

逆流式过冷—高温水蓄冷空调系统特性实验研究

南京大学 方贵银[☆]

中国科学技术大学 陈则韶

摘要 介绍了大过冷度制冷—高温水蓄冷空调系统的原理,成功调试了大过冷度制冷循环,在冷凝温度为 41.5 °C、最大过冷度为 33.5 °C 时系统仍能正常运行,最大制冷量增加了 20.4%。分析了过冷度与蓄冷水供冷量、制冷量增量的关系,讨论了过冷循环时制冷系统和蓄冷系统的动态特性。

关键词 过冷 水蓄冷 蓄冷空调 动态特性

Experiment of dynamic performance of a counterflow supercooling and chilled water storage air conditioning system

By Fang Guiyin[★] and Chen Zeshao

Abstract Presents the principle of the system. Successfully adjusts the supercooling refrigeration system with the maximal supercooling degree up to 33.5 °C when condensation temperature is 41.5 °C. The refrigeration capacity of new system increases 20.4% than conventional air conditioning systems. Analyses the relation of supercooling degree to cooling capacity of chilled water and refrigeration capacity increment. Discusses the dynamic property of refrigeration system and cooling storage system in supercooling refrigeration cycle.

Keywords supercooling, chilled water storage, cool storage air conditioning, dynamic performance

★ Nanjing University, Nanjing, China

①

0 引言

近年来,许多蓄冷空调方案被提了出来。一种是冰蓄冷空调系统,它利用冰的相变潜热进行蓄冷,单位容积蓄冷量比其他系统都高,当结冰率为 50% 时,单位容积蓄冷量约为 209 kJ/L;但该系统的制冷效率比其他系统低,一般情况下,它比常规空调制冷系统的效率要低 30%。另一种是 PCM (phase change material) 蓄冷系统,PCM 蓄冷材料由一些复合盐组成,其相变温度为 6~8 °C,该系统的制冷效率比冰蓄冷系统高;但蓄冷材料成本较高,且易发生老化现象。还有一种是水蓄冷系统,用水作蓄冷介质有许多其他蓄冷材料不可比拟的优点,如传热性能好,性能稳定,价廉易得;但常规的水蓄冷只有 5~8 °C 的温差可利用,其单位容积蓄冷量较小,所以,该系统没有被广泛采用。如果

水蓄冷系统在水温高于 12 °C 的情况下也能被利用,那么该系统的单位容积蓄冷量将增大。为了突破这种限制,根据制冷剂在节流前过冷可以提高制冷量的原理,文献[1]提出了采用大过冷度逆流式过冷器的水蓄冷空调系统,该系统的最大优点在于拓宽了空调蓄冷水温限定在 12 °C 以下的温度范围,能利用现有蓄冷空调系统所难以充分利用的空调机回水(温度 12 °C 以上)的蓄冷量来供冷,理论上可将空调用蓄冷水的有效温度提到仅比冷凝器出口的制冷剂低 1 °C 的温度,例如达到环境的温度

①☆ 方贵银,男,1963 年 4 月生,博士,副教授
210093 南京大学物理系制冷教研室
(025)83593076
E-mail: gyfang@nju.edu.cn
收稿日期:2003-06-04

