的能量(例如,10倍或更大)。用旋转式压力交换器取代焦耳—汤姆逊膨胀阀和大流量压缩机移除了制冷系统中两个最大的低效率来源,同时提供了更少的电力消耗和电力成本。此外,使用旋转式压力交换器代替膨胀阀和/或大流量压缩机可以增加制冷系统在其他环境(例如,较暖的环境)中的可用性。较暖的环境温度(例如,50摄氏度)(通过显著增加压缩机出口处所需的压力)改变了压缩机压力比,并且与最佳温度(例如,35摄氏度)相比显著地将循环效率(即,性能系数)降低了多达60%。旋转式压力交换器的利用减轻了较暖的环境温度对所需压缩机做功、制冷系统的冷却能力和制冷系统的性能系数的不利影响。

[0038] 在运行中,旋转式压力交换器或旋转式液体活塞压缩机或泵可以完全或不完全地均衡第一流体与第二流体之间的压力。因此,旋转式液体活塞压缩机或泵可以等压地或基本上等压地运行(例如,其中,第一流体和第二流体的压力在彼此的大约 ± 1 、 2 、 3 、 4 、 5 、 6 、 7 、 8 、 9 或 10% 内均衡)。旋转式液体活塞压缩机或泵通常可以定义为以超过大约 50% 、 60% 、 70% 、 80% 或 90% 的效率在高压入口流与低压入口流之间传递流体压力的装置。

[0039] 图1是二氧化碳的相图2。相图表示化学系统中各种相相对于温度和压力的平衡极限。图1的相图2示出了二氧化碳如何随着温度和压力的变化而改变相(例如,气体(蒸气)、液体、固体、超临界)。除了示出二氧化碳何时以气体或蒸气、液体和固体存在之外,相图2还示出了二氧化碳何时转变成超临界流体。当化合物受到高于其临界点的压力和温度时,它就变成了超临界流体。临界点是区分物质液相和气相的表面张力(弯月面)消失并且两相变得不可区分的点。在超临界区中,流体表现出特殊的性质。这些性质可以包括具有类液体(例如,高一个数量级)的密度、比热、粘度和通过它们的声速的气体。

[0040] 图2是使用处于超临界状态的流体的制冷系统800(例如,跨临界二氧化碳制冷系统)的实施例的示意图。尽管制冷系统800描述为利用二氧化碳,但是也可以利用其他制冷剂。利用如下所述的旋转式压力交换器或旋转式液体压缩机802(在图中用PX表示)来代替制冷系统800中的膨胀阀(例如,焦耳—汤姆逊阀),使得制冷系统800能够通过增加制冷系统800的冷却能力而更有效地运行,同时重新捕获否则利用焦耳—汤姆逊膨胀阀就会损失的大部分压力能量。在某些实施例中,旋转式压力交换器可以取代大流量压缩机的功能,因此,可以利用一个或多个低DP(差压)的循环压缩机或泵(其能源效率明显更高)来代替大流量压缩机。例如,跨临界二氧化碳制冷系统需要在更大的压力下运行(大约 $10,342\text{kPa}$ (1500psi)或更大),这在压缩机上产生了大的压力比(非常高差压的压缩机),导致消耗更多的电能。用旋转式压力交换器取代膨胀阀,使得几乎所有的压降都能够在旋转式压力交换器中重新捕获,然后用于对来自蒸发器的流量进行加压,而不是将流量发送到主压缩机。因此,可以显著减少或消除压缩机的电力需求。利用旋转式压力交换器代替焦耳—汤姆逊膨胀阀和/或大流量压缩机的制冷系统800可用于各种应用中,包括超市制冷系统、供暖、通风和/或空调(HVAC)系统、液化天然气系统的制冷、化学加工工业的工业制冷、电池技术(例如,使用制冷和动力循环的组合创建太阳能或风能的热能存储系统)、水族馆、极地栖息地研究系统以及利用制冷的任何其他系统。

[0041] 如图所示,制冷系统800包括用于循环高压制冷剂(例如,二氧化碳)的第一流体回路(例如,高压支路)804和用于以低于高压回路804中的压力循环低压制冷剂(例如,二氧化碳)的第二流体回路(例如,低压回路)806。第一流体回路804包括热交换器808(例如,气体冷却器/冷凝器)和旋转式压力交换器802。热交换器808将来自高压制冷剂的热量排放到周围环境。尽管下面描述的气体冷却器用于超临界高压制冷剂(例如,二氧化碳),但是在某些实施例中,冷凝器可以用于亚临界高压制冷剂(例如,二氧化碳)。制冷剂的亚临界状态低于临界点(具体地,在临界点与三相点之间)。第二流体回路806包括热交换器810(例如,诸如蒸发器的冷却或热负荷)和旋转式压力交换器802。热交换器810将热量从周围环境吸收到低压制冷剂中。低压回路806中的低压制冷剂可以是液态、蒸气态或液体和蒸气的两相混合物。流体回路804、806都流体联接到压缩机812(例如,大流量压缩机)。压缩机812将从蒸发器810接收的过热气态二氧化碳(通过增加温度和压力)转化为提供到气体冷却器808的超

临界状态的二氧化碳。在某些实施例中,如下面更详细描述,压缩机812可以由一个或多个低DP(差压)的循环压缩机或泵取代,以克服系统800内的小压力损失并维持流体流动。通常,沿着第一流体回路804,气体冷却器808接收超临界状态的二氧化碳,然后在一些冷却之后将其提供到旋转式压力交换器802(例如,在高压入口822处)。沿着第二流体回路804,蒸发器810向旋转式压力交换器802的低压入口813提供过热气态二氧化碳的第一部分,并向压缩机812提供过热气态二氧化碳的第二部分。旋转式压力交换器802交换处于超临界状态的二氧化碳与过热的气态二氧化碳之间压力。处于超临界状态的二氧化碳在旋转式压力交换器80内转化为两相气体/液体混合物并离开低压出口824,在那里它被提供到蒸发器810。旋转式压力交换器802还增加了过热的气态二氧化碳的压力和温度,以将其转化为超临界状态的二氧化碳,该超临界状态的二氧化碳经由高压出口815离开旋转式压力交换器802,在那里它被提供到气体冷却器808。如图2所示,离开旋转式压力交换器802的超临界状态的二氧化碳可以与从压缩机812提供到气体冷却器808的二氧化碳相结合。

[0042] 参考图3和图4更详细地描述制冷系统800中发生的热力学过程(例如,相对于利用焦耳—汤姆逊阀的制冷系统)。图3和图4分别示出了温度—熵(T—S)图814和压力—焓(P—H)图816,以示出与包括焦耳—汤姆逊膨胀阀的制冷系统相比,在制冷系统800的四个主要部件处发生的热力学过程。点1表示压缩机入口818(见图2)。点2表示压缩机出口820和气体冷却器入口820。点3表示旋转式液体压缩机802的气体冷却器出口822和膨胀阀入口(在具有焦耳—汤姆逊膨胀阀的制冷系统中)或高压入口822。点4表示旋转式液体压缩机802的膨胀阀出口或低压出口824(在图3和图4中用PX表示)和蒸发器入口826。如图3和图4所示,压缩机812将制冷剂作业流体(例如,二氧化碳)的压力提高并因此将其温度提高到高于其能够将热量排放到外部较热环境的环境的温度。这发生在气体冷却器808内部。与其中通过T—S图上的两相圆顶内侧的大部分热交换过程而保持温度恒定的传统冷凝器不同,在跨临界二氧化碳系统的气体冷却器808中,由于二氧化碳处于超临界状态,因此不存在相边界,且该二氧化碳在两相圆顶828上方。因此,当二氧化碳将热量排放到环境时,温度就会下降。环境温度越大,压缩机812上的压力比越大,系统的压力越大。在点3处,离开气体冷却器出口830的二氧化碳然后经过膨胀阀(在具有焦耳—汤姆逊膨胀阀的制冷系统中)并遵循该阀中的恒定焓过程(3→4_h),如曲线832所示。在P—H图816上,曲线832是笔直的垂直线(因为它是等焓过程)。其结果是,二氧化碳进入两相圆顶828并成为液体和气体的平衡混合物。液体的精确质量分数由4_h(即,曲线832)与代表蒸发器压力的恒定压力水平线834相交的点确定。然后两相混合物继续通过蒸发器810,其中液体二氧化碳吸收越来越多的热量并在蒸发器810的出口836处变成饱和蒸气。因此,进入压缩机818的流体处于纯蒸气(气体)相。

[0043] 现在考虑带有取代了如图2所示的焦耳—汤姆逊阀的旋转式压力交换器802的系统。如图3和图4所示,在气体冷却器出口830处处于超临界状态的二氧化碳在高压入口822处进入旋转式压力交换器802,并经历等熵或接近等熵(例如,85%等熵效率)的膨胀,并作为两相气体—液体二氧化碳混合物在旋转式压力交换器802的低压出口824处离开。该过程由T—S图814和P—H图816上的曲线835示出。如图所示,曲线835(通过旋转式压力交换器802得到的)位于曲线832(通过膨胀阀得到的)的左侧,这意味着在通过旋转式压力交换器802膨胀的情况下(P—H图816上点4的位置),两相流体中液体含量的数量或百分比大于用膨胀阀的情况(P—H图816上点4_h的位置)。由于液体含量较大,蒸发器810中的制冷剂(例

如,二氧化碳)的吸热能力也较大。因此,对于由环境条件设定的相同压力和温度边界条件,当使用旋转式压力交换器802代替焦耳—汤姆逊阀时,制冷系统800的冷却能力增加。点4_s在P—H图816上的位置表示完美的等熵膨胀过程(例如,100%等熵膨胀效率)。然后,点4处的两相二氧化碳继续在蒸发器810中吸收热量(过程4→1)。区段840的长度838(通过4_h减去4定义)是与使用焦耳—汤姆逊膨胀阀的典型系统相比,由使用旋转式压力交换器802的系统800提供的附加冷却能力(区段834的长度,其为点1处的焓与点4_h处的焓之间的差)。这是将旋转式压力交换器802集成在制冷循环中所提供的关键优点之一。

[0044] 当观察第二流体流作为过热气态二氧化碳从蒸发器80进入旋转式压力交换器802(在低压入口813)并且经历如虚线842所示(即,过程1→2_s)的等熵或接近等熵(例如,85%等熵效率)的压缩时,通过在制冷循环中使用旋转式压力交换器802提供的另一个优点变得明显。该过程将类似于在压缩机812内部发生的等熵过程1→2。由于几乎所有的压缩都发生在旋转式压力交换器802内部,在某些实施例中,主压缩机812可以完全或部分地取消。例如,在这种情况下,压缩机812可以由非常低的差压气体鼓风机或循环泵取代,其消耗非常少的功(由于其上的焓变非常小)。这对制冷循环的效率产生了巨大的优势,如从性能系数(COP)方程(即,制冷循环效率的标准量度)中所看到的:

$$[0045] \quad COP = \frac{\text{蒸发器所吸收的热量}}{\text{压缩机所做的功}} = \frac{h_2 - h_4}{h_2 - h_1} \quad (1)$$

[0046] 其中,h是P—H图816上的四个点中的每一个的焓。如所见的,当使用旋转式压力交换器802而不是焦耳—汤姆逊阀和压缩机812的传统组合时,表示压缩机812所做的功(w)(即,压缩机812所消耗的电力)的上述等式中的分母(h₂-h₁)变得非常小。这可以使制冷循环的COP(即,效率)极大地增加。当与前面提到的第一优点(即,增加的冷却能力)相结合时,其中在点4处的h低于点4_h处的h,对于基于旋转式压力交换器的系统,项(h₁-h₄)变得更大,因此,进一步增加了制冷循环的COP(即,效率)。

[0047] 图5是旋转式压力交换器或旋转式液体活塞压缩机(旋转LPC)40(例如,图2中的旋转式压力交换器802)的实施例的分解立体图,其能够在流体混合最少的情况下传递第一流体(例如,在第一流体回路804中循环的超临界二氧化碳)与第二流体(例如,在第二流体回路806中循环的过热气态二氧化碳)之间的压力和/或功。旋转式LPC(液体活塞压缩机)40可以包括大致圆柱形的主体部分42,该主体部分包括套筒44(例如,转子套筒)和转子46。该旋转式LPC(液体活塞压缩机)40还可以包括两个端盖48和50,其分别包括歧管52和54。歧管52包括相应的入口端口56和出口端口58,而歧管54包括相应的入口端口60和出口端口62。在运行中,这些入口端口56、60使得第一流体和第二流体能够进入旋转式LPC(液体活塞压缩机)40以交换压力,而出口端口58、62使得第一流体和第二流体能够随后离开旋转式LPC(液体活塞压缩机)40。在运行中,入口端口56可以接收高压的第一流体,并且在交换压力之后,出口端口58可以用于将低压的第一流体引导出旋转式LPC(液体活塞压缩机)40。类似地,入口端口60可以接收低压的第二流体,并且出口端口62可以用于将高压的第二流体引导出旋转式LPC(液体活塞压缩机)40。端盖48和50包括设置在相应的歧管52和54内的相应的端覆盖件64和66,这些端覆盖件能够与转子46流体密封接触。转子46可以为圆柱形的并且可以设置在套筒44内,这使得转子46能够绕轴线68旋转。转子46可以具有基本上纵向地延伸穿过转子46的多个通道70,该多个通道在各个端部具有绕纵向轴线68对称地布置的开口72和

74。转子46的开口72和74布置成与端覆盖件64中的入口孔76和出口孔78以及端覆盖件66中的入口孔80和出口孔82液压连通,使得通道70在旋转期间暴露于高压的流体和低压的流体。如图所示,入口孔76和出口孔78以及入口孔80和出口孔82可以设计成圆弧的或者圆的一段的形式(例如,C形)。

[0048] 在一些实施例中,使用传感器反馈(例如,通过转速计或光学编码器测量的每分钟转数或通过流量计测量的体积流量)的控制器可以控制旋转式LPC(液体活塞压缩机)40中第一流体与第二流体之间的混合程度,这可以用于改善流体处理系统的可操作性。例如,改变进入旋转式LPC(液体活塞压缩机)40的第一流体和第二流体的体积流率允许设备操作者(例如,系统操作者)控制在旋转式液体活塞压缩机10内混合的流体的量。此外,改变转子46的旋转速度也允许操作者控制混合。旋转式LPC(液体活塞压缩机)40影响混合的三个特征是:(1)转子通道70的纵横比,(2)在第一流体与第二流体之间的暴露持续期间,以及(3)在转子通道70内的第一流体与第二流体之间的流体阻隔件(例如,接口)的形成。其一,转子通道70是大体上长而窄的,这稳定了旋转式LPC(液体活塞压缩机)40内的流量。此外,第一流体和第二流体可以以具有最小轴向混合的活塞流状态移动通过通道70。其二,在某些实施例中,转子46的速度减少了第一流体与第二流体之间的接触。例如,转子46的速度可将第一流体与第二流体之间的接触时间减少到少于约0.15秒、0.10秒或0.05秒。其三,转子通道70的一小部分用于第一流体与第二流体之间的压力交换。因此,一定体积的流体保留在通道70中,以作为第一流体与第二流体之间的阻隔件。所有这些机制可以限制旋转式LPC(液体活塞压缩机)40内的混合。此外,在一些实施例中,旋转式LPC(液体活塞压缩机)40可以设计成与内部活塞或其他阻隔件一起操作,该内部活塞或其他阻隔件完全或部分地隔离第一流体和第二流体,同时实现压力传递。

