



(12)发明专利申请

(10)申请公布号 CN 111546852 A

(43)申请公布日 2020.08.18

(21)申请号 202010364584.6

(22)申请日 2020.04.30

(71)申请人 西安交通大学

地址 710049 陕西省西安市咸宁西路28号

(72)发明人 曹锋 王静 方建珉 殷翔

(74)专利代理机构 西安通大专利代理有限责任公司 61200

代理人 姚咏华

(51)Int.Cl.

B60H 1/00(2006.01)

B60H 1/32(2006.01)

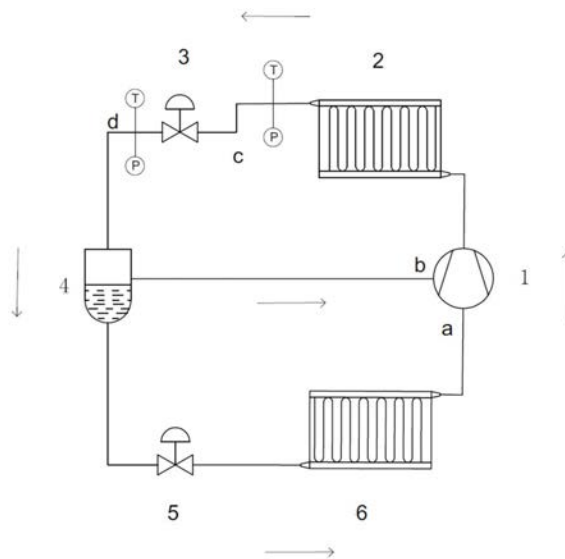
权利要求书3页 说明书6页 附图3页

(54)发明名称

一种跨临界二氧化碳电动汽车热管理系统及其控制方法

(57)摘要

本发明公开了一种跨临界二氧化碳电动汽车热管理系统及控制方法,包括:压缩机、气体冷却器、第一电子膨胀阀、储液器、第二电子膨胀阀和蒸发器;所述压缩机采用3+1缸补气活塞式压缩机,压缩机的a吸气口连接3个主气缸用于主循环压缩,压缩机的b吸气口连接1个辅助气缸用于补气压缩,压缩完成后两路制冷剂混合,两者的压缩频率一致;压缩机的出口通过气体冷却器和第一电子膨胀阀连接储液器;储液器的气体出口连接压缩机的b吸气口;储液器的液体出口通过第二电子膨胀阀和蒸发器连接压缩机的a吸气口。本发明解决了跨临界二氧化碳制冷性能不足的难题,推动了绿色制冷剂CO<sub>2</sub>步入实际应用的进程,为环境保护和节约能源做出了巨大的贡献。



1. 一种跨临界二氧化碳电动汽车热管理系统,其特征在于,包括:压缩机(1)、气体冷却器(2)、第一电子膨胀阀(3)、储液器(4)、第二电子膨胀阀(5)和蒸发器(6);

所述压缩机(1)采用3+1缸补气活塞式压缩机,压缩机的a吸气口连接3个主气缸用于主循环压缩,压缩机的b吸气口连接1个辅助气缸用于补气压缩,压缩完成后两路制冷剂混合,两者的压缩频率一致;

压缩机(1)的出口通过气体冷却器(2)和第一电子膨胀阀(3)连接储液器(4);储液器(4)的气体出口连接压缩机(1)的b吸气口;储液器(4)的液体出口通过第二电子膨胀阀(5)和蒸发器(6)连接压缩机(1)的a吸气口。

2. 权利要求1所述的一种跨临界二氧化碳电动汽车热管理系统的控制方法,其特征在于,包括:

制冷剂在压缩机中被压缩至状态点2的高温高压的超临界状态,进入气体冷却器中等压放热成为状态点3,而后被第一电子膨胀阀等焓节流后处于两相状态点4,进入储液器,气态制冷剂直接通过压缩机的b吸气口进入压缩腔,成为状态点7,参与下一轮的制冷剂压缩过程,状态点5的液态制冷剂从储液器中流出后成为状态点6的饱和液态,再次被第二电子膨胀阀节流,由饱和液态进入两相状态点8,而后进入蒸发器中等压吸热,变成状态点1的饱和和气态或者过热气态,最后通过压缩机的a吸气口进入压缩机的压缩腔中,参与下一轮的压缩过程。

3. 根据权利要求2所述的一种跨临界二氧化碳电动汽车热管理系统的控制方法,其特征在于,并行压缩系统的稳定取决于状态点5的制冷剂的干度,若状态点5的气态过多,则储液器内的液态制冷剂的量会逐渐减少,进入蒸发器内的制冷剂严重不足,压缩机吸气严重过热,系统性能越来越恶化;若状态点5的液态制冷剂过多,则导致补气回路制冷剂越来越少,甚至吸入液态制冷剂直接进入压缩机,二次节流后进入蒸发器中的制冷剂也越来越多,导致蒸发器出口仍处于两相态,压缩机吸气带液,对压缩机的寿命以及系统性能均有十分恶劣的影响;所述控制方法对压缩机的主吸气路和辅助吸气路的制冷剂流量进行控制,调节两路的制冷剂的质量流量使最终排气侧汇合后的制冷剂经过一轮节流后进入储液器的干度刚好满足系统要求,储液器的液面始终保持恒定;

