

## 技术交流

# 集中空调冷水侧局部系统上位机控制器的实时控制分析

同济大学 孟 华<sup>☆</sup> 龙惟定  
香港理工大学 王盛卫

**摘要** 针对集中空调冷水侧基本自动控制系统,设计了两个上位机控制器,分别仅对供回水压差和同时对压差与冷水供水温度进行实时优化;通过仿真实验分析了控制器对系统控制稳定性和系统能耗的影响。结果表明,综合考虑制冷机和二次泵系统的上位机控制器具有较好的可实施性,能在保证系统运行稳定的前提下减少冷水侧能耗。

**关键词** 集中空调 冷水系统 上位机控制器 实时控制

## Real time control of chilled water supervisory controller in central air conditioning systems

By Meng Hua<sup>★</sup>, Long Weiding and Wang Shengwei

**Abstract** From the viewpoint of basic automatic control system, designs two chilled water supervisory controllers and applies them to digital simulators to real time control of the supply/return pressure difference and of both the difference and the supply chilled water temperature. Analyses the influences of the supervisory controller on control stability and energy consumption of the system by simulation experiment. The simulation results show that the controller making trade off between chillers and chilled water pumps is practicable in saving the total energy of chilled water system while still keeping the control stability.

**Keywords** central air conditioning, chilled water system, supervisory controller, real time control

★ Tongji University, Shanghai, China

### 0 引言

集中空调系统的上位机控制器能根据负荷变化对各基本自动控制系统进行实时在线的控制管理,从而使整个系统运行优化,并且最大限度地节能。

本文从集中空调冷水侧基本自动控制系统角度出发,设计了两个上位机控制器,分别对供回水压差、以及压差和冷水供水温度同时进行实时优化,并分析比较了它们对系统控制稳定性和系统能耗的影响。

### 1 二次泵系统的上位机控制器

目前公认冷水侧采用二次变频泵系统时运行

费最省。常规的控制方式(下称方式1)是固定冷水供水温度设定值,同时确定最不利用户端供回水干管压差的设定值,然后根据实测的该点压差与设定值之间的关系调整二次泵转速,使该处压差始终维持于设定值,这样做可以满足用户要求,但并非最节能。因此先进的空调系统中应该具有较好控

☆ 孟华,女,1968年8月生,博士,副教授  
200092 上海市赤峰路67#同济大学南校区楼宇设备工程  
与管理系

(021) 66052687

E-mail: mengh@mail.tongji.edu.cn

收稿日期:2003-12-26

修回日期:2004-05-17

制功能的二次泵上位机控制器,依靠计算机系统实时监测所有用户的工作状况,同时给出不同时段的最优冷水流量控制(下称方式2)。

### 1.1 控制逻辑

假设允许有  $N$  个表冷器的水阀一直处于全开状态,在其余阀门中,最大开度  $D_{max}$  要求等于  $L$ ,为保证控制稳定性,取极限值  $L$  为某极限域 ( $L_{dw}, L_{up}$ ),令:

$$\left. \begin{aligned} L_{dw} &= L - \frac{DB}{2} \\ L_{up} &= L + \frac{DB}{2} \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

式中  $DB$  为温度控制器的灵敏度,极限域的约束条件为  $0 < L_{dw} < L_{up} < 1$ 。其次,分别采用两个PID运算器计算供回水压差的优化设定值。为防止上位机输出变化过于频繁而造成控制振荡,设计了实际水阀开度调节的时间约束  $\delta$  当  $D_{max} > L_{up}$ 、且该要求超过  $\delta$  时间后,一个PID将产生作用而升高供回水压差控制的设定;而当  $D_{max} < L_{dw}$ 、且该要求超过  $\delta$  时间后,另一个PID将产生作用而降低供回水压差控制的设定。最后,考虑二次变频泵的调节范围,设定上位机控制器的输出值约束范围在 230 ~ 310 kPa。具体控制逻辑见图1。

