



(12) 发明专利申请

(10) 申请公布号 CN 103245151 A

(43) 申请公布日 2013. 08. 14

(21) 申请号 201310155704. 1

(22) 申请日 2013. 04. 28

(71) 申请人 南京师范大学

地址 210046 江苏省南京市栖霞区文苑路 1 号

申请人 江苏枫叶能源技术有限公司

(72) 发明人 黄虎 张忠斌 李克成 张敬坤

田光建 姜睿 龚长山

(74) 专利代理机构 南京知识律师事务所 32207

代理人 李媛媛

(51) Int. Cl.

F25B 47/02 (2006. 01)

F24H 4/02 (2006. 01)

F24H 9/20 (2006. 01)

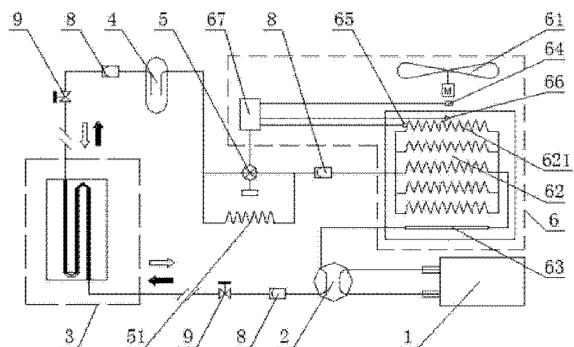
权利要求书2页 说明书10页 附图2页

(54) 发明名称

无霜空气源热泵热水机组及其比例 - 积分 - 微分控制方法

(57) 摘要

本发明公开了一种无霜空气源热泵热水机组及其比例 - 积分 - 微分控制方法, 当计算控制器接收到温湿度传感器传输来的室外温度参数低于 0℃ 时, 则根据接收到的空气温度湿度参数、空气压力参数和蒸发器表面温度参数进行运算, 根据运算结果控制电子膨胀阀的开度, 通过电子膨胀阀开度的增大或减小调节蒸发器表面温度, 使蒸发器表面温度始终高于结霜点; 同时, 可控硅功率调整器通过接收到压缩机吸气温度和吸气压力判断压缩机吸气过热度, 调节电加热器功率增大或减小, 维持压缩机吸气过热度保持在设定值范围内。本发明通过电子膨胀阀开度的调节和电加热功率调节的配合, 实现了维持系统安全、高效运行的目的。



1. 一种无霜空气源热泵热水机组,其特征在于,该机组包括压缩机组件(1)、四通换向阀(2)、热水换热器(3)、电子膨胀阀(5)、蒸发器总成(6)和可控硅功率调整器(7),所述压缩机组件(1)的进气端和排气端分别与四通换向阀(2)上相对的两个接口连接,所述热水换热器(3)的制热进口和蒸发器总成(6)的制热出口分别与四通换向阀(2)上另外两个相对的接口连接,热水换热器(3)的制热出口通过电子膨胀阀(5)与蒸发器总成(6)的制热进口连接;

所述蒸发器总成(6)包括风机(61)、多支路蒸发盘管(62)、过热盘管(63)、温湿度传感器(64)、第一温度传感器(65)、第一压力传感器(66)和计算控制器(67),所述过热盘管(63)设置在蒸发器总成(6)中空气换热效果最差的位置并与所述多支路蒸发盘管(62)平行,所述多支路蒸发盘管(62)的制热出口和过热盘管(63)的制热进口连接,所述温湿度传感器(64)和第一压力传感器(66)设置在蒸发器总成(6)的进风口处,所述第一温度传感器(65)设置在多支路蒸发盘管(62)的迎风前排中换热最差管路(621)的管壁上,所述计算控制器(67)采用装载有露点温度计算和温度比较程序的芯片,通过数据连接线分别与温湿度传感器(64)、第一温度传感器(65)、第一压力传感器(66)和电子膨胀阀(5)连接;

所述压缩机组件(1)包括压缩机(11)、高压开关(13)、油分离器(14)、气液分离器(17)、低压开关(18)、可控功率电加热器(19)、第二温度传感器(15)和第二压力传感器(16),所述气液分离器(17)的出口经低压开关(18)与压缩机(11)的吸气口连接,压缩机(11)的排气口依次通过单向阀(12)和高压开关(13)后与油分离器(14)的进口连接,所述低压开关(18)与压缩机(11)吸气口之间的管路上设置有一开口,所述开口与油分离器(14)的润滑油出口连接,所述可控功率电加热器(19)设置在气液分离器(17)中,所述第二温度传感器(15)和第二压力传感器(16)分别设置在压缩机(11)的吸气管管壁上和吸气口处;所述气液分离器(17)的进口即压缩机组件(1)的吸气端,油分离器(14)的制冷剂出口即压缩机组件(1)的排气端,可控硅功率调整器(7)通过数据连接线分别与第二温度传感器(15)、第二压力传感器(16)和可控功率电加热器(19)连接。

2. 根据权利要求1所述的无霜空气源热泵热水机组,其特征在于,所述热水换热器(3)的制热出口和电子膨胀阀(5)之间设置有储液器(4),所述储液器(4)的制热进口与热水换热器(3)的制热出口连接,储液器(4)的制热出口与电子膨胀阀(5)连接。

3. 根据权利要求1或2所述的一种无霜空气源热泵热水机组,其特征在于,所述压缩机(11)的排气口和高压开关(13)之间的管路上设置有单向阀(12),所述单向阀(12)的流通方向是压缩机(11)排气口至高压开关(13)的方向。

4. 根据权利要求1或2所述的一种无霜空气源热泵热水机组,其特征在于,所述油分离器(14)的润滑油出口依次连接有过滤网(141)和第一毛细管(142),然后再同低压开关(18)与压缩机(11)吸气口之间管路上的开口连接。

5. 一种对权利要求1所述的无霜空气源热泵热水机组进行比例-积分-微分控制的方法,其特征在于,该方法同步进行压缩机(11)的吸气过热度调节和蒸发器翅片表面温度调节,所述蒸发器翅片表面温度调节的具体方法为:

温湿度传感器(64)实时检测进风口的空气温度和湿度,并传输给计算控制器(67),当计算控制器(67)接收到的温湿度传感器(64)温度参数低于 0°C 时,则根据由温湿度传感器(64)传输来的空气温度和湿度参数、由第一压力传感器(66)传输来的空气压力参数进行

运算,计算出空气露点温度后,与由第一温度传感器(65)传输来的蒸发器翅片表面温度比较;当翅片表面温度高于空气露点温度的值不大于 0.2°C 时,则计算控制器(67)控制增大电子膨胀阀(5)的开度10步长,当翅片表面温度高于空气露点温度的值大于 0.2°C 且不大于 0.5°C 时,则计算控制器(67)维持电子膨胀阀(5)的开度不变;当翅片表面温度高于空气露点温度 0.5°C 时,减小电子膨胀阀(5)的开度5步长;

