

# 冷凝热分级利用对再生过程的影响

王 琴<sup>1</sup>, 吴 薇<sup>1,2</sup>, 顾陈杰<sup>1</sup>, 刘松松<sup>1</sup>, 刘 琳<sup>1</sup>, 杨 浩<sup>1</sup>

(1.南京师范大学能源与机械工程学院, 江苏 南京 210042)

(2.南京师范大学江苏省能源系统过程转化与减排技术工程实验室, 江苏 南京 210042)

**[摘要]** 本文研究了一种基于溶液除湿, 冷凝热分级利用的热湿独立处理空调系统, 搭建了冷凝热分级利用逆流型再生过程试验台, 并建立逆流型再生器的  $NTU-Le$  模型, 开展了空气进口温度、溶液进口温度、冷凝热一次利用率及冷凝热分配比对再生过程性能影响的研究。数值模拟结果表明在冷凝总热量相同的情况下, 随着冷凝热一次利用率的增加, 再生过程的再生量和再生热效率都不断升高。在冷凝热一次利用率  $\varphi$  从 0 增加至 1 的过程中, 随着冷凝总热量的增加, 再生量和再生热效率的增幅不断增加。冷凝热加热空气的热量  $Q_a$  相同, 改变冷凝热加热溶液的热量  $Q_s$  时, 再生量与再生热效率均随冷凝热分配比的升高而不断上升, 但是如果溶液温度过高对于溶液的再生过程是不利的。因此选择合适的溶液再生温度来达到较好的再生效果。

**[关键词]** 冷凝热分级利用, 逆流型再生器, 再生量, 再生热效率, 模拟

**[中图分类号]** TK124 **[文献标志码]** A **[文章编号]** 1672-1292(2017)01-0058-08

## Effects of Graded Condensation Heat Utilization on Regeneration Process

Wang Qin<sup>1</sup>, Wu Wei<sup>1,2</sup>, Gu Chenjie<sup>1</sup>, Liu Songsong<sup>1</sup>, Liu Lin<sup>1</sup>, Yang Hao<sup>1</sup>

(1.School of Energy and Mechanical Engineering, Nanjing Normal University, Nanjing 210042, China)

(2.Engineering Laboratory for Energy System Process Conversion and Emission Reduction Technology of Jiangsu Province, Nanjing Normal University, Nanjing 210042, China)

**Abstract:** In this paper, a system is studied which treats heat and humidity independently in grade utilization of condensation heat based on solution desiccant. A test bench is set up for a counter flow regeneration process with graded utilization of condensation heat, which simulates secondary utilization of condensation heat through heating air, and establishes the  $NTU-Le$  model of the counter flow regenerator. Thus theoretical and experimental studies of the effects of graded condensation heat utilization on regeneration process are carried out. Results show that in the case of the equality of total condensation heat in regeneration process, along with the increase of the ratio of primary utilization of condensation heat and primary utilization of condensation heat, the regeneration rate and regenerative heat efficiency in regeneration process both increase. In the growth progress of primary condensing heat utilization ratio variable  $\varphi$  from 0 to 1, the growth range of regeneration rate and regenerative heat efficiency rises continuously along with the increase of total condensation heat. When  $Q_a$ , the quantity of condensing heat to heat the air maintains constant, and  $Q_s$ , the quantity of condensing heat to heat the solution is changed, regeneration amount and regenerative heat efficiency reach a peak respectively. Thus considering that, an appropriate temperature of solution regeneration must be chosen synthetically to achieve better results of regeneration.

**Key words:** graded utilization of condensation heat, counter flow regenerator, regeneration rate, regenerative heat efficiency, simulate

传统的蒸汽压缩式空调系统会向周围环境释放出大量的冷凝废热, 不仅会造成能源的浪费, 还会导致温室效应的加剧。对冷凝废热的合理高效的应用, 已经成为一种热门的研究方向, 受到国内外越来越多学者的关注<sup>[1~3]</sup>。

Mohan B S<sup>[4]</sup> 等对一种利用冷凝热的溶液除湿复合系统开展了试验研究, 试验中室内空气先经冷凝热加热后再被送入再生器, 系统可以连续稳定运行。陈瑶等<sup>[5]</sup> 提出一种新型的将溶液除湿与热泵结合的热

收稿日期: 2016-11-23.

基金项目: 江苏省自然科学基金面上研究项目(BK20151549).

通讯联系人: 吴薇, 副教授, 研究方向: 制冷与节能技术研究. E-mail: wuwei@njnu.edu.cn

湿独立处理空调系统,该系统在溶液冷凝器中利用部分冷凝热加热溶液,在空气冷凝器中利用剩余的冷凝热预热再生用空气,理论研究表明在任何工况下冷凝热均能满足溶液再生的需求.李永存<sup>[6]</sup>等提出在冬季工况下较低的再生温度也可以达到较理想的再生量和再生效率,用冷凝热作为再生热源是可行的.

