



(12)发明专利

(10)授权公告号 CN 103807979 B

(45)授权公告日 2016.08.17

(21)申请号 201410070297.9

CN 1153272 A, 1997.07.02,

(22)申请日 2014.02.28

CN 101451774 A, 2009.06.10,

(73)专利权人 青岛海信日立空调系统有限公司

JP 2003262385 A, 2003.09.19,

地址 266510 山东省青岛市经济技术开发区  
区前湾港路218号

审查员 韩文静

(72)发明人 刘敏 杜永 顾晓宇 耿延凯

(74)专利代理机构 青岛联智专利商标事务所有  
限公司 37101

代理人 张少凤

(51)Int.Cl.

F24F 11/00(2006.01)

(56)对比文件

KR 20110138669 A, 2011.12.28,

权利要求书2页 说明书7页 附图3页

JP 特开2000-55485 A, 2000.02.25,

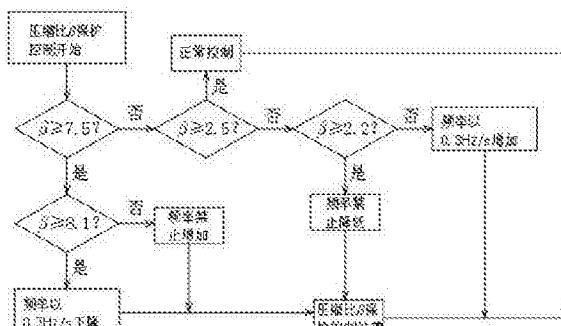
JP 2003240310 A, 2003.08.27,

(54)发明名称

基于微通道换热器的变频多联式空调及其  
控制方法

(57)摘要

本发明涉及一种基于微通道换热器的变频  
多联式空调及其控制方法,对变频多联式空调压  
缩机的压缩比和排气压力进行优化控制,提高空  
调系统运行的安全性和可靠性。空调系统应用在  
高温场合或炎热区域的长配管场合时,一方面保  
证系统在宽负荷运行工况下的有效安全特性及  
长期可靠性,同时降低制冷剂充注量及成本,另  
一方面系统能获得较大制冷量及合适的制冷剂  
过冷度,以满足用户需求和应用要求。



1. 一种基于微通道换热器的变频多联式空调的控制方法, 其特征在于: 系统压缩比 $\beta = P_d/P_s$ , 其中,  $P_d$ 为压缩机的排气压力,  $P_s$ 为压缩机的吸气压力;

当 $\beta < a_1$ 时, 系统进入频率强制上升控制模式, 控制压缩机以 $x$  Hz/s的速度提升频率;

当 $a_1 \leq \beta < a_2$ 时, 系统进入频率禁止降低控制模式, 控制压缩机的频率不变或增加;

当 $a_2 \leq \beta < a_3$ 时, 系统进入正常控制模式, 压缩机频率根据系统负荷进行自动调整;

当 $a_3 \leq \beta < a_4$ 时, 系统进入频率禁止增加控制模式, 控制压缩机的频率不变或降低;

当 $\beta \geq a_4$ 时, 系统进入频率强制降低控制模式, 控制压缩机以 $x$  Hz/s的速度降低频率;

所述压缩机设置有排气压力第一上限值 $P_{d1}$ 、第二上限值 $P_{d2}$ 、第三上限值 $P_{d3}$ ,

当 $P_d \leq P_{d1}$ 时, 系统进入正常控制模式;

当 $P_{d1} < P_d < P_{d3}$ 时, 根据上一周期系统所处控制模式, 进入正常控制模式, 或频率禁止增加控制模式, 或频率强制降低控制模式;

当 $P_d \geq P_{d3}$ 时, 系统进入频率强制降低控制模式;

当 $P_{d1} < P_d < P_{d2}$ 时, 判断上一周期系统是否处于正常控制模式, 若是, 系统仍然进入正常控制模式, 若否, 系统进入频率禁止增加控制模式;

当 $P_{d2} \leq P_d < P_{d3}$ 时, 判断上一周期系统是否处于频率强制降低控制模式, 若是, 系统仍然进入频率强制降低控制模式, 若否, 系统进入频率禁止增加控制模式。

2. 根据权利要求1所述的基于微通道换热器的变频多联式空调的控制方法, 其特征在于: 所述空调制冷工况下冷凝器出口制冷剂的过冷度为 $\Delta T$ ,  $\Delta T = T_c - T_o$ ,  $T_o$ 为冷凝器出口处的温度传感器检测的值,  $T_c$ 为排气压力 $P_d$ 对应的饱和温度,

在 $\Delta T \geq$ 设定值时, 压缩机设置有排气压力第一上限值 $P_{d1}'$ 、第二上限值 $P_{d2}'$ 、第三上限值 $P_{d3}'$ ,

当 $P_d \leq P_{d1}'$ 时, 系统进入正常控制模式;

当 $P_{d1}' < P_d < P_{d3}'$ 时, 根据上一周期系统所处控制模式, 进入正常控制模式, 或频率禁止增加控制模式, 或频率强制降低控制模式;

当 $P_d \geq P_{d3}'$ 时, 系统进入频率强制降低控制模式;

在 $\Delta T <$ 设定值时, 压缩机设置有排气压力第一上限值 $P_{d1}''$ 、第二上限值 $P_{d2}''$ 、第三上限值 $P_{d3}''$ ,

