

溴化锂溶液蓄能空调/供热系统工作特性模拟与分析

徐士鸣*, 徐长红, 张莉

(大连理工大学 能源与动力学院, 辽宁 大连 116024)

摘要: 在所建立的系统运行动态数学模型基础上, 针对具体应用实例对以溴化锂溶液为工作介质的蓄能系统进行数值模拟. 以长江流域某城市一宾馆建筑为例, 在设计日室外温度变化范围为 29~38℃, 空调最大冷负荷为 1 450 kW, 日需冷量为 19 890 kWh, 日需 50℃洗浴用热水 20 t(720 kWh)条件下, 分别对蓄能空调/供热系统在全量和分量蓄能策略下的工作情况进行数值模拟. 分别得到了蓄能空调/供热系统所需的溴化锂溶液充注量、储罐容积、溶液参数、设备负荷变化等重要基础数据及变化规律. 这些数据和变化规律是先进蓄能空调/供热系统设计、控制、技术经济评价、设备选型或设计等工作的基础.

关键词: 能量转换; 化学势能; 储存; 溴化锂溶液; 数值模拟

中图分类号: TK02 **文献标志码:** A

0 引言

文献[1]已详细地介绍了采用溴化锂溶液的变质量能量转换及储存蓄能空调系统的工作原理及流程, 并建立了新蓄能循环热力过程的动态数学模型.

本文在文献[1]所建动态数学模型的基础上, 以长江流域某城市一宾馆建筑为例, 分别对蓄能空调/供热系统在全量和分量蓄能策略下的工作情况进行数值模拟. 模拟所得结果可以反映新蓄能系统的工作特性.

1 工作参数

该建筑设计日逐时空调负荷、室外气温、冷却水温度和制冷剂蒸发温度如图 1 所示. 其中, 室外气温变化范围为 29~38℃, 空调最大冷负荷为 1 450 kW, 日需冷量为 19 890 kWh, 日需 50℃洗浴用热水 20 t.

蓄能空调、热水联供系统如图 2 所示, 它是利用溶液储罐内溴化锂质量分数较高时, 通过提高系统冷却水进、出口温度来加热温度为 19℃的自来水, 所需要的热量为 720 kWh. 加热后的水储存在热水储槽内供宾馆一天内的洗浴消耗.

为了提高蓄能空调、热水联供系统能量转换

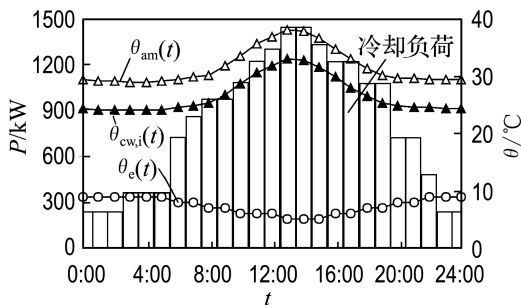


图 1 某宾馆建筑设计日逐时空调负荷、室外气温、冷却水温度和制冷剂蒸发温度

Fig. 1 Air-conditioning load, outdoor, cooling water and evaporation temperatures for a hotel building on a design day

效率, 蒸发温度可以随冷负荷的大小进行调节. 根据宾馆建筑空调负荷变化情况设定蒸发温度变化范围为 5~9℃(如图 1 所示). 另外, 系统运行过程还与冷却水温度有关. 出冷却水塔的水温与室外气温和相对湿度有关, 在模拟计算中设定除了冷、热联供时段外, 进入系统的冷却水温度比当时气温低 5℃. 冷却水温度随充、释能时间的变化关系见式(1)和(2). 用电低谷时段为 23:00 到次日 7:00 共 8 h. 发生/冷凝器内工作压力(压缩机吸入压力)为 40 kPa, 取水蒸气压缩机等熵效率为

0.6,压缩机排汽始终处于干饱和状态.