所述压缩机(11)的吸气过热度调节的具体方法为:

可控硅功率调整器(7)接收由第二压力传感器(16)传输来的压力参数,通过该压力参数得到对应的制冷剂饱和温度,并与接收到的由第二温度传感器(15)传输来的温度参数进行对比;当所接收温度参数高于制冷剂饱和温度的值大于 6°C 时,则可控硅功率调整器(7)减小可调功率电加热器(19)的功率,维持压缩机(11)吸气过热度保持在设定值范围内,否则,可控硅功率调整器(7)增大可调功率电加热器(19)的功率。

无霜空气源热泵热水机组及其比例 - 积分 - 微分控制方法

技术领域

[0001] 本发明属于空调领域,涉及一种无霜空气源热泵热水机组及其比例 - 积分 - 微分控制方法。

背景技术

[0002] 空气源热泵是一种以空气为冷热源,既能制冷水也能制热水的空调装置。机组省去了一套复杂的冷却水系统和锅炉加热系统,安置使用方便,有着广泛的应用。但是,空气源热泵在冬季制热工况运行时有两个比较明显的缺陷。一是制热量和 COP 随室外空气温度的降低迅速降低,这个问题并不足以撼动空气源热泵的地位,首先制热量的降低可以通过选用容量较大的机组加以预防,其次南方地区冬季室外气温一般不会太低,COP 的衰减量有限;二是当室外蒸发器翅片表面温度低于 0℃ 且低于空气露点温度时,翅片表面将会结霜。结霜不仅增加换热器与空气的传热热阻,而且增加了空气侧阻力,导致空气流量减小,使热泵制热量大幅度降低,严重时将导致热泵无法正常运行,引起电机烧毁等故障。

[0003] 目前常用的除霜方法有电加热法、逆向运行法、热气旁通法和蓄能除霜法。电加热法通过电加热的方式融霜,简单易行,但需要消耗高品位的电能,不符合热泵节能环保的理念,已淡出应用;逆向运行法即改变制冷剂流向,机组由制热运行转变为制冷运行,制冷剂从室内吸热用于除霜,造成室内“冷吹”效应,室内温度波动大,导致热舒适性降低,且换向会对系统造成压力冲击和热冲击,缩短机组寿命;热气旁通阀是指压缩机排出的高温高压气体通过旁通管旁通一部分至室外蒸发器(外侧换热器)进行融霜,缺点是除霜时间较长,且会降低机组出力;蓄能除霜方式能较好地避免以上三种除霜的缺点,但系统复杂、控制繁琐,且对相变材料要求高。

[0004] 美国橡树岭国家实验室在“The Development of a Frost-Less Heat Pump”论文中认为向气液分离器中的制冷剂加入适量的热量,可以升高压缩机的吸气温度和吸气压力,进而可以提高室外蒸发器盘管表面温度,降低室外蒸发器盘管上霜形成和堆积的速度,同时可以提高热泵系统室内送风温度。但是蒸发器表面温度的升高会降低与空气之间的传热温差,制冷剂从空气中吸收的热量减少,甚至完全吸收不到热量而变成完全电加热;向气液分离器中加入适量的热量,并没有确切的数值表达,没有实用价值,而且电加热器功率不可调节,不能随室外温度的变化加以调节,有可能在室外温度调节不是很恶劣时导致压缩机排气温度过高,影响压缩机的正常运行,并且有可能导致室内送风温度过高,反而降低室内热舒适性。

[0005] 现有的专利技术,如 ZL200910098008.5 “无霜型空气源热泵系统”, ZL200610041213.4 “热泵热水器的热泵系统”等都只是片面地关注了空气源热泵的结霜和化霜问题,在系统外部间断地进行除霜,忽视机组以及压缩机的平稳连续运行的重要性,长期使用会影响机组的使用寿命。ZL201010572661.3 “智能风冷热泵化霜控制方法”, ZL200910033545.1 “一种基于图像识别技术的空气源热泵及方法”只片面的关注了空气源热泵的控制问题,简单的将蒸发器的结霜参数测点设定在蒸发器中间,忽略了蒸发器是多

支路盘管换热器,具有复杂的结构,温度传感器的安装位置很敏感,因而容易造成除霜不净或有霜不除。

发明内容

[0006] 技术问题:针对现有空气源热泵运行效率不高,冬季制热工况结霜,系统寿命短等缺陷,本发明提供一种运行效率高,监测控制精确,在低温潮湿的环境下能连续运行,电加热器功率可根据室外气象条件调节以降低能耗,能保证压缩机安全运行,系统寿命长的无霜空气源热泵热水机组,同时还提供了一种该机组的比例-积分-微分控制方法。

[0007] 技术方案:为了实现上述目的,本发明的无霜空气源热泵热水机组,包括压缩机组件、四通换向阀、热水换热器、电子膨胀阀、蒸发器总成和可控硅功率调整器。压缩机组件的进气端和排气端分别与四通换向阀上相对的两个接口连接,热水换热器的制热进口和蒸发器总成的制热出口分别与四通换向阀上另外两个相对的接口连接,热水换热器的制热出口和储液罐的制热进口连接,热水换热器的制热出口通过电子膨胀阀与蒸发器总成的制热进口连接。

[0008] 蒸发器总成包括风机、多支路蒸发盘管、过热盘管、温湿度传感器、第一温度传感器、第一压力传感器和计算控制器,过热盘管设置在蒸发器总成中换热效果最差的位置并与多支路蒸发盘管平行。多支路蒸发盘管的制热出口和过热盘管的制热进口连接,温湿度传感器和第一压力传感器设置在蒸发器总成的进风口处,第一温度传感器设置在多支路蒸发盘管的迎风前排中换热最差管路的管壁上,计算控制器采用装载有露点温度计算和温度比较程序的芯片,通过数据连接线分别与温湿度传感器、第一温度传感器、第一压力传感器和电子膨胀阀连接。

[0009] 压缩机组件包括压缩机、高压开关、油分离器、气液分离器、低压开关、可控功率电加热器、第二温度传感器和第二压力传感器,气液分离器的出口经低压开关与压缩机的吸气口连接,压缩机的排气口依次通过单向阀和高压开关后与油分离器的进口连接,低压开关与压缩机吸气口之间的管路上设置有一开口,开口与油分离器的润滑油出口连接,可控功率电加热器设置在气液分离器中,第二温度传感器和第二压力传感器分别设置在压缩机的吸气管管壁上和吸气口处;气液分离器的进口即压缩机组件的吸气端,油分离器的制冷剂出口即压缩机组件的排气端,可控硅功率调整器通过数据线分别与第二温度传感器、第二压力传感器和可控功率电加热器连接。