第一电子膨胀阀(3)前后安装压力传感器和温度传感器,对该两点的温度压力状态进行数据采集,即:阀前温度 $T_4$ ,阀前压力 $P_4$ ,阀后温度 $T_5$ ,阀后压力 $P_5$ ;则:

$$h_4 = f(T_4, P_4)$$

状态点4到状态点5为等焓压缩过程,故

$$h_5 = h_4$$

状态点5的干度 $x_5$ 由以下公式确定:

$$x_5 = f(P_5, h_5)$$

状态点5的干度值具体反映在储液器的液面变化上,当储液器的液面始终保持恒定不变时,即可视为系统运行稳定;在任一工况下,系统运行后,由状态点5的参数,计算状态点7的制冷剂的密度:

$$P_7 = P_5$$

$$\rho_7 = (P_7, X_7 = 1)$$

状态点1的密度计算获得:

$$\rho_1 = (P_1, T_1)$$

压缩机的辅助吸气腔和主吸气腔的容积分别设为 $V_1$ 和 $V_2$ ,则两路的制冷剂的质量流量满足:

$$m_1 = \rho_1 \cdot V_1$$

$$m_7 = \rho_7 \cdot V_7$$

两路的制冷剂的质量流量比值为 $n = \frac{m_1}{m_7}$ ;当调节两路的质量流量比 $n = x_5 / (1 - x_5)$ 时,系统达到稳定。

4. 根据权利要求2所述的一种跨临界二氧化碳电动汽车热管理系统的控制方法,其特征在于,压缩机的辅助气缸吸气口和主气缸吸气口的制冷剂的流量通过控制压缩机的辅助气缸吸气口和主气缸吸气口的吸气阀片在排气过程中的脉冲式开启进行控制,采用负反馈控制逻辑。

5. 根据权利要求4所述的一种跨临界二氧化碳电动汽车热管理系统的控制方法,其特征在于,吸气阀片的脉冲开启控制采用电流脉冲形式;对系统的两路吸气流量进行调节时,输入控制信号后,吸气阀片打开, $t_{os}$ 中后电磁阀自动关闭, $t's$ 后自动开启, $t_{os}$ 后自动关闭,如此往复,每 $T_s$ 一个调节周期;其中: $T = t_0 + t'$ ;电磁阀开启的 $t_s$ ,系统进行自动的流量调节过程,关闭的 $t's$ 为系统的再次动态稳定的过程,为了再次更加精准的判断吸气的质量流量比与状态点5的干度是否匹配;若系统逐渐运行稳定,两路的质量流量比 $n = x_5 / (1 - x_5)$ ,储液器的液面稳定,则输入关闭电磁阀信号,电磁阀进入始终关闭状态,调节过程结束。

6. 根据权利要求4所述的一种跨临界二氧化碳电动汽车热管理系统的控制方法,其特征在于,脉冲信号的时间间隔设置与系统运行稳定后,两路吸气的制冷剂的质量流量比值相关;即

$$t = f(n)$$

其中: $t$ ——吸气阀片的开启时间间隔,单位秒;

$n$ ——两路吸气制冷剂的质量流量之比,无单位。

7. 根据权利要求4所述的一种跨临界二氧化碳电动汽车热管理系统的控制方法,其特征在于,同一个环境工况下,系统运行的性能即COP值随中间压力 $P_{mid}$ 的增大呈现先增大而后减小的趋势;存在最优中间压力 $P_{opt}$ 使得系统的性能最优,随着环境温度的变化,最优中间排气压力值维持在 $P_{opt}$ ,推荐 $P_{opt} = 5$ ,具体视实际设备实验标定决定。

8. 根据权利要求2所述的一种跨临界二氧化碳电动汽车热管理系统的控制方法,其特征在于,同一个环境工况下,系统的COP随着排气压力的增大呈先增大后减小的趋势,即存在最优排气压力 $P_{dis\_opt}$ ,最优排气压力的值与环境温度 $T_{env}$ 、蒸发温度 $T_{eva}$ 、中间压力 $P_{opt}$ 和送风温度 $T_{air}$ 有关;即

$$P_{dis\_opt} = f(T_{env}, T_{eva}, P_{opt}, T_{air})$$

具体的控制关系式与实际设备的尺寸和容量相关,根据定量关系,按以上函数权重,通过有限的实验获得。

9. 根据权利要求2所述的一种跨临界二氧化碳电动汽车热管理系统的控制方法,其特征在于,系统的排气压力、中间压力和蒸发压力均为控制目标,对系统的中间压力、排气压力和蒸发压力进行控制,使系统在满足制冷需求的基础上,始终运行在最优性能下;对系统

的中间压力进行控制,使系统始终运行在最优中间压力下;系统采用多负反馈PID耦合控制逻辑,压缩机的转速控制蒸发器的蒸发压力,第二电子膨胀阀控制中间压力,第一电子膨胀阀控制系统的排气压力值;对中间压力的控制,瞬时中间压力值为PI控制器的输入量,第二电子膨胀阀的开度为输出量;具体控制逻辑如下:当中间压力值偏高时,即 $P_{mid} \geq P_{opt}$ 时,增大第二电子膨胀阀的开度,使中间压力降低,此时蒸发压力也会有轻微上升,减小压缩机的转速控制蒸发压力恒定,同时排气压力也会随之降低,再减小第一电子膨胀阀的开度,升高排气压力值,如此往复直至,中间压力和排气压力达到运行的环境工况对应的最优值,蒸发压力达到制冷工况要求值,维持整个系统适中运行在最优工况下;当中间压力值偏低时,即 $P_{mid} \leq P_{opt}$ 时,减小第二电子膨胀阀(5)的开度,使中间压力升高,此时蒸发压力也会有轻微下降,增大压缩机的转速控制蒸发压力恒定,同时排气压力也会随之升高,再增大第一电子膨胀阀(3)的开度,降低排气压力值,如此往复直至中间压力和排气压力达到运行的环境工况对应的最优值,蒸发压力达到制冷工况要求值,维持整个系统适中运行在最优工况下。