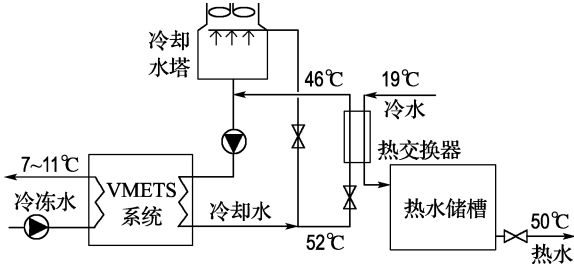


图 2 采用变质量能量转换与储存技术的蓄能空调、热水联供系统

Fig. 2 The VMETS system for combined cooling and hot water supplying

$$\theta_{w,c}(t) = -2.083\,3 \times 10^{-4} t^6 + 3.766\,0 \times 10^{-3} t^5 - 2.371\,8 \times 10^{-2} t^4 + 6.632\,4 \times 10^{-2} t^3 - 8.245\,5 \times 10^{-2} t^2 - 6.394\,2 \times 10^{-2} t + 24.4; \quad 0 \leq t \leq 8 \quad (1)$$

$$\theta_{w,c}(\tau) = -4.310\,7 \times 10^{-5} \tau^6 + 1.528\,3 \times 10^{-3} \tau^5 - 1.401\,6 \times 10^{-2} \tau^4 - 3.407\,1 \times 10^{-2} \tau^3 + 7.086\,5 \times 10^{-1} \tau^2 - 3.221\,1 \times 10^{-1} \tau + 24.896; \quad 0 \leq \tau \leq 16 (8 \leq t \leq 24) \quad (2)$$

设 23:00 时为充能起始时刻($t = 0$).

2 全量蓄能策略下数值模拟及分析

采用全蓄能策略时,注入系统的初始工作溶液为 50% 质量分数的溴化锂水溶液 155.2 t ($V_{\text{stor}}|_{\text{max}}=100\text{ m}^3$). 设计日工况下,充能起始时刻溶液储罐和水储罐内参数分别为 $\xi_{\text{stor}}(0)=0.535\,0$, $m_{\text{stor}}(0)=145\,047\text{ kg}$, $\theta_{\text{stor}}(0)=34.2\text{ }^{\circ}\text{C}$, $m_{\text{ws}}(0)=10\,153\text{ kg}$, $\theta_{\text{ws}}=28\text{ }^{\circ}\text{C}$. 系统充、释能过程数值模拟结果如图 3~7 所示.

图 3 显示了系统充、释能过程各储罐内质量和能量的变化规律. 充能过程溶液储罐内的溶液质量减少,能量增加,而水储罐内的质量和能量均增加. 在数值模拟时设定水储罐内水温保持恒定($\theta_1=28\text{ }^{\circ}\text{C}$),因此水储罐内能量增加仅仅是因质量增加的缘故. 溶液储罐内溶液能量变化受两种因素影响:主要因素是储罐内溶液质量分数变化使溶液化学势发生变化;其次是溶液温度变化,使储罐内溶液相变能发生变化. 释能过程各储罐内质量和能量变化与充能过程正好相反. 由于所研究的系统是封闭的,一个储罐内的质量增加量必然等于另一储罐内的质量减少量. 充能结束时溶液储罐内参数为 $\xi_{\text{stor}}(8)=0.650\,6$, $m_{\text{stor}}(8)=119\,267\text{ kg}$, $\theta_{\text{stor}}(8)=71.3\text{ }^{\circ}\text{C}$. 水储罐内参数为 $m_{\text{ws}}(8)=35\,932.9\text{ kg}$ ($V_{\text{ws}}|_{\text{max}}=36\text{ m}^3$).

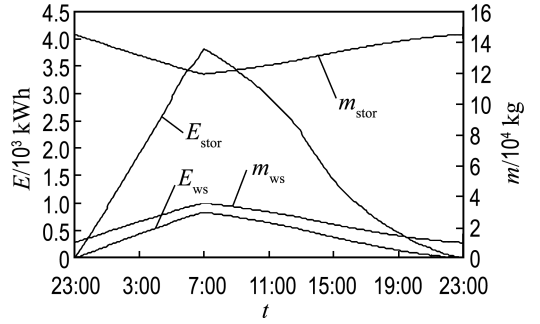


图 3 充、释能过程各储罐内能量和质量随时间变化关系

Fig. 3 Variations of the energy and mass in storage tanks versus time during energy charge and discharge processes

