

文章编号:0253-4339(2021)02-0107-11

doi:10.3969/j.issn.0253-4339.2021.02.107

补气增焓低温多联机制热性能实验研究

宋培刚¹ 余鹏飞² 代文杰¹ 颜华周¹

(1 广东 TCL 智能暖通设备有限公司 中山 5128001; 2 南京工程学院能源与动力工程学院 南京 211167)

摘要 低温空气源热泵产品普遍采用中间补气技术解决空气源低温多联机在低温环境中能力衰减严重的问题。本文研究了低温多联机中间补气增焓系统,通过多联机制热性能实验测试对系统压力、温度等参数进行测试,并对测试数据进行拟合分析,确定了补气增焓技术的控制要素;流经室外换热器的制热主路制冷剂的质量流量与状态是多联机补气增焓控制中的主要因素;中间补气增焓支路制冷剂干度越接近 1,制热效果越好,因此保证压缩机补气口制冷剂饱和蒸气态可以作为低温多联机制热控制的重要参数;而由吸排气压力计算的理论最佳增焓压力不具有普适性,不能作为低温多联机补气增焓的有效输入项参数控制。

关键词 多联机;补气增焓;补气压力;过热度;制冷剂流量

中图分类号:TB61⁺1;TU831.3

文献标识码:A

Experimental Investigation on Heating Performance of Variable Refrigerant Flow System with Vapor Injection at Low Ambient Temperature

Song Peigang¹ Yu Pengfei² Dai Wenjie¹ Yan Huazhou¹

(1. Guangdong TCL Intelligent & Ventilating Equipment Co., Ltd., Zhongshan, 5128001, China; 2. College of Energy and Power Engineering, Nanjing Institute of Technology, Nanjing, 211167, China)

Abstract Vapor injection technology is widely used in variable refrigerant flow (VRF) system to solve the problem of severe decrease of capacity in low-temperature environments. In this study, the key parameters such as pressure, temperature etc. and performance of a VRF system were tested and analyzed to get the control strategy of VRF system at low ambient temperature. The results show that the mass flow and state of the refrigerant flowing through the heat exchanger of outdoor unit are the main factors in the control of vapor injection for the performance of VRF system at low ambient environment. The better heating effect will be observed when the quality x of the refrigerant in the inject circuit is closer to 1. Therefore, the saturated vapor state of the refrigerant at the compressor supplementary port can be used as an important parameter for the thermal control of the VRF system at low ambient environment. However, the theoretical optimal pressure calculated by the suction and discharge pressure is not universal, cannot be used as an effective input parameter control for the low-temperature VRF system with vapor injection.

Keywords variable refrigerant flow system; vapor injection; vapor injection pressure; superheating degree; refrigerant flow rate

本文研究的低温多联机属于空气源热泵类产品,王晓洪等^[1]研究表明该类产品在低温环境中使用时,随着环境温度的降低,对应的蒸发温度下降,使压缩机吸气压力下降,吸气比容增加,从而导致单位容积制冷剂的制热量下降,在压缩机等体积流量状态下,空调机组的制热量下降显著,产品能效 COP 下降,运行经济性降低。

同时,低温多联机在低温环境下运行,还伴随着可靠性问题。谭建明等^[2-4]研究表明系统低压侧压力和温度较低,管路内润滑油溶解度下降且润滑油黏度增大,流动性差,回油不畅的概率增加,导致大量润滑油积存低压管路侧,不能及时有效的回到压缩机,

易发生压缩机润滑不良的问题。

针对低温环境下空气源产品制热能力差、系统可靠性低的问题,众多学者及工程技术人员进行了深入研究^[5-8],已推广应用的低温制热技术主要有复叠制热技术、双极耦合制热技术和中间补气增焓技术。多联式空调器应用较多的是 Wang Xiao 等^[9-12]研究的中间补气增焓技术类空调系统,本文实验研究的低温多联机也采用该类技术,该低温多联机系统由带中间补气口的变频压缩机、使用板式换热器的经济器和对控制的电子膨胀阀等元器件构成,通过中间补气增加吸入压缩机制冷剂的质量流量,且降低了蒸发器入口的制冷剂比焓。

根据不同的产品和测试情况,研究低温空气源热泵的相关专家学者针对中间补气增焓技术对于制热效果的影响程度给出了量化的研究结论。黄辉^[13]研究表明补气增焓技术已建立较为可靠的数学模型,可将中间补气过程假定为“先等容混合,后绝热压缩”过程,并建立数学模型研究。冉小鹏等^[14]实验研究了 EVI (enhanced vapor injection) 空气源热泵,得出在最佳中间补气参数下制热性能提升 43.0%, COP 提升 28.3%。艾淞卉等^[15-17]的研究均表明补气增焓技术在低温制热时,可以提高机组自身制热量。易博等^[18]对低温补气增焓多联机制热性能进行了实验研究,结果表明补气增焓多联机制热性能可提升 15% 以上。张明等^[19-21]从技术性能及实际工程角度对比分析了空调系统中补气增焓技术的作用,得出该技术能够大幅提升系统运行 COP,降低建筑采暖季平均耗电量。

中间补气增焓技术对于制热量的提升,低温空气源热泵行业内基本达成共识,但具体到不同系统、不同结构压缩机、不同控制方式,没有行之有效的量化方案。低温多联机系统具有内机数量多、负荷变化大、运行耦合条件复杂、系统控制变量多等特征,这些特征决定了中间补气增焓控制方案不能简单使用低温空气源热泵行业内普遍采用的固定中间补气量,即固定补气制冷剂流量的方案控制。需要根据低温多联机产品特性,找到在不同温度、不同开机负荷、不同运行状态的最佳中间补气量和补气制冷剂干度,从而达到最佳热泵系统运行状态,并保证产品运行可靠性。

前文分析可知,低温多联式热泵空调系统制热效果与中间补气制冷剂状态和流量密切相关,故本文从中间补气增焓的理论分析和实验测试等方面进行分析研究,找到适用于低温多联机系统的量化控制因素,以推广应用。

1 理论分析

1.1 补气增焓制热循环原理

补气增焓多联机制热循环压焓图如图 1 所示。一般空气源热泵型多联式空调机组制热循环为 1-2-3-4-1,采用中间补气增焓技术的空气源低温多联机制热循环为 1-7-8-2'-3'-4'-1。

补气增焓的低温多联机制热循环与普通多联机制热循环的主要区别在于:从冷凝器出来的高压制冷剂液体分为两路,制冷回路和补气回路。2'-3 冷凝过程,3-5 补气回路的节流过程,5-6 补气侧吸热蒸发过程,3-3'制冷剂蒸气冷凝放热过程(二次过冷),

