

冰蓄冷系统

Ice Storage System

中央空调节能系统设计指南(三)



目 录

contents

前言	3
一. 蓄冰技术介绍	4
二. 蓄冰系统的组成	6
2.1 蓄冰设备	6
2.2 双工况主机	7
2.3 载冷剂	8
2.4 乙二醇泵	9
2.5 低温送风末端	10
三. 蓄冰系统的设计	11
3.1 定义任务	11
3.2 计算蓄冰量	11
3.3 选择冰槽与主机	16
3.4 系统的布置	17
四. 系统的控制	19
4.1 系统组件	19
4.2 工作模式	21
4.3 控制的策略	23
4.4 优化控制	24
4.5 自控系统的规模	24
五. 三级离心机蓄冰的优势	25
5.1 三级离心机组特点	25
5.2 三级离心机蓄冰系统的特点	26
六. 附录	29

前 言

近年来，愈来愈严重的电荒和能源紧缺已成为阻碍经济发展的一大瓶颈，而随着全社会对能源危机意识的增强，国家明确提出将节能增效放在能源工作的首位。最近我国政府要求切实加强资源节约工作，建设节约型社会，故而各行各业必须在节约用电的同时充分利用现有电力资源。目前，电力供应紧张有两个特点：一是电网负荷率低，系统峰谷差加大，二是随着用电结构的变化，工业用电比重相对减少，城市生活、商业用电快速增长。而空调的用电量占到建筑物用电的40%，所以节约空调系统的高峰用电将是缓解电缺矛盾的重要一环，目前各省市、地区电业部门纷纷公布用电政策和峰谷分时电价，以经济手段推动电力“削峰填谷”的实现。

随着蓄冰空调系统越来越多的使用，有关的设计手册及行业规范也陆续出台，如《蓄冷空调工程技术规程》、新版的《实用供热空调设计手册》也将增加“蓄冷与蓄热”一章，这些都将对从事蓄冷空调系统设计的人员提供帮助。而特灵空调公司作为一家空调主机的生产厂家，有义务发布一些有关蓄能空调系统的经验及数据，我们根据来自实验室的研究、软件模拟以及现场经验，编写了这一探索蓄冰系统设计的手册。

本手册是为了与业界分享特灵公司关于蓄能系统的知识经验，主要服务对象是对技术有兴趣的业主，暖通设计师，工程顾问等。在编写手册时，我们尽量采用中立的态度以保证本手册的非商业性。

本手册只讨论以乙二醇为基础的蓄冰系统，原因是在中国市场出现过很多种形式的蓄能空调系统，但随着时间的推移却逐渐消失了，只有以乙二醇为基础的蓄冰系统仍然非常流行，因为这一系统简单可靠并且与常规的系统很相似，对业主或设计师来说做一个这样的系统与常规的系统差别不大，原来用在常规系统的设备几乎都可以用在乙二醇系统上，故乙二醇系统一直流行到现在。本手册主要针对基于乙二醇蓄冰系统设计中普遍存在的问题：系统设计、蓄冰容量、冷水机组、系统布置及系统控制等做了阐述。欢迎专家学者和资深工程技术人员对本手册的内容提出宝贵的意见，以便在版本更新时作改进。



成都中国移动通信办公大楼

一、蓄冰技术介绍

1.1 什么是蓄冰空调

蓄冰空调系统，即是在电力负荷很低的夜间用电低谷期，采用电制冷机制冷，将冷量以冰的形式贮存起来，在电力负荷较高的白天，把储存的冷量释放出来，以满足建筑物空调负荷需要的空调系统。

蓄能技术是转移高峰电力、开发低谷用电，优化资源配置，保护生态环境的一项重要技术措施。冰（水）蓄能技术在中国20世纪90年代通过引进和发展，作为电能应用的一项成熟技术，已在大型商场、办公楼、商住楼、宾馆、饭店、娱乐场所、体育场馆、金融大楼、医院、学校等场所得到了广泛的应用，效果显著，有着广阔的发展前景。

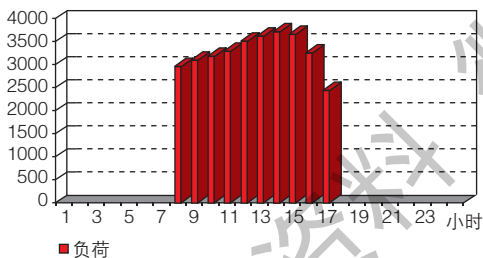


图1-1-1 典型逐时空调负荷图

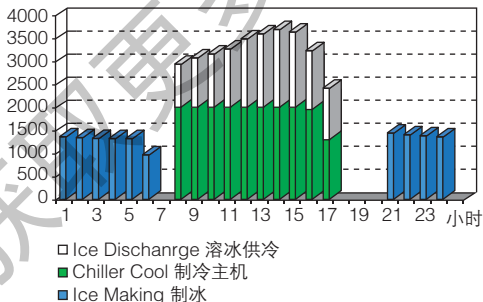


图1-1-2 蓄冰空调系统负荷图

1.2 蓄冰技术发展简介

世界上采用人工制冷的蓄冰空调大约出现在1930年前后。70年代世界范围的能源危机促使蓄冰技术迅速发展，首先在美国将蓄冰技术作为电力负荷的调峰手段广泛应用在建筑物的空调降温工程建设中，80年代以后逐渐普及。欧洲和日本等经济发达国家在80年代初期就开始对蓄冰技术的应用进行研究，日本尤为重视普及冰蓄冷系统的应用和研究。近几年，日、韩等国正以更快的速度推广应用蓄冰技术。

我国大陆地区在空调工程中应用蓄冰技术起步较晚，从九十年代初，开始建造水蓄冷和冰蓄冷空调系统。至今已有建成投入运行和正在施工的工程400余个，但总的看来，当前我国在空调蓄冰技术的应用与开发方面仍处于起步阶段，因此蓄冰空调系统在国内发展前景广阔。

1.3 蓄冰空调的适用条件

合适的分时电价构成和相关优惠政策

- 空调负荷在用电峰谷时段有一定不均衡性
- 场所使用时间空调负荷大，非使用期空调负荷较小的建筑
- 作为特殊场所的冷源或应急备用冷源
- 作为区域供冷工程的冷源

1.4 蓄冰空调的适用范围

- 商业、民用建筑空调工程
- 大型区域供冷工程
- 工业制冷
- 食品加工
- 电力发电工程(进气冷却)

1.5 蓄冰空调的收益

政府方面的益处

- 转移电力高峰期的用电量,平衡电网的峰谷差,发电机组效率提高.
- 减少新建电厂投资
- 减少环境污染,有利于生态平衡
- 充分利用有限的不可再生资源

对建筑物业主潜在的好处

1) 节省运行费用

- 减少在电价高峰期主机、冷却塔及冷却水泵的电力消耗
- 设备满负荷运行比例增大,充分提高设备利用率和效率
- 可增大冷冻水温差,减小冷冻水泵的能耗

2) 减少设备的容量

- 可减少30%~50%的主机装机容量和功率
- 可减少冷却塔装机容量和功率
- 减少相应的电力设备投资,如:变压器,配电柜等
- 减少管路系统及水泵的尺寸(大温差工况)

3) 减少初投资

- 众多设备容量的减少及对蓄冰系统的奖励政策可以帮助降低初投资
- 减少机房有效占地面积

4) 增加系统的安全性

- 可作为应急冷源,停电时可利用自备电力启动水泵融冰供冷



图1-5-1 冰桶现场布置

二、蓄冰系统的组成

2.1 蓄冰设备

蓄冰设备特点

一般来说，用在乙二醇蓄冰系统中的蓄冰设备也叫静态冰槽。静态冰槽因为没有运行部件而得名，是一个封闭式的容器，里面贮存的冰是用来蓄能的介质。蓄冰设备除了有贮存冰的功能之外，实际上也是一种高效的换热器，冰的贮存及与乙二醇的换热都是在同一个容器内进行的，蓄冰设备在蓄冰及融冰的时候也充当乙二醇与冰之间的换热器。

各个厂家生产的静态冰槽的材料、结构、尺寸都不一样，典型的蓄冰设备是由钢、聚乙烯或聚丙烯等材料制作，结构上看有盘管式和封装式两大类。不同的蓄冰设备的热工性能表现也不一样，各有各的融冰曲线与制冰曲线。

蓄冰槽的性能

由于静态冰槽不能像冷水机组那样可以由控制中心来控制恒定的出水温度，所以蓄冰设备的热工性能更像换热器，只是这个换热器的其中一侧为冰水混合物，其温度一直维持在 0°C 。所以蓄冰设备的热工性能主要是由以下因素决定的。

- 蓄冰设备的材料及结构
- 蓄冰设备的换热面积
- 进入冰槽的乙二醇的温度
- 乙二醇的流速

对于给定的蓄冰槽要控制融冰及结冰速率，只能通过调节进入冰槽的乙二醇的温度及流速来进行控制。

一般来说进入冰槽的乙二醇流量越大，温度越高(结冰的时候是温度越低)，融(结)冰的速率越快。

融冰及蓄冰的温度

融冰时冰槽的最高出口温度定义为融冰温度，蓄冰结束时进入冰槽的温度定义为蓄冰温度。

影响融冰温度的因素

- 冰槽的结构、材料
- 冰槽换热面积
- 冰槽内的剩余的冰量

融冰的速率

对与给定的冰槽，其结构材料换热面积已经固定，它的融冰温度主要由冰槽内贮存的冰量与融冰的速率决定。如要控制冰槽的出口温度在某个值的话，需要控制融冰的速率不超过设定值，同时还要控制冰槽内贮存的冰量不能太少。

影响蓄冰温度的因素

影响蓄冰温度的一个至关重要的因素是冰层厚度，因为冰就像隔在乙二醇与水之间的保温层，在结冰的初期冰层的厚度很薄，对换热的影响也很小，到了蓄冰的末期随着冰层厚度的增加，冰对换热的影响就非常明显了，这时需要更低的乙二醇的进口温度来维持住蓄冰速率。

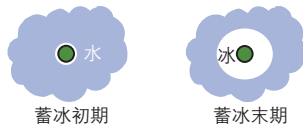


图2-1-1 蓄冰初期与末期的比较

不同的蓄冰设备的换热面积相差很多，冰层的厚度也相差非常大，从1-5cm的产品都有，故蓄冰的温度也不相同，可以从 -4.4°C (24°F)到 -8.9°C (16°F)。

2.2 双工况主机

双工况主机与常规主机的区别

在大部分的蓄冷系统中，采用同一台主机白天制冷，夜间制冰，这样可以显著降低系统的初投资，这样的主机也叫双工况主机。

空调工况与制冰工况有以下几点不同之处：

a) 主机的蒸发温度与冷凝温度不同

夜间制冰工况下运行的时候主机的出口温度要比空调工况下运行低很多，这会使主机的制冷量与效率下降很多。

制冰工况下的冷凝温度也与空调工况不同，虽然风冷机组的冷凝温度是由干球温度决定的，水冷机组的冷凝温度是由湿球温度决定的。在夜间，干球温度与湿球温度都要比白天低几度，这可以降低主机的冷凝器的温度，从而帮助主机减轻在制冰工况下制冷量与效率的下降。

