

文章编号: 0253-4339(2012)01-0022-06  
doi: 10.3969/j.issn.0253-4339.2012.01.022

## 恒温恒湿空调系统的优化控制与性能模拟

李申<sup>1</sup> 沈嘉<sup>2</sup> 张学军<sup>1</sup> 郑幼明<sup>3</sup>

(1 浙江大学制冷与低温研究所 杭州 310027; 2 浙江省湖州市博物馆 湖州 313000; 3 浙江省博物馆 杭州 310007)

**摘要** 针对传统恒温恒湿空调系统表冷器采用固定露点方法导致热湿补偿损失较大的缺点, 采用热湿独立控制装置和PID分程控制方法, 研制了一套恒温恒湿空调系统。在实验的基础上, 利用TRNSYS 16软件建模, 对系统在不同热湿负荷下的运行状况及节能效果进行了模拟分析。结果表明, 该系统能自动调节表冷器冷冻水流量与温度, 以及加热器或加湿器的投入量, 实现对空气温湿度的独立控制, 并达到设定的温湿度; 在设计此类表冷器时, 换热面积应该以较高的冷冻水进口温度(如12℃而不是通常的7℃)来进行计算。该系统节能效果显著, 比传统系统在低温高湿工况下节能30%以上; 在高温低湿工况下节能50%左右。

**关键词** 热工学; 恒温恒湿空调系统; 热湿独立控制装置; PID分程控制; TRNSYS; 节能

**中图分类号**: TB657.2; TU831.3

**文献标识码**: A

## Optimum Control Strategy and Performance Simulation of a Constant Temperature and Humidity Air-conditioning System

Li Shen<sup>1</sup> Shen Jia<sup>2</sup> Zhang Xuejun<sup>1</sup> Zheng Youming<sup>3</sup>

(1. Institute of Refrigeration and Cryogenics, Zhejiang University, Hangzhou, 310027, China; 2. Huzhou Museum, Huzhou, 313000, China; 3. Zhejiang Provincial Museum, Hangzhou, 310007, China)

**Abstract** Due to the large energy compensation caused by the fixed dew point on the cooling coil (CC) in the conventional constant temperature and humidity air-conditioning system, a new system employing a temperature and humidity independent control device (THIC device) in the CC and a method of PID split-range control, is developed in this paper. Based on the experiment verification, the operation states and the energy saving effects of the system under different heat and moisture loads have been simulated by TRNSYS 16 software. The results show that under different working conditions, the system can automatically control air temperature and humidity independently with a high precision, by adjusting the mass flow rate and the temperature of the chilled water into the CC, and the output of the heater or the humidifier. In the design of such CC, the heat transfer area should be calculated under a higher inlet temperature of the chilled water (for example, 12℃ instead of the usual 7℃). The system is energy-efficient with a rate of 30% under low temperature high humidity condition and about 50% under high temperature and low humidity condition, compared with the conventional system.

**Keywords** Pyrology; Constant temperature and humidity air-conditioning system; Temperature and humidity independent control device; PID split-range control; TRNSYS; Energy saving

随着现代社会经济的发展, 作为一种工艺性空调, 恒温恒湿空调系统的应用和需求领域在逐步扩大<sup>[1-3]</sup>。它将室内的温度、湿度、洁净度及气流速度控制在一定范围内, 以满足工业生产、科学研究等特殊场合对室内环境的要求。因此, 恒温恒湿空调系统必须具备加热、加湿、冷却、去湿等功能和完善的自控系统。传统的恒温恒湿空调一般采用定露点方法, 保证表冷器处理后的空气温度与湿度同时低于送风参数, 之后再利用加热器、加湿器进行热湿补偿, 使温湿度满足目标要求, 该处理过程中存在较大的能量补偿损失。研究显示, 若

