

文章编号: 0253-4339(2024) 05-0130-07

doi: 10.12465/j.issn.0253-4339.2024.05.130

带有经济器空气源热泵在超低温环境下制热运行实验研究

宋一平 常 蹇 李达君 吴林涛

(海信空调有限公司 青岛 266700)

摘 要 选择用带有经济器的空气源热泵机组(简称热泵机组)系统进行制热工况研究,设计 4 组实验对其制热性能进行研究。结果表明:在各实验工况下,主电子膨胀阀存在最佳开度,最佳开度为保证一定过热度范围所对应的最大开度,在最佳开度下,热泵机组最大值热量为额定工况的 85.99%、76.58%、57.46%、38.25%,能效分别为 2.21、2.08、1.95、1.55。补气电子膨胀阀的开启可以有效提升制热量,但随着补气阀开度的增大,系统能效有所降低,若以能效比作为热泵机组优化运行目标,可能导致制热量不足。此外,补气回液也是影响热泵机组制热量和能效的主要因素,在补气口未回液时,热泵机组制热量分别提高了 18.35%、12.14%、25.95%,但补气口回液时,制热量降低了 15.22%。

关键词 超低温环境;空气源热泵;准二级压缩;制热量

中图分类号: TB61⁺1; TU83

文献标识码: A

Experimental Study on Heating Operation of Air-source Heat Pump with Economizer at an Ultra-low Temperature Environment

Song Yiping Chang Qian Li Dajun Wu Lintao

(Hisense Air-conditioning Co., Ltd., Qingdao, 266700, China)

Abstract This study investigates an air-source heat pump (ASHP) with an economizer in terms of its heating conditions and designs four groups of experiments to evaluate its heating performance. The results show that under each experimental condition, the main electronic expansion valve has the best opening, which is the maximum opening corresponding to a certain superheat range. Under the best opening conditions, the maximum heat of the heat pump unit is 85.99%, 76.58%, 57.46%, and 38.25% of the rated working condition. The corresponding energy efficiencies are 2.21, 2.08, 1.95, and 1.55, respectively. The opening of the replenishment electronic expansion valve can effectively improve the heating capacity; however, with an increase in the opening of the replenishment valve, the energy efficiency of the system decreases. If energy efficiency is used as the optimization objective of the heat pump unit, it may lead to insufficient heating capacity. Liquid return is also the main factor affecting the heating capacity and energy efficiency of the heat pump unit. When the replenishment port does not return the liquid, the heating capacity of the heat pump unit increases by 18.35%, 12.14%, and 25.95%; when the replenishment port returns the liquid, the heating capacity is reduced by 15.22%.

Keywords ultralow-temperature environment; air-source heat pump; quasi-two-stage compression; heating capacity

随着“碳中和、碳达峰”等一系列政策的出台,减少能源消耗,提高能源使用率已成为各行业正在面临的挑战。热泵空调作为清洁能源的高效利用设备,已被广泛应用于各个场景,特别在供暖为目的的房间供热中,热泵空调发挥巨大的作用^[1-4]。

热泵在低温及超低温环境下运行面临的主要问题是供热量不足,在此环境下,由于蒸发压力过低,制冷压缩机的吸气比容增大,在相同的排气量下,制冷剂流量大幅减小,制热量比额定值下降约 15%,瞬时值最大可下降 30%^[5],这与大热负荷情况下需要更多的制热量相矛盾。为解决该类问题,通常将热泵系统改为准二级压缩系统以提高制冷压缩机排气量,进

而提升系统的制热量,学者们也对此进行了相关的研究。

贾庆磊等^[6]将中间补气应用于单缸转子压缩机中,经研究发现,在-15℃工况下,单缸补气压缩机制热量可提高 12%,且随着室外温度的降低,单缸补气压缩机比双缸压缩机制热量提升 2.29%,COP 提升 1.94%。周光辉等^[7]进行了不同环境温度带有补气的热泵机组供热性能实验,发现系统中排气温度下降了 8~14℃,蒸发温度有所提升,一定程度上解决了系统制热时引起蒸发侧换热器结霜而导致运行失常的问题,大幅提高了系统供热性能。同时,周光辉等^[8]还对补气型空气源热泵(冷水)机组在室外温度