[0010] 本发明中,热水换热器的制热出口和电子膨胀阀之间设置有储液器,所述储液器的制热进口与热水换热器的制热出口连接,储液器的制热出口与电子膨胀阀连接。

[0011] 本发明中,压缩机的排气口和高压开关之间的管路上设置有单向阀,所述单向阀的流通方向是压缩机排气口至高压开关的方向。

[0012] 本发明中,油分离器的润滑油出口依次连接有过滤网和第一毛细管,然后再同低压开关与压缩机吸气口之间管路上的开口连接。

[0013] 本发明中,多支路蒸发盘管由多支路蒸发管构成,制冷剂经分液装置分为多路进入这些蒸发盘管中,并在其中充分换热,再经集气装置汇成一路经过位于空气换热效果最差处的过热盘管实现过热。共同过热段的设置,使得制冷剂混合均匀,并且获得一定的过热度,从而提高了系统的性能,同时系统运行的稳定性和安全性也得以保证。对于多支路蒸发

盘管,又包括换热性能相对较好和换热性能相对较差的管段,在结霜工况下由于换热效果不同,多支路蒸发管各管段的快速化霜能力也有所不同。而蒸发器单位时间内的总结霜量集中在最前排管上,尤其第一排。故最易结霜的管段位于多支路蒸发管中迎风排换热效果最差的管段。

[0014] 辅助装置包括温湿度传感器、温度传感器、压力传感器、计算控制器、可控硅功率调整器和可调功率电加热器。温湿度传感器装设在蒸发器的进风口处用于感知空气的温度和湿度参数;第一温度传感器装设在蒸发器总成中多支路蒸发盘管迎风前排换热最差管路的管壁上;第二温度传感器装设在压缩机的吸气管上;第一压力传感器和第二压力传感器分别装设在蒸发器的进风侧和压缩机的吸气口;计算控制器采用装载有露点温度计算和温度比较程序的芯片,计算控制器设在蒸发器的入口侧,并通过数据连接线与温湿度传感器、第一温度传感器、第一压力传感器和电子膨胀阀连接;可控硅功率调整器通过数据连接线与第二温度传感器、第二压力传感器和可调功率电加热器连接。

[0015] 在冬季融霜工况下,温湿度传感器实时检测室外侧空气的温度和湿度,并传输给计算控制器。当计算控制器接收到的温湿度传感器传输来的温度参数低于 0°C 时,则根据接收到的空气温度、湿度、压力参数计算空气的露点温度,并与接收到的由第一温度传感器传送来的蒸发器表面温度参数进行比较,从而控制电子膨胀阀的开度。当该机组运行时,经压缩机压缩排出的气态高温高压制冷剂经过油分离器分离出润滑油后通过四通换向阀进入热水换热器冷凝,电子膨胀阀根据计算控制器传输的运算结果调节自身开度,增大或减小制冷剂的流量,改变制冷剂的温度,从而使蒸发器翅片表面温度始终高于结霜点。节流后的低温低压制冷剂经过单向阀到蒸发器,制冷剂在多支路蒸发盘管中吸收热量后汇集成一路进入共同的过热盘管段实现过热,随后具有一定过热度的制冷剂经四通换向阀进入气液分离器中,气液分离器中的可调功率电加热器根据可控硅功率调整器的传输结果调节电加热功率给制冷剂加热,从而保证压缩机进口的吸气过热度。最后具有一定过热度的制冷剂蒸汽回到压缩机,完成整个制热循环。如此连续不断循环,通过热水换热器向水流放出热量,制取热水。

[0016] 制冷剂在蒸发器中吸收热量,对于蒸发器总成中的多支路蒸发盘管,换热效果好的管段蒸发速率快不容易结霜,换热效果差的管段更容易结霜。而蒸发器单位时间内的总结霜量集中在最前排管上,尤其第一排。所以,将第一温度传感器装设在蒸发器总成中多支路蒸发盘管迎风前排换热最差管路的管壁上能检测到翅片表面的最低温度。当该温度传感器检测到室外蒸发器盘管出口的壁面温度无限接近空气露点温度即翅片将结霜时,计算控制器会及时作出反馈,控制增大电子膨胀阀的开度 10 步长即增大通过蒸发器的制冷剂流量,蒸发器内的换热量一定时,流经蒸发器蒸发盘管的制冷剂的进出口焓差会减小,制冷剂的温度会提高,从而提高蒸发器的翅片表面温度,维持制冷剂与室外空气之间足够的传热温差,使翅片表面始终保持无霜。当电子膨胀阀开度增大时,制冷剂流量随之增大,尽管经过了过热盘管段,但由于过热盘管段换热效果差,仍极有可能造成蒸发器内的制冷剂不完全蒸发,即蒸发器出口的气态制冷剂中混有液态制冷剂,即使安装气液分离器也不能做到完全分离,压缩机进口的吸气过热度也会减小,严重时甚至会导致压缩机吸气带液,影响压缩机的安全运行。针对这一问题,我们在气液分离器中设置了可调功率电加热器。可控硅功率调整器通过接受到压缩机吸气温度和吸气压力判断压缩机吸气过热度,调节气液分离

器中的电加热器功率增大或减小,维持压缩机吸气过热度保持在 6°C ,精度 $\pm 0.5^{\circ}\text{C}$ 。本发明通过电子膨胀阀开度的调节和气液分离器中电加热器功率调节的配合,实现维持系统安全、高效运行的目的。

[0017] 本发明对上述机组进行比例-积分-微分控制的方法为:

[0018] 同步进行压缩机的吸气过热度调节和蒸发器翅片表面温度调节,其中蒸发器翅片表面温度调节的具体方法为:

[0019] 温湿度传感器实时检测进风口的空气温度和湿度,并传输给计算控制器,当计算控制器接收到的温湿度传感器温度参数低于 0°C 时,则根据由温湿度传感器传输来的空气温度和湿度参数、由第一压力传感器传输来的空气压力参数进行运算,计算出空气露点温度后,与由第一温度传感器传输来的蒸发器翅片表面温度比较:当翅片表面温度高于空气露点温度的值不大于 0.2°C 时,则计算控制器控制增大电子膨胀阀的开度 10 步长,当翅片表面温度高于空气露点温度的值大于 0.2°C 且不大于 0.5°C 时,则计算控制器维持电子膨胀阀的开度不变;当翅片表面温度高于空气露点温度 0.5°C 时,减小电子膨胀阀的开度 5 步长;

[0020] 压缩机的吸气过热度调节的具体方法为:

[0021] 可控硅功率调整器接收由第二压力传感器传输来的压力参数,通过该压力参数得到对应的制冷剂饱和温度,并与接收到的由第二温度传感器传输来的温度参数进行对比:当所接收温度参数高于制冷剂饱和温度的值大于 6°C 时,则可控硅功率调整器减小可调功率电加热器的功率,维持压缩机吸气过热度保持在设定值范围内并节约能量;否则,可控硅功率调整器增大可调功率电加热器的功率。

[0022] 电子膨胀阀和气分可调电加热的控制方法如下:

[0023] (1)控制电子膨胀阀开度,调节蒸发器的翅片表面温度:电子膨胀阀的开度范围为 $0-100\%$,步长为 0.1 ,共 1000 步。制热工况下,电子膨胀阀的开度通常维持在 $40-45\%$,计算控制器每次调控电子膨胀阀开度增大 10 步长,每次减小 5 步长。温湿度传感器实时检测室外侧空气的温度和湿度,并传输给计算控制器,当计算控制器接收到的温度参数低于 0°C 时,则根据由温湿度传感器传输来的空气温度和湿度参数、由第一压力传感器传输来的空气压力参数进行运算,计算出空气露点温度后,与由第一温度传感器传输来的蒸发器总成中多支路盘管迎风排换热最差管路壁面温度比较:当壁面温度高于空气露点温度的值不大于 0.2°C 时,则计算控制器控制增大电子膨胀阀的开度 10 步长维持制冷剂与室外空气之间足够的传热温差,使翅片表面始终保持无霜;当壁面温度高于空气露点温度的值不小于 0.5°C 时,则计算控制器维持电子膨胀阀的开度不变;当壁面温度高于空气露点温度的值大于 0.5°C 时,则计算控制器控制减小电子膨胀阀的开度 5 步长以减小制冷剂流量,节约气液分离器中电加热器的能耗。

[0024] (2)控制气液分离器中电加热器功率,调节压缩机进口的吸气过热度:可控硅功率调整器接收由第二压力传感器传输来的压力参数,通过该压力参数得到对应的制冷剂饱和温度,并与接收到的由第二温度传感器传输来的温度参数进行对比:当所接收温度参数高于制冷剂饱和温度的值不大于 6°C 时,则可控硅功率调整器连续调节加大电加热器功率,提高压缩机进口的吸气过热度;当所接收温度参数高于制冷剂饱和温度的值大于 6°C 时,则可控硅功率调整器连续控制电加热器减小加热量。对可调电加热器功率进行PID调节控制

吸气过热度,在压缩机吸气过热度发生变化时迅速作出反应,维持压缩机吸气过热度 6°C ,精度 $\pm 0.5^{\circ}\text{C}$

[0025] 有益效果:本发明与现有技术相比,具有以下优点:

[0026] 1. 机组内部平稳连续的调节确保无霜运行,延长压缩机使用寿命:不论是传统的除霜方法还是相关专利中提到的各种方法,其出发点都在于如何除霜或是减少结霜,且片面地强调结霜和除霜对系统运行效率的影响。这些除霜方法通常选择在系统外部间断地进行除霜,系统始终处在一个波动的状态,不能保证机组以及压缩机的平稳连续运行,完全忽视对压缩机寿命的影响,导致除霜效果未必好,但压缩机寿命很短,达不到设计使用时长;本发明通过电子膨胀阀开度的调节和气液分离器中电加热器功率调节的配合完全克服了这些偏见,达到意想不到的效果。先是基于热泵系统无霜运行确保系统的出力和运行效率,进而采用一系列技术手段保证压缩机在安全区域内运行,在系统内部实现一种平稳连续的调节,确保压缩机以及整个系统安全、高效、长期运行。

[0027] 2. 机组无需周期换向,制热能力高。相比于传统的逆向运行除霜法,本发明的热泵系统不需要周期换向,避免了室内温度波动、换向运行对设备造成的压力冲击和热冲击以及对机组寿命的影响;热泵热水机组可以在更宽的温度范围内高效运行,制热能力比常规热泵热水机组高。

[0028] 3. 机组经济节能、结构简单、可靠高效。传统的热气旁通法虽然能在一定程度上缓解热泵系统结霜,但是会造成系统出力减少且消耗电能增加,而且除霜时间很长。本发明的热泵系统则有效解决了这些问题,电加热器功率可根据室外气象条件调节以降低能耗,只需要消耗相对很少的电能即可实现机组无霜运行。相比于系统复杂且对相变材料要求高、控制复杂的蓄能除霜系统,本发明只需要在原有热泵系统的基础上增加一些探测设备和相应的控制机构,对原有系统几乎不做改动,从而实现了控制简单、可靠、高效的目的。

[0029] 4. 结合多支路蒸发器的实际结构,合理安排温度传感器的监测点。蒸发器总成包括多支路蒸发盘管、集气装置、过热盘管、蒸发器风机,制冷剂在多支路蒸发盘管中蒸发吸热,再一起汇成一路经过空气换热效果最差处的过热盘管实现过热,增加了共同过热段,使其制冷剂混合均匀,可控制其过热度,从而提高了制冷系统的性能,同时其稳定性和安全性也得以保证。制冷剂在蒸发器多支路蒸发盘管中吸收热量,对于蒸发器总成中的多支路蒸发盘管,换热效果好的管段蒸发速率快不容易结霜,换热效果差的管段更容易结霜。而蒸发器单位时间内的总结霜量集中在最前排管上,尤其第一排。所以,将第一温度传感器装设在蒸发器总成中多支路蒸发盘管迎风第一排换热最差管路的管壁上能检测到翅片表面的最低温度。相比于专利 ZL201010572661.3 “智能风冷热泵化霜控制方法”, ZL200910033545.1 “一种基于图像识别技术的空气源热泵及方法”只简单的将蒸发器的结霜参数测点设定在蒸发器中间,本专利中温度传感器的位置设置更科学合理。

[0030] 5. 通过控制电子膨胀阀开度,调节蒸发器的翅片表面温度,确保机组无霜。传统热泵热水机组中,膨胀阀的作用是确保制冷剂在蒸发器中完全蒸发,保证压缩机的吸气过热度,实现机组平稳运行。而本发明恰恰反其道而行,结霜工况下调节电子膨胀阀开度,使制冷剂在蒸发器总成中多支路盘管内不完全蒸发,在实时反馈调节中实现对制冷剂蒸发压力和蒸发温度的调节,有效调节蒸发器的翅片表面温度,实现机组无霜运行。同时,维持制冷剂与室外空气之间足够的传热温差,确保从空气中吸收足够的热量,保证了机组制热量。

