

文章编号:0253 – 4339(2016) 02 – 0101 – 06
doi:10. 3969/j. issn. 0253 – 4339. 2016. 02. 101

变频多联式空调系统再热除湿性能的实验研究

刘 敏 王远鹏 石靖峰 林文涛

(青岛海信日立空调系统有限公司开发中心 青岛 266510)

摘 要 本文设计并搭建了再热除湿多联式变制冷剂流量(VRF)的实验系统,对 6 种工况下 VRF 系统的除湿量进行了实验考察,并对再热电子膨胀阀(EVW)开度和再热器换热面积对室内机出风温度的影响进行了详细的实验研究。实验结果表明:VRF 系统应用并联式再热器能有效提升除湿量,室内机 1#和 2#的再热除湿量分别增加了 11.7% ~ 40.4% 和 10.5% ~ 28.9%。EVW 开度存在最优值,使得再热提升温差取得最大值,最优 EVW 开度随着室温 T_i 的降低而增加。为了实现等温除湿,室内机 1#和 2#所需的 EVW 开度分别为 9.6% ~ 9.9% 和 6.5% ~ 7.0%。为了实现升温除湿,所需的 EVW 开度随室温 T_i 的降低和再热器面积的降低而增加。

关键词 变制冷剂流量系统;空气调节系统;电子膨胀阀;制冷性能实验;除湿

中图分类号:TU831.3; TU834.9 **文献标识码:**A

Experimental Investigation on Reheat Dehumidification Performance of Multi-split Variable Refrigerant Flow Rate Air-conditioning System

Liu Min Wang Yuanpeng Shi Jingfeng Lin Wentao

(R&D Centre, Qingdao Hisense Hitachi Air-conditioning Systems Co., Ltd., Qingdao, 266510, China)

Abstract A multi-split variable refrigerant flow rate (VRF) air conditioning system with reheat dehumidification was built in the paper. With the VRF system, the dehumidification amount was experimentally studied under 6 operating conditions. The influences of opening degree of reheat electronic expansion valve (EVW) and reheat heat exchange area on outlet air temperature of indoor unit were experimentally investigated in detail. The experimental results indicated that the employment of parallel reheat heat exchanger increased the dehumidification amount of the VRF system effectively; the dehumidification amounts of indoor unit 1# and 2# increased by 11.7% – 40.4% and 10.5% – 28.9%, respectively. Optimal EVW opening degree existed for reheat heat exchanger to obtain the maximum reheat temperature difference; the optimal EVW opening degree increased with the decrease of indoor temperature T_i . For purpose of isothermal dehumidification mode, the required EVW opening degrees of indoor unit 1# and 2# were 9.6% – 9.9% and 6.5% – 7.0%, respectively. For purpose of dehumidification mode with $T_o > T_i$, the required EVW opening degrees increased with the decrease of both indoor temperature and reheat heat exchange area.

Keywords variable refrigerant flow rate system; air-conditioning system; electronic expansion valve; refrigeration performance test; dehumidification

空调系统为了实现夏季除湿,需将送风温度降至空气露点以下^[1-3]。在过渡季节或梅雨季节,降温除湿的方式容易导致室内机出风温度过低,使房间热舒适特性较差且系统能效特性较低。家用空调通过再热除湿的方式,利用冷凝器排热提升降温除湿后空气的温度,以避免“冷吹风感”^[4-6]。对于大容量应用场合,应用变频多联式空调系统(VRF 系统)取代多个单元式空调器,可获得较高的系统能效特性并保证不同房间的灵活控制^[7-11]。家用空调可以通过停止或降低室外侧风扇的转动、将室外电子膨胀阀全开并

利用除湿电磁阀节流,将冷凝热转移到室内机的再热器中。该方式无法在 VRF 系统中实现,主要是因为多联式 VRF 系统某个房间进行再热除湿时,其它房间有可能需要进行制冷运行,因此其室外侧风扇需保持运转。刘敏^[12]设计了三管制全热处理的 VRF 系统,以实现室内新风换气和温、湿度独立控制。但该技术方案需要对现有换热器的翅片进行吸湿材料涂层处理,对现有工艺及材料的改动较大,且室内机设计复杂。因此,刘敏等^[13]基于现有主流的多联式 VRF 系统技术方案,进一步设计了多功能热回收的

