

不同调节方式下跨临界 CO₂ 空气源热泵性能实验研究

虞中畅,陶乐仁,张苏韩,俞 庆

(上海理工大学 制冷及低温工程研究所,上海 200093)

摘 要:为提高跨临界 CO₂ 空气源热泵热水系统运行性能,对不同压缩机频率、电子膨胀阀开度和水流量下的系统及部件运行特性进行了实验研究,并对循环加热模式下的调节方式进行了优化。结果表明:当阀开度减小时,系统性能系数 COP 和制热量随过热度的增大而减小;压缩机存在最大电效率点,并且电效率极值点会随着运行频率的增大而向低过热度段发生移动;与电子膨胀阀调节方式相比,水流量调节方案下系统 COP 提升了 13.22%;在循环加热模式下不同加热时期的最优阀开度并不相同,根据最优高压理论对其调节方式进行了优化,最大优化率为 15.96%。

关 键 词:CO₂;空气源热泵;变频;调节方式;性能研究

中图分类号:TK124

文献标识码:A

DOI:10.16146/j.cnki.rndlge.2022.02.015

[引用本文格式]虞中畅,陶乐仁,张苏韩,等.不同调节方式下跨临界 CO₂ 空气源热泵性能实验研究[J].热能动力工程,2022,37(2):107-115. YU Zhong-yang,TAO Le-ren,ZHANG Su-han,et al. Experimental investigation on carbon dioxide trans-critical air source heat pump system with various control methods[J]. Journal of Engineering for Thermal Energy and Power,2022,37(2):107-115.

Experimental Investigation on Carbon Dioxide Trans-critical Air Source Heat Pump System with Various Control Methods

YU Zhong-yang,TAO Le-ren,ZHANG Su-han,YU Qing

(Institution of Refrigeration and Cryogenics,University of Shanghai for Science and Technology,Shanghai,China,Post Code:200093)

Abstract: In order to improve the working performance of carbon dioxide trans-critical air source heat pump system, the operating characteristics of the system and components under different compressor frequencies, electronic expansion valve (EEV) openings and water flow rates were studied experimentally. The control method under the circulating heating mode was also optimized. The results show that as the valve opening decreases, the system coefficient of performance (COP) and heat production will decrease with the increase of superheat. There is a maximum electrical efficiency point of the compressor, and the maximum electrical efficiency point will transfer to the low superheat section with the increase of operating frequency. Compared with the electronic expansion valve control method, the system COP increases by 13.22% with the water flow control method. Under the circulating heating mode, the optimal valve opening is different in each heating period. The control method is optimized according to the optimal high pressure theory, and the maximum optimization rate is 15.96%.

Key words: carbon dioxide, air source heat pump, frequency conversion, control method, performance investigation

引 言

CO₂制冷剂通常应用于跨临界循环系统,其放热过程存在较大的温度滑移,非常适合于制备热水^[1-2]。为了拓展 CO₂的应用范围、提高其系统性能,众多学者对跨临界 CO₂热泵热水系统进行了相应研究^[3-6]。

对于跨临界 CO₂空气源热泵热水系统,工况的变化对系统运行状态有着较大影响。因此在不同工况下采用合适的调节方式可以有效提高系统运行性能。张苏韩等人^[7-8]指出电子膨胀阀的调节直接关系到压缩机的吸气口状态,从而影响空气源热泵系统性能。王钦戎等人^[9]对较高入口水温和环境温度下 CO₂空气源热泵热水系统变频调节方式进行了实验研究,指出存在最优压缩机频率使得系统性能达到最高。陈子丹等人^[10]对 CO₂空气源热泵热水系统的压缩机频率进行了优化,得出了各工况下最优运行频率。一些研究指出,水侧的调节方式也会对系统产生较大影响^[11]。刘泽勤等人^[12]通过实验发现,增大水流量对系统性能有改善作用。杨军红^[13]提出了一种适用于 CO₂空气源热泵系统的水

泵调节方案,实现出水温度稳定。

综上所述,大多数研究关注于单个部件调节对系统的影响,而对联合调节下的 CO₂空气源热泵系统的研究还尚不充分,且主要针对的是一次加热模式,而在实际应用中也会采用循环加热模式。因此,本文在跨临界 CO₂空气源热泵热水系统基础上,对不同压缩机频率、电子膨胀阀和水流量调节方式下的系统及部件性能进行了实验研究,并对循环加热模式下的调节方式进行了优化。

1 实验系统与数据处理

1.1 实验系统

实验系统原理如图 1 所示,其中 P、T、M 分别表示压力、温度和流量测点,各测量仪器如表 1 所示。压缩机选用 CO₂双转子式变频压缩机,可通过变频器对压缩机运转频率进行调节。节流装置选用 CO₂专用电子膨胀阀,并通过脉冲变换器将电信号转化为脉冲信号,从而达到精确快速控制阀开度的目的。蒸发器采用翅片管式换热器,气冷器和回热器则采用螺旋槽管同轴套管式换热器。在气冷器中水侧与 CO₂侧呈逆向流动。水侧流量和入口温度分别通过调节阀和电加热器进行控制。