## 一种跨临界二氧化碳电动汽车热管理系统及其控制方法

### 技术领域

[0001] 本发明属于跨临界二氧化碳系统技术领域,特别涉及一种跨临界二氧化碳电动汽车热管理系统及其控制方法。

### 背景技术

[0002] 传统的制冷剂由于环保性能差,已经逐渐面临被淘汰的趋势。而CO<sub>2</sub>作为一种天然的制冷剂,优势明显。首先,CO<sub>2</sub>本身无毒且不可燃,在作为热泵系统或者空调系统时的质量很少,即使是发生泄露后,浓度也很低,不会对人体造成致命伤害。其次,CO<sub>2</sub>是纯天然气体,不会对环境、大气层造成破坏,绿色环保,满足可持续发展的要求,不仅如此,CO<sub>2</sub>在自然环境中含量丰富,价格低廉,经济性好。最后,CO<sub>2</sub>的跨临界循环在制热方面具有独特的优势,其放热过程温度较高且存在一个相当大的温度滑移(约80~100℃)。研究表明:跨临界CO<sub>2</sub>热泵热水器在蒸发温度为0℃时,水温可以从0℃加热到60℃,其热泵COP可达到4.3,比电热水器和燃气热水器能耗降低75%以上。在寒冷地区,传统空气源热泵的制热量和效率随环境温度的降低下降很快,热泵的使用受到限制。而CO<sub>2</sub>热泵系统在低温环境下能维持较高的供热量及很高的出水温度,大大节约辅助加热设备所消耗的能量。

[0003] 但是,根据目前已有的关于跨临界CO<sub>2</sub>循环的研究发现,跨临界CO<sub>2</sub>循环作为空调应用时,在高环境温度下(35℃以上)的制冷性能不太理想,随着环境温度的升高,制冷性能恶化十分明显,无法满足冷量要求,达到空气调节的目的,无法达到人体的舒适度要求。这一缺点严重的阻碍了跨临界CO<sub>2</sub>的全面的推广应用,拖累了绿色制冷剂发展的前进的步伐。

### 发明内容

[0004] 本发明的目的在于提供一种跨临界二氧化碳电动汽车热管理系统及其控制方法,提升跨临界二氧化碳系统在高环境温度下(35℃以上)的制冷性能,满足人体舒适度要求。

[0005] 为了实现上述目的,本发明采用的技术方案是:

[0006] 一种跨临界二氧化碳电动汽车热管理系统系统,包括:压缩机、气体冷却器、第一电子膨胀阀、储液器、第二电子膨胀阀和蒸发器;

[0007] 所述压缩机采用3+1缸补气活塞式压缩机,压缩机的a吸气口连接3个主气缸用于主循环压缩,压缩机的b吸气口连接1个辅助气缸用于补气压缩,压缩完成后两路制冷剂混合,两者的压缩频率一致;

[0008] 压缩机的出口通过气体冷却器和第一电子膨胀阀连接储液器;储液器的气体出口连接压缩机的b吸气口;储液器的液体出口通过第二电子膨胀阀和蒸发器连接压缩机的a吸气口。

[0009] 一种跨临界二氧化碳电动汽车热管理系统的控制方法,包括:

[0010] 制冷剂在压缩机中被压缩至状态点2的高温高压的超临界状态,进入气体冷却器中等压放热成为状态点3,而后被第一电子膨胀阀等焓节流后处于两相状态点4,进入储液器,气态制冷剂直接通过压缩机的b吸气口进入压缩腔,成为状态点7,参与下一轮的制冷剂

压缩过程,状态点5的液态制冷剂从储液器中流出后成为饱和液态状态点6,再次被第二电子膨胀阀节流,由饱和液态进入两相状态点8,而后进入蒸发器中等压吸热,变成状态点1的饱和气态或者过热气态,最后通过压缩机的a吸气口进入压缩机的压缩腔中,参与下一轮的压缩过程。

[0011] 进一步的,系统的稳定取决于状态点5的制冷剂的干度,若状态点5的气态过多,则储液器内的液态制冷剂的量会逐渐减少,进入蒸发器内的制冷剂严重不足,压缩机吸气严重过热,系统性能越来越恶化;若状态点5的液态制冷剂过多,则导致补气回路制冷剂越来越少,甚至吸入液态制冷剂直接进入压缩机,二次节流后进入蒸发器中的制冷剂也越来越多,导致蒸发器出口仍处于两相态,压缩机吸气带液,对压缩机的寿命以及系统性能均有十分恶劣的影响;所述控制方法对压缩机的主吸气路和辅助吸气路的制冷剂流量进行控制,调节两路的制冷剂的质量流量使最终排气侧汇合后的制冷剂经过一轮节流后进入储液器的干度刚好满足系统要求,储液器的液面始终保持恒定;

