



(12) 发明专利申请

(10) 申请公布号 CN 112503664 A

(43) 申请公布日 2021.03.16

(21) 申请号 202011405800.3

(22) 申请日 2020.12.04

(71) 申请人 依米康科技集团股份有限公司
地址 610000 四川省成都市高新区科园南二路二号

(72) 发明人 范玉斐 王峰 张菀 李猛

(74) 专利代理机构 成都行之专利代理事务所
(普通合伙) 51220

代理人 胡晓丽

(51) Int.Cl.

F24F 5/00 (2006.01)

F24F 11/64 (2018.01)

F24F 11/65 (2018.01)

F24F 110/12 (2018.01)

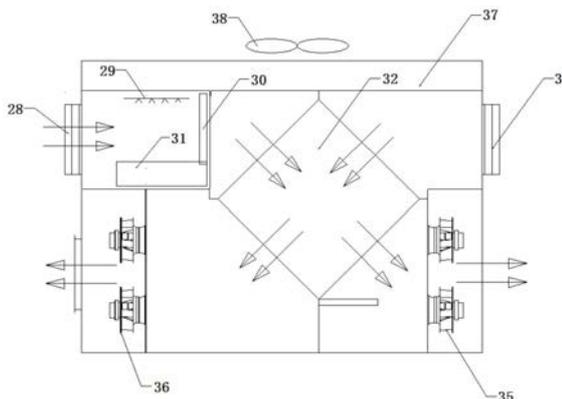
权利要求书2页 说明书7页 附图2页

(54) 发明名称

一种间接蒸发冷与热管双动力联合系统及控制方法

(57) 摘要

本发明公开了一种间接蒸发冷与热管双动力联合系统及控制方法,包括间接蒸发冷系统和DX-热管补偿系统,DX热管补偿系统包括DX补偿系统和重力热管系统,间接蒸发冷系统、DX补偿系统和重力热管系统三者启停机构独立控制;DX补偿系统包括DX蒸发器,重力热管系统包括热管蒸发器和热管冷凝器;DX蒸发器和热管蒸发器安装于室内、且两者共用间接蒸发冷系统的室内送风风机;热管冷凝器安装于室外,且热管冷凝器的安装高度大于热管蒸发器的安装高度;DX蒸发器和热管蒸发器均用于吸收室内送风风机向室内送风的热量。本发明具有多种制冷运行模式,可以满足不同室外工况下的室内制冷量的需求,充分利用室外自然冷源,降低能耗。



1. 一种间接蒸发冷与热管双动力联合系统,其特征在于,包括间接蒸发冷系统和DX-热管补偿系统,所述DX热管补偿系统包括DX补偿系统和重力热管系统,间接蒸发冷系统、DX补偿系统和重力热管系统三者启停机构独立控制;

所述DX补偿系统包括DX蒸发器(16),所述重力热管系统包括热管蒸发器(17)和热管冷凝器(8);所述DX蒸发器(16)和热管蒸发器(17)安装于室内、且两者共用间接蒸发冷系统的室内送风风机(36);所述热管冷凝器(8)安装于室外,且热管冷凝器(8)的安装高度大于热管蒸发器(17)的安装高度;

所述DX蒸发器(16)和热管蒸发器(17)均用于吸收室内送风风机(36)向室内送风的热量。

2. 根据权利要求1所述的一种间接蒸发冷与热管双动力联合系统,其特征在于,所述热管冷凝器(8)采用设于室外的热管系统冷凝风机(38);所述热管冷凝器(8)用于吸收热管系统冷凝风机(38)送风的冷量。

3. 根据权利要求1所述的一种间接蒸发冷与热管双动力联合系统,其特征在于,所述热管蒸发器(17)和热管冷凝器(8)通过循环管路连接形成闭合回路,作为重力热管系统;所述热管蒸发器(17)到热管冷凝器(8)的循环管路上设有电磁阀(26)。

4. 根据权利要求1所述的一种间接蒸发冷与热管双动力联合系统,其特征在于,所述DX补偿系统还包括DX冷凝器(27),所述DX冷凝器(27)共用间接蒸发冷系统的室外送风风机(35);所述DX冷凝器(27)用于吸收室外送风风机(35)向室外送风的冷量。

5. 根据权利要求1所述的一种间接蒸发冷与热管双动力联合系统,其特征在于,所述DX补偿系统包括压缩机(1)、DX冷凝器(27)、电子膨胀阀(15)和DX蒸发器(16),所述压缩机(1)、DX冷凝器(27)、电子膨胀阀(15)和DX蒸发器(16)通过管路依次连接为闭合回路;所述压缩机(1)用于将气体制冷剂压缩为高温高压的制冷剂气体;所述DX冷凝器(27)用于将高温高压的制冷剂气体变为中温高压的制冷剂液体;所述电子膨胀阀(15)用于将中温高压的制冷剂液体变为低温低压的制冷剂气液混合物;所述DX蒸发器(16)用于将低温低压的制冷剂气液混合物变为低温低压的制冷剂气体,所述低温低压的制冷剂气体回到压缩机(1)。

