

# 吸收式变热器性能的影响因素

王辉涛, 王 华

(昆明理工大学 材料与冶金工程学院, 云南昆明 650000)

**摘要:**在运用热力学第一定律和第二定律的基础上,对吸收式变热器的理论循环进行了研究,分析了各种影响因素(冷源温度  $T_0$ 、余热温度  $T_1$ 、得热温度  $T_h$ )对变热器性能的影响程度,同时建立了类似 LiBr-H<sub>2</sub>O 工质对的实际单效吸收式变热器性能的数学模型,并给出了该模型的数值求解方法,对吸收式变热器的性能系数影响按程度大小排列依次是冷源温度  $T_0$ 、余热温度  $T_1$ 、得热温度  $T_h$ ,同时 LiBr 溶液结晶温度和溶液热交换器换热性能系数  $\varphi$  也明显地影响变热器的性能。

**关键词:**吸收式变热器;理论循环;数学模型;数值求解

**中图分类号:** TU833 **文献标志码:** A **文章编号:** 1006-7329(2008)01-0114-05

## Factors Influencing the Performance of Absorption Heat Transformer

WANG Hui-tao, WANG Hua

(Faculty of Materials and Metallurgical Engineering, Kunming University of Science and Technology, Kunming 650000, China)

**Abstract:** A thorough thermodynamic study of the theoretical cycle of the Absorption Heat Transformer (AHT) on the basis of the first and second law of thermodynamics provides a very important base and method for improving the AHT's performance. The key factors, such as the cold source temperature ( $T_0$ ), the temperature of waste heat ( $T_1$ ), and the absorption temperature ( $T_h$ ) are analyzed. A useful mathematical method to solve the non-linear equations governing the AHT is put forward and discussed in details. AHT performance is influenced greatly by  $T_0$ ,  $T_1$ ,  $T_h$ , and the liquid heat exchanger's performance coefficient  $\varphi$ , and the LiBr solution's crystallization temperature.

**Keywords:** AHT(Absorption heat transformer); theoretical cycle; mathematical model; numerical solution

在一些工业排放的气体或热水中含有大量的余热,余热的排放,一方面浪费了能源,造成了对一次能源利用率的降低;另外一方面余热将严重污染环境,尤其是余热极大地加剧了城市热岛效应<sup>(1)</sup>,因此余热回收利用不仅具有极大的经济价值,而且具有很重要的环境意义。高品位余热的回收利用比较容易实现,但在 70~100 °C 温度范围内的低品位余热的利用,相对比较困难,但低品位余热在余热排放中占据了很大的比重,如何高效合理地回收这部分余热,势必愈来愈成为人们关注的课题。低温余热的回收从经济成本和技术可靠性方面来讲,目前主要有余热的焓利用方法(这种方法完全没有利用余热具有的焓值(Exergy),比如用于热水养殖等)及余热的综合利用(除了对余热的焓

进行利用,同时也对余热具有的焓值进行了利用)。这种综合利用的方法,主要分热泵(动力热泵与吸收式热泵)与吸收式变热器两种途径。在热泵方式中,需要消耗高品位能源(如电能或者高温热能),此外动力热泵循环采用的是蒸汽压缩式制冷循环,工质几乎都是采用氟里昂,其中很多氟里昂工质都具有不同程度的臭氧破坏能力和温室效应。与此不同,吸收式变热器运行的驱动能量绝大多数是由低温余热本身(如 70 °C 热排水)提供的,几乎不再需要其他高品位能源而达到提高余热品位的目的。毫无疑问,吸收式变热器与太阳能等低密度新能源技术的结合,对提高新能源利用的火用效率(Exergy efficiency)和进一步拓展新能源的利用范围也具有极大的意义。

