

空调系统中热湿处理过程的焓评价方法及应用

王 厉, 李念平

(湖南大学 土木工程学院, 长沙 410000)

摘 要:提出对热、湿处理过程进行单独焓评价的概念,并构建了相应评价指标。以某一次回风空调系统的典型夏季空气处理过程为例,在热力学极限意义上阐明了对热、湿处理进行单独焓评价的实施过程,计算结果表明该空气处理过程的显热焓效明显高于潜热焓效,潜热焓效低下的原因主要在于再热显热焓损和冷凝水焓损,因此从潜热焓效看,表冷器并不是一个节能的除湿设备,采用露点送风回热措施可以有效提高潜热焓效,结果表明在空调系统分析中采用热、湿独立焓评价可以更好地评价其焓利用表现并提出针对性措施。

关键词:焓;焓负荷;显热焓效;潜热焓效;空调系统

中图分类号:TU831.1 **文献标志码:**A **文章编号:**1674-4764(2011)02-0106-06

Method and Application of Independent Exergy Evaluation of Temperature and Humidity Control in HVAC Systems

WANG Li, LI Nian-ping

(College of Civil Engineering, Hunan University, Changsha 410000, P. R. China)

Abstract: The conception of independent exergy evaluation of temperature and humidity control in HVAC systems is proposed with the corresponding evaluation indexes presented. This type of evaluation process is illustrated in an air conditioning system with primary return air from the view of thermodynamics. The results show that exergy efficiency of sensible heat is larger than that of latent heat. The reason lies in the fact that the destructions in reheat process and condensed water are very serious. It is concluded that the surface air cooler is not an energy-saving equipment in respect of exergy utilization, and the regeneration of the supply air stream at the state of dew point would improve its exergy efficiency of latent heat. The analysis indicates that this independent exergy evaluation is benefit for the exergy evaluation for HVAC systems, and it provides effective resolutions.

Key words: exergy; exergy load; exergy efficiency of sensible heat; exergy efficiency of latent heat; HVAC system

焓分析早在 20 世纪 70 年代就开始应用,目的在于提高能源利用效率,使能量的供给和消耗从品质上实现更好的匹配^[1]。和动力循环相比,空调系统主要涉及供冷和供热等近环境状态的热能利用,对能量品质的需求低,但却往往消耗高品位能量,存

在很大的不可逆损失。焓分析可以定量描述出系统各环节中能量利用的不可逆损失状况,从而为提高空调系统的能量利用效率指明途径和方向,同时它也是一种评价系统性能表现的有效方法。

一些学者利用焓分析方法对除湿冷却系统^[2]、

收稿日期:2010-08-05

基金项目:国家自然科学基金资助项目(50878078)

作者简介:王厉(1976-),男,博士生,主要从事空调系统焓分析和能耗分析,(E-mail)deepstoh361@163.com。

李念平(通讯作者),男,教授,博士生导师,(E-mail)linianping@126.com。

辐射供冷系统^[3]、辐射供暖系统^[4]、变风量系统^[5]、冷却塔^[6-7]和其它空调系统^[8-10]进行了研究,评价系统的焓利用表现,定位焓损较大的环节。有的学者还将分析范围从单一空调系统延伸到整个能量供应链进行分析,得到更为普遍的结论^[11-12],此外,一些学者还对空调系统焓分析中环境参考点的选择进行了探讨^[13-14]。

尽管目前针对空调系统的焓分析研究取得了一些有价值的结论,但其共同点都是不区分为满足热、湿处理要求而花费的不同焓代价,因此不能有效反映出系统为实现温度、湿度控制在焓利用途径及效率上的差别。针对这些不足,文章对空调系统中的热、湿处理环节分别建立起相应的焓评价指标,并以某大型商场夏季工况下的一次回风空调处理过程为例进行详细分析,深入探讨了该处理过程的显焓效和潜焓效,并有针对性地提出了提高焓效的措施。

