



EarthWise™ System

大温差系统

中央空调节能系统设计指南(一)



前言

2005年，我国GDP按照现金汇率计算，相当于美国的1/8，但是消耗的电力是美国的一半。我国消耗的电力比日本还要多，但GDP只相当于日本的1/3强。

目前，我国已有房间空调器1亿台，商用空调120万套，空调能耗已占全国耗电量的15%左右。夏季用电高峰时，空调用电量甚至达到城镇总用电量的40%。

“绿色建筑”，“可持续发展”，“环保”，“节能”……这些名词已经不断地出现在媒体上，相应的国家规范也陆续推出，如：

《公共建筑节能设计标准》GB 50189-2005；

《房间空气调节器能效限定值及能源效率等级》GB120213-2004

《单元式空气调节机能效限定值及能源效率等级》GB19576-2004

为什么大温差的空调系统越来越受到欧美设计顾问的青睐？大温差是一个减少空调系统投资，降低能耗的先进观念。上世纪90年代，西方很多空调设计顾问对大温差的冷水系统进行了深入研

究并付诸实践，在项目的设计中采用了大温差系统。在一些专业刊物中，已经对利用大温差实现节省初投资，降低运行费用有了充分的论述。如在1999年1月HPAC杂志“优化冷水机房”(David W. Kelly)一文中，就提到了用大温差来降低运行费用，减少初投资。

我们还记得十几年前笨重的大哥大，到现在所使用的精巧手机，技术的进步带来了芯片处理能力的提高，能耗的降低。同样在空调系统中，大温差低流量可以为我们实现低能耗，低初投资的目标，并且可以节省宝贵的空间。



一、为什么要大温差

大温差的目的是优化空调系统各设备间的能耗配比，在保证舒适度的前提下减少冷量输配的能耗，或是减少冷却塔和末端空调箱的能耗，同时降低系统初投资。大温差可以在冷水侧或冷却水侧实现，也可以在空气侧实现。

在过去的30年中，随着冷水机组的技术改进和机载控制技术的革新，冷水机组的单位冷量能耗大大下降，目前冷水机组的最高效率为0.45kW/Ton或COP为7.8 (Trane公司生产的 R123离心式冷水机组, ARI额定工况)。根据图1-1所示的冷水机组的效率进步曲线，当效率接近卡诺循环这一极限，即COP接近8.33时，机组的材料成本将会剧增，其原因在于，为了使效率得到微小的提高，不得不在换热器中增加很大的传热面积。因此，即使机组效率可以继续提高，其代价也是十分高昂的。

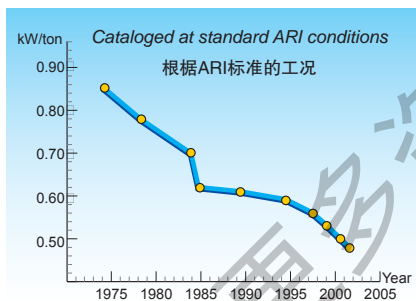


图1-1 冷水机组的效率进步

因此我们把目光转向系统，如图1-2所示，在70年代，一个普通冷站的年度能耗中，冷水机组所占的比例为73%，冷水泵和冷却水泵所占的能耗为18%，冷却塔所占的能耗为9%。而当今（2000's）的冷水机组，其年运行能耗已大大下降，仅占机房年能耗58%，而冷水泵和冷却水泵（占26%）以及冷却塔（占16%）的能耗所占比例上升了。其实水泵和冷却塔的效率并没变差，只是在机房总能耗中的比例上升了。

把70年代冷水机房与现在机房的能耗进行比较，无论是满载还是部分负荷，当今机房内水泵、冷却塔的装机容量所占的百分比都高于70年代，详见图1-3。与冷水机组配套的水泵、冷却塔是否还有进一步下降能耗的可能？答案是肯定的。实施大温差可以有效地优化系统，达到运行节能的效果，它不是着眼于系统中的某一设备，而是作通盘的考虑，追求系统总效率的提升和初投资的降低。

考虑冷量计算的基本公式， $Q=mCp\Delta T$ 。假定比热Cp为常数。为保持冷量Q不变，既可以通过提高水的流量m减小温差 ΔT 来实现，也可以降低水的流量增大温差。这意味着既可以增加水泵耗功减少机组耗功，亦可相反，但两条道路的总耗功并不一定相同。

为了理解大温差系统在运行上的低能耗特点，我们选择一个1800冷吨（6329kW）的酒店空调系统来分析。该酒店位于上海，全年空调运行时间为5月至11月。

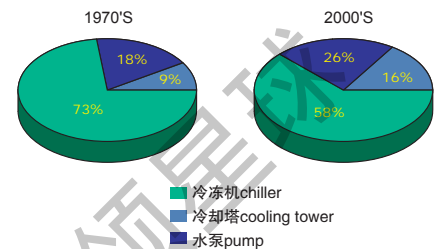


图1-2 70年代与当今冷水机房年能耗

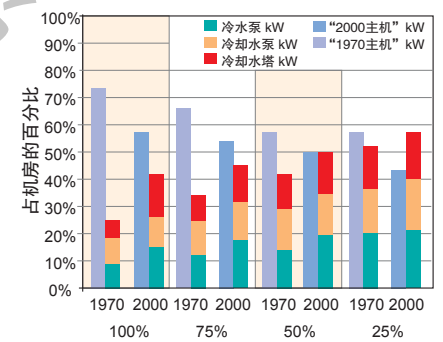


图1-3 70年代与2000年机房冷却塔，水泵，冷水机组在各负荷段的能耗对比

方案1为常规温差，冷水侧7-12℃冷却水侧32-37℃，其配置如下：

冷水机组：三台600冷吨(2110kW)离心机，效率为0.589 kW/Ton或COP为5.97

冷水泵：四台(三用一备)，单台流量为100 l/s，扬程320kPa，功率 55 kW

冷却水泵：四台(三用一备)，单台流量为119 l/s，扬程280kPa，功率 55 kW

冷却塔：八台，每台功率为11 kW(采用CTI认证的某品牌15227型号)

方案2为大温差，冷水侧5-13℃冷却水侧32-40℃，其配置如下：

冷水机组：三台600冷吨(2110kW)离心机，效率为0.627 kW/Ton或COP为5.61

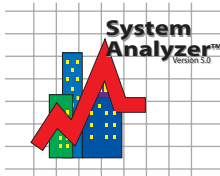
冷水泵：四台(三用一备)，单台流量为63 l/s，扬程320kPa，功率 37 kW

冷却水泵：四台(三用一备)，单台流量为75 l/s，扬程280kPa，功率 37 kW

冷却塔：六台，每台功率为11 kW(采用CTI认证的某品牌15227型号)

一、为什么要大温差

采用System Analyzer 进行系统全年运行模拟分析，计算全年主机水泵和冷却塔的运行能耗。System Analyzer™是基于DOE-II 计算技术开发的能耗模拟分析软件，可分析不同操作条件下空调系统的能耗。版权归特灵所有。



由此可见，采用大温差以后，冷却塔的年能耗从413,643kWh降低到315,656 kWh，降低23.7%；水泵的年能耗从1,146,564kWh降低到719,955 kWh，降低37.2%；

冷水机组的年能耗从3,023,734kWh上升到3,232,945kWh，增加6.9%。

以上三项汇总，年冷水机房总能耗从4,583,941kWh降低到4,268,556kWh，降低6.9%。参见图1-5。

从上述模拟结果看，大温差系统意在让冷水机组承受相对严苛的工况来使系统的其它部份诸如水泵、冷却塔的能耗得以降低，从而达到系统运行节能的目的。

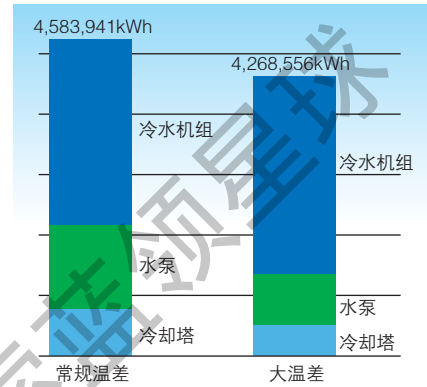


图1-5 常规温差和大温差冷水机房年能耗比较

根据系统模拟运行，在常规温差和大温差条件下每个月的能耗如下图：

图1-4 常规温差和大温差配置下冷却塔，水泵和冷水机组的逐月能耗及汇总

常规温差机房年能耗					大温差机房年能耗				
	冷却塔 kWh	水泵 kWh	冷水机组 kWh	总耗电 kWh		冷却塔 kWh	水泵 kWh	冷水机组 kWh	总耗电 kWh
一月	0	0	0	0	一月	0	0	0	0
二月	0	0	0	0	二月	0	0	0	0
三月	0	0	0	0	三月	0	0	0	0
四月	0	0	0	0	四月	0	0	0	0
五月	49,263	136,189	337,080	522,532	五月	37,543	85,517	361,581	484,640
六月	70,846	195,858	506,298	773,002	六月	53,991	122,984	541,519	718,494
七月	76,613	211,800	620,224	908,637	七月	58,386	132,994	662,275	853,655
八月	76,613	211,800	607,085	895,498	八月	58,386	132,994	648,162	839,542
九月	66,247	183,142	497,291	746,680	九月	50,486	114,999	531,720	697,206
十月	42,206	116,680	280,259	439,144	十月	32,165	73,266	300,831	406,262
十一月	31,855	91,097	175,497	298,449	十一月	24,699	57,202	186,856	268,757
十二月	0	0	0	0	十二月	0	0	0	0
总计	413,643	1,146,564	3,023,734	4,583,941	总计	315,656	719,955	3,232,945	4,268,556

二、低温低流，使表冷器更冷

冷水的供回水温度和温差的设定要兼顾到冷水机组和末端表冷器的换热效率。

2.1 冷水侧或蒸发器侧大温差

冷水侧或蒸发器侧大温差实现的关键是冷水机组和末端。冷水机组要求能提供低于常规的冷水出水温度，如6℃，5℃，4℃等。毫无疑问，现在的

冷水机组不但能够生产低温水，甚至可以制冰（乙二醇介质）。见图2-1：

通过上面的选型报告，我们相信现代的技术已完全有能力提供冷水侧低温出水，冷却水侧高温出水的大温差机组。那么末端的表冷器是否能够在低流量，低温供水的工作下实现大温差换热来响应冷水机组的大温差呢？

2.2 使表冷器更冷

根据实验验证，冷水侧的大温差应该是朝着低温的方向发展，使表冷器更冷。更低的冷水温度可以增加表冷器换热时冷水与空气间的对数温差，虽然大温差形成的低流量会降低表冷器的换热系数，但总体上，末端表冷器的换热量会增加，因为对数温差增加引起的换热量增加大于流量减少导致的换热量减少。换言之，合理配置低温低流，换热充分的末端表冷器在大温差工况下不但不会增加投资，而且可以降低投资。



德克萨斯州实验室的Don Fiorino 经过实验发表一篇论文，以描述表冷器的换热现象：当表冷器水流量达到100%时，表冷器换热量为100%。若水流量降到50%时，表冷器的换热量却仍可以达到80%，此时表冷器的水力压降为满流量压降的25%。而系统在运行时，80%部分负荷出现的机会相当多。

Evaporator Information	
Evap leaving temp	3.00 °C
Evap flow rate	66.9 l/s
Evap entering temp	13.00 °C
Evap flow/capacity	0.0238 l/s/kW
Evap water box type	non-marine
Evap pressure drop	15.9 kPa
Evap fouling factor	0.017610 m2-deg °C/kW
Evap fluid type	water
Evap fluid concentration	N/A
Evap water box pressure	150 psin evap.water pressure
Evap min flow rate	47.3478 l/s

Condenser Information	
Cond entering temp	32.00 °C
Cond flow rate	63.5 l/s
Cond leaving temp	45.00 °C
Cond flow/capacity	0.0226 l/s/kW
Cond water box type	non-marine
Cond pressure drop	18.2 kPa
Cond fouling factor	0.044025 m2-deg °C/kW
Cond fluid type	water
Cond fluid concentration	N/A
Cond water box pressure	150psig cond.water pressure

图2-1 三级离心机的3/13℃冷水侧(蒸发侧)和32/45℃冷却水侧(冷凝侧)的报告

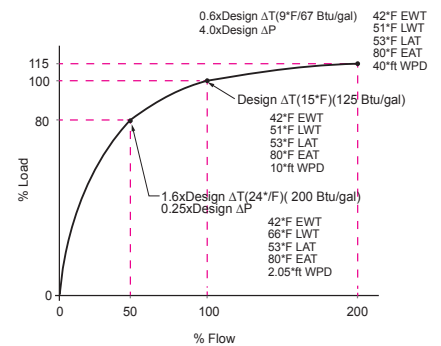


图2-2-1 表冷器换热量与水流量关系

二、低温低流，使表冷器更冷

我们再对一个4排管表冷器的换热量进行不同工况下的运行对照。在进风干球温度27℃，湿球温度19.5℃的条件下，大温差工况下表冷器的换热量比常规温差工况下的换热量增加了20%。换言之，末端在需求的冷量相同的情况下，大温差条件下可以允许选用较小的空调箱。详见右图2-2-2。

图2-2-2 大温差与常规温差表冷器换热量对比

机组型号	进水温度 (°C)	出水温度 (°C)	温差 (°C)	全热 (kW)	机外余压 (Pa)	电机功率 (kW)	盘管水压降 (kPa)	水流量 (l/s)
040	5	13	8	274	250	15	72.10	8.18
040	7	12	5	229	250	15	55.00	10.93

注：1. 冷量是以进风干球温度27℃，湿球温度19.5℃为基础
2. 机组包括风机，盘管段和板式过滤段；
3. 盘管选用4排120片。

在低温低流下冷量的增加也得益于表冷器盘管内扰流的形成。通常，流量减少会使流体在管内的扰动减少，管内流动从紊流向层流变化，这时，在管内设置的扰流器会使水流增加扰动，提高换热系数，如图2-2-3所示。

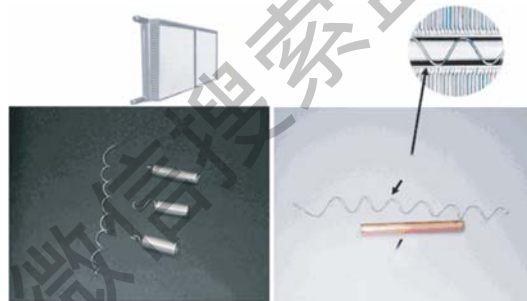


图2-2-3 管内的扰流器

对于风机盘管在大温差条件下的换热表现，利用图2-2-4的实验数据同样能证明在大温差工况下，该型号风机盘管冷量衰减0.8%，几乎和原来相等（ARI允许误差5%），这就为业主或设计师在选用大温差系统时，免除了增加末端风机盘管投资的顾虑。

图2-2-4 风机盘管在常规温差和大温差下的换热（HFCF04,12片/英寸，低静压）

进水温度 °C	出水温度 °C	温差 °C	干盘管风量 m³/h	湿盘管风量 m³/h	冷量 W	水流量 m³/h	进风干球温度 °C	进风湿球温度 °C	出风干球温度 °C	出风湿球温度 °C
5	13	8	655	621	4066	0.45	27	19.5	13.5	12.7
7	12	5	655	623	4101	0.72	27	19.5	14.0	12.9

三、高温低流，使冷却塔更热

冷却水侧实现大温差的关键是冷水机组和冷却塔。冷却塔选型的主要参数为水流量G，进入冷却塔的热水温度HWT，离开冷却塔的冷水温度CWT，以及环境湿球温度WBT。

3.1逼近度Approach

离开冷却塔的逼近度Approach是冷水温度CWT与环境湿球温度WBT的差值。比如，上海夏季的室外空调计算湿球温度为28.2℃，如果离开冷却塔的冷水温度为32℃，那么，逼近度Approach=CWT-WBT=32-28.2=3.8℃。

如果环境的湿球温度是“驱动力”，那么离开冷却塔的冷却水温度就是“结果”。逼近度体现了冷却塔换热过程中的“驱动力”与产生的“结果”之间的关系。在一定的地域，设置较小的逼近度可以提供较低的冷却塔出水温度，但前提是选用较大规格的冷却塔和冷却塔风扇，这样冷却塔的初投资和运行费用都会增加，占地面积也会增加。

3.2冷却塔的进出水温差Range

提高冷却塔的进水温度拉大进出水温差，可以降低冷却塔的初投资和运行费用，但会使冷水机组的运行效率变差。那么温差应该设定在多少才比较经济呢？从系统角度出发，提高冷却塔进水温度、尽量扩大温差，可以降低初投资和冷却水系统的能耗。



图3-1-1 逆流式冷却塔



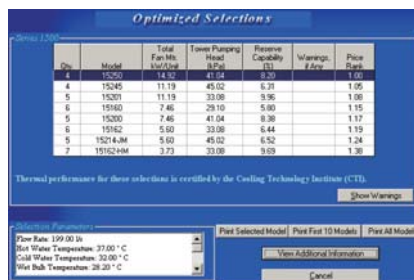
图3-1-2 横流式冷却塔

3.3使冷却塔更热

较大的温差使得冷却水系统的综合效率提高。从常规的5℃(32/37℃)提高温差到7℃(32/39℃)或8℃(32/40℃)，将提高冷却塔的换热效率，降低冷却塔和冷却水泵以及相应管路系统的初投资。

例：1000RT冷水机组排热在常规工况下：

- 流量G: 199 l/s
 - 热水温度 HWT: 37℃
 - 冷水温度 CWT: 32℃
 - 湿球温度 WBT: 28.2℃
- 某国际品牌冷却塔厂商提供的CTI



Qty	Model	Total Fan Hrs. (hr/yr)	Tower Pumping Head (ft)	Reverse Capacity (T)	Warnings / Fan	Price Range
4	15245	11.19	45.02	6.31		1.05
5	15201	11.19	33.08	9.96		1.08
6	15160	7.46	29.10	5.60		1.15
5	15200	7.46	41.04	9.30		1.17
6	15162	5.60	33.08	6.44		1.19
5	15214-M	5.60	49.02	6.52		1.24
7	15162-4M	3.73	33.08	9.69		1.30

图3-2-1 常规工况下冷却塔选型结果

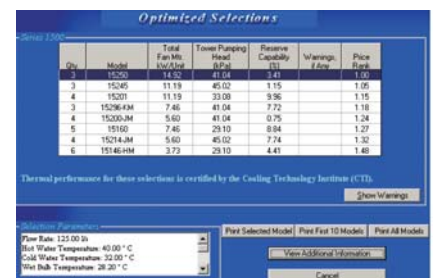
认证的电脑选型软件输出结果如图3-2-1：

选择型号为15250的冷却塔4台，单台功率14.92kW总功率59.68kW，有8.2%的冗余。

同样的1000RT冷水机组排热量在大温差的工况下：

- 流量 G: 125 l/s
- 热水温度 HWT: 40.00℃
- 冷水温度 CWT: 32℃
- 湿球温度 WBT: 28.2℃

再经过CTI认证的电脑选型，结果如图3-2-2：



Qty	Model	Total Fan Hrs. (hr/yr)	Tower Pumping Head (ft)	Reverse Capacity (T)	Warnings / Fan	Price Range
3	15245	11.19	45.02	1.15		1.05
4	15201	11.19	33.08	9.96		1.15
3	15296-4M	7.46	41.04	7.72		1.18
4	15200-M	5.60	41.04	0.75		1.24
5	15160	7.46	29.10	0.84		1.27
4	15214-M	5.60	45.02	7.74		1.32
6	15166-M	3.73	29.10	4.41		1.40

图3-2-2 大温差工况下冷却塔选型结果

我们发现，如果我们还是选用先前在常规温差下所选的冷却塔型号15250，则所需的冷塔数量从四台减少为三台，3.41%的冗余。结论是：冷却水侧的大温差使所需的冷却塔台数少了、因此使得占地面积更小、总价更低，耗电更低。

四、水泵和管路系统的运行费用与造价

4.1 水泵

大温差低流量可以让设计师选用较小的水泵，从而使得投资与运行费用减少。无论在冷水侧或是在冷却水侧，较小的水泵在部分负荷时的节能会比常规温差更有优势。如下图4-1所示。

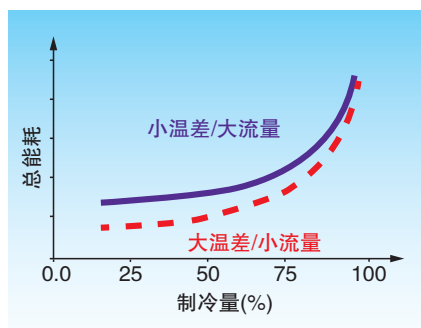


图4-1 水泵在部分负荷下的节能效果

4.2 管路系统

一个工程中一般有多种管径的管道，下表列出了不同冷量下5℃温差与8℃温差的冷水管管径(在经济流速下)和保温厚度，来评估初投资的节省。

表4-2-1 5℃温差时水管及保温的价格估算

冷量(RT)	1800	1000	600	300	100	50	20	10
流量(m ³ /h)	1090.4	605.8	363.5	181.7	60.6	30.3	12.1	6.1
流速(m/s)	2.4	2.3	1.65	1.55	1.4	1	0.95	0.8
管子尺寸	377x10	325x10	273x8	219x6	133x4.5	DN100	DN65	DN50
单位重量(T/m)	0.1019	0.7772	0.0519	0.0313	0.0142	0.0108	0.0066	0.0048
主材单价(元/m)	688	443.8	298.7	155.9	75.8	52.3	31.6	23.3
辅材单价(元/m)	206.4	133.1	89.6	46.8	22.7	15.7	9.5	7
保温厚度	50	50	45	45	45	40	40	40
保温价格(元/m)	44.9	35.3	27	22.4	15.1	11.6	8.7	7.5
小计(主材+辅材+保温)(元/m)	939.2	612.2	415.2	225.1	113.6	79.6	49.8	37.8

沿用在第1章节中所举的例子，我们可以通过模拟计算的结果（图1-4常规温差和大温差配置下冷却塔，水泵和冷水机组的逐月能耗及汇总）来验证大温差工况下水泵在部分负荷时，令机房总能耗下降。

大温差实现了低于《公共建筑节能设计标准》GB 50189-2005第5.3.27规定的输送比ER，规范给定如下：

空气调节冷热水系统的输送能效比(ER)应按下式计算，且不应大于表中的规定值。

$$ER = 0.002342H / (\Delta T \cdot \eta)$$

式中 H—水泵设计扬程 (m)

ΔT —供回水温差 (°C)

η —水泵在设计工作点的效率 (%)

表4-1 空气调节冷热水系统的最大输送能效比 (ER)

管道类型	两管制热水管道			四管制热水管道	空调冷水管
	严寒地区	寒冷地区/夏热冬冷地区	夏热冬暖地区		
ER	0.00577	0.00433	0.00865	0.00673	0.0241

注：两管制热水管道系统中的输送能效比值，不适用于采用直燃式冷热水机组的空气调节热水系统。

四、水泵和管路系统的运行费用与造价

表4-2-2 8℃温差时水管及保温的价格估算

冷量(RT)	1800	1000	600	300	100	50	20	10
流量(m ³ /h)	681.5	378.6	227.2	113.6	37.9	18.9	7.6	3.8
流速(m/s)	2.6	2.1	1.9	1.8	1.25	1.05	1	0.8
管子尺寸	325x10	273x8	219x6	159x4.5	DN100	DN80	DN50	DN40
单位重量(T/m)	0.0772	0.0519	0.0313	0.017	0.0108	0.0077	0.0048	0.0038
主材单价(元/m)	443.8	298.7	155.9	91.1	52.3	37.2	23.3	18.3
辅材单价(元/m)	133.1	27	22.4	17.3	11.6	9.6	7.5	5.5
保温厚度	50	45	45	45	40	40	40	35
保温价格(元/m)	35.3	27	22.4	17.3	11.6	9.6	7.5	5.5
小计(主材+辅材+保温)(元/m)	612.2	415.2	225.1	135.8	79.6	57.9	37.8	29.3
大温差节省%	35%	32%	46%	40%	30%	27%	24%	22%

由上述计算可以确定在不同的冷量下大温差系统所节约的管路费用在22%–46%之间，平均为30%。对于不同的项目，不同管径的管道所占的比例各不相同，平均节省的费用约在25–35%之间。

备注：

1. 钢材价格按《上海建设工程与价格信息》2006年5月数据计算。

钢材价格信息	单价(元/T)	钢材价格信息	单价(元/T)
无缝钢管377×10	6400	无缝钢管159×4.5	4980
无缝钢管325×10	5750	无缝钢管133×4.5	4800
无缝钢管273×8	5750	镀锌钢管DN<100	4800
无缝钢管219×6	4980	镀锌钢管DN100	4850

2. 辅材价格按主材的30%计算

3. 保温按600元/M³计算，保温的厚度根据《公共建筑节能设计标准》GB50189–2005附录C建筑物内空气调节冷热水管的经济绝热厚度标定。

五、空气侧的大温差，低温送风应用

较低的冷水温度有利于空气离开表冷器时产生较低的露点温度，这样可以比传统的7°C/12°C冷水系统提供更低的送风温度，在空气侧实现较小的风管、占用较小的吊顶空间、降低建筑高度并节省投资。

在舒适空调中，我们推荐在空气侧设计大温差，但是工业应用中某些行业如电子工业，医药生产等有洁净度或恒温恒湿要求的场所，空气侧的温差应根据洁净度的要求或房间内的空调精度来确定，温差通常较小。但是，这并不影响在冷水侧和冷却水侧实现大温差，水侧大温差在这些行业中的应用同样能够取得投资下降和运行节能的效果。

5.1 低温送风

通常设计师们总是选择冷冻水出水温度7°C，送风温度13-15°C，这样的设计参数可以保证系统的正常运行。

若加大进出水温差，可以直接减少水管的材料成本；同时水泵的功率也会相应降低，供电系统配线的成本得以减少。一个成功的空调系统设计在确保舒适的前提下，也必须重视成本的节约。

低温送风是指空调区域的送风温度低于9°C。通常在7至9°C之间，但是也存在送风温度为5.5°C的应用。一个成功的系统应用应该能够根据不同的需求方便地实现调节。低温送风的基础是在满足显热量需求的前提下有效地减少送风量。如表5-1所示，只需将常规的12.8°C送风温度降低到7.2°C，就可以减少30-40%的送风量。

5.2 低温送风的优点

减少送风量具有许多优势，如：减少原材料和施工成本、改善空调系统舒适度、降低噪音和提升室内空气品质。因不同的项目应用而异，也有可能节省运行费用。

- 紧凑的空气处理机组

紧凑的机组可减少安装空间，节约出来的空间可用于减少室内噪音或直接出租赢利。采用低温送风系统能节省多少空间呢？对于常规送风温度12.7°C、送风量58584m³/h的空气处理机组，若改用7.2°C的送风温度，送风量仅需35506m³/h。当盘管迎面风速为2.54m/s时，盘管面积可由超过5.58m²减少至3.72m²。

- 紧凑的VAV末端
占用空间小，易于安装，运行更安静。
- 紧凑的风管系统
节省风管材料，便于安装，空间利用率高。同时可以选用圆形风管，安装更为简化。
- 减少建筑物层高
得益于紧凑的风管系统，多层建筑的玻璃和钢材等材料成本可以减少，甚

至有可能在楼宇高度不变的条件下增加一个楼层用于经营。

- 降低风机功耗

减少了电气安装部分的成本，降低了设备的运行费用，也降低了风机产生的噪音。

低温送风系统的优势在于可以在满足显热量需求的前提下有效地减少送风量。为了在低温送风系统中保持合适的风量，许多设计师在系统内设置了带风机加压的变风量(VAV)末端装置。这种设备可以进一步减少建筑物的电力消耗，原因是空调系统的总电流减小了。它的好处不仅仅限于空调系统的空气侧，同时也减小了冷冻水流量。表5-2-2中的数据取自美国丹佛市的一幢六层办公楼，从中可以看到低温送风对供电系统产生的实际正面效果。

表5-1 空气侧设计比较（同等冷量）

	常规送风	低温送风
送风	12.8°C	7.2°C
室内设定温度	23.9°C	25.5°C
室内空气相对湿度	55-60%	40-45%
送回风温差 T	11.1°C	18.3°C
根据显热量决定的送风量	267m ³ /h/kW	162m ³ /h/kW

表5-2-1 送风机比较（同等冷量）

	12.8°C	7.2°C
送风温度	12.8°C	7.2°C
送风量	58584m ³ /h	35506m ³ /h
总静压	1016Pa	1016Pa
输出功率	37.9HP	23.0HP
电机规格	40HP	25HP

表5-2-2 电力系统配置比较

	常规温度	低温送风
系统组成	12.8°C	7.2°C
空气处理机组	171.3kW	120.1kW
VAV末端	-kW	17.0kW*
水泵	11.3kW	6.5kW
冷水机组	135.0kW	144.0kW
总功率	317.6kW	287.6kW
		节省10%

五、空气侧的大温差，低温送风应用

5.3室内环境

低温送风系统的优点还包括更优良的室内空气品质和舒适度。这些改善得益于空调环境的相对湿度由12.8℃送风时的55-65%减小到7.2℃送风时的40-45%。显然较低的相对湿度可以有效地抑制真菌和霉菌的生长，地毯、家具和其它建筑材料都可以使用更长时间，霉味也更少。

低温送风对舒适感的正面效应来源于日常体验：由于周围空气的得热量小，房间温度的设定值可以适当调高。一方面着装多的人由于房间内相对湿度的降低而感觉舒适，另一方面着装少的人希望房间温暖一些。

在任何建筑中，无法控制的冷凝水都将成问题。墙体、静压箱、风机房或其它区域中多余的冷凝水都将导致真菌和霉菌的滋生，产生室内空气品质方面的问题。

低温送风可以有效地解决多余冷凝水的问题。向空调区域输送7-9℃的低温空气可以显著地降低室内空气的露点温度；低温送风系统可使室内的相对湿度控制在40-45%，冷凝水随之减少。当然，为了实现这一优势，送风区域必须在湿度受控的区域之内，否则该空调区域必须采取彻底的隔热措施。

当有空气泄漏进来时，湿度控制就很难实现了。室内保持轻微的正压有助于控制空气湿度，而允许少量干空气通过浴室和墙缝排至空调区域以外。利用空调区域内热比TR (THERMAL RATIO) 的变化，也可以说明低温送风的房间更干燥的特点：

$TR = (\text{环境露点温度} - \text{送风干球温度}) / (\text{环境干球温度} - \text{送风干球温度})$

如常规送风工况：

环境干球温度：23.9℃，相对湿度：58%
环境露点温度：16.7℃，送风干球温度：12.8℃
 $TR = (16.7^\circ\text{C} - 12.8^\circ\text{C}) / (23.9^\circ\text{C} - 12.8^\circ\text{C}) = 0.35$

低温送风工况：

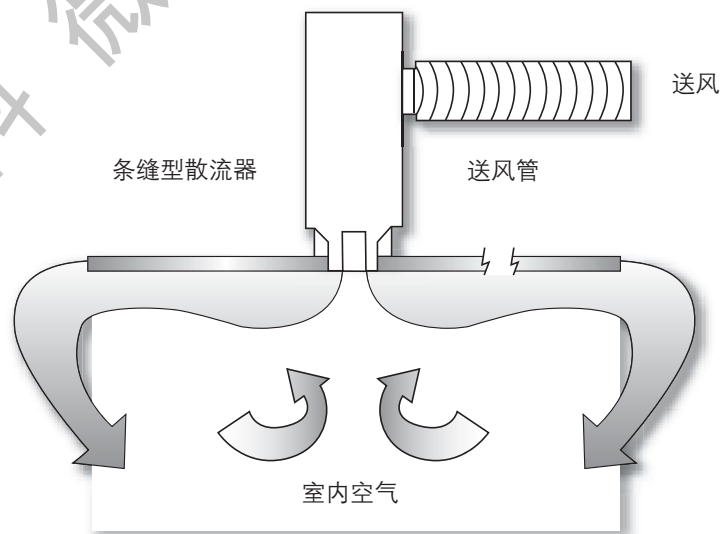
环境干球温度：25.6℃，相对湿度：43%
环境露点温度：12.2℃，送风干球温度：7.22℃
 $TR = (12.2^\circ\text{C} - 7.22^\circ\text{C}) / (25.6^\circ\text{C} - 7.22^\circ\text{C}) = 0.27$

低温送风的TR=0.27小于常规送风的TR=0.35。在设计低温送风系统时，设计师通常采用以下两种方法来保证使用时的舒适性：

采用诱导型散流器可以诱导室内空气向送风散流器流动。它同时通过改善室内空气流动和送风的行程进一步提升了低温送风的效果。例如：一个条缝型散流器每送风1m³/h就带动1m³/h的室内空气形成二次循环。

采用诱导型散流器时，低温送风动量（质量流量×流速）的提高会增加送风行程或产生柯恩达效应（参见图5-3），改良的性能给散流器提供了更广的选择范围。

风机加压VAV末端装置也可以避免低温送风至空调区域。在大型会议室或其它定风量应用的场所，应该选用串联式风机加压VAV末端装置。



注意：在低温送风系统中采用非诱导型散流器（如：孔板或同轴栅格）时效果会较差。如果使用这种类型的散流器，必须结合散流器和风机加压VAV末端装置，使室内空气和低温的送风在天花板上方混合。

图5-3 柯恩达效应

六、结语 常见问题

6.1 结论

要提高空调系统的效率，传统的做法是致力于每个部件，而本文所讨论的方法则注重于整个冷水系统。一些实例表明，最优运行工况不一定就是目前的标准设计工况。对于不同的系统，最优运行工况点也可能不同，具体取决于所选取的设备、项目的负荷以及环境状况等。本文在附录中提供了从冷水机组到末端包括组合式空调箱CLCP，吊顶式空调箱LWHA，空气处理机组LPCQ和风机盘管HFCF的大温差参数：冷水侧5-13℃，冷却水侧32-40℃。

如果机组能在宽广的温度范围内运行，低流量系统既可以节省初投资，又可以节约运行费用。由于所配套的冷却系统(冷却塔、水泵及管路)相应较小，该系统不但适合新建建筑，同时适合于已有项目的冷量扩容。冷水系统的优化运行具有很大的节能潜力。然而，要实现真正的优化，需要能在宽广的温度范围内运行的机组。大温差实现了初投资的降低和运行能耗的降低；同时冷却塔、水泵、管路系统的节约可以使得空间利用效率提高，同样的冷量下，流量更小，输送能效比更优，噪声更低，相对湿度更低。

在大温差设计的基础上，使系统运行按照负荷特性进一步节能，还有很多方法可以向广大设计人员和用户提供：

冷却水温度的优化——可以使冷水机组和冷却塔的综合能耗降低；

蒸发侧一次泵变流量——水泵和冷水机组一样，能在较宽的范围内加载或减载，使部分负荷的能耗下降；

冷却水侧的热回收——高达100%的离心机双冷凝器热回收系统等等.....