(30℃), 这样可使水单独作为空调蓄冷剂, 并有足够大的单位容积显热(100~120 kJ/L)。

1 大过冷度逆流式过冷—高温水蓄冷空调系统

该系统工作原理如图 1 所示。逆流式过冷—高温水蓄冷空调系统之所以能利用高于空调回水

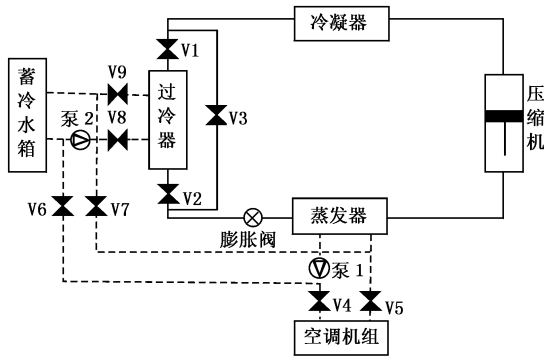


图 1 大过冷度逆流式过冷—高温水蓄冷空调系统

温度的水的冷量来供冷是根据两个原理: 一个是热力学原理, 通过使冷凝器出口液态制冷剂过冷来达到增加制冷系统冷量的目的, 据分析过冷度每提高 1℃, 制冷循环的制冷量约提高 1%; 另一个是传热学原理, 虽然高于空调回水温度的蓄冷水不能通过直接传热向空调回水供冷, 但因为来自冷凝器的液态制冷剂温度高于环境温度, 只要蓄冷水温还低于液态制冷剂温度, 它就能使来自冷凝器的液态制冷剂过冷, 也就是将高温的水的冷量转移给了高压的制冷剂液体, 高压过冷制冷剂液体又通过降压节流, 在比空调回水温度更低的温度下蒸发, 将蓄冷量转移给空调回水。该系统由 3 个循环组成, 一个是制冷循环, 由压缩机、冷凝器、过冷器、膨胀阀和蒸发器等构成; 另一个是蓄冷循环, 由蓄冷水箱、循环泵 1、蒸发器及控制阀门等组成; 还有一个是过冷循环, 由蓄冷水箱、循环泵 2、过冷器及控制阀门等组成。

1.1 常规制冷循环

该循环工作时, 压缩机和循环泵 1 开启, 循环泵 2 关闭, 阀门 V3, V4, V5 开启, 阀门 V1, V2, V6, V7, V8, V9 关闭。在蒸发器内制冷剂与水发生热交换, 制冷剂将冷量传递给冷水, 冷水通过风机盘管将冷量传递给室内空气, 使室内空气温度降低。进、出风机盘管的冷水温度分别为 5℃, 12℃。

1.2 蓄冷循环

在夜间电力负荷低谷期, 蓄冷循环开始工作,

压缩机和循环泵 1 开启, 阀门 V3, V6, V7 开启, 阀门 V1, V2, V4, V5, V8, V9 关闭。制冷循环与普通循环一样, 但冷水循环通过泵 1、阀门 V6, 到达蓄冷水箱下部入口, 蓄冷水箱回水通过其上部出口、阀门 V7, 回到蒸发器。蒸发器产生的冷量由冷水输送到蓄冷水箱内, 蓄冷水箱内水温逐渐下降直至 4℃左右。

1.3 过冷循环

当白天空调冷负荷增加或制冷机组不能供应足够冷量时, 这时可以运行过冷循环。过冷循环工作时, 压缩机、循环泵 1、循环泵 2 都工作, 阀门 V1, V2, V4, V5, V8, V9 开启, 阀门 V3, V6, V7 关闭。当循环泵 2 工作时, 蓄冷水箱内的冷水通过过冷器将冷量传递给制冷剂, 制冷剂温度降低。液态制冷剂温度越低, 制冷循环产生的冷量越大。如果知道制冷剂流出过冷器的温度, 那么增加的制冷量就可以计算出来。

2 高温水蓄冷供冷时过冷—制冷系统特性

2.1 蓄冷水温为 5℃时过冷—制冷系统的性能

图 2 为过冷器入口水温为 5℃时, 过冷器的过冷度随过冷器水流量的变化关系, 从图中可看出:

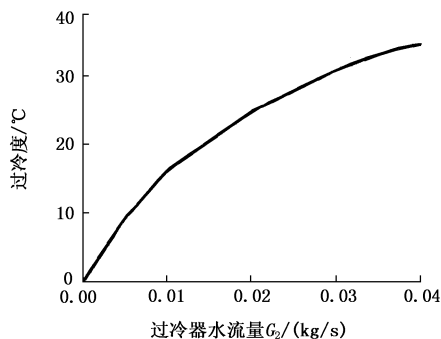


图 2 蓄冷水温为 5℃时过冷度与过冷器水流量的关系

过冷度随水流量的增大而增大, 并渐渐趋向某一定值, 亦即过冷度不是随水量的增大而呈线性增加, 它有一最佳值。调试过程中, 通过调节阀门使水流量由小到大逐渐变化, 直至系统中过冷器的过冷度达到最大值且保持稳定, 这时的水流量就是该工况下所需的最佳值。通过反复调试, 过冷器的最佳水流量为 0.037 29 kg/s, 然后在该工况下研究过冷—制冷系统的性能。

图 3 为过冷—制冷系统与原制冷系统蒸发温度曲线, 图中 $t_a=30℃$ 为环境温度、 $t_w=5.0℃$ 为过冷器入口水温、 $G_1=0.354 3$ kg/s 为蒸发器水流