3'-4'主路制冷剂节流过程,4'-1 主路制冷剂蒸气蒸发吸热,1-7 主路制冷剂的压缩过程,6-8-7 补气蒸气与经过一次压缩的制冷剂混和过程,8-2'为二次压缩过程。

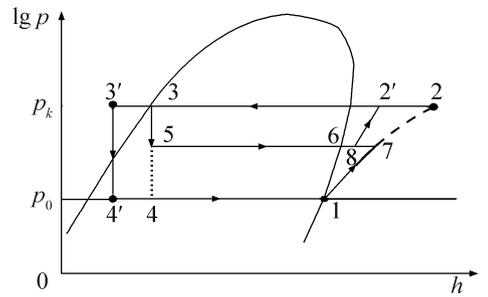


图 1 补气增焓多联机制热循环压焓图
Fig.1 Heating cycle $\lg p-h$ diagram of variable refrigerant flow system with vapor injection

1.2 补气增焓制热循环的热力学分析

假设进入冷凝器的制冷剂总量为 n (kg),主路的制冷剂循环质量流量为 m (kg),补气回路的制冷剂质量流量为 i (kg),根据质量守恒定律可得:

$$n = m + i \quad (1)$$

蒸发器换热量计算:

$$Q_e = m(h_1 - h_4) + (h_4 - h_{4'}) \quad (2)$$

式中: Q_e 为蒸发器的制冷量, kW; $h_1, h_4, h_{4'}$ 分别为 1、4、4' 点处的焓值, kJ/kg'。

由图 1 可知,采用中间补气增焓技术时,由于配置了过冷器,可以对主路制冷剂起过冷作用,与普通多联机相比,若保持主路的制冷剂质量流量 m 不变,可显著提升蒸发器制冷量,提升后的制冷量为制冷剂质量流量 m 经过 4'-4-1 蒸发过程计算值,即式(2)表达部分。

压缩机功耗:

$$W = m(h_7 - h_1) + (m + i)(h_{2'} - h_8) \quad (3)$$

式中: W 为进入压缩机的总功率, kW; $h_7, h_{2'}, h_8$ 分别为 7、2'、8 点处的焓值, kJ/kg。

中间补气增焓系统采用带补气装置的压缩机,该压缩机的功耗可以看作由普通吸气的低压段和中间补气混合后的高压段两部分功耗组成,低压段部分仅对流经冷凝器的制冷剂进行压缩,高压段部分则对低压压缩机后的制冷剂与中间补气制冷剂混合后的制冷剂进行压缩。

多联机系统冷凝侧的制热量:

$$Q_c = (m + i)(h_{2'} - h_3) \quad (4)$$

式中: Q_c 为冷凝侧的制热量, kW; h_3 为 3 点处的焓值, kJ/kg。

由式(4)可知,普通空调的制热量为 $(h_2 - h_3)$,对

比中间补气增焓低温多联机空调系统,制冷剂单位质量流量的焓差有所减少,但由于压缩机在中间补气过程中增加了制冷剂质量,即高压压缩机端比体积改变,压缩机排气侧制冷剂质量流量增大。因此,在补气增焓低温多联机系统制热量的计算中,当制冷剂变化量 i 的权重大于焓差的变化量 Δh 时,该系统制热量增加,否则系统制热量降低。由此可知,在补气增焓低温多联机设计时需要合理控制补气量 i 值,保证系统处于性能最优点。

研究资料表明^[22-25],中间补气量的控制可以参考压力值控制,中间补气制冷剂的的压力计算式如式(5)所示。

$$p_m = \sqrt{p_e p_c} \quad (5)$$

式中: p_m 为压缩机中压腔的压力,MPa; p_e 为系统蒸发压力,MPa; p_c 为系统冷凝压力,MPa。

由于压缩机运行状态不同,压缩机补气装置设计不同等原因,在不同的压缩机及系统运行状态不同的情况下存在最佳补气量 j (kg)。对于最佳补气量的要求是中间补气压力与压缩机补气口内腔体压力达到最佳的平衡状态,该状态下,既能保证足够的制冷剂进入到压缩机补气腔体内部,参与高压压缩,同时也能避免制冷剂过多增加功耗甚至补气待业的问题;另一方面,也能避免补气制冷剂不足,中间补气制冷剂有害过热度偏大,达不到理想的补气增焓效果,无法有效提升制热量。

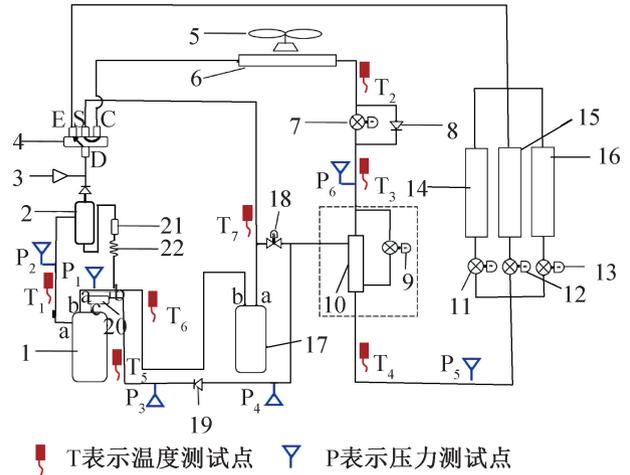
2 实验装置

2.1 补气增焓多联机系统

根据实验要求搭建补气增焓多联机系统实验台,该系统采用 TCL 空调公司的低温多联机组进行实验,室外机为带有补气增焓功能的上出风形式低温多联机 TMV-Vd280W/N(制冷量 28 kW,制热量 31 kW);内机为 4 台低静压风管式多联室内机 TMV-V71F5(制冷量 7.1 kW,制热量为 8 kW),连接管为能力测试标准连接管,制冷剂为 R410A,充注量为 11 kg。

室外机压缩机选用江森自控日立万宝压缩机(广州)有限公司的带有中间补气装置的 DC80PHDG-D1Y2 直流变频涡旋补气增焓压缩机,排气容积为 $80 \text{ cm}^3/\text{r}$,运转频率范围为 $10 \sim 130 \text{ r/s}$ 。中间经济器采用丹佛斯 C22 L-E-16 型板式换热器。此外,室外机系统构成还包含油分离器、四通阀、冷凝器、制热电子膨胀阀、补气电子膨胀阀和气液分离器等。该实验系统内,有多台室内机,每台室内机由蒸发器和内机电子膨胀阀构成。