而制冷剂在蒸发盘管的多支路中蒸发吸热后,再一起汇成一路经过空气换热效果最差处的过热盘管实现过热,增加了共同过热段,使其制冷剂混合均匀,提高了制冷系统的性能,同时其稳定性和安全性也得以保证。

[0031] 6. 通过控制气液分离器中电加热器功率,调节压缩机进口的吸气过热度,避免吸气带液。对可调节功率电加热器功率进行 PID 调节控制吸气过热度,可以在压缩机吸气过热度发生变化时迅速作出反应,维持压缩机吸气过热度在 6℃,精度 $\pm 0.5^{\circ}\text{C}$,有效避免压缩机吸气带液,确保压缩机安全运行,同时过热度范围足够大,容易实现;电加热器功率可以根据压缩机吸气过热度进行调节,可以降低耗电量,实现节能的目的。

[0032] 通过控制电子膨胀阀的开度直接调节制冷剂的流量从而控制制冷剂的温度,进而间接控制室外侧换热器(蒸发器)表面温度和与空气之间的温差,保证蒸发器表面无霜且能够从空气中吸收足够的热量;通过气液分离器中可调功率的电加热控制压缩机的吸气过热度,保证压缩机安全稳定运行。电子膨胀阀开度调节和气液分离器中电加热器功率调节技术的结合,克服了现存各种除霜方法片面强调除霜而忽略系统安全运行的偏见,本发明具有热泵系统无霜运行、效率高、运行安全、运行时间长等其他各种方法所不能实现的优点。

附图说明

[0033] 图 1 是本发明的无霜空气源热泵热水机组原理图。

[0034] 图 2 是本发明的压缩机组件的结构原理图

[0035] 图 3 是本发明实施例中平出风蒸发器的结构图。

[0036] 图 4 是本发明实施例中平出风蒸发器的空气风速场矢量图。

[0037] 图中:1-压缩机组件,11-压缩机,12-单向阀,13-高压开关,14-油分离器,141-过滤网,142-第一毛细管,15-第二温度传感器,16-第二压力传感器,17-气液分离器,18-低压开关,19-可调功率电加热器,2-四通换向阀,3 热水换热器,4-储液器,5-电子膨胀阀,51-第二毛细管,6 蒸发器总成,61-风机,62-多支路蒸发盘管,621-多支路蒸发盘管中迎风前排换热效果最差管路,63-过热盘管,64-温湿度传感器,65-第一温度传感器,66 第一压力传感器,67-计算控制器,7 可控硅功率调整器,8-过滤器,9-截止阀。

具体实施方式

[0038] 下面结合附图和具体实施例对本发明做进一步详细的说明。

[0039] 本发明无霜空气源热泵热水机组,包括压缩机组件 1,四通换向阀 2,热水换热器 3,储液器 4,电子膨胀阀 5,蒸发器总成 6 和可控硅功率调整器 7。压缩机组件 1 的进气端和排气端分别与四通换向阀 2 上相对的两个接口连接,热水换热器 3 的制热进口和蒸发器总成 6 的制热出口分别与四通换向阀 2 上另外两个相对的接口连接,热水换热器 3 的制热出口和储液罐 4 的制热进口连接,储液器 4 的制热出口通过电子膨胀阀 5 与蒸发器总成 6 的制热进口连接。

[0040] 蒸发器总成 6 包括风机 61、多支路蒸发盘管 62、过热盘管 63、温湿度传感器 64、第一温度传感器 65、第一压力传感器 66 和计算控制器 67。过热盘管 63 设置在蒸发器总成 6 中换热效果最差的位置并与多支路蒸发盘管 62 平行。分液装置的制热出口和多支路蒸发盘管 62 的制热进口连接,多支路蒸发盘管 62 的制热出口和集气装置的制热进口连接,集气

装置的制热出口和过热盘管 63 的制热进口连接,过热盘管 63 的制热出口和四通换向阀 2 的一个相对的接口连接。过热盘管 63 位于蒸发器总成 6 中空气换热效果最差处并与多支路换热盘管 62 平行,共同过热段的设置,使得制冷剂混合均匀,并且获得一定的过热度,从而提高了系统的性能,同时系统运行的稳定性和安全性也得以保证。对于多支路蒸发盘管 62,又包括换热性能相对较好和换热性能相对较差的管段,在结霜工况下由于换热效果不同,多支路蒸发管各管段的快速化霜能力也有所不同。而蒸发器单位时间内的总结霜量集中在最前排管上,尤其第一排。故最易结霜的管段位于多支路蒸发管中迎风排换热效果最差的管段 621。

[0041] 压缩机组件 1 包括压缩机 11、单向阀 12、高压开关 13、油分离器 14、第二温度传感器 15、第二压力传感器 16、气液分离器 17、低压开关 18、可控功率电加热器 19。气液分离器 17 的出口经低压开关 18 与压缩机 11 的吸气口连接,压缩机 11 的排气口先后经单向阀 12 和高压开关 13 和油分离器 14 的进口连接。气液分离器 17 的进口即压缩机组件 1 的吸气端,油分离器 14 的制冷剂出口即压缩机组件 1 的排气端,润滑油出口经过滤网 141 和第一毛细管 142 与压缩机 11 吸气管道连接。

[0042] 辅助装置包括温湿度传感器 64、第一温度传感器 65、第二温度传感器 15、第一压力传感器 66、第二压力传感器 16、计算控制器 67、可控硅功率调整器 7 和可调功率电加热器 19。温湿度传感器 64 为一个市售产品,装设在蒸发器总成 6 (室外侧换热器)进风口处,并通过数据连接线与计算控制器 67 连接,用以实时而准确地检测室外侧空气的温度和湿度,并传输给计算控制器 67 进行计算控制。第一温度传感器 65 和第二温度传感器 15 为两个市售产品,分别装蒸发器总成 6 中多支路蒸发盘管迎风前排换热最差管路 621 的管壁和压缩机 11 的吸气管,用于实时而准确地检测翅片表面最低温度和压缩机 11 吸气温度;第一压力传感器 66 和第二压力传感器 16 为两个市售产品,分别装设在蒸发器总成 6 进风侧用于检测大气压力和压缩机 1 吸气口用于检测压缩机 1 吸气压力。计算控制器 67 为定制的装载有露点温度计算和温度比较程序的芯片。本计算控制器 67 设置在蒸发器总成 6 的入口侧,连接温湿度传感器 64、第一温度传感器 65、第一压力传感器 66,用以实时接收室外空气的温度和湿度,大气压力以及翅片表面和蒸发器盘管出口壁面温度。计算控制器 67 同时与电子膨胀阀 5 连接,根据接收到的温度、压力信号及时做出反馈,控制电子膨胀阀 5 的开度,从而保证蒸发器无霜稳定运行。可控硅功率调整器 7 与第二温度传感器 15、第二压力传感器 16 以及可调功率电加热器 19 通过数据传输线连接,可根据温度、压力传感器传输回来的压缩机 11 吸气温度、压力信号及时作出反馈,控制可调功率电加热器 19 的加热功率,从而保证压缩机 11 吸气口的制冷剂气体过热度保持在 6°C ,精度 $\pm 0.5^{\circ}\text{C}$ 。

