



(12) 发明专利申请

(10) 申请公布号 CN 112325502 A

(43) 申请公布日 2021.02.05

(21) 申请号 202011010177.1

F25B 41/30 (2021.01)

(22) 申请日 2020.09.23

F25B 39/04 (2006.01)

F25B 49/02 (2006.01)

(71) 申请人 浙江国祥股份有限公司

地址 312300 浙江省绍兴市上虞区曹娥街
道高新路18号

(72) 发明人 韩伟达 章立标 唐进军 金成召
孙春霞 梁书成 经武辉 严冬君

(74) 专利代理机构 绍兴上虞诚知创专利代理事
务所(普通合伙) 33354

代理人 刘鸿西

(51) Int. Cl.

F25B 13/00 (2006.01)

F25B 29/00 (2006.01)

F25B 31/00 (2006.01)

F25B 41/20 (2021.01)

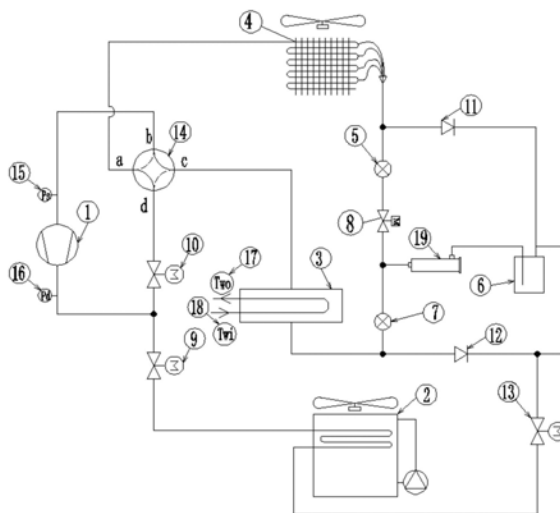
权利要求书1页 说明书6页 附图2页

(54) 发明名称

一种采用变频变内容积比压缩机的蒸发冷
空气源热泵及控制方法

(57) 摘要

本发明公开了一种采用变频变内容积比压缩机的蒸发冷空气源热泵及控制方法,包括连接在制冷循环管路中的带可变内容积比控制的变频压缩机、蒸发式冷凝器、空调水侧换热器、翅片式换热器、第一节流阀、第二节流阀、储液器、电磁阀、第一电动阀、第二电动阀、第三电动阀、第一单向阀、第二单向阀、四通阀、吸气压力(Ps)传感器、排气压力(Pd)传感器、出水温度(Two)传感器、进水温度(Twi)传感器、干燥过滤器、控制器、变频器等部件;本发明通过变频变内容积比压缩机的设置,提高了蒸发冷空气源热泵在部分负荷下压缩机的运行效率,同时通过采用蒸发式冷凝技术,有效将冷凝温度降低,与常规空调主机相比,节能优势明显,且系统流程简单,可靠性高。



1. 一种采用变频变内容积比压缩机的蒸发冷空气源热泵,包括连接在制冷循环管路中的变频压缩机(1)、蒸发式冷凝器(2)、空调水侧换热器(3)、翅片式换热器(4)、第一节流阀(5)、第二节流阀(7)、储液器(6)、电磁阀(8)、第一电动阀(9)、第二电动阀(10)、第三电动阀(13)、第一单向阀(11)、第二单向阀(12)、四通阀(14)、吸气压力(P_s)传感器(15)、排气压力(P_d)传感器(16)、出水温度(T_{wo})传感器(17)、进水温度(T_{wi})传感器(18)、干燥过滤器(19)、控制器(20)、变频器(21);其特征在于:机组处于制冷模式时,所述带可变内容积比控制的变频压缩机(1)排出的高温高压气体进入蒸发式冷凝器(2)将热量排放给室外空气和循环水后冷凝为高压液体,之后经第二节流阀(7)节流为低温低压气液混合制冷剂,再经空调水侧换热器(3)吸收空调冷冻水热量将其进行降温冷却后蒸发为低压气体,之后经四通阀(14)直接回到压缩机(1);机组处于制热模式时,所述带可变内容积比控制的变频压缩机(1)排出的高温高压气体进入空调水侧换热器(3)将热量排放给空调热水对其进行升温加热后冷凝为高压液体,之后经第一节流阀(5)节流为低温低压气液混合制冷剂,再经翅片换热器(4)从室外空气取热后蒸发为低压气体,最终经四通阀(14)回到压缩机(1)。