图 6-1

6.2 常见问题

大温差会引起空调箱表面结露？

水侧大温差要求冷水侧的供水温度低于常规的温度，空调箱的表面温度取决于表冷器下游的空气温度。如果仅仅设计水侧大温差，那么，空调箱选型时的风量可选大一些。送风温度高一些。反之，空气侧设计大温差，风量可选小一些，送风温度低一些。

空调箱表面温度若低于环境露点温度，会产生结露现象，见图7-1，一般来讲，设计师会要求空调箱保温加厚；从系统上也可以克服低温空调箱的结露问题，如利用回风使空调机房形成正压，见图7-2。

大温差的冷水管所需的保温厚度？

详见《公共建筑节能设计标准》GB50189-2005附录建筑物内空气调节冷热水管的经济绝热厚度。

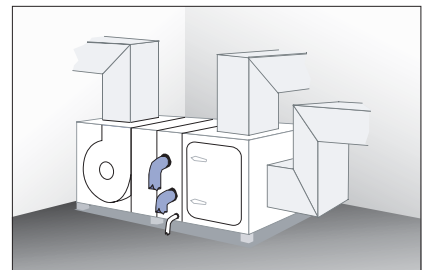


图 6-2-1

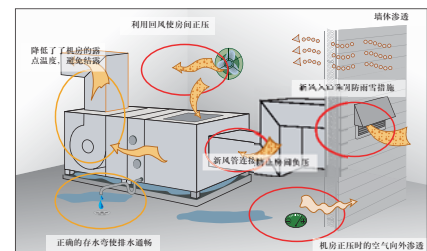


图 6-2-2

七、附录

建筑物内空气调节冷热水管的经济绝热厚度

管道类型	离心玻璃棉		柔性泡沫橡塑	
	公称管径(mm)	厚度(mm)	公称管径(mm)	厚度(mm)
单冷管道 (管内介质温度 7℃-常温)	≤DN32	25	按防结露要求计算	
	DN40 - DN100	30		
	≥DN125	35		
热或冷热合用管道 (管内介质温度 5-60℃)	≤DN40	35	≤DN50	25
	DN50 - DN100	40	DN70 - DN150	28
	DN125 - DN250	45	≥DN200	32
	≥DN300	50		
热或冷热合用管道 (管内介质温度 5-95℃)	≤DN50	50	不适宜使用	
	DN70 - DN150	60		
	≥DN200	70		

注：1. 绝热材料的导热系数 Δ

离心玻璃： $\Delta = 0.033 + 0.0023\pi$ [W/(m·K)]

柔性泡沫橡塑： $\Delta = 0.03375 + 0.0001375\pi$ [W/(m·K)]

式中 π -- 绝热层的平均温度(°C)

2. 单冷管道和柔性泡沫橡塑保冷的管道均应进行防结露要求验算

注：本表摘自《公共建筑节能设计标准》GB 50189-2005附录C

获取更多资料

七、附录

冷水机组大温差 (5/13℃@32/40℃) 技术参数
特灵三级离心式冷水机组CVHE/G

型号	制冷量		输入功率	运行电流	启动电流	制冷剂充注量	蒸发器		
	Ton	kW	kW	A	A	kg	水量 (m ³ /h)	压降 (kPa)	配管尺寸 mm
420-337-298-I050S-390-I050L-400	400	1406	314	558	853	272	151	33	DN200
420-379-303-I050S-480-I050L-400	450	1582	359	633	974	272	170	30	DN200
670-433-298-I080S-560-I080S-560	500	1758	367	650	1080	363	188	27	DN250
780-433-298-I080S-710-I080S-630	550	1934	403	703	1080	408	207	21	DN250
670-433-293-T080S-560-T080S-630	600	2110	398	700	1080	363	226	45	DN250
670-548-318-I080S-630-I080S-560	650	2285	521	910	1507	386	245	35	DN250
780-548-308-I080S-710-I080S-630	700	2461	526	912	1507	408	264	32	DN250
780-621-318-I080S-710-I080S-630	750	2637	597	1036	1840	408	283	36	DN250
780-621-307-T080S-710-I080S-800	800	2813	558	969	1840	408	301	50	DN250
780-621-310-I142L-890-I142L-890	850	2989	591	1025	1840	680	320	39	DN300
780-716-320-I142L-1080-I142L-980	900	3164	682	1162	2049	703	339	29	DN300
920-716-302-I142L-1080-I142L-980	950	3340	643	1105	2049	703	358	32	DN300
1100-716-308-I142L-1080-I142L-890	1000	3516	665	1157	2049	703	377	35	DN300
1100-799-310-I142L-1080-I142L-890	1050	3692	699	1212	2266	703	396	38	DN300
1100-799-312-I142L-1080-T142L-890	1100	3868	722	1252	2266	703	414	41	DN300
1100-799-308-T142L-1220-T142L-1080	1150	4043	726	1259	2266	726	433	56	DN300

型号	冷凝器			重量		外形尺寸		
	水量(m ³ /h)	压降(kPa)	配管尺寸 mm	运输重量 (kg)	运行重量 (kg)	长 mm	宽 mm	高 mm
420-337-298-I050S-390-I050L-400	188	38	DN200	7409	8241	5045	2090	2627
420-379-303-I050S-480-I050L-400	212	47	DN200	7546	8407	5045	2090	2627
670-433-298-I080S-560-I080S-560	232	23	DN250	10040	11111	4094	2435	3044
780-433-298-I080S-710-I080S-630	255	22	DN250	10192	11397	4094	2435	2915
670-433-293-T080S-560-T080S-630	274	43	DN250	10550	11672	4094	2435	3044
670-548-318-I080S-630-I080S-560	306	38	DN250	10161	11281	4094	2435	3044
780-548-308-I080S-710-I080S-630	326	35	DN250	10271	11475	4094	2435	2915
780-621-318-I080S-710-I080S-630	353	41	DN250	10624	11828	4094	2435	2915
780-621-307-T080S-710-I080S-800	367	29	DN250	11040	12358	4094	2435	2915
780-621-310-I142L-890-I142L-890	390	33	DN300	13987	16106	5393	2980	3217
780-716-320-I142L-1080-I142L-980	419	31	DN300	14290	16605	5393	2980	3217
920-716-302-I142L-1080-I142L-980	435	33	DN300	14671	16986	5393	2980	3217
1100-716-308-I142L-1080-I142L-890	457	44	DN300	14548	16801	5393	3056	3086
1100-799-310-I142L-1080-I142L-890	480	48	DN300	14548	16801	5393	3056	3086
1100-799-312-I142L-1080-T142L-890	502	86	DN300	14930	17155	5393	3056	3086
1100-799-308-T142L-1220-T142L-1080	522	63	DN300	15879	18341	5393	3056	3086

注：若需详细技术参数，请联系特灵当地技术服务人员获得相应的选型报告

七、附录

吊顶式空调箱LWHA大温差参数 LWHA机组技术规格

LWHA 型号	送风量 CMH	离心风机		电动机	外接管		外形尺寸			重量 Kg
		数量	标准风量 CMH	数量	盘管进出 水管尺寸	排水口 尺寸	长 mm	宽 mm	高 mm	
020	1500-2500	1	2000	1	1-1/4"	1"	990	1000	400	95
030	2600-3500	2	3000	1	1-1/4"	1"	990	1400	400	126
040	3600-4500	2	4000	1	1-1/4"	1"	990	1670	400	142
050	4600-5500	2	5000	1	1-1/2"	1"	1100	1670	510	169
060	6000-7000	2	6000	1	1-1/2"	1"	1100	1910	510	190
080	7500-8500	2	8000	1	2"	1"	1380	1910	630	285
100	9000-10000	2	10000	1	2"	1"	1380	2200	630	313
120	10500-12000	2	12000	1	2"	1"	1380	2200	725	345
150	13000-15000	2	15000	1	2"	1"	1380	2200	725	400

注：*外形尺寸为基本型机组尺寸
**重量尺寸为基本型机组最大重量

混风工况：LWHA/B制冷量（kW）

LWHA 型号	送风量 CMH	4排				6排			
		总热 kW	显热 kW	水流量 l/s	水压降 kPa	总热 kW	显热 kW	水流量 l/s	水压降 kPa
020	2000	9.5	7.8	0.28	4.7	10.1	8.3	0.30	2.6
030	3000	13.5	11.4	0.40	4.3	20.8	14.7	0.62	13.7
040	4000	21.1	16.2	0.63	11.4	25.0	18.5	0.74	7.5
050	5000	24.8	19.3	0.74	9.2	31.2	23.2	0.93	6.8
060	6000	32.0	24.0	0.95	16.6	40.9	29.2	1.22	12.7
080	8000	41.8	33.0	1.24	10.1	58.9	41.0	1.75	29.1
100	10000	56.4	43.0	1.68	20.3	74.7	51.7	2.22	50.0
120	12000	67.4	51.5	2.01	20.5	89.3	61.8	2.66	51.3
150	15000	87.6	65.6	2.61	40.0	111.1	77.6	3.31	31.5

注：进风干/湿球温度27/19.5℃，冷冻水进/出水温度5/13℃。

新风工况：LWHA/B制冷量（kW）

LWHA 型号	送风量 CMH	4排				6排			
		总热 kW	显热 kW	水流量 l/s	水压降 kPa	总热 kW	显热 kW	水流量 l/s	水压降 kPa
020	2000	27.6	11.3	0.82	31.2	32.4	13.2	0.96	20.3
030	3000	41.4	17.0	1.23	31.3	51.5	21.0	1.53	68.3
040	4000	55.4	22.7	1.65	63.5	66.8	27.2	1.99	43.5
050	5000	67.1	27.5	2.00	53.8	84.7	34.5	2.52	40.3
060	6000	81.3	33.2	2.42	87.4	102.6	41.8	3.06	65.6
080	8000	109.6	45.1	3.26	47.7	139.1	56.6	4.14	94.3
100	10000	140.1	57.6	4.17	78.1	173.6	70.7	5.17	112.6
120	12000	167.4	68.9	4.99	78.5	207.7	84.6	6.19	116.1
150	15000	211.8	87.0	6.31	97.9	261.5	106.4	7.79	93.4

注：进风干/湿球温度34/28.2℃，冷冻水进/出水温度5/13℃。

七、附录

LPCQ大温差参数

混风工况

机组型号	风量 CMH	4排		6排	
		全热(kW)	水流量(l/s)	全热(kW)	水流量(l/s)
003	2500	12.7	0.38	30.2	0.90
004	4000	20.4	0.61	47.6	1.42
006	6000	33.3	0.99	77.0	2.30
008	8000	37.1	1.11	110.7	3.30
010	10000	44.6	1.33	126.3	3.77
012	12000	56.0	1.67	151.4	4.52
014	14000	67.1	2.00	179.3	5.35
016	16000	78.1	2.33	207.3	6.18
020	20000	104.3	3.11	270.4	7.92
025	23000	118.2	3.53	310.6	9.27
030	27000	143.0	4.27	374.8	11.18
035	33000	195.3	5.82	461.3	13.75
040	38000	229.1	6.83	541.3	16.14

注：进风干/湿球温度27/19.5℃，冷冻水进出水温度5/13℃

新风工况

机组型号	风量 CMH	4排		6排	
		全热(kW)	水流量(l/s)	全热(kW)	水流量(l/s)
003	2500	17.7	0.53	40.6	1.21
004	4000	28.1	0.84	63.8	1.90
006	6000	45.0	1.34	100.9	3.01
008	8000	62.8	1.87	126.6	3.78
010	10000	74.6	2.23	138.1	4.12
012	12000	85.6	2.55	172.5	5.15
014	14000	102.0	3.04	206.7	6.17
016	16000	121.0	3.61	237.9	7.10
020	20000	154.5	4.61	307.1	9.16
025	23000	176.6	5.27	358.4	10.69
030	27000	208.9	6.24	433.1	12.92
035	33000	258.7	7.72	537.8	16.04
040	38000	302.8	9.04	628.9	18.76

注：进风干/湿球温度35/28.2℃，冷冻水进出水温度5/13℃

七、附录

CLCP机组技术参数

混风工况(4排管)

CLCP 型号	送风量CMH	迎面风速 m/s	4排						宽 mm	高 mm
			总热 kW	显热 kW	空气阻力 Pa	水压降 kPa	水流量 l/s	盘管形式		
003	2300	2.7	10.0	8.8	124	1.4	0.30	WL	748	848
004	3900	2.7	21.2	16.6	131	3.4	0.63	WL	1058	848
006	5500	2.7	32.7	24.6	133	7.9	0.97	WL	1368	848
008	7000	2.7	44.1	32.3	132	15.2	1.31	WL	1678	848
010	8800	2.7	52.9	39.5	135	7.8	1.58	WL	1368	1158
012	11200	2.7	71.3	51.9	133	15.0	2.12	WL	1678	1158
014	14000	2.7	91.3	65.8	138	26.6	2.72	WL	1988	1158
016	15500	2.7	98.8	71.9	135	14.9	2.94	WL	1678	1468
020	19000	2.7	125.2	89.8	136	25.9	3.73	WL	1988	1468
025	22500	2.7	151.7	107.8	137	41.3	4.52	WL	1988	1798
030	28200	2.7	190.1	135.1	139	45.2	5.66	WL	1988	2108
035	33500	2.7	224.5	160.0	137	45.0	6.69	WL	2298	2108
040	39000	2.7	265.2	187.8	139	67.9	7.90	WL	2608	2108
045	44000	2.7	275.1	202.0	135	34.9	8.19	WL	2918	2108
050	49000	2.7	314.4	228.3	135	47.8	9.37	WL	3228	2108
060	58500	2.7	375.1	272.3	137	43.1	11.17	WL	3228	2418
065	64500	2.7	422.3	303.9	137	57.3	12.58	WL	3538	2418
070	70000	2.7	465.2	332.8	135	36.6	13.86	LL	3848	2418
080	77000	2.7	515.2	367.3	138	46.3	15.35	LL	4158	2418
085	83500	2.7	563.4	400.2	139	57.3	16.78	LL	4468	2418
090	89000	2.7	607.5	429.6	138	68.9	18.10	LL	4778	2418
095	95000	2.7	653.7	460.8	138	82.4	19.47	LL	5088	2418

注：1.进风干/湿球温度27/19.5℃，冷冻水进/出水温度5/13℃。 2.外形尺寸为50mm面板尺寸，高度包含底座高度。

新风工况(4排管)

CLCP 型号	送风量CMH	迎面风速 m/s	4排						宽 mm	高 mm
			总热 kW	显热 kW	空气阻力 Pa	水压降 kPa	水流量 l/s	盘管形式		
003	2300	2.7	26.7	11.4	146	3.8	0.79	WL	748	848
004	3900	2.7	52.1	21.6	144	13.8	1.55	WL	1058	848
006	5500	2.7	77.8	32.0	144	34.3	2.32	WL	1368	848
008	7000	2.7	102.8	42.2	140	67.4	3.06	WL	1678	848
010	8800	2.7	125.7	51.7	145	33.7	3.74	WL	1368	1158
012	11200	2.7	166.0	68.1	142	66.2	4.95	WL	1678	1158
014	14000	2.7	193.3	79.8	146	21.6	5.76	LL	1988	1158
016	15500	2.7	230.2	94.3	144	65.5	6.86	WL	1678	1468
020	19000	2.7	264.9	109.3	144	25.5	7.89	LL	1988	1468
025	22500	2.7	322.0	132.4	144	39.2	9.59	LL	1988	1798
030	28200	2.7	403.4	165.9	146	46.2	12.02	LL	1988	2108
035	33500	2.7	476.6	196.1	144	34.5	14.20	LL	2298	2108
040	39000	2.7	564.0	231.7	146	50.7	16.80	LL	2608	2108
045	44000	2.7	647.3	265.5	145	70.2	19.28	LL	2918	2108
050	49000	2.7	730.8	299.4	144	93.9	21.77	LL	3228	2108

注：1.进风干/湿球温度34/28.2℃，冷冻水进/出水温度5/13℃。 2.外形尺寸为50mm面板尺寸，高度包含底座高度。

七、附录

CLCP机组技术参数 混风工况(6排管)

CLCP 型号	送风量CMH	迎面风速 m/s	6排						宽 mm	高 mm
			总热 kW	显热 kW	空气阻力 Pa	水压降 kPa	水流量 l/s	盘管形式		
003	2300	2.7	15.0	11.1	199	2.2	0.45	WL	748	848
004	3900	2.7	29.3	20.4	204	7.1	0.87	WL	1058	848
006	5500	2.7	43.8	29.9	205	17.2	1.31	WL	1368	848
008	7000	2.7	57.9	38.9	202	33.5	1.72	WL	1678	848
010	8800	2.7	70.7	48.0	208	16.9	2.11	WL	1368	1158
012	11200	2.7	93.3	62.6	204	32.9	2.78	WL	1678	1158
014	14000	2.7	118.5	79.0	211	58.8	3.53	WL	1988	1158
016	15500	2.7	129.4	86.7	207	32.7	3.85	WL	1678	1468
020	19000	2.7	162.0	107.8	208	57.1	4.83	WL	1988	1468
025	22500	2.7	179.5	122.3	205	33.3	5.35	WL	1988	1798
030	28200	2.7	225.0	153.3	208	38.6	6.70	WL	1988	2108
035	33500	2.7	266.0	181.5	206	36.9	7.92	WL	2298	2108
040	39000	2.7	316.8	214.4	209	55.6	9.44	WL	2608	2108
045	44000	2.7	338.6	233.8	205	21.4	10.09	LL	2918	2108
050	49000	2.7	387.2	264.7	204	29.1	11.53	LL	3228	2108
060	58500	2.7	462.0	315.9	207	31.2	13.76	LL	3228	2418
065	64500	2.7	519.4	352.7	207	41.0	15.47	LL	3538	2418
070	70000	2.7	573.5	387.0	205	52.0	17.08	LL	3848	2418
080	77000	2.7	636.1	427.9	209	66.2	18.95	LL	4158	2418
085	83500	2.7	696.0	466.7	209	82.1	20.73	LL	4468	2418
090	89000	2.7	750.1	501.1	208	98.8	22.34	LL	4778	2418
095	95000	2.7	781.1	526.4	207	82.8	23.27	LL	5088	2418

注：1.进风干/湿球温度27/19.5℃，冷冻水进/出水温度5/13℃。 2.外形尺寸为50mm面板尺寸，高度包含底座高度。

新风工况(6排管)

CLCP 型号	送风量CMH	迎面风速 m/s	6排						宽 mm	高 mm
			总热 kW	显热 kW	空气阻力 Pa	水压降 kPa	水流量 l/s	盘管形式		
003	2300	2.7	36.8	15.1	218	7.6	1.10	WL	748	848
004	3900	2.7	67.8	27.6	216	28.8	2.02	WL	1058	848
006	5500	2.7	98.9	40.2	216	71.7	2.95	WL	1368	848
008	7000	2.7	113.0	46.2	211	13.6	3.37	LL	1678	848
010	8800	2.7	159.4	64.8	218	70.2	4.75	WL	1368	1158
012	11200	2.7	182.2	74.4	213	17.0	5.43	LL	1678	1158
014	14000	2.7	236.0	96.2	219	29.7	7.03	LL	1988	1158
016	15500	2.7	272.0	110.8	216	57.2	8.11	WL	1678	1468
020	19000	2.7	322.5	131.4	216	35.4	9.61	LL	1988	1468
025	22500	2.7	392.0	159.6	216	54.8	11.68	LL	1988	1798
030	28200	2.7	491.3	199.9	218	65.2	14.63	LL	1988	2108
035	33500	2.7	581.2	236.6	216	47.8	17.31	LL	2298	2108
040	39000	2.7	688.1	280.0	219	70.6	20.50	LL	2608	2108
045	44000	2.7	788.8	320.9	217	97.9	23.50	LL	2918	2108
050	49000	2.7	866.9	352.7	215	95.6	25.83	LL	3228	2108

注：1.进风干/湿球温度34/28.2℃，冷冻水进/出水温度5/13℃。 2.外形尺寸为50mm面板尺寸，高度包含底座高度。

七、附录

CLCP XP机组技术参数

混风工况(4排管)

CLCP 型号	送风量CMH	迎面风速 m/s	4排						宽 mm	高 mm
			总热 kW	显热 kW	空气阻力 Pa	水压降 kPa	水流量 l/s	盘管形式		
003	2277	2.7	9.8	8.7	122	1.4	0.29	WL	780	900
004	3960	2.7	21.3	16.8	134	3.3	0.64	WL	1090	900
006	5544	2.7	32.8	24.7	135	7.7	0.98	WL	1400	900
008	7326	2.7	45.2	33.3	141	15.4	1.35	WL	1710	900
010	8811	2.7	48.6	37.1	122	6.7	1.45	WL	1400	1210
012	11385	2.7	66.1	49.3	124	12.8	1.97	WL	1710	1210
014	14058	2.7	84.2	61.9	126	22.3	2.51	WL	2020	1210
016	15642	2.7	89.9	67.1	122	12.3	3.68	WL	1710	1520
020	19206	2.7	112.1	82.8	122	20.7	3.34	WL	2020	1520
025	23859	2.7	139.8	103.0	122	22.6	4.17	WL	2020	1830
030	28512	2.7	165.6	122.5	122	22.4	4.93	WL	2020	2140
035	33858	2.7	201.0	147.3	123	35.7	5.99	WL	2330	2140
040	39105	2.7	236.4	171.8	124	53.2	7.04	WL	2640	2140
045	44352	2.7	280.9	201.6	127	80.1	8.37	WL	2950	2140
050	49599	2.7	290.2	215.8	124	40.1	8.65	WL	3260	2140
060	58608	2.7	364.6	261.8	124	97.4	10.86	WL	3260	2450
065	64845	2.7	375.6	278.3	122	44.8	11.19	WL	3570	2450
070	71082	2.7	416.3	307.0	122	62.3	12.40	DL	3880	2450
080	77319	2.7	461.6	337.5	123	73.8	13.75	WL	4190	2450
085	83556	2.7	501.7	365.9	123	43.5	14.95	LL	4500	2450
090	89793	2.7	543.7	395.0	123	52.8	16.20	LL	4810	2450
095	96030	2.7	585.9	424.3	124	63.3	17.45	LL	5120	2450
100	109296	2.7	668.5	483.6	124	64.4	19.91	LL	5120	2760
110	115236	2.7	705.4	510.1	124	67.1	21.01	LL	5120	2915
120	121077	2.7	741.9	536.2	124	65.9	22.10	LL	5120	3070

注：进风干/湿球温度27/19.5℃，冷冻水进/出水温度5/13℃。

新风工况(4排管)

CLCP 型号	送风量CMH	迎面风速 m/s	4排						宽 mm	高 mm
			总热 kW	显热 kW	空气阻力 Pa	水压降 kPa	水流量 l/s	盘管形式		
003	2277	2.7	25.9	12.1	143	3.6	0.77	WL	780	900
004	3960	2.7	51.5	23.1	148	13.2	1.53	WL	1090	900
006	5544	2.7	76.7	34.0	145	32.5	2.29	WL	1400	900
008	7326	2.7	103.8	45.8	150	66.4	3.09	WL	1710	900
010	8811	2.7	114.3	50.9	133	27.7	3.41	WL	1400	1210
012	11385	2.7	152.6	67.5	133	55.0	4.55	WL	1710	1210
014	14058	2.7	176.5	79.2	134	40.5	5.26	WL	2020	1210
016	15642	2.7	206.8	91.6	131	52.2	6.16	WL	1710	1520
020	19206	2.7	238.2	106.9	131	37.6	7.09	WL	2020	1520
025	23859	2.7	296.9	133.1	131	46.7	8.84	WL	2020	1830
030	28512	2.7	351.8	158.0	131	42.3	10.48	WL	2020	2140
035	33858	2.7	431.2	192.4	132	67.2	12.84	WL	2330	2140
040	39105	2.7	504.2	224.5	132	38.6	15.02	LL	2640	2140
045	44352	2.7	583.0	258.7	132	54.1	17.37	LL	2950	2140
050	49599	2.7	660.1	292.3	132	72.8	19.66	LL	3260	2140

注：进风干/湿球温度35/28℃，冷冻水进/出水温度5/13℃。

七、附录

CLCP XP机组技术参数

混风工况(6排管)

CLCP 型号	送风量CMH	迎面风速 m/s	4排						宽 mm	高 mm
			总热 kW	显热 kW	空气阻力 Pa	水压降 kPa	水流量 l/s	盘管形式		
003	2277	2.7	14.9	11.0	196	2.1	0.44	WL	780	900
004	3960	2.7	29.5	20.6	208	7.0	0.88	WL	1090	900
006	5544	2.7	44.0	30.0	208	16.7	1.31	WL	1400	900
008	7326	2.7	59.7	40.3	216	34.0	1.78	WL	1710	900
010	8811	2.7	66.2	45.8	189	14.6	1.97	WL	1400	1210
012	11385	2.7	88.4	60.4	190	28.8	2.63	WL	1710	1210
014	14058	2.7	111.3	75.5	193	5.06	3.31	WL	2020	1210
016	15642	2.7	120.4	82.5	188	27.8	3.59	WL	1710	1520
020	19206	2.7	150.5	102.4	189	48.2	4.48	WL	2020	1520
025	23859	2.7	187.5	127.4	189	51.6	5.59	WL	2020	1830
030	28512	2.7	223.2	151.9	189	52.6	6.65	WL	2020	2140
035	33858	2.7	268.9	182.1	191	83.9	8.01	WL	2330	2140
040	39105	2.7	292.5	202.6	188	46.7	8.71	WL	2640	2140
045	44352	2.7	338.4	232.6	188	66.0	10.08	WL	2950	2140
050	49599	2.7	384.4	262.7	189	89.7	11.45	WL	3260	2140
060	58608	2.7	449.3	307.8	187	79.5	13.39	WL	3260	2450
065	64845	2.7	473.8	330.6	184	32.4	14.11	LL	3570	2450
070	71082	2.7	527.5	365.9	185	41.7	15.72	LL	3880	2450
080	77319	2.7	581.0	401.0	186	52.5	17.31	LL	4190	2450
085	83556	2.7	634.4	436.1	186	64.8	18.90	LL	4500	2450
090	89793	2.7	687.8	471.3	187	78.9	20.49	LL	4810	2450
095	96030	2.7	724.5	499.3	186	66.9	21.58	LL	5120	2450
100	109296	2.7	826.3	569.0	186	69.2	24.61	LL	5120	2760
110	115236	2.7	871.7	600.1	186	72.8	25.97	LL	5120	2915
120	121077	2.7	916.6	630.9	186	71.5	27.31	LL	5120	3070

注：进风干/湿球温度27/19.5℃，冷冻水进/出水温度5/13℃。

新风工况(6排管)

CLCP 型号	送风量CMH	迎面风速 m/s	4排						宽 mm	高 mm
			总热 kW	显热 kW	空气阻力 Pa	水压降 kPa	水流量 l/s	盘管形式		
003	2277	2.7	35.8	15.7	215	7.1	1.07	WL	780	900
004	3960	2.7	67.3	29.3	221	27.6	2.00	WL	1090	900
006	5544	2.7	97.8	42.4	218	67.8	2.91	WL	1400	900
008	7326	2.7	123.7	53.9	225	60.1	3.68	WL	1710	900
010	8811	2.7	148.1	64.4	199	59.4	4.41	WL	1400	1210
012	11385	2.7	183.9	80.3	199	50.5	5.48	WL	1710	1210
014	14058	2.7	233.0	101.5	201	87.1	6.94	WL	2020	1210
016	15642	2.7	249.9	109.2	197	47.6	7.44	WL	1710	1520
020	19206	2.7	315.4	137.4	197	81.8	9.40	WL	2020	1520
025	23859	2.7	390.8	170.3	197	85.6	11.64	DL	2020	1830
030	28512	2.7	439.0	192.7	197	24.4	13.08	LL	2020	2140
035	33858	2.7	535.6	234.3	198	38.3	15.96	LL	2330	2140
040	39105	2.7	631.3	275.5	198	56.2	18.81	LL	2640	2140
045	44352	2.7	727.1	316.9	198	78.5	21.66	LL	2950	2140
050	49599	2.7	807.9	352.3	198	77.7	24.07	LL	3260	2140

注：进风干/湿球温度35/28℃，冷冻水进/出水温度5/13℃。

七、附录

CLCP XP机组技术参数

混风工况(8排管)

CLCP 型号	送风量CMH	迎面风速 m/s	4排						宽 mm	高 mm
			总热 kW	显热 kW	空气阻力 Pa	水压降 kPa	水流量 l/s	盘管形式		
003	2277	2.7	18.4	12.6	269	3.1	0.55	WL	780	900
004	3960	2.7	35.2	23.2	282	11.3	1.05	WL	1090	900
006	5544	2.7	51.4	33.4	281	27.4	1.53	WL	1400	900
008	7326	2.7	69.2	44.7	291	56.1	2.06	WL	1710	900
010	8811	2.7	78.2	51.5	255	24.4	2.33	WL	1400	1210
012	11385	2.7	103.5	67.7	257	48.4	3.08	WL	1710	1210
014	14058	2.7	129.5	84.3	260	85.0	3.86	WL	2020	1210
016	15642	2.7	140.8	92.3	253	46.6	4.20	WL	1710	1520
020	19206	2.7	175.6	114.5	255	81.3	5.23	WL	2020	1520
025	23859	2.7	218.6	142.3	255	85.7	6.51	WL	2020	1830
030	28512	2.7	260.4	169.9	255	88.5	7.76	WL	2020	2140
035	33858	2.7	295.0	195.4	253	53.4	8.79	WL	2330	2140
040	39105	2.7	346.9	228.4	254	78.9	10.33	WL	2640	2140
045	44352	2.7	397.8	261.0	254	44.1	11.85	LL	2950	2140
050	49599	2.7	448.9	293.7	255	59.6	13.37	LL	3260	2140
060	58608	2.7	526.0	344.9	251	60.2	15.67	LL	3260	2450
065	64845	2.7	586.3	383.5	252	79.0	17.47	LL	3570	2450
070	71082	2.7	604.7	403.5	248	40.8	18.01	LL	3880	2450
080	77319	2.7	665.7	442.4	249	51.1	19.83	LL	4190	2450
085	83556	2.7	726.7	481.4	250	62.9	21.65	LL	4500	2450
090	89793	2.7	787.9	520.3	250	76.1	23.47	LL	4810	2450
095	96030	2.7	839.2	554.6	248	89.1	25.00	LL	5120	2450
100	109296	2.7	938.9	623.2	243	89.0	27.97	LL	5120	2760
110	115236	2.7	1005.0	665.4	251	85.9	28.18	LL	5120	2915
120	121077	2.7	1056.6	699.4	251	84.3	29.63	LL	5120	3070

注：进风干/湿球温度27/19.5℃，冷冻水进/出水温度5/13℃。

新风工况(8排管)

CLCP 型号	送风量CMH	迎面风速 m/s	4排						宽 mm	高 mm
			总热 kW	显热 kW	空气阻力 Pa	水压降 kPa	水流量 l/s	盘管形式		
003	2277	2.7	42.0	18.2	286	11.0	1.25	WL	780	900
004	3960	2.7	76.9	33.2	295	43.3	2.29	WL	1090	900
006	5544	2.7	104.8	45.3	291	46.8	3.12	WL	1400	900
008	7326	2.7	141.1	61.0	301	31.0	4.20	LL	1710	900
010	8811	2.7	160.3	69.4	265.8	41.4	4.78	WL	1400	1210
012	11385	2.7	213.5	92.3	266	80.3	6.36	WL	1710	1210
014	14058	2.7	266.1	115.1	268	53.7	7.93	LL	2020	1210
016	15642	2.7	290.9	125.8	263	76.5	8.66	WL	1710	1520
020	19206	2.7	361.1	156.2	263	58.6	10.76	LL	2020	1520
025	23859	2.7	449.5	194.4	263	65.3	13.39	LL	2020	1830
030	28512	2.7	535.7	231.7	263	54.3	15.96	LL	2020	2140
035	33858	2.7	642.9	278.0	264	85.0	19.15	LL	2330	2140
040	39105	2.7	713.3	308.8	264	55.8	21.25	LL	2640	2140
045	44352	2.7	820.7	355.1	264	77.2	24.45	LL	2950	2140
050	49599	2.7	928.2	415.6	264	102.8	28.63	LL	3260	2140

注：进风干/湿球温度35/28℃，冷冻水进/出水温度5/13℃。

七、附录

风机盘管HFCF大温差参数

3排管

型号	风量	制冷量	水量	水压降	耗电	电机数量	风机数量
	CMH	kW	l/s	kPa	W		
02	340	2.30	0.07	42	24	1	2
03	510	3.24	0.10	12	29	1	2
04	700	4.19	0.13	23	44	1	2
05	850	4.73	0.15	36	69	1	2
06	990	5.57	0.17	39	76	1	2
08	1360	7.35	0.22	29	111	2	3
10	1750	9.19	0.27	23	138	2	4
12	2080	10.75	0.32	34	186	2	4
14	2400	12.43	0.37	44	225	2	4

注：进风干/湿球温度27/19.5℃，冷冻水进/出水温度5/13℃。

4排管

型号	风量	制冷量	水量	水压降	耗电	电机数量	风机数量
	CMH	kW	l/s	kPa	W		
02	330	2.46	0.08	8	23	1	2
03	470	3.53	0.11	18	28	1	2
04	680	4.40	0.14	33	43	1	2
05	770	5.02	0.16	52	67	1	2
06	930	6.14	0.19	18	73	1	2
08	1240	8.10	0.25	21	107	2	3
10	1600	10.00	0.30	35	134	2	4
12	1900	11.85	0.36	28	178	2	4
14	2250	13.60	0.41	36	220	2	4

注：进风干/湿球温度27/19.5℃，冷冻水进/出水温度5/13℃。

七、附录

特灵大温差中国地区应用实例

项目名称	地点	系统特点	总容量	机组配置
营口港务	营口	双侧大温差	1800	900x2
天津滨海产业园	天津	双侧大温差	2630	1100x2 430x1
镇江华地百货	镇江	双侧大温差	2250	750x3
成都商贸城1期	成都	双侧大温差	3450	1150x3
成都商贸城2期	成都	双侧大温差	13800	1150x12
瑞声模具	常州	双侧大温差	1302	651x2
瑞声电子	常州	双侧大温差	2223	741x3
家乐福上海徐泾店	上海	双侧大温差	1600	800x2
家乐福郑州花园店	郑州	双侧大温差	900	450x2
家乐福长沙韶山路店	长沙	双侧大温差	900	450x2
家乐福无锡凤家店	无锡	双侧大温差	1100	550x2
家乐福上海川沙店	上海	双侧大温差	1200	600x2
家乐福上海真北店	上海	双侧大温差	1100	550x2
家乐福大拇指广场店	上海	双侧大温差	1000	500x2
哈尔滨卓展购物中心	哈尔滨	双侧大温差	4000	1000x4
朔州宾馆	朔州	双侧大温差	1800	900x2
无锡会展中心	无锡	双侧大温差	3000	750x4
昆明金鹰新天地商业广场	昆明	双侧大温差	1700	850x2
常熟红星美凯龙	常熟	双侧大温差	2400	1200x2
嘉铭国际	北京	双侧大温差	2700	900x3
安贞医院	北京	双侧大温差	1800	600x3
长春卷烟厂	长春	双侧大温差	2700	900x3
大连华南家饰材料	大连	双侧大温差	1500	750x2
新资汇亚大厦	上海	双侧大温差	2900	1200x2+500x1
武汉新世界中心	武汉	双侧大温差	7030	1200x2+750x3+500x2+380x1+200x1
广州美林家俱广场	广州	双侧大温差	2400	600x4
天津津滨雅都	天津	双侧大温差	1000	500x2
湖北日报社	武汉	双侧大温差	1700	700x2+300x1
中保大厦	上海	双侧大温差	2500	1000x2+500x1
伟建彩印厂	东莞	双侧大温差	1300	650x2
上海嘉里中心	上海	双侧大温差	1800	700x2+400x1
SEW二期	天津	双侧大温差	2550	850x3

获取更多资料 微信搜索 蓝领星球



特灵空调在全球为优化和改善楼宇建筑和家居环境提供完整的空调系统解决方案。作为英格索兰集团的成员之一，特灵秉承集团创造和持续发展安全、舒适、高效环境的理念，为客户提供优质、全系列的暖通空调产品及控制系统，并提供综合的工程安装、楼宇管理及零配件支持服务。欲了解更多详情，欢迎访问特灵全球网站www.trane.com或特灵中国网站www.trane-china.com。

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。

特灵中国

上海市西藏中路268号来福士大厦10楼 邮编：20001

电话：(86) 21 53599566

服务热线：800 828 2622



一次泵变流量系统

Variable Primary Flow System
中央空调节能系统设计指南(二)



目 录

contents

前言	3
一. 常规的冷水系统形式	5
1.1 一次泵定流量系统	5
1.2 二次泵变流量系统	5
二. 一次泵变流量系统	8
2.1 末端两通阀	8
2.2 可变流量的冷水机组	8
2.3 旁通阀和流量传感器	12
2.4 一次泵变流量系统主要特点	12
三. 冷水机组变频与高效率冷水机组的区别	13
3.1 IPLV与NPLV	13
3.2 多台冷水机组系统	14
四. 冷水机组性能参数表	15
4.1 常规温差一次侧变流量冷水机组性能表	15
4.2 大温差一次侧变流量冷水机组性能表	15

前言

通常来说，空调系统是按照满负荷设计的，当负荷变化时，虽然冷水机组可以根据负荷调节相应的冷量输出，但是常规冷水系统在冷水机组的蒸发器侧的流量配置是固定的，定流量的冷冻水泵能耗没有跟随主机的部分负荷运行而变化水量。也没跟着冷水机组减载。

近年来在电子及自控技术的辅助下，冷水机组的制造技术得到有效提高，尤其是机组对负荷变化的响应时间大大缩短。先进的冷水机组可以在极大的范围内变流量运行（离心式变流量冷水机组25%–125%，螺杆式变流量冷水机组40%–125%，精确数据请参照制造商的ARI标准选型报告）；同时，与通过供水温度来控制机组负荷一样，变蒸发侧水流量控制机组负

荷运行，同样能够保证出水温度在允许的偏差范围内正常运行。因此，当负荷变化时，可以使冷水机组的蒸发器侧流量随用户的需求而变化，从而节约蒸发器侧水泵的能耗。

在管路系统固定不变的前提下，变频水泵的效率特性和水系统的阻力特性接近，理论上水泵的能耗与流量成3次方的关系，系统的阻力随着部分负荷时流量的下降而下降 $[(\text{水量}1/\text{水量}2)^3=\text{水阻}1/\text{水阻}2]$ 。如果蒸发侧的流量允许随着负荷的变化而变化，那么蒸发侧的水泵就无需全年保持夏季设计日的满载流量，在部分负荷运行时段，水泵如冷水机组一样，部分负荷时流量减小（扬程也相应减少以配合系统阻力的下降），从而达到能耗降低的目的。



HVAC&R Research for the 21st Century—"an ARI Research Initiative"

Air-Conditioning & Refrigeration Technology Institute (ARTI)

4100 North Fairfax Drive, Suite 200, Arlington, Virginia 22203 Phone: 703 524 8800 Fax: 703 522 2349

一次泵变流量系统相对于传统的二次泵系统

减少机房设备能耗3~8%

减少初投资4~8%

减少系统运行费用3~5%

Conclusion

In view of both the state-of-the-art review and parametric study results obtained in this project, it can be concluded that variable primary flow is a feasible and potentially beneficial approach to chilled water pumping system design. However, the magnitude of energy and economic benefits varies considerably with the application and is obtained at the cost of more complex and possibly less stable system control. The literature on effective application of variable primary flow is growing and should promote its appropriate and effective use in the future.