\* 收稿日期:2007-09-10

作者简介:王辉涛(1967-),男,博士研究生,主要从事建筑节能、热能材料等研究,(E-mail)gaochuanair@sina.com。

王华(联系人),男,教授,博士生导师,(E-mail)wanghuaheat@hotmail.com。

### 1 吸收式变热器的工作原理及理论分析

吸收式变热器的循环流程如图 1 所示,其焓-浓度图见图 2。它在三个不同的温度( $T_H > T_L > T_0$ )的热源(或者冷源)间工作,系统主要由发生器、冷凝器、吸收器、蒸发器和溶液热交换器,以循环工质为 LiBr-H<sub>2</sub>O 工质对二元溶液的变热器为例说明其工作原理:

在相同压力下, LiBr 的沸点比水的沸点高出许多,因此在相平衡的二元溶液的气相组份中完全可以认为是纯水蒸汽,在运行中冷凝器与发生器处于低压状态( $P_0$ ),蒸发器与吸收器处于高压状态( $P_H$ ),稀溶液在发生器中被低温余热(比如 70~80 °C)加热,蒸发出来的过热水蒸汽(点 1)流入冷凝器中,被冷源(比如 30 °C 冷却水)冷凝为  $P_0$  下的饱和液态水(点 2),然后经过冷剂泵加压到  $P_H$  下过冷水(点 3),流入蒸发器中,被低温余热加热成  $P_H$  压力下的饱和水蒸汽(点 4),流入吸收器,又被从溶液热交换器来的浓溶液(点 10)吸收,变成稀溶液(点 5),同时释放出高温( $T_H = T_5$ )化学热  $Q_{AB}$ ,从吸收器出来的高温稀溶液(点 5)与从浓溶液加压泵来的浓溶液(点 10)在溶液热交换器中换热,变成  $P_H$  压力下的过冷液体(点 6),经节流阀降压成  $P_0$ (点 7),返回发生器中再次被低温余热加热,在发生器中稀溶液被浓缩为浓溶液(点 8),经溶液泵加压,到溶液热交换器中吸收稀溶液的热量,再到吸收器中吸收从蒸发器来的水蒸汽,完成一个循环。

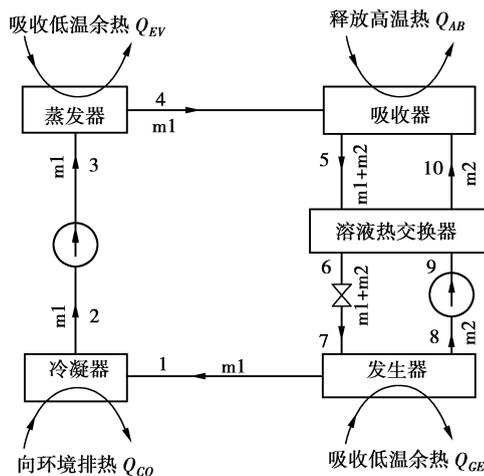


图 1 吸收式变热器流程原理图

根据热力学第一定律,

$$Q_{EV} + Q_{GE} = Q_{AB} + Q_{CO}$$

在宏观上吸收式变热器把从蒸发器和发生器吸收的低温余热  $Q_{EV} + Q_{GE}$  转变为温度不同的两部分热量:一部分在接近于环境温度的冷凝温度  $T_0$  下排放的冷凝热  $Q_{CO}$  (品位很低),另外一部分变成了在吸收器里释放的高温( $T_H = T_5$ )热量  $Q_{AB}$  (品位提高),其简

