

湿度独立控制空调系统的工程实践^{*}

清华大学 陈晓阳[☆] 江 亿 李 震

摘要 结合实际工程介绍了一个以溶液处理新风实现湿度独立控制的空调系统,对系统的运行情况进行了测试,根据测试结果提出了一种送风含湿量的控制策略。测试结果表明,在室外潮湿的情况下,溶液除湿机组提供的冷量约占所需冷量的50%;在室外相对干燥的情况下,除湿机组提供的冷量约占所需冷量的40%。与传统电压缩制冷系统相比,当电热价比值为3时,湿度独立控制的空调系统可减少20%的运行费用。

关键词 湿度独立控制 液体除湿 热回收

Project practice with an independent humidity control air conditioning system

By Chen Xiaoyang, Jiang Yi and Li Zhen

Abstract Presents the air conditioning system in an office building. Based on the results of operating test, puts forward a moisture control strategy of supply air. The test results show that the dehumidification system affords around 50% of the total load in humid days and 40% in dry days. Compared with the conventional electric compression refrigerating system, the system can save about 20% in operation costs when the price ratio of electricity to heat is 3.

Keywords independent humidity control, liquid desiccant dehumidification, heat recovery

Tsinghua University, Beijing, China

0 引言

传统空调系统采用冷凝除湿的方法,需要先把空气冷却到露点温度(低于室内送风温度)然后再热,引起了再热损失,其次,为了提供较低的冷媒温度(冷水的温度通常为7℃),制冷机不得不降低蒸发温度,因而制冷机的效率也随之降低^[1];第三,由于冷凝水的存在,盘管的表面形成了滋生各种霉菌的温床,恶化了室内空气品质(IAQ),引发多种病态建筑综合症(SBS)。出现这些问题的根本原因是空气的降温和除湿同时进行,由于降温和除湿过程的本质不同,容易出现很多矛盾和问题。因此有必要找到一种有效的方法实现湿度的独立控制。

风机盘管加新风系统是目前常见的空调系统形式。通常情况下新风处理到室内空气的等焓值或等含湿量值,风机盘管承担围护结构传热负荷和室内

热湿负荷等,因而前面所述的几个问题在此系统中均存在。但如果把新风处理得更干一些(不通过冷凝除湿的方式),使其承担室内的湿负荷,就可以由另外独立的系统排除围护结构等产生的显热^[2]。这样做的好处是,首先,排除显热的设备无需承担湿负荷,表面没有凝水,省去了凝水排放系统,更重要的是避免了霉菌和病毒的滋生和聚集,消除了一大污染源;其次,由于只需排除显热,15~20℃的冷媒温度即可满足要求,比常规制冷系统大约高了10℃,制冷系统的COP也大大提高,而且由于所需冷源品位降低,可充分利用自然界的“免费”冷源,如地下水

[☆] 陈晓阳,男,1979年9月生,在读硕士研究生
100084 清华大学建筑技术科学系
(010) 62776481
E-mail: cxy98@mails.tsinghua.edu.cn
收稿日期:2004-10-09
修回日期:2004-10-11

* 国家自然科学基金资助项目(编号:50276029)

或采用直接蒸发冷却、间接蒸发冷却的方式³；再次，由新风承担室内湿负荷（主要由人产生），可同时排除人体产生的污染物和CO₂，可采用变风量方式使新风量随人数变化而变化，以保证室内的湿度和人体散发的污染物得到有效的控制和排除。为此，风量应由室内空气含湿量或室内CO₂浓度控制。

本文结合实际工程介绍一个以溶液处理新风实现湿度独立控制的空调系统。

1 实际系统介绍

1.1 建筑概况

这套空调系统安装在北京某办公楼（见图1），



图1 建筑实景

其建筑面积约2500m²，共5层，建筑高度18.6m。1层主要为门厅、接待室、会议室，2~5层主要是办公室及会议室，每层设一个空调机房。空调系统形式为风机盘管加新风系统，利用溶液处理新风，实现湿度独立控制。

