

一种冷凝热分级利用复合型溶液 除湿空调系统性能分析

张凡¹, 吴薇^{1,2}, 张甜甜¹, 苏鹏飞¹, 王红¹, 陈健¹, 李娜¹, 魏丽申¹

(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] 基于蒸汽压缩式制冷系统冷凝热和太阳能作为溶液再生过程热源的利用, 构建了一种新型高效的冷凝热分段利用复合型溶液除湿空调系统, 并采用 ε -NTU 模型对系统进行了理论分析. 研究了室内显热负荷比、室外空气状态及新风比对系统性能的影响, 并与未利用冷凝热的传统溶液除湿空调系统进行对比, 得到系统节能的特性, 即使在使用电加热辅助溶液再生时, 系统性能仍然优于未利用冷凝热的溶液除湿系统, 尤其在 t_a 、RH 较小时, 系统性能提升更大.

[关键词] 热湿独立处理空调系统, 溶液除湿, 蒸汽压缩式制冷, ε -NTU 模型, 性能分析

[中图分类号] TB657.2 **[文献标志码]** A **[文章编号]** 1672-1292(2014)03-0033-10

Performance Analysis of a Hybrid Liquid Desiccant Air-Conditioning System with Sectional Utilization of Condensation Heat

Zhang Fan¹, Wu Wei^{1,2}, Zhang Tiantian¹, Su Pengfei¹, Wang Hong¹, Chen Jian¹, Li Na¹, Wei Lishen¹

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

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

Abstract: In this paper, the condensation heat of vapor compression refrigeration system and solar energy are used as auxiliary heat source in the solution regeneration process. A novel hybrid liquid desiccant air conditioning system is established with efficiently sectional utilization of condensation heat. The ε -NTU model is used to conduct the theoretical analysis of the system. The paper studies the effects of indoor sensible heat load ratio, outdoor air condition as well as fresh air ratio on the performance of the system, and compared the results with the conventional liquid desiccant air conditioning system which does not utilize condensation heat as auxiliary heat source. It is concluded that even if electrical energy is used to assist regenerating solution, the system's performance is better than that of the conventional system without utilization of condensation heat. The promotion will be more especially when t_a and RH are relatively little.

Key words: temperature and humidity independent control air-conditioning system, liquid desiccant, vapor compression refrigeration, ε -NTU, performance analysis

传统空调多采用热湿联合处理的运行模式, 室内温湿度控制大多依赖于空气处理系统, 室内的热湿负荷都以空气为传输介质, 采用喷水室或表冷器对空气同时进行冷却除湿, 冷却除湿所需要的冷水温度一定要低于所处理空气的露点温度, 因而制冷机的蒸发温度较低, 制冷机制冷系数不高. 还常采用空气过冷除湿后再加热升温的方法, 导致出现再热负荷, 进一步增加了能量浪费. 此外, 传统空调系统中表冷器、风机盘管等处于湿工况运行, 其潮湿表面成为微生物、细菌和病毒的良好温床, 空调系统有时成了空气的污染源. 因此, 最近几年基于热湿独立处理思路的空气调节控制方法与系统成为一项热门的研究课题^[1,2].

热湿独立处理空调是将空调空间内的显热负荷和湿负荷分开进行处理, 经过除湿后的空气再经过冷却

收稿日期: 2014-06-17.

基金项目: 江苏省自然科学基金 (BK2011791).

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

即可达到空气调节的目的. 从原理可以看出, 空气调节系统需要的冷水温度高于传统冷却除湿需要的冷冻水温度, 因此制冷系统的蒸发温度可以得到提高, 从而提高制冷系统的制冷系数, 实现节能的目的. 实现热、湿负荷分开处理的关键是寻求一种能够独立除湿的手段. 目前主要的独立除湿方式有膜法除湿、固体除湿和溶液除湿^[3]. 相比固体除湿, 溶液除湿虽然存在腐蚀、带液、结晶等问题, 但其压降小, 可利用更低品位热能(如太阳能)进行再生, 可除去空气中的有害物质^[4], 因而受到国内外众多研究人员的广泛关注.

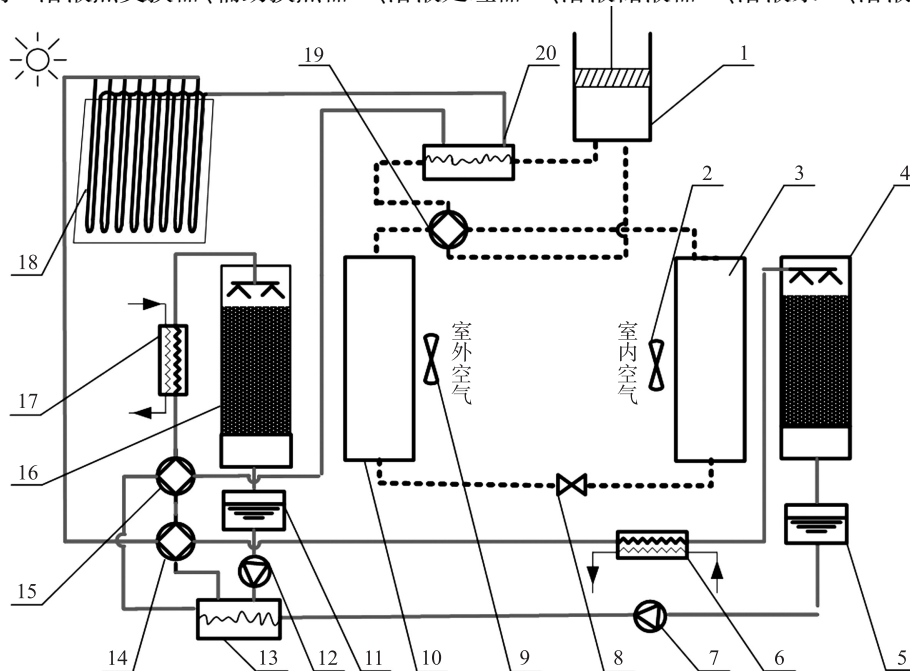
自从 Lof^[5] 于 1955 年首次提出使用液体除湿剂对空气进行除湿的思想后, 许多学者对基于热湿独立处理思路的复合型溶液除湿空调系统开展了研究. Howell 和 Peterson^[6] 发现与仅使用蒸汽压缩制冷系统相比, 复合系统可以减少 34% 的蒸发器和冷凝器面积, 节约 25% 的电能. Yadav^[7] 对一种复合型系统进行理论研究, 结果表明复合系统在高湿地区或潜热负荷较高的场合更具应用前景. Khalil^[8] 对所提出的一种复合型系统进行实验研究, 结果表明在典型运行工况下复合系统 COP 比传统蒸汽压缩式系统高出 68%.

