

户式中央空调机组的蓄热装置性能研究

王志毅^{1,3} 南晓红² 王红燕³

(1 浙江理工大学建筑工程学院 杭州 310018; 2 西安建筑科技大学环境与市政工程学院 西安 710055;
3 浙江盾安人工环境设备股份有限公司 诸暨 311835)

摘 要 针对水侧换热器采用板式换热器的户式中央空调机组在部分负荷状态启动频繁、冬季制热化霜时供回水温度波动大、化霜时间长的问题,设计了蓄热装置。蓄热装置由容积较大的桶体和内置套管换热器、电加热器及附属设备组成,蓄存的热量可以减少压缩机的启停次数,蓄热-换热装置和电加热器很好地解决了机组制热量不足以及化霜的问题。实验研究了两种机组的性能对比,采用蓄热装置的机组部分负荷下小时启停次数减少、化霜时间缩短、化霜时水温比较稳定。通过对户式中央空调水侧换热器的改进,提高了机组的性能,蓄热装置可以用于新型的户式中央空调机组配置。

关键词 热工学; 实验; 蓄热装置; 板式换热器

中图分类号: TB657.2; TU831.3⁺1

文献标识码: A

Performance of Heat Storage Device for Household Chiller

Wang Zhiyi^{1,3} Nan Xiaohong² Wang Hongyan³

(1. School of Civil Engineering and Architecture, Zhejiang Sci-Tech University, Hangzhou, 310018, China;
2. School of Envir. and Muni. Eng., Xi'an Univ. of Arch. & Tech., Xi'an, 710055, China;
3. Zhejiang Dun'an Artificial Environmental Equipment Co., Ltd., Zhuji, 311835, China)

Abstract A heat storage device was developed which was composed of a big water tank, an inner double-pipe heat exchanger, an electric heater, and other auxiliary. In the present heat storage device, the use of storage energy can reduce on-off times of the compressor, and the storage energy and the electric heater can meet the requirement of heating capacity and defrosting. Performance test shows that the decrease of on-off times of the compressor under partial load, the shorter defrosting time, and steady water temperature during defrosting could be achieved.

Keywords Thermal engineering; Test; Heat storage device; Plate heat exchanger

近年来,商品房开始有越来越大的市场需求趋势。随着面积超过100m²以上的住宅、复式住宅的增加,介于大型中央空调系统与家用空调之间的空白点便显露出来,户式中央空调融合了传统中央空调和家用空调各自的优点,与传统的中央空调相比,在空间利用、安装和节能等方面都具有优势。我国的户式中央空调走的是“水系统”的道路,主要发展的是冷热水机组的型式,冷热水机组的输送介质通常为水或乙二醇溶液。以水为介质时,冷热水机组的室外机组制出空调冷热水,再由管路系统输送至室内的各末端装置,在末端装置处冷热水与室内空气进行热量交换,产生冷热风,从而消除房间空调负荷。它是一种集中产生冷热量,但分散处理房间的空调负荷的空调系统模式^[1]。户式中央空调一般根据峰值负荷设计系统容量,但事实上

系统却常常工作在部分负荷状态下,定频单机头机组就需要依靠启、停控制来进行容量调节,这种间歇调节的能量消耗大于连续运行系统。这是因为停机时,系统压力很快平衡,这样在启动阶段一方面要重新建立运行冷凝压力;另一方面要克服换热热阻,需要数分钟的时间才能达到稳态制冷运行,系统的耗功比稳态时大而制冷或制热能力却比稳态时小。这种与外界负荷不匹配的变工况调节方式,使系统的部分负荷性能低下,造成启停损失。水侧换热器采用板式换热器的机组具有结构紧凑的特点,但是系统的水容量较小,部分负荷启停频繁,在冬季室外温度低、相对湿度大的时候,制热以及化霜效果差。为了解决机组部分负荷运行以及制热量不足、化霜时水温波动过大的问题,这里将户式中央空调机组的水侧换热器设计成蓄热-换热装置。

1 蓄热-换热装置的构成

水侧换热器采用蓄热-换热装置可以解决采用板式换热器时频繁启停、机组制热量不足以及化霜时水温波动过大的问题。此时蓄热-换热装置的换热器采用套管换热器,套管换热器放置于蓄热罐体装置内部,分别与设于罐体的制冷剂进出口相连。罐体上设有排气阀、安全阀和排污阀,同时还设有冷热水进出口,罐体内置电加热器。图1所示为蓄热-换热装置的结构图。排气阀可以排尽罐体内的空气使套管换热器与水充分接触以增强换热效果,安全阀的作用是当系统水膨胀时产生的压力超过设定值时放水卸压,从而保证系统的安全。当系统的循环水质变差时产生污垢在清洗时通过排污阀放掉。制冷剂通过套管换热器与水发生热量交换,使水温降低或升高得到空调用冷水或热水。由于罐体的容积较大,在空调末端非满负荷运行时的一部分冷量或热量可得以蓄存。冬季制热时通过参数设定自动开启电加热以补充制热量的不足,在化霜水温下降,制热效果差时电加热器启动,还可以减小水温的波动。