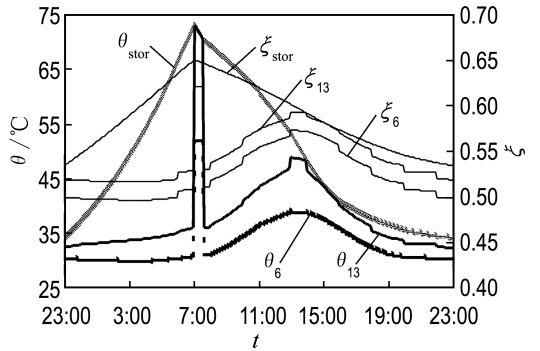


图 4 充、释能过程溶液储罐及进出吸收器溶液温度和质量分数随时间变化关系

Fig. 4 Variations of temperatures and mass fraction in the storage tank and at inlet and outlet of the absorber versus time during energy charge and discharge processes

充、释能过程溶液储罐及进出吸收器溶液温度和质量分数随时间的变化关系如图 4 所示. 从图中可以看到,充能过程溶液储罐内溶液温度和溴化锂质量分数均提高. 说明在充能过程中,电能并不能完全转换成溶液的化学势能,部分以热能的形式存在. 在能量转换过程中产生部分热能的原因在于,为了防止出溶液换热器的浓溶液中析出溴化锂晶体,必须提高溶液温度,使得大量的热能被带入溶液储罐内并储存了起来,导致储罐内溶液温度升高,相变热增加.

从 7:00 到 7:35 系统按冷、热联供方式运行,此时系统既承担空调负荷,又承担供热负荷. 根据系统冷、热联供的条件 [$\xi_{\text{stor}} \geq \xi_5 (52\text{ }^{\circ}\text{C}, p_e) + 0.02$],从图 4 可以看到在 7:00 前以及 7:35 以后系统均可进行冷、热联供. 因此,蓄能系统实际可供应的热水远大于 20 t.

图 5 和 6 分别给出了充能过程喷入加湿器的

水流率($\dot{m}_1$)、湿蒸气干度(x_{10})、溶液循环倍率(f)、压缩机排气压力(p_c)、压缩比(Γ)和压缩功率(N) 随时间的变化关系. 为了满足出压缩机水蒸气始终处于饱和状态的要求, 喷入加湿器的水流率应逐渐增加(从 0.273 6 kg/s 增加到 0.427 7 kg/s), 加湿后的水蒸气干度逐渐降低. 为了平衡发生热与冷凝热, 充能过程中需要不断调整溶液循环倍率. 充能过程溶液循环倍率是不断增加的. 由于出发生 / 冷凝器的水蒸气流率被设为定值($\dot{m}_{\text{wv}} = 1.037\ 45\ \text{kg/s}$), 溶液泵质量流率的变化规律与溶液循环倍率变化规律相同.

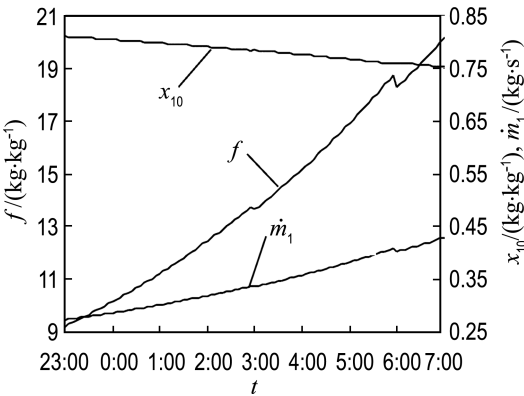


图5 喷入加湿器的水流率、湿蒸气干度及溶液循环倍率随充能时刻的变化关系(全量蓄能)

Fig. 5 Variations of $\dot{m}_1$, x_{10} and f versus the time during energy charge process (full storage)

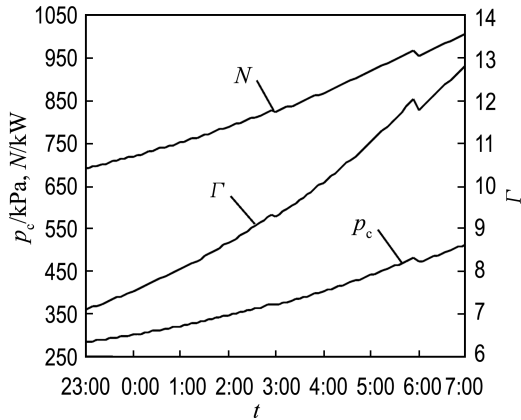


图6 压缩机排气压力、压缩比及压缩功率随充能时刻的变化关系(全量蓄能)

Fig. 6 Variations of p_c , Γ and N versus the time during energy charge process (full storage)

由于 $\dot{m}_{\text{wv}}$ 是定值, 而 $\dot{m}_1$ 逐渐增大, 在充能过程中压缩机入口质量流率也随之逐渐增大. 但因湿蒸气干度降低, 比容减小, 故压缩机入口体积流率变化不大(从 4.238 7 m³/s 增加到 4.400 4 m³/s).