[0012] 第一电子膨胀阀前后安装压力传感器和温度传感器,对该两点的温度压力状态进行数据采集,即:阀前温度 $T_4$ ,阀前压力 $P_4$ ,阀后温度 $T_5$ ,阀后压力 $P_5$ ;则:

$$[0013] \quad h_4 = f(T_4, P_4)$$

[0014] 状态点4到状态点5为等焓压缩过程,故

$$[0015] \quad h_5 = h_4$$

[0016] 状态点5的干度 $x_5$ 由以下公式确定:

$$[0017] \quad x_5 = f(P_5, h_5)$$

[0018] 状态点5的干度值具体反映在储液器的液面变化上,当储液器的液面始终保持恒定不变时,即可视为系统运行稳定;在任一工况下,系统运行后,由状态点5的参数,计算状态点7的制冷剂的密度:

$$[0019] \quad P_7 = P_5$$

$$[0020] \quad \rho_7 = (P_7, X_7=1)$$

[0021] 状态点1的密度计算获得:

$$[0022] \quad \rho_1 = (P_1, T_1)$$

[0023] 压缩机的辅助吸气腔和主吸气腔的容积分别设为为 $V_1$ 和 $V_2$ ,则两路的制冷剂的质量流量满足:

$$[0024] \quad m_1 = \rho_1 \cdot V_1$$

[0025]  $m_7 = \rho_7 \cdot V_7$ 两路的制冷剂的质量流量比值为 $n = \frac{m_1}{m_7}$ ;当调节两路的质量流量比 $n = x_5 / (1 - x_5)$ 时,系统达到稳定。

[0026] 进一步的,压缩机的辅助气缸吸气口和主气缸吸气口的制冷剂的流量通过控制压缩机的辅助气缸吸气口和主气缸吸气口的吸气阀片在排气过程中的脉冲式开启进行控制,采用负反馈控制逻辑。

[0027] 进一步的,吸气阀片的脉冲开启控制采用电流脉冲形式;对系统的两路吸气流量进行调节时,输入控制信号后,吸气阀片打开, $t_0$  s中后电磁阀自动关闭, $t'$  s后自动开启, $t_0$  s后自动关闭,如此往复,每 $T_s$ 一个调节周期;其中: $T = t_0 + t'$ ;电磁阀开启的 $t$  s,系统进行自动的流量调节过程,关闭的 $t'$  s为系统的再次动态稳定的过程,为了再次更加精准的判断

吸气的质量流量比与状态点5的干度是否匹配;若系统逐渐运行稳定,两路的质量流量比 $n = x_5 / (1 - x_5)$ ,储液器的液面稳定,则输入关闭电磁阀信号,电磁阀进入始终关闭状态,调节过程结束。

[0028] 进一步的,脉冲信号的时间间隔设置与系统运行稳定后,两路吸气的制冷剂的质量流量比值相关;即

[0029]  $t = f(n)$

[0030] 其中: $t$ ——吸气阀片的开启时间间隔,单位秒;

[0031]  $n$ ——两路吸气制冷剂的质量流量之比,无单位。

[0032] 进一步的,同一个环境工况下,系统运行的性能即COP值随中间压力 $P_{mid}$ 的增大呈现先增大而后减小的趋势;存在最优中间压力 $P_{opt}$ 使得系统的性能最优,随着环境温度的变化,最优中间排气压力值维持在 $P_{opt}$ ,最优中间压力的推荐值为5MPa,即 $P_{opt} = 5$ ,具体视实际设备实验标定决定。

[0033] 进一步的,同一个环境工况下,系统的COP随着排气压力的增大呈先增大后减小的趋势,即存在最优排气压力 $P_{dis\_opt}$ ,最优排气压力的值与环境温度 $T_{env}$ 、蒸发温度 $T_{eva}$ 、中间压力 $P_{opt}$ 和送风温度 $T_{air}$ 有关;即

[0034]  $P_{dis\_opt} = f(T_{env}, T_{eva}, P_{opt}, T_{air})$

[0035] 具体的控制关系式与实际设备的尺寸和容量相关,根据定量关系,按以上函数权重,通过有限的实验获得。

[0036] 进一步的,对系统的中间压力、排气压力和蒸发压力进行控制,使系统在满足制冷需求的基础上,始终运行在最优性能下;中间压力和排气压力在不同的运行工况下均存在与工况一一对应的最优值,蒸发压力则由制冷量和送风温度的要求确定,不同的送风温度对应不同的蒸发压力。系统采用多负反馈PID耦合控制逻辑,压缩机的转速控制蒸发器的蒸发压力,第二电子膨胀阀控制中间压力,第一电子膨胀阀控制系统的排气压力值;对中间压力的控制,瞬时中间压力值为PI控制器的输入量,第二电子膨胀阀的开度为输出量;具体控制逻辑如下:当中间压力值偏高时,即 $P_{mid} \geq P_{opt}$ 时,增大第二电子膨胀阀的开度,使中间压力降低,此时蒸发压力也会有轻微上升,减小压缩机的转速控制蒸发压力恒定,同时排气压力也会随之降低,再减小第一电子膨胀阀的开度,升高排气压力值,如此往复直至中间压力和排气压力都达到对应工况的最优值,蒸发压力也稳定在送风温度对应的要求值。维持整个系统适中运行在最优工况下;当中间压力值偏低时,即 $P_{mid} \leq P_{opt}$ 时,减小第二电子膨胀阀的开度,使中间压力升高,此时蒸发压力也会有轻微下降,增大压缩机的转速控制蒸发压力恒定,同时排气压力也会随之升高,再增大第一电子膨胀阀的开度,降低排气压力值,如此往复直至中间压力和排气压力都达到对应工况的最优值,蒸发压力也稳定在送风温度对应的要求值;维持整个系统适中运行在最优工况下。

[0037] 与现有技术相比,本发明有以下有益效果:

[0038] 首先,本发明采用的制冷剂为天然工质 $CO_2$ ,环境友好,价格低廉,经济性好,制热性能突出,符合绿色经济可持续发展的现代发展要求。

[0039] 再者,目前已有的跨临界二氧化碳系统,一直面临着高环境温度下(35℃以上)制冷性能差,无法实现空气调节,满足人体舒适度要求的难题。针对以上问题,首先,本发明提出了采用3+1缸并行压缩系统,实现提升跨临界 $CO_2$ 系统的制冷性能的功能;其次,本发明提

出了控制系统运行稳定的方法和具体操作步骤,实现制冷性能的第一步提升。最后,本发明提出了系统的存在最优中间压力,并且给出了中间压力值,同时提出了控制系统运行在最优工况下的控制逻辑和操作方法,使跨临界CO<sub>2</sub>的制冷性能得到进一步提升,推动CO<sub>2</sub>制冷剂的应用进程,早日实现对传统制冷剂的全面替代,为环境保护和能源节约做出一项重大改变。

### 附图说明

- [0040] 图1是本发明一种跨临界二氧化碳电动汽车热管理系统的结构示意图;
- [0041] 图2是本发明一种跨临界二氧化碳电动汽车热管理系统的系统循环P-h示意图;
- [0042] 图3是本发明一种跨临界二氧化碳电动汽车热管理系统的吸气阀片控制的逻辑框图。

### 具体实施方式

- [0043] 下面结合附图对本发明作进一步详细说明。
- [0044] 请参阅图1所示,本发明提供一种跨临界二氧化碳电动汽车热管理系统,包括:压缩机1、气体冷却器2、第一电子膨胀阀3、储液器4、第二电子膨胀阀5和蒸发器6。
- [0045] 压缩机1的出口通过气体冷却器2和第一电子膨胀阀3连接储液器4;储液器4的气体出口连接压缩机1的b吸气口;储液器4的液体出口通过第二电子膨胀阀5和蒸发器6连接压缩机1的a吸气口。
- [0046] 制冷剂在压缩机中被压缩至高温高压的超临界状态2,进入气体冷却器中等压放热成为状态点3,而后被第一电子膨胀阀等焓节流后处于两相状态点4,进入储液器,气态制冷剂直接通过压缩机的b吸气口进入压缩机压缩腔,成为状态点7,参与下一轮的制冷剂压缩过程,液态制冷剂状态点5从储液器中流出后成为饱和液态状态点6,再次被第二电子膨胀阀节流,再次由饱和液态进入两相状态点8,而后进入蒸发器中等压吸热,变成饱和气态或者过热气态状态点1,最后通过压缩机的a吸气口进入压缩机的压缩腔中,参与下一轮的压缩过程,循环系统的压焓图见附图2。
- [0047] 进一步的,系统的压缩机采用3+1缸补气活塞式压缩机,压缩机的a吸气口连接3个主气缸用于主循环压缩,压缩机的b吸气口连接1个辅助气缸用于补气压缩,压缩完成后两路制冷剂混合,两者的压缩频率一致。
- [0048] 进一步的,热管理系统的稳定取决于状态点5的制冷剂的干度,若状态点5的气态过多,则储液器内的液态制冷剂的量会逐渐减少,进入蒸发器内的制冷剂严重不足,压缩机吸气严重过热,系统性能越来越恶化;若状态点5的液态制冷剂过多,则导致补气回路制冷剂越来越少,甚至吸入液态制冷剂直接进入压缩机,二次节流后进入蒸发器中的制冷剂也越来越多,导致蒸发器出口仍处于两相态,压缩机吸气带液,对压缩机的寿命以及系统性能均有十分恶劣的影响。因此需要严格及时的对压缩机的主吸气路和辅助吸气路的制冷剂流量进行控制,调节两路的制冷剂的质量流量使最终排气侧汇合后的制冷剂经过一轮节流后进入储液器的干度刚好满足系统要求,储液器的液面始终保持恒定。
- [0049] 进一步的,为了实现上述控制目的,分别在第一电子膨胀阀3前后安装压力传感器和温度传感器,对该两点的温度压力状态进行数据采集,即为阀前温度 $T_4$ ,阀前压力 $P_4$ ,阀后



温度 $T_5$ , 阀后压力 $P_5$ 。则:

$$[0050] \quad h_4 = f(T_4, P_4)$$

[0051] 状态点4到状态点5为等焓压缩过程, 故

$$[0052] \quad h_5 = h_4$$

[0053] 状态点5的干度 $x_5$ 由以下公式确定:

$$[0054] \quad x_5 = f(P_5, h_5)$$

[0055] 状态点5的干度值具体反映在储液器的液面变化上, 当储液器的液面始终保持恒定不变时, 即可视为系统运行稳定。在任一工况下, 系统运行后, 由状态点5的参数, 可以计算状态点7的制冷剂的密度:

$$[0056] \quad P_7 = P_5$$

$$[0057] \quad \rho_7 = (P_7, X_7 = 1)$$

[0058] 状态点1的密度也可计算获得:

$$[0059] \quad \rho_1 = (P_1, T_1)$$

[0060] 压缩机的辅助吸气腔和主吸气腔的容积分别设为 $V_1$ 和 $V_2$ , 则两路的制冷剂的质量流量可以获得即:

$$[0061] \quad m_1 = \rho_1 \cdot V_1$$

$$[0062] \quad m_7 = \rho_7 \cdot V_7$$

[0063] 当调节两路的质量流量比 $n = x_5 / (1 - x_5)$ 时, 系统即可达到稳定。

[0064] 进一步的, 压缩机的辅助吸气路和主吸气路的制冷剂的流量是通过控制压缩机的两路吸气阀片在排气过程中的脉冲开启进行控制的, 采用负反馈控制逻辑, 控制逻辑框图见附图3。