1.2 系统工作原理

图2是该办公楼采用的湿度独立控制空调系统

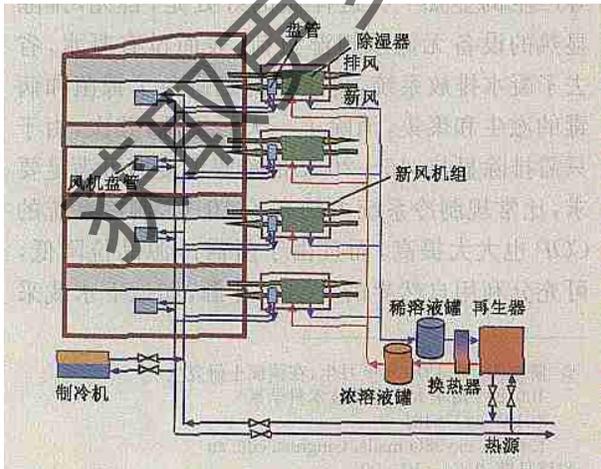


图2 湿度独立控制空调系统原理图

的原理图，该系统由溶液除湿系统和电压缩制冷系统及热网组成，可以实现夏季制冷、冬季供热及过渡季热回收。新风机组向室内提供新风，承担室内湿负荷，新风量可根据人数调节。夏季新风机组以除湿冷却模式运行，对新风进行降温除湿处理⁴。在除湿器的出口有一个盘管对新风进一步降温（干工况）。浓溶液从浓溶液罐中沿各个支路通往各层的新风机组作为除湿的动力，经过新风机从空气中吸收水蒸气后的稀溶液通过溢流方式流回稀溶液罐。热网的热水（75℃）进入再生器，提供溶液浓缩再生的热量。值得一提的是，在中国北方许多城市有热电联产的集中供热系统用于冬季供热，而在夏季几乎都不运行。这种以热水驱动的空气系统不仅可以节约大量电能，同时也可使热网在夏天得到充分的利用，有利于优化城市能源结构。电压缩制冷系统制出18~21℃的冷水，供给新风机组和室内末端处理显热负荷。由于冷水温度高于室内露点温度和除湿后新风的露点温度，因此新风机组里的盘管和室内末端都在干工况下运行，不会产生凝水，提高了室内空气品质。

在新风机组和再生器之间有浓、稀两个储液罐。再生器从稀溶液罐中取液，再生成浓溶液送入浓溶液罐。这两个罐有足够大的容积，从而使再生过程不需要与新风处理过程同步进行。溶液本身具有很好的蓄能特性，能量以化学能形式储存，蓄能密度高，按照溶液的吸湿能力计算，空间效率可达1000MJ/m³，并且耗散小，易于保存。良好的蓄能特性使得系统对热源持续供热的要求降低，同时可以缓解除湿能力和再生能力不匹配的问题，而且可实现系统优化设计，除湿器可按瞬时负荷选型，而再生器可按平均负荷选型，通过溶液的蓄能起到移峰填谷的作用，热网连续供热再生溶液，而新风机组根据需求间歇运行。

冬季通过阀门的切换，热水代替冷水进入室内末端供暖，新风机组以热回收模式运行。以溶液为媒介，通过依次和新风及回风进行热湿交换，配以溶液温度、浓度的变化，使得能量和水蒸气从湿热的回风侧转移到干冷的新风侧，完成了对回风的全热回收。新风机组既可以除湿冷却模式运行，也可以热回收模式运行，与一般空调系统相比，节省了一套专门的热回收装置。和目前应用较多的转轮式全热回收器相比，不仅全热回收效率高，而且可完全避免气

流的交叉污染,并且通过溶液的喷洒,可除去空气夹带的灰尘、细菌,起到净化的作用。

1.3 空调系统设计

和传统风机盘管加新风空调系统相比,设计湿度独立控制空调系统需考虑以下特性。

1.3.1 负荷计算

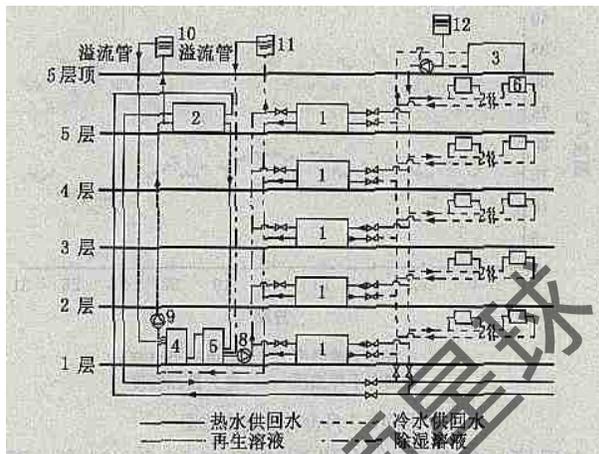
传统系统由于所有热、湿负荷均由制冷机承担,因此只需计算出总负荷即可,对热、湿负荷可不作区分;湿度独立控制空调系统由于采用溶液处理新风,实现了湿度独立控制,热、湿负荷分别采用不同的方式处理,因此需分别计算。