采用适当的节能技术, 能使恒温恒湿空调系统节能20%~40%<sup>[4-5]</sup>。

热湿独立控制空调系统将热湿负荷全部或部分分开处理, 从而避免或减小了热湿联合处理带来的损失。当前热湿独立处理多使用溶液、转轮等独立除湿手段。李震等<sup>[6]</sup>认为溶液除湿是实现湿度独立处理的较为可行的方式, 提出应用溶液除湿方法去除余湿, 采用高温冷源去除余热的方法; Ascione等<sup>[7]</sup>利用除湿转轮搭建了用于博物馆的恒温恒湿空调系统, 其相较于传统系统具有明显的节能效果。Zhu等<sup>[8]</sup>研究了使用热泵驱动的液体除

湿模块的独立除湿空调系统。然而，上述方法在不同程度上，存在系统复杂化和控制精度不高等缺点。为此，使用一种热湿独立控制装置(THIC device)<sup>[9-10]</sup>，研制了一套恒温恒湿空调系统，在实验验证基础上，利用TRNSYS 16软件，对不同工况下系统的运行状态及节能效果进行了模拟分析。

## 1 优化控制方法

### 1.1 热湿独立控制装置

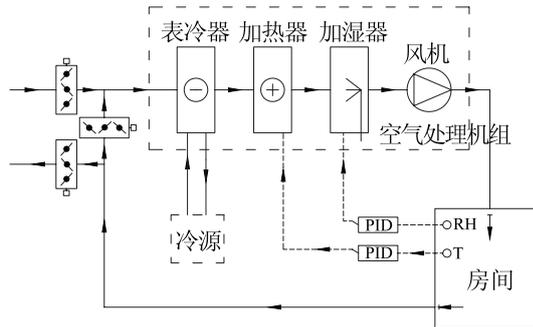


图1 传统恒温恒湿空调系统

Fig.1 Conventional constant temperature and humidity air-conditioning system

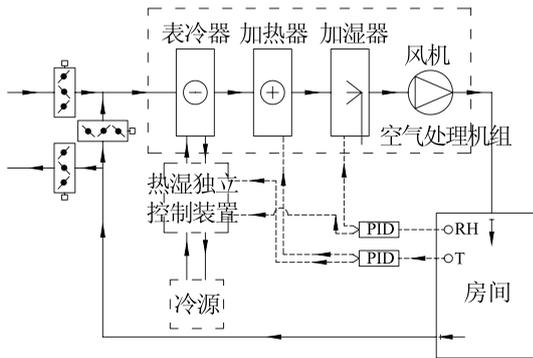


图2 独立控制的恒温恒湿空调系统

Fig.2 Constant temperature and humidity air-conditioning system employing the THIC device

在恒温恒湿空调系统中，空气进入空气处理机组(AHU)依次经过表冷器、加热器、加湿器处理后，由风机送入被调空间。传统恒温恒湿空调系统如图1所示，一定流量的冷冻水从冷源(Water Chilling Unit, WCU)直接进入表冷器；使用热湿独立控制装置的热湿独立控制系统的恒温恒湿空调系统如图2所示，热湿独立控制装置布置在冷源与表冷器之间，其结构见图3。由图3可知：

$$m_w = m_{w1} + m_{w2} = m_{w3} + m_{w4} \quad (1)$$

$$T_w = (m_{w1}T_{w1} + m_{w2}T_{w2})/m_w \quad (2)$$

式中，冷冻水流量 $m_w$ 由水泵决定； $m_{w1}$ 来自冷源的冷冻水流量； $T_{w1}$ 来自冷源的冷冻水温度； $m_{w2}$ —表冷器回水量； $T_{w2}$ —表冷器回水温度；

$m_{w3}$ —进入表冷器的冷冻水流量； $m_{w4}$ —表冷器冷冻水旁通流量。

电动三通阀1(MV1)的开度控制 $m_{w3}$ 的大小，电动三通阀2(MV2)的开度控制来自冷源的冷冻水流量与表冷器回水量的比例。因此，进入表冷器的冷冻水温度 $T_w$ 可以通过电动三通阀2的开度进行调整。利用冷冻水温度调整控制表冷器对空气的除湿量；利用电动三通阀1调整冷冻水流量从而改变表冷器与空气的换热量，控制空气的温度。