[0049] 图6—9是旋转式LPC(液体活塞压缩机)40的实施例的分解图,示出了当通道70旋转通过完整的循环时转子46中单个转子通道70的位置顺序。注意,图6—9是示出了一个转子通道70的旋转式LPC(液体活塞压缩机)40的简化图,通道70示出为具有圆形的横截面形状。在其他实施例中,旋转式LPC(液体活塞压缩机)40可以包括具有相同或不同横截面形状(例如,圆形、椭圆形、正方形、矩形、多边形等)的多个通道70。因此,图6—9是出于说明目的的简化,并且旋转式LPC(液体活塞压缩机)40的其他实施例可以具有不同于图6—9中所示的构造。如下面详细描述,旋转式LPC(液体活塞压缩机)40通过使第一流体和第二流体在转子46内短暂地彼此接触来促进第一流体与第二流体之间的压力交换。在某些实施例中,该交换在一定旋转速度下发生,该旋转速度造成了第一流体与第二流体的有限混合。更具体地说,穿过转子通道70的压力波的速度(一旦通道暴露于孔76)、流体的扩散速度和转子46的旋转速度决定了是否发生任何混合以及混合的程度。

[0050] 在图6中,通道开口72位于第一位置。在该第一位置中,通道开口72与端覆盖件64中的孔78流体连通,并因此与歧管52流体连通,而相对的通道开口74与端覆盖件66中的孔82流体连通,并通过延伸与歧管54流体连通。如将在下面讨论的,转子46可沿着箭头84指示的顺时针方向旋转。在运行中,低压的第二流体86穿过端覆盖件66并进入通道70,在该通道中,低压的第二流体86以动态流体接口90接触第一流体88。然后,第二流体86驱动第一流体88离开通道70,穿过端覆盖件64,并离开旋转式LPC(液体活塞压缩机)40。然而,由于接触的持续时间短,第二流体86与第一流体88之间的混合最小。

[0051] 在图7中,通道70已经顺时针旋转了大约90度的弧度。在该位置中,开口74(例如,出口)不再与端覆盖件66的孔80和82流体连通,并且开口72不再与端覆盖件64的孔76和78流体连通。由此,低压的第二流体86暂时包含在通道70内。

[0052] 在图8中,通道70已经从图7所示的位置旋转了大约60度的弧度。开口74现在与端覆盖件66中的孔80流体连通,通道70的开口72现在与端覆盖件64的孔76流体连通。在该位置中,高压的第一流体88进入低压的第二流体86并对其加压,从而驱动第二流体86离开转子通道70并通过孔80。

[0053] 在图9中,通道70已经从图6所示的位置旋转了大约270度的弧度。在该位置中,开口74不再与端覆盖件66的孔80和82流体连通,并且开口72不再与端覆盖件64的孔76和78流体连通。由此,第一流体88不再被加压并且暂时地包含在通道70内,直至转子46再旋转90度,而再次开始该循环。

[0054] 图10是具有阻隔系统100的转子46的实施例的分解图。如上所述,转子46的旋转使得第一流体与第二流体之间的压力传递成为可能。为了阻止发电系统4中第一流体/动力流体和第二流体/超临界流体之间的混合,旋转式液体活塞压缩机10包括阻隔系统100。如图所示,转子46包括联接在一起的第一转子部段102和第二转子部段104。通过包括带有第一转子部段102和第二转子部段104的转子46,转子46能够将阻隔系统100接纳并保持在转子46内。如图所示,第一转子部段102包括端面106,该端面具有接纳螺栓110的孔108。螺栓110穿过这些孔108并进入第二转子部段104中的孔112,以联接转子46的第一部段102和第二部段104。阻隔系统100放置在这些转子部段102、104之间,使得转子46能够将阻隔系统100固定到转子46。

[0055] 阻隔系统100可以包括板114,该板具有联接到板114的多个阻隔件116。这些阻隔件116是可折叠的隔膜,当第一流体和第二流体在转子46的通道70中交换压力时,这些隔膜阻止了第一流体与第二流体之间的接触/混合。如下面将要讨论的,当压力在第一流体与第二流体之间传递时,这些阻隔件116会膨胀和收缩。为了将板114联接到转子46,板114可以包括多个孔118,这些孔与第一转子部段102中的孔108和第二转子部段104中的孔112对准。当第一转子部段102联接到第二转子部段104时,这些孔118接纳螺栓110,以减少或阻止板114的横向运动。在一些实施例中,第一转子部段102上的孔108、第二转子部段104上的孔112和板114上的孔118可以放置在一个或多个直径上(例如,内径和外径)。以这种方式,第一转子部段102和第二转子部段104在联接时可以均匀地压缩板114。在一些实施例中,阻隔件116可以不联接到板114或由板114支承。相反,每个阻隔件116可以单独地联接到转子46。

[0056] 如图所示,第一转子部段102限定了长度120,第二转子部段104限定了长度122。通过改变长度120和122,转子46使得阻隔系统100能够沿着转子46的长度放置在通道70中的不同位置处。以这种方式,旋转式液体活塞压缩机10可以响应于各种运行条件而进行调节。例如,两种流体的密度和质量流率以及转子46的转速等的差异可能影响第一流体和第二流体能够流入转子46的通道70以交换压力的程度。因此,改变转子46的第一转子部段102的长度120和第二转子部段104的长度122能够将阻隔系统100放置在有助于第一流体与第二流体之间的压力交换的位置(例如,在通过转子46的中途)。

[0057] 在一些实施例中,制冷系统800可以改变在第一回路804和第二回路806中循环的流体,以抵抗旋转式液体活塞压缩机802中的混合。例如,制冷系统800可以在第一回路804

中使用离子流体,该离子流体可以防止超临界流体与不同相中的另一流体的扩散和溶解,或者换句话说,该离子流体可以阻止与超临界流体的混合。制冷系统800中的流体的改变也可以与阻隔系统100结合使用,以对旋转式液体活塞压缩机802中的流体混合提供冗余阻力。

[0058] 图11是具有阻隔系统100的转子46的实施例的剖视图。如上所述,阻隔系统100可以包括板114和阻隔件116。这些阻隔件116搁置在通道70内,并且阻止了第一流体与第二流体之间的混合/接触,同时仍然能够实现压力传递。为了便于压力传递,阻隔件116膨胀和收缩。如图11所示,多个阻隔件116中的第一阻隔件140处于膨胀位置。在运行中,当第一流体142流入转子46并流入第一阻隔件140时,第一阻隔件140膨胀。当第一阻隔件140膨胀时,它对第二流体144加压,将其驱动出转子46。同时,当第二流体144进入转子46以准备被加压时,第二阻隔件146可以处于收缩状态。阻隔件116包括与肋部150联接在一起的多个褶皱148(例如,1、2、3、4、5个或更多个)。正是这些弹性褶皱148使得阻隔件116能够在加压的第一流体142流入转子46中时在体积上膨胀。如将在下面讨论的,阻隔件116可由一种或多种材料制成,该一种或多种材料提供抗拉强度、伸长率和耐化学性以与超临界流体(例如二氧化碳)一起工作。

[0059] 图12是具有阻隔系统100的转子46的实施例的剖视图。如图12所示,多个阻隔件116中的第一阻隔件140处于膨胀位置。在运行中,当第一流体142流入转子46并流入第一阻隔件140时,第一阻隔件140膨胀。当第一阻隔件140膨胀时,该第一阻隔件140接触第二流体144并对其加压,将其驱动出转子46。为了减小阻隔件116中的应力,阻隔系统100可以包括弹簧160。弹簧160可以联接到阻隔件116的端部162(例如,端部部分、端面)以及板114。在运行中,弹簧160随着阻隔件116中的压力增加而拉伸,并且阻隔件116在轴向方向164上膨胀。因为弹簧160在阻隔件116膨胀时吸收力,所以弹簧160可以阻止或减少阻隔件116的过度膨胀。弹簧160还可以增加阻隔件116的寿命,因为阻隔件116在发电系统4的操作期间重复地膨胀和收缩。弹簧还可以提供阻隔件116的更可控的膨胀速率。

[0060] 在一些实施例中,弹簧160可以联接到阻隔件116的外部表面168并且/或者放置在阻隔件116的外侧。在其他实施例中,弹簧160可以联接到内部表面170并且/或者放置在阻隔件116内(即,在阻隔件116的膜内)。在其他实施例中,阻隔系统100可以包括位于阻隔件116外部和内部的弹簧160。弹簧160也可以联接到转子46,而不是联接到板114。例如,可以通过将弹簧160的一部分夹在转子46的第一转子部段102与第二转子部段104之间来支承弹簧160。

[0061] 图13是具有阻隔系统100的转子46的实施例的剖视图。在图13中,阻隔系统100包括平面阻隔件190。如图所示,平面阻隔件190延伸跨越通道70(例如,在与通道70的纵向轴线大致交叉的方向上),而不是像上述阻隔件116那样轴向进入通道70。在操作中,平面阻隔件190阻止了第一流体142与第二流体144之间的混合/接触,同时仍然能够实现压力传递。为了便于压力传递,平面阻隔件190在压力下膨胀和收缩。如图13所示,多个平面阻隔件190中的第一平面阻隔件192处于膨胀位置。当第一流体142流入转子46并流入第一平面阻隔件192时,第一平面阻隔件192膨胀。当第一平面阻隔件192在第一流体142的压力下膨胀时,第一平面阻隔件192接触第二流体144并对其加压,将其驱动出转子46。当第二流体144进入转子46以准备被加压时,第二平面阻隔件194也可以同时收缩。阻隔件116包括联接的多个褶

皱196(例如,1、2、3、4、5个或更多个)。正是这些弹性褶皱148随着加压的第一流体142流入转子46而膨胀,并且在压力释放时收缩。

[0062] 图14是沿着图11的线14—14的阻隔件的实施例的剖视图。阻隔件116以及阻隔件190可以由一种或多种材料制成,这些材料提供了拉伸强度、伸长率和耐化学性以与超临界流体(例如,二氧化碳)一起工作。例如,阻隔件116、190可以包括高拉伸比弹性体材料,如乙烯丙烯、硅树脂、腈、氯丁橡胶等。这些材料的高拉伸比能力使得阻隔件116、119能够吸收来自第一流体142的压力并将其传递到第二流体144。在一些实施例中,阻隔件116、119可以包括夹在高强度织物层之间的多层(例如,1、2、3、4、5或更多层)高拉伸比材料,以便将高拉伸比特性与高强度特性相结合。例如,阻隔件116、119可以包括与织物层212重叠的两个弹性体层210。在运行中,弹性体层210可以提供耐化学性以及高拉伸比能力,而织物层212可以增加阻隔件116、190的整体拉伸强度。

[0063] 图15是沿着图11的线14—14的阻隔件的实施例的剖视图。如上所述,阻隔件116、190可以由一种或多种材料制成,这些材料提供了拉伸强度、伸长率和耐化学性以与超临界流体一起工作(例如,超临界流体的温度和压力)。在一些实施例中,阻隔件116、119可以包括多层(例如,1、2、3、4、5或更多层),以便组合不同材料的特性。例如,阻隔件116、119可以包括与织物层212重叠的两个弹性体层210(例如,乙烯丙烯、硅树脂、腈、氯丁橡胶等)。在操作中,弹性体层210可以提供耐化学性以及高拉伸比能力,而织物层212增加了阻隔件116、190的拉伸强度。此外,一个或多个层210可以包括涂层214。涂层214可以是抵抗与第一流体和/或第二流体反应的耐化学涂层。例如,层210可以包括在最外表面216上的涂层214,该涂层化学地保护层210免受超临界流体的影响。

[0064] 图16是具有冷却系统240(即,热管理系统)的旋转式液体活塞压缩机10(例如,旋转式LPC)的实施例的剖视图。在一些实施例中,冷却系统240可以包括围绕旋转式液体活塞压缩机的微通道制造的热交换器。如上面在图1的描述中所解释的,流体随着温度和压力的改变而改变相。在高于临界点的压力和温度下,流体变成超临界流体。由于超临界流体的独特性质(即,类似液体的密度和类似气体的粘度),制冷系统800使用处于其超临界状态/相的流体(例如,二氧化碳)进行制冷。通过利用冷却系统240控制旋转式液体活塞压缩机10中的温度,冷却系统240可以阻止旋转式液体活塞压缩机802内部的从超临界流体到气相的相变。此外,冷却系统240还可以在超临界流体压缩期间产生热量时促进能量移除,从而实现基本上等热的压缩,这是热力学上更有效的压缩模式。如上所述,冷却系统240可以包括微通道,该微通道提供每单位体积的高表面积,以促进旋转式液体活塞压缩机802的壁与循环通过冷却系统240的冷却流体之间的传热系数。

[0065] 冷却系统240包括围绕旋转式液体活塞压缩机壳体244的至少一部分的冷却套242。冷却套242可以包括环绕壳体244的多个导管246。这些导管246可以是直径在0.05mm和0.5mm之间的微导管。通过包括微导管,冷却系统240可以增加冷却表面积以控制旋转式液体活塞压缩机10中的超临界流体的温度。导管246可以布置成多行(例如,1、2、3、4、5或更多)和/或多列(例如,1、2、3、4、5或更多)。每个导管246可以流体联接到每个其他导管246,或者冷却系统240可以流体联接到导管246的子集。例如,一行中的每个导管246可以流体联接到该行中的其他导管246,但不联接到其他行中的导管246。在一些实施例中,每个导管246可以流体联接到同一列中的其他导管246,但不联接到不同列中的导管246。在一些实施

例中,导管246可以由壳体或覆盖件247封围。壳体或覆盖件247可以由隔离和抵抗热传递的材料制成,比如聚苯乙烯、玻璃纤维棉或各种类型的泡沫。通过导管246的冷却流体的流动可以由控制器248控制。控制器248可以包括处理器250和存储器252。例如,处理器250可以是执行软件以控制致动器98的操作的微处理器。处理器250可以包括多个微处理器、一个或多个“通用”微处理器、一个或多个专用微处理器和/或一个或多个专用集成电路(ASICs)或其某种组合。例如,处理器250可以包括一个或多个精简指令集(RISC)处理器。

[0066] 存储器252可以包括诸如随机存取存储器(RAM)的易失性存储器和/或诸如只读存储器(ROM)的非易失性存储器。存储器252可以存储各种信息,并且可以用于各种目的。例如,存储器252可以存储处理器可执行指令,比如固件或软件,以供处理器250执行。该存储器可以包括ROM、闪存、硬盘驱动器或任何其他合适的光学、磁性或固态存储介质,或其组合。存储器可以存储数据、指令和任何其他合适的数据。

[0067] 在运行中,控制器248可以从直接或间接地检测超临界流体的温度和/或压力的一个或多个传感器254(例如,温度传感器、压力传感器)接收反馈。使用来自传感器254的反馈,控制器248控制来自冷却流体源256(例如,冷却器系统、空调系统)的冷却流体的流率。

[0068] 图17是具有加热系统280(即,热管理系统)的旋转式液体活塞压缩机(RLPC)802的实施例的剖视图。在操作中,加热系统280可以控制通过旋转式液体活塞压缩机802循环的流体(即,超临界流体)的温度。通过控制温度,加热系统280可以阻止或减少流体由于非等熵膨胀而形成的冷凝和/或干冰。

[0069] 加热系统280包括围绕旋转式液体活塞压缩机壳体244的至少一部分的加热套282。加热套282可以包括环绕壳体244的多个导管或电缆284。这些导管或电缆284能够对超临界流体进行温度控制。例如,导管284可以携带将热量传递到超临界流体的加热流体。在一些实施例中,(一条或多条)电缆284(例如,线圈)可以携带由于(一条或多条)电缆284的电阻而产生热量的电流。导管246也可以由壳体或覆盖件286封围。壳体或覆盖件286可以由隔离和抵抗热传递的材料制成,比如聚苯乙烯、玻璃纤维棉或各种类型的泡沫。

