

最小焓差在空调节能控制系统中的应用及仿真

燕飞, 梁毅, 韩宁

(北京林业大学 工学院, 北京 100083)

摘要:在空气调节过程中不仅需要考虑房间内人员的舒适性需求,同时还需考虑如何节省能源。基于焓值理论将最小焓差算法与风阀开度调节过程相结合,使得进入空气处理单元前的空气更加接近舒适区域,然后基于质量及能量守恒理论推导出空气混合过程的数学模型,最后利用SIMULINK建立了空调系统仿真模型,并对所提控制策略从节能效果与舒适性能指标2个方面进行仿真验证。仿真结果表明最小焓差+PID策略联合控制的空调系统不仅能够获得更佳的空气舒适状态而且系统耗能更少。

关键词:最小焓差;空气调节;节能;PMV

中图分类号:TU831.3 **文献标志码:**A **文章编号:**1674-4764(2010)05-0065-06

Application and Simulation of HVAC Energy-saving Control System by Least Enthalpy Difference

YAN Fei, LIANG Yi, HAN Ning

(School of Technology, Beijing Forestry University, Beijing 100083, P. R. China)

Abstract: In the process of air-conditioning, not only the thermal comfort but also energy saving should be considered. A method, which combines a least enthalpy difference(LED) and mixing air ratio based on the theory of enthalpy, can help to approach to comfortable zone for the air before coming into air handling unit(AHU). Then several mathematic equations of mixing process were derived based on laws of conservation of mass and energy. Eventually, the models of HVAC were established under SIMULINK environment. And the control strategies are validated in the aspects of improving comfortable effect and saving energy. It is found that LED-based PID controller can achieve the requirements of better thermal comfort and energy efficiency.

Key words: least enthalpy difference; air conditioning; energy saving; PMV

随着科技的迅猛发展,能源在工业生产与民用生活中消耗量日益增大,最终必将出现能源枯竭的现象^[1]。人们日常生活或工作所处的建筑物环境是耗能大户,其中暖通空调能耗占建筑物总能耗的60%~70%。当前很多建筑物内的空调系统运行效率偏低,耗费了大量能源。其原因在于传统的温、湿度控制在建筑物内的空气调节系统中分属不同子系统,温度与湿度控制分别进行;同时在大部分正在运

行的空调系统中仅使用定值温度控制,控制系统中的温度设定值很多时候无法让室内人员感到舒适,因为该方法并未考虑到房间内人员舒适性以及空调机组的能耗节省。

针对以上问题,相关研究人员对空调系统控制算法进行了一系列深入的研究。Jiangjiang Wang等人采用神经网络与PID联合控制的方法,弥补了传统PID对空调系统响应速度缓慢的缺点,并通过

收稿日期:2009-12-02

基金项目:中央高校基本科研业务费专项资金资助项目(BLYX200908)

作者简介:燕飞(1975-),男,博士,副教授,主要从事智能控制理论及其应用研究,(E-mail)yanfei@bjfu.edu.cn。

仿真验证了 CMAC-PID 控制器比传统 PID 控制器具有更好的稳定性以及抗干扰能力^[2]。刘静纨等人以 VAV 系统为被控对象,利用模糊理论在线对控制器 PID 参数进行校正,可满足不同时刻偏差和偏差变化率对 PID 参数自整定要求,从而达到良好的节能控制效果^[3]。徐晓宁基于热舒适图的空调新风控制模式及实现方法进行研究,设计出相应的控制器,将室外空气参数引入室内空气调节过程实现运行节能^[4]。Xiaoli Hao 等人根据 HVAC 系统中各子系统特点,将除湿系统、通风系统、制冷系统综合起来对房间进行控制,仿真结果表明复合系统比常规全空气系统的能耗降低约 8%,同时房间内舒适性指标(IAQ)更佳^[5]。Chi-Min 等人将最小焓差与模糊控制相结合并将其应用在空调系统末端,实验验证结果表明采用 LEE 的模糊 PID 控制器对室外温度变化的抗干扰能力变强并且房间舒适度更高^[6]。综合以上研究内容,很多针对加热器、表冷器、除湿器进行智能控制方法的研究与改进,却很少有针对新风系统控制策略的研究,而新风量引入的多少与系统能耗将直接相关。