补气增焓管路的制冷剂由系统内部冷凝后的制冷剂节流分化构成,属于同一个制冷剂封闭循环系统。补气增焓多联机系统如图 2 所示。



T 表示温度测试点 P 表示压力测试点

- 1 压缩机;2 油分离器;3 高压传感器;4 四通阀;5 室外风机;6 室外机换热器;7 主电子膨胀阀;8 制冷单向阀;9 辅电子膨胀阀;10 中间经济器;11 室内机 1 电子膨胀阀;12 室内机 2 电子膨胀阀;13 室内机 3 电子膨胀阀;14 室内机 1 换热器;15 室内机 2 换热器;16 室内机 3 换热器;17 气液分离器;18 过冷电磁阀;19 补气单向阀;20 消音器;21 过滤器;22 回油毛细管。

图 2 补气增焓多联机系统

Fig.2 Variable refrigerant flow system with vapor injection

如图 2 所示,制热模式下,制冷剂流经室内机换热器 14/15/16 进行冷凝释放热量后进入中间经济器 10,在中间经济器 10 的出口分为液侧和气侧两路:中间补气路中的制冷剂液体经过辅电子膨胀阀 9 节流降压后,中间补气路气液两相态制冷剂与制热主回路制冷剂在中间经济器 10,即板式换热器内进行热量交换。中间补气制冷剂吸收热量后变为气态,通过压缩机 1 中间补气口进入中压腔体内。

制热主路的制冷剂在中间经济器 10 内释放热量达到过冷液态后,经过室外主电子膨胀阀 7 节流后进入室外机换热器 6 吸收室外机侧环境热量后,流经气液分离器 17 进入压缩机吸气口。制热主路制冷剂进行低压段压缩后,进入中压腔体内,与中间补气路制冷剂等容混合,等容混合后全部制冷剂进入高压段进行绝热压缩,排出压缩机,最终形成制冷剂闭合循环。

2.2 测试方案

根据理论分析,补气增焓效果(即制热量提升效果)受进入冷凝器的制冷剂总流量、制冷剂单位换热量的影响。单位换热量处于减少状态,制冷剂总流量处于增长状态,故二者的变化幅度达到最佳组合状态时才能保证增焓效果最佳。

系统内制冷剂总量由流经制热主路的制冷剂和中间补气管路制冷剂构成;系统内制冷剂质量流量的单位换热量由制冷剂状态决定。通过设置的压力检测点 P_6 、温度监测点 T_3 可以检测流经制热主路制冷剂的状态;通过压力检测点 P_3 、温度检测点 T_5 可以检测中间补气管路制冷剂状态;通过其他压力、温度检测点可以实时掌握系统吸排气状态、冷凝状态、压力损失等系统参数,从而对整个系统有较为深入的掌握和量化分析。

根据低温多联机中间补气系统特性,设置测试方案集中在制热状态下,重点关注 3 个因素:1)中间补气压力的影响;2)中间补气制冷剂过热度的影响;3)补气增焓和制热主路制冷剂质量流量分配比例关系的影响。

补气增焓效果的评价依据是制热能力与系统压力,通过更改调整测试方案的一个条件,对比系统参数变化,评价制热能力和增焓效果。若下文中无特殊说明,则表示测试方案的其他条件保持不变,保证对比方案的有效性。

为了保证实验的准确性,所有实验中室外机压缩机运行转速为 5 700 r/min,室外风机运行转速为 840 r/min。

3 实验数据和分析

根据我国国情,用户实际使用情况多在 0 ℃

工况,即多联机国家标准^[26]中规定的融霜工况(外侧干球温度 2 ℃/湿球温度 1 ℃,内侧干球温度 20 ℃/湿球温度 15 ℃)作为测试的基准研究点之一;考虑到增焓在低温环境下的作用更加显著,选择超低温制热工况(外侧干球温度-15 ℃,内侧干球温度 20 ℃/湿球温度 15 ℃)作为测试的基准研究点之二。

性能测试时,干球温度稳定区间在 ± 0.3 ℃以内,湿球温度在 ± 0.2 ℃以内,静压值误差区间为 ± 2 kPa。

3.1 补气压力对增焓效果的影响

该测试方案是验证系统高压、低压和补气增焓压力之间的关系,找到最佳的增焓压力。通过在实验过程中,控制系统负荷的变化和压缩机转速、风机转速等系统调节手段,改变不同的系统压力,从而改变进入压缩机补气口的压力。根据不同的参数记录分析,得到如下测试数据和结论。

3.1.1 恶劣融霜工况实验

在外侧干球温度 2 ℃/湿球温度 1 ℃,内侧干球温度 20 ℃/湿球温度 15 ℃的环境中,室内机全开,室外机满负荷运行,压缩机、风机均达到最大换热状态。测试通过调节补气口的压力值,验证系统的制热能力变化,A~E 是在相同的运行工况下,不同补气压力下的实验方案,具体实验数据如表 1 所示。

表 1 恶劣融霜工况压力与能力测试数据

Tab.1 Pressure and capacity test data under severe defrost conditions

实验方案	测试工况/ ℃	总制热量/ kW	排气温度/ ℃	回气温度/ ℃	高压压力/ MPa	低压压力/ MPa	增焓实测压力/ MPa	增焓理论压力/ MPa
A		31	92.9	6.2	3.1	0.5	0.8	1.3
B		30	82.3	9.7	2.9	0.5	0.8	1.2
C	外侧 2/1 内侧 20/15	28	70.3	-5.5	2.7	0.5	0.9	1.2
D		28	83.1	-7.9	2.6	0.5	0.8	1.1
E		27	81.3	-4.9	2.5	0.5	0.6	1.2

注:系统总制热量根据室内机联机风口焓差计算得出,该计算值为实验台软件自动测量计算;为了便于对比计算,文中压力值均为绝对压力值。下文中涉及能力和压力的要求,参考以上说明。

为了深入分析数据,找到规律共性特征,对测试点数据进行曲线拟合,结合测试数据和拟合曲线对制热总能力和对应的系统压力参数进行图表化分析,恶劣融霜工况下制热量与系统压力变化趋势如图 3 所示。

由图 3 可知,理论计算的增焓最佳压力 p_m 由于受到高、低压力的影响,其数值均在 1.2 MPa 附近,与实际测试压力有差距。实测增焓压力约为 0.8

MPa,机组制热量的变化呈曲线分布,而中间补气增焓压力则接近线性变化,两者之间的线性变化趋势并没有呈现出较为稳定的关系,不能判定补气增焓压力变化对于系统制热量增减的影响。