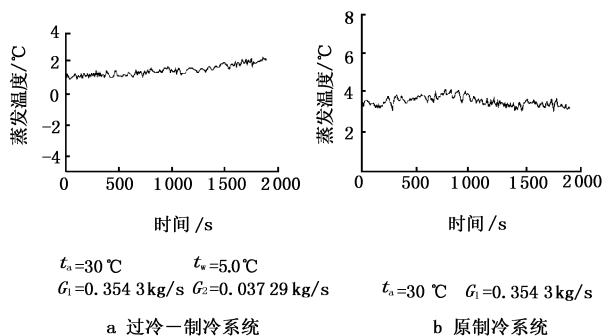


图3 过冷—制冷系统与原制冷系统蒸发温度曲线

量、 $G_2=0.03729\text{ kg/s}$ 为过冷器水流量。图4为过冷—制冷系统与原制冷系统冷凝温度曲线,从图

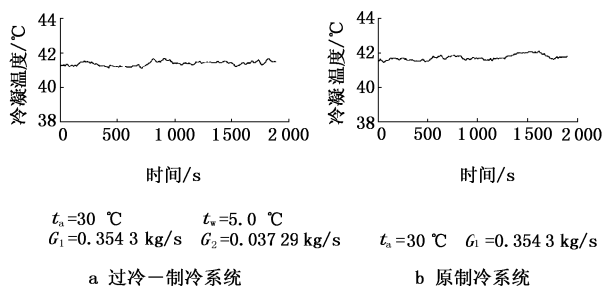
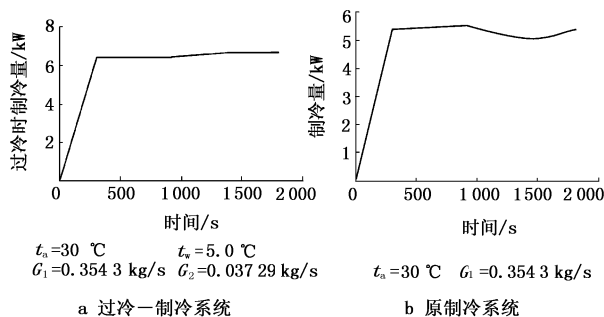


图4 过冷—制冷系统与原制冷系统冷凝温度曲线

中可以看出,实行大过冷度制冷循环时,系统工况很稳定,冷凝温度和蒸发温度几乎没有变化,说明用空调蓄冷水对制冷剂进行过冷来增加系统制冷量是可行的。在起初进行实验时,也曾遇到一些问题,就是冷凝器(风冷)没有很好起到冷凝高温高压制冷剂蒸气的作用,有相当部分制冷剂蒸气通过冷凝器进入过冷器中冷凝,使过冷器相当于一个水冷冷凝器。其主要原因是由于整个循环系统的制冷剂量偏少,不能在冷凝器底部形成液封;另一原因是过冷器冷却水的温度低于环境温度。对冷凝器出口液态制冷剂进行 5°C 左右的过冷在一些文献资料中均有提及,而对冷凝器出口制冷剂液体进行 30°C 的大过冷还未见有文献报道。为了解决上述问题,笔者对过冷—制冷系统进行了一些理论分析和反复试验,最终找到两种解决措施,一是在冷凝器出口设置一个制冷剂液体储液罐(容积为 2 L),使储液罐储存的制冷剂液体为其容积的 $1/2\sim 2/3$ (可通过观察储液罐外部的结霜或结露情况来判断);二是对该系统添加一些制冷剂,这样就可防止制冷剂气体进入过冷器中,使过冷器真正起到过冷制冷剂液体的作用。

图5为过冷—制冷系统与原制冷系统的冷量曲线。从图中可以看出,过冷时制冷量为 6.5 kW ,

图5 蓄冷水温为 5°C 时过冷—制冷系统与
原制冷系统的冷量曲线

无过冷时制冷量为 5.4 kW ,制冷量增加 1.1 kW ,增加率为 20.4% ,根据过冷—制冷循环的热力学特性,通过理论计算可得到其制冷量增加率 $\Delta q_0 = (h_4 - h'_4)/(h_1 - h_4) = 26.8\%$ (其中 h_1 为蒸发器出口制冷剂的焓值, h_4, h'_4 分别为无过冷和有有冷时蒸发器进口制冷剂的焓值),引起实际值低于理论值的原因主要是在实际测试系统中忽略了一些跑冷损失,以及对制冷循环进行理论计算时作了一些理想化假设,这样就使实际值偏低,理论值偏高,但从总体上来说,两者还是较接近的,只相差 7% 。另外,从图5中还可看出,在 $0\sim 300\text{ s}$ 期间为制冷系统启动运行阶段,制冷量逐渐增加,在 300 s 以后,系统进入稳定工作状态,制冷量基本保持不变。图6,7分别为过冷—制冷循环时,蓄冷水箱向过冷器提供的冷量以及该制冷系统的过冷度曲线。从