[0070] 通过导管或电缆284的加热流体或电流的流动由控制器248控制。在运行中,控制器248可以从直接或间接地检测超临界流体的温度和/或压力的一个或多个传感器254(例如,温度传感器、压力传感器)接收反馈。例如,传感器254可以放置成与超临界流体直接接触(例如,在包含超临界流体的腔体内)。在一些实施例中,传感器254可以放置在壳体244、套筒44、端盖64、66中。当传感器254周围的材料响应于超临界流体的温度和/或压力的变化时,传感器254感测该变化并将该变化传送到控制器248。然后控制器248将其与实际超临界流体的温度和/或压力相关联。使用来自传感器254的反馈,控制器248可以控制来自加热流体源288(例如,锅炉)的加热流体通过导管284的流率。类似地,如果加热系统280是电阻加热系统,则控制器248可以响应于来自一个或多个传感器254的反馈来控制流过(一条或多条)电缆284的电流。

[0071] 图18和图19示出了超市系统架构300、302的两个示例,其利用基于旋转式压力交换器的跨临界二氧化碳制冷系统而不是基于传统的焦耳—汤姆逊膨胀阀的冷却。在第一架构300(图18)中,来自旋转式压力交换器304(经由低压出口305)的两相低压流出流(例如,二氧化碳气体/液体混合物)经过分离气相和液相的闪蒸罐306。将二氧化碳液相输送到低温(例如,约-20摄氏度(C))和中温(例如,约-4摄氏度)的热负荷/蒸发器308、310(例如,分

别为超市的冷冻区和冰箱区),其中二氧化碳液相提取热量并变得过热。由于这是纯液相,而不是两相气/液相,因此它具有更大的吸热(即,冷却)能力。流量控制阀312、314(例如,响应于来自控制器的控制信号)可以调节液体二氧化碳流到相应的热负荷308、310的流量。来自冷冻区308的过热二氧化碳蒸气然后进入低温压缩机316,随后与来自冰箱区310的过热二氧化碳蒸气以及在相同压力下与从闪蒸罐306中的气体/液体混合物分离出来的分离的过热气相二氧化碳再结合。控制阀318(例如,闪蒸气体控制阀)(例如,响应于来自控制器的控制信号)可以调节从闪蒸罐306流出的过热气态二氧化碳的流量。然后,该重新结合的过热气态二氧化碳在低压入口320处进入旋转式压力交换器304,并在系统中被压缩到最高压(例如,根据系统要求,大约10,342kPa(1500psi)或大约14,479kPa(2100psi))并转化为超临界二氧化碳。超临界二氧化碳(经由高压出口322)离开旋转式压力交换器304并以最高压前进到热交换器324,在那里超临界二氧化碳将热量排放到环境中并冷却。在某些实施例中,热交换器324是与亚临界二氧化碳一起使用的气体冷凝器。超临界二氧化碳从气体冷却器324流到旋转式压力交换器304的高压入口326。克服系统中的液压阻力和旋转式压力交换器304中的小差压所需的小增压可以通过使用小型压缩机328(例如,低DP(差压)循环压缩机)(如图所示,在来自旋转式压力交换器304和气体冷却器324的路径之间)来提供,与传统压缩机相比具有非常小的能量消耗。

[0072] 热交换器324沿着高压支路设置,用于使高压的二氧化碳以超临界或亚临界状态循环。低温蒸发器308和低温压缩机316沿着低压支路设置,用于使低压(即,低于高压支路中的压力)的二氧化碳以液态、气态或蒸气态、或液体和蒸气的两相混合物循环。中温蒸发器310和阀314沿着中间压力支路设置,该中间压力支路使制冷剂在高压支路和低压支路中的制冷剂的相应压力之间的中间压力下循环。中间压力支路中的制冷剂的中间压力等于蒸发器310处的饱和压力。离开闪蒸罐306并直接流到旋转式压力交换器304的入口320的制冷剂处于中间压力。因此,旋转式压力交换器304流体联接到中间压力支路和高压支路。旋转式压力交换器304接收来自高压支路的高压制冷剂,接收来自中间压力支路的处于蒸气态、液态或液体和蒸气的两相混合物的中间压力制冷剂,并且交换高压制冷剂与中间压力制冷剂之间的压力。从旋转式压力交换器流出处于超临界状态或亚临界状态的高压制冷剂的第一流出流,以及处于液态或液体和蒸气的两相混合物的中间压力制冷剂的第二流出流。

[0073] 在第二架构302(图19)中,只有来自闪蒸罐的分离的气相二氧化碳在低压入口320处通过旋转式压力交换器304被重新发送,并被压缩到系统中的最高压。来自冷冻区308和冰箱区310的过热气态二氧化碳分别流到低温压缩机316和中温压缩机330。低温压缩机的流出流在中温压缩机330之前与来自冰箱区310的过热气态二氧化碳结合。中温压缩机的出口流(例如,超临界二氧化碳)与离开旋转式压力交换器304的超临界二氧化碳(经由高压出口322)结合,其中该超临界二氧化碳在前进通过气体冷却器324之前与已经压缩的低温和中温压缩机出口流(与闪蒸罐306压力相同的过热气态二氧化碳)结合。这种架构在某些制冷方案中具有优势。

[0074] 热交换器324沿着高压支路设置,用于使高压的二氧化碳以超临界或亚临界状态循环。低温蒸发器308和低温压缩机316沿着低压支路设置,用于使低压(即,低于高压支路中的压力)的二氧化碳以液态、气态或蒸气态、或液体和蒸气的两相混合物循环。中温蒸发器310和阀314沿着第一中间压力支路设置,该第一中间压力支路使制冷剂在第一中间压力

下循环,该第一中间压力在低压支路和第二中间压力支路中的制冷剂的相应压力之间。第二中间压力支路在闪蒸罐306与旋转式压力交换器304之间。中间压力支路中的制冷剂的第一中间压力等于蒸发器310处的饱和压力。离开闪蒸罐306并直接流到旋转式压力交换器304的入口320的制冷剂处于第二中间压力,该第二中间压力在高压支路和第一中间压力支路中的制冷剂的相应压力之间。因此,旋转式压力交换器304流体联接到第二中间压力支路和高压支路。旋转式压力交换器304接收来自高压支路的高压制冷剂,接收来自第二中间压力支路的处于蒸气态、液态或液体和蒸气的两相混合物的第二中间压力制冷剂,并且交换高压制冷剂与第二中间压力制冷剂之间的压力。从旋转式压力交换器流出处于超临界状态或亚临界状态的高压制冷剂的第一流出流,以及处于液态或液体和蒸气的两相混合物的第二中间压力制冷剂的第二流出流。

[0075] 图20是控制系统570的实施例的示意图,该控制系统控制流体(例如,超临界二氧化碳、过热气态二氧化碳)在旋转式压力交换器或旋转式液体活塞压缩机572中的运动。如上所述,旋转式液体活塞压缩机可用于交换两种流体之间的能量。例如,旋转式液体活塞压缩机572可用于交换在上述制冷系统中的两种流体之间的能量。为了减少和/或阻止流体回路576中的过热气态二氧化碳574或两相气体/液体二氧化碳混合物575转移进入使作业流体(即,过热二氧化碳580)循环的流体回路578,控制系统570可以响应于作业流体580的流率来控制过热气态二氧化碳574进入旋转式液体活塞压缩机572的流率。即,通过控制过热气态二氧化碳574的流率,控制系统570可以阻止和/或限制过热气态二氧化碳574完全流过旋转式液体活塞压缩机572(即,完全流过图5中所示的通道70)并进入作业流体回路578。

[0076] 为了控制过热气态二氧化碳574的流率,控制系统570包括阀582,该阀控制进入旋转式液体活塞压缩机572的过热气态二氧化碳574的量。传感器586和传感器588感测过热气态二氧化碳574和作业流体580的相应流率,并发射指示流率的信号。即,传感器586和传感器588测量进入旋转式液体活塞压缩机572的过热气态二氧化碳574和作业流体580的相应流率。控制器584接收并处理来自传感器586、588的信号以检测过热气态二氧化碳574和作业流体580的流率。

[0077] 响应于检测到的流率,控制器584控制阀582以阻止和/或减少过热气态二氧化碳574向作业流体回路578中的转移。例如,如果控制器584用传感器588检测到低流率,则控制器584能够将流率与作业流体在方向590上进入旋转式液体活塞压缩机572的程度相关联。控制器584因此能够确定进入旋转式液体活塞压缩机572的过热气态二氧化碳574的相关流率,该相关流率在方向592上将作业流体580驱动出旋转式液体活塞压缩机572,而不是在方向592上将过热气态二氧化碳574驱动出旋转式液体活塞压缩机572。换句话说,控制器584控制阀582,以确保进入旋转式液体活塞压缩机572的作业流体580的流率大于过热气态二氧化碳574的流率,以阻止过热气态二氧化碳574流入作业流体回路578。

[0078] 如图所示,控制器584可以包括处理器594和存储器596。例如,处理器594可以是微处理器,其执行软件以处理来自传感器586、588的信号,并作为响应来控制对阀582的操作。

[0079] 图21是控制系统620的实施例的示意图,该控制系统控制旋转式液体活塞压缩机622中的流体(例如,超临界二氧化碳,过热气态二氧化碳)的运动。如上所述,旋转式液体活塞压缩机或泵可用于交换两种流体之间的能量。例如,旋转式液体活塞压缩机622可用于交换在上述制冷系统中的两种流体之间的能量。为了减少和/或阻止流体回路626中的过热气

态二氧化碳624或两相气体/液体二氧化碳混合物625转移进入使作业流体630(例如,超临界二氧化碳)循环的作业流体回路628,控制系统620可以响应于作业流体630的流率和过热气态二氧化碳624的流率来控制过热气态二氧化碳在旋转式液体活塞压缩机622的转子通道内轴向行进的距离。控制系统620通过减慢或加快旋转式液体活塞压缩机622的转子的旋转速度来控制动力流体的运动。即,通过控制旋转速度,控制系统620可以阻止和/或限制过热气态二氧化碳624完全流过旋转式液体活塞压缩机622(即,完全流过图5中所示的通道70)并进入作业流体回路628。

[0080] 为了减少过热气态二氧化碳624与作业流体630的混合,控制系统620包括马达632。马达632控制转子(例如,图5中所示的转子46)的旋转速度,并因此控制过热气态二氧化碳624可以流入转子的通道的轴向长度。转子旋转得越快,过热气态二氧化碳和作业流体必须流入转子的通道的时间就越少,因此过热气态二氧化碳/作业流体占据转子的通道的较小轴向长度。同样,转子旋转得越慢,过热气态二氧化碳和作业流体必须流入转子的通道的时间就越长,因此过热气态二氧化碳/作业流体占据转子的通道的较大轴向长度。

[0081] 控制系统620可以包括用于控制马达的变频驱动器,以及感测过热气态二氧化碳624和作业流体630的相应流率并发射指示流率的信号的传感器634和636。控制器638接收并处理信号以检测过热气态二氧化碳624和作业流体630的流率。响应于检测到的流率,控制器638向变频驱动器发送命令,该变频驱动器控制马达632的速度以阻止和/或减少过热气态二氧化碳624向作业流体回路578的转移。例如,如果控制器638用传感器636检测到作业流体630的低流率,则控制器638能够将流率与作业流体已经在方向640上运动到旋转式液体活塞压缩机622的通道中的程度相关联。因此,控制器638能够确定在方向642上将作业流体630驱动出旋转式液体活塞压缩机622而不是在方向642上将过热气态二氧化碳624驱动出旋转式液体活塞压缩机622的马达632的相关速度。

[0082] 响应于作业流体相对于过热气态二氧化碳的低瞬时流率,控制器638通过变频驱动器控制马达632以增大旋转式液体活塞压缩机622的转动速度(即,增大每分钟的转数),从而减小过热气态二氧化碳624可在旋转式液体活塞压缩机622的通道内行进的轴向长度。类似地,如果作业流体630的瞬时流率相对于运动流体太高,则控制器638降低旋转式液体活塞压缩机622的旋转速度,以增加过热气态二氧化碳624行进到旋转式液体活塞压缩机622的通道中的轴向距离,从而将作业流体630驱动出旋转式液体活塞压缩机622。

[0083] 如图所示,控制器638可以包括处理器644和存储器646。例如,处理器644可以是微处理器,其执行软件以处理来自传感器634、636的信号,并作为响应来控制对马达632的操作。

[0084] 如上所述,由于几乎所有的压缩都发生在旋转式压力交换器内,在某些实施例中,主压缩机812(例如,散流压缩机)可以完全或部分地取消。例如,压缩机可以由非常低差压的气体鼓风机或循环泵取代,该气体鼓风机或循环泵消耗非常少的功(由于其上的焓变非常小)。图22A是制冷系统900(例如,跨临界二氧化碳制冷系统)的实施例的示意图,该制冷系统具有旋转式压力交换器或旋转式液体活塞压缩机(LPC)902(例如,具有低流量、高DP(差压)的泄漏泵和低DP(差压)、高流量的循环泵来代替大流量压缩机)。通常,制冷系统900类似于图2中的制冷系统800。

[0085] 如图所示,制冷系统900包括第一流体回路904和第二流体回路906。第一流体回路

(高压回路) 904包括气体冷却器或冷凝器908、高压、高流量、低DP(差压)的多相循环泵909和旋转式压力交换器902的高压侧。第二流体回路(低压回路) 906包括蒸发器910(例如,冷却或热负荷)、低压、高流量、低DP(差压)的多相循环泵911和旋转式压力交换器902的低压侧。旋转式压力交换器902流体联接高压回路904和低压回路906。此外,以低流量但高DP(差压)运行的多相泄漏泵913从低压出口920获取来自压力交换器902的在低压下存在的任何泄漏,并将其泵送回在压力交换器902的高压入口914的正上游的高压回路904。高压回路904中的多相泵909通过克服回路904中的小压力损失来确保在高压回路904中维持所需的流率。因为跨越泵909时没有太大的差压,所以它消耗很少的能量。进入该多相泵909的流量来自气体冷却器/冷凝器908的出口936,并且可以处于超临界状态、液态或者可以是液体和蒸气的两相混合物。由于跨越泵909时没有太大的压力上升,离开泵909的流将处于与进入压力交换器902的高压入口914的进入流量相同的状态。来自压力交换器902的低压出口920的流量可以处于两相液体—蒸气态或纯液态。

[0086] 低压回路906中的多相泵913使该大量的低压制冷剂流量循环通过蒸发器910,并将其发送到压力交换器902的低压入口918。多相泵913还具有非常小的差压(即,只够克服系统中的任何压力损失),因此与传统的大流量、高差压的压缩机相比,泵913消耗非常少的能量。低压的多相泵913使流量循环通过蒸发器910,在蒸发器910中获得热量,并将其自身转化为纯蒸气态或转化为更高蒸气含量的两相液体—蒸气混合物。然后,该高蒸气含量流量进入压力交换器902的低压入口918并被加压到高压。根据标准热力学定律,这反过来也增加了流体的温度。然后,这种高压、高温的流体从压力交换器902的高压出口922离开。离开高压出口922的流体既可以处于超临界状态,或者可以以亚临界蒸气存在,或者作为具有高蒸气含量的液体和蒸气的混合物存在,这取决于系统如何被优化。然后,该高压、高温的制冷剂进入高压回路904的气体冷却器/冷凝器908,并将到周围环境。通过排放热量,制冷剂要么冷却(如果处于超临界状态),要么改变相到液态。然后,高压回路904中的多相泵909接收该液体制冷剂并使其循环通过高压回路904,如前所述。