[0043] 本发明的无霜空气源热泵热水机组,蒸发器总成风机 61 出风位置有三种:上出风、下出风、平出风,与此相对应的空气风速场矢量图为上三角形、下三角形、正三角。本发明以蒸发器总成风机 61 平出风为例,对本发明做进一步详细的说明。

[0044] 本发明的实施例中,蒸发器风机 61 为平出风,风速的分布矢量图符合正三角形。换热器结构形式确定的情况下,这种特定的送风方式和风速的正三角形分布矢量图具有一一对应的关系。由正三角形风速分布矢量图可见,换热器中部风速大,故当外部空气横掠换热器中部支路时与管内制冷剂发生强制换热效果好,换热器上部以及下部风速小,故当外部空气横掠换热器上部或者下部支路时与管内制冷剂换热效果差,那么在蒸发器总成 6

中过热盘管 63 的设置上就有三种选择方式,分别是最上部的一个支路、最下部的一个支路或者最上部与最下部的两个支路同时做为过热盘管 63,本实施例选择最上部的一个支路为过热盘管 63,并且过热盘管 63 与多支路蒸发盘管 62 互相平行,则多支路蒸发盘管的最下部的一个支路 621 由于换热效果差作为第一温度传感器 65 安装的管路。在冬季融霜工况下,温湿度传感器 64 实时检测室外侧空气的温度和湿度,并传输给计算控制器 67。当计算控制器 67 接收到的温湿度传感器 64 传输来的温度参数低于 0℃时,则根据接收到的空气温度、湿度、压力参数计算空气的露点温度,并与接收到的由第一温度传感器 65 传送来的蒸发器表面温度参数进行比较,从而控制电子膨胀阀 5 的开度。当该机组运行时,经压缩机 11 压缩排出的气态高温高压制冷剂经过油分离器 14 分离出润滑油后通过四通换向阀 2 进入热水换热器 3 冷凝,电子膨胀阀 5 根据计算控制器 67 传输的运算结果调节自身开度,增大或减小制冷剂的流量,改变制冷剂的温度,从而使蒸发器翅片表面温度始终高于结霜点。节流后的低温低压制冷剂经过单向阀到蒸发器,制冷剂在多支路蒸发盘管 62 中吸收热量后汇集成一路进入共同的过热盘管 63 段实现过热,随后具有一定过热度的制冷剂经四通换向阀 2 进入气液分离器 17 中,气液分离器中的可调功率电加热器 19 根据可控硅功率调整器 7 的传输结果调节电加热功率给制冷剂加热,从而保证压缩机 11 进口的吸气过热度。最后具有一定过热度的制冷剂蒸汽回到压缩机 11,完成整个制热循环。如此连续不断循环,通过热水换热器 3 向水流放出热量,制取热水。

[0045] 本发明的比例-积分-微分控制控制过程:

[0046] (1) 控制器内露点温度的计算

[0047] 环境温度低于 0℃时,空气露点温度是判断翅片表面是否结霜的重要参数,满足翅片表面温度高于空气露点温度即可实现翅片表面不结霜,实现热泵机组无霜运行。空气露点温度的具体计算过程如下:

[0048] I. 计算饱和湿空气分压力 $P_{q,b}$

[0049] $T=273.15+t$

[0050] $t=-100 \sim 0^{\circ}\text{C}$ 时

[0051] $\ln(P_{q,b}) = \frac{c_1}{T} + c_2 + c_3T + c_4T^2 + c_5T^3 + c_6T^4 + c_7 \ln(T)$

[0052] 式中: $c_1=-5674.5359$, $c_2=6.3925247$, $c_3=-0.9677843 \times 10^{-2}$

[0053] $c_4=0.62215701 \times 10^{-6}$, $c_5=0.20747825 \times 10^{-18}$

[0054] $c_6=-0.9484024 \times 10^{-12}$, $c_7=4.1635019$

[0055] $t=0 \sim 200^{\circ}\text{C}$ 时

[0056] $\ln(P_{q,b}) = \frac{c_8}{T} + c_9 + c_{10}T + c_{11}T^2 + c_{12}T^3 + c_{13} \ln(T)$

[0057] 式中: $c_8=-5800.2206$, $c_9=1.3914993$, $c_{10}=-0.048640239$

[0058] $c_{11}=0.41764768 \times 10^{-4}$

[0059] $c_{12}=-0.14452093 \times 10^{-7}$, $c_{13}=6.5459673$

[0060] II. 计算湿空气分压力 P_q

[0061]

$$P_q = \phi P_{q,b}$$

[0062] 其中： ϕ 为空气相对湿度

[0063] III. 计算空气露点温度 t_1

[0064] $t=0 \sim 93^\circ\text{C}$ 时

[0065] $t_1=c_{14}+c_{15}\ln(P_q)+c_{16}[\ln(P_q)]^2+c_{17}[\ln(P_q)]^3+c_{18}(P_q)^{0.1984}$

[0066] 式中： $c_{14}=6.54$, $c_{15}=14.526$, $c_{16}=0.7389$

[0067] $c_{17}=0.09486$, $c_{18}=0.4569$

[0068] $t=0 \sim 200^\circ\text{C}$ 时

[0069] $t_1=6.09+12.608\ln(P_q)+0.4959[\ln(P_q)]^2$

[0070] (2) 计算控制器 67 控制过程：

[0071] 计算控制器 67 将计算所得的空气露点温度与接收到的多支路蒸发盘管 62 迎风前排换热最差管路 621 的管壁温度比较, 当壁面温度高于空气露点温度不大于 0.2°C 时, 则增大电子膨胀阀 5 开度 10 步长; 当壁面温度高于空气露点温度大于 0.2°C 且小于 0.5°C 时, 则维持电子膨胀阀 5 开度不变; 当壁面温度高于空气露点温度大于 0.5°C 时, 则减小电子膨胀阀 5 开度 5 步长。

[0072] (3) 可控硅功率调整器 7 控制过程：

[0073] 可控硅功率调整器 7 接受第二压力传感器 16 和第二温度传感器 15 传输的压力和温度参数, 通过压力参数得到对应的制冷剂饱和温度。以制冷剂 R22 为例, 第二压力传感器的实时压力参数为 P , 根据公式 $T_c=-2025.45/(\ln P)-21.25)-247.94$ 即可得到制冷剂饱和温度 T_c 。当所接受温度参数高于制冷剂饱和温度不小于 6°C 时, 则减小可调功率电加热器 19 功率, 否则, 加大可调功率电加热器 19 功率。

