

开式蓄能除湿空调系统 工作特性研究^{*}

大连理工大学 吴凌浩[☆] 徐士鸣^{*}

摘要 以采用变质量能量转换及储存技术和氯化锂溶液的开式蓄能除湿空调系统为研究对象,介绍了系统的工作循环和流程,建立了系统充、释能过程动态模型。以我国南方高湿地区具有独立新风系统的办公建筑除湿空调工况为例,对该蓄能系统按全量蓄能策略运行时的工作过程进行了数值模拟,得到了系统运行参数和工作特性及各设备工作特性参数随运行时间和外部条件的变化关系。

关键词 开式蓄能除湿空调 能量转换 充能 释能 氯化锂溶液 数值模拟

Operating characteristics of an open energy storage system for desiccant air conditioning

By Wu Linghao[★] and Xu Shiming

Abstract The system involves variable mass energy transformation and storage technology and uses LiCl solution as working fluid. Presents the operating principle and flow process of the system. Develops a dynamic model of energy charge and discharge processes. Taking a typical office building with dedicated outdoor air system located at highly humid South China as an example, numerically simulates the system operation modes under the full storage strategy, and finds the variations of operation parameters and operating characteristics of the system and operating parameters of the devices with operation time and external conditions.

Keywords open energy storage system for desiccant air conditioning, energy transformation, energy charge, energy discharge, LiCl solution, numerical simulation

★ Dalian University of Technology, Dalian, Liaoning Province, China

①

0 引言

随着集中空调系统的大量应用,电力需求急剧增加,导致部分地区用电高峰时段电力紧缺。为解决这一问题,蓄能空调技术开始受到重视^[1]。目前应用较多、技术相对成熟的蓄能技术当属冰蓄冷技术,但冰蓄冷技术还不能完全解决湿热地区室内空气除湿及提高空调舒适性的问题^[2-3]。为此,笔者提出了一种先进的蓄能空调技术——变质量能量转换及储存技术^[4],该技术有闭式和开式两种工作循环类型^[5]。本研究主要目的是揭示开式蓄能除

湿空调系统运行中能量转换及储存过程质能的变化规律、系统内溶液参数及各设备工作参数和负荷随系统运行时间的变化关系。

1 系统工作循环和流程

开式蓄能除湿空调系统工作流程如图 1 所示。采用全量蓄能策略时,用电低谷时段控制阀 V4

①☆ 吴凌浩,男,1979 年 3 月生,硕士研究生

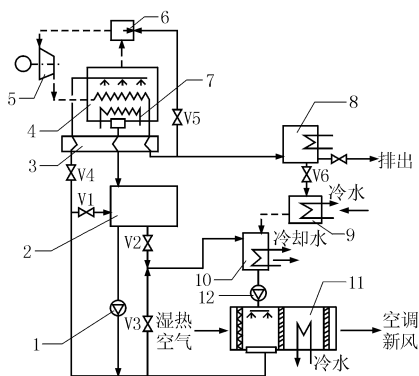
* 116024 大连理工大学能源动力学院制冷及热泵技术研究室
(0411) 84708774

E-mail: xsming@dlut.edu.cn

收稿日期:2006-03-13

一次修回:2006-05-17

二次修回:2006-09-05



1 溶液泵 2 溶液储罐 3 溶液换热器 4 发生/冷凝器 5 蒸汽压缩机组 6 加湿器 7 辅助加热器 8 水储罐 9 蒸发器 10 吸收器 11 除湿空调器 12 再循环泵 V1~V6 阀

图 1 开式蓄能除湿空调系统工作循环和流程

开, V1 关, 溶液泵将少量溶液送入发生/冷凝器, 由辅助加热器加热这部分溶液; 发生/冷凝器内的压力升高到设计压力, 加热器停止工作; 压缩机启动, 溶液泵再次将溶液储罐内溶液加压, 并经溶液换热器加热后喷淋在发生/冷凝器的换热管束外; 溶液受热产生过热水蒸气, 经加湿降温处理后进入压缩机; 压缩后的水蒸气在换热管束内冷凝, 冷凝热传给管束外溶液作为发生热; 大部分凝结水进入水储罐; 出发生/冷凝器的溶液经换热器降温后流回溶液储罐。随着上述过程的进行, 溶液储罐内溶液质量逐渐减少, 溶液浓度逐渐增大, 溶液化学势增大。当溶液储罐内溶液浓度达到设计值后, 充能过程结束, 压缩机停止运行, V4 关, V1 开。