当 $P_d \leq P_{d1}''$ 时, 系统进入正常控制模式;

当 $P_{d1}'' < P_d < P_{d3}''$ 时, 根据上一周期系统所处控制模式, 进入正常控制模式, 或频率禁止增加控制模式, 或频率强制降低控制模式;

当 $P_d \geq P_{d3}''$ 时, 系统进入频率强制降低控制模式;

其中,  $P_{d1}' > P_{d1}''$ ,  $P_{d2}' > P_{d2}''$ ,  $P_{d3}' > P_{d3}''$ 。

3. 根据权利要求2所述的基于微通道换热器的变频多联式空调的控制方法, 其特征在于:

当 $P_{d1}' < P_d < P_{d2}'$ 时, 判断上一周期系统是否处于正常控制模式, 若是, 系统仍然进入正常控制模式, 若否, 系统进入频率禁止增加控制模式;

当 $P_{d2}' \leq P_d < P_{d3}'$ 时, 判断上一周期系统是否处于频率强制降低控制模式, 若是, 系统仍然进入频率强制降低控制模式, 若否, 系统进入频率禁止增加控制模式。

4. 根据权利要求2所述的基于微通道换热器的变频多联式空调的控制方法, 其特征在

于：

当 $Pd1'' < Pd < Pd2''$ 时，判断上一周期系统是否处于正常控制模式，若是，系统仍然进入正常控制模式，若否，系统进入频率禁止增加控制模式；

当 $Pd2'' \leq Pd < Pd3''$ 时，判断上一周期系统是否处于频率强制降低控制模式，若是，系统仍然进入频率强制降低控制模式，若否，系统进入频率禁止增加控制模式。

5. 根据权利要求1-4任意一项所述的基于微通道换热器的变频多联式空调的控制方法，其特征在于：所述系统进入频率强制降低控制模式时，控制压缩机以y Hz/s的速度降低频率。

6. 根据权利要求5所述的基于微通道换热器的变频多联式空调的控制方法，其特征在于：所述 $y < x$ 。

7. 一种基于微通道换热器的变频多联式空调，其特征在于：所述空调的控制方法为权利要求1-6任意一项所述的方法。

## 基于微通道换热器的变频多联式空调及其控制方法

### 技术领域

[0001] 本发明属于变频多联式空调技术领域,具体地说,是涉及一种采用微通道换热器的变频多联式空调及其控制方法。

### 背景技术

[0002] 变频多联机空调是一类结构复杂、系统庞大、内部参数耦合、边界条件多样的复杂制冷系统,由于具有控制自由、高效节能、便于安装维护等优点,是中央空调发展的一个重要方向。

[0003] 现有多联机系统中主要采用铜管-翅片式换热器作为冷凝器或蒸发器,随着铜价的提高,多联机产品的成本也随之提高。全铝微通道换热器具备换热效率高、体积小、制冷剂充注量少且成本低等优点,正成为空调系统中换热器的重要选型之一。

[0004] 全铝微通道换热器应用于变频多联机系统时,由于系统负荷波动较大(20%~150%),导致系统的压力波动较大,对应给定的制冷剂充注量,需要通过调节系统频率来调整系统制冷剂循环量及压力,从而提供用户所需求的制冷量。

[0005] 对于基于微通道换热器的多联机系统频率调节过程中,系统压缩比保护控制至关重要,压缩比的下限过低时会导致压缩机涡旋盘脱落,压缩比上限过高时会使得涡旋盘磨损及压缩机轴承负载过大,带来安全隐患并影响机组的长期运行可靠性。

[0006] 而当变频多联式空调系统在高温场合或炎热区域运行时,系统需要提供较大制冷量,频率增加会提升系统压力。为了防止压力过高带来的安全隐患,系统设置排气压力保护值,若保护值设定过低,则压缩机频率无法有效提高,易导致系统制冷量不足,无法平衡室内较大热负荷;若提高排气压力保护值,可以提高压缩机频率进而提升制冷量,但牺牲了系统部分安全余量,更重要的是频率增加时可能导致流经冷凝器后制冷剂过冷度降低,在长配管场合下会导致制冷剂进入内机前已经闪发,导致系统制冷性能降低。

### 发明内容

[0007] 本发明的目的在于提供一种基于微通道换热器的变频多联式空调的控制方法,解决了现有采用微通道换热器的空调系统安全可靠性差、制冷量不足的技术问题。

[0008] 为解决上述技术问题,本发明采用以下技术方案予以实现:

[0009] 一种基于微通道换热器的变频多联式空调的控制方法,系统压缩比 $\beta=P_d/P_s$ ,其中,P<sub>d</sub>为压缩机的排气压力,P<sub>s</sub>为压缩机的吸气压力;

[0010] 当 $\beta < a_1$ 时,系统进入频率强制上升控制模式,控制压缩机以x Hz/s的速度提升频率;由于此时压缩机的压缩比过低,容易导致压缩机涡旋盘脱落,系统强制压缩机频率增加,提高排气压力P<sub>d</sub>,进而提高压缩比;

[0011] 某些小负荷情况下,压缩机频率高会使得出风温度过低,因此通过降低压缩机频率来降低制冷剂循环量,进而P<sub>d</sub>降低使得 $a_1 \leq \beta < a_2$ 时,系统进入频率禁止降低控制模式,控制压缩机的频率不变或增加;此时禁止压缩机频率降低,防止压缩比进一步降低,以保护压