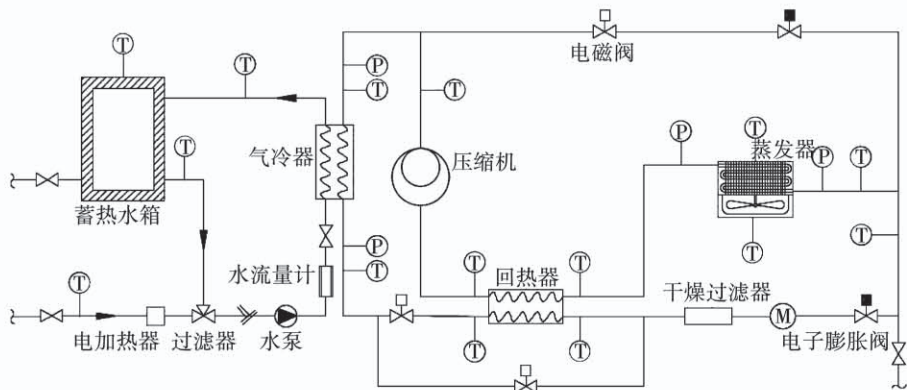


图 1 实验装置原理图

Fig.1 Schematic diagram of experimental system

1.2 数据处理方法

蒸发器出口过热度:

$$T_{sh} = T_{e,out} - T_{e,sat} \quad (1)$$

式中: $T_{e,out}$ —蒸发器出口温度; $T_{e,sat}$ —蒸发温度。

系统制热量 Q_h :

$$Q_h = m_r(h_{c,r,in} - h_{c,r,out}) \quad (2)$$

式中: m_r —制冷剂侧质量流量; $h_{c,r,in}$ 和 $h_{c,r,out}$ —气冷器制冷剂侧进口和出口比焓值,均根据相应温度和压力值使用 Refprop 9.0 物性软件计算得出。

对于循环加热模式,加热过程中的系统总 COP_t:

$$\text{COP}_t = \frac{(t_{\text{start}} - t_{\text{end}})c_p V}{3\,600W_t} \tag{3}$$

式中: t_{start} 和 t_{end} —循环加热过程起始水温 and 终止水温; c_p —水的比定压热容; V —被加热的水的总体积; W_t —系统总耗电量, $\text{kW} \cdot \text{h}$ 。

表 1 实验测量仪器参数

Tab. 1 The parameters of experimental measuring instruments

测量仪器	量程	精度
PT100 铂电阻	-50 ~ 150 ℃	±0.15%
压力变送器	0 ~ 16 MPa	±0.25%
水侧涡轮流量计	1 ~ 10 L/min	±0.15%
科氏力流量计	0 ~ 610 g/s	±0.25%

2 一次加热模式系统性能

2.1 实验方法

为了研究一次加热模式下不同压缩机运转频率及不同电子膨胀阀开度对系统性能的影响,在相同工况下(环境温度 20 ℃,水侧入口温度 15 ℃,水侧流量 1.5 L/min),设定了 75,80,85 和 90 Hz 4 种压缩机频率,并在各频率下调节电子膨胀阀,使其开度逐步增大。在调节阀门开度的同时,实时监控蒸发器出口过热度,使其由 10 K 降低至 0 K 左右。在每一个阀开度下,待系统稳定后,输出 10 min 内的数据并取其平均值,确保数据的准确性。

2.2 系统性能

图 2 为不同工况下系统制热量的变化情况。可以看出,在相同蒸发器出口过热度下,压缩机频率越高,制热量越大。当蒸发器出口过热度增大(即膨胀阀开度减小)时,各压缩机频率下的制热量均呈现下降趋势。这是因为膨胀阀开度的减小会导致制冷剂循环量减少,这意味着在气冷器内参与换热的制冷剂量也减少,因此制热量随过热度的增大而减小。另外,制热量在不同的过热度段的下降幅度有着明显区别。当过热度较小时($T_{\text{sh}} < 7.5 \text{ K}$),制热量的变化较为平缓;当过热度较大时($T_{\text{sh}} > 7.5 \text{ K}$),制热量的变化则较为陡峭,下降幅度更大。这是因为质量流量对制热量的影响更大,而膨胀阀开度与

质量流量并非线性关系。当开度较小、过热度较大时($T_{\text{sh}} > 7.5 \text{ K}$),开度的变化对质量流量影响更明显,质量流量减小得更快。