该文基于最小焓差的概念,将最小焓差控制算法应用于空调系统新风阀开度控制及温度设定值搜索过程中,根据室外与室内空气状态对新回风比例进行实时调节,同时在焓湿图上动态搜寻室内干球温度最佳设定值。采用最小焓差+PID 联合控制的空调系统能获得较好的舒适性能以及节能效果。

1 最小焓差计算及舒适区域划分

1.1 最小焓差

焓值是衡量空气热量的方式,可分为干空气焓值与水蒸气焓值之和^[6]。干空气焓值只与干球温度相关,水蒸气焓值与绝对湿度和干空气温度都有关。

$$h = h_a + W \times h_g \\ = 1.006 \times t + W \times (2501 + 1.805 \times t) \quad (1)$$

式中, h 为空气焓值, kJ/kg; h_a 为干空气焓值; h_g 为水蒸气焓值; t 为干球温度, °C; W 为绝对湿度, kg/kg。事实上,焓值变化能够直接体现室内空气热量变化。当忽略扰动因素时,空调系统所耗费能量多少与室内空气热量变化(焓值差)大小成正比。因此仅从节省能源角度而言,减小室内空气焓值的变化能够减轻空调系统负荷。

为使室内空气状态得以改善,空调系统将经过处理的空气送入室内,并与室内空气不断混合来逐渐使室内空气状态靠近舒适区域。而如何使空气状态通过调节达到期望舒适度,同时又能使空调系统

耗能尽可能小是空调系统节能研究的一个目的。最小焓差对空调系统改进的方法是在舒适区域内找到一个状态点,使得将室内空气调整到这个状态点上焓值改变最小,这样能够同时兼顾节能与保证房间舒适性。

上面所提焓值差不能直接由 2 个不同空气状态的焓值相减所得,而应通过相应公式进行计算。由于对于空调系统来说,加热、制冷、加湿、去湿均需耗费能源^[7]。若直接用焓值相减可能出现潜热改变量与显热改变量正负抵消情况从而无法正确反映空调所消耗能量,应分别计算显热与潜热改变量的绝对值再相加。其中显热变化对应空调系统进行制冷或加热所消耗的能量,潜热变化对应空调系统加湿或去湿所消耗的能量。以这种方式计算的焓值差来衡量空调系统所耗费能源相对合理。根据上面论述,式(2)中 dh 为空气变化导致的焓值差,式中 t_M 、 t_E 分别为空气在状态 M 与状态 E 的干球温度, °C。 W_M 和 W_E 分别为空气在状态 M 与状态 E 的绝对湿度, kg/kg。

$$dh = 1.006 | t_M - t_E | + 1.805 | t_M W_M - t_E W_E | + 2501 | W_M - W_E | \quad (2)$$

1.2 舒适性能评价和有效温度

除节能外,如何保证房间内人员舒适性是衡量空调系统有效与否的一项重要指标。根据 ASHRAE 55-1992 标准^[8-9],房间舒适性指标综合了许多环境因素,其中包括房间内空气流动速度、室内人员衣着、干球温度等。其中对于空调系统来说能够直接影响房间舒适度的因素只有干球温度与相对湿度。而房间有效温度(ET, Effective Temperature)综合了干球温度和相对湿度。当室内相对湿度偏低时,即使干球温度适当升高,人们往往不感觉热;同样,当室内相对湿度偏高时,即使干球温度降低一些,很多人仍会感到不适。可以看出,较低的相对湿度能够弥补偏高干球温度对室内焓值产生的变化及对舒适度产生的影响^[10]。因此,相对于干球温度,有效温度更能反映室内人员的舒适感觉。

在控制过程中,若仅采用温度控制,偏高或偏低的相对湿度都将导致舒适性能指标无法达到满意数值。在这种情况下,空气调节过程中很多能源会被浪费掉。当引入有效温度这一概念后,可根据房间的具体温度和湿度数值,在焓湿图上找到当前室内空气状态点。并方便计算这个状态点处于哪条有效温度线上,以便于找到将当前空气状态控制到最佳舒适线(或区域)的策略。根据 ASHRAE 标准^[9]:人们普遍能接受的有效温度线为 23 ET 到 26 ET

