



# [12] 发明专利申请公开说明书

[21] 申请号 03101785.1

[43] 公开日 2003年8月6日

[11] 公开号 CN 1434259A

[22] 申请日 2003.1.22 [21] 申请号 03101785.1  
 [30] 优先权  
 [32] 2002. 1.22 [33] US [31] 10/054421  
 [71] 申请人 开利公司  
 地址 美国纽约州  
 [72] 发明人 S·S·马诺哈尔 朴英圭

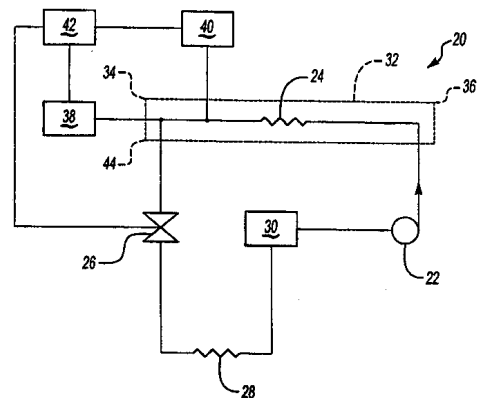
[74] 专利代理机构 中国专利代理(香港)有限公司  
 代理人 苏娟 章社杲

权利要求书 3 页 说明书 4 页 附图 2 页

[54] 发明名称 优化在超临界蒸气压缩系统中的制冷系数的方法

### [57] 摘要

蒸汽压缩系统的高侧压力被选择通过一温度传感器测量散热器入口的温度来优化制冷系数。对于任何散热器入口的温度，选择一个优选的高侧压力来优化制冷系数。对于每个散热器的入口温度来说，将优化的高侧压力预设到一控制装置中并且优化的高侧压力以先前测试获得的数据为基础。压力传感器连续地测量高侧压力。如果高侧压力不是优选值，则调整该膨胀装置的设定值以改变该高侧压力为优选值。



1. 超临界蒸汽压缩系统包括:  
将制冷剂压缩到一高压力的压缩装置;  
一种放热交换器, 它用于通过以入口温度进入热交换器的流体交  
5 换热量来冷却所述的制冷剂;  
将制冷剂减少到低压力的膨胀装置;  
吸收所述的制冷剂蒸发的热的热交换器; 和  
根据所述的流体的所述的入口温度的指示性特征决定所期望的高  
压力并且调整所述的高压力为所述的所期望的高压力的控制装置。
- 10 2. 根据权利要求1所述的系统, 其中, 通过一个温度传感器测量  
所述的入口温度。
3. 根据权利要求1所述的系统, 其中, 通过一个压力传感器测量  
所述的高压力。
4. 根据权利要求1所述的系统, 其中, 所述的控制装置通过调整  
15 所述的膨胀装置将所述的高压力调整到所述的期望的高压力。
5. 根据权利要求1所述的系统, 其中, 所述的期望的高压力与一个  
优选的制冷系数相应。
6. 根据权利要求1所述的系统, 其中, 所述的流体是水。
7. 根据权利要求1所述的系统, 其中, 所述的制冷剂为二氧化碳。
- 20 8. 根据权利要求1所述的系统, 其中, 所述的入口温度小于 60  
℃。
9. 根据权利要求1所述的系统, 其中, 所述的特征为所述的入口  
温度。
10. 根据权利要求1所述的系统, 其中, 根据预设的数据决定所  
25 述的高侧压力。
11. 超临界蒸汽压缩系统包括:  
将制冷剂压缩到一高压力的压缩装置;  
一种放热交换器, 它用于通过以入口温度进入热交换器的流体交  
换热量来冷却所述的制冷剂;  
30 将制冷剂减少到低压力的膨胀装置;  
吸收所述的制冷剂蒸发的热的热交换器;  
用于检测高压力的压力传感器;

