

# 相变材料蓄冷的经济性分析

宋玖环, 贾代勇, 杜雁霞

(解放军理工大学 工程兵工程学院, 南京 210007)

**摘要:** 针对氨基乙醇-水二元混合物在蓄冷空调中应用的经济性进行了研究, 并与冰蓄冷系统和常规空调系统进行了比较; 分析结果表明: 相变材料蓄冷空调系统运行费用最低, 但初投资较高; 如果相变蓄冷材料因批量生产而降低成本, 则相变材料蓄冷技术将有着广泛的应用前景。

**关键词:** 相变材料; 蓄冷; 空调系统; 经济性

中图分类号: TU83

文献标识码: A

文章编号: 1006-8449(2007)06-0018-04

## 0 引言

冰蓄冷是一种充分利用相变潜热的蓄冷方式, 具有价格低廉、性能稳定、潜热大等优点而成为蓄冷领域的主流。但目前该技术尚存在两个主要缺点: 1) 水的相变温度低, 使制冷机在制冰充冷时的蒸发温度比常规非蓄冷系统低 8~10℃。这不仅限制了蓄冷空调系统可采用的制冷机种类, 而且使制冷机运行效率降低 30%~40%。与常规机组相比, 蓄冷系统制冷机组的 COP 值下降, 耗电量增加, 因而是一种节费不节能的空调方式; 2) 由于增加了蓄冷制冰、二次换热及相应的控制设备, 大大增加了系统的复杂程度, 并使其初投资高于常规空调<sup>[1]</sup>。

相变材料蓄冷通常是指采用相变温度为 5~10℃的相变材料 (PCM) 作为蓄冷介质的蓄冷方式。该技术可直接采用常规制冷机组进行蓄冷, 提高制冷机组的蒸发温度和 COP 值, 从而改善系统的能量利用率, 因而成为相变储能领域的一个重要研究方向<sup>[2]</sup>。由于目前已开发出的可用于蓄冷空调系统的相变材料尚较少, 价格也相对较贵, 因而进行经济性分析是相变材料蓄冷技术推广应用的前提。

## 1 经济性分析模型的简化

本文采用的蓄冷介质为氨基乙醇-水二元混合物。相变温度为 8.2℃, 相变潜热 184kJ/kg。为便于比较, 作如下假设:

(1) 对于常规系统、冰蓄冷系统和相变材料蓄冷

系统三种方案, 认为空气处理部分设备费用相同, 系统初投资仅考虑冷源部分;

(2) 相比较的冰蓄冷系统是应用较为广泛的冰球式系统, 采用串联、主机优先的形式;

(3) 由于放冷时从蓄冷设备出来的冷水温度可能高于常规空调供水温度, 相变材料蓄冷系统拟采用串联、主机下游的形式。

## 2 经济性分析数学模型

### 2.1 蓄冷系统主机容量的确定

当白天空调用制冷机容量恰好等于晚间蓄冷用制冷机容量, 这时制冷机容量最小<sup>[3]</sup>。此时设蓄冷率  $x=x_z$ , 即:

$$\frac{Q(1-x_z)}{D} = \frac{Qx_z}{Nk} \quad (1)$$
$$x_z = 1 - \frac{D}{D+kN}$$

式中  $x_z$  —制冷机容量最小时对应的蓄冷率;

$Q$  —设计日总冷负荷, kWh;

$D$  —制冷机的空调运行时间, h;

$N$  —制冷机的充冷运行时间, h;

$x$  —蓄冷率;

$k$  —制冰机组容量变动系数。

当  $x \leq x_z$  时, 制冷机容量由白天空调所需容量确定, 即:

$$R = \frac{(1-x)Q}{D} \quad (2)$$

当  $x > x_z$  时, 为使夜间制冰能力满足白天的供冷需求, 制冷机容量由夜间蓄冷所需容量确定, 此时:

$$R = \frac{Qx}{kN} \quad (3)$$

式中  $R$  —蓄冷系统的制冷机组容量, kW。

## 2.2 系统初投资

系统初投资由系统设备本身的费用、机房设备场地建筑物费用和电贴费组成, 即

$$M = F_D + F_H + F_E \quad (4)$$

式中  $F_D$  —系统设备本身的费用, 万元;

$F_H$  —建筑物投资较常规系统的增加费用 (机房设备场地), 万元;

$F_E$  —电贴费, 万元。

### 2.2.1 设备费用的确定

设备费用按设备容量进行估算, 即用各设备容量乘以相应的估算指标<sup>[1]</sup>, 并计入设备运杂费和安装调试费。蓄冷系统设备总费用为:

$$F_D = f_{RE} + f_l + f_P + f_T + f_{FP} + f_{CP} + f_C + f_E + f_{HE} \quad (5)$$