为 $-15\sim 7\text{ }^{\circ}\text{C}$ 进行了实验,结果表明机组制热量可提升 $12.6\%\sim 33.0\%$,COP提升 $3.4\%\sim 15.1\%$ 。王磊等^[9]研究发现降低主回路电子膨胀阀开度,控制补气回路电子膨胀阀开度保证较小的补气过热度,热泵机组的最高制热量和COP可分别提升 28.7% 和 11.1% 。潘李奎等^[10]将R32和R410A制冷剂应用于补气增焓系统,实验结果表明,两种制冷剂在补气增焓系统中均能提升制热量,R32应用于补气增焓系统较R410A更具优势。Zhang Dong等^[11]搭建了经济器热泵机组装置,实验结果表明,采用补气的热泵机组比不采用补气的热泵机组制热性能提高约 5% 。崔四齐等^[12]对车载带有补气增焓的空调进行测试,发现在 $-15\text{ }^{\circ}\text{C}$ 环境下,开启补气进行制热,制热量比不开补气时提高了 $5.2\%\sim 21.3\%$ 。冉小鹏等^[13]通过实验和仿真得到补气增焓热泵机组可以分别提高 33% 制热量和 31% 能效。刘锋等^[14]通过多个实验工况,验证带有经济器的热泵机组比无经济器的热泵机组可提高APF(annual performance factor,全年能源消耗效率) 14.4% 。张喜明等^[15]通过优化供暖系统供水温度提高补气热泵机组能效,经实验和模拟验证,能效可提高 11.5% 。王家正等^[16]对带有闪发器的热泵机组热水器进行实验,发现在 $-15\text{ }^{\circ}\text{C}$ 环境下该热泵热水器较单级压缩系统制热量提高 21.3% ,COP亦有一定提高。此外,还有一些学者通过工质分析^[17]、系统设计^[18]、理论分析^[19]及模拟仿真^[20]研究准二级压缩系统的性能提升。

以上学者通过研究已证明带有补气增焓的热泵机组可以一定程度上提升制热量,以满足供热需求,但热泵机组运行除了受环境参数影响外,更为重要的是自身的运行逻辑,特别是电子膨胀阀控制策略,它不仅影响热泵机组安全运行——防止制冷压缩机回液,同时也影响制热量的大小,尤其在超低温环境下,良好的电子膨胀阀控制策略可以在保证制热量的同时,确保制冷压缩机安全运行。因此,本文选用带有经济器的热泵机组进行实验,研究在超低温工况下电子膨胀阀控制策略对其制冷量和热泵机组安全运行的影响。

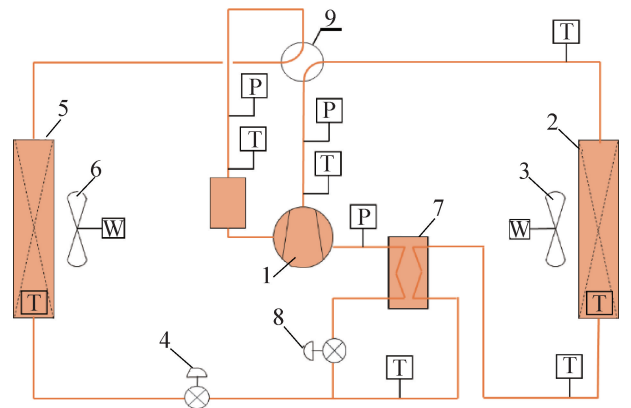
1 实验方法

1.1 实验原理

实验所用准二级压缩的热泵机组原理如图1所示。该机组主要包括室内机和室外机:室内机包括室内换热器(2)和室内风扇(3);室外机包括补气制冷压缩机(1)、主电子膨胀阀(4)、室外换热器(5)、室外风扇(6)、经济器(7)、补气电子膨胀阀

(8)、四通换向阀(9),整个系统采用R454B制冷剂。实验热泵机组参数如表1所示。

系统工作原理为:高温高压制冷剂蒸气从制冷压缩机(1)排出,进入室内换热器(2)中释放热量后再流入经济器(7)中,经济器内的高温制冷剂与补气电子膨胀阀(8)截留的中间温度制冷剂进行换热而温度降低,之后经连接管路分别流入补气回路和主回路。补气回路中,制冷剂通过补气电子膨胀阀(8)节流变为中温制冷剂,再吸收经济器(7)中高温制冷剂热量变为过热蒸气进入制冷压缩机提高排气量,主回路中,制冷剂通过主电子膨胀阀(4)节流变为低温低压的两相态进入室外换热器(5)吸收室外空气热量后变为低温低压过热蒸气,低温低压过热蒸气被制冷压缩机(1)吸入并再次被压缩成高温高压蒸气,如此完成制热循环。



1 制冷压缩机;2 室内换热器;3 室内风扇;4 主电子膨胀阀;5 室外换热器;6 室外风扇;7 经济器;8 补气电子膨胀阀;9 四通换向阀;T 温度测点;P 压力测点;W 功率计。