1.3.2 冷水系统

和常规冷水系统相比,由于无需除湿,冷水的温度可提高 10°C 左右,该系统设计供回水温度为 $18^{\circ}\text{C}/21^{\circ}\text{C}$,相应的风机盘管送回风温度为 $22^{\circ}\text{C}/26^{\circ}\text{C}$ 。由于风机盘管风侧负荷减小,如采用常规水路并联式的盘管将会导致水侧温差很小,因此该系统中使用了水路串连式的盘管,加大水侧温差。另外,冷水供水温度高于室内设计露点温度,不会产生凝结水,取消了传统风机盘管系统中的凝结水管,并且由于不存在结露的危险,供回水管的保温也可取消,使其同时起到吸收显热的作用。

1.3.3 溶液系统设计

新风采用溶液方式处理,这是和常规系统相比区别最大的地方。下面根据新风机组不同的运行模式分别介绍。夏季新风机组以除湿冷却模式运行,以溶液为工质,吸收空气中的水蒸气,需不断向机组提供浓溶液满足工作要求,溶液循环系统图见图3。浓溶液泵从位于1层机房的浓溶液罐中抽取浓溶液输送到各层机房的新风机组,溶液和空气直接接触进行热质交换,吸收空气中的水蒸气后,变为稀溶液,通过溢流的方式流回稀溶液罐。由于1层的新风机组和储液罐没有高差,无法形成溢流,采用控制液位的方式,用泵把稀溶液抽回稀溶液罐。溶液采取集中再生方式,从稀溶液罐中抽取溶液送入位于5层机房的再生器,浓缩后的浓溶液也通过溢流的方式回到浓溶液罐。热网中的热水提供再生所需的能量,设计供回水温度为 $75^{\circ}\text{C}/60^{\circ}\text{C}$ 。进出再生器的溶液管之间有一个回热器,回收一部分再生后溶液的热量,提高系统效率。为了使系统运行稳定,利用供水管网定压的原理,在除湿



- 1 新风机组 2 再生器 3 风冷冷水机组 4 稀溶液罐
5 浓溶液罐 6 风机盘管 7 冷水泵 8 浓溶液泵
9 稀溶液泵 10 稀溶液储液箱 11 浓溶液储液箱
12 膨胀水箱

图3 溶液循环系统图

溶液管路和再生溶液管路中各增加一个储液箱,每个储液箱上设有一根溢流管,多余的溶液通过溢流管回流到溶液罐。图3右半边是水系统原理图,由制冷机产生的冷水输送到新风机组和室内盘管供冷。

冬季工况下,关闭图3左边溶液循环系统,新风机组通过内部溶液循环,实现全热回收模式,向室内提供新风。此时制冷机关闭,热网的热水进入风机盘管向室内供热。

2 系统测试

该办公楼于2003年10月建成并投入使用,为了解空调系统运行情况,笔者分别对夏季工况及冬季工况进行了测试。测试的内容包括:所有房间逐时的温、湿度,新风机组的工作性能,再生器的工作性能,系统的能耗情况等。

2.1 房间温湿度

测量各个房间逐时温、湿度主要有两个目的,一是温、湿度是评价室内热舒适的重要指标,通过测量考察该湿度独立控制空调系统能否提供一个舒适的室内环境;二是室内风机盘管在干工况下运行,没有设计凝水排放管路,因此室内露点温度必须低于冷水供水温度才能保证不会结露。图4给出了2004年7月1~31日室外干球温度、露点温度和室内干球温度、露点温度的变化情况,可看出室内温度大致在 $24\sim 27^{\circ}\text{C}$ 之间,相对湿度为 $40\%\sim 60\%$,室内维持一个较为舒适的环境。而室内露