之间,其中 24.5 ET 为最佳有效温度线。在这条线上,干球温度变化范围近似为 24.2~25.1℃,相应的相对湿度变化范围为 60%~30%。

图 1 是在焓湿图上绘制出 24.5 ET 线。横轴为干球温度,℃;纵轴为绝对湿度,g/kg。图中 A、B 点分别为 24.5 ET 线的 2 个端点。在 A、B 2 点连线上的空气状态点均为最舒适状态点,也就是说在这条线上的所有状态点大部分人们感觉都非常舒适。

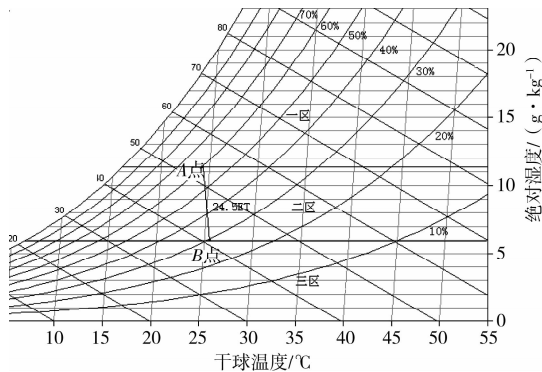


图 1 24.5 有效温度线

1.3 舒适度区域的划分

要想减小空气焓差来实现节能控制目的,需要分析焓差公式中起主要影响作用的变量。从式(1)可以看出,绝对湿度差在焓差计算里起到决定性作用。因此要想将室内空气状态调整到舒适区域线上(如上面提到的 24.5 ET 线),需要根据室内绝对湿度与舒适区域内绝对湿度的关系进行分类计算。例如,当前空气状态处于夏季工况即房间内空气绝对湿度高于 A 点绝对湿度(11.2 g/kg),则将其调整到 A 点附近不仅能够保证舒适度也能保证调整的焓差最小;类似地,若当前空气状态处于冬季工况,即室内空气绝对湿度低于 B 点(5.8 g/kg),则将其调整到 B 点最为合适。而上述 2 种控制策略所遵循的计算公式不同,期望控制目标也不同。因此需要根据绝对湿度大小将焓湿图划分为 3 个不同区域,即每个区域有自己的最小焓差计算公式、控制策略和控制目标。过 A、B 2 点做 2 条平行于干球温度线的直线,将焓湿图分为 3 个区域。A 点上为一区,A、B 2 点间为二区,B 点下为三区。

若房间空气状态处于一区,根据公式 2 可看出,在保证舒适度前提下,空调系统将空气状态调整到 A 点焓差值将最小。类似地房间空气状态处于三区时,调整到 B 点焓差值最小。当室内空气状态在二区时,由于在舒适有效温度线上总能找到一点使得该点的绝对湿度与当前空气状态点的绝对湿度相同,则只需将温度调整到最舒适有效温度线上即可。

2 基于最小焓差算法的空调系统控制策略

2.1 最小焓差在混风过程中的应用

在空调控制过程中,风阀开度控制回风与新风的混合比。2 股空气按照一定比例混合后被送入表冷器等空气处理设备(AHU)中进行处理。但现有大部分空气调节系统中只是将新风阀和回风阀的开度调节到固定数值上,即新风与回风按照固定比例混合,然后再进行温度及湿度调节。这种做法存在一定缺陷:随着室外空气状态不断变化,混合比例有可能需要改变,而固定风阀比例会导致许多含有可利用能源的空气随着排风浪费掉或没有充分利用到室外空气焓值。现在部分空调系统利用比较焓值方法来改变风阀开度,但也仅限于比较室内、室外空气焓值来判断选用最大新风量或最小新风量来调整风阀开度,这种方法尽管有所改进但仍无法充分利用室外空气焓值。

