直接蒸发式三套管蓄能换热器的蓄冷特性

牛福新,倪 龙,姚 杨,马最良

(哈尔滨工业大学 市政环境工程学院,150090 哈尔滨,fuxinniu@163.com)

摘 要:为解决单一节能技术的局限性,采用相变温度为6 ℃的有机相变材料,结合三套管蓄能换热器,用一种蓄能换热器,与空气源、太阳能热泵组成集成系统.通过建立三套管蓄能换热器的数学模型,模拟了三套管蓄能换热器直接蒸发蓄冷动态特性,结果表明:通过与传统的冰蓄冷比较,高温相变材料蓄冷比冰蓄冷平均蒸发温度高10 ℃左右,高温相变材料蓄冷的COP值比冰蓄冷提高了近25%,相同制冷能力下相变蓄冷功耗节能率达36%,取得了良好的节能效果.

关键词:三套管;相变材料;蓄冷

中图分类号:TU831.1 **文献标志码**:A **文章编号**:0367-6234(2011)06-0056-05

Cool storage characteristics of triple-sleeve energy storage exchangers with direct evaporative

NIU Fu-xin, NI Long, YAO Yang, MA Zui-liang

(School of Municipal and Environmental Engineering, Harbin Institute of Technology, 150090 Harbin, China, fuxinniu@163.com)

Abstract: Using phase change material of phase-change temperature 6 ℃, a triple-sleeve energy storage exchanger was proposed, in which the exchanger, air source and solar heat pump were integrated. Cool storage characteristics of the triple-sleeve energy storage exchangers with direct evaporative was simulated by a mathematical model. Comparing with the traditional ice storage, the average evaporation temperature of high-temperature phase change cold storage was 10 ℃ higher than that of the ice storage. The COP values of high-temperature phase change cold storage were increased by nearly 25 percent than that of the ice-storage. The power saving rate of the phase change cold storage achieved 36% at the same cooling capacity.

Key words: three-sleeve; phase change material; cold storage

随着经济的快速发展,商业用电大幅度增加,每年增加幅度约10%~20%.近年来的总装机容量不断增长,截至2008年底全国发电装机容量达到7.1亿kW[1].为缓解高峰电力严重不足,蓄冷空调是电力需求实现"移峰填谷"最有效手段之一.目前,国内外蓄冷技术主要集中在对冰蓄冷的研究与设备开发[2-3],利用水的相变蓄冷,相变温度为0 ℃,因此要求制冷剂蒸发温度较低,影响机组效率,而且该系统只能蓄冷,不能蓄热,有时为了蓄热不得不采用另外一套装置,系统复杂.为此,本文采用相变温度为6 ℃的有机相变材料,结合三套管蓄能换热器,能同时解决空调系统夏季常规冷机蓄冷、冬季太阳能蓄热、将多源热泵与蓄能有机结合.通过三套管蓄能换热器可以组成三套管蓄能型太阳能与空气源热泵集成系统[4].虽然众多研究者对相变换热器开展了深入研究[5-11],但由于三套管蓄能换热器结构的特殊性,其换热机理研究还未见报道.

1 三套管蓄能换热器结构

三套管蓄能换热器单个换热单元见图1,其内管为制冷剂,中间层为相变蓄能材料,外管为

收稿日期:2009-12-30.
基金项目:"十一五"国家科技支撑计划重大项目(2006BAJ03A05).
作者简介:牛福新(1982—),男,博士研究生;
姚 杨(1963—),女,教授,博士生导师;
马最良(1940—),男,教授,博士生导师.

水,通过制冷剂/相变蓄能材料换热实现夏季蓄冷,冬季取热;而相变蓄能材料/水之间的换热实现夏季释冷,冬季蓄热. 冬季蓄热的来源可以是太阳能等低位热源,这样通过管路转换,三套管相变蓄能器既是夏季供冷工况的蓄冷装置,也是冬季供热工况的蓄热装置,简化了系统. 相变材料的选择要满足蓄冷和蓄热的要求. 一般而言,冬季设计条件下的太阳能集热低温热水为 15 ~ 20 ℃,夏季供冷设计水温为 8 ~ 10 ℃,选择有机相变材料 RT6,其相变温度为 6 ℃,导热系数为 0.4 W/(m·K),蓄热量在 1 ~ 11 ℃ 范围内为 183 kJ/kg.