[0087] 如果在压力交换器902中没有内部泄漏,则高压回路904将保持恒定的高压,而低压回路906将保持恒定的低压。然而,如果在压力交换器902内存在从高压侧到低压侧的内部泄漏,那么将存在从高压回路904到低压回路906的流量净迁移。为了考虑这种迁移并将这种泄漏流泵送回高压回路904,使用第三多相泵913,该第三多相泵是高差压、低流量的泄漏泵。泵913在低压下抽取泄漏到低压回路906中的任何额外的流量,并将其泵送回高压回路904中,以维持相应回路904、906中的质量平衡和压力。三通阀915设置在压力交换器902的低压出口920与低压多相泵911的入口之间的低压回路906中。阀915能够分流,并仅将从压力交换器902的低压出口920出来的过量流量引导到高DP(差压)的多相泵913。由于制冷剂的可压缩性,以及由于进入和离开压力交换器902的四股流之间的密度差异,泵913还能够泵送从低压出口920出来的任何附加流量。泵913还有助于将低压回路906的压力维持在恒定的低压,并将高压回路904的压力维持在恒定的高压。另一个三通阀917设置在高压多相泵909的出口与压力交换器902的高压入口94之间的高压回路904中。阀917能够在来自高DP(差压)的多相泵913的泄漏/过量流量与来自高压的多相泵909的高压大流量相结合,然后将其发送到压力交换器902的高压入口914中。尽管跨越多相泵913时差压很高,但它必须泵送的流量很小(例如,大约为通过其他两个泵909、911中的任何一个的总流量的1%到

10%)。因此,泵913的能量消耗也相对较低。当将所有三个多相泵909、911、913的能量消耗相加时,其仍将远低于传统压缩机的能量消耗,传统压缩机用于将整个大流量从系统中的最低压(即,蒸发器压力)加压到系统中的最高压(即,冷凝器/气体冷却器压力)。这是这种构造的主要优点。

[0088] 图22B展示了没有大流量压缩机的制冷系统923的另一个实施例。它类似于图22A所示的系统900,除了离开压力交换器902的低压出口920的任何过量流量(由于压力交换器902的内部泄漏或由于如前面所描述的进入和离开压力交换器902的四股流的可压缩性和密度差异)与大量低压流量一起被泵送通过蒸发器910,并且在被压缩回高压回路904之前被转换成蒸气。因此,图22A的高DP(差压)、低流量的多相泄漏泵913由如图22B所示的高DP(差压)、低流量的泄漏压缩机925所取代。泄漏压缩机925将处于低压蒸气态的过量流量压缩到高压蒸气态或超临界状态,然后将其注入到高压回路904中。与图22A中的位置相比,过量流量的这种重新注入的位置也不同。离开泄漏压缩机925的蒸气态或超临界态的制冷剂被注入压力交换器902的高压出口922的下游(其压力与泄漏压缩机出口压力相同)。如图22B所示,三通阀927设置在蒸发器910的下游,以便能够在将过量流量发送通过泄漏压缩机925之前从低压回路906中的大流量中分流过量流量。类似地,三通阀929设置在压力交换器902的下游,以使离开泄漏压缩机925的高压泄漏流与离开压力交换器922的高压大流量重新结合。该组合的高压流然后前进到如前所述的气体冷却器/冷凝器908。与图22A中的构造相比,这种构造的优点在于,由于通过蒸发器910的附加流量(来自低压出口920的过量流量),它为循环提供了附加的热吸收能力。另一方面,与图22A所示的系统900相比,该循环的能量消耗会多一点,因为泄漏压缩机925消耗的能量会比多相泄漏泵913消耗的能量高一点。这是因为制冷剂在泄漏压缩机925中完全以蒸气态被压缩到高压,而不是在多相泄漏泵913中以部分或完全液态被泵送。

[0089] 参照图23和图24更详细地描述制冷系统923中发生的热力学过程。图23和图24分别示出了温度—熵(T—S)图926和压力—焓(P—H)图928,以示出在制冷系统900的四个主要部件处发生的热力学过程。点1表示泄漏压缩机入口930(参见图22B)。点2表示泄漏压缩机出口932和气体冷却器入口934。点3表示旋转式压力交换器902的气体冷却器出口936和高压入口914。点4表示旋转式压力交换器902的低压出口920和蒸发器入口938。如图23和24所示,泄漏压缩机932将制冷剂作业流体(例如,二氧化碳)的压力提高并因此将其温度提高到高于其能够将热量排放到外部更热环境的环境的温度。这发生在气体冷却器908内部。在跨临界二氧化碳系统的气体冷却器908中,由于二氧化碳处于超临界状态,因此不存在相边界,并且二氧化碳位于两相圆顶940上方。因此,当二氧化碳将热量排放到环境时,温度就会下降。如图23和图24所示,在气体冷却器出口936处处于超临界状态的二氧化碳在高压入口914处进入旋转式压力交换器902,并经历等熵或接近等熵(大约85%等熵效率)膨胀,并作为两相气体—液体二氧化碳混合物在旋转式压力交换器902的低压出口920处离开。然后,点4处的两相二氧化碳继续在蒸发器910中吸收热量(过程4→1,恒定焓过程)。总体而言,示图926、928示出了由于增加的冷却能力和减少的压缩机工作负荷而产生的循环效率益处。由于旋转式压力交换器902内的膨胀是等熵发生的,所以它产生焓变化,该焓变化可用于将从蒸发器910出来的流体压缩到系统900中的完全高压。这显著地减少了本应由大流量压缩机所做的任何功,因此,能够用泄漏压缩机925(其消耗的能量显著减少)来代替它。

[0090] 图25是使用低DP(差压)的循环压缩机代替循环泵的制冷系统931的示意图。循环压缩机通过维持整个系统900的流体流动来克服系统931中的最小压力损失。该系统与图22A和图22B中所示的系统900、923之间的区别在于,低压回路906和高压回路904中的大流量循环是使用低DP(差压)的循环压缩机而不是使用低DP(差压)的多相循环泵实现的。此外,这些循环压缩机的位置是不同的。例如,低压回路904(压缩机1)中的循环压缩机941定位在蒸发器910的下游,在那里它使制冷剂以蒸气态循环。类似地,高压回路904(压缩机2)中的循环压缩机944定位在压力交换器902的高压出口922的下游,在那里它使制冷剂以超临界状态或以高压蒸气态循环。压缩机3类似于参照图22B描述的高DP(差压)、低流量的泄漏压缩机925,其中压缩机925将抽取从压力交换器902进入低压回路904的处于蒸气态的过量流量(例如,来自压力交换器902的泄漏流量),并将其压缩成高压蒸气态或超临界状态回到高压回路904。然后,在进入气体冷却器/冷凝器934之前,该过量流量与从压缩机944出来的高压大流量结合。沿着第二流体回路906(例如,低压流体回路)设置的低DP(差压)循环压缩机941维持沿着回路906(例如,在旋转式压力交换器902与气体冷却器908之间)的流体流动。此外,沿着第一流体回路904(例如,高压流体回路)设置的低DP(差压)循环压缩机944维持沿着回路904(例如,在蒸发器910与旋转式压力交换器902之间)的流体流动。在某些实施例中,制冷系统931可以仅包括压缩机925和941。在某些实施例中,制冷系统900可以仅包括压缩机944和941。在某些实施例中,压缩机941、944中的每一个在其上具有差压,这些差压明显小于泄漏压缩机925的差压,如下文更详细地指出的。

[0091] 在某些实施方案中,三通阀设置在离开压缩机925、944的流量之间的连结处(例如,靠近图25中的圆圈内的2)。该三通阀设置在高压回路904中的高压、高流量、低DP(差压)的循环压缩机944与气体冷却器或冷凝器之间,其中,在制冷系统931的操作期间,来自高DP(差压)、低流量的泄漏压缩机925的第一流量在前进到气体冷却器或冷凝器908的入口934之前与从该高压、高流量、低DP(差压)的循环压缩机944离开的大流量相结合。高压、高流量、低DP(差压)的循环压缩机944设置旋转式压力交换器902的高压出口922与该三通阀之间。

[0092] 另外,在某些实施方案中,另一个三通阀设置在朝向压缩机925、941分支的蒸发器910的下游的连结处(例如,靠近图25中的圆圈内的1)。该三通阀设置在低压回路906中的蒸发器910与旋转式压力交换器902之间,其中,在制冷系统931的操作期间,离开蒸发器910的流量的一部分通过三通阀转向到高DP(差压)、低流量的泄漏压缩机925的入口,并且该流量的剩余部分则前进到旋转式压力交换器902的低压入口918。低压、高流量、低DP(差压)的循环压缩机设置在该三通阀与旋转式压力交换器902的低压入口之间。

[0093] 在传统的制冷系统(即,跨临界二氧化碳制冷系统)中,大流量压缩机以大约113.56升(30加仑)每分钟的流率和大约10,342kPa(1,500psi)的差压运行。假设在这些操作条件下,大流量压缩机将需要大约45,000(即,30乘以1,500psi)单位的功率(即,所做的功或所消耗的能量)。在上述制冷系统900中,低DP(差压)循环压缩机941和低DP(差压)循环压缩机944(假设各自以大约113.56升(30加仑)每分钟的流率和大约68.9kPa(10psi)的差压运行)将各自需要大约300(即,30乘以10)单位的功率。泄漏压缩机925(假设它以大约5.68升(1.5加仑)的流率和大约10,342kPa(1,500psi)的差压运行)将需要大约2,250(即1.5乘以1,500)单位的功率。因此,制冷系统931中的压缩机925、941、944将需要大约2850单

位的功率。因此,与基于大流量压缩机的系统相比,压缩机925、941、944将减少至少10倍(甚至高达15倍)的能源消耗。

[0094] 在某些实施例中,制冷系统931(具有泄漏压缩机925和一个或多个低DP(差压)循环压缩机941、944)可用于上述图18和19中描述的超市架构。

[0095] 图26和27示出了超市系统结构950、952的两个示例,它们利用基于旋转式压力交换器的跨临界二氧化碳制冷系统,该系统还利用了传统的焦耳—汤姆森膨胀阀954。通常,除了膨胀阀954的使用外,该架构类似于图18和图19中的架构。此外,尽管架构950、952是参考将气体冷却器用于与超临界制冷剂(例如,二氧化碳)一起使用的热交换器324来讨论的,但是架构950、952可以与冷凝器一起用作与亚临界制冷剂(例如,二氧化碳)一起使用的热交换器324。在第一架构950(图26)中,来自旋转式压力交换器304(经由低压出口305)的两相、低压的流出流(例如,处于第一中间压力、例如370psi的二氧化碳气体/液体混合物)经过闪蒸罐306,该闪蒸罐分离了气相和液相(两者都以例如370psi离开闪蒸罐)。将二氧化碳液相输送到低温(例如,约-20摄氏度(C))和中温(例如,约-4摄氏度)的热负荷/蒸发器308、310(例如,分别为超市的冷冻区和冰箱区),其中二氧化碳液相提取热量并变得过热。由于这是纯液相,而不是两相气/液相,因此它具有更大的吸热(即,冷却)能力。二氧化碳液相以例如370psi进入中温蒸发器310,而液相在流过流量控制阀312之后以例如180psi进入低温蒸发器308。流量控制阀312(例如,响应于来自控制器的控制信号)可以调节液体二氧化碳到蒸发器308的流量。来自冷冻区308的过热二氧化碳蒸气(在180psi的低压下)然后前进到低温压缩机316(在那里它以例如370psi的压力离开),随后与来自冰箱区310的过热二氧化碳蒸气(在例如370psi的压力下)以及在相同压力下与从闪蒸罐306中的气体/液体混合物中分离出来的分离的过热气相二氧化碳重新结合。控制阀318(例如,闪蒸气体控制阀)(例如,响应于来自控制器的控制信号)可以调节从闪蒸罐306流出的过热气态二氧化碳的流量。该重新结合的过热气态二氧化碳然后在低压入口320处进入旋转式压力交换器304,并被压缩到第二中间压力(例如,500psi)。过热气态二氧化碳(经由高压出口322)离开旋转式压力交换器304并前进到中温压缩机330,在该中温压缩机中,过热气态二氧化碳被压缩到系统中的最高压(例如,取决于系统要求的1300psi)并转化为超临界二氧化碳。然后超临界二氧化碳在最高压下前进到热交换器324(例如,气体冷却器),在那里超临界二氧化碳将热量排放到环境并冷却下来。在某些实施例中,热交换器324是与亚临界二氧化碳一起使用的气体冷凝器。超临界二氧化碳(例如,1300psi)从气体冷却器324流过高压焦耳—汤姆逊阀954,在该高压焦耳—汤姆逊阀中,超临界二氧化碳被转化为二氧化碳气体/液体混合物(例如,在第二中间压力下,例如,500psi)。二氧化碳气体/液体混合物流入旋转式压力交换器304的高压入口326。

[0096] 图27中的架构952与图26中的架构950略有不同。具体地,如图27所示,二氧化碳气体/液体混合物(在第二中间压力下,例如500psi)流入闪蒸罐306以分离成纯二氧化碳气体或蒸气和液体。来自闪蒸罐306的二氧化碳气体流入旋转式压力交换器304的高压入口326,而来自闪蒸罐的二氧化碳液体则流入低压中,进入低温蒸发器308和中温蒸发器310。离开压力交换器304的低压出口305的两相气液CO₂混合物以与中温蒸发器310相同的压力离开,并且在进入压力交换器304的低压入口320之前与离开中温蒸发器310和低温压缩机316的流体流相结合。另外,流量控制阀314设置在中温蒸发器310的上游。

[0097] 本文通过附图中的示例示出了具体实施例并对这些具体实施例做了详细描述,而本发明可有各种修改和替代形式。然而,应理解本发明不意在限制于所公开的具体形式。而是,本发明覆盖了落入由以下所附权利要求所限定的本发明的精神和范围内的所有修改、等同物和替代物。