传统蒸汽压缩制冷系统向环境排放大量冷凝废热, 不仅造成能源浪费, 还会造成周边地区严重的热岛效应, 对冷凝热进行回收利用是解决这一问题的有效途径. Zhang^[4] 等利用相变蓄热装置回收冷凝显热用来在夏季供应热水. Kaushik^[9] 等通过在冷凝器和压缩机之间设置气液热交换器来加热冷水. 基于溶液除湿的热湿独立处理空调复合系统的能耗主要集中在溶液再生能耗上, 如果使用冷凝废热作为溶液再生的部分热源将进一步提高复合系统的性能. Yadav^[7]、Khalil^[8]、Kinsara^[10] 等提出经冷凝器预热后的室外空气对溶液进行再生, 但都未涉及将冷凝显热和潜热分级利用.

鉴于以上研究, 本文设计了一种冷凝热分级利用复合型溶液除湿空调系统, 是基于太阳能和蒸汽压缩式制冷系统冷凝热综合利用作为溶液再生驱动热源, 分级利用冷凝废热, 同时太阳能蓄能和溶液蓄能结合的新型热湿独立处理空气系统, 能全面提升冬夏两季空调能效.

1 冷凝热分级利用复合型溶液除湿空调系统简介

冷凝热分级利用复合型溶液除湿空调系统原理如图 1 所示. 该系统由溶液除湿和蒸汽压缩式制冷系统耦合而成, 分为溶液循环回路和制冷剂循环回路, 有夏季和冬季两种运行模式. 溶液循环回路由太阳能集热/蓄能器、制冷剂—溶液热交换器、辅助换热器 B、溶液处理器 B、溶液储液器 B、溶液泵 B、溶液热交换器、辅助



1. 压缩机; 2. 室内风机; 3. 室内换热器; 4. 溶液处理器 A; 5. 溶液储液器 A; 6. 辅助换热器 A; 7. 溶液泵 A; 8. 节流阀;
9. 室外风机; 10. 室外换热器; 11. 溶液储液器 B; 12. 溶液泵 B; 13. 溶液热交换器; 14. 四通阀 A; 15. 四通阀 B;
16. 溶液处理器 B; 17. 辅助换热器 B; 18. 太阳能集热/蓄能器; 19. 四通阀 C; 20. 制冷剂—溶液热交换器

图 1 一种冷凝热分级利用复合型溶液除湿空调系统原理图

Fig. 1 Schematic diagram of a hybrid liquid desiccant air-conditioning system with sectional utilization of condensation heat

换热器 A、溶液处理器 A、溶液储液器 A、溶液泵 A 组成,溶液循环回路利用四通阀 A 和四通阀 B 进行管路的切换,以改变溶液的流动方向,实现夏季和冬季运行模式的改变. 制冷剂循环回路包括压缩机、室内换热器、节流阀、室外换热器、制冷剂—溶液热交换器由四通阀 C 进行管路的切换,以转变制冷剂的流向,实现夏季和冬季运行模式的改变. 而太阳能集热/蓄能器中溶液管路以 U 形管的形式布置于太阳能真空集热管中,每根 U 形蒸发管与真空集热管中间均以相变材料填充,利用相变材料对太阳能集热和储能. 室内风机和室外风机均采用双向风机,根据季节不同改变空气的流向.

夏季运行时如图 2 所示,溶液处理器 B 的工作模式为溶液再生器,溶液处理器 A 的工作模式为溶液除湿器,室内换热器的工作模式为制冷系统蒸发器,室外换热器的工作模式为制冷系统冷凝器. 夏季时室内侧空气先经过溶液除湿器除湿后温度升高,再经过制冷系统蒸发器,蒸发温度提高,有效提升系统制冷系数. 制冷剂的状态变化如图 3 所示. 蒸发器产生的低温低压的制冷剂蒸汽 9 进入压缩机,被压缩成高温高压的制冷剂蒸汽 10 s,在制冷剂—溶液热交换器中放出显热给来自太阳能集热/蓄能器的溶液 17,然后进入冷凝器继续放出冷凝潜热给室外空气 6,制冷剂变为过冷液体 12,经节流阀节流降压后成为两相状态 13,进入蒸发器吸收被处理空气 4 的热量变成过热蒸汽 9,被压缩机吸入从而完成制冷循环. 溶液循环过程则由溶液在太阳能集热/蓄能器中吸收热量开始,温度升高后的溶液 17 与压缩机排出的高温制冷剂蒸汽 10 s 在制冷剂—溶液热交换器中进行显热交换,温度继续升高后的溶液 18 在进入溶液再生器前再次被辅助换热器 B 中的热源预热变成高温溶液 19,然后进入溶液再生器中再生. 再生过程需要的空气为经过冷凝器后升温的热空气 7. 再生后的浓溶液 20 依次经过浓溶液储液器、溶液泵后在溶液热交换器中放出热量,冷却后的溶液 21 先被辅助换热器 A 中的冷源预冷成为低温浓溶液 14,然后进入除湿器中吸收被处理空气 3 中的水分后变成稀溶液 15,依次经过稀溶液储液器 A、溶液泵 A,再经溶液热交换器吸收来自浓溶液的热量,温度升高后的稀溶液 16,进入太阳能集热/蓄能器继续升温,周而复始地循环. 空气处理过程在湿空气温湿度图上的表示如图 4 所示. 室外新风 1 与室内回风 2 以一定比例混合成为被处理空气 3,进入除湿器经绝热