VRF 系统, 保证系统中任意室内机可独立运行制冷、制热或再热除湿三种工况, 最大程度发挥多联式 VRF 系统的技术优势。

多联式 VRF 系统结构复杂、系统庞大、内部参数高度耦合、边界条件多样, 目前国内外知名的变频多联机厂家出于商业保密, 很少报道 VRF 系统再热除湿相关的研究结果, 有关技术方案参考文献[12 – 16]。本文基于文献[13]的技术方案, 搭建了相应实验系统, 对机组的再热除湿性能进行实验研究, 并详细考察了再热电子膨胀阀 EVW 开度和再热器换热面积对出风温度的影响。

1 实验系统

本文实验系统原理如图 1 所示。室外机基于型号为 RAS-160FXPNQ 的海信日立公司的 VRF 机组改造而来, 主要由变频压缩机、油分离器、单向阀、四通

阀、室外换热器、室外侧电子膨胀阀 EVO、气液分离器、回油毛细管、回油电磁阀、电磁阀 A 和电磁阀 B 构成。压缩机采用日立的 E500HHD-36A2 涡旋压缩机; EVO 采用型号为 CAM-50YGHS-1 的不二工机电子膨胀阀, 阀口径为 $\phi 2.4\text{ mm}$; 电磁阀 A 和电磁阀 B 型号均为 VPV-1204DQ50 的鹭宫电磁阀, 阀口径为 $\phi 11\text{ mm}$; 回油电磁阀是型号为 SR10D-87 的日电工业电磁阀; 回油毛细管外径、壁厚及长度分别为 $\phi 2.5\text{ mm}$ 、 0.55 mm 及 2320 mm 。室内机 1# 和室内机 2# 均由蒸发器、再热器、室内侧电子膨胀阀 EVI 和电子膨胀阀 EVW 构成。EVI-A、EVI-B、EVW-A 及 EVW-B 均采用型号为 CAM-50YGHS-1 的不二工机电子膨胀阀, 阀口径均为 $\phi 2.4\text{ mm}$ 。室外换热器、蒸发器 A、再热器 A、蒸发器 B 和再热器 B 的结构参数如表 1 所示, 换热器的铜管外径及壁厚分别为 $\phi 7.0\text{ mm}$ 及 0.31 mm 。

