

与热泵结合的预冷型溶液除湿空调系统性能研究

严磊, 李文正, 吴薇, 何伊静, 郭辰雨, 张琪月, 廖扬颖

(南京师范大学能源与机械工程学院, 江苏 南京 210023)

[摘要] 提出一种与热泵结合的预冷型溶液除湿空调系统, 利用室内回风作为再生空气、热泵冷凝热预热再生空气和再生溶液、冷冻水预冷除湿前溶液. 建立了与实验数据具有良好吻合度的系统整体数学模型, 模拟研究了系统再生侧热泵冷凝热分配比 φ 、再生空气回风比 R_{hf} 以及除湿侧冷冻水入口温度 $t_{\text{w, in}}$ 的变化对系统性能的影响. 结果表明, 随着 φ 的增加, 系统的再生能力、除湿能力与性能系数均会下降. 随着 R_{hf} 增加, 系统的除湿量和系统性能系数分别上升了 30.95% 和 20.07%. 当 $t_{\text{w, in}}$ 升高时, 再生侧的调节能抑制系统除湿能力的进一步下降. 研究结果为溶液除湿空调系统的优化提供思路.

[关键词] 溶液除湿, 冷凝热分配, 回风比, 冷冻水温

[中图分类号] TU834.9 **[文献标志码]** A **[文章编号]** 1672-1292(2021)02-0001-08

Study on the Performance of Precooled Liquid Desiccant Dehumidification Air Conditioning System Combined with Heat Pump

Yan Lei, Li Wenzheng, Wu Wei, He Yijing, Guo Chenyu, Zhang Qiyue, Liao Yangsang

(School of Energy and Mechanical Engineering, Nanjing Normal University, Nanjing 210023, China)

Abstract: A precooled solution dehumidification air conditioning system combined with a heat pump is proposed. The indoor return air is used as the regenerated air, the condensing heat pump is used to preheat the regenerated air and the regenerated solution, and the chilled water is used as the pre-cooled dehumidification solution. An overall mathematical model of the system is established, which is in good agreement with the experimental data. The effects of the cooling heat distribution ratio φ of the heat pump in the regeneration side, the return air ratio R_{hf} of the regenerated air and the inlet temperature $t_{\text{w, in}}$ of the chilled water in the dehumidification side on the system performance are simulated and studied. The results show that the regeneration capacity, dehumidification capacity and performance coefficient of the system decrease with the increase of φ . With the increase of R_{hf} , the dehumidification capacity and the system performance coefficient increase by 30.95% and 20.07%, respectively. When $t_{\text{w, in}}$ increases, the regulation on the regeneration side can inhibit the further decline of the dehumidification capacity. The research results provide ideas for the optimization of solution dehumidification air conditioning system.

Key words: liquid desiccant dehumidification, condensation heat distribution, return air ratio, frozen water temperature

溶液除湿空调系统能降低建筑物空气处理过程中的能耗^[1], 且除湿后的稀溶液能利用低品位的可再生能源进行再生^[2-3], 能源利用率更高. 此外, 用于除湿的盐溶液自带的杀菌效果能够改善室内空气品质^[4]. 因此, 溶液除湿空调系统被广泛研究^[5-6].

溶液除湿循环与热泵循环相结合的系统可以利用热泵系统冷凝热实现溶液再生, 近年来引起很多学者关注^[7-9]. 但是, 冷凝器热量可能无法满足溶液再生的需求^[10]. 为解决这一问题, Niu 等^[11]提出了一种具有双冷凝器的溶液除湿和热泵混合系统来提高系统再生能力, 并通过数值模拟的方式研究了关键参数对系统性能的影响. 模拟结果表明, 在 25~34 °C 的环境温度下, 系统性能系数在 0.3~1.3 之间. 张凡等^[12]建立了一种复合型溶液除湿空调系统, 综合利用太阳能、电加热以及热泵系统的冷凝热作为溶液循环的驱动热源. 当太阳能充足时, 无需使用电加热, 系统性能系数随室内显热负荷比的增大而减小. 当需要使用电加热辅助溶液再生时, 系统随室内显热负荷比的增大而增大. 以上措施都从系统再生侧出发, 旨在优化

再生驱动热源的使用方式,从而增强系统的再生能力. Ou 等^[13]从系统除湿侧考虑,建立了一种溶液冷却除湿空调系统,待处理空气先经过冷却盘管去除部分湿负荷后再经过溶液除湿,降低了除湿过程溶液稀释率,从而减轻系统的再生负担. 研究表明,与常规溶液除湿空调相比,该系统的溶液稀释率降低了 39.64%,溶液再生系统的能耗从 3.31 kWh 降低到 1.94 kWh,使系统整体能耗降低了 22.3%.