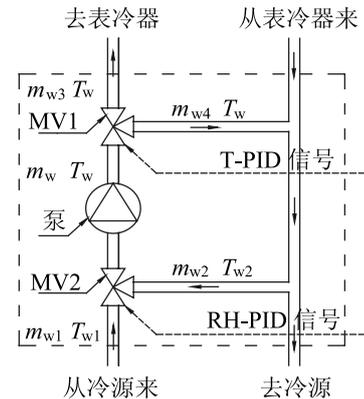


图3 热湿独立控制装置

Fig.3 Schematic diagram of the THIC device

### 1.2 PID分程控制方法

为保证系统根据工况的变化，实现热湿独立控制装置与加热器、加湿器协调工作，对PID调节器的输出信号进行分程控制，信号处理如图4所示。温度PID调节器同时控制电动三通阀1及加热器，PID信号值从0到0.5变化时，电动三通阀1的开度由1降到0.2，减少进入表冷器的冷冻水流量，此时加热器输出一直为0；信号值从0.5到1变化时，电动三通阀1开度保持0.2不变，加热器输出由0增大到100%。

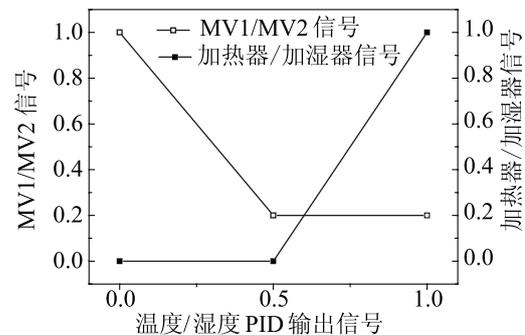


图4 PID分程控制示意

Fig.4 Schematic diagram of the PID split-range control

湿度PID调节器同时控制电动三通阀2及加湿器。PID信号值从0到0.5变化时，电动三通阀2的开度由1降到0.2，减小来自冷源的冷冻水比例，提高

进入表冷器的冷冻水温度，此时加湿器输出一直为0；信号值从0.5到1变化时，电动三通阀2开度保持0.2不变，加湿器输出由0增大到100%。

## 2 实验验证

按照上述原理为某博物馆库房(22m×16m×4m)搭建了一套恒温恒湿空调系统，系统参数及实验时环境参数如表1所示。

表1 系统参数及实验时环境温湿度

Tab.1 Systematic parameters and environment parameters under experiment

序号	参数	数值
1	目标温湿度	22.0℃, 60.0 %
2	额定送风量	7000 kg/h
3	冷冻水泵额定水流量	20000 kg/h
4	送风风机额定功率	7.5 kW
5	冷冻水泵额定功率	4.0 kW
6	冷却水泵额定功率	4.0 kW
7	加热器额定功率	17.5 kW
8	加湿器额定功率	18 kW
9	环境温湿度	25.0℃, 76.0 %

图5给出了在实验时间段内，库房温湿度及表冷器进口水温的变化情况。库房温湿度值变化范围分别为21.9~22.1℃，59.3%~61.1%；同时可以看出，表冷器冷冻水进口温度曲线与室内相对湿度曲线变化趋势一致，冷冻水温度升高，室内相对湿度升高；反之亦然。

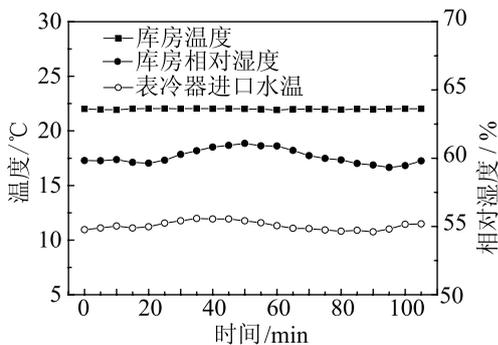


图5 实验中库房温湿度及表冷器进口水温变化情况

Fig.5 The variation of the storeroom's temperature and humidity and the inlet water temperature of CC under experiment