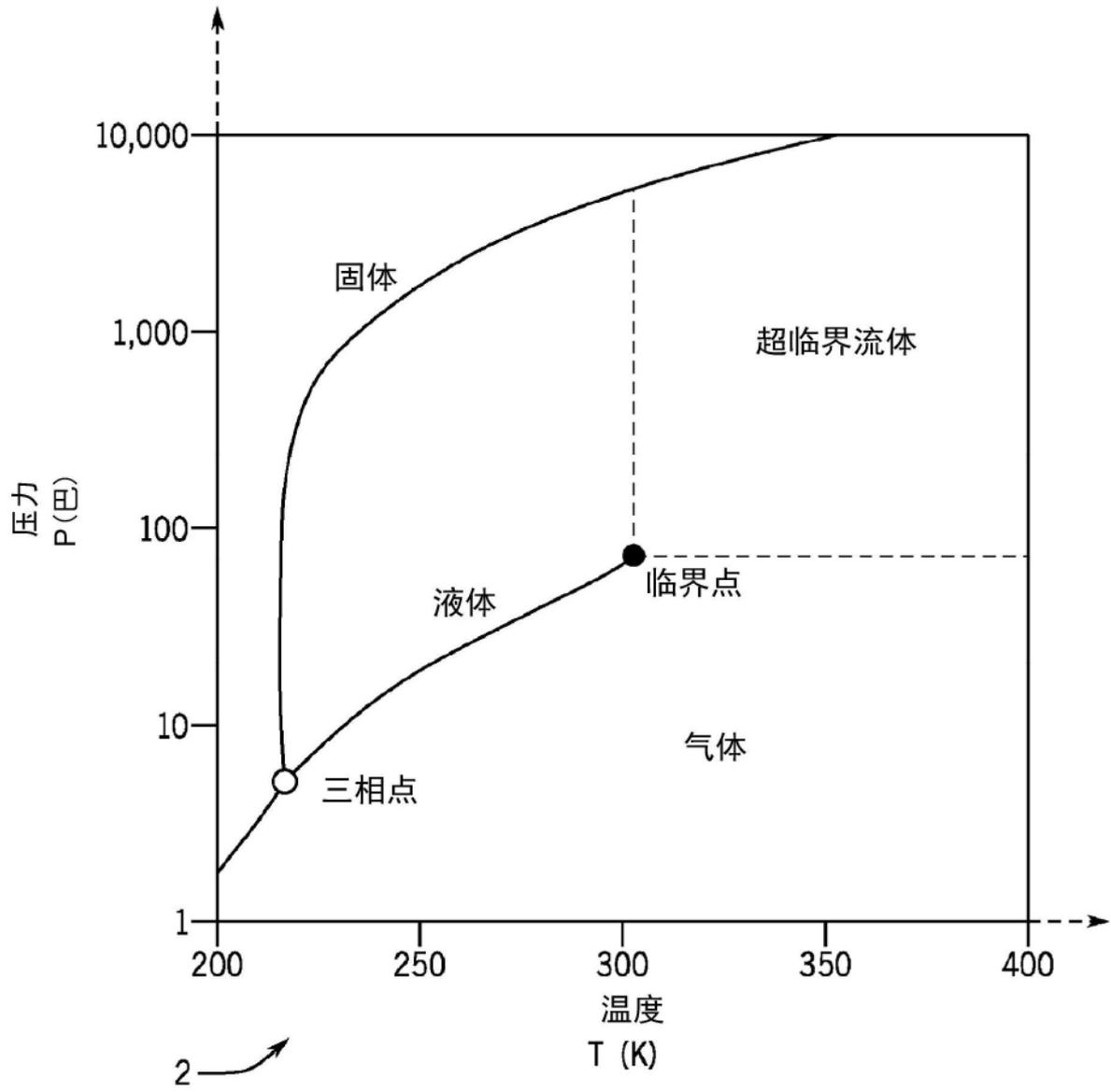


图1

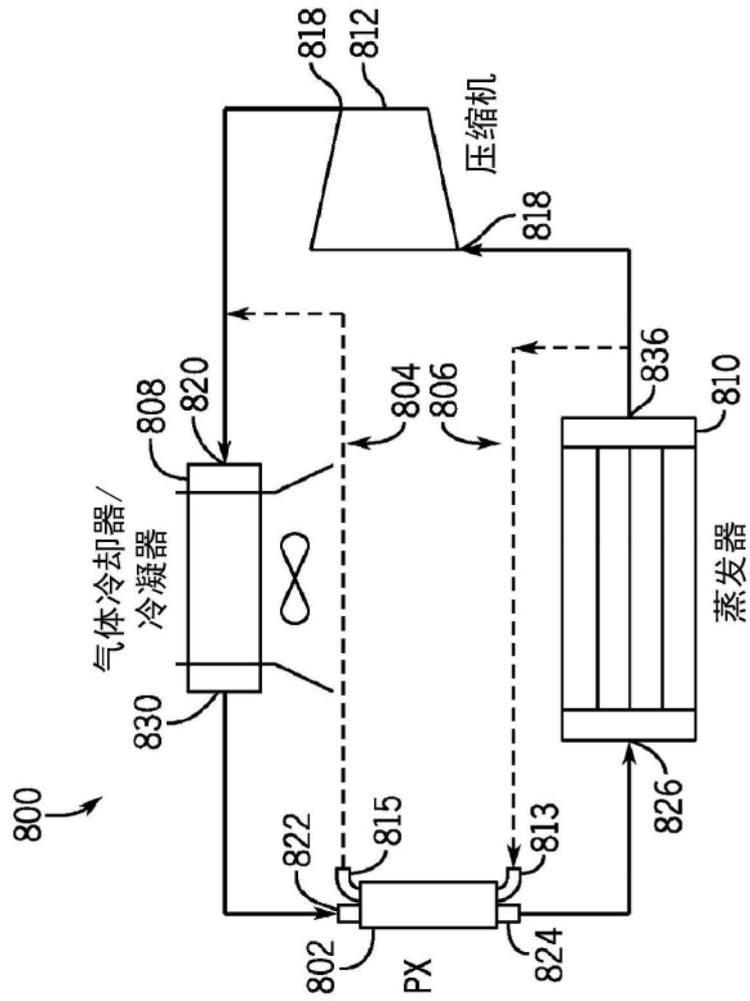


图2

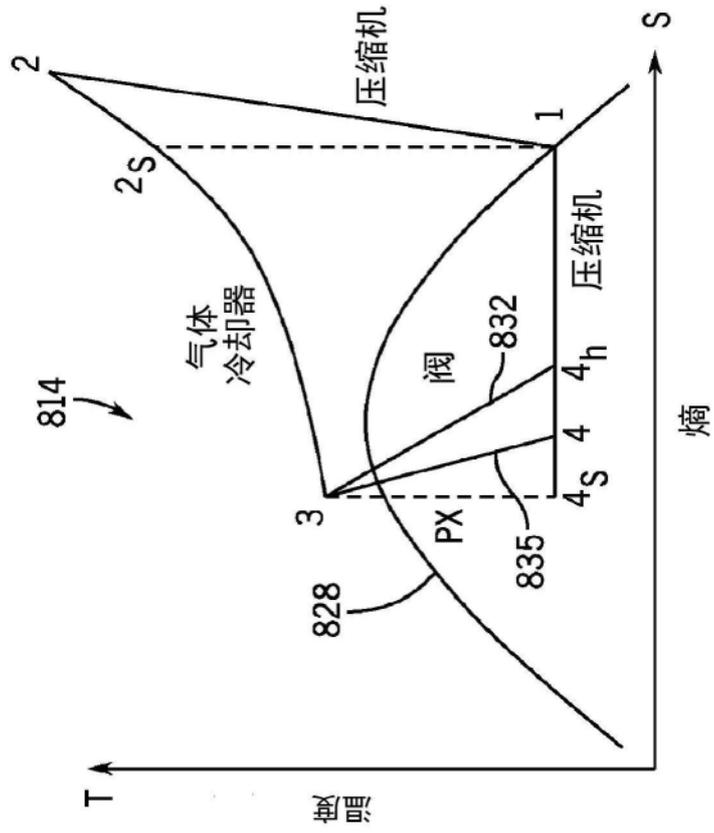


图3

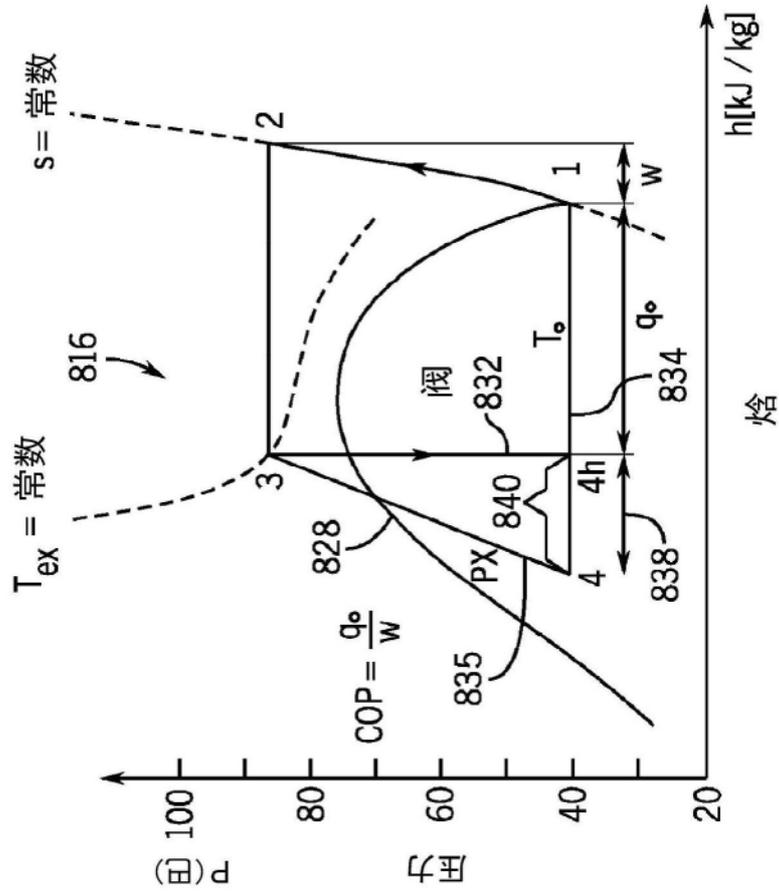


图4

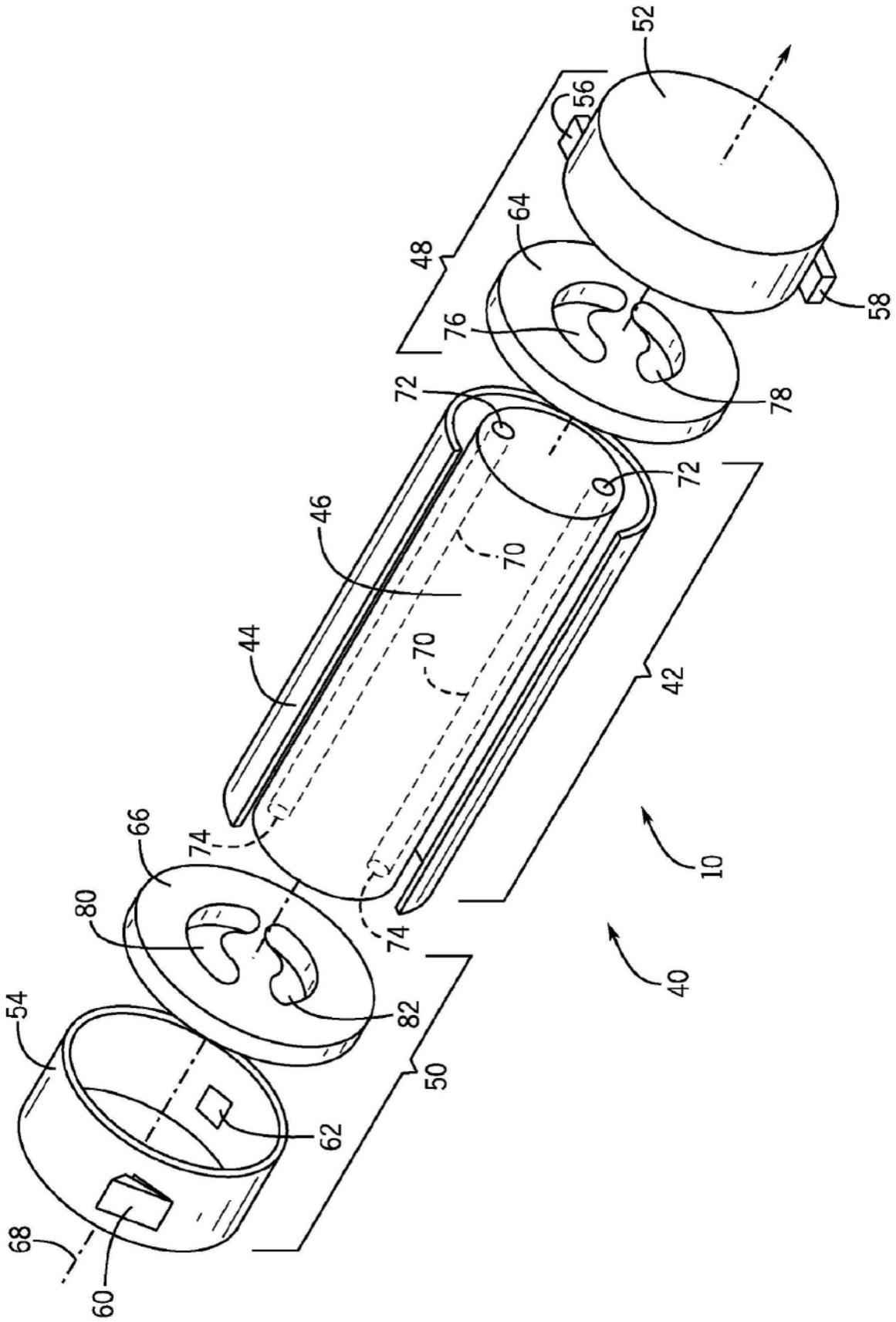


图5