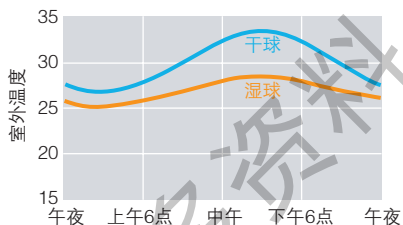


图2-2-1 室外温度变化趋势

b) 主机的控制模式不同：

空调工况：

主机的容量根据负载的大小调节，主机的出口温度控制在设定值。

制冰工况：

主机强制满载运行，如进入主机的温度降到设定值以下，主机将停止工作。

制冰工况对不同主机制冷量的影响

a) 对容积式压缩主机制冷量的影响

现用R-134a的螺杆机为例，来说明随着出口温度的不同，制冷剂密度的变化。

表2-2-1 螺杆机制冷剂密度变化

运行模式	冷冻水出口温度	制冷剂蒸发温度	制冷剂密度
空调工况	4.4°C (40°F)	2.2°C (36°F)	15.6kg/m ³ (0.972 lb/ft ³)
制冰工况	-5.6°C (22°F)	-9.4°C (15°F)	10.2kg/m ³ (0.640 lb/ft ³)

容积式的压缩(如：螺杆式、涡旋式、活塞式压缩机)制冷机，压缩机进口处的体积流量是固定不变的，在制冰工况下进入压缩机的制冷剂的密度降低了，在同样的体积流量下，制冷剂的质量流量会降低，制冷机的容量是制冷剂的质量流量决定的，故制冰工况下容积式的压缩机制冷量会减少。上面举的例子中，制冰工况下的制冷量约为空调工况下的66%。

b) 对速度式压缩主机制冷量的影响

离心式的压缩机是通过将动能转化成势能来提升制冷剂气体的压力的，我们把这类的压缩机称作速度式的压缩机。

速度式压缩制冷机的制冷量也是由制冷剂的质量流量决定的，对于给定尺寸的叶轮来说，其体积流量也是不变的，在制冰工况下，制冷剂的密度下降会使质量流量下降，所以速度式压缩制冷机在制冰工况下制冷量也会衰减。

对于离心式的压缩机来说可以通过调节叶轮尺寸的方法来调节制冷量，而不仅仅是压缩机的型号规格，故而离心机在制冰工况下的制冷量可以在一个更宽广的范围(50%~80%)内调节，这相比螺杆机要灵活得多。

制冰工况对不同主机效率的影响

在制冰工况下主机的效率也会下降很多，因为要获得更低的出口温度，需要一个很低的制冷剂的蒸发温度及蒸发压力，这要求压缩机提供更高的“提升力”，使压缩机的负担加重了。

压缩机负担加重及制冷量衰减，两方面的影响合在一起使主机在制冰工况下的效率要比空调工况下的效率更差。

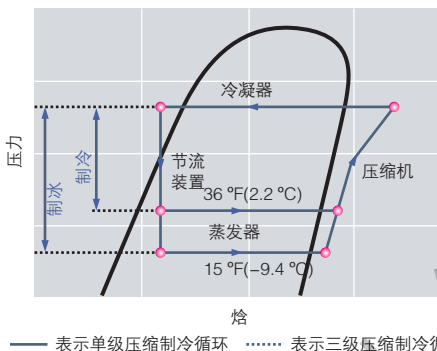


图2-2-2 制冰工况对不同主机效率的影响

制冰工况对三级压缩机效率的影响

制冰工况对三级压缩机的效率也是有影响的，但是出口温度的降低对三级压缩的制冷机效率的影响并不明显。（其原理见第五章说明）

表2-2-2 单级压缩机与三级压缩机在不同的出口温度下的效率的比较

工况描述	出口温度	单级压缩机效率		三级压缩机效率	
		COP	kW/Ton	COP	kW/Ton
上游工况	6.1°C	5.2	0.67	5.4	0.65
下游工况	3.3°C	4.7	0.75	5.1	0.69
制冰工况	-5.6°C	3.7	0.95	4.5	0.79

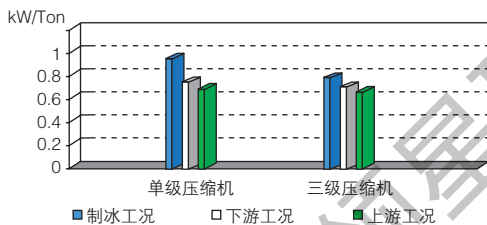


图2-2-3 单级压缩机与三级压缩机效率比较

由表2-2-2可以看出三级压缩制冷机的特点如下：

1. 主机的出口温度对效率的影响不明显；
2. 在低温工况下，三级压缩效率明显更高。

制冰工况对风冷机组效率的影响

风冷机组的效率主要受干球温度的影响，夜间干球温度的下降幅度比较大，这使得风冷机组的效率在夜间制冰工况下的下降并不明显，但要注意的是风冷机组的制冷量还是会随出口温度的下降而下降。

2.3 载冷剂

蓄冰系统需要通过载冷剂来传送冷量，载冷剂的冰点需要低于水的冰点，以便在制冰时仍能传送冷量。最常用的载冷剂是在水中添加防冻剂来降低其冰点，在乙二醇蓄冰系统中防冻剂一般为乙烯乙二醇（Ethylene glycol）和丙烯乙二醇（Propylene glycol）。

载冷剂的冰点比较

丙烯乙二醇的防冻能力要比乙烯乙二醇弱，故要达到同样的冰点温度，丙烯乙二醇需要的浓度较高。

用不同的物质做防冻液的话需要的浓度是不一样的。一般来说典型的蓄冰系统，需要25%浓度（质量浓度）的乙烯乙二醇来满足防冻的需要，但如果用丙烯乙二醇的话就需要30%的浓度。

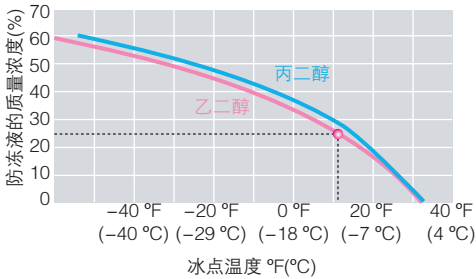


图2-3-1 载冷剂的冰点温度比较

表2-3-1 载冷剂的热工性能比较

制冷剂	冰点温度 (°C)	比热 (kJ/kg·°C)	粘度 (mPa·sec)
水	0	4.2	1.5
25%乙烯乙二醇	-10.7	3.77	3.2
28%乙烯乙二醇	-12.7	3.7	4.0
30%丙烯乙二醇	-12.8	3.85	5.2

载冷剂温度4.4°C (44F)

防冻液浓度对系统的影响

由下表可以看出，防冻液浓度对载冷剂的粘度的影响很大，对比热的影响不大，而载冷剂的粘度对主机的效率与水泵的能耗和影响是很大的。对主机和乙二醇泵来说，载冷剂的粘度越小越好，换言之防冻液浓度越小越好。

典型的蓄冰系统，制冰结束时温度一般为-5.6°C，这时主机的蒸发温度为-9.7°C，用25%的乙二醇冰点温度在-10.7°C，可以保证有1°C的安全余量，如果制冰温度为-6.7°C，则需要用28%浓度的乙二醇，其乙二醇的粘度会上升很多，这对于主机的效率及水泵的功率都有较大的影响。

载冷剂的防腐处理

虽然乙二醇对普通金属的腐蚀性比水低，但乙二醇在使用的过程中会被氧化成弱酸性物质，因此乙二醇水溶液中应加入添加剂，添加剂包括防腐剂和稳定剂，一方面防止乙二醇被氧化，另一方面维持溶液为碱性(PH>7)，用户也可以直接采购已经调配好添加剂的乙二醇。

为了防止乙二醇被氧化，整个乙二醇载冷剂系统应被设计成闭式系统。

载冷剂的毒性

载冷剂是有一定的毒性的，为了安全起见一般在系统里设置板换，以防止乙二醇进入到末端系统。对于重视毒性问题的蓄冰应用场合(如制药行业和食品加工)，通常建议采用丙烯乙二醇，因为其毒性相对于乙烯乙二醇要小很多。

2.4 乙二醇泵

乙二醇的密度稍大于水，粘度大于水，比热小于水，所以在计算乙二醇的流量与扬程时需要注意与常规系统的算法不同，乙二醇泵的参数的计算方式也不同。

乙二醇泵流量的计算公式：

$$\text{流量(L/S)} = \text{冷量(KW)} / \text{温差(°C)} / \text{比热} 3.77$$

乙二醇泵扬程的计算方法：

对于乙二醇系统的阻力计算，双工况主机、蓄冰槽及板换等设备的阻力都可以由生产厂家提供，只有机房及系统中管道的阻力需要设计人员具体计算，一般需要乘一个修正系数。详见表2-4-1。

表2-4-1 载冷剂的物理性能

浓度 (%)	相变温度 (°C)	流量修正系数	管道阻力修正系数	
			5°C	-5°C
25	-10.7	1.08	1.22	1.36
28	12.7	1.09	1.24	1.375
30	-14.1	1.1	1.257	1.386

注：1. 乙二醇水溶液浓度通常根据制冷机及蓄冰装置生产厂商的建议来确定。
 2. 浓度为重量百分比

2.5 低温送风末端

因蓄冰系统很容易提供1~4°C的冷介质温度，以实现4~9°C的送风温度，故冰蓄冷系统常常采用低温送风末端系统。低温送风的优点包括：

- 降低了机械系统的造价与运行费用；
- 降低了楼层高度的要求；
- 用较低的房间相对湿度来提高舒适性；
- 减少风机的电耗与电力需求；
- 提高了现有空气分布系统的供冷能力；

以下情况则不适合用低温送风系统：

- 无法提供1~4°C的冷介质温度时；
- 房间相对湿度必须高于40%；
- 需要较高的通风换气量；
- 全年中有较长时间段可以利用7~13°C的室外新风来做节能器供冷。

低温送风系统所推荐的盘管迎面风速一般为1.5~2.3m/s，这一风速要求低于标准的设计风速，原因是从空气中凝结出更多的水分。冷却盘管一般选择6~10排，每毫米0.3~0.6片的肋片密度(即每英寸8~14片)。



图2-5-1 低温送风末端

三、蓄冰系统的设计

蓄冰系统的设计可按以下步骤进行：

1. 定义任务
2. 计算蓄冰量
3. 选择冰槽与主机
4. 系统的布置

3.1 定义任务

对于冰蓄冷系统，是要设计成全负荷蓄冰系统，还是部分负荷蓄冰系统？如果是部分蓄冰系统，蓄冰量多少最为合适？蓄冰系统是为节省高峰的负荷，还是为了节省装机容量？运行策略是主机优先，还是融冰优先？需在进行具体设计之前确定。