实验过程中，系统仅表冷器与加热器运行，加湿器输出为0。图6为记录的PID输出信号值。温度PID信号值(ST,PID)最小为0.61，大于0.5，据此可知，电动三通阀1的开度保持在最小值0.2，且加热器工作；电动三通阀2的开度调整控制了表冷器对空气的除湿量，使空气的湿度直接达到送风要求。系统分别在表冷器加热器上实现了对空气湿度

与温度的控制，消除了加湿补偿损失。

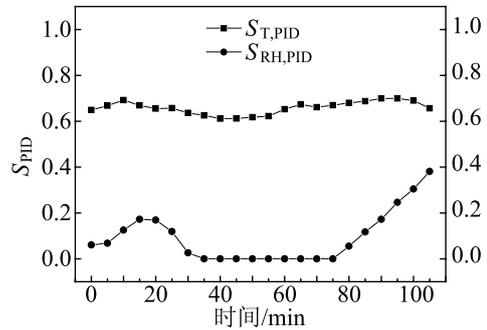


图6 实验中PID信号变化情况

Fig.6 The variation of PID output signals under experiment

## 3 TRNSYS模拟分析

实验时工况受室外环境及季节等因素限制，为考察独立控制系统在其它更多工况下表冷器、加热器及加湿器的运行状态，使用TRNSYS 16软件建立系统模型，在验证模型准确性的基础上，通过改变模型中被调空间的热湿负荷等参数，详细研究系统在不同工况下的运行情况。并对相同工况下独立控制系统与传统系统进行能耗对比，分析其节能效果。

### 3.1 TRNSYS模型

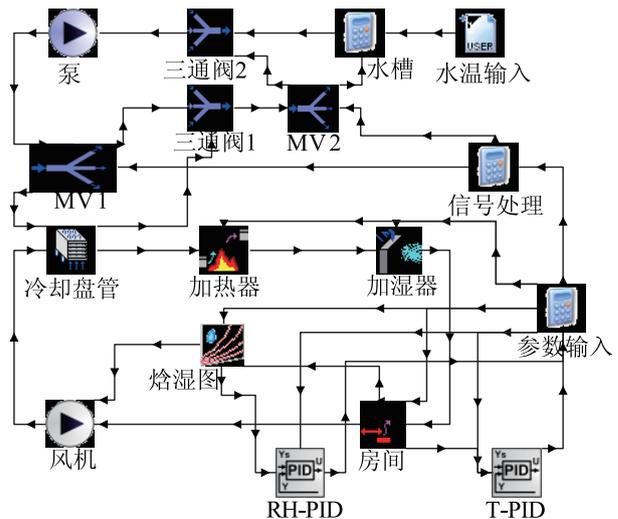


图7 独立控制的恒温恒湿空调系统TRNSYS模型

Fig.7 The TRNSYS model of the constant temperature and humidity air conditioning system with THIC device

TRNSYS 16软件及其TESS模块库附带许多模块，这里建立的TRNSYS模型中模块基本来源于此。建立的模型如图7所示，由于实际系统中新风负荷较小，模型中没有考虑，同时忽略管道漏热、风机发热。

表冷器模块采用矩形翅片表冷器模型Type

52b, 输入参数与实际系统一致, 如表2所示。

表2 表冷器结构参数

Tab.2 Structural parameters of the CC

序号	参数	数值
1	盘管长	1269.5 mm
2	盘管宽	250 mm
3	盘管高	825.5 mm
4	排数	8
5	管数	26
6	管子外径	12.7 mm
7	管子内径	12.02 mm
8	管子中心矩	31.75 mm
9	翅片数	500
10	翅片间距	2.54 mm
11	翅片厚度	0.115 mm
12	管子材料	铜
13	翅片材料	铝