溶液除湿系统的性能一直是研究的热点. Zhang 等^[14]研究了除湿侧空气流量、进口温度、相对湿度等参数对一种热泵驱动的中空纤维膜溶液除湿空调系统性能的影响. 邹同华等^[15]研究了除湿器空气入口含湿量、空气入口温度、溶液入口浓度、溶液入口温度和入口气液比对一种溶液除湿空调系统的除湿性能的影响. 在以上适用于夏季的系统中,通常关注的是除湿侧相关参数的变化给系统带来的影响,但鲜有考虑除湿与再生侧的相互影响,尤其是系统再生侧对除湿侧乃至系统整体性能的影响.

本文建立一种与热泵结合的预冷型溶液除湿空调系统,系统除湿侧利用冷冻水对除湿前的溶液进行预冷处理,使用低温低浓度溶液对空气进行除湿,减轻浓溶液给溶液再生带来的困难. 系统再生侧通过分配热泵冷凝热,先预热再生溶液,再预热再生空气,优化了再生驱动热源的使用方式;利用低湿度的回风作为再生空气再生,改善了溶液再生的条件. 并基于该系统通过建立相应数学模型,对热泵冷凝热分配比、再生空气回风比以及冷冻水温度对系统的影响进行研究,结果可以为溶液除湿空调系统的优化提供思路.

1 一种与热泵结合的预冷型溶液除湿空调系统介绍

图 1 为一种与热泵结合的预冷型溶液除湿空调系统的原理图,该系统主要由热泵循环和溶液循环组成.

溶液循环过程:除湿溶液先在溶液-水热交换器中被来自小型冷水机组的冷冻水冷却到设定值温度. 然后从除湿器顶部喷洒,对进入除湿器内的空气进行除湿后从除湿器底部流入溶液箱. 之后在溶液泵的作用下,一部分自循环再次进入除湿器,另一部分通过溶液-溶液热交换器与来自再生侧的溶液实现级间换热. 再生溶液先在制冷剂-溶液热交换器中被来自压缩机的高温制冷剂预热. 然后从再生器顶部喷洒,溶液中的水分迁移至进入再生器内的空气. 再生后的溶液流入底部溶液箱通过溶液泵后分成两部分,一部分自循环再次进入再生器,另一部分流经溶液-溶液热交换器去往除湿侧.

制冷剂循环过程:制冷剂经压缩机压缩到高压高温送出后,先在制冷剂-溶液热交换器中放出一部分热量用于预热再生溶液,然后进入空气冷凝器中继续放出冷凝热量预热再生空气,随后经节流阀节流降压后进入蒸发器,吸收进入蒸发器的空气热量后汽化进入压缩机.

除湿系统中除湿器与再生器中都采用了表面积为 $600 \text{ m}^2/\text{m}^3$ 、尺寸为 $700 \text{ mm} \times 300 \text{ mm} \times 140 \text{ mm}$ 的蒙特 CELdel 规整填料,制冷系统中的制冷剂为 R134a. 系统工作时除湿侧使用全新风,室外空气经过除湿器后再经过蒸发器进入室内. 再生侧可利用室内回风再生,再生空气先经过冷凝器再进入再生器. 系统性能测试台实物图如图 2 所示.

本系统的特点为:(1)部分级间流循环在维持溶液浓度的前提下,减少了除湿后与再生后级间循环的溶液流量,能减少系统再生冷凝热的回带和冷量的损耗. (2)增设了溶液进入除湿器前的预冷设备,这样可以显著降低除湿溶液温度,实现采用低温低浓度溶液运行的条件,减轻浓溶液给溶液再生带来的困难. (3)采用含湿量较低的室内回风再生溶液,改善系统再生条件.

2 系统数学模型的建立及验证

2.1 模型建立

受室内外环境的共同影响,室内回风与室外新风混合进入再生器前的状态参数难以持续稳定,这不利

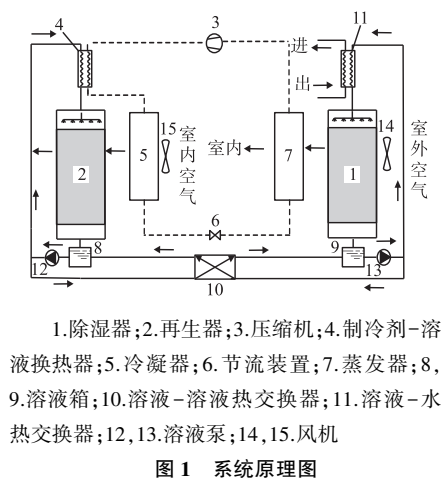


Fig. 1 Schematic diagram of the system



图 2 系统性能测试台实物图
Fig. 2 Physical diagram of system performance test bench

于研究室内回风比对系统性能的影响. 且实验中冷凝热分配比难以精确地稳定在设定值. 现通过建立除湿/再生器模型、制冷循环模型、以及热交换器模型等局部模型来建立整个系统数学模型, 以此来开展相关研究. 模拟获得结果可以为实验过程参数工况的选择提供指导.