6. 根据权利要求5所述的一种间接蒸发冷与热管双动力联合系统,其特征在于,还包括油分离器(7)、储液罐(11)、干燥过滤器(13)和气液分离器(21);所述油分离器(7)设于压缩机(1)与DX冷凝器(27)之间的循环管路上;所述储液罐(11)设于DX冷凝器(27)与电子膨胀阀(15)之间的循环管路上;所述干燥过滤器(13)设于储液罐(11)与电子膨胀阀(15)之间的循环管路上;所述气液分离器(21)设于电子膨胀阀(15)与压缩机(1)之间的循环管路上。

7. 根据权利要求1所述的一种间接蒸发冷与热管双动力联合系统,其特征在于,所述间接蒸发冷系统包括壳体,所述壳体上设有室外回风口(28)、室外送风风机(35)、室内回风口(33)和室内送风风机(36);壳体内设有空空换热器(32);

所述室外回风口(28)回风经室外风通道进入空空换热器(32),换热后依次经室外风通道和室外送风风机(35)送至室外;所述室内回风口(33)回风经室内风通道进入空空换热器(32),换热后依次经室内风通道和室内送风风机(36)送入室内;室外风和室内风在空空换热器(32)内间接换热;

所述室外风回风口(8)处设有喷淋装置(29),在室外风回风口(8)经过喷淋装置(29)后的下风向的室内风通道上还设有挡水湿膜(30)。

8. 一种间接蒸发冷与热管双动力联合控制方法,其特征在于,采用权利要求1至7任一项所述的一种间接蒸发冷与热管双动力联合系统;依据室外干球温度和室外湿球温度,启动间接蒸发冷系统、DX补偿系统和重力热管系统中的任一系统或多个系统组合。

9. 根据权利要求8所述的一种间接蒸发冷与热管双动力联合控制方法,其特征在于,包括以下步骤:

当室外干球温度为 $-5 < T < 16^{\circ}\text{C}$ 时,运行间接新风冷模式,单独启动间接蒸发冷系统制冷;

当室外湿球温度为 $T_0 > 16^{\circ}\text{C}$ 时,启动DX系统补偿,运行DX系统补偿间接蒸发冷模式,同时启动DX补偿系统和间接蒸发冷系统;

当室外干球温度为 $T < -5^{\circ}\text{C}$ 时,运行重力热管模式,单独启动重力热管系统。

10. 根据权利要求8或9所述的一种间接蒸发冷与热管双动力联合控制方法,其特征在于,

当室外干球温度为 $T > 16^{\circ}\text{C}$ 、且室外湿球温度为 $T_0 < 16^{\circ}\text{C}$ 时,运行间接蒸发冷模式,单独启动间接蒸发冷系统,且室外回风先经喷淋直接冷却后,再经间接蒸发冷系统间接冷却。

一种间接蒸发冷与热管双动力联合系统及控制方法

技术领域

[0001] 本发明涉及制冷技术领域,具体涉及一种间接蒸发冷与热管双动力联合系统及控制方法。

背景技术

[0002] 世界范围内的愈演愈烈的节能减排和绿色环保诉求,对作为IT行业能耗最大的数据中心建设和运营提出了更高的要求。数据中心PUE值的降低已成为业主和设计建设者的首要诉求。

[0003] 对于传统的压缩机制冷的模式来说,由于压缩机的功耗一般比较大,所以整体机房空调的能耗会非常高,导致机房维护成本大幅升高;而对于传统的间接蒸发冷空调,由于冬季室外温度过低,室内回风与室外侧回风换热可能会引起空空换热器结露导致机房室内侧进水,大大影响机房设备的可靠性。

发明内容

[0004] 结余上述技术问题,本发明提供了解决上述问题的一种间接蒸发冷与热管双动力联合系统及控制方法,具有多种制冷运行模式,方便用户依据室外温度情况,选择相应的运行模式,可以满足不同室外工况下的室内制冷量的需求,充分利用室外自然冷源,降低能耗。

[0005] 本发明通过下述技术方案实现:

[0006] 一种间接蒸发冷与热管双动力联合系统,包括间接蒸发冷系统和DX-热管补偿系统,所述DX热管补偿系统包括DX补偿系统和重力热管系统,间接蒸发冷系统、DX补偿系统和重力热管系统三者启停机构独立控制;所述DX补偿系统包括DX蒸发器,所述重力热管系统包括热管蒸发器和热管冷凝器;所述DX蒸发器和热管蒸发器安装于室内、且两者共用间接蒸发冷系统的室内送风风机;所述热管冷凝器安装于室外,且热管冷凝器的安装高度大于热管蒸发器的安装高度;所述DX蒸发器和热管蒸发器均用于吸收室内送风风机向室内送风的热量。