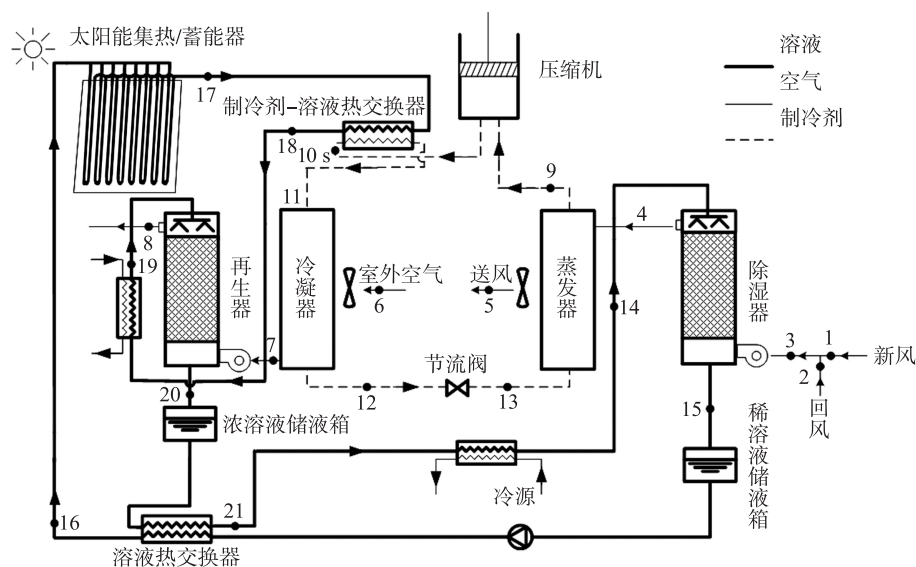


图 2 系统夏季运行模式示意图

Fig. 2 Schematic diagram of system in summer operating mode

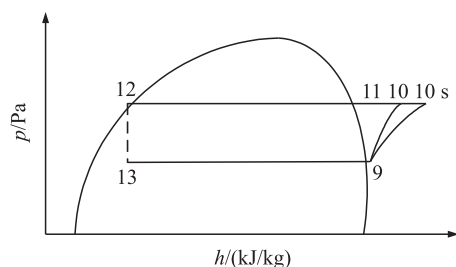


图 3 制冷剂状态变化示意图

Fig. 3 Diagram of change of the refrigerant status

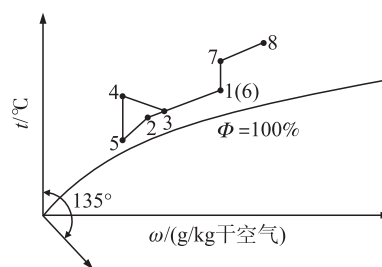


图 4 空气处理过程示意图

Fig. 4 Diagram of air handling process

除湿至干空气 4,经蒸发器冷却减湿到送风 5,吸收室内余热余湿后成为室内空气 2,一部分排出室外,另一部分作为回风循环使用.室外空气 6 经冷凝器等湿升温后成为热空气 7,进入再生器绝热加湿成为热湿空气 8 后排入环境中.

冬季运行时,溶液处理器 B 工作模式为溶液除湿器,溶液处理器 A 工作模式为溶液再生器,室内换热器工作模式为热泵系统冷凝器,室外换热器工作模式为热泵系统蒸发器.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,将室外湿空气全热作为热泵蒸发器低温热源,提高了能源利用率.同时,除湿后的空气经过蒸发器,可有效改善室外机冬季结霜问题.

本系统的特点为:(1)综合利用太阳能和制冷系统冷凝热作为溶液循环驱动热源,分级利用冷凝废热,合理解决热湿独立处理空调系统中溶液循环再生热能的高效补偿问题,节省了大量的电能,提高了能源利用率.(2)充分利用太阳能蓄能和溶液蓄能结合,一方面利用相变材料对太阳能集热和储能,实现太阳能的移峰填谷,另一方面将需要储存的能量用于浓溶液再生从而获得除湿潜能,再通过浓溶液除湿的方式将除湿潜能释放出来,通过储存溶液的除湿潜热而达到蓄能的目的.(3)冬季时充分利用室外湿空气全热作为热泵蒸发器低温热源,提高了能源利用率,同时有效改善室外机冬季结霜问题;夏季时提高制冷蒸发温度,有效提升系统制冷系数.

2 系统模型的建立

以南京的天气为例来定量研究新型空调系统性能的影响因素,并与未利用冷凝热的传统溶液除湿空调系统作对比.假设空调房间冷负荷 Q 为 10 kW,湿负荷 W 为 2 g/s,室外按南京的夏季空气调节参数确定,即干球温度 35.0 °C、湿球温度 28.3 °C,室内设计参数按舒适性空调的标准确定,取为干球温度 26 °C,相对湿度 60%.新风比取 20%,送风温差为 8 °C.经计算,送风量为 0.597 kg/s,送风干球温度为 18 °C,送风含湿量为 9.43 g/kg,送风焓值为 42.08 kJ/kg.

LiCl 水溶液比热及表面水蒸汽分压力的计算方法由 Conde 给出^[11]. R22 的物性参数使用 REFPROP7.0 (NIST) 计算.湿空气物性参数的计算参考文献[12].

2.1 除湿器/再生器数学模型

系统中除湿器、再生器均采用逆流绝热型填料塔.传热传质过程计算时,使用 Stevens D I 提出的 ε - NTU 模型^[13],为简化计算与分析,假设条件 $Le=1$,取除湿器、再生器的 NTU 分别为 3.01 和 2.67^[14];由于溶液浓度变化很小,忽略溶液的比热容变化,其定性温度取溶液进出口温度的平均值^[13];取除湿器进口浓溶液温度比当地湿球温度高 3 °C,质量浓度为 36%;再生器进口稀溶液温度取 60 °C^[3].

空气出口焓值 $h_{a,o}$ 为:

$$h_{a,o} = h_{a,i} + \varepsilon(h_e - h_{a,i}), \quad (1)$$

式中, $h_{a,i}$ 为空气入口焓, kJ/kg 干空气; ε 为逆流除湿效果系数; h_e 为等效平衡焓, kJ/kg 干空气.

有效平衡焓 $h_{e,eff}$ 为:

$$h_{e,eff} = h_{a,i} + \frac{h_{a,o} - h_{a,i}}{1 - e^{-NTU}}. \quad (2)$$

先由 $h_{e,eff}$ 求得饱和状态下空气有效含湿量 $\omega_{e,eff}$, 再得到空气出口含湿量:

$$\omega_{a,o} = \omega_{e,eff} + (\omega_{a,i} - \omega_{e,eff})e^{-NTU}, \quad (3)$$

式中, $\omega_{a,i}$ 为空气的入口含湿量, g/kg 干空气; $\omega_{a,o}$ 为空气的出口含湿量, g/kg 干空气; NTU 为传质单元数.