不同的系统有不同的优点，对于一个给定的项目，在我们决定选用何种方式的系统之前，我们必须确认本项目需要的是获得冰蓄冷系统的哪一项或哪几项潜在的好处，设计人员称这个步骤为：“任务说明”或“设计意图”。一个目的明确的任务说明可以帮助我们决定采用何种形式的蓄冰系统和控制模式。

对一些项目来说，为了使其中的某项潜在的好处最大化，常常会牺牲其它一项或几项潜在的好处。而任务说明就是要明确哪些潜在的好处是本项目所需要的，如果需要的是几个好处，其中哪个好处是最重要的。

例如：一个任务定义为尽量削减高峰电量的项目，系统的蓄冰量会设计得较大，这会使系统的投资增加。相反，若任务定义为节省初投资的项目，就会设计相对较少的蓄冰量，主要是为了降低主机的容量，如果再能得到政府部门的鼓励政策及补贴，就可以使系统的初投资下降很多，但这样的设计就不会削减太多的高峰时段的用电量。

不同的需求决定了不同的系统，不同系统都有其

适用的条件和场合，所以研究一个系统的适用条件比研究哪个系统更好来得有意义。

在实际的应用中经常会出现电力政策或者是建筑功能变动之类的情况，这会使建筑的需求发生变化，一个好的设计应该有一定的灵活性，允许系统在初次安装完毕以后还可以进行调整。

3.2 计算蓄冰量

蓄冰系统可以节省大量的运行费用，但蓄冰系统的造价往往非常高，这是一对矛盾。要平衡初投资与运行费用，核心的问题在于蓄冰量的选择，蓄冰量越大意味着运行费用越少，但造价也越高，所以在设计蓄冰系统时，设计人员首先要想办法找出最佳蓄冰量。此外当我们把注意力转到蓄冰系统所选用的冷水机组和冰槽上的时候，所选用的冷水机组和冰槽及合适的系统流量、融冰温度及制冰温度等一系列的决定都是相互关联的，把这些参数和谐地结合到一个平衡的系统中可能显得是一项困难的工作，但只要蓄冰量一旦确定下来以后，这些变量之间的关系就很容易明确了。

有的项目中任务定义得比较简单，所以可以很快地找出最佳蓄冰量，但有的任务就不是很容易确定最佳的蓄冰量，此时就要进行详细的计算并结合实际情况来作决策。总的来说系统蓄冰量会受到以下因素的影响：

- a) 可用来放置冰槽的空间
- b) 整个系统初投资
- c) 系统的运行费用

可用来放置冰槽的空间

可用来放置冰槽的空间大小会直接限制到冰槽的容量，有时最佳容量的蓄冰槽的体积超过了可用来放

冰槽的空间，就会影响系统的经济性，此时需要想办法利用地下室，车库或建筑物周围的空间，以减少限制，同时蓄冰槽的供应商也提供了各种结构和外形尺寸的组合，使冰槽可以放在室内室外，地面或者埋在地下。根据我们的经验来说，往往是可利用的空间决定了蓄冰槽的数量，而不是出于经济性的目的考来选择。

系统初投资

蓄冰系统增加的投资包括以下部分：

- 蓄冰槽
- 系统自控增加
- 载冷剂的费用

蓄冰系统减小的投资包括以下部分：

- 减少了主机、泵、冷却塔容量及配电设备费
- 减少了末端系统的投资
- 减小了风机的功率
- 减小了管路系统的尺寸
- 政府的相关鼓励政策及补贴

另外蓄冰槽可以提供比常规系统温度更低的冷冻水，这样可以使系统的投资进一步降低。低温冷冻水可以降低末端盘管的换热面积，这样翅片的间距可以适当放大，盘管的阻力就会下降，风机的功耗也会降低。低温冷冻水也可以用来配合大温差的冷冻水系统，减少水泵及管路系统的投资。

低温冷冻水也可以用于低温送风的技术，来降低AHU和风管的投资，VAV末端也能相应减少，从而节约运行费用。

机房部分的初投资与蓄冰量的关系

以上分析可以发现蓄冰系统的初投资相比常规系统有增加的部分也有减少的部分，具体会减少还是增

加受到很多因素的影响。现对冷冻机房内的设备进行分析，以便找出蓄冰量对不同设备的影响。根据与蓄冰量的关系，可以将机房的设备可以分为三类：

相对固定的部分——无论蓄冰量的大小，其价格都不变的设备，如注入泵、冷水机组和管路系统中的乙二醇；蓄冰系统所需的自控系统(BAS)以及控制阀；双工况主机的控制模块。

蓄冰成本——与蓄冰量的大小有直接关系的设备，如冰槽及冰槽内充注的乙二醇、乙二醇泵等。这些设备的投资与蓄冰量相关。本手册中采用都是标准的整装式冰槽，故投资与蓄冰量成正比；如果采用水泥槽的外壳，蓄冰量越大，单位蓄冰量的外壳投资就越便宜。

常规设备——冷水机组及其冷却塔和冷却水泵的投资与蓄冰量的关系比较特殊，随着蓄冰量的增加，主机与塔泵的投资是先减少后增加的，参见图中红色曲线。

蓄冰量少的时候主机的容量需按白天的负荷需求来选，白天主机容量随蓄冰量的增加而减少；蓄冰量多的时候需按主机的制冰量选，此时随着蓄冰槽的增加，主机容量也要增加。

蓄冰量在某个特定点时，主机投资会选到最小，在这个点上主机白天负荷与夜间负荷是相同的，这时主机的利用率是最高的，白天与夜间都可以满负荷工作，故主机与水塔的初投资最低。很多设计师将这个点当作最佳点，但实际并不如此，因为主机与水塔并不代表整个系统的投资。此外，系统蓄冰量的选择还要视项目的任务和能耗的节省情况等因素。

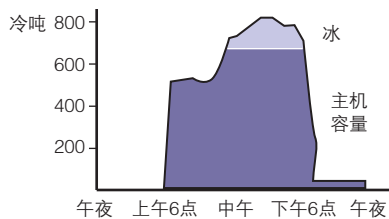


图3-2-1 负荷曲线1

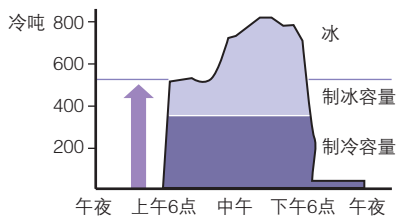


图3-2-2 负荷曲线2

系统的总投资

将以上三种类型的设备投资叠加在一起，可得出机房设备的总投资。我们可以发现蓄冰量对初投资的影响是非常大的，所以蓄冰量的多少对系统的经济性有很大的影响，在决策的时候需要重点关注。

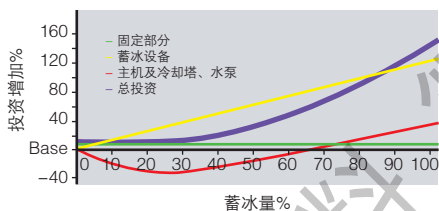


图3-2-3 初投资与蓄冰量的关系

系统的运行费用

蓄冰系统除了可以帮助节省初投资以外，也可以通过节约大量的运行费用来体现出它的优势，所以评估一个蓄冰系统需要同时计算系统初投资和运行费用。

对于项目的任务是节省初投资或者需要转移高峰电力消耗来说，重点在初投资上和电力的转移上，对运行费用的计算可以简化。

但对于项目的任务是关注运行费用的节省，或要得到一个最佳的资金回收期，就需要对运行费用进行详细的计算，其关键是负荷曲线和电价政策。

系统的设计日负荷曲线

在进行蓄冰系统的设计时，计算每天的逐时负荷是非常必要的，它可以帮助确定主机与冰槽的容量，并确定蓄冰槽的融冰速率、结冰速率是否能满足系统的要求。

如果系统的任务是节省电力高峰段的能耗，需要把所有电力高峰段的负荷累加起来，就是需要转移的高峰段的负荷，单位用KWH或RTH来表示。

逐时冷负荷可用冷负荷的计算软件计算，也可用系数法或平均法计算：

系数法：逐时冷量 $q_i = K \cdot q_{max}$ （系数K见附录）

平均法：设计日总冷量 $Q = q_{max} \cdot N$ （运行时间）·
 N （系数N一般取0.65~0.85）

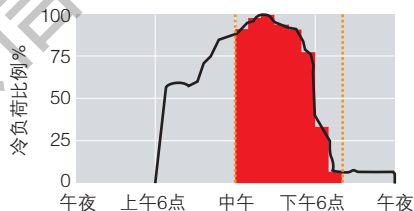


图3-2-4 峰值制冷需求

系统的设计年负荷曲线

系统的年负荷曲线对蓄冰系统的设计也很重要，因为一年中系统使用的时间长短与部分负荷的情况对运行费用的影响是很大的。

例如：同样多的冰槽分别用在一个全年需要供冷的工厂项目和仅夏季需要供冷的办公楼项目上，节省的运行费用就不一样，因为工厂全年使用，一样多的冰槽由于使用的时间长，节约的费用就多。

再例：同样的冰槽都用在二栋尖峰负荷相同的建筑上，全年使用的时间也是一样的，但一栋楼较多时间在低负荷运行，另一栋大楼较多时间在高负荷运行。

由于高负荷运行时，冰可以用在高峰时段；低负荷运行时，冰不能全部用在高峰时段，这样高负荷运行时间长的建筑，节省的费用就多。

以上分析可以发现同样多的蓄冰量在不同的年负荷曲线下节省的费用是不一样的，不同的年负荷曲线所对应最佳的蓄冰量也是不一样的。

如果没有相应软件则可以用Excel文件进行手工简化计算，步骤如下：

(1) 一天的逐时运行费用表(表3-2-1)：

时间	逐时负荷	基载主机		基载外主机		双工况主机		冰槽放冷量	冷却塔		基载冷却塔		冷冻水泵		基载冷却塔		冷冻水泵		基载冷却塔		乙二醇泵		总功率	小时电价	小时费用
		供冷量	输入功率	供冷量	输入功率	开启	总功率		开启	总功率	开启	总功率	开启	总功率	开启	总功率	开启	总功率	开启	总功率	开启	总功率			
1:00																									
2:00																									
⋮																									
23:00																									
总计																									

(2) 年负荷表：

有很多负荷计算软件可以算出冷负荷年曲线(蓝线)，为了计算与检验的方便，采用计算曲线(红线)来代替全年的曲线，从图3-2-5可得出红线由30%负荷2个月，50%负荷2个月，80%负荷3个月，100%负荷1个月组成，最终简化为如下年负荷表(表3-2-2)：