2.1.1 除湿/再生器模型

除湿/再生器的结构采用叉流模型, 基于 NTU-Le 模型建立空气与溶液间的传热传质的数学模型. 其中除湿器与再生器的传质单元数利用现有实验数据, 通过对数平均焓差计算方法获得^[16]. 为简化计算, 模型中 Le 取 1^[17-18].

$$\Delta h_m = \frac{(h_{a,in} - h_{s,eq,out}) - (h_{a,out} - h_{s,eq,in})}{\ln \left(\frac{h_{a,in} - h_{a,out}}{h_{a,out} - h_{s,eq,in}} \right)}. \quad (1)$$

$$NTU = \frac{h_{a,in} - h_{a,out}}{\Delta h_m}. \quad (2)$$

式中, Δh_m 为对数平均焓差, kJ/kg ; $h_{a,in}$ 、 $h_{a,out}$ 分别为空气进、出除湿/再生器的焓值, kJ/kg ; $h_{s,eq,in}$ 、 $h_{s,eq,out}$ 分别为溶液进、出除湿/再生器的等效焓值, kJ/kg ; NTU 为传质单元数.

2.1.2 制冷循环模型

利用 REFPROP 计算制冷剂 R134a 的热物性参数. 选择蒸发器出口制冷剂过热度为 5°C ^[19], 冷凝器出口制冷剂过冷度为 3°C ^[20]. 为简化计算, 蒸发温度与冷凝温度参考实验数据来选择. 取蒸发温度为 11°C , 冷凝温度基于空气冷凝器温度选择, 取比入口空气温度高 17°C .

蒸发器制冷量 Q_e 为:

$$Q_e = m_r(h_1 - h_6) = m_{a,d}(h_{a,sup} - h_{a,d,o}). \quad (3)$$

热泵压缩机耗功 N_{com} 为:

$$N_{com} = \frac{m_r(h_2 - h_1)}{\eta_i \eta_m}. \quad (4)$$

冷凝器制热量为:

$$Q_{c1} = m_{a,r} c_{p,a}(t_{a,r,in} - t_{a,r,l}). \quad (5)$$

$$Q_{c2} = m_{a,r} c_{p,s}(t_{s,r,in} - t_{s,r,l}). \quad (6)$$

$$Q_c = Q_{c1} + Q_{c2} = m_r(h_2 - h_5). \quad (7)$$

式中, m_r 为制冷剂流量, kg/s ; h_1 为压缩机吸入口制冷剂的焓值, kJ/kg ; h_6 为蒸发器入口制冷剂焓值, kJ/kg ; h_2 为实际压缩机出口制冷剂的焓值, kJ/kg ; $m_{a,d}$ 、 $m_{a,r}$ 分别为除湿、再生空气质量流量, kg/s ; h_5 为冷凝器出口制冷剂的焓值, kJ/kg ; $h_{a,sup}$ 为送风空气焓值, kJ/kg ; $h_{a,d,o}$ 为除湿器出口空气焓值, kJ/kg ; η_i 为压缩机指示效率; η_m 为压缩机机械效率; Q_{c1} 与 Q_{c2} 分别为空气冷凝器和溶液冷凝器制热量, kJ/s ; $c_{p,a}$ 、 $c_{p,s}$ 分别为空气、溶液的比定压热容, $\text{kJ}/(\text{kg} \cdot ^\circ\text{C})$; $t_{a,r,l}$ 是进空气冷凝器的空气温度, $^\circ\text{C}$; $t_{a,r,in}$ 是出空气冷凝器, 进入再生器的空气温度, $^\circ\text{C}$; $t_{s,r,l}$ 为进溶液冷凝器的溶液温度, $^\circ\text{C}$; $t_{s,r,in}$ 为出溶液冷凝器, 进入再生器的溶液温度, $^\circ\text{C}$.

2.1.3 热交换器模型

系统中有溶液-溶液热交换器、溶液-水热交换器以及制冷剂溶液热交换器. 采用温度效率 ε_{SHE} 来描述换热器性能^[21]:

$$\varepsilon_{SHE} = \frac{m_{cold} c_{p,cold}(t_{cold,out} - t_{cold,in})}{\min \{ m_{hot} c_{p,hot}, m_{cold} c_{p,cold} \} (t_{hot,in} - t_{cold,in})}. \quad (8)$$

两股流体的能量平衡如下:

$$m_{cold} c_{p,cold}(t_{cold,out} - t_{cold,in}) = m_{hot} c_{p,hot}(t_{hot,out} - t_{hot,in}). \quad (9)$$

式中, m_{cold} 、 m_{hot} 分别为冷、热流体的质量流量, kg/s ; $c_{p,cold}$ 、 $c_{p,hot}$ 分别为冷、热流体的比定压热容, $\text{kJ}/(\text{kg} \cdot ^\circ\text{C})$; $t_{cold,in}$ 、 $t_{cold,out}$ 分别为冷、热流体的进口温度, $^\circ\text{C}$; $t_{hot,in}$ 、 $t_{hot,out}$ 分别为冷、热流体的出口温度, $^\circ\text{C}$. 模型中各类热交换器的 ε_{SHE} 取 0.8.