充能过程因溶液中溴化锂质量分数逐渐提

高, 导致溶液发生温度和压缩机排气压力(p_c)升高, 而吸入压力不变($p_g = 40\ \text{kPa}$), 则压缩机压缩比($\Gamma = p_c/p_g$)随之增加, 压缩机按变压比运行. 因压缩机入口质量流率和压比均增大, 故压缩机所需的功率(N)也逐渐增大(从 690.8 kW 增加到 1 008 kW).

图7显示了充、释能过程通过部分控制阀的溶液质量流率的变化规律. 从图中可以发现通过这些控制阀的溶液质量流率变化规律是比较复杂的, 这对系统运行控制提出较高的要求.

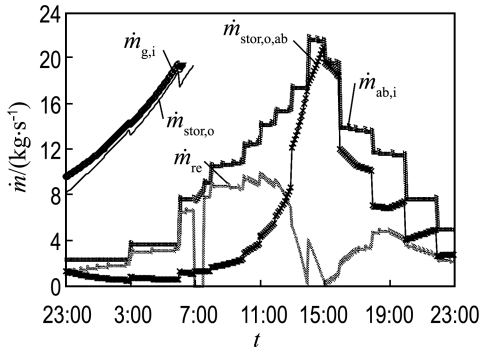


图7 充、释能过程通过部分控制阀的溶液质量流率的变化规律

Fig. 7 Variation rules of the mass flow rate through the control valves versus the time during energy charge and discharge processes

全蓄能策略下, 蓄能空调、供热系统充能过程 V3 阀关, V2 和 V5 阀开^[1]; 释能过程正好相反. 充能过程通过 V2 阀的流率($\dot{m}_{g,i}$)就是溶液泵的流率. 因 $\dot{m}_{g,i} = f \cdot \dot{m}_{\text{wv}}$, 其变化规律与 f 变化规律相同. 通过 V5 阀的流率($\dot{m}_{\text{stor},o}$)变化规律基本与 $\dot{m}_{g,i}$ 相同, 但当空调负荷增大时, 该值减小. 通过 V4 阀的流率($\dot{m}_{\text{stor},o,ab}$)变化没有太大规律性. 因为 $\dot{m}_{\text{stor},o,ab}$ 变化不仅与空调、供热负荷有关, 还与储罐内溶液溴化锂质量分数有关. 当溶液溴化锂质量分数较大时, 在相同的空调、供热负荷下 $\dot{m}_{\text{stor},o,ab}$ 较低. 释能过程通过 V3 阀的流率($\dot{m}_{\text{stor},i}$)变化规律与通过 V4 阀的溶液流率的相同, 数值上仅相差通过 V6 阀的水流率($\dot{m}_{\text{w}}$). 在整个充、释能过程中通过 V6 阀的水流率变化规律与空调负荷变化规律完全相同. 由于在模拟计算中取进出吸收器的溶液质量分数差为定值(0.02), 因此 $\dot{m}_{ab,i}$ 变化规律也与 $\dot{m}_{\text{w}}$ 的变化规律相同. 通过溶液再循环泵的质量流率($\dot{m}_{\text{re}} = \dot{m}_{ab,i} - \dot{m}_{\text{stor},o,ab}$)变化没有太大规律性.

充能过程发生/冷凝器、溶液热交换器和水储罐冷却器热负荷的变化规律相同, 均是逐渐增加

的.发生/冷凝器热负荷从 2 843.3 kW 增加到 3 087.0 kW,溶液热交换器热负荷从 1 753.0 kW 增加到 2 617.0 kW,水储罐冷却器负荷从 89.5 kW增加到 247.0 kW.吸收器热负荷变化规律与空调冷负荷(蒸发器负荷)相同,但数值上要大于冷负荷.蒸发器最大负荷为 1 450 kW,吸收器最大热负荷为 1 977.7 kW.