VARIABLE PRIMARY FLOW CHILLED WATER SYSTEMS: POTENTIAL BENEFITS AND APPLICATION ISSUES

William P. Bahnfleth, Ph.D., P.E. and Eric Peyer
 THE PENNSYLVANIA STATE UNIVERSITY
 Indoor Environment Center
 Department of Architectural Engineering

EXECUTIVE SUMMARY

The use of variable primary flow pumping (variable flow through chiller evaporators) in chilled water systems is increasing due to its perceived potential to reduce energy consumption and initial cost relative to more conventional pumping arrangements. Neither the conditions under which significant energy savings are realized nor the likely magnitude of savings are well documented.

To characterize current thinking on the use of variable primary flow chilled water systems, literature review, surveys of designers, owners, and chiller manufacturers, and additional correspondence were synthesized into a composite portrait of prevailing practices and attitudes.

To quantify the energy use and economic benefits of variable primary flow, an extensive parametric simulation study was conducted that compared variable primary flow system energy use with that of other common system types. System types included in the study were constant flow/primary-only, constant primary flow/variable secondary flow, and primary/secondary with a check valve installed in the decoupler. Parameters varied included load type, number of chillers in the central plant, temperature difference vs. part load characteristics, and climate.

ARI 关于VPF的论文

由于具备变流量能力的冷水机组的出现、变频器的普及、冷水系统群控技术的发展，使得一次泵变流量系统受到越来越多的关注与应用，技术日趋成熟。利用系统分析软件System Analyzer可以方便地分析采用一次泵变流量系统相比常规的一次泵定流量系统的节能优势。

为了解一次泵变流量系统在运行上低能耗的特点，我们选择一个2400冷吨（8439kW）的酒店空调系统来分析。假定项目地点位于上海，全年空调运行时间为4月至11月，共计8个月。

方案1为常规一次泵定流量系统，冷水侧7-12℃，冷却水侧32-37℃，其配置如下：

冷水机组：三台800冷吨（2813kW）离心机，效率为0.59 kW/Ton或COP为5.96

冷水泵：四台（三用一备），单台流量为156 l/s，扬程320kPa，功率 75 kW

冷却水泵：四台（三用一备），单台流量为179 l/s，扬程280kPa，功率 75 kW

冷却塔：七台，每台功率为22 kW（采用某厂商CTI认证15365型号）

方案2为一次泵变流量系统，冷水侧7-12℃，冷却水侧32-37℃，其配置如下：

冷水机组：三台800冷吨（2813kW）离心机，效率为0.59 kW/Ton或COP为5.96

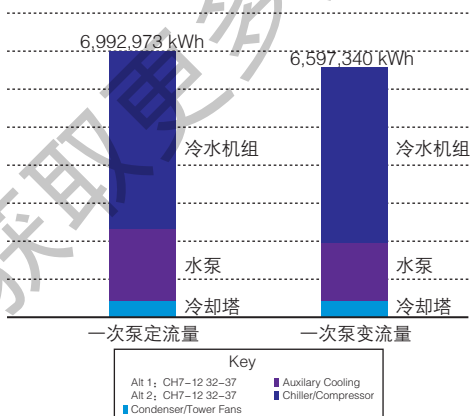
冷水泵：四台（三用一备），单台流量为156 l/s，扬程320kPa，功率 75 kW

冷却水泵：四台（三用一备），单台流量为179 l/s，扬程280kPa，功率 75 kW

冷却塔：七台，每台功率为22 kW（采用某厂商CTI认证15365型号）

两个方案中水泵、冷却塔的配置一样，只是方案2的蒸发侧采用由末端压差控制的变流量水泵和相应的机房自控系统。

一次泵定流量与一次泵变流量机房设备年能耗比较



可以采用System Analyzer 进行系统全年运行模拟分析，计算全年主机、水泵和冷却塔的综合运行能耗。在本案例中，采用一次泵变流量系统后，整个冷水机房全年节电395,633kWh，比常规的一次泵定流量系统节约5.7%。

一、常规的冷水系统形式

常规设计中，要求冷水机组蒸发器侧定水流量运行，与之相对应的冷水系统为：一次泵定流量系统和二次泵变流量系统。

1.1 一次泵定流量系统

一次泵定流量系统（如图1-1所示）是以往应用最广泛的系统形式。过去冷水机组生产商要求冷水机组蒸发器的冷水流量维持不变，使蒸发器不会发生流量的突然减少，以确保不会因为压缩机卸载不及时而发生蒸发器结冰。一次泵定流量系统的设置要求主机与水泵一一对应。开机前先开冷冻水泵和冷却水泵，然后再开主机，保证通过主机的水流量和冷水机组的正常运行。

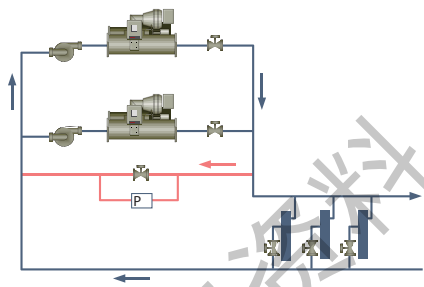


图1-1 一次泵定流量系统原理图

当室内负荷减少时，房间温度传感器要求末端的电动两通阀减小开度，末端需求的水量随之减少。此时，系统供回水间的压差有高于压差旁通控制器设定值的趋势，压差旁通阀会增加开度以维持供回水压差的设定值。机组的冷冻水生产量通过与机组相对应的水泵台数来调节，但末端所需流量往往不是水泵的额定流量，因此，一次泵定流量系统运行时要求保证机组冷冻水的生产量大于末端冷冻水的需求量，富余部分水量从压差控制的旁通管通过，再与系统的回水混合后再次进入主机蒸发器，所以进入蒸发器的回水温度是系统回水和旁通水的混合温度。冷水机组的卸载依据温差

实现，流量基本维持稳定。同时，冷水机组蒸发器进出水温差的减少使机组降载，当其电流降到设定的关机电流时，如当两台等量冷水机组运行电流相当于45%的满载电流时，可以关掉其中一台。

一次泵定流量系统的特点如下：

- 末端的温度控制采用两通阀（开关量或模拟量均可）；
- 水泵与主机一一对应，水泵的设计流量为蒸发器的额定流量；
- 运行中，冷冻水生产侧的水量大于或等于冷冻水的需求侧的水量；
- 生产侧多余的水量经压差控制的旁通管与系统的回水混合再进入蒸发器；
- 旁通水流单向流动，从系统的供水管旁通到系统的回水管。

但是自从上世纪80年代以来，为了改变部分负荷下冷冻水泵定流量不降载的状况，二次泵系统渐渐被采用。

1.2 二次泵变流量系统

在冷水机组蒸发侧流量恒定的前提下，可以把传统的一次泵分解为两级，如图1-2-1所示。

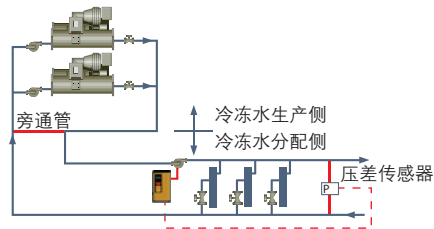


图1-2-1 二次泵变流量系统原理图

二次泵变流量系统的特点如下：

- 末端的温度控制采用两通阀（开关量或/和模拟量）；
- 水泵与主机一一对应，水泵的设计流量为蒸发器的额定流量；
- 运行中，冷冻水生产侧的水量大于或等于冷冻水的需求侧的水量；
- 生产侧多余的水量经旁通管与系统的回水混合再进入蒸发器；
- 旁通管上无阀门控制，以平衡冷冻水的生产量与末端冷冻水的需求量。旁通管为双向流，当冷冻水的生产量大于系统需求时，从系统的供水管流到系统的回水管；反之，当冷冻水的生产量小于系统需求时，旁通管内水的流向从回水管流向供水管；
- 一次泵循环从机组蒸发器入口经由蒸发器到旁通管路，再到蒸发器入口；
- 二次泵用来克服从旁通管到末端，再到旁通管的用户侧水环路阻力；
- 低温差综合症（详见1.2.2章节）。

二次泵变流量系统中二次泵是变流量的，在空调系统处于部分负荷时，能根据负荷要求（压差信号）提供相应的冷冻水量，以节约二次泵的能耗。一次泵与相对应的冷水机组联锁启停，通过启停一次泵与相应冷水机组来调节冷水生产环路的水流量。

1.2.1 加/减冷冻机

为了维持设定的供水温度，要求旁通管内的水流总是从供水侧到回水侧或者是零，也就是要保证冷冻

水的供大于求，否则系统的回水会补充到供水侧，导致供水温度上升而偏离设计温度。

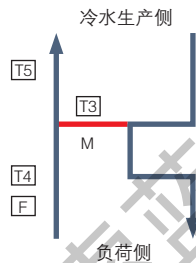


图1-2-2 温度传感器与流量传感器的设置

运行控制过程中可在T4处设一个流量传感器F，用以计算旁通流量M。

如果系统中配置了特灵的BCU楼宇控制器，则不需要设置冷冻水生产侧的温度传感器T1和T5，因为BCU可以从主机控制器上直接获得这两组数据。

a) 加机时水流方向的判断

$$T2 > T1$$

当冷冻水使用侧的供水温度高于主机的冷冻水温度时，表明系统处于冷冻水供应小于冷冻水的需求的状态，T2是冷冻水与回水的混合，此时需要加机。

b) 减机时水流方向和水流量的判断

$$\text{热平衡: } F \times T4 + M \times T3 = (F+M) \times T5$$

$$M = F \times (T4 - T5) / (T5 - T3)$$

M大于110%蒸发侧水流量时，表明系统可以减少一台主机运行。

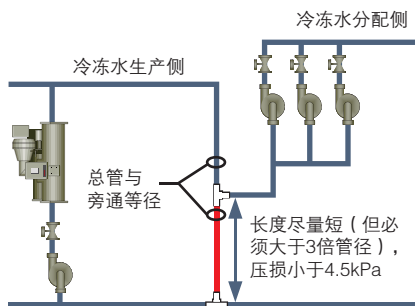


图1-2-3 二次泵变流量系统原理图

设计中，旁通管要求与总管的管径相同，并尽量减少旁通管长度（但保证大于3倍管径），最大阻力为4.5kPa，流速低于1.5m/s。由于系统的冷冻水生产与分配都涉及旁通，因此不建议旁通管上设置任何形式的阀门或孔板，以确保控制逻辑。

二次泵变流量系统实现了二次侧水泵按照需求供给水量，但在一次侧还是采用冷水机组和水泵一一对应的额定流量供给。和一次泵定流量系统相比，二次侧的能耗降低了，但是相应的设备造价会增加、所需机房面积增加、系统控制较复杂、对机房操作人员的要求也较高。

1.2.2 低温差综合症

所谓低温差综合症是指冷水机组在运行过程中，进出蒸发器的冷水温差始终低于设计温差，使得冷水机组不能满载运行，从而导致系统被迫投入运行更多的机组和水泵。

当末端换热不充分时，会出现回水温度低于设计温度的现象，表冷器的换热温差达不到设计温差，为满足末端冷量需求就需要提供更多的水量。冷量计算的基本公式为 $Q = mC_pT$ 。假定比热 C_p 为常数，为保持冷量 Q 不变，既可以提高水的流量 m 并减小温差 T ，又可以降低水的流量且增大温差。不难想象，低温差运行必须靠多开冷冻水泵和相应的冷水机组来满足冷量的需求。

对于业主来讲，低温差综合症使得运行费用大大上升。其产生的主要原因是两个因素：

- 末端表冷器选择排数不足；
- 运行过程中表冷器脏堵（表冷器的空气侧）。

低温差综合症所导致的机组不能满载的问题可以在一次泵变流量系统中被克服。



烟台农业大学

二、一次泵变流量系统

一次泵变流量系统中选择可变速运行的冷水机组，当机组运行时，蒸发器的供回水温差基本恒定，蒸发侧流量随负荷侧流量的变化而改变，从而达到“按需供应”，并使得降低水泵在部分负荷时的供水量成为可能，最终降低系统运行能耗。末端冷量由冷冻水量调配，冷水机组生产的冷量由流经蒸发器的水流量和相对固定的温差决定。

其系统形式类似于一次泵定流量系统，增加了一套自控系统，同时定流量水泵变为变流量水泵，按照一定的控制逻辑运行，如图2所示。

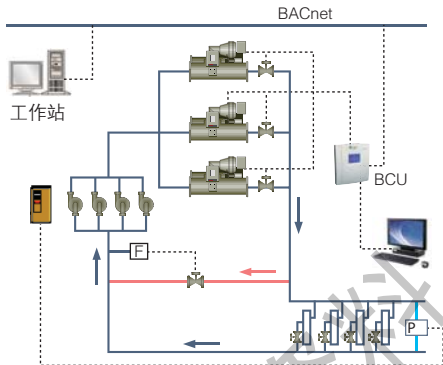


图2 一次泵变流量系统原理图

一次泵变流量系统的首要问题是掌握冷水机组及其系统控制的特性，理解下列概念有助于系统的控制和编程。

2.1 末端两通阀

与二次泵变流量系统相同，一次泵变流量系统的末端采用模拟量或开关量的两通阀控制，房间温度传感器控制两通阀的开启度。当房间的负荷增加时，室内温度高于房间的设定温度，两通阀开大，供回水间压差随之减小；反之，当房间的负荷减少时，室内温度低于房间的设定温度，两通阀关小，供回水间压差随之增大。

利用压差传感器控制水泵的流量，保证末端的所需的水量（冷量），同时维持末端的压差设定值。在二次泵系统中，该压差控制的是冷冻水分配侧的冷冻水泵变频器，而在一次泵变流量系统中，压差信号直接控制系统中仅有的一组变流量水泵。无疑与变流量水泵相对应的是可变速的冷水机组。

2.2 可变流量的冷水机组

常规冷水机组蒸发器水流量变化必然引起冷水机组的出水温度波动，导致冷水机组运行不稳定，甚至会使蒸发器结冰。

特灵公司经过数十年的研究开发与实践检验，最新推出的Centra Vac三级离心式冷水机组，配以CH530控制器结合系统控制技术，已经能够很好地解决这个问题，真正实现变流量运行。

2.2.1 机组允许的流量变化率

当冷水机组运行接近满载而负荷侧的冷量需求还在增加时（通常达到95%的满载电流），系统应再投入一台冷水机组来满足冷量的需求。在一次泵变流量系统中水泵的流量只受末端供回水管的压差控制，和一次泵定流量系统以及二次泵变流量系统不一样，其冷冻水泵和冷水机组之间没有连锁控制，因此，新投入的冷水机组的水量是从原来已运行的冷水机组分流出来的，此时没有水泵跟进投入。假设原来有一台机组在运行，且新投入的冷水机组容量和已在运行的冷水机组容量相等，将有一半的水量会被分流到新投入的冷水机组上。

在一次泵变流量系统中要求水泵并联，水泵出水通过公共分集水器后再分流到冷水机组上，因此在每台冷水机组的下游都要设置一个开关量的电动两通阀，如图2所示。电动两通阀的行程可以60秒、90秒或

120秒等，最常见的是60秒。沿用上文的例子，如果采用60秒行程的电动两通阀，则原来运行的机组一分钟内的流量变化是50%，在这系统中，要求机组蒸发侧的允许流量变化率为每分钟50%。当两台机组运行接近满载，第三台机组投入时已经运行的两台机组的流量变化是每分钟33%，详见表2-2-1阀门开启过程中机组的流量变化。设计师也可选用允许流量变化率为每分钟30%的冷水机组，只要电动两通阀的行程足够慢，如120秒，使得在机器的启停过程中单位时间所承受的流量变化相对较小。

表2-2-1 流量减少（变化）百分比

运行的冷水机组台数	1	2	3	4	5
阀门开启时每分钟流量减少率	50%	33%	25%	20%	17%
流量减少% = 1 - $\frac{\text{运行着的冷水机组台数}}{\text{运行着的冷水机组台数}+1}$					

1台冷冻机开启到2台冷冻机开启引起的流量变化（阀门行程60秒）：

- 具有2%/分钟可允许流量变化率的机组需要30分钟达到稳定；
- 具有10%/分钟可允许流量变化率的机组需要5分钟达到稳定；

- 具有30%/分钟可允许流量变化率的机组只要1.6分钟就能够达到稳定。

2.2.2 机组允许的流量变化范围

机组允许的最低流量和最高流量之间是该机组允许的流量变化范围。

根据以前的设计原则，蒸发侧的水流速度在3英尺/分钟到11英尺/分钟之间(0.914米/秒到3.35米/秒)。通常来讲，为了提高蒸发器的换热效果，流速越高越好；而从减少蒸发器震动和管壁磨损的角度，流速越低越好。近年来通过研究和试验，一些生产商已经可以将流速提升至1.5英尺/分钟(4.57米/秒)，这推动了一次泵变流量系统的发展。允许的最低流量越小，系统节能的潜力越大；蒸发器的回程越多，越有可能降低最低流量。

表2-2-2 蒸发器水侧的最低/高流速

满液式或降液式蒸发器		水的流速 英尺/秒 (米/秒)	
		最小值	最大值
传统设计		3.0 (0.92)	11-12 (3.3-3.6)
新的设计	标准管束	1.5 (0.46)	-
	高性能管束	2.0 (0.61)	-

典型的ARI冷水机组选型报告中有最低流量的信息，如表2-2-3。

表2-2-3 冷水机组ARI选型报告（示例）

Evaporator Information

Evap leaving temp	5.00 °C
Evap flow rate(蒸发器额定流量)	93.0 L/s
Evap entering temp	14.00 °C
Evap flow capacity	0.0264 L/s/kW
Evap water box type	non-marine
Evap pressure drop	18.1 kPa
Evap fouling factor	0.017610 m ² - °C/kW
Evap fluid type	water
Evap fluid concentration	N/A
Evap water box pressure	150 psig
Evap min flow rate(蒸发器最小流量)	35.5330L/s

Condenser Information

Cond entering temp	32.00 °C
Cond flow rate	101.8 L/s
Cond leaving temp	42.00 °C
Cond flow/capacity	0.0289 L/s/kW
Cond water box type	non-marine
Cond pressure drop	19.9 kPa
Cond fouling factor	0.044025 m ² - °C/kW
Cond fluid type	water
Cond fluid concentration	N/A
Cond water box pressure	150 psig cond.water pressure

Electrical Information

Motor LRA	6798 A	Min circuit ampacity	1483 A
Primary RLA	1142.2 A	Max over current protection	2500 A

在一次泵变流量系统中，除单一机组的一次泵变流量系统外，多机并联系统推荐的冷水机组最低流量在额定流量的50%以下，即满足：额定流量 / 最低流量 > 2。在表2-2-3数据中，最低流量为35.533L/s，额定流量为93.0L/s，额定流量 / 最低流量 = 93 / 35.533 = 2.62 > 2，符合要求。这样设计的主要原因是为了避免在两台或以上的机组运行时旁通阀动作，如果最低流量大于额定流量的50%时，会给自控的逻辑设计增加难度。

因此冷水机组的流量变化范围和每分钟允许流量变化率两者是衡量冷水机组性能的指标。机组的流量变化范围越大，冷水机组节能效果越明显。机组的每分钟允许流量变化率越大，变流量时出水温度波动越小。推荐机组能承受每分钟30~50%的流量变化率。

2.2.3 前馈功能和流量补偿

冷水机组每分钟允许流量变化率与机组控制器的特性相关，可变流量冷水机组的控制器不仅具有常规的反馈控制功能，还具有更为先进的前馈控制功能。机载控制器不但可以根据冷水机组出水温度变化调节机组负荷，还能根据冷水机组进水温度变化来预测空调负荷变化对出水温度的影响。因此使用该控制器的冷水机组允许较大的流量变化率，可达到每分钟30%。该控制器同时还能扩展蒸发器水侧的压差补偿，这样离心式冷水机组的允许流量变化率可以进一步加大到每分钟50%。流量补偿控制可在大流量时控制水温波动，在最小流量时精确控制水温，特灵的CH530机载控制器就具备此功能。压差传感器

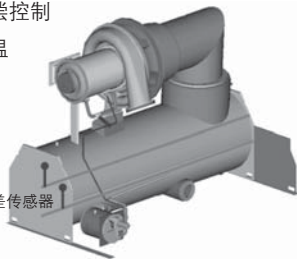


图2-2-1 冷水机组的流量补偿

通过蒸发器的水流量短时间内减少一半后，常规冷水机组的出水温度和回水温度会在相当长一段时间内失控（见图2-2-2，温度偏离时间长达30分钟），而配备带有前馈和流量补偿的控制器的冷水机组能快速稳定出水温度（见图2-2-3）。

2.2.4 变流量的机组效率

冷水机组在变流量条件下的能耗趋势也是衡量机组性能的重要指标之一。先进的变流量冷水机组在部分负荷，蒸发器变流量工况下与定流量相比，COP变化极小。大多数业主都希望设计实施一个多机并联的一次泵变流量系统，这样机组的运行权重通常保持在50%以上，其COP变化会更小。以500冷吨（1758kW）机组为例，对定流量与变流量能耗的比较，如图2-2-4所示。

500RT机组效率比较—定流量VS变流量

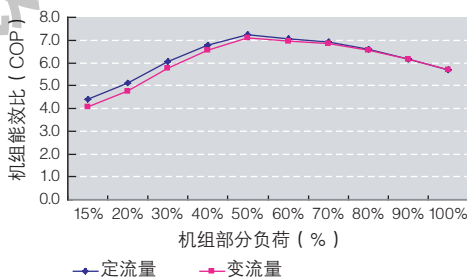


图2-2-4 无前馈控制和变流量补偿功能的机组

2.3 旁通阀和流量传感器

由于冷水机组蒸发侧变流量的范围不是从0%~100%，因此当用户侧的流量低于冷水机组最低允许流量时，需要旁通部分水流量，保证通过蒸发器的水流量不低于机组的最低允许流量。在冷冻水回水干管上安装流量传感器可测得水系统的总流量，用来控制旁通阀。一旦系统只剩最后一台机组运行时，当负荷侧的冷量需求继续下降直到该机组的预定最低流量时，旁通阀动作，确保旁通流量加上负荷侧需求侧的流量

不低于冷水机组设定的最小流量。

由于水侧压差传感器比精准的流量传感器价格低，且压差和流量有着——对应的关系，如图2-3所示，因此也可以用蒸发器侧的压差传感器来代替流量传感器，利用压差推算蒸发器的流量。

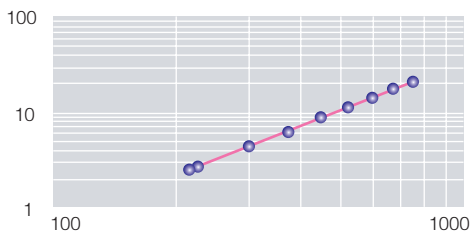


图2-3 典型的蒸发器流量与阻力的对应关系

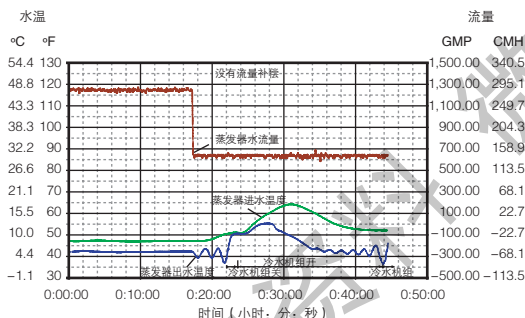


图2-2-2 无前馈控制和变流量补偿功能的机组

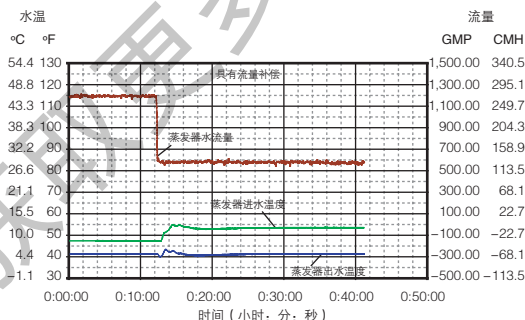


图2-2-3 有前馈控制和变流量补偿功能的机组

2.3.1 变频水泵运行

水泵数量可以不同于冷水机组数量，两者的启停控制相互独立，变频水泵流量由典型干管末端压差来控制，以满足负荷侧流量的需求；而冷水机组的启停则由机组运行电流来控制，以满足负荷侧冷量的需求。

变频水泵的变频范围通常会设置一个下限（如：15Hz），低于该频率运行会引起马达散热不畅甚至发生烧坏马达等现象。不同的电机会有不同的最低频率，具体请咨询水泵供应商。

下图显示的是水泵效率与变频变流的关系。在变频变流过程中，水泵的效率变化不大，和系统的阻力特性相对吻合。

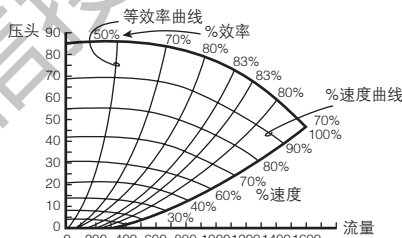


图2-3-1 可变速的水泵效率

2.3.2 冷水机组的加减机

冷水机组的加减机控制逻辑有多种选择，相对可靠、节能的方式是以压缩机运行电流RLA与额定电流的比值为依据。

加机时，若机组运行电流与额定电流的百分比大于设定值（如90%），并且持续10~15分钟，则开启另一台机组。这种控制方式的好处是供水温度的控制精度高，在系统供水温度尚未偏离设定温度时，已经开始加机了。

同样地，减机时，每台正在运转的机组的运行电流与额定电流的百分比之和除以运行机组台数减1，如果得到的值小于设定值（如80%），那么某一台机组就会关闭。

$$\% \text{设定值} \geq \frac{\% \text{RLA (运行机组)}}{\text{运行机组台数} - 1}$$

例如,3台正在运转的机组运行电流分别为其额定电流的50%,则可以关闭一台机组。

$$80\% \geq \frac{50\%+50\%+50\%}{3-1}$$
$$80\% \geq 75\%$$

当冷水机组加减机时,若蒸发器的规格不同,则需要注意不同机组蒸发器的压降对流量分配的影响。

2.4 一次泵变流量系统主要特点

- 冷水机组和水泵的台数不必一一对应,两者启停可分别独立控制;
- 与二次泵变流量系统相比,一次泵变流量系统省去了其中的一次泵(定速水泵),节省了初投资和机房面积;
- 能够根据末端负荷的变化,调节负荷侧和冷水机组蒸发器侧的流量,从而最大限度地降低变频水泵的能耗;
- 能够在冷却水温度低于设计工况时,利用超过额定的水量来获得超额冷量。冷水机组是按照设计工况来选型的,当冷却水进水温度低于设计工况

时,冷水机组满负荷运行的制冷量通常大于其设计冷量(额定冷量)。由于一次泵变流量系统的冷水机组和水泵台数不是一一对应,因此通过加大冷水机组蒸发器的流量,可以充分利用冷水机组的超额冷量,在某些负荷段时不必开启更多台冷水机组和相应的冷却水泵,从而减少冷水机组和冷却水泵的全年运行时数和能耗;

- 消除一次泵定流量和二次泵系统的“低温差综合症”,确保冷水机组高效地运行;
- 空调冷水系统从一次泵定流量系统、二次泵变流量系统到一次泵变流量系统的演变,是从水泵不节能、负荷侧水泵节能,到全程水泵节能的发展过程,也是系统配置从简单到复杂、再回归简单的发展过程。推广一次泵变流量系统并不排斥二次泵系统,比如对于晚间有较小负荷的基载空调,或是对于冷水机房供给多个单体建筑的应用,就可以考虑一次泵变流量结合二次泵变流量来进行;
- 一次泵变流量系统中,冷水机组的蒸发器流量允许变化范围和允许流量变化率是系统设计的首要问题,而冷水机组控制器对稳定出水温度起着关键性的作用。在相应的冷水机组群控时,主要关注旁通阀和流量传感器、变频水泵运行以及冷水机组的加减机。

三、冷水机组变频与高效率冷水机组的区别

经常有人问，由于冷水机组的压缩机电机功率大于水泵的功率，是否可以用冷水机组变频来代替冷水侧的水泵变频？实际上这是两个不同的应用。当机房内只设有一台冷水机组、同时室外温度较低的时候，变频冷水机组会有较好的能效；反之对于设有多台冷水机组的系统，则可采用同等价格的高效率机组来取得更佳的系统运行能效。

变频冷水机组侧重的是机组的部分负荷效率，通常在25-75%的负荷段。而高效率机组则更注重机组在75-100%负荷段的能效。为了解冷水机组变频的应用，我们先对以下概念作简要的介绍。

3.1 IPLV与NPLV

1998年12月，美国ARI推出了新的冷水机组测评标准，用ARI Standard 550/590-1998来取代过去的ARI Standard 550-1992。其中规定了部分负荷效率IPLV / NPLV的具体计算公式：

表3-1-1 流量减少（变化）百分比

冷水机组部分负荷效率的计算公式					
COP,W/W EER,Btu/h/W	IPLV or NPLV = 0.01A+0.42B+0.45C+0.12D				
kW/ton	IPLV or NPLV = $\frac{1}{\frac{0.01}{A} + \frac{0.42}{B} + \frac{0.45}{C} + \frac{0.12}{D}}$				
冷水机组负荷百分比					
	A at 100%	B at 75%	C at 50%	D at 25%	- at 0%

测评工况如下：

表3-1-2 IPLV/NPLV的评价工况

IPLV评价工况					
水冷冷凝器					
进水温度 °F (°C)	85(29.4)	75(23.9)	65(18.3)	65(18.3)	65(18.3)
流量 gpm/ton (Lps/kW)	3.0(0.054)				
污垢系数 h-ft ² -°F/Btu (m ² -°C/W)	0.00025(0.000044)				
蒸发器					
离开蒸发器的温度 °F (°C)	44(6.7)	-	-	-	44(6.7)
流量 gpm/ton (Lps/kW)	2.4(0.043)	-	-	-	2.4(0.043)
污垢系数 h-ft ² -°F/Btu (m ² -°C/W)	0.0001(0.000018)				
NPLV评价工况					
水冷冷凝器					
进水温度 °F (°C)	根据设定	-	65(18.3)	65(18.3)	65(18.3)
流量 gpm/ton (Lps/kW)	根据设定				
污垢系数 h-ft ² -°F/Btu (m ² -°C/W)	根据设定				
蒸发器					
离开蒸发器的温度 °F (°C)	根据设定	-	-	-	-
流量 gpm/ton (Lps/kW)	根据设定	-	-	-	-
污垢系数 h-ft ² -°F/Btu (m ² -°C/W)	根据设定				

3.2 多台冷水机组机房

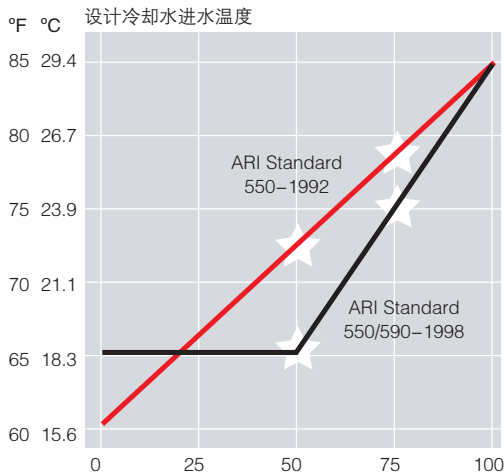


图3-2-1 I/NPLV 98版与92版之区别

根据现行的ARI Standard 550/590-1998标准，可以较方便地对只有单一机组的系统运行进行测评，而对于多台机组的系统进行能效评估时，应当根据当地的气象设计参数、建筑物的负荷特性、机组在各负荷段的运行时间，外气温度低时采用新风供冷的应用状况，以及辅助设备如水泵、冷却塔的能量来进行综合评估。正如ARI Standard 550/590-1998中的D2.1条所述：“...a comprehensive analysis that reflects the actual weather data, building load characteristics, operational hours, economizer capabilities and energy drawn by auxiliaries such as pumps and cooling towers when calculating the chiller and system efficiency.”因此，多数冷水机房都会选用超过一台的机组数量，这时，权衡机房的运行效率不应该简单地用I/NPLV来判断，因为多台机组联合时，每台机组的部分负荷权重向满载靠拢，ARI Standard 550/590-1998 “individual chillers operating within multiple chiller systems are more heavily loaded than single chillers within single chiller systems.”