2.1.4 性能指标

采用除湿量 M_{de} 、空气在系统中获得的冷量 Q_a 以及系统性能系数 COP_{sys} 来共同作为系统评价指标, 可

由式(10)~(12)计算得

$$M_{de}=m_a(\omega_{a,d,o}-\omega_{a,d,in}),$$

(10)

$$Q_a=m_a(h_{a,sup}-h_{a,d,in}),$$

(11)

$$COP_{sys}=\frac{Q_a}{N_{com}+N_{com,w}+N_{fan}+N_{pump}}.$$

(12)

式中, $\omega_{a,d,in}$ 、 $\omega_{a,d,o}$ 分别为空气进、出除湿器的含湿量; m_a 为被处理空气的质量流量,kg/s; $h_{a,sup}$ 和 $h_{a,d,in}$ 分别为送风焓值和进除湿器空气焓值,kJ/kg; N_{fan} 和 N_{pump} 分别为风机和溶液泵的轴功率,kW. 为便于分析,计算中风机与溶液泵损耗忽略不计; $N_{com,w}$ 为制取冷冻水的压缩机耗功,kW.

$$N_{com,w}=\frac{m_w c_{p,w}(t_{w,o}-t_{w,in})}{COP_w}$$

(13)

式中, m_w 为冷冻水质量流量,kg/s; $c_{p,w}$ 为冷冻水的定压比热容,kJ/(kg·℃); $t_{w,in}$ 、 $t_{w,o}$ 分别为冷冻水的进、出溶液-水换热器的温度,℃; COP_w 为制取冷冻水的机组的性能系数,参考实验机组性能参数取3.07^[22].

2.2 模型验证

通过实验数据对建立的数学模型进行验证. 涉及的实验工况如表1所示. 表中参数符号含义从左至右依次是除湿空气入口温度、再生空气入口温度、除湿溶液入口质量流量、再生溶液入口质量流量、除湿溶液入口温度、再生溶液入口温度、除湿空气入口含湿量、再生空气入口含湿量、除湿/再生溶液入口浓度.

表 1 实验测试工况

Table 1 Experimental test conditions

$t_{a,d,in}/^{\circ}\text{C}$	$t_{a,r,in}/^{\circ}\text{C}$	$m_{s,d,in}/(\text{kg/s})$	$m_{s,r,in}/(\text{kg/s})$	$t_{s,d,in}/^{\circ}\text{C}$	$t_{s,r,in}/^{\circ}\text{C}$	$\omega_{a,d,in}/(\text{g/kg})$	$\omega_{a,r,in}/(\text{g/kg})$	$X_{s,in}/\%$
30.02~36.05	30.23~37.14	0.09~0.136	0.073~0.15	16.05~16.96	35.63~42.32	13.46~21.86	11.13~16.93	26.5~28

对除湿器和再生器出口空气的温度和含湿量进行验证,模拟计算值与实验结果对比如图3所示,可以发现,4个参数的实验值和模拟值的偏差均在10%以内,因此验证了模型的准确性.