3.1.2 超低温制热工况实验

在外侧干球温度-15 ℃,内侧干球温度 20 ℃/湿球温度 15 ℃的环境中,室内机全开,室外机满负荷运

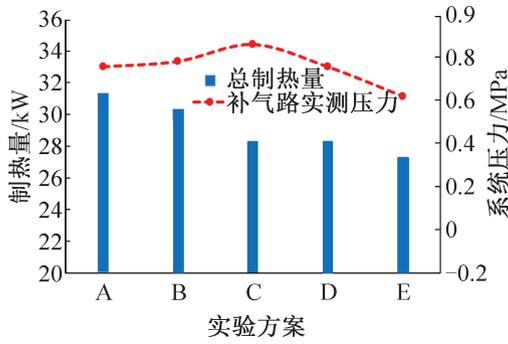


图 3 恶劣融霜工况下制热量与系统压力变化趋势
Fig.3 Trends of heating capacity and system pressure under severe defrost conditions

行,压缩机、风机均达到最大换热状态。测试通过压缩机补气口的压力值,验证系统的制热能力变化,F~L是在相同的运行工况下,不同补气压力下的实验方案,具体实验数据如表 2 所示。

表 2 超低温制热工况压力与能力测试数据

Tab.2 Pressure and capacity test data under ultra-low temperature heating conditions

实验方案	测试工况/ ℃	总制热量/ kW	排气温度/ ℃	回气温度/ ℃	高压压力/ MPa	低压压力/ MPa	增焓实测压力/ MPa	增焓理论压力/ MPa
F		27	75	-21	2.7	0.4	0.6	0.9
G		26	63	-22	2.5	0.4	0.6	0.9
H	外侧 -15/- 内侧 20/15	25	73	-23	2.3	0.3	0.5	0.9
I		25	86	-21	2.7	0.4	0.6	1.0
J		25	60	-22	2.4	0.4	0.6	1.0
K		24	69	-23	2.3	0.3	0.6	0.9
L		24	88	-22	2.3	0.4	0.6	0.9

由图 4 可知,低温制热运行模式下,机组系统的低压拟合曲线呈线性变化,各数据值差距较小,集中在 0.35 MPa 附近。受此影响,理论计算的最佳增焓压力在 1.0 MPa 附近,而实测中间补气增焓压力值为 0.6 MPa,与理论计算存在一定偏差。同时,在制热量最佳的状态下,中间补气增焓压力和系统低压并未出现明显的跳跃点,不能找到补气增焓压力、系统低于与制热量之间的强相关性,无法在前两者与制热量之间建立合理的参数模型。

与该压缩机设计制造厂家沟通后,给出了数据测试基本正常的结论,其中间补气增焓压力与补气口在压缩机涡旋盘位置关系密切,厂家在设计时会考虑增焓最佳压力理论值 p_m 的指导因素,但在涡旋盘设计中,由于结构位置和回液量控制等因素的考虑,很难保证实际位置完全遵守理论增焓压力值的要求。厂家给出的要求是考虑到吸气位置和带液量的因素,该

根据实验方案测试的数据记录情况进行曲线拟合,结合测试数据和拟合曲线对制热总能力和对应的系统压力参数进行图表化分析,超低温制热工况下制热量与系统压力变化趋势如图 4 所示。

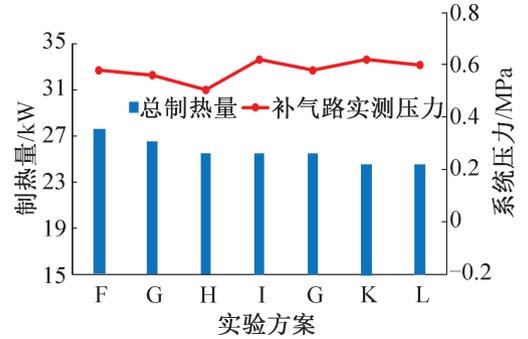


图 4 超低温制热工况下制热量与系统压力变化趋势
Fig.4 Trends of heating capacity and system pressure under ultra-low temperature heating conditions

压缩机的增焓压力约在吸气压力的 1.4 倍位置,测试数据也基本印证了压缩机厂家的设计要求。

通过中间补气增焓压力与制热量关系的专题实验测试,证明了理论最佳补气增焓压力在低温多联机控制上具有指导作用,但补气增焓压力与制热量不能建立量化的控制关系,不能作为补气增焓控制的核心因素。

3.2 补气过热度对增焓效果的影响

中间补气增焓管路的制冷剂过热度可以分为压缩机补气口过热度 and 中间经济器过热度,压缩机补气口过热度是指测试压缩机补气口位置点制冷剂压力、温度参数,用于判定其过热状态;另一种中间经济器过热度,是指制冷剂经过中间经济器(板式换热器)前后的温度变化,中间经济器过热度优点是便于测量和控制,缺点是该方式将换热器理想化为一个忽略压力损失的状态,与实际有差异。为了精确研究对象,

对于两种过热度均进行了测试和分析。

3.2.1 恶劣融霜工况实验

在外侧干球温度 2 °C/湿球温度 1 °C, 内侧干球温度 20 °C/湿球温度 15 °C 的环境中, 室内机全开, 室外机满负荷运行, 压缩机、风机均达到最大换热状态。在系统稳定运行状态下, 只通过调节增焓电

子膨胀阀的开度, 达到对补气增焓管路制冷剂质量流量的控制, 改变补气增焓管路中制冷剂换热量, 从而达到研究中间补气增焓过热度的目的。M~P 是在相同的运行工况下, 不同补气过热度条件下的实验方案。经过调节增焓膨胀阀实验验证, 测试数据如表 3 所示。

表 3 恶劣融霜工况过热度与能力测试数据

Tab.3 Superheat and capacity test data under severe defrost conditions

实验方案	测试工况/°C	总制热量/kW	高压对应饱和温度/°C	低压对应饱和温度/°C	制热 EXV/P	增焓 EXV/P	增焓压力饱和温度/°C	补气过热 度/°C	板换气 进温度/ °C	板换气 出温度/ °C	板换过 热度/°C
M		27	41	-12	150	80	-14	32.4	5	34	29
N	外侧 2/1	29	43	-11	150	100	-1	18.9	13	32	19
O	内侧 20/15	30	44	-12	150	120	2	-0.9	21	20	-1
P		29	43	-14	150	150	-2	18.8	14	31	17