溶液再生过程热能有效综合利用是提升系统运行性能和可靠性的关键.Liu X H<sup>[7]</sup>等对顺流型再生器与逆流型再生器分别建立数学模型,发现热量用来加热溶液比加热空气具有更好的再生性能.李海翔<sup>[8]</sup>等对一种复合型空调系统中的再生器的再生方式进行理论研究,结果表明冷凝热全部用来加热溶液的再生方式比全部加热空气的方式好.

吴薇等<sup>[9]</sup>提出了一种冷凝热分级利用热湿独立处理空气的方法,热泵系统的冷凝热作为再生辅助热源分两段利用,压缩机出来的高温高压制冷剂通过套管换热器放出冷凝显热,用于提高再生溶液的温度(冷凝热一次利用),然后制冷剂在冷凝器放出冷凝潜热加热再生空气(冷凝热二次利用).本文对溶液再生器在本系统特定的运行工况下进行建模,并搭建了逆流绝热型再生器性能试验台,研究了空气和溶液不同进口参数时再生过程的性能,分析了不同冷凝热分级利用比对再生性能的影响,从而获得冷凝热分级利用的最佳方式.

## 1 一种冷凝热分级利用的热湿独立处理空调系统简介

本文研究了一种基于溶液除湿的冷凝热分级利用的热湿独立处理空调系统,其系统原理图如图1所示.再生溶液在套管换热器中吸收制冷系统冷凝显热进行预热,在溶液再生器中被吸收了冷凝潜热后升温的空气继续加热,再生过程中冷凝热被分级充分利用.夏季时,通过四通阀改变制冷剂和溶液的流向,室内换热器用作蒸发器,室外换热器用作冷凝器,溶液处理器A用作除湿器,溶液处理器B用作再生器.室外侧空气先经制冷系统冷凝器吸收冷凝热,再经溶液再生器,将冷凝热放出用于溶液再生;室内侧空气先经过溶液除湿器除湿后,再经过制冷系统蒸发器,实现空气调节.冬季时,室内换热器用作冷凝器,室外换热器用作蒸发器,溶液处理器A用作再生器,溶液处理器B用作除湿器.室外空气先经过溶液除湿器降低含湿量,湿空气中的潜热将释放转化为溶液和空气的显热,除湿后的空气再经过热泵系统蒸发器;室内空气先经过热泵系统冷凝器提升温度,然后再经过溶液再生器被加湿,满足冬季室内湿度要求.

本系统在夏季运行模式时,热湿独立处理,制冷蒸发温度提高,从而提高了系统的性能系数.在冬季运行模式下,充分利用室外湿空气的全热来作为热泵蒸发器的低温热源,不仅可以提高能源利用效率,而且能够有效改善室外机结霜问题.

## 2 冷凝热分段利用逆流型再生过程试验装置

### 2.1 试验台介绍

冷凝热分级利用逆流型再生过程试验台如图2所示.以LiCl溶液为再生溶液,再生器选用了3块高度为0.2 m×3,填料长度为0.25 m,宽度为0.25 m的蒙特FKD规整填料.再生器中空气采用四面同时进风,有利于形成紊流,使空气均匀地进入再生器,与填料中的溶液充分接触,提高再生系统的再生效率.再生器顶部装有布液板,再生溶液经过溶液泵先流到布液板上,经过布液板上均匀分布的小孔滴入到填料上,使整个填料处于润湿状态,可以更好地进行溶液再生.溶液的再生过程需要能量的补偿,一般可分为加热空气再生和加热溶液再生两种模式.试验装置中,通过溶液电加热器对再生溶液加热来模拟冷凝热一次利用,通过空气加热器对空气加热来模拟冷凝热二次利用.

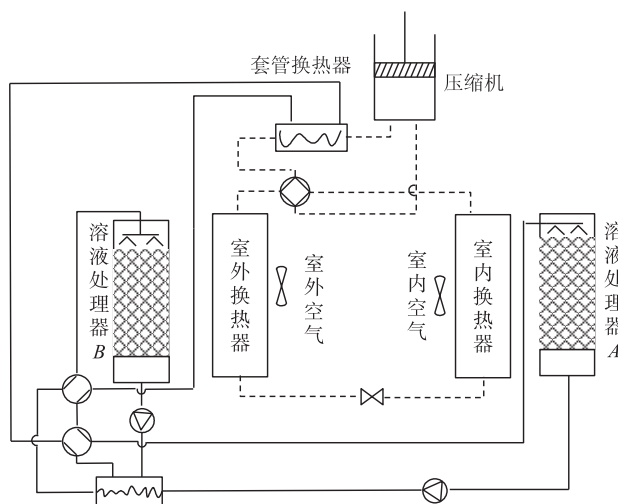


图1 一种冷凝热分级利用的热湿独立处理空调系统原理图

Fig. 1 A heat and humidity independent control air-conditioning system principle diagram with segmented utilization of condensation heat