2 采用蓄热-换热装置与采用板式换热器的机组性能对比

表1 实验用机组性能表

Tab.1 Performance of the test unit

	板式换热器 机组 (1#)	带蓄热-换热 装置的机组(2#)
名义制冷量(kW)	13.5	13.5
名义制热量(kW)	15	15
额定功率(kW)	4.53	4.53
涡旋压缩机输入功率(kW)	3.98	3.98
电加热功率(kW)	0	2
翅片换热器	铜管串铝翅片	铜管串铝翅片
水侧换热器	板式换热器	套管换热器
热力膨胀阀	TDEX4	TDEX4
R22充注量(kg)	3.8	4.6

性能对比实验采用两台HLRS12.5的机组,水侧换热器1#机组采用板式换热器,2#机组采用带套管换热器的蓄热装置,机组性能参数见表1。在人工气候室进行实验对比。制冷性能对比实验中利用电加热产生8.5kW的热量模拟空调房间的负荷。测试工况室外侧进口干球温度为35.02℃,利

用人工气候室和电加热使其稳定。其中,1#机组从上午10点6分1秒开机,进出水温度到达7~12℃的时间为上午10点10分13秒,历时4分12秒。2#机组从下午14点11分53秒开机,进出水温度到达7~12℃的时间为下午14点20分11秒,历时8分18秒。1#机组从上午10点6分1秒到11点5分7秒,启停6次。2#机组从下午14点11分53秒到13点15分41秒,启停4次。测试中,1#机组的冷水流动阻力为105.4kPa,远远大于2#机组的冷水流动阻力70.17kPa。可见,采用蓄热-换热装置的机组部分负荷下小时启停次数有所减少,阻力并不增加。

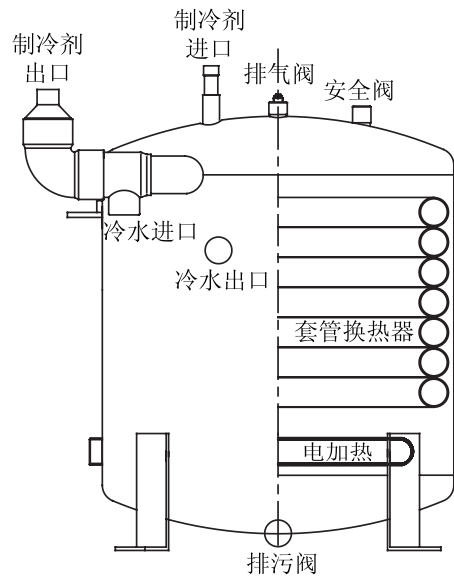


图1 蓄热-换热装置结构图

Fig.1 Construction of the heat storage & exchange device

3 化霜性能对比

3.1 对比实验装置

户式中央空调机组作为一种风冷热泵机组,在冬季制热运行时,由于室外温度低,其蒸发器表面会逐渐结霜。当霜层积累到一定程度时制热量显著衰减,必须进行化霜^[2~5],这是保障户式中央空调机组正常运行的必要步骤。目前常用的化霜方法是采用四通换向阀换向逆循环化霜,通过四通阀换向使机组从制热运行状态转变为制冷运行状态,蒸发器和冷凝器功能互换,从而达到化霜的目的。这种化霜方式化霜时要从水侧换热器吸热,影响室内的舒适性;切换制热和化霜模式时,系统压力波动剧烈,产生的机械冲击比较大;化霜时水侧换热器作为蒸发器,水温降低。板式换热器机组(1#)、带蓄热-换热装置(电加热不启用)的机组(2

＃)、带蓄热-换热装置(电加热器启用)的机组(3＃)在同一人工气候进行结化霜测试,测试环境参数见表2。

表2 人工气候室测试环境参数

Tab. 2 Test parameters of the artificial climate chamber

	干球温度 /℃	相对湿度	结霜温度 波动范围 /℃	化霜温度 波动范围 /℃
室内	21.1	60%	±0.56	±1.1
室外	-7.5	75%	±0.56	±1.1