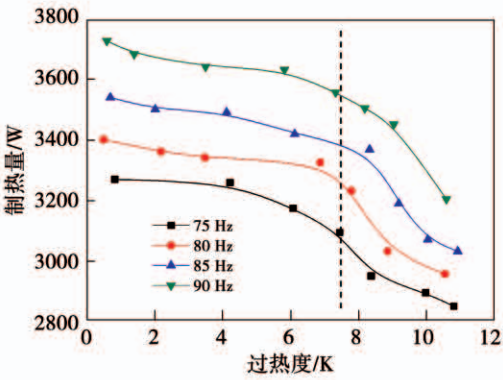


图 2 系统制热量随蒸发器出口过热度的变化
Fig. 2 Variation of system heating production with superheat temperature at evaporator outlet

从图 3 中可以看出,各压缩机运转频率下,系统 COP 随蒸发器出口过热度的变化趋势基本相同,均随着过热度的减小而逐渐增大,这与系统制热量的趋势相似。值得注意的是,在相同过热度下压缩机频率越大 COP 越小,这一变化与制热量变化是相反的。这是因为,当压缩机频率变大时制冷剂质量流量增大使得系统制热量上升,但这也意味着压缩机的耗功会增大。

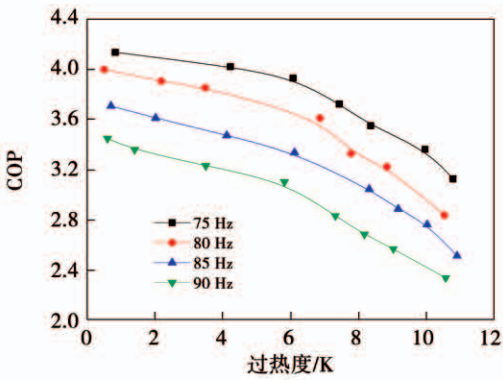


图 3 系统 COP 随蒸发器出口过热度的变化
Fig. 3 Variation of system COP with superheat temperature at evaporator outlet

2.3 压缩机性能

图 4 为压缩机电效率的变化趋势。电效率定义为:

$$\eta_{el} = \frac{h_{dis} - h_{suc}}{W} \quad (4)$$

式中: h_{suc} 和 h_{dis} —压缩机吸气和排气焓值。

从图4中可以看出,在相同过热度下,压缩机频率为80 Hz时电效率最大。当过热度增大时,各频率下压缩机电效率的变化趋势并不相同。在75和80 Hz下,电效率呈先上升后下降的趋势,且存在最大电效率点;而在85和90 Hz下,电效率随过热度的增大而减小,并不存在电效率极大值点。同时,当压缩机频率从75 Hz变为80 Hz时,电效率极值点向低过热度段发生了移动。电效率与压缩机吸排气压力比、蒸发压力等因素有关^[14],因此这些现象可以通过压缩机吸排气压力的变化来解释。

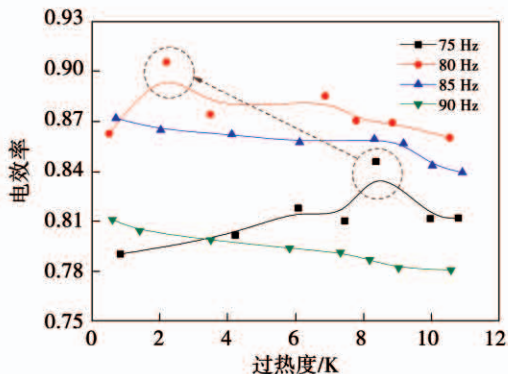


图4 压缩机电效率随蒸发器出口过热度的变化
Fig. 4 Variation of compressor electrical efficient with superheat temperature at evaporator outlet

图5为压缩机吸/排气压力的变化趋势图。从图中可以看到,各压缩机频率下吸/排气压力的变化趋势基本相同,排气压力变化较小,而吸气压力随着蒸发器出口过热度的增大而逐渐降低。文献[15]指出,当吸气压力发生变化时,压缩机电效率存在极大值。而图4中电效率极值点随压缩机频率的移动则是由于各频率下的吸气压力不同所造成的。结合图4和图5进行分析可知,75和80 Hz下的电效率极值点均出现在吸气压力为3.4 MPa附近。当频率为80 Hz时,压缩机吸气压力较低,随着膨胀阀开度的增大,当过热度为2.3 K时就已经达到了3.4 MPa;而当频率为75 Hz时,压缩机吸气压力较高,随着膨胀阀开度的增大,当过热度为8.3 K时吸气压力才降低到同样压力。这就造成了电效率极值点