1 湿空气的焓负荷

空调处理的主要对象是湿空气,由于空气和水蒸汽组成,在常压情况下,可以将两者视为理想气体,由于湿空气的温度以及其中干空气、水蒸汽分压力和环境不同,湿空气对环境具有一定的做功能力,该做功能力就是湿空气的焓。按照焓的定义,在常压下,单位质量湿空气的焓可以表示成^[15]:

$$ex = c_{p,a}(T - T_0) - T_0(c_{p,a} \ln \frac{T}{T_0} - R_a \ln \frac{B - p_v}{B - p_{v,0}}) + d[c_{p,v}(T - T_0) - T_0(c_{p,v} \ln \frac{T}{T_0} - R_v \ln \frac{p_v}{p_{v,0}})] \quad (1)$$

其中 $C_{p,a}$ 为干空气比热, $\text{kJ/kg} \cdot \text{K}$; $C_{p,v}$ 为水蒸气比热, $\text{kJ/kg} \cdot \text{K}$; T 为湿空气的干球温度; ex 为湿空气的单位质量焓, kJ/s ; B 为大气压; p_v 为水蒸汽分压力; $p_{v,0}$ 为环境水蒸汽分压力; R_a 为干空气的气体常数; R_v 为水蒸汽的气体常数; T_0 为环境温度。将该式中与温度有关的温度焓部分定义为湿空气的显热焓 ex_s , 即:

$$ex_s = c_{p,a}(T - T_0) - T_0 c_{p,a} \ln \frac{T}{T_0} + d[c_{p,v}(T - T_0) - T_0 c_{p,v} \ln \frac{T}{T_0}] \quad (2)$$

将与水蒸汽分压力有关的化学焓部分定义为湿空气的潜热焓 ex_1 :

$$ex_1 = T_0 R_a \ln \frac{B - p_v}{B - p_{v,0}} + d T_0 R_v \ln \frac{p_v}{p_{v,0}} \quad (3)$$

由式(2)、(3),当单位质量湿空气从状态 n 点变化到状态 s 点时,其显热焓和潜热焓的变化分别由式(4)、(5)表示:

$$\Delta ex_s = c_{p,a}(T_s - T_n) - T_0 c_{p,a} \ln \frac{T_s}{T_n} + d_n [c_{p,v}(T_s - T_n) - T_0 c_{p,v} \ln \frac{T_s}{T_n}] - (d_n - d_s) [c_{p,v}(T_s - T_0) - T_0 c_{p,v} \ln \frac{T_s}{T_0}] \quad (4)$$

$$\Delta ex_1 = T_0 R_a \ln \frac{B - p_{v,s}}{B - p_{v,n}} + d_n T_0 R_v \ln \frac{p_{v,s}}{p_{v,n}} - (d_n - d_s) T_0 R_v \ln \frac{p_{v,s}}{p_{v,0}} \quad (5)$$

当从 n 点到 s 点的过程变化非常小,即 $T_s \rightarrow T_n$ 及 $d_s \rightarrow d_n$ 时,有:

$$\lim_{T_s \rightarrow T_n} \ln \frac{T_s}{T_n} = \frac{T_s - T_n}{T_n}$$

则由式(4),湿空气的显热焓的微小变化为:

$$\delta ex_s = (c_{p,a} + d_n c_{p,v})(T_s - T_n) (1 - \frac{T_0}{T_n}) - (d_n - d_s) [c_{p,v}(T_n - T_0) - T_0 c_{p,v} \ln \frac{T_n}{T_0}] \quad (6)$$

若 $T_s < T_n$,则上式右边第1项的物理意义表示表示微小变化时,湿空气等湿冷却所需要的显热焓,右边第2项表示湿空气水蒸汽含量变化所引起的显热焓变化。对于通常的降温除湿过程,第1项远大于第2项,则第2项可以忽略不计,因此当湿空气从一个状态降温除湿到另一个状态时,湿空气显热焓的改变相当于其所经历的若干微元等湿冷过程却所消耗的显热焓的总和。反之亦然。