式中  $f_{RE}$  —制冷机初投资费, 万元;

$f_l$  —蓄冷设备费, 万元;

$f_P$  —泵投资费, 万元;

$f_T$  —冷却塔费, 万元;

$f_{FP}$  —溶液及冷水管道费, 万元;

$f_{CP}$  —冷却水管道费, 万元;

$f_C$  —自控系统费, 万元;

$f_E$  —电力设备费, 万元;

$f_{HE}$  —板式热交换器费, 万元。

对于冰蓄冷系统泵投资费:

$$F_P = f_L + f_Z + f_{PC} \quad (6)$$

式中  $f_L$  —负荷泵费, 万元;

$f_Z$  —制冷并充释冷综合泵费, 万元;

$f_{PC}$  —冷却水泵费, 万元。

对于相变材料蓄冷系统, 无需板式换热器和专门的负荷泵, 但由于目前适用于空调系统的相变材料还较少, 因而蓄冷介质费用高于冰蓄冷系统。在本研究中, 蓄冷介质根据市场价按 7000 元/t 计, 蓄冷槽采用现浇混凝土的形式, 蓄冷器为金属板式。相变蓄冷装置及附属设备的造价按 100 元/kWh 计算。此时  $f_{HE}=0$ , 且  $f_P = f_Z + f_{PC}$ , 相变材料蓄冷系统的供回水温度约为 9 /14, 而冰蓄冷系统供回液温度约为 3 /11。前者的温差较后者大大减小, 相应的泵和管道投资增加。

### 2.2.2 建筑物投资的费用

冰蓄冷系统建筑物费用较常规系统增加量:

$$F_{H1} = Q_S F_1 \quad m_h = Q \times F_1 \quad m_h \quad (7)$$

式中  $Q$  —蓄冷负荷, kWh;

$F_1$  —单位蓄冷量所增加设备用房面积,  $m^2$ , 一般取 0.0073  $m^2$  / kWh;

$m_h$  —单位面积建筑造价, 万元/ $m^2$ , 取 0.3 万/ $m^2$ 。

由于氨基乙醇-水二元混合物的相变潜热为冰的 55%, 因此在蓄冷量相同的情况下, 相变材料蓄冷系统蓄冷槽的体积约为冰蓄冷系统的 1.8 倍, 因此相变材料蓄冷系统设备房建筑物投资费用为:

$$F_{H2} = 1.8 \times F_{H1} = 1.8 \times Q \times F_1 \quad m_h \quad (8)$$

### 2.2.3 电贴费

$$F_E = Q_E \times m_e \quad (9)$$

式中  $Q_E$  —系统配电容量, kW;

$m_e$  —单位装机容量电贴费, 万元/kW。

常规系统配电容量:

$$Q_{E0} = \frac{q_{max}}{COP_X} \quad (10)$$

两种蓄冷系统配电容量:

$$Q_{E1} = Q_{E2} = \frac{R}{COP_X} \quad (11)$$

式中  $q_{max}$  —设计日最大负荷, kW;

$COP_X$  —空调系统的性能系数。

## 2.3 运行费用

年运行费用主要由年基本电费  $F_G$ 、年运行电费  $F_W$  和管理费用组成, 在此认为三类系统中运行管理费用相同, 不列入做经济性比较, 所以:

$$F = F_G + F_W \quad (12)$$

### 2.3.1 年基本电费

年基本电费一般按系统配电容量计:

$$F_G = 12 \times Q_E \quad g \quad (13)$$

式中  $g$  —基本电价, 元/(kW·月)。

### 2.3.2 年运行电费

常规系统年运行电费:

$$F_{W0} = \frac{(H Q_H + M Q_M + L Q_L)}{COP_D} \quad Q_A \quad (14)$$

式中  $H, M, L$  —分别为峰、平、谷三个时段的电价, 元 / kWh;

$Q_H, Q_M, Q_L$  —分别为设计日峰、平、谷三个时段的冷负荷, kWh;

$COP_D$  —系统空调工况时的性能系数;

$D_A$  —年供冷天数, d。

其中  $\frac{Q_H}{COP_D}, \frac{Q_M}{COP_D}, \frac{Q_L}{COP_D}$  即为设计日峰、平、谷

三时段制冷机直接供冷所用电量。

冰蓄冷系统年运行电费:

$$F_{W1} = \left[ \left( \frac{H Q_{DH} + M Q_{DM} + L Q_{DL}}{COP_D} \right) + \left( \frac{H Q_{SH} + M Q_{SM} + L Q_{SL}}{COP_S} \right) \right] D_A \quad (15)$$