空气电加热器通过控制加热量从而控制空气温度, 选择Type121b作为模型中的加热器模块。

加湿器利用电能使水蒸发产生蒸汽, 通过将蒸汽喷入处理空气中实现加湿。加湿量的大小由输入的电功率决定。利用Fortran语言编写新的TRNSYS加湿模块, 其质量方程和能量方程如下。

$$m_{air,out} = m_{air,in} + \Delta m \quad (3)$$

$$h_{air,out} = \frac{h_{air,in} m_{air,in} + h_{steam} \Delta m}{m_{air,out}} \quad (4)$$

$$d_{air,out} = \frac{d_{air,in} m_{air,in} + \Delta m}{m_{air,out}} \quad (5)$$

$$\Delta m = \frac{Q_{humidifier}}{h_{steam} - h_{water}} \quad (6)$$

式中:  $\Delta m$ —加湿器加入空气的蒸汽量, kg/s;  $m_{air,in}$ —空气进口质量流量, kg/s;  $m_{air,out}$ —空气出口质量流量, kg/s;  $h_{air,in}$ —空气进口焓值, kJ/kg;  $h_{air,out}$ —空气出口焓值, kJ/kg;  $h_{steam}$ —蒸汽焓值, kJ/kg;  $h_{water}$ —加湿器入水焓值, kJ/kg;  $d_{air,in}$ —加湿器进口空气含湿量, kg/kg(干空气);  $d_{air,out}$ —加湿器出口空气含湿量, kg/kg(干空气);  $Q_{humidifier}$ —加湿器输入电功率, kW。由出口空气焓值、含湿量可计算得到加湿器出口空气其他参数, 如干球温度, 相对湿度等。

选用的其他模块为: 冷冻水泵Type114, 循环风机Type112b, 三通阀Type647、Type649, 房间模块Type88, PID模块Type23。

### 3.2 TRNSYS模型验证

建立的TRNSYS模型能否反映实际情况, 需要

进行验证。模型中参数按表1、表2设定; 同时为了反映实验工况, 使用数据读取模块Type9a来读取实验时间段内水箱温度, 作为模型中水箱水温的输入; 模型中库房的热湿负荷根据实际系统送风参数、室内空气参数及风量, 由下列公式计算得到。

$$Q = m_a c_p (T_i - T_s) \quad (7)$$

$$W = m_a (d_i - d_s) \quad (8)$$

式中:  $Q$ —室内显热负荷, kW;  $m_a$ —空气质量流量, kg/s;  $c_p$ —空气比定压热容, kJ/(kg·k);  $T_i$ —室内空气温度, °C;  $T_s$ —送风空气温度, °C;  $W$ —室内湿负荷, kg/s;  $d_i$ —室内空气含湿量, kg/kg(干空气);  $d_s$ —送风空气含湿量, kg/kg(干空气)。

图8为实验工况下, 模拟得到的库房温湿度、送风温湿度与实验的数据对比情况。可以看到, 二者温湿度吻合很好, 偏差不超过10%。通过模拟与实验的对比, 可以认为该模型能真实反映实际系统的运行情况, 能够用来模拟系统在不同工况下各部件的运行状态。

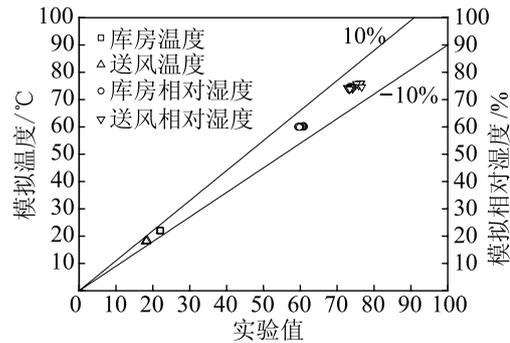


图8 模拟与实验中送风及库房温湿度对比  
Fig.8 The comparison of supply air parameters and storeroom air parameters between simulation and experiment