下图是一台700冷吨的高效离心机和一台同等冷量的变频离心机的部分负荷效率比较图，可以发现，当机组负荷高时，高效机组的效率高于变频机组，当机组负荷低，且冷却水温度相应降低时，变频机组的效率才比高效机组高。

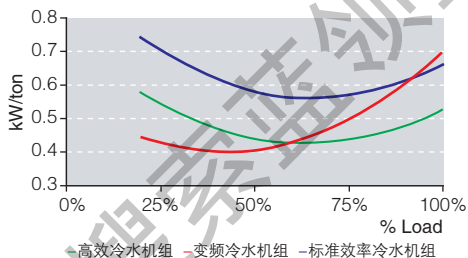


图3-2-2 冷水机组效率比较

多数冷水机房选择多台机组，在一个典型的2台500冷吨加一台300冷吨的机房，我们可以发现，在绝大部分负荷段内，运行机组的负荷段是在78%以上。因此，在多冷水机组的系统中，采用高效机组比变频冷水机组可以获得更佳的能效。

因此，在作系统设计和机组选择时，必须综合分

表3-2-1 冷水机组负荷权重分析

系统负荷 (RT)	冷水机组负荷									
	10%	20%	30%	40%	50%	60%	70%	80%	90%	100%
500RT%	off	off	78%	65%	81%	98%	91%	80%	90%	100%
RT			390	325	406	488	455	400	450	500
500RT%	off	off	off	off	off	off	91%	80%	90%	100%
RT							455	400	450	500
300RT%	43%	87%	off	65%	81%	98%	off	80%	90%	100%

注：系统包括2台500RT和1台300RT机组

析机组的满载效率和部分负荷效率，以用户价值最大化为目标。

四、冷水机组性能参数表

4.1 常规温差一次侧变流量冷水机组性能表

型号	制冷量		蒸发器			冷凝器		重量		外形尺寸		
	Ton	kW/Ton	水量m³/h	最小流量m³/h	压降kPa	水量m³/h	压降kPa	运输重量kg	运行重量kg	长mm	宽mm	高mm
420-301-278-I050S-500-I050L-450	400	0.629	241	44.3	51	289	68	7659	8608	5045	2090	2627
420-337-283-I050S-550-I050L-500	450	0.643	271	48.7	53	325	70	7722	8743	5045	2090	2627
420-337-283-T050S-500-I050L-500	500	0.629	301	67.7	91	361	86	7884	8892	5045	2090	2627
565-379-288-I080S-630-I080S-710	550	0.618	332	55.5	60	396	41	10215	11472	4073	2435	3076
565-379-288-I080S-800-I080L-800	600	0.594	362	70.7	45	429	50	10887	12414	5045	2090	2741
565-433-302-I080S-800-I080L-800	650	0.616	392	70.7	52	467	59	10910	12438	5045	2090	2741
780-489-287-I080S-710-I080L-800	700	0.608	422	63.0	75	501	67	11101	12573	5221	2435	3044
780-548-293-I080S-800-I080L-710	750	0.611	452	70.7	68	538	96	11073	12547	5221	2435	3044
780-548-293-I080S-890-I080L-800	800	0.613	482	78.8	63	574	87	11232	12816	5221	2435	3044
780-548-293-T080S-800-I080L-800	850	0.595	512	109.1	100	608	98	11492	13066	5221	2435	3044
780-621-298-I142L-980-I142L-890	900	0.601	543	88.0	83	643	85	14950	17282	5287	2980	3217
780-621-298-I142L-1220-I142L-980	950	0.594	573	109.9	61	679	76	15273	17790	5287	2980	3217
1067-716-290-I142L-1080-I142L-1220	1000	0.583	603	99.0	81	713	56	15855	18466	5287	2980	3217
1067-716-290-I142L-1220-I142L-1220	1100	0.595	663	109.9	80	787	67	15953	18624	5287	2980	3217
1067-799-297-I142L-1420-I142L-1220	1200	0.599	723	127.9	71	860	80	16115	18954	5287	2980	3217
1067-892-310-I210L-1760-I210L-1610	1300	0.617	784	158.0	56	985	63	19245	22632	5307	3214	3514

备注:

1. 本表配置仅为示例, 具体选型请联系特灵当地办事处, 获取符合ARI要求的型号报告。
2. 本表格工况: 冷冻水进水温度12°C, 出水温度7°C, 冷却水进水温度32°C, 出水温度37°C。
3. 上表标准水室承压1.0MPa, 冷冻水污垢系数0.0176m²·°C/kW, 冷却水污垢系数0.044m²·°C/kW。

4.2 大温差一次侧变流量冷水机组性能表

型号	制冷量		蒸发器			冷凝器		重量		外形尺寸		
	Ton	kW/Ton	水量m³/h	最小流量m³/h	压降kPa	水量m³/h	压降kPa	运输重量kg	运行重量kg	长mm	宽mm	高mm
420-301-282-T080S-500-I080L-710	400	0.68	150	67.8	27.4	183	13.2	10384	10730	5221	2435	3076
670-379-285-T080S-560-I080L-560	450	0.66	169	76.3	27.4	204	31.4	10657	11841	4073	2435	3044
670-379-283-T080S-630-T080L-800	500	0.634	188	85.6	27.0	225	26.7	11618	13053	5221	2435	3044
670-379-287-T080S-710-T080S-710	550	0.628	207	96.4	26.2	248	38.4	11543	12981	5221	2435	3044
670-433-288-T080S-800-T080L-800	600	0.627	226	109.1	24.4	270	36.6	11809	13362	5221	2435	3044
780-433-287-I142L-1080-I142L-890	650	0.629	245	99.2	16.2	292	33.8	15002	17368	5287	2980	3217
780-489-288-T080S-800-T080L-800	700	0.631	264	109.1	32.1	316	47.8	11859	13413	5221	2435	3044
780-548-292-I142L-1420-I142L-1220	750	0.632	283	127.9	13.3	338	14.4	15381	18220	5287	2980	3217
780-548-293-I142L-1420-T142L-890	800	0.635	301	127.9	15.0	360	48.5	15341	17935	5287	2980	3217
1067-621-288-I142L-1420-T142L-1080	850	0.633	320	127.9	16.7	383	37.2	16430	19152	5287	2980	3217
1067-621-287-T142L-1220-T142L-1220	900	0.622	339	153.1	36.2	405	33.9	16979	19638	5287	2980	3217
1067-621-288-T142L-1420-T142L-1420	950	0.618	358	170.5	33.0	428	30.4	17408	20300	5287	2980	3217
1067-716-292-T142L-1420-T142L-1420	1000	0.627	377	170.5	36.2	451	33.3	17408	20300	5287	2980	3217
1067-716-293-T142L-1420-T142L-1420	1050	0.631	395	170.5	39.4	474	36.4	17408	20300	5287	2980	3217
1067-799-297-T142L-1420-T142L-1420	1100	0.640	414	170.5	42.8	497	39.5	17408	20300	5287	2980	3217
1067-799-300-T210L-1900-T210L-1900	1150	0.640	433	207.1	32.8	520	30.7	20579	24052	5307	3214	3514
1067-892-308-T210L-1900-T210L-1900	1200	0.656	452	207.1	35.4	544	33.2	20865	24338	5307	3214	3514

备注:

1. 本表配置仅为示例, 具体选型请联系特灵当地办事处, 获取符合ARI要求的型号报告。
2. 本表格工况: 冷冻水进水温度13°C, 出水温度5°C, 冷却水进水温度32°C, 出水温度40°C。
3. 上表标准水室承压1.0MPa, 冷冻水污垢系数0.0176m²·°C/kW, 冷却水污垢系数0.044m²·°C/kW。

中国地区部分应用实例

项目名称	地点	机组设备
佛山新闻中心	佛山	3x900(CVHG)+1x600(CVHE)
肇庆电力调度	肇庆	2x450(CVHE)+150(RTHD)
顺德顺峰广场	顺德	2x380(RTHD)
普丽华科技三期	佛山	4x1200(CVHG)
中山富洲酒店	中山	2X227(RTHD)
竹苑商业中心	中山	4x350+2x150(RTHD)+RTWC160S
中山康怡特诊	中山	320+215(RTHD)
中山大信皇冠酒店	中山	3x350(RTHD)
山东威海贝尔卡特2期	威海	2x800(CVHE)
烟台农业大学	烟台	3x300(RTHD)
烟台日报社	烟台	3x395(RTHD)
大连腾飞软件园一期	大连	2x1000(CVHG)
天津津滨雅都	天津	2x600(CVHG)
沈阳大商集团	沈阳	3x650(CVHG)
天津一中心医院(东院)	天津	2x300(RTHD)
南通联亚药业有限公司一期	南京	2x1100(CVHG)+2x300(RTHD)
南通联亚药业有限公司二期	南京	2x300(RTHD)
无锡希捷	无锡	4x1067(CVHG)
沪士电子	昆山	3x670(CVHG)
汉阳科技	昆山	1x780(CVHG)+1x420(CVHE)+1xRTWC
北京大学人民医院	北京	3x420(CVHE)



大连腾飞软件园



天津津滨雅都



佛山普丽华科技3期



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

For more information, contact your local district office

Literature Order Number APP-APG007-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。

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。

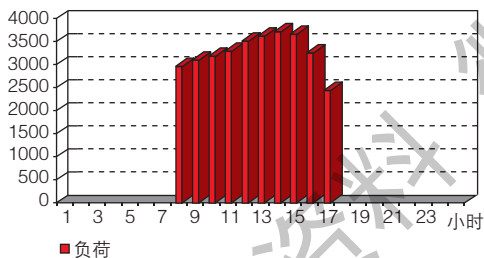


图1-1-1 典型逐时空调负荷图

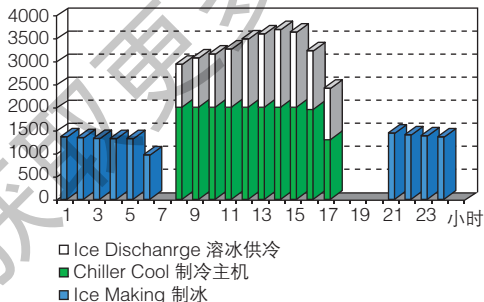


图1-1-2 蓄冰空调系统负荷图

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。

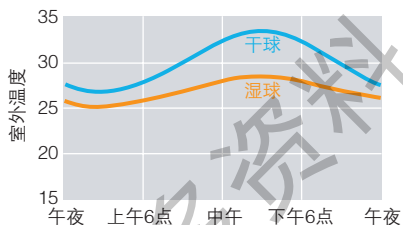


图2-2-1 室外温度变化趋势

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。

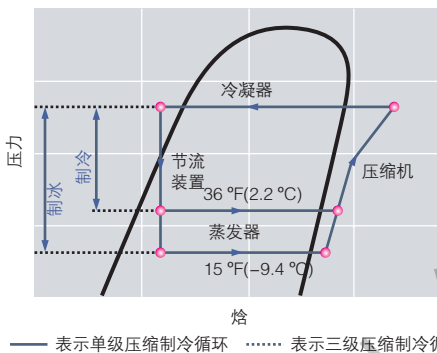


图2-2-2 制冰工况对不同主机效率的影响

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

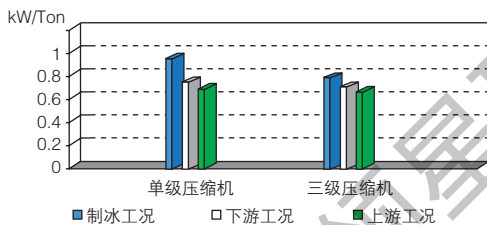


图2-2-3 单级压缩机与三级压缩机效率比较

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。

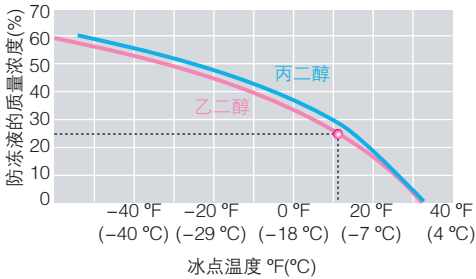


图2-3-1 载冷剂的冰点温度比较

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封闭式系统。

载冷剂的毒性

载冷剂是有一定的毒性的，为了安全起见一般会在系统里设置板换，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。

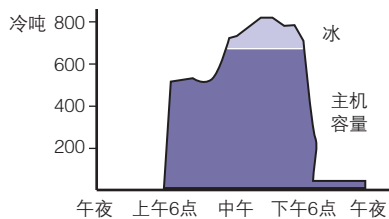


图3-2-1 负荷曲线1

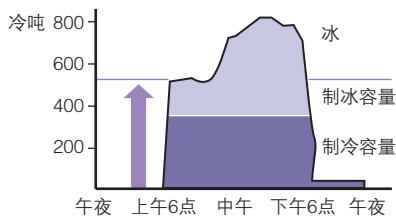


图3-2-2 负荷曲线2

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。

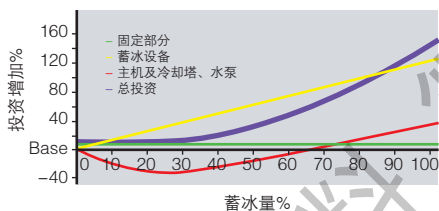


图3-2-3 初投资与蓄冰量的关系

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）

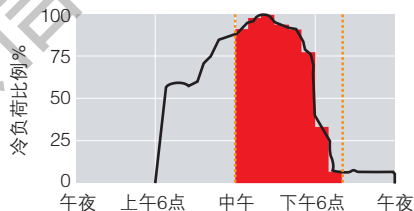


图3-2-4 峰值制冷需求

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				
																										台
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。

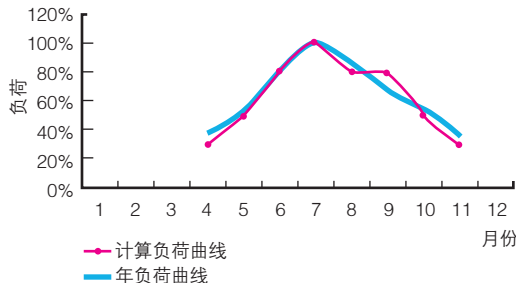


图3-2-5 年负荷曲线计算模拟

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。

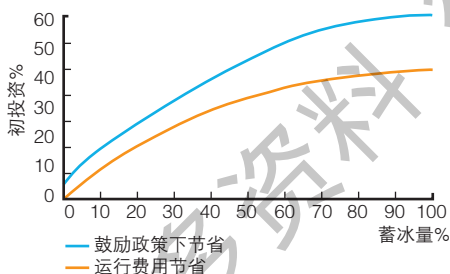


图3-2-5 5年运行费用合计

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。

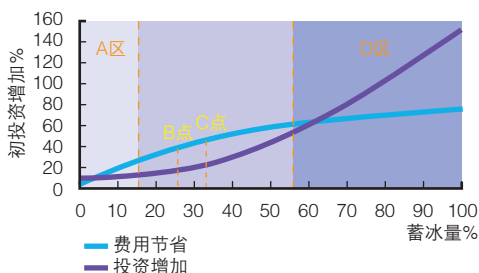


图3-2-7 成本线

- 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。

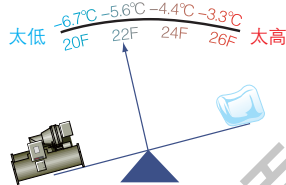


图3-3-1 冰槽制冰温度

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。

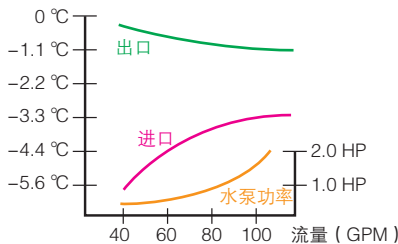


图3-3-2 系统流量与进出口温度的关系

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。

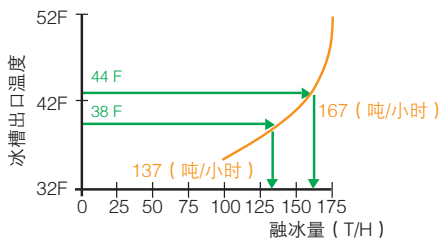


图3-3-3 出口温度与冰 释冰能力的关系

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。

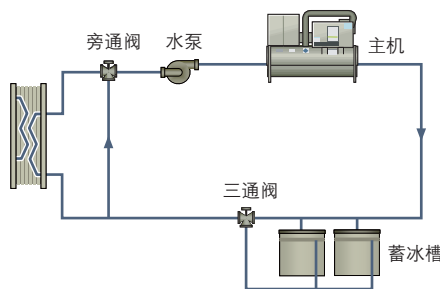


图3-4-1 小型系统的布置图

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。

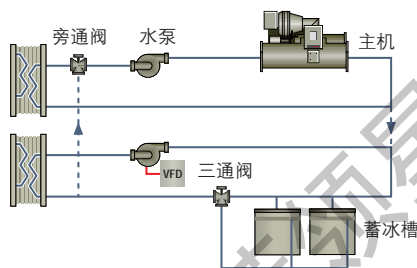


图3-4-2 大型系统的布置图

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。

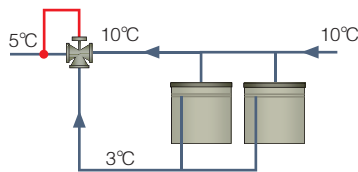


图4-1-1 定流量系统

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。

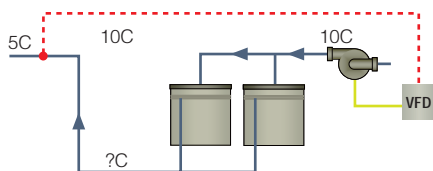


图4-1-2 变流量系统

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。

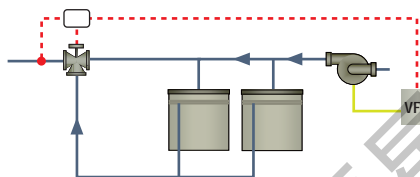


图4-1-3 变流量系统解决方案图

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：

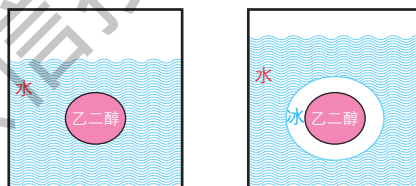


图4-1-4 普通传感器与液位传感器的比较

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。

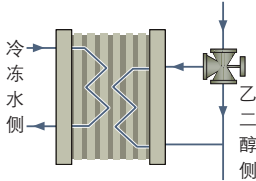


图4-1-5 板式换热器的控制

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	
⋮				

在这个张表里工作模式有：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。

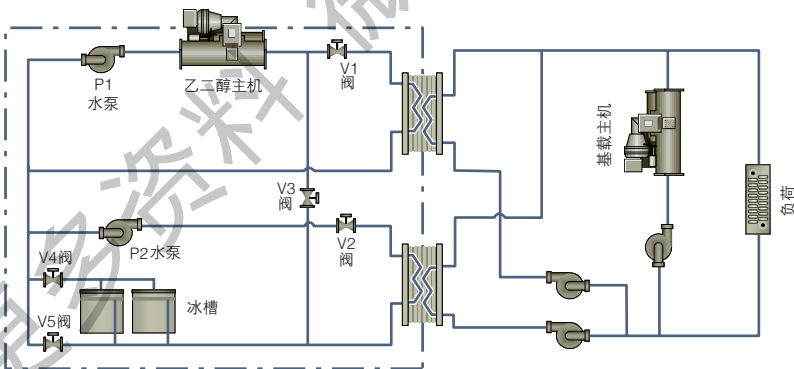


图4-2-1 并联系统流程图1

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

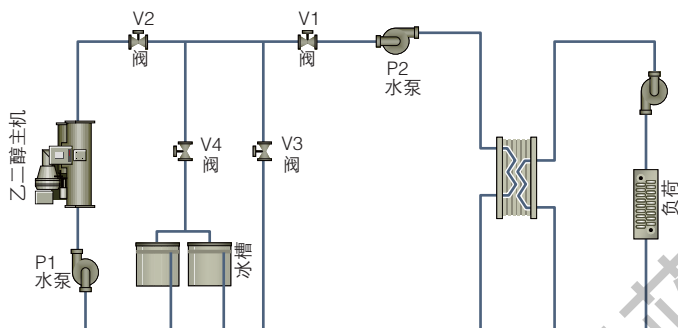


图4-2-2 并联系统流程图2

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

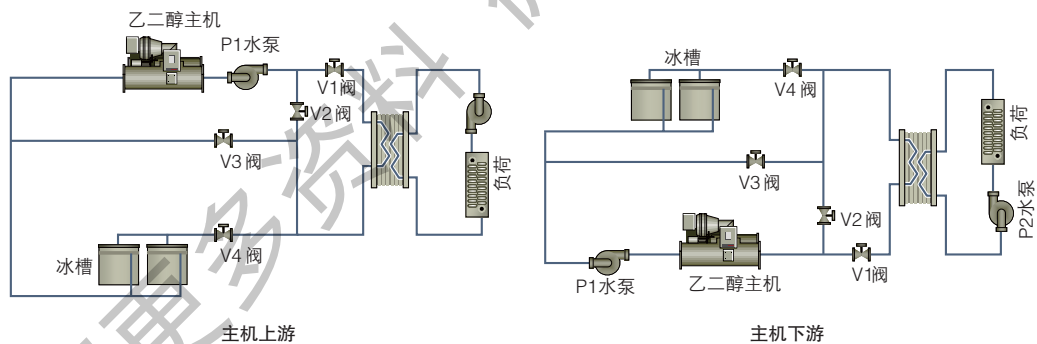


图4-2-3 串联系统流程图

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。

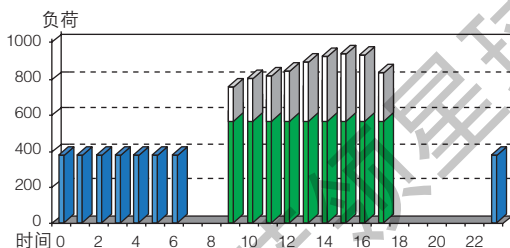
表4-3-1 工作模式运行策略表

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.

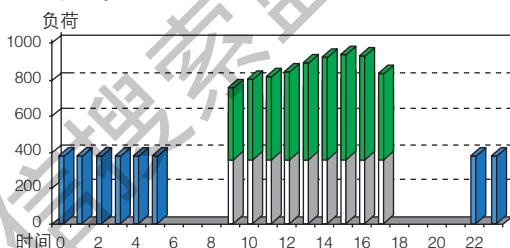
目前几种策略

- 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

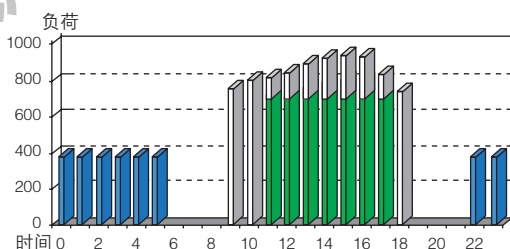
冷机优先：



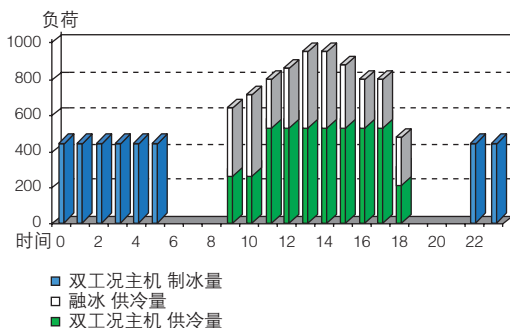
融冰优先：



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。

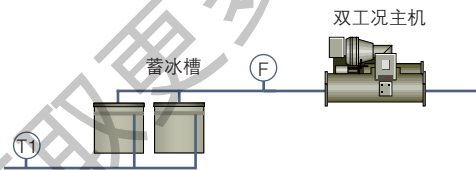


图4-4-1 串联系统

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。

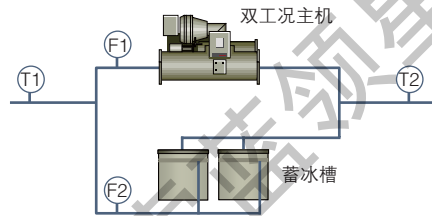


图4-4-2 并联系统

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赞誉。

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：

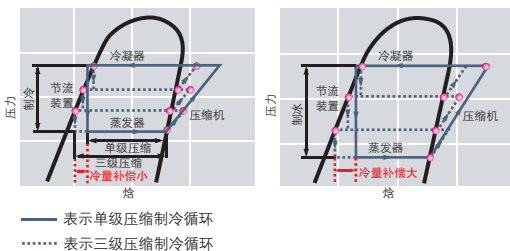


图5-1-1 制冷循环原理图

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。

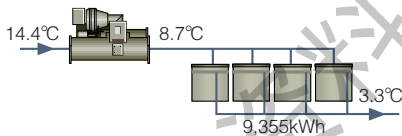


图5-2-1 主机上游

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。

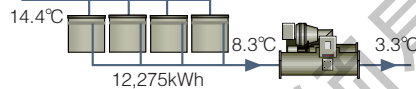


图5-2-2 蓄冰桶在冷水机组的上游

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°C	→6°C	→3°C	11°C	→6°C	→3°C
10°C	→6°C	→3°C	10°C	→5°C	→3°C
9°C	→6°C	→3°C	9°C	→4°C	→3°C
8°C	→6°C	→3°C	8°C	→3°C	→3°C

故此时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

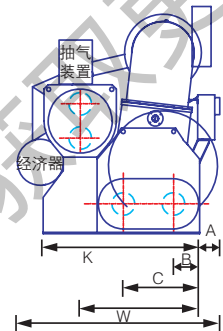
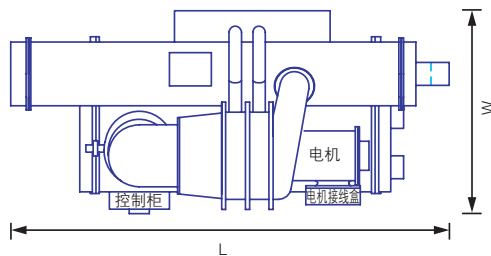
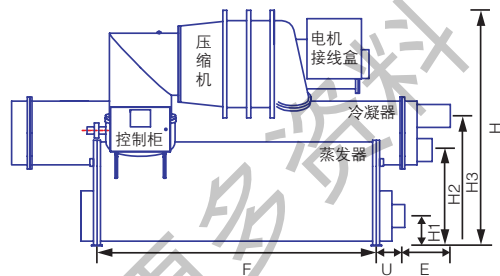
逐时冷负荷系数 K

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%。



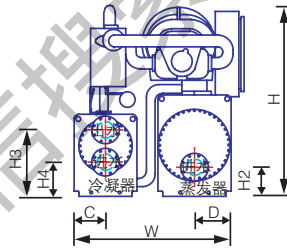
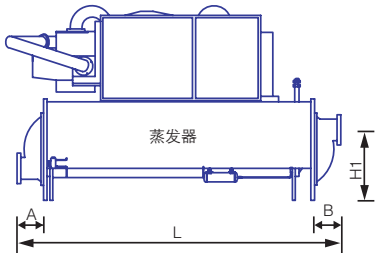
压缩机型号	筒体组合	抽管长度	L	W	H	A	B	C	D	K	E	U	F	H1	H2	H3
420	050SS	3600	4004	2090	2627	60	226	702	1226	1575	267	374	3430	391	762	1130
480-565	080SL	4800	5221	2435	3076	145	322	938	1468	1924	734	386	3430	368	1176	1596
670-780	080SS	3600	4073	2435	3044	145	322	938	1468	1924	413	386	3430	368	1176	1596
670-780	080SL	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

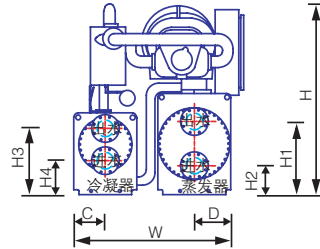
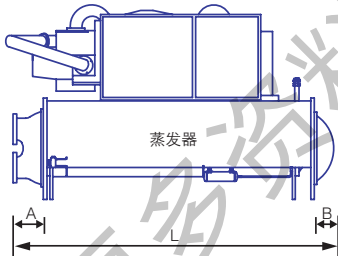
双工况RTHD螺杆式冷水机组性能参数及外形尺寸

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

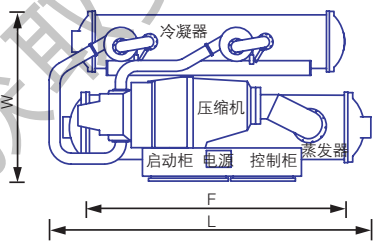
空调工况：冷冻水进/出水温度为12/7℃，冷却水进/出水温度为32/37℃；制冰工况：冷却水进水温度为30℃，乙二醇25%。



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

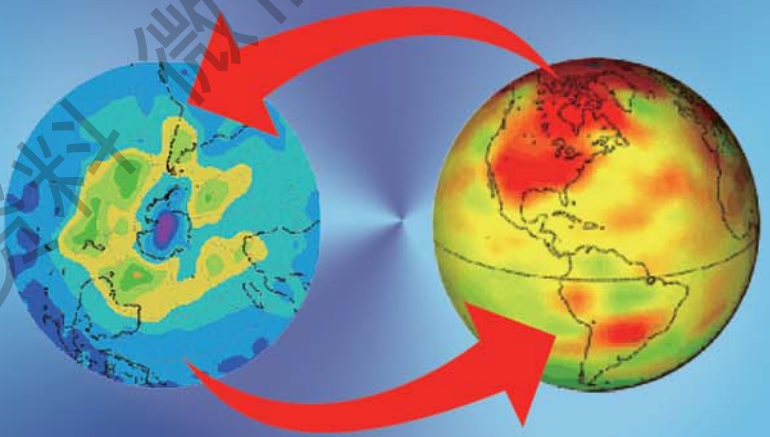
Supersedes New

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。

空调制冷剂的选择

Refrigerant Choice In HVAC Industry
中央空调节能系统环保设计指南(四)



目 录

Contents

前言	1
一. 空调制冷剂的环保及安全特性	2
1.1 空调制冷剂的环保性	2
1.2 空调制冷剂的安全性	8
1.3 三级压缩冷水机组是环保、安全的佐证	12
二. 各国环保策略及科学论述	15
2.1 美欧对《蒙特利尔议定书》的态度	15
2.2 臭氧层已停止变薄	16
2.3 对HCFC-123的反思	16
2.4 《京都议定书》的积极作用	18
2.5 国际社会高度重视全球变暖	18
2.6 全球变暖加剧及其危害	19
2.7 欧洲各国对HFCs等含氟温室气体的限制措施	20
2.8 欧洲将禁止HFC-134a用于移动空调	21
2.9 未来HCFCs替代物的筛选	22
三. 中国相关法规及最新动态	23
3.1 《消耗臭氧层物质（ODS）替代品推荐目录（第一批）》的公告	23
3.2 直面挑战，坚持走环保与节能并重的行业发展之路	23
3.3 绿色替代方案	24
3.4 07国际含氯制冷剂暨HFC-134a产业发展论坛	24
3.5 中国HCFCs制冷剂替代方向及策略建议书	24
3.6 对加速淘汰HCFC提案的意见	25
3.7 消耗臭氧层物质（ODS）替代产品HJBZ 41-2000	27
3.8 绿色环保制冷剂的趋势和展望	27
3.9 中国逐步淘汰消耗臭氧层物质国家方案	28
3.8 国标GB9237—2001标准修改	28
四. 附录	29
4.1 制冷剂HCFC-123的“问与答”	29
4.2 部分相关资料目录	32
4.3 特灵环保里程碑	33

前言

2007年既是《蒙特利尔议定书》签订的20周年，又是《京都议定书》签订10周年，这是两项目前参加国家最多，对人类生存环境影响最为深刻的全球环境国际条约。我国政府自1991年6月核准参加《蒙特利尔议定书》伦敦修正案和2002年9月核准参加《京都议定书》以来，一直以一个负责任的发展中大国积极参与和认真履约，在淘汰ODS上我国政府已经提前2年半时间在中国完成了CFCs与哈龙的生产与消费的淘汰，在削减温室气体排放方面，在全国范围内开展了节能减排，在“十一五”规划中规定了单位GDP产值减少能耗20%的目标，污染排放减少10%的目标，其实际减排效果已远超过欧盟在《京都议定书》中所承诺的到2012年减排温室气体8%的指标。对于空调业，由于冷水机组使用的制冷剂CFC、HCFC、HFC等对环境造成不同程度的破坏，消费者应选择何种环保制冷剂？本手册将探讨上述相关问题。

大气臭氧层消耗——大气臭氧层可以说是人们幸免于紫外线侵袭的防护罩。二十世纪70年代初，科学家从研究中发现一些含氯的物质，它们上升到大气同温层，经过强烈的紫外线照射，产生连锁反应而消耗大气臭氧层。这种现象出现在地球南极的上空，使得臭氧层特别稀薄，俗称为“臭氧空洞”，其中包括CFC和消防用的哈龙（Halon）。联合国环境规划署领导国际社会制定了《蒙特利尔议定书》，从1989年开始逐步淘汰CFC及哈龙等消耗臭氧层物质（ODS）。至于执行逐步淘汰的时间表，发达国家和发展中国家是有区别的，而ODS的应用行业却没有区分。除了所有CFC要淘

汰，后来的修定更把所有HCFC也列入淘汰之列。

全球变暖——温室效应是一种自然现象，“温室气体”可防止地球表面于太阳下山后失热或气温下降太快，这都是地球适合人类居住的重要因素。由于人类社会的进步，工业发展过程中产生很多废气，其中最多的是CO₂，不断地排放到大气层，良好的自然现象失去平衡，导致地球表面温度不正常上升。它给人类带来的后果比大气臭氧层消耗更严重，其中最明显的包括气候变暖、地球两极的冰山不断融化缩小、海平面上升等等。为了人类免受气候变暖的威胁，

1997年12月，在日本京都召开的《联合国气候变化框架公约缔约方第三次会议》通过了旨在限制发达国家温室气体排放量以抑制全球变暖的《京都议定书》。

空调制冷行业中CO₂和热量的排放实际上与制冷剂的制冷效率密切相关。制冷剂效率越低，能耗越大，排放的CO₂和热量也就越多，对“温室效应”的影响也就越严重。因此，选择制冷剂应该综合考虑，不仅要考虑制冷剂对臭氧层的破坏，同时也要考虑使用不同的制冷剂时，冷水机组因直接泄漏和消耗能源而间接造成全球变暖的温室效应。

内容综述——本手册将详细探讨各类常用制冷剂的特性及其对环境的影响，对制冷剂的选择提出一些建议性意见，并收集国际相关法规、科学论述，以及中国政府的政策、最新动态等，让读者全面了解相关内容，从而对制冷剂的选择获得客观的评价标准。附录中有关制冷剂HCFC-123的问与答，有助于读者快速了解HFC-123制冷剂。



一、空调制冷剂的环保及安全特性

1.1 空调制冷剂的环保性

1.1.1 空调制冷剂的环保指标

常见的空调用制冷剂的四个主要环境评价指标见表1-1-1，其中几个相关术语说明如下：

- 全球变暖潜能值（GWP）—比较一种温室气体排放相对于等量二氧化碳排放所产生的气候影响的指标。GWP被定义为在固定时间范围内1公斤物质与1公斤CO₂的脉冲排放引起的时间累积（如：100年）的辐射强迫的比率。
- 等效增暖影响总量（TEWI）—一对设备运行期间以及使用期限结束时运行工质废弃期间相关温室气体总排放的全球增暖总体影响的度量。TEWI 考虑工质直接排放（包括所有泄漏和损耗）及设备运行期间耗能所产生的间接排放，TEWI一般用kg·CO₂当量的单位来度量。
- 消耗臭氧层物质（ODS）—已知的消耗同温层臭氧的物质，包括哈龙、CFC、HCFC、甲基溴（CH₃Br）、四氯化碳（CCl₄）等等。同温层臭氧（即「臭氧层」）在同温层的辐射平衡中起主要作用
- 消耗臭氧层潜能值（ODP）—比较一种ODS物

质排放相对于CFC-11排放所产生的臭氧层消耗

- 大气寿命—任何物质排放到大气层被分解一半（数量）所需的时间。
- 理论COP—在不受设备或运行工况影响下，工质理想制冷循环的性能表现（即COP），以每一个单位的能耗给出多少单位的制冷量计算。

表1-1-1 常见的空调用制冷剂的四个主要环境评价指标

压力	制冷剂名称	ODP	GWP ^{100年}	大气寿命	理论COP
低压	CFC-11 (R11)	1.0	4680	45.0	7.57
	HCFC-123 (R123)	0.02	76	1.3	7.44
中压	CFC-12 (R12)	1.0	10720	100.0	7.06
	HFC-134a (R134a)	~0	1320	14.0	6.94
高压	HCFC-22 (R22)	0.05	1780	12.0	6.98
	HFC-125 (R125)	~0	3450	29.0	6.08
	HFC-32 (R32)	~0	543	4.9	6.74
混合制冷剂	R410A (R32/R125)	~0	1674	-	6.56
	R407C (R32/R125/R134a)	~0	1997	-	6.78

注：1.ODP、GWP、大气寿命数据：联合国《蒙特利尔议定书》臭氧层科学评估报告书，2003。

2. 理论COP：REFPROP program from NIST, 1994(工况：蒸发温度40° F，冷凝温度100° F，饱和条件)。

3. *~0*是指可视为0，实际上HFC-134a<1.5x10⁻⁵，HFC-23<4x10⁻⁴，HFC-125<3x10⁻⁵。

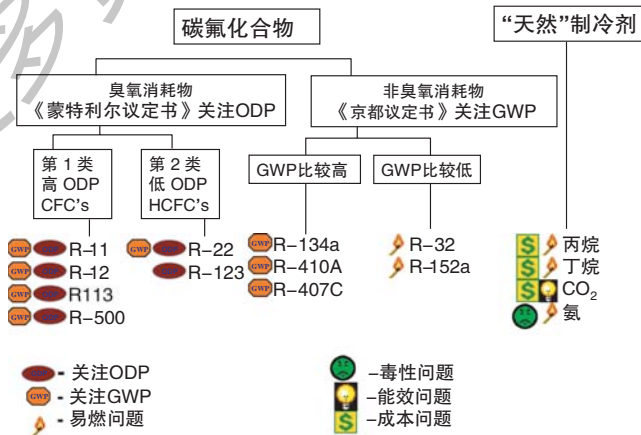


图1-1-1 制冷空调用制冷剂的选择

1.1.2 空调制冷剂的选择标准

基于保护大气臭氧层和全球气候的需要，选择制冷剂时，必须首先考虑以下特性（排列不分先后），进行综合评价：

- 消耗臭氧潜能值，即ODP值
- 全球变暖潜能值，即GWP值
- 性能系数，即COP值
- 大气寿命 • 安全性 • 密封性 • 经济性

1.1.3 与ODP相关的《蒙特利尔议定书》

臭氧层的破坏引起了国际社会的关注。1976年，从联合国环境署（UNEP）理事会第一次讨论臭氧层破坏开始，目前已经举行了19次会议。主要会议时间及内容如下：

表1-1-2 主要会议时间及内容

时间	会议	内容
1987	加拿大蒙特利尔会议	制定了《蒙特利尔议定书》，控制物质主要是CFC和消防用的哈龙（Halon）。
1990	伦敦会议	制定了《伦敦修正案》，扩大了控制物质的范围，修改了控制时间。
1992	哥本哈根会议	制定了《哥本哈根修正案》，提出了HCFC的淘汰时间。
1999	北京会议	制定了《北京修正案》，延缓了HCFC的淘汰时间。
2007	加拿大蒙特利尔会议	制定对HCFC淘汰的最新时间表

表1-1-3 《蒙特利尔议定书》对HCFC淘汰的最新时间表（2007年9月）

年份	A.2 缔约方(发达国家)			A.5 缔约方(发展中国家)		
	以前	现在	影响	现在	以前	影响
2010	削减 65%	削减 75%	减少 10%			
2013					冻结	提早 3 年
2015	削减 90%	削减 90%	没有变化		削减 10%	逐步淘汰
2016				冻结		
2020	削减 99.5%	削减 99.5%	没有变化		削减 35%	
2025					削减 67.5%	
2030	100% 淘汰	100% 淘汰	没有变化		削减 97.5%	
2040				100% 淘汰	100% 淘汰	没有变化
其后	使用回收(recycle)和再生(reclaim)冷媒没有淘汰日期的限制					

淘汰HCFC的最新时间表对发达国家的影响很小，唯一的变化是到2010年把原来的65%削减额调整至75%。R-123的量只占总量的很小一部分，到2010年没有影响。R-123的淘汰日期没有变化，新设备到2020年，而产品维修用冷媒的生产，发达国家到2030年，发展中国家则延迟十年。其后，维修用的回收和再生冷媒并没有淘汰日期或限制，且预期回收和再生冷媒仍会以合理的价格购得。R-11曾为离心式冷水机中主要冷媒，现被R-123替代，美国早就在1996年停止生产，但至今仍能以其淘汰时的价格购买到。

会议文件申明各国代表同意首先要淘汰那些臭氧层消耗潜力(ODP)值较高的HCFC物质，且要优先考虑全球变暖潜力(GWP)，耗能情况与其它有关因素，包括对气候影响最小的替代品。换言之，《蒙特利尔议定书》代表主张低ODP值的HCFC物质最后淘汰的原则，支持和认可了特灵的观点，R-123冷水机组仍是市场上最可取的选择，也是对环境最负责任的离心机方案。R-123的超高能效（经第三方确认，效率高出13.5%），近乎零排放(0.5%以下)，GWP值很低（76，而下一个最高效替代品GWP值为1320）以及可忽略的臭氧层影响，都是印证这观点的事实。大会期间，特灵GenTraVac™三级压缩离心机荣获美国环保总署颁发2007“最优秀”同温层臭氧保护大奖。



第19届《蒙特利尔议定书》缔约方大会关于耗损臭氧层物质所采纳的决定摘译

注：全文共35页，这里仅摘译其中与制冷空调行业紧密相关的XIX/-F决定项，并省略了该决

定的附件，读者若需进一步详细了解，可从<http://ozone.unep.org/>网站上查阅MOP_19_ReportE.pdf：

“Decisions Adopted by the Nineteenth Meeting of the Parties to the Montreal Protocol on Substances that Deplete the Ozone Layer (Advance, unedited consolidation)”。