缩机安全性为主；

[0012] 当 $a_2 \leq \beta < a_3$ 时，系统进入正常控制模式，压缩机频率根据系统负荷进行自动调整；

[0013] 当 $a_3 \leq \beta < a_4$ 时，系统进入频率禁止增加控制模式，控制压缩机的频率不变或降低；由于此时系统压缩比较大，该条件下长期运行会使得涡旋盘磨损及压缩机轴承载过大，并影响机组的长期运行可靠性，且降低系统循环性能，因此禁止压缩机频率增加，从而防止压缩比进一步提高；

[0014] 在某些特殊时刻，可能会使得瞬时压缩比 $\beta \geq a_4$ 时，系统进入频率强制降低控制模式，控制压缩机以 $x$  Hz/s的速度降低频率，此时强制压缩机频率降低，降低排气压力Pd，从而降低压缩比。

[0015] 在高温条件下，为了采用微通道换热器的系统能获得较大制冷量，同时保证冷凝器出口制冷剂具备较大过冷度，

[0016] 压缩机设置有排气压力第一上限值Pd1、第二上限值Pd2、第三上限值Pd3，

[0017] 当 $Pd \leq Pd1$ 时，系统进入正常控制模式；

[0018] 当 $Pd1 < Pd < Pd3$ 时，根据上一周期系统所处控制模式，进入正常控制模式，或频率禁止增加控制模式，或频率强制降低控制模式；

[0019] 当 $Pd \geq Pd3$ 时，系统进入频率强制降低控制模式。

[0020] 优选的，

[0021] 当 $Pd1 < Pd < Pd2$ 时，判断上一周期系统是否处于正常控制模式，若是，系统仍然进入正常控制模式，若否，系统进入频率禁止增加控制模式；

[0022] 当 $Pd2 \leq Pd < Pd3$ 时，判断上一周期系统是否处于频率强制降低控制模式，若是，系统仍然进入频率强制降低控制模式，若否，系统进入频率禁止增加控制模式。由于在系统运行过程中，Pd波动较大且波动周期小，采用上述控制方式，可避免Pd快速波动而经常变化，有利于系统的稳定。

[0023] 进一步的，空调制冷工况下冷凝器出口制冷剂的过冷度为 $\Delta T$ ， $\Delta T = T_c - T_o$ ， $T_o$ 为冷凝器出口处的温度传感器检测的值， $T_c$ 为排气压力Pd对应的饱和温度，在 $\Delta T \geq$ 设定值时，压缩机设置有排气压力第一上限值Pd1'、第二上限值Pd2'、第三上限值Pd3'，

[0024] 当 $Pd \leq Pd1'$ 时，系统进入正常控制模式；

[0025] 当 $Pd1' < Pd < Pd3'$ 时，根据上一周期系统所处控制模式，进入正常控制模式，或频率禁止增加控制模式，或频率强制降低控制模式；

[0026] 当 $Pd \geq Pd3'$ 时，系统进入频率强制降低控制模式；

[0027] 在 $\Delta T <$ 设定值时，压缩机设置有排气压力第一上限值Pd1''、第二上限值Pd2''、第三上限值Pd3''，

[0028] 当 $Pd \leq Pd1''$ 时，系统进入正常控制模式；

[0029] 当 $Pd1'' < Pd < Pd3''$ 时，根据上一周期系统所处控制模式，进入正常控制模式，或频率禁止增加控制模式，或频率强制降低控制模式；

[0030] 当 $Pd \geq Pd3''$ 时，系统进入频率强制降低控制模式；

[0031] 其中， $Pd1' > Pd1''$ ， $Pd2' > Pd2''$ ， $Pd3' > Pd3''$ 。当过冷度 $\Delta T \geq$ 设定值时，采取较大的Pd上限值，能有效提高压缩机频率，提高制冷剂流率，以使得高温工况或炎热区域运行时系统运行频率较大从而获得较大的制冷量，以平衡室内较大的热负荷。当 $\Delta T <$ 设定值时，采

取较小的Pd上限值,限制压缩机能取得的最大频率,以降低制冷剂流率,优先通过限制制冷剂流率来提高制冷剂过冷度,防止长配管条件下制冷剂闪发,同时还能使得系统获得相对较大的制冷量。

[0032] 优选的,

[0033] 当 $Pd1' < Pd < Pd2'$ 时,判断上一周期系统是否处于正常控制模式,若是,系统仍然进入正常控制模式,若否,系统进入频率禁止增加控制模式;

[0034] 当 $Pd2' \leq Pd < Pd3'$ 时,判断上一周期系统是否处于频率强制降低控制模式,若是,系统仍然进入频率强制降低控制模式,若否,系统进入频率禁止增加控制模式。

[0035] 当 $Pd1'' < Pd < Pd2''$ 时,判断上一周期系统是否处于正常控制模式,若是,系统仍然进入正常控制模式,若否,系统进入频率禁止增加控制模式;

[0036] 当 $Pd2'' \leq Pd < Pd3''$ 时,判断上一周期系统是否处于频率强制降低控制模式,若是,系统仍然进入频率强制降低控制模式,若否,系统进入频率禁止增加控制模式。