表1 不同试验日的各控制变量设定值及设备运行模式

控制状况	夏季	春季	冬季
各下位机控制变量设定值			
AHU 出风温度/℃	13	13.5	14
冷却水供水温度与环境湿球温度之差/℃	4	3	2
冷水供水温度/℃	7	7.5	8.5
AHU 供回水压差固定设定值/kPa	300	285	270
各设备运行模式	旁通管中反向流量在一定时间内超过一定量,增开1台;在一定时间内比当前时刻实际运行台数少开1台也能满足负荷要求,停开1台		
冷却塔风机	将PID控制器的连续型输出转换为风机的离散型风量输出,转换原则为:当1台风机满负荷运行后,再开启另1台;当1台风机停运后,再降低另1台风量与制冷机联动		
冷却泵、一次泵	AHU 供回水压差在一定时间内低于设定值且其控制器输出为最大,增开1台;当前时刻的控制器输出与刚增开1台时刻的控制器输出相比较,若前者在一定时间内低于后者一定量,则停开1台		
二次泵			

图2,3分别给出了在不同试验日里优化前后的表冷器水阀开度对比和AHU供回水压差对比。从仿真结果可以看出,在三个试验日的8:00~18:00空调运行时间内,当固定供回水压差设定值时,表冷器水阀开度最低达到0.7(夏季),甚至接近0.5(冬季);而当使用上位机控制器进行实时优化控制后,水阀开度基本都能保持在0.9~0.99的准全开状态,同时上位机控制器输出的供回水压差设定值也比固定设定值时减小,并能随水阀开度的

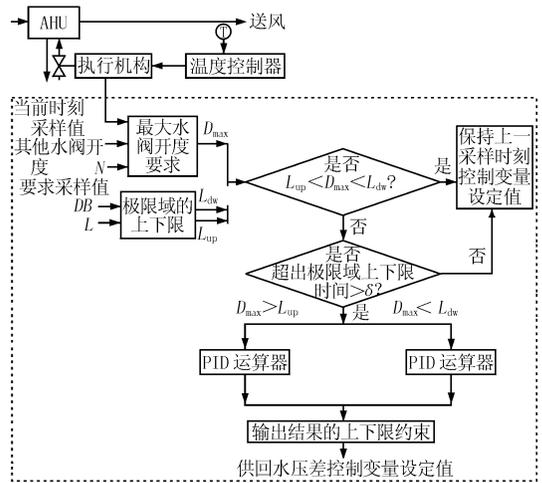


图1 二级泵系统上位机控制器的控制逻辑示意图

### 1.2 仿真试验

将该上位机控制器编制成程序,并照TRNSYS要求接入数字仿真器中<sup>[1]</sup>进行仿真试验。分别选择香港地区夏季、春季、冬季三个季节的典型试验日,将实测负荷输入仿真器。

空调运行时间为6:00~20:00,二次泵系统中最不利AHU供回水压差由上位机控制器实时设定,其他各下位机控制器的设定值及各设备运行模式在不同试验日的情况见表1。

要求而实时变化、且变化范围在输出约束范围内。由此可见,该上位机控制器具有可实施性。

为考察使用上位机进行实时控制后制冷机和冷水泵的能耗情况,分别以三个试验日为例,将其与固定设定值时的相应能耗进行比较,结果见表2。从表2可以看出,当对供回水压差进行实时优化后,二次泵能耗具有较大幅度的降低,在三个试验日里分别比固定设定值时节能5.86%,9.25%和11.14%,这主要由于原来损失于水阀上的能量