[0007] 对于传统的压缩机制冷的模式来说,由于压缩机的功耗一般比较大,所以整体机房空调的能耗会非常高,导致机房维护成本大幅升高;而对于传统的间接蒸发冷空调,由于冬季室外温度过低,室内回风与室外侧回风换热可能会引起空空换热器结露导致机房室内侧进水,大大影响机房设备的可靠性。

[0008] 基于上述背景,常规的做法是改进压缩制冷技术或者改进间接蒸发冷装置,以达到提高制冷效果、节约能耗的目的,本发明另辟蹊径,提供了一种间接蒸发冷与热管双动力联合系统,是间接蒸发冷系统、DX补偿系统和重力热管系统构成的三联合系统,通过选择间接蒸发冷系统、DX补偿系统和重力热管系统三系统组合、并优化设计联合结构,使得间接蒸发冷系统、DX补偿系统和重力热管系统三个系统相互补偿,可以满足不同室外工况下的室内制冷量的需求,充分利用室外自然冷源,降低能耗;使用时,用户只需根据室外温度状况

以及室内制冷需求,调控三个系统中某一个或两个以上的组合,运行相应的制冷模式。

[0009] 本发明将重力热管系统的热管蒸发器、DX补偿系统的DX蒸发器与蒸发冷系统共用一个室内送风风机,利于简化结构,减小室内送风机出风口制冷部件所占空间,也便于快速耦合三联合系统。设计重力热管系统的热管冷凝器放置在间接蒸发机组的上部与热管蒸发器形成一定的高度差,这样重力热管系统完全不需要依赖机械或电源动力,依靠制冷剂的气液密度差就可实现制冷剂在重力热管系统内循环往复工作。

[0010] 进一步优选,所述热管冷凝器采用设于室外的热管系统冷凝风机;所述热管冷凝器用于吸收热管系统冷凝风机送风的冷量。

[0011] 气态制冷剂在热管冷凝器内吸收外部低温冷量,变为液态制冷剂,液态制冷剂受自身重力作用,沿循环管路向下流动回到热管蒸发器,如此循环往复工作。本发明优选设计给热管冷凝器单独配制一个室外风机,风压会比较小,室外侧风机功率会大大减小很多。

[0012] 进一步优选,所述热管蒸发器和热管冷凝器通过循环管路连接形成闭合回路,作为重力热管系统;所述热管蒸发器到热管冷凝器的循环管路上设有电磁阀。

[0013] 制冷剂在热管蒸发器内吸收热量后,制冷剂由液态变为气态,气态制冷剂上浮沿循环管流动进入热管冷凝器内;气态制冷剂在热管冷凝器内吸收外部低温冷量,变为液态制冷剂,液态制冷剂受自身重力作用,沿循环管路向下流动回到热管蒸发器,如此循环往复工作。

[0014] 进一步优选,所述DX补偿系统还包括DX冷凝器,所述DX冷凝器共用间接蒸发冷系统的室外送风风机;所述DX冷凝器用于吸收室外送风风机向室外送风的冷量。

[0015] DX冷凝器主要目的是把高温高压的制冷剂气体变成中温高压的制冷剂液体,因此室外侧风相对高温高压的制冷剂气体存在较大的温差,本发优选设计DX冷凝器共用间接蒸发冷系统的室外送风风机,利于节约耦合安装控件,节约能耗。

[0016] 进一步优选,所述DX补偿系统包括压缩机、DX冷凝器、电子膨胀阀和DX蒸发器,所述压缩机、DX冷凝器、电子膨胀阀和DX蒸发器通过管路依次连接为闭合回路;所述压缩机用于将气体制冷剂压缩为高温高压的制冷剂气体;所述DX冷凝器用于将高温高压的制冷剂气体变为中温高压的制冷剂液体;所述电子膨胀阀用于将中温高压的制冷剂液体变为低温低压的制冷剂气液混合物;所述DX蒸发器用于将低温低压的制冷剂气液混合物变为低温低压的制冷剂气体,所述低温低压的制冷剂气体回到压缩机。

[0017] DX补偿系统的运行原理主要是:开启压缩机,气体制冷剂受到变频压缩机压缩后变成高温高压的制冷剂气体;然后再进入DX冷凝器中进行冷凝散热,把高温高压的制冷剂气体变成中温高压的制冷剂液体;然后再通过电子膨胀阀进行节流把中温高压的制冷剂液体变成低温低压的制冷剂气液混合物;然后再通过DX蒸发器进行相变吸热变为低温低压的制冷剂气体;然后低温低压的制冷剂气体再回到变频压缩机1完成一个循环往复。