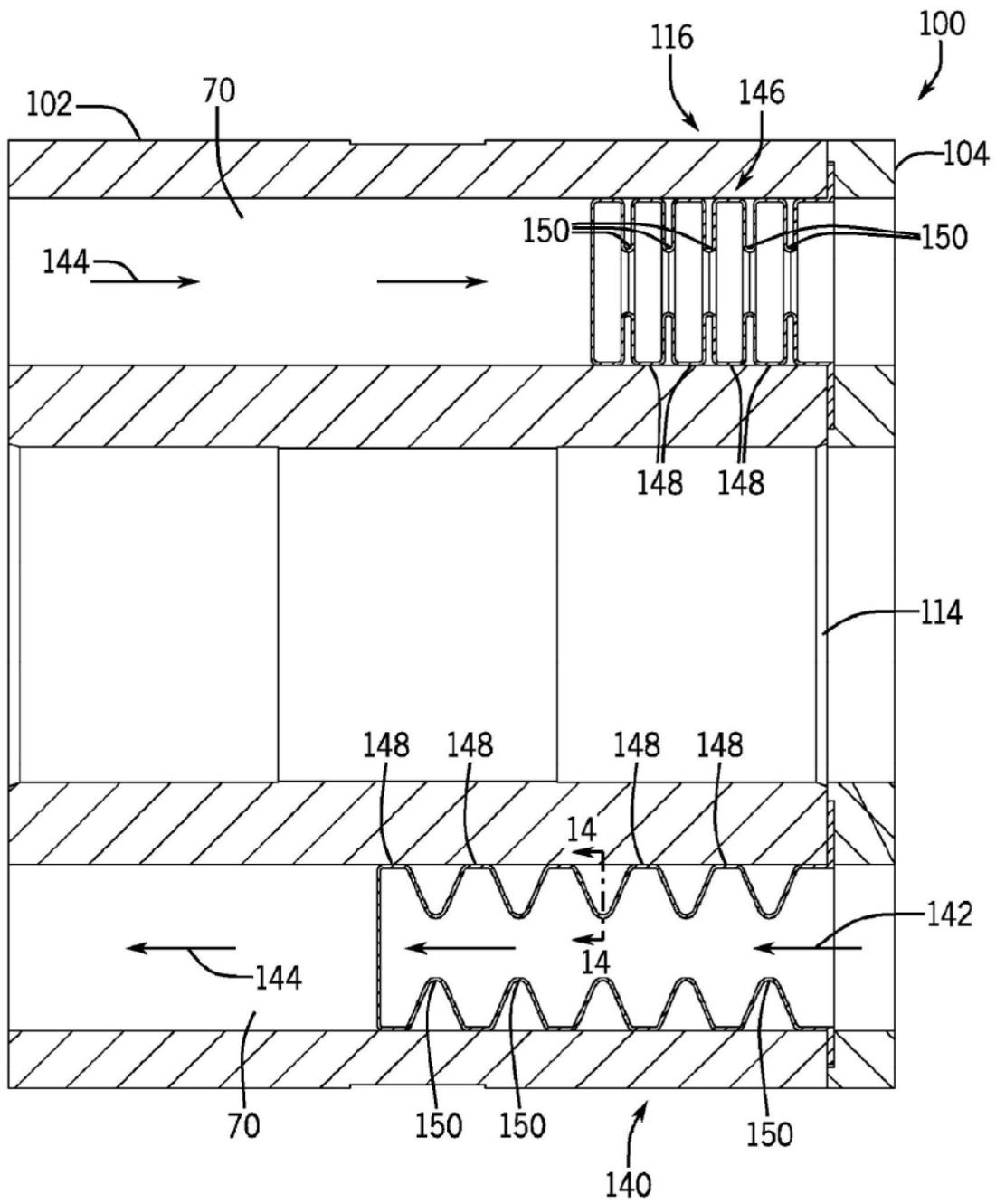


图11

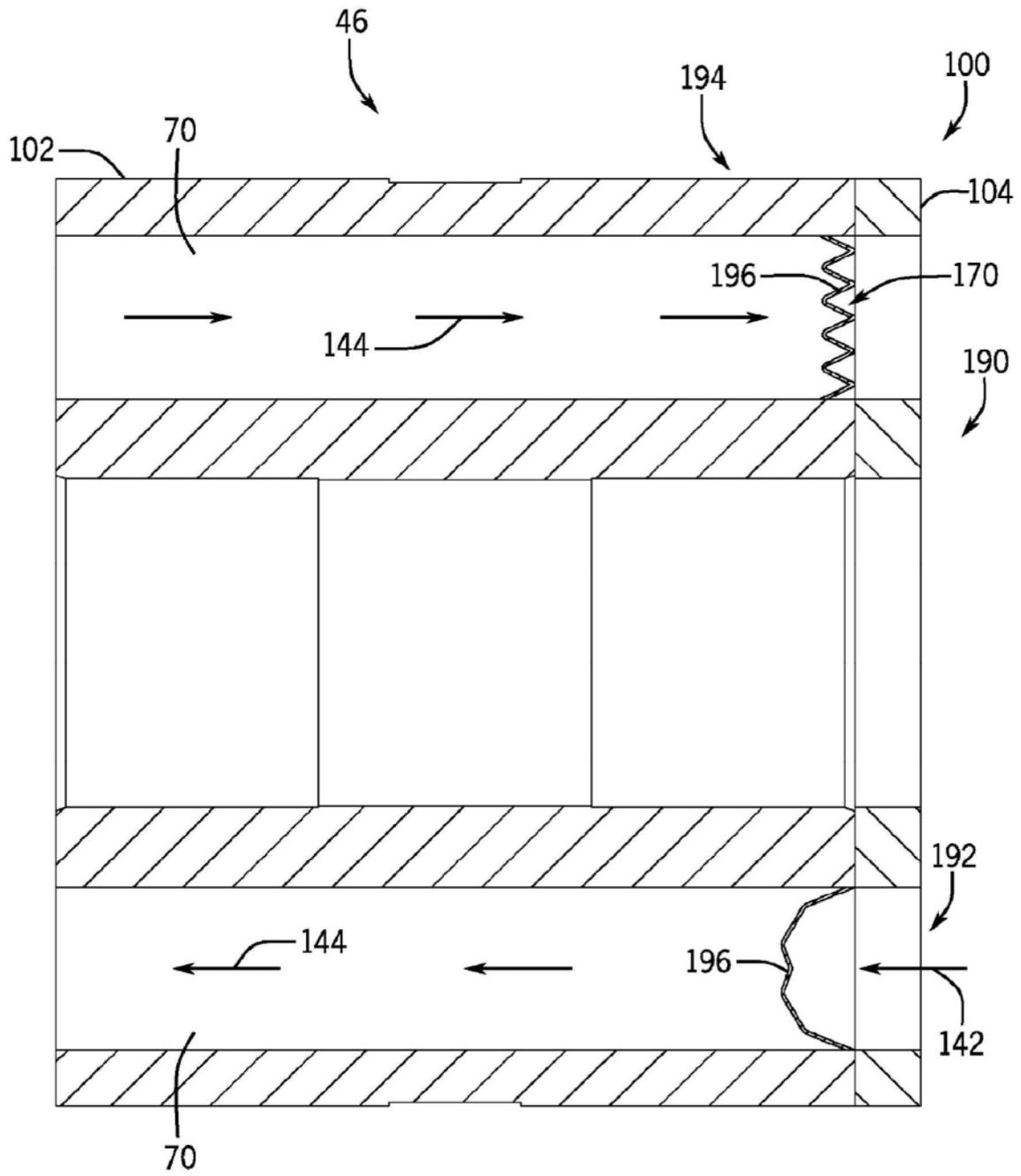


图13

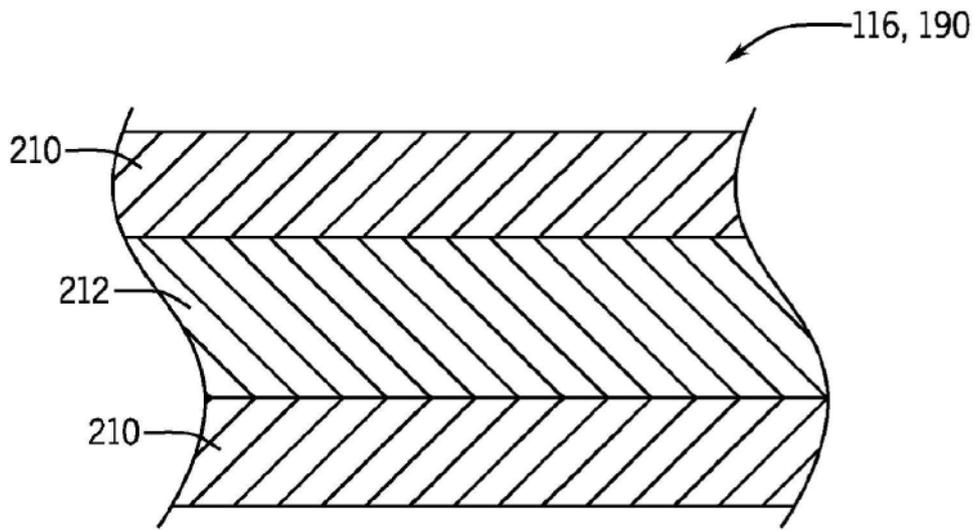


图14

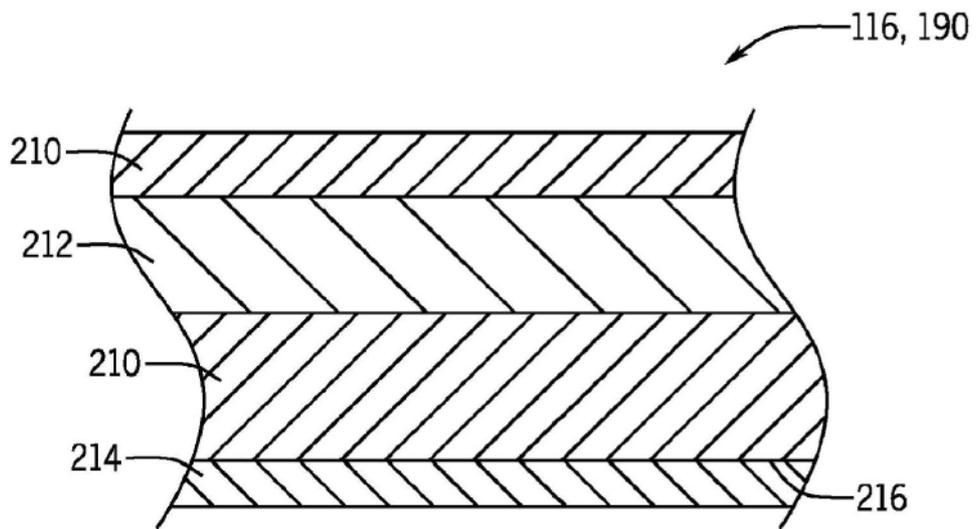


图15

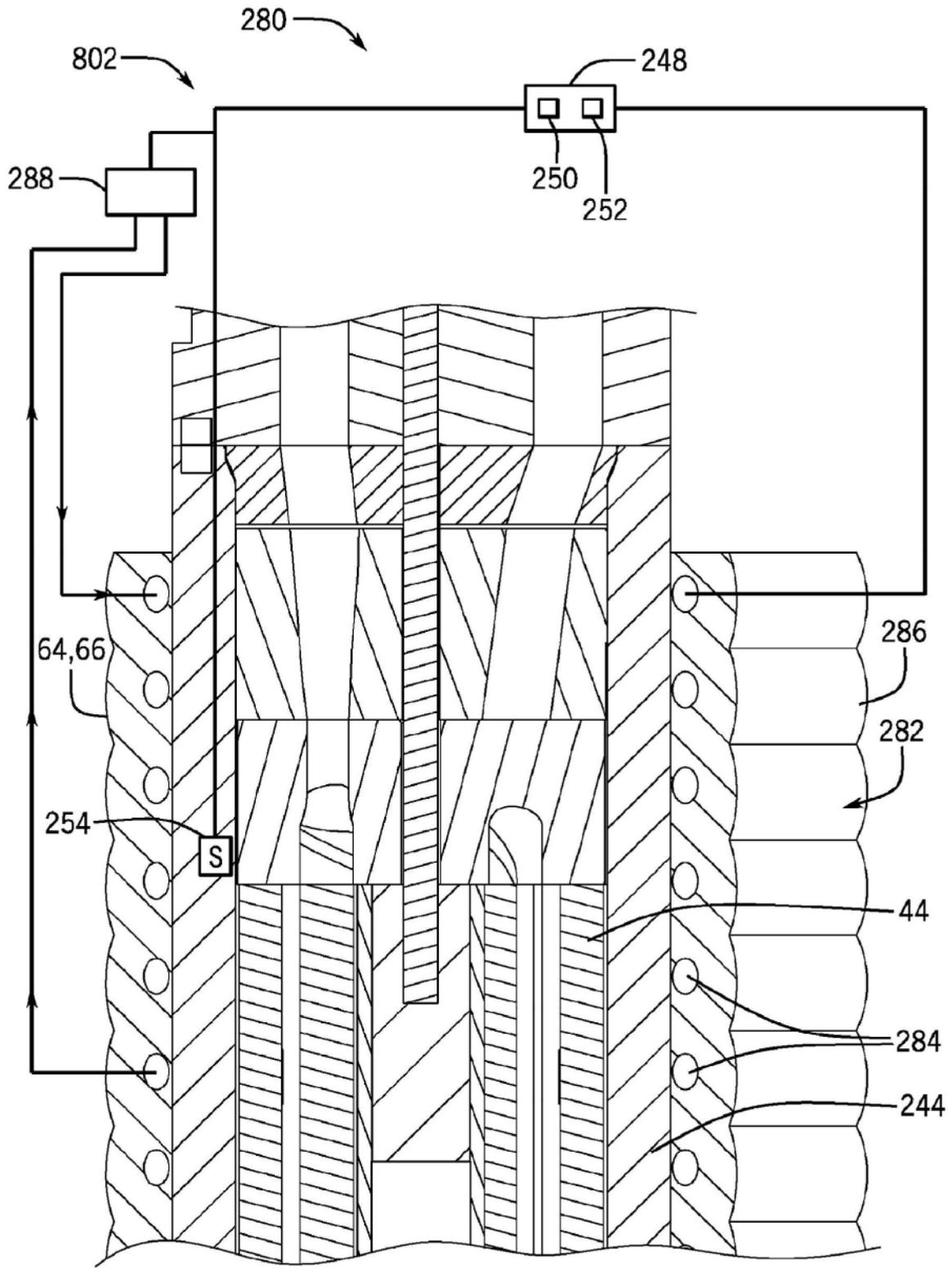


图17