根据质量守恒、能量守恒可求得其他状态参数:

$$m_{s,o} = m_{s,i} + m_a(\omega_{a,i} - \omega_{a,o}), \quad (4)$$

$$\xi_{s,o} \cdot m_{s,o} = \xi_{s,i} \cdot m_{s,i}, \quad (5)$$

$$m_{s,o} \cdot h_{s,o} = m_{s,i} \cdot h_{s,i} + m_a(h_{a,i} - h_{a,o}), \quad (6)$$

式中, $m_{s,o}$ 为溶液处理器出口溶液流量, kg/s; $\xi_{s,o}$ 为溶液处理器出口溶液浓度, %; $h_{s,o}$ 为溶液处理器出口空气焓值, kJ/kg 干空气.

空气有效含湿量 $\omega_{e,eff}$ 的定性温度 t_s 应使下式成立^[13]:

$$h_a = 1.01t_s + (2500 + 1.84t_s)\omega_e = h_{e,eff}, \quad (7)$$

式中, ω_e 为对应于 t_s, ξ_s 的等效含湿量, g/kg 干空气。

再生空气来自经过冷凝器升温后的热空气。为保证系统连续有效运行,除湿过程中溶液吸收的水分在再生时应全部由再生空气吸收^[15,16],则再生空气的流量可由下式获得:

$$m_{a,reg}(\omega_{a,reg,o} - \omega_{a,reg,i}) = m_{a,deh}(\omega_{a,deh,i} - \omega_{a,deh,o}), \quad (8)$$

式中, $m_{a,reg}$ 为再生空气质量流量, kg/s; $m_{a,deh}$ 为除湿空气质量流量, kg/s; $\omega_{a,deh,i}$ 为除湿器进口空气含湿量, g/kg 干空气; $\omega_{a,deh,o}$ 为除湿器出口空气含湿量, g/kg 干空气; $\omega_{a,reg,i}$ 为再生器进口空气含湿量, g/kg 干空气; $\omega_{a,reg,o}$ 为再生器出口空气含湿量, g/kg 干空气。

除湿器/再生器的数学模型中,除湿过程的热力计算流程如图5所示,再生过程的热力计算由除湿过程热力计算类推可得。

2.2 蒸汽压缩式制冷系统数学模型

该装置采用的是蒸汽压缩式制冷系统,蒸发器出口过热度取 5 °C,冷凝器出口液体过冷度取 3 °C^[17]。取压缩机指示效率 $\eta_i = 0.8$,机械效率 $\eta_m = 0.9$ 。取蒸发温度与送风温度差为 8 °C,冷凝温度与室外空气温度差为 15 °C^[18],空气在冷凝器内的温升取 10 °C^[19]。蒸汽压缩式制冷循环过程的压焓图如图3所示。

蒸发器热负荷 Q_0 为:

$$Q_0 = m_a \cdot (h_4 - h_5), \quad (9)$$

式中, m_a 为被处理空气质量流量, kg/s; h_4 为蒸发器进口空气焓值, kJ/kg 干空气; h_5 为蒸发器出口空气焓值, kJ/kg 干空气。

压缩机轴功率 N_e 为:

$$N_e = m_r \cdot \frac{h_{10} - h_9}{\eta_i \cdot \eta_m}, \quad (10)$$

式中, m_r 为制冷剂质量流量, kg/s; h_{10} 为等熵压缩过程压缩机出口制冷剂焓值, kJ/kg; h_9 为压缩机进口制冷剂焓值, kJ/kg。

冷凝器与室外空气间传热过程热平衡为:

$$m_{a,con}(h_7 - h_6) = m_r(h_{11} - h_{12}), \quad (11)$$

式中, $m_{a,con}$ 为经过冷凝器的空气流量, kg/s; h_7 为冷凝器出口空气焓值, kJ/kg; h_6 为冷凝器进口空气焓值, kJ/kg; h_{11} 为冷凝器进口制冷剂焓值, kJ/kg; h_{12} 为冷凝器出口制冷剂焓值, kJ/kg。

2.3 溶液热交换器数学模型

本系统采用的溶液热交换器为套管式换热器,通过温度较高的浓溶液和温度较低的稀溶液进行换热,提高用于再生的溶液温度,降低了用于除湿的溶液温度,从而达到能源的充分利用。溶液热交换器的效率 ε_{ex} 取 0.8, m_{dil} 近似等于 m_{conc} 且 $c_{ps,dil}$ 近似等于 $c_{ps,conc}$ ^[20]。

根据热交换器的热平衡,即可求得溶液热交换器出口浓溶液的温度:

$$m_{dil}c_{ps,dil}(t_{16} - t_{15}) = m_{conc}c_{ps,conc}(t_{20} - t_{21}), \quad (12)$$

式中, m_{dil} 为稀溶液的质量流量, kg/s; m_{conc} 为浓溶液的质量流量, kg/s; $c_{ps,dil}$ 为稀溶液的比热容, kJ/(kg·K); $c_{ps,conc}$ 为浓溶液的比热容, kJ/(kg·K)。

由制冷剂—溶液热交换器的热平衡,即可得到制冷剂—溶液热交换器出口溶液温度:

$$Q_{s,con} = m_r(h_{10s} - h_{11}) = m_{conc}c_{ps}(t_{18} - t_{17}), \quad (13)$$