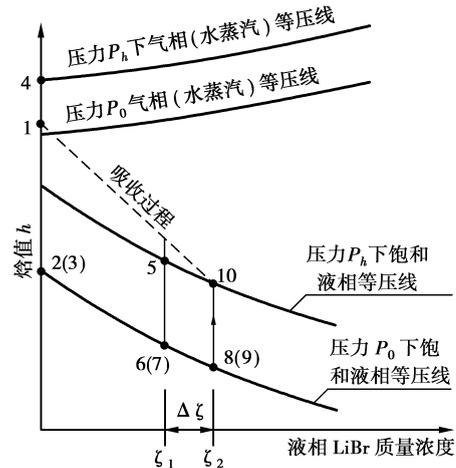


图 2 吸收式变热器循环  $h-\xi$  图  
化热力分析图如图 3。

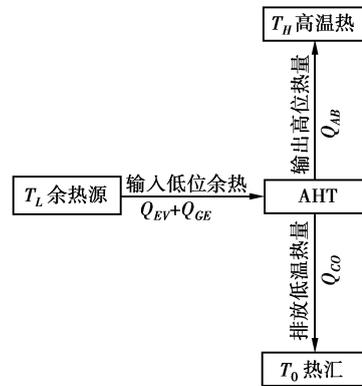


图 3 吸收式变热器的热力学第二定律分析图

根据热力学第二定律,对于变热器 AHT 热力循

环系统,克劳修斯积分  $\oint \frac{\partial Q}{T} \leq 0$ ,即  $\oint \frac{\partial Q}{T} = \frac{Q_{EV} + Q_{GE}}{T_L}$

$$- \frac{Q_{AB}}{T_H} - \frac{Q_{CO}}{T_0} \leq 0$$

亦即  $\frac{Q_{AB}}{T_H} + \frac{Q_{CO}}{T_0} \geq \frac{Q_{EV} + Q_{GE}}{T_L}$ ,若令  $\eta = \frac{Q_{AB}}{Q_{EV} + Q_{GE}}$

(其意义是低温热量转化为高温热量的转化率,也就是性能系数 COP),经同解变形后得:

$$\eta \leq \frac{T_H(T_L - T_0)}{T_L(T_H - T_0)}$$

对于可逆循环的理想吸收式变热器,性能系数:

$$\eta = \frac{T_H(T_L - T_0)}{T_L(T_H - T_0)}$$

$\eta$  受三个温度水平的影响:

$$\frac{\partial \eta}{\partial T} = \frac{T_H(T_L - T_H)}{T_L(T_H - T_0)^2} < 0$$

$$\frac{\partial \eta}{\partial T_L} = \frac{T_H T_0(T_H - T_L)}{T_L(T_H - T_0)^2} > 0$$

$$\frac{\partial \eta}{\partial T_H} = \frac{T_0(T_0 - T_L)}{T_L(T_H - T_0)^2} < 0$$

1) 在余热温度  $T_L$  不变的情况下, 随着冷源温度  $T_0$  的降低, 在制取同等温度水平  $T_H$  的高温热量时, 换热器的性能系数  $\eta$  会提高。

2) 在冷源温度  $T_0$  和  $T_H$  保持不变的情况下, 性能系数  $\eta$  也会随余热的温度  $T_L$  的升高而提高。

3) 在冷源温度  $T_0$  及余热温度  $T_L$  都保持不变的情况下, 随着得热温度  $T_H$  的提高, 换热器的性能系数  $\eta$  会降低。

4) 显然  $\left| \frac{\partial \eta}{\partial T_0} \right| > \left| \frac{\partial \eta}{\partial T_L} \right| > \left| \frac{\partial \eta}{\partial T_H} \right|$ , 这说明性能系数  $\eta$  对这三个温度变化的敏感程度不一样, 性能系数受冷源温度  $T_0$  的变化最大, 其次是余热温度  $T_L$ , 最后才是要取得的高位热量的温度水平  $T_H$ 。

$$T_H = \frac{\eta T_L T_0}{T_0 - (1 - \eta) T_L}$$

温度提升的影响因素:

1) 在  $\Delta T = T_H - T_L = \frac{(1 - \eta)(T_L - T_0)}{T_0 - (1 - \eta) T_L} T_L$  冷源温度  $T_0$  和余热温度  $T_L$  保持不变的条件下:

$\frac{\partial T_H}{\partial \eta} = \frac{T_L T_0 (T_0 - T_L)}{[T_0 - (1 - \eta) T_L]^2} < 0$ , 要获得大一些的温度提升就要降低系统性能系数  $\eta$ 。