[0018] 进一步优选,还包括油分离器、储液罐、干燥过滤器和气液分离器;所述油分离器设于压缩机与DX冷凝器之间的循环管路上;所述储液罐设于DX冷凝器与电子膨胀阀之间的循环管路上;所述干燥过滤器设于储液罐与电子膨胀阀之间的循环管路上;所述气液分离器设于电子膨胀阀与压缩机之间的循环管路上。

[0019] 油分离器7用于进行润滑油分离,目的是不把压缩机中的润滑油带入到其他的制冷部件中,如通过重力的作用来分离润滑油;设计储液罐存储中温高压的制冷剂液体,目的

是为后面的电子膨胀阀提供完全的制冷剂液体,防止制冷剂气体进入电子膨胀阀引起调节不均匀;其次,安全阀是用来在制冷剂到一定的压力后可以开启安全阀排出一部分制冷剂来泄压,截止阀是用来检修储液罐;设计干燥过滤器用来过滤制冷剂中的水分。

[0020] 进一步优选,所述间接蒸发冷系统包括壳体,所述壳体上设有室外回风口、室外送风风机、室内回风口和室内送风风机;壳体内设有空空换热器;所述室外回风口回风经室外风通道进入空空换热器,换热后依次经室外风通道和室外送风风机送至室外;所述室内回风口回风经室内风通道进入空空换热器,换热后依次经室内风通道和室内送风风机送入室内;室外风和室内风在空空换热器内间接换热;所述室外风回风口处设有喷淋装置,在室外风回风口经过喷淋装置后的下风向的室内风通道上还设有挡水湿膜。

[0021] 本发明间接蒸发冷系统内部主要由两个热交换区域构成,第一个热交换区域是喷淋部件,通过设计喷淋装置以及挡水湿膜,用冷却水与室外回风直接接触换热;第二个热交换区域是空空换热器,空空换热器是一个室内风和室外风互不接触的换热芯体。室外回风可直接进入空空换热器与室内回风间接热交换,冷却室内回风;或者室内回风先经喷淋直接换热降温后,降温后室外回风进入空空换热器与室内回风进行间接热交换。

[0022] 一种间接蒸发冷与热管双动力联合控制方法,采用上述的一种间接蒸发冷与热管双动力联合系统;依据室外干球温度和室外湿球温度,启动间接蒸发冷系统、DX补偿系统和重力热管系统中的任一系统或多个系统组合。

[0023] 一种间接蒸发冷与热管双动力联合控制方法,包括以下步骤:

[0024] 当室外干球温度为 $-5 < T < 16^{\circ}\text{C}$ 时,运行间接新风冷模式,单独启动间接蒸发冷系统制冷;

[0025] 当室外湿球温度为 $T_0 > 16^{\circ}\text{C}$ 时,启动DX系统补偿,运行DX系统补偿间接蒸发冷模式,同时启动DX补偿系统和间接蒸发冷系统;

[0026] 当室外干球温度为 $T < -5^{\circ}\text{C}$ 时,运行重力热管模式,单独启动重力热管系统。

[0027] 进一步优选,当室外干球温度为 $T > 16^{\circ}\text{C}$ 、且室外湿球温度为 $T_0 < 16^{\circ}\text{C}$ 时,运行间接蒸发冷模式,单独启动间接蒸发冷系统,且室外回风先经喷淋直接冷却后,再经间接蒸发冷系统间接冷却。

[0028] 本发明具有如下的优点和有益效果:

[0029] 1、本发明具体多种制冷运行模式,可以满足不同室外工况下的室内制冷量的需求,能够充分利用室外自然冷源,节约能源,降低机房的CLF、PUE、WUE;

[0030] 2、本发明采用DX-热管双动力补偿间接蒸发冷,有效地解决了室外干球温度过低时可能会引起在间接蒸发冷机组换热引起的室内侧空空换热器结露或者是结冰的问题,提供空空换热器的利用效率;在室外低温时采用单独的热管系统可以大大节约室外风机的功率,充分做到节能需求。

[0031] 3、高效节能的数据中心是未来数据中心行业发展的一大必然趋势,持续且有效地降低数据中心的运营成本已经成为当务之急。所以,对于蒸发冷却技术新技术在机房空调设备中的应用,以及提供不同的运行模式、提高蒸发冷却的效率对IT机房系统的整个的能耗会显得非常重要。

附图说明

[0032] 此处所说明的附图用来提供对本发明实施例的进一步理解,构成本申请的一部分,并不构成对本发明实施例的限定。在附图中:

[0033] 图1为本发明的DX补偿-热管系统原理图;