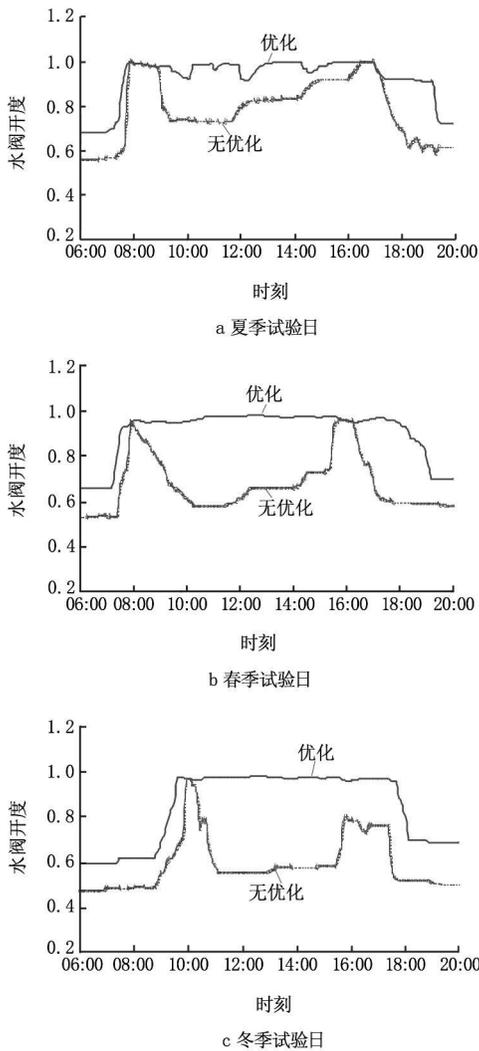


图2 不同试验日优化前后水阀开度对比

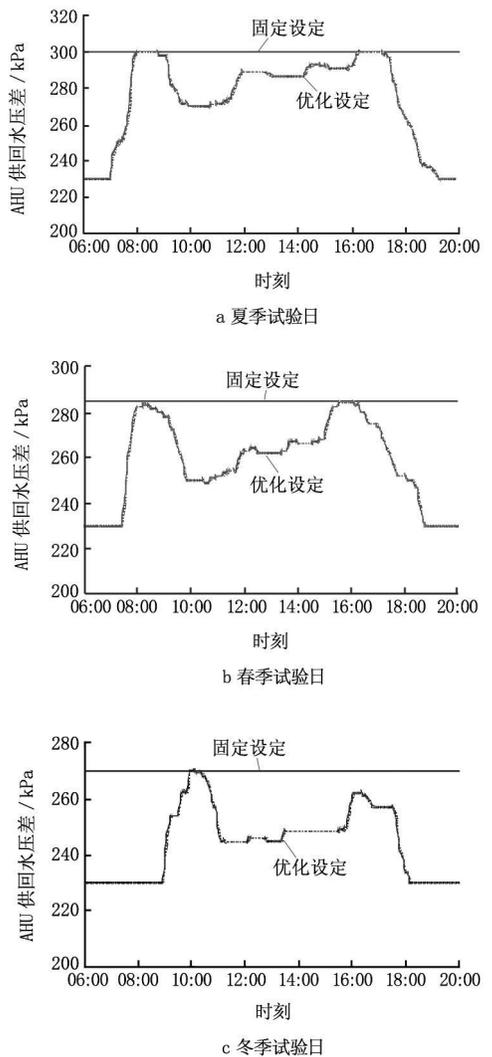


图3 不同试验日优化前后供回水压差对比

表 2 采用不同控制方式的能耗比较

		二次泵能耗 /GJ	节能率 /%	制冷机能耗 /GJ	节能率 /%	总能耗 /GJ	节能率 /%
夏季	方式 1	26.96		98.00		124.96	
	方式 2	25.38	5.86	98.02	-0.02	123.40	1.25
	方式 3	25.75	4.49	96.11	1.93	121.86	2.48
春季	方式 1	16.65		78.94		95.59	
	方式 2	15.11	9.25	78.91	0.04	94.02	1.64
	方式 3	15.32	7.99	75.96	3.78	91.28	4.51
冬季	方式 1	10.41		45.59		56.00	
	方式 2	9.25	11.14	45.57	0.04	54.82	2.11
	方式 3	9.50	8.74	43.36	4.89	52.86	5.61

被节约了；当然，由于制冷机能耗基本没有变化，使得总能耗在三个试验日分别减少 1.25%，1.55% 和 2.11%。由此可见，该上位机控制器的实施虽然对制冷机能耗基本没有影响，但能使二次泵能耗显著降低。