### 3.3 独立控制系统模拟分析

室内外环境及其季节的变化影响被调空间的热湿负荷, 进而影响AHU需处理的显热负荷( $Q_s$ )、潜热负荷( $Q_l$ )。根据AHU处理的显热负荷、潜热负荷的不同, 可以将工况分为四种: 1) 高温高湿:  $Q_s > 0, Q_l > 0$ ; 2) 低温高湿:  $Q_s < 0, Q_l > 0$ ; 3) 高温低湿:  $Q_s > 0, Q_l < 0$ ; 4) 低温低湿:  $Q_s < 0, Q_l < 0$ 。为达到同样的目标温湿度(22.0°C、60.0%), 取不同工况下相应的热湿负荷作为被调空间的输入量, 模拟结果如表3所示。模拟时, 水箱水温保持在9.0°C。

表3 不同工况下系统模拟结果

Tab.3 System simulation results under different working conditions

Case	1	2	3	4	5	6	7
$Q_s / \text{kW}$	10.0	15.0	-1.0	13.0	5.0	14.7	-2.0
$Q_l / \text{kW}$	1.5	1.5	1.5	-0.5	-0.5	-0.5	-0.5
$S_{T,PID}$	0.63	0.42	0.95	0.48	0.72	0	0.92
$S_{RH,PID}$	0.39	0.45	0.39	0.51	0.51	0.53	0.51
$T_s$	16.8	14.3	22.5	15.3	19.4	14.5	23.0
	°C						
$\phi_s$	79.7	94.1	56.2	91.7	70.9	97.2	57.1
	%	%	%	%	%	%	%

Case 1为高温高湿工况，由PID信号可知，系统仅表冷器与加热器工作。进入表冷器的冷冻水流量固定为最小值，调整冷冻水温度可控制被处理空气的除湿量，利用加热器使空气温度达到要求。该工况显热负荷为10kW，而表冷器冷冻水流量为最小，说明表冷器换热面积此时足够大，表冷器与空气的换热较为充分。

Case 2为显热负荷(15kW)进一步增大时的情况，PID信号表明，只有表冷器在工作。这说明表冷器与空气的热湿交换量刚好与需处理的显热和潜热负荷相匹配，此时完全实现了在表冷器两冷冻水回路中的热湿独立控制。

Case 3为低温高湿工况。此时，表冷器出口空气温度须低于进口空气露点温度，因此加热器工作，加湿器不工作。相对于Case 1，Case 3尽管潜热负荷不变，但显热负荷降低，导致ST,PID增加。二者工作状态相似，加湿器输出都为零。

Case 4、Case 5、Case 6均为高温低湿工况，由SRH,PID可知，电动三通阀2的开度最小，表冷器回水比例最大。在Case 4中，调整表冷器冷冻水流量以控制空气温度，此时加热器输出为零，利用加湿器控制空气湿度。而在Case 5中，所需处理的显热负荷小于Case 4，因此冷冻水流量将减小，但即使减至最小，表冷器与空气换热量仍大于需要处理的显热负荷，所以表冷器、加热器、加湿器三者同时工作。此时，如果调整进入表冷器的冷冻水最小流量值也可以消除加热补偿，模拟发现，将电动三通阀1的最小开度设为0.1时，模型稳定后ST,PID、SRH,PID分别为0.49、0.51，系统加热输出为零。在Case 6中，所需处理的显热负荷大于上述两种情形，ST,PID为0，表明进入表冷器的冷冻水流量达到最大值。若显热负荷进一步增大，表冷器将无法提供所需的换热量，此时可调大电动三通阀2的最小开度，增大来自冷源的冷冻水最小比