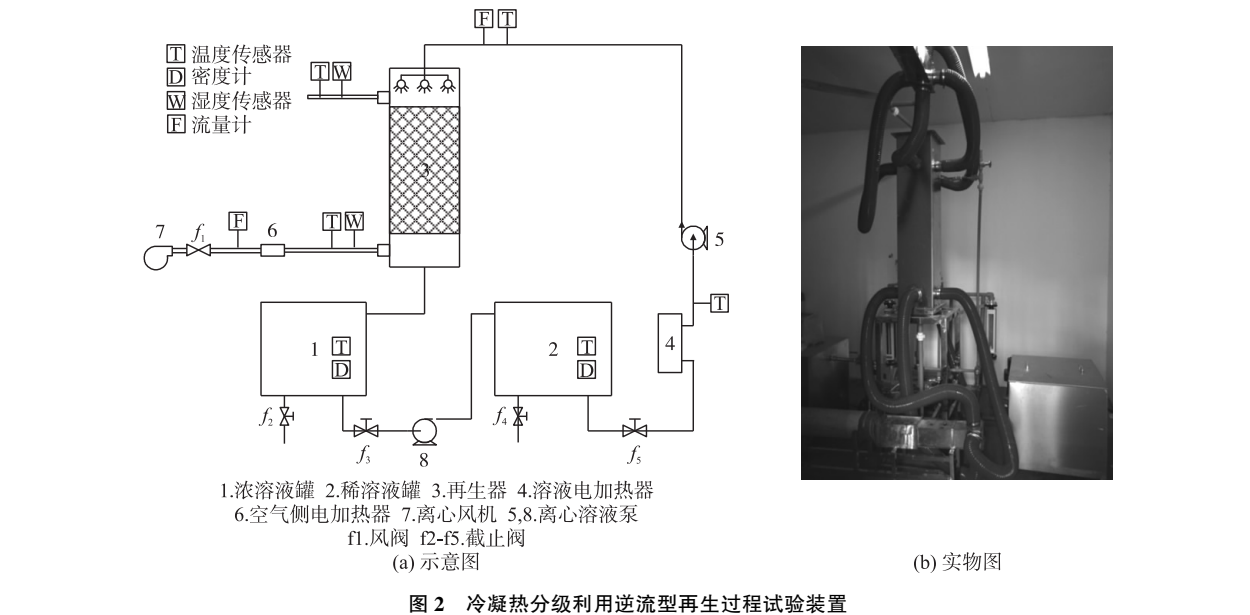


Fig. 2 A test equipment of a counter flow regeneration process with graded utilization of condensation heat

2.2 设备选型

| 表 1 设备的型号尺寸                                 |    |  |
|---|----|--|
| Table 1 Models and dimensions of facilities |    |  |
| 设备名称  | 数量 | 尺寸规格   |
| 温湿度传感器                                      | 1  | 型号:AW3010 电压型变送器,电源输入 15~36 V DC,信号输出 0~10 V DC,量程 0~99.9% RH/-40~80 ℃,精度±2% RH/±0.3 ℃ |
| 数据采集仪                                       | 1  | 型号:Agilent 34972A  |
| 数据采集板                                       | 2  | 型号:Agilent 34901A  |
| 玛芝哈克液体比重仪                                   | 1  | 型号:GH-120G 可测量范围 0.01 g~120 g 密度精度 0.001 g/cm <sup>3</sup>                             |
| 热电阻   | 5  | 型号:铠装防腐 pt-100,加 3m 补偿导线,精度±0.15 ℃   |
| 孔板流量计                                       | 1  | 型号:SCLGKHQ 内径:160 mm,工作温度-50 ℃~550 ℃,精度 0.5 级、1 级                                      |
| 玻璃转子流量计                                     | 2  | LBZ-25F 流量 100~1 000 L 转子:四氟材料 精度 1.5%   |
| 玻璃转子流量计                                     | 2  | LBZ-15F 流量 40~400 L 转子:四氟材料 精度 1.5%  |

溶液再生实验平台的测点布置如图 2(a) 所示. 实验过程中利用温控仪和固态继电器来控制空气和溶液的进口温度. 实验时,热泵系统中冷凝热一次利用由溶液电加热器加热溶液的热量  $Q_s$  提供,热泵系统中冷凝热二次利用由空气电加热器加热空气的热量  $Q_a$  提供,冷凝热分级利用比通过分别控制溶液和空气的温度来进行调配.

3 逆流型再生器数学模型

3.1 数学模型的建立

如图 3 逆流型溶液再生器示意图所示,取微元控制体  $dV$ , 建立数学模型:根据微元控制体内的能量守恒可得:

$$M_a \cdot dh_a = d(M_s \cdot h_s).$$
 (1)

根据微元控制体内的质量守恒可得:

$$dM_s = M_a d\omega_a,$$
 (2)

$$d(M_s \xi) = 0.$$
 (3)

式中, $M_a$ 、 $M_s$  分别为空气和溶液的质量流量( $\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$ ); $h_a$ 、 $h_s$  分别为空气和溶液的比焓( $\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$ ); $\omega_a$  为空气的含湿量( $\text{g} \cdot \text{kg}^{-1}$ ); $\xi$  为溶液的质量浓度(%).