[0034] 附图中标记及对应的零部件名称:1-压缩机,2-球阀I,3-针阀I,4-排气温度开关,5-高压传感器,6-排气温度传感器,7-油分离器,8-热管冷凝器,9-球阀II,10-安全阀,11-储液罐,12-截止阀,13-干燥过滤器,14-视液镜,15-电子膨胀阀,16-DX蒸发器,17-热管蒸发器,18-球阀III,19-针阀II,20-吸气温度传感器,21-气液分离器,22-吸气压力传感器,23-针阀III,24-针阀IV,25-单向阀,26-电磁阀,27-DX冷凝器,36-室内送风风机,38-热管系统冷凝风机;

[0035] 图2为本发明的间接蒸发冷系统原理图;

[0036] 附图中标记及对应的零部件名称:28-室外回风口,29-喷淋装置,30-挡水湿膜,31-喷淋水箱,32-空空换热器,33-室内回风口,35-室外送风风机,36-室内送风风机,37-热管外机,38-热管系统冷凝风机。

具体实施方式

[0037] 为使本发明的目的、技术方案和优点更加清楚明白,下面结合实施例和附图,对本发明作进一步的详细说明,本发明的示意性实施方式及其说明仅用于解释本发明,并不作为对本发明的限定。

[0038] 实施例1

[0039] 本实施例提供了一种间接蒸发冷与热管双动力联合系统,由间接蒸发冷系统和DX-热管补偿系统构成;其中,DX热管补偿系统包括DX补偿系统和重力热管系统,间接蒸发冷系统、DX补偿系统和重力热管系统三者启停机构独立控制,三个系统耦合构成本实施例的间接蒸发冷与热管双动力联合系统。

[0040] 三系统耦合结构为:DX补偿系统包括DX蒸发器16,重力热管系统包括热管蒸发器17和热管冷凝器8;所述DX蒸发器16和热管蒸发器17安装于室内、且两者共用间接蒸发冷系统的室内送风风机36;热管冷凝器8安装于室外,且热管冷凝器8的安装高度大于热管蒸发器17的安装高度;DX蒸发器16和热管蒸发器17均用于吸收室内送风风机36向室内送风的热量。热管冷凝器8采用设于室外的热管系统冷凝风机38;热管冷凝器8用于吸收热管系统冷凝风机38送风的冷量;DX补偿系统还包括DX冷凝器27,DX冷凝器27共用间接蒸发冷系统的室外送风风机35;DX冷凝器27用于吸收室外送风风机35向室外送风的冷量。

[0041] 优选设计,重力热管系统的设计为:热管蒸发器17和热管冷凝器8通过循环管路连接形成闭合回路,作为重力热管系统;热管蒸发器17到热管冷凝器8的循环管路上设有电磁阀26。

[0042] 优选设计,DX补偿系统的设计为:如图1所示,DX补偿系统包括压缩机1、DX冷凝器27、电子膨胀阀15、DX蒸发器16、油分离器7、储液罐11、干燥过滤器13和气液分离器21;所述压缩机1、油分离器7、DX冷凝器27、储液罐11、干燥过滤器13、电子膨胀阀15、DX蒸发器16和气液分离器21依次通过循环管路首尾连接形成闭合回路。在压缩机1到油分离器7的循环管路上依次设有球阀I2、针阀I3、排气温度开关4、高压传感器5、排气温度传感器6和针阀IV

24;在油分离器7到DX冷凝器27的循环管路上设有单向阀25;在DX冷凝器27到储液罐11的循环管路上设有球阀II9;在储液罐11上设有安全阀10;在储液罐11到干燥过滤器13的循环管路上设有截止阀12;在干燥过滤器13到电子膨胀阀15的循环管路上设有视液镜14;在DX蒸发器16到气液分离器21的循环管路上设有球阀III18、针阀II19、和吸气温度传感器20;在气液分离器21到压缩机1的循环管路上设有吸气压力传感器22和针阀III23。

[0043] 压缩机1用于将气体制冷剂压缩为高温高压的制冷剂气体;DX冷凝器27用于将高温高压的制冷剂气体变为中温高压的制冷剂液体;电子膨胀阀15用于将中温高压的制冷剂液体变为低温低压的制冷剂气液混合物;DX蒸发器16用于将低温低压的制冷剂气液混合物变为低温低压的制冷剂气体,低温低压的制冷剂气体回到压缩机1。

[0044] 实施例2

[0045] 在实施例1的基础上进一步改进,所述间接蒸发冷系统包括壳体,壳体上设有室外回风口28、室外送风风机35、室内回风口33和室内送风风机36;壳体内设有空空换热器32。室外回风口28回风经室外风通道进入空空换热器32,换热后依次经室外风通道和室外送风风机35送至室外;室内回风口33回风经室内风通道进入空空换热器32,换热后依次经室内风通道和室内送风风机36送入室内;室外风和室内风在空空换热器32内间接换热。室外风回风口8处设有喷淋装置29,在室外风回风口8经过喷淋装置29后的下风向的室内风通道上还设有挡水湿膜30。