释能时, 储罐内水和溶液分别进入蒸发器和吸收器; 产生的水蒸气进入吸收器被溶液吸收; 出吸收器的溶液经再循环泵加压送入除湿器, 吸收空气中的水; 出除湿器的稀溶液分流, 一部分通过阀 V3 与来自溶液储罐的浓溶液混合进行循环, 保证除湿器有合适的气液比, 另一部分进入溶液储罐; 出蒸发器的冷水部分进入室内风机盘管系统, 承担室内冷负荷, 另一部分引入除湿空调器, 承担新风降温冷负荷, 由此达到对显热负荷和潜热负荷的分别处理。随着上述过程的进行, 溶液储罐内溶液质量逐渐增加, 溶液浓度逐渐降低, 溶液化学势减小, 储存能量转换成冷量和除湿能。释能结束后, 水储罐内多余水被排空, 系统完成一个工作循环, 所用时间为 24 h。

因溶液储罐内溶液物性参数均随时间而变, 导

致蓄能除湿空调系统运行特性、设备负荷等参数也随时间而变, 系统运行过程是动态的, 需要采用数值方法对系统循环热力过程进行求解。

开式蓄能除湿空调系统可采用的工作溶液有溴化锂、氯化锂、氯化钙和三甘醇等水溶液^[6], 它们都各有特点。在溶液除湿领域内, 氯化锂水溶液具有比较好的工作特性而被广泛使用, 本文对采用氯化锂水溶液作为工作溶液的蓄能除湿空调系统进行研究。

2 动态数学模型

2.1 建模假设

在建立开式蓄能除湿空调系统运行过程动态数学模型前, 需对系统工作过程作如下简化:

- 1) 忽略流体的流动阻力和泵消耗的功;
- 2) 不考虑系统启动时的升压过程;
- 3) 忽略发生/冷凝器内的存液量;
- 4) 忽略系统各设备热容;
- 5) 系统内各设备充分绝热;

6) 任何时刻溶液储罐内溶液质量分数和温度分布均匀。

2.2 动态模型建立

为便于建立动态模型, 可将图 1 所示的蓄能系统分成若干个模块(模块的划分比较随意, 可以将蓄能系统内的某一部件作为一个模块, 也可以将多个部件作为一个模块), 分别对每一模块建立质量及能量动态平衡方程, 然后联立这些方程进行数值求解。

任意时刻 τ , 第 k 个模块的质量动态平衡方程为

$$\frac{dm_k(\tau)}{d\tau} = \sum \frac{dm_{k,i}(\tau)}{d\tau} - \sum \frac{dm_{k,o}(\tau)}{d\tau} \quad (1)$$

$$0 = \sum \left[\frac{dm_{k,i}(\tau)}{d\tau} \xi_i(\tau) \right] - \sum \left[\frac{dm_{k,o}(\tau)}{d\tau} \xi_o(\tau) \right] \quad (2)$$

式(1), (2)中 m 为质量, kg; ξ 为 LiCl 的质量分数; 下标 i, o 分别表示进、出第 k 个模块界面的流股。

第 k 个模块的能量动态平衡方程为

$$\begin{aligned} \frac{dE(\tau)}{d\tau} = & \sum \frac{dQ_{k,i}(\tau)}{d\tau} + \sum \left[\frac{dm_{k,i}(\tau)}{d\tau} h_{k,i}(\tau) \right] - \\ & \sum \frac{dQ_{k,o}(\tau)}{d\tau} - \sum \left[\frac{dm_{k,o}(\tau)}{d\tau} h_{k,o}(\tau) \right] \end{aligned} \quad (3)$$

式中 E 为能量, kWh 或 MJ; Q 为热量或冷量, kWh 或 MJ; h 为比焓, kJ/kg。

压缩机功率为

$$N(\tau) = \left[\frac{dm_w}{d\tau} + \frac{dm_1(\tau)}{d\tau} \right] [h_1(\tau) - h_{11}(\tau)]_{\text{act}} \\ = (\dot{m}_{\text{wv}} + \dot{m}_1) \frac{[h_1(\tau) - h_{11}(\tau)]_{\text{is}}}{\eta_{\text{is}}} \quad (4)$$