负荷	100%	80%	50%	30%
天数	30	90	60	60

注：以上的负荷与天数仅为示例，不同地区的不同建筑，不尽相同。

运行费用的计算方法

要准确地计算蓄冰系统的运行费用，就要计算逐时逐月的费用，而不仅仅是设计日的费用，这需要建立在设计日负荷曲线与年负荷曲线的基础上，对系统的能耗进行逐时的分析，这样的计算一般比较复杂，需要借助计算机，用系统能耗分析软件来帮助计算，而特灵公司具备这能力。

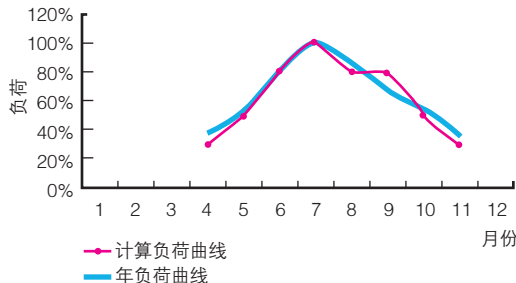


图3-2-5 年负荷曲线计算模拟

表3-2-3 负荷与天数的案例

负荷	天数 (天)	系统一天运行费用(元)	小计(万元)
100%	30	100%负荷逐时运行费用	=天费用 × 天数
80%	90	80%负荷逐时运行费用	=天费用 × 天数
50%	60	50%负荷逐时运行费用	=天费用 × 天数
30%	60	30%负荷逐时运行费用	=天费用 × 天数
年费用总计			

注：负荷与天数由年负荷表生成，以上仅为示例。

蓄冰量与运行费用节省的关系

将不同的蓄冰量下的运行费用的节省都计算出来，可以得到蓄冰量与运行费用节省的关系（见图3-2-5），可以看出运行费用的节省与使用率是有关的，随着蓄冰量的增加，冰槽的使用率会降低，单位冰槽的节省费用能力也会变差。

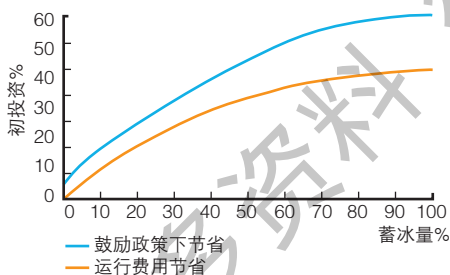


图3-2-5 5年运行费用合计

要详细而准确地计算出不同蓄冰量下的运行费用，需要大量的计算，这个过程非常的烦琐，但这个过程又很必要，所以特灵公司开发了专门的软件来辅助计算。

蓄冰系统运行费用的节省也会受到多种因素的影响，其中电价政策是对蓄冰系统影响最大的因素。当有合适的分时电价的时候，蓄冰系统的运行费用才会有节省，但是除了分时电价以外，很多地区对蓄冰系

统还有特殊的政府鼓励政策，以使蓄冰系统运行费用的节省进一步的加大。

此外，如果蓄冰系统运行得当的话，也可以使运行费用的节省增加，再加上鼓励性电价，蓄冰系统运行费用节省就更可观了（见图3-2-5）。

系统的经济分析

在获得系统的蓄冰量与系统的初投资和运行费的节省之间的关系以后，可以将这些数据放在一张表里，我们也把这个经济分析的工具叫做“成本线”，它的横坐标是蓄冰量，纵坐标是初投资的增加。

采用“成本线”这个经济分析工具，决定蓄冰系统的规模就简化了，但要注意实际情况的限制，比如可用来放冰槽的场地会限制最大的蓄冰量(D区域不可用)；或者某项目的任务定义是要减少设备的配电功率，会限制蓄冰量不能小于某个值(A区域不可用)；再如某项目比较小，控制系统比较简单，只能采取简单运行策略来决定蓄冰量，故只能选取其中的几个点如B点、C点，见图3-2-7。

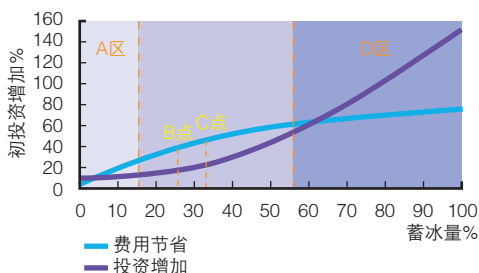


图3-2-7 成本线

- A区：配电功率限制区域
- B点：主机优先策略
- C点：融冰优先策略
- D区：空间限制区域

3.3 选择冰槽与主机

在确定蓄冰量以后，设计人员需要对主机与冰槽进行选型，这个步骤要考虑的因素是制冰速率、融冰速率、系统流量及进出口温度。

但在决定主机与冰槽时候要注意很多参数对冰槽和主机的影响是不同的，比如制冰温度低有助于提高冰槽的吸冷能力，但会降低主机的制冰能力以及水泵的功耗。

选择一个合适的冰槽来满足制冰速率、融冰速率，同时选择一个与冰槽相配的主机，这个过程需要冰槽厂家与主机厂家的电脑选型软件配合完成，可能需要多次的迭代才可以得出结果。

目标

制冰速度要求足够快：在可用制冰的时间内将设计冰量制足，并且不要让出口温度太低，保持系统效率。

融冰速率足够大：并有一定的灵活性及适应性。

主机与冰槽要合理地平衡：在融冰与制冰工况下都有很好的性能。

辅助设备能耗低：主要是乙二醇泵的能耗要尽量低。

温度的选择

制冰温度

一般来说，为了最大限度地利用夜间电能，主机在制冰工况下是强制满载运行的，此时主机没有调节容量的能力，只能靠主机与冰槽容量的对比来进行调节。

图3-3-1形象地表示了制冷机与冰槽制冰温度之间的关系。通过调节主机与冰槽容量的对比来调节制冰温度，在正常情况下一个平衡好的蓄冰系统，8小时制冰结束的时候一般制冰温度在22F(-5.6℃)。要注意主机的制冰容量并不是越大越好，对整个系统来说主机与冰槽间平衡才是关键。

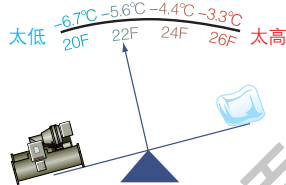


图3-3-1 冰槽制冰温度

常规的设计要求在正常情况下制冰结束时温度不低於22F(-5.6℃)；如果碰到特殊情况，如室外温度比较低，引起主机制冷量的提高，或者是前一天冰没有用完而在原来的基础上制冰，所以原则上要求所有的设备必须要有2F的安全余量以保证系统的安全。也就是说设计为-5.6℃的主机，最低的出口温度要能够达到-6.7℃。另外还要注意，乙二醇也需要这个安全余量，如设计成-6.7℃制冰温度的系统，要采用28%的乙二醇（关于乙二醇浓度的影响见前面章节介绍）。

对制冰温度的另一个影响因素是系统的流量。下图表示在相同的制冰速率的情况下，系统的流量与进出口温度的关系。这里需要注意的是当进入冰槽的温度从26F(-3.3℃)降低到22F(-5.6℃)的时候，水泵的功耗也会降低很多；但低于22F(-5.6℃)之后，水泵功耗的下降就不明显了。进入冰槽的温度降低，会增加主机的功耗，一般平衡得比较好的冰槽，进口温度在22-24F(-4.4~-5.6℃)左右，此时系统的能耗比较合理。

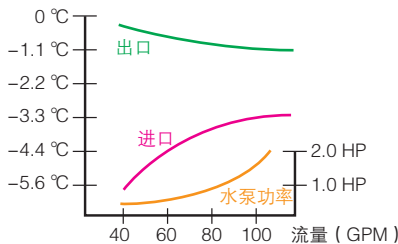


图3-3-2 系统流量与进出口温度的关系

融冰温度

要提高冰槽的融冰速率，需要提高冰槽的出口温度。下图表示了出口温度与冰槽释冷能力的关系，提高冰槽的出口温度会大大增加冰槽的释冷速度。

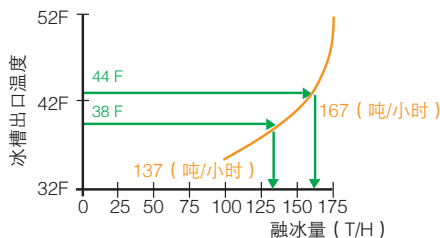


图3-3-3 出口温度与冰释冰能力的关系

对于主机处于下游的系统，主机在下游稳定出口温度，冰槽在上游进出口温度都很高，故其释冷的速度是非常快，系统的关键在于主机，需要对主机的出口温度与水泵能耗进行平衡。

对于冰槽处于下游的系统，冰槽的出口温度的提高可以增加冰槽的融冰速率，但这样也会增加系统的流量，而导致泵的能耗增加，所以要根据负荷情况和冰槽的性能合理选择出口温度，一般在3~5℃是比较合理的。

系统的流量

融冰温度与制冰温度确定以后，系统的流量也就确定了，但是白天的最佳流量并不一定与夜间的最佳流量相同。对定流量的系统来说，要通过选择合适的板换阻力，使得系统的流量在白天和晚上都达到最佳值（因为在夜间乙二醇溶液是不通过板换的）。

3.4 系统的布置

小型系统的流程布置

对于小于3万平方米的项目，采用下图的布置是比较理想的，其好处是设计简单，控制简便。

注意：这种常见的系统设计中只要一个乙二醇泵就可以让乙二醇在主机、冰槽及板换之间循环，冰槽和板换用标准的三通阀和旁通阀来控制。

主机与冰槽串联产生较大的温差，可以降低系统的流量并节约水泵的功耗。另外，还要注意主机位于冰槽上游，如果是更小的系统（小于1万平方米），可以采用定流量系统，主机与冰槽的出口温度都设定为固定值，这样系统回水先经过主机再经过冰槽，随着回水温度的下降，主机优先降载，也就是融冰优先。这样，系统的控制非常简单，依靠冷水机组的控制中心就可以实现对整个系统的控制。

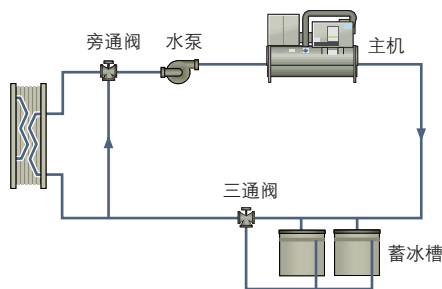


图3-4-1 小型系统的布置图

大型系统的流程布置

大型系统采用比较复杂的控制，此时要重点考虑系统的能耗，特别是辅助设备的能耗。右图是常被采用的大型系统的形式，要注意主机泵与冰槽的泵是分开布置的，主机泵根据主机的流量配置（变流量主机可用变频泵），可随主机一起关闭；冰槽泵根据冰槽的流量布置，采用变频控制，因泵的功耗与流量的三次方成正比，在部分负荷下可以大大节省水泵功耗。