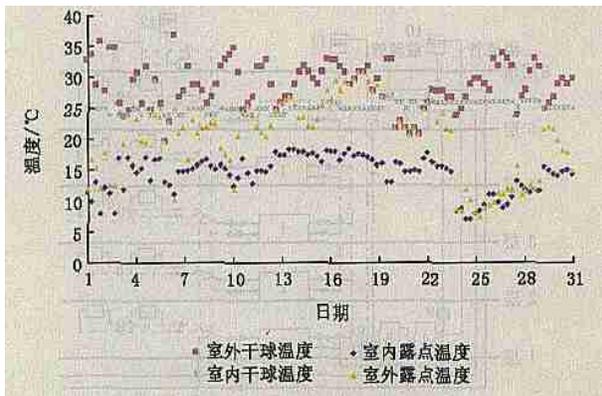


图4 7月份各温度变化图

点温度始终低于冷水供回水温度 18 °C/21 °C, 不会结露。

2.2 新风机组的工作性能

当新风机组工作在除湿冷却模式时, 定义新风机组的能效比为

$$\eta_o = \frac{\Delta h G}{\Delta w r} \quad (1)$$

式中 η_o 为新风机组的能效比; Δh 为新风进出口焓差, kJ/kg; G 为风量, kg/s; Δw 为溶液吸湿前后含水量差, kg/s, 可认为是驱动新风机组所投入的能量; r 为水的汽化潜热, kJ/kg。

表 1 给出了几种典型工况下, 新风机组的空气进出口参数随室外状态的变化情况, 按新风含湿量从大到小排列。图 5 给出了新风机组的能效比随含湿量及相对湿度的变化情况, 可以看出能效比受室外状态影响显著, 随着相对湿度的增加, 能效比变小。通过对连续测量数据的分析计算, 新风机组

表 2 全热回收器工作性能

新风		送风		回风		排风		ϵ_d	ϵ_h
温度/°C	含湿量/(g/kg)	温度/°C	含湿量/(g/kg)	温度/°C	含湿量/(g/kg)	温度/°C	含湿量/(g/kg)		
5.8	3.1	12.6	4.0	18.7	5.0	12.7	4.0	0.50	0.52
7.1	3.1	13.3	4.1	19.5	5.1	13.7	4.1	0.49	0.50
12.4	3.4	16.7	4.4	20.7	5.3	17.2	4.0	0.51	0.52

风的处理能耗可减小一半。

2.3 再生器的工作性能

再生器的工作性能以除水量和再生效率两个指标衡量, 除水量为溶液浓缩前后含水量差, 再生效率定义为

$$\eta_r = \frac{\Delta w r}{Q} \quad (4)$$

式中 η_r 为再生效率; Q 为再生加热量, kW。

表 3 列出了不同工况下除水量及再生效率的变化情况, 平均再生效率约为 0.82。

表 1 典型工况下新风机组的工作性能

新风		送风		回风		排风		η_o
温度/°C	含湿量/(g/kg)	温度/°C	含湿量/(g/kg)	温度/°C	含湿量/(g/kg)	温度/°C	含湿量/(g/kg)	
28.6	17.1	27.1	10.6	26.7	12.4	29.9	23.3	1.11
29.3	13.7	24.3	10.4	26.1	11.9	27.5	19.3	1.66
31.3	11.6	22.8	9.8	26.4	10.6	26.6	17.3	2.87

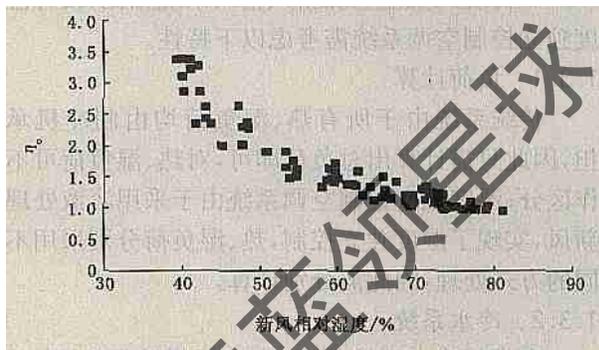


图 5 新风相对湿度对新风机组能效比的影响

的平均能效比为 1.83。

冬季工况时, 新风机组相当于一个全热交换器, 定义全热效率和潜热效率分别为

$$\epsilon_h = \frac{h_f - h_s}{h_f - h_r} \quad (2)$$

$$\epsilon_d = \frac{d_f - d_s}{d_f - d_r} \quad (3)$$

式中 ϵ_h 为全热效率; ϵ_d 为潜热效率; h 为空气的焓, kJ/kg; d 为含湿量, kg/kg; 下角标 f 代表新风, s 代表送风, r 代表回风。