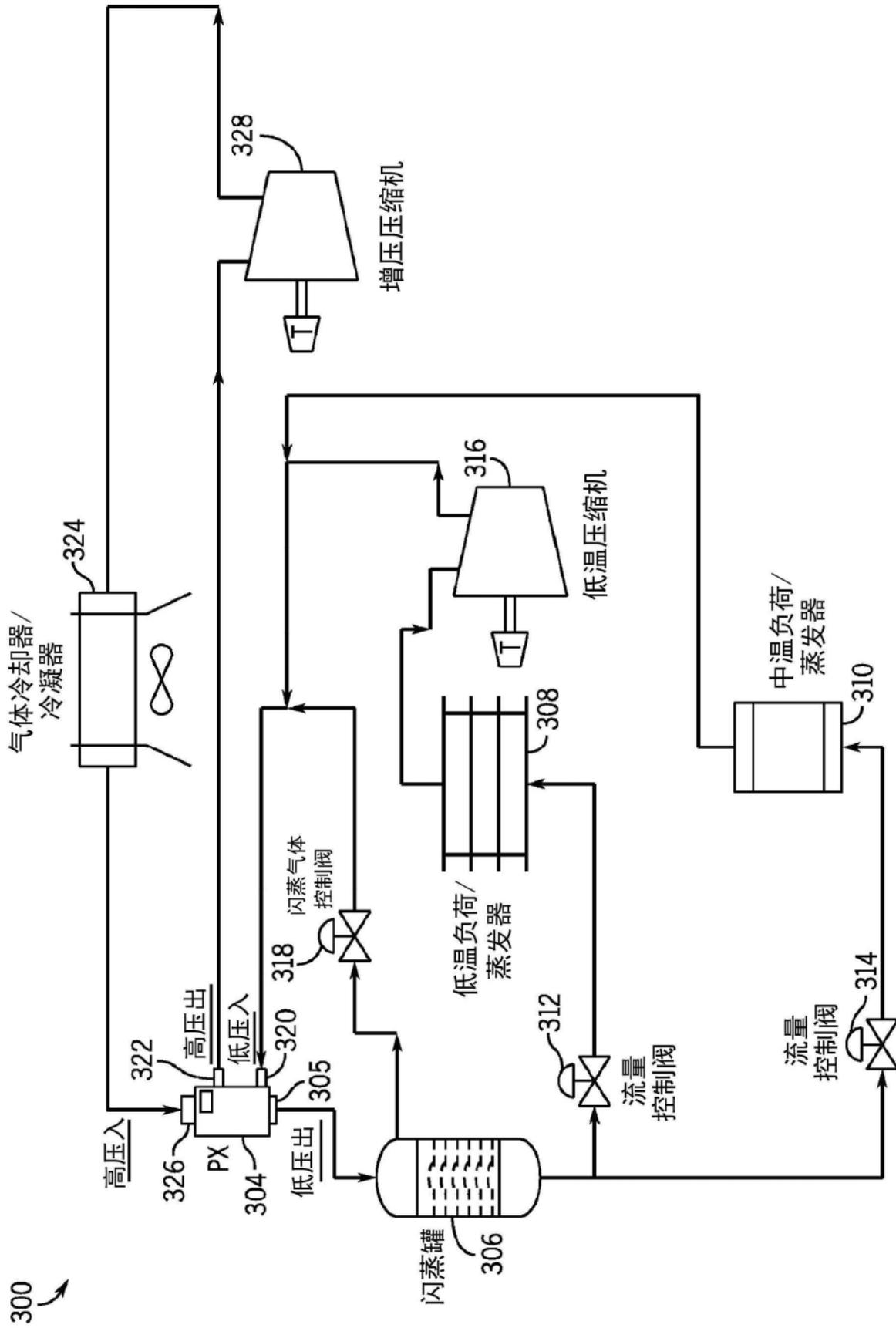


图18

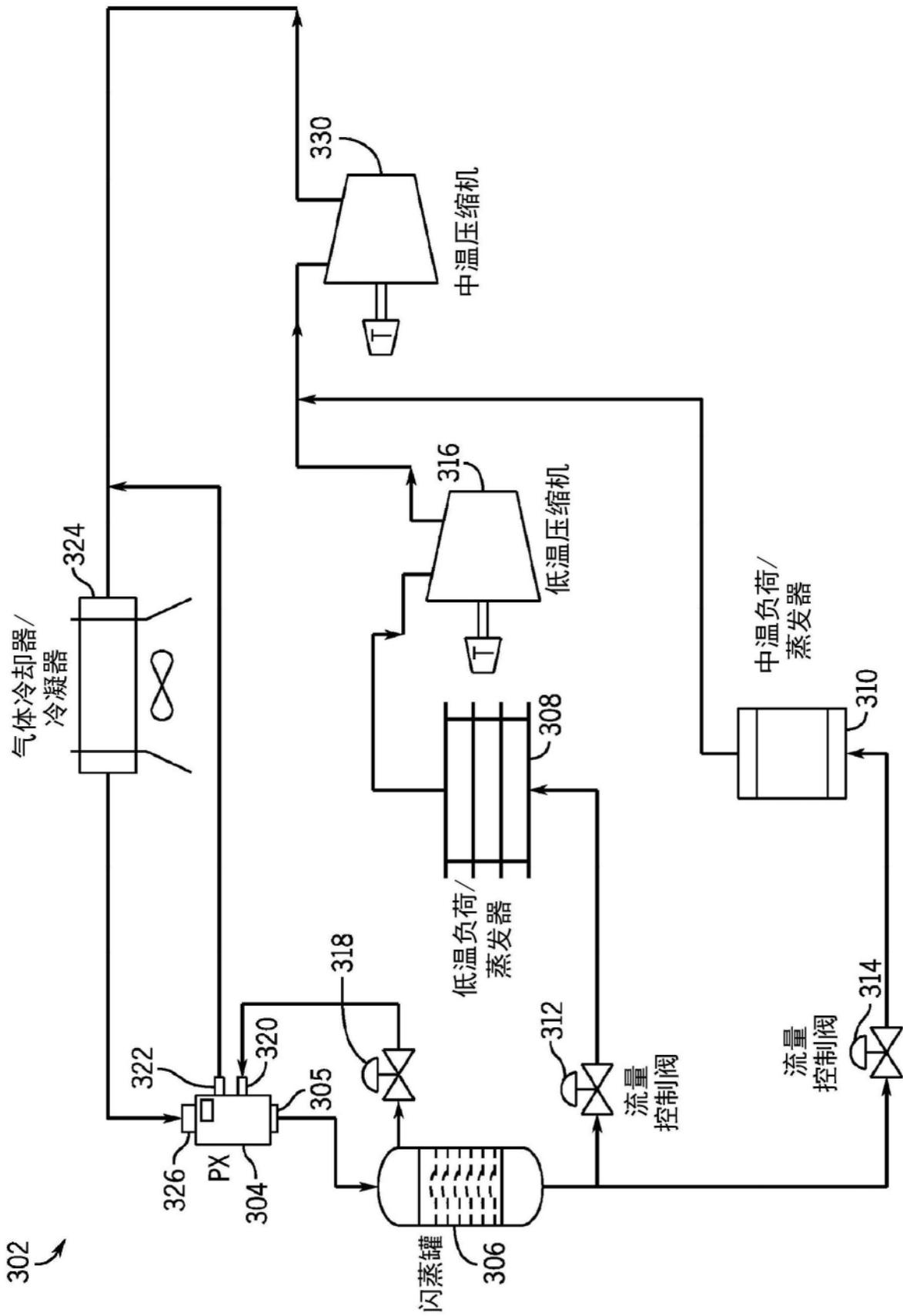


图19

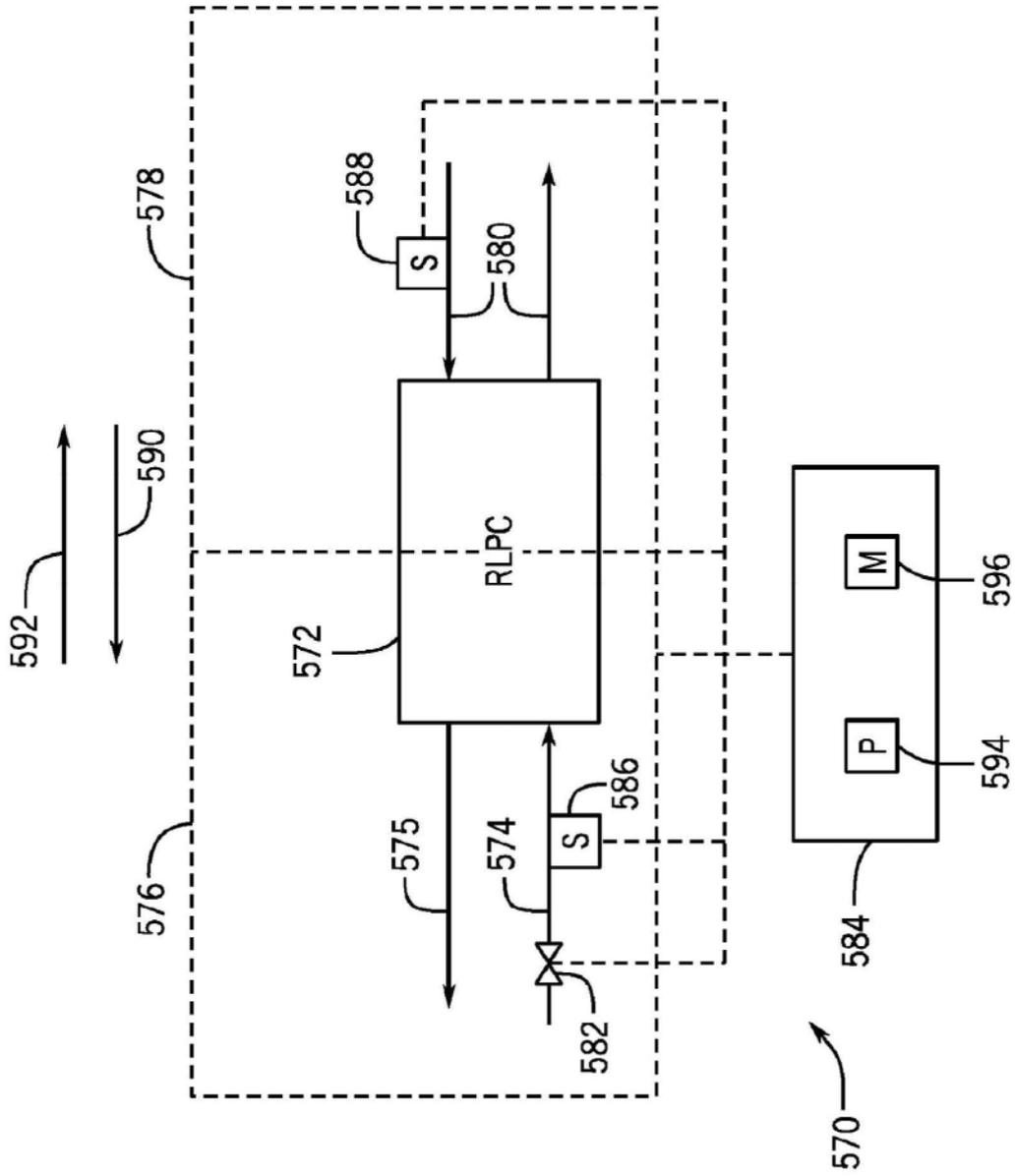


图20

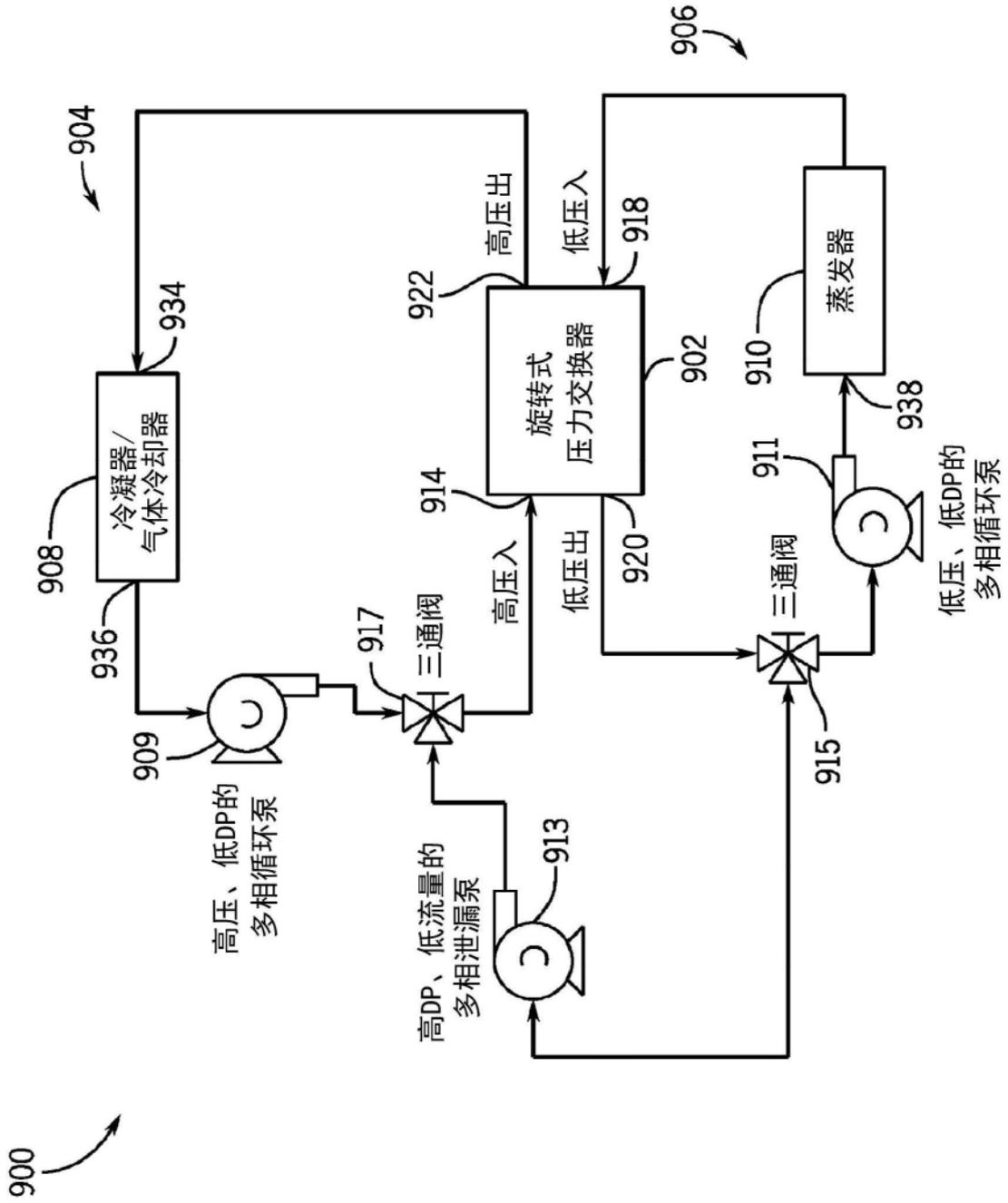


图22A

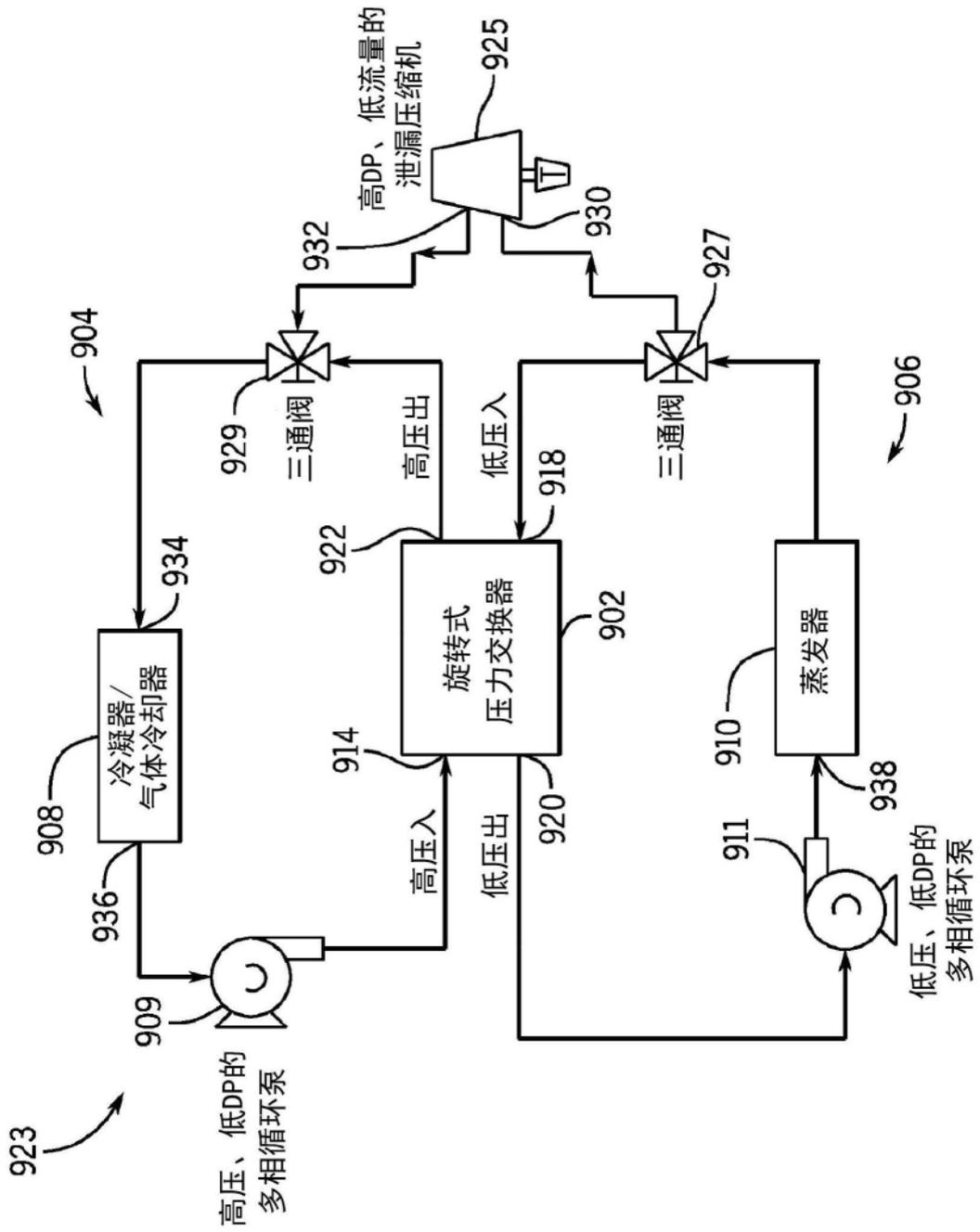


图22B