2. 根据权利要求1所述的采用变频变内容积比压缩机的蒸发冷空气源热泵,其特征在于:带可变内容积比控制的变频压缩机(1)高压排气口通过电动阀(10)、四通阀(14)的高压接口d、接口a连接翅片换热器(4),同时压缩机(1)高压排气口又通过电动阀(10)、四通阀(14)的高压接口d、接口c连接空调水侧换热器(3)的气侧接口,通过电动阀(9)连接蒸发式冷凝器(2)的气侧接口。

3. 一种根据权利要求1所述的蒸发冷空气源热泵的控制方法,其特征在于:机组控制器通过检测进水温度(T_{wi})、出水温度(T_{wo})实际值与目标值的偏差、进水温度(T_{wi})、出水温度(T_{wo})的变化速率来智能计算空调负荷,进而采用变频器来调节变频螺杆压缩机的运行频率和转速,从而来调节机组制冷量或制热量。

4. 根据权利要求3所述的蒸发冷空气源热泵的控制方法,其特征在于:在所述变频压缩机(1)内部配置可变内容积比调节装置,机组控制器通过检测机组运行时排气压力(即系统高压 P_d)、吸气压力(即系统低压 P_s)来计算系统高低压比(P_d/P_s)和压缩机目标压缩比(P_r),再根据压缩比和内容积比之间的理论计算模型计算目标内容积比(V_i),同时根据可变内容积比调节装置的轴向位置反馈信号来计算实际内容积比,两者有差异时则调整可变内容积比调节装置的轴向位置,随后使实际内容积比与目标内容积比(V_i)调控为最佳。

一种采用变频变内容积比压缩机的蒸发冷空气源热泵及控制方法

技术领域

[0001] 本发明涉及空调及工业冷却技术领域,尤其是一种采用变频变内容积比压缩机的蒸发冷空气源热泵及控制方法。

背景技术

[0002] 目前市场上的蒸发冷空气源热泵机组普遍采用定频螺杆压缩机,但空调系统99%时间是在部分负荷状态下运行的。蒸发冷空气源热泵机组处于部分负荷状态时,定频螺杆压缩机通常通过改变容调滑阀的位置来进行有限的输气量调节,螺杆转子与容调滑阀的间隙较大;同时,在低负荷下运行时螺杆压缩机有效密封齿数减少,无效压缩的功耗增加,从而导致压缩机的等熵效率和容积效率降低,运行效率较低。

[0003] 常规定频压缩机启动电流大,故对电网的冲击较大,尤其在负荷70%以下运行时变频电机效率较低,故综合部分负荷制冷能效较低。

[0004] 常规螺杆压缩机的内容积比是不可调整的,假设忽略螺杆压缩机内部低压侧和高压侧的气流阻力,压缩过程的内容积比(V_i)与压缩机的压缩比(P_r)之间则存在以下理论计算模型:

$$P_r = V_i^n$$

$$P_r = P_{dp}/P_s$$

$$V_i = V_s / V_{dp}$$

P_{dp} : 压缩结束开始排气时压缩腔压力

P_s : 压缩机吸气压力(即系统低压)

V_s : 吸气结束开始压缩时压缩腔容积

V_{dp} : 压缩结束开始排气时压缩腔容积

n : 多变指数,与制冷剂有关,为常数

由上述公式可知,在吸气压力(P_s)和内容积比(V_i)固定情况下,当压缩机完成压缩过程,压缩腔与排气口连通而开始排气时:

1. 若压缩腔压力 P_{dp} 大于排气压力(即系统高压, P_d),压缩腔内高压气体将突然膨胀至 P_d ,产生过压缩现象,浪费了多余压缩功,

2. 若压缩腔压力 P_{dp} 小于排气压力 P_d ,压缩腔内气体瞬间被强制等容压缩至 P_d 后排至排气口,将产生欠压缩现象,与从 P_s 正常压缩至 P_d 的气体压缩过程相比,压缩功耗同样也需增加。

[0005] 由上述分析可知,压缩结束开始排气时若压缩腔压力 P_{dp} 与排气压力 P_d 完全相同,则既无过压缩现象也无欠压缩现象,压缩效率最高,此时压缩机的压缩比(P_{dp}/P_s)与系统高低压比(P_d/P_s)相等。

[0006] 蒸发冷空气源热泵运行时夏季制冷模式时采用蒸发冷凝方式对冷媒蒸气进行冷却,冷凝效果好,冷凝温度低,一般冷凝温度为36~38℃;冬季制热模式时利用空调水对冷媒

蒸气进行冷却,同时把热量传递给空调水,由于空调水水温为45℃左右,因此蒸发冷空气源热泵制冷冷凝温度为50-52℃左右,二种模式对应的压缩比差异较大:

同时受冷凝侧的室外气温或空调水温、蒸发侧的冷冻水温与空气温度、空调负荷、压缩机容量等运行条件的影响,蒸发冷空气源热泵运行时蒸发压力、冷凝压力变化很大,系统高低比(Pd/Ps)实际上是在很大范围内变化的,故所需的最佳压缩比及对应的目标内容积比也需同步进行调整。

[0007] 而常规蒸发冷空气源热泵使用的压缩机内容积比是固定的,因此蒸发冷空气源热泵在实际运行中,处于不同的运行模式及不同的工况时,压缩机绝大部分时间都处于过压缩或欠压缩状态,导致压缩机实际运行能耗较大,能效较低。

[0008] 综上所述,采用变频技术提高蒸发冷空气源热泵在部分负荷下压缩机的运行效率和整机制冷、制热能效,同时,采用可变内容积比技术,解决不同模式、不同室外气温及空调水温工况条件下,压缩机在较大压缩比范围、变工况运行时的过压缩或欠压缩缺陷,提高蒸发冷空气源热泵机组制冷及制热能效,具有十分重要的意义。

发明内容

[0009] 本发明为了克服现有技术的不足,提供一种的采用变频变内容积比压缩机的蒸发冷空气源热泵及控制方法。

[0010] 为了实现上述目的,本发明采用以下技术方案:一种采用变频变内容积比压缩机的蒸发冷空气源热泵及控制方法,包括连接在制冷循环管路中的带可变内容积比控制的变频压缩机、蒸发式冷凝器、空调水侧换热器、翅片式换热器、第一节流阀、第二节流阀、储液器、电磁阀、第一电动阀、第二电动阀、第三电动阀、第一单向阀、第二单向阀、四通阀、吸气压力(Ps)传感器、排气压力(Pd)传感器、出水温度(Two)传感器、进水温度(Twi)传感器、干燥过滤器、控制器、变频器等部件;机组处于制冷模式时,所述带可变内容积比控制的变频压缩机排出的高温高压气体进入蒸发式冷凝器将热量排放给室外空气和循环水后冷凝为高压液体,之后经第二节流阀节流为低温低压气液混合制冷剂,再经空调水侧换热器吸收空调冷冻水热量将其进行降温冷却后蒸发为低压气体,之后经四通阀直接回到压缩机;机组处于制热模式时,所述带可变内容积比控制的变频压缩机排出的高温高压气体进入空调水侧换热器将热量排放给空调热水对其进行升温加热后冷凝为高压液体,之后经第一节流阀节流为低温低压气液混合制冷剂,再经翅片换热器从室外空气取热后蒸发为低压气体,最终经四通阀回到压缩机。