[0074] 电加热器 19 加热功率值以制冷剂 R22、蒸发温度 7°C 为例。其饱和气态下的比焓 $h_0=407.4\text{kJ/kg}$, 过热度 10°C 对应的比焓 $h_1=415.4\text{kJ/kg}$, 过热度 6°C 对应的比焓 $h_2=412\text{kJ/kg}$ 。根据蒸发压力、冷凝压力, 压缩机 11 实时制冷剂流量为 $\dot{m}\text{ kg/s}$ 。当所接收温度参数高于制冷剂饱和温度的值不大于 6°C 时, 可控硅功率调整器 7 线性加大电加热器 19 功率至 $1.2\dot{m}(h_1-h_0)=9.6\dot{m}\text{ kJ/s}$, 当所接收温度参数高于制冷剂饱和温度的值大于 6°C 时, 则可控硅功率调整器 7 控制维持电加热器 19 功率为 $\dot{m}(h_2-h_0)=4.6\dot{m}\text{ kJ/s}$ 。可控硅功率调整器 7 连续 PID 调节电加热功率在 $4.6\dot{m} \sim 9.6\dot{m}$ 范围内保持吸气过热度在 6°C , 精度为 $\pm 0.5^\circ\text{C}$ 。

[0075] 本发明的工作流程如下：

[0076] 气态低温制热工质从蒸发器总成 6 中过热盘管 63 排出, 经四通换向阀 2 进入气液分离器 17, 可控硅功率调整器 7 接收由第一压力传感器 16 和第二温度传感器 15 传输来的制冷剂压力和温度参数, 判断制冷剂过热度即压缩机 11 吸气过热度, 根据制冷剂过热度调节电加热器 19 功率, 维持制冷剂过热度在 $(6 \pm 0.5)^\circ\text{C}$; 过热度满足的制冷剂进入压缩机 11, 经压缩后变为高温高压的蒸汽进入热水换热器 3; 计算控制器 67 接收由温湿度传感器 64、第一压力传感器 66、第一温度传感器 65 传输来的参数调节电子膨胀阀 5 开度, 使蒸发器总成 6 中多支路蒸发盘管迎风前排换热最差管路 621 的管壁温度高于结霜点, 即使蒸发器所有翅片表面温度均高于结霜点, 实现热泵热水机组无霜运行。

[0077] 温湿度传感器 64 安装在多支路蒸发盘管 62 和蒸发器风机 61 之间, 用于感知空气

的温度和湿度参数。当计算控制器 67 接收到的温湿度传感器 64 传输来的温度参数低于 0°C 时,则根据温湿度传感器 64 传输来的空气温湿度参数、第一压力传感器 66 传输来的空气压力参数,按照前述(1)中的过程进行计算,得到空气的露点温度。计算控制器 67 将计算所得的露点温度与蒸发器盘管出口壁面温度即第一温度传感器 65 所传输来的温度参数进行对比;当温度传感器 65 所传输来的温度参数高于计算所得空气露点温度不大于 0.2°C 时,则增大电子膨胀阀 5 开度 10 步长,随着电子膨胀阀 5 开度的增大,制冷剂流量增大,制冷剂蒸发压力升高,蒸发温度升高,使得温度传感器 65 传输来的温度参数增大,与计算所得空气露点温度差值增大;当温度传感器 65 所传输来的温度参数高于计算所得空气露点温度大于 0.2°C 且不小于 0.5°C 时,则维持电子膨胀阀 5 的开度不变。当温度传感器 65 所传输来的温度参数高于空气露点温度 0.5°C 时,减小电子膨胀阀 5 的开度 5 步长,随着电子膨胀阀 5 开度的减小,制冷剂流量减小,制冷剂蒸发压力降低,导致蒸发温度降低,使得温度传感器 65 传输来的温度参数减小,与计算所得空气露点温度差值减小。通过这种过程的重复进行,保证蒸发器总成 6 中多支路蒸发盘管 62 迎风前排换热最差管路 621 的管壁表面温度始终高于空气露点温度,确保热泵机组无霜运行。

[0078] 当电子膨胀阀 5 开度变化时,制冷剂流量随之变化,若电加热器 19 加热功率不变,则压缩机 11 吸气过热度会发生变化。例如当膨胀阀 5 开度增大时,制冷剂流量增加,若不增加电加热器 19 功率,则压缩机 11 吸气过热度减小,严重时甚至会导致压缩机 11 吸气带液,影响压缩机 11 的安全运行。可控硅功率调整器 7 通过第二压力传感器 16 传输来的压力参数得出该压力参数下制冷剂的饱和温度,并与第二温度传感器 15 传输来的温度参数进行对比,判断制冷剂的过热度。温度传感器 15 传输来的温度参数与饱和温度的差值即为压缩机 11 吸气过热度。当压缩机 11 吸气过热度不大于 6°C 时,可控硅功率调整器 7 控制增大电加热器 19 功率,使过热度增大;当压缩机吸气过热度大于 6°C 时,减小电加热器 19 功率,使过热度减小。维持压缩机 11 吸气过热度在 $(6\pm 0.5)^{\circ}\text{C}$ 之间,这个过热度范围不仅容易实现和控制,而且能够确保压缩机 11 安全运行,同时避免了能量浪费。