引入最小焓差算法的目的是为提高新风焓值利用率,根据室内与室外空气状态进行最佳混风比例调整。这个比例能够保证混合空气在焓湿图上更加接近舒适区域(如 1.2 中所讨论 24.5 ET 有效温度线),这样将会减小表冷器等设备的负荷。并且同时能够计算出期望干球温度和期望相对湿度作为下一步闭环控制的设定输入。在控制过程中通过最小焓差计算出的期望温度和湿度比人为凭感觉设定更加符合舒适度要求。

2.2 空气混合数学模型

在最小焓差算法中,最重要的一部分是判断混合后空气的状态是否能够靠近舒适区域。这里混合后空气状态点为焓湿图上新风与回风空气状态点连线上某点,这条连线被其分为 2 段,2 段直线长度比例与混合空气质量比例成反比。而混合比例能够确定该比例点在直线上的具体位置。混风过程遵循能量守恒与质量守恒公式^[11]。

$$\begin{cases} M_{a,out} = M_{a1,in} + M_{a2,in} \\ W_{a,out} = \frac{M_{a1,in} \times M_{a1,in} + M_{a2,in} \times M_{a2,in}}{M_{a,out}} \\ h_{a,out} = \frac{M_{a1,in} \times h_{a1,in} + M_{a2,in} \times M_{a2,in}}{M_{a,out}} \end{cases} \quad (3)$$

式中, $M_{a,out}$ 为送入室内空气的总量; $M_{a1,in}$ 为回风量; $M_{a2,in}$ 为新风量; W 为绝对湿度,kg/kg; h 为焓值,kJ/kg。式(3)给出了混合空气绝对湿度计算公式,并未给出混合空气干球温度计算公式。下面列出混合空气干球温度公式的推导。

$$\text{由于 } \frac{1.805\Delta T \times \Delta W \times M_{a1,in} \times M_{a2,in}}{M_{a,out}^2} \approx 0 \quad (4)$$

$$\text{可得: } \frac{W_{a1,in} T_{a2,in} + W_{a2,in} T_{a1,in}}{M_{a,out}^2} \approx \frac{W_{a1,in} T_{a1,in} + W_{a2,in} T_{a2,in}}{M_{a,out}^2} \quad (5)$$

则:

$$\frac{M_{a1,in} W_{a1,in} T_{a1,in}}{M_{a,out}} + \frac{M_{a2,in} W_{a2,in} T_{a2,in}}{M_{a,out}} \approx W_{a,out} \times \frac{M_{a1,in} T_{a1,in} + M_{a2,in} T_{a2,in}}{M_{a,out}} \quad (6)$$

由式(1)与式(3)综合可得混合后空气的焓值:

$$h_{a,out} = 1.006 T_{a,out} + 1.805 W_{a,out} T_{a,out} + 2.501 W_{a,out} = \frac{M_{a1,in}}{M_{a,out}} h_{a1,in} + \frac{M_{a2,in}}{M_{a,out}} h_{a2,in} = 1.006 \frac{M_{a1,in} T_{a1,in} + M_{a2,in} T_{a2,in}}{M_{a,out}} + 1.805 W_{a,out} \cdot \frac{M_{a1,in} T_{a1,in} + M_{a2,in} T_{a2,in}}{M_{a,out}} + 2.501 W_{a,out} \quad (7)$$

最后能够推导出混合后空气干球温度 $T_{a,out}$ 为:

$$T_{a,out} = \frac{M_{a1,in} \times T_{a1,in} + M_{a2,in} \times T_{a2,in}}{M_{a,out}} \quad (8)$$

将式(3)与式(8)综合能够得出空气混合的数学模型为:

$$\begin{cases} T_{a,out} = \frac{M_{a1,in} \times T_{a1,in} + M_{a2,in} \times T_{a2,in}}{M_{a,out}} \\ W_{a,out} = \frac{M_{a1,in} \times W_{a1,in} + M_{a2,in} \times W_{a2,in}}{M_{a,out}} \end{cases} \quad (9)$$

2.3 最小焓差控制策略

最小焓差算法需要将每一时刻室内与室外空气干球温度与相对湿度数据输入。首先计算按最小新风比混合后的空气状态和混合后空气与舒适区域空气间的焓差,然后将新风比例提高后再次计算直至