通过数值模拟计算得到,充能过程压缩机耗功 $W_{\text{comp}} \big|_{t=0}^{t=8} = 6\,666.6 \text{ kWh}$,提供空调用冷量 $Q_{\text{e}} \big|_{t=0}^{t=8} = 2\,733.0 \text{ kWh}$;排向环境的热量分别为 $Q_{\text{ab}} \big|_{t=0}^{t=8} = 3\,376.1 \text{ kWh}$ 和 $Q_{\text{ws}} \big|_{t=0}^{t=8} = 1\,258.3 \text{ kWh}$;储存的能量分别为 $E_{\text{stor}} \big|_{t=0}^{t=8} = 3\,924.4 \text{ kWh}$ 和 $E_{\text{ws}} \big|_{t=0}^{t=8} = 840.8 \text{ kWh}$.释能过程蓄能系统提供的空调用冷量 $Q_{\text{c}} \big|_{\text{stor}} = Q_{\text{e}} \big|_{\tau=0}^{\tau=16} = 17\,157.0 \text{ kWh}$,加热热水用热量 $Q_{\text{h}} \big|_{\text{stor}} = Q_{\text{ab}} \big|_{\tau=0}^{\tau=0.58} = 721 \text{ kWh}$,排向环境热量 $Q_{\text{ab}} \big|_{\tau=0.58}^{\tau=16} = 21\,201.2 \text{ kWh}$.

系统综合 COP_{int} 为

$$COP_{\text{int}} = \frac{\sum Q_{\text{e}} + Q_{\text{h}} \big|_{\text{stor}}}{W_{\text{comp}} \big|_{t=0}^{t=8}} = 3.09$$

系统综合有效蓄能密度

$$SD_{\text{int}} = \frac{0.85 \cdot (Q_{\text{c}} + Q_{\text{h}}) \big|_{\text{stor}}}{V_{\text{stor}} \big|_{\text{max}} + V_{\text{ws}} \big|_{\text{max}}} = 111.7 \text{ kWh} \cdot \text{m}^{-3} = 402.2 \text{ MJ} \cdot \text{m}^{-3}$$

3 分量蓄能策略下数值模拟及分析

采用分量蓄能策略时,压缩机 24 h 连续运行.注入系统的初始溶液参数:50%质量分数的溴化锂水溶液 43.0 t($V_{\text{stor}} \big|_{\text{max}} = 27.7 \text{ m}^3$),出发生/冷凝器的水蒸气流量 $\dot{m}_{\text{wv}} = 0.345\,8 \text{ kg/s}$.按广义充能的定义^[1],系统运行始终处于充能过程,循环开始时刻可以任意选定.为了便于比较,设计日充能开始时刻仍取为 23:00 时($t=0$).经数值模拟计算,该时刻储罐内溶液参数分别为 $\xi_{\text{stor}}(0) = 0.556\,8$, $\theta_{\text{stor}}(0) = 40.0 \text{ }^{\circ}\text{C}$, $m_{\text{stor}} = 38\,610.5 \text{ kg}$ 和 $m_{\text{ws}}(0) = 4\,389.5 \text{ kg}$.

分量蓄能策略下各储罐内质量和能量变化规律与图 3 相似,但数值小许多.经数值模拟计算,一个工作循环(24 h)后系统能量平衡时刻在 20:00($t=21$)时(该时刻储罐内储存的能量全部释放),而不是在全量蓄能策略下的 23:00 时.在设计日工作条件下,该时刻溶液储罐内溶液量达到最大(39 449.5 kg),水储罐内水量达到最小(3 550.5 kg).与全量蓄能策略相同的是,在 7:00 时各储罐内能量达到最大值,分别为 1 082.7 kWh 和 218.5 kWh.此时,水储罐内水量达到最

大为 10 250.1 kg($V_{\text{ws}} \big|_{\text{max}} = 10.3 \text{ m}^3$).

分量蓄能策略下溶液储罐和进出吸收器的溶液温度、质量分数随时间的变化规律也与图 4 相似.在 7:00 时储罐内溶液温度和质量分数均达到最大,其值略高于图 4 中的值,分别为 78.2 $^{\circ}\text{C}$ 和 0.656 5.且在 20:00 时储罐内溶液温度和质量分数均达到最小值,分别为 36.4 $^{\circ}\text{C}$ 和 0.545 0.