的移动现象。另外,图4中85和90 Hz下电效率并不是没有极值点,当吸气压力足够高、吸排气压力比足够小时,其极值点将会出现。

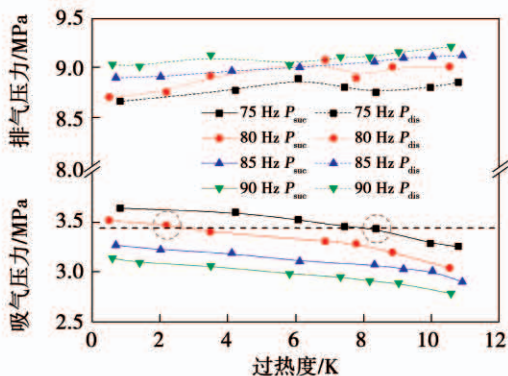


图5 压缩机吸排气压力随蒸发器出口过热度的变化
Fig. 5 Variation of compressor suction and exhaust pressure with superheat temperature at evaporator outlet

因此,在实际过程中,需要调节压缩机至合适频率,并尽量使蒸发器出口过热度处于2 ~ 8 K范围内,这样可以使压缩机性能达到最优,延长运行寿命。

2.4 系统调节方案优化

压缩机频率和电子膨胀阀调节对系统性能有着较大影响。但是除此之外,在实际过程中有时也会对水侧流量进行控制。因此,有必要对这三者的联合调节进行研究。

为了模拟系统实际运行需求,实验工况设置:压缩机频率75 Hz,调节系统使水侧出口温度为55 ℃;改变压缩机频率(80,85和90 Hz),并通过控制电子膨胀阀开度或调节水侧流量使水侧出口温度保持不变。模拟实际用户固定出水温度的要求,实验结果如图6所示。

两种调节方式对系统制热量的影响有较大区别。当压缩机频率变大时,对于电子膨胀阀调节方案,由于此时保持水流量不变,其系统制热量也基本不变;对于水流量调节方案,制热量随压缩机频率线性增大。在压缩机耗功方面,两种调节方式的结果较为相似,压缩机耗功随着频率的增大呈先下降后上升的趋势,耗功极小值点均出现在80 Hz处。

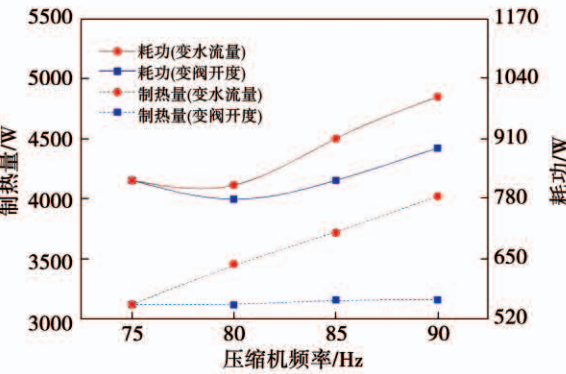


图 6 两种调节方式下压缩机耗功和系统制热量对比

Fig. 6 Comparison of compressor power consumption and system heat production with two control methods

从图 6 还可以看出,水流量调节方案下的压缩机耗功和系统制热量均高于电子膨胀阀调节方案。对于制热量,两种方案产生差别的原因已在前文得到解释。而对于压缩机耗功,则主要是由于制冷剂质量流量变化造成的。当压缩机频率增大时,制冷剂质量流量相应增大,这会使在气冷器中参与换热的制冷剂流量增大,导致水侧出口温度增大。在电子膨胀阀调节方案下,为了保持水侧出口温度不变,需要使膨胀阀开度减小,制冷剂流量也随之减小。而在水流量调节方案下,膨胀阀开度保持不变,制冷剂流量随压缩机频率增大而增大,所以相应地压缩机耗功也会更大。

图 7 对比了两种调节方式的系统性能。可以发现,水流量调节方案下的系统 COP 更高,比电子膨胀阀调节方案最大高出 13.22%。电子膨胀阀调节方案主要是减小制冷剂侧流量,相当于对系统进行了抑制;水流量调节方案主要是增大水侧流量,相当于充分发挥系统制热能力。另外,减小电子膨胀阀开度还会导致压缩机吸气压力的降低,影响压缩机的电效率,而调节水侧流量则对吸气压力影响较小。压缩机频率为 80 Hz 时,两种调节方式下的 COP 均为最大,说明 80 Hz 为系统最佳运行频率。

综合,在实际运行过程中,系统存在最佳运行频率,在满足系统制热需求的情况下将压缩机调节至该频率,通过电子膨胀阀开度控制过热度在 2~8 K 范围内,并采用水流量调节方案使水侧出口温度达