式中 N 为压缩机的功率, W; m_w 为水储罐中水的质量, kg; m_1 为加湿器中水的质量, kg; h_1 和 h_{11} 分别为压缩机出口和入口水蒸气的比焓, kJ/kg; $\dot{m}_{\text{wv}}$ 为出发生/冷凝器的水蒸气质量流量, kg/s, 等于进入水储罐的冷凝水的质量流量 $\dot{m}_w$; $\dot{m}_1$ 为喷入加湿器的水的质量流量, kg/s; η 为压缩机效率; 下标 act 指实际过程, is 指等熵压缩过程。

压缩机所消耗的电能为

$$W_c(\tau) = \int_0^\tau \frac{dW_c(\tau)}{d\tau} d\tau = \int_0^\tau N(\tau) d\tau \quad (5)$$

各储罐中溶液或水的质量和能量的变化为

$$m_{\text{ss}}(\tau) = m_{\text{ss}}(\tau) \big|_{\tau=0} + \int_0^\tau \frac{dm_{\text{ss}}(\tau)}{d\tau} d\tau \quad (6)$$

$$E_{\text{ss}}(\tau) = E_{\text{ss}}(\tau) \big|_{\tau=0} + \int_0^\tau \frac{dE_{\text{ss}}(\tau)}{d\tau} d\tau \quad (7)$$

$$m_{\text{ws}}(\tau) = m_{\text{ws}}(\tau) \big|_{\tau=0} + \int_0^\tau \frac{dm_{\text{ws}}(\tau)}{d\tau} d\tau \quad (8)$$

$$\frac{dQ_a(\tau)}{d\tau} = [h_{a,i}(\tau) - h_{a,o}(\tau)] \frac{dm_a(\tau)}{d\tau} - 2\,500[d_i(\tau) - d_o(\tau)] \frac{dm_a(\tau)}{d\tau} \quad (13)$$

式中 d 为湿空气含湿量, g/kg; 下标 a 指湿空气。

τ 时刻, 新风处理过程带入系统的能量以及等湿冷却降温过程消耗的冷量分别为

$$E_a(\tau) = \int_0^\tau [h_{a,i}(\tau) - h_{a,o}(\tau)] \frac{dm_a(\tau)}{d\tau} d\tau \quad (14)$$

$$W_c(\tau) + Q_e(\tau) + [E_a(\tau) - Q_a(\tau)] = E_{\text{ss}}(\tau) + E_{\text{ws}}(\tau) + Q_{\text{ab}}(\tau) + Q_{\text{ws}}(\tau) \quad (16)$$

需要注意的是, 新风除湿过程释放的热量最终通过吸收器排出, 而新风冷却降温过程所消耗的冷量是由蒸发器提供的, 排热量 Q_a 计入蓄能系统的制冷量中。

3 算例

以我国南方高湿地区办公建筑除湿空调工况为例, 对该系统按全量蓄能策略运行时的工作过程进行数值模拟, 得到该蓄能系统在除湿空调工况下运行参数随时间的变化关系。蓄能除湿空调系统如图 2 所示。系统对建筑物的显热和潜热负荷分

$$E_{\text{ws}}(\tau) = E_{\text{ws}}(\tau) \big|_{\tau=0} + \int_0^\tau \frac{dE_{\text{ws}}(\tau)}{d\tau} d\tau \quad (9)$$

式(6)~(9)中 下标 ss 指溶液储罐, ws 指水储罐。

蒸发器、吸收器和水储罐冷却器的换热量为

$$Q_e(\tau) = \int_0^\tau \frac{dQ_e(\tau)}{d\tau} d\tau \quad (10)$$

$$Q_{\text{ab}}(\tau) = \int_0^\tau \frac{dQ_{\text{ab}}(\tau)}{d\tau} d\tau \quad (11)$$

$$Q_{\text{ws}}(\tau) = \int_0^\tau \frac{dQ_{\text{ws}}(\tau)}{d\tau} d\tau \\ = \int_0^\tau c_{p,w}(\tau) [t_3(\tau) - t_4] \frac{dm_w(\tau)}{d\tau} d\tau \quad (12)$$