同样,当过程变化非常小,即 $p_{v,s} \rightarrow p_{v,n}$ 时,由式(5),湿空气的潜热焓的微小变化为:

$$\delta ex_1 = T_0 R_a \frac{p_{v,n} - p_{v,s}}{B - p_{v,n}} + d_n T_0 R_v \frac{p_{v,s} - p_{v,n}}{p_{v,n}} - (d_n - d_s) T_0 R_v \ln \frac{p_{v,n}}{p_{v,0}} = T_0 R_a \frac{d_n - d_s}{0.622 + d_n} - 0.622 T_0 R_v \frac{d_n - d_s}{0.622 + d_n} - (d_n - d_s) T_0 R_v \ln \frac{p_{v,n}}{p_{v,0}} \quad (7)$$

对于降温除湿过程, $p_{v,s} < p_{v,n}$,上式右边第1项的物理意义表示将干空气等温压缩需要的焓,第2项表示将水蒸汽等温膨胀输出的焓,第3项为将水蒸汽从该分压下排放到环境所需要的焓,即水蒸汽的扩散焓。由于 $R_a = 0.622 R_v$,上式右端前2项相互抵消,因此当湿空气从一个状态显著变化到另一个状态时,湿空气潜热焓的改变即相当于不断将湿空气中的多余水蒸汽排放到环境中的若干微元过程所需要的焓的总和。值得注意的是,上式右端前2

项虽然代数和为 0,但其物理意义却不能忽略。

理想情况下,采用无限大风量消除室内余热、余湿时,势差极小,则将送风量 G 乘以式(6)两端,可推导得到室内显热负荷所对应的最小显热焓负荷 $\Delta EX_{s,\min,\text{in}}$:

$$\begin{aligned} \Delta EX_{s,\min,\text{in}} = & G(c_{p,a} + d_n c_{p,v})(T_s - T_n)\left(1 - \frac{T_0}{T_n}\right) - \\ & G(d_n - d_s)\left[c_{p,v}(T_n - T_0) - T_0 c_{p,v} \ln \frac{T_n}{T_0}\right] = \\ & - [Q_s - W c_{p,v}(T_n - 273)]\left(1 - \frac{T_0}{T_n}\right) - W[c_{p,v}(T_n - \\ & T_0) - T_0 c_{p,v} \ln \frac{T_n}{T_0}] = - [Q - 2500W - W c_{p,v}(T_n - \\ & 273)]\left(1 - \frac{T_0}{T_n}\right) - W[c_{p,v}(T_n - T_0) - T_0 c_{p,v} \ln \frac{T_n}{T_0}] \end{aligned} \quad (8)$$

式中 Q 为室内总热负荷, kW; Q_s 为室内显热负荷, kW, W 为室内湿负荷, kg/s; 分别由式(9)~(11)表示。

$$Q = G c_{p,a}(T_n - T_s) + G d_n [2500 + c_{p,v}(T_n - 273)] - G d_s [2500 + c_{p,v}(T_s - 273)] \quad (9)$$

$$Q_s = G c_{p,a}(T_n - T_s) + G d_n c_{p,v}(T_n - 273) - G d_s c_{p,v}(T_s - 273) \quad (10)$$

$$G(d_n - d_s) = W \quad (11)$$

式(8)忽略小项后可简化为:

$$\Delta EX_{s,\min,\text{in}} \approx -Q_s \left(1 - \frac{T_0}{T_n}\right) \quad (12)$$

式中 Q_s 为室内显热负荷。上式与式(8)相比误差一般在 5% 左右,其物理意义相当于将显热从室内转移到环境所需要消耗的理论焓。

同样,将送风量 G 乘以式(7)两端,可推导得到室内潜热负荷所对应的最小潜热焓负荷 $\Delta EX_{l,\min,\text{in}}$ 为:

$$\begin{aligned} \Delta EX_{l,\min,\text{in}} = & \frac{W T_0 R_a}{0.622 + d_n} - \frac{0.622 W T_0 R_v}{(0.622 + d_n)} - \\ & W T_0 R_v \ln \frac{d_n B(0.622 + d_0)}{d_0 B(0.622 + d_n)} = \\ & - W T_0 R_v \ln \frac{d_n B(0.622 + d_0)}{d_0 B(0.622 + d_n)} \end{aligned} \quad (13)$$