根据表 3 恶劣融霜工况测试数据, 对低温多联机系统的过热度与能力数据进行曲线拟合, 通过拟合曲线情况分析研究, 在外环境为 2 °C 制热的情况下, 低温多联机组制热量与中间补气增焓过热度之间量化的关系。恶劣融霜工况下制热量与过热度拟合曲线如图 5 所示。

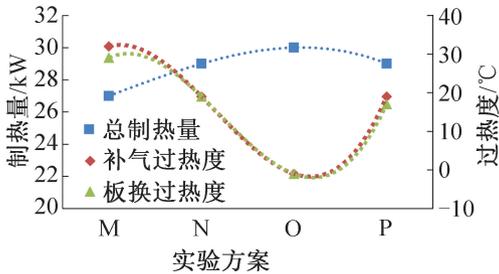


图 5 恶劣融霜工况下制热量与过热度拟合曲线

Fig.5 Fitting curve of heating capacity and superheat under severe defrost conditions

由图 5 可知, 随着补气增焓电子膨胀阀逐渐增大, 增焓过热度逐渐减小, 机组的制热先增加后降低, 存在类似抛物线的最佳点。随着补气增焓膨胀阀开度的增加, 补气增焓过热度减小, 中间补气增焓支路中制冷剂的质量流量增加, 压缩机中间补气口的制冷剂有害过热度不断降低, 从补气口吸入的制冷剂质量流量增加, 当中间补气增焓支路中制冷剂的干度 $x=1$ 时, 说明此时进入压缩机补气口的制冷剂处于饱和蒸气状态, 理论研究资料表明^[13], 此时的吸气效率较高, 对应的制热量最佳, 表 3 中 M、N、O 三个实验方案的数据也支持了该理论。

实验方案 M、N 过程中, 补气过热度较大, 该部分的补气过热度对制热量的提升作用较小为无效过热, 所以补气过热度降低, 制热量增加。但补气过热度与制热量之间不是强相关的线性关系, 同时考虑一定的补气过热度可以保证进入压缩机涡旋盘的制冷剂为气态, 避免涡旋盘液击损坏, 所以系统设计也不能追加绝对的饱和蒸气状态。

对表 3 中实验方案 P 进行数据分析, 增焓电子膨胀阀开度继续增大, 并没有出现中间补气增焓支路制冷剂质量流量的持续增加, 没有出现制冷剂液态比例增大、干度下降的情况, 反而出现中间补气增焓过热度增大的情况, 说明该低温多联机系统中除了增焓电子膨胀阀控制影响之外, 还受到其他因素的影响。本质而言是中间补气增焓支路中制冷剂状态的变化对制热量有一定影响。

3.2.2 超低温制热工况实验

在外侧干球温度 -15 °C, 内侧干球温度 20 °C/湿球温度 15 °C 的环境中, 室内机设定 31 °C, 风档调至标准档位, 全开制热运行, 室外机满负荷运行, 压缩机、风机均达到最大输出状态。测试通过调节增焓电子膨胀阀达到调整过热度的目的, 验证系统的制热能力变化, AA~AE 是在相同的运行工况下, 不同补气过热度条件下的实验方案, 具体实验数据如表 4 所示。

根据表 4 超低温制热工况测试数据, 对低温多联机系统的过热度与能力数据进行曲线拟合, 通过拟合曲线情况分析研究, 在外环境为 -15 °C 超低温制热的情况下, 低温多联机组制热量与中间补气增焓过热度

之间量化关系。超低温制热工况下制热量与过热度 拟合曲线如图 6 所示。

表 4 超低温制热工况过热度与能力测试数据

Tab.4 Superheat and capacity test data under ultra-low temperature heating conditions

实验方案	测试工况/℃	总制热量/kW	高压对应饱和温度/℃	低压对应饱和温度/℃	制热 EXV/P	增焓 EXV/P	增焓压力饱和温度/℃	补气过热度/℃	板换气进温度/℃	板换气出温度/℃	板换过热度/℃
AA	外侧 -15/— 内侧 20/15	23	36	-21	100	0	-22	50.7	0	-4	-4
AB		25	37	-22	100	50	-10	13.5	-1	16	17
AC		26	37	-22	100	60	-8	-3.3	1	8	7
AD		27	37	-22	100	80	-8	3.0	6	6	0
AE		26	37	-22	100	100	-8	-1.8	9	8	-1

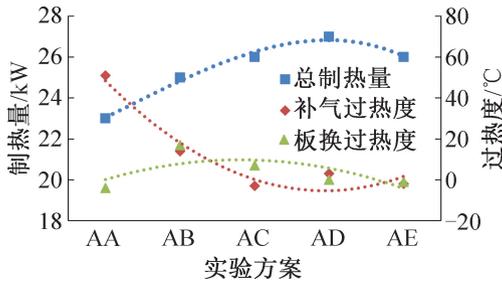


图 6 超低温制热工况下制热量与增焓过热度拟合曲线
Fig.6 Fitting curve of heating capacity and superheat under ultra-low temperature heating conditions

由图 6 可知,在恶劣融霜工况中对实验数据进行分析总结的规律在超低温状态下依然有效,随着过热度的下降,中间补气增焓支路的制冷剂质量流量增长,制热的能力也显著提高。特别是增焓膨胀阀关闭和打开的对比,对于制热量的影响显著,在最佳补气增焓效果的状态下甚至能提升制热量达 20%以上。

超低温制热工况和恶劣融霜工况下的补气增焓膨胀阀开度和过热度的变化趋势也基本一致。随着过热度的降低制热量一直增加,存在一个临界状态,随着制冷剂状态的变化,制冷剂过热度、干度均会达到一个最佳状态,即气态制冷剂质量流量最大的状态,这是增焓效果的最佳状态。随着过热度继续降低,液态制冷剂比例增加,这部分压缩机压缩效果不明显,不能显著增加制热量,故制热量出现拐点,开始下降。

通过对比测试,虽然中间经济器前后的过热度与压缩机中间补气口过热度存在一定的偏差,但该偏差在一个可控的范围内,且能够反映出制冷剂状态的趋势变化。故以此判断,两种过热度计算方式均可用来作为补气增焓控制的重要输入参数,但需要根据不同的系统进行测试修正,标定偏差。

中间补气增焓制冷剂过热度与机组制热量关系研究测试发现,系统制热量与中间补气增焓支路制冷剂的过热度关系密切,当补气增焓支路制冷剂的过热度越小时,增焓效果越好,本质上还是明确了补气增焓支路制冷剂干度对于制热量的影响。