计算到最大新风比为止。在这个过程中,每次计算出焓差都与当前最小焓差进行比较,如果小于当前最小焓差就保存为当前最小焓差,这样最终将会找到整体最小焓差值及相应混合比例,这个比例就是最佳混风比例,其计算流程如图 2 所示。

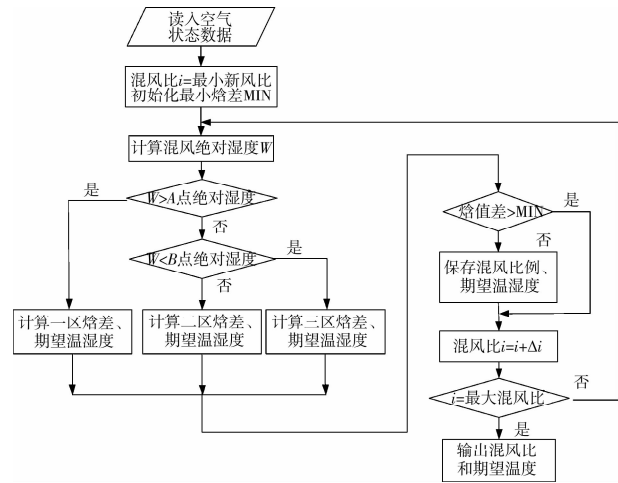


图 2 最小焓差计算流程图

3 仿真设计及结果分析

为验证最小焓差算法对提高房间内空气的舒适性和节能效果,需要在 SIMULINK 中分别对固定风阀+PID 与最小焓差+PID 进行仿真以便比较。空调系统建模包括房间模块、表冷器模块、混风模块、最小焓差模块等。其中房间、表冷器、PID 控制器等数学模型的建立均可参考相应文献^[12,14]。最小焓差计算模块和混风过程模型建立可参考 2.2 以及 2.3。

3.1 仿真条件

室外空气状态变化是设计空调系统过程中必须考虑的因素^[15],记录情况如表 1 所示。

当空调控制系统建立完成后,房间风量,表冷器冷水温度等一些参数如表 2 所示。

表 1 仿真环境部分参数表

记录时间	记录内容	天气状况	记录地点	采样间隔/min
2009年8月23日至2009年8月24日	干球温度、相对湿度	晴朗	海淀区中关村	3

表 2 空调系统部分参数表

空调系统	控制方式	风量/(kg·s ⁻¹)	表冷器冷水温度/°C	期望干球温度/°C	房间面积/m ²	风阀开度/%
定风量	PID	0.35	8	24	20	20

3.2 结果分析

将固定混风比例+PID 空调控制系统与最小焓差混风控制+PID 控制系统在 SIMULINK 环境下分别进行数学仿真,其仿真结果如图 3 和图 4 所示。

图 3 为干球温度变化趋势,图中虚线是固定风阀比例+PID 空调控制的房间干球温度变化曲线,实线为最小焓差+PID 空调系统控制的房间干球温度变化曲线。可见引入最小焓差的控制系统比固定风阀

比例控制系统的房间温度上升约 1°C 。图4为房间内相对湿度曲线,虚线是PID控制下房间的相对湿度变化曲线;实线是最小焓差+PID空调系统控制的相对湿度曲线。从图中可以看出,最小焓差+PID控制的相对湿度比固定风阀+PID控制的相对湿度下降约10%。尽管固定风阀+PID能够更有效的把房间温度控制在 24°C ,但是最小焓差控制的室内空气状态更加舒适。