图 8 显示了分量蓄能策略下喷入加湿器的水流率($\dot{m}_1$)、湿蒸气干度(x_{10})及溶液循环倍率(f)随时间的变化规律.图 9 显示了压缩机排气压力(p_{c})、压缩比(Γ)和压缩功率(N)随时间的变化规律.与图 5 和 6 比较,因压缩机 24 h 连续运行,图 8 和 9 中所示的参数也是 24 h 发生变化的,其变化规律远比全量蓄能策略时复杂.在 23:00~6:00 时段,各参数变化规律基本与图 5 和 6 相

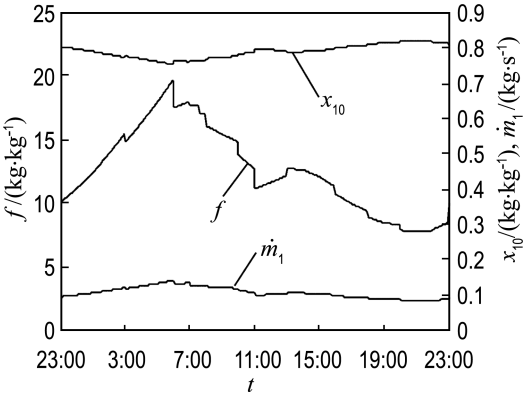


图 8 喷入加湿器的水流率、加湿后的湿蒸气干度及溶液循环倍率随充能时刻的变化关系(分量蓄能)

Fig. 8 Variations of $\dot{m}_1$ and f versus the time during energy charge process (partial storage)

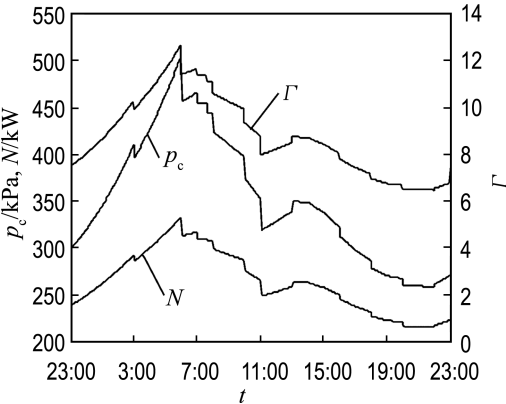


图 9 压缩机排气压力、压缩比及压缩功率随充能时刻的变化关系(分量蓄能)

Fig. 9 Variations of p_{c} , Γ and N versus the time during energy charge process (partial storage)

似,但在 6:00 时达到极值,而不是全量蓄能策略下的 7:00 时. 由于压缩机连续工作,在相同的空调和供热量条件下,压缩机入口体积流率和压缩功率可以大大降低. 经数值模拟计算得到压缩机入口体积流率变化范围为 1.407 6~1.468 5 m³/s;压缩功率变化范围为 216.1~333.0 kW.

图 10 显示了分量蓄能策略下流经部分控制阀和泵的质量流率的变化规律,其中溶液泵的质量流率 $\dot{m}_{\text{pump}} = \dot{m}_{\text{g},\text{i}} + \dot{m}_{\text{stor},\text{i}}$,进入吸收器的溶液质量流率 $\dot{m}_{\text{ab},\text{i}} = \dot{m}_{\text{stor},\text{o},\text{ab}} + \dot{m}_{\text{re}}$. 与图 7 比较可以发现,分量蓄能时流经这些控制阀和泵的溶液流率变化规律更为复杂. 系统按全量蓄能策略下运行时,阀 V2、V3 和 V5 开闭是有一定规律的,而在分量蓄能时全部控制阀均处于工作状态. 由于影响流经各控制阀及泵的溶液质量流率的因素较多,如系统所处的工作状态、空调及供热负荷、冷却水温度、储罐内溶液溴化锂质量分数等,蓄能空调、供热系统内各阀和泵运行控制是比较难的.