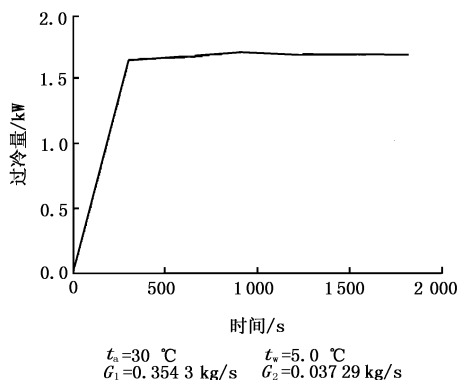
图6 蓄冷水温为 5°C 时蓄冷水箱向过冷器提供的冷量

图6中可以看出,其过冷量为 1.6 kW ,由公式 $\eta Q'_s = Q'_0 - Q_0$ (其中 Q_0 为无过冷时蒸发器的制冷量, Q'_0 为有过冷时蒸发器的制冷量, Q_s 为蓄冷量)可以计算出蓄冷量转化为冷量增量的效率为 $\eta =$

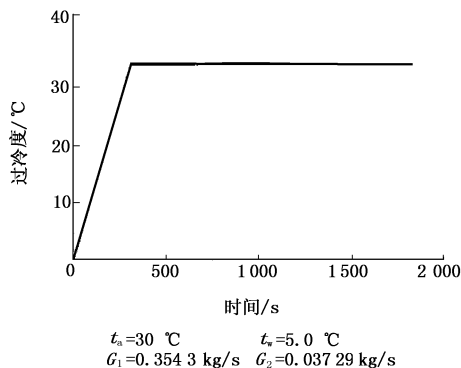


图7 蓄冷水温为 5℃时制冷系统的过冷度

$(Q'_0 - Q_0)/Q_s = (6.5 \text{ kW} - 5.4 \text{ kW})/1.6 \text{ kW} \times 100\% = 68.8\%$ 。 η 可作为过冷—制冷循环的一个性能评价指标,它与过冷器的结构、热损失以及制冷工质的性质有关。从图7中可以看出,该系统的过冷度为 33.5℃,且在系统运行过程中基本保持不变。图8为过冷器内制冷剂侧和水侧的温度变

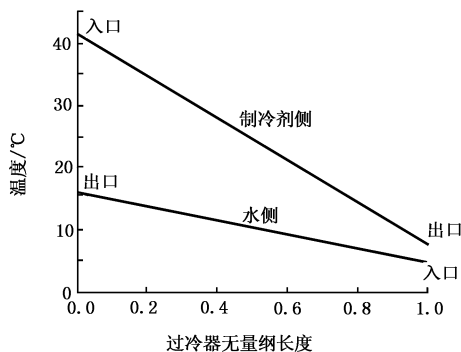


图8 蓄冷水温为 5℃时过冷器内温度变化情况

化情况,从图中可看出,在系统稳定运行工况下,制冷剂温度由 41.5℃过冷至 8℃,达到了实现大过冷度的目的。这进一步证实了在制冷系统中实施大过冷度过冷是可行的,且使原系统的制冷性能得到改善。

2.2 蓄冷水温为 16.5℃时过冷—制冷系统性能

图9为过冷器入口水温为 16.5℃时,过冷度与过冷器水流量的变化关系。从图中可以看出,过冷度随水流量的增大而增大,并渐渐趋向某一最佳值。在实验过程中,通过调节阀门使水流量逐渐由小到大变化,直至过冷度达到某一最佳值且保持稳定。通过反复调试,该工况下过冷器最佳水流量 G_2 为 0.054 17 kg/s,然后测试过冷—制冷系统在该工况下的性能。