[0065] 进一步的, 吸气阀片的脉冲开启控制采用电流脉冲形式, 即需要对系统的两路吸气流量进行调节时, 输入控制信号后, 吸气阀片打开,  $t_0$  s中后电磁阀自动关闭,  $t'$  s后自动开启,  $t_0$  s后自动关闭, 如此往复, 每 $T$ s一个调节周期。其中:  $T = t_0 + t'$ 。电磁阀开启的 $t$  s, 系统进行自动的流量调节过程, 关闭的 $t'$  s为系统的再次动态稳定的过程, 为了再次更加精准的判断状态点5的干度值是否达到要求值。若系统逐渐运行稳定, 即状态点5的干度值 $n = x_5 / (1 - x_5)$ , 储液器的液面基本不发生变化, 则输入关闭电磁阀信号, 电磁阀进入始终关闭状态, 调节过程结束。

[0066] 进一步的, 脉冲信号的时间间隔设置与系统运行稳定后, 两路吸气的制冷剂的质量流量比值相关。即

$$[0067] \quad t = f(n)$$

[0068] 其中:  $t$ ——吸气阀片的开启时间间隔, 单位秒s;

[0069]  $n$ ——两路吸气制冷剂的质量流量之比, 无单位;

[0070] 在特定的并行压缩系统中,  $t$ 值为定值。

[0071] 进一步的, 同一个环境工况下, 系统运行的性能即COP值随中间压力 $P_{mid}$ 的增大呈现先增大而后减小的趋势, 即存在最优中间压力 $P_{opt}$ 使得系统的性能最优, 随着环境温度的变化, 最优中间排气压力值基本保持不变, 始终维持在 $P_{opt}$ 左右, 最优中间压力的推荐值为5MPa, 即 $P_{opt} = 5$ , 具体值还需视实际实验系统而定, 在此参考值上进行细微修正。因此需要对系统的中间压力进行控制, 使系统始终运行在最优中间压力下。

[0072] 进一步的,系统的COP随着排气压力的增大呈先增大后减小的趋势,即存在最优排气压力 $P_{dis\_opt}$ ,最优排气压力的值与环境温度 $T_{env}$ 、蒸发温度 $T_{eva}$ 、中间压力 $P_{opt}$ 和送风温度 $T_{air}$ 有关。即

$$[0073] \quad P_{dis\_opt} = f(T_{env}, T_{eva}, P_{opt}, T_{air})$$

[0074] 具体的控制关系式与实际设备的尺寸和容量相关,根据定量关系,按以上函数权重,通过有限的实验即可获得。

[0075] 进一步的,热管理系统的中间压力和排气压力在不同的运行工况下均存在与工况一一对应的最优值,蒸发压力则由制冷量和送风温度的要求确定,不同的送风温度对应不同的蒸发压力。系统采用多负反馈PID耦合控制逻辑,压缩机的转速控制蒸发器6的蒸发压力,第二电子膨胀阀5控制中间压力,第一电子膨胀阀3控制系统的排气压力值。其中针对中间压力的控制,瞬时中间压力值为PI控制器的输入量,第二电子膨胀阀5的开度为输出量。

[0076] 进一步的,具体控制逻辑如下:当中间压力值偏高时,即 $P_{mid} \geq P_{opt}$ 时,增大第二电子膨胀阀5的开度,使中间压力降低,此时蒸发压力也会有轻微上升,减小压缩机的转速控制蒸发压力恒定,同时排气压力也会随之降低,再减小电子膨胀阀3的开度,升高排气压力值,如此往复直至中间压力和排气压力达到运行工况对应的最优值,蒸发压力稳定在制冷要求的送风温度对应的值,维持整个系统适中运行在最优工况下并达到稳定。当中间压力值偏低时,即 $P_{mid} \leq P_{opt}$ 时,减小第二电子膨胀阀5的开度,使中间压力升高,此时蒸发压力也会有轻微下降,增大压缩机的转速控制蒸发压力恒定,同时排气压力也会随之升高,再增大第一电子膨胀阀3的开度,降低排气压力值,如此往复直至中间压力和排气压力达到运行工况对应的最优值,蒸发压力稳定在制冷要求的送风温度对应的值,维持整个系统始终适中运行在最优工况下。三者的调节相互影响,在控制调节设计时无法相互独立,需要进行耦合调节。

[0077] 由技术常识可知,本发明可以通过其它的不脱离其精神实质或必要特征的实施方案来实现。因此,上述公开的实施方案,就各方面而言,都只是举例说明,并不是仅有的。所有在本发明范围内或在等同于本发明的范围内的改变均被本发明包含。