[0046] 实施例3

[0047] 本实施例提供了一种间接蒸发冷与热管双动力联合控制方法,采用实施例2体用的一种间接蒸发冷与热管双动力联合系统;依据室外干球温度和室外湿球温度,启动间接蒸发冷系统、DX补偿系统和重力热管系统中的任一系统或多个系统组合。

[0048] 包括以下步骤:

[0049] 当室外干球温度为 $-5 < T < 16^{\circ}\text{C}$ 时,运行间接新风冷模式,单独启动间接蒸发冷系统制冷;

[0050] 当室外干球温度为 $T > 16^{\circ}\text{C}$ 、且室外湿球温度为 $T_0 < 16^{\circ}\text{C}$ 时,运行间接蒸发冷模式,单独启动间接蒸发冷系统,且室外回风先经喷淋直接冷却后,再经间接蒸发冷系统间接冷却。

[0051] 当室外湿球温度为 $T_0 > 16^{\circ}\text{C}$ 时,启动DX系统补偿,运行DX系统补偿间接蒸发冷模式,同时启动DX补偿系统和间接蒸发冷系统;

[0052] 当室外干球温度为 $T < -5^{\circ}\text{C}$ 时,运行重力热管模式,单独启动重力热管系统。

[0053] 基于实施例2提供的联合系统主要的实施过程是:根据不同的室外干湿球温度来切换间接蒸发冷与热管双动力系统装置的运行模式,来达到节能的需求,具体如下所示:

[0054] 1、当室外温度(干球)为 $-5 < T < 16^{\circ}\text{C}$ 时,上述联合系统直接运行间接新风冷模式。

[0055] 此时,无需运行热管系统或DX补偿系统,具体的实施如下:如图2所示,开启室外送风风机35和室内送风风机36即可运行,不需要开启喷淋装置29;室内送风风机36的转速一般情况下是根据室内的送回风温差的值来控制,但是由于机房内的室内送回风温差一般是定值,所以基本上室内送风风机36的转速是一个比较恒定的转速,室外送风风机35的转速由于不同的室外温度所带的自然冷量的大小不一样,一般情况下,室外温度越低,室外所带的冷量就越多,室外送风风机35的转速就越小,故而室外送风风机35的转速可以通过室内

送风风机36或者室内回风或者室外温度来控制。上述所述的间接新风冷却模式就是通过室内高温的回风与室外低温的新风在空空换热器32中直接换热来换热,降低室内的温度,然后送入室内机房中,上述中的空空换热器32是一个室内风和室外风互不接触的换热芯体。

[0056] 2、当室外温度(干球)为 $T > 16^{\circ}\text{C}$ 、且湿球温度为 $T_0 < 16^{\circ}\text{C}$ 时,上述联合系统运行间接蒸发冷模式。

[0057] 主要的实施过程是:如图2所示,开启室外送风风机35和室内送风风机36,开启喷淋装置29;先把室外空气通过喷淋装置29进行喷淋加湿冷却降温之后,再通过空空换热器32换热给室内机房空间提供冷量。上述的室内送风风机36和室外送风风机35的控制方式和间接新风冷却模式的控制方式是一致的;上述的过程也是无需运行热管系统或DX补偿系统。

[0058] 3、当室外湿球温度 $T_0 > 16^{\circ}\text{C}$ 时,启动DX系统补偿,运行DX系统补偿间接蒸发冷模式。

[0059] 主要是由于室外的干湿球温度比较高,室外侧所带的冷量比较少,此时需要先进行间接蒸发冷的运行模式后把室内空气降温之后,再通过开启DX系统给室内补偿剩余的冷量,具体的间接蒸发冷模式如上述所示,DX补偿系统的运行主要是:如图1所示:开启变频压缩机1,气体制冷剂受到变频压缩机1压缩后变成高温高压的制冷剂气体,然后通过油分离器7进行润滑油分离(本实施例,主要是通过重力的作用来分离润滑油,目的是不把压缩机中的润滑油带入到其他的制冷部件中);然后再进入DX冷凝器27中进行冷凝散热,把高温高压的制冷剂气体变成中温高压的制冷剂液体;然后再通过储液罐11进行中温高压的制冷剂液体的储存(主要的目的是为后面的电子膨胀阀15提供完全的制冷剂液体,防止制冷剂气体进入电子膨胀阀15引起调节不均匀;其次,安全阀10是用来在制冷剂到一定的压力后可以开启安全阀10排出一部分制冷剂来泄压,截止阀12是用来检修储液罐11);然后中温高压的制冷剂液体再通过干燥过滤器13用来过滤制冷剂中的水分;然后再通过电子膨胀阀15进行节流把中温高压的制冷剂液体变成低温低压的制冷剂气液混合物;然后再通过DX蒸发器16进行相变吸热变为低温低压的制冷剂气体(这个过程吸收室内送风风机36送风的热量为室内侧提供一定的制冷量,来达到室内制冷的需求);然后低温低压的制冷剂气体再回到变频压缩机1完成一个循环往复。上述室内侧风机还是采用室内送风风机36,室外侧的风机采用室外送风风机35;此时室内送风风机36的转速还是根据室内侧送回风的温差控制(基本上是一个恒定的转速),室外送风风机35是采用最大转速(因为采用了DX补偿系统,所以室外送风风机35要进大程度的采用自然冷源,减小压缩机1运行的频率,做到节能的状态);变频压缩机1的控制模式还是根据室内送风温度做P需求或者PID需求控制(此项技术为行业内的公知技术);上述实施中的各针阀是用来充注或者放制冷剂;各球阀是用来检修管路的。