式中, h_{10s} 为实际压缩过程压缩机出口制冷剂焓值, kJ/kg; h_{11} 为制冷剂—溶液热交换器出口的制冷剂焓值,

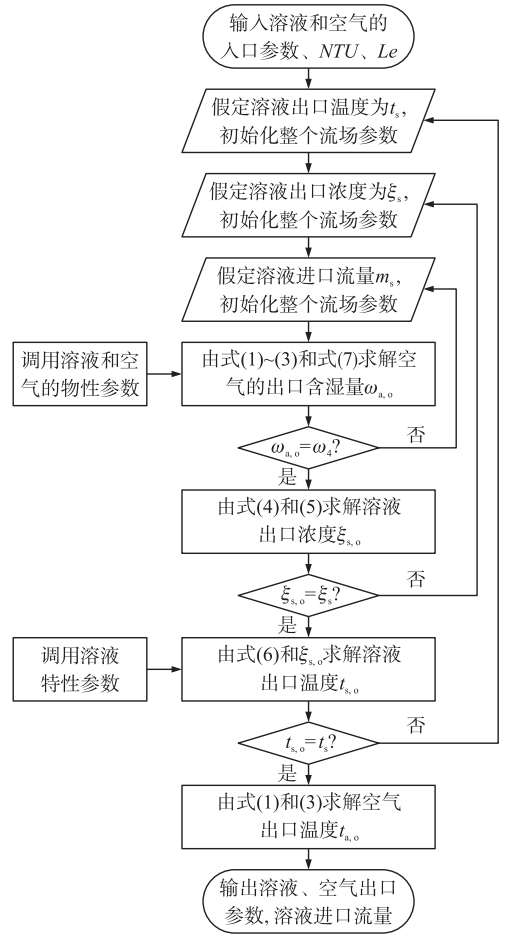


图5 除湿过程热力计算流程图

Fig. 5 Flow chart of thermodynamic calculation for dehumidification process

kJ/kg ; t_{17} 为制冷剂—溶液热交换器进口溶液温度, $^{\circ}\text{C}$; t_{18} 为制冷剂—溶液热交换器出口溶液温度, $^{\circ}\text{C}$.

2.4 冷凝热分级利用热湿独立处理空调系统热力计算模型

系统热力计算流程图如图 6 所示.

3 评价指标与理论分析

3.1 性能指标

(1) 电力性能系数 $ECOP^{[18]}$:

$$ECOP = \frac{Q_c}{N}, \quad (14)$$

$$Q_c = m_a(h_3 - h_5), \quad (15)$$

式中, $N = 1.1N_e^{[21]}$; Q_c 为系统冷负荷, kW ; h_3 为除湿器进口的空气焓值, kJ/kg 干空气; h_5 为蒸发器出口的空气焓值, kJ/kg 干空气.

(2) 热能性能系数 $TCOP^{[18]}$:

$$TCOP = \frac{Q_c}{Q_T}. \quad (16)$$

当太阳辐射充足时, 系统再生所需的能量全部由太阳能和冷凝热提供, $Q_T = 0$, 讨论 $TCOP$ 无意义, 此时利用的太阳能 $Q_{\text{solar}} = Q_{\text{reg}} - Q_{\text{s, con}}$; 当没有太阳辐射可利用时, 系统再生所需的能量除了冷凝热外, 还需辅助电加热器提供, $Q_T = Q_{\text{reg}} - Q_{\text{s, con}}$. 其中, $Q_{\text{s, con}}$ 为溶液再生利用的冷凝热, 由式 (13) 可得. Q_{reg} 为再生过程需要总能耗, 由下式可得^[3]:

$$Q_{\text{reg}} = m_{\text{dil}} c_{\text{ps, dil}} (60 - t_{16}), \quad (17)$$

式中, m_{dil} 为稀溶液的质量流量, kg/s ; $c_{\text{ps, dil}}$ 为稀溶液的比热容, $\text{kJ}/(\text{kg} \cdot \text{K})$; t_{16} 为稀溶液出溶液热交换器的温度, $^{\circ}\text{C}$.

(3) 等效能量性能系数 $COP^{[18]}$:

$$COP = \frac{Q_c}{Q_T + N/0.3}, \quad (18)$$

式中, 0.3 是热能和电能间的转换率^[18].

结合 $ECOP$ 和 $TCOP$ 的定义:

$$COP = \begin{cases} \frac{Q_c}{N/0.3} = 0.3ECOP, & Q_T = 0; \\ \frac{1}{\frac{1}{TCOP} + \frac{1}{0.3ECOP}}, & Q_T \neq 0. \end{cases} \quad (19)$$

3.2 室内显热负荷比 $RSHR$ 对系统性能的影响

室内显热负荷比 $RSHR$ 定义为室内显热负荷与室内全热负荷的比值^[16], 可由下式计算:

$$RSHR = \frac{Q}{Q + rW/1000},$$

式中, Q 为空调房间冷负荷, kW ; W 为空调房间湿负荷, g/s ; r 为水在 0°C 时的汽化潜热, 取 2500 kJ/kg .

在研究 $RSHR$ 对系统性能的影响时, 假定室外空气状态、室内设计参数、送风量和室内总负荷均不变, $RSHR$ 分别取 0.4、0.45、0.5、0.55、0.6, 计算结果如图 7 所示.

从图 7(a) 可知, 系统 $ECOP$ 随 $RSHR$ 的增大而减小, $TCOP$ 随 $RSHR$ 的增大而增大. 这主要是由于

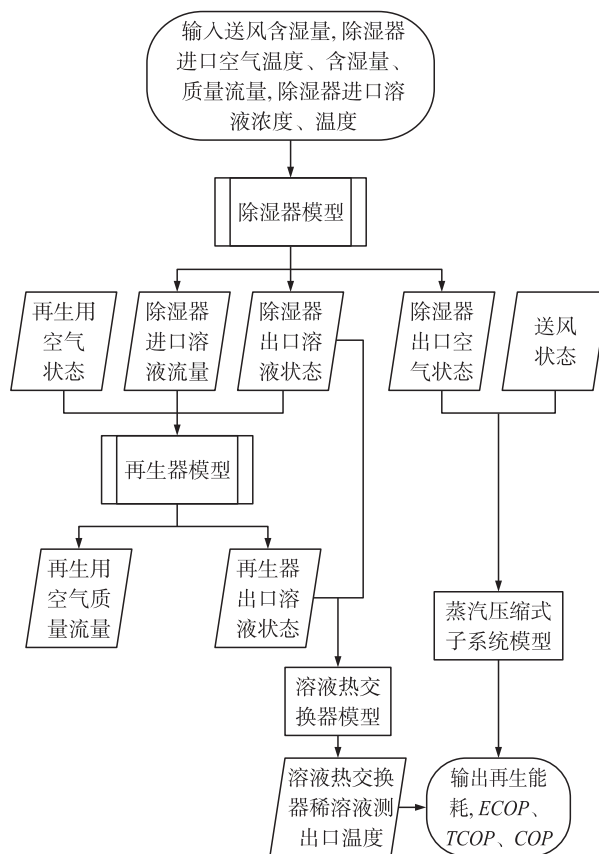


图 6 系统热力计算流程图

Fig. 6 Flow chart of thermodynamic calculation for the whole system

$RSHR$ 的变化改变了空调系统显热负荷与潜热负荷的比例,也改变了除湿器与蒸发器热负荷的比例.从图 8 中可以看出,显热负荷和蒸发器热负荷随 $RSHR$ 的增加而增大,潜热负荷和除湿器热负荷随 $RSHR$ 的增加而减小.随 $RSHR$ 的增大,热湿比增大,送风温度降低,蒸发温度下降,同时由于蒸发器热负荷增大,则蒸汽压缩式制冷系统的能耗增大,而整个系统冷负荷不变,因此系统 $ECOP$ 随 $RSHR$ 增大而减小.图 9 给出了 $RSHR$ 对除湿器进口溶液流量及再生能耗的影响,结果表明,随 $RSHR$ 的增大,除湿器进口溶液流量显著下降,导致再生能耗显著降低,因而 $TCOP$ 随 $RSHR$ 增大而增大.