- 用于检测所述的入口温度的温度传感器；和
- 根据所述的流体的所述的入口温度决定所期望的高压力并且通过调整所述的膨胀装置调整所述的高压力为所述的所期望的高压力的控制装置，所述期望的高压力与一个优选的制冷系数相应。
- 5       12. 根据权利要求11所述的系统，其中，所述的流体为水。
13. 根据权利要求11所述的系统，其中，所述的制冷剂为二氧化碳。
14. 根据权利要求11所述的系统，其中，所述的入口温度为10-60℃。
- 10       15. 根据权利要求11所述的系统，其中，根据预设的数据决定所述的高侧压力。
16. 对超临界蒸汽压缩系统的制冷系数进行优化的方法，该方法包括如下步骤：
- 将制冷剂压缩到一高压力；
- 15       通过流入一个散热器中的流体与所述的制冷剂中的热量交换来冷却所述的制冷剂；
- 将制冷剂减少到低压力的膨胀装置；
- 将所述的制冷剂膨胀到一个低压力；
- 蒸发所述的制冷剂；
- 20       测量所述的流体的入口温度的指示性特征；
- 根据所述的流体的所述入口温度的特征决定所述的制冷剂的所期望的高压力，所述期望的高压力与所述制冷系数相应；和
- 调整所述的高压力为所述期望的高压力。
17. 根据权利要求16所述的方法，其中，调整所述的高压力的步骤还包括决定一个膨胀度。
- 25       18. 根据权利要求16所述的方法，其中，调整所述的高压力的步骤还包括调整一个膨胀度。
19. 根据权利要求16所述的方法，它还包括所述的高压力的测量步骤。
- 30       20. 根据权利要求16所述的方法，其中，所述的流体是水。
21. 根据权利要求16所述的方法，其中，所述的制冷剂是二氧化碳。

22. 根据权利要求 16 所述的方法, 其中, 所述的特征是所述的入口温度。

## 优化在超临界蒸汽压缩系统中的制冷系数的方法

### 技术领域

- 5 根据一个预定的控制策略，本发明整体涉及通过测量热量交换器入口温度并且调整该高侧压力为一优选值，来优化超临界蒸汽压缩系统的制冷系数的方法。

### 背景技术

- 10 含有氯的制冷剂由于其潜在地对臭氧层的破坏，在大多数国家已经逐步被淘汰。使用氢氟酸碳（HFCs）作为替代制冷剂，但是这些制冷剂还是具有使全球变暖的高潜力。“自然的”制冷剂例如二氧化碳和丙烷也被建议作为替代流体。不幸的是使用流体中的许多种都具有问题。二氧化碳的临界点很低，因此导致大多数的使用二氧化碳的空气调节系统在超临界点或者高于临界点处运行。

- 15 当蒸汽压缩系统超临界运行时，制冷剂在通过放热的热量交换器时并不从蒸汽相改变成液体相。因此该放热的热量交换器在超临界周期中作为气体冷却器而不是冷凝器工作。低于临界点的流体的压力为饱和条件（其中具有流体和蒸汽）下温度的函数。但是，当温度高于临界温度时，超临界流体的压力是流体密度的函数。

- 20 调节超临界蒸汽压缩系统的高侧压力是非常重要的，因为高侧压力对该系统的功率和效率的影响很大。在现有的一种系统中，通过取样在气体冷却器的出口的冷却剂的温度和压力并且根据预定的控制策略调整高侧压力来保持优选的制冷系数。在另一个现有的系统中，该高侧压力和低的侧压力根据预定的控制策略被连接以便调整该高侧压力到一优选值从而保持优选的制冷系数。

### 发明内容

- 30 超临界蒸汽压缩系统包括至少一个压缩机，一放热的热量交换器，一个膨胀装置和一吸热的热量交换器。当然这是简化的系统还可以包括其他元件。制冷剂通过封闭的管路系统循环。最好使用二氧化碳作为制冷剂。通过放热的热量交换器流动的高压制冷剂被沿相反方向流动通过散热器的一种流体如水冷却。该蒸汽压缩系统还包括一热量泵以便使制冷剂反向流动并且使该系统在加热模式和冷却模式之间

改变。

在超临界压缩系统中，高侧压力与操作条件无关。因此对于任何设定的操作条件，都可以在大范围的高侧压力下操作该循环。对于任何设定的操作条件，还有一个与最优化的制冷系数相应的优化的高侧压力。两个变量决定了操作条件：户外空气温度和散热器入口温度。当户外温度仅仅略微地影响了优化的高侧压力并且因此影响了制冷系数时，只有散热器入口温度显著地影响了优化的高侧压力。