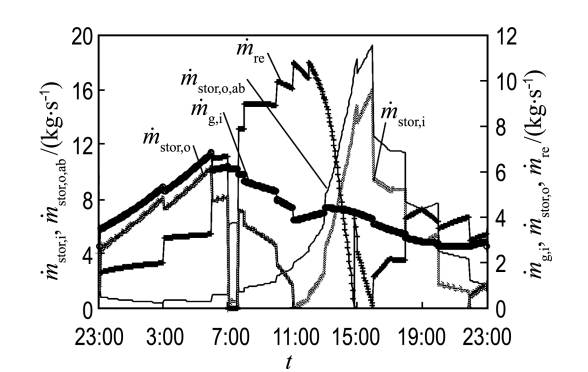


图 10 通过部分控制阀和再循环泵的溶液质量流率的变化规律

Fig. 10 Variation rules of the mass flow rate through the control valves and the recycle pump versus the time

蓄能系统按分量蓄能策略运行时,蓄能空调、

热水联供系统内部分换热设备的热负荷可以大大降低,其尺寸也随之减小. 与全量蓄能策略比较,蒸发器负荷没有变化,吸收器最大负荷略有减小(1 905.2 kW). 发生/冷凝器、溶液热交换器和水储罐冷却器负荷降低较大. 发生/冷凝器负荷变化范围为 937.7~1 027.6 kW,溶液热交换器负荷变化范围为 513.2~952.4 kW,水储罐冷却器负荷变化范围为 25.3~83.5 kW.

分量蓄能策略下蓄能空调、热水联供系统一个工作循环压缩机耗功 $W_{\text{comp}} \big|_{t=0}^{t=24} = 6\,321.2$ kWh,供冷量 $Q_{\text{e}} \big|_{t=0}^{t=24} = 19\,890.0$ kWh,供热量 $Q_{\text{h}} = 721.0$ kWh,排向环境的热量 $Q_{\text{ab}} \big|_{t=0}^{t=24} - Q_{\text{h}} = 24\,409.2$ kWh, $Q_{\text{ws}} \big|_{t=0}^{t=24} = 1\,081.0$ kWh.

系统综合 COP_{int} 为

$$COP_{\text{int}} = \frac{Q_{\text{e}} \big|_{t=0}^{t=24} + Q_{\text{h}}}{W_{\text{comp}} \big|_{t=0}^{t=24}} = 3.26$$

由储存的能量转换得到的热量和冷量分别为 $Q_{\text{h}} \big|_{\text{stor}} = 432.6$ kWh, $Q_{\text{c}} \big|_{\text{stor}} = 4\,459.9$ kWh

综合有效蓄能密度

$$SD_{\text{int}} = \frac{0.85 \cdot (Q_{\text{c}} + Q_{\text{h}}) \big|_{\text{stor}}}{V_{\text{stor}} \big|_{\text{max}} + V_{\text{ws}} \big|_{\text{max}}} = 109.4 \text{ kWh} \cdot \text{m}^{-3} = 394.0 \text{ MJ} \cdot \text{m}^{-3}$$

4 全量蓄能与分量蓄能比较

采用全量蓄能策略可以最大限度地转移空调、热水用户侧电力负荷,但需要有很大的溶液充注量、压缩机吸入流率和换热设备热负荷. 采用分量蓄能策略虽然只能部分转移空调、热水用户侧电力负荷,但所带来的好处是,小的溶液充注量、压缩机吸入流率和换热设备热负荷. 表 1 为按两种策略运行的蓄能空调、热水联供系统的比较. 具体采用何种蓄能策略,需要通过技术经济分析,本文不作此方面讨论. 但数值模拟得出的结果却是蓄能系统技术经济分析的基础.

表 1 全量蓄能与分量蓄能比较

Tab. 1 Comparison of full storage strategy with partial storage strategy

策略	低谷电 /kWh	平(峰)电/ kWh	溶液充注量/kg	溶液储罐体积 ¹⁾ /m ³	水储罐体积 ¹⁾ /m ³	压缩机最大流率 /(m ³ · s ⁻¹)	发生/冷凝器最大负荷 /kW	溶液热交换器最大负荷/kW	水储罐冷却器最大负荷 /kW
全量	6 666.6	—	155 200	117.7	42.4	4.400 4	3 087.0	2 617.0	247.0
分量	2 295.4	4 025.8	43 000	32.6	12.1	1.468 5	1 027.6	952.4	83.5
减小/%	34.43	—	27.71	27.70	28.54	33.37	33.29	36.39	33.81

注:1) 溶液和水储罐容积为实际容积,即在计算得到的溶液和水最大容积基础上除以 0.85

从表 1 可以看出,尽管采用全量蓄能策略可以转移全部的昼间空调、供热用电负荷,但系统需要最大的溶液充注量、最大的压缩机体积流率、最大

的发生/冷凝负荷,使得系统设备尺寸和投资费用最大. 在整个空调季节,空调系统处于设计负荷的运行时间占空调总运行时间的比率很小,一般不超

过 15%^[2], 因此, 普遍认为对于大、中型蓄能空调系统在蓄能优先条件下采用分量蓄能策略比较合理^[3~6].