其物理意义为将余湿从室内空气环境对应的水蒸汽分压力状态转移到环境对应的水蒸汽分压力状态所需要消耗的理论焓。

最小显热焓负荷与最小潜热焓负荷是热静力学意义下的极限值,任何消除余热、余湿的空调过程所消耗的潜热焓和显热焓必然大于该最小值,它的存在为评价和改进空调系统的用能状况从焓分析层面提供了一个基本指标和方向。

则空调系统所承担的总最小显热焓负荷为:

$$\Delta EX_{s,\min,\text{tot}} = \Delta EX_{s,\min,\text{in}} + \Delta EX_{s,\text{out}} \quad (14)$$

其中 $\Delta EX_{s,\text{out}}$ 为新风显热焓负荷,由式(4)及新风量计算。同样,系统所承担的总最小潜热焓负荷为:

$$\Delta EX_{l,\min,\text{tot}} = \Delta EX_{l,\min,\text{in}} + \Delta EX_{l,\text{out}} \quad (15)$$

其中 $\Delta EX_{l,\text{out}}$ 为新风潜热焓负荷,由式(5)及新风量计算。

2 空调处理过程的焓效评价指标

通常室内余热、余湿的比值关系常采用热湿比来表示,它对应于能量分析概念。在焓分析层面上,提出如下室内焓负荷比:

$$\zeta_{\text{II}} = \frac{\Delta EX_{s,\min,\text{in}}}{\Delta EX_{l,\min,\text{in}}} \approx (\epsilon - 2500) \frac{(1 - \frac{T_0}{T_n})}{T_0 R_v \ln \frac{p_{v,n}}{p_{v,0}}} \quad (16)$$

该指标表示室内最小显热焓负荷与最小潜热焓负荷之间的比值关系,式(16)还反映了室内焓负荷比与室内负荷热湿比之间的联系。

在空调系统焓分析中,常采用如下指标评价系统焓效:

$$\eta_{\text{II}} = \frac{\Delta EX_{\min,\text{tot}}}{EX_{\text{in}}} \quad (17)$$

上式中分子为室内最小焓负荷与新风焓负荷的总和,分母为输入系统的焓,该式虽然反映了系统输入焓的有效利用情况,但并不能体现系统在分别承担热、湿负荷上的焓效差异,特别是在当前提倡热、湿独立处理的背景下,尤其需要对热、湿处理途径的焓效进行单独评价,为此笔者提出以下指标。

$$\eta_{\text{II},s} = \frac{\Delta EX_{s,\min,\text{tot}}}{EX_{\text{in},s}} \quad (18)$$

$$\eta_{\text{II},l} = \frac{\Delta EX_{l,\min,\text{tot}}}{EX_{\text{in},l}} \quad (19)$$

$\eta_{\text{II},s}$ 为系统除热的显热焓效率, $\eta_{\text{II},l}$ 为系统除湿的潜热焓效率。式(18)表示系统总的显热焓负荷与用于承担显热焓负荷的焓输入的比值。式(19)表示系统总的潜热焓负荷与用于承担潜热焓负荷的焓输入的比值。一般情况下,这两个效率的值都小于 1,直接反映了热、湿处理过程中的不同焓利用效率,另外它们与所分析的空调系统及边界还存在对应关系,系统组成环节不同,其值也会发生变化。

3 实例分析

以某商场一次回风空调系统典型夏季工况的热、湿处理过程为例进行分析。空调系统设计参数

见表 1。

表 1 空调系统设计参数

设计参数	数值	单位
商场空调面积	1 000	m ²
室内设计温度	20	°C
室内设计相对湿度	60	%
室外计算温度	33	°C
室外设计相对湿度	70	%
商场人员密度	0.7	人/m ²
新风量标准	10	m ³ /h·人
新风量	7 000	m ³ /h
室内总负荷	143.46	kW
室内显热负荷	44.78	kW
室内潜热负荷	98.68	kW
新风总负荷	61.48	kW
新风显热负荷	13.26	kW
新风潜热负荷	48.22	kW
总负荷	204.94	kW
室内负荷热湿比	3 634	
室内显热负荷/室内潜热负荷	45.4	%

针对上述空调对象,采用表冷器对湿空气进行减湿降温处理,同时采取理想化假设进行初步分析,包括:

- 1)湿空气能处理到 100%相对湿度线。
- 2)表冷器处理过程无不可逆损失。

这 2 个假设虽然非常理想化,但却具有热力学极限意义。

在焓分析层次上,取室外空气为参考环境,则该系统的主要焓参数计算结果见表 2。

表 2 系统焓计算参数

设计参数	数值	单位
室内最小焓负荷	3.164	kW
室内最小显热焓负荷	0.707	kW
室内最小潜热焓负荷	2.457	kW
新风焓负荷	0.650	kW
新风显热焓负荷	0.1	kW
新风潜热焓负荷	0.55	kW
室内焓负荷比	28.8	%
最小显热焓负荷	0.807	kW
最小潜热焓负荷	3.007	kW

可以看出,按能量分析和焓分析得到的各项参数在数值和相互比例上都有显著差别,室内显热负

荷与潜热负荷之比为 45.4%,而室内焓负荷比为 28.8%,热、湿负荷的“量”比和“质”比相差高达 58%,这也反映出在空调系统分析中采用焓分析所独具的特点。

当采用新回风先混合再处理的一次回风方式时,其空调处理过程见图 1,其中系统送风量为 17 170 m³/h。系统状态 P 在饱和线上且与送风状态 S 具有相同温度,当混合空气处理到该状态时,即认为达到了消除显热的目的,则在将混合空气从 C 处理到 P 的过程中为降低温度所消耗的显热焓即为系统的显热焓输入,而从 C 处理到 L 过程为降低湿度所消耗的焓即为系统的潜热焓输入。因此 C—O 处理过程所耗焓全部为显热焓输入,O—P 处理过程所耗焓一部分为显热焓输入,另一部分为潜热焓输入,P—L 处理过程所耗焓全部为潜热焓输入并由显热焓和潜热焓 2 部分组成。

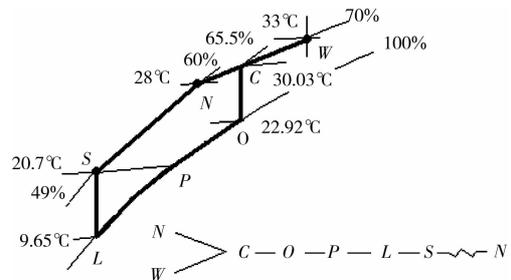


图 1 一次回风空调过程

空气减湿处理过程由表冷器完成,这种情况下的潜热输入焓计算如下:

当湿空气从状态 1 减湿变化到状态 2 时,根据式(7),有

$$ex_1 + \int_1^2 T_0 R_v \ln \frac{p_v}{p_{v,0}} d(d) = ex_2 \quad (20)$$

该式左边第 2 项表示将湿空气从状态 1 减湿到状态 2 所消耗的最小焓。

对应于环境状态,单位质量水所具有的焓 ex_w 为:

$$ex_w = ex_{phase} + ex_v = q_{phase} \left(1 - \frac{T_0}{T}\right) + (c_{p,v} (T - T_0) - T_0 c_{p,v} \ln \frac{T}{T_0}) + T_0 R_v \ln \frac{p_v}{p_{v,0}} \quad (21)$$

上式右边第 1 项是水的相变显热焓,第 2 项是水蒸汽的显热焓 $ex_{v,s}$,第 3 项是水蒸汽的潜热焓。

将(21)代入(20),得到

$$ex_1 + \int_1^2 - (ex_{phase} + ex_{v,s}) d(d) = ex_2 + \int_1^2 - ex_w d(d) \quad (22)$$

该式左边第2项表示用表冷器减湿处理时需要提供的焓,右边第2项表示减湿过程中产生的凝结水焓,该焓为焓损。比较(20)和(22)可知,在表冷器减湿处理时所消耗的焓比(20)中的最小焓大,其原因是凝结水焓损的存在。

由于露点 L 和送风点 S 比环境温度低,所以理论上可以不消耗焓而使湿空气从 L 再热到 S 送风点。根据图1所示的空调处理过程进行计算得到的结果见表3和表4。

表3 空调处理过程的显热焓效

	显热焓输入	温差送风 显热焓损	新回风混合 显热焓损失	最小显热焓负荷	显热焓效
能量/kW	1.423	0.437	0.180	0.807	
占比/%	100	30.7	12.6	56.7	56.7