3.3 补气和制热分路质量流量分配对于增焓效果的影响

3.2 节测试增焓过热度的影响时,发现增焓膨胀阀的动作和补气管路的制冷剂变化并不是一个单纯的线性关系,受到系统运行的因素干扰。结合前文中的理论因素分析,基本锁定在制冷剂质量流量的变化因素中,作为一个封闭的制冷剂循环系统,经过室内机冷凝后的制冷剂进入室外机分为两路:一条支路流经制热膨胀阀、室外机换热器后到达压缩机吸气口进入压缩机;另一条支路流经增焓膨胀阀节流后进入中间经济器换热,到达压缩机中间补气口进入压缩机。故研究制热膨胀阀和增焓电子膨胀阀对于系统内制冷剂质量流量分配的问题,如何提升制冷剂在系统中合理有效的传热效率,是研究提升低温多联机系统制热量的一个重要组成部分。

3.3.1 恶劣融霜工况实验

在外侧干球温度 2℃/湿球温度 1℃,内侧干球温度 20℃/湿球温度 15℃的环境中,室内机全开,室外机满负荷运行,压缩机、风机均达到最大换热状态。在系统稳定运行状态下,通过调节制热膨胀阀和增焓电子膨胀阀的开度,调节制冷剂质量流量分配确认制热效果影响,AF~AK 是在相同的运行工况下,不同增焓膨胀阀开度条件下的实验方案。经过调节测试,实验数据如表 5 所示。

根据表 5 恶劣融霜工况测试数据,对低温多联机系统的膨胀阀开度、吸气过热度和能力数据进行曲线

拟合,通过拟合曲线情况分析研究,在外环境为 2 ℃ 制热的情况下,低温多联机组制热量与膨胀阀开度、

吸气过热度之间量化关系。恶劣融霜工况下制热量与膨胀阀开度拟合曲线如图 7 所示。

表 5 恶劣融霜工况膨胀阀与能力测试数据

Tab.5 Expansion valve and capacity test date under severe defrost conditions

实验方案	测试工况/℃	总制热量/kW	制热 EXV/P	增焓 EXV/P	排气温度/℃	高压对应饱和温度/℃	低压对应饱和温度/℃	回气温度/℃	吸气过热度/℃	增焓压力饱和温度/℃	补气温度/℃	补气过热度/℃
AF		29	120	100	81	47	-12	-2	10	-1	-2	-1
AG		31	120	80	94	50	-12	-9	3	-2	-1	1
AH	外侧 2/1	27	150	80	82	41	-12	-13	-1	-14	18	32
AI	内侧 20/15	28	150	120	84	43	-11	-12	-1	-1	18	19
AJ		29	150	160	69	44	-12	-12	0	2	1	-1
AK		28	150	150	85	43	-14	-14	0	-2	17	19

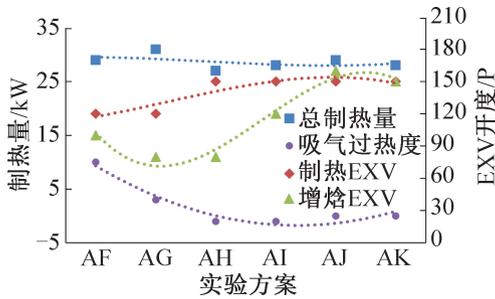


图 7 恶劣融霜工况制热量与膨胀阀开度拟合曲线

Fig.7 Fitting curve of heating capacity and expansion valve opening under severe defrost conditions

由图 7 可知,低温多联机组的制热能力与制热膨胀阀和增焓膨胀阀没有呈线性关系,尤其喷焓膨胀阀开度变化趋势与机组制热量之间甚至无明显规律可循,原因是膨胀阀控制的是开度步数,除节流作用之外,还有控制制冷剂质量流量的作用,但该开度与流质量非线性关系,制冷剂质量流量与膨胀阀前后压力差、制冷剂状态等因素有关,所以不能用膨胀阀开度与制冷剂质量流量简单的划等号。更多的是一个相对关系,一个流量趋势状态。

制热主流路(即流经制热膨胀阀、室外机换热器的支路)的制冷剂质量流量循环情况或室外机换热器的换热情况,可以用整机系统的吸气过热度来衡量。通过评估进入压缩机吸气的制冷剂状态,能够反映出系统温度运行的换热状态,判定系统制冷剂质量流量。依据是在室外机换热器大小不变、室外风机转速不变的固定运行状态下,若机组系统制冷剂质量流量也保持不变,则制冷剂在换热后进入压缩机吸气口的状态也将保持不变。

据此判定,机组系统的吸气过热度与制热量关系较为密切,且该关系接近抛物线曲线关系,存在最佳的拐点特征,该最佳点就是吸入压缩机内制冷剂过热度状态最佳的情况。该低温多联机组系统在吸气过热度 3 ℃ 附近时,制热量最大。

3.3.2 超低温制热工况实验

在外侧干球温度 -15 ℃,内侧干球温度 20 ℃/湿球温度 15 ℃ 的环境中,室内机全开,室外机满负荷运行,压缩机、风机均达到最大换热状态。测试通过调节制热膨胀阀和增焓膨胀阀达到调整制冷剂质量流量分配的目的,BB~BG 是在相同的运行工况下,不同增焓膨胀阀开度条件下的实验方案,具体实验数据如表 6 所示。

根据表 6 超低温制热工况测试数据,对低温多联机组系统的膨胀阀开度、吸气过热度和能力数据进行曲线拟合,通过拟合曲线情况分析研究,在超低温制热的情况下,低温多联机组制热量与膨胀阀开度、吸气过热度之间量化关系。超低温制热工况下制热量与膨胀阀开度拟合曲线如图 8 所示。

由图 8 可知,超低温状态下,机组制热量与吸气过热度的关系依然有效,随着制冷剂在室外机冷凝器换热量的增加,吸气过热度降低,机组制热量显著增加。从整个系统运行的情况来看,制热量最大在吸气过热度为 -1 ℃ 附近,即此时室外机换热量处于最佳的状态,从系统中换热后进入压缩机吸气口的制冷剂状态为饱和蒸气态,其干度 $x=1$ 。