例，从而降低进入表冷器的冷冻水温度，保证所需的换热量；或在设计此类表冷器时，换热面积应该以一个较高的冷冻水进口温度(如12°C而不是通常的7°C)来进行计算。

Case 7为低温低湿工况，由于空气不需要降温除湿，表冷器处于流量最小、回水比例最大的“准”不工作状态，空气温湿度分别由加热器、加湿器控制。

由以上可知，在空气需要降温、除湿处理时，热湿独立控制装置与PID分程控制相结合能够保证表冷器直接控制空气温湿度中的一个，而另一个由加热器或加湿器控制；如果调整表冷器与空气的热湿交换量刚好与需处理的显热和潜热负荷相匹配时，可实现只有表冷器一个部件对空气温湿度实施控制。在低温低湿工况下，空气温湿度直接由加热器、加湿器控制。相较于传统恒温恒湿空调系统，该系统最多只需要表冷器、加热器、加湿器中的两个部件工作，即可实现对温湿度的精确控制，从而减小了空气处理过程中的热湿补偿损失。

### 3.4 独立控制系统能耗分析

为考察独立控制系统节能效果，在相同工况下，对该系统与传统恒温恒湿空调系统的运行能耗进行模拟比较。模拟时认为水箱水温保持为9.0°C，传统空调系统表冷器冷冻水流量固定为20000kg/h。水箱水温保持不变，则表冷器换热量等于冷水机组制冷量，系统能耗可由式(9)计算得出。

$$Q = \frac{Q_{CC}}{COP} + Q_{heater} + Q_{humidifier} + Q_{fan} + Q_{pump} \quad (9)$$

式中： $Q$ —系统总能耗功率，kW； $Q_{CC}$ —表冷器换热量，kW； $Q_{heater}$ —加热器输出功率，kW； $Q_{humidifier}$ —加湿器输出功率，kW； $Q_{fan}$ —风机功率，kW； $Q_{pump}$ —水泵功率，kW。

图9给出了不同负荷下，独立控制的恒温恒湿空调系统相对于传统系统节能率的大小。低温高湿工况下，节能率最小，但也在30%以上；在部分高温低湿工况(如 $Q_s=12\sim 14\text{kW}$ )下，节能率最高，在50%左右。主要原因是，在模拟工况下，传统恒温恒湿空调系统中的表冷器、加热器、加湿器始终都在工作。

在同一潜热负荷下，随着显热负荷的增大，节能率不断增大，当显热负荷增大到一定值时，节能率有所下降。传统系统随显热负荷的增大，加热补偿不断减小，系统能耗不断降低；独立控制系统随显热负荷的增大，先是加热量不断减小，直至为

零,而后表冷器与空气换热量增大,因此系统能耗先不断减小,而后增大。节能率呈现先上升后有所下降的趋势。

在同一显热负荷下,潜热负荷为负时,节能率随着潜热负荷的增大略微上升,潜热负荷为正时,节能率随潜热负荷的增大而有所下降。传统系统随潜热负荷的增大,加湿补偿不断减小,系统能耗不断降低;潜热负荷为负时,独立控制系统随潜热负荷增大,加湿量不断减小,两种系统能耗差值保持不变,而传统系统能耗降低,所以节能率略增大;潜热负荷为正时,随潜热负荷增大,独立控制系统表冷器水温降低,在保证除湿量增大的同时,降低了出口空气的温度,因此加热补偿增大,节能率下降。

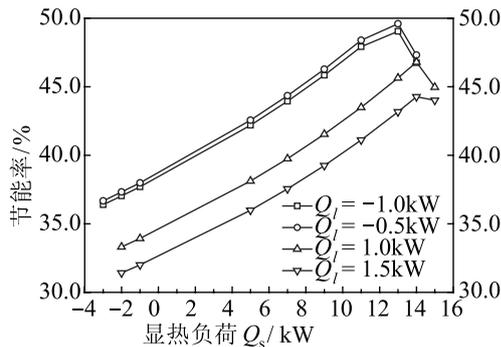


图9 不同工况下独立控制系统相较传统系统的节能情况  
Fig.9 Energy saving rates of the THIC system compared with the conventional system under different working conditions