表4 空调处理过程的潜热焓效

	潜热焓输入	温差送风 潜热焓损	新回风混合 潜热焓损	再热显热 焓损	凝水 焓损	最小潜热 焓负荷	潜热焓效
能量/kW	12.0	1.032	0.908	3.992	3.062	3.007	
占比/%	100	8.6	7.6	33.3	25.5	25.06	25.06

从以上2表可得出图1空调处理过程的总焓效为28.4%,即系统输入总焓的28.4%得到有效利用,然而系统的显热焓效和潜热焓效却大不相同,前者达到56.7%而后者只有25.06%,因此图1空调过程在消除显热时更有效率。

由表4可以看出,在潜热除湿过程中焓损最大的项目是再热过程的显热焓损失,其次是冷凝水焓损失。对于表冷器除湿过程,冷凝水一般不加以利用,所以冷凝水焓损将不可避免,而再热显焓却可以通过设置送风露点空气回热的方式在一定程度上得到回收,在理想情况下空气从 P 处理到 L 所需的显热焓正好可以用空气从 L 回热到 S 点所释放的显焓提供,若该部分显焓能够得到全部回收,则空气处理过程的潜热焓效可提高到37.5%。

在实际空气处理过程中,表冷器和被处理空气间存在较大的传热温差,而且露点空气的再热过程往往要消耗额外热焓,因此实际的显热焓效和潜热焓效将大大低于理想情况下的效率。

4 结论

提出空调系统热、湿分别进行焓评价概念以及相应评价指标并进行实例分析,得到以下结论。

1)采用显热焓效率和潜热焓效率评价指标可以有效评价空调系统热、湿处理途径的效率。

2)表冷器降温减湿过程中显热焓效率为56.7%,潜热焓效率只有25.06%。

3)潜热处理过程中的最大潜热焓损是再热显热焓损,其次是冷凝水焓损。采用表冷器除湿并不是一种节能的方式,如果对送风露点空气采用回热措施,理想情况下可以将潜热焓效提高到37.5%。

参考文献:

- [1] HERENA TORIO, ADRIANA ANGELOTTI, DIETRICH SCHMIDT. Exergy analysis of renewable energy-based climatisation systems for buildings: a critical view [J]. Energy and Buildings, 2009,41(3): 248,250-271.
- [2] MEHMET KANOGLU, MELDA ÖZDİNÇ ÇARPINLOĞ LU, MURTAZA YILDİRİM. Energy and exergy analysis of an experimental open-cycle desiccant cooling system [J]. Applied Thermal Engineering, 2004, 24 (5): 919-932.
- [3] SUYA WANG, MORIMOTO MEGUMI, HARUO SOEDA. Evaluating the low exergy of chilled water in a radiant cooling system [J]. Energy and Buildings, 2008,40(10):1856-1865.
- [4] 李廷贤,刘艳华. 低温热水地板辐射采暖的焓分析[J]. 节能技术,2004,22(4):16-20.
LI TING-XIAN, LIU YAN-HUA. Exergy analysis of low temperature radiant floor heating system [J]. Energy Conservation Technology, 2004, 22(4), 16-20.
- [5] ZHENTAO WEI, RADU ZMEUREANU. Exergy analysis of variable air volume systems for an office building [J]. Energy Conversion and Management, 2009,50(2):387-392.
- [6] GHASSEM HEIDARINEJAD, MARYAM KARAMI, SHAHRAM DELFANI. Numerical simulation of counter-flow wet-cooling towers [J]. International Journal of Refrigeration,2009,32(5):996-1002.
- [7] MILOSAVLJEVIC N, HEIKKIL P. A comprehensive approach to cooling tower design[J], Applied Thermal Engineering, 2001,21(9):899-915.
- [8] MA GUADALUPE ALPUCHE, CHRISTOPHER