[0060] 4、当室外温度(干球)在 $T < -5^{\circ}\text{C}$ 时,上述联合系统的运行重力热管模式。

[0061] 主要原因是:此时由于室外侧的温度很低,如果采用间接新风冷模式或间接蒸发冷模式来冷却室内空气时,由于室内空气的温度较高,会在空空换热器32上结露或者结冰破坏空空换热器32的性能或者腐蚀空空换热器32的结构,导致后期空空换热器32不能运行。综上,在这个室外温度点的时候采用单独的风冷重力热管可以避免上述的问题,达到一个节能高效的效果。具体的实施是:如图1所示,开启电磁阀26,开启室内送风风机36,开启

热管系统冷凝风机38;此时由于不开启室外送风风机35,所以此时空空换热器32不会出现换热,也不会出现空空换热器32结露或者是结冰的状态,可以避免这个弊端;其次热管冷凝器8和热管蒸发器17由于具有一定的高度差,热管冷凝器8位于室外侧,热管蒸发器17位于室内侧,室外侧是低温侧,室内是高温侧;由于制冷剂在热管蒸发器17中吸收室内高温的热量(给室内侧制冷)变成气态制冷剂,由于气液密度差的作用,气态的制冷剂会上浮到热管冷凝器8中,制冷剂在热管冷凝器8由于在室外低温侧放热吸收室外侧的热量变成制冷剂液体,液体再通过自身的重力作用下沉到热管蒸发器17中循环往复完成制冷循环。由于上述热管冷凝器8侧的室外风机(热管系统冷凝风机38)送风的过程中只通过热管冷凝器8,除此再没有其他器件,风压会比较小,热管系统冷凝风机38功率会大大减小很多;可以做到充分的节能。上述所述的过程中:热管冷凝器8的室外风机通过室外温度进行P需求或者PID控制,热管系统冷凝风机38的控制方式和上述其他模式的控制方式是一致的。

[0062] 以上所述的具体实施方式,对本发明的目的、技术方案和有益效果进行了进一步详细说明,所应理解的是,以上所述仅为本发明的具体实施方式而已,并不用于限定本发明的保护范围,凡在本发明的精神和原则之内,所做的任何修改、等同替换、改进等,均应包含在本发明的保护范围之内。