从增焓膨胀阀的开度来看,方案 BB 和方案 BE 均处于 80 P 开度,但由于制热膨胀的开度不同,两个方案的制热量差距较大,说明系统制热量

的主要影响因素是制热主路的制冷剂质量流量,即经过室外机冷凝器的制冷剂质量流量,其次是中间补气增焓支路的制冷剂质量流量。在相同的制热膨胀阀开度情况下,中间补气增焓支路制

剂的状态,即增焓膨胀阀的开度控制,对于制热量有显著影响,补气增焓支路制冷剂干度越接近饱和蒸气态,即补气增焓支路制冷剂干度 x 越接近 1,制热效果越好。

表 6 超低温制热工况膨胀阀与能力测试数据

Tab.6 Expansion valve and capacity test data under ultra-low temperature heating conditions

实验方案	测试工况/°C	总制热量/kW	制热 EXV/P	增焓 EXV/P	排气温度/°C	高压对应饱和温度/°C	低压对应饱和温度/°C	回气温 度/°C	吸气过 热度/°C	增焓压力 饱和温 度/°C	补气 温度/°C	补气过 热度/°C
BB		25	100	80	86	44	-22	-11	11	-10	1	11
BC		25	110	110	60	40	-23	-15	8	-8	5	13
BD	外侧 -15/—	26	115	110	63	41	-23	-19	4	-9	4	13
BE	内侧 20/15	28	120	80	73	37	-24	-25	-1	-11	1	12
BF		29	150	50	68	35	-20	-21	-1	-10	-1	9
BG		28	150	150	79	34	-24	-24	0	-18	12	30

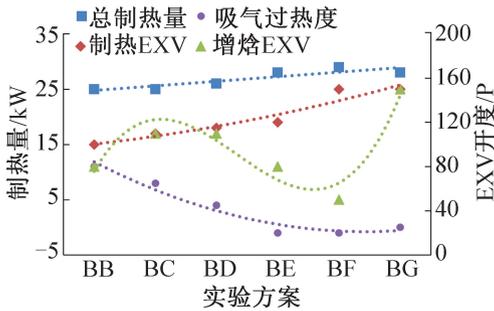


图 8 超低温制热工况下制热量、膨胀阀开度拟合曲线
Fig.8 Fitting curve of heating capacity and expansion valve opening under ultra-low temperature heating conditions

制热主路和中间补气支路制冷剂质量流量分配测试研究表明,影响制热量的首要条件是满足制热主路即经过冷凝器换热的制冷剂质量流量和制冷剂状态,在满足制热主路换热充足的情况下,中间补气增焓支路制冷剂干度越接近 1,制热量越大,制热效果达到最佳状态。本质是压缩机吸气制冷剂质量流量和中间补气制冷剂质量流量分配比例,以及制热主路和补气支路制冷剂干度的要求。

4 结论

根据相关理论研究^[17-20]指导,并经过实验验证,中间补气增焓技术可以有效提升低温环境下的多联式空调制热量。本文重点从增焓压力、补气过热度 and 中间补气支路制冷剂分配比例等 3 个方面对补气增焓控制进行了量化研究,得到如下结论:

1) 补气压力是中间补气增焓技术控制的理论指导依据,其最佳压力不具有普适性,不能作为低温多联机的有效输入项参数控制。

2) 制热量主体部分即流经室外换热器的制热主路制冷剂是系统换热的主要部分,是低温多联机补气增焓控制中的第一优先要素,控制主要参数。

3) 中间补气增焓支路制冷剂在保证干度接近 1 的情况下,可以有效提升制热量,可以作为低温多联机制热控制的重要参数。

除了对于制热量的影响之外,低温多联机的控制也要考虑适当的补气增焓过热度,避免系统回液,提升压缩机和整机系统的可靠性。

本文受广东省中山市重大科技计划项目(191018112628075)和江苏省南京工程学院校级基金项目(3544113220004)资助。(The project was supported by Zhongshan Science and Technology Plan Project (No. 191018112628075) and Nanjing Institute of Technology University-level Foundation Project (No. 3544113220004).)

参考文献

[1] 王晓洪,翟晓强. 空气源热泵空调系统全年性能实验研究[J]. 制冷技术, 2016, 36(5): 1-7. (WANG Xiaohong, ZHAI Xiaoliang. Experimental study on annual performance of air source heat pump air conditioning system [J]. Chinese Journal of Refrigeration Technology, 2016, 36(5): 1-7.)