式中  $Q_{DH}$ ,  $Q_{DM}$ ,  $Q_{DL}$ —峰、平、谷三时段由制冷机直接制冷的负荷, kWh;

$Q_{SH}$ ,  $Q_{SM}$ ,  $Q_{SL}$ —峰、平、谷三时段由蓄冷装置提供的冷负荷, kWh;

$COP_S$ —系统蓄冰工况时性能系数。

其中  $\frac{Q_{DH}}{COP_D}$ ,  $\frac{Q_{DM}}{COP_D}$ ,  $\frac{Q_{DL}}{COP_D}$  分别为峰、平、谷三时段

制冷机直供的用电量,  $\frac{Q_{SH}}{COP_S}$ ,  $\frac{Q_{SM}}{COP_S}$ ,  $\frac{Q_{SL}}{COP_S}$  分别为峰、平、谷三时段蓄冰的用电量; 出于经济性考虑, 一般只在电价低谷期蓄冷, 即取  $Q_{SH} = Q_{SM} = 0$ 。

对于相变材料蓄冷系统, 认为系统直供和充冷时的 COP 值相等, 则年运行电费为

$$F_{W2} = \left[ \left( \frac{H Q_{DH} + M Q_{DM} + L Q_{DL}}{COP_D} \right) + \left( \frac{H Q_{SH} + M Q_{SM} + L Q_{SL}}{COP_D} \right) \right] D_A \quad (16)$$

## 2.4 经济性评价指标

冰蓄冷系统和相变材料蓄冷系统相对于常规系统的静态追加投资回收期  $n_1$ 、

$n_2$  分别如式 (17) 和式 (18)。

$$n_1 = \frac{M_1 - M_0}{F_0 - F_1} \quad (17)$$

$$n_2 = \frac{M_2 - M_0}{F_0 - F_2} \quad (18)$$

## 3 分析实例

以某办公综合大楼为例, 逐时负荷分配如表 1。分别采用冰蓄冷和相变材料蓄冷两种方案与常规系统进行比较和分析。为便于比较, 均采用 40%<sup>[4,5]</sup> 的蓄冷

表 1 大楼逐时负荷分布

时刻	8:00	9:00	10:00	11:00	12:00	13:00	14:00	15:00	16:00	17:00	合计
负荷	2710	3669	5190	5550	5947	6268	6386	6644	6358	5641	54363

表 2 分时电价表

项目	高峰期	低谷期
时间	8:00~21:00	21:00~8:00
电费	0.65	0.17

表 3 有关计算参数

序号	项 目	参 数 值
1	制冷机空调工况时的 COP 值	4
2	制冷机制冰工况时的 COP 值	3
3	制冷机制冰工况时的容量变动系数 k	0.68
4	基本电价, 元/(月·kW)	13
5	电贴费, 元/kW	400
6	年供冷天数, d	150
7	主机直供时间, h	10
8	夜间蓄冷时间, h	9

表 4 不同系统的主机容量

系统方式	相变蓄冷系统	冰蓄冷系统	常规系统
主机容量	3262	3552	6644

率。蓄冷安排在夜间电价低谷时段。电价结构如表 2, 基本计算参数如表 3 所示。

## 4 分析结果与讨论

表 5 不同系统的初投资及运行费用

系统	主机费用	蓄冷设备费	供电设备费	冷却塔费用	自控系统费	蓄冷管道	全套泵	换热器	建筑增加费用	电贴费	系统总初投资	年基本电费	年运行电费	年运行总费用
相变蓄冷	251.12	676.40	91.34	30.53	24.47	124.13	19.57	0	85.72	17.79	1321.07	17.79	119.28	137.07
冰蓄冷	312.66	401.20	99.48	33.26	31.98	96.41	24.77	109.63	47.63	61.52	1218.54	23.99	123.93	147.92
常规系统	511.59	0	186.03	62.19	33.22	96.34	30.32	0	0	92.92	1012.61	36.24	165.54	201.98

不同系统的主机容量见表 4, 不同系统的初投资及运行费用见表 5。

从设备的初投资可以看出: 在三种系统形式中, 相变材料蓄冷系统初投资最高, 冰蓄冷系统为其次, 常规系统初投资最低。这是由于: 1) 相变材料蓄冷技术目前还处于实验和研究阶段, 蓄冷介质费用相对较高所致; 2) 由于目前已研制和开发出的用于空调系统的蓄冷介质其相变潜热大多低于冰的潜热, 致使蓄冷槽占地面积增加, 设备房的建筑费用相应增加; 3) 由于采用相变材料蓄冷系统, 使冷水出口温度提高, 从而降低供回水温差, 增加了冷水管道的初投资。

