

文章编号: 1671-6612 (2015) 03-320-04

几种 C7 换热器对多联机性能影响的实验研究

斯 钦^{1,2} 祁影霞¹ 孟祥麒¹ 刘训海¹

(1. 上海理工大学制冷与低温工程研究所 上海 200093;

2. 青岛海尔空调电子有限总公司 青岛 266101)

【摘要】 进行了几种 C7 换热器不同的分路设计在多联机上使用时的对比性能测试, 根据测试结果可以看出, 不同的分路设计, 对换热器的制冷制热能力, 除霜周期, 非稳态制热量的影响不同, 对产生换热性能差异的原因进行了分析。

【关键词】 多联机; C7 换热器; 流路; 性能测试

中图分类号 TK172 文献标识码 A

Effect of Circuit Arrangement of the C7 Heat Exchanger on the Performance of the Multi-split Air Conditioner

Si Qin^{1,2} Qi Yingxia¹ Meng Xiangqi¹ Liu Xunhai¹

(1. Institute of Refrigeration and Cryogenics, University of Shanghai for Science and Technology, Shanghai, 200093;

2. Qingdao Haier Air Conditioner Co., Ltd, Qingdao, 266101)

【Abstract】 Several different circuit arrangement of the C7 heat exchanger was carried out on the multi-split air conditioner in the contrastive performance test. According to the test results, it can be seen that different circuit arrangement can bring about the different effect on refrigeration and heating capacity of the heat exchanger, defrosting cycle and unsteady heating capacity. Analyses the causes of heat exchange differences based on the result.

【Keywords】 the multi-split air conditioner; the C7 heat exchanger; circuit; performance test

0 引言

近年来多联机系统在商业用中央空调系统中应用的越来越广泛。多联机系统不需要冷冻水而直接依靠制冷剂流量变化来进行冷量调节, 以其在部分负荷的超高节能的表现及便利的安装方式, 已经成为中型地产及商铺首选的空调机组, 随着多联机产品在空调行业内热销, 各大厂家的研究方向开始趋向小型化, 分别从低成本, 安装面积, 安装高度及产品价格方面来提升产品竞争力。而就多联机室外机换热器来说, 从最初 C9.52 管径过渡到 C8 管径, 到目前有些空调厂家已经研究并使用 C7 管径的换热器, 因此对 C7 管径的换热器性能的研究就

显得尤为重要。

在理想状况下, 换热管中没有阻力, 则换热器分为一路时制冷剂在换热管中流速最大, 所以换热效果也最好; 但如果考虑到阻力损失的影响, 流速越大阻力也越大, 就需要对换热器进行分路, 通过减小换热管中的流速来降低阻力损失。

一般, 制冷剂流路的设计应当遵循以下几点:

- (1) 对于多路流动而言, 不同流路间制冷剂分配应均匀;
- (2) 制冷剂和外界空气应进行逆流换热;
- (3) 避免出现复热和回液。

本文研究换热器的不同分路设计对多联机制

作者简介: 斯 钦 (1983-), 男, 本科, 工程师, E-mail: siqin@haier.com

通讯作者: 祁影霞 (1964.12-), 女, 博士后, 副教授, E-mail: qipeggy@126.com

收稿日期: 2014-08-08

冷量, 制热量, 除霜周期等性能参数的影响, 通过设计三种 C7 管径的换热器的流路, 根据试验结果进行分析, 对比三种不同流路的优势和劣势, 最终选出对多联机性能提高最佳的换热器设计。