[2] 谭建明,杨林,肖彪,等. 变频空调可靠性技术研究[M]. 北京:电子工业出版社, 2019. (TAN Jianming, YANG

- Lin, XIAO Biao, et al. Research on reliability technology of variable frequency air conditioning[M]. Beijing: Publishing House of Electronics Industry, 2019.)
- [3] 刘畅, 刘强, 秦岩. 喷气增焓空气源热泵在北方寒冷地区的应用[J]. 制冷技术, 2015, 35(2):14-17. (LIU Chang, LIU Qiang, QIN Yan. Application of enhanced vapor injection air source heat pump in northern cold area [J]. Chinese Journal of Refrigeration Technology, 2015, 35(2):14-17.)
- [4] 樊斌, 汪和平. 喷液冷却在高温空调中的应用与理论分析[J]. 制冷与空调(四川), 2011, 25(2):175-178. (FAN Bin, WANG Heping. The theoretical analysis of liquid inject cooling method used in high temperature air-condition [J]. Refrigeration and Air Conditioning, 2011, 25(2):175-178.)
- [5] 齐亚茹, 刘妮, 张亚楠, 等. 强化补气技术应用用于空气源热泵的研究进展[J]. 制冷学报, 2015, 36(5):74-80. (QI Yaru, LIU Ni, ZHANG Yanan, et al. Research progress of enhanced air supply technology applied to air source heat pump[J]. Journal of Refrigeration, 2015, 36(5):74-80.)
- [6] WHITMAN W C, JOHNSON W M, TOMCZYK J A. Refrigeration and air conditioning technology [M]. 5th ed. Beijing: Publishing House of Electronics Industry, 2019.)
- [7] 王东博. 喷液技术在 R32 制冷系统中的应用研究[D]. 天津:天津大学, 2013. (WANG Dongbo, Research on the application of spray technology in R32 refrigeration system [D]. Tianjin: Tianjin University, 2013.)
- [8] 郝玉影, 吴兆林, 唐华杰. 带经济器涡旋式压缩机系统的研究[J]. 制冷, 2009, 28(3):8-12. (HAO Yuying, WU Zhaolin, TANG Huajie. Research of the refrigerators rate in three-stage auto cascade refrigeration[J]. Refrigeration, 2009, 28(3):8-12.)
- [9] WANG Xiao, YU Jianlin, XING Meibo. Performance analysis of a new ejector enhanced vapor injection heat pump cycle[J]. Energy Conversion and Management, 2015, 100:242-248.
- [10] XU Shuxue, MA Guoyuan, LIU Qi, et al. Experiment study of an enhanced vapor injection refrigeration/heat pump system using R32 [J]. International Journal of Thermal Sciences, 2013, 68:103-109.
- [11] 王超, 赵蕾, 李延, 等. 制冷剂喷入技术在空气源热泵中的应用研究现状[J]. 制冷学报, 2019, 40(5):13-25. (WANG Chao, ZHAO Lei, LI Yan, et al. Research progress of enhanced air supply technology applied to air-source heat pump[J]. Journal of Refrigeration, 2019, 40(5):13-25.)
- [12] 向卫民. 变频变容喷气增焓空调压缩机的理论与实验研究[J]. 顺德职业技术学院学报, 2016, 14(2):1-4. (XIANG Weimin. Theoretical and experimental research on variable frequency variable volume air-conditioning compressor with increased enthalpy[J]. Journal of Shunde Polytechnic, 2016, 14(2):1-4.)
- [13] 黄辉. 双级压缩变容积比空气源热泵技术与应用[M]. 北京:机械工业出版社, 2018. (HUANG Hui. Technology and application of double stage compression variable volume ratio air source heat pump [M]. Beijing: China Machine Press, 2018.)
- [14] 冉小鹏, 邹臣堡, 李芦剑, 等. 喷气增焓空气源热泵低温运行性能的实验研究[J]. 制冷技术, 2018, 38(4):21-27. (RAN Xiaopeng, ZOU Chenbao, LI Lujian, et al. Experimental study on low temperature operation performance of airsource heat pump with jet enthalpy increasing[J]. Chinese Journal of Refrigeration Technology, 2018, 38(4):21-27.)
- [15] 艾淞卉, 吴成斌, 石文星, 等. 低环境温度空气源热泵机组在北京冬季运行的性能[J]. 暖通空调, 2015(3):52-58. (AI Songhui, WU Chengbin, SHI Wenxing, et al. Performance of low ambient temperature air-source heat pump unit in winter operation in Beijing [J]. Journal of HV&AC, 2015(3):52-58.)
- [16] 刘杨, 黄之敏, 刘春慧. 喷气增焓技术对转子式压缩机制热性能的影响[J]. 电器, 2013(增刊1):707-710. (LIU Yang, HUANG Zhimin, LIU Chunhui. Impact of air injection enthalpy enhancement technology on the heating performance of rotary compressor [J]. China Appliance, 2013(Suppl. 1):707-710.)
- [17] 席战利. 补气增焓技术提升空调制热量的试验研究[J]. 建筑热能通风空调, 2017, 36(5):38-41. (XI Zhanli. Vapor-injected technology promoting heat capacity experimental study[J]. Building Energy & Environment, 2017, 36(5):38-41.)
- [18] 易博, 刘宵莉, 杨兵. 喷气增焓技术对多联机制热性能影响分析[J]. 建筑热能通风空调, 2019, 38(2):64-66,84. (YI Bo, LIU Xuli, YANG Bing. Analysis of the influence of air jet enthalpy increasing technology on the performance of multi line heating[J]. Building Energy & Environment, 2019, 38(2):64-66,84.)
- [19] 张明, 张然然, 齐学芳. 喷气增焓空气源热泵技术在办公建筑中的应用[J]. 区域供热, 2019(4):70-75. (ZHANG Ming, ZHANG Ranran, QI Xuefang. Application of air-jet enthalpy increasing air-source heat pump technology in office buildings [J]. District Heating, 2019(4):70-75.)
- [20] 赵鹏. 喷气增焓技术的研究与应用—除霜能耗对采用喷气增焓的空气源热泵性能的影响[D]. 石家庄:石家庄铁道大学, 2014. (ZHAO Peng. Study and research on application of blowing out gas to increase enthalpy

- technology — the energy of defrosting equipment has influence on using increase enthalpy technology air source heat pump [D]. Shijiazhuang: Shijiazhuang Tiedao University, 2014.)
- [21] WANG Xiao, YU Jianlin, XING Meibo. Performance analysis of a new ejector enhanced vapor injection heat pump cycle [J]. Energy Conversion and Management, 2015, 100:242–248.
- [22] 项宇. 喷气增焓独立控制方案在 R410A 空气源热泵系统上应用的研究 [J]. 供热制冷, 2018 (10): 47–50. (XIANG Yu. Research on the application of air jet enthalpy increasing independent control scheme in R410A air-source heat pump system [J]. Heating and Cooling, 2018(10): 47–50.)
- [23] 马麟, 姚文虎, 钱坤. 喷液冷却和喷气增焓低温热泵涡旋压缩机的对比分析 [J]. 制冷技术, 2018, 38 (1): 55–59. (MA Lin, YAO Wenhui, QIAN Kun. Comparative analysis of jet cooling and jet enthalpy increasing low temperature heat pump scroll compressor [J]. Chinese Journal of Refrigeration Technology, 2018, 38 (1): 55–59.)
- [24] QI Hongjie, LIU Fuya, YU Jianlin. Performance analysis of a novel hybrid vapor injection cycle with subcooler and flash tank for air-source heat pumps [J]. International Journal of Refrigeration, 2017, 74:540–549.
- [25] 何俊, 陶乐仁, 胡鹏荣. 变流量制冷系统中频率与电子膨胀阀开度的协同控制研究 [J]. 制冷学报, 2019, 40 (4): 95–100. (HE Jun, TAO Leren, HU Pengrong. Study on cooperative control of frequency and electronic expansion valve opening in variable flow refrigeration system [J]. Journal of Refrigeration, 2019, 40(4): 95–100.)
- [26] 多联式空调(热泵)机组:GB/T 18837—2015 [S]. 北京: 中国标准出版社, 2015. (Multi-connected air-condition (heat pump) unit: GB/T 18837—2015 [S]. Beijing: Standards Press of China, 2015.)

通信作者简介

宋培刚,男,副高级工程师,广东 TCL 智能暖通设备有限公司, 18998192688, E-mail: cac_ken@ tcl.com。研究方向: 制冷与空调。

About the corresponding author

Song Peigang, male, deputy senior engineer, Guangdong TCL Intelligent & Ventilating Equipment Co., Ltd., +86 18998192688, E-mail: cac_ken@ tcl.com. Research fields: refrigeration and air conditioning.