## 4 结论

通过实验和模拟分析,研制出的独立控制恒温恒湿空调系统在不同工况下,能自动调节表冷器冷冻水流量与温度,以及加热器或加湿器的投入量,实现对空气温湿度的独立控制,使目标温湿度达到要求。在设计此类表冷器时,换热面积应该以一个较高的冷冻水进口温度(如12℃而不是通常的7℃)来进行计算。该系统节能效果显著,在低温高湿工况下,比传统系统节能30%以上;在高温低湿工况下,节能50%左右。

本文受2008年浙江省第三批省级文物保护专项补助经费项目(614841)资助。(The project was supported by the third batch subsidies of the Zhejiang provincial cultural relic protection in 2008 (No.614841).)

### 参考文献

[1] 邱育群,邱肇光.高精度恒温恒湿空调的研发及试验验证[J].制冷与空调,2006,6(3):82-83. (Qiu Yuqun,

Qiu Zhaoguang. Research and development and the experiment confirmation of high accuracy constant temperature and humidity air conditioning[J].Refrigeration and air conditioning,2006,6(3): 82-83.)

- [2] 黄延明.恒温恒湿空调主/备机控制系统的设计[J].控制工程,2004,11(增刊):113-116. (Huang Yanming. Design of duty/standby unit control system for constant temperature and humidity air-conditioning[J]. Control engineering of China,2004,11 (Supplement):113-116.)
- [3] 白建波,张小松,李舒宏,等.基于RS-485总线的高精度恒温恒湿空调控制系统[J].电气传动,2005,35(8):44-46. (Bai Jianbo,Zhang Xiaosong,Li Shuhong,et al. Control system based on RS-485 bus for constant temperature and humidity air-conditioning with high precision[J].Electric drive,2005,35(8):44-46.)
- [4] Liu Xiaohua,Li Zhen,Jiang Yi,et al. Annual performance of liquid desiccant based independent humidity control HVAC system[J].Applied Thermal Engineering,2006,26:1 198-1207.
- [5] Wang Zhan,Zheng Bin,Xu Wenlong,et al.Variable air volume system application in museums[C]// Proceedings of the Energy Sustainability Conference,California: ES2007-.
- [6] 李震,江亿,陈晓阳,等.溶液除湿空调及热湿独立处理空调系统[J].暖通空调,2003,33(6):26-29. (Li Zhen,Jiang Yi,Chen Xiaoyang,et al. Liquid desiccant air conditioning and independent humidity control air conditioning systems[J].Heating ventilating & air conditioning,2003,33(6): 26-29.)
- [7] Ascione F, Bellia L, Capozzoli A, et al. Energy saving strategies in air-conditioning for museums[J]. Applied Thermal Engineering,2009,29:676-686.
- [8] Zhu Weifeng, Li Zhongjian, Liu Sheng, et al. In situ performance of independent humidity control air-conditioning system driven by heat pumps[J]. Energy and Buildings,2010,42:1747-1752.
- [9] Zhang X J, Yu C Y, Li S, et al. A museum storeroom air-conditioning system employing the temperature and humidity independent control device in the cooling coil[J]. Applied Thermal Engineering, in press.
- [10] 张学军,唐峥,俞春尧.一种热湿独立控制的恒温恒湿空调系统:中国,201010106185.6[P]. 2010-07-14.

### 通讯作者简介

张学军,男(1968-),博士、副教授。浙江大学制冷与低温研究所,杭州市浙大路38号,310027,0571-87952446, Email: xuejzhang@zju.edu.cn.研究方向:制冷空调节能技术,蓄能空调技术,除湿空调技术,文物保存微环境控制技术。

### About the corresponding author

Zhang Xuejun (1968-), male, Associate Professor. Institute of Refrigeration and Cryogenics, Zhejiang University, Zheda Road 38, Hangzhou, 310027, (571) 87952446, Email: xuejzhang@zju.edu.cn. Research fields: Technologies of AC energy saving, energy storage AC, dehumidification AC, and micro-climate control of cultural relic conservation.