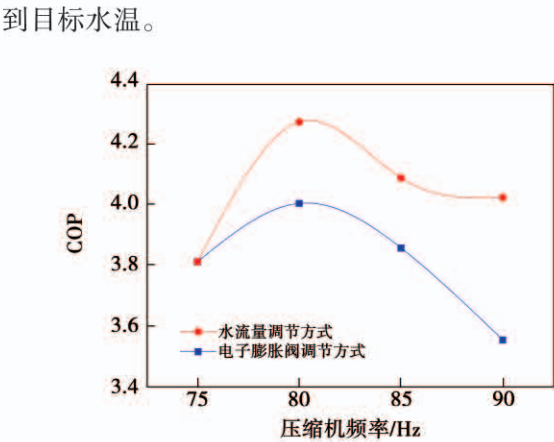


图 7 两种调节方式下系统 COP 对比

Fig. 7 System COP comparison with two control methods

3 循环加热模式系统性能

3.1 实验方法

循环加热模式的主要目的是将所需容积的水从某一水温加热至目标水温,因此实验设置起始水温为 20 ℃,目标水温为 55 ℃,加热水量为蓄热水箱的容积 100 L。为了研究电子膨胀阀开度对跨临界 CO₂空气源热泵热水系统循环加热性能的影响,在相同环境温度 20 ℃、水侧流量 2.5 L/min 和压缩机频率 80 Hz 下,分别设置 4 种阀开度 (30.0%、31.5%、33.0% 和 34.5%) 保持不变,至加热终止,并记录系统运行数据。当水箱内所测水温达到目标水温,则可以认为系统加热结束。图 8 为系统制热量在加热过程中的变化。

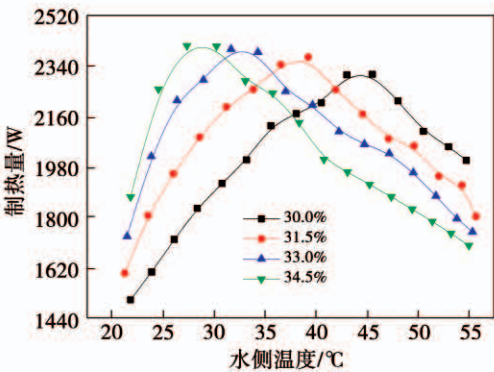


图 8 不同电子膨胀阀开度下系统制热量的变化

Fig. 8 Variation of system heat production under different EEV openings

3.2 系统性能

各电子膨胀阀开度下制热量的变化规律基本相似,均呈先上升后下降的趋势。各开度下制热量顶点所对应的水侧温度并不相同,对于 30.0% 阀开度,顶点出现在水温 45.5 ℃ 时;对于 34.5% 阀开度,顶点出现在水温 27.5 ℃ 时。另外,在加热前期(20 ~ 32 ℃),阀开度越大,制热量越高;在加热后期(43 ~ 55 ℃),则刚好相反。制热量的变化如图 9 所示,可以通过气冷器制冷剂侧进出口焓差进行解释。

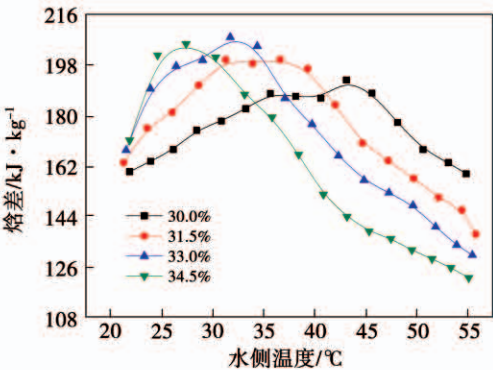


图 9 不同电子膨胀阀开度下气冷器进/出口焓差的变化
Fig. 9 Variation of enthalpy difference between gas cooler inlet and outlet under different EEV openings