[0011] 机组夏季制冷采用蒸发式冷凝技术,冷凝温度较常规水冷机组可降低4~5℃左右,较常规风冷机组可降低15℃左右。同为热泵型冷热水机组,该机组的制冷能效较风冷热泵机组可提高60%左右,节能优势明显,且系统循环流程简单,可靠性高,调节性好;通过变频变内容积比压缩机的设置,提高了蒸发冷空气源热泵在部分负荷下压缩机的运行效率。

[0012] 进一步的,带可变内容积比控制的变频压缩机高压排气口通过第二电动阀、四通阀的高压接口d、接口a连接翅片换热器,同时压缩机高压排气口又通过第二电动阀、四通阀的高压接口d、接口c连接空调水侧换热器的气侧接口,通过第一电动阀连接蒸发式冷凝器的气侧接口。

[0013] 机组通过对第一电动阀、第二电动阀、第三电动阀及电磁阀的通断电状态控制,可

实现制冷、制热两种功能及运行模式之间的切换;通过电动阀及电磁阀的设置,使得制冷、制热两种功能之间的切换更加方便,切换过程更加迅速,减少了内部器械的工作负担,延长了使用寿命,减少了维护成本。

[0014] 进一步的,机组控制器通过检测进水温度(Twi)、出水温度(Two)实际值与目标值的偏差,及进水温度(Twi)、出水温度(Two)的变化速率来智能计算空调负荷,进而采用变频器来调节变频螺杆压缩机的运行频率和转速,从而来调节机组制冷量或制热量。本发明在机组运行中,当客户需求制冷量或制热量发生变化时,机组控制器可实时通过检测进水温度(Twi)、出水温度(Two)与目标值的偏差,及进水温度(Twi)、出水温度(Two)的变化速率来智能计算空调负荷,进而采用变频器来调节变频螺杆压缩机的运行频率和转速,从而来调节机组制冷量或制热量,完美匹配用户侧空调负荷的需求变化,可有效提高机组的综合部分负荷能效,增加使用者的使用体验,同时施加更为匹配的负荷,有效保证了体验的同时节约了能源,有利于社会发展。

[0015] 进一步的,在变频螺杆压缩机内部配置可变内容积比调节装置,机组控制器通过检测机组运行时排气压力(即系统高压Pd)、吸气压力(即系统低压Ps)来计算系统高低压比(Pd/Ps)和压缩机目标压缩比(Pr),再根据压缩比和内容积比之间的理论计算模型计算目标内容积比(Vi),同时根据可变内容积比调节装置的轴向位置反馈信号来计算实际内容积比,两者有差异时则调整可变内容积比调节装置的轴向位置,直至实际内容积比与目标内容积比(Vi)完全相等,以避免压缩机产生过压缩或欠压缩现象,显著提高在不同模式、不同室外气温及空调水温运行条件下,机组在大压缩比范围、变工况运行时能效,保持压缩机的高效运行;本发明在变频螺杆压缩机1内部配置可变内容积比调节装置,当机组在不同模式、不同室外气温及空调水温工况条件下运行时,控制器通过检测机组运行时排气压力(即系统高压,Pd)、吸气压力(即系统低压,Ps)来计算系统高低压比(Pd/Ps)和压缩机目标压缩比(Pr),再根据压缩比和内容积比之间的理论计算模型计算目标内容积比(Vi),同时,根据可变内容积比调节装置的轴向位置反馈信号来计算实际内容积比,两者有差异时则调整可变内容积比调节装置的轴向位置,直至实际内容积比与目标内容积比(Vi)完全相等,以避免压缩机产生过压缩或欠压缩现象,显著提高机组在大压缩比范围、变工况运行时的能效,保持压缩机的高效运行,性能匹配更加准确,且保证了压缩机的效率,减少了能源的浪费,有利于社会的发展。