[0037] 当系统进入频率强制降低控制模式时,控制压缩机以y Hz/s的速度降低频率。

[0038] 其中,y<x。

[0039] 基于上述微通道换热器的变频多联式空调控制方法的设计,本发明还提出了一种基于微通道换热器的变频多联式空调,空调的控制方法为:系统压缩比 $\beta=Pd/Ps$ ,其中,Pd为压缩机的排气压力,Ps为压缩机的吸气压力;

[0040] 当 $\beta < a_1$ 时,系统进入频率强制上升控制模式,控制压缩机以x Hz/s的速度提升频率;

[0041] 当 $a_1 \leq \beta < a_2$ 时,系统进入频率禁止降低控制模式,控制压缩机的频率不变或增加;

[0042] 当 $a_2 \leq \beta < a_3$ 时,系统进入正常控制模式,压缩机频率根据系统负荷进行自动调整;

[0043] 当 $a_3 \leq \beta < a_4$ 时,系统进入频率禁止增加控制模式,控制压缩机的频率不变或降低;

[0044] 当 $\beta \geq a_4$ 时,系统进入频率强制降低控制模式,控制压缩机以x Hz/s的速度降低频率。

[0045] 与现有技术相比,本发明的优点和积极效果是:本发明针对采用微通道换热器的变频多联式空调,优化其控制方法,首先根据系统压缩比的大小对压缩机频率进行控制,当 $\beta < a_1$ 时,即系统压缩比过低时,强制压缩机频率快速增加,以提高排气压力,进而提高压缩比,防止压缩机涡旋盘脱落; $a_1 \leq \beta < a_2$ 时,禁止压缩机频率降低,防止压缩比进一步降低,以保护压缩机的安全;当 $a_2 \leq \beta < a_3$ 时,压缩机频率根据系统负荷进行自动调整;当 $a_3 \leq \beta < a_4$ 时,禁止压缩机频率增加,防止压缩比进一步提高,以防止涡旋盘磨损及压缩机轴承负载过大,影响机组的长期运行可靠性,降低系统循环性能; $\beta \geq a_4$ 时强制压缩机频率快速降低,降低排气压力Pd,从而降低压缩比,以保证机组运行可靠性。因而,本发明能够保证系统在宽负荷运行工况下的有效安全特性及长期可靠性,同时降低制冷剂充注量及成本。

## 附图说明

[0046] 图1为本发明具体实施例变频多联式空调系统示意图。

[0047] 图2为本发明具体实施例微通道换热器的示意图。

[0048] 图3为本发明具体实施例空调系统压缩比保护控制流程图。

[0049] 图4为本发明具体实施例空调系统压缩机排气压力保护控制流程图。

## 具体实施方式

[0050] 下面以图1所示的变频多联式空调系统为例对本发明的具体实现方式进行说明，当然，变频多联空调系统并不以此作为限定。

[0051] 如图1所示：本实施例的变频多联式空调系统包括室外机01及多个室内机02。室外机01由以下部件构成：变频压缩机1、油分离器2、单向阀3、四通换向阀4、室外换热器5、室外电子膨胀阀6、气液分离器7、电磁阀8、毛细管9、高压压力传感器10、低压压力传感器11、温度传感器12、液侧截止阀13和气侧截止阀14。室内机02由室内电子膨胀阀15和室内换热器16构成。

[0052] 压缩机1的排气端与油分离器2的入口端相连，油分离器2的出气端与单向阀3的一端相连，单向阀3的另一端与四通换向阀4的第一端相连，四通换向阀4的第二端与室外换热器5的入口端相连，室外换热器5的出口端与室外电子膨胀阀6的一端相连，室外电子膨胀阀6的另一端与液侧截止阀13的一端相连，液侧截止阀13的另一端与室内电子膨胀阀15的一端相连，室内电子膨胀阀15的另一端与室内换热器16的一端相连，室内换热器16的另一端与气侧截止阀14的一端相连，气侧截止阀14的另一端与四通换向阀4的第四端相连，四通换向阀4的第三端与气液分离器7一端相连，气液分离器7的另一端与压缩机1的吸气端相连；油分离器2的出油端与毛细管9的一端相连，毛细管9的另一端与电磁阀8的一端相连，电磁阀8的另一端同样与压缩机1的吸气端相连。

[0053] 高压压力传感器10布置于油分离器2的出气端与单向阀3的一端之间的制冷剂管路上；低压压力传感器11布置于通换向阀4的第三端与气液分离器7一端之间的制冷剂管路上；温度传感器12布置于室外换热器5的制冷剂出口管路上。

[0054] 当系统处于制冷运行时，四通换向阀4的第一端与第二端联通，且第三端与第四端联通，形成制冷连通通路；当系统处于制热运行时，四通换向阀4的第一端与第四端联通，且第二端与第三端联通，形成制热连通通路。

[0055] 电磁阀8为常闭型电磁阀，当系统启动回油控制时使其通电，从而使得油分离器2底端的润滑油通过毛细管9降压后返回至压缩机1。

[0056] 室外换热器5为全铝微通道换热器，室内换热器16为全铝微通道换热器或现有钢管-翅片式换热器。

[0057] 本实施例仅以图2所示的微通道换热器进行说明，但本发明并不限定在图2所述的微通道换热器，在变频多联式空调中采用现有任意形式的微通道换热器均可采用本发明的控制方法，均在本发明的保护范围之内。