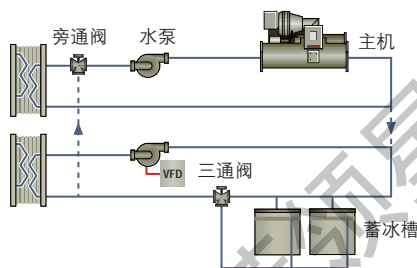


图3-4-2 大型系统的布置图

若采用大温差的设计，泵的功耗可以达到最低。现以1000RT系统为例(主机供冷600TON,冰槽供冷400TON), 400TON), 来分析不同系统的水泵功耗(表3-4-1):

		串联大温差	并联大温差	并联常规温差	备注
系统温度℃		3-11	3-11	5-10	
系统流量 (CMH)		416.5	416.5	666.4	
主机流量 (CMH)		416.5	249.9	399.8	根据设备提供冷量及温差计算
冰槽流量 (CMH)		416.5	166.6	266.6	
主机阻力 (mH2O)		8.8	3.2	8.1	设备的阻力与流量的平方成正比
冰槽阻力 (MH2O)		9.8	1.6	4.0	
乙二醇泵	主机泵流量 (CMH)	416.5	249.9	399.8	板换和管路系统阻力按照15MH2O
	冰槽泵流量 (CMH)		166.6	266.6	
	主机泵扬程 (MH2O)	33.6	18.2	23.1	
	冰槽泵扬程 (MH2O)		16.6	19.0	
	主机泵电机功率 (KW)	55.95	18.65	37.3	
	冰槽泵电机功率 (KW)		11.19	22.4	
水泵总功率KW		55.95	29.8	59.7	

由上数据可以看出：

1. 串联系统只有一组泵，其优点是控制简单、可靠，推荐在小型系统中使用。
2. 并联系统虽然水泵数量多，控制也较复杂，但是水泵控制更灵活，部分负荷下运行更节能。常规温差并联系统在满负荷下水泵总功率大于串联系统，但如能采用大温差的并联系统，其水泵总功率会小很多，在部分负荷下的优势更明显，故大型系统中一般都采用大温差并联系统。

四、系统的控制

蓄冰系统的控制可以分成几个不同的层面，最底层为系统组件，各个组件协同工作形成各种工作模式，工作模式又组成运行策略，运行策略需要根据负荷进行调整以达到某一特定目的，优化控制系统要求能根据负荷的变化找到最优的运行策略，

有关控制的介绍是由低向高的，先介绍各设备是如何执行这些动作的，然后再介绍什么时候执行，最后讨论控制系统的问题。

1. 系统组件 解决主机与冰槽如何充放冷量的问题，由设备生产厂家实现。
2. 工作模式 各个组件协同工作形成各种工作模式。
3. 控制的策略 不同的工作模式的组合，可以生成不同的运行策略。
4. 优化控制 运行策略需要根据负荷进行调整以达到某一特定目的，优化控制系统要求能根据负荷的变化找到最优的运行策略。
5. 自控系统的规模

4.1 系统组件

(1) 主机的控制

空调工况：主机的容量根据负载的大小调节，主机的出口温度控制在设定值。

制冰工况：主机强制满载运行，直到进口温度降到设定值以下才会停止工作。

在以下三种情况下，主机将退出制冰模式

- a) 由系统计量或储冰量传感器指示出已制满冰；
- b) 蓄冰控制系统的时间程序指出为非制冰时段；
- c) 制冷主机的进口温度已低于设定温度。

(2) 冰槽的控制

a) 冰槽的容量控制：

冰槽的出口温度是不能控制的，只能通过控制进入冰槽的流量与温度来控制冰槽的容量。进入冰槽的液体的温度是由末端负荷决定的，故冰槽在实际工程中基本上都是通过流量来控制，流量的控制又分为定流量与变流量二种控制方式。

定流量系统

如下图定流量系统中，系统的流量是不变的，冰槽的容量是通过冰槽的旁通与电动三通阀来控制的，这样的控制方式比较常见。

优点：系统简单，控制容易实现(小型项目中推荐使用)。

缺点：通过旁通调节冰槽出口温度，浪费了水泵的能耗，同时旁通阀将高低温的液体混合会降低冰槽的效率。

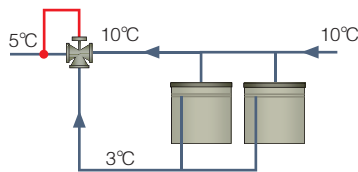


图4-1-1 定流量系统

变流量系统

变流量的系统通过调节系统的流量来控制冰槽的出力，其好处是可以节约水泵的功耗，还可避免高低温水混合从而提高冰槽的效率。在同样的出口温度下，流量低的系统进口温度高，进入冰槽的温度高对冰槽是有利的；另外由于系统没有旁通阀将高低温的水混合，可以得到更低温度的冰槽出口温度，在冰槽与主机联合供冷的情况下，冰槽的出口温度低可以允许主机的出口温度提高主机上游，使主机的效率及制冷量提高。

优点：可以节约水泵的能耗，提高冰槽与主机的效率。

缺点：控制方式复杂。

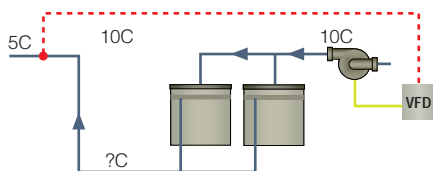


图4-1-2 变流量系统

上图的系统形式在实际的应用当中非常少见，因为变流量的系统会受到多种因素的限制，如不注意这些问题会导致系统的失败，比如：

水泵的限制

变频水泵除了需要有变频控制器之外，也需要用变频专用电机，常规的电机在低转速下会发生散热不足及应力增大等问题，所以需要采用变频专用的电机才可以获得较大的变频范围。变频专用电机的制造需要执行国际电器制造协会(NEMA)的MG1-1993标准的第四部分，第31节的规定制造。(standards of NEMA MG1-1993, Section IV, Part 31)

主机的限制

如主机与冰槽在一个回路里，主机定流量控制与冰槽变流量控制是矛盾的，如主机不能实现变流量的控制方式，会限制变流量的系统的使用，一般需要将主机与冰槽分成二个回路。另外如果主机可实现变流量控制，也需要注意主机的最低流量限制。

解决方案

为了保障系统的安全，变流量系统仍需要采用旁通阀，控制方式是一开始由出口温度控制水泵频率，当系统达到最低流量(最低流量要满足同一回路里主机、冰槽或者水泵任何一个设备的最低流量)，这时旁通阀开始工作，系统在最低流量下定流量运行。

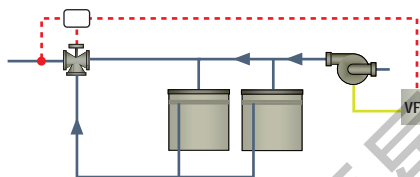


图4-1-3 变流量系统解决方案图

b) 判断蓄冰槽的蓄冰量：

使用储冰量传感器可以估计冰槽内冰的存量。储冰量传感器有很多种，最常用的是一种液位传感器，它能够检测出冰槽中水位的变化并将其转换为模拟信号(4-20mA或1-5Vdc的输出信号)，一般冰槽水位随蓄冰装置中所存储的冰的数量而变化。其原理如图：

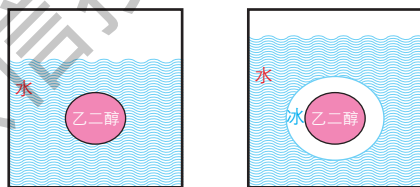


图4-1-4 普通传感器与液位传感器的比较

能量计算法

也可以测量冰桶的出口温度和流量，并计算出制冰及融冰量，从而计算出冰桶内的冰量。

在制冰的过程中判断是否制满冰还有一种简单而可靠的办法，即根据冰槽的出口温度来判别，因为在冰槽内的冰越多，冰槽的存水量就会越少，在冷冻过程快结束的时候，冰槽内的水量不足，会让冰槽的出口温度下降，从流出冰槽的水温变化就可以掌握制冰量。

(3) 板式换热器的控制

板换的换热能力可以通过以下任一种方式调节：

- 冷冻水流量
- 乙二醇流量
- 冷冻水温度
- 乙二醇温度

对于板换的容量控制可以通过在冷冻水侧或乙二醇侧放置三通混合阀实现，一般来说板换的乙二醇侧需要放一个旁通阀，在制冰时需将板换旁通，以保护板换不被冻坏，这个旁通阀通常也用来调节板换的容量。

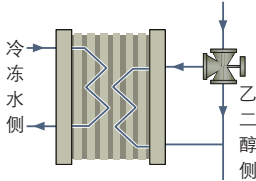


图4-1-5 板式换热器的控制

另外冷冻水侧的流量及温度主要是末端决定，如对冷冻水侧进行调节只会增加系统的能耗，故板换的容量通常主要靠调节乙二醇侧来实现的。通过调节乙二醇流量或温度来实现，一般进入冰槽的乙二醇的温度在1~5℃，板换的平均对数换热温差一般取1~2℃。

4.2 工作模式

蓄冰系统需要多个设备协同工作以完成某个特定的功能，用下面的功能表可以帮助了解系统的各种功能。

表4-2-1蓄冰系统的工作模式

功能	设备1	设备2	设备3	...
工作模式1	动作	动作	动作	
工作模式2	动作	动作	动作	
⋮				

在这个表里工作模式有：蓄冰工况、主机单供冷、冰槽单供冷、主机与冰槽联合供冷、蓄冰同时供冷。

控制项目有：泵、冷水机组、混合阀（Blending Valve）、旁通阀（Bypass Valve）。

不同系统的控制模式并不相同，下面就各种系统具体做说明。

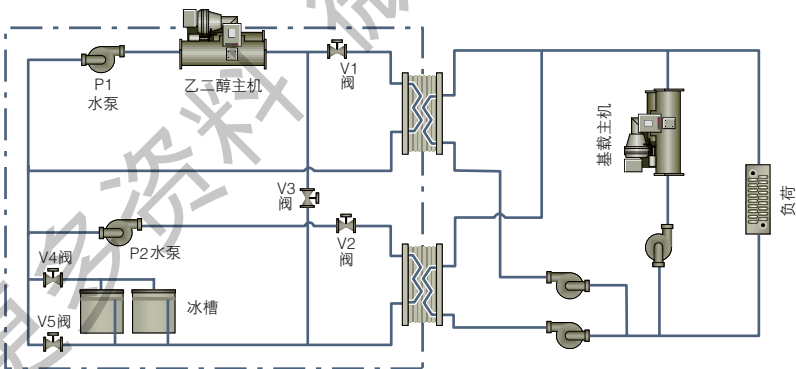


图4-2-1 并联系统流程图1

表4-2-2 各种运行工况汇总表1

工作模式	泵 P1	泵 P2	阀 V1	阀 V2	阀 V3	阀 V4	阀 V5	制冷机	蓄冰槽
蓄冰	开	关	关	关	开	关	开	开	开
制冷机供冷	开	关	开	关	关	关	关	开	关
蓄冰槽供冷	关	开	关	开	关	调节	调节	关	开
制冷机与蓄冰槽同时供冷	开	开	开	开	关	调节	调节	开	开