微元体内,总传热量可表示为:

$$dQ = M_a \cdot dh_a = h_c (T_s - T_a) \alpha dV + r_{t_s} \cdot m_a d\omega_a.$$
 (4)

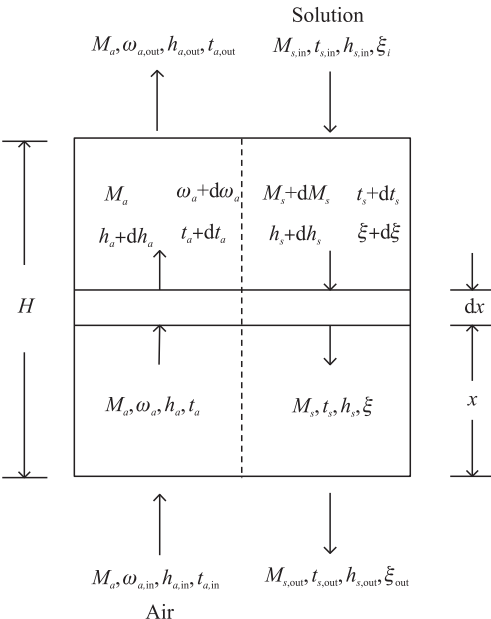


图 3 逆流溶液再生微元控制体示意图

Fig. 3 Schematic diagram of micro control element of counter-flow liquid desiccant regeneration

微元体内,溶液与空气间的传质量可表示为:

$$M_a d\omega_a = h_D (\omega_{equ} - \omega_a) \alpha dV. \quad (5)$$

式中,  $h_D$  为传质系数 ( $\text{kg} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{s}^{-1}$ );  $\omega_{equ}$  为与溶液处于平衡状态的空气含湿量 ( $\text{g} \cdot \text{kg}^{-1}$ );  $\alpha$  为填料的比表面积 ( $\text{m}^2 \cdot \text{m}^{-3}$ ).

定义传质单元数  $NTU$  和刘易斯数  $Le$ :

$$NTU = h_D \alpha V_T / m_a, \quad (6)$$

$$Le = h_C / (h_D c_{p,m}). \quad (7)$$

式中,  $H$  为填料高度 ( $\text{m}$ ),  $V_T$  为填料的总体积 ( $\text{m}^3$ ).

结合式(4)-(7),得

$$\frac{dh_a}{dx} = \frac{NTU \cdot Le}{H} \left[ (h_{equ} - h_a) + r \left( \frac{1}{Le} - 1 \right) (\omega_{equ} - \omega_a) \right], \quad (8)$$

$$\frac{d\omega_a}{dx} = \frac{NTU}{H} (\omega_{equ} - \omega_a). \quad (9)$$

式中,  $H$  为填料高度 ( $\text{m}$ ), 传质系数  $h_D$  通过试验数据代入下式得到:

$$h_D = \frac{m_a (\omega_{a,out} - \omega_{a,in})}{\alpha V_T \cdot \Delta\omega_m}. \quad (10)$$

参考文献[10]将对数平均传质湿差  $\Delta\omega_{lm}$  作为过程平均传质湿差  $\Delta\omega_m$ , 从而求得  $h_D$ .  $\Delta\omega_{lm}$  的定义见式(11):

$$\Delta\omega_{lm} = \frac{(\omega_{a,in} - \omega_{equ,out}) - (\omega_{a,out} - \omega_{equ,in})}{\ln \left( \frac{\omega_{a,in} - \omega_{equ,out}}{\omega_{a,out} - \omega_{equ,in}} \right)}. \quad (11)$$

式中,  $\omega_{equ,in}$  是溶液进口温度与浓度的函数,  $\omega_{equ,out}$  是溶液出口温度与浓度的函数, 因此  $\Delta\omega_{lm}$  仅由再生器进、出口溶液和湿空气参数确定, 而与具体的再生过程无关.

### 3.2 冷凝热分级利用溶液再生过程的评价指标

再生量:

$$M_r = M_a \cdot (\omega_{a,out} - \omega_{a,in}). \quad (12)$$

式中,  $M_r$  为再生过程的再生量 ( $\text{g/s}$ );  $M_a$  为空气质量流量 ( $\text{g/s}$ );  $\omega_{a,out}$  为出口空气湿度 ( $\text{g/kg}$ );  $\omega_{a,in}$  为进口空气湿度 ( $\text{g/kg}$ ).

再生热效率<sup>[11]</sup>是指溶液再生过程中实际消耗的热量占提供的再生热量的比值, 反应了溶液再生过程的能源的利用率.

再生热效率:

$$\eta = \frac{M_a \cdot (\omega_{a,out} - \omega_{a,in}) \cdot r}{Q_{\text{总}}}. \quad (13)$$

式中,  $r$  为水蒸气的汽化潜热 ( $\text{J/kg}$ ),  $Q_{\text{总}}$  为再生过程提供的总热量, 本系统中, 再生过程的总热量  $Q_{\text{总}}$  由冷凝热一次利用加热溶液的热量  $Q_s$  和冷凝热二次利用加热的空气热量  $Q_a$  分别提供.