文中第5条款缔约方是指发展中国家，第2条款缔约方是指发达国家。

第XIX/- F决定项：关于《蒙特利尔议定书》附件C，第I组物质(氢氯氟烃)的调整案

各缔约方同意，通过调整《蒙特利尔议定书》第2条款中第9节和本决定项所包含的附件，并基于以下要求，加速淘汰氢氯氟烃(HCFCs)的生产与消费：

1. 对于第5条款缔约方，其消费量与生产量分别选择2009与2010年的平均水平作基准线；

2. 在2013年，把消费量与生产量冻结在上述的基准线；

3. 对于第2条款缔约方，依据以下削减步骤，在2020年完成生产量与消费量的加速淘汰：

(a)到2010年削减75%；

(b)到2015年削减90%；

(c)但是在2020-2030年期间允许有0.5%供维修用；

4. 对于第5条款缔约方，依据以下削减步骤，在2030年完成生产量与消费量的逐步淘汰：

(a)到2015年削减10%；

(b)到2020年削减35%；

(c)到2025年削减67.5%；

(d)但是在2030-2040年期间允许有平均每年2.5%的数量供维修用；

5. 同意为执行《蒙特利尔议定书》的即将要修补充的多边基金，应该是稳定的与充足的资金，以便满足所有第5条款缔约方能遵守上面所制定的生产量与消费量加快淘汰的进度表所增加费用的需要，并基于这样的理解，指示多边基金执委会对于1995年后的设施与第二次转换设施的合格标准做出必要修改；

6. 指示执委会，在提供技术与资金帮助时，要特别注意那些HCFCs(低生产量与低消费量的第5条款缔约方)；

7. 指示执委会帮助第5条款缔约方制订他们的加快HCFC淘汰的管理计划；

8. 指示执委会，作为优先考虑的问题，帮助第5条款缔约方为提高制定他们的HCFCs基准线数据的可靠性进行调查；

9. 要鼓励缔约方，促使他们选择那些能减轻环境影响，特别对气候影响，以及满足健康、安全与经济考虑的HCFCs替代物质；

10. 要求缔约方定期报告执行议定书第2F条款第7节的情况；

11. 同意执委会，在制订与应用对项目与计划的资助标准时，要考虑上述第6节，关注对那些具有成本效益的项目与计划给予优先考虑，尤其是：

(a)考虑到国家情况，首先要淘汰那些ODP值较高的HCFCs；

(b)要考虑GWP，用能情况与其它有关因素，优先采用能把对环境方面的其它影响，包括气候影响减到最小程度的替代物；

(c)中、小型企业；

12. 同意研究对于重要用途豁免的可能性或需求，第2条款缔约方要在2015年之前完成，第5条款缔约方要在2020年之前完成；

13. 同意在2015年再研究第3节所允许的0.5%维修用的必要性，而第4节(d)所允许的平均每年2.5%维修用的必要性研究可于2025年进行；

14. 同意允许最多基准线10%的数量作为满足国内基本的需求，直到2020年，其后对国内基本需求的生产量削减，要在2015年前再考虑；

15. 为加快HCFC淘汰，同意各缔约方采取所有与多边基金计划一致的切实可行步骤，以确保在公平与最有利条件下获得环境上与安全上最好的替代品和相关技术，从第2条款缔约方转移到第5条款缔约方。

1.1.4 与GWP相关的《京都议定书》

关于温室效应问题，也引起世界各国的关注，1997年12月在日本京都召开了《联合国气候变化框架公约缔约国第三次会议》（UNFCCC），通过了旨在限制发达国家温室气体排放量以抑制全球变暖的《京都议定书》。从保护地球、抑制全球气候变暖角度出发，把HFC列入了要限制的六种温室气体（CO₂，CH₄，N₂O，HFCs，PFCs与SF₆）的一揽子计划。其中HFC是《蒙特利尔议定书》所要管制的一些ODS物质的替代物质。

很明显，两个全球性的国际议定书在对待HFC物质的技术政策上出现了“矛盾”。

1.1.5 两项国际议定书的局限性

自1992年11月在哥本哈根召开的第4次缔约方大会上形成了“哥本哈根修正案”后，把HCFCs物质由过渡性物质修改为的受控物质，就形成了一条凡ODP不等于零的所有氢氯氟烃(HCFCs)都被列入要被替代淘汰的无形规则，单纯地只考虑保护臭氧层，根本不考虑其大气寿命的长短和GDP值的大小，以及对全球气候变暖的影响的大小。

自1997年12月11日在京都召开的《UNFCCC》第四次缔约方大会上通过了《京都议定书》”后，把所有的CO₂，CH₄，N₂O，HFCs，PFCs与SF₆六类气体列为受控要减少排放的温室气体后，就形成了一条凡属于HFCs的所有气体都被列为要被减排不能使用的无形规则，根本不考虑其大气寿命的长短和GWP值的大小。

在国际制冷空调界与氟化工业中，近20年在寻找与筛选ODSs替代物的认识上和行动上的反复与矛盾，和所走的弯路，都是由于在这两项议定书中所隐含的片面性、简单化与绝对化所造成的：

1. 在《蒙特利尔议定书》中只强调ODP值与保护臭氧层，不考虑气候变暖；在《京都议定书》中只强调GWP值，不考虑温室气体的排放与气候变暖也会影响平流层臭氧层的恢复。

2. 在《蒙特利尔议定书》中不管实际ODP值的大小之差别，导致把所有HCFCs都列为要淘汰之物；在《京都议定书》中不比较实际GWP的大小，导致把所有HFCs都列为要限排禁止使用之物。

3. 在《蒙特利尔议定书》与《京都议定书》中，都没有看到和没有强调大气寿命(τ)的重要性与含意。从大气寿命(τ)的物理概念上讲，大气寿命(τ)短于2年的气体，其积累作用就很小，因此其耗损臭氧层的时间和温室效应的影响时间就短，危害程度也就很低。

现在开始有较多的人从这片面性、简单化与绝对化的“死胡同”走出来了。在欧洲已把GWP值低于150的HFCs从要减排禁用的温室气体名单上勾销了，一些科学家与大气学学者也提出了要把大气寿命只有1.3年，ODP=0.02，GWP=72的HCFC-123从要淘汰的HCFCs名单上排除掉的建议与提案。

1.1.6 ODP和GWP的综合平衡

把ODP和GWP平放在一起比较（见图1-1-2），可以明显地看出：CFC类的ODP和GWP值都很高，所以应该尽快淘汰；HFC虽然是零ODP，但GWP偏高；R152a看来很理想，可惜它是易燃的；HCFC类当中的HCFC-123的ODP和GWP值都很低；此外，也只有HCFC-123离心机的技术能达到最高的效率和最低的排放量，而且制冷剂本身的大气寿命又是最短，故是目前离心式冷水机组最适宜的制冷剂之一。

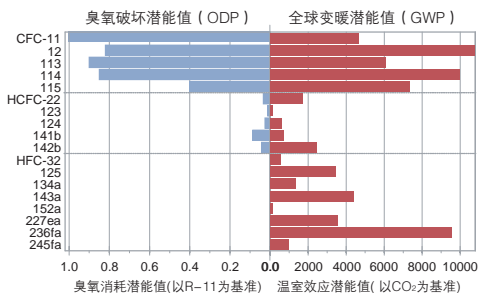


图1-1-2 ODP和GWP并列比较图

为此，负责《蒙特利尔议定书》的TEAP（技术与经济评估专家组）和负责《京都议定书》的IPCC（气候变化政府间协调委员会）开始了联合会议，在他们的报告中已明确提到HCFC-123对环境友好。

上述结论是基于对HCFC-123科学技术评估得出的：

- 直接GWP非常低，49~103(R134a=1300)
- 间接GWP非常低，<55
- 大气寿命最短，1.3年(R-134a=13.6年)
- 目前可供选用方案中，满负荷及部分负荷下的效率皆最高
- 泄露最低，0.23kg/kW(R134a=0.36kg/kW)

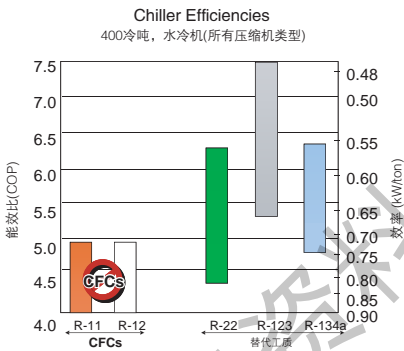


图1-1-3 冷水机组效率

1.1.7 制冷剂的间接排放与全寿命周期对环境的影响

随着人们对环境问题认识的深化，近年来国际上越来越注重从保护臭氧层和抑制全球气候变暖两大方面综合评价制冷剂的环保性能问题，而且已逐步形成以下共识，即：不但要看其ODP和GWP，更重要的是要比较它们的大气寿命和理想循环COP，还考虑温室气体的直接与间接排放综合指标：总当量变暖影响TEWI（Total Equivalent Warming Impact）和寿命周期气候性能LCACP（Life Cycle Climate Performance），即制冷剂对全球气候变暖影响应包括：

- 制冷剂泄漏量与无意排放造成的直接影响
- 制冷机使用过程消耗电能带来的CO₂排放造成的间接影响，使用不同制冷剂的冷水机组，其效率不同，见图1-1-3；图1-1-4示意了CO₂排放导致的温室效应。

近几年来，人们的认识已逐步统一到更科学比较的基础之上，为此：

- GWP的比较基准，由原来的CFC-11改为CO₂
- 累计的时间基准ITH（Integration Time Horizons）由500年缩短至100年
- 定义了制冷剂的总当量变暖影响（TEWI）的计算公式

$$TEWI = GWP \times L \times N + GWP \times m \times (1 - \alpha_{rec}) + N \times E_{ann} \times \beta$$

当中m是用于设备中的制冷剂量(kg)； α_{rec} 是回收的制冷剂分数；L是制冷剂全年的泄漏或损耗(kg/年)；N是设备的寿命(年)； E_{ann} 是全年的能耗(kWh/年)； β 是生产每度电排放的CO₂(kg·O₂/kWh)。图1-1-5是一美国亚特兰大的办公楼实例。间接排放（红色部分）远超过制冷剂的直接排放（绿色部分）。另外，一台典型350冷吨冷水机组，以10年计，减少100%直接排放只相当于TEWI值下降2%；而能效提升10%则改善TEWI值7%之多。



图1-1-4 CO₂排放加剧了温室效应

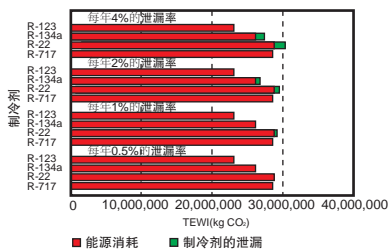


图1-1-5 美国亚特兰大的办公楼实例

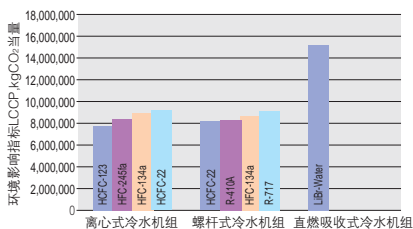


图1-1-6 常用制冷剂对环境影响(LCCP)的比较

由于TEWI指标中没有考虑到制冷剂及空调制冷设备本身制造过程消耗量而每年所排放的CO₂数量，因此又提出了寿命周期气候性能 (Life Cycle Climate Performance)，简称LCCP。图1-1-6比较几种常用制冷剂的LCCP值。

1.1.8 LEED认证认可HCFC-123的水冷机组

根据上述分析，从各方面的平衡着眼，国际上目前对使用R123的水冷离心机的评价很高。美国绿色建筑协会 (USGBC) 要求从2006年1月1日起，按照美国绿色建筑评估体系最新LEED-NC 2.2版本来为绿色建筑项目注册，将旧版本中“能源与大气”的评分第四条“保护臭氧层”改为“制冷剂选择”，并执行其技术和科学咨询委员会(TASC)推荐的一套新环评方法，这样使用R123的设备已获得公平的处理，差不多所有特灵R-123离心机都可满足评分标准。(详见2.3.2) 而对使用R32、R152a和天然工质 (尤其是碳氢化合物) 的呼声也越来越高，但由于易燃的问题争

议性较大，目前还不是主流意见。

使用R123的水冷离心机的项目，在获得LEED认证方面有较大的优势。在美国已获得LEED认证的项目中，有50%以上的项目采用了特灵空调的产品与技术。如位于美国宾州匹兹堡的劳伦斯会议中心获得LEED金奖，圣塔巴巴拉大学的唐纳·伦环境科学与管理学院获得LEED白金奖。在已获得LEED认证中国的国内10个项目中，有4个项目采用了特灵空调的产品与技术 (见表1-1-4)，包括获得LEED金奖认证的苏州缤特力通讯科技绿色建筑项目 (见图1-1-7)。该项目选用2台450冷吨三级压缩离心式冷水机组和1台225冷吨螺杆式冷水机组，其高效冷水机组的能效等级超过我国《冷水机组能效限定值及能源效率等级》所规定的一级能效标准 (最高标准，是设备生产商追求的目标)，比《公共建筑节能设计标准》规定的冷水机组的能效标准高20%~30%。获得LEED银奖认证的乐松购物中心，选用3台三级压缩离心式冷水机组。

表1-1-4 特灵获得LEED认证的中国项目

年份	项目名称	城市	奖项
2005	乐松购物中心	哈尔滨	银奖
2005	泰格公寓	深圳	银奖
2006	缤特力通讯科技-厂房	深圳	金奖
2006	缤特力通讯科技-办公楼	深圳	银奖



图1-1-7 金奖项目效果图

1.2 制冷剂的安全性

1.2.1 美国标准ANSI/ASHRAE34-2001的正确解读

目前美国的国家标准ANSI/ASHRAE34-2001被广泛引用。早期的安全分类有三组，基本上第一组是属于无害和不易燃，第二组有毒或有腐蚀性（如：氨），第三组是易燃的（如：丙烷）。自CFC制冷剂开始流行，整体安全性也提高了，所以标准安全分类也随之改革，只用相对性“较低”和“较高”来划分（见图1-2-1）。



图1-2-1 制冷剂的安全分类（ASHRAE）

A、B不是无毒、有毒或低毒性、高毒性的意思，这划分是根据制冷剂的TLV-TWA（Threshold Limit Value-Time-Weighted Average）值或AEL（Allowable Exposure Limit）值，这是一个临界极限时间计权平均值，它表明对长期不断暴露在该浓度下，以每周工作40小时计，终生在此环境中工作，员工的健康没有不良影响。

A: TLV-TWA值 ≤ 400 ppm

B: TLV-TWA值 > 400 ppm

1.2.2 毒性指标与安全性的区别

1) R-123的机房制冷剂浓度远低于安全值

上述毒性指标与安全性的必然联系，比如说，一公斤的铅块跟一公斤的铅粉相比，毒性同等，安全性分别却很大。对制冷剂毒性进行评价时，还应注意它的物理特性，见表1-2-1。

表1-2-1 制冷剂的物理特性与毒性上限比较

制冷剂	沸点(°C)	冷凝器压力(psig)	ATEL(ppmv/v)
R-22	-40.76	210.60	25,000
R-134a	-26.16	138.90	50,000
R-123	27.87	20.77	9,100

由于各种制冷剂的沸点不同，它们在冷水机组操作现场对人体的潜在危害不同。例如低压制冷剂R123，其沸点为28°C，虽然它的AEL(长期暴露安全浓度)值为50ppm，但在一般情况下都达不到这种浓度。测试证明，一般正常操作的机房浓度不到0.5ppm，即使制冷剂不断地从钢瓶中漏出来，且在没通风的机房里，也只能达到12ppm，当钢瓶搬离现场，室内浓度马上降到没法测量的水平。见图1-2-2。

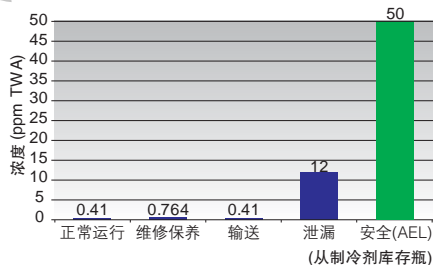


图1-2-2 典型的现场浓度测量

相反，中、高压制冷剂的沸点很低，如R22的沸点为-40.76°C，一旦泄漏，浓度会很快超越其安全浓度上限，如表1-2-1所示。例如：一台500冷吨的R134a水冷主机在70平方米没有通风的机房里，如果高压侧出现2.5cm的裂缝，R134a将于5分钟充满机房（即一百万PPM），这时工作人员不是给毒死，而是窒息，因为制冷剂比空气重，当泄漏时往往把空气排掉。所以，无论哪种制冷剂，机房都必须设制冷剂传感器和事故报警器。

此外，评估制冷剂的安全性并非像评估效率那样直接和明确，因为安全性很难量化描述。毒性是相对而言，并非是黑白分明的。所有的制冷剂在不同程度上都有毒性。普通的物质如糖、醋、酒、一氧化碳等达到一定量后都会显示出不同程度的毒性。

2) 制冷剂的工作压力与泄漏的关系

从制冷剂在冷冻机中的工作压力，也可以看出使用低压制冷剂R123的机组的安全性。冷水机组在运行时或停机时，各种制冷剂的工作压力是不同的，见下表：

表1-2-2 制冷剂在不同状态时的压力

制冷剂温度	HCFC-123		HFC-134a		HCFC-22	
	psig	kg/m ²	psig	kg/m ²	psig	kg/m ²
蒸发器(3.3℃)	-2.7	-0.19	33	2.29	66	4.55
停机(3.3℃)	-0.7	-0.05	74	5.10	126	8.68
冷凝器(3.3℃)	6.1	0.42	100	6.89	196	13.50

制冷剂在不同状态时的压力见图1-2-3，低于大气压的制冷剂（HCFC-123）不可能向冷冻机房扩散，而高于大气压的制冷剂（HFC-134a、HCFC-22）才向冷冻机房扩散，而且压力越高，扩散速度越快。因此才会发生HCFC-22泄漏导致死亡的悲剧。上个世纪美国达拉斯加一个商场的冷水机组在运行时发生HCFC-22泄漏，由于HCFC-22的压力高达13个大气压，迅速扩散并且进入到商场中，在极短的时间内置换氧气，导致人员窒息，造成1死34伤的惨剧。因此制冷剂的压力会直接影响到机组的安全性。在上述三种常用制冷剂中，HCFC-123的压力最低，停机时的压力低于大气压力，运行时蒸发器内负压更大，而冷凝器内压力仅0.5大气压，低于家庭自来水的压力。如果冷水机组发生泄漏，一般空气会进入到制冷机中，而且运行时冷凝器内HCFC-123不会迅速逸出到机房内，因此有效地防止了对人们的伤害。正是HCFC-123的低压特性才使得HCFC-123的冷水机组成为了世界上最安全的机组之一。

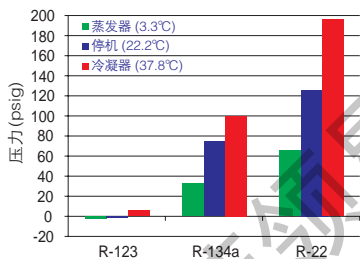


图1-2-3 制冷剂在不同状态时的压力

1.2.3 制冷机房的设计原则

1) 在美国以及世界各国普遍采用的ANSI/ASHRAE标准15-2001

机房安全设计标准ANSI/ASHRAE15-2001跟它的安全分类标准ANSI/ASHRAE34-2001是分不开的。我国也有不少文献引用，其中一些却错误地引用，比如《2003全国民用建筑工程设计技术措施-暖通空调·动力》第六章“制冷装置”中要求含B1类工质压缩式制冷机的机房与主体建筑分开，距离周围建筑大于6m。ANSI/ASHRAE15-2001中第4.2条中对机房离主体建筑6.1米(20英尺)的要求是关于人员疏散问题，采用高、中压制冷剂尤其重要，而非B类工质的压缩式制冷机。

按照ANSI/ASHRAE15-2001第8.11.2.1条的要求，不论属于那个安全分组的制冷剂，除非是R-718（即“水”），在机房内均需设置与安装和使用与制冷剂相对应的泄漏侦测器及报警系统，对于A1组制冷剂应选用含氧量传感器和报警装置。有些国内文献在注解中规定“使用B1工质制冷剂的机房应设监视器（含氧量传感器和制冷剂传感器）和事故报警器”，似乎隐喻A1工质制冷剂的机房可以不设置泄漏侦测器及报警系统，误导了读者。《实用供热空调设计手册》2008年第二版的29.2节“制冷剂”纠正错误观点。另外，国标《空调通风系统运行管理规范》中正文第4.4.1条明确规定制冷剂泄漏报警装置-所有类型，而不是针对B1类工质。

关于机房内发生制冷剂泄漏的事故通风，在ASHRAE 15标准(8.11.5)中，对于所有制冷剂只规定了一个事故通风风量的计算公式：

$$Q = 70 \times G^{0.5} \quad (\text{L/s})$$

式中：G是机房中最大制冷系统灌注的制冷剂重量(kg)

总的来说，在制冷机房安全性设计方面，还应考虑以下三点：

- (1) 根据所选用的不同制冷剂，采用不同的检漏报警装置，并与机房内的通风系统连锁起来。测头应安装在制冷剂最易泄漏的部位。
- (2) 各台制冷机组安全阀出口或安全爆破膜出口应用钢管并联起来，并通至室外，以便发生超压破裂时将制冷剂引至室外上空释放，确保冷冻机房运行管理人员的人身安全。
- (3) 在冷冻机房两个出口门外侧，应设置紧急手动启动事故通风的按钮。

2) 特灵空调的安全措施更严格

在遵循国际和中国相关安全标准的同时，特灵公司在设计、制造CVHE/G冷水机组时更加严格要求自己，成为了最安全的冷水机组。特灵公司采取了如下措施来保证机组的安全性：



图1-2-4 氮气检漏装置

- 采用最先进的密封工艺，减少连接管路接头数量，最大程度的减少机组的泄漏点。
- 机组组装时采用严格的氮气检漏措施，提高氮检精度，消除了机组的泄漏隐患。见图1-2-4。
- 压缩机中无齿轮传动，使CVHE/G冷水机组成为振动最低的冷水机组，有效防止了机组在运行过程中连接件被振松而造成制冷剂泄漏。
- 采用半封闭压缩机，避免开式电机轴封会漏油和漏冷媒现象。
- 最先进的抽气装置上免费加装R123制冷剂泄漏检测功能项，一经发现制冷剂泄漏便立刻报警。
- 在机组的吸气管路上加装爆破片，留有连接通往室外的制冷剂排放管路的接口，使机组即使在紧急情况下（火灾等）也可以确保安全。

3) 特灵R123机组的制冷剂总损失率极低

从1913年特灵公司成立开始，特灵公司始终高度重视人身及机组安全。1997年于全美近三千台运行的特灵冷水机组制冷剂泄漏调查表明，冷冻机房内HCFC-123的实际浓度小于0.5ppm，年度制冷剂的总损失率为0.46%，即500冷吨的机组每年制冷剂添加量为1.5千克。这是特灵公司为用户提供安全、高效机组的体现。

1.2.4 应用实例见证安全性

目前世界上使用HCFC-123制冷剂的冷水机组已经超过35,000台了。迄今为止，包括澳大利亚环保署(见图1-2-5)、中国环保局履约大楼(见图1-2-6)、美国环保署(见图1-2-7)、中国人民解放军香港总部、中国钓鱼台国宾馆、西单商场、INTEL上海公司、上海宝山钢铁厂在内的用户均没有发生一例安全事故。

特灵公司的CVHE/G型离心式冷水机组还获得美国环保署颁发的环境保护奖，见图1-3-1。



图1-2-5 澳大利亚环保署



图1-2-6 中国环保局纽约大楼



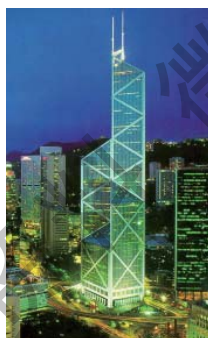
图1-2-7 美国环保署

鉴于上述事实，标准ANSI/ASHRAE 15对使用制冷剂HCFC-123和HFC-134a的冷水机组的应用范围相同。因此用户可以放心使用特灵公司CVHE/G型离心式冷水机组。

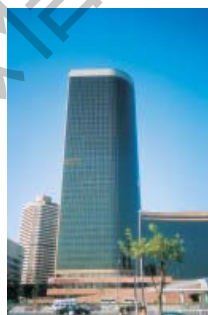
以下是使用R-123离心机组的部分工程实例：



杭州大剧院



香港中银大厦



北京国际贸易中心



澳门威尼斯人



厦门国际会展中心



北京万达商务广场



华虹NEC



中国人寿保险大厦



重庆希尔顿酒店



上海恒隆广场



上海家乐福

1.3 三级压缩冷水机组是环保、安全的佐证

1.3.1 特灵三级压缩离心机CenTraVac™荣获美国环保署颁发的2007年最佳之最同温层臭氧保护奖



图1-3-1 2007年最佳之最同温层臭氧保护奖

皮斯卡塔韦，美国新泽西州(2007年9月25日)——美国环保署(U.S. EPA)从以前的臭氧保护奖获奖名单中挑选了特灵的三级压缩离心机，授予其声望很高的臭氧保护最佳之最奖。

特灵的三级压缩离心机CenTraVac是世界上大冷量冷水机系统中能效最高的，它为全球的办公大楼、制造厂、大学和其它多功能大楼内的人员提高凉爽的空气。部分最高知名度项目：纽约Credit Suisse总部大楼，世界最高大楼—迪拜Burj Tower，马来西亚吉隆坡Petronas Tower，位于华盛顿的美国环保署总部大楼。

该奖充分肯定了特灵的三级压缩离心机对臭氧层保护和抑制气候变化的贡献。EPA的评价道：“通过管理层的领导和各项技术革新，开发了大量技术来监控和防止冷媒泄漏、最大限度地提高能效，特灵已大大降低了其离心冷水机对环境的影响...”

美国环保署认可特灵贡献，获奖评语为：“特灵及其三级压缩离心机一直秉承在HVAC行业中技术和环境领导者地位的传统。”

特灵的创造力也被美国环保署认可：“使用技术和策略，以高效和可持续发展的方式把冷水机整合到大楼系统，以平衡的方式在臭氧消耗和全球变暖二方面对环境的综合影响最小。”

15年前，特灵的三级压缩离心机CenTraVac因为其在冷量空调冷水机中突出的能效和非常低的冷媒泄漏率而荣获同温层臭氧保护奖。获奖以来，特灵一直处于采暖、通风和空调(HVAC)行业内技术革新的领先地位，致力于提供环境性能卓越的产品。

特灵在业内领先的大冷量冷水机使用R-123冷媒，因为其在臭氧消耗和全球变暖二方面是最平衡的冷媒，对环境的影响最小。

HCFC-123冷水机对环境的重要贡献包括：

- 对全球变暖的影响最小(GWP= 76)
- 低压运行确保在密封使用时泄漏最少(泄漏率每年少于0.5%)
- 在当代大冷量冷水机使用的冷媒中，大气寿命最短
- 在当代离心机产品中效率最高，在全负荷和部分负荷下比竞争对手的产品效率高13.5%。

1.3.2 特灵R123冷水机组的客户荣获LEED绿色建筑认证

在LEED认证的国内10个项目中，有4个项目采用了特灵空调的产品与技术(见第7页表1-1-4)，苏州缤特力通讯科技绿色建筑项目获得LEED金奖。详见1.1.7。LEED认证可采用HCFC-123的水冷机组。

1.3.3 2007年最佳之最同温层臭氧保护奖



图1-3-2 2007年最佳之最同温层臭氧保护奖

1.3.4 1998年获得美国环保署颁发的气候保护奖



图1-3-3 1998年获得美国环保署颁发的气候保护奖

1.3.5 1996年获得美国能源部颁发的环保节能奖



图1-3-4 1996年获得美国能源部颁发的环保节能奖

1.3.6 特灵空调冷水机组在日本获得的评价书-R123离心机是极少数获得日本政府批准的进口技术之一



图1-3-5 特灵空调冷水机组在日本获得的评价书

1.3.7 特灵R123冷水机组的中国客户荣获ISO14001认证

不仅使用特灵R123离心机的企业能通过中国ISO14001认证，而且生产企业-特灵空调系统(江苏)有限公司也通过了中国质量认证中心(CQC)组织的ISO14001:1996环境管理体系(EMS)和OHSAS18001:2001职业健康安全管理体系(OHSMS)认证现场审核。这说明采用特灵R123离心机丝毫不会影响企业获得ISO14001认证。表1-3-1为特灵R123冷水机组的客户，他们均荣获了中国ISO14001认证。

表1-3-1 特灵R123冷水机组的中国客户荣获ISO14001认证

获证组织名称	认证证书号
上海ABB变压器有限公司	09-1999-012
上海宝钢集团公司	01-1998-025
上海朗讯科技光纤有限公司	04-1999-009
上海理光传真机有限公司	04-1998-001 09-1999-008
上海日立家用电器有限公司	04-2000-026
3M中国有限公司漕河泾工厂、新桥工厂	11-2000-005
上海索广映像有限公司	04-1998-003 09-1999-007
上海新芝电子有限公司	02-2000-010
上海永新彩色显像管有限公司	02-2001-025
上海索广电子有限公司	11-2001-019
上海理光电子技术(中国)有限公司	04-2001-041
北京四通松下电工有限公司	06-2000-047
北京松下彩色显像管有限公司	01-2000-004
北京燕莎友谊商城	01-2001-264
中国石化集团长城润滑油有限公司	17-2001-010
东莞诺基亚移动电话有限公司	08-2000-004
广东溢达纺织有限公司	08-2000-006
汕头超声印制板公司	01-1999-139
东风本田发动机有限公司	01-2001-297
广州本田汽车有限公司	01-2001-296
南京华飞彩色显示系统有限公司	01-1998-076

1.3.8 特灵公司环保行动

2007

- 美国环保署颁发的2007年最佳之最同温层臭氧
- 中国环保总局履约中心大楼（中国“绿色建筑”的示范工程）采用三级压缩离心式冷水机组的能效系数高达7.0

- 特灵加盟克林顿气候行动计划

2005

- 建设部与美国标准集团就“全国绿色建筑创新”奖开展合作，旨在推进中国绿色建筑的发展
- 特灵产品近400个型号通过了国家首批节能认证，占有通过认证产品数量的75%以上
- 获得中国建筑节能推广战略联盟颁发的“中国建筑节能典范奖”

- 获得美国能源部颁发的“重建美国重要联盟伙伴”奖，用以表扬在提升能效及可再生能源技术及实践方面表现卓越的企业



2004

- 特灵再获美国可持续建筑行业委员会颁发的《最佳实践奖》，以表扬公司对可持续建筑的研发、建造和示范工程的贡献

2002

- 卓越联盟颁发的2002年度卓越领袖会议奠基奖
- 特灵St. Paul, Minn楼宇自控公司通过ISO9001复审

2001

- 特灵依靠EarthWise™系统，成为业内第一个获得美国可持续建筑行业委员会颁发的《最佳实践奖》的公司



2000

- 美国环保署颁发的能源之星金奖



1999

- 特灵集成舒适系统获得ICS获得Frost & Sullivan技术创新大奖

1998

- 美国环保署颁发的气候保护奖
- 美国环保署颁发的能源之星奖

1997

- 美国非政府环保组织“绿章”环保产品认证

1996

- 直燃机获得美国技术产品年度金奖
- 总统E星大奖
- 美国能源部颁发的再生能源及节能

1994

- 美国国家环保发展协会颁发的杰出企业环保奖
- EarthWise™组获年度最佳技术产品银质奖章
- 获得美国国家环保发展协会颁发的国家环保奖

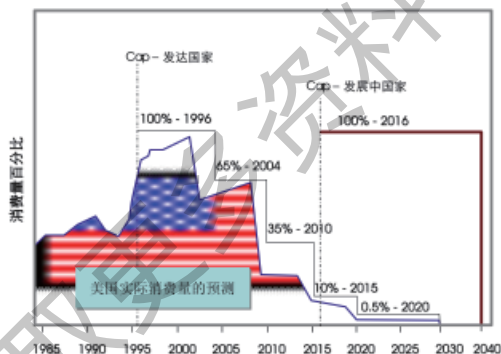
1992

- 1992年，特灵空调获得美国署颁发的“淘汰CFC冷媒，保护大气臭氧层战略贡献奖”
- 推出业内领先的最高效率，低泄漏的EarthWise™ CentraVac™冷水机组

二、各国环保策略及科学论述

2.1 美欧对《蒙特利尔议定书》的态度

根据《蒙特利尔议定书》哥本哈根修正案的要求，HCFC、HBFC、溴化甲基等第二类受控物质的逐步淘汰时间表如图2-1-1所示。按时间表规定，发达国家应在2030年前逐步淘汰，这些物质发展中国家相应可比发达国家推后10年（一次性淘汰）。由图2-1-1可见，美国的实际情况，即使1996年开始冻结，但HCFC的消费并没有因此停顿，却继续增长到接近消费限额CAP。对于实施《蒙特利尔议定书》，实际上步调也各不相同，欧洲国家比较激进，对HCFC采取了“一刀切”的方式。美国和日本则比较理性，采取了区别对待的原则，将HCFC类中ODP值较高的如：HCFC-141b和HCFC-142b等先行淘汰，而继续发展ODP值较低、能效高的过渡性制冷剂如R123。由于HCFC类中各种制冷剂的ODP值相差很大，这样做无疑是正确的。



发达国家消费限额(Cap) =

1989年 2.8% CFC消费量 + 1989年 100% HCFC消费量 (按ODP权重计)

发展中国家消费限额(Cap) = 2015年 100% HCFC消费量 (按ODP权重计)

图2-1-1 《蒙特利尔议定书》HCFC的淘汰机制

美国国家环保署于2002年12月发文“Building Owners Save Money, Save the Earth”，向业主推荐制冷剂HCFC-123和HFC-134a替代CFC-11和CFC-12制冷剂，并提出《负责任地使用》的倡议：

政府、行业、使用者和世界多国环保组织都在致力于推广这“负责任使用”制冷剂的理念。负责任使用原理在楼宇空调中体现为：

- 每个空调用场合选择的制冷剂或冷水机组应该保证健康、安全及环保、技术、经济和其他独特的社会利益。
- 在制冷剂和机组生产过程中，在使用和处置机组过程中最大程度地减少制冷剂的泄漏，使用有成本效益的技术。
- 设计和使用全寿命环境性能LCCP值(Life Cycle Performance)最佳，制冷剂泄漏最少以及在机组运转过程中产生的温室气体最少的机组。

日本建设部2001年3月作了“修订零ODP政策,明确R123和R134a为可用制冷剂”。

在荷兰Petten举行的联合国专家会议结论：“淘汰HCFC-123对全球变暖的净影响将增加14-20%...相反地,使用它只增加了小于0.001%氯、溴的峰量……。基于HCFC-123对臭氧层的破坏作用可以忽略不计,而它对降低全球变暖有巨大作用,因此HCFC-123用于冷水机组是经得起考验的。”

2.2 臭氧层已停止变薄

2005年8月30日，美国科学家说，地球上空的臭氧层已经停止变薄，但要在几十年后才能开始恢复。

美国科学家说，世界上大量生产和使用的CFCs进入臭氧层时受到太阳短紫外线的照射分解成C1•杂苦 参与了对臭氧层的消耗。温室气体排放会破坏地球臭氧层，从目前的情况来看，《关于保护臭氧层的维也纳公约》、《关于消耗臭氧物质的蒙特利尔议定书》（以下简称《定义书》）、《联合国气候变化框架公约》和《京都议定书》显然已开始奏效，但人类对臭氧层的破坏尚未完全停止。

美国科学家在近期出版的《地球物理研究杂志》上撰文说，卫星和地面监视设备收集到的信息显示，地球某些地区上空的臭氧层增厚了一些，但仍远低于正常水平。

博尔德科罗拉多大学及美国国家海洋和大气管理局科学家贝齐·韦瑟黑德说，臭氧层变薄情况已开始稳定下来。贝齐·韦瑟黑德在声明中说：“所观测到的变化或许能证明大气中的O₃在增加。”科学家们认为，迄今183个国家签署的《议定书》为减少人类对臭氧层的破坏做出了部分贡献。该《定义书》对含有氧、溴等破坏O₃的气体排放作出限制。

美国科学家们认为，曾在空调和其它装置及仪器中广泛使用的氟利昂是破坏地球臭氧层的罪魁祸首。美国国家海洋和大气管理局的康拉德·碗巴赫尔说：“这些早期迹象表明，在环境恶化面前，国际合作开始发挥作用并取得一定成果。”但贝齐·韦瑟黑德指出，CH₄、水蒸气和气温升高将继续对臭氧层造成影响。

上述迹象表明，现代版的“女娲补天”正在逐步走向成功，但不是古代版的“女娲补天”只用了4年，而是数十年。保护臭氧层行动，任重道远。

2.3 对HCFC-123的反思

2.3.1 大气专家评论

曾发表关于臭氧层消耗的理论而获得诺贝尔奖项的国际著名科学家Mario Molina教授和F.S.Rowland博士都提出了一些新的见解，例如：

Mario Molina 教授在联合国科学研讨会“挑战与展望-保护臭氧层”（2004年11月19日，捷克 布拉格）中就指出：“藉着加速淘汰的步伐，我们可以进一步保护臭氧层。然而，加速可造成温室气体的累增 譬如，可以保留HCFC-123在一些空调（指离心式冷水机组）中应用，特别是那些能源效率高和确保制冷剂泄漏接近零设备。”