[0016] 本发明通过对电动阀、及电磁阀的开关状态控制,可实现制冷、制热两种运行模式之间的切换;通过压缩机变频控制技术提高了蒸发冷空气源热泵在部分负荷下压缩机的运行效率,同时,采用可变内容积比技术,解决不同模式、不同室外气温及空调水温工况条件下,压缩机在较大压缩比范围、变工况运行时的过压缩或欠压缩缺陷,提高蒸发冷空气源热泵的运行能效。因此该机组可全年高效制取空调冷热水,解决常规楼宇建筑或工业行业项目全年冷暖需求,达到一机多用、环保节能的目的,有效节省运行费用并降低设备投资费用;与常规空调主机相比,节能优势明显,且系统流程简单,可靠性高。

附图说明

[0017] 图1为本发明一种采用变频可变内容积比压缩机的蒸发冷空气源热泵系统原理图。

[0018] 图2为本发明一种采用变频变内容积比压缩机的蒸发冷空气源热泵及控制技术控制原理图。

[0019] 图3为蒸发冷空气源热泵冷凝/蒸发压力及压缩比的实验结果表。

具体实施方式

[0020] 如图1-3所示,一种采用变频变内容积比压缩机的蒸发冷空气源热泵及控制方法,蒸发冷空气源热泵包括连接在制冷循环管路中的带可变内容积比控制的变频压缩机1、蒸发式冷凝器2、空调水侧换热器3、翅片式换热器4、第一节流阀5、第二节流阀7、储液器6、电磁阀8、第一电动阀9、第二电动阀10、第三电动阀13、第一单向阀11、第二单向阀12、四通阀14、吸气压力 P_s 传感器15、排气压力 P_d 传感器16、出水温度(T_{wo})传感器17、进水温度(T_{wi})传感器18、干燥过滤器19、控制器20、变频器21等部件;机组处于制冷模式时,所述带可变内容积比控制的变频压缩机1排出的高温高压气体进入蒸发式冷凝器2将热量排放给室外空气和循环水后冷凝为高压液体,之后经第二节流阀7节流为低温低压气液混合制冷剂,再经空调水侧换热器3吸收空调冷冻水热量将其进行降温冷却后蒸发为低压气体,之后经四通阀14直接回到压缩机1;机组处于制热模式时,所述带可变内容积比控制的变频压缩机1排出的高温高压气体进入空调水侧换热器3将热量排放给空调热水对其进行升温加热后冷凝为高压液体,之后经第一节流阀5节流为低温低压气液混合制冷剂,再经翅片换热器4从室外空气取热后蒸发为低压气体,最终经四通阀14回到压缩机1。

[0021] 带可变内容积比控制的变频压缩机1高压排气口通过电动阀10、四通阀14的高压接口d、接口a连接翅片换热器4,同时压缩机1高压排气口又通过电动阀10、四通阀14的高压接口d、接口c连接空调水侧换热器3的气侧接口,通过第一电动阀9连接蒸发式冷凝器2的气侧接口。

[0022] 蒸发式冷凝器2出口连接第三电动阀13的进口,空调水侧换热器3制热模式液侧出口连接了第二单向阀12,第二单向阀12和第三电动阀13的出口并接后再与储液器6相连接,储液器6的出口连接了干燥过滤器19,再分别与第二节流阀7及电磁阀8的进口相连接。

[0023] 第二节流阀7的出口分别与第二单向阀12的进口及空调水侧换热器3制热模式液侧出口相连接,空调水侧换热器3气侧接口则与四通阀的接口c相连接,四通阀的低压接口b再与压缩机1的低压吸气口相连接。

[0024] 电磁阀8出口与节流阀5的进口相连接,进而再连接翅片换热器4的液侧接口,第一单向阀11的进口则与节流阀5出口相连接,第一单向阀11出口再与储液器6的进口相连接。

[0025] 翅片换热器4气侧接口与四通阀14接口a相连接,四通阀14的低压接口b则与压缩机1的低压吸气口相连接。

[0026] 控制方法为:机组控制器通过检测进水温度(T_{wi})、出水温度(T_{wo})实际值与目标值的偏差,及进水温度(T_{wi})、出水温度(T_{wo})的变化速率来智能计算空调负荷,进而采用变频器来调节变频螺杆压缩机的运行频率和转速,从而来调节机组制冷量或制热量。