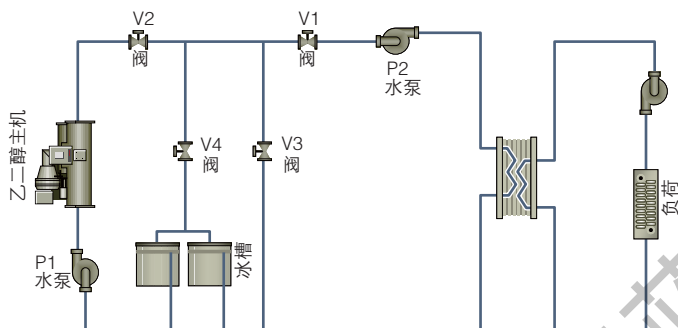


图4-2-2 并联系统流程图2

表4-2-3 各种运行工况汇总表2

工况	泵 P1	泵 P2	阀 V1	阀 V2	阀 V3	阀 V4	制冷机	蓄冰槽
蓄冰	开	关	关	开	关	开	开	开
制冷机供冷	开	开	开	开	关	关	开	关
蓄冰槽供冷	关	开	开	关	调节	调节	关	开
制冷机与蓄冰槽同时供冷	开	开	开	开	调节	调节	开	开

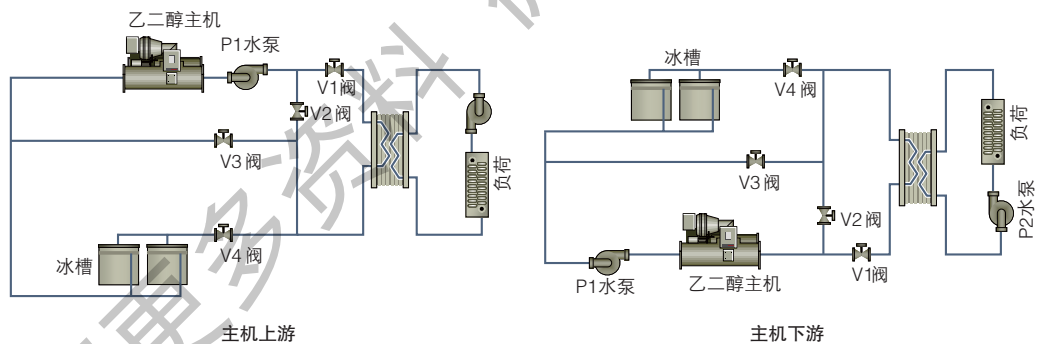


图4-2-3 串联系统流程图

表4-2-4 各种运行工况汇总表3

工况	泵 P1	阀 V1	阀 V2	阀 V3	阀 V4	制冷机	蓄冰槽
蓄冰	开	关	开	关	开	开	开
制冷机供冷	开	开	关	开	关	开	关
蓄冰槽供冷	开	开	关	调节	调节	关	开
制冷机与蓄冰槽同时供冷	开	开	关	调节	调节	开	开

4.3 控制的策略

蓄冰系统通过将供冷负荷转移到用电省或电费低的时间段，来减少能源的费用，因此必须合理规划各种工作模式以便既满足建筑物的供冷需求又节省运行费用，需要对各种工作模式的运行时间做规划，以下是根据项目的电价情况做出的一张运行策略表。

在此表中有的运行模式会重叠在同一时间段，特别是主机与冰槽的之间供冷量分配需要根据负荷的情况来调整，这又会产生一个供冷策略的问题。

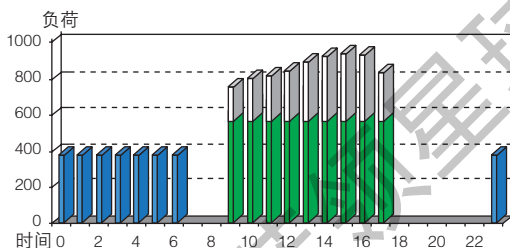
表4-3-1 工作模式运行策略表

工作模式	开始时间	结束时间
制冰	0 a.m.	8 a.m.
单冰槽供冷	8 a.m.	11 a.m.
主机及冰槽联合供冷	8 a.m.	5 p.m.
单主机供冷	11 a.m.	5 p.m.
单融冰	5 p.m.	9 p.m.
停机	9 p.m.	12 p.m.

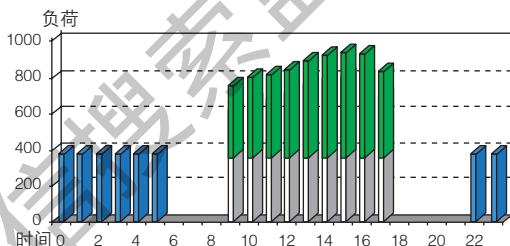
目前几种策略

- 冷机优先：优先让制冷机满负荷运行，负荷下降冰槽优先降载
- 冰槽优先：优先利用冰槽融冰来负担冷负荷
- 限制策略：主机或者系统的用电量限制在某一个值内
- 优化控制：是提出一个经济性目标函数，在一定的约束条件下，使该目标函数达到极值

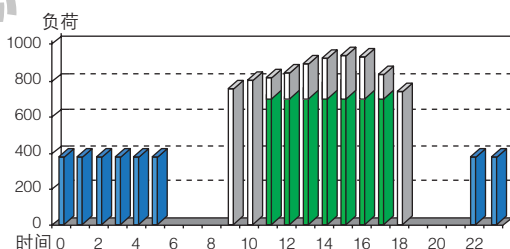
冷机优先：



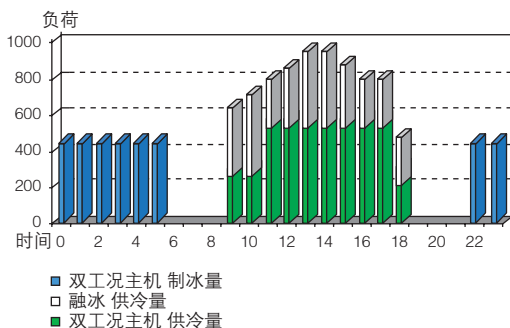
融冰优先：



限制运行策略模式：



优化控制的运行策略：



- 双工况主机 制冰量
- 融冰 供冷量
- 双工况主机 供冷量

图4-3-1 运行策略比较

4.4 优化控制

优化控制的原则

- 融冰要有计划地照顾到每天下午的负荷高峰——满足负荷高峰的需要；
- 在设计日负荷平衡的情况下要将融冰尽量地放在电力高峰时段——节约运行费用；
- 在设计日当天的蓄冰要在当天用完——充分利用低谷电；
- 在满足以上条件的情况下，尽量让各设备在高效率点运行，以使能耗最低；
- 有对限电及设备故障的应急方案。

优化控制实现的方法有很多种，可以采用针对不同负荷建立多张不同表格的方式，也可以采用专家系统及模糊控制，通过程序找到最佳的运行模式。一般来说，优化控制的实现需要自控与暖通工程人员协同工作完成，自控专业负责预测负荷，并生成策略，暖通专业负责策略的执行。

主机与冰槽间的冷量分配方式

对于串联系统，主机与冰槽的流量是一致的，主机与冰槽间的冷量分配靠温差来实现，这时要注意设备温差的变化引起的主机出口温度的变化，而导致主机的效率变动。

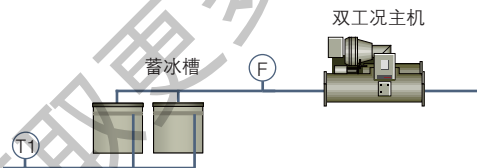


图4-4-1 串联系统

并联系统的冷量分配靠分配流量来实现的，这时要注意主机的流量变化问题，如主机流量不能改变就只能做主机优先，或者将主机与冰槽放在二个回路里。

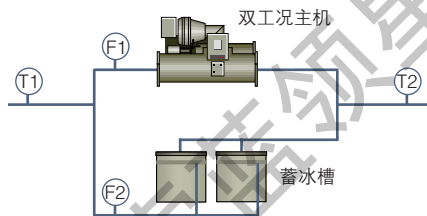


图4-4-2 并联系统

4.5 自控系统的规模

自控系统本身并不能节省费用，它是通过优化系统中的其它设备的运行来达到节省运行费用的目的，故自控系统的规模需要与它控制的设备相匹配。

一般来说，项目大、设备使用的时间长，需要自控系统具备更好的功能，反过来说项目小，或者使用的时间短，就需要用较为简单的控制。必要时需要对自控系统进行经济分析，通过比较初投资及可以节省的运行费用来决定自控系统的规模。

总之，蓄冰的自控并不是越先进越好，或者越简单越好，而是要与项目规模相适应。

五、三级离心机蓄冰的优势

特灵的三级离心机具有很多与螺杆机及单级离心机完全不同的特点，这些特点可以使系统突破传统观念和设计理念。本章节主要讲述用三级离心机蓄冰的优点及与其它产品的蓄冰系统之间的区别。

特灵的三级离心机组：

品质---其品质赢得了全球用户的长期盛誉。

环保---HCFC-123是在权衡了对臭氧层破坏、温室效应以及效率之后的最佳选择。

安全---HCFC-123是负压冷媒，在常温常压下为液态，液体安全性要远远高于气体。

效率---高效率越来越受到客户的关注，除了有提高经济性以外，还可以间接地减轻电厂对环境的污染。

可靠性---电机直接驱动，零件少，转速低，可靠性强；半封闭式电机，冷媒冷却寿命长；负压机组基本是零泄漏率。

技术---多级压缩，低维护费用，噪声低。

控制---先进的CH530的控制器具具有前馈控制功能，变流量自动补偿功能等，在一次泵变流量系统运行中，出水温度波动小，运行更稳定。

5.1 三级离心机组特点

1. 单机制冷量更大

单机制冷量大，而且效率高，单机头机组制冷量范围从450RT到1300RT。双机头的三级压缩离心机，制冷量范围是1400-2600 tons，可应用于大型冰蓄冷工程。与螺杆机组相比，它具有单机制冷量大，效率高的优点。因此不仅节省工程的初投资，而且节约设备运行费用，其投资回收期远比螺杆机短，可以为用户提供可观的投资回报。

2. 三级离心机参数调节更灵活方便

螺杆机的制冰量主要由压缩机型号决定，制冰量与制冷量的比值相对比较固定(一般在65%左右)，而离心机的制冰量除了与压缩机型号有关外，还与叶轮直径有很大的关系，三级压缩离心机夜间制冰量的范围可以在50%-80%之间调节，这给系统的设计提供了更好的灵活性，可以适应不同形式的冰槽和不同的电价政策。

不同的冰槽由于冰层厚度不一样，结同样多的冰，对主机的制冰能力的要求是不一样的，对螺杆机来说，需要在制冰的时候降载来适应不同的冰槽，对离心机来说，可以通过调节叶轮直径来适应不同的冰槽，让离心机在制冰时段内满载工作，而不用降载，这样可以充分利用主机的性能，又避免了喘震的发生。