图10,11分别为蓄冷水温为 16.5℃时过冷—

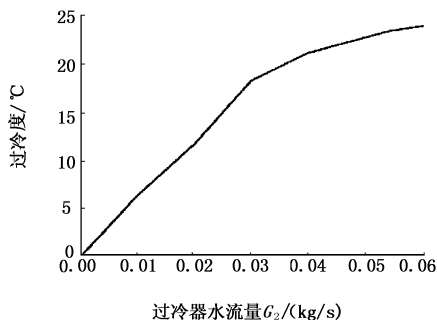


图9 蓄冷水温为 16.5℃时过冷度与过冷器水流量的关系

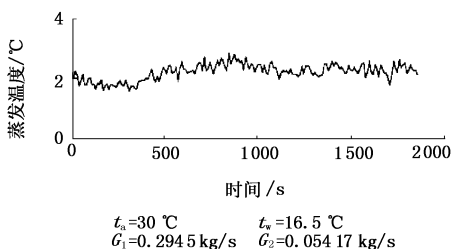


图10 蓄冷水温为 16.5℃时过冷—制冷系统蒸发温度变化

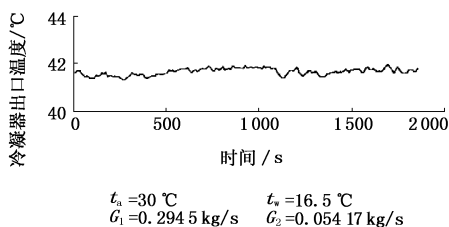


图11 蓄冷水温为 16.5℃时过冷—制冷系统冷凝温度变化

制冷系统蒸发温度和冷凝温度变化情况。图中 $t_a = 30^\circ\text{C}$ 为环境温度, $t_w = 16.5^\circ\text{C}$ 为过冷器入口水温, $G_1 = 0.2945 \text{ kg/s}$ 为蒸发器循环水量, $G_2 = 0.05417 \text{ kg/s}$ 为过冷器循环水量。从图中可看出,其蒸发温度和冷凝温度保持稳定,亦即过冷时制冷系统工况稳定。

图12为蓄冷水温为 16.5℃时过冷—制冷系统冷量与原制冷系统冷量变化情况。从图中可以看出,过冷时制冷量为 6.2 kW,无过冷时制冷量为 5.3 kW,制冷量增加 0.9 kW,增加率为 17%,通过制冷循环计算可得其理论增加率为 19.5%,两者基本相近。

图13,14分别为蓄冷水箱供给过冷器过冷量以及该制冷系统过冷度曲线。从图13中可以看出,其过冷量为 1.3 kW,通过计算可得出蓄冷量

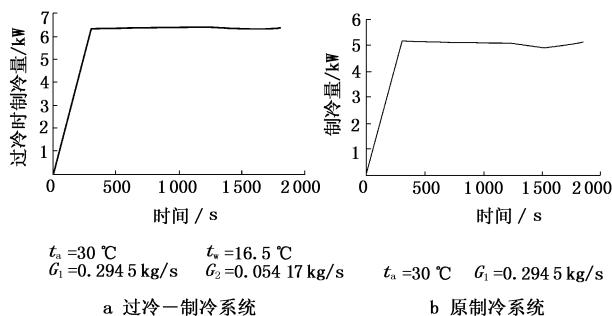


图 12 蓄冷水温为 $16.5\text{ }^{\circ}\text{C}$ 时过冷—制冷系统与
原制冷系统的冷量曲线

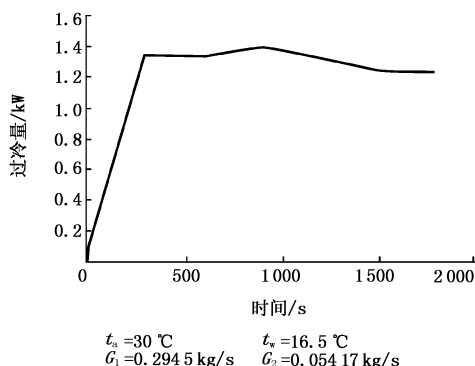


图 13 蓄冷水温为 $16.5\text{ }^{\circ}\text{C}$ 时蓄冷水箱
向过冷器提供的冷量

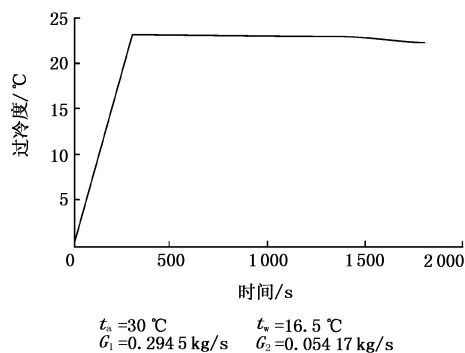


图 14 蓄冷水温为 $16.5\text{ }^{\circ}\text{C}$ 时制冷系统的过冷度

转化为冷量增量的效率为 69.2%。从图 14 中可以看出,该系统的过冷度为 $23\text{ }^{\circ}\text{C}$,较前一种情况有所减小,这主要是由于蓄冷水箱内水温升高的缘故。图 15 为过冷器内制冷剂侧和水侧的温度变化情况,制冷剂温度由 $41.5\text{ }^{\circ}\text{C}$ 过冷至 $18.5\text{ }^{\circ}\text{C}$,水温由 $16.5\text{ }^{\circ}\text{C}$ 升至 $23.5\text{ }^{\circ}\text{C}$,过冷器工况稳定。为了获得尽可能大的过冷度,在蓄冷水箱水温逐渐升高的情况下,可采取调大过冷器循环水流量的办法。为此,该系统过冷器循环水流量调大至 0.05417 kg/s 。过冷器循环水泵的流量调到多大较适宜,可根