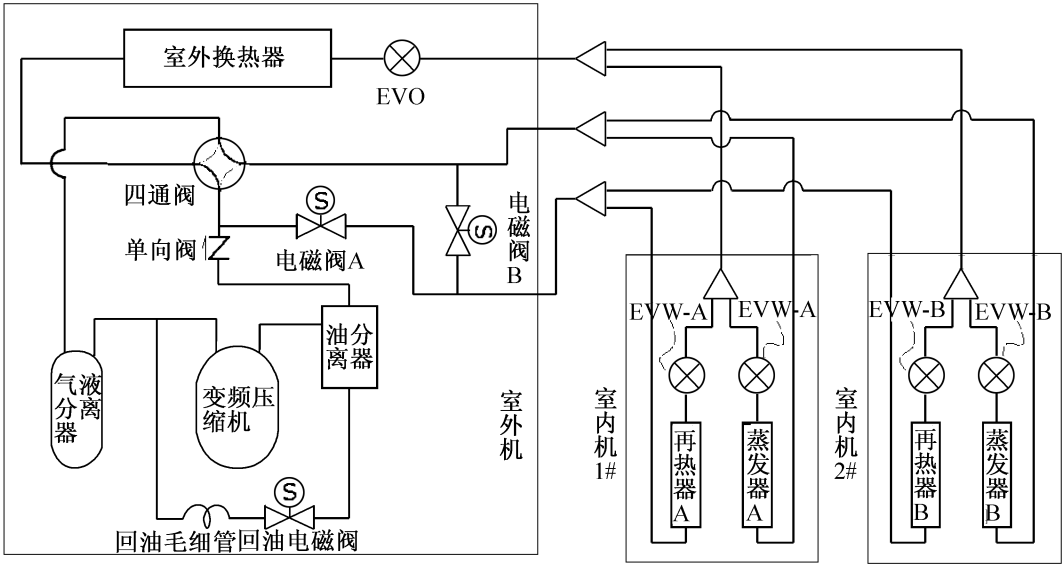


图 1 再热除湿 VRF 系统的循环示意图
Fig. 1 System diagram for reheat dehumidification VRF system

表 1 系统采用换热器的几何参数
Tab. 1 Geometric parameters of heat exchangers

几何参数	室外换热器	蒸发器 A	再热器 A	蒸发器 B	再热器 B
长/ mm	1011.0	737.0	650.0	737.0	650.0
高/ mm	1340.0	180.0	80.0	180.0	120.0
排数	2	2	1	2	1
U 型铜管根数	66	7	2	7	3
翅片宽度/ mm	17.32	17.32	17.32	17.32	17.32
翅片间距/ mm	1.9	1.8	1.8	1.8	1.8
换热面积/ m ²	46.3	4.8	0.8	4.8	1.1

系统的 6 种运行模式下各部件的详细控制方法可参见文献[13]。本文以室内机 1#及 2#均进行再热除湿运行为例进行简要介绍。该模式下,室外机进行制冷运转,室外换热器作为冷凝器;电磁阀 A 打开,电磁阀 B 关闭;EVW-A 及 EVW-B 均全开,使再热器 A 及再热器 B 均作为冷凝器;EVI-A 及 EVI-B 均节流降压,使换热器 A 及换热器 B 均作为蒸发器。当电磁阀 A 及电磁阀 B 均关闭且电子膨胀阀 EVW 全闭时,此时室内机进行普通的降温除湿模式运行,室内机中再热器不起作用,仅蒸发器进行降温除湿。

2 数据采集系统

本文多联式 VRF 系统的实验数据由标准焓差实验室测得。使用的焓差实验室符合以下国家标准:GB/T 18837—2002、GB/T 7725—2004、GB/T 17758—1999、GB/T 18836—2002、GB/T 19232—2003 及 GB/T 19413—2003。焓差实验室的主要传感器测量精度如下:T 型热电偶精度为 $\pm 0.5\text{ }^{\circ}\text{C}$;铂电阻热电偶精度为 $\pm 0.1\text{ }^{\circ}\text{C}$;压力传感器精度为 $\pm 0.5\%$ FS;频率计精度为 $\pm 1\%$;功率计精度为 $\pm 0.2\%$ FS。在空气温度均匀性方面,实验室要求稳定时室内侧被测机回风口温度偏差小于 $0.5\text{ }^{\circ}\text{C}$,室外侧被测机回风口温度偏差小于 $1\text{ }^{\circ}\text{C}$ 。实验精度方面,保证三次独立安装后测试结果的平均值与标准样机三次测试结果平均值的偏差在 $-2\% \sim 2\%$ 以内。实验数据的采集周期为 10 s。

室内机的除湿量可结合进出风含湿量和风量计

算得到,也可以通过称量室内机排除的冷凝水实测得到。焓差实验室长期测试结果显示,实测所得除湿量比计算数据更为准确。因此,本文以机组稳定运行 60 min 时实际称量的除湿量作为采集数据,称重器具的精度为 $\pm 0.005\text{ kg}$ 。

3 实验结果及分析

本文对 6 种工况下机组的除湿量进行了实验考察,结果如表 2 所示。从表 2 可以看出,室内相对湿度 RH 恒定情况下,室内机 1#及 2#的除湿量随室内回风干球温度 T_i 的降低而降低。例如,当室外干球温度 $T_a = 35\text{ }^{\circ}\text{C}$ 且室内 RH = 95% 时, T_i 从 $18\text{ }^{\circ}\text{C}$ 降低到 $12\text{ }^{\circ}\text{C}$,室内机 1#的降温除湿量从 1.33 kg/h 减少为 1.03 kg/h 。主要是因为 T_i 的降低会减小空气含湿量,从而削弱机组的除湿能力。