在选择优化的高侧压力并且因此获得优化的制冷系数中，用一温度传感器测量散热器入口温度。对于任何散热器入口温度来说，选择单个优化的高侧压力来优化制冷系数。对于每一个散热器入口温度，该优化的高侧压力预置在一控制装置中并且以先前测试所获得的数据为基础。压力传感器连续地测量高侧压力。如果高侧压力不是优化的，调整膨胀装置来改变该高侧压力为优化值。

附图的简要说明

根据下面的说明书和附图将更好地理解本发明的这些和其它特征。

根据优选实施例的详细说明本领域普通技术人员将清楚本发明的不同特征和优势。附图简明地说明如下：

图 1 示出了本发明的蒸汽压缩系统的简明框图；

图 2 示出在超临界蒸汽压缩系统中对于具体的给定的操作条件来说，压力与制冷系数的关系图；

图 3 示出在超临界蒸汽压缩系统中对于不同的散热器入口温度来说，户外温度与优化的高侧压力的关系图；和

图 4 示出本发明方法的流程图。

具体实施方式

图 1 示出了本发明的蒸汽压缩系统 20 的简明的方框图。系统 20 包括一压缩机 22，一第一热量交换装置 24，一膨胀装置 26 和一第二热量交换装置 28。制冷剂通过封闭的管路系统 20 循环。当在加热模式下操作时，在制冷剂以高压和焓从压缩机 22 出来后，制冷剂流动通过用做气体冷却器的第一热量交换器 24，然后损失热量，以低的焓和高压从第一热量交换器 24 中出来。例如水的流体介质流动通过散热器 32 并且与经过第一热量交换器 24 的制冷剂交换热量。冷却水在散热器 32

入口或者回路 34 进入到散热器 32 中并且沿与制冷剂的流动方向相反的方向流动。在与制冷剂进行热量交换后，加热的水在散热器出口或者供给源 36 离开。然后制冷剂通过膨胀装置 26，从而压力下降。膨胀后，制冷剂流动通过用做蒸发器的第二热量交换器 28，并且以高焓和  
5 低压离开。制冷剂经过热量泵的可逆阀 30 然后在进入到压缩机 22 中，完成了系统 20。可逆阀 30 可以使制冷剂的流动反向因此使系统 20 从加热模式变成冷却模式。

在本发明的一优选实施例中，二氧化碳用做制冷剂。当用二氧化碳举例说明时，其它制冷剂也可以从本发明获得益处。因为二氧化碳  
10 的临界点很低，所以使用二氧化碳用做制冷剂的系统通常需要蒸汽压缩系统 20 超临界运行。

在超临界蒸汽压缩系统 20 中，该高侧压力与操作条件无关。因此，对于任何设定的操作条件来说，都可以在宽范围的高侧压力下操作系统 20。对于任何设定的操作条件，还有与优化的制冷系数相应的优化  
15 的高侧压力。制冷系数代表了系统效率并且等于总的有用的交换热量除以用于该循环的功。当高侧压力影响该制冷系数，调整高侧压力以优化制冷系数是非常重要的。

图 2 示出在操作条件的给定设定下，高侧压力与制冷系数的关系。对于操作条件的给定设定来说，一个高侧压力，即优化的高侧压力与  
20 最优的制冷系数相关。在所示的实施例中，制冷系数在 1.1-2.2 间变换，在压力大约为 1700psia 时达到最大值 2.2。

两个变量决定了操作条件：户外温度和散热器入口温度。一般地，户外温度在-20℃-30℃变换而散热器入口温度在 5℃（用于加热自来水）-60℃（用于散热器系统）变换。图 3 示出了在不同散热器入口温  
25 度下，户外温度和优化的高侧压力的关系。如图所示，户外空气温度对优化的高侧压力因此对制冷系数的影响最小。即当户外空气温度改变时，对于给定的操作条件，优化的高侧压力只略微改变。因此，当户外空气温度不影响优化的高侧压力时，只有散热器入口温度显著地影响优化的高侧压力。