表 2 给出了冬季某天的测量数据, 结果表明全热回收效率以及潜热回收效率大约在 50% 左右, 新

2.4 系统的能耗

定义整个溶液除湿系统的能效比 η 为

$$\eta = \eta_o \eta_r = \frac{\Delta h G}{Q} \quad (5)$$

由新风机组及再生器的测量数据可得, 系统的平均能效比为 1.50。

2.5 典型工况分析

对两种典型室外条件下空调系统的运行情况进行分析。图 6 和图 7 分别给出了 9:00 ~ 16:00 新风机组进出口空气参数变化情况(图 6 对应较湿

表3 再生器在不同工况下的工作性能

工况	新风		热水		进口溶液		出口溶液		除水量/(g/s)	η_r
	温度/ $^{\circ}\text{C}$	含湿量/(g/kg)	进口温度/ $^{\circ}\text{C}$	出口温度/ $^{\circ}\text{C}$	流量/(mL/s)	密度/(g/mL)	流量/(mL/s)	密度/(g/mL)		
1	30.6	20.2	68.7	57.7	186.2	1.3049	147.3	1.3780	40.0	0.89
2	30.9	19.7	69.3	57.9	182.7	1.3112	142.0	1.3817	43.3	0.92
3	30.3	18.3	72.8	62.3	166.9	1.3550	128.8	1.4310	41.9	0.94
4	33.4	20.2	73.2	60.5	212.9	1.3452	173.2	1.4045	43.1	0.84
5	34.2	21.5	73.2	61.0	213.5	1.3581	172.6	1.4245	44.1	0.92
6	33.4	22.1	73.1	61.4	199.3	1.3632	170.0	1.4279	28.8	0.64
7	33.4	21.8	73.2	61.4	195.7	1.3648	161.3	1.4310	36.2	0.81
8	32.8	21.1	73.2	61.6	189.2	1.3722	156.6	1.4390	34.3	0.79
9	30.2	19.5	72.0	61.6	187.2	1.3815	155.6	1.4483	33.3	0.79
10	28.7	17.9	71.6	61.4	189.8	1.3855	155.8	1.4477	37.4	0.90
11	28.7	17.6	71.5	62.2	141.5	1.3868	112.6	1.4775	29.9	0.81

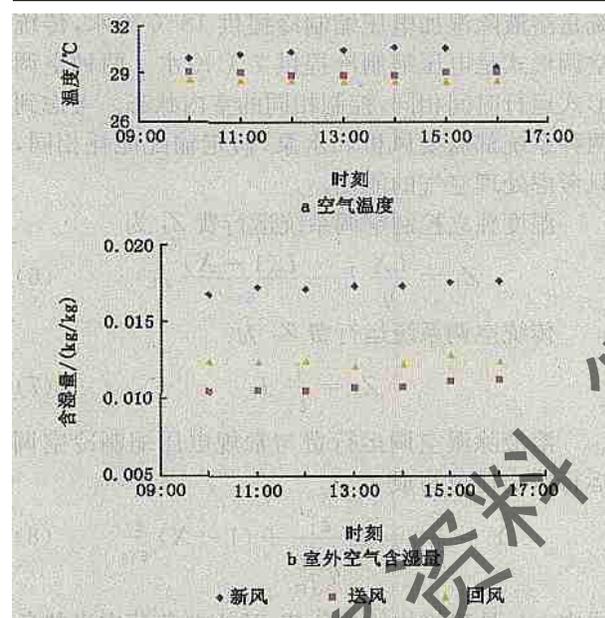


图6 潮湿工况下新风机组运行参数变化

的工况,图7对应较干的工况)。在室外空气含湿量较大的情况下,空气干球温度在27~30 $^{\circ}\text{C}$ 之间,相对湿度为70%~80%。在室外空气含湿量较小的情况下,空气干球温度在27~31 $^{\circ}\text{C}$ 之间,相对湿度为47%~60%。图8和图9分别给出了新风机组和制冷机提供的冷量(图8对应较湿的工况,图9对应较干的工况)。室外含湿量大,新风机组需除去空气中更多的水分,其提供的冷量约占所需冷量的一半;室外含湿量小,新风机组需除去的水分也随之减小,其提供的冷量占所需冷量的40%左右。由于室外温度变化较小,制冷机提供的冷量变化不大。根据负荷分配的结果,可对系统进行经济性分析。