图1 热泵机组原理
Fig.1 Principle of ASHP

表1 实验热泵机组详细参数
Tab.1 Detailed parameters of experimental ASHP

参数	值/形式
额定制热量/kW	7.03
额定输入功率/kW	3.5
制冷剂	R454B
制冷压缩机转速/(r/s)	20~120
蒸发器类型	翅片管
冷凝器类型	翅片管
蒸发器铜管类型	内螺纹管
经济器类型	板式

1.2 实验工况

为了对比超低温环境下,主电子膨胀阀和补气电

子膨胀阀开度对热泵机组制热量的影响,本文设计了 4 组实验,实验工况如表 2 所示,工况 1 的室外干湿球温度参照《北美单元式空调能效认证》^[21] 确定,工况 2~工况 4 的室外干球温度以 5 ℃ 差值逐一递减确定,室外湿球温度按工况 1 中的相对湿度和各工况干球温度确定。工况 1~工况 4 的室内干球温度参照《北美单元式空调能效认证》确定。

表 2 制热实验工况表
Tab.2 Heating test condition table

参数	工况 1	工况 2	工况 3	工况 4
室外干球温度/℃	-15.0	-20.0	-25.0	-30.0
室外湿球温度/℃	-16.1	-20.7	-25.5	-30.3
室内干球温度/℃		21.1		
室内湿球温度/℃		15.6		
主电子膨胀阀开度/步		0~480		
补气电子膨胀阀开度/步		0~100		
制冷压缩机转速/(r/s)	80	90	90	70
室外风机转速/(r/min)		850		

4 组工况均进行补气电子膨胀阀开度完全关闭和开度调节的实验,因为补气量通常远小于吸气量,因此两个电子膨胀阀的开度范围将有所不同。为了避免其他参数的影响,4 组实验的室外风机转速均为 850 r/min。受热泵机组运行可靠性限制,制冷压缩机各组实验下的转速不同。

1.3 实验测试

本文研究的热泵机组主要在焓差实验室进行测试,图 1 中 T、P 分别表示温度和压力测点,温度测量采用量程为 0~350 ℃、精度为±0.5 ℃ 的 T 型热电偶,压力测量采用量程为 0~10 MPa、精度为±0.5% 的压力传感器,还需要测量制热量、运行功率,功率测量采用量程为 0~10 kW、精度为 0.5 级的数字功率计,制热量主要采用空气侧焓差法,根据式(1)确定,其中室内机进出口空气焓值采用焓差实验室内干湿球温度计测量后确定,循环风量采用焓差实验室内循环风量测试装置测量风速,利用式(2)确定风量。实验中吸气过热度利用式(3)确定,式中吸气压力对应的饱和温度根据压力传感器测得吸气压力,利用 Ref-prop9.0 物性软件查取。由于室外温度是影响热泵机组的重要因素,为了解超低温工况下热泵机组在开启补气电子膨胀阀的制热量衰减情况,将各工况下制热量以衰减率给出,按式(4)计算,功率减少率按式(5)计算。

$$Q_c = V_a(h_{a,in} - h_{a,out})/[v_a(1 + W_n)] \tag{1}$$
$$V_a = K_2 C_d A \sqrt{1\,000 p_v v_a} \tag{2}$$
$$t_{SH} = t_{su} - t_s \tag{3}$$
$$\eta_Q = 1 - Q_c/Q_{e,c} \tag{4}$$
$$\eta_W = 1 - W_c/W_{e,c} \tag{5}$$

式中: Q_c 为热泵机组制热量, W; V_a 为室内机循环风量, m³/s; t_{SH} 为制冷压缩机吸气过热度, ℃; $h_{a,out}$ 为室内机出口空气焓值, kJ/(kg·K); $h_{a,in}$ 为室内机入口空气焓值, kJ/(kg·K); v_a 为室内机出口空气比容, m³/kg; W_n 为室内机出口空气湿度, kg/kg(干空气); K_2 为 1.414; C_d 为喷嘴流量系数; A 为喷嘴面积, m²; p_v 为喷嘴前后的静压差, Pa; t_{su} 为制冷压缩机吸气温度, ℃; t_s 为制冷压缩机吸气压力对应的饱和温度, ℃; η_Q 为热泵机组制热量衰减率, %; η_W 为热泵机组运行功率减少率, %; $Q_{e,c}$ 为热泵机组额定工况制热量, W; W_c 为热泵机组实际运行功率, W; $W_{e,c}$ 为热泵机组额定运行功率, W。