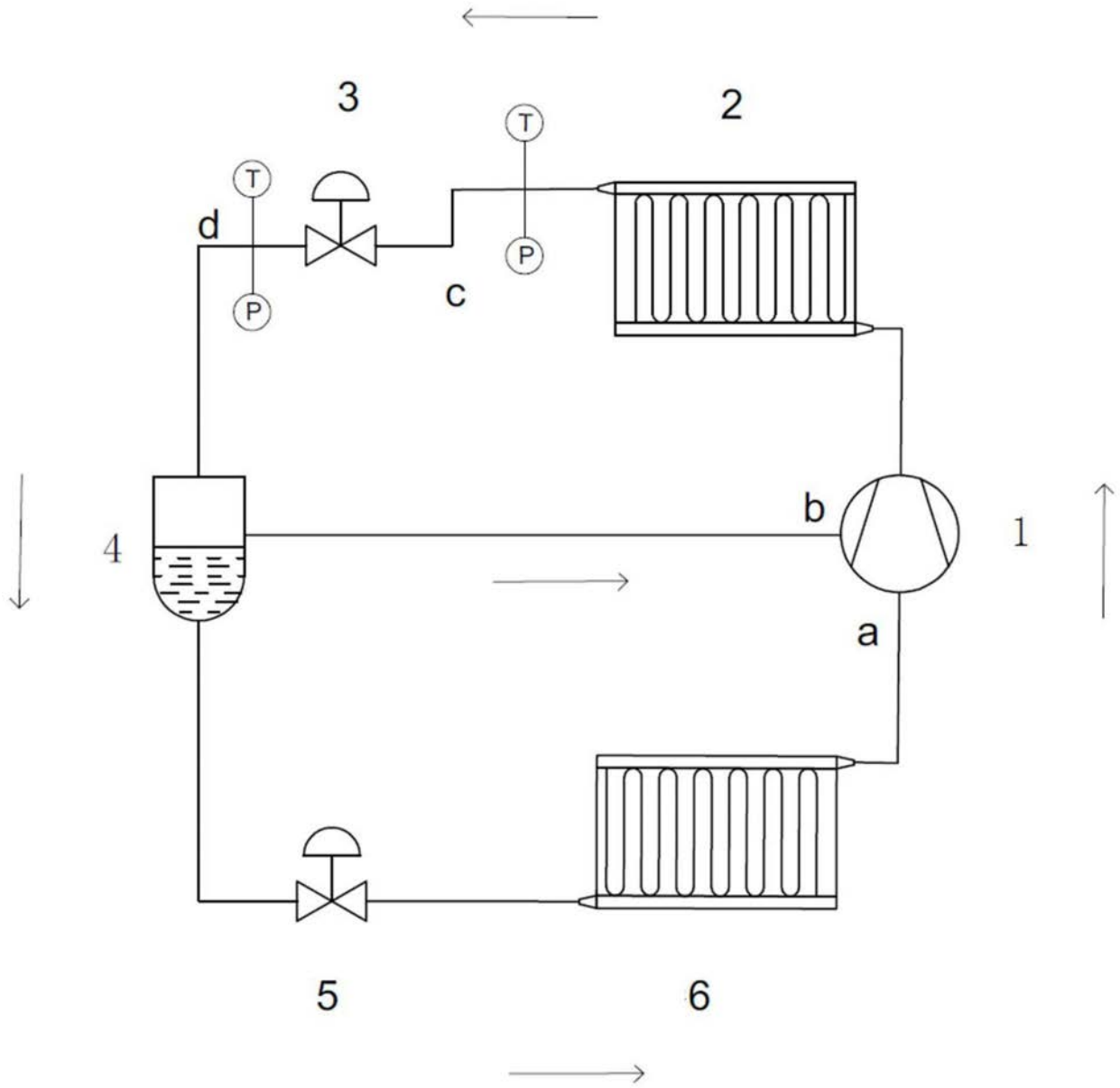


图1

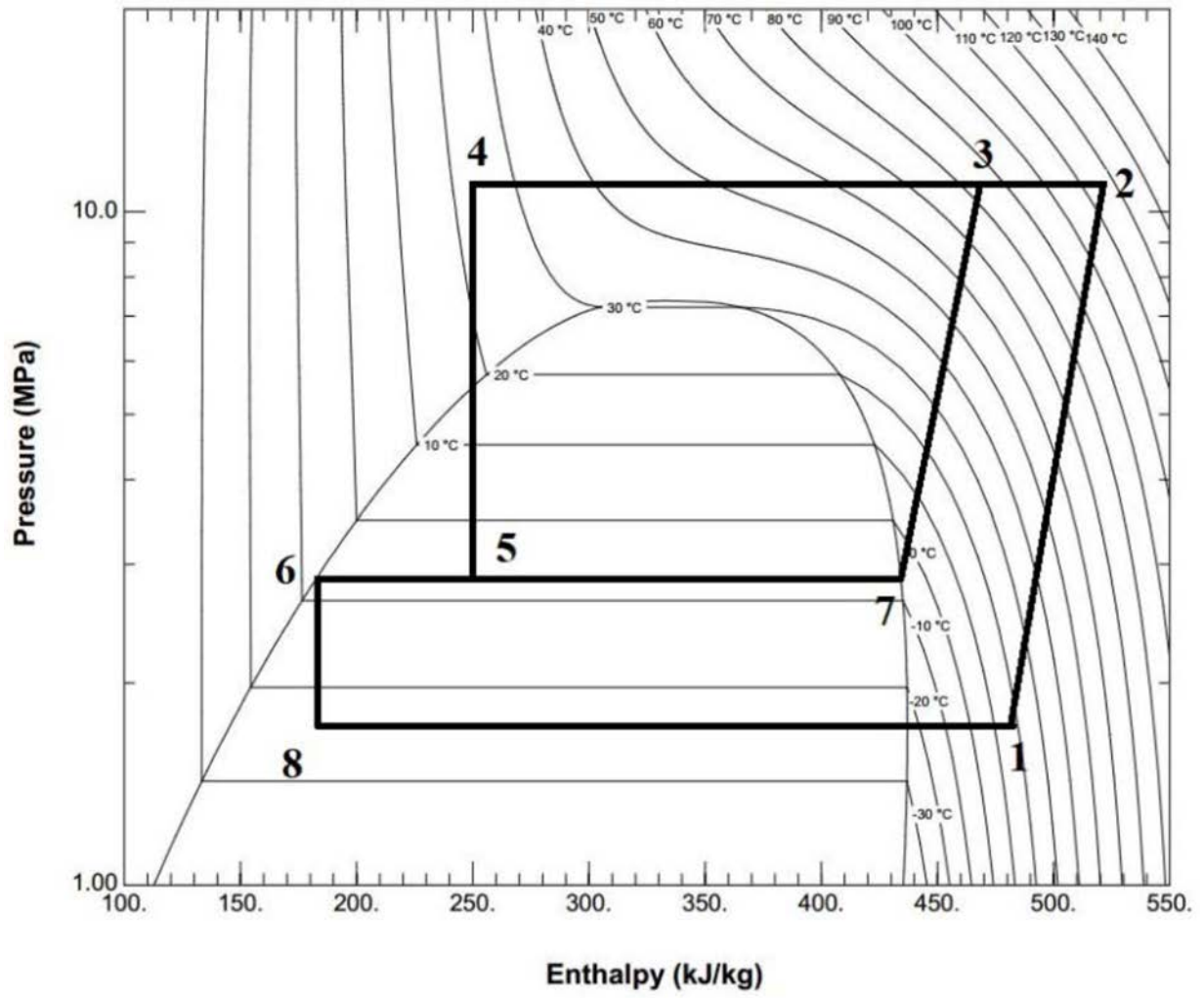