由于化霜时间短,系统参数变化剧烈,因此数据采集系统的采集间隔为6s,测试仪器见表3。

表3 测试所采用的仪器参数

Tab. 3 Accuracies and tolerance of the sensors

	型号	量程	精度	误差范围
热电偶	TX-GA-W	-50~230℃	±0.2	-0.1~0.1℃
高压压力传感器	MPM480	0~3MPa	0.25	-5~5 kPa
低压压力传感器	MPM480	0~1MPa	0.25	-5~5 kPa
功率表	WT130	0~15kW	±1%	-4~4W

3.2 实验结果分析

通过数据采集仪得到化霜工况下的机组吸排气压力、进出水温度参数如图2~5。化霜过程中系统的参数变化极限值见表4,从实验中机组在化霜时的吸排气压力和机组进出水温度的变化可以看出:

表4 化霜的极值参数以及化霜时间对比表

Tab. 4 Extreme parameters and time comparison of defrosting

	板式 换热器 机组 (1＃)	带蓄热-换热 装置(电加热 不启用) 的机组(2＃)	带蓄热-换热 装置(电加热 器启用) 的机组(3＃)
最低出水温度/℃	35.06	36.15	36.37
最低进水温度/℃	30.73	34.61	34.96
最低排气压力/kPa	453.45	552.60	571.39
最高吸气压力/kPa	801.47	1257.59	1263.09
化霜时间/s	192	114	108

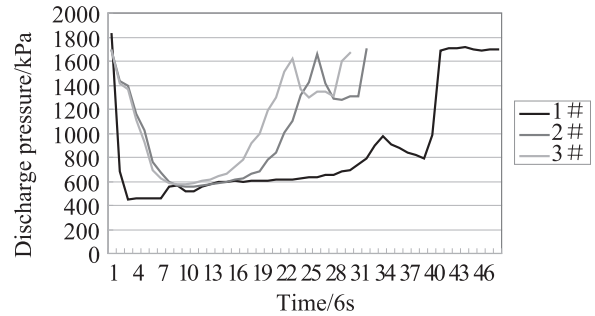


图2 化霜过程的排气压力变化对比

Fig.2 Comparison of discharge pressure variation during defrosting

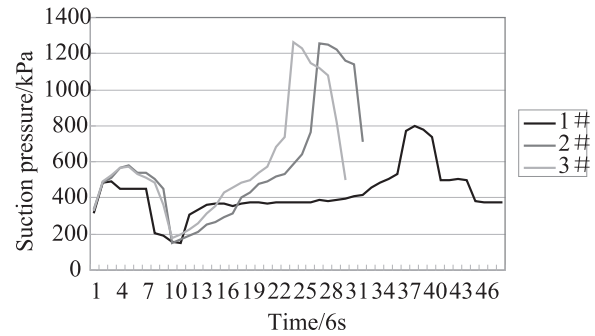


图3 化霜过程的吸气压力变化对比

Fig.3 Comparison of suction pressure variation during defrosting

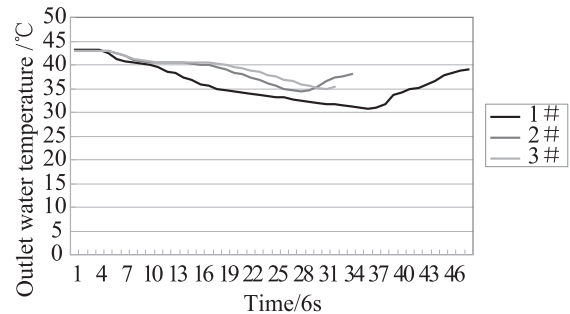


图4 化霜过程的出水温度变化对比

Fig.4 Comparison of outlet water temperature variation during defrosting

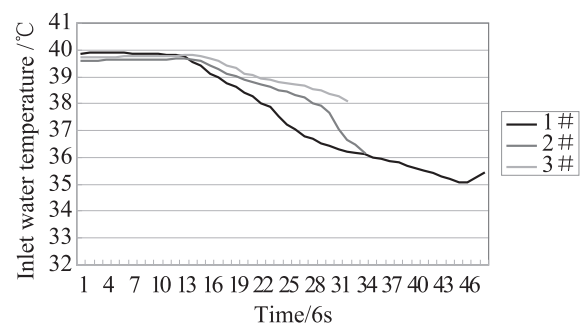


图5 化霜过程的进水温度变化对比

Fig.5 Comparison of inlet water temperature variation during defrosting

1) 三个系统开始平稳运行, 在四通换向阀换向的同时, 系统的吸排气压力都有所波动, 3#系统吸排气压力升高最快, 有利于化霜, 此时膨胀阀开度较大, 冷媒流量较大, 吸气压力升高快, 不易产生低压保护, 对制冷系统的冲击小, 减少了化霜时间。2#系统略差于3#系统, 但是吸排气压力变化与3#系统相仿, 时间有所滞后。而1#系统则吸排气压力升高慢, 吸气压力低, 化霜速度慢, 效果差。