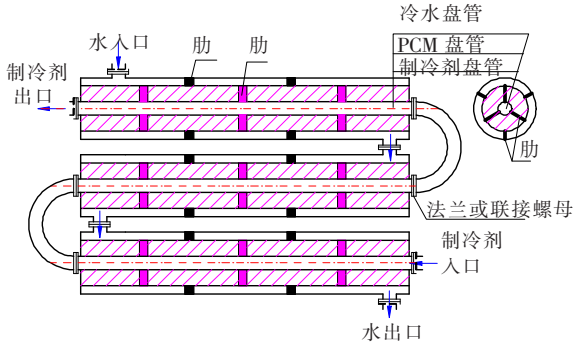

图 1　三套管蓄能换热单元示意

2　三套管蓄能换热器数学模型

2.1　外层水侧的数学模型

外层水的任一微元可以建立方程

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho_s h_s) + \frac{\partial}{\partial x}(\rho_s u_s h_s) = \alpha_s(\theta_p - \theta_s)\pi d_1/(d_2^2 - d_1^2). \quad (1)$$

式中:u_s 为水流速,m/s;h_s 为水的焓,kJ/kg;d_1 为外层水套管的内管壁直径,m;d_2 为外层水套管的外管壁直径,m;α_s 为水对流换热系数,W/(m²·℃);θ_p 为 PCM 的温度,℃;θ_s 为外层水的结点温度,℃.

2.2　相变材料层的数学模型

根据圆柱形对称的特点,即各个半径方向上温度场相同,因此圆柱形蓄热体的温度场分布可看作是二维的,即沿径向(圆柱半径方向)和轴向(流体流动方向),取环形的微元体,见图 2.

根据焓法模型的微分方程,建立 PCM 微元体能量控制方程:

$$\rho_{i,j}V_{i,j}\frac{\partial h}{\partial t}\bigg|_{i,j} = -\lambda_{i-1}A_{i-1}\frac{\partial \theta}{\partial r}\bigg|_{i-1} + \lambda_i A_i \frac{\partial \theta}{\partial r}\bigg|_{i} - \lambda_{j-1}A_{j-1}\frac{\partial \theta}{\partial x}\bigg|_{j-1} + \lambda_j A_j \frac{\partial \theta}{\partial x}\bigg|_{j}. \quad (2)$$

将焓转换为温度,其转化关系式为

$$\theta = \begin{cases} h/c, & h \leqslant c\theta_m; \\ \theta_m, & c\theta_m \leqslant h \leqslant c\theta_m + H_m; \\ (h - H_m)/c, & h \geqslant c\theta_m + H_m. \end{cases} \quad (3)$$

相变的影响包含在式(3)中,其中 θ_m 为相变温度,因为焓 h 中也包含了相变潜热 H_m.

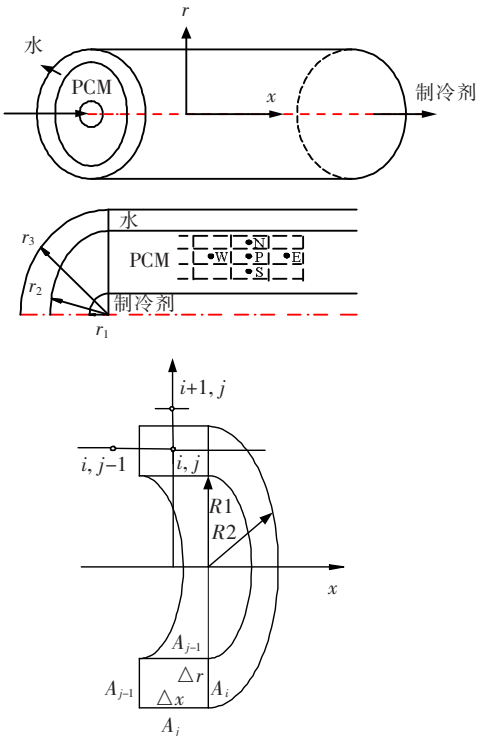

图 2　蓄热单元及微元体示意

2.3　制冷剂侧的数学模型

一般来说,制冷剂在蒸发器内流动换热主要经历 2 个区段,即两相区及单相区(过热区). 由于在蒸发器内制冷剂主要呈环状流的形式流动,故本文对于翅片管蒸发器两相流仅以环状流进行建模. 在建立节点动态模型之前拟作如下假设:

1)制冷剂沿水平管作一维流动;

2)两相流在同一流动截面上气相和液相的压力相等;

3)制冷剂侧能量方程中忽略动能和势能的影响;

4)忽略管壁的轴向导热;

5)不计制冷剂重力的影响;

6)在蒸发器的分布参数模型中,不考虑压降.