式(10)~(12)中 $c_{p,w}$ 为水的比定压热容, kJ/(kg·°C); t_3 和 t_4 分别为进入水储罐的冷凝水温度和水储罐出口水温, °C; 下标 e 指蒸发器, ab 指吸收器。

根据文献[7], 当气/液质量流量比小于 2.3 时, 绝热除湿过程可近似看作等温除湿过程。在小气液比条件下, 新风处理过程可以看作是先等温除湿, 后等湿冷却降温的过程。

等湿冷却降温过程能量平衡方程为

$$Q_a(\tau) = \int_0^\tau \frac{dQ_a(\tau)}{d\tau} d\tau \quad (15)$$

进出系统的能量必须守恒, 这是检验充、释能过程数值模拟是否准确的重要判据, 即

别进行处理, 即采用无回风的独立新风系统, 建筑物湿负荷由新风承担, 切断了室内病菌的传播途径。

空调建筑新风量 12 760 m³/h, 19:00 后新风量减小。设计日室外气温变化范围为 27~35 °C, 平均相对湿度为 75%。处理后的新风温度为 25 °C, 相对湿度为 45%。设计日逐时空调总负荷、新风负荷、室外温度及冷却水温度如图 3, 4 所示。系统蒸发温度为 7 °C, 溶液换热器冷端温差为 10 °C, 发生压力为 40 kPa, 压缩机等熵效率为 60%, 吸收

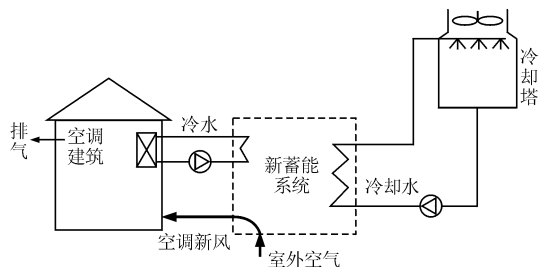


图2 蓄能除湿空调系统

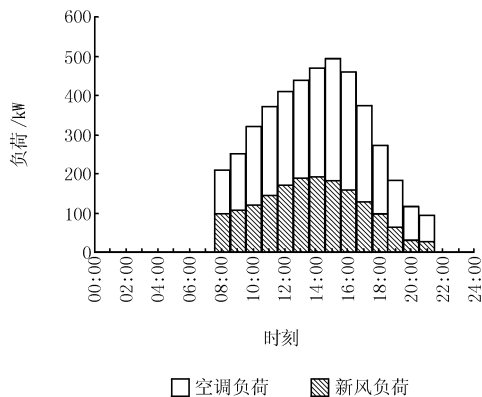


图3 设计日空调逐时负荷和新风逐时负荷

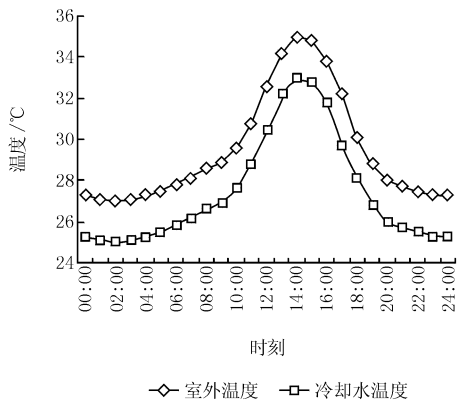


图4 设计日室外温度和冷却水温度随时间的变化

器出口温度比冷却水入口温度高 5°C 。设定除湿器内气液比为 1.36。

系统充能时间为 10 h (22:00~8:00)，充能时段无空调负荷；释能时间为 14 h (8:00~22:00)。

4 数值模拟结果及分析

经数值模拟，设计日充能开始时刻，两储罐内溶液或水的参数分别为： $\xi_{ss}(\tau)|_{\tau=0} = 0.3870$ ， $m_{ss}(\tau)|_{\tau=0} = 28123\text{ kg}$ ($V_{ss}|_{\max} = 22.43\text{ m}^3$)， $t_{ss}(\tau)|_{\tau=0} = 33.3^{\circ}\text{C}$ ， $m_{ws}(\tau)|_{\tau=0} = 0\text{ kg}$ 。