冷凝热用于加热溶液或空气的不同分配比对再生性能有较大的影响. 为了分析冷凝热加热溶液或加热空气的不同分配比对再生量和再生热效率的影响, 定义冷凝热分配比  $\theta$  和冷凝热一次利用率  $\varphi$ :

$$\theta = \frac{\text{冷凝热一次利用量}}{\text{冷凝热二次利用量}} = \frac{\text{溶液得到的热量}}{\text{空气得到的热量}} = \frac{Q_s}{Q_a}, \quad (14)$$

$$\varphi = \frac{\text{冷凝热一次利用量}}{\text{冷凝总热量}} = \frac{Q_s}{Q_{\text{总}}}. \quad (15)$$

### 3.3 模型验证

为简化计算, 取路易斯数  $Le$  为 1<sup>[12]</sup>, 且为使模拟结果与实际情况更为接近, 结合试验数据, 通过传质系数  $h_D$  得到  $NTU$  数<sup>[13]</sup>, 取平均值为 4.17. 将数学模型计算出的空气出口温度和溶液出口温度与试验结

果相比较如图 4 所示.

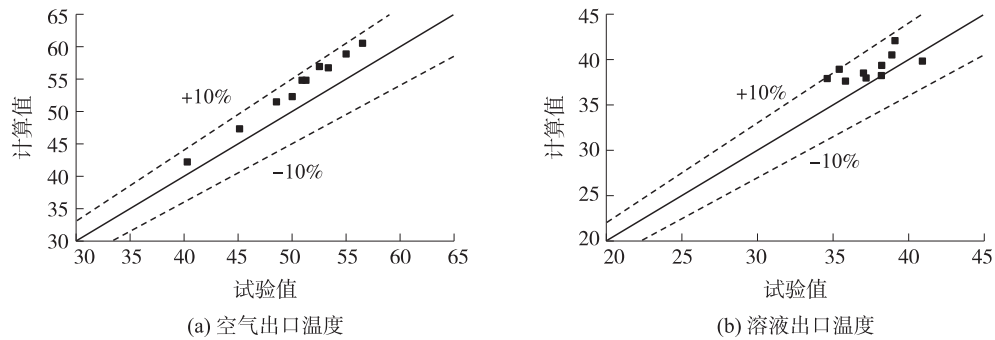


图 4 计算结果与实验结果比较  
Fig. 4 Comparison of calculated values with experimental values

由图 4 可知,理论值比试验值普遍要高,这是因为在试验过程中存在热损失,因此空气和溶液的出口温度均会低于理论值. 数学模型的计算结果与实验结果的偏差均在 10%以内,说明数学模型是可以用来预测再生器的出口参数.

4 结果及分析

将不同工况下数值模拟得到的再生器出口参数代入式(12)、(13),研究不同的空气进口温度、溶液进口温度、冷凝热一次利用率及冷凝热分配比对再生量和再生热效率的影响.

4.1 空气和溶液不同进口温度对再生性能的影响

保持其他变量不变,仅改变溶液或空气进口温度,具体参数如表 2 所示.

表 2 再生过程进口处溶液和空气工况

| Table 2 Inlet condition of solution and air on regeneration process |                             |  |                             |   |               |
|---|-----------------------------|--|-----------------------------|---|---------------|
| $m_{a,in}/(\text{kg}\cdot\text{s}^{-1})$                            | $t_{a,in}/^{\circ}\text{C}$ | $m_{s,in}/(\text{kg}\cdot\text{s}^{-1})$ | $t_{s,in}/^{\circ}\text{C}$ | $\omega_{a,in}/(\text{g}\cdot\text{kg}^{-1})$ | $\xi_{in}/\%$ |
| 0.07  | 40.0                        | 0.07                                     | 30~50                       | 4.67  | 30.43         |
| 0.07  | 30~50                       | 0.07                                     | 40                          | 4.67  | 30.43         |

由图 5 可知,随着溶液进口温度从 30 ℃ 升高到 50 ℃,再生过程的再生量从 0.415 1 g/s 增加到 1.486 1 g/s,上升 258%;随着空气进口温度从 30 ℃ 升高到 50 ℃ 时,再生过程的再生量由 0.856 1 g/s 增加到 0.905 1