图2

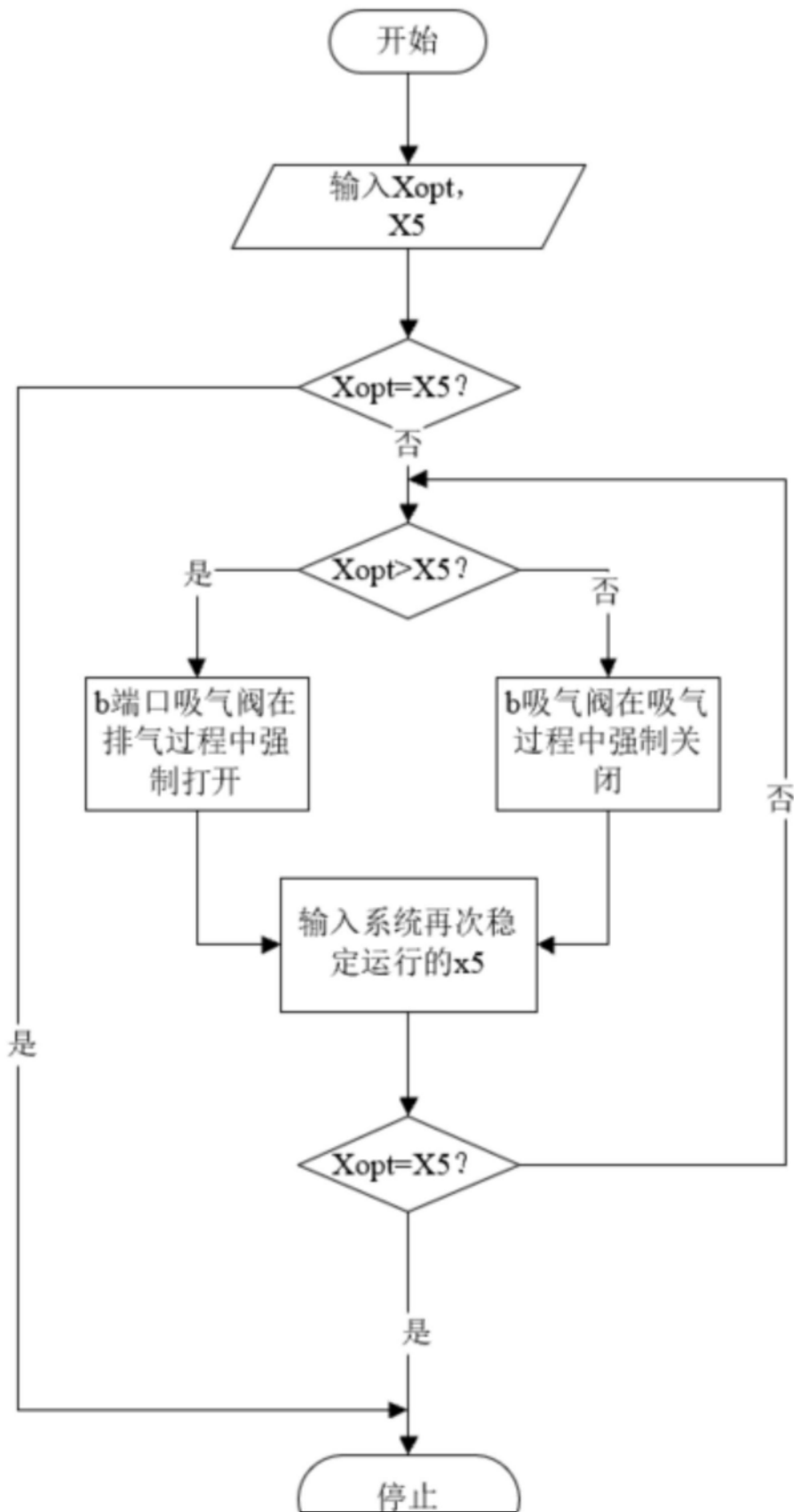


图3