1 换热器分路设计

本次试验研究主要针对两排换热器进行重点测试, 换热器主要参数如表 1 所示。

表 1 换热器主要参数

Table 1 Heat exchange parameter

长度	宽度	厚度	换热片类型	发卡管数量	排数	单台外机使用量
1762	660	19.05	波纹片	30	2	2

换热器具体构造如图 1 所示。

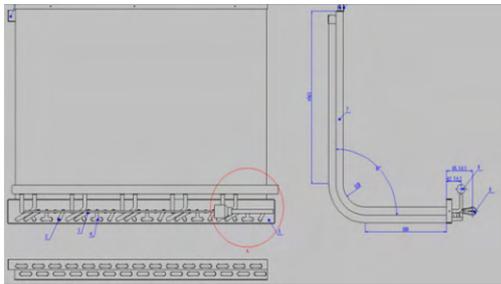


图 1 换热器结构

Fig.1 Heat exchange structure

根据冷凝器的管数, 做出以下三种分路设计, 如图 2、图 3、图 4 所示。

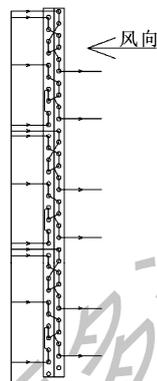


图 2 12 进 6 出分路

Fig.2 Internal structure 12 in 6 out

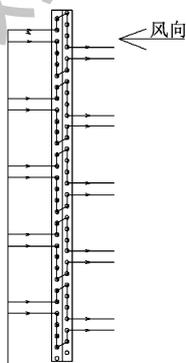


图 3 10 进 10 出分路

Fig.3 Internal structure 10 in 10 out

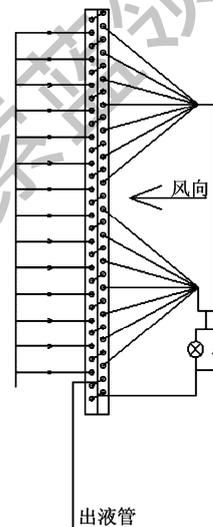


图 4 14 进 14 出分路

Fig.4 Internal structure 14 in 14 out

2 实验结果

实验样机采用一台额定制冷量 40000W/制热量标称 45000W 的变频空调器, 冷媒采用 R410A, 根据 GB/T 18837-2004 标准在焓差实验室进行额定制冷与额定制热能力的对比测试。

2.1 多联机最佳注气量测试

制冷测试能力过程中控制室内机过热度 1, 制热能力测试过程中控制室外机电子膨胀阀开度, 过热度控制在 3, 每次冷媒追加量 500g; 额定制冷测试时间 6h, 额定制热能力测试 6h; 其中, 制热能力取整个制热周期内 35min 内的平均制热量。

测试数据汇总, 如表 2 所示。

表 2 最佳注气量测试数据汇总表
Table 2 The best Refrigerant Charge

	额定制冷	额定制冷	额定制冷	额定制冷	额定制冷	额定制热	额定制热	额定制热	额定制热	额定制热
室外温度	35/24	35/24	35/24	35/24	35/24	7/6	7/6	7/6	7/6	7/6
室内温度	27/19	27/19	27/19	27/19	27/19	20/15	20/15	20/15	20/15	20/15
冷媒追加量	6.5	7	7.5	8.3	8.8	8.8	8.3	7.5	7	6.5
室外机功率	10230	10332	10400	10335	10489	9350	9300	9220	9292	9288
高压压力	31.58	32.12	34.56	34.49	35.3	22.74	21.79	20.51	21.52	21.38
高压饱和温度	52	53	56	56	57	39	37	35	37	37
低压压力	9.31	9.06	8.95	8.98	9.04	5.85	5.8	5.52	5.61	5.44
低压饱和温度	8	7	7	7	7	-5	-5	-6	-6	-7
排气温度	91	93	100	100	101	72	73	75	76	79
排气过热度	39	40	44	44	44	33	36	40	39	42
吸气温度	17	17	17	17	17	-3	1	4	2	4
吸气过热度	9	10	10	10	10	2	6	10	8	11
外机膨胀阀开度	250/250	250/250	250/250	250/250	250/250	120/120	120/120	120/120	120/120	120/120
被测机能力	37065	38321	37573	37746	37613	44781	45579	43209	43386	39566
能效	3.62	3.71	3.61	3.65	3.59	4.79	4.90	4.69	4.67	4.26

综合系统压力，排气温度，吸排气过热度，室外机能力等因素，冷媒在 7kg 时机组各参数都比较合理，冷媒量确定在 7kg。

2.2 三种冷凝器的整机性能测试

在相同内机配置，7kg 冷媒量的情况下，分别对三种冷凝器进行额定制冷、额定制热能力测试，制热过程中非稳态制热量根据 GB/T 18837《多联式空调（热泵）机组》规定原则进行测试，如图 5 所示。

多联机试验测试性能参数如表 3 所示。

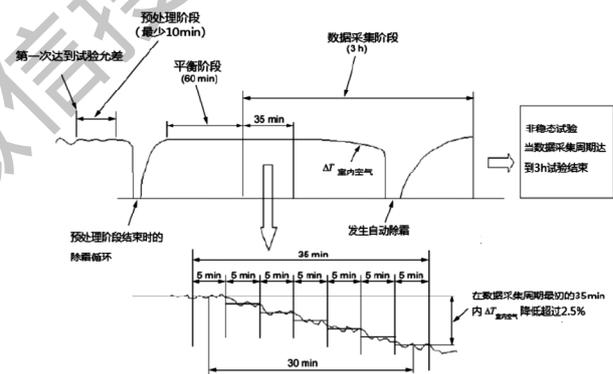


图 5 除霜周期曲线

Fig.5 Defrost operation cycle

表 3 不同冷凝器方案时的多联机性能测试参数

Table 3 Test parameter of different heat exchange

冷凝器类别	宽片冷凝器方案 1： 12 进 6 出冷凝器	宽片冷凝器方案 2： 10 进 10 出冷凝器	宽片冷凝器方案 3： 14 进 14 出冷凝器
冷媒量	7kg	7kg	7kg
制冷高压压力	32.06kg	32.12kg	32.12kg
制冷低压压力	9.09kg	9.12kg	9.06kg
制冷量	37.2kW	36.6kW	37.6kW
制冷功率	10.66kW	10.36kW	10.34kW
制热高压压力	21.45kg	21.66kg	21.05kg
制热低压压力	6.08kg	6.1kg	6.02kg
制热量 (35min)	43.4kW	44.5kW	44.97kW
制热功率	9.79kW	9.83kW	9.8kW
除霜周期	1h12min	2h	1h07min
非稳态制热量	38.626kW	39.339kW	39.96kW