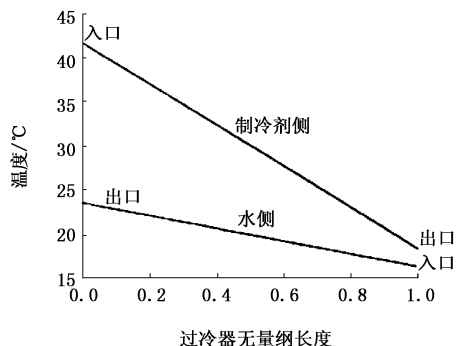


图 15 蓄冷水温为 $16.5\text{ }^{\circ}\text{C}$ 时过冷器内温度变化情况

据冷凝器出口温度的稳定情况来判定,一般情况下,冷凝器出口温度宜控制在 $41\sim 43\text{ }^{\circ}\text{C}$ 。

2.3 蓄冷水温为 $26\text{ }^{\circ}\text{C}$ 时过冷—制冷系统性能

图 16 为过冷器入口水温为 $26\text{ }^{\circ}\text{C}$ 时,过冷度与过冷器水流量的变化关系。从图中可看出,过冷度

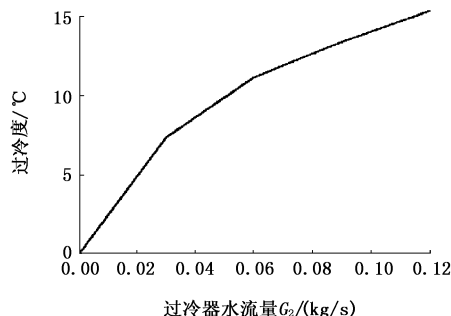


图 16 蓄冷水温为 $26\text{ }^{\circ}\text{C}$ 时过冷度与过冷器水流量的关系

随水流量的增大而增大,并趋向某一最佳值。在实验过程中,也是通过阀门来调节水流量,直至过冷度达到某一最佳值且保持稳定为止。通过反复调试,该工况下过冷器最佳水流量 G_2 为 0.1178 kg/s ,然后测试过冷—制冷系统在该工况下的性能。

图 17 为蓄冷水温为 $26\text{ }^{\circ}\text{C}$ 时过冷—制冷系统冷量与原制冷系统冷量变化情况。图中 $t_a = 30\text{ }^{\circ}\text{C}$ 为环境温度, $t_w = 26\text{ }^{\circ}\text{C}$ 为过冷器入口水温, $G_1 =$

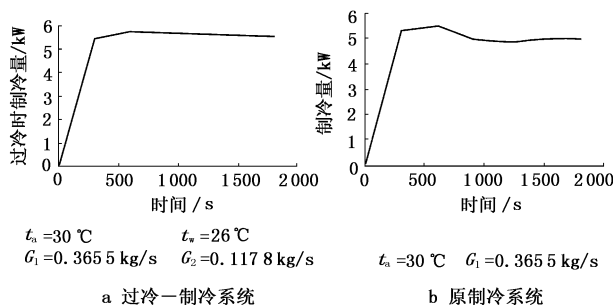


图 17 蓄冷水温为 $26\text{ }^{\circ}\text{C}$ 时过冷—制冷系统
与原制冷系统的冷量曲线

0.365 5 kg/s 为蒸发器循环水量, $G_2 = 0.117 8$ kg/s 为过冷器循环水量。从图中可以看出, 过冷时制冷量为 5.5 kW, 无过冷时制冷量为 4.9 kW, 制冷量增加 0.6 kW, 增加率为 12.2%, 通过制冷循环计算可得其理论增加率为 12.9%, 两者吻合得较好。这主要是由于随着蓄冷水箱向过冷器供水温度的升高, 系统的跑冷损失相应减少, 亦即实际值与理论计算值基本接近。