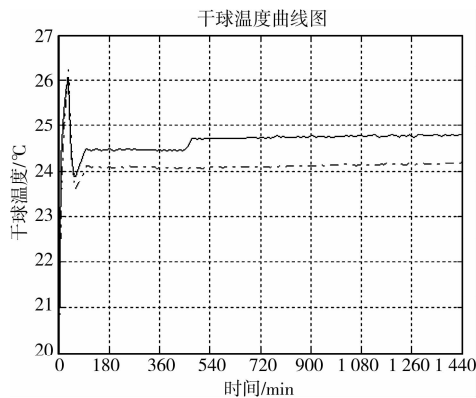


图3 房间内干球温度曲线图

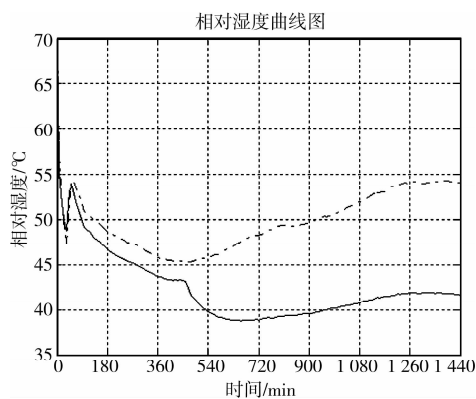


图4 房间内相对湿度曲线图

PMV综合了许多环境指标,一般来说PMV介于 ± 0.5 之间表示室内空气舒适^[16]。但是其越接近0表明空气状态越舒适^[17]。图5为分别对固定风阀控制系统和最小焓值差控制系统调节房间空气的PMV仿真。图中实线为最小焓差PID控制的房间内空气状态PMV变化趋势,虚线为改进前室内空气状态PMV变化趋势。可见最小焓差+PID控制的室内温度的PMV曲线更接近 $\text{PMV}=0$ 这条最舒适线。而尽管固定风阀+PID控制的室内PMV曲线也很接近 $\text{PMV}=0$ 这条舒适线但仍不如前者。而现在很多管理人员在夏天时设定空调温度有时还会低于 24°C ,这时不仅舒适度会更加偏离最佳舒适线,还会消耗多余的能源。

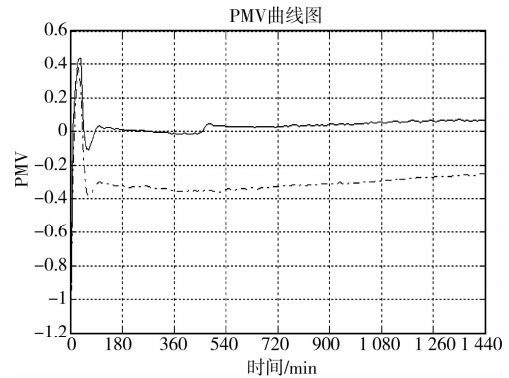


图5 PMV变化曲线图

随着当今世界能源消耗的日益增大,节约能源消耗对于空调系统来说意义重大^[18]。通过冷水量的消耗的变化能够衡量最小焓差改进的作用。图6为最小焓差+PID与固定风阀比例+PID的冷水用量累积图。图中虚线表示固定风阀比例+PID控制所消耗的冷水量积累,实线表示最小焓差+PID对冷水量的消耗积累,经计算得到最小焓差+PID控制过程中平均冷水流量为 380 g/s 、而固定风阀比例PID调节过程中平均冷水流量为 460 g/s 。可见就冷水消耗而言,改进后比改进前有一定程度减少。

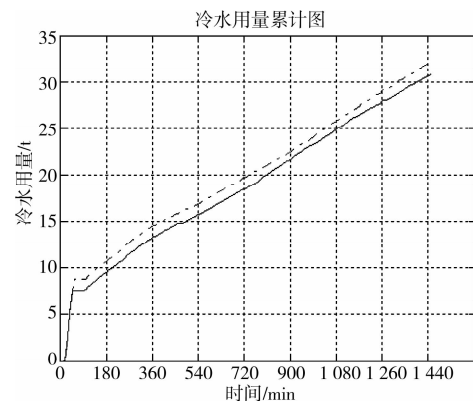


图6 冷水流量对比图

4 结论

室内空气状态变化导致空气焓差的改变,反映了空调系统能源消耗。在调节过程中如何在达到相同空气舒适度程度下耗能最小是空调系统节能改造的关键。文章将最小焓差计算与舒适性能计算相结合,运用到混风比例调节过程中,在保证空调节能的同时提高房间舒适性。并用MATLAB中的SIMULINK进行仿真,证明了其有效性。

参考文献:

- [1] 杜明明. 变风量空调系统的 Simulink 建模与仿真研究 [D]. 哈尔滨: 哈尔滨工业大学, 2006.