30 对于任何设定的操作条件来说，选择一个高侧压力来优化制冷系数，与户外空气温度无关。对于任何散热器入口温度该优化的高侧压力由先前的测试决定，并且先前的测试结果被预置到一控制装置 42

中，即对于每一个散热器入口温度都有一预定的优化的高侧压力。

图4示出了本发明的方法流程图。回到图1，在系统20操作期间，散热器入口温度由温度传感器38测量。根据这个温度，控制装置42根据预先设定的控制装置42决定优化的高侧压力。

5 压力传感器40连续地测量系统20的高侧压力。如果控制装置42决定出：压力传感器30测得的高侧压力不是由散热器输入温度决定的优化的高侧压力，则控制装置42决定合适的膨胀装置的设定值并且调整膨胀装置26改变该高侧压力为优化的高侧压力。合适的可控制的膨胀装置是公知的。通过测量散热器入口温度并调整膨胀装置26以保持  
10 优化的高侧压力来决定优化的高侧压力，可以在大范围的操作条件下保持优化的制冷系数。

尽管公开了温度传感器38直接测量散热器入口温度，但是应该理解到散热器入口的温度也可以直接测量。例如可以测量散热器入口34的壳体44的温度以决定优化的高侧压力。可以测量散热器入口温度的  
15 任何指示特征以决定优化的高侧压力。

本发明可以用在循环加热的风扇盘管加热，家用热水加热，或者液体环流供暖中。然而应该理解到可以使用其他类型的加热系统。

上述的说明书只是本发明精神的范例。根据上面的教义可以对本发明进行修改和变化。已经公开本发明的优选实施例，但是本领域普  
20 通技术人员将认识到在本发明的范围内可以进行某些修改。因此将理解到在所附的权利要求内本发明除了具体说明的以外还可以其他方式实施。因此应该研究下面的权利要求以决定本发明的真实的范围和内  
容。