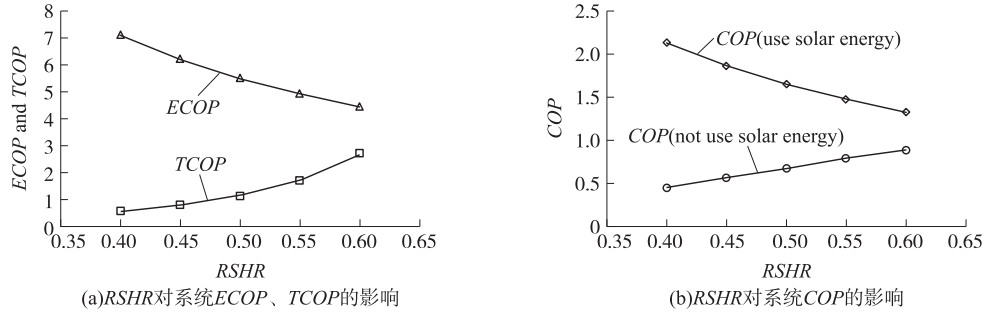

 图 7 $RSHR$ 对系统性能的影响

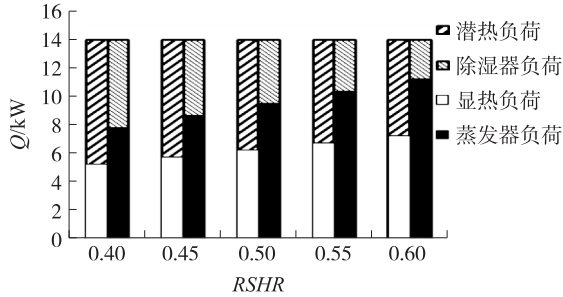
 Fig. 7 Effect of $RSHR$ on system's performance

 图 8 $RSHR$ 对系统负荷的影响

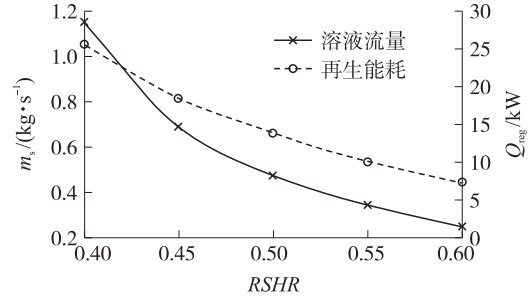
 Fig. 8 Effect of $RSHR$ system's load

 图 9 $RSHR$ 对溶液流量、再生能耗的影响

 Fig. 9 Effect of $RSHR$ on solution flow rate and regeneration energy consumption

从图 7(b) 可得,太阳辐射充足可利用太阳能和冷凝热作为再生热源时,系统 COP 随 $RSHR$ 的增大而减小,而需要补充电能作为溶液再生热源时,系统 COP 随 $RSHR$ 的增大而增大.这主要是由于使用太阳能作为再生热源时, $Q_T=0$,由式(19)知 COP 与 $ECOP$ 成正比,故 COP 随 $RSHR$ 的变化趋势与 $ECOP$ 一致.当没有太阳辐射可利用时,系统再生所需的能量除了冷凝热外,还需辅助电加热器提供, $Q_T \neq 0$,由式(19)知 COP 与 $ECOP$ 、 $TCOP$ 均有关,此时溶液再生能耗远大于压缩机耗功,故 $TCOP$ 对 COP 的影响更大,因而 COP 变化趋势与 $TCOP$ 一致但较 $TCOP$ 变化平缓.

3.3 室外空气状态对系统性能的影响

在保持送风状态、送风量及室内负荷不变的情况下,仅改变室外空气状态,研究其对系统性能的影响.室外温度 t_a 从 $28^\circ C$ 变化到 $36^\circ C$,间隔为 $2^\circ C$;相对湿度 RH 从 50% 变化到 65%,间隔为 5%,计算结果如图 10 所示.

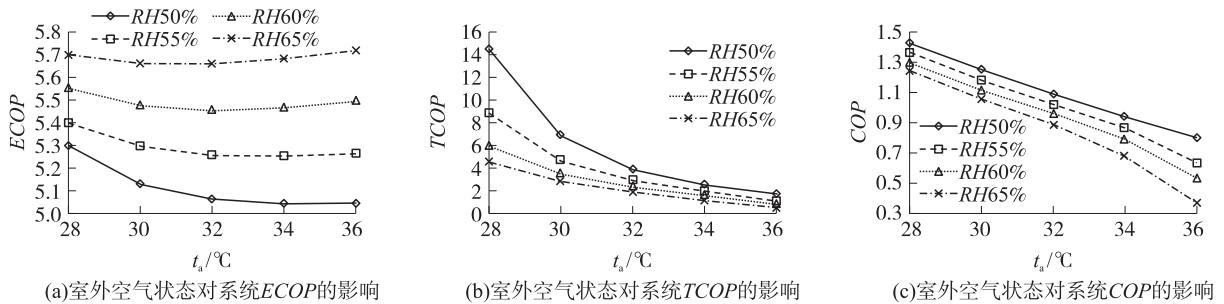


图 10 室外空气状态对系统性能的影响

Fig. 10 Effect of outside air status on system's performance

从图 10(a)可以看出,当 RH 一定时 $ECOP$ 随 t_a 增加先减小后增大. 这是因为当 RH 一定时,溶液进口温度与室外空气湿球温度 t_w 有关, ω 随 t_a 的增长速度大于 t_w 的增长速度,致使 Q_c 增长速度加快,溶液流量迅速增大,除湿器出口空气与除湿器进口溶液温差缩小,导致除湿器出口空气焓值即蒸发器进口空气焓值增长速度变慢,蒸发器的热负荷增长速度变慢,制冷系统耗功 W 的增长速度变慢,因而 $ECOP$ 随 t_a 的变化会出现转折.