从表 2 还可以看出,对于室内机 1#和 2#,相同工况下再热除湿量均大于降温除湿量,主要原因:与普通降温除湿模式相比,再热除湿模式下室外冷凝器的制冷剂流率小,使室外冷凝器出口的制冷剂过冷度增加;另一方面,与室内侧再热器换热的空气是经过室内蒸发器的低温空气,比环境温度低得多,使再热器中冷凝后的制冷剂过冷度增加。两方面的因素导致再热除湿模式下蒸发器入口处制冷剂温度比普通降温除湿模式的低,蒸发器移除潜热的能力更大,增大了室内机的除湿量。相比于降温除湿量,室内机 1#的再热除湿量增加了 $11.7\% \sim 40.4\%$,室内机 2#的再热除湿量增加了 $10.5\% \sim 28.9\%$ 。

表 2 不同工况下实测除湿量
Tab. 2 Measured dehumidification amount under 6 operating conditions

室外工况 $T_a / ^{\circ}\text{C}$	室内工况 $T_i/\text{RH}/ (^{\circ}\text{C}/\%)$	除湿量 $/(\text{kg/h})$		1#再热除湿量增加 比率/ $\%$	除湿量 $/(\text{kg/h})$		2#再热除湿量 增加比率/ $\%$
		1#降温 除湿	1#再热 除湿		2#降温 除湿	2#再热 除湿	
18	18/95	1.37	1.7	24.1	1.11	1.26	13.5
16	16/95	1.34	1.81	35.1	1.25	1.61	28.9
12	12/95	1.1	1.43	30.0	0.94	1.16	23.4
35	18/95	1.33	1.66	24.8	1.14	1.26	10.5
35	16/95	1.09	1.53	40.4	1.08	1.29	19.4
35	12/95	1.03	1.15	11.7	0.89	1.03	15.2

本文主要目的是考察不同工况下 EVW 开度对室内机出风温度 T_o 的影响,以获得在过渡季节或梅雨季节运行再热除湿模式时优化的 EVW 开度。

图 2 ~ 图 4 所示为模拟多联式 VRF 系统在实际

应用场合下($T_a = T_i$),EVW 开度对再热器温度提升能力的影响。通常情况下, $T_i = 12 \sim 18\text{ }^{\circ}\text{C}$ 低于多联式 VRF 系统要求的最小室内回风温度,该工况出现在过渡季节或梅雨季节。该温度条件下,室内的热负

荷较小,压缩机运行频率较低,以防止室内机出风温度过低。

图2所示为 $T_a = T_i = 18\text{ }^{\circ}\text{C}$ 时EVW开度对室内机1#和2#出风温度的影响。从图2可以看出,EVW开度对流经蒸发器后的空气温度(除湿后再热前温度)影响很小。该工况下,经过蒸发器A和蒸发器B后的空气温度为 $10.1\sim 11.5\text{ }^{\circ}\text{C}$ 。再热器提升 T_o 的能力大体随EVW开度的增加而增加。对于室内机1#,EVW-A开度 $\leq 18\%$ 时空气流经再热器A后温度提升值由 $1.6\text{ }^{\circ}\text{C}$ (EVW-A开度 $=7\%$)增加到 $15.5\text{ }^{\circ}\text{C}$ (EVW-A开度 $=18\%$);EVW-A开度 $>18\%$ 时,开度进一步增加对再热器的温度提升能力影响很小。对于室内机2#,EVW-B开度增加到12%后,进一步增加EVW-B开度同样对 T_o 的提升影响很小,EVW-B开度 $=12\%$ 时再热提升温度为 $14.1\text{ }^{\circ}\text{C}$ 。