图 18, 19 分别为蓄冷水箱供给过冷器的过冷量以及该制冷系统过冷度曲线。从图 18 中可以看

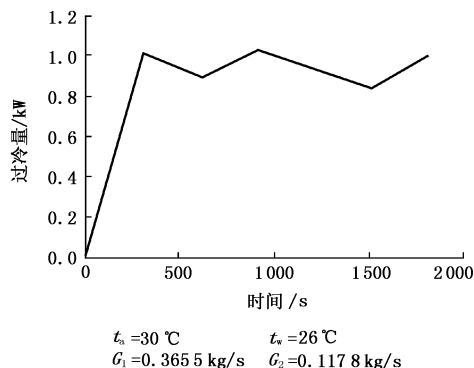


图 18 蓄冷水温为 26 °C 时蓄冷水箱向过冷器提供的冷量

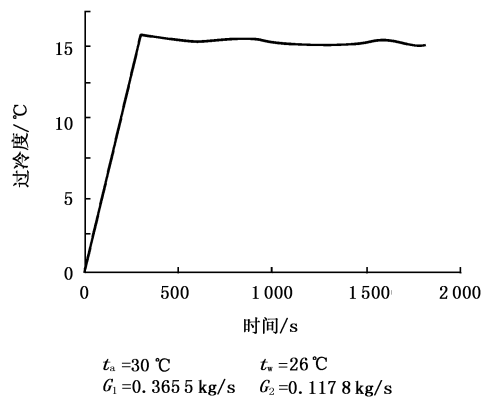


图 19 蓄冷水温为 26 °C 时过冷时制冷系统的过冷度

出, 其过冷量为 0.9 kW, 通过计算可得出蓄冷量转化为冷量增量的效率为 66.7%。从图 19 中可以看出, 该系统的过冷度为 15 °C, 与前两种情况相比制冷系统的过冷度减小, 这主要是由于蓄冷水箱内水温升高所致。图 20 为过冷器内制冷剂侧和水侧温度变化情况, 过冷器在该工况下能稳定工作。另外, 在蓄冷水箱内水温升高的情况下, 为了增大供给过冷器的冷量, 亦即为了得到尽可能大的过冷度, 可以采取增大过冷器水流量的办法, 如该情况下的水流量就增大至 0.117 8 kg/s。值得注意的是: 在调节过冷器循环水流量时, 一定要观察冷凝

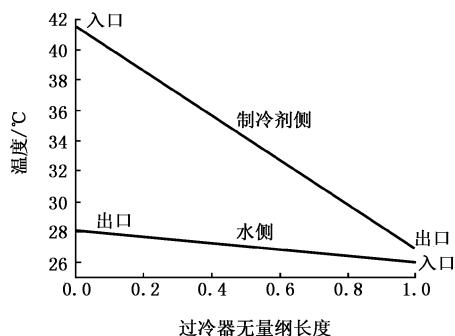


图 20 蓄冷水温为 26 °C 时过冷器内温度变化情况
器出口温度的变化情况, 其正常值一般为 41 ~ 43 °C。也就是说, 调节过冷器供冷性能时, 不要影响冷凝器的正常工作状态, 无论是否过冷, 冷凝器工作状态要相同。

2.4 过冷器过冷量、制冷系统冷量增量及冷量增加率与过冷度的关系

图 21 为制冷系统冷量增量与蓄冷水箱向过冷器供给的蓄冷量之间的变化关系, 从图中可看出,

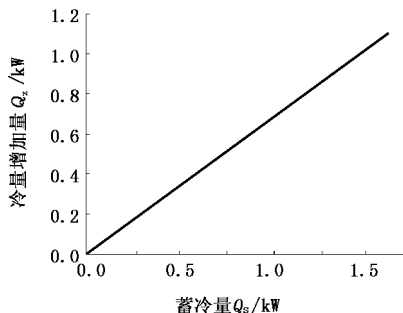


图 21 冷量增量与供给的蓄冷量之间关系

冷量增量随蓄冷水箱供给的蓄冷量增加而增大。增大供给过冷器的蓄冷量可采用两种方法, 一是提供温度较低的蓄冷水, 二是增大供给过冷器的蓄冷水流量, 而蓄冷水的流量并不是越大越好, 它与蓄冷水箱掺混度有关, 如前所述, 要通过实验反复调节水流量大小。

图 22 为制冷剂过冷度与蓄冷水供冷量之间的变化关系, 从图中可以看出, 制冷剂过冷度随蓄冷水供冷量的增加而增大, 当蓄冷水供冷量为 1.6 kW 时, 其最大过冷度为 33.5 °C。图 23 为制冷系统冷量增量和冷量增加率与过冷度之间的变化关系, 从图中可以看出, 制冷系统冷量增量和冷量增加率随过冷度的增加而增加, 最大过冷度为 33.5 °C 时, 其相应的冷量增量为 1.1 kW、冷量增加率为 20.4%。由于制冷系统增加过冷时, 压缩机的耗功不变, 所以制冷系统的性能系数 (COP)