从图 10(b)可以看出 $TCOP$ 随 t_a 的增大而减小,这是由于 Q_c 随 t_a 的增长速度小于 Q_T . 图 10(c)给出了使用辅助电加热再生溶液时,室外空气状态对系统 COP 的影响. 结果表明,系统 COP 随 t_a 、 RH 的增加而减小,当 t_a 、 RH 较大时干球温度 t_a 的微小增长就会显著降低性能,特别是当 $RH=65\%$ 、 $t_a>34\text{ }^{\circ}\text{C}$ 时,系统性能 COP 急剧下降. 因此对于在高温高湿地区使用的溶液除湿空调系统,建议在除湿器前设置新风预处理装置,预先降低被处理空气的干球温度,可有效降低系统能耗,提高系统性能.

3.4 新风比 R_f 对系统性能的影响

在研究新风比对系统能耗的影响时,保持其余参数不变,仅改变新风比,计算结果如图 11 所示.

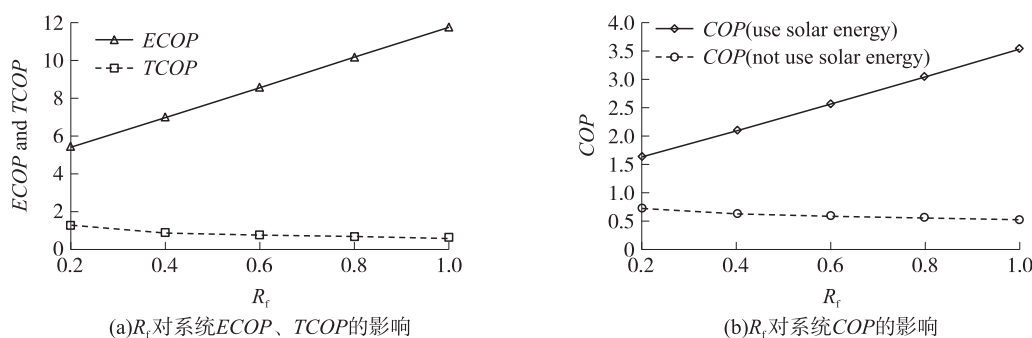


图 11 R_f 对系统性能的影响

Fig. 11 Effect of R_f on system's performance

从图 11(a)可以看出,系统 $ECOP$ 随新风比的增大而增大,而 $TCOP$ 基本保持不变. 这是因为除湿器出口即蒸发器进口处空气的温度 t_a 和焓值 h_a 随 R_f 基本保持不变,如表 1 所示,这与文献[3]中的结论一致. 且在送风状态不变的情况下蒸发器出口焓值保持不变,因而蒸发器热负荷基本不变,在蒸发温度、冷凝温度不变的情况下蒸汽压缩式制冷系统的能耗亦基本不变,而系统冷负荷 Q_c 随 R_f 的增大而增大,因此 $ECOP$ 随 R_f 的增大而增大. 图 12 给出了 R_f 对 Q_c 和 Q_T 的影响,结果表明, Q_c 和 Q_T 随 R_f 的增大近似线性增加,因而 $TCOP$ 随 R_f 变化不明显.

表 1 R_f 对 t_a 、 h_a 的影响

Table 1 Effect of R_f on t_a 、 h_a

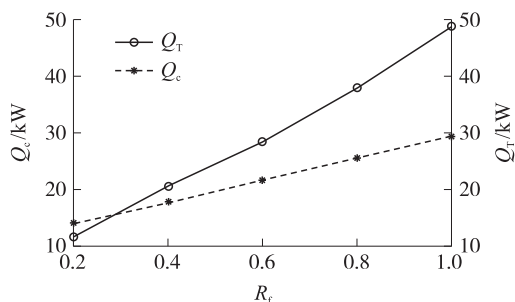
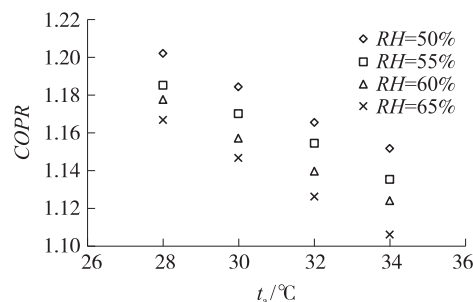
R_f	$t_a/^{\circ}\text{C}$	$h_a/\text{kJ}\cdot\text{kg}^{-1}$
0.2	33.62	58.12
0.4	33.55	58.05
0.6	33.48	57.99
0.8	33.40	57.89
1	33.32	57.82

从图 11(b)可以看出,当使用电加热辅助溶液再生时,系统 COP 随新风量的增加只是略有下降,相对于传统空调随着新风比增加能耗增长很大来说,溶液除湿空调系统适合于室内空气品质要求较高的场合.

3.5 与未利用冷凝热的传统溶液除湿系统对比

为了研究冷凝热对该复合型溶液除湿空调系统性能的影响,定义分级利用冷凝热的复合型溶液除湿空调系统与未利用冷凝热时的本系统(即传统的溶液除湿系统)性能系数的比值为 $COPR$,计算使用电加热辅助溶液再生时不同环境条件下的 $COPR$ 值,计算结果如图 13 所示.

从图 13 可得,在所研究的环境条件下 $COPR$ 值均大于 1,表明本文提出的分级利用冷凝热的复合型溶液除湿空调系统性能优于未利用冷凝热的传统溶液除湿系统,且 $COPR$ 值随 t_a 、 RH 的减小而增大. 这是因为当 t_a 、 RH 较小时,一方面由于再生能耗较小,冷凝热可全部或部分作为免费的再生热源,降低再生能耗;另一方面温度较低的室外空气经冷凝器预热后可显著升温,大大提高再生性能,因而当 t_a 、 RH 较小时,分级利用冷凝热的复合型溶液除湿空调系统性能相比未利用冷凝热的系统提升更大.