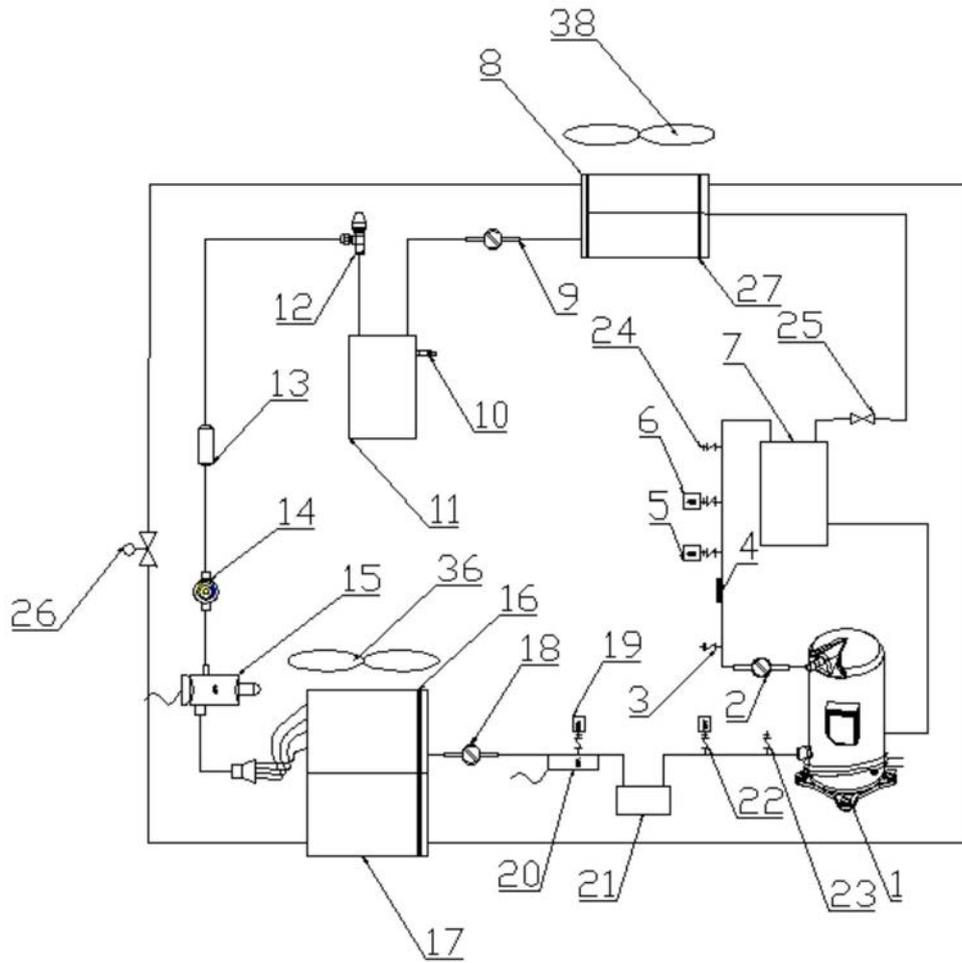


图1

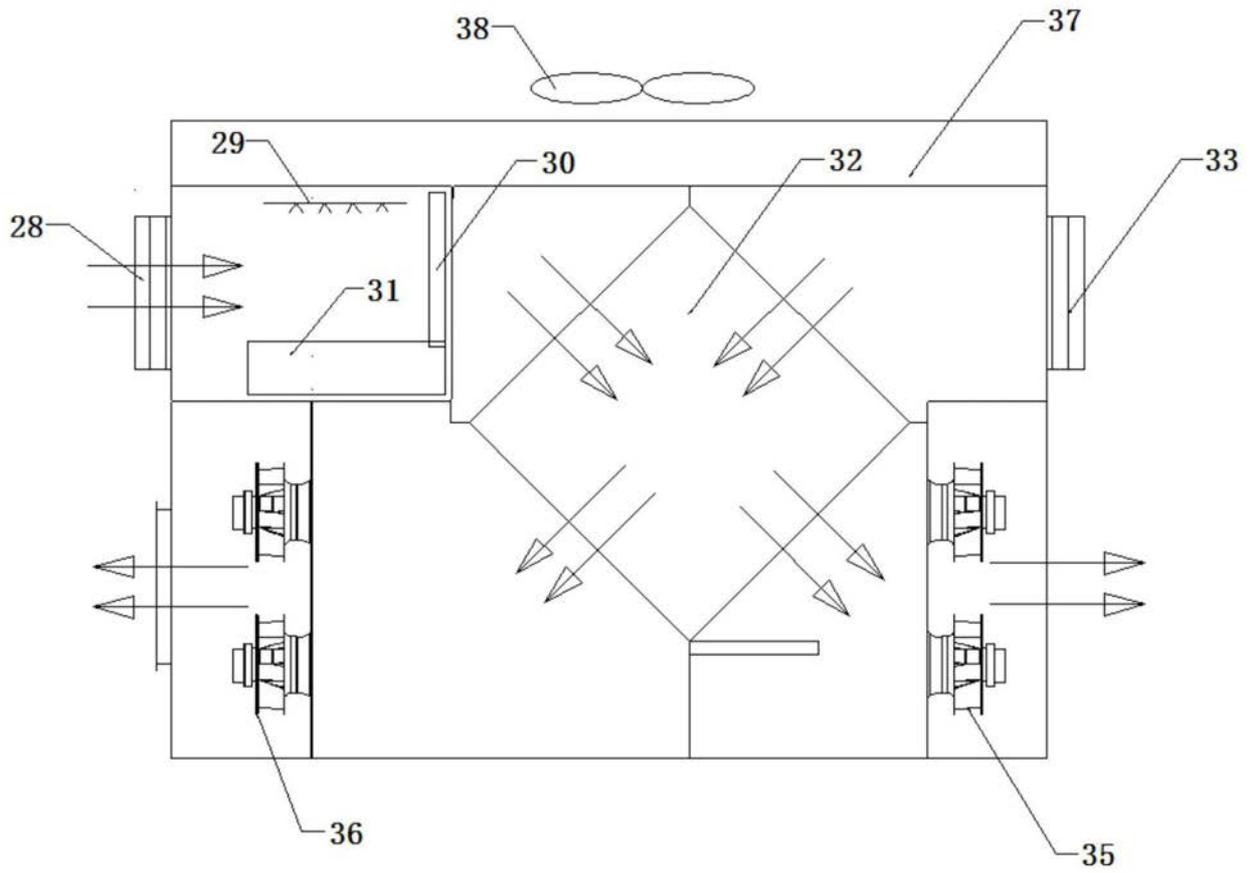


图2