2) 在余热温度  $T_L$  和性能系数  $\eta$  不变的条件下, 冷源温度  $T_0$  对  $T_H$  的影响:

$\frac{\partial T_H}{\partial T_0} = \frac{-\eta(1 - \eta) T_L}{[T_0 - (1 - \eta) T_L]^2} < 0$ , 看来冷源温度  $T_0$  的降低将对提高  $T_H$  有利, 但冷源温度  $T_0$  受环境条件的制约, 不可能太低。

3) 在冷源温度  $T_0$  和性能系数  $\eta$  都保持不变的条件下:

$\frac{\partial T_H}{\partial T_L} = \frac{\eta T_0}{[T_0 - (1 - \eta) T_L]^2} > 0$  可见余热温度  $T_L$  对  $T_H$  有显著的影响, 余热温度  $T_L$  较高, 制取的温度  $T_H$  也就较高。

在评价一个热力循环的时候, 为了体现对能级的利用程度, 需要计算循环的火用效率 ( $\eta_{EX}$ ), 假设环境的温度为  $T_S(k)$ , 循环的火用效率为:

$$\eta_{EX} = \frac{1 - \frac{T_S}{T_H}}{1 - \frac{T_S}{T_L}} \cdot \eta = \frac{(T_L - T_0)}{(T_L - T_S)} \cdot \frac{(T_H - T_S)}{(T_H - T_0)}$$

$$\frac{\partial \eta_{EX}}{\partial T_L} = \frac{(T_H - T_S)}{(T_H - T_0)} \cdot \frac{(T_0 - T_S)}{(T_L - T_S)^2} > 0$$

$$\frac{\partial \eta_{EX}}{\partial T_0} = \frac{(T_H - T_S)}{(T_L - T_S)} \cdot \frac{(T_L - T_H)}{(T_H - T_0)^2} < 0$$

$\frac{\partial \eta_{EX}}{\partial T_H} = \frac{(T_L - T_0)}{(T_L - T_S)} \cdot \frac{(T_S - T_0)}{(T_H - T_0)^2} < 0$ , 这说明随着冷源温度  $T_0$  的升高, 火用效率会下降, 随着提供温度  $T_H$

的提高, 循环火用效率也会降低, 在余热温度  $T_L$  提高的同时, 火用效率也会上升。

## 2 吸收式换热器的实际循环的模拟

以上是基于把换热器看成卡诺可逆机的假设下做的定性理论分析, 由分析结果可知回收产生的高温热量的温度 ( $T_H$ ) 和热效率  $\eta$  受到很多因素的影响, 确定其能达到的温度水平和效率是进一步评价和利用此热量的关键, 系统循环各状态点均在图 1 和图 2 中加以表示, 在忽略流动阻力造成的不可逆压降损失的情况下, 我们可以认为发生器与冷凝器里的工作压力均为  $P_0$ , 蒸发器与吸收器里的工作压力均为  $P_H$ 。在冷凝器中, 冷凝温度  $T_0$  由环境冷却温度确定 (比冷却水出口温度高  $3 \sim 5^\circ\text{C}$ ), 确定了冷凝温度之后, 相应就确定了水的冷凝压力  $P_0$ , 也能确定此时水饱和蒸汽的焓 ( $=h_2$ ); 在蒸发器中, 蒸发温度  $T_E(T_4)$  由低温余热能达到的温度水平确定 (蒸发温度比余热出口温度低  $2 \sim 5^\circ\text{C}$ ), 确定了水蒸发温度  $T_E$  之后, 相应就可以确定水的蒸发压力  $P_H$ , 也能确定此时饱和水蒸汽的焓 ( $h_4$ ); 同时在发生器中, 发生终了的浓溶液的温度 ( $T_8 = T_1$ ) 也是由作为输入的低温余热能达到的温度水平确定的 (取发生器出口浓溶液的温度比低温余热出口温度低  $10^\circ\text{C}$ ), 从发生器出来的过热蒸汽 (点 1) 的焓也是由温度  $T_1 (=T_8)$  和压力  $P_0$  共同确定的。因此在知道了余热能达到的温度水平及数量  $Q_T (=Q_{EV} + Q_{GE})$ , 以及环境能提供的冷源温度水平时, 循环中如下的一系列参数也就随之确定了:

发生器和冷凝器中的压力  $P_0$ , 蒸发器和吸收器中的压力  $P_H$ , 点 1 的焓  $h_1$ , 点 2 的焓  $h_2$ , 点 3 的焓  $h_3 \approx h_2$ , 点 4 的焓  $h_4$ , 点 8 的温度  $T_8$  (压力为  $P_0$ ),  $h_9 \approx h_8$ ,  $h_6 \approx h_7$ , 由二元溶液热力学特征可知, 在饱和状态, 溶液的自由变量只有两个 (知道其中任意两个参数就可以确定其余的参数), 在过冷状态溶液的状态由三个自由变量确定 (知道其中任意三个参数就可以确定其余的参数), 今假设浓溶液的质量浓度为  $\xi_2$ , 稀溶液的质量浓度为  $\xi_1$ , 冷剂水的质量流量为  $m_1$ , 浓溶液的质量流量为  $m_2$ , 换热器性能的控制方程组为:

$$Q_{GE} + (m_1 + m_2)h_6 = m_2h_8 + m_1h_1 \quad (1)$$

$$h_8 = f_1 \quad (2)$$

$$h_8 = f_2 \quad (3)$$

$$m_2\xi_2 = (m_1 + m_2)\xi_1 \quad (4)$$

$$Q_{AB} + (m_1 + m_2)h_5 = m_2h_{10} + m_1h_4 \quad (5)$$

$$h_5 = f_3 \quad (6)$$

$$h_5 = f_4 \quad (7)$$

$$(m_1 + m_2)h_5 + m_2h_8 = (m_1 + m_2)h_6 + m_2h_{10} \quad (8)$$

$$h_6 = f_5 \tag{9}$$

$$m_1(h_1 - h_2) + Q_{AB} = Q_T \tag{10}$$

$$m_1(h_4 - h_3) + Q_{GE} = Q_T \tag{11}$$

溶液热交换器稀溶液出口的温度  $T_6$  的大小实际上反映了溶液热交换器回热的程度(换热器在理想的情况下是将稀溶液的温度由进口  $T_H$  降到与浓溶液进口相等的温度  $T_9$ ,但此时在浓溶液进口端换热温差为 0,实际上是不可能达到的,所以可以用系数  $\varphi = \frac{T_H - T_6}{T_H - T_9}$  来表征冷热溶液在换热器里进行换热的程度),从而决定了溶液热交换器的负荷大小,由热力学第二定律得知  $T_6 \geq T_9$ ,为了不至于使换热面积太大,建议取  $T_6 \geq T_9 (\approx T_8) + 5^\circ\text{C}$ ,根据这个原则确定  $T_6$ ,对上面非线性方程组 11 个未知参数的求解( $Q_{GE}, m_1, m_2, h_8, h_6, \zeta_1, \zeta_2, h_5, T_H, h_{10}, Q_{AB}$ ),就可以算出循环各点参数,以及各设备的负荷,更重要的是可以确定在给定的余热温度及环境冷源温度条件下能制取的最高热能温度  $T_H$  和性能系数( $\eta = \frac{Q_{AB}}{Q_Z}$ ),变化不同的  $T_6$  值,也就是在改变不同的溶液热交换器的换热程度( $\varphi = \frac{T_H - T_6}{T_H - T_9}$ , $\varphi$  越大,回热程度越大,对提高吸收器  $T_H$  温度和性能系数  $\eta$  都有益处),可以得到不同的计算结果,但要注意 LiBr 溶液在一定温度下有相应的溶解度,温度太低, LiBr 就要结晶析出,因此在计算出稀溶液浓度  $\zeta_1$  后,应校核选定的溶液热交换器稀溶液出口的温度  $T_6$ ,使之大于在  $\zeta_1$  浓度下的结晶温度,如果不满足,就要提高  $T_6$  重新计算,同时也可以看出总有一个  $T_6$  值使  $T_H$  或性能系数  $\eta$  达到最大值。