[0079] 本发明通过新型电子膨胀阀开度调节方法和压缩机吸气过热度控制方法,不仅能够实现热泵机组无霜运行,而且能够保证压缩机安全运行。

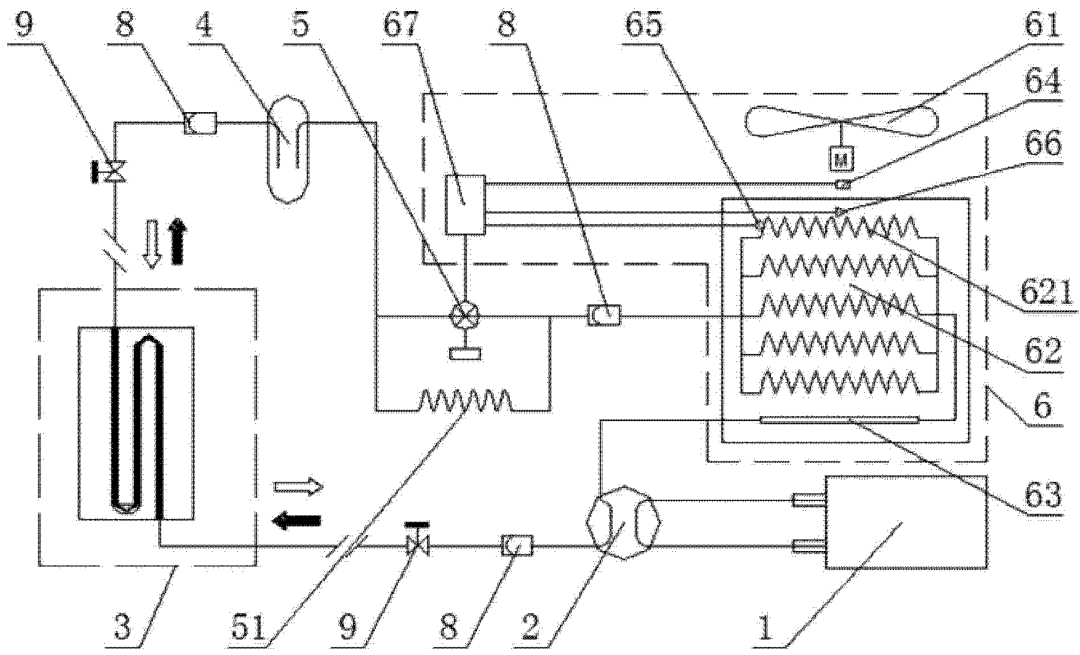


图 1

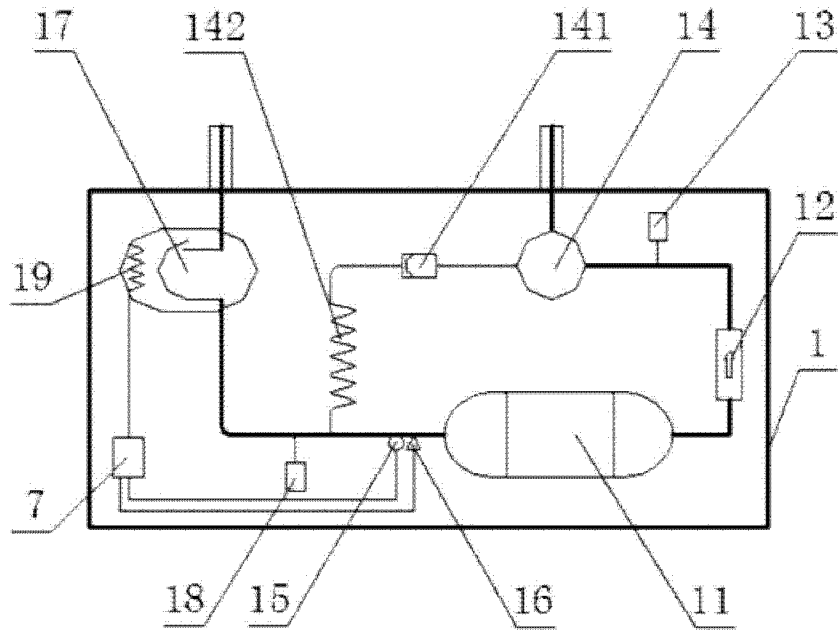


图 2

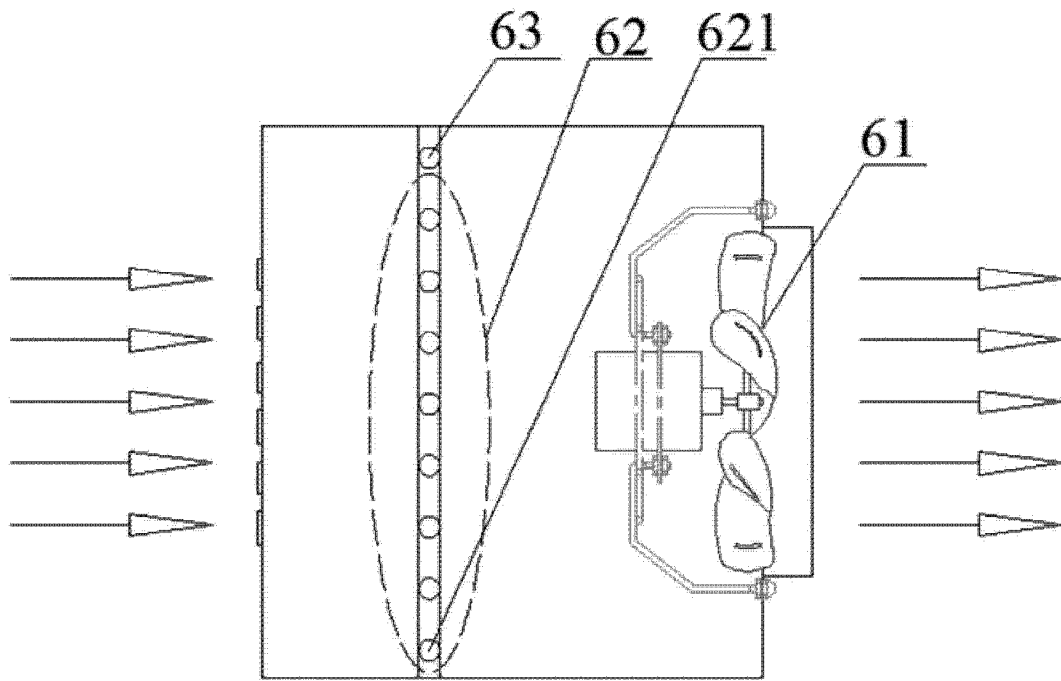


图 3

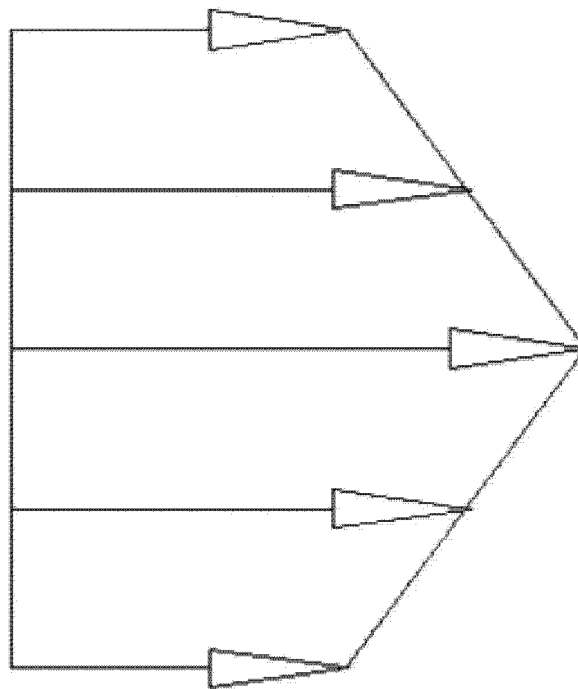


图 4