2 实验结果

对各工况进行实验,实验结果如图 2 所示,图 2(a)为在不开启补气电子膨胀时,热泵机组主电子膨胀阀各开度下的制热量与运行功率曲线,图 2(b)为固定主电子膨胀阀开度,补气电子膨胀阀不同开度下热泵机组的制热量性能曲线。

图 2(a)中,随着主电子膨胀阀开度的增大,各工况下热泵机组的制热量和运行功率的变化趋势不同。室外温度为-15、20、-25 ℃ 时,热泵机组制热量先升高再降低,最大制热量分别为 6 045、5 390、4 085 W,电子膨胀阀对应开度分别为 105 步、93 步、70 步。室外温度为-30 ℃ 时,热泵制热量逐渐升高,最大值为 2 680 W,电子膨胀阀对应开度为 64 步。4 个工况的运行功率均随电子膨胀开度增大而增大。

图 2(b)中,工况 1~工况 4 的主电子膨胀阀开度固定,分别为 90、90、68、64 步,热泵机组制热量分别为 5 860、5 162、4 040、2 689 W,运行功率分别为 2 676、2 518、2 082、1 729 W。在开启补气电子膨胀阀情况下,工况 1~工况 4 中,热泵机组制热量和运行功率均随补气电子膨胀阀开度增大而增大,但在工况 4 中开启补气电子膨胀并未增大其制热量,运行功率却逐渐增大。工况 1~工况 3 中,热泵机组开启补气电子膨胀阀的制热量和运行功率均大于未开启补气电子膨胀阀的制热量和运行功率,在工况 4 中其开启补气电子膨胀阀制热量小于未开启补气电子膨胀阀的制热量,开启补气电子膨胀阀的运行功率大于未开

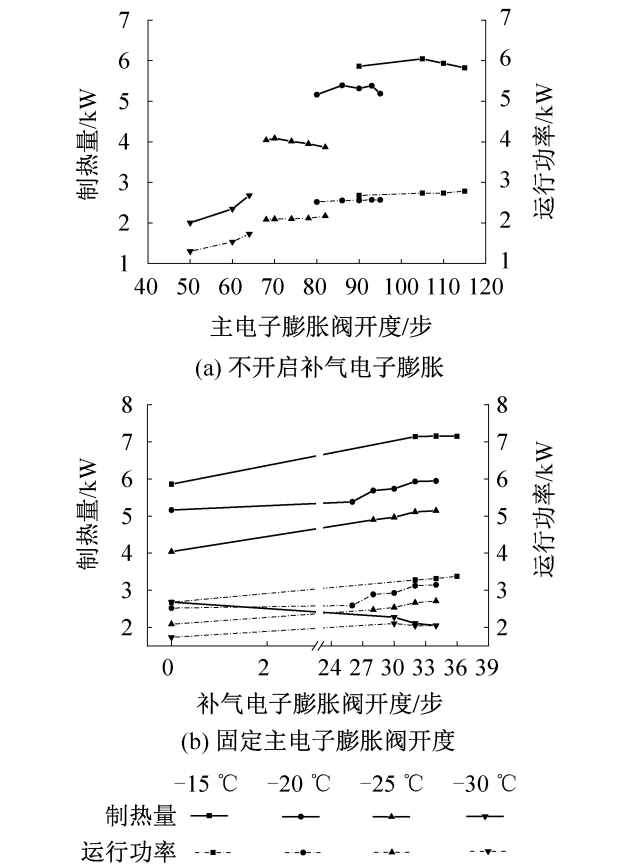


图2 热泵机组制热量与运行功率

Fig.2 Heating capacity and operating power of ASHP

启补气电子膨胀阀运行功率。

3 结果分析

3.1 主电子膨胀阀开度热泵机组性能的影响

过热度控制是电子膨胀阀主要作用之一,为了避免湿压缩造成制冷压缩机损坏,热泵机组需要根据吸气过热度进行电子膨胀阀的控制。工况1~工况4的吸气过热度如图3所示,各工况下热泵机组吸气过热度随主电子膨胀阀开度增大而逐渐降低,结合图2(a),当吸气过热度大于0℃时,随着电子膨胀阀开度的增大,热泵机组的制热量逐渐增大,各工况下最大制热量分别为额定工况的85.99%、76.58%、57.46%和38.25%。当吸气过热度小于0℃时,制冷压缩机发生湿压缩情况,制热量降低,运行功率升高。为了保证制冷压缩机不发生湿压缩情况,室外温度越低,主电子膨胀阀最大开度越小,这是因为电子膨胀阀主要是通过改变系统流量进行过热度控制,当室外温度较低时,蒸发压力较低,相同的排气量下,吸气比容大,系统质量流量小,电子膨胀阀较小的开度即可实现节流降压目的;反之,当系统流量较大时,电子膨胀阀的开度变大。