### 3 吸收式变热器数学模型的求解

以上对吸收式变热器的性能建立了一个非线性方程组,文献(2)对非线性方程组的求解给出了几种解法:主要是简单迭代(不动点迭代)法、Newton 法和拟 Newton 法,因为溶液的状态方程很复杂,甚至很难用解析法准确描述,所以 Newton 法和拟 Newton 法就无能为力了;简单迭代法要求把方程组  $f_{i(x)} = 0$  (其中  $X = (x_1, x_2, \dots, x_n)^T, i = 1, 2, \dots, n$ )

同解变形为方程组  $X = \varphi_i(X)$  的迭代形式,同时这种办法也存在收敛速度很慢,而且这种迭代法收敛的必要条件是  $\varphi_i(X)$  函数在  $X^*$  点的邻域有连续的偏导数,所以采用这种方法完全可能不收敛,必须寻找其他更好的求解办法。

如果方程组  $f_{i(x)} = 0$  有解,它肯定与方程  $T = \sum_{i=1}^n |f_i| = 0$  同解,令  $T_{(x)} = \sum_{i=1}^n |f_i| \geq 0$ ,函数  $T_{(x)}$  肯定存在极小值 0,所以就可以把求解非线性方程组转

化为求目标函数  $T_{(x)}$  的极小值,如在  $X = X^*$  处,  $T_{(x)}$  取得极小值 0,那么  $X = X^*$  肯定也是方程组  $f_{i(x)} = 0$  的一个解,因 MATLAB 中的几种多元求优的功能都是基于 Newton 法或拟 Newton 法,所以无法直接用来求  $T_{(x)}$  的极小值,本文采用多维变量的“成功-失败”(Trial and error)加速搜索法来求  $T_{(x)}$  的极小值。为了说明这种算法,这里仅对一维时的方法加以描述,多维可以由此推之:在一维时,就是求一元函数  $y = |f_{(x)}|$  的极小值,采用如下算法:

- 1) 给定初值  $x_0$ , 初始搜索步长  $h (> 0)$ , 及最后函数控制精度  $e$
- 2)  $y_0 = |f|$
- 3) 如果  $y_0 < e$ , 则  $x^* = x_0$ , 结束
- 4) 计算  $x_1 = x_0 + h, y_1 = |f_{(x_1)}|$
- 5) a: 若  $y_1 < y_0$ , 则  $x_0 = x_1, h = 2h$ , 返回 2
- b: 若  $y_1 > y_0$ , 则  $h = -\frac{h}{4}$ , 转向 4

本算法的流程图见图 4,其收敛速度如图 5 所示经过上机实践证明,以上算法具有稳定的收敛特性,同时计算速度比简单迭代法快得多,而且适用性很广,完全可以用来求解一些十分复杂的非线性方程组。