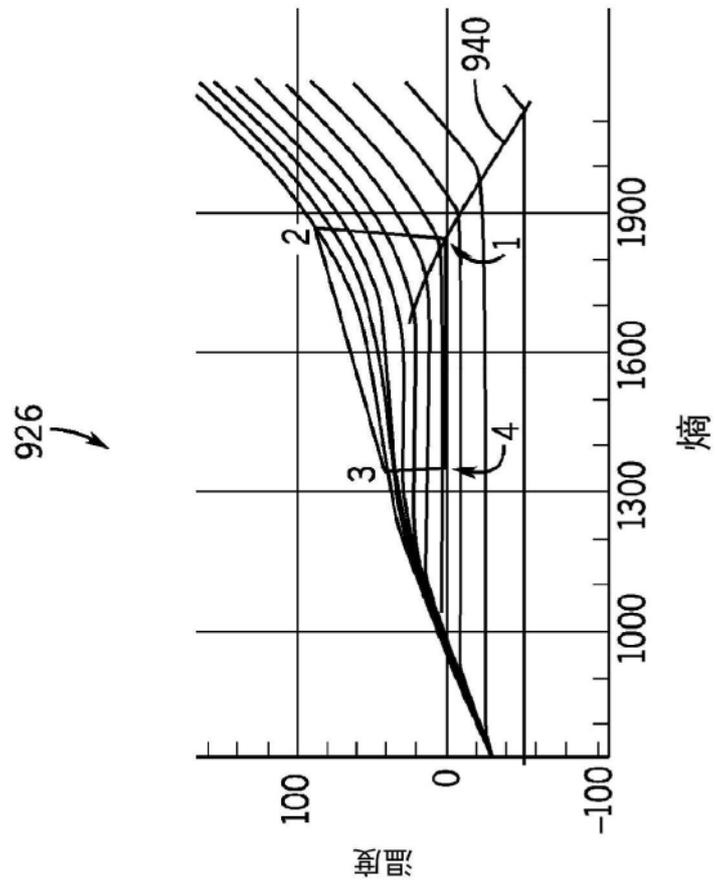


图23

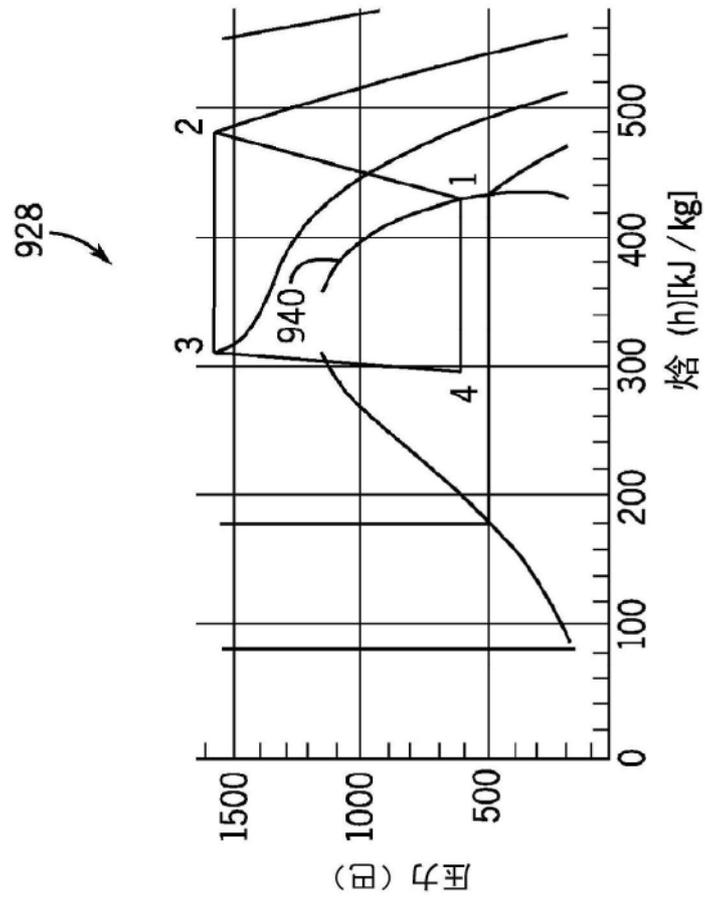


图24

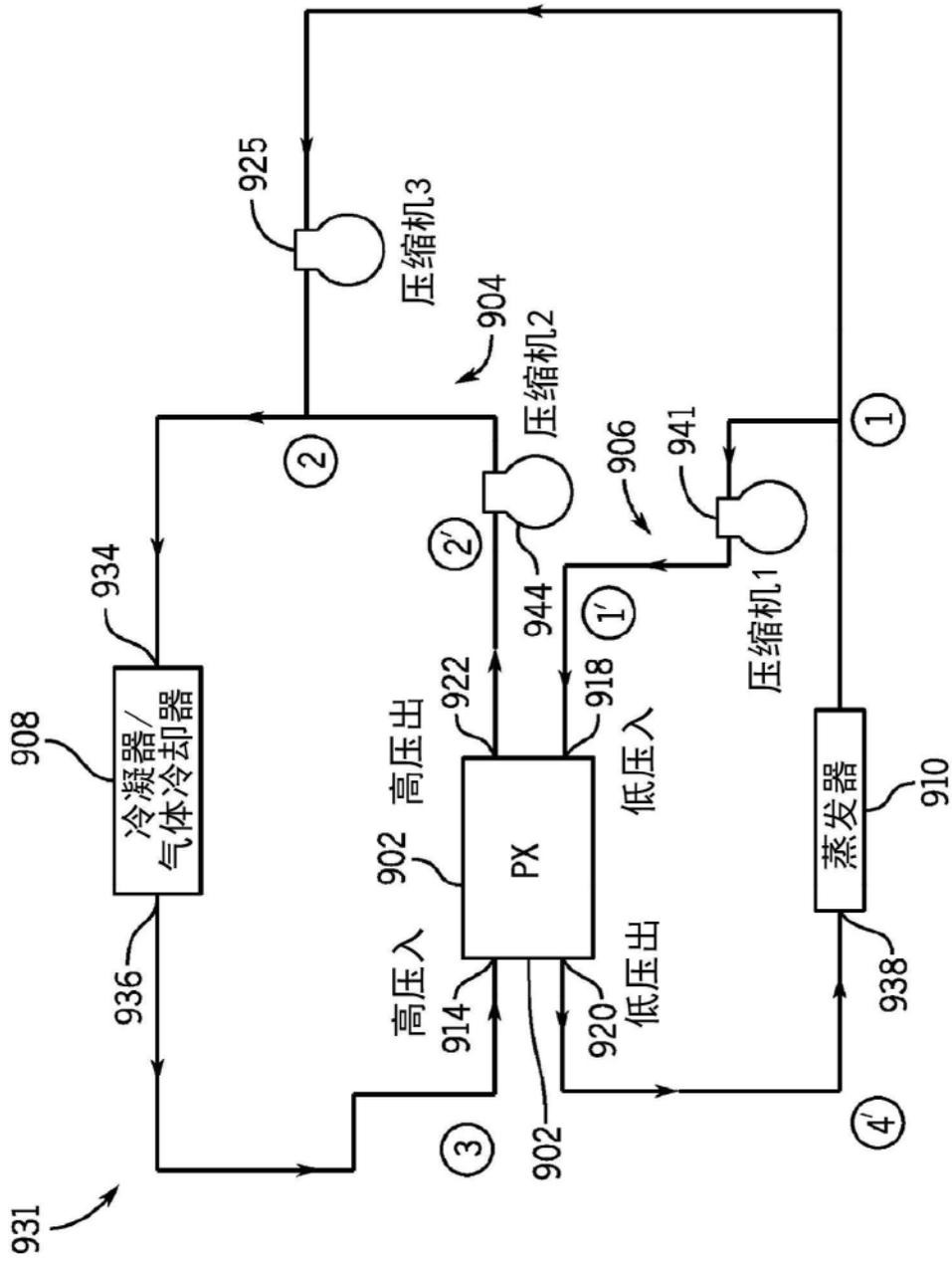


图25

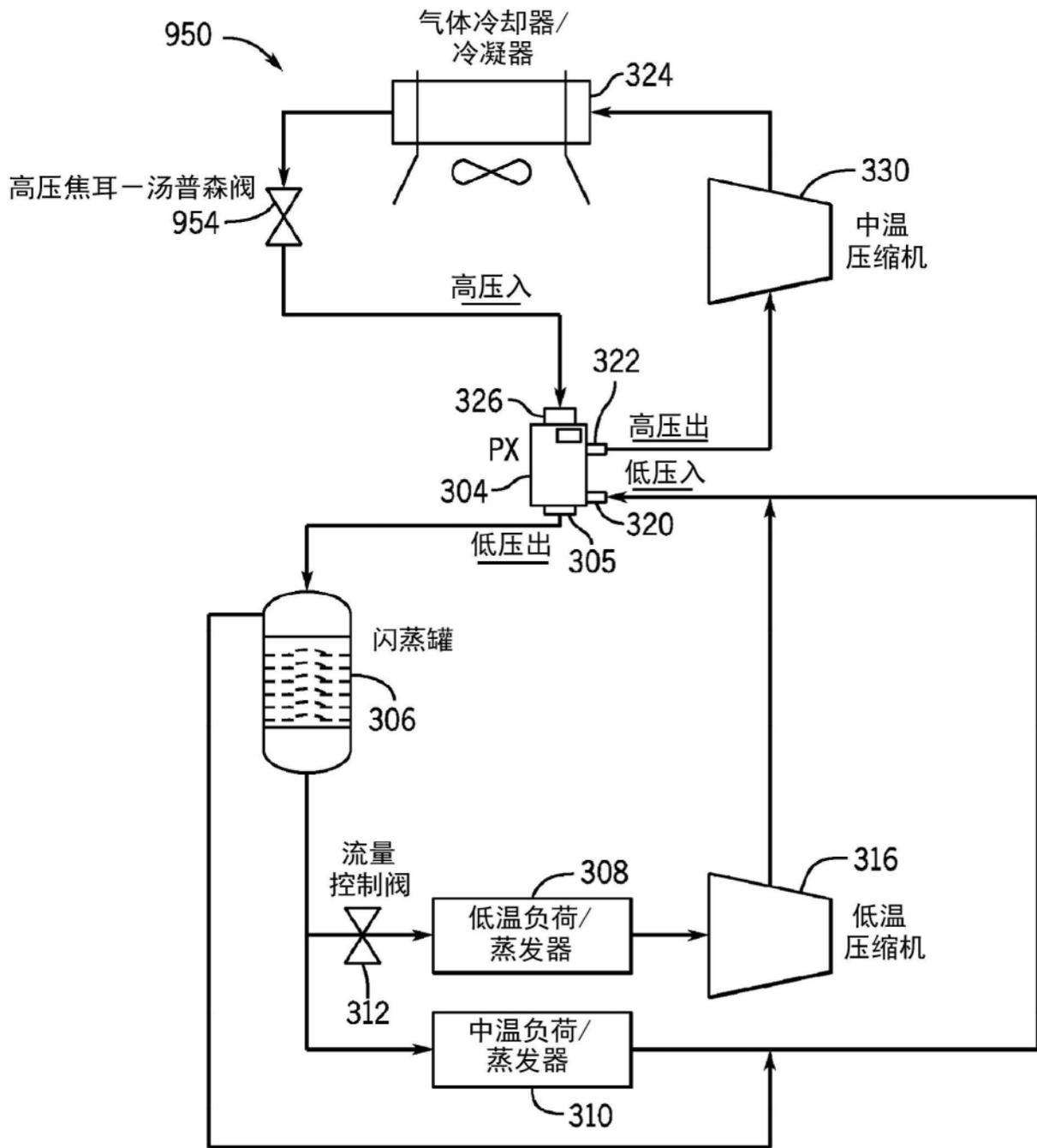


图26

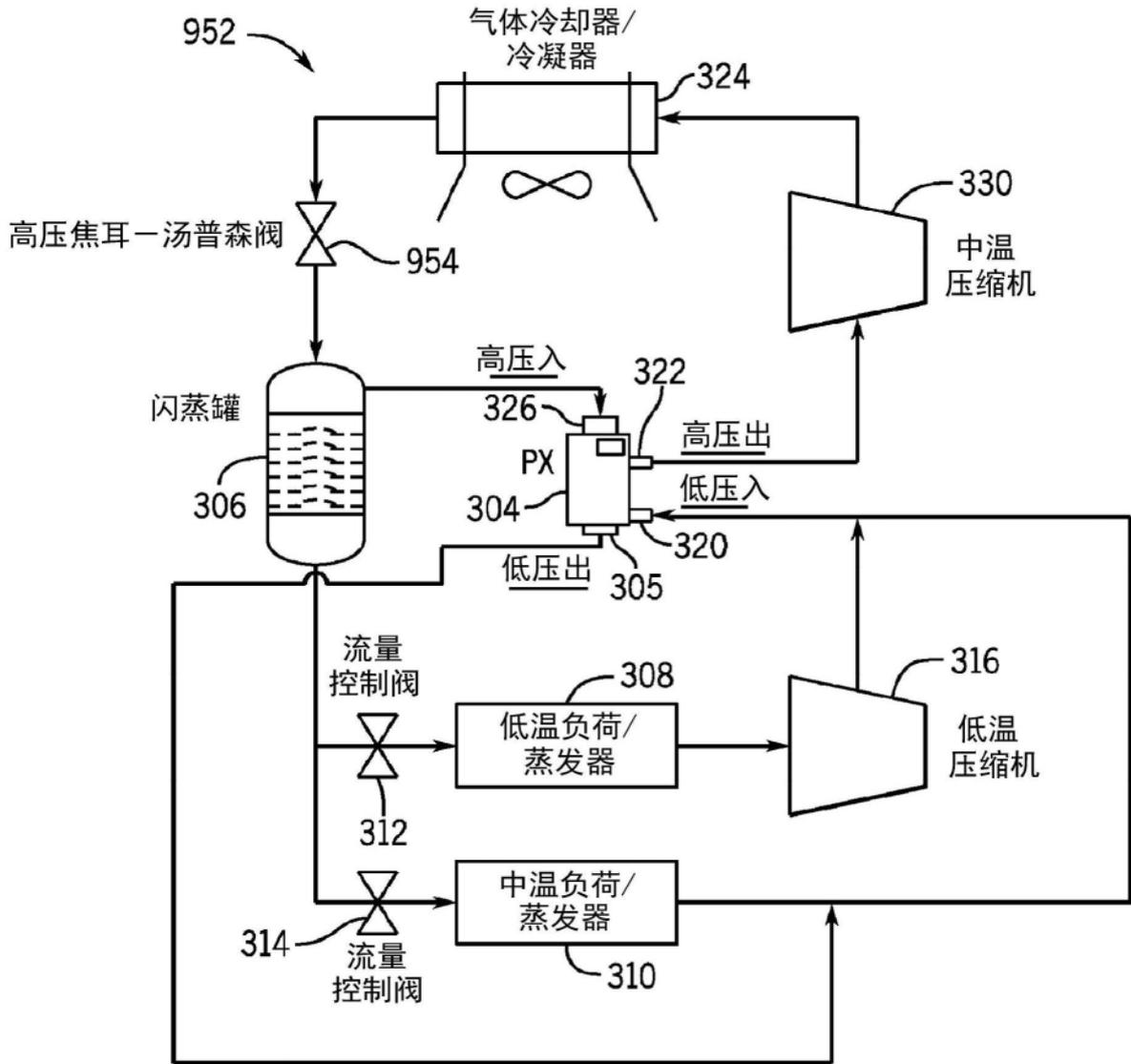


图27