但是，从图 2, 3 也可以看出，在 8:00 之前和 18:00 以后，虽然 AHU 供回水压差设定值已经达

到最低值 230 kPa，但水阀开度还是较小，夏季接近 0.7，冬季刚刚高于 0.6，这主要是由于每天这段时间的空调负荷较小，当使用表 1 的运行状态时，已经超出二次泵上位机控制器的控制范围，因此尽管其输出值已经最小，但仍无法使水阀开到最大，从而造成一定的能耗。要改善这种状况，应采取如调整冷水供水温度等措施，以达到最节能的控制效

果。  
 2 具有变速泵的冷水供水系统的上位机控制器 (下称方式3)

在一般空调运行的工况范围内, Braun 证明了最优的冷水供水温度主要受相对负荷和湿球温度影响<sup>[2]</sup>, 根据这个思路可设计冷水供水系统的上位机控制器。

在具有二次变速泵的冷水供水控制回路中, 最优冷水供水温度可表示为

$$t_{ch} = t_{a\ w\ b} - \Gamma(t_{a\ w\ b\ d} - t_{ch\ d}) \quad (2)$$

$$\Gamma = 1 - \beta_{ch}(PLR_{ch, cap} - PLR) \quad (3)$$

式(2), (3)中  $t_{ch}$  为冷水供水温度最优值;  $t_{a\ w\ b}$  为表冷器入口空气湿球温度; 下标 d 表示设计状况;  $\Gamma$  为量纲一温差;  $\beta_{ch}$  为斜率;  $PLR$  为部分负荷率, 等于空调负荷与制冷机总出力之比;  $PLR_{ch, cap}$  为  $\Gamma=1$  时的部分负荷率。

上述方程中的参数  $PLR_{ch, cap}$  和  $\beta_{ch}$  可根据设计工况下的制冷机能耗、冷水泵能耗、敏感系数(冷水温度每降低 1 °C 时制冷机能耗所增加的百分数)来确定。

### 2.1 控制逻辑

每经过一个采样周期  $\Delta\tau_1$ , 首先按照 1.1 节的控制逻辑进行 AHU 供回水压差  $\Delta p_{set}$  的优化设定; 每经过一个采样周期  $\Delta\tau_2$ , 则考察所有的水阀开度  $S$  及 AHU 出风温度  $t_{sup}$ , 若某水阀已经处于全开状态  $S_{max}$ 、但其 AHU 出风温度仍然比要求的设定值  $t_{sup, set}$  低  $\Delta t_1$ , 并且这种现象持续的时间超过时间约束  $\delta$  则将当前时刻的冷水供水温度降低  $\Delta t_2$ ; 否则, 若所有水阀中没有处于全开状态的且其 AHU 出风温度都能达到设定要求, 则采集当前时刻表冷器入口空气湿球温度、确定空调负荷  $F$ , 并计算下一时刻的最优冷水供水温度  $t_{opt}$ , 同时将当前时刻的冷水供水温度朝着预测的最优值方向升高或降低一定量  $\Delta t_3$ 。考虑冷水供水温度的变化要求, 取上位机控制器的输出值约束范围在 5 ~ 10 °C。在这两个变量优化设定控制中, 令压差设定具有较小的采样周期, 即  $\Delta\tau_2$  为  $\Delta\tau_1$  的 2 ~ 3 倍。具体控制逻辑见图 4。