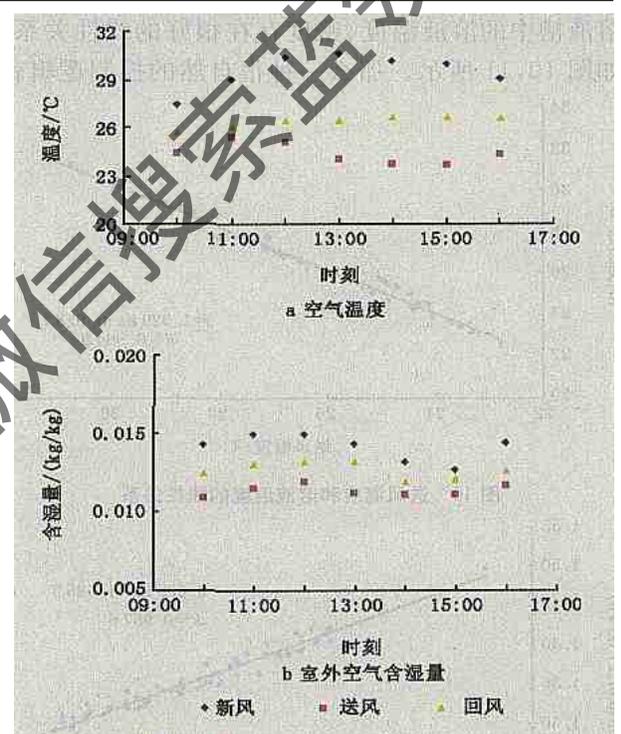


图7 干燥工况下新风机组运行参数变化

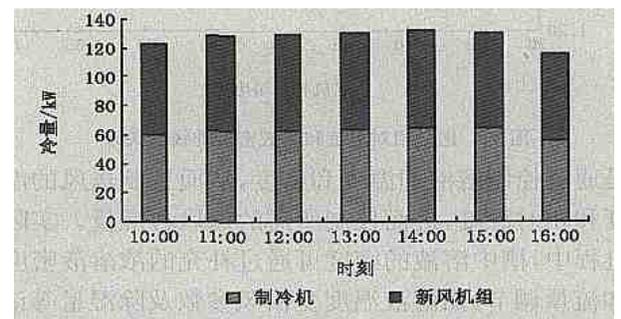


图8 潮湿工况下新风机组和制冷机各自提供的冷量

3 运行调节策略

由室内湿负荷、送风量及室内设计含湿量可得

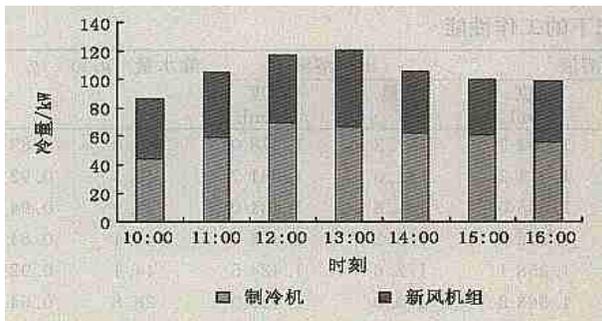


图9 干燥工况下新风机组和制冷机各自提供的冷量

到所需的送风含湿量。当室外含湿量变化时,如何调节使得送风含湿量达到要求是一个关键问题。通过测试发现送风的温度、相对湿度和与之对应的溶液槽中的溶液温度、密度存在很好的线性关系,如图 10, 11 所示。那么一种很自然的控制逻辑就