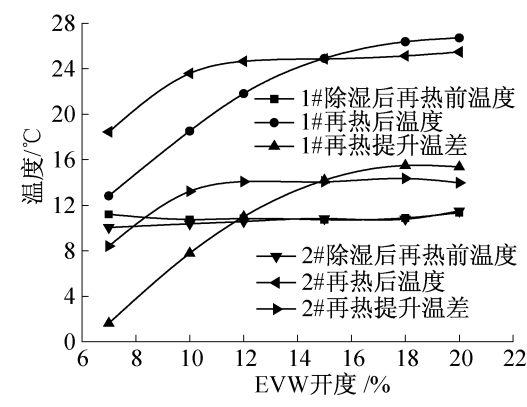


图2 $T_a = T_i = 18\text{ }^{\circ}\text{C}$ 时EVW开度的影响
Fig.2 Influence of EVW opening degree for $T_a = T_i = 18\text{ }^{\circ}\text{C}$

如图3所示为 $T_a = T_i = 16\text{ }^{\circ}\text{C}$ 时EVW开度对室内机1#和2#出风温度的影响。从图3可以看出,EVW-A开度 $\leq 20\%$ 时,再热提升温度随EVW-A开度的增加而增加。对于室内机2#,EVW-B开度最优值约为15%,且其对应的再热提升温度为 $16.8\text{ }^{\circ}\text{C}$,EVW-B开度的进一步增加使得再热提升温度变化很小甚至降低。

上述结果主要是因为EVW开度的初步增加会增大再热器中高压制冷剂的流率,增加再热器的冷凝排热量,从而提高出风温度。EVW开度的进一步增加使再热器出口(蒸发器入口)制冷剂呈气液两相状态,一方面再热器的冷凝排热几乎维持恒定,另一方面削弱蒸发器的制冷能力,除湿后再热前温度增加(如图2及图3中EVW-B $=20\%$ 时的除湿后再热前温度),最终再热器提升温度值几乎维持恒定甚至降低。

图4所示为 $T_a = T_i = 12\text{ }^{\circ}\text{C}$ 时EVW开度对室内

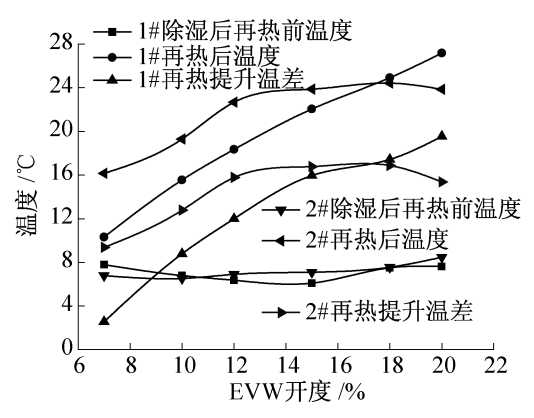


图3 $T_a = T_i = 16\text{ }^{\circ}\text{C}$ 时EVW开度的影响
Fig.3 Influence of EVW opening degree for $T_a = T_i = 16\text{ }^{\circ}\text{C}$

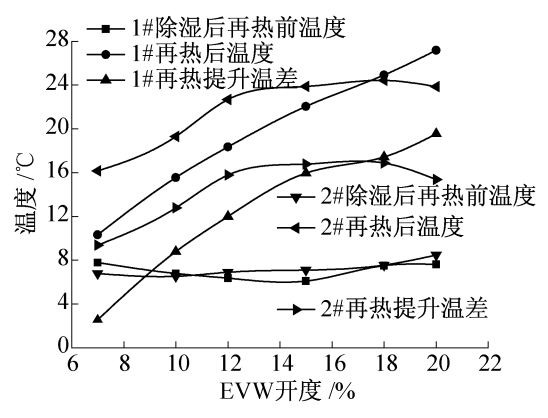


图4 $T_a = T_i = 12\text{ }^{\circ}\text{C}$ 时EVW开度的影响
Fig.4 Influence of EVW opening degree for $T_a = T_i = 12\text{ }^{\circ}\text{C}$