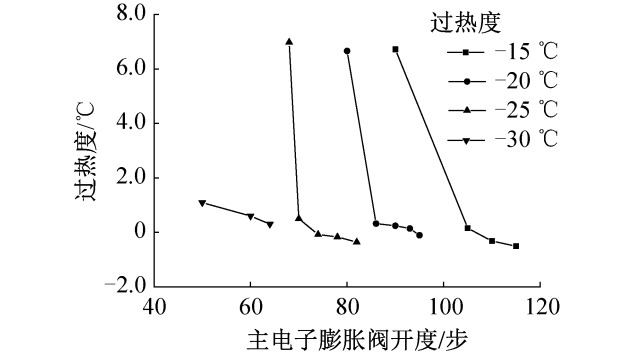


图3 各工况下热泵机组过热度

Fig.3 ASHP superheat under different conditions

当主电子膨胀阀开度发生变化时,由于制热量和功率发生变化,能效比亦会发生变化,各工况下的能效比如图4所示。工况1中,能效比最大值为2.21,对应的吸气过热度略大于0℃;最小能效比为2.09,对应的吸气过热度小于0℃。

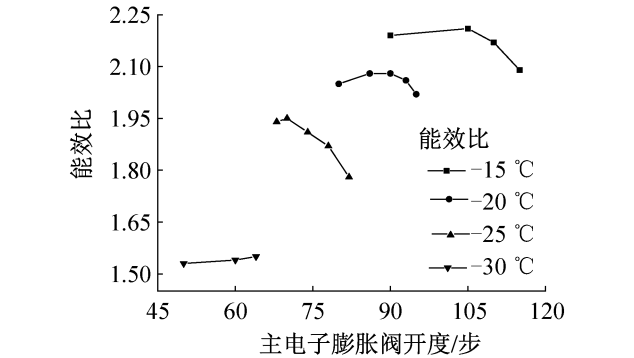


图4 各工况下热泵机组能效比

Fig.4 ASHP EER under different conditions

当吸气过热度略大于0℃,表明制冷压缩机在发生干压缩情况下制冷剂流量最大,且压缩机增加运行功率小于热泵机组增加的热量。当吸气过热度远大于0℃时,由于主电子膨胀阀节流作用,降低了制冷剂流量进而降低了热泵机组制热量和运行功率,因制热量减少量大于运行功率增加量,导致热泵机组能效比低于其最大值。当吸气过热度小于0℃时,制冷压缩机进行湿压缩,因低温湿蒸气与高温气缸发生热交换迅速蒸发,占据了气缸有效容积,致使吸入制冷剂质量减少,导致制热量显著减少。由于缸内制冷剂气体的增加,制冷压缩机做功运行功率明显增加,湿压缩不仅造成了制热量衰减和运行功率升高,还破坏了制冷压缩机的润滑,造成液击,使其遭到破坏。图4中其余工况热泵机组能效比均呈现与工况1相同的情况。工况2~工况4中,热泵机组最大能效比分别为2.21、2.08、1.95、1.55,其最小能效比相比于最大能效比减少了0.06、0.17、0.02。

分析主电子膨胀阀开度对热泵机组性能的影响可知,在任何工况下,热泵机组为了提供最大的制热量和能效比,主电子膨胀阀存在最佳开度,其最佳开度为保证一定过热度范围所对应的最大开度。

3.2 补气阀开度对机热泵组性能的影响

固定主电子膨胀开度,开启补气电子膨胀阀,在工况 1~工况 3 中,随着补气电子膨胀阀开度的增大,制热量和运行功率均逐渐增大,这主要是因为补气电子膨胀阀的开启,增大了制冷压缩机排气量,做功亦增加,运行功率进一步升高。工况 4 中,开启补气电子膨胀阀并未提高制热量,但运行功率却升高。根据主电子膨胀阀开度对热泵机组性能的影响分析,可知电子膨胀阀开度过大将导致制冷压缩机产生回液现象,导致制热量减少和运行功率增加。