### 2.2 仿真试验

同样将该上位机控制器编制成程序, 并接入数字仿真器进行仿真试验, 试验时供回水压差和冷水供水温度由上位机控制器实时控制, 其他各下位机

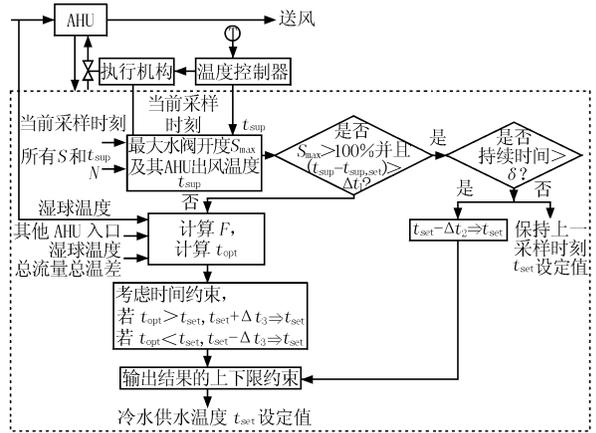


图 4 具有变速泵的冷水供水系统上位机控制器的控制逻辑示意图

控制器的设定值及各设备运行模式同前。

图 5 给出了采用上位机进行实时控制后, 在三个不同试验日里冷水供水温度和 AHU 供回水压

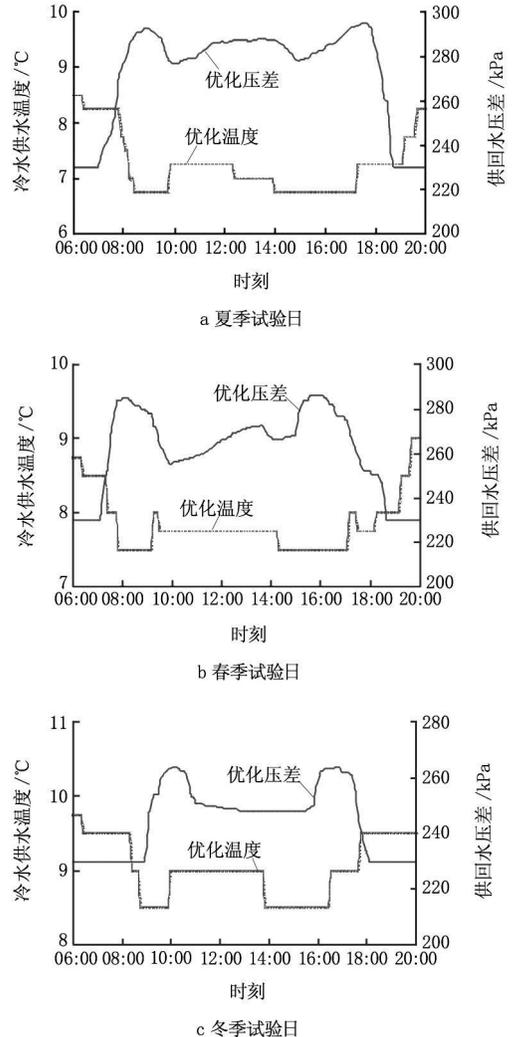


图 5 不同试验日控制变量优化设定随时间的变化

差设定的变化。从这些仿真结果可以看出,就一天内而言,在每日 8:00~18:00 时段空调负荷相对较大,冷水供水温度相对较低,而在 8:00 之前和 18:00 以后负荷相对较小,冷水供水温度相对高些;就季节而言,夏季由于空调总负荷相对较大,因此供水温度低些,在 6.8~8.5 °C 之间变化,而冬季由于空调负荷相对较小,因此供水温度高些,在 8.5~9.8 °C 之间变化,春季居中。AHU 供回水压差的设定则在每日负荷较大的时段相对较高,而在日负荷相对较小的时段达到控制器输出的约束下限值;在不同季节则呈现出夏季压差设定较高、春季次之、冬季最低的现象。这三种不同方式的仿真结果说明,该上位机控制器能够随负荷变化而实时地改变被控变量的设定,控制器输出都在约束要求范围内且设定的控制也比较稳定。