机1#和2#出风温度的影响。由于实测数据量的限制,该工况下未能获得两个室内机的最优EVW开度值。从图4可以看出,该工况下两室内机的除湿后再热前温度为 $1\sim 3\text{ }^{\circ}\text{C}$,若直接送风会导致较强的“冷吹风感”,热舒适特性较差;另一方面该情况下室内机容易结霜,导致室内机风量降低,机组出现停机保护。

从图2~图4可以看出, T_i 由 $18\text{ }^{\circ}\text{C}$ 降低至 $12\text{ }^{\circ}\text{C}$ 时,室内机2#的最优EVW-B开度由12%($T_i = 18\text{ }^{\circ}\text{C}$)增加至约15%($T_i = 16\text{ }^{\circ}\text{C}$),再增加至高于15%的开度($T_i = 12\text{ }^{\circ}\text{C}$)。可见,最优EVW开度随着 T_i 的降低而增加。

本文进一步考察了另外3种工况下不同室内机达到特定 T_o 所需的EVW开度。如图5所示为 $T_a = 35\text{ }^{\circ}\text{C}$ 时为了实现等温除湿(即 $T_o = T_i$)效果EVW开度随 T_i 的变化。从图5可以看出,所需EVW开度随 T_i 的降低而降低,主要是因为 T_i 降低时室内机制冷能力降低,因此对应所需再热量也降低。从图5还可以看出,再热器A换热面积约为蒸发器A换热面积的 $1/6$,再热器B换热面积约为蒸发器B换热面积的

1/4,再热器 B 的换热面积高于再热器 A,使得相同工况下室内机 2#实现等温除湿所需制冷剂流率比室内机 1#的更小,导致 2#所需的 EVW-B 开度比 1#所需的 EVW-A 开度小。

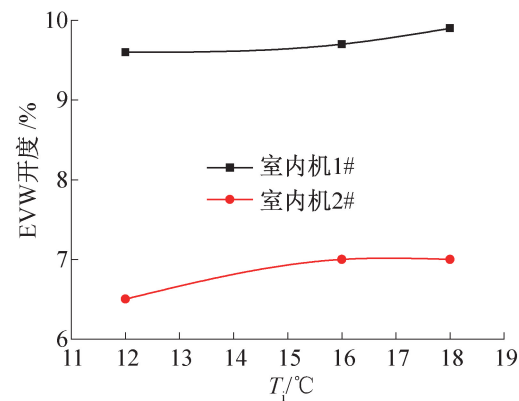


图 5 $T_a = 35\text{ }^\circ\text{C}$ 时实现等温除湿所需 EVW 开度
Fig. 5 Required EVW opening degree to achieve isothermal dehumidification for $T_a = 35\text{ }^\circ\text{C}$

图 6 和图 7 所示为多联式 VRF 系统为实现升温除湿(即 $T_o > T_i$)时两室内机所需的 EVW 开度。从图可知, T_i 从 18 °C 降低至 12 °C 时,室内机 1#为了获得 20 °C 及 22 °C 的出风温度,EVW-A 开度分别从 10.5% 增加至 15% 和从 11.8% 增加至 17%;类似地,室内机 2#为了获得 20 °C 及 22 °C 的出风温度,EVW-B 开度分别从 8.1% 增加至 13.5% 和从 9.3% 增加至 16.5%。主要是因为 T_i 降低使再热提升温度增加,所需要再热器的冷凝排热量加大,从而所需的 EVW 开度增加。

从图 6 和图 7 还可以看出,为了获得特定的出风温度 T_o ,给定 T_i 条件下室内机 2#所需的 EVW 开度比室内机 1#的小。主要是因为给定再热提升温度时,再热器换热面积的增加使所需高温制冷剂气体流率降低,进而使得所需 EVW 开度降低。因此,为实现升温除湿效果,所需的 EVW 开度随 T_i 的降低和再热器换热面积的降低而增加。

4 结论

本文基于开发的再热除湿多联式 VRF 方案,搭建了相应 VRF 实验系统,对再热除湿的除湿量进行实验,并对不同工况下($T_i = 12 \sim 18\text{ }^\circ\text{C}$, $T_a = T_i$ 或 $35\text{ }^\circ\text{C}$)EVW 开度及再热器换热面积对出风温度的影响进行了实验研究。结果表明:

1) VRF 系统中并联式再热器的应用能提高室内机蒸发器入口的制冷剂过冷度,从而增加室内机的除湿量;室内机 1#和 2#的再热除湿量分别增加了

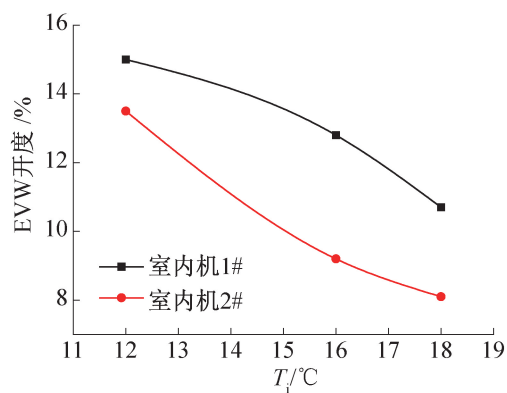


图 6 $T_a = 35\text{ }^\circ\text{C}$ 时实现 $T_o = 20\text{ }^\circ\text{C}$ 所需 EVW 开度
Fig. 6 Required EVW opening degree to achieve a T_o of $20\text{ }^\circ\text{C}$ for $T_a = 35\text{ }^\circ\text{C}$

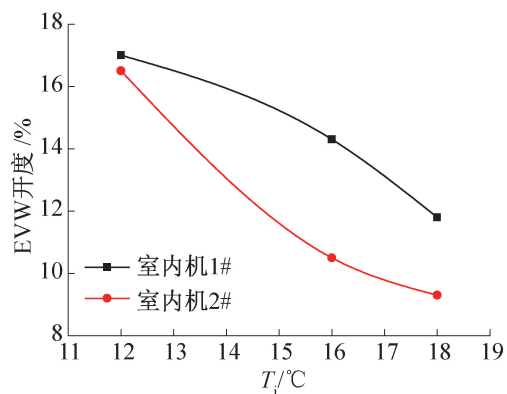


图 7 $T_a = 35\text{ }^\circ\text{C}$ 时实现 $T_o = 22\text{ }^\circ\text{C}$ 所需 EVW 开度
Fig. 7 Required EVW opening degree to achieve a T_o of $22\text{ }^\circ\text{C}$ for $T_a = 35\text{ }^\circ\text{C}$

11.7% ~ 40.4% 和 10.5% ~ 28.9%。

2) $T_a = T_i$ 时,存在最优 EVW 开度,使再热器对空气的再热温度提升取得最大值,过度增加 EVW 开度会使蒸发器入口处制冷剂呈气液两相状态,从而降低再热器的温度提升能力;最优 EVW 开度随着 T_i 的降低而增加。

3) $T_a = 35\text{ }^\circ\text{C}$ 时,为实现等温除湿效果,所需 EVW 开度随 T_i 的增加和再热器换热面积的降低而增加;室内机 1#和 2#所需的 EVW 开度分别为 9.6% ~ 9.9% 和 6.5% ~ 7%。

4) $T_a = 35\text{ }^\circ\text{C}$ 时,为实现升温除湿效果,所需的 EVW 开度随 T_i 的降低和再热器换热面积的降低而增加。

参考文献

- [1] 韩旭,李永,茅靳丰. 并联型调温除湿机制冷剂调节优化方案策略及实验研究[J]. 制冷学报,2012,33(1): 35-40. (HAN Xu, LI Yong, MAO Jinfeng. Experimental