从图 9 中可以看出,各阀开度下进出口焓差的总体变化规律与图 8 相似,均随着加热过程的进行呈先上升后下降的趋势。系统压焓图如图 10 所示。

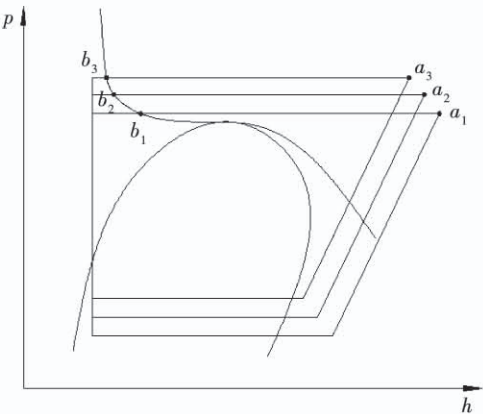


图 10 不同电子膨胀阀开度下系统压 - 焓图
Fig. 10 P - h diagram under different EEV openings

假设气冷器出口温度一直处于临界温度,当系统刚开始运行时,蒸发压力较低,过热度较高,压缩

机排气状态为 a_1 ,气冷器出口状态为 b_1 。随着水侧温度升高,一方面,由于气冷器内制冷剂压力逐渐上升,压缩机排气压力趋于增大;另一方面,由于蒸发压力的上升,质量流量增大,而蒸发器中制冷剂从空气侧吸收的热量一定,因此蒸发器出口制冷剂温度和压缩机吸气口焓值将会降低,这导致压缩机排气焓值降低。这两方面的作用最终使得压缩机排气焓值略微降低,即 a_1 至 a_2 的过程。对于气冷器出口状态,当压力在临界压力附近时,压力的增大使气冷器出口焓值显著减小,即 b_1 至 b_2 的过程。结合 a 点和 b 点的变化得出,在加热前期气冷器进出口焓差是增大的。当系统继续运行时,过热度继续降低,压缩机排气焓值依然略微减小,即 a_2 至 a_3 的过程。但是,对于气冷器出口状态来说,此时高压压力的升高造成的焓值降低效果明显减弱,即 b_2 至 b_3 的过程。这是超临界状态的 CO_2 温度线特性所造成的。因此,这就导致了在加热后期气冷器内压力较高时,进出口制冷剂焓差是减小的。系统存在最优高压,使得运行性能最好^[16-17]。

从图 8 中还可以发现,各阀开度的顶点位置不同,或者说最优高压出现的加热区间不同。这是因为当阀开度较小时,蒸发压力较小,相同压缩机频率下高压侧压力也较低,系统加热到后期高压侧压力才能达到最优高压;而当阀开度较大时,系统在加热前期高压侧压力就已经到达了最优高压。因此,出现了不同阀开度下制热量峰值不同的现象。

图 11 为系统 COP 的变化趋势。随着水侧温度的升高,各阀开度下系统 COP 先缓慢下降,之后迅速下降。这是因为在加热前期,制热量和压缩机耗功同时上升,而制热量对系统性能的影响效果更大一些,因此系统 COP 平缓减小;在加热后期,制热量开始逐渐减小,而压缩机耗功继续增大,因此系统 COP 迅速减小。同时,通过比较相同水侧温度时各阀开度下的系统 COP 可知:在加热刚开始,阀开度越大,系统 COP 越大;而运行至加热后期,阀开度越小,系统 COP 越大。因此,可将加热过程分为 4 个阶段:加热开始至点 1,阀开度 34.5% 时性能最优;点 1 至点 2,阀开度 33.0% 时性能最优;点 2 至点 3,阀开度 31.5% 时性能最优;点 3 至加热结束,阀开

度 30.0% 时性能最优。

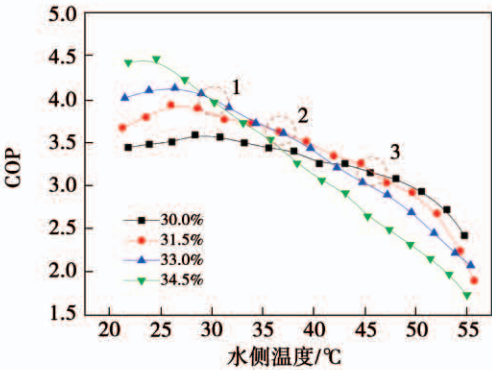


图 11 不同电子膨胀阀开度下系统 COP 的变化
Fig. 11 System COP comparison under different EEV openings

3.3 循环加热模式调节方式优化

最优系统性能所对应的阀开度并不相同。因此,对定阀开度下的循环加热系统进行优化。通过图 8 的分析可知,制热量存在极值点的原因是由于最优高压的存在,因此可根据最优高压对系统进行调节优化。文献[18]指出,跨临界 CO₂ 系统最优高压与气冷器制冷剂侧出口温度呈线性关系。为了简化控制逻辑,提出以气冷器制冷剂侧出口温度为参考对电子膨胀阀开度进行调节。具体步骤为:设定阀开度为 34.5% 并开始加热,当气冷器制冷剂侧出口温度达到点 1 状态时,调节阀开度至 33.0%;当达到点 2 状态时,调节阀开度至 31.5%;当达到点 3 状态时,调节阀开度至 30.0%,保持不变直至加热结束。优化后的系统性能变化趋势如图 12 所示。

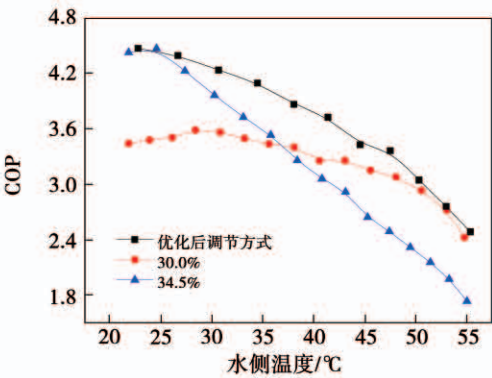


图 12 循环加热模式系统控制方法优化结果
Fig. 12 Optimization result of system control method under circulating heating mode