[0058] 本实施例的微通道换热器包括：入口管路61、出口管路62、端板63、开窗翅片64、扁管65、隔板66及集流管67构成。各部件均有铝合金材料制造形成。

[0059] 微通道换热器的集流管67位于换热器的左右两侧；入口管路61及出口管路62设置在同一集流管67上，根据系统内部管路设计，入口管路61及出口管路62也可设置在两侧不同的集流管上67。

[0060] 在集流管67不同位置设置隔板66可形成不同的制冷剂流程，在左侧集流管67内设置一个隔板66，且在右侧集流管67内设置两个隔板66，可形成四个制冷剂流程，根据每个流程的扁管数的比值，可确定该换热器的流程数，例如，制冷剂流程为32:20:14:8。如果在左

侧集流管67内设置一个隔板66且右侧集流管67内不设置隔板66,可形成两个制冷剂流程,例如,制冷剂流程为55:25。

[0061] 本发明所涉及的各种参数 $a_1$ 、 $a_2$ 、 $a_3$ 、 $a_4$ 、 $x$ 、 $Pd_1$ 、 $Pd_2$ 、 $Pd_3$ 、 $Pd_1'$ 、 $Pd_2'$ 、 $Pd_3'$ 、设定值、 $Pd_1''$ 、 $Pd_2''$ 、 $Pd_3''$ 、 $y$ ,均是针对不同的制冷剂,分别通试验确定的。下面通过制冷剂为R410A和R22为例,分别对本发明的实现方式进行说明:

[0062] 具体实施例1:

[0063] 下面针对图1、图2所示的微通道换热器的变频多联式空调,以制冷剂为R410A为例,对本发明的控制方法进行说明。

[0064] 如图3所示,空调系统压缩比保护控制方法为:系统压缩比 $\beta = Pd/Ps$ ,其中,Pd为高压压力传感器10检测到的排气压力,Ps为低压压力传感器11检测到的吸气压力;

[0065] 当 $\beta < 2.2$ 时,系统进入频率强制上升控制模式,控制压缩机以0.3Hz/s的速度提升频率;

[0066] 当 $2.2 \leq \beta < 2.5$ 时,系统进入频率禁止降低控制模式,控制压缩机的频率不变或增加,以防止压缩比进一步降低;

[0067] 当 $2.5 \leq \beta < 7.5$ 时,系统进入正常控制模式,压缩机频率根据系统负荷进行自动调整;

[0068] 当 $7.5 \leq \beta < 8.1$ 时,系统进入频率禁止增加控制模式,控制压缩机的频率不变或降低;以防止压缩比进一步提高;

[0069] 当 $\beta \geq 8.1$ 时,系统进入频率强制降低控制模式,控制压缩机以0.3Hz/s的速度降低频率。

[0070] 在对系统压缩比进行控制的同时,对压缩机的排气压力Pd进行控制。为保证系统能在长配管条件下有效运行,需要保证制冷工况下冷凝器(室外换热器5)出口制冷剂的过冷度 $\Delta T$ 在6℃以上,其中 $\Delta T = T_c - T_o$ , $T_o$ 为温度传感器12检测值, $T_c$ 为排气压力Pd对应的饱和温度。

[0071] 在 $\Delta T \geq 6$ ℃时,压缩机排气压力的上限值 $Pd_1'$ 、 $Pd_2'$ 及 $Pd_3'$ 分别为3.4MPa、3.6MPa及3.65MPa; $\Delta T < 6$ ℃时,压缩机排气压力的上限值 $Pd_1''$ 、 $Pd_2''$ 及 $Pd_3''$ 分别为3.2MPa、3.35MPa及3.45MPa。

[0072] 当过冷度 $\Delta T \geq 6$ ℃时,采取较大的上限值,以使得高温工况或炎热区域运行时系统运行频率较大从而获得较大的制冷量。当 $\Delta T < 6$ ℃时,采取较小的上限值,优先通过限制制冷剂流率来提高制冷剂过冷度,防止长配管条件下制冷剂闪发,同时还能使得系统获得相对较大的制冷量。

[0073] 如图4所示,在 $\Delta T \geq 6$ ℃时,

[0074] 当 $Pd \leq 3.4$ MPa时,系统进入正常控制模式;

[0075] 当 $3.4$ MPa <  $Pd < 3.6$ MPa时,判断上一周期系统是否处于正常控制模式,若是,系统仍然进入正常控制模式,若否,系统进入频率禁止增加控制模式;

[0076] 当 $3.6$ MPa ≤  $Pd < 3.65$ MPa时,判断上一周期系统是否处于频率强制降低控制模式,若是,系统仍然进入频率强制降低控制模式,控制压缩机以0.2 Hz/s的速度降低频率,若否,系统进入频率禁止增加控制模式;

[0077] 当 $Pd \geq 3.65$ MPa时,系统进入频率强制降低控制模式,控制压缩机以0.2 Hz/s的速

度降低频率；

[0078] 在  $\Delta T < 6^\circ\text{C}$  时，

[0079] 当  $P_d \leq 3.2\text{ MPa}$  时，系统进入正常控制模式；

[0080] 当  $3.2\text{ MPa} < P_d < 3.35\text{ MPa}$  时，判断上一周期系统是否处于正常控制模式，若是，系统仍然进入正常控制模式，若否，系统进入频率禁止增加控制模式；