[0027] 在变频螺杆压缩机1内部配置可变内容积比调节装置,机组控制器通过检测机组运行时排气压力(即系统高压 P_d)、吸气压力(即系统低压 P_s)来计算系统高低压比(P_d/P_s)和压缩机目标压缩比(P_r),再根据压缩比和内容积比之间的理论计算模型计算目标内容积比(V_i),同时根据可变内容积比调节装置的轴向位置反馈信号来计算实际内容积比,两者

有差异时则调整可变内容积比调节装置的轴向位置,直至实际内容积比与目标内容积比(V_i)完全相等,以避免压缩机产生过压缩或欠压缩现象,显著提高在不同模式、不同室外气温及空调水温运行条件下,机组在大压缩比范围、变工况运行时能效,保持压缩机的高效运行。

[0028] 具体操作流程如下:

本发明一种采用变频变内容积比压缩机的蒸发冷空气源热泵及控制方法的工作原理

1. 制冷模式:

机组在制冷模式下第一电动阀9、第二电动阀13打开,电动阀10及电磁阀8关闭。

[0029] 从水侧换热器3出来的低温低压气体制冷剂通过四通阀14进入带可变内容积比控制的变频压缩机1,被压缩成高温高压的气体制冷剂后压力提高,容积缩小,然后通过电动阀9进入蒸发式冷凝器2(该冷凝器的风机和水泵处于运行状态)被冷凝成高压液体。高压液体制冷剂先后通过电动阀13、储液器6、干燥过滤器19,进入节流阀7被节流降压为低温低压气液两相混合物,之后再进入空调水侧换热器3,吸收温度相对较高的冷冻水热量对冷冻水进行降温冷却后蒸发为低温低压气体制冷剂,该气体制冷剂通过四通阀14进入变频压缩机1被重新压缩,如此反复循环。

[0030] 机组在夏季制冷模式下采用蒸发式冷凝技术,冷凝温度较常规水冷机组可降低4~5℃左右,较常规风冷机组可降低15℃左右。同为热泵型冷热水机组,该机组的制冷能效较风冷冷热水机组可提高60%左右,节能优势明显。

[0031] 2. 制热模式:

机组在制热模式下第一电动阀9、第三电动阀13关闭,第二电动阀10及电磁阀8打开。

[0032] 从翅片式换热器4出来的低温低压气体制冷剂通过四通阀14进入带可变内容积比控制的变频压缩机1,被压缩成高温高压的气体制冷剂后压力提高,容积缩小,然后通过第二电动阀10进入水侧换热器3被冷凝成高压液体。高压液体制冷剂先后通过单向阀12、储液器6、干燥过滤器19、电磁阀8,进入第一节流阀5被节流降压为低温低压气液两相混合物,之后再进入翅片式换热器4,吸收温度相对较高的外界空气中热量后蒸发为低温低压气体制冷剂,该气体制冷剂再次通过四通阀14进入压缩机1被重新压缩,如此反复循环。

[0033] 冬季机组处于制热模式时,假如翅片换热器4结霜较为严重时,则四通阀14切换,从压缩机1排出的高温高压气体则经四通阀14高压接口d、接口a后进入翅片换热器4,对翅片表面的霜层进行加热将霜融化后也冷凝为高压液体,高压液体通过第一单向阀11、储液器6、干燥过滤器19,进入节流阀7被节流降压为低温低压气液两相混合物,之后再进入空调水侧换热器3,吸收空调水中热量后蒸发为低温低压气体制冷剂,该气体制冷剂通过四通阀14进入变频压缩机1被重新压缩,如此反复循环以达到持续化霜的目的;直至盘管化霜完毕,则四通阀14切换,机组恢复制热运行。