另外虽然大多数地区都是8小时制冰时间，但也有少数地区是6小时或者是10小时的制冰时间，按8小时蓄冰设计的机组，如蓄冰量不能调节就很难适应6小时或10小时的制冰时间，整个系统会变得不平衡。如制冰量可以调节就很容易适各种电价政策。

3. 三级离心效率更高，在低温工况下优势更明显

三级离心因其特殊的设计可以让它的效率比单级离心获得额外的优势，而这种优势在低温工况下更明显，其原理见图5-1-1：

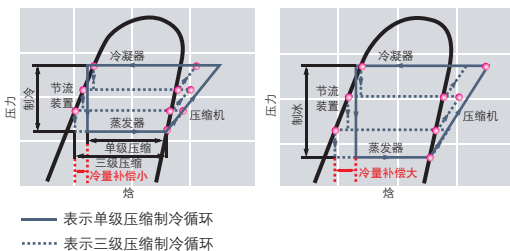


图5-1-1 制冷循环原理图

当出口温度降低的时候，三级离心机可以获得更多额外的制冷量的补偿，这使主机在低温工况下的效率要远高于单级压缩，所以三级离心机在制冰工况(-5.6℃出口)下的效率非常高，一般约为0.75-0.85KW/Ton。远高于单级压缩机的0.9-1.1KW/Ton的效率。

它的制冷量及效率都对出口温度不敏感，这些特点除了可以节省运行费用之外，还能让系统的布置更灵活高效。

5.2 三级离心机蓄冰系统的特点

1. 可以实现串联系统主机下游布置

主机上游系统，蓄冰桶在下游（如图5-2-1所示），联合供冷时，进入蓄冰桶的流体温度相对较低，因此在特定的时段内，每个蓄冰桶融冰量较少；由于进入冷水机组的流体温度相对较高，因此有利于提高冷水机组效率。

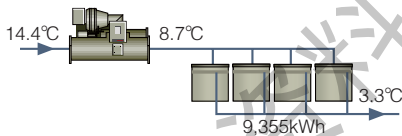


图5-2-1 主机上游

对于单级压缩机和三级离心机，分别计算在上下游时的耗电：

	单级压缩机系统		三级离心机系统	
	主机上游	主机下游	主机上游	主机下游
全天总冷量RTH	17500	17500	17500	17500
融冰供冷量RTH	8500	10000	8500	10000
主机供冷量RTH	9000	7500	9000	7500
主机效率kw/Ton	0.66	0.79	0.63	0.69
主机白天耗电量KWH	5940	5925	5670	5175
主机夜间效率kw/Ton	1.0	1.0	0.8	0.8
夜间制冰耗电量KWH	8500	10000	6800	8000
运行费用(元)	6452	6740	5896	5740
结论	单级压缩机上游更省费用		三级离心机下游更省费用	

一般来说，单级压缩机适合在上游，三级压缩机可以布置在下游。

主机下游系统（如图5-2-2所示），情况则相反，在特定的时段内，每个蓄冰桶融冰量较多，而冷水机组效率有所下降。见表5-2-1的比较。

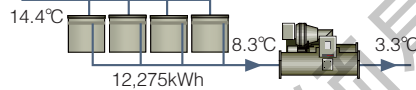


图5-2-2 蓄冰桶在冷水机组的上游

表5-2-1 蓄冰桶在冷水机组的上下游比较

比较项目	主机上游	主机下游
蓄冰桶数量相同	融冰总量低	融冰总量高
主机需供冷量	高	低
主机效率	高	低
建议冷水机组类型	螺杆机、涡旋机	离心机

由上表可见主机上游对主机效率虽然较高，但是主机的容量变大了，具体能耗是否减少需要经过计算。

现举例对比上下游的费用情况进行说明：

有一个2000RT项目，融冰时间10小时，白天的冷量为17500RTH。

冰槽在上游可用冰量为10000RTH，在下游可用冰量为8500RTH。

本项目白天电价0.8，夜间电价0.2。

运行费用 = 白天耗电量 × 白天电价 + 晚上耗电量 × 晚上电价

2. 三级离心可以实现大温差并联系统

串联系统比较容易实现大温差运行，其在系统能耗及初投资上都比较有优势；并联系统的温差主要受到主机的限制，单级压缩的效率受出口温度影响很大，出口温度不宜太低，不适合采用大温差的系统，而三级压缩的离心机本身效率就高，同时受出口温度影响小，

这使主机提供大温差成为可能(可以达到8-10度)，前面已经讨论过大温差并联系统中泵的能耗比串联系统更有优势，但并联大温差系统的主机出口温度比较低，故需要将主机与水泵组成的系统进行分析。

现以前面讨论的1000RT冷量的系统为例，(主机供冷600TON,冰槽供冷400TON)。

采用三级压缩主机的系统

三级压缩		串联系统大温差		并联系统大温差		并联系统常规温差	
水泵总功率		55.95		29.8		59.7	
主机的进出口温度		6.2-11		3-11		5-10	
功耗		主机	系统	主机	系统	主机	系统
主机部分负荷 功耗 (KW)	100%	379	435.0	406	435.8	386	445.7
	75%	274	330.0	283	312.8	276	335.7
	50%	189	245.0	192	221.8	188	247.7
	25%	130	186.0	131	160.8	130	189.7
	0%	0	56.0	0	11.19	0	22.4
系统功耗总计 (KW)		100%	1252	91%	1143	99%	1242
设备投资 (万元)		129.2	5.6	132.0	3.0	130.0	6.0
投资总计 (万元)		135		135		136	

备注：主机负荷为0表示单融冰工况，并联系统处于单融冰工况时只开融冰泵。

总结：

- 三级离心机组制冷量受出口温度的影响不大，所以上三种系统的初投资差别不大。
- 三级离心机组效率受出口温度影响较小，故主机出口温度对系统影响不大，在满负荷下常规温差的并联系统的能耗最高为445KW，大温差的并联系统与串联系统的能耗接近。但随着负荷的下降，水泵功率较小的系统就显出优势了。水泵功率最小的大温差并联系统在25%的负荷下，比串联系统节省24KW，在各种负荷下的能耗总值也最小。
- 对于三级离心机组来说，大温差并联系统为最优系统。

关于并联系统的说明

比较以上所有的系统，可以看出，虽然大温差并联系统的水泵总功耗最低，并且该系统在单融冰或单机供冷的时候可以少开一组泵，泵的能耗优势明显，但主机的出口温度比较低，这会引起主机能耗的上升，而导致整个系统能耗的增加。如采用性能较好的三级压缩主机，就能够将大温差并联系统中水泵的优势发挥出来，同时整个系统功耗达到最低。

3. 三级离心机上游布置可以实现主机优先

对于主机下游实现主机优先是较为常见的作法，如果主机上游要实现主机优先就会碰到一个问题：随着负荷的下降，主机的出口温度也会下降，从而影响主机的效率；单级压缩的主机效率因受出口温度的影响很大，一般是强烈推荐采用融冰优先的，这样可以主机的出口温度维持在一个比较高的水平，而如果实施主机优先，主机的出口温度会下降。

融冰优先		主机优先		负 荷 减 少 时	
主机	冰槽	主机	冰槽		
11℃	→6℃	→3℃	11℃	→6℃	→3℃
10℃	→6℃	→3℃	10℃	→5℃	→3℃
9℃	→6℃	→3℃	9℃	→4℃	→3℃
8℃	→6℃	→3℃	8℃	→3℃	→3℃

故此主机优先的缺点是会让主机的出口温度变低，但是其优点是可以让主机满负荷运行、设备的使用率高，故在初投资上较有优势，而结合前面的介绍三级压缩离心机具有对出口温度不敏感的特点，让主机优先更有经济上和效率上的优势。

4. 特灵的主机可以实现变流量控制

蓄冰设备实际上是一种高效的换热设备，不像冷水机组那样有控制中心来控制出水温度，因此蓄冰设备的放冷速度是靠流量变化来调节的，换言之，蓄冰设备采用的是变流量的调节方式。

在传统的蓄冰系统中，由于主机要求是定流量的，所以当蓄冰设备与双工况主机放在一起协同工作的时候，为了适应主机的工作特性，系统也必须采用定流量的调节方式。

串联系统采用定流量，乙二醇泵的能耗会增加，另外，定流量系统会有大量的高低温度混合，这样会浪费主机的能耗；并联系统主要靠流量来调节主机与冰槽的冷量分配，当主机处于定流量时是不能调节主机容量的，故只能采用主机优先的模式，需要采用将主机与冰槽的板换分开设置的双板换系统来解决。

特灵的主机(离心及螺杆机)采用先进的CH530的控制，可以接受每分钟30%(采用流量补偿卡时可达50%)的流量变化，这样主机就可以采用变流量的控制方式，当主机与冰槽都可以实现变流量，整个系统即可以采用变流量的控制方式，这使得系统控制更灵活、更节能。

虽然变流量控制会让控制系统复杂，但对于大项目来说，可以节省水泵的运行费用，而控制需要增加的成本相对较少，使得变流量具备经济意义。变流量系统将是今后的一个重要发展方向，在中国已经有越来越多的用户采用特灵的变流量系统及主机。

三级离心机蓄冰系统的总结

单级压缩主机在出口温度下降的时候，效率下降的很快，故常常变成系统内的主要矛盾，系统的设计需要围绕着主机的性能来进行设计，这让系统的设计受到很多限制而变得很单一。

三级压缩的离心式主机因其独特的性能，让蓄冰系统有更多的设备可以选择，重要的是它让更多的系统方案成为可能，比如串联系统主机下游布置、大温差并联系统、主机优先、主机变流量等，使得蓄冰系统的设计可以突破主机的限制，从而真正实现按照项目的需求来进行设计。这让系统更灵活，更节能。

六、附录

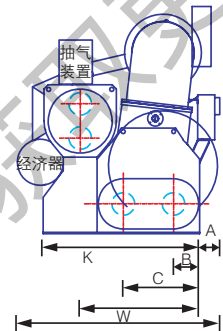
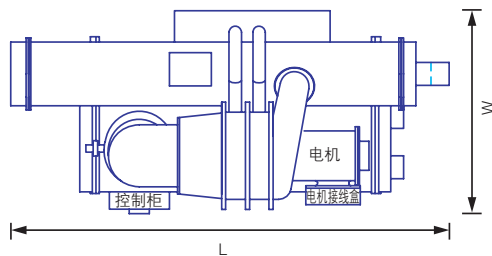
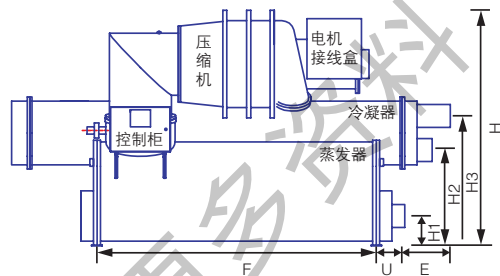
逐时冷负荷系数 K