F.S.Rowland 博士在“Speaker commends on recent article”，ASHRAE J.1993,35（10）：14 中谈到HCFC-123时就明确表示：“我对蒙特利尔议定书的另一条意见是，虽然它正在很好地发挥作用，但是，此议定书如果对HCFC类中大气寿命短的物质如HCFC-123的使用时间允许再延长一些，也许能得到改进。”

联合国环境规划署（UNEP）科学评价委员会联合主席Mè gic.G.在他的“The Scientific Intelink between the Montreal and Kyoto Protocols”报告中，提出了下列新的见解：“由于臭氧消耗与气候变化问题，从科学和技术上讲，是相互关联的，所以UNFCCC的缔约方与蒙特利尔议定书缔约方采取了类似行动。因为臭氧变化影响到地球的气候，而温度、温室气体的排放与气候的变化，又影响到臭氧层，因此消耗臭氧层和全球变暖是体戚相关的环境问题。”

2.3.2 LEED处理空调制冷剂对环境的影响的方法

美国绿色建筑协会 (USGBC) 的认证标准-LEED中, 包含一条对制冷剂的评分。以前是单纯看ODP, 有ODP就没分, 没ODP就有分。为了完善这方面的评分, USGBC的LEED指导委员会责令技术和科学咨询委员会(TASC)研究由于空调设备中使用卤烃给大气带来的环境影响, 并且推荐一套LEED评分方法。经过两年多时间的研究, 于2004年9月公布了“LEED处理HVAC制冷剂对环境的影响的方法”, 并随后得到了LEED指导委员会和USGBC理事会的批准、实施。结论是用下面的公式计算基于性能的使用寿命之臭氧层消耗指数(LCODI)和直接全球变暖指数(LCGWId):

$$LCGWId = \frac{GWPr \times Rc \times (Lr \times life + Mr)}{life}$$

$$LCODI = \frac{ODPr \times Rc \times (Lr \times life + Mr)}{life}$$

式中LCGWId=寿命周期直接全球变暖指数, 磅CO₂当量/冷吨-年

LCODI = 寿命周期臭氧层消耗指数, 磅CFC-11当量/冷吨-年

GWPr = 制冷剂的全球变暖潜值指数, 0 < GWPr < 12,000 lb CO₂ 每磅制冷剂

Rc = 制冷剂充注量, 磅制冷剂/吨制冷能力

Lr = 制冷剂泄漏率, %充注量/年(建议默认值: 2%)

life = 设备寿命, 年(建议默认值: 25)

Mr = 寿命终止时的制冷剂损耗率, %充注量(建议默认值: 10%)

ODPr = 制冷剂的臭氧层消耗潜值, 0 < ODPr < 0.2 磅CFC-11每磅制冷剂

可接受条件为:

$$LCGWId + 100,000 \times LCODI \leq 100$$

图2-3-1是报告以实例计算, 在100线下的都可得分, 里面包括少数R-22的系统, 关键在于密封性要好。

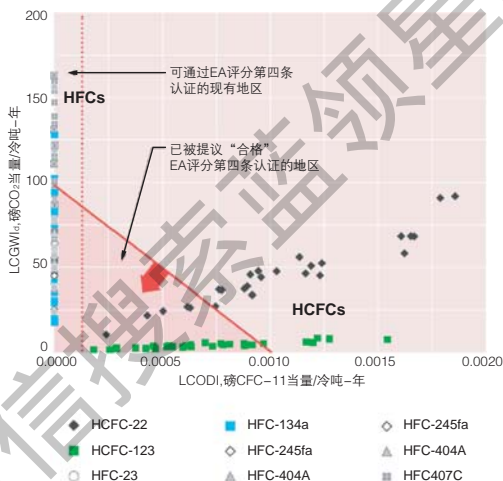


图2-3-1 LEED标准对制冷剂的新环评法

USGBC要求从2006年1月1日起, 按照美国绿色建筑评估体系最新LEED-NC 2.2版本来为新绿色建筑项目注册, 将旧版本中“能源与大气”的评分第四条“保护臭氧层”改为“制冷剂选择”, 并采用了TASC的新环评法计算, 但一些默认值不一样(如: 制冷剂年泄漏率Lr的默认值提高至2%)。因此, 现在使用R123的设备已获得公平的处理, 差不多所有特灵R-123离心机都可满足评分标准。当中关键因素就是设备的密封性。比如R-410A, 虽然ODP不成问题, 但GWP值很高, 加上工作压力也很高, 实在不容易通过新的环评法; 相反, 特灵R-123离心机年泄漏不到0.5% (默认值的1/4), 且已获USGBC认可使用0.5%来计算。(计算工具: EA4cCalculator_LEEDv2-2-Aug_2006.xls)

2.4 《京都议定书》的积极作用

为了使21世纪的地球免受气候变暖的威胁，1997年12月，149个国家和地区的代表在日本京都召开《联合国气候变化框架公约》缔约方第三次会议，通过了旨在限制发达国家温室气体排放量以抑制全球变暖的《京都议定书》。6种主要温室气体是CO₂，CH₄，N₂O，HFCs，PFCs，SF₆，其中有HFC-134a等。

《京都议定书》规定，到2012年，所有发达国家排放的二氧化碳等6种温室气体的数量，要比1990年减少5.2%，发展中国家没有减排义务。对各发达国家说来，从2008年到2012年必须完成的削减目标是：与1990年相比，欧盟削减8%、美国削减7%、日本削减6%、加拿大削减6%、东欧各国削减5%~8%。新西兰、俄罗斯和乌克兰则不必削减，可将排放量稳定在1990年水平上。议定书同时允许爱尔兰、澳大利亚和挪威的排放量分别比1990年增加10%、8%、1%。

1992年，中国签署《联合国气候变化框架公约》，1993年核准了这一公约。1998年，中国签署《京都议定书》，2002年核准了这一议定书。《京都议定书》在人类历史上首次以法规形式限制温室气体排放，规定在2008年至2012年间，发达国家的二氧化碳等6种温室气体的排放量将在1990年的基础上平均减少5.2%。

在《京都议定书》于2006年2月16日生效之际，国家发展和改革委员会表示，中国将履行《联合国气候变化框架公约》和《京都议定书》承诺的义务，并已经采取了七项措施应对气候变化。同时希望发达国家在率先减少温室气体排放的同时，帮助发展中国家提高应对气候变化的能力。

2.5 国际社会高度重视全球变暖

国际社会对全球变暖所导致的人类生存环境不断恶化的问题给予了前所未有的重视，在《联合国气候变化框架公约》和《京都议定书》的基础上加速推动温室气体的减排、减缓全球变暖趋势的呼声日益高涨。

全球气候变化：“难以忽视的真相”

——2007年诺贝尔和平奖关注“气候变化”

• 2007年10月12日，美国前副总统戈尔与联合国政府间气候变化专家小组（IPCC）同时获得2007年诺贝尔和平奖。而两者获奖的理由都是因为“对全球气候变化的关心与贡献”。



• 2007年5月15日，冰山的影子倒映在格陵兰岛沿岸的水面上。据测算，格陵兰岛的冰盖约为260万立方千米，目前正在以每年100至150立方千米的速度消融。



携手合作 共同创造可持续发展的未来

——温家宝总理在第三届东亚峰会上的讲话

- 第一，气候变化是全球性问题，需要各国携手合作，共同保护我们的家园
- 第二，气候变化从根本上说是发展问题
- 第三，《联合国气候变化框架公约》及其《京都议定书》奠定了应对气候变化国际合作的法律基础，最具权威性、普遍性、全面性

• 第四, 技术进步对减缓和适应气候变化具有决定性作用

• 第五, 适应气候变化是发展中国家最为关心的问题, 是应对气候变化挑战的重要组成部分

2007年11月22日 01:45:57 来源: 新华网



各国政府频繁磋商气候变化

——2007年被称为“全球气候变化年”

1月:在达沃斯世界经济论坛年会上, 气候变化被列为最主要议题

4月:气候变化被提到了联合国大会上讨论

6月:气候变化成为G8峰会的主要议题, 胡锦涛主席出席了本次峰会

7月:部长级圆桌会议在悉尼举办, 澳大利亚政府发起了《全球森林与气候倡议》

9月:APEC悉尼峰会发表了应对气候变化的《悉尼宣言》, 胡锦涛出席了该峰会

9月:在联合国气候变化问题高级别会议上, 新任联合国秘书长潘基文表示, 希望联合国能够在全球应对气候变化的过程中发挥主导作用

9月:参加“主要经济体能源安全与气候变化会议”的16个主要经济大国以及联合国、欧盟代表一致同意加快行动, 寻求应对气候变化的有效途径

10月:联合国教科文组织在巴黎举行了知识社会与气候变化专题辩论会, 探讨联合国教科文组织在新形势下在协调各国可持续发展方面应做的贡献

11月:新加坡召开的东盟领导人峰会主题确定为“能源、环境、气候变化和可持续发展”, 温家宝总理出席本次会议

11月:中欧首脑会议专门讨论应对气候变化的议题

11月:在西班牙召开的IPCC第27次大会上正式发布IPCC的第四次综合评估报告

12月:《联合国气候变化框架公约》第13次缔约方大会, 预计重点将讨论如何启动有关谈判以达成新的协定, 在2012年《京都议定书》第一承诺期到期后, 承担其“温室气体减排义务具体实施规则”的功能

联合国政府间气候变化专家小组 (IPCC)
第四次综合评估报告

• IPCC的第四次综合评估报告将于2007年11月, 在西班牙召开的IPCC第27次大会上正式发布, 该报告明确地指出, 全球气候变暖已经是毫无争议的事实。

• 报告还指出气候变化特别是温室气体排放引起的全球气候变暖, 对世界各国社会、经济等各领域产生影响

• 70年以来世界的温室气体排放量上升了70%, 如果现有的减缓气候变化政策和措施不加以改进, 到2030年六种温室气体的排放量还将在2000年的基础上上升25%到90%;

• 但是, 通过采取更强有力的措施, 世界能够减缓并扭转排放趋势, 最终稳定大气中温室气体的含量。

2.6 全球变暖加剧及其危害

全球气候变暖导致灾情频发

据2006年8月30日的新华网报道, 2006年我国重庆、四川出现50多年来最严重的高温伏旱, 归咎于三峡工程是没有科学依据的, 是全球变暖背景下当地自身典型气候特征所决定的。

中国气象局国家气候中心主任、世界气象组织气候委员会气候应用与服务工作组主席董文杰等多位专

家认为：近百年来，地球气候正经历一次以变暖为主要特征的显著变化。我国地表气温变化与全球平均变化趋势基本一致，近百年增暖的幅度达到 $0.5\sim 0.8^{\circ}\text{C}$ / 100年。专家认为，全球气候变暖导致某些极端气候事件发生的频率增加。20世纪60年代以来，北半球中高纬陆地地区的极端冷事件（如降温、霜冻）逐渐减少，而极端暖事件（如高温、热浪）的发生频率明显增加。从全球来看，重庆、四川的极端高温干旱并不是孤立的，是全球气候变暖的大背景下极端天气气候事件增多、增强的个例之一。

温室效应危害堪比世界大战—英国的报道

据2006年10月30日的广州日报综合报道，英国政府即将公布的一份报告称，如果各国政府在未来10年内不采取行动遏制温室效应，那么全球将为此付出高达6.98万亿美元的经济代价，这将超过一战、二战和上世纪30年代的美国经济大衰退付出的代价，全球将有两亿人会因为干旱或食物短缺而成为难民。

英国这份长达700页的报告是由英国经济学家尼古拉斯·斯特恩撰写的。斯特恩是世界银行的前首席经济学家，从去年开始受英国财政部的委托对全球变暖问题展开了历时一年的调研。斯特恩预测，全球各国需要将国内生产总值总数的1%，即约1840亿英镑，用于遏制全球变暖，否则付出的代价将是这个数

目的5倍至20倍。按照全世界65亿人口计算，不经遏制的全球变暖将导致地球上的每一个人，无论老幼妇孺，都要为此支出566英镑。

斯特恩在报告中指出，如果不能有效控制温室气体排放量，即使按保守估计，今后50年里，全球平均气温也将比1750年至1850年的平均气温高2至3摄氏度。如果温室气体排放量继续增加，那么温度增幅会更大。气温增高导致冰川融化加剧，增加了洪水泛滥和淡水资源缺乏的风险。

斯特恩在报告中警告说，由于目前的形势如此紧迫，签订《京都议定书》的姊妹篇——一个有关减少温室气体排放的新协议势在必行，最好是于明年签署，而不是按照原定的计划要等到2010年~2011年期间才签署。

预计到2050年，全球低能耗、低污染产业总产值将达到至少5000亿美元，因此尽快采取措施减少温室气体排放带来的好处，远大于其对经济增长带来的负面影响。

这是2002年6月27日，橘红色的晚霞浮现在澳大利亚悉尼纳拉宾海滩的上空。由于空气污染严重，空气中的悬浮颗粒遭遇冷空气，透过阳光的照射便形成了如此“灿烂”的晚霞。

2.7 欧洲各国对HFCs等含氟温室气体的限制措施

自1997年末通过了《京都议定书》后，动摇了HFCs的“环保形象”。欧盟于2006年7月4日起正式实施特定含氟温室气体法规，规定2011年起禁止全球变暖潜能值大于150的含氟气体在新车型的空调器中使用，并要求其成员国自2007年7月4日起出台一系列措施限制HFCs、PFCs和SF₆的使用。在欧盟的带动下，其他《京都议定书》的签署国也正在考虑出台政策法规，解决HFCs的环境隐患。

2006年欧洲议会通过了F气体管制条例与新的汽车空调指令，做出了2011年后在新生产汽车空调中禁止使用GWP值大于150的制冷剂，并在2017年后扩大

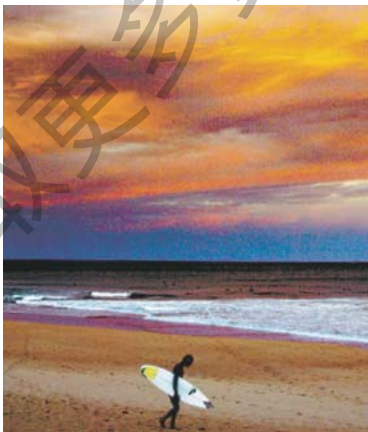


表2-7-1: 欧洲各国对HFCs等含氟温室气体的限制措施

国家	HFCs限制措施
挪威	对含HFCs的进口产品及盛放HFCs的设备征收污染税
丹麦	自2006年起, 禁止进口、销售并使用含HFCs的新产品, 并对盛放HFCs的设备征收污染税
奥地利	自2008年1月起, 禁止HFCs在多种设备上的使用
瑞士	自2008年1月起, 禁止HFCs在多种设备上的使用
瑞典	自2008年1月1日起, 限制HFCs在汽车空调上的使用
法国	执行欧盟特定含氟温室气体法规
德国	执行欧盟特定含氟温室气体法规
意大利	执行欧盟特定含氟温室气体法规
荷兰	执行欧盟特定含氟温室气体法规
波兰	执行欧盟特定含氟温室气体法规
英国	虽然尚未限制HFCs的使用, 但政府明确指出HFCs不是可持续发展的物质

到所有汽车空调的规定。杜邦与霍尼维尔向全球宣布已找到了替代汽车空调中HFC-134a的、GWP很低的新型制冷剂美国通用汽车、德尔福汽车公司也宣布采用HFC-152a替代HFC-134a的成功, 并受到了美国汽车工程师协会的好评。彻底动摇了“HFC-134a为长期替代制冷剂”的神话。

从保护全球环境角度看, 无论是TEAP的2006年环境评估, 还是IPCC的2007的第四次评估报告, 最近几年的全球观测均已证明, 由于近几年HFCs替代制冷剂在发达国家的推广使用, 大气中的R-134a浓度在1998至2002年期间以12%/yr速度急剧增长(估计2005年后会更), 影响全球气候变暖的辐射强迫指标的LLGHGs组分气体, 卤烃已由第4位上升到第3位。

2004年, 可口可乐、麦当劳和联合利华在联合国环境规划署和绿色和平的支持下, 组成了自然制冷联盟, 宣布要逐步淘汰HFCs在他们数量庞大的制冷设备中的使用。2006年, 百事可乐、嘉士伯啤酒和宜家家居也加入了这一联盟。2007年3月, 英国几大连锁超市如沃尔玛(ASDA)、玛莎百货、森斯伯瑞、索莫菲尔德、特易购和维特罗斯等也宣布要逐步淘汰其HFCs制冷设备, 改用像二氧化碳这样的自然制冷剂。2007年8月, 德国汽车制造商决定使用二氧化碳作为汽车空调制冷剂, 以响应欧盟在2011年

之前逐步淘汰HFC-134a在汽车空调上使用的决议。2007年9月17日, 可口可乐宣布该公司将在2008年北京奥运会(北京主场及中国其他6个城市分赛场)的所有正式比赛场地, 使用不含HFCs的自然制冷冰柜和自动售卖机, 这在中国还是第一次如此大规模使用既不破坏臭氧层又不造成全球变暖的绿色商用冰柜。迄今为止, 联合利华已在欧洲投入使用20万台盛放冰淇淋的自然制冷冰柜, 麦当劳在丹麦建立的完全不使用HFCs制冷设备的试点餐厅也运转良好。

2.8 欧洲将禁止HFC-134a用于移动空调

氟气体(HFC、PFC及SF₆)属于《京都议定书》的6种受控制的温室气体之一, 欧盟承诺在2008-2012年期间将温室气体的排放减小8%(以1990年的排放水平为基准)。从长期来看, 全球的排放应减少约70%。由于氟气体的零ODP, 因此在20世纪90年代已经开始用来替代消耗臭氧层物质(ODS), 尤其是R-134a, 它有可能是HVAC行业应用中被最普遍使用的替代工质。尽管HFC-134a的臭氧层消耗潜力值(ODP)为零, 但其全球变暖潜力(GWP)却很高, 是R123的17倍, 见表1-1-1与图2-8-1, 其在大气寿命是R123的10.7倍, 对环境破坏的影响时间长。

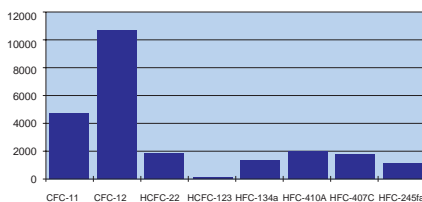


图2-8-1 全球变暖潜值比较

欧盟有些成员国已经开始实施相关法律进行监测、控制、甚至淘汰部分氟气体, 英国环境计划表明: “长远来看, HFCs不是一种能持续发展的技术...”; 丹麦环境计划要求在空调、制冷、发泡、防火等行业根据具体应用从2002~2006年逐渐淘汰

HFCs, 并对含“F”气体加税(R134a加税美金7.30/lb); 挪威也对含“F”气体加税(R134a美金20.0/lb)。

欧盟(EU)于2006年3月通过了一项决议:“禁止在新的移动空调(MAC)中使用R-134a”。该决议生效日期为2011年1月1日。原文见“禁止将全球变暖潜力(GWP)超过150的氢氟烃(HFC)工质用于新的交通工具”。(网址为: <http://www.euractiv.com/en/sustainability/fluorinated-gases-climate-change/article-117491>)

联合国的一份专题报告“保卫臭氧层及全球气候”中显示:在过去十年里,R-134a的大气浓度急剧上升(见图2-8-2),这正好说明了R-134a已经被过分使用,替代将要淘汰的ODS,以致该类物质

在大气中的浓度大量增加,确实值得关注,各行业需要采取合适的措施来减缓其增长(包括使用及排放管制)。一方面别认为R-134a是长期的替代工质;另一方面,应多采用其他可行的工质,比如R-123。根据该专题报告,R-123的大气浓度仅为0.03ppt(比R-134a低867倍),这样低的浓度是跟R-123非常短的大气寿命(1.4年)以及非常低的排放率(包括每年机组维护的损耗,约为0.5%)有关。这也与联合国环境署(UNEP)在2003年颁布的科学评估报告一致,后者承认R-123具有特殊的环境价值,“考虑到它对大气同温臭氧层微不足道的影响以及有助解决全球变暖问题的重要益处处两方面的权衡,并基于综合评价的原则,建议将R-123从逐步淘汰的名单中除去”。

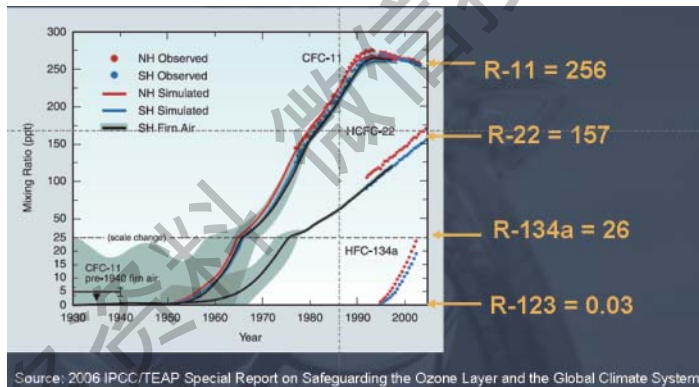


图2-8-2 观测到的全球变暖浓度趋势

2.9 未来HCFCs替代物的筛选

近140年的制冷剂的选用与应用历史,尤其近20年的实践,清楚地告诉我们:热力学性能是选用制冷剂的依据,安全性是应用制冷剂的可靠保证,环境友善性是筛选制冷剂的必要条件。

总结近20年筛选CFCs, HCFCs的HFCs替代制冷剂的教训,我们应摒弃片面、简单化与绝对化的思想方法与指导原则,因为单纯地强调ODP必须等于零,就“枪毙”了所有的HCFCs;如果我们把所有的HFCs都简单地和绝对地列为必须要减排禁用的温

室气体,就必然会“枪毙”掉所有的HFCs;但是,如果我们科学地抓住了耗损臭氧层与气候变化的核心问题,即:卤烃物质的大气寿命(τ),就可迎刃而解了。因为卤烃物质对于大气环境的危害根源在于其中大部分都具有十几年乃至上百年的寿命。它们的“累积效应”造成了臭氧层的耗损与不能短期恢复,同时还造成了温室气体的长期积累与全球气候的变暖。因此,新一代HCFCs的替代物应该是大气寿命(τ)小于2年,ODP值小于0.02和GWP值小于150单一成分或混合成分的人工合成或天然制冷剂。

三、中国相关法规及最新动态

3.1 《消耗臭氧层物质 (ODS) 替代品推荐目录(修订)》的公告 (2007/6/5)

由国家环保总局于2007年6月5日发布的《消耗臭氧层物质(ODS)替代品推荐目录(修订)》见表3-1-1

表3-1-1 《消耗臭氧层物质(ODS)替代品推荐目录(修订)》

用途类型	替代品名称	ODP值	GWP值	主要应用领域(产品)	被替代的ODS
制冷剂	HCFC-22#1	0.055	1780	工商制冷	CFC-12,R502
	HFC-134a	0	1320	家电、汽车及工商制冷	CFC-12,CFC-11,R500
	HFC-152a	0	122	家电制冷	CFC-12
	R600a	0	≈20	家电制冷	CFC-12
	HCFC-123#1	0.02	76	工商制冷(离心式制冷机)	CFC-11
	HFC-23	0	12240	工商制冷(深冷机组)	CFC-13
	氨	0	<1	工商制冷(吸收式制冷机)	CFC-11,CFC-12
	R415B#1	≈0.008	415	家电制冷	CFC-12
	R407C	0	1674	家电制冷	HCFC-22
	R410A	0	1997	家电制冷	HCFC-22
	R418A#1	≈0.03	1300	工商制冷	R502,HCFC-22
	R411A#1	≈0.3,	1500,	工商制冷	R502,HCFC-22
	R418B#1	≈0.032	1600		
	R404A	0	3800	工商制冷(低温)	R502
	R507A	0	3900	工商制冷(低温)	R502

说明:

- (1)所推荐的替代品在选用时应遵照相关技术规范要求(尤其是安全方面)。
- (2)表中所列部分物质的GWP数据(温室效应值)部分来源于世界气象组织的报告,部分来源于蒙特利尔议定书缔约方大会臭氧损耗科学评估报告(2002年)。
#1属过渡性替代品,按《蒙特利尔议定书》哥本哈根修正案要求在2016年我国HCFCs类物质生产和消费需冻结在2015年水平上,到2040年将停止使用。

3.2 “直面挑战,坚持走环保与节能并重的行业发展之路”——摘自“中国制冷空调工业协会”文章

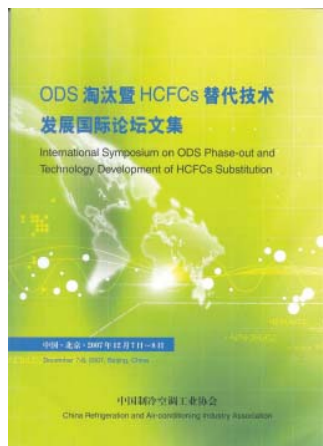
CRAA国际论坛文集论文(2007年12月)

未来的新的替代技术和替代物的选择,必须在《蒙特利尔议定书》和《京都议定书》所限定的条件下进行综合考虑。中国是两个议定书的缔约方。

为了应对两个议定书的综合作用,近年来全球的科研人员围绕着寻找零ODP且GWP值较低的环保制冷剂开展了大量的工作,但迄今为止在这一方面没有取得有效的进展。

随着《联合国气候变化框架公约》和《京都议定书》的诞生,被列入《京都议定书》所限定的温室气体目录的氢氟碳化物(HFCs),就长远的发展趋势而言,其未来的消费淘汰已不可避免,唯一尚不能确定的是这一替代进程的时间进度。

考虑到中国制冷空调业的庞大规模,全行业的转换是一个巨大的工程,也需极大的人力和物力投入支撑。



3.3 “绿色替代方案”——摘自“绿色和平”文章 CRAA国际论坛文集论文(2007年12月)

HFC是一种强效温室气体，其GWP值非常高。最常用的HFC是HFC134a,该物质的GWP值为1300(表示大气中的每吨HFC134a引起温室效应的作用力相当于1300吨二氧化碳)。

假如全球不共同应对HFC引起的温室效应排放，各国对抗气候变化的努力将付之东流。

因此，绿色和平呼吁不仅仅要逐渐淘汰包括CFC及HCFC在内的臭氧消耗物质，还要逐步淘汰HFC。

绿色和平相信，对环境安全无害的制冷剂必将源于自然物质，例如碳氢化合物、二氧化碳、氨、水及空气。

作为替代方案，绿色制冷冰箱使用异丁烷作为制冷剂，使用环戊烷作为绝缘泡沫材料。……在2007年的今天，世界上已经有超过2亿台“绿色制冷”冰箱。……据估计，到2007年底，中国“绿色制冷”冰箱的生产量在国内市场的份额将会在40%~50%之间。

3.4 国际含氯制冷剂暨HFC-134a产业发展论坛-2007

07国际含氯制冷剂暨HFC-134a产业发展论坛于2007年9月6日在太仓举行。该论坛由中国化工信息中心(CNCIC)主办，并得到了中国汽车工业协会、中国环保产业协会的支持。

会上，美国环保总署(EPA)的克里斯汀·塔多尼奥等作了题为“处于十字路口的车用空调系统”的报告，强调了汽车生产企业高管“须知”：

- 淘汰R134a的过程2011在欧洲开始，2017年全部完成
- 在美国，加州和其它各州都在限制目前使用的HFC温室效应制冷剂
- 在全球的推动下，车用空调的油耗将首先被纳入车辆燃油经济性标准；车用空调系统也会被要求达到特定能源效率标准

会上，中化近代环保化工有限公司的代表作了题为“HFC-134a及其替代技术”的报告，谈到欧盟限制氟化气体法规：

- 2006年欧盟公布氟化气体法规最后文本

- 2011~2017年淘汰HFC-134a

2011年起禁止GWP大于150的含氟气体用于新车型的空调器中；

2017年起禁止GWP大于150的含氟气体用于所有新出厂的汽车空调器中

- 2008年起限制MAC泄漏率

3.5 中国HCFCs制冷剂替代方向及策略建议书

注：本文为摘要。

2007年中国制冷学会组织中国制冷空调协会、中国家电协会以及国内制冷剂替代技术同行专家就中国以R22为主的HCFCs制冷剂的替代方向及策略问题展开了讨论。在综合考虑了HCFCs环境问题的历史责任和现实发展、国家利益及企业的发展、行业形势及消费者利益后大家一致认为：我们的国家方案是明确的，应该坚持《蒙特利尔议定书》和《哥本哈根修正案》原方案，充分利用国际社会所给予我们的宝贵时间和HCFCs替代技术的发展空间，积极争取多边基金，摒弃“加速淘汰HCFCs”方案，确保国家利益最大化和相关行业的健康发展。同时建议政府和企业要采取间接控制，严格管理，积极准备，多方发展，稳步实施的方针。具体要点如下：

一、保护经济发展和消费者利益，免受国际利益集团制约

实施加速淘汰HCFCs行动，经济障碍是关键问题之一。国际上具备商业化规模的R22替代品R407C、R410A为国外公司的专利产品，其专利保护期在我国至少要在2011年才能结束。

我们还应注意到R410A在欧洲的专利将于2009年解除，加之“氟气体”法规的限制，因此在专利放开

之后，国际利益集团将失去专利费收益，故选择中国这一正在崛起的最大空调消费国，迫使我国提前淘汰以R22为主的HCFCs，这也是这些国外利益集团在中国大力推销R410A的重要原因。

HCFCs作为CFCs的过渡性替代品，国际社会曾宣布了对这类物质的淘汰不再给予额外经济补偿的规定，即使能争取到相应资金，也只是杯水车薪。有人粗略估计仅家用空调2015年前实现四分之一产品转轨的要求，就需额外投入资金144亿人民币，折合约18多亿美元，按照以往经验需五倍多的国内配套资金，显然是不现实的，因此实施“加速淘汰HCFCs行动”经济障碍是关键问题之一，过早实施加速淘汰，其后果是不言而喻的，我国在国内市场，技术和成本的多重压力下，应该坚守住现有R22的应用市场，免受国际利益集团的制约。

二、争取时间，等待时机，避免风险投资，慎重选定转轨路线

按照国际社会有关环境友好物质的最新发展态势，替代制冷剂应该同时满足保护臭氧层及降低综合温室效应两个环境指标。2006年5月17日欧盟在EC 842/2006氟气体法规中规定：包括R410A等HFC类的“氟气体”空调、热泵系统由于其温室效应，产品会在制造和使用、进出口贸易方面受到严格的限制。R407C、410A具有较高的全球变暖潜能值，远非是理想替代品。即使在R407C与R410A之间，美、日与欧洲都曾走过先R407C再转变为R410A的弯路，历史和别国的经验教训值得我们充分汲取。再者，目前德国和欧盟某些国家的公司正在宣传使用天然工质氨、R290或CO₂，因而家用空调使用的以R22为主的HCFCs最终替代品到底是什么，还存在着很大的变数。最新出版的联合国环境规划署（UNEP）制冷空调与热泵技术选择委员会（RTOC）的2006年评估报告也只是称R407C和R410A为家用空调器的“近期替代品（Near-term substitutes）”。因此现行的R410A替

代方案并非成熟的和一步到位的理想方案，究竟如何发展还需拭目以待，我们目前的策略应该是争取时间，等待时机，避免风险，慎重选定转轨路线。

三、正视历史、面对现实，坚持既定方案，确保国家利益最大化和行业健康发展

众所周知，我国虽然是HCFCs的生产和消耗大国，但其在我国的使用时间短，人均贮存量和消费量均低于发达国家，因此由HCFCs消耗引起的环境问题我们并不负有主要历史责任。自从1987年《蒙特利尔议定书》签订以来，我国已成功地履行了CFCs逐步禁用的国际义务，且HCFCs的ODP值很低，对CFCs替代的贡献也很大。当今我国HCFCs产业规模大，产业链长，生产和消费正在迅速增长的局面正是我国适应社会发展和保护臭氧层行动的必然结果。

四、间接控制，严格管理，积极准备，多方发展，稳步实施

我们应该认识到减少HCFCs的泄漏，积极采取系统节能措施是间接控制HCFCs环境污染的有效方法。

国家和企业应该积极准备，即要充分利用国际协议中规定的禁用HCFCs的过渡宽限期，在此期间最大限度地发挥HCFCs的性能优异、技术成熟而价廉的优势和历史作用，同时企业又要根据自身的产品市场结构和技术能力进行多方发展，以便更好地完成相关技术贮备和资金积累，满怀信心地迎接未来新的挑战！

3.6 对加速淘汰HCFC提案的意见

注：本文摘自“中国制冷空调工业协会”2007年发表的文章。

一、中国工商制冷行业的现状

中国已成为全球制冷空调设备的生产大国。据测算，工商制冷行业2006年的产值超过900亿元，同比

增长24.30%；企业数量超过1000家，企业资产总计超过1200亿元。

目前，HCFC-22在中国的工商制冷行业获得了广泛的应用，约80%的制冷空调设备中使用HCFC-22作为制冷剂，只有少部分产品中使用R134a、R410A、R407C及氨和溴化锂等作为制冷剂。

二、淘汰HCFC-22的替代技术路线

1、工商制冷行业可能的替代技术路线

1) 对单元式空调、多联式空调机类产品

从国际上的转换现状来看，在欧美等发达国家中，主要使用R410A作为制冷剂。

2) 中央空调冷水机组等产品

目前在发达国家中，中小型的机组中多数采用R410A作为制冷剂，在大中型中央空调中主要使用R134a和R407C作为制冷剂。大型离心式冷水机组中，多数使用R134a，少部分使用HCFC-123作为制冷剂。

3) 冷冻冷藏设备

目前国际上，主要使用R404A、R134a、NH₃等作为制冷剂。

2、替代制冷剂的分析

R410A是目前国际市场上较为流行的HCFC替代物，主要适用于中小型空调设备，其工作压力比HCFC-22高出约60%。对空调的系统设计、制造工艺、质量控制等要求较HCFC-22为高。同时R410A制冷剂具有专利保护，价格昂贵。目前，R410A的单价为HCFC-22的6倍左右。另一方面，R410A的GWP值为1730，在欧洲的制冷空调行业因其较高的GWP值目前已开始受到抵制。

R407C是非共沸物质，滑移温度比较大，系统泄漏时成分会发生变化，对系统的维修及性能产生不利影响。制冷剂R407C同R410A一样具有专利保护，价格昂贵。R407C适用于相对大一些的机组设备。另

外，R407C的GWP值为1530，同样属较高温室效应的制冷剂。

HFC-134a的物性与HCFC-22差别较大，需要使用与HCFC-22不同的润滑油，单位容积制冷量比HCFC-22低约35%，将导致材料费用和制造费用的大幅增加。HFC-134a制冷剂的单价约为HCFC-22的3.5倍。HFC-134a的GWP值为1300，同样存在明显的缺点。

NH₃是一种传统的天然工质，ODP=0，GWP=0，价格低廉、能效高、传热性能好。NH₃有毒，具有一定的可燃性，在制冷剂的安全分类里面属于B2类，应用场合受到限制。

3、替代的困难

HCFC-22的替代转换需要生产线和设计的改变以及制冷剂昂贵的专利费用，初步估算，在我国工商制冷空调产品生产的转换，如使用R410A、R407C、R404A等替代物，生产成本将增加20%左右，这对我国的生产企业和消费者都是很大的负担，并可能导致工商制冷空调市场的萎缩，严重的有可能影响到行业的生存和发展。更重要的是R410A、R407C、R404A和R134a等制冷剂，并不是理想的替代品，其GWP都比较高，欧洲法规规定2010年起新汽车空调不得使有GWP > 150的工质。各种因素综合在一起，决定上述几种制冷剂都不是最终的替代选择。在我国的制冷空调领域的HCFC替代转换过程中，我们必须要认真考虑和重视这一问题，否则在完成HCFC-22向R410A、R407C和R134a等的替代后在较短的时间又需要进行二次替代转换，将对我国的制冷空调业的生存造成严重后果和致命的打击。

三、我国HCFC-22加速淘汰应该得到国际资金和技术的支持

1、发达国家应本着对环境负责的态度积极向发展中国家转移使用新制冷剂的制冷空调设备的设计和制造技术。

2、应提前终止R410A、R407C等制冷剂的专利保护期。

3、由于现阶段还没有公认的长期理想替代物出现，目前各种替代物仍属于过渡性替代物，因此我国工商制冷领域应对HCFC-22的替代应考虑采取一种积极但稳妥的时间和路线。

四、关于多边基金资助资格的年限

多边基金目前的导则规定1995年7月25日前投产的生产能力才具有资助资格，已经在CFC淘汰过程中得到过资助的企业不能再得到资助。我们认为此导则规定的资助年限不合理：

本着现实的原则，我们认为，新的资助资格年限（最低限度）应定在我国加入《蒙特利尔议定书》（哥本哈根修正案）的时间，即2003年4月22日。

3.7 消耗臭氧层物质(ODS)替代产品HJBZ 41-2000

1. 范围

本技术要求规定了消耗臭氧层物质替代产品类环境标志产品的定义、基本要求、技术内容和检验方法。

本技术要求适用于替代消耗臭氧层物质的各类产品。包括致冷剂、发泡剂、抛射剂、清洗溶剂、灭火剂、灭菌剂等产品。

2. 定义

消耗臭氧层物质（Ozone depleting substances 简称ODS）：指释放到大气中的氟氯化碳等物质，在进入在气平流层后，在太阳紫外线作用下，与臭氧层发生作用，臭氧分子被分解为普通的氧分子和二氧化碳，从而降低了大气臭氧层浓度。包括全氟氯代烷烃（4个碳原子以下）、溴氟烷（卤代烷）、四氯化碳、甲基氯仿。部分含氧氯氟烷（HCFCs），含氢溴氟烷（CBFCs）和溴甲烷。

消耗臭氧潜能值（Ozone depleting potential 简称ODP）：指某种物质在其大气寿命期内，造成的全球臭氧损失相对于同质量的CFC-11排放所造成的臭

氧损失的比值。

3. 基本要求

- 1) 产品质量应符合相应产品的质量标准要求；
- 2) 企业污染物排放必须符合国家或地方规定的污染物排放标准。

4. 技术内容

产品消耗臭氧潜能值（ODP） ≤ 0.11 。

5. 检验方法

通过文件审查和现场检查的方式进行验证。

附加说明：

本技术要求由国家环境保护总局科技标准司提出
本技术要求由国家环境保护总局负责解释

3.8 绿色环保制冷剂的趋势和展望

中国国家环境保护总局在《中国保护臭氧层行动》中撰文《绿色环保制冷剂的趋势与展望》，文中提到：

对于空调制冷行业来说，为防止气候变暖所需做出的努力主要是：①提供高效节能设备，减少CO₂排放量；②尽可能减少制冷设备使用和销毁时制冷剂的排放量或泄漏量，并采取有效的回收再生设备，加强制冷剂的回收利用。这些努力也就意味着在选择制冷剂时，不仅要考虑它们的ODP值为零，而且还要求GWP值低，热工性能好，具有节能效果和充注量少。

近来，对于离心式冷水机组中的CFC-11替代物HCFC-123，由于其GWP值很低（90），而且这类机组的泄漏率也很低（约1%），也就是说间接效应也非常之低，仅为0.5%，甚至可以低至0.2%，而且这类机组的效率也很高，即使用HCFC-123对全球气候变化的影响是很小的，尽管其ODP值不为零，但也很低（0.012）。因此有的专家认为，虽然HCFC-123属于HCFC类物质，但对其盲目淘汰并不合理。他们认为若用HFC-134a替代HCFC-123，GWP值将提高13%~19%，而ODP值仅增加了0.012%。综合《蒙特利尔议定书》和《京都议定书》

的要求，他们认为在淘汰HCFCs物质时，不应“一刀切”，与其淘汰HCFC-123，不如设法提高此类机组的效率。否则反而会对全球气候变化产生更为不利的影

3.9 中国逐步淘汰消耗臭氧层物质国家方案

《中国逐步淘汰消耗臭氧层物质国家方案》第13页中，对工商制冷行业的制冷剂替代技术规定如下：

- 对于透平式制冷机，则选择HCFC-123或HFC-134a代替CFC-11；
- 对于单元式空调机中制冷量为22-140KW的中型半封闭制冷压缩机，选择HCFC-22替代CFC-12；
- 对于运输用冷藏设备，选择HCFC-22或HFC-134a代替CFC-12；

- 对于在用的工商制冷设备，中国将采取预防泄漏、加强回收、鼓励以混合工质制冷剂（或过度物质）更换CFCs制冷剂的技术路线。

3.10 国标GB9237-2001标准修改

在2004年第8期《中国标准化》中刊登了对国标GB9237-2001标准的修改通知单，在国标《制冷和供热用机械制冷系统安全要求》的表B1中R123从第二组制冷剂中剔除。此修改表明对R123安全性的新认识，纠正了R123有毒的错误观点，把GB9237-2001标准回到其所参照的国际标准ISO5149 “Mechanical refrigerating systems used for cooling and heating - Safety requirement” 的原观点。



四、附录

4.1 制冷剂HCFC-123的“问与答”

问题1: HCFC-123将于2040年被淘汰,为什么特灵公司坚持生产使用HCFC-123的冷水机组?