2) 2#、3#系统在化霜运行时制冷剂可以从蓄热装置桶体吸收热量, 3#系统的电加热同时启动, 增加了化霜的热量来源, 增强了化霜效果。机组的冷水进口温度在化霜时有所下降, 但仍然能够保持在35℃左右, 1#系统则进水温度降低为30.73℃。水温波动大。

3) 1#、2#、3#机组的化霜时间分别为: 192、114、108s, 可见2#、3#系统化霜时间短, 制热时间延长, 提高了机组运行的经济性。

4) 在除霜过程中, 机组瞬时输入功率沿时间的积分为除霜过程中所消耗的电能。各个除霜过程所消耗的电能大小取决于除霜时间的长短和瞬时耗功率的大小, 通过数据采集仪得到化霜工况下的各个机组功率如图6, 3#机组由于采用电加热器, 耗能明显大于1#、2#机组, 同时由于蓄热作用, 2#机组化霜耗能最少。

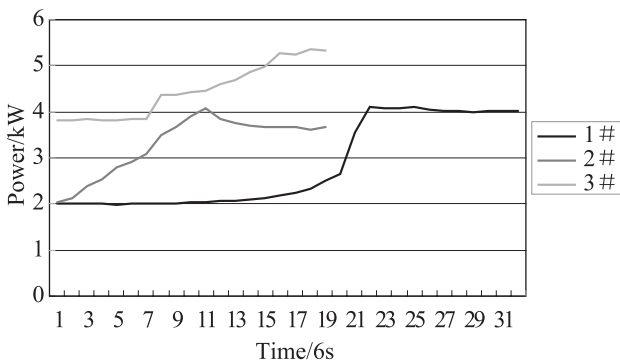


图6 化霜过程的功率变化对比

Fig.6 Comparison of power variation during defrosting

4 结论

1) 户式中央空调的蓄热-换热装置能够减缓水温波动, 储存一定的冷热量, 减少压缩机的启停次数, 节电的同时延长了机组的使用寿命。

2) 蓄热装置和其中设置的电加热器提高了机组冬季的供热效果, 克服了户式中央空调机组在冬季供热时易结霜而影响机组正常使用的缺陷。在化霜阶段水温下降时蓄热-换热装置的蓄热作用和电加热器的启动, 对于减少水温的波动具有重要的作用。

3) 带蓄热-换热装置的户式中央空调冷热水机组化霜时系统的压力上升快、温度波动小, 具有较高的可靠性和稳定性, 化霜效果好, 化霜时间短。

参考文献

- [1] 王志毅, 谷波, 郑钢. 户式中央空调设计的几个问题[J]. 流体机械, 2002, 30(6):58-60. (Wang Zhiyi, Gu Bo, Zheng Gang. Problems during the design of household air-conditioning system[J]. Fluid Machinery, 2002, 30(6):58-60.)
- [2] Ma Guoyuan, Chai Qinhu, Jiang Yi. Experimental investigation of air-source heat pump for cold regions[J]. International Journal of Refrigeration, 2003, 26:12-18.
- [3] S A Tassou, C J Marquand. Effects of evaporator frosting and defrosting on the performance of air-to-water heat pumps[J]. Applied Energy, 1987, 28(1):19-33.
- [4] Yang Yao, Yiqiang Jiang, Shiming Deng, et al. A study on the performance of the airside heat exchanger under frosting in an air source heat pump water heater/chiller unit[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2004, 47: 3745-3756.
- [5] 石文星, 李先庭, 邵双全. 房间空调器热气通法除霜分析及实验研究[J]. 制冷学报, 2000, 21(2): 29-35. (Shi Wenxing, Li Xianting, Shao Shuangquan. Experimental research on hot vapor bypass defrosting method[J]. Journal of Refrigeration, 2000, 21(2):29-35.)
- [6] 浙江盾安三尚机电有限公司. 蓄能装置: 中国, 00259435.8 [P]. 2001-10-10. (Zhejiang Dun'an Sanshang Electromechanical Co., Ltd. Heat storage device: China, 00259435.8 [P]. 2001-10-10.)