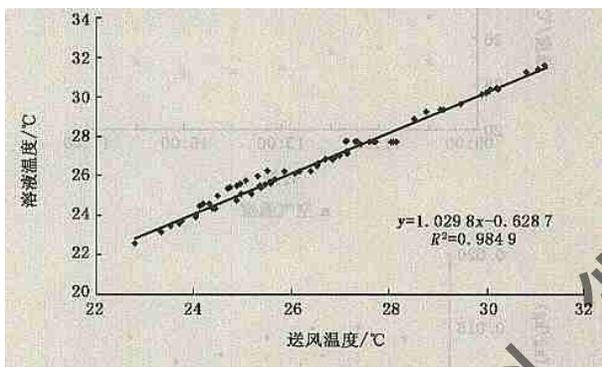


图10 送风温度和溶液温度的线性关系

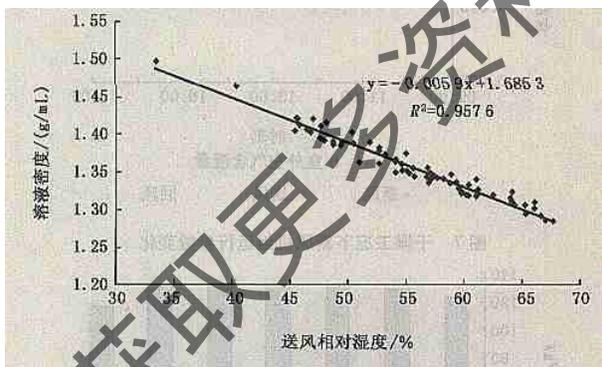


图11 送风相对湿度和溶液密度的线性关系

是通过控制溶液的温度和密度,从而控制送风的温度和相对湿度,进而控制所需的送风含湿量。实际过程中,槽中溶液的密度可通过补充的浓溶液密度和流量调节,而溶液温度受回风参数及除湿量等诸多变量的影响,不易控制。如前所述,送风的温度可不作限制,因此可通过测量溶液的温度,通过线性关系算出送风温度,结合要求的送风含湿量算出要求的送风相对湿度,通过线性关系算出所需的溶

液浓度,最后通过调节补充的浓溶液的密度或流量实现控制目的。

4 经济性分析

湿度独立控制的空调系统运行的经济性主要体现在两个方面,一是处理显热负荷的制冷系统的 COP 提高,二是处理潜热负荷的新风机组采用低品位热源驱动,能源价格相对较低。下面对湿度独立控制空调系统和传统电压缩制冷系统运行的经济性进行比较,得出湿度独立控制空调系统的适用情况。

比较分析遵循以下条件:湿度独立控制空调系统是溶液除湿加电压缩制冷提供 18℃ 冷水,传统空调形式是电压缩制冷提供 7℃ 冷水。两种空调形式运行时间相同,控制相同的室内状态。考虑到两种系统都需要风机和水泵,假定输配能耗相同,只考虑处理空气的能耗。

湿度独立控制空调系统运行费 Z_1 为

$$Z_1 = \frac{LX}{\eta} J_H + \frac{L(1-X)}{\epsilon_{18}} J_E \quad (6)$$

传统空调系统运行费 Z_2 为

$$Z_2 = \frac{L}{\epsilon_7} J_E \quad (7)$$

溶液除湿空调运行费与常规电压缩制冷空调运行费之比可写成

$$Y = \frac{Z_1}{Z_2} = X \frac{\epsilon_7}{\eta \frac{J_E}{J_H}} + (1-X) \frac{\epsilon_7}{\epsilon_{18}} \quad (8)$$

式中 L 是建筑物的总负荷, X 为总负荷中潜热负荷的比例; ϵ_7 和 ϵ_{18} 分别为生产 7℃ 和 18℃ 冷水时制冷机的 COP, 其值由设备本身的工作性能决定; η 是溶液除湿系统的能效比, 也由设备本身性能决定; J 和 J 分别为电价和热价, 元/J。

对不同的建筑来说, 有两个因素决定 Y 的大小, 一是潜热负荷比例 X , 另一个就是电热价之比。由于溶液除湿系统采用热水驱动, 引入电热价比的概念使得这两种系统在经济上具有可比性。

对一般电压缩制冷系统来说, 蒸发温度提高, 制冷效率提高, 即 $\epsilon_{18} > \epsilon_7$, 通过对制冷系统的模拟计算, 整个空调季平均效率为 $\epsilon_{18} = 7.34$ 和 $\epsilon_7 = 4.42$ 。图 12 反映了运行费之比随潜热负荷比例及电热价比的变化情况。 $Y < 1$ 表明湿度独立控制空调系统有更好的经济性。根据对实际系统的测试结果, 潜热负荷比例约为 50%, 令 $Y = 1$, 可得电热价比值为 2.1, 也就是说当电热价比值大于 2.1 时, 湿度独立控制空调系统运行费低。考虑目前热