答: 由于特灵公司生产的HCFC-123冷水机组既对环境综合影响最小(全面考虑ODP以及直接和间接GWP的影响),又因高效节能而节省用户的运行费用,因此特灵公司继续提供对环保和用户有益的HCFC-123冷水机组。

具体分析如下:

1. HCFC-123的臭氧层消耗潜能值(ODP)极低,是中国国家环境保护总局2007年推荐使用物质之一。

《蒙特利尔议定书》制定了对CFCs、HCFCs等消耗臭氧层物质实施限控的时间表,该协议规定发展中国家将于2016年起限制HCFCs,从2040年起淘汰HCFCs。HCFC-123虽属于HCFCs类物质,但其消耗臭氧层潜能值极低(ODP=0.012),远低于中国《环境标志产品技术要求(HJBZ41-2000)》的受控限制(ODP \leq 0.11),仅是目前普遍使用的HCFC-22(ODP=0.055)的1/4。因此在中国国家环境保护总局2004年9月公告《消耗臭氧层物质(ODS)替代品推荐目录(第一批)》中榜上有名。

2. HCFC-123对全球变暖的影响极小,其直接和间接的全球变暖潜能值(GWP)远低于HFC-134a。

1)《京都议定书》限制温室效应气体的排放,即CO₂, CH₄, N₂O, HFCs, PFCs, SF₆等,其将HFC-134a列入限控名单。因为HFC-134a的全球变暖潜能值较高(GWP=1300),是HCFC-123(GWP=120)的10倍。

2) HCFC-123在现有可选择的制冷剂中具有最高的效率,而特灵生产的HCFC-123冷水机组与同类型的离心机相比节能10~15%,既为用户节省运行费用,又间接减少CO₂的排放,大大缓减全球变暖的趋势。

3. HCFC-123冷水机组泄漏率极低,且HCFC-123在大气中的寿命很短。

特灵生产的HCFC-123冷水机组具有极低的泄漏率(年泄漏率 \leq 0.5%),且HCFC-123在大气中的寿命仅为1.4年,是HFC-134a在大气中的寿命(14年)的1/10,因此对环境的影响作用最小。

4. 中国国家环境保护总局明确反对盲目淘汰HCFC-123冷水机组。

中国国家环境保护总局在《中国保护臭氧层行动》期刊中撰文《绿色环保制冷剂的趋势与展望》,并指出“因此有的专家认为,虽然HCFC-123属于HCFC类物质,但对其盲目淘汰并不合理。他们认为若用HFC-134a替代HCFC-123, GWP值将提高13%~19%,而ODP值仅增加了0.012%。综合《蒙特利尔议定书》和《京都议定书》的要求,他们认为在淘汰HCFCs物质时,不应“一刀切”,与其淘汰HCFC-123,不如设法提高此类机组的效率。否则反而会全球气候变化产生更为不利的影响。”

5. 美国国家环保署提倡“负责任地使用制冷剂”,支持继续使用HCFC-123,这一认可同时获得全球知名冷水机组制造商的认同。

美国国家环保署于2002年12月发文“Building Owners Save Money, Save the Earth”,向业主推荐制冷剂HCFC-123和HFC-134a替代CFC制冷剂,并提出“负责任地使用制冷剂”的倡议。该倡议获得知名冷水机组制造商的认同,包括开利、约克、特灵、大金等知名厂商。

简短回答:

特灵HCFC123冷水机组对环境综合影响最小:
(1) 很低的消耗臭氧层潜能值(ODP) (2) 非常低的全球变暖潜能值(GWP) (3) 非常短的大气中的寿命 (4) 使用该制冷剂的冷水机有极低的泄漏率 (5) 在现有可选择的制冷剂中具有最高的效率 比同类型其它离心机节能10~15%,既为用户节省运行费用,又间接减少CO₂的排放,大大缓减全球变暖的趋势。因此特灵继续提供对环保和用户有益的HCFC-123冷水机组。

问题2: HFC-134a 是环保制冷剂, 不会被淘汰?

答: 尽管HFC-134a的臭氧层破坏潜力(ODP)为零, 但它的全球变暖潜力(GWP)却很高, 2006年三月欧盟(EU)通过了一项决议不许R-134a冷媒再用于汽车空调(MAC), 或者“禁止新的汽车空调采用全球变暖潜力(GWP)超过150的氢氟烃(HFC)工质”。该决议生效日期为2011年1月1日。因此从全球气候变暖角度上讲, HFC-134a并不环保, 人类一直在寻求理想的替代制冷剂。《京都议定书》于2005年2月16日生效, HFC-134a对全球气候变暖的影响将不断受到重视。原因如下:

1. HFC-134a虽然对臭氧层无破坏作用, 但对全球气候变暖有直接影响, 是1997年《京都议定书》限制温室效应气体排放的六种主要物质之一(CO₂, CH₄, N₂O, HFCs, PFCs, SF₆等)。HFC-134a的消耗臭氧层潜能值很好(ODP=0), 但其全球变暖潜能值较高(GWP=1300), 是HCFC-123的10倍以上。因此从严格意义上讲, HFC-134a不是环保制冷剂。

2. 1992年, 中国签署《联合国气候变化框架公约》, 1993年批准了这一公约。1998年, 中国签署《京都议定书》, 2002年核准了这一议定书。《京都议定书》在人类历史上首次以法规形式限制温室气体排放, 规定在2008年至2012年间, 发达国家的二氧化碳等6种温室气体的排放量将在1990年的基础上平均减少5.2%。在《京都议定书》2005年2月16日生效之际, 国家发展和改革委员会副主任刘江表示, 中国政府已经采取了七项措施应对气候变化。

3. 丹麦、奥地利、瑞士等欧洲国家和欧洲联合体已经先后制定了限制HFCs的法律。虽然《京都议定书》未制定淘汰温室效应气体的时间表, 但并不表示HFC-134a将来不会被淘汰。

4. 从近十年替代物的发展看, 无论理论上还是实践中, 很难找到一种完全理想的替代物, 即ODP=0, GWP≤100, 且高效、安全、价格合理。一些研究人员将目光转向天然制冷剂NH₃和CO₂, 虽然NH₃的ODP=0、GWP=0, CO₂的ODP=0、GWP=1, 但在具体应用上仍存在一定问题, 还不能广泛推广。

问题3: 使用HCFC-123产品会在LEED评分中少一个额外评分点?

答: 美国绿色建筑委员会(USGBC)的LEED评估认证体系的最新修改方案有利于HCFC-123的使用, 新一版(NC-2.2版)的“新建建筑”评估标准也对申请绿色建筑认证的新建筑使用HCFC-123时给予一个评分点。USGBC最新的科学评估结果认为: ODP并不是LEED评估体系所考量的唯一因素, 而是需要全面地考虑ODP、GWP能源效率和制冷剂泄漏等诸多因素。您可以直接查看美国绿色建筑委员会(USGBC)科学与技术专业顾问委员会关于暖通空调制冷剂环境影响的报告和总结的内容。也可以参考一篇题为“制冷剂选择的权衡考虑: 过去、现状和将来”的专家论述。

原先该评估体系对使用了HCFC的建筑将不被授予一个评分点(注: LEED评估体系以目标建筑获得的累计评分点的多少来决定是否授予绿色建筑的认证), 但是由于使用HCFC-123的冷水机组节能显著, 因此从节能的角度出发, 建筑物将获得更多的评分点。综合考虑, 使用HCFC-123的冷水机组对LEED评分利大于弊。

问题4: HCFC-123(B1类)比HFC-134a(A1类)毒性大, 对人体有害?

答: 全世界已有数万台特灵的HCFC-123冷水机组运行, 数十年来还未有关于HCFC-123冷水机组导致操作人员中毒的报道。而且中国国家标准已纠正了使用HCFC-123冷水机组缺乏安全性的论点。具体分析如下:

1. 特灵的HCFC-123冷水机组泄漏率极低, 且有实时监测制冷剂泄漏的功能

特灵生产的HCFC-123冷水机组具有极低的泄漏率(年泄漏率≤0.5%), 而且HCFC-123机组具有最低的运行压力, 甚至低于大气压力。若机组运行时有泄漏, 可能空气进入机组内部, 而不是HCFC-123向机组外部泄漏。这与中高压的HFC-134a、HCFC-22不同。另外特灵HCFC-123机组能实时监测制冷剂泄漏情况。

2. 特灵HCFC-123机组典型现场暴露浓度远低于B1类物质的安全上限

毒性是相对而言，并非黑白分明。所有的制冷剂在不同程度上都有毒性，普通的物质如水、盐、氧气和二氧化碳达到一定量后都会显示出毒性。

ASHRAE标准34定义B1类物质的毒性以400ppm为安全上限，是以每周工作40小时计，一天工作8小时的时间加权平均暴露浓度的安全阈值(TLV-TWA)，其依据来源于各种动物试验。而美国调查报告显示：特灵HCFC-123机组在运行、维修服务、运输过程中的典型现场暴露浓度低于2ppm，机组泄漏HCFC-123的典型现场暴露浓度低于12ppm。此调查结果远低于400ppm的安全上限，也低于美国工业卫生协会制定的AEL标准。

3. 中国国家标准已纠正了使用HCFC-123冷水机组缺乏安全性的论点

在2004年第8期《中国标准化》中刊登了对国标GB9237-2001标准的修改通知单，在国标《制冷和供热用机械制冷系统安全要求》的表B1中R123从第二组制冷剂中剔除。此修改表明对R123安全性的新认识，纠正了R123有毒的错误观点，把GB9237-2001标准回到其所参照的国际标准ISO5149“Mechanical refrigerating systems used for cooling and heating - Safety requirement”原观点。

问题5：替代HCFC-123的制冷剂是什么？何时供应使用新制冷剂的冷水机组？

答：从近十年替代物的发展看，无论理论上还是实践中，很难找到一种完全理想的替代物，即ODP=0，GWP≤100，且高效、安全、价格合理。一些研究人员将目光转向天然制冷剂NH₃和CO₂，虽然NH₃的ODP=0、GWP=0，CO₂的ODP=0、GWP=1，但在具体应用上仍存在一定问题，还不能用于商业用途。因此目前很难确定替代HCFC-123的制冷剂是什么？何时供应使用新制冷剂的冷水机组？美国国家环保署于2002年12月发文“Building Owners Save Money, Save the Earth”，向业主推荐制冷剂HCFC-123和HFC-134a替代CFC制冷剂，并提出“负

责任地使用制冷剂”的倡议，强调“有利环保、关注应用、关注制冷剂泄漏”，不要纠缠制冷剂化学成分。

问题6：使用特灵HCFC-123冷水机组的企业可否通过中国ISO14001认证？

答：不仅使用特灵HCFC-123冷水机组的企业通过了中国ISO14001认证(见附表),而且生产企业-特灵空调系统(中国)有限公司也通过了中国质量认证中心(CQC)组织的以下认证：

1. ISO 14001: 1996环境管理体系(EMS)认证
认证证书号：0104E10908ROM-1/3200
2. OHSAS 18001: 2001职业健康安全管理体系(OHSMS)认证
认证证书号：0104S1173ROM-1/3200

这说明特灵HCFC-123冷水机组是环保和安全的，丝毫不会影响使用特灵HCFC-123冷水机组的企业获得ISO14001认证！

获证组织名称	认证证书号
上海ABB变压器有限公司	09-1999-012
上海宝钢集团公司	01-1998-025
上海朗讯科技光纤有限公司	04-1999-009
上海理光传真机有限公司	04-1998-001 09-1999-008
上海日立家用电器有限公司	04-2000-026
3M中国有限公司漕河泾工厂、新桥工厂	11-2000-005
上海泰广映像有限公司	04-1998-003 09-1999-007
上海新芝电子有限公司	02-2000-010
上海永新彩色显像管有限公司	02-2001-025
上海泰广电子有限公司	11-2001-019
上海理光电子技术(中国)有限公司	04-2001-041
北京四通松下电工有限公司	06-2000-047
北京松下彩色显像管有限公司	01-2000-004
北京燕莎友谊商城	01-2001-264
中国石化集团长城润滑油有限公司	17-2001-010
东莞诺基亚移动电话有限公司	08-2000-004
广东溢达纺织有限公司	08-2000-006
汕头超声印制板公司	01-1999-139
东风本田发动机有限公司	01-2001-297
广州本田汽车有限公司	01-2001-296
南京华飞彩色显示系统有限公司	01-1998-076

问题7: 近期使用特灵HCFC-123冷水机组的知名用户有哪些?

答: 近二年特灵HCFC-123冷水机组的销售额不断增长, 用户遍布全国各地。特灵的HCFC-123冷水机组应用于大中型商用建筑、市政工程项目、工业类项目等, 如: 办公楼、商场、宾馆、大型超市、医院、会展中心、体育场馆等和电子、化工、医药等工业项目。

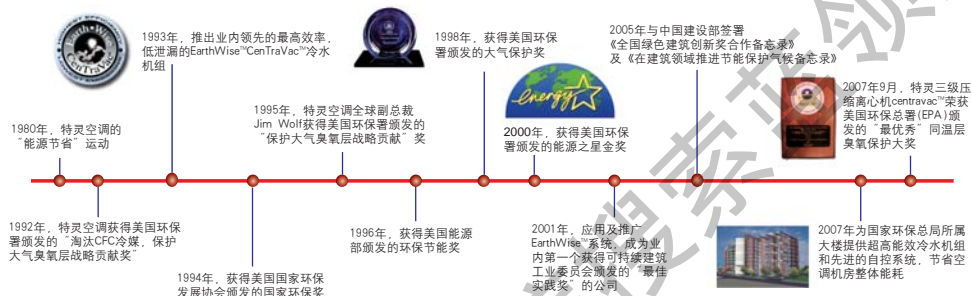
部分用户名单如下:

地点	用户名称	地点	用户名称
北京	中国国际贸易中心3期	青岛	青岛流亭机场三期
北京	利星行广场	宁波	宁波万达商业广场
上海	中环凯旋华庭	深圳	富力丽思卡尔顿酒店
无锡	无锡希捷	天津	天津丰田汽车发动机有限公司
大连	大连腾飞软件园	南昌	赛维LDK太阳能高科技有限公司
沈阳	沈阳贝尔特	长沙	永州市渝州房地产实业有限公司
天津	天津津滨雅都	西安	宝鸡申宝电器设备有限公司
杭州	杭州环球中心	云南	昆明赛伦房地产有限公司
武汉	武汉新世界中心	大连	美施威尔(上海)有限公司
广州	广州威斯汀酒店	北京	富力地产
上海	上海中芯国际	绍兴	浙江正源物资有限公司
上海	威宇科技封装有限公司	杭州	杭州专牌空调贸易有限公司
上海	广达电子F7	深圳	深圳融发投资有限公司
昆山	昆山库博建大轮胎	厦门	厦门国际会展集团
深圳	新世界商务中心	苏州	上海埃拓环境科技有限公司
日照	日照舒斯贝尔新天地	澳门	威尼斯水城
成都	成都香格里拉大酒店		

4.2 部分相关资料目录

- (1) 康杰士著(张建君译)“离心式冷水机组的制冷剂选择”《制冷与空调》, 2006, 6(1)
- (2) 康杰士著(张建君译)“R-22的替代现状”《制冷与空调》, 2005, 5(1)
- (3) 汪训昌著“如何正确对待替代冷媒与替代技术”《供热制冷》, 2006,
- (4) 康杰士著(汪训昌译)“全面科学地实施对制冷剂的管制”《制冷与空调》, 2004, 4(2)
- (5) 谢建宏“制冷剂的机遇: 节约能源和拯救环境”《特灵工程师通讯》, 2005, 第34-2卷
- (6) 余中海《绿色建筑-暖通空调系统设计指南(袖珍版)》, 上海, 特灵空调, 2004年9月出版
- (7) 陆耀庆“29.2 制冷剂”《实用供热空调设计手册》(第二版), 北京, 中国建筑工业出版社2007年出版
- (8) 汪训昌著“制冷剂在我国制冷空调行业发展中的历史地位”《暖通空调》, 2003, 33(6)
- (9) 康杰士著(朱明善等译)“冷水机组的选择和展望”《制冷与空调》, 2001, 1(2)
- (10) 康杰士著(汪训昌译)“空调与制冷系统的泄露及环境影响”《制冷与空调》, 2001, 1(5)
- (11) 朱明善等著“制冷剂替代物安全性评价现状和研究课题”《暖通空调》, 2002, 32(2)
- (12) 汪训昌著“全球环境问题与替代冷媒的选择”《暖通空调》, 2000, 30(2)
- (13) 朱明善著“21世纪制冷空调行业绿色环保制冷剂的趋势与展望”《暖通空调》, 2000, 30(2)
- (14) 国标GB50365-2005《空调通风系统运行管理规范》中条文说明的解释, “中国建筑科学研究院”签发, 2006年8月
- (15) 汪训昌著“关于发展中国家替代HCFCs战略的若干思考”, 《ODP淘汰暨HCFCs替代技术发展国际论坛》, 2007年

特灵环保里程碑



获取更多资料

获取更多资料 微信搜索 蓝领星球



Literature Order Number	CTV-APG001-ZH
Date	October 2008
Supersedes	February 2007

www.trane.com

For more information, contact your local Trane office or e-mail us at comfort@trane.com

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。

水/地源热泵系统

Water/Ground Source Heat Pump System
中央空调节能系统设计指南(六)



目 录

contents

前言	1
一、系统介绍	2
二、系统组成	4
三、系统设计	5
四、机组和系统控制	10
五、系统安装注意事项	11
六、附录	16
七、工程案例	20

前言

能源和环保是人类生存和发展的两大主题，是全球关注的问题。建筑节能是贯彻可持续发展战略的重要组成部分，是执行国家节约能源、保护环境基本国策的重要措施，是世界建筑发展的大趋势，也是今后建筑技术发展的重点。

建筑能耗以供热采暖和空调能耗为主，降低供暖空调系统的能耗、节约能源和减少冬季采暖所造成的大气污染是建筑节能的重点。水/地源热泵系统通过吸收大地的能量，包括土壤、井水、湖泊等天然能源，冬季从大地吸收热量，夏季向大地释放热量，再由热泵机组向建筑物供冷供热，该系统 and 常规的供热空调系统相比大约节能50%，是一种利用可再生能源的高效节能、无污染的新型空调系统，可广泛应用于商业楼宇、公共建筑、住宅公寓、学校和医院等建筑物。

自20世纪90年代后期，水/地源热泵技术在我国的研究和应用有了长足发展，理论和实验研究非常活跃，工程应用逐年增加，尤其是中国政府和美国政府将地源热泵空调技术纳入两国能源效率和可再生能源合作项目，促进了这一技术国际合作和推广应用。

随着国内水/地源热泵市场的迅速发展，我国也陆续推出了一系列的相关政策法规。

1997年11月8日，中国科学技术部和美国能源部签署了《关于地热能利用合作协议书》，并将其作为两国政府《能源效率和可再生能源技术的发展与利用领域合作议定书》。中美的这次合作为中国水/地源热泵的推广和发展起到了推动作用。

2001年，地源热泵技术被正式列入“十五国家重点技术推广计划”。2002年4月，地源热泵技术推广项目被正式列入“北京奥运行动计划”，是“绿色奥运”和“科技奥运”的重要体现。

2004年9月1日，国家发改委办公厅关于组织实施“节能和新能源关键技术”国家重大产业技术开发专项的通知，该通知把使用地热能技术和热泵技术列为重点开发的低能耗建筑节能技术。

2005年2月28日，《中华人民共和国可再生能源法》正式出台，并于2006年1月1日开始实施，该能源法将地热能列为可再生能源并加以推广。

2006年9月4日，财政部和建设部联合颁发《可再生能源发展专项资金管理暂行办法》，该办法将太阳能和地源热泵技术列为专项资金支持的重点领域。其中地源热泵技术支持的包括：1、利用土壤源和浅层地下水源热泵技术供热制冷；2、地表水丰富地区利用淡水源热泵技术供热制冷；3、沿海地区利用海水源热泵技术供热制冷；4、利用污水源热泵技术供热制冷。

2006年9月15日，建设部贯彻《国务院关于加强节能工作的决定》的实施意见中明确表示：“太阳能、浅层地能等可再生资源应用面积占新建建筑面积比例达25%以上”。

日益增长的市场需求和鼓励性政策法规的推动，势必使得我国的水/地源热泵系统应用更加广泛。

特灵空调作为世界最大的集采暖、通风、空调和楼宇自控管理系统与设备的舒适空调系统全方位服务与方案供应商之一，也是国际地源热泵协会IGSHPA的成员，同样致力于推广节能、环保、舒适和稳定的水/地源热泵系统应用，并且是在中国市场最早推广水/地源热泵的厂家。2000年中美两国政府地源热泵合作项目北京嘉和丽园及2001年美国商务部与上海房产局支持的地源热泵项目上海文化佳园均选用了特灵空调的地源热泵机组。

一、系统介绍

1、水/地源热泵技术发展历史

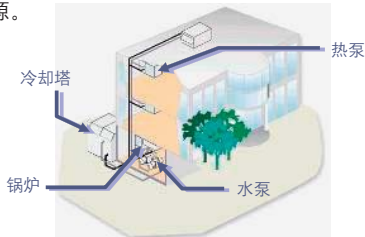
地源热泵是一种先进的技术，它高效、节能、环保，有利于可持续发展。这项技术最先开始于1912年，瑞士Zoelly提出了“地源热泵”的概念。1946年美国开始对地源热泵进行系统研究，在俄勒冈州建成第一个地源热泵系统，运行很成功，由此掀起了地源热泵系统在美国的商用高潮。1985年美国安装地源热泵14000台，1997年则安装了45000台，目前已安装了400000台以上的地源热泵，并且以每年10%的速度递长。1998年美国商用建筑的地源热泵空调系统已经占到空调保有量的19%以上，其中在新建筑里面占30%。在欧洲国家里更多的是利用浅层地热资源，来供热或者取暖。

早在50年代，天津大学热能研究所就开展了我国热泵的最早研究，1965年研制成功国内第一台水冷式热泵空调机。80年代来，我国热泵在各种场合的应用研究有了许多发展。针对我国地热资源较丰富的情况，若把一次直接利用后或经过降温的地下水作为热泵的低位热源使用，就可增大使用地下水的温度差，并提高地热的利用率，这在京津地区早已有过应用实践。而这种设备同时对于我国能源使用效率不高、分配不均匀的现状也提出了一个有效的解决方法。

2、系统分类

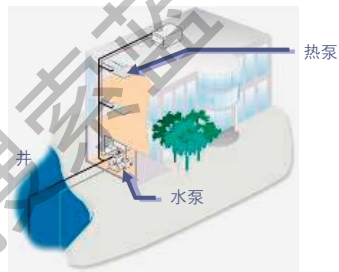
水环式系统

水环式系统是使用共用管路中循环流动的水作为冷（热）源的系统。在此类系统中，通常采用冷却塔作为系统的冷源而将锅炉（包括燃气、燃油或电锅炉）作为热源。



地下水式系统

地下水式系统是使用从水井、湖泊或河流中抽取得水作为冷（热）源的系统。此系统根据水源的不同又可分为地下水系统（水井）和地表水系统（湖泊、河流甚至海洋等）。地下水系统通常采用开式环路，而地表水系统出于水源品质的考虑可分别采用开式或闭式环路。



地下环路式系统

地下环路式系统是使用地下管道中循环流动的水作为冷（热）源的系统。根据地下管道的埋管方式，系统可分为水平式和竖式两种。



3、系统特点

(1) 环保效益显著

地源热泵是利用了地表水、地下水或土壤作为冷热源，进行能量转换的供暖空调系统。供热时省去了燃煤、燃气、燃油等锅炉房系统，没有燃烧过程，避免了排烟污染；供冷时省去了冷却水塔，避免了冷却塔的噪音及霉菌污染。不产生任何废渣、废水、废气和烟尘，使环境更优美。

(2) 高效节能

水源热泵机组可利用的水体温度冬季通常为12-22℃，水体温度比环境空气温度高，所以热泵循环的蒸发温度提高，能效比也提高。而夏季水体温度通常为18-35℃，水体温度比环境空气温度低，所以制冷的冷凝温度降低，使得冷却效果好于风冷式和冷却塔式，机组效率提高。在过渡季节，空调系统中各机组同时供冷和供暖的情况下，节能效果更加明显。

(3) 运行稳定可靠

水体的温度一年四季相对稳定，其波动的范围远远小于空气的变动，是很好的热泵热源和空调冷源。水体温度较恒定的特性，使得热泵机组运行更可靠、稳定，也保证了系统的高效性和经济性。此外，不存在空气源热泵的冬季除霜等难点问题。

(4) 一机多用，应用范围广

如选用分散式系统，即可两管制系统实现四管制系统功能，可同时满足各区域单独制冷/制热需求。

(5) 维护工作少，使用寿命长

水源热泵机组由于工况稳定，所以可以设计简单的系统，部件较少，机组运行简单可靠，维护费用低；在分散式系统中即使单个机组发生故障，也不影响整个系统的正常运行；自动控制程度高，使用寿命长可达15年以上。

(6) 节省机房空间，建筑外部美观

系统如采用中小冷量的水源热泵机组，可节省冷冻机房空间，提供建筑空间的利用率；系统无室外机组，能保持建筑物的外观整洁。

(7) 单独控制和计费

选用分散式系统，各空调区域可根据实际需要实现制冷或制热，满足独立控制的要求；单户单表，每个用户可将自身的电表系统和空调系统连接，单独计费。大楼管理人员、物业部门、业主再也无须为空调费用的结算发愁，真正实现公正、公平。

当然，水源热泵也不是十全十美的，其应用也会受到制约。

(1) 可利用的水源条件限制

水源热泵理论上可以利用一切的水资源，其实在实际工程中，不同的水资源利用的成本差异是相当大的。所以在不同的地区是否有合适的水源成为水源热泵应用的一个关键。目前的水源热泵利用方式中，闭式系统一般成本较高。而开式系统，能否寻找到合适的水源就成为使用水源热泵的限制条件。对开式系统，水源要求必须满足一定的温度、水量和清洁度。

(2) 水层的地理结构的限制

对于从地下水抽水回灌的使用，必须考虑到使用地的地质的结构，确保可以在经济条件下打井找到合适的水源，同时还应当考虑当地的地质和土壤的条件，保证使用后水的回灌可以实现。

(3) 投资的经济性

由于受到不同地区、不同用户及国家能源政策、燃料价格的影响，水源的基本条件的不同；一次性投资及运行费用会随着应用场所的不同而有所不同。虽然总体来说，水源热泵的运行效率较高、费用较低。但与传统的空调制冷取暖方式相比，在不同地区不同需求的条件下，水源热泵的投资经济性会有所不同。

二、系统组成

1、热泵机组

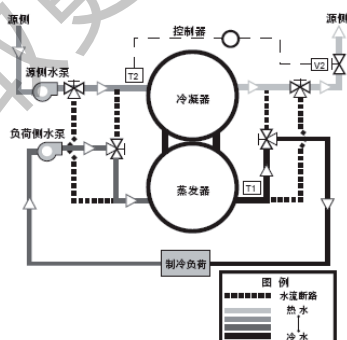
水源热泵机组是指采用循环流动于共用管路中的水、从水井、湖泊或河流中抽取的水或在地下盘管中循环流动的水作为冷（热）源，制取冷（热）风或冷（热）水的设备。

按冷（热）源类型的不同，可分为水环式机组、地下水式机组和地下环路式机组。使用在共用管路循环流动的水为冷（热）源的机组为水环式机组；使用从水井、湖泊或河流中抽取的水为冷（热）源的机组为地下水式机组；使用在地下盘管中循环流动的水为冷（热）源的机组为地下环路式机组。不同类型的机组正常工作的冷（热）源温度范围见下表：

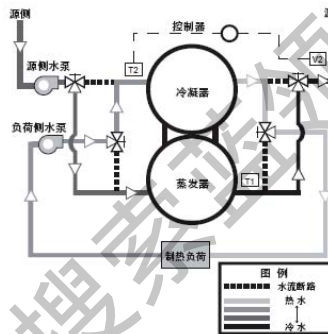
机组型式	制冷	制热
水环式机组	20 ~ 40°C	15 ~ 30°C
地下水式机组	10 ~ 25°C	10 ~ 25°C
地下环路机组	10 ~ 40°C	-5 ~ 25°C

按使用侧换热设备的形式，可分为冷热风型机组和冷热水型机组。冷热风型机组按结构型式又可分为整体型机组（如GEHB）和分体型机组（如GESA）；冷热水型机组按热泵功能实现方式又可分为冷媒侧切换机组（如WPWE）和水侧切换机组（如CGWP），而RTHD和CVHE/G机组也可通过水侧切换和增加系统控制设备实现热泵运行的应用。

制冷工况



制热工况



2、系统冷/热源

水环式系统通常采用冷却塔作为冷源即系统散热设备，而采用锅炉或其它集中供热设备作为热源。

地下水式系统可选用水温和水质条件适合的井水、湖水或河水作为系统的冷（热）源，沿海地区也可选择海水作为冷（热）源。

地下环路式系统是采用土壤作为系统的冷（热）源，系统利用地下盘管中循环流动的水与土壤进行热交换。

3、其它设备

系统中通常还包括循环水泵、膨胀水箱、自动排气阀和水管路中的组件（如过滤器、水阀等）。

水系统的循环管一般采用焊接钢管或铜管，如选择PVC等塑料管时需充分考虑弯曲变形、热膨胀和承压能力的问题。

三、系统设计

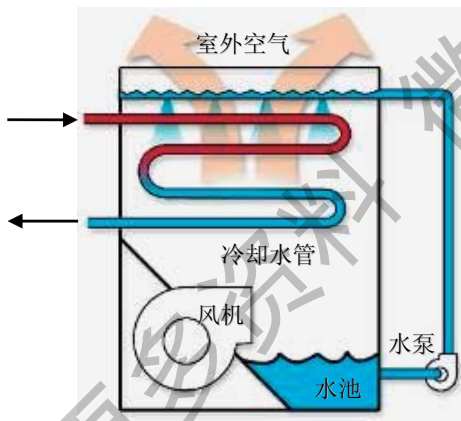
1. 水环系统

◆ 冷却塔形式的选择

在水环式系统中，作为系统散热设备的冷却塔按形式分为两种：闭式冷却塔和开式冷却塔。

闭式冷却塔

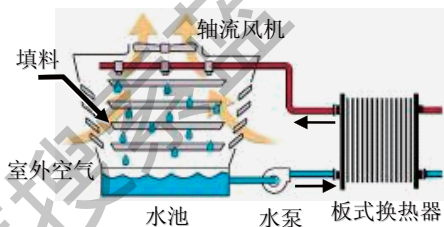
- 冷却水系统为闭式环路，可有效防止冷却水管路的结垢和腐蚀；
- 无需开式冷却塔与中间换热器之间的循环水泵和水管路，换热效果更好；
- 如闭式冷却塔风机的机外静压足够，可将闭式冷却塔安装在室内，防止冬季冷却水管路的冻结；
- 闭式冷却塔的价格远高于开式冷却塔+中间换热器的形式，适用于高档项目。



开式冷却塔

- 系统选择开式冷却塔时，通常需要同时选择中间换热器以隔离冷却水系统和冷却塔的水路，用于防止冷却水管路的结垢和腐蚀；由于中间换热器存在热交换效率的问题，如冷却塔侧水温为30/35℃而冷却水侧水温为32/37℃，为提高热交换效率建议中间换热器选用板式换热器；
- 开式冷却塔只能安装在室外，而中间换热器出于冬季防冻的考虑可安装于室内。

所有采用套管式或板式换热器作为源侧水-冷媒换热器的机组，系统必须选择闭式冷却塔或加中间换热器的开式冷却塔，否则特灵不承担因此而造成水路堵塞、流量过小、机组保护等问题的责任。特灵公司不允许销售及技术支持、服务人员漠视以上原则的错误设计方案。



◆ 冷却塔的控制

冷却塔的控制顺序如下：

- 1)开始淋水；
- 2)在低速下启动风机（可采用两速或变速风机/电动机）；
- 3)最后转至高速风机运行。

◆ 冷却塔的防冻保护

冷却水塔防冻保护是设计中的重要部分，一般采用下列措施的一种：

- 1)冷却塔在室内布置(采用闭式塔)；
- 2)采用乙二醇乙醇循环溶液；
- 3)在室外安装时采取防冻措施。

◆ 锅炉

应用锅炉作为热源时必须注意以下几点：

- 1)温度探头的位置——温度探头与锅炉保持一定的距离，以便检测出正确的混合水温。
- 2)最低水温（燃气锅炉）——一般加热水最低水温在60℃，可以保持完全燃烧和避免烟道中结露。
- 3)冲击电流限制（电锅炉）——电锅炉分级启动，级间设延时装置以防止冲击电流。

2、地下水系统

◆ 地下水

1) 地下水换热系统应根据水文地质勘查资料进行设计。必须采取可靠回灌措施，确保置换冷量或热量后的地下水全部回灌到同一含水层，并不得对地下水资源造成浪费及污染。系统投入运行后，应对抽水量、回灌量及其水质进行定期监测。

2) 地下水的持续出水量应满足热泵系统最大吸热量或释热量的要求。

系统最大释热量 = $\Sigma[\text{空调分区冷负荷} \times (1 + 1/\text{EER})] + \Sigma\text{输送过程得热量} + \Sigma\text{水泵释放热量}$