图 6 显示了在三个不同试验日内采用上位机

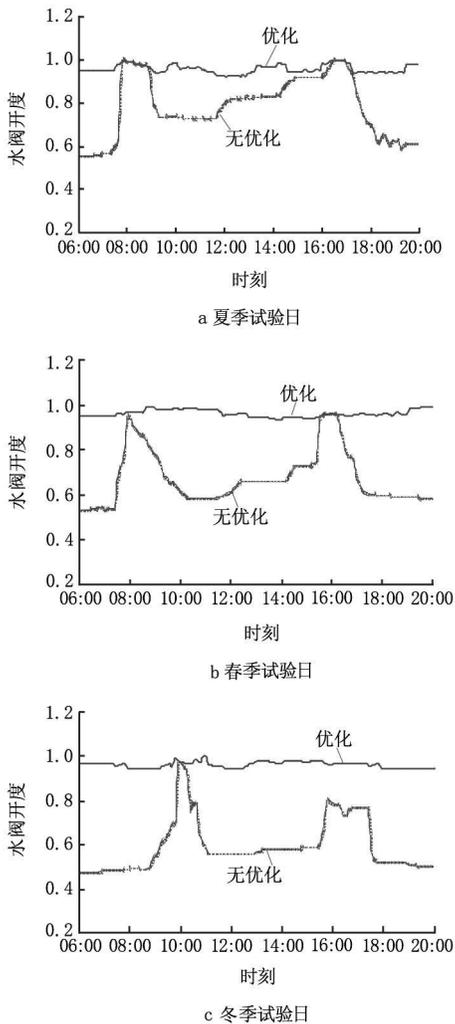


图 6 不同试验日优化前后水阀开度对比

进行实时控制前后的水阀开度对比,可以看出,采用优化设定后的水阀基本都能保持在准全开状态,与控制方式 1 相比,可以减少二次泵消耗于水阀上的能量。同时还可以看出,在 1.2 节中使用二次泵系统的上位机控制器进行控制时,在每日空调负荷相对较小的早晚时段内,尽管压差设定已经达到控制器输出的约束下限,但水阀开度仍然较小;而当采用本节的上位机控制器进行实时控制后,这种二次泵上位机超调现象得以消除,这是由于当压差设定已经达到最小但仍然不能满足过小的负荷要求时,通过提高冷水供水温度可以使 AHU 水阀开度进一步加大。由此可见,本节的上位机控制器能够更好地满足要求。

以夏季为例,图 7 给出了在使用该上位机进行实时控制后系统中其他控制变量的稳定性状

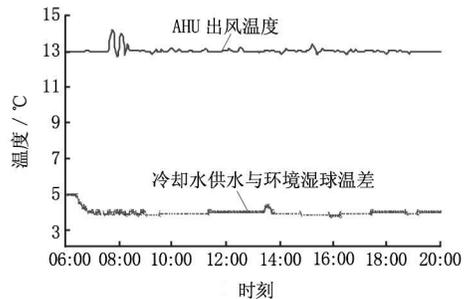


图 7 夏季各控制变量的控制稳定性

况。从仿真控制结果来看,冷水侧的 AHU 出风温度以及冷却水侧的温差都能基本上保持平稳状态,在春冬两季也有同样的结果。这说明该上位机控制器不会影响其他下位机控制回路的控制稳定性。

为考察使用该控制器进行控制后制冷机和冷水泵的能耗情况,在三个试验日内,分别针对方式 1, 2, 3 进行仿真计算,能耗对比见表 2。从仿真计算结果可以看出,对冷水供水温度和供回水压差同时进行优化,与固定设定值和只对压差进行优化相比较,方式 3 比方式 1, 2 制冷机能耗具有一程度的降低,并且降低的比例在冬季最大,夏季最小,这主要由于控制方式 3 的供水温度比前两种相对升高;但就二次泵能耗而言,控制方式 2, 3 都比方式 1 小,但方式 3 比方式 2 大,这是冷水温度升高的结果。从制冷机和二次泵总能耗来看,控制方式 3 最具优越性,在三个试验日里比方式 1 分别节能

(下转第 136 页)

c) 风机盘管与水管的连接采用一小段铜管双头铜活接头,实践证明这种方式具有使用寿命长、维护方便的特点,优于国内工程中大量采用的橡胶活接头。

d) 风机盘管等末端设备,特别是采用比例积分调节变水流量单元控制的风机盘管电动阀处容易被异物堵塞,且风机盘管内管壁也容易结垢,实践证明利用系统水压反冲风机盘管可以达到良好效果。