图 5 所示为补气电子膨胀阀不同开度下,热泵机组的制热量和运行功率衰减率曲线。在未开启补气电子膨胀阀时,工况 1~工况 4 中主电子膨胀阀开度分别为 90 步、90 步、68 步、64 步时,热泵机组制热量衰减率分别为 16.64%、24.40%、42.53%和 61.88%。逐渐增大补气电子膨胀阀开度,工况 1 中补气电子膨胀阀开度为 36 步时制热量最小值,为-1.76%,其制热量超过了额定制热量;工况 2 和工况 3 中制热量衰减率亦逐渐降低,补气电子膨胀阀开度分别为 36 步和 34 步时最小衰减率最小,分别为 15.22%和 26.81%;工况 1~工况 3 中,热泵机组运行功率减少率均降低。工况 4 中制热量衰减率逐渐增大,最大为 70.9%,运行功率减少率逐渐减少,最大为 41.54%。

工况 1~工况 3 中补气电子膨胀阀开度越大,制冷压缩机的补气量越大,排气量和制冷剂质量流量亦越大,制冷压缩机需要更多的能量压缩制冷剂蒸气,进而整机的运行功率升高,较大的制冷剂流量进入室

内机提高了热泵机组制热量,相比于未开补气电子膨胀阀情况,开启补气电子膨胀阀后,制热量比未开启补气电子膨胀阀时制热量分别提高了 18.35%、12.14%、25.95%。工况 4 中由于补气电子膨胀阀开度过大,通过经济器补气制冷剂仍处于两相区即进入制冷压缩机,导致制热量衰减更为严重,运行功率减少率亦降低,相比于未开补气电子膨胀阀情况,开启补气电子膨胀阀后,制热量降低了 15.22%。

与主电子膨胀阀相同,当补气电子膨胀阀开度发生变化时,能效比亦会随制热量和运行功率发生变化,各工况下的能效比如图 6 所示。由图 6 可知,随着补气电子膨胀阀开度的增大,热泵机组的能效比均逐渐降低,这主要是因为制冷压缩机因补气所增加的功率大于制热量的增加量。当补气过热度大于 0℃,即工况 1~工况 3,各工况下热泵机组最大能效比较未开启补气电子膨胀阀时能效比提升了 3.2%、9.13%、2.06%;当补气过热度小于 0℃,即工况 4,因制冷压缩机回液,热泵机组最大能效比降低了 30.32%。

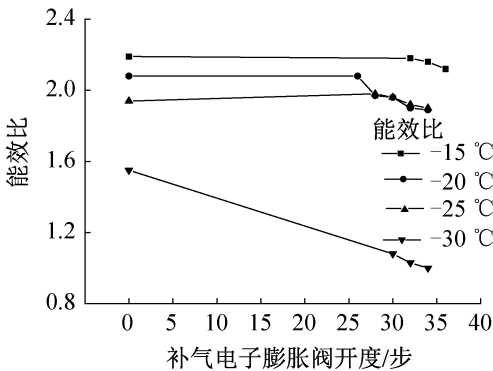


图 6 补气电子膨胀阀各开度下热泵机组能效比

Fig.6 Energy efficiency ratio of ASHP under each opening degree of electronic expansion valve

上述实验说明,补气电子膨胀阀与主电子膨胀要进行协同调节,需保证制冷压缩机吸气口和补气口的过热度均大于 0℃,热泵机组的制热量才能提高,否则仅控制制冷压缩机吸气口过热度,而随意增大补气电子膨胀阀开度,容易导致补气回液,不仅降低了制热量,增加了运行功率,还易对热泵机组运行可靠性带来一定隐患。此外,若以能效比作为热泵机组优化运行目标,可能导致制热量不足。

4 结论

针对传统热泵机组超低温运行制热量不足的问题,本文采用了带有经济器的热泵机组进行超低温工况实验,设计了 4 组实验工况并对其主电子膨胀阀和

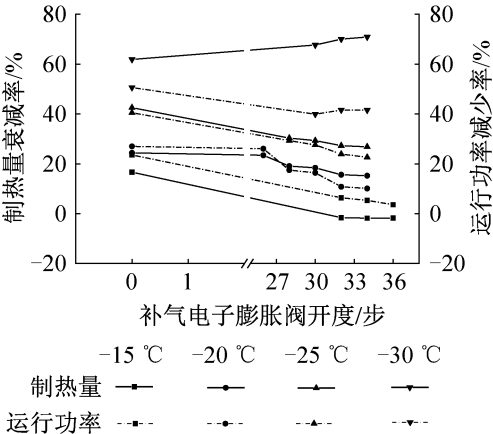


图 5 热泵机组制热衰减率与运行功率减少率

Fig.5 Heat attenuation rate and operating power reduction rate of ASHP

补气电子膨胀阀开度对其性能的影响进行了研究,得到如下结论:

1)在-25~-15℃工况下,随着主电子膨胀阀开度的增大,热泵机组制热量和能效比均呈先升高后降低的趋势,即主电子膨胀阀存在最佳开度,其最佳开度为保证一定过热度范围所对应的最大开度,-15、-20、-25℃工况下最佳的主电子膨胀阀开度分别为90步、90步、68步,高于上述值,各工况下热泵机组将产生回液现象,运行功率将升高,同时对安全性产生影响。

2)-30~-15℃工况下,在开启补气电子膨胀阀时,当制冷压缩机补气口和吸气口均不回液,热泵机组的制热量随着补气电子膨胀阀开度的增大而增大,当补气口回液时,同样将降低热泵机组的制热量、增加运行功率。本文热泵机组在-15、-20、-25℃工况下,补气电子膨胀阀开度分别为36步、36步和34步时,热泵机组制热量比未开补气电子膨胀阀情况,其制热量分别提高18.35%、12.14%、25.95%。在-30℃工况下,由于制冷压缩机补气口回液,热泵机组的制热量比未开启补气电子膨胀时降低15.22%。

3)因制冷压缩机对补气做功量大于其补气所提升的制热量,使热泵机组在开启补气电子膨胀阀后,制热量增加,而能效比降低。若以能效比作为热泵机组优化运行目标,可能导致制热量不足。

参考文献

[1] 段德星,孙育英,王伟,等. 空气源热泵在绿色建筑中的运行性能实测研究[J]. 暖通空调, 2019, 49(8): 5-10. (DUAN Dexing, SUN Yuying, WANG Wei, et al. Experimental study on actual operation performance of air-source heat pump in green buildings [J]. Journal of HV&AC, 2019, 49(8): 5-10.)

[2] 赵恒谊. 空气源热泵供暖市场发展展望[J]. 中国建筑金属结构, 2020(10): 17-19. (ZHAO Hengyi. Development and prospect of air source heat pump heating market [J]. China Construction Metal Structure, 2020(10): 17-19.)

[3] 朱开杨,李满峰. 太阳能热泵供暖技术发展趋势研究[J]. 能源研究与利用, 2023(2): 29-33. (ZHU Kaiyang, LI Manfeng. Research on the development trend of solar heat pump heating technology [J]. Energy Research & Utilization, 2023(2): 29-33.)

[4] 李敏霞,侯焙然,王派,等. 二氧化碳跨临界循环热泵的应用与发展[J]. 综合智慧能源, 2023, 45(4): 12-18. (LI Minxia, HOU Beiran, WANG Pa, et al. Application and development of CO₂ transcritical cycle heat pumps[J]. Integrated Intelligent Energy, 2023, 45(4):

12-18.)

[5] 肖益民,章程,付祥钊. 冬季极端天气状况下空气源热泵运行实验研究[J]. 太阳能学报, 2010, 31(12): 1580-1584. (XIAO Yimin, ZHANG Cheng, FU Xiangzhao. Experimental studies on the operation of air source heat pump in extreme winter weather [J]. Acta Energiae Solaris Sinica, 2010, 31(12): 1580-1584.)

[6] 贾庆磊,冯利伟,晏刚. 带中间补气的滚动转子式压缩系统制热性能的实验研究[J]. 制冷学报, 2015, 36(2): 65-70. (JIA Qinglei, FENG Liwei, YAN Gang. Experimental research on heating performance of rotary compression system with vapor injection [J]. Journal of Refrigeration, 2015, 36(2): 65-70.)

[7] 周光辉,陈浩,崔四齐,等. 带经济器的热泵型客车空调系统实验研究[J]. 低温与超导, 2016, 44(6): 71-75. (ZHOU Guanghui, CHEN Hao, CUI Siqi, et al. Experimental research on heat-pump bus air conditioning system with economizer [J]. Cryogenics & Superconductivity, 2016, 44(6): 71-75.)

[8] 周光辉,余壮,李海军,等. 低压补气型空气源热泵(冷水)机组制热性能试验研究[J]. 制冷与空调(北京), 2020, 20(10): 63-66. (ZHOU Guanghui, YU Zhuang, LI Haijun, et al. Experimental study on heating performance of low pressure air source heat pump (cold water) unit [J]. Refrigeration and Air-conditioning, 2020, 20(10): 63-66.)

[9] 王磊,武晓昆. 补气对热泵低温工况性能影响的试验研究[J]. 制冷与空调(北京), 2016, 16(8): 53-57. (WANG Lei, WU Xiaokun. Experimental research on effects of vapor injection on performance of heat pump under low temperature conditions [J]. Refrigeration and Air-conditioning, 2016, 16(8): 53-57.)