为了方便比较,选择定阀开度控制方法中最大阀开度(30%)和最小阀开度(34.5%)的系统性能作为对比。从图 12 中可以发现,通过优化后的电子膨胀阀控制方法进行系统调节,其系统 COP 在加热全程均高于定阀开度控制方法,实现了优化目的。表 2 为各阀开度和优化控制方法下的系统总 COP。可以看出最优高压控制方法有着较好的优化效果,其对阀开度 34.5% 的优化率最高,为 15.96%。

表 2 各控制方法下系统总 COP

Tab. 2 Total system CPOs with each control method

控制方法	COP	优化率/%
30.0%	3.24	11.58
31.5%	3.28	10.26
33.0%	3.30	9.68
34.5%	3.12	15.96
最优高压控制方法	3.62	—

4 结 论

以跨临界 CO₂ 空气源热泵热水系统为对象,实验研究了一次加热模式和循环加热模式下的系统性能,并对其变化规律和机理进行了分析,得到结论:

(1) 在一次加热模式下,随着电子膨胀阀开度的减小,蒸发器出口过热度增大,质量流量逐渐减小。由于质量流量对制热量的影响效果更大,因此制热量随过热度的增大而减小,系统 COP 则与制热量的变化趋势相似。

(2) 对于压缩机电效率,当压缩机在 75 和 80 Hz 下运行时,随着过热度的增大,电效率呈先上升后下降的趋势,且存在最大电效率点。并且由于吸气压力和吸排气压比的变化,当压缩机频率从 75 Hz 变为 80 Hz 时,电效率极值点向低过热度段发生了移动。另外,与其他频率相比,80 Hz 时压缩机电效率最高,为最佳运行频率。

(3) 对比电子膨胀阀和水流量两种调节方式的系统性能发现。水流量调节方案下的系统 COP 更

高,比电子膨胀阀调节方案最大高出 13.22%。因此,在实际过程中应当调节压缩机频率至合适值,同时调节电子膨胀阀开度,使蒸发器出口过热度处于 2~8 K 范围内,并通过水流量来控制系统出水温度,从而提高系统性能。

(4) 对比循环加热模式下不同阀开度下的系统性能。在加热前期,阀开度越大,制热量和系统 COP 越高;而在加热后期,阀开度越小,制热量和系统 COP 越高。在相同阀开度下,由于最优高压的存在,制热量呈先上升后下降的趋势,并且各阀开度下的制热量顶点位置并不相同。

(5) 根据最优高压理论和各阀开度下制热量顶点位置,以与最优高压线性相关的气冷器制冷剂侧出口温度为参考对电子膨胀阀开度进行调节,优化了定膨胀阀开度控制方法下的循环加热模式系统性能。结果表明,最优高压控制方法有着较好的优化效果,最大优化率为 15.96%。

参考文献:

[1] 马一太,杨俊兰,管海清,等. CO₂ 跨临界循环吸热过程换热性能理论分析[J]. 热科学与技术,2003,2(4): 297-301.
MA Yi-tai, YANG Jin-lan, GUAN Hai-qing, et al. Theoretical analysis of heat transfer performance for heat absorbing process in trans-critical carbon dioxide cycle[J]. Journal of Thermal Science and Technology, 2003, 2(4): 297-301.

[2] 马一太,杨俊兰,刘圣春,等. CO₂ 跨临界循环与传统制冷循环的热力学分析[J]. 太阳能学报,2005,26(6): 836-841.
MA Yi-tai, YANG Jun-lan, LIU Sheng-chun, et al. Thermodynamic analysis for transcritical CO₂ cycle and conventional refrigeration cycle[J]. Acta Energiae Solaris Sinica, 2005, 26(6): 836-841.

[3] HASHIMOTO K, WATSUBO T, SAIKAWA M, et al. Experimental study for super critical CO₂ heat pump cycle[C]. National Heat Transfer Symposium of Japan, Tokyo, Japan, 1997: 511-512.

[4] 金东旭,王 平,小山繁. 回热器对跨临界 CO₂ 热泵系统性能的影响[J]. 西南交通大学学报,2012,47(4): 634-638.
JIN Dong-xu, WANG Ping, XIAO Shan-fan. Effects of internal heat exchanger on performance of transcritical CO₂ heat pump system [J]. Journal of Southwest Jiaotong University, 2012, 47(4): 634-

638.

[5] 陈 琪,佟 杨,李 矛,等. 两种跨临界 CO₂ 热泵热水器系统循环性能实验研究[J]. 太阳能学报,2013,34(11): 1909-1909.
CHEN Qi, TONG Yang, LI Mao, et al. Experimental study on two stage of transcritical CO₂ heat pump water heater system[J]. Acta Energiae Solaris Sinica, 2013, 34(11): 1909-1909.