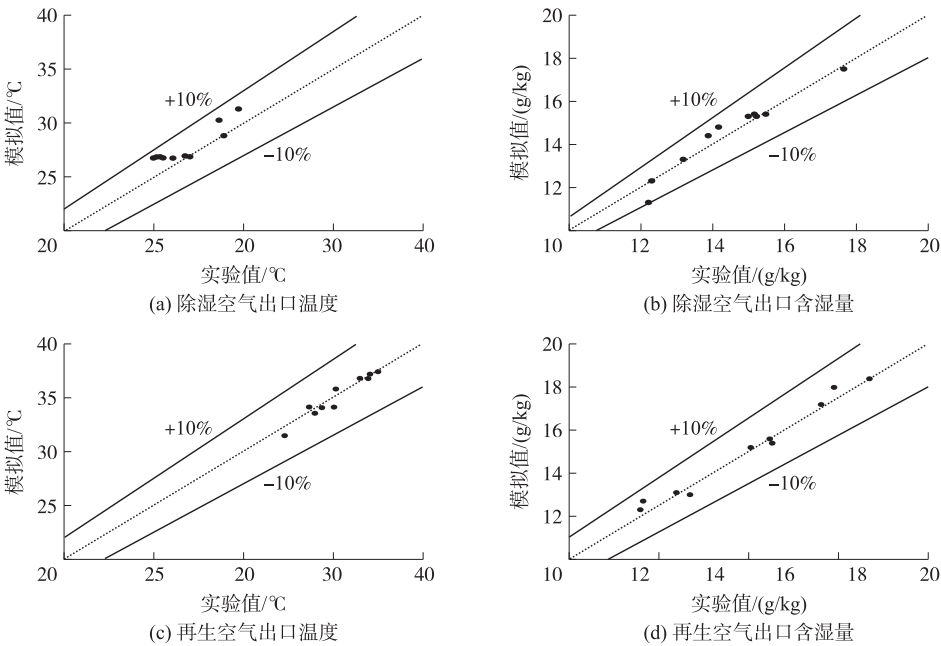


图 3 模拟结果与实验结果比较

Fig. 3 Comparison between simulation results and experimental results

3 结果与分析

3.1 再生侧冷凝热分配比的影响

本文提出的与热泵结合的溶液除湿空调系统中,冷凝器分为溶液冷凝器和空气冷凝器,分别用来预热再生溶液和再生空气. 冷凝热分配比 φ 表示空气获得的冷凝热量与热泵总冷凝热量的比值. 当 $\varphi=0$ 时,

表明冷凝热全部用来预热溶液;当 $\varphi=1$ 时,表明冷凝热全部用来预热空气。 φ 的大小会影响溶液与空气的入口端参数,从而影响系统的再生性能,最终影响到除湿器性能以及系统的整体性能。模拟过程中只改变 φ ,保持其它参数不变。再生侧采用的回风工况为温度 $26\text{ }^{\circ}\text{C}$,含湿量 12.6 g/kg 。其它具体参数工况见表2。

表 2 参数工况

Table 2 Parameter conditions

$t_{a,d,in}/^{\circ}\text{C}$	$m_{a,d,in}/(\text{kg/s})$	$\omega_{a,d,in}/(\text{g/kg})$	$m_{s,d,in}/(\text{kg/s})$	$t_{s,d,in}/^{\circ}\text{C}$	$m_{s,r,in}/(\text{kg/s})$
33	0.1	22.6	0.09	16.8	0.08

从图4(a)中可以看出,随着 φ 从0增加到1,系统运行平衡时的除湿溶液入口浓度 $X_{s,d,in}$ 的数值不断减小,系统除湿量也呈现下降的趋势。 $X_{s,d,in}$ 的数值减小说明了系统的再生能力出现了弱化,再生后溶液的浓度越来越小,因此进入除湿侧的溶液浓度不断下降。可见,相较于用于加热溶液,冷凝热量用于加热空气更不利于再生。在溶液温度不变的前提下,浓度变小,溶液的等效含湿量就会升高,空气与溶液间的传质驱动力随之降低。因此,除湿量随着 φ 的增加由 0.56 g/s 降低到了 0.4 g/s ,下降了 28.57% 。图4(b)中空气获得的总冷量 Q_a 与系统性能系数 COP_{sys} 随着 φ 的增加也呈现下降的趋势,因为随着除湿效果变差,空气中迁移到除湿溶液的水蒸气量减少,随之失去的潜热量减少,导致空气除湿前后的焓降减小。由此可见, φ 的增加会对整个系统性能产生消极的影响。因此,热泵系统的冷凝热全部用来加热空气并不是明智的方法,在必须设置空气冷凝器的热泵系统中,增设溶液冷凝器是对系统性能提升有利的措施,并且可以通过改善溶液冷凝器性能,使其尽可能承载更多的冷凝热量,来提高系统整体性能。

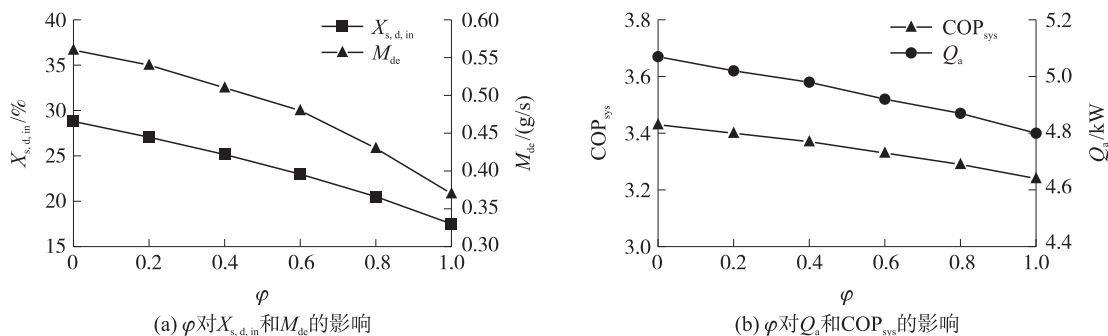


图 4 冷凝热分配比的影响

Fig. 4 Influence of condensation heat distribution ratio

3.2 再生侧回风比的影响

定义回风比 R_{hf} 为室内回风量与总再生风量的比值。 R_{hf} 从0变化到1的过程包含了系统的再生空气完全来自室内回风、室外新风,以及再生空气由新风与回风混合的三种情况。现研究 R_{hf} 从0到1变化时对系统产生的影响。其中回风工况取值与上节相同,新风工况即为除湿器进口空气参数工况。具体参数如表3所示。