[10] 潘李奎,肖芳斌,尹茜,等. R32 喷气增焓空气源热泵的试验研究[J]. 制冷与空调(北京), 2017, 17(5): 82-86. (PAN Likui, XIAO Fangbin, YIN Qian, et al. Experimental study on R32 air cooled heat pump with enhanced vapor injection [J]. Refrigeration and Air-conditioning, 2017, 17(5): 82-86.)

[11] ZHANG Dong, LI Jinping, NAN Junhu, et al. Thermal performance prediction and analysis on the economized vapor injection air-source heat pump in cold climate region of China [J]. Sustainable Energy Technologies and Assessments, 2016, 18: 127-133.

[12] 崔四齐,周光辉,刘寅. 中压补气技术对电动客车用热泵空调器性能的影响[J]. 流体机械, 2018, 46(8): 71-76. (CUI Siqi, ZHOU Guanghui, LIU Yin. Influence of intermediate pressure vapor injection technology on performance of heat pump air conditioner for electric bus [J]. Fluid Machinery, 2018, 46(8): 71-76.)

- [13] 冉小鹏, 翟晓强, 骆琼. 喷气增焓空气源热泵补气量对系统性能的影响[J]. 制冷学报, 2019, 40(4): 37-44. (RAN Xiaopeng, ZHAI Xiaoqiang, LUO Qiong. Effect of vapor-injection mass on system performance air-source heat pump with enhanced vapor injection [J]. Journal of Refrigeration, 2019, 40(4): 37-44.)
- [14] 刘锋, 鲁益军. 喷气增焓技术对房间空调器低温制热性能的影响研究[J]. 制冷与空调(北京), 2020, 20(10): 18-21. (LIU Feng, LU Yijun. Study on the influence of enhanced vapor injection technology on the low-temperature heating performance of room air conditioners [J]. Refrigeration and Air-conditioning, 2020, 20(10): 18-21.)
- [15] 张喜明, 王永辑, 曹月勇, 等. 超低温空气源热泵严寒地区运行策略优化[J]. 建筑节能(中英文), 2022, 50(7): 78-84. (ZHANG Ximing, WANG Yongji, CAO Yueyong, et al. Operation strategy optimization of ultra-low temperature air source heat pump in cold region [J]. Building Energy Efficiency, 2022, 50(7): 78-84.)
- [16] 王家正, 马国远, 俞国新, 等. 带闪发补气的家用空气源热泵热水器实验研究[J]. 制冷学报, 2022, 43(6): 100-106. (WANG Jiazheng, MA Guoyuan, YU Guoxin, et al. Experimental study on domestic air source heat pump water heater with flash air supply [J]. Journal of Refrigeration, 2022, 43(6): 100-106.)
- [17] 柴玉鹏. R32/R1234yf 准二级压缩式制冷/热泵系统的循环特性与实验研究[D]. 北京: 北京工业大学, 2017. (CHAI Yupeng. Cycle characteristics and experimental study of R32/R1234yf quasi-two-stage compression refrigeration/heat pump system [D]. Beijing: Beijing University of Technology, 2017.)
- [18] 许树学, 马国远, 彭珑. 准二级压缩-喷射热泵的设计与实验研究[J]. 化学工程, 2010, 38(1): 99-102. (XU Shuxue, MA Guoyuan, PENG Long. Experimental research and design of quasi two-stage heat pump system coupled with ejector [J]. Chemical Engineering (China), 2010, 38(1): 99-102.)
- [19] 林木森. 补热型准二级压缩变频空气源热泵性能研究[D]. 哈尔滨: 哈尔滨工业大学, 2022. (LIN Musen. Study on performance of quasi-two-stage compression variable frequency air source heat pump with supplementary heating [D]. Harbin: Harbin Institute of Technology, 2022.)
- [20] 于本瑶. 低温空气源热泵性能分析及应用研究[D]. 秦皇岛: 燕山大学, 2018. (YU Benyao. Performance analysis and application research of low temperature air source heat pump [D]. Qinhuangdao: Yanshan University, 2018.)
- [21] Performance rating of unitary air-conditioning & air-source heat pump equipment: 210/240-2023[S]. USA: AHRI, 2023.

通信作者简介

宋一平, 男, 博士, 高级工程师, 海信空调有限公司, 13845009550, E-mail: songyiping@hisense.com。研究方向: 空调水系统优化运行, 制冷系统仿真运行。

About the corresponding author

Song Yiping, male, Ph. D., senior engineer, Hisense Air-conditioning Co., Ltd., 86-13845009550, E-mail: songyiping@hisense.com. Research fields: optimal operation of air conditioning water system, simulation operation of refrigeration system.