3 数据分析

从实验结果可看出,三种不同分路的冷凝器对整机能力影响不大,但在制热过程中,不同的分路设计,对整个机组的除霜周期影响较大。综合来看,方案三的冷凝器换热效果最好,表现为相同条件下制冷量最大,制冷功率最小,制热量最大,除霜周期最短。分析其原因为:制冷剂流动为十四路,上半部分七路,下半部分七路,流动从上向下,有效地利用了重力作用,十四路的进口基本上均匀排布,避免了在分流时由于重力作用而引起的分流不均匀,全程交叉流动,依次流过迎风侧和背风侧,保证了进口各路的换热均匀,这样就使各路制冷剂在距离入口相同的管程处干度相同,管内流动速度和流动状态相同,管内表面传热系数相同,管外表面传热系数相同,所以各路的换热量相同,总体换热量最大。

在方案二的冷凝器中,制冷剂分十路流动,从上至下,共分为五部分,每部分两路进口,由于各部分的入口之间有较大的高度差,无论总进口安排在任何位置,在每一路的分入口处都不可避免产生分流不均的现象,在每一路的出口,由于含液量较多,所以出口后垂直段的管路中的液柱有一定的压力,带来的结果是越靠下的流路出口处压力越大,出口压力越大的流路中流量最小,这样综合的结果是各路的流量不平衡,此外,在流路中有上升段和下降段,部分抵消了重力的作用,所以虽然流路较多,但是总体进、出口压差仍和两路流动的差不多。

在方案一的冷凝器中,制冷剂分十二路流动,但是入口仅有六路,由于入口的高度差和出口处液柱压力的影响,每一路的流量不平衡,同时,在各部分的流路中,每两路出口间有一次交叉,在交叉前,迎风侧换热量较大,平均含液量较多,而背风侧换热量小,平均含液量少,在交叉后,含液量多的转到背风侧换热,含液量少的转到迎风侧换热,两路管内流动状态沿程的分布状态不同,由于管内两相流动换热系数与流动状态有关,所以换热情况与换热量不同。在压力损失方面,由于分路较多,总体上制冷剂是从上向下流动,所以冷凝器进、出口的压力差相对较小。

4 结论

当外界风量或风速增大后,冷凝器进、出口的压力差增大,这是由于在管内流动中,阻力损失主要包括:壁面摩擦阻力损失和弯管内由于二次流动

而引起的压力损失,这两项损失都是管内流速的增大而增加的,由实验结果可以看出,当风量增大时,制冷剂流量增大,所以对于同一个冷凝器来说,管内流速增大,阻力增加,从而引起压力损失增加。对不同的冷凝器而言,分路越多,每一路的流量越小,流速越小,所以压力损失越小。

因此,在冷凝器设计中,应当考虑分路流动,在设计分路时,不同路的入口应尽量靠近,出口也应靠近,而同一分路的进口与出口应尽量远,以避免由于复热而损失部分换热量,和避免流量分配不均匀。在实际设计中,若分路多于两路时,应当采用集中式分液器和集液器,尽量使不同流路间流量均匀,此外,不同流路的管程应当相同,而且应当均匀地流过迎风侧和背风侧使得换热均匀。在实际运行中,应适当增加风量,以提高换热效果。

参考文献:

- [1] 石文星.变制冷剂流量空调系统特性及其控制策略研究[D].北京:清华大学,2000.
- [2] 张智,金培耕,涂旺荣,等.制冷剂流路对冷凝器换热特性的影响[J].暖通空调,2002,(5):61-63.
- [3] 申广玉.关于R407C房间空调器换热器管路设计的探讨[J].制冷技术,2003,(2):36-37.
- [4] Chi Chuan Wang, Kuan Yu Chi. Heat transfer and friction characteristics of plain fin-and-tube heat exchangers, part 1: new experimental data[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2000,43:2681-2691.
- [5] SYLiang, TNWong, GKNathan. Numerical and experimental studies of refrigerant circuitry of evaporator coils[J]. International Journal of Refrigeration 2001,(24):823-833.
- [6] 张智,涂旺荣,刘志刚,等.空调器用风冷冷凝器换热能力实验研究[J].暖通空调,2004,(3):42-45.
- [7] 刘建,魏文建,丁国良,等.翅片管式换热器换热与压降特性的实验研究进展——实验研究[J].制冷学报,2003,(3):25-30.
- [8] 陈剑波,卢颖,翁文兵,等.空调用换热器性能综合试验台的开发研究[J].上海理工大学学报,2008,(2):162-166.
- [9] 秦妍,张剑飞.关于内螺纹管及光管冷凝器换热效果的实验分析[J].制冷与空调,2011,(1):59-61.
- [10] 冼志健,王开发.小管径铜管换热器的性能及成本分析[J].制冷与空调,2013,(5):65-66.
- [11] 盘彩美,王文昊,崔晓钰,等.同轴换热器内流动与换热的实验研究[J].上海理工大学学报,2012,(3):293-297.