表 3 参数工况

Table 3 Parameter conditions

$t_{a,d,in}/^{\circ}\text{C}$	$m_{a,d,in}/(\text{kg/s})$	$\omega_{a,d,in}/(\text{g/kg})$	$m_{s,d,in}/(\text{kg/s})$	$t_{s,d,in}/^{\circ}\text{C}$	$m_{s,r,in}/(\text{kg/s})$
35	0.1	25.2	0.09	16.8	0.08

由图5可知,当 R_{hf} 由0逐渐增加到1时, $X_{s,d,in}$ 和除湿量逐渐上升,其中除湿量从 0.42 g/s 上升到了 0.55 g/s ,上升了 30.95% 。 Q_a 和 COP_{sys} 也呈上升趋势,其中 COP_{sys} 从 2.84 上升到了 3.41 ,上升了 20.07% 。当 R_{hf} 逐渐增大时,室内回风在再生空气中的含量逐渐增加,再生空气的温度与含湿量不断下降,虽然此时空气温度降低,但其与空气冷凝器间温差增加,换热增强,出冷凝器进再生器的空气温度只是略有降低。但空气的含湿量的减少会使再生过程中溶液与空气间的传质驱动力增加,极大地促进了溶液再生。两种因素综合之下,促进溶液再生的作用更大,因此系统的再生能力逐渐增强。于是再生后进入除湿侧的溶液浓度会不断上升,增强了溶液对空气的除湿能力,系统除湿量由此增加。此时空气中迁移到除湿溶液中的水蒸气量就会增加,随之失去的潜热量增加,导致空气除湿前后的焓降增加,因此 Q_a 上升。随着 R_{hf} 的增加,

温度变低的再生空气进入冷凝器会改善热泵系统的冷凝条件,热泵的压缩机功耗减小. 此处,在 Q_a 上升和热泵压缩机功耗降低两重因素作用之下,系统性能系数 COP_{sys} 有较大幅度的上升. 基于此,相较于高温高湿度新风,用低温低湿度的回风再生能提升系统整体性能.

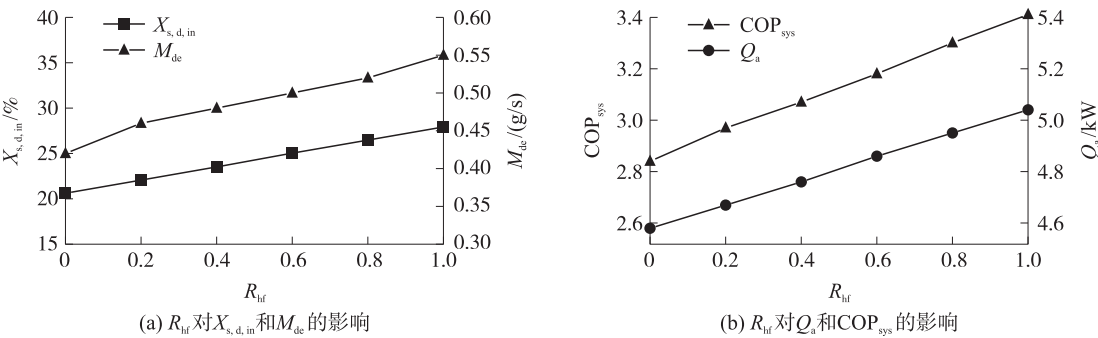


图 5 再生回风比的影响

Fig. 5 Influence of regenerative return air ratio

3.3 冷冻水温度的影响

由上两节可知,通过改变系统再生侧的相关参数,系统的再生性能受到的影响会传递到系统除湿侧从而影响到系统的整体性能. 本节通过改变除湿侧冷冻水入口温度 $t_{w,in}$,研究该参数变化对系统性能的影响. 具体参数工况如表 4 所示.