[0034] 以上显示和描述了本发明的基本原理和主要特征和本发明的优点,对于本领域技术人员而言,显然本发明不限于上述示范性实施例的细节,而且在不背离本发明的精神或基本特征的情况下,能够以其他的具体形式实现本发明。因此,无论从哪一点来看,均应将实施例看作是示范性的,而且是非限制性的,本发明的范围由所附权利要求而不是上述说明限定,因此旨在将落在权利要求的等同要件的含义和范围内的所有变化囊括在本发明内。不应将权利要求中的任何附图标记视为限制所涉及的权利要求。

[0035] 此外,应当理解,虽然本说明书按照实施方式加以描述,但并非每个实施方式仅包含一个独立的技术方案,说明书的这种叙述方式仅仅是为清楚起见,本领域技术人员应当将说明书作为一个整体,各实施例中的技术方案也可以经适当组合,形成本领域技术人员可以理解的其他实施方式。

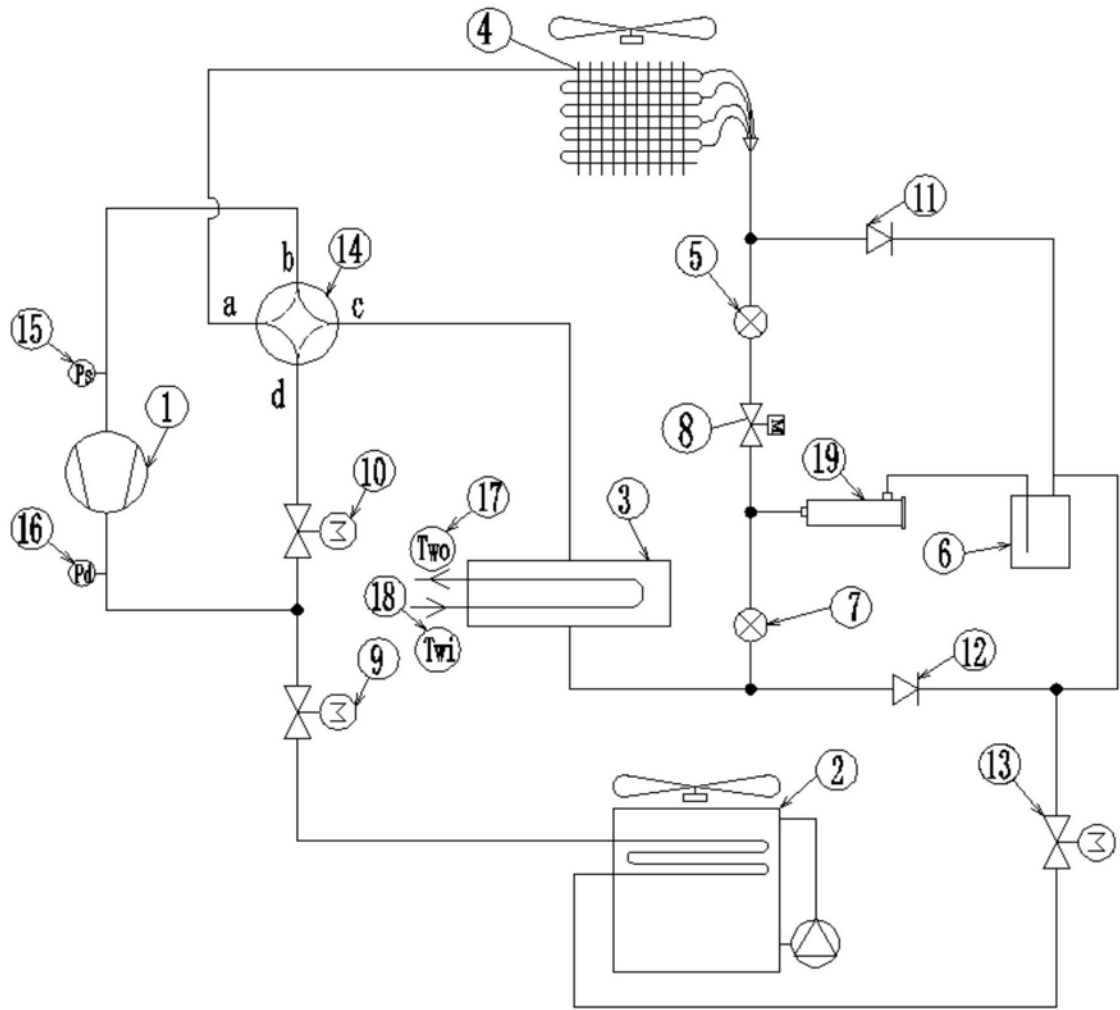