[0081] 当  $3.35\text{ MPa} \leq P_d < 3.45\text{ MPa}$  时，判断上一周期系统是否处于频率强制降低控制模式，若是，系统仍然进入频率强制降低控制模式，控制压缩机以  $0.2\text{ Hz/s}$  的速度降低频率，若否，系统进入频率禁止增加控制模式；

[0082] 当  $P_d \geq 3.45\text{ MPa}$  时，系统进入频率强制降低控制模式，控制压缩机以  $0.2\text{ Hz/s}$  的速度降低频率。

[0083] 具体实施例2：

[0084] 本实施例以制冷剂为R22为例，对本发明的控制方法进行说明。

[0085] 空调系统压缩比保护控制方法为：系统压缩比  $\beta = P_d/P_s$ ，其中， $P_d$  为高压压力传感器10检测到的排气压力， $P_s$  为低压压力传感器11检测到的吸气压力；

[0086] 当  $\beta < 1.9$  时，系统进入频率强制上升控制模式，控制压缩机以  $0.25\text{ Hz/s}$  的速度提升频率；

[0087] 当  $1.9 \leq \beta < 2.3$  时，系统进入频率禁止降低控制模式，控制压缩机的频率不变或增加，以防止压缩比进一步降低；

[0088] 当  $2.3 \leq \beta < 7.0$  时，系统进入正常控制模式，压缩机频率根据系统负荷进行自动调整；

[0089] 当  $7.0 \leq \beta < 7.6$  时，系统进入频率禁止增加控制模式，控制压缩机的频率不变或降低；以防止压缩比进一步提高；

[0090] 当  $\beta \geq 7.6$  时，系统进入频率强制降低控制模式，控制压缩机以  $0.25\text{ Hz/s}$  的速度降低频率。

[0091] 在对系统压缩比进行控制的同时，对压缩机的排气压力  $P_d$  进行控制。为保证系统能在长配管条件下有效运行，需要保证制冷工况下冷凝器（室外换热器5）出口制冷剂的过冷度  $\Delta T$  在  $8^\circ\text{C}$  以上，其中  $\Delta T = T_c - T_o$ ， $T_o$  为温度传感器12检测值， $T_c$  为排气压力  $P_d$  对应的饱和温度。

[0092] 在  $\Delta T \geq 8^\circ\text{C}$  时，压缩机排气压力的上限值  $P_{d1}'$ 、 $P_{d2}'$  及  $P_{d3}'$  分别为  $2.1\text{ MPa}$ 、 $2.25\text{ MPa}$  及  $2.3\text{ MPa}$ ； $\Delta T < 8^\circ\text{C}$  时，压缩机排气压力的上限值  $P_{d1}''$ 、 $P_{d2}''$  及  $P_{d3}''$  分别为  $1.9\text{ MPa}$ 、 $2.05\text{ MPa}$  及  $2.15\text{ MPa}$ 。

[0093] 当过冷度  $\Delta T \geq 8^\circ\text{C}$  时，采取较大的上限值，以使得高温工况或炎热区域运行时系统运行频率较大从而获得较大的制冷量。当  $\Delta T < 8^\circ\text{C}$  时，采取较小的上限值，优先通过限制制冷剂流率来提高制冷剂过冷度，防止长配管条件下制冷剂闪发，同时还能使得系统获得相对较大的制冷量。

[0094] 在  $\Delta T \geq 8^\circ\text{C}$  时，

[0095] 当  $P_d \leq 2.1\text{ MPa}$  时，系统进入正常控制模式；

[0096] 当  $2.1\text{ MPa} < P_d < 2.25\text{ MPa}$  时，判断上一周期系统是否处于正常控制模式，若是，系统仍然进入正常控制模式，若否，系统进入频率禁止增加控制模式；

[0097] 当 $2.25\text{MPa} \leq P_d < 2.3\text{MPa}$ 时,判断上一周期系统是否处于频率强制降低控制模式,若是,系统仍然进入频率强制降低控制模式,控制压缩机以 $0.15\text{Hz/s}$ 的速度降低频率,若否,系统进入频率禁止增加控制模式;

[0098] 当 $P_d \geq 2.3\text{MPa}$ 时,系统进入频率强制降低控制模式,控制压缩机以 $0.15\text{ Hz/s}$ 的速度降低频率;

[0099] 在 $\Delta T < 8^\circ\text{C}$ 时,

[0100] 当 $P_d \leq 1.9\text{MPa}$ 时,系统进入正常控制模式;

[0101] 当 $1.9\text{MPa} < P_d < 2.05\text{MPa}$ 时,判断上一周期系统是否处于正常控制模式,若是,系统仍然进入正常控制模式,若否,系统进入频率禁止增加控制模式;

[0102] 当 $2.05\text{MPa} \leq P_d < 2.15\text{MPa}$ 时,判断上一周期系统是否处于频率强制降低控制模式,若是,系统仍然进入频率强制降低控制模式,控制压缩机以 $0.15\text{ Hz/s}$ 的速度降低频率,若否,系统进入频率禁止增加控制模式;

[0103] 当 $P_d \geq 2.15\text{MPa}$ 时,系统进入频率强制降低控制模式,控制压缩机以 $0.15\text{ Hz/s}$ 的速度降低频率。

[0104] 最后应说明的是:以上实施例仅用以说明本发明的技术方案,而非对其限制;尽管参照前述实施例对本发明进行了详细的说明,本领域的普通技术人员应当理解:其依然可以对前述各实施例所记载的技术方案进行修改,或者对其中部分技术特征进行等同替换;而这些修改或者替换,并不使相应技术方案的本质脱离本发明各实施例技术方案的精神和范围。