- research and optimization of parallel condensers dehumidifier with temperature control[J]. Journal of Refrigeration, 2012, 33(1): 35-40.)
- [2] 崔建宁, 韩旭, 贾永杰, 等. 并联型调温除湿机制冷剂流量三通比例调节阀动作特性的实验研究[J]. 制冷学报, 2011, 32(5): 31-36. (CUI Jianning, HAN Xu, JIA Yongjie, et al. Experiments study on movements characteristics of three-way modulating control valve of the parallel condensers dehumidifier [J]. Journal of Refrigeration, 2011, 32(5): 31-36.)
- [3] 李玉春, 童明伟. 变频空调器除湿性能的试验研究[J]. 制冷学报, 2008, 29(3): 39-42. (LI Yuchun, TONG Mingwei. Experimental study on dehumidification performance of variable speed air conditioner[J]. Journal of Refrigeration, 2008, 29(3): 39-42.)
- [4] 韩星, 张旭, 刘金涛, 等. 不降温除湿功能房间空调器的设计与性能试验[J]. 暖通空调, 2011, 41(4): 156-160. (HAN Xing, ZHANG Xu, LIU Jintao, et al. Design and measurement of the non-cooling dehumidification room air-conditioners[J]. Journal of HV&AC, 2011, 41(4): 156-160.)
- [5] 李丽芬, 陈旭. 单元式空调机冷却除湿技术分析[J]. 制冷与空调(北京), 2011, 11(4): 14-18. (LI Lifan, CHEN Xu. Technology analysis of cooling dehumidification for unitary air conditioner[J]. Refrigeration and Air-conditioning, 2011, 11(4): 14-18.)
- [6] Nakamura H, Funakoshi S, Yokoyama H, et al. Improvement of dehumidification performance on room air conditioner adopting dehumidification method reheated by refrigeration cycle[J]. Transactions of the JSRAE, 2009, 26(4): 1-12.
- [7] Meng J J, Liu M, Zhang W Q, et al. Experimental investigation on cooling performance of multi-split variable refrigerant flow system with microchannel condenser[J]. Applied Thermal Engineering, 2015, 81: 232-241.
- [8] Zhou Y P, Wu J Y, Wang R Z, et al. Simulation and experimental validation of the variable-refrigerant volume (VRV) air-conditioning system in EnergyPlus[J]. Energy and Buildings, 2008, 40(6): 1041-1047.
- [9] Aynur T N, Hwang Y, Radermacher R. Experimental evaluation of the ventilation effect on the performance of a VRV system in cooling mode—Part I: experimental evaluation[J]. HVAC&R Research, 2008, 14(1): 615-630.
- [10] Kwon L, Hwang Y H, Radermacher R, et al. Field performance measurements of a VRF system with sub-cooler in educational offices for the cooling season[J]. Energy and Buildings, 2012, 49(2): 300-305
- [11] 王旭辉, 夏建军, 彭琛, 等. VRF 空调系统部分负荷特性的实测研究[J]. 建筑科学, 2010, 26(10): 151-156. (WANG Xuhui, XIA Jianjun, PENG Chen, et al. Experimental study of part load characteristics of VRF air-conditioning system [J]. Building Science, 2010, 26(10): 151-156.)
- [12] 刘敏. 三管制全热处理多联机空调系统及温湿度独立控制方法, CN103353147A[P]. 2013-10-16.
- [13] 刘敏, 王远鹏, 张文强, 等. 热回收变频多联式热泵系统及其控制方法, CN103759455B[P]. 2015-08-19.
- [14] 刘敏, 张文强, 耿延凯. 全热交换器及新风机组系统, CN102798202B[P]. 2015-03-11.
- [15] 刘敏, 曹培春, 李亚军, 等. 多联机热泵空调系统及控制多联机热泵空调系统的方法, CN102927715B [P]. 2015-07-01.
- [16] 刘敏, 曹培春, 李亚军, 等. 空调系统及其除湿方法, CN103062851B[P]. 2015-12-09.

通信作者简介

刘敏,男,博士,青岛海信日立空调系统有限公司开发中心, (0532)80879923, E-mail: mliu1983@mail.xjtu.edu.cn. 研究方向:变频多联机技术,室温磁制冷技术。

About the corresponding author

Liu Min, male, Ph. D., R&D Centre, Qingdao Hisense Hitachi Air-conditioning Systems Co., Ltd., + 86 532-80879923, E-mail: mliu1983@mail.xjtu.edu.cn. Research fields: multi-split VRF system, room-temperature magnetic refrigeration.