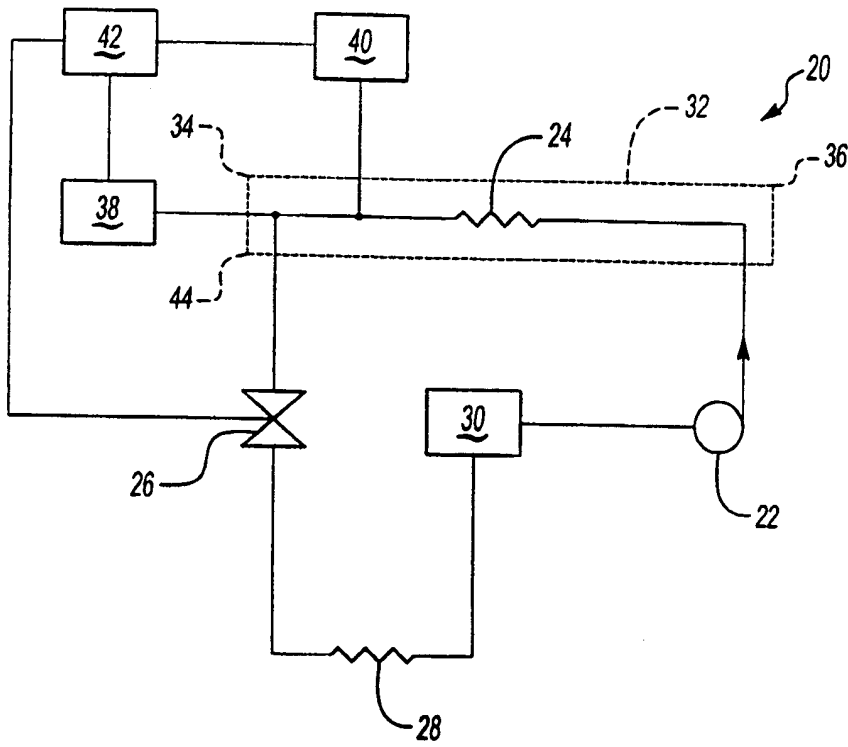


图 1

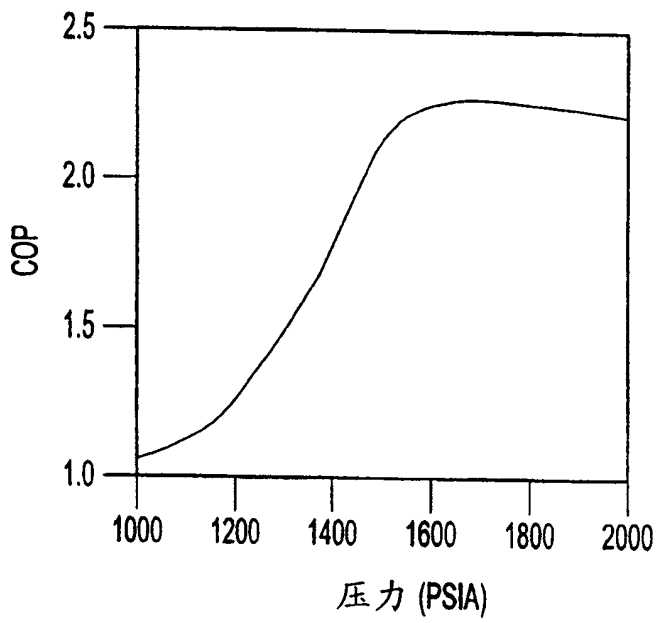


图 2

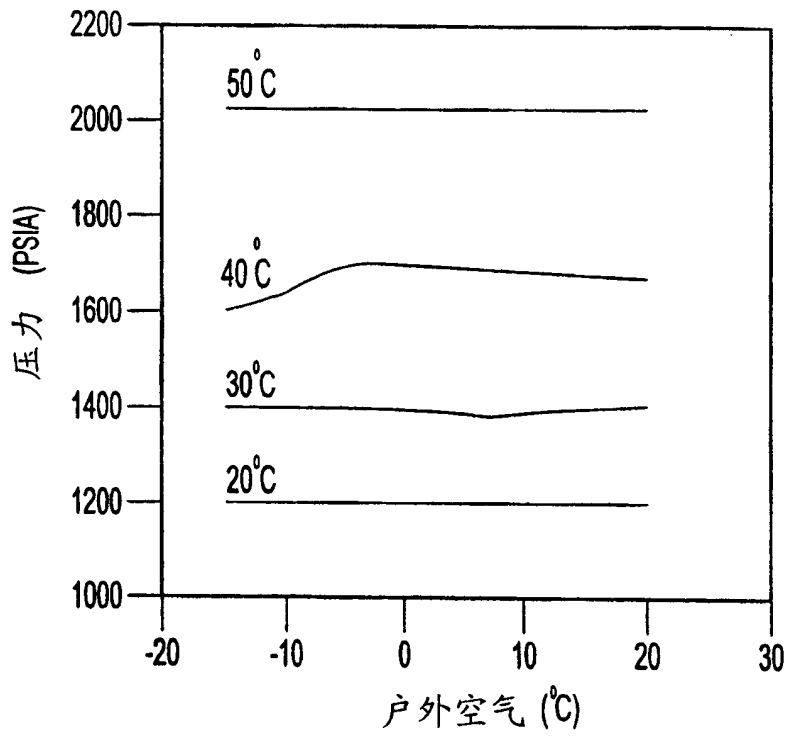


图 3

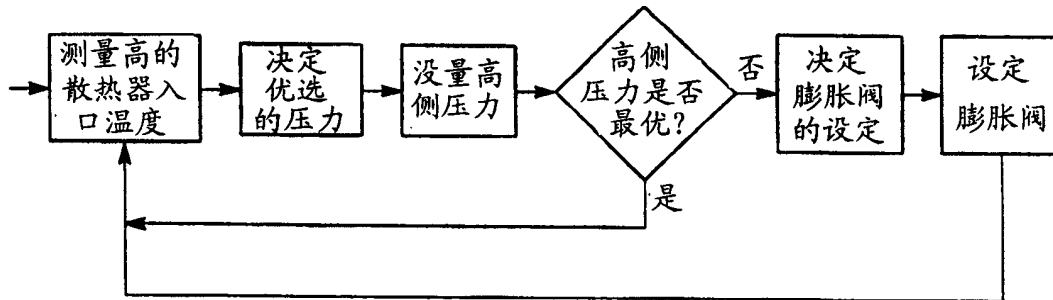


图 4