系统充、释能过程各储罐内溶液或水的质量和能量随时间的变化如图 5 所示。充能过程溶液储罐内溶液质量逐渐减少，能量逐渐增加；而水储罐

内的质量和能量均增加。水储罐水温保持恒定 (28°C)，因此其能量的增加只是因质量增加的缘故。溶液储罐内溶液能量变化受两因素影响，一是储罐内溶液浓度变化使其化学势变化，导致溶液潜能发生变化；二是溶液温度变化，使溶液显能发生变化。释能过程储罐内质量和能量的变化与充能过程正好相反。

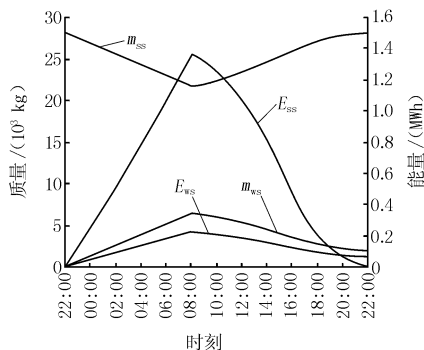


图5 充、释能过程中各储罐内溶液或水的质量和能量随时间的变化

溶液储罐内溶液温度和 LiCl 质量分数随时间的变化如图 6 所示。充能过程溶液储罐内水分不断减少，LiCl 质量分数不断增大，充能结束时达到最大，为 50.2%。储罐内溶液温度升高的原因是，出溶液换热器的浓溶液温度比储罐内溶液温度高 10°C ，热量被浓溶液带入储罐并积累，使储罐内溶液温度升高。

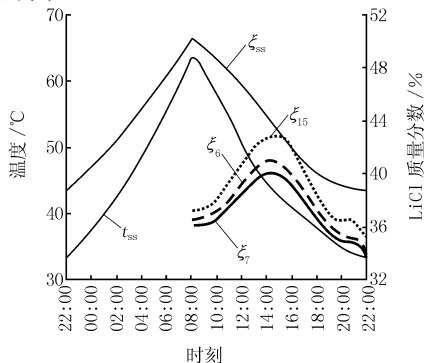


图6 充、释能过程中溶液储罐内溶液温度和 LiCl 的质量分数随时间的变化

充能结束时各储罐内的参数分别为： $m_{ss}|_{\tau=10\text{ h}} = 21680\text{ kg}$ ， $\xi_{ss}(\tau)|_{\tau=10\text{ h}} = 0.502$ ， $t_{ss}(\tau)|_{\tau=10\text{ h}} = 63.8^{\circ}\text{C}$ ， $m_{ws}(\tau)|_{\tau=10\text{ h}} = 6443\text{ kg}$ ($V_{ws}|_{\max} = 6.57\text{ m}^3$)。释能过程结束时，溶液储罐内溶液参数恢复到充能开始时刻的值。而水储罐内剩余的水量为

$m_{ws}(\tau)|_{\tau=14\text{ h}}=1\,960\text{ kg}$,这部分水被排掉。

充能过程溶液储罐内 LiCl 浓度逐渐增大,发生温度不断升高,导致压缩机出口压力(p_c)和温度升高。压缩机吸入压力不变($p_g=40\text{ kPa}$),则压缩机压缩比($\Gamma=p_c/p_g$)随之增加(见图 7)。为避免压缩机排气温度过高,采用湿压缩方式。模拟计算时,压缩机出口水蒸气始终处于饱和状态。为满足这一条件,可调节喷入加湿器的水流量(m_1),改变湿蒸气干度。经数值模拟,充能过程喷入减温器的水流量从 $0.034\,4\text{ kg/s}$ 逐渐增大到 $0.046\,7\text{ kg/s}$,相应出加湿器的水蒸气干度从 0.849 逐渐降低到 0.816 (见图 8)。由于吸入的湿蒸气质量流量和压缩比均随充能时间而增大,故压缩机所需的功率(N)也逐渐增大,从充能开始时的 149.7 kW 增加到结束时的 192.9 kW 。