3.3.3 合理制定各区域温度控制标准并定期检查,达到既满足客人舒适性要求又节能的目的。

3.3.4 建立设备运行时间表制度,并根据空调场所营业情况、天气变化趋势及时进行调整,通过控制管理系统自动定时运行空调设备实现经济运行管理。

3.3.5 有针对性地对系统进行改造。由于设计不周或使用场所用途变更或随着技术的发展,建筑物的空调通风系统总可能存在不完善之处,在对系统调试和试运行一段时间后,通过经济技术分析进行一些有针对性的节能改造工作很有必要。

a) 变频调速技术的应用。变频调速技术可应用于冷水泵、冷却水泵、冷却塔风机、通风系统风机及风柜等设备,但笔者认为并不是所有设备加装变频器都能节能,应分析系统和设备是否有节能潜力,还应对设备投资进行综合经济分析。笔者认为风柜、风机盘管等末端设备采用比例调节变水流量单元控制和水泵调速恒压控制相结合应用是目前较节能的水系统控制方式。

b) 客房卫生间排风冷量的利用。可以采用换热设备回收冷量;也可以二次利用排风冷量,如客

房卫生间排风二次用于电梯机房降温等。

c) 过渡季节新风冷量的利用以解决内区负荷问题。可以根据具体情况采取具体措施,如增加单独的新风系统、采用双速新风机增加过渡季节新风量等。

d) 消化进口设备有关技术资料,了解国内外空调设备发展情况,积极寻找国产设备配件。如风机盘管电机等国产配件质量已经相当可靠,替代进口产品可以节约资金。

3.3.6 南向房间、内区局部负荷的对策和过渡季节减少客人投诉的措施。过渡季节客人对空调舒适性的投诉一直是星级酒店一大难题,笔者认为可以从以下几个方面采取措施减少投诉并节约能源。

a) 南向窗户采用双层遮阳帘,以减少太阳辐射热。

b) 局部采用独立空调系统。

c) 设置独立新风系统,利用室外新风冷量。

d) 采用双速新风机,过渡季和冬季加大新风量,利用新风冷量,解决南向房间及内区局部负荷。

e) 在宴会厅等场所设置挂衣架,提供挂衣服务,解决因着装因素引起的客人投诉。

f) 在客房内增加毛毯,以适应不同体质客人的需求。

#### 参考文献

- (英)克鲁姆 D J, 罗伯茨 B M, 著. 建筑物空气调节与通风. 陈在康, 尹业良, 陆龙文, 等, 译. 北京: 中国建筑工业出版社, 1982
- GB 50243—2002 通风与空调工程施工质量验收规范

(上接第 100 页)

2.48%, 4.51% 和 5.61%, 比方式 2 分别节能 1.25%, 2.91% 和 3.58%。由此可见,采用具有变速泵的冷水供水系统上位机控制器可使冷水侧总能耗有一定程度的降低,这是由于其在同时考虑制冷机和冷水泵能耗基础上对两个控制变量同时进行实时优化的结果。

#### 3 结语

本文从集中空调冷水侧基本自动控制系统角度出发,设计了两个上位机控制器,分别对供回水压差、以及压差和冷水供水温度同时进行实时优

化,旨在分析它们对系统控制稳定性和系统能耗的影响。通过仿真试验结果可以看出,综合考虑制冷机和二级泵系统的上位机控制器具有较好的可实施性,能够在保证系统运行稳定的前提下减少冷水侧总能耗。

#### 参考文献

- 孟华, 龙惟定, 王盛卫. 以 TRNSYS 为平台的集中空调水系统数字仿真器的建立. 暖通空调, 2005, 35(3)
- Braun J E, Klein S A, Mitchell J W, et al. Applications of optimal control to chilled water systems without storage. In: ASHRAE Trans. 1989, 95(1)