5 结 论

(1) 蓄能系统可以将电能转换成溶液的化学势能并储存, 储存的能量可以再次被转换成冷、热能. 但蓄能系统不能将电能全部转换成溶液的化学势能, 部分能量以溶液相变热的形式储存在溶液中, 这部分相变热不能再被转换成冷能. 因此, 为了提高系统能量转换效率, 必须抑制这部分相变热的产生.

(2) 蓄能系统为建筑空调系统提供冷量的同时还可提供生活热水; 在有合适的低温热源条件下, 系统夏季可按蓄能空调运行, 冬季可按蓄能供热运行, 全年设备利用率高, 对电力负荷“削峰填谷”作用大.

(3) 蓄能系统有较高的有效蓄能密度和可接受的能量转换效率, 在压缩机等熵效率取为 60% 情况下, 其综合 COP_{int} 值超过 3.0.

(4) 蓄能系统可以通过提高发生压力来降低水蒸气压缩机体积流率, 减小压缩机尺寸, 但所带来的是压缩机工作温度高, 且压比大、变压比运行, 需要特殊设计.

(5) 蓄能系统输出的冷水温度与普通中央空调系统内制冷机组输出的冷水温度相同, 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.

参考文献:

- [1] 徐士鸣, 张 莉, 徐长红. 采用溴化锂溶液的蓄能空调 / 供热系统及其数学模型[J]. 大连理工大学学报, 2007, 47(6): 803-808
(XU Shi-ming, ZHANG Li, XU Chang-hong. Energy storage system for air-conditioning and heating using water-LiBr mixture as working fluids and its mathematic models [J]. *Journal of Dalian University of Technology*, 2007, 47(6): 803-808)
- [2] 夏国欣, 陈汝东. 空调制冷机组的选择与分析[J]. 制冷技术, 2003(1): 21-24
- [3] 方贵银. 空调蓄冷系统中的若干问题探讨[J]. 低温工程, 1998(4): 54-59
- [4] 任吉云, 姜 舒. 冰蓄冷空调提高高峰用电转移率的设备选择计算[J]. 制冷学报, 1999(4): 49-54
- [5] 费 千, 蒋福伟. 冰蓄冷空调最佳运行策略探讨[J]. 机电设备, 2002(4): 11-14
- [6] 胡鸣若, 余国和, 顾安忠. 蓄冷率与冰蓄冷空调经济性诸因素的关系[J]. 上海理工大学学报, 2002, 24(2): 113-121

Numerical simulation and analysis on operation characteristics of energy storage system for air-conditioning and heating using water-LiBr solution as working fluid

XU Shi-ming*, XU Chang-hong, ZHANG Li

(School of Energy and Power Engineering, Dalian University of Technology, Dalian 116024, China)

Abstract: Based on the dynamic models established in the first part of the study, the numerical simulation for a concrete application example of the energy storage system using water-LiBr solution as working fluid was done. The example for simulation is an energy storage air-conditioning and hot water supplying system of the hotel building located near by Yangzi River. On design day, the outdoor temperature change is between 29℃ and 38℃, the maximum cooling load is 1 450 kW, the total cooling capacity is 19 890 kWh and total 50℃ hot water for showering is 20 t which needs heat about 720 kWh. Based on these design conditions, the operation characteristics of the system are simulated respectively under the full and partial storage strategies. The important data and its changing rules like the quantity of working solution charged into the system, the volume of the two storage tanks, the working solution property changes at each status point in the system, the load and its variation of the devices in the system, etc. are obtained by simulation. All these are the basic data for the system design, control, economic estimation, equipment selection or design and so on.

Key words: energy transformation; chemical potential; storage; water-LiBr solution; numerical simulation