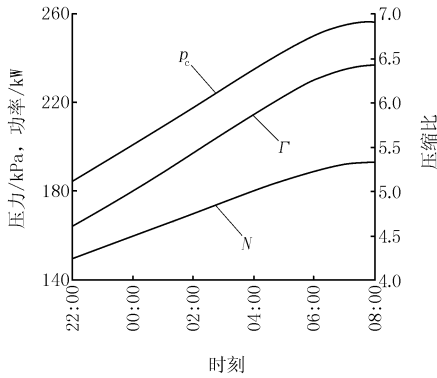


图 7 压缩机排气压力 p_c 、压缩比 Γ 及压缩功率 N 随充能时间的变化

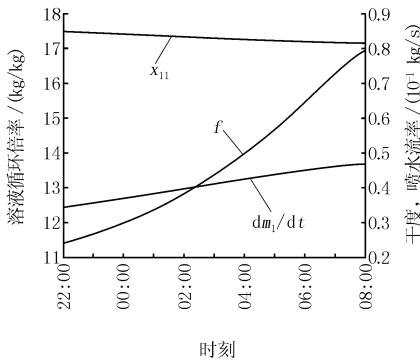


图 8 喷入加湿器的水流量 $dm_1/d\tau$ 、加湿后的湿蒸汽的干度 x_{11} 及溶液循环倍率 f 随充能时间的变化

释能过程压缩机停止工作,系统依靠储存在溶液储罐内的溶液潜能完成制冷和除湿工作。释能过程各换热设备热负荷随时间的变化如图 9 所示。吸收器不仅负担来自蒸发器的负荷,还负担来自除

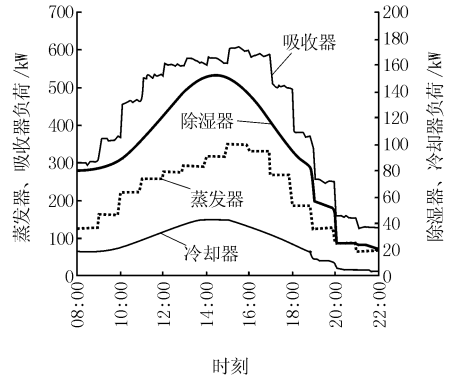


图 9 释能过程各换热设备的负荷随时间的变化

湿器的负荷,热负荷较大。与除湿过程的潜热负荷比,除湿后新风冷却所需的冷负荷很小。除湿过程最大潜热负荷为 152.1 kW ,而新风冷却所需的最大冷负荷为 42.79 kW 。蒸发器负荷包括室内空调负荷和新风冷却负荷两部分。

图 10 显示了释能过程流过各控制阀和再循环泵的溶液质量流量随时间的变化。通过控制阀 V1

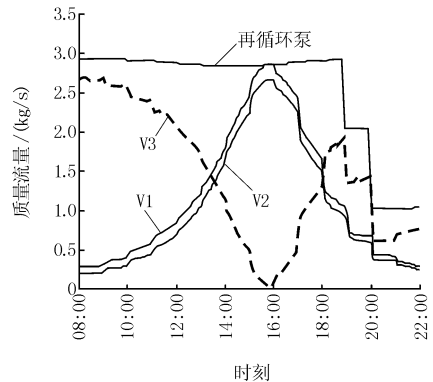


图 10 释能过程流过各控制阀和再循环泵的质量流量随时间的变化

和 V2 的溶液质量流量随时间的变化关系相同,也与空调逐时总负荷变化规律相似,两者的流量差是溶液吸收的总水流量。在释能开始阶段,因溶液储罐内溶液中 LiCl 质量分数高而空调总负荷低,通过 V2 控制阀的溶液质量流量较小。随着释能过程的进行,溶液储罐内溶液中 LiCl 质量分数逐渐降低而空调总负荷逐渐增加,通过 V2 控制阀的溶液质量流量迅速增大,其原因在于当空调负荷逐渐增大时,需要更多的浓溶液来吸收来自蒸发器的水蒸气。到 16:00 时空调总负荷开始降低,尽管这时溶液储罐内溶液中 LiCl 质量分数已经降低,但通过 V2 控制阀的溶液质量流量也开始减小。因此