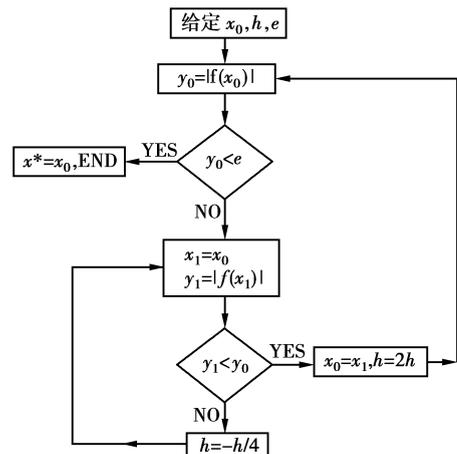


图 4 一维求极值流程图

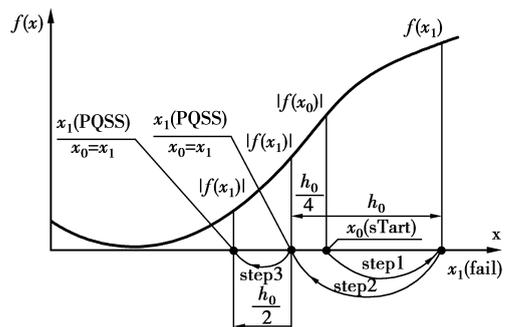


图 5 一维求极值图示意

### 4 结 论

从以上对吸收式变热器的分析可知:

- 1) 吸收式变热器的性能系数  $\eta$  和输出高温热量的

温度  $T_H$  均与环境冷源的温度  $T_0$  和余热热源温度  $T_L$  有关,均随冷源的温度  $T_0$  的降低而升高,随余热热源的 温度  $T_L$  的升高而升高。

2)吸收式变热器在吸收器里产生的温度  $T_H$  水平有限,在实际 LiBr-H<sub>2</sub>O 吸收式变热循环中,还要避免溶液在热交换器出口的温度不能低于对应的结晶温度,这些因素也限制了  $T_H$  升高的幅度( $\Delta T = T_H - T_L$ ),要想得到更高的温升就必须选用更合适的吸收剂-冷剂工质对。

3)用本文给出的求多维目标函数极值的办法可以很好地求解比较复杂的非线性方程组,用此方法可以快速模拟吸收式变热器的性能。

### 参考文献:

- [1] BOKELANN H and STELMLE F. Development of advanced heat transformers utilizing new working fluids [J]. Int. J. Refrig, 1986,9(1):322-338
- [2] 关治. 陆金甫. 数值方法[M]. 北京:清华大学出版社,2006.
- [3] STEPHAN K and HENGERER R. Heat transformation with the ternary working fluid[J]. Int. J. Refrig, 1993, 16(3):165-167.
- [4] CHEN J. Optimal choice of the performance paramaters of an absorption heat transformer in heat recovery systems & HP syst-ems[J]. Int. J. Refrig, 1995,16:210-214.
- [5] A JERNQICIST, K ABRAHAMSSON, G. Aly. On the efficiencies of absorption heat transformers in heat recovery systems & HP. systems [J]. Int. J. Refrig, 1992,12(4):323-334.
- [6] A GORONAS, M VALLES, S K CHAUDHARI, et al. Aborsptin heat pum pwith the TFE-TEGDME and TFE-H<sub>2</sub>O-TEGDME systems [ J]. Applied Thermal Engineering. 1996:335-345.
- [7] C Z ZHUO, C H MACHIELSEN. Thermophysical properties of the trifluoroethanol-pyrrolidone system for absorption heat transformers[J]. Rev. Int. Froid. 1993,16 (5):357-363.
- [8] SAPHORN RATANA. Research on absorption refrigerators and heat pumps[J]. International Energy Journal. 1995,17 (1):1-19.
- [9] CHEN LI-TING. A new ejector-aborsber cycle to improve the CO pof an absorption refrigeration system [J]. Applied Energy, 1988,30:37-50.

(编辑 王秀玲)

### 更正说明:

本刊 2007 年第 6 期中文目次页“公路隧道围岩动态分级方法研究……刘先珊,刘新荣,王军(88)”应改为“乌江渡扩机工程尾水岔洞三维有限元分析……刘先珊,刘新荣,王军(88)”。

特此致歉!

重庆建筑大学学报编辑部

### 更正说明:

本刊 2007 年第 6 期第 75 页文中“图 8 地表沉降曲线图”应为“图 6 节点位移矢量图”;文中“图 6 节点位移矢量图”应为“图 7 坡面水平位移图”;文中“图 7 坡面水平位移图”应为“图 8 地表沉降曲线图”。

特此致歉!

重庆建筑大学学报编辑部