2.3.1　两相区

由于蒸发器内两相流处于环状流已经达成共识,仅以环状流对蒸发两相流进行建模.

环状流动的主要特征是气相流在管内流动,而液膜以不同的速度环绕于管内壁上,同时有少许的液滴被夹带到气流中. 随着制冷剂干度的减

小,液膜的厚度逐渐增加,而气相流动截面积逐渐减小.

将蒸发器划分为若干微元,对于任一微元可建立方程

$$\frac{\partial}{\partial t}[<\alpha>\rho_v h_v + (1-<\alpha>)\rho_l h_l] + \frac{\partial}{\partial z}[<\alpha>\rho_v u_v h_v + (1-<\alpha>)\rho_l u_l h_l] = \left(\frac{\pi d_i}{A_d}\right) q_{tp}. \tag{4}$$

其中

$$q_{tp} = \alpha_{tp}(\theta_{r,tp} - \theta_{w,i}). \tag{5}$$

式中: $<\alpha>$ 为空隙率[12],表示在控制单元内气相占的体积份额; ρ_v, ρ_l 为制冷剂的气、液相密度, kg/m^3; u_v, u_l 为制冷剂的气、液相流速, m/s; A_d 为管道截面积, m^2; h_v, h_l 为制冷剂的气、液相焓, kJ/kg; q_{tp} 为两相热流密度, W/m^2; d_i 为管内径, m; α_{tp} 为两相对流换热系数, W/(m^2 · ℃); $\theta_{r,tp}$ 为微元体制冷剂进出口平均温度, ℃; $\theta_{w,i}$ 为管内壁温度, ℃.

2.3.2 单相区(过热区)

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho_s h_s) + \frac{\partial}{\partial z}(\rho_s u_s h_s) = \left(\frac{\pi d_i}{A}\right) q_s, \tag{6}$$

其中

$$q_s = \alpha_s(\theta_{r,s} - \theta_{w,i}). \tag{7}$$

式中: ρ_s 为单相制冷剂密度, kg/m^3; u_s 为单相制冷剂流速, m/s; h_s 为单相制冷剂的焓, kJ/kg; q_s 为单相热流密度, W/m^2; α_s 为单相对流换热系数, W/(m^2 · ℃); $\theta_{r,s}$ 为微元体单相制冷剂进出口平均温度, ℃.

管壁部分能量守恒方程

$$\mathrm{d}Q_r - \mathrm{d}Q_a = c_{p,PF} M_{PF} \frac{\partial \theta_{PF}}{\partial t}. \tag{8}$$

式中: $\mathrm{d}Q_r$ 为制冷剂吸收的热量, kW; $\mathrm{d}Q_a$ 为 PCM 放出的热量, kW; $c_{p,PF}$ 为管子和肋片的平均比热, kJ/(kg · ℃); M_{PF} 为微元管子和肋片的平均质量, kg; θ_{PF} 为管子和肋片的温度, ℃.

考虑到管子与肋片材质的不同,采用平均比热

$$c_{P,PW} = \frac{c_P M_P + c_F M_F}{M_{PW}}. \tag{9}$$

式中: c_P, c_F 为管子、肋片的比热, kJ/(kg · ℃); M_P, M_F 为管子、肋片的质量, kg.

3 模拟结果及分析

模拟条件如下:压缩机型号 AEZ3440E,制冷量 980 W,输入功率 250 W;三套管相变层厚度为 6 mm,长 6 m. 图 3 是模拟过程中,制冷剂蒸发温度的变化情况. 可以看出,蒸发温度整体变化是逐渐降低的,随着蓄冷的进行,PCM 释能过程也是逐步进行的,PCM 的温度逐渐降低,制冷剂蒸发温度也随之降低. 初始阶段蒸发温度下降的较快,是由于这个阶段 PCM 处于液相显热蓄冷阶段,其显热蓄冷能力有限,故温度下降很快. 随后蒸发温度下降逐渐放缓,PCM 主体处于相变蓄冷阶段,温度变化小,由于相变材料的特性,在低温部分相变潜热是逐步释放出来的,因此在蓄冷过程中,蒸发温度的下降都是比较平缓的,相变潜热是被逐步释放出来的,到蓄冷完成,蒸发温度降低到 -2 ℃左右.