[6] 邹春妹,岑继文,刘 培,等. 跨临界二氧化碳热泵喷射循环实验[J]. 化工学报,2015,67(4): 1520-1526.
ZOU Chun-mei, CEN Ji-wen, LIU Pei, et al. Transcritical CO₂ heat pump system with an ejector[J]. CIESC Journal, 2015, 67(4): 1520-1526.

[7] 张苏韩,黄理浩,陶乐仁. 空气源热泵系统湿压缩与电子膨胀阀调节方式的研究[J]. 能源工程,2020(3): 75-79.
ZHANG Su-han, HUANG Li-hao, TAO Le-ren. Study on wet compression and control model of electronic expansion valve of air source heat pump system [J]. Energy Engineering, 2020(3): 75-79.

[8] 嵇天炜,陶乐仁,虞中喆,等. 不同电子膨胀阀控制方式下空气源热泵热水器性能[J]. 制冷学报,2019,40(6): 70-77.
JI Tian-wei, TAO Le-ren, YU Zhong-yang, et al. Performance of an air source heat pump water heater using different electronic expansion valve control methods[J]. Journal of Refrigeration, 2019, 40(6): 70-77.

[9] 王钦戎,罗会龙,杜培俭,等. 高进水温度下 CO₂ 空气源热泵热水系统变频运行性能[J]. 太阳能学报,2020,41(8): 1-6.
WANG Qin-rong, LUO Hui-long, DU Pei-jian, et al. Variable frequency operation performance of air source carbon dioxide heat pump water heater under high inlet water temperature [J]. Acta Energiae Solaris Sinica, 2020, 41(8): 1-6.

[10] 陈子丹,罗会龙,杜培俭,等. 供暖用 CO₂ 空气源热泵变频运行性能研究[J]. 太阳能学报,2020,41(3): 219-225.
CHEN Zi-dan, LUO Hui-long, DU Pei-jian, et al. Research of variable frequency performance of CO₂ air source heat pump on heating [J]. Acta Energiae Solaris Sinica, 2020, 41(3): 219-225.

[11] 朱丽霞,张 华,王艳庭,等. 直流变频跨临界 CO₂ 热泵热水器的性能试验研究[J]. 流体机械,2012,40(4): 73-76.
ZHU Li-xia, ZHANG Hua, WANG Yan-ting, et al. Performance study of DC inverted frequency air source heat pump water heater with trans-critical CO₂ cycle [J]. Fluid Machinery, 2012, 40(4): 73-76.

[12] 刘泽勤,高梦晗. 供水温度对 CO₂ 空气源热泵系统性能的影响[J]. 低温与超导,2020,48(4): 100 – 104.
LIU Ze-qin, GAO Meng-han. Effect of water supply temperature on the performance of CO₂ air source heat pump system[J]. Cryogenics & Superconductivity,2020,48(4): 100 – 104.

[13] 杨军红. 基于 PLC 的 CO₂ 热泵水泵变频控制系统设计[J]. 制冷与空调(四川),2014,28(6): 691 – 693.
YANG Jun-hong. Design of water pump frequency conversion control for heat pump based on PLC[J]. Refrigeration & Air-conditioning,2014,28(6):691 – 693.

[14] 傅烈虎,李青冬,徐荣吉. 变转速制冷压缩机的实验研究[J]. 制冷与空调,2008(3):44 – 46.
FU Lie-hu, LI Qing-dong, XU Rong-ji. Experimental study of variable speed refrigerating compressor[J]. Refrigeration and Air-conditioning,2008(3):44 – 46.

[15] 邵双全,石文星,李先庭,等. 变频空调系统调节特性研究[J]. 制冷与空调,2001(4):17 – 20.
SHAO Shuang-quan, SHI Wen-xing, LI Xian-ting, et al. Study on the adjusting performance of variable frequency air conditioning system [J]. Refrigeration and Air-conditioning, 2001 (4): 17 – 20.

[16] 孙建军,申江. CO₂ 跨临界制冷循环最优排气压力研究[J]. 低温与超导,2020,48(2): 102 – 106.
SUN Jian-jun, SHEN Jiang. Study on the optimum exhaust pressure of CO₂ transcritical refrigeration cycle[J]. Cryogenics & Superconductivity,2020,48(2):102 – 106.

[17] KAUF F. Determination of the optimum high pressure for transcritical CO₂-refrigeration cycles[J]. 1999,38(4): 325 – 330.

[18] 孙西峰,朱习源,韩杨. CO₂ 汽车空调系统排气压力优化研究[J]. 制冷与空调,2020,20(5): 13 – 18.
SUN Xi-feng, ZHU Xi-yuan, HAN Yang. Research on discharge pressure of CO₂ automotive air conditioning system[J]. Refrigeration and Air-conditioning,2020,20(5): 13 – 18.

(丛敏编辑)