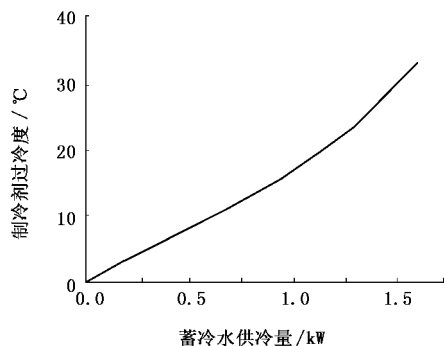


图 22 制冷剂过冷度与蓄冷水供冷量之间关系

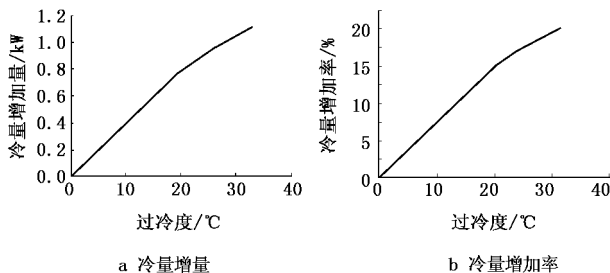


图 23 制冷系统冷量增量和冷量增加率与过冷度关系

也相应增加了 20% 左右。因此,通过增加过冷可以达到增加制冷系统冷量的目的。

3 结论

3.1 采用蓄冷—过冷的方法使制冷系统中的制冷剂被过冷,可使传统的水蓄冷系统的应用范围得到拓展,且使 5~30℃ 水中蓄存的冷量可以被用于空

调系统中。

3.2 传统的水蓄冷系统的可利用温差只有 5~8℃,相应蓄冷密度(单位质量蓄冷材料所能储存的冷量)只有 25 kJ/kg 左右;而新型的水蓄冷—过冷系统的可利用温差达到 25~30℃,其相应的蓄冷密度可达 118 kJ/kg,大约为冰蓄冷系统的 65% (蓄冷率为 50% 情况下),与 PCM 蓄冷系统相当。随着新型水蓄冷系统蓄冷密度的提高,储存单位冷量所需的体积可以减小;水蓄冷系统的另一个优点是可以采用常规的空调制冷机组,而冰蓄冷系统需要采用双工况空调机组,这样就使冰蓄冷系统的投资要高于水蓄冷系统。

3.3 制冷系统冷量增加量和冷量增加率随过冷度的增加而增加,最大过冷度为 33.5℃ 时,其相应的冷量增加率为 20.4%。

参考文献

- 1 Chen Zeshao, Cheng Wenlong, Ito Takehiro. A new scheme of air conditioning with cold storage by water through the method of supercooling refrigerant. 1997 China-Japan Joint Symposium on Advanced Energy and Transportation Engineering, Yellow Mountain City, China, 1997
- 2 方贵银. 空调水蓄冷温度分层动态特性模拟. 暖通空调, 1999, 29(6): 11-13

(上接第 38 页)

穿墙和楼板做法布置以及气体管道与发生器的连接做法,供设计时参考选用。本章由燃气方面专家审核。

第 6 章液化石油气气化站。因为许多采用燃气辐射供暖系统的建筑物距离城市较远(如飞机场、车间等),无城市煤气或天然气可用,不得不建立液化石油气气化站以提供气源。根据供气量的大小给出 50, 100, 150, 200 kg/h 四种规格气化站的建筑设备平面布置和工艺流程、气化站配电和报警平面和接线图,供暖通设计人员给建筑、电气和燃气专业提供条件或直接选用。编制了防爆风机、气化器及安装大样供设计人员直接选用。本章的说明中明确指出仅供设计施工人员参考,具体的施工图需经当地燃气管理部门同意方可实施。本章由燃气方面专家审核。

第 7 章电气控制及温度检测。现国内各企业

代理的国外产品控制箱形式各异,显示皆为英文,为方便国内用户使用,本章编制时选用 ECRV-II 控制箱。该产品已在多个工程中使用,采用全中文液晶显示。本章供暖通设计人员向电气专业提出具体检测和控制要求,电气专业根据要求选用控制箱,提供典型电气控制和检测系统图供设计人员参考选用,控制箱和温感器安装大样供施工人员安装参考。可燃气体泄漏浓度检测及报警系统只提供接线图。因燃气辐射供暖系统的防爆报警如何设置争议较大,根据已有工程经验,只在燃气入口处设置防泄漏报警及紧急切断装置的较多,具体工程需同当地消防部门协商确定消防报警方案。

第 8 章施工安装说明。本章列出辐射供暖系统各种设备的安装注意事项和安装步骤,内容涉及电气和燃气专业,另外本章同时列出施工单位在竣工验收时应准备的施工资料。另外本章还插入多张实际工程安装的彩色照片,直观明了。