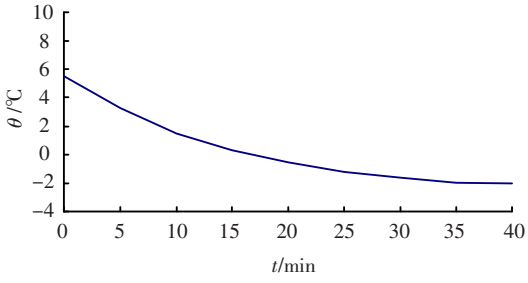

图 3 蓄冷模式下蒸发温度变化曲线

图 4 为入口处 PCM 径向 A、B 点温度变化曲线(A、B 两点为 PCM 盘管入口处,沿径向上贴近制冷剂侧和水侧的两点),由图可知,蓄冷模式下,PCM 的初始温度为 14 ℃,当制冷剂进入三套管蓄能换热器之后, A、B 两点的温度开始下降. 开始的阶段内温度下降较快,这是由于 PCM 处于显热蓄冷状态. A 点由于紧贴近制冷剂管壁,微元容积较小,因此潜热蓄冷时间非常短暂,温度下降很快,仅在蓄冷进行 4 ~ 6.5 min 时候处于相变区间. 此时 B 点仍然处于液态显热蓄冷状态. 由于 B 点处于环形 PCM 的外边界, A 点进入两相区直至固相区后,换热热阻增大,因此 7.2 min 后 B 点才进入潜热蓄冷阶段. 此后, B 点处在潜热蓄冷状态一直持续到 18 min,与此对应时段 A 点已经处于显热蓄冷阶段,但是温度下降很缓慢,这主要是由于沿径向 PCM 各个节点的热量都是经由 A 点传递给制冷剂流体的,所以 A 点在这个过程中变化也很缓慢. 在 18 min 后 B 点也进入显热蓄冷阶段,此时三套管蓄能换热器入口处径向已经全部为固态,这个阶段 PCM 的传热系数和热容量均显著降低,因此温度下降很快,曲线的斜率也很大.

图 5 为 C、D 两点的温度变化曲线(C、D 两点为 PCM 盘管出口处沿径向上贴近制冷剂侧和水侧的两点),PCM 的初始温度为 14 ℃,蓄冷模式

开始后,*C*、*D* 两点的温度开始下降,但是相对于 *A*、*B* 两点的下降趋势要缓和一些. *C* 点在 7.3 ~ 11 min 时处于相变区间,开始相变的时间相较于 *A* 点延迟了 3.3 min,在相变区间持续的时间也由 *A* 点的 2.3 min 延长至 3.7 min. *D* 点在 11.5 min 时进入相变区间,相较于 *B* 点延迟了 4.3 min,结束相变的时间与 *B* 点相比较延迟了 5 min. 在系统开始运行 23 min 后,三套管蓄能换热器出口径向也全部变为固态,进入显热蓄冷区间.