从对运行费用的分析可以看出, 相变材料蓄冷系统的运行费用最低, 冰蓄冷系统为其次, 常规系统为最高。由于温差的减

小使冷水流量增大, 因此相变材料蓄冷系统相对于冰蓄冷系统的运行费用节约不明显。

冰蓄冷系统比常规系统初投资增 20.3%, 年运行费用节约率为 26.8%, 静态投资回收期为 3.8a; 相变材料蓄冷系统初投资较常规系统增加 30.5%, 年运行费用节约率为 32.1%, 静态投资回收期为 4.8a。

## 5 结语

(1) 从以上分析可看出, 尽管在目前的经济条件下, 相变材料蓄冷系统投资回收年限高于冰蓄冷系统, 但在改造项目中, 由于可直接利用原有主机, 因此具有较大优势。同时, 由于充冷期间的蒸发温度同常规系统, 因而主机和系统运行效率较冰蓄冷系统有较大提高, 减小了耗电量, 从而也减小了电厂污染物的排放, 具有较好的经济和环保效果。

(2) 随着新型相变材料的进一步开发和高温蓄冷技术的进一步完善, 在解决好蓄冷介质稳定性并批量

生产的前提下, 其市场价格将大幅度降低, 系统初投资也将相应减小甚至低于冰蓄冷和常规系统。因而相变材料蓄冷系统将以其系统简单、节费节能等优点而有着广泛的应用前景。

## 参考文献:

- [1] 严德隆, 张维君. 空调蓄冷应用技术[M]. 北京: 中国建筑工业出版社, 1997.5.
- [2] 王如竹, 丁国良. 最新制冷空调技术[M]. 北京: 科学出版社, 2002.
- [3] 胡明若, 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).
- [4] 何立群, 葛新石, 丁立行, 等. 空调系统中冰蓄冷与高温相变材料蓄冷的经济性比较[J]. 中国科学技术大学学报, 1997, 27(1).
- [5] 杜雁霞, 贾代勇, 耿世斌. 蓄冷率与冰蓄冷空调系统经济性研究[J]. 制冷学报, 2004, 25(2).
- [6] 张力君, 张萍. 蓄冷率对冰蓄冷空调系统经济性的影响及最佳蓄冷率的确定方法[J]. 暖通空调, 1997, 27(5).

收稿日期: 2007-03-28

修回日期: 2007-06-08

## Economical Analysis of PCM Cold Accumulation System

SONG Jiu-huan, JIA Dai-yong, DU Yan-xia

( PLA University of Sci. & Tech, Nanjing 210007, China)

Abstract: Studied the economical performance of PCM ( phase change material) cold accumulation for air-conditioning system as which ethanalamine-water binary mixture was used. The economical performance of PCM system was compared with ice thermal storage and conventional system. The results indicate that the operation cost of PCM cold accumulation system is the lowest and the initial investment is relatively high. PCM cold accumulation technique will be promising in air-conditioning applications if the storage medium cost decreased from large scale production.

Key words: PCM; cold accumulation; air-conditioning system; economical performance

作者简介: 宋玖环 (1981-), 男, 四川遂宁人, 硕士研究生, 研究方向: 蓄冷技术。

(上接第 17 页)

## Study on Heat Discharge Performance of Air Heating Units with PCM Energy Storage

CHEN Guan-sheng<sup>1</sup>, ZHANG Ren-yuan<sup>1</sup>, KE Xiu-fang<sup>1,2</sup>

(1.College of Material & Energy, Guangdong University of Technology, Guangzhou 510006, China;

2.National Laboratory of Fire Science, University of Science and Technology of China, Hefei 230026, China)

Abstract: A heat discharge performance in a PCM energy storage unit was described by a process where liquid metal material was solidified by air through a heat leak tube in axis symmetry limited area. Using one-dimensional quasi-steady model and combining with the boundary conditions, temperature of metal material and air leaving tube, discharge heat density per meter and discharge heat flux per tube length were obtained along with the change of tube radius, length, air velocity and time in solidification process respectively.

Key words: heat discharge performance; air heating units; phase change energy storage; metal material

基金项目: 广东省重点科技项目“相变储能材料与技术应用于电力调峰中的应用研究”(No.C10705)。

作者简介: 陈观生 (1970-), 男, 江西靖安人, 博士研究生, 副教授, 主要从事制冷、空调、储能技术及相关设备的开发与节能研究。