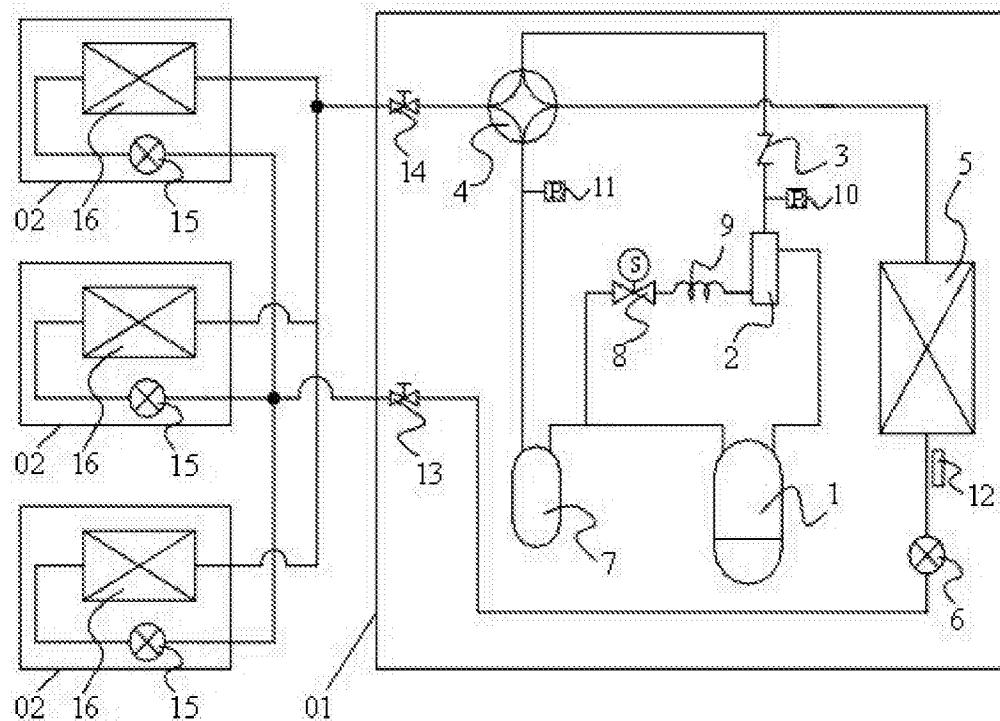


图1

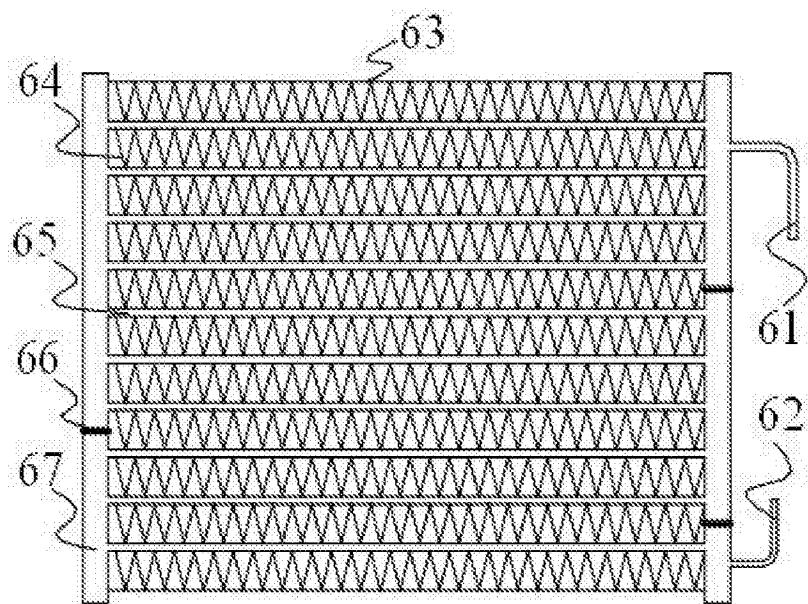


图2