- [2] WANG JIANGJIANG, ZHANG CHUNFA, JING YOUYIN. Hybrid CMAC-PID controller in heating ventilating and air-conditioning system [C]// Proceedings of the 2007 International Conference on Mechatronics and Automation, 2007: 3706-3711.
- [3] 刘静纨,魏东,刘熙. 变风量空调系统温度模糊 PID 控制[J]. 土木建筑与环境工程,2009,31(4):98-102.
LIU JING-WAN, WEI DONG, LIU XI. Temperature fuzzy PID control for variable air volume system[J]. Journal of Civil, Architectural & Environmental Engineering, 2009,31(4):98-102.
- [4] 徐晓宁,丁云飞. 基于热舒适图的空调新风控制模式及实现方法研究[J]. 广州大学学报,2008,7(2):84-86.
XU XIAO-NING, DING YUN-FEI. Research on the control mode and realizing method for air-conditioner based on heat comfortable diagram [J]. Journal of Guangzhou University, 2008,7(2):84-86.
- [5] HAO XIAOLI, ZHANG GUOQIANG, CHEN YOUMING, et al. A combined system of chilled ceiling, displacement ventilation and desiccant dehumidification[J]. Building and Environment, 2007, 42(9): 3298-3308.
- [6] CHI-MIN CHU, TAI-LANG JONG, YUE-WEI HUANG. Thermal comfort control on multi-room fan coil unit system using LEE-based fuzzy logic [J]. Energy Conversion and Management, 2005,46(9/10): 1579-1593.
- [7] CHI-MIN CHU, TAI-LANG JONG, YUE-WEI HUANG. A direct load control of air-conditioning loads with thermal comfort control[C]//Proceedings of the 2005 Power Engineering Society General Meeting, 2005: 664-669.
- [8] FREIRE RZ, OLIVEIRA GHC, MENDES N. Predictive controllers for thermal comfort optimization and energy savings[J]. Energy and Buildings, 2008, 40 (7):1353-1365.
- [9] CHI-MIN CHU, TAI-LANG JONG, YUE-WEI HUANG. A study of thermal comfort control using least enthalpy estimator on HVAC system [C]// Proceedings of the 2005 American Control Conference, 2005: 3665-3670.
- [10] CHI-MIN CHU, TAI-LANG JONG. Enthalpy estimation for thermal comfort and energy saving in air conditioning system [J]. Energy Conversion and Management, 2008,49(6):1620-1628.
- [11] BARBOSA ROGERIO MARCOS, MENDES NATHAN. Combined simulation of central HVAC systems with a whole-building hygrothermal model[J]. Energy and Buildings, 2008, 40: 276-288.
- [12] RIEDERER P, MARCHIO D, VISIER J C. Room thermal modeling adapted to the test of HVAC control systems[J]. Building and Environment, 2002,37(8/9): 777-790.
- [13] 杨洪祥. 基于广义预测控制的变风量空调末端仿真与控制研究[D]. 北京:北京工业大学,2009.
- [14] 蓝政杰. 基于 Simulink 变风量空调系统变静压控制仿真[D]. 哈尔滨:哈尔滨工业大学,2007.
- [15] MEHMET AZMI AKTACIR, ORHAN BUEYUEKALACA, HUESAMETTIN BULUT, et al. Influence of different outdoor design conditions on design cooling load and design capacities of air conditioning equipments [J]. Energy Conversion & Management, 2008,49(6):1766-1773.
- [16] JUNG HO HUH, MICHAEL J, BRANDEMUEHL. Optimization of air-conditioning system operating strategies for hot and humid climates[J]. Energy and Buildings. 2008,40(7): 1202-1213.
- [17] 魏东,张明廉,支谨. 神经网络非线性预测优化控制及仿真研究[J]. 系统仿真学报,2005,17(3):697-725.
WEI DONG, ZHANG MING-LIAN, ZHI JIN. Artificial neural network-based nonlinear predictive optimal[J]. Journal of System Simulation, 2005, 17 (3):697-725.
- [18] PEREZLOMBARD LUIS, ORTIZ JOSE, POUT CHRISTINE. A review on buildings energy consumption information [J]. Energy and Buildings, 2008, 40(3): 394-398.

(编辑 胡英奎)