- HEARD, ROBERTO BEST. Exergy analysis of air cooling systems in buildings in hot humid climates [J]. Applied Thermal Engineering, 2005, 25 (4): 507-517.
- [9] SAKULPIPATSIN P, ITARD L C M, VAN DER KOOI H J. An exergy application for analysis of buildings and HVAC systems [J]. Energy and Buildings, 2010, 42 (1): 90-99.
- [10] 颜志猛, 连之伟, 王文. 一次回风空调系统的焓分析[J]. 流体机械, 2002, 30(11): 58-64.
YAN ZHI-MENG, LIAN ZHI-WEI, WANG WEN. Analysis on exergie of air conditioning system with primary return air [J]. Fluid Machinery, 2002, 30 (11): 58-64.
- [11] TOLGA BALTA M, YILDIZ KALINCI, ARIF HEPBASLI. Evaluating a low exergy heating system from the power plant through the heat pump to the building envelope [J]. Energy and Buildings, 2008, 40 (10): 1799-1804.
- [12] HIDEO ASADA, ELISA C BOELMAN. Exergy analysis of a low temperature radiant heating system [J]. Building Services Engineering Research and Technology, 2004, 25 (3): 197-209.
- [13] 李震, 江亿, 刘晓华. 湿空气处理的焓分析[J]. 暖通空调, 2005, 35(1): 97-102.
Li ZHEN, JIANG YI, LIU XIAO-HUA. Exergy analysis in humid air processes [J]. Heating Ventilating & Air Conditioning, 2005, 35 (1): 97-102.
- [14] CHENQIN REN, NIANPING LI, GUANGFA TANG. Principle of exergy in HVAC and evaluation of evaporative cooling schemes [J]. Building and Environment, 2002, 37 (11): 1045-1055.
- [15] A BEJAN. Advanced Engineering Thermodynamics [M]. New York: John Wiley & Sons, 1988.

(编辑 胡英奎)

(上接第 100 页)

- [8] ZHU N, MA Z J, WANG S W. Dynamic characteristics and energy performance of buildings using phase change materials: A review [J]. Energy Convection and Management, 2009, 50 (12): 3169-3181.
- [9] KIM YU-MIN, KIM SOO-YOUNG, SHIN SUNG-WOO, et al. Contribution of natural ventilation in a double skin envelope to heating load reduction in winter [J]. Building and Environment, 2009, 44 (11): 2236-2244.
- [10] KWANG HO LEE A, RICHARD K STRAND. Enhancement of natural ventilation in buildings using a thermal chimney [J]. Energy and Buildings, 2009, 41 (6): 615-621.
- [11] SOMPOP PUNYASOMPUN, JONGJIT HIRUNLABH, JOSEPH KHEDARI, et al. Investigation on the application of solar chimney for multi-storey buildings [J]. Renewable Energy, 2009, 34(12): 2545-2561.
- [12] ATHIENITIS A K, LIU C, HAWES D, et al. Investigation of the thermal performance of a passive solar test-room with wall latent heat storage [J]. Building and Environment, 1997, 32(5): 405-410.
- [13] 翟晓强, 王如竹. 太阳能强化自然通风理论分析及其在生态建筑中的应用 [J]. 工程热物理学报, 2004, 25(4): 568-570.
ZHAI XIAO-QIANG, WANG RU-ZHU. Theoretical analytics of natural ventilation enhanced by solar energy and its application in bioclimatic buildings [J]. Journal of Engineering Thermophysics, 2004, 25 (4): 568-570.
- [14] 章熙民, 任泽霏, 梅飞鸣. 传热学 [M]. 北京: 中国建筑工业出版社, 2001.
- [15] 卢敬彦. 太阳能通风技术实验研究 [D]. 重庆: 重庆大学城市建设与环境工程学院, 2008.
- [16] 李安桂, 郝彩侠, 张海平. 太阳能烟囱强化自然通风实验研究 [J]. 太阳能学报, 2009, 30(4): 460-464.
LI AN-GUI, HAO CAI-XIA, ZHANG HAI-PING. Experimental study on solar chimney for natural ventilation [J]. Acta Energiæ Solaris Sinica, 2009, 30 (4): 460-464.

(编辑 胡英奎)