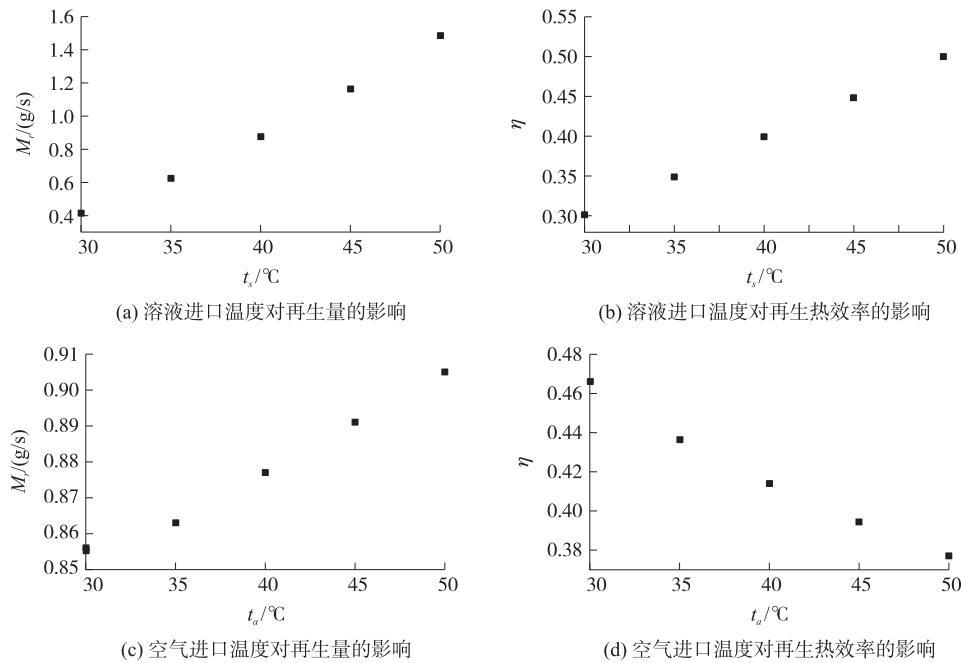


图 5 溶液和空气进口参数对再生性能的影响

Fig. 5 Effects of air and desiccant inlet parameters on the performance of regeneration



g/s,上升6%。溶液和空气温度的增加都会带来再生量的上升,但是溶液温度增加带来的再生量增幅相对空气温度增加带来的增幅更大。

随着溶液进口温度从30℃升高到50℃,再生热效率从0.313增加到0.511;随着空气进口温度从30℃升高到50℃时,再生热效率从0.466下降到0.377。这是因为随着溶液进口温度的升高,再生量的增加幅度大于总热量的增加,因此再生热效率增加。随着空气进口温度的升高,再生量的增加幅度小于总热量的增加,因此再生过程能源利用率降低。

#### 4.2 不同冷凝热一次利用率对再生性能的影响

从上述分析可知溶液和空气进口温度对再生量和再生热效率影响不一样,而调节冷凝热在溶液和空气中的不同分配量的大小,会改变溶液或空气的进口温度,因此冷凝热在溶液和空气中的不同分配量对再生性能有较大的影响。当冷凝总热固定不变时,改变不同的溶液和空气冷凝热分配比例,研究冷凝热一次利用率 $\varphi$ 对再生量和再生热效率的影响。具体参数如表3所示。

表3 不同冷凝热一次利用率时溶液和空气工况

Table 3 Solution and air condition of different primary condensation heat utilization rate

| $\varphi$ | $Q_{\text{总}}/\text{kW}$ | $\omega_a/(\text{g/kg})$ | $M_a/(\text{kg/s})$ | $M_s/(\text{kg/s})$ | $X_s/\%$ |
|-----------|--------------------------|--------------------------|---------------------|---------------------|----------|
| 0~1       | 3~5                      | 4.67                     | 0.07                | 0.07                | 30.43    |

图6表示冷凝总热量在3kW~5kW范围内,分别保持总热量不变,冷凝热一次利用率 $\varphi$ 从0增加到1,按不同比例加热溶液或空气后,再生器再生量和再生热效率的变化规律。随着冷凝热一次利用率不断增加,在相同冷凝总热量下,再生量不断升高,再生热效率也逐步提高。总热量为5kW时,冷凝热一次利用率 $\varphi$ 从0增加至1,再生量由0.4851 g/s增加至1.6891 g/s,增加约248%;再生热效率由0.248上升至0.856,增加约247%。说明冷凝热用于加热溶液比用于加热空气,对再生过程的改善更大,当冷凝热全部加热溶液比全部加热空气时,再生量更大,再生热效率更高,再生过程对能源的利用率更高,再生效果更好。

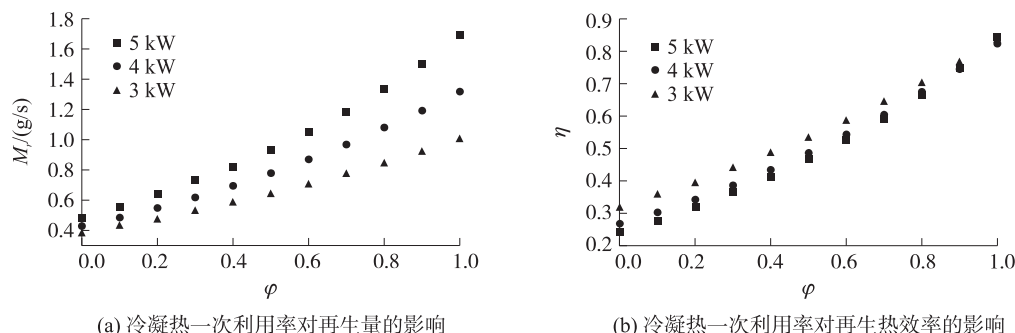


图6 冷凝热一次利用率对再生性能的影响

Fig. 6 Effects of primary condensation heat utilization rate on the performance of regeneration