图1

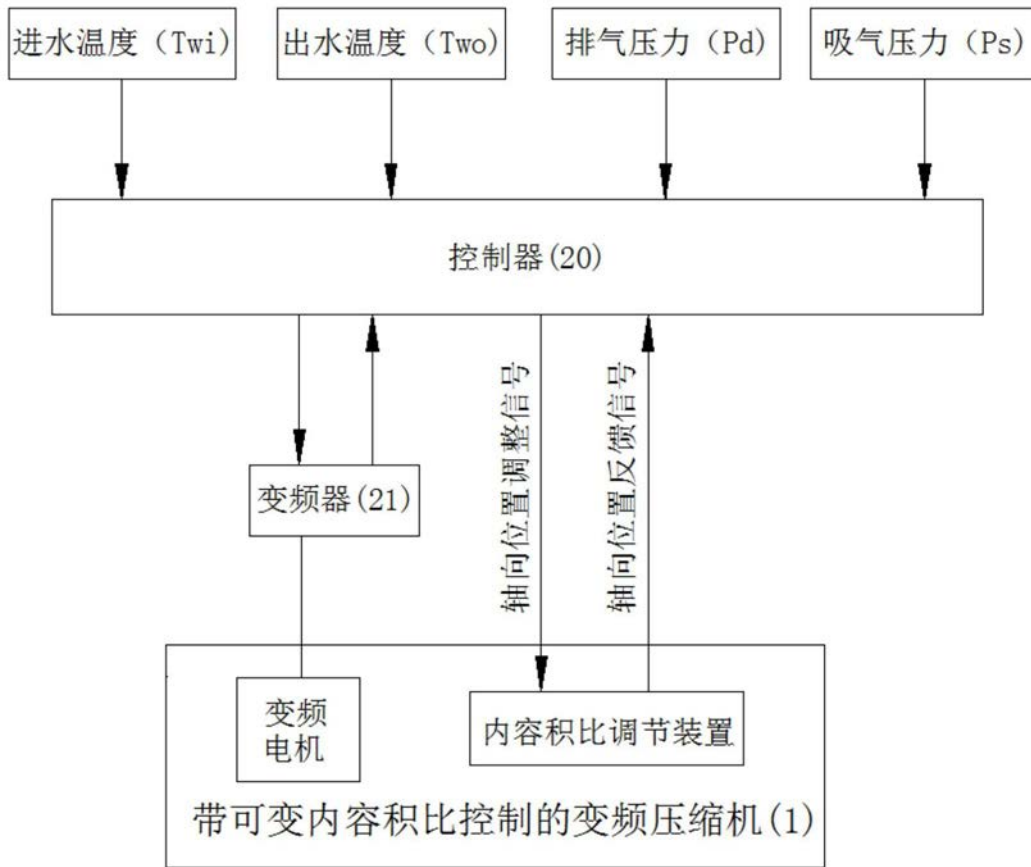


图2

1. 蒸发冷空气源热泵冷凝/蒸发压力及压缩比						
2. 运行参数		3. 冷凝	4. 冷凝	5. 蒸发	6. 蒸发	7. 压缩
		温度	压力	温度	压力	比
		8. °C	9. bar	10. °C	11. bar	12.
13. R22	14. 制冷	15. 36	16. 13.89	17. 2	18. 5.13	19. 2.71
	20. 制热	21. 50	22. 19.43	23. -2	24. 4.66	25. 4.17
26. R134a	27. 制冷	28. 36	29. 9.1	30. 2	31. 3.15	32. 2.89
	33. 制热	34. 50	35. 13.2	36. -2	37. 2.72	38. 4.85

图3