时间	写字楼	宾馆	商场	餐厅	咖啡厅	夜总会	保龄球馆
1:00	0	0.16	0	0	0	0	0
2:00	0	0.16	0	0	0	0	0
3:00	0	0.25	0	0	0	0	0
4:00	0	0.25	0	0	0	0	0
5:00	0	0.25	0	0	0	0	0
6:00	0	0.50	0	0	0	0	0
7:00	0.31	0.59	0	0	0	0	0
8:00	0.43	0.67	0.40	0.34	0.32	0	0
9:00	0.70	0.67	0.50	0.40	0.37	0	0
10:00	0.89	0.75	0.76	0.54	0.48	0	0.30
11:00	0.91	0.84	0.80	0.72	0.70	0	0.38
12:00	0.86	0.90	0.88	0.91	0.86	0.40	0.48
13:00	0.86	1.00	0.94	1.00	0.97	0.40	0.62
14:00	0.89	1.00	0.96	0.98	1.00	0.40	0.76
15:00	1.00	0.92	1.00	0.86	1.00	0.41	0.80
16:00	1.00	0.84	0.96	0.72	0.96	0.47	0.84
17:00	0.90	0.84	0.85	0.62	0.87	0.60	0.84
18:00	0.57	0.74	0.80	0.61	0.81	0.76	0.86
19:00	0.31	0.74	0.64	0.65	0.75	0.89	0.93
20:00	0.22	0.50	0.50	0.69	0.65	1.00	1.00
21:00	0.18	0.50	0.40	0.61	0.48	0.92	0.98
22:00	0.18	0.33	0	0	0	0.87	0.85
23:00	0	0.16	0	0	0	0.78	0.48
24:00	0	0.16	0	0	0	0.71	0.30

双工况CVHE/6三级压缩离心式冷水机组性能参数及外形尺寸

型号	制冷量			满负荷耗电指标			启动	蒸发器				冷凝器			
	KW(RT)	KW(RT)	KW(RT)	kW/RT				电流	水流量	水压降kPa	管程数		水流量	水压降kPa	管程数
	空调	制冰-5.5℃	制冰-6.5℃	空调	制冰-5.5℃	制冰-6.5℃	A	m³/h	空调	制冰	管程数	m³/h	空调	制冰	管程数
420-379-305-560-T050S-500-I015S-500	1582(450)	938(267)	802(228)	0.743	0.862	0.904	606	291	103	111	2	334	57	58	2
480-379-317-560-T080S-560-T080L-630	1758(500)	1079(307)	958(273)	0.642	0.800	0.834	606	324	100	108	2	363	92	94	2
670-433-318-630-T080S-560-I080L-630	1934(550)	1525(434)	1408(400)	0.675	0.826	0.831	935	356	118	153	2	402	68	79	2
670-433-318-710-T080S-630-T080S-800	2110(600)	1317(375)	1200(341)	0.674	0.801	0.829	935	388	113	123	2	437	64	66	2
670-489-318-800-T080S-630-T080S-710	2285(650)	1532(436)	1419(404)	0.678	0.809	0.829	935	421	130	144	2	475	91	92	2
780-621-323-900-T080S-710-I080S-800	2461(700)	1851(527)	1732(493)	0.712	0.824	0.859	935	453	121	133	2	515	55	55	2
780-621-323-1000-T080S-710-I080S-800	2637(750)	1864(530)	1748(497)	0.718	0.849	0.866	935	485	137	152	2	552	63	63	2
920-621-317-1120-T142L-1080-T142L-980	2813(800)	2165(616)	1995(568)	0.663	0.802	0.824	935	516	109	115	2	581	93	94	2
920-621-317-1120-T142L-1080-T142L-980	2989(850)	2179(620)	2014(573)	0.658	0.796	0.818	1212	550	122	129	2	618	103	105	2
920-716-320-1250-T142L-1080-T142L-980	3164(900)	2263(644)	2125(604)	0.680	0.822	0.840	1212	582	135	145	2	657	115	117	2
920-716-318-1250-T142L-1080-T142L-980	3340(950)	2240(637)	2098(597)	0.674	0.806	0.806	1212	615	148	161	2	693	126	128	2
920-799-322-1250-T142L-1080-T142L-980	3516(1000)	2326(662)	2195(624)	0.692	0.817	0.834	1212	647	162	178	2	734	139	141	2
1067-892-323-1400-T142L-1220-T142L-1080	3868(1100)	2628(748)	2487(707)	0.690	0.816	0.831	1402	712	156	1771	2	807	136	138	2
1067-892-320-1400-T142L-1420-T142L-1420	4219(1200)	2518(716)	2357(670)	0.669	0.804	0.822	1402	776	151	165	2	877	106	109	2
1067-892-312-1600-T142L-1420-T142L-1420	4571(1300)	2452(698)	2244(638)	0.620	0.755	0.782	1402	841	174	193	2	938	119	122	2

空调工况：冷冻水进/出水温度为12/7℃，冷却水进/出水温度为32/37℃；制冰工况：冷却水进水温度为30℃，乙二醇25%。



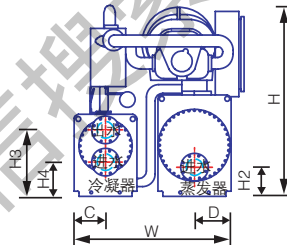
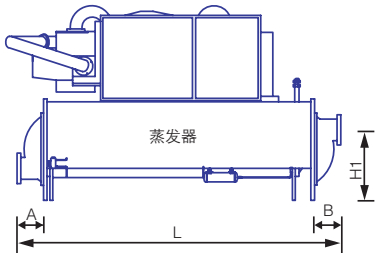
压缩机型号	筒体组合	抽管长度	L	W	H	A	B	C	D	K	E	U	F	H1	H2	H3
420	050SS	3600	4004	2090	2627	60	226	702	1226	1575	267	374	3430	391	762	1130
480-565	080SL	4800	5221	2435	3076	145	322	938	1468	1924	734	386	3430	368	1176	1596
670-780	080SS	3600	4073	2435	3044	145	322	938	1468	1924	413	386	3430	368	1176	1596
670-780	080SL	4800	5221	2435	3044	145	322	938	1468	1924	734	386	3430	368	1176	1596
920-1067	142LL	4800	5287	2980	3217	89	339	1033	1818	2294	457	425	4578	413	1213	1772

单位：mm

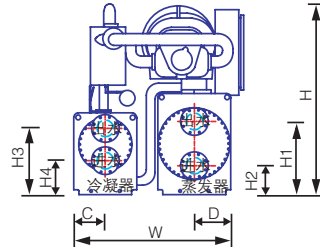
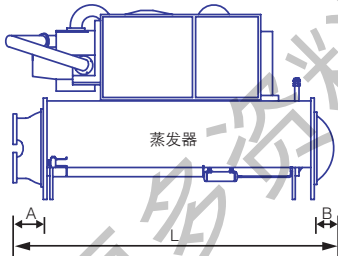
双工况RTHD螺杆式冷水机组性能参数及外形尺寸

型号	制冷量			满负荷耗电指标			启动	蒸发器				冷凝器			
	kW(RT)	kW(RT)	kW(RT)	kW/RT				电流	水流量	水压降kPa	管程数	水流量	水压降kPa		管程数
	空调	制冰-5.5℃	制冰-6.5℃	空调	制冰-5.5℃	制冰-6.5℃	A						m³/h	空调	
B2B2B2	527(150)	355(101)	337(96)	0.668	0.965	1.010	391	97	40	39	3	109	29	29	2
C1D5E4	703(200)	468(133)	445(127)	0.682	0.954	0.997	456	129	50	49	3	146	39	39	2
C2D3E3	879(250)	556(158)	528(150)	0.655	0.927	0.970	456	162	40	38	3	181	33	34	2
D1F1F2	1055(300)	679(193)	645(184)	0.635	0.905	0.946	711	194	50	48	3	216	47	48	2
D3F2F3	1231(350)	791(225)	754(214)	0.627	0.890	0.930	711	227	59	58	3	251	54	55	2
E3G2G1	1406(400)	911(259)	851(242)	0.639	0.893	0.950	711	259	94	96	4	288	57	58	2

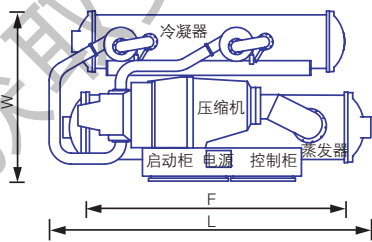
空调工况：冷冻水进/出水温度为12/7℃，冷却水进/出水温度为32/37℃；制冰工况：冷却水进水温度为30℃，乙二醇25%。



蒸发器三回程



蒸发器二（四）回程



单位：mm

机组型号	蒸发器回程	抽管长度	L	W	H	A	B	C	D	H1	H2	H3	H4	F
B2B2B2	3	2743	3210	1634	1849	240	240	292	580	726	351	622	317	2730
C1D5E4	3	2743	3313	1717	1937	260	261	318	503	765	378	692	324	2730
C2D3E3	3	2743	3313	1717	1937	260	261	318	503	765	378	692	324	2730
D1F1F2	3	3200	3736	1717	1937	272	272	318	503	722	290	692	324	3194
D3F2F3	3	3200	3736	1717	1937	272	272	318	503	722	290	692	324	3194
E3G2G1	4	3302	3774	1771	2033	310	235	373	503	861	289	739	371	3289

单位：mm

中国地区部分应用实例

项目名称	地点	机组设备及冷量
富尔达全息科技	深圳	1x800(CVHG)
新世界商务中心	深圳	3x800(CVHG)
日照舒斯贝尔新天地	日照	2x500(CVHG)+1x200(RTHD)
中国国际贸易中心1期	北京	2x500(CVHG)
中国国际贸易中心2期	北京	2x1200(CVHG)
中国国际贸易中心3期	北京	4x900(CVHG)+3x1100(CVHG)
北京利星行广场	北京	2x800(CVHG)+1x400(CVHE)
上海中环凯旋华庭	上海	3x800(CVHG)+1x300(RTHD)
常熟新世电子	常熟	2x1067(CVHG)
昆山雅博电子	昆山	2x300(RTHD)
阳光100	北京	3x780(CVHG)
华联大西洋新城	北京	2x1067(CVHG)
裕隆酒店	北京	1x1067(CVHG)+2x600(CVHG)



深圳新世界商务中心



日照舒斯贝尔新天地



北京利星行广场



Trane
A business of American Standard Companies
www.trane.com

For more information, contact your local district office

Literature Order Number RF-APG002-ZH

Date February 2007

Supersedes New

Stocking location Shanghai

特灵公司产品不断改进求新，本文件数据如有变动，恕不另行通知。
欢迎垂询特灵当地办事处，获得本手册中所示产品的最新数据以及未列出的其它各类特灵产品的信息。