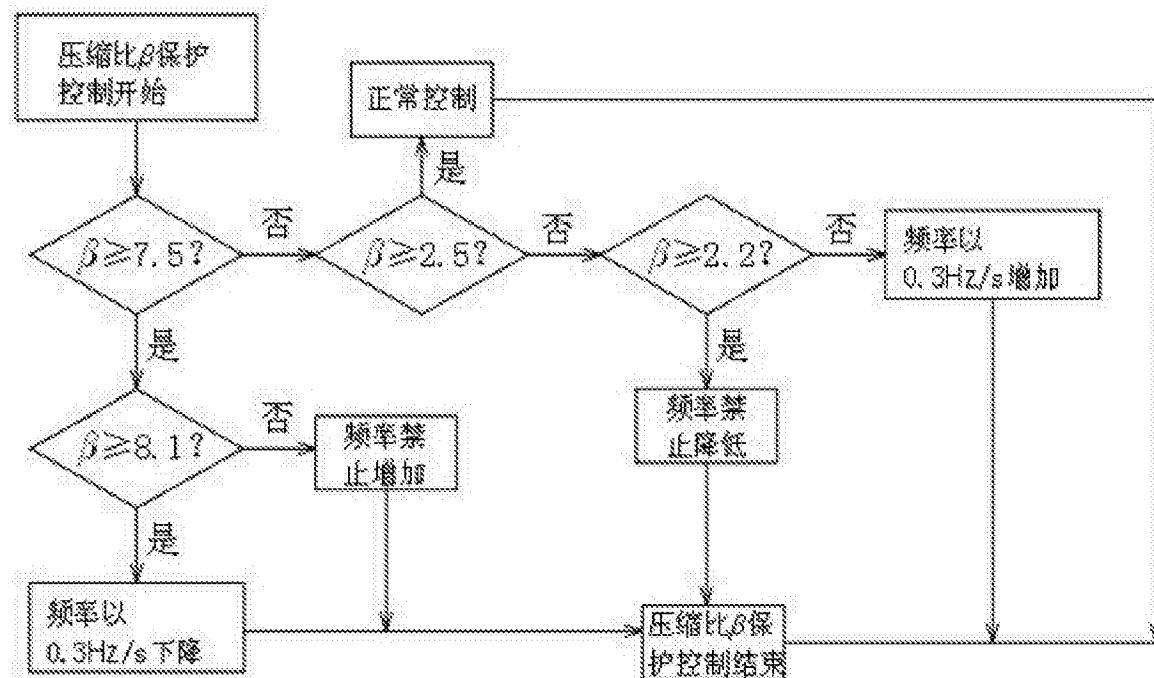


图3

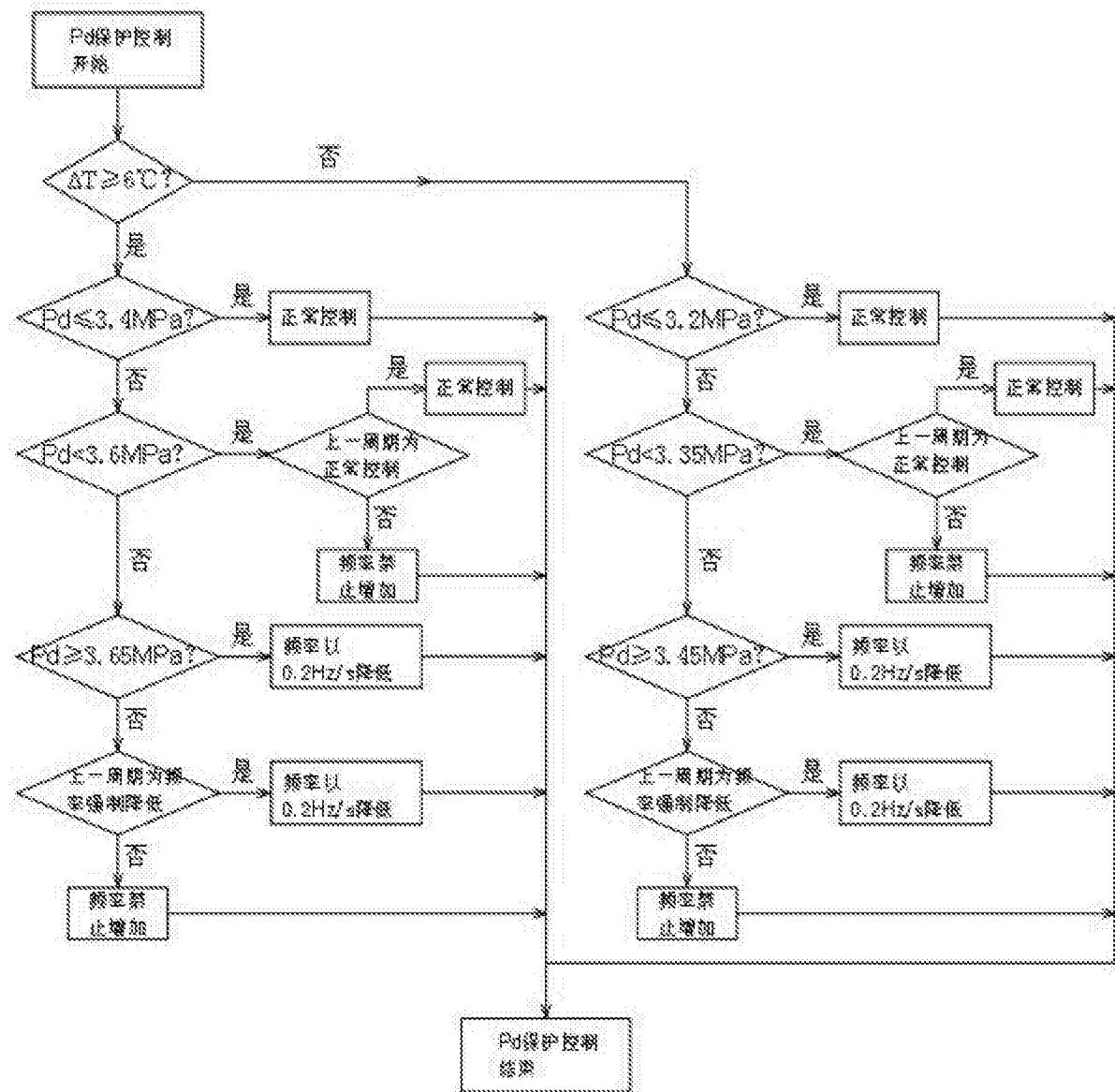


图4