通过数值模拟可以知道,空调负荷对流过各控制阀的溶液流量影响更大。

在模拟计算中,吸收器出口溶液质量流量受除湿器中气液比限制,流量变化不大(19:00 以后新风流量降低,进入除湿器的溶液流量也随之减小)。而吸收器入口溶液质量流量等于吸收器出口质量流量减去进入蒸发器的水流量。与溶液质量流量相比,水流量要小得多。故吸收器入口溶液质量流量变化规律与出口质量流量相似,并等于通过 V2 和 V3 的溶液质量流量。因此,通过控制阀 V3 的

$$SD = \frac{0.85(Q_e + E_a - Q_a)|_{ss}}{V_{ss}|_{\max} + V_{ws}|_{\max}} = \frac{0.85(Q_e + E_a - Q_a)|_{ss}}{\left(\frac{m_{ss}}{\rho_{ss}}\right)\bigg|_{\max} + \left(\frac{m_{ws}}{\rho_{ws}}\right)\bigg|_{\max}} = 130.4 \text{ kWh/m}^3 = 469.6 \text{ MJ/m}^3$$

式中 系数 0.85 是考虑到液体受温度和压力影响而膨胀储罐需要留有一定的空间; $V_{ss}|_{\max}$ 和 $V_{ws}|_{\max}$ 分别为计算得到的在最大储液量时储罐的容积; $(Q_e + E_a - Q_a)|_{ss}$ 为系统储存的能量转换输出的冷能和除湿潜热能。

6 结论

采用全蓄能策略运行开式蓄能除湿空调,压缩机在夜间用电低谷时段运行工作,将夜间富裕的电转换成工作溶液的化学势能并储存起来;白天用电高峰时段压缩机不工作,系统依靠存储在溶液储罐内的溶液化学势完成制冷及除湿的目的,能够很好地起到削峰填谷的作用。

该蓄能除湿空调系统的蓄能原理、运行方式和循环热力计算与常规蓄能空调完全不同,不仅可以缓解高峰用电紧张的矛盾,同时还有如下特点:

1) 用水作为制冷剂,ODP 和 GWP 均为 0,对环境无任何损害;

2) 压缩机吸入压力与蒸发压力无关,可以通过提高发生压力来减小蒸汽压缩机的尺寸;

3) 储存的能量既可转换成冷量供建筑空调使用,还可转换成除湿潜热供新风除湿处理使用;

4) 系统的蓄能储罐结构简单,有效蓄能密度大;

5) 系统输出冷水的温度与普通集中空调系统内制冷机组输出冷水的温度相同,可以比较容易地将普通空调系统改造成蓄能空调系统,而不需要改动投资较大又较难改造的空调管路和末端系统。

回流溶液的质量流量变化正好与通过控制阀 V2 的溶液质量流量相反。

5 系统 COP 及有效蓄能密度

开式蓄能除湿空调系统的循环 COP 为

$$COP = \frac{\sum Q_e + \sum (E_a - Q_a)}{\sum W_c} = 2.55$$

蓄能密度是评价蓄能系统的另一项重要指标,可以作为衡量蓄能系统体积利用率的一个尺度。定义有效体积蓄能密度为系统输出能量与储罐总容积之比,即

本文数值模拟计算结果的分析对了解开式蓄能除湿空调系统工作特性有很大的帮助,这些计算结果也是蓄能系统设计、设备选型或设计、运行控制、技术经济评价等的基础数据。作为一种新的能量转换及储存技术,其所具有的工作特点与其他蓄能技术完全不同。该技术不仅可对电力负荷起到削峰填谷作用,而且具有较高的能量转换效率和较大的溶剂有效蓄能密度,有着良好的开发和应用前景。

参考文献

- [1] 华泽钊,刘道平,吴兆琳,等.蓄冷技术及其在空调工程中的应用[M].北京:科学出版社,1997
- [2] Saito Akio. Recent advances in research on cold thermal energy storage [J]. International Journal of Refrigeration, 2002,25:177-189
- [3] Dincer I. On thermal energy storage systems and applications in buildings [J]. Energy and Buildings, 2002,34:377-388
- [4] 徐士鸣.一种蓄能除湿/空调机组的蓄能除湿/空调方法及设备:中国,200410021221.3[P].2004-04-05
- [5] 徐士鸣,张莉,郭亚丽,等.变质量体系能量转换及储存技术在暖通空调中的应用[J].暖通空调,2005,35(6):109-113
- [6] 张立志.除湿技术[M].北京:化学工业出版社,2005
- [7] Kessling W, Laevemann E, Kapfhammer C. Energy storage for desiccant cooling systems component development [J]. Solar Energy, 1998, 64: 209-221