冷凝热一次利用率 $\varphi$ 相同时,再生过程溶液和空气的进口携带的冷凝总热量越高,再生量越高,而再生热效率越低,此时再生过程的能源利用率偏低。如冷凝热一次利用率 $\varphi$ 为0,即冷凝热全部用于加热空气时,再生量随冷凝总热量的增加而增加,再生热效率随冷凝总热量的增加而减小,与图5结论一致。

在冷凝热一次利用率 $\varphi$ 从0增加至1的过程中,随着冷凝总热量的增加,再生量和再生热效率的增幅在不断增加。如冷凝总热量为3kW时,再生量增幅为164%,再生热效率增幅为90.4%;冷凝总热量增加至5kW,再生量增幅为248%,再生热效率增幅为247%。

#### 4.3 $Q_a$ 相同, $Q_s$ 对再生性能的影响

冷凝热用于加热溶液比用于加热空气,对再生过程的影响更大。当冷凝热二次利用热量 $Q_a$ 不变时,改变冷凝热一次利用热量 $Q_s$ ,即改变了冷凝热用于加热溶液的量,研究此时再生过程性能的变化。具体参数如表4所示,空气和溶液采用相同的质量流量,均为0.07 kg/s,空气温度取40℃,即冷凝热二次利用热量 $Q_a$ 不变,通过改变溶液温度来改变 $Q_s$ ,从而改变冷凝热分配比 $\theta$ 从1:1变化至1:9。考虑受到热泵系统加热所能达到的温度限制,溶液最高温度不能超过80℃,而溶液在冷凝热分配比1:6时温度已超过90℃,因此,研究冷凝热分配比在1:1至1:5之间,再生量和再生热效率的影响规律。

表 4 不同冷凝热分配比时溶液和空气工况

Table 4 Solution and air condition of different distribution ratio of condensation heat

| $\theta$ | $t_a/^\circ\text{C}$ | $\omega_a/(\text{g/kg})$ | $M_a/(\text{kg/s})$ | $M_s/(\text{kg/s})$ | $X_s/\%$ |
|----------|----------------------|--------------------------|---------------------|---------------------|----------|
| 1:1~1:5  | 40                   | 4.67                     | 0.07                | 0.07                | 30.43    |

由图 7 可知,当冷凝热分配比从 1:1 增加至 1:5 时,再生量从 0.758 1 g/s 增加到 3.257 1 g/s,再生热效率从 0.492 增加到 0.704,再生量与再生热效率均随冷凝热分配比的升高而不断上升. 说明在空气得到热量不变的情况下,随着溶液得到的热量越多,再生过程的性能是不断升高的. 但是再热热效率的增长趋势随冷凝热分配比的增加越来越平缓,当冷凝热分配比 1:3 时,溶液进口温度为 57 ℃,此时再生热效率的增加率为 12.5%;当冷凝热分配比 1:4 时,溶液进口温度为 67 ℃,此时再生热效率的增加率为 7.6%;冷凝热分配比 1:5 时,溶液进口温度已达 77 ℃,此时再生热效率的增加率为 2.5%. 可知溶液温度过高对于溶液的再生过程是不利的. 因此应当综合考虑选择合适的溶液再生温度.

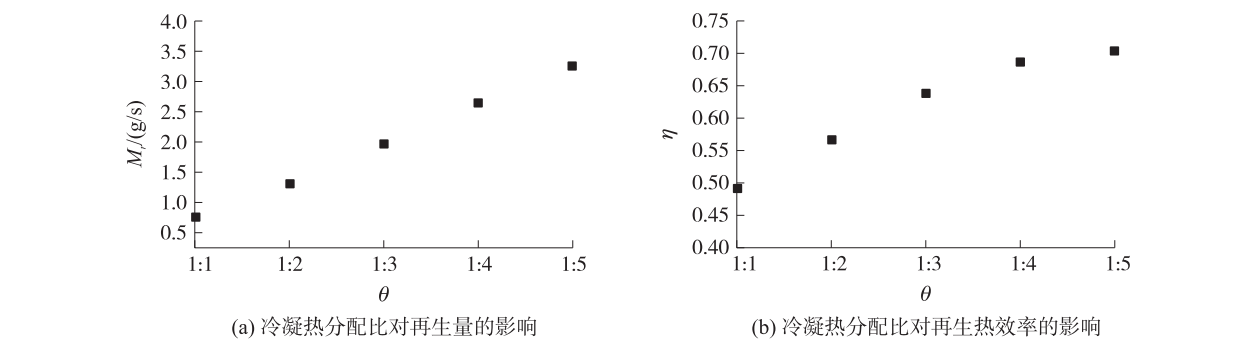


图 7 冷凝热分配比对再生性能的影响

Fig. 7 Effects of distribution ratio of condensing heat on the performance of regeneration