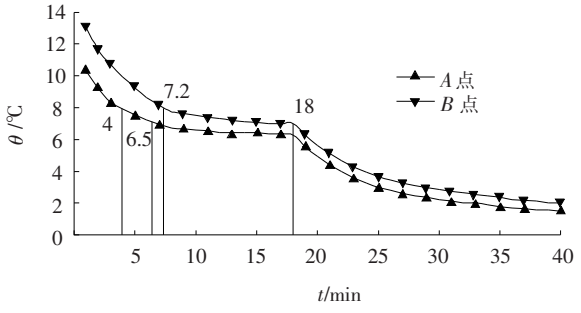

图 4　入口处 PCM 径向 *A*、*B* 点温度变化曲线

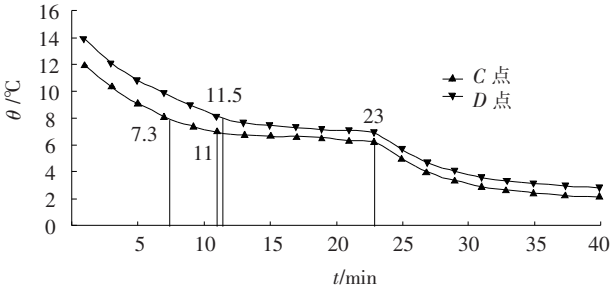

图 5　出口处 PCM 径向 *C*、*D* 点温度变化曲线

4　与冰蓄冷比较分析

与冰蓄冷相比,高温相变材料蓄冷的相变温度为 6 ℃,要求的蒸发温度要高于冰蓄冷时的蒸发温度,因此提高了机组的效率,图 6 为冰与高温相变材料相变蓄冷时对应的蒸发温度及 COP(能效比)的对比关系. 相变蓄冷过程中,随着蓄冷过程的进行,温度不断降低且变化趋于平稳,与之对应的 COP 值也随之下降. 冰蓄冷蒸发温度变化平缓,约为 -10 ℃,高温相变蓄冷平均蒸发温度为 0.4 ℃. 冰蓄冷 COP 平均值为 3.2,高温相变蓄冷平均 COP 值为 3.95,比冰蓄冷提高了近 25%,具有明显的节能效果.

如选用同一台压缩机(型号:YZG -25RT1)进行冰蓄冷与相变蓄冷时,不同室外温度运行工况时机组性能分析如图 7 ~9 所示. 图 7 给出了冰与相变蓄冷 COP 随室外温度的变化曲线,随着室外温度的升高,COP 值不断下降,当室外温度为 15 ℃时,冰蓄冷 COP 值为 3.7,而相变蓄冷 COP 值达到了 6.6. 图 8 给出了冰与相变蓄冷制冷量随室外温度的变化曲线,随着室外温度的升高,制冷量不断下降,但下降速率变化不大. 冰蓄冷平均制冷量为 1.7 kW,相变蓄冷平均制冷量为 2.4 kW. 图 9 给出了冰与相变蓄冷耗功随室外温度的变化曲线,随着室外温度的升高,耗功不断升高. 其中相变蓄冷耗功变化速率高于冰蓄冷,当室外温度达到 30 ℃时,2 种蓄冷方式耗功相等.

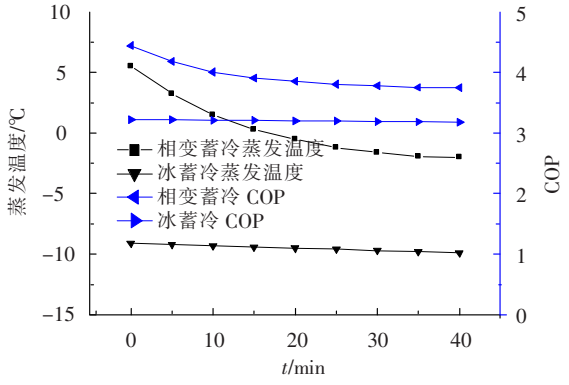

图 6　冰与高温相变材料相变蓄冷时对应的蒸发温度及 COP

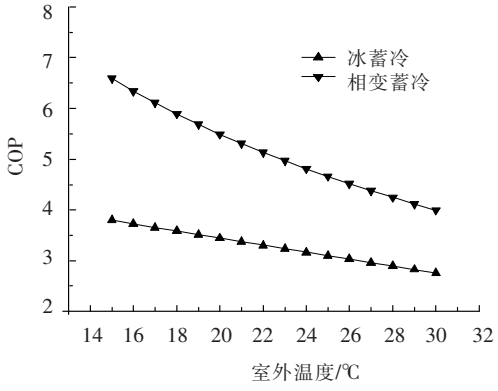

图 7　冰与相变蓄冷 COP 随室外温度的变化曲线

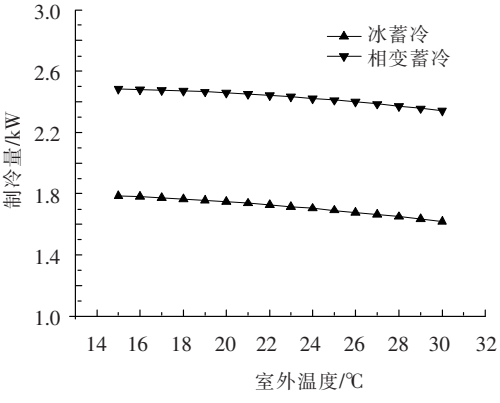

图 8　冰与相变蓄冷制冷量随室外温度的变化曲线

图 10 给出了相同制冷能力 3 kW 下,冰与相变蓄冷耗功随室外温度的变化曲线. 随着室外温度的升高,耗功不断升高. 其中冰蓄冷功耗高于相变蓄冷,室外温度从 5 ℃一直到 30 ℃,冰蓄冷功耗与相变蓄冷功耗之差基本保持不变,为

0.33 kW. 与冰蓄冷相比,相变蓄冷功耗节能率达36%.