图 12 R_f 对 Q_c 、 Q_T 的影响Fig. 12 Effect of R_f on Q_c 、 Q_T 图 13 室外空气状态对 $COPR$ 的影响Fig. 13 Effect of outside air status on $COPR$

4 结语

(1) 当太阳能充足时,系统性能系数 COP 随室内显热负荷比 $RSHR$ 的增大而减小,当需要使用电加热辅助溶液再生时,系统 COP 随 $RSHR$ 的增大而增大。

(2) 使用辅助电加热再生溶液时,系统 COP 随室外空气温度 t_a 、相对湿度 RH 的增加而减小,当 t_a 、 RH 较大时 t_a 的微小增长会显著降低性能,特别是当 RH 为 65% 时, t_a 大于 34 °C 时系统性能会急剧下降;因此对于在高温高湿地区使用的溶液除湿空调系统,建议在除湿器前设置新风预处理装置,预先降低被处理空气的干球温度,可有效降低系统能耗,提高系统性能。

(3) 太阳能充足时,系统 COP 随新风比 R_f 的增大而增大,需要使用电加热辅助溶液再生时,系统 COP 随 R_f 的增大而略微下降。相对于传统空调随着新风比增加能耗增长很大来说,溶液除湿空调系统适合于室内空气品质要求较高的场合。

(4) 即使在使用电加热辅助溶液再生时,系统性能仍然优于未利用冷凝热的传统的溶液除湿系统,尤其在 t_a 、 RH 较小时,系统性能相比未利用冷凝热的溶液除湿系统提升更大。

本文在理论计算方面还有待改进,后续还需完善和补充的地方有以下几方面:(1) 理论计算中 NTU 与传质系数和填料润湿表面积等因素有关,后期将通过实验数据及相关经验公式继续完善 NTU 和 Le 的取值;(2) 溶液、空气所利用的冷凝热的比例应根据实际情况变化调整;(3) 除湿过程可使用浓溶液和稀溶液混合的中间溶液进行除湿,仅需对一小部分溶液进行再生从而降低再生能耗。

[参考文献] (References)

- [1] 江亿. 我国建筑能耗趋势与节能重点[J]. 建设科技, 2006(7): 10-13, 15.
Jiang Yi, The trend of building energy consumption and the focus of energy conservation in our country[J]. Construction Science and Technology, 2006(7): 10-13, 15. (in Chinese)
- [2] 刘晓华, 江亿. 温湿度独立控制空调系统[M]. 北京: 中国建筑工业出版社, 2006.
Liu Xiaohua, Jiang Yi. Temperature and Humidity Independent Control Air-conditioning System[M]. Beijing: China Architecture & Building Press, 2006. (in Chinese)
- [3] Niu Xiaofeng, Xiao Fu, Ge Gaoming. Performance analysis of liquid desiccant based air-conditioning system under variable fresh air ratios[J]. Energy and Buildings, 2010, 42(12): 2 457-2 464.
- [4] Zhang Li, Dang Chaobin, Hihara Eiji. Performance analysis of a no-frost hybrid air conditioning system with integrated liquid desiccant dehumidification[J]. International Journal of Refrigeration 2010, 33(1): 116-124.
- [5] Lof G O G. Cooling with solar energy[C]//Congress on Solar Energy. Tucson, USA, 1955: 171-189.
- [6] Howell J R, Peterson J L. Preliminary performance evaluation of a hybrid vapor compression/liquid desiccant air conditioning system[C]//ASME Paper 86-WA/sol. 9. Anaheim, California, 1986.
- [7] Yadav Y K. Vapour-compression and liquid-desiccant hybrid solar space conditioning system for energy conservation[J]. Renewable Energy, 1995, 6(7): 719-723.
- [8] Khalil A. An experimental study on multi-purpose desiccant integrated vapor-compression air conditioning system[J].

- International Journal of Energy Research,2012,36(4):535-544.
- [9] Kaushik S C, Singh M. Feasibility and design studies for heat recovery from a refrigeration system with a canopus heat exchanger[J]. Heat RecovSyst CHP,1995,15(7):665-673.
- [10] Adran A Kinsara, Moustafa M Elsayed, Omer M Al-Rabghi. Proposed energy efficient air conditioning system using liquid desiccant[J]. Applied Thermal Engineering,1996,16(10):791-806.
- [11] Conde M R. Properties of aqueous solutions of lithium and calcium chlorides: formulations for use in air conditioning equipment design[J]. Int J Therm Sci,2004,43(4):367-382.
- [12] 薛殿华. 空气调节[M]. 北京:清华大学出版社,1991:26.
Xue Dianhua. Air Conditioning[M]. Beijing:Tsinghua University Press,1991:26. (in Chinese)
- [13] Stevens D I. Analysis of Liquid-Desiccant Systems and Component Modeling[D]. Madison:University of Wisconsin,1988.
- [14] Niu Xiaofeng, Xiao Fu, Ma Zhenjun. Investigation on capacity matching in liquid desiccant and heat pump hybrid air-conditioning systems[J]. International Journal of Refrigeration,2012,35(1):160-170.
- [15] Zhang Li,Eiji Hihara,Michiyuki Saikawa. Combination of air-source heat pumps with liquid desiccant dehumidification of air[J]. Energy Conversion and Management,2012,57:107-116.
- [16] Daou K,Wang R Z,Xia Z Z. Desiccant cooling air conditioning:a review[J]. Renewable and Sustainable Energy Reviews,2006,10(2):55-77.
- [17] Zhang Tao,Liu Xiaohua,Jiang Yi. Performance optimization of heat pump driven liquid desiccant dehumidification systems[J]. Energy and Buildings,2012,52:132-144.
- [18] Dai Y J,Wang R Z,Zhang H F,et al. Use of liquid cooling to improve the performance of vapor compression air conditioning [J]. Applied Thermal Engineering,2001,21(12):1 185-1 202.
- [19] 吴业正,朱瑞琪,曹小林,等. 制冷原理及设备[M]. 西安:西安交通大学出版社,2010:223.
Wu Yezheng,Zhu Ruiqi, Cao Xiaolin, et al. Principle and Refrigeration Equipment[M]. Xi'an:Xi'an Jiaotong University Press,2010:223. (in Chinese)
- [20] Li Yutong, Lu Lin, Yang Hongxing. Energy and economic performance analysis of an open cycle solar desiccant dehumidification air-conditioning system for application in Hong Kong[J]. Solar Energy,2010,84(12):2 085-2 095.
- [21] She Xiaohui,Yin Yonggao,Zhang Xiaosong. Thermodynamic analysis of a novel energy-efficient refrigeration system subcooled by liquid desiccant dehumidification and evaporation[J]. Energy Conversion and Management,2014,78:286-296.

[责任编辑:严海琳]