5 结语

本文研究了一种冷凝热分级利用的热湿独立处理空调系统的溶液再生过程,搭建了冷凝热分级利用的逆流型再生过程试验台,建立了逆流型除湿器/再生器的  $NTU-Le$  模型,得到再生器出口参数,与试验结果有很好的吻合性. 利用数学模型研究不同冷凝热分级利用对再生器再生性能的影响,得到如下结论:

(1) 相同总热量下,随着冷凝热一次利用率的增加,再生过程的再生量和再生热效率都不断升高. 说明冷凝热用于加热溶液比用于加热空气,对再生过程的改善更大,冷凝热全部加热溶液比全部加热空气,再生效果更好.

(2) 在冷凝热一次利用率  $\varphi$  从 0 增加至 1 的过程中,随着冷凝总热量的增加,再生量和再生热效率的增幅不断增加.

(3) 冷凝热加热空气的热量  $Q_a$  相同,改变冷凝热加热溶液的热量  $Q_s$  时,再生量与再生热效率均随冷凝热分配比的升高而不断上升,但是如果溶液温度过高对于溶液的再生过程是不利的. 因此综合考虑选择合适的溶液再生温度来达到较好的再生效果.

[参考文献] (References)

[1] MA Q, WANG R Z, DAI Y J, et al. Performance analysis on a hybrid air-conditioning system of a green building[J]. Energy and buildings, 2006, 38(5): 447-453.

[2] DAI Y J, WANG R Z, ZHANG H F, et al. Use of liquid desiccant cooling to improve the performance of vapor compression air conditioning[J]. Applied thermal engineering, 2000, 21(12): 185-1202.

[3] LAZZARIN R M, CASTELLOTTI F. A new heat pump desiccant dehumidifier for supermarket application[J]. Energy and buildings, 2007, 39(1): 59-65.

[4] MOHAN B S, TIWARI S, MAIYA M P. Experimental investigations on performance of liquid desiccant-vapor compression hybrid air conditioner[J]. Applied thermal engineering, 2015, 77(1): 153-162.

- [5] 陈瑶,殷勇高,张小松. 非常温溶液除湿自主再生空调系统性能分析[J]. 工程热物理学报,2014,35(9):1 682-1 687.  
CHEN Y, YIN Y G, ZHANG X S. Performance analysis of the non-normal temperature liquid desiccant self-regenerating air-conditioning system[J]. Journal of engineering thermophysics, 2014, 35(9): 1 682-1 687. (in Chinese)
- [6] 李永存,陈光明,张绍志,等. 冬季工况下溶液再生器性能的实验研究[J]. 西安交通大学学报,2011,45(9):74-78.  
LI Y C, CHEN G M, ZHANG S Z, et al. Experimental study on performance of regenerator with liquid desiccant under winter conditions[J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2011, 45(9): 74-78. (in Chinese)
- [7] LIU X H, JIANG Y, YI X Q. Effect of regeneration mode on the performance of liquid desiccant packed bed regenerator[J]. Renewable energy, 2009, 34(1): 209-216.
- [8] 李海翔,张婷,从琳,等. 溶液除湿空调系统溶液再生方式研究[J]. 暖通空调,2013,43(11):105-109.  
LI H X, ZHANG T, CONG L, et al. Regeneration methods of liquid desiccant air conditioning system[J]. HV&AC, 2013, 43(11): 105-109. (in Chinese)
- [9] 吴薇,殷勇高,武文彬,等. 一种冷凝热分段利用热湿独立处理空气的方法 ZL201110086524.3[P]. 2013-01-16.  
WU W, YIN Y G, WU W B. A heat and humidity independent treatment of air with segmented utilization of condensation heat ZL201110086524.3[P]. 2013-01-16. (in Chinese)
- [10] 李永存. 无霜型空气源热泵系统的理论与实验研究[D]. 杭州:浙江大学,2011.  
LI Y C. Frost-free type air source heat pump system of theoretical and experimental research[D]. Hangzhou: Zhejiang University, 2011. (in Chinese)
- [11] YIN Y, ZHANG X. Comparative study on internally heated and adiabatic regenerators in liquid desiccant air conditioning system[J]. Building and environment, 2010, 45(8): 1 799-1 807.
- [12] LIU X H, JIANG Y. Coupled heat and mass transfer characteristic in packed bed dehumidifier/regenerator using liquid desiccant[J]. Energy conversion and management, 2008, 49(6): 1 357-1 366.
- [13] 张润霞,王赞社,孟祥兆,等. 溶液除湿中基于水蒸气压差的传质系数[J]. 化工学报,2015,66(12):4 774-4 779.  
ZHANG R X, WANG Z S, MENG X Z, et al. Mass transfer coefficient for liquid dehumidification based on vapor pressure difference[J]. CIESC journal, 2015, 66(12): 4 774-4 779. (in Chinese)

[责任编辑:陈 庆]