表 4 参数工况

Table 4 Parameter conditions

$t_{a,d,in}/^{\circ}\text{C}$	$m_{a,d,in}/(\text{kg/s})$	$\omega_{a,d,in}/(\text{g/kg})$	$m_{s,d,in}/(\text{kg/s})$	$t_{a,r,1}/^{\circ}\text{C}$	$m_{s,r,in}/(\text{kg/s})$	$\omega_{a,r,in}/(\text{g/kg})$
35	0.1	25.2	0.09	26	0.08	12.6

由图 6 可知,当 $t_{w,in}$ 由 14 $^{\circ}\text{C}$ 上升到 18 $^{\circ}\text{C}$ 时,除湿量与 Q_a 都在逐渐下降,其中除湿量由 0.54 g/s 下降到 0.5 g/s;但 $X_{s,d,in}$ 和 COP_{sys} 却逐渐上升,其中 COP_{sys} 由 2.96 上升到了 3.46,上升了 16.9%. 因为当 $t_{w,in}$ 升高时,预冷后进除湿器的溶液温度升高,这会降低溶液对空气的除湿能力,导致了除湿量与 Q_a 的下降. 由图 6(c) 可知,制取冷冻水的冷水机组的功耗 $N_{com,w}$ 随着 $t_{w,in}$ 的升高而降低,再对比图 6(b),发现 $N_{com,w}$ 降低的幅度大于 Q_a 下降的幅度,因此 COP_{sys} 是上升的. $X_{s,d,in}$ 上升是因为此时系统的除湿能力降低,除湿侧溶

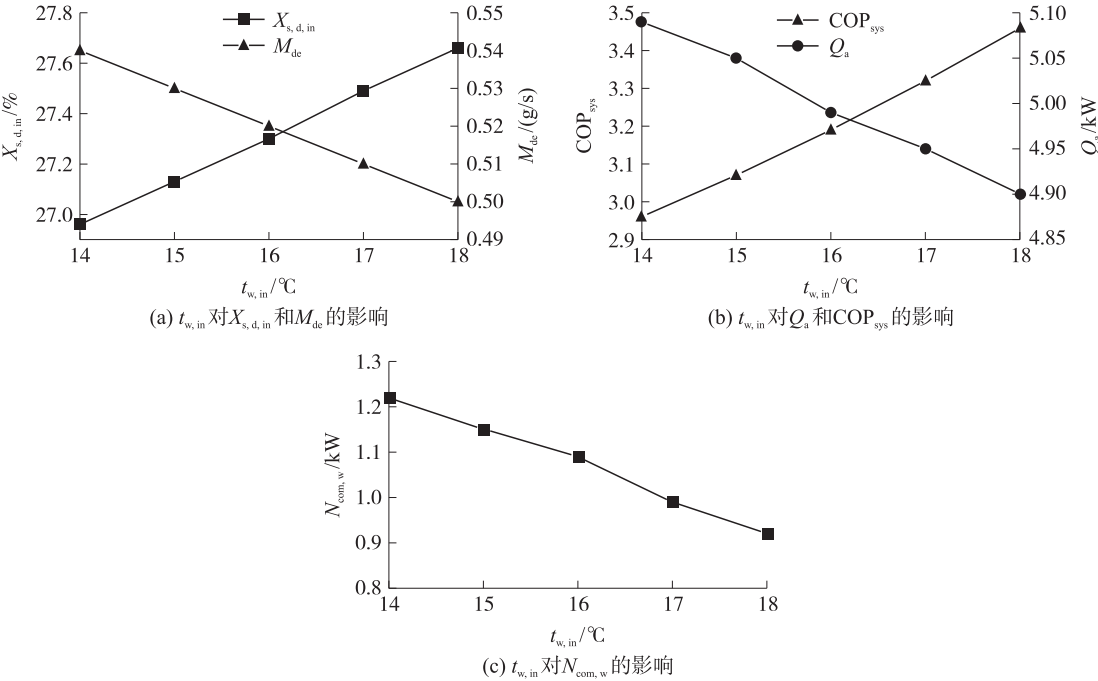


图 6 冷冻水入口温度的影响

Fig. 6 Effect of inlet temperature of frozen water

液稀释的速度比再生侧溶液浓缩的速度慢。但溶液浓度上升会提高溶液的除湿性能,因此 $t_{w,in}$ 的升高给系统除湿性能带来的消极作用在一定程度上会被 $X_{s,d,in}$ 的上升带来的积极作用所抵消。

4 结论

本文搭建了一种与热泵相结合的预冷型溶液除湿空调系统实验台,并建立了与之吻合度良好的数学模型,模拟研究了系统再生侧与除湿侧相关参数对系统的影响,得到以下结论:

(1)随着热泵冷凝热分配比 φ 由 0 增加到 1,系统的再生能力逐渐变差,从而导致系统除湿能力降低了 28.57%,系统性能系数也随之下降。因此,热泵冷凝热应尽可能用来预热再生溶液。

(2)随着再生侧回风比 R_{in} 由 0 增加到 1,系统的再生能力不断提高,系统的除湿能力和性能系数分别上升 30.95%和 20.07%。因此,利用回风再生溶液可以有效提高系统的整体性能。