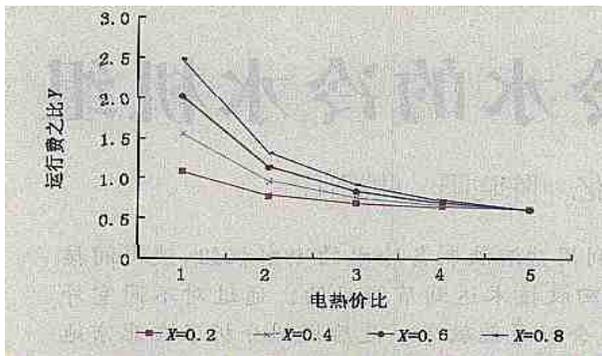


图 12 运行费之比随电热价比及湿负荷比例的变化情况

电厂的供电效率为 33%，即使按折合成一次能源的消耗量计算，电热价比至少也应为 3，此时两种空调形式运行费之比为 0.8。如果电价是 0.5 元/(kWh)，热价为 35 元/GJ，则电热价比为 4，这样该湿度独立控制的空调系统运行费仅为电压缩制冷系统的 60%~70%。

5 结论

本文结合实际工程介绍了一个湿度独立控制空调系统，该系统采用溶液除湿并辅助以电压缩制冷/热网，可实现多种运行模式。无需通过冷凝除湿，避免了常规空调系统能量浪费，克服了易滋生霉菌的缺点；溶液处理空气，可起到除尘、杀菌的作用，提高室内空气品质；溶液系统以低品位热源驱动，减少电能的消耗，有效缓解用电的峰谷差，有利

于优化城市能源结构。

通过对实际系统的测试，溶液除湿系统在 75℃ 的热水驱动下平均能效比约为 1.50，能效比高，可为建筑提供充足的新风。在室外潮湿的情况下，新风机组提供的冷量约占所需冷量的 50%，在室外相对干燥的情况下，新风机组提供的冷量约占所需冷量的 40%。根据测试结果，提出了一种可行的送风含湿量的控制策略。

从负荷分配的角度，以运行费为目标函数比较了湿度独立控制空调系统和传统空调系统。当电热价比为 3 时，湿度独立控制空调系统的运行费可减少 20%。

参考文献

- 1 Waugaman D G, Kim A, Kettleborough C F. A review of desiccant cooling. *J of Energy Resources Technology*, 1993, 115: 1-8
- 2 江亿. “非典”问题引起的对今后空调系统方式的思考. *暖通空调*, 2003, 33(3), 暖通空调与 SARS 特集: 4-7
- 3 Chen P E. The energy-saving potential of precooling incoming outdoor air by indirect evaporative cooling. In: *ASHRAE Trans*. 1993, 99(1)
- 4 Chen X Y, Jiang Y, Li Z, et al. An introduction of independent humidity control system with liquid desiccant air conditioner. In: *Proceedings of the 4th International Symposium on HVAC*, Beijing, 2003, 1042-1049

·简讯·

建设部设立“全国绿色建筑创新奖”

为贯彻落实科学发展观，促进节约资源、保护环境和建设事业可持续发展，推动我国绿色建筑及其技术的健康发展，建设部于 2004 年 8 月 27 日下发关于《全国绿色建筑创新奖管理办法》的通知，决定设立“全国绿色建筑创新奖”。绿色建筑是指为人们提供健康、舒适、安全的居住、工作和活动空间，同时实现高效率地利用资源（节能、节地、节水、节材），最低限度地影响环境的建筑物。绿色建筑是实现“以人为本”、“人—建筑—自然”三者和谐统一的重要途径，也是我国实施可持续发展战略的重要组成部分。绿色建筑奖分为工程类项目奖和技术与产品类项目奖。工程类项目

奖包括绿色建筑创新综合奖项目、智能建筑创新专项奖项目和节能建筑创新专项奖项目；技术与产品类项目奖是指应用于绿色建筑工程中具有重大创新、效果突出的新技术、新产品、新工艺。绿色建筑奖每两年评审一次。建设部归口管理绿色建筑奖，省、自治区、直辖市建设行政主管部门负责组织本地区域内绿色建筑奖项目的申报和初审、推荐上报工作，建设部科学技术委员会办公室负责组织专家对申报资料进行形式审查，建设部将以部文公布获奖项目，同时对获奖项目颁发全国绿色建筑创新奖证书。

(本刊特约通讯员 吴延鹏)