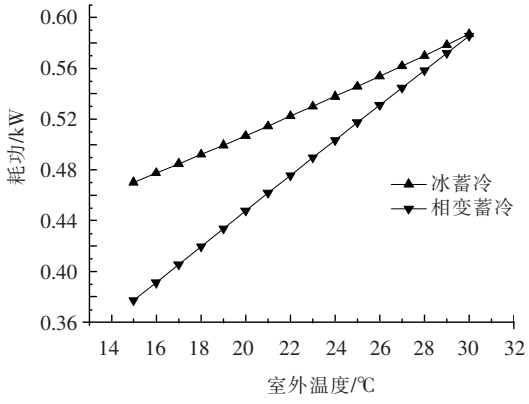

图 9 冰与相变蓄冷耗功随室外温度的变化曲线

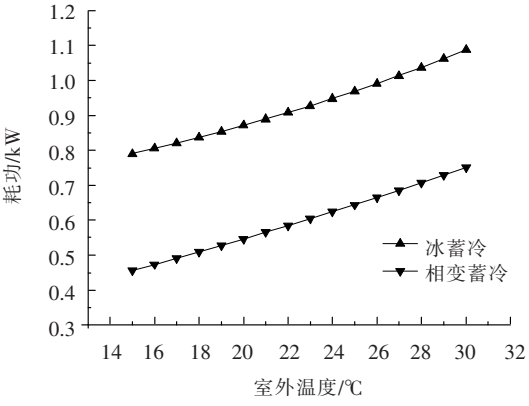

图 10 相同制冷能力时冰与相变蓄冷耗功随室外温度的变化曲线

5 结 语

为解决单一节能技术的局限性,提出了三套管蓄能换热器,该蓄能换热器可以与空气源、太阳能热泵组成集成系统. 建立了三套管蓄能换热器的数学模型,蓄能换热器两侧发生相变,数学模型复杂,编制了系统仿真程序,模拟了三套管蓄能换热器直接蒸发蓄冷动态特性. 结果表明:相变蓄冷过程中,蒸发温度不断下降且变化趋势平稳,平均蒸发温度为 0.4℃. 通过与传统的冰蓄冷比较,平均蒸发温度提高了 10 ℃左右,COP 值提高了近25%,相同制冷能力下相变蓄冷功耗比冰蓄冷耗功节省 36%,具有良好的节能效果.

参考文献:

[1] 周小谦. 我国电力发展与西北电力展望[J]. 电网与清洁能源. 2008,24(3):3 – 10.

[2] 白莉,迟铭书. 我国冰蓄冷空调技术现状及趋势研究[J]. 吉林建筑工程学院学报, 2008, 25(2):77 – 81.

[3] HENZE G. Guidelines for improved performance of ice storage systems [J]. Energy and Buildings, 2003, 35(2):111 – 127.

[4] 杨灵艳,倪龙,姚杨,等. 蓄能型太阳能与空气源热泵集成系统运行模式[J]. 煤气与热力, 2009, 29(1):1 – 4.

[5] 方贵银. 蓄冷平板相变换热器凝固传热特性研究[J]. 低温与特气,1999, 24(3):23 – 27.

[6] CHEN Hujun, CHEN Shili. Optimization of an ice – storage air-conditioning system using dynamic programming method [J]. Applied Thermal Engineering, 2005: 461 – 72.

[7] LEMORT V. A numerical comparison of control strategies applied to an existing ice storage system [J]. Energy Convers Manage, 2006,47:3619 – 31.

[8] LI Wensheng, CHEN Yiting, WU Tinghua. Optimization for ice-storage air-conditioning system using particles warm algorithm [J]. Applied Energy, 2009, 86: 1589 – 1595.

[9] YOHANIS Y G, POPEL O S. A simplified method of calculating heat flow through a two-phase heat exchanger [J]. Applied Thermal Engineering, 2005,25:2321 – 2329.

[10] DIZA G. Controllability of cross-flow two-phase heat exchangers [J]. International Journal of Heat and Mass Transfer,2007,50:4559 – 4567.

[11] LACROIX M. Use of a phase change material to prevent frosting in a compact cross flow air exchanger [J]. Energy Conversion and Management,2001,42: 1277 – 1296.

[12] 姚杨. 空气源热泵冷热水机组冬季结霜工况的模拟与分析[D]. 哈尔滨:哈尔滨工业大学. 2002.

(编辑 赵丽莹)