(3)随着冷冻水入口温度的上升,系统性能系数会上升,系统的除湿能力却会下降。但来自再生侧的调节会在一定程度上抵消冷冻水入口温度给系统除湿能力带来的消极影响。

[参考文献] (References)

- [1] CHEN X J, RIFFAT S, BAI H Y, et al. Recent progress in liquid desiccant dehumidification and air-conditioning: a review[J]. Energy and Built Environment, 2020, 1(1): 106–130.
- [2] FEKADU G, SUBUDHI S. Renewable energy for liquid desiccants air conditioning system: a review[J]. Renewable and Sustainable Energy Reviews, 2018, 93: 364–379.
- [3] LI X, LIU S, TAN K K, et al. Dynamic modeling of a liquid desiccant dehumidifier[J]. Applied Energy, 2016, 180: 435–445.
- [4] GURUBALAN A, MAIYA M P, GEOGHEGAN P J. A comprehensive review of liquid desiccant air conditioning system[J]. Applied Energy, 2019, 254: 113673.
- [5] KASHIF A, ALI M, SHEIKH N A, et al. Experimental analysis of a solar assisted desiccant-based space heating and humidification system for cold and dry climates[J]. Applied Thermal Engineering, 2020, 175: 115371.
- [6] LOWENSTEIN A. Review of liquid desiccant technology for HVAC applications[J]. HVAC&R Research, 2008, 14(6): 819–839.
- [7] ZHANG L, HIHARA E, SAIKAWA M. Combination of air-source heat pumps with liquid desiccant dehumidification of air[J]. Energy Conversion and Management, 2012, 57: 107–116.
- [8] CAI D H, QIU C B, ZHANG J Z, et al. Performance analysis of a novel heat pump type air conditioner coupled with a liquid dehumidification/humidification cycle[J]. Energy Conversion and Management, 2017, 148: 1291–1305.
- [9] LIU J, LIU X H, ZHANG T. Performance of heat pump driven internally cooled liquid desiccant dehumidification system[J]. Energy Conversion and Management, 2020, 205: 112447.
- [10] CHEN Y, YIN Y G, ZHANG X S. Performance analysis of a hybrid air-conditioning system dehumidified by liquid desiccant with low temperature and low concentration[J]. Energy and Buildings, 2014, 77: 91–102.
- [11] NIU X, XIAO F, MA Z J. Investigation on capacity matching in liquid desiccant and heat pump hybrid[J]. International Journal of Refrigeration, 2012, 35(1): 160–170.
- [12] 张凡, 吴薇, 张甜恬, 等. 一种冷凝热分级利用复合型溶液除湿空调系统性能分析[J]. 南京师范大学学报(工程技术版), 2014, 14(3): 33–42.
- [13] OU X H, CAI W J, HE X X, et al. Experimental investigations on heat and mass transfer performances of a liquid desiccant cooling and dehumidification system[J]. Applied Energy, 2018, 220: 164–175.
- [14] ZHANG L Z, ZHANG N. A heat pump driven and hollow fiber membrane-based liquid desiccant air dehumidification system: modeling and experimental validation[J]. Energy, 2014, 65: 441–451.
- [15] 邹同华, 张涛, 马淑媛, 等. 溶液除湿系统除湿性能实验研究[J]. 暖通空调, 2013, 43(1): 76–79.
- [16] 刘晓华. 溶液调湿式空气处理过程中热湿耦合传递特性分析[D]. 北京: 清华大学, 2007.
- [17] LIU J, LIU X H, ZHANG T. Performance comparison of three typical types of internally-cooled liquid desiccant dehumidifiers[J]. Building and Environment, 2016, 103: 134–145.
- [18] ZHANG T, LIU X H, JIANG J J. Experimental analysis of an internally-cooled liquid desiccant dehumidifier[J]. Building and Environment, 2013, 63: 1–10.

-
- [19] SHAN N, YIN Y, ZHANG X. Study on performance of a novel energy-efficient heat pump system using liquid desiccant[J]. Applied Energy, 2018, 219: 325–337.
- [20] ZHANG T, LIU X H, JIANG Y. Performance optimization of heat pump driven liquid desiccant dehumidification systems[J]. Energy and Building, 2012, 52: 132–144.
- [21] ZHANG F, YIN Y, ZHANG X. Performance analysis of a novel liquid desiccant evaporative cooling fresh air conditioning system with solution recirculation[J]. Building and Environment, 2017, 117: 218–229.
- [22] WANG X L, CAI W J, LU J G, et al. Model-based optimization strategy of chiller driven liquid desiccant dehumidifier with genetic algorithm[J]. Energy, 2015, 82: 939–948.

[责任编辑:陈 庆]