系统最大吸热量 = $\Sigma[\text{空调分区热负荷} \times (1 - 1/\text{COP})] + \Sigma\text{输送过程失热量} - \Sigma\text{水泵释放热量}$

3) 地下水换热系统应根据水源水质条件采用直接或间接系统。直接进入水源热泵机组的地下水水质应满足《采暖通风与空气调节设计规范》GB 50019第7.3.3条的条文说明。当水质达不到要求时，应进行水处理。经过处理后仍达不到规定时，应在地下水与水源热泵机组之间加设中间换热器。

4) 当水温不能满足水源热泵机组使用要求时，可通过混水或设置中间换热器进行调节，以满足机组对温度的要求。

5) 水系统宜采用变流量设计以降低运行费用，且进入地源热泵系统的地下水水量越少，对地下水环境的影响也越小。

◆ 热源井及管路

1) 热源井设计应符合国家标准《供水管井技术规范》GB50296的相关规定，包括：热源井抽水量和回灌量、水温和水质；热源井数量、井位分布及取水层位；井管配置及管材选用，抽灌设备选择；井身结构、填砾位置、滤料规格及止水材料；抽水试验和回灌试验要求及措施；井口装置及附属设施。

2) 为利于开采、洗井、岩土体和含水层的热平衡，抽水井与回灌井宜能相互转换，其间应设排

气装置以避免将空气带入含水层。抽水管和回灌管上均应设置水样采集口及监测口。

3) 热源井数目应满足持续出水量和完全回灌的需要。一般情况下，抽水井与回灌井比例不小于1:2。

4) 热源井的位置应避免有污染的地面或地层。

5) 地下水供水管、回灌管不得与市政管道连接。

6) 地下水供水管道宜保温。

3、地表水系统

◆ 系统形式

1) 地表水换热系统可采用开式或闭式两种形式，水系统宜采用变流量设计。开式系统进入水源热泵机组的水质应满足《采暖通风与空气调节设计规范》GB 50019第7.3.3条的条文说明。

2) 当地表水体为海水时，与海水接触的所有设备、部件及管道应具有防腐、防生物附着的能力；与海水连通的所有设备、部件及管道应具有过滤、清理的功能。

◆ 开式地表水系统

1) 开式地表水换热系统取水口应远离回水口，并宜位于回水口上游以避免热交换短路。取水口应设置污物过滤装置。

2) 供、回水管进入地表水源处应设明显标志。

◆ 闭式地表水系统

1) 闭式地表水换热系统宜为同程系统。

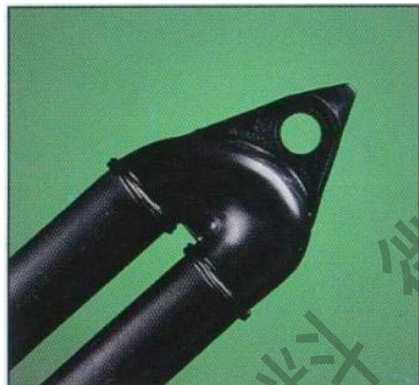
2) 地表水换热盘管应牢固安装在水体底部，地表水的最低水位（近20年每年最低水位的平均值）与换热盘管距离不应小于1.5m。换热盘管设置处水体的静压应在换热盘管的承压范围内。

3) 地表水换热盘管一般通过固顶在排架上的方式安装在水体底部，换热盘管下应安装衬垫物。

4、地下环路系统

◆ 系统管材与传热介质

1) 地理管管材宜采用聚乙烯管（PE80或PE100）或聚丁烯管（PB），不宜采用聚氯乙烯管（PVC）。管材的公称压力不应小于1.0 MPa。



2) 传热介质应以水为首选。在有可能冻结的地区，传热介质应添加防冻剂。添加防冻剂后的传热介质的冰点宜比设计最低运行水温低 $3 \sim 5^{\circ}\text{C}$ 。选择防冻剂时，应同时考虑防冻剂对管道与管件的腐蚀性、防冻剂的安全性、经济性及其对换热的影响。

◆ 埋管形式及设计要求

1) 系统设计应进行全年动态负荷计算，最小计算周期宜为1年。计算周期内，地源热泵系统总释热量宜与其总吸热量相平衡。系统释热量与建筑设计冷负荷相对应；系统吸热量与建筑设计热负荷相对应。

2) 埋管换热器有水平和竖直两种埋管方式。当可利用地表面积较大，浅层岩土体的温度及热物性受气候、雨水、埋设深度影响较小时，宜采用水平埋管方式；否则，宜采用竖直埋管方式。



3) 埋管换热器设计计算宜根据现场实测岩土体及回填料热物性参数，采用专用软件进行。竖直埋管换热器的设计也可按GB 50366-2005中附录B的方法进行计算。

4) 埋管换热器设计计算时，环路集管不应包括在埋管换热器长度内。

5) 水平式埋管换热器可不设坡度。最上层埋管顶部应在冻土层以下 0.4m ，且距地面不宜小于 0.8m 。

6) 竖直式埋管换热器埋管深度宜大于 20m ，钻孔孔径不宜小于 0.11m ，钻孔间距宜为 $3 \sim 6\text{m}$ （岩土体吸、释热量平衡时，宜取小值；反之，宜取大值）。水平连接管的深度应在冻土层以下 0.6m ，且距地面不宜小于 1.5m 。

7) 换热器内流体应保持紊流流态，水平环路集管坡度宜为 0.002 。推荐流速如下：双U形埋管不宜小于 0.4m/s ，单U形埋管不宜小于 0.6m/s 。

8) 为利于水力平衡及降低压力损失，埋管环路宜采用同程布置。为减少供回水管间的热传递，供、回水环路集管的间距不应小于 0.6m 。

9) 为便于系统充液，一般在系统管路的分水器或集水器上预留充液管。系统管路上要安装闭式膨胀箱、充/放液设施、压力表、温度计等元件。在需要防冻的地区，应设防冻保护装置。

10) 回填料配方应根据地质特征确定，回填料的导热系数不应低于钻孔外或沟槽外岩土体的导热系数。但对于地质情况多为岩石的区域，回填料导热系数可低于岩土体导热系数。

11)系统的水力计算应根据实际选用的传热介质的水力特性进行。

12)为节省运行费用,可以考虑系统采用变流量设计以根据建筑负荷变化进行流量调节。

13)系统设计时应考虑换热器的承压能力,如建筑物内系统压力超过埋地管换热器的承压能力,应设中间换热器将埋地管换热器与建筑物内系统分开。

14)为防止埋地管换热系统堵塞,系统中宜设置反冲洗系统,冲洗流量宜为系统设计流量的2倍。

5. 注意事项

◆ 新风处理

为满足室内空气品质及舒适度的要求,在空调系统设计中一般均需要考虑合适的新风量和新风处理方式,水源热泵系统也不例外。

1)采用水冷直膨式机组作为新风处理设备,此类机组在夏季采用制冷或除湿模式运行、春/秋过渡性季节可按通风模式运行、冬季采用制热模式运行。

2)对于大中型中央空调系统和/或新风处理温度、湿度控制要求较高的应用,建议采用水/水热泵+空气处理机组的方案。

- 水/水热泵在运行时水源侧和负荷侧的水温相对恒定(如水源侧进/出水温度30/35°C,负荷侧进/出水温度12/7°C),空气处理机组的进风温度和湿度变化不会直接影响到压缩机的运行工况,水/水热泵机组能够长期稳定地运行。

- 水/水热泵的使用侧水容量相对较大,能对新风负荷的变化起到一定的缓冲作用,新风系统运行更稳定;如水/水热泵机组具有卸载功能(如CGWP机组的多段分级卸载),能保证使用侧水温更加稳定,新风处理后的温/湿度也更稳定。

- 对于新风处理有较高要求的应用场所,空气处理机组能相应增加加湿器、高/中效过滤等功能段满足不同的需要。

3)对于新风量不大且新风处理温/湿度要求不高的场所(如住宅、别墅等项目),建议采用全热或

显热换热器进行新风处理。采用全热/显热换热器可在向室内提供新风的同时回收部分室内排风带走的热能,起到一定的节能效果。但是,全热/显热换热器无法对新风处理后的温度和湿度实施有效地控制,也不能满足新风处理的一些特殊要求。

◆ 水力平衡

若在保证水源热泵机组的运行效率和稳定性,机组的实际运行水流量非常重要,因此系统的水力平衡问题值得重点考虑。

- 系统水管路尽可能采用同程设计,此做法可以保障水力平衡,但水管路的材料成本会增加较多;

- 水系统支管路上安装流量平衡阀,但流量平衡阀的价格也不菲;

- 对于大中型水源热泵项目,在设备选型上应尽量减少机组数量以简化冷却水管路和有利于冷却水管路的水力平衡(如在满足空调区域的功能需要前提下,选择大冷量的水水热泵机组而不是多台小冷量的水水热泵机组;除非在酒店之类的项目,各楼层建筑结构和功能都非常统一,冷却水管路能确保一致则有利于实现系统的水力平衡)。

◆ 独立计费

在租赁性质的写字楼、商铺和公寓等项目中,业主通常会有针对独立空间的空调费用单独计费要求。由于水源热泵系统具有机组分散安装的特点,而空调系统的公共设备(如冷却塔、冷却水泵)耗电量通常只占系统总耗电量的5~15%,因此水源热泵系统易于满足独立计费的需要。

- 在每个水源热泵机组的电源供应线路上安装电表(或按独立空间的分割集中安装),即可准确地统计各热泵机组(或空调区域)的耗电量;

- 公共设备的耗电量可根据各热泵机组功耗按比例分摊至物业管理费中;

- 在满足机组水流量需求的前提下,可对冷却水系统进行变流量控制,在系统部分负荷的情况下能降低冷却水泵功耗,进一步实现节能的目的。

◆ 机组形式的选择

水源热泵机组的形式有：整体式水风机组（GEHB）、分体式水风机组（GESA）、水冷多联机组（W-Scenic）和水水热泵机组（WPWE & CGWP）。水源热泵系统可根据各区域的使用功能选择不同形式的机组。

· 整体式水风机组：适用于对室内层高、噪音要求不高的区域，机组安装简单，只需水管、风管、电源线和控制线的连接；

· 分体式水风机组：适用于对室内层高、噪音要求高的区域，除了连接水管、风管、电源线和控制线之外，还需要进行室内机和室外机之间的冷媒管连接；

· 水冷多联机组：适用于对室内层高、噪音要求高的区域。和分体式水风机组相比，更可减少室外机数量，减少机组安装占用空间，特别适合公寓和别墅类型的项目；

· 水水热泵机组：适用于对室内层高、噪音要求高的区域，机组可配合风机盘管和/或空调箱使用。相对于分体式水风机组，可减少机组安装占用空间。WPWE机组同样适合公寓和别墅类型的项目；而CGWP热泵机组可满足大中型空调区域的使用需求，并可用于大型空调系统的公共区域。

◆ 噪音控制

一个安静的室内环境对办公室、医院、学院、图书馆和其它噪声要求高的建筑物来说，日益显得重要。水源热泵系统的成功将取决于如何有效地控制系统和设备的噪声。所以，对于系统的噪音控制要作认真的考虑。

- 不要将机组安装在人休息的顶部区域。
- 注意安装空间，尽量避免机组在较小的空间内引起共振声。

◆ 水流量的选择

系统水流量的选择请参考水源热泵机组样本的推荐值。增加一些水流量是允许的，但提高机组效率所节省的能量可能会被增大循环水泵所消耗的能量所抵消。系统水流量低于推荐值时，对水源热泵机组的效

率也有影响，还有可能造成机组高压（制冷时）或低压（供热时）而产生的停机。

◆ 循环水泵

循环水泵的选择

当水环路的水流经水源热泵机组时，热泵机组从水中吸热或排热。在系统起循环作用的是水泵。为此必须注意下列各点：

1. 选择水泵必须满足预先确定的流量、扬程和功率要求。
2. 要有备用泵，并设自动程序控制，以减小水系统流量降低而产生问题。
3. 设水流开关，以便在水系统产生水流故障时关闭热泵机组。

如果没有以上的附加措施，个别热泵机组会因水流故障而引发高压（供冷模式）或低压（供热模式）报警而停机。无论发生何种情况，各机组的高/低压保护器将阻止机组的运行，直到手动复位为止。逐个地再启动每台热泵机组是一件很费时的事，会增加维修操作人员的工作量。

循环水泵的控制

水泵的耗电量在水源热泵系统中占有相当的比例。在许多应用场合下，合理地控制水泵运行可以节省耗电量。

变水量运行是降低水泵运行费用的一种办法。采用水泵的变频驱动装置，根据系统实际需要改变系统水流量，由于理论上水泵功率与流量的立方成正比，所以合理地降低水流量将大大节省水泵的功率消耗。

◆ 热水应用的温度

从供热应用角度来讲，冬季的热水供应应该满足两个要求：

1. 通过末端能提供足够的热量
2. 能提供人体感觉舒适的热风温度

在传统设计中，采暖回水温度取 $95/70^{\circ}\text{C}$ ，空调热水取 $60/50^{\circ}\text{C}$ ，原因是多方面的。

简单说，由于空调是强制对流换热，所以不需要在末端有过大的温差，暖气采用 $95/70^{\circ}\text{C}$ ，原因之一就是末端没有强制对流。因此，空调的水温差一定会

比暖气的低，而且平均温度也没有那么高。空调换热器多数情况下是根据冷负荷工况选择的，热负荷工况一般不需要校核。由于是根据冷负荷工况选择，而冷负荷工况多数情况下又是湿工况，冷冻水必须走到机器露点以下，这就要求冷冻水一般要控制在 12°C 之下。但是，低温不能低于 5°C ，不然有结冰危险。于是人为规定了供冷 $7/12^{\circ}\text{C}$ 。制冷机规定好了，下游的换热器自然也就是根据制冷机选型了，空调器的盘管面积也就决定了。那么，在夏季工况下，室内空气温度 25°C ，则水和空气的温差为 15°C 左右。而冬季空气温度 18°C ，水走 $60/50^{\circ}\text{C}$ 工况，水和空气的温差为 37°C 左右。同样情况下，粗略地可以认为冬季的风盘换热能力几乎是夏季的两倍。因此，在冬夏季负荷相近的场合，从风盘角度出发，水走 $45/40$ 或者 $40/35^{\circ}\text{C}$ 这样的工况也是可以的。不光温差可以小，平均温度也可以低。但是，锅炉的燃烧温度在 $500-1500^{\circ}\text{C}$ 左右。如果用近千度的烟气来加热 40°C 左右的热水，换热效率太低，锅炉的能力大大浪费，这是不经济的，甚至是做不到的。在两样条件的折衷下，常规设计中热水出水定为 60°C 。这是热水锅炉的最低极限了，多数情况下还做不到，还要加换热器。同时这样的温度也可以防止水管和设备结垢。但对于地源热泵来说，不存在锅炉的问题，因此，热水温度的确定应该从能量利用角度出发，在满足负荷的前提下，出水温度应该尽可能的低，这样才能节约能源，才能体现出地源热泵绿色能源的特点。

总之，供热热水温度的确定不应盲目追求高温，应从实际应用角度出发，本着满足要求，节约能源的原则来设计。

四、机组和系统控制

1、机组控制

◆ 冷热风型机组

冷热风型水源热泵机组通常以机组回风温度或房间温度作为控制输入信号。

机组的运行模式包括：制冷、除湿、制热、送风和自动。

机组的保护功能包括：进/出水温度、盘管温度、高/低压保护和水流开关等。

◆ 冷热水型机组

冷热水型水源热泵机组通常以机组使用侧进水或出水温度作为控制输入信号。

机组的运行模式包括：制冷和制热。

机组的保护功能包括：使用侧进/出水温度、源侧进/出水温度、高/低压保护、使用侧水流开关、源侧水流开关和防冻保护等。

2、系统控制

水源热泵系统的运行是非常可靠的，为了保证运行参数，主要是通过检测两个控制点：水环路的温度探头和水流开关。

水环路温度探头——集中控制对水源热泵系统的运行是相当重要的。水环路温度超出推荐的机组运行水温范围时会严重影响设备的性能。系统通过温度探头来控制散热设备和热源的启停。

压差/水流开关——当系统检测到水流量不足时，水源热泵机组应该关闭；系统应根据实际需要通过水泵变频等方式改变水流量，以降低循环水泵的功耗。

随着大中型离心及螺杆机组在水/地源热泵系统得到广泛应用，系统控制变得尤为重要。Trane公司的集成舒适系统ICS可适用于各种楼宇控制应用，如空调机组控制和机房设备控制（包括冷却塔、水泵、锅炉和热交换器等），并可根据实际情况优化空调设备的运行状态以实现节能、高效的目的。此外，通过ICS系统的开放智能结构，Trane可以很灵活地和许多提供开放性系统的供应商进行通讯，完全有能力做到空调系统控制和楼宇系统管理非常协调地进行集成控制。

五、系统安装注意事项

1. 水源热泵的安装

水源热泵中央空调工程从施工角度大致可分为三部分，即循环水系统、水源热泵机组的安装和室内风系统等。其中循环水系统中的冷却塔、水泵、水箱等多数设备位于室外，整体式水源热泵机组通常安置于室内，分体式水源热泵的主机可置于室内，也可置于室外。

为了保证现场安装施工工作的顺利进行，在机组运输到场之前，应先安排安全洁净的暂存区，并按照机组外形尺寸检验其进场通道的大小。在安装施工之前，应该仔细安排工作步骤，并根据施工内容，预先通告所有的当事者，以取得全面的配合。建议作业顺序：依图纸定位→基础工程→机组搬入→安装工程

对于机组的安装施工工程，应进行逐项检查验收，确认无误后，从施工负责人处收取安装施工记录表，并以此为基准开始试运行，这样可以预防发生意想不到的麻烦或事故。

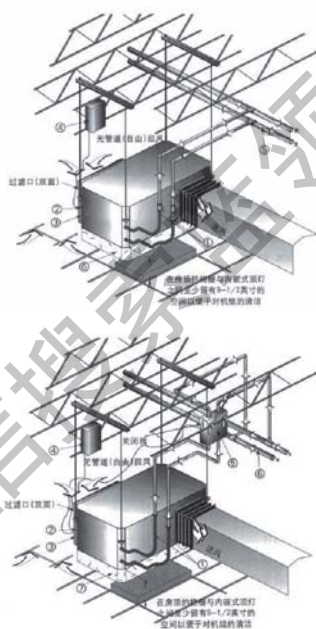
1.1 机组到场验收

- ◆ 根据设备交货清单对机组及配件进行全面检查，并确认完整无损，各种配件齐全完好，作书面签收。
- ◆ 搬运机组和下一步的安装工作，需要准备搬运工具和安装施工工具。还应注意开封后带包装底座的机器及搬运过程中的安全问题。
- ◆ 出于对机组的保护和安全性，建议将包装与机组一起搬入，即使在特殊的情况下不允许这样做，也不要拆除纸箱以防在搬运过程中引起松动或脱落。

1.2 机组的存放

- ◆ 水源热泵到场验收完毕后，应置于安全、干净、无腐蚀、无杂尘污染的地方，防止机组受到意外的砸伤、水浸、保温材料受损或偷盗等不良现象。
- ◆ 如果机组需要暂时存放于室外，应注意保护机组免受脏物、雨、雪的侵蚀及其它动物或人为的破坏，并注意不可破坏机组表面的保护薄膜。

1.3 整体卧式水源热泵安装图



集中式供水系统是一个单泵设计。泵通常安放在地下室或者机房里以满足整个建筑的供/回水的需要。系统通常都配有一个备用泵以备主泵发生故障时用。

1. 水管连接件用于机组进/出水口同系统供/回水管连接。Trane公司备有各种各样的水管连接的组合，可更好的调节系统的水流平衡。柔性接管可以减轻和隔断机组同硬的主水管道之间的震动。
2. 高压接线位于机组左面的斜角上。设计时已预留了高压导线的过线孔。
3. 外接电源的线电压切断装置(现场提供)。
4. 集中式供水系统的供/回水管线的尺寸必须能在最小的压降时保证所需要的流量。

注意：当低温水流过供/回水管时，水管会凝露。当冷却循环设计温度低于16°C时，应对水管进行绝热保护以防止凝露水的危害。

5. 安放在对噪音特别敏感的地方，机组下方应水平铺设6"厚的隔音玻璃纤维，大小应是机组底座的2倍左右以消减机组的运行噪音。

分散式区域供水系统由一个单泵或一组双泵构成。泵直接同机组的送/回水管连接。这种设计对每台水源热泵的泵的大小尺寸有特殊要求。

1. 水管连接件用于机组进/出水口同系统供/回水管连接。Trane公司备有各种各样的水管连接的组合，可更好的调节系统的水流平衡。柔性接管可以减轻和隔断机组同硬的主水管道之间的震动。

2. 高压接线位于机组左面的斜角上。设计时已预留了高压导线的过线孔。

3. 外接电源的线电切断装置(现场提供)。

4. 由机组的泵和软管连接件组成了一个独立的泵送系统。设计时均按照使用循环管线的要求，即要求最大流量为1.3L/s，每一个泵装置都已完成组装，可直接和水、电相通。

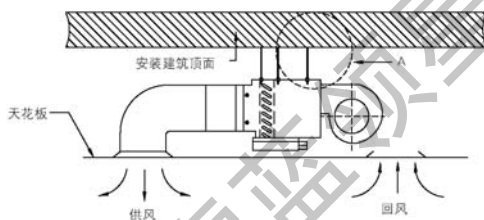
5. 水系统的供/回水管线的尺寸必须能在最小的压降时保证所需要的流量。

注意：当低温水流过供/回水管时，水管会凝露。当冷却循环设计温度低于16°C时，应对水管进行绝热保护以防止凝露水的危害。

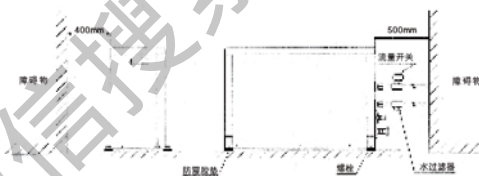
6. 安放在对噪音特别敏感的地方，机组下方应水平铺设6"厚的隔音玻璃纤维，大小应是机组底座的2倍左右以消减机组的运行噪音。

1.4 分体式水源热泵的安装

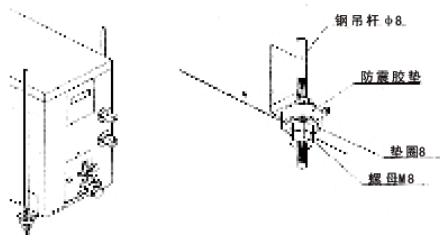
分体式水源热泵室内机安装图



分体式水源热泵主机落地安装图



分体式水源热泵主机吊装安装图



分体式水源热泵主机安装

主机的安装位置比较灵活，可以安装在外墙、阳台或室内非办公区吊顶内等场所。为了使机组能可靠的运行，必须注意以下几点：

- ◆ 机组需由专门人员安装，安装时须遵守当地政府和有关部门的相应规定。
- ◆ 应考虑留出足够的空间，以连接水管、冷媒铜管和电线等，同时考虑维修需要的空间。
- ◆ 机组安装完毕后，要检查机组是否已良好固定，底脚是否安装防震胶垫。
- ◆ 室外机吊装时，在确保顶部吊挂件有足够的强度来承受机组的重量的同时，应减小吊杆的刚度。定好挂杆位置，并检查是否与机组对准，避免吊杆与面板相碰。

连接管

当水源热泵机组的冷媒系统被打开而暴露于大气中，充注冷媒之前必须先进行抽真空。因此，在吸气管、供液管与管件连接之前，不宜过早从管件上取掉塑料套、橡胶塞或盖帽。

【注】不能使用污染的铜管件

分体式水源热泵内外机连接的适宜距离与弯头个数

分体式水源热泵内外机组之间的接管长度增加，弯头个数增多，消耗压缩机的功率将略有增大，整机的性能和可靠性也会受到影响。因此，在实际安装过程中，应尽可能减小内外机组连接管长度与弯头数量。请参考下表

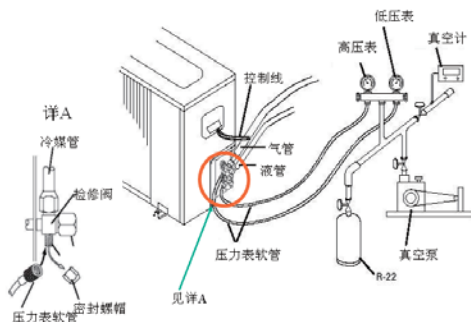
机型	MWD	MWD	MWD	MWD	MWD	MWD
数值	509	512	518	524	536	049/060
推荐最大长度	7m	10m	15m	15m	20m	20m
推荐最大高度差	5m	8m	8m	8m	10m	10m
推荐最大弯头数	10	10	10	10	10	10

【注】弯曲管道时需要特别小心，建议使用弯管器，以防止挤扁铜管。

当内外机组连接管长度或弯头个数超过上表中给定的数值时，请与特灵联系。

抽真空

水源热泵外机出厂前已充注冷媒，连接铜管时先将内机和连接管抽成真空（绝对压力不大于130Pa，并保持压力5分钟内不回升），再关闭复合压力表阀门和真空泵，接着拧开外机两个截止阀的阀杆，迅速将外机内的冷媒充入内机和连接管中。

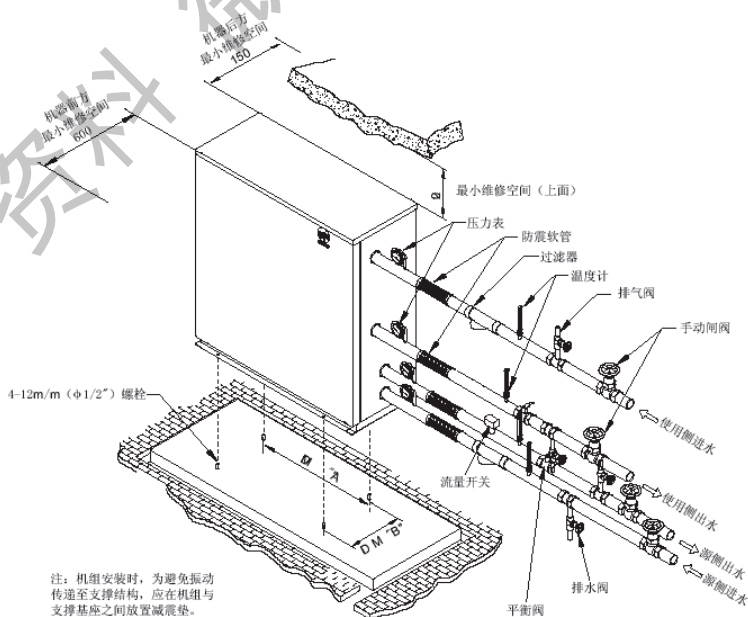


补充冷媒

分体水源热泵内外机的标准连接管长请参照表，当实际连接管超过标准长度15米时，机组需要增加冷媒充注量，每米追加冷媒量如下表：

型号	管道长度		需补充冷媒量(r22)kg					
			制冷 / 制热量校正因子					
	5m	10m	15m	20m	25m	30m	35m	40m
MW(C)D509SA	0	0	0.12	-	-	-	-	-
	1.0	0.985	0.940					
MW(C)D512SA	0	0	0.12	-	-	-	-	-
	1.0	0.981	0.938					
MW(C)D518SA	0	0	0.12	0.18	-	-	-	-
	1.0	0.979	0.937	0.905				
MW(C)D524SA	0	0	0.12	0.18	-	-	-	-
	1.0	0.976	0.935	0.902				
MW(C)D536SA	0	0.15	0.3	0.45	0.6	0.75	-	-
	1.0	0.973	0.930	0.894	0.880	0.874		
MW(C)D548SA	0	0.15	0.3	0.45	0.6	0.75	0.9	1.05
	1.0	0.970	0.931	0.896	0.876	0.873	0.858	0.850
MW(C)D560SA	0	0.15	0.3	0.45	0.6	0.75	0.9	1.05
	1.0	0.971	0.928	0.892	0.877	0.873	0.858	0.849

1.5 水-水源热泵的安装



吊装平衡

机组吊装时应保证机组平衡。试吊机组至离开地面以确定机组重心，吊装不平衡会导致机组损坏，并会造成人身伤害。

安装前机组可以存放在地板或不锈钢架上，机组安装时底座可以用隔音材料隔离。机组周围应预留如图所示的最小检修间隙。

流量开关的选择

机组外接流量开关请按照机组额定流量进行选择。

水管路的连接

分别把机组源侧和使用侧水进出口连接至相应的水系统。从机组正面看，对于WPWE0406/0605，其水管接头在机组的左侧，对于WPWE 0805/1005，其水管接头在机组的右侧。为防止接管震裂，建议使用柔性水管连接至主水回路，刚性连接会把机组震动传递至主水回路，造成不必要的损失。

水-水热泵机组源侧可以连接至锅炉/冷却塔循环、地源循环或湖泊水循环；负荷侧可以连接至风机盘管机组FCU、空气处理机组AHU和水力模块等。源侧和负荷侧都配有流量开关以防系统断水或水系统故障。为使机组正常运行，在水路系统中还应该使用一些其他的部件，如过滤器可以用来阻止杂质进入换热器。

水回路的冲洗和检漏

系统管路连接完成后，应按照下列步骤检查并冲洗水回路。

(1) 使用补水装置为系统充水。补水时应打开出气口！

(2) 开启水系统循环泵，排尽系统中的空气。

注：此时补水阀应处于开启状态以便随时补水。

(3) 确保系统中无空气后，应对系统所有管路进行检漏。如有泄漏应立即通知相关人员修理。

(4) 打开补水阀，开启水回路中最低点的放水阀放水，直至排水干净清澈。

水源热泵的调试

调试前的准备工作

◆ 整个水系统清洗完毕后，可接入水源热泵机组并打开排气阀和旁通阀，再进行冲洗，直至排水洁净为止，并清洗或更换过滤器。

【注】初次冲水时一定要将每一台水源热泵机组和热水器等其它辅助设备的进出水阀门关闭，以防管道冲洗杂质堵塞水源热泵外机的冷凝器。

◆ 调试前必须检查电源和水源符合水源热泵机组的要求，再检查水源热泵进水管一端的水温与水压是否在正常范围内，制冷机组的标准进水温度为30°C，出水温度约35°C；制热机组的标准进水温度为21°C，出水温度约16°C。

◆ 调试过程中，应注意内外机组运行的稳定性、噪声等情况。机组运行平稳、无异常振动、杂音、漏水、漏氟等现象，室内送风咀出风均匀、温差适宜为合格。

调试记录

项目	电压 V	进水温 度°C	回水温 度°C	水流量 L/s	水压 MPa	振动噪 声dB(A)	室内气 温°C	室外气 温°C
机组1								
机组2								
机组3								
...								
备注								

六、附录

冷热风型分体机组GESA系列

型号	制冷 /热量	制冷 /热功率	风量	机 外 静 压	水流量	水压降	外形尺寸(外/内)			重量
							宽	深	高	
GESA/MWD	kW	kW	CMH	Pa	CMH	kPa	mm	mm	mm	kg
009/509	2.9/3.9	0.80/0.95	650	20	0.67	15.0	456/679	456/566	420/265	33/20
012/512	3.75/4.5	0.94/0.96	890	20	0.90	24.0	456/929	456/566	420/265	35/25
018/518	5.8/7.3	1.46/1.68	1280	20	1.29	13.0	456/1064	456/566	420/265	41/27
024/524	7.2/9.4	2.00/2.44	1450	30	1.58	22.1	656/1349	606/566	480/265	58/33
036/536	10.8/14.6	2.82/3.84	2000	30	2.28	30.0	656/1130	606/715	480/315	70/47
048/048	15.5/22.0	4.14/4.82	2900	80	3.33	33.0	656/1330	606/825	550/365	96/58
060/060	16.8/22.5	4.52/5.35	2960	80	3.70	71.2	656/1330	606/825	550/365	98/58

制冷工况：源侧进/出水温度30/35°C，室内进风干/湿球温度27/19°C；

制热工况：源侧进水温度20°C，室内进风干/湿球温度20/15°C。

冷热风型整体机组GEHB系列

型号	制冷/热量	制冷/热功率	风量	水流量	水压降	外形尺寸			重量
						宽	深	高	
GEHB	kW	kW	CMH	CMH	kPa	mm	mm	mm	kg
009	3.1/3.8	0.86/0.93	630	0.70	10.0	1020	512	395	70
012	3.6/4.5	0.98/1.10	730	0.82	20.0	1020	512	385	75
015	5.2/6.0	1.35/1.45	980	1.10	14.0	1168	586	446	95
018	6.2/6.8	1.60/1.60	1450	1.30	13.0	1168	586	446	97.5
024	7.2/8.7	1.60/1.61	1600	1.55	22.0	1168	586	446	107.2
030	9.0/11.5	2.40/2.41	2100	1.85	23.0	1270	635	497	127
036	11.0/12.6	2.62/2.80	2100	2.30	28.0	1270	635	497	140
042	13.0/15.5	2.90/3.20	2200	2.69	42.0	1475	840	548	148
048	15.0/19.0	3.75/3.95	3100	3.46	55.0	1475	840	548	157
060	18.0/20.0	4.25/4.60	3000	3.74	70.0	1475	840	548	163

制冷工况：源侧进/出水温度30/35°C，室内进风干/湿球温度27/19°C；

制热工况：源侧进水温度20°C，室内进风干/湿球温度20/15°C。

冷热水型模块机组WPWE系列

型号	制冷/热量	制冷/热功率	用户侧		水源侧		外形尺寸			重量
			水流量	水压降	水流量	水压降	宽	深	高	
WPWE	kW	kW	CMH	kPa	CMH	kPa	mm	mm	mm	kg
040	10.3/13.0	2.5/3.1	1.7	31	2.3	28	706	586	636	97
060	15.0/20.0	3.6/4.7	2.4	36	3.2	23	706	586	635	116
080	19.0/29.5	4.8/6.6	3.2	33	4.1	23	706	806	635	173
100	24.9/34.3	5.9/8.0	4.1	42	5.3	10	706	806	635	190

制冷工况：源侧进/出水温度30/35°C，用户侧进/出水温度12/7°C；

制热工况：源侧进水温度20°C，用户侧进水温度40°C。

冷热水型机组CGWP系列

型号	制冷/热量	制冷/热功率	蒸发器		冷凝器		外形尺寸			重量
			水流量	水压降	水流量	水压降	宽	深	高	
CGWP	kW	kW	CMH	kPa	CMH	kPa	mm	mm	mm	kg
080	243.5/307.8	50.3/62.0	50.5	23	50.5	28	2121	1171	1625	1900
090	270.5/334.0	56.7/70.0	55.6	56	55.6	23	2121	1171	1625	2000
100	296.5/381.1	62.7/76.7	61.6	36	61.6	32	2121	1171	1625	2100
120	351.6/470.0	75.5/93.1	65.8	27	65.8	19	2121	1301	1673	2500

制冷工况：源侧进/出水温度30/35℃，用户侧进/出水温度12/7℃；

制热工况：源侧进水温度15℃，用户侧出水温度45℃。

水冷螺杆机组RTHD系列（部分选型实例）

型号	制冷/热量	制冷/热功率	蒸发器		冷凝器		外形尺寸			重量
			水流量	水压降	水流量	水压降	宽	深	高	
RTHD	kW	kW	L/s	kPa	L/s	kPa	mm	mm	mm	kg
C1E1F1	703/910	119.0/166.8	33.5	26.9	39.6	19.7	3712	1717	1937	7175
D1F1F2	1055/1259	178.5/235.6	50.2	12.9	59.4	46.6	3736	1717	1937	7955
E3G2G1	1406/1398	237.8/270.3	66.9	72.6	79.1	56.5	3774	1717	2033	9435

制冷工况：源侧进/出水温度30/35℃，用户侧进/出水温度12/7℃；

制热工况：源侧进水温度12℃，用户侧出水温度45℃。

水冷离心机组CVHG系列（部分选型实例）

型号	制冷/热量	制冷/热功率	蒸发器		冷凝器		外形尺寸			重量
			水流量	水压降	水流量	水压降	宽	深	高	
CVHG	kW	kW	L/s	kPa	L/s	kPa	mm	mm	mm	kg
670-489-300-I080S -800-I080S-800-800	2461/2449	426.6/441.7	117.2	74.5	139.6	52.2	4073	2435	3044	11957
670-548-307-I080S -890-I080L-800-1000	2813/2799	489.6/504.6	133.9	63.3	159.8	87.6	5221	2435	3044	12816
780-621-298-I142L- 980-I142L-890-1120	3164/3150	518.0/541.7	150.7	82.6	177.9	83.9	5287	2980	3217	17282
920-716-300-I142L- 1080-I142L-1080-1250	3516/3499	580.9/618.8	167.4	80.7	198.2	68.4	5287	2980	3217	18229
920-716-302-I142L- 1220-I142L-1220-1400	3868/3848	645.9/654.7	184.1	79.8	218.3	67.2	5287	2980	3217	18624
1067-799-298-I142L- 1420-I142L-1420-1400	4219/4199	685.8/748	200.9	71.3	237.6	60.6	5287	2980	3217	19309
1067-892-300-I210L- 2100-I210L-2100-1600	4571/4548	734.9/798.5	217.6	42.6	256.9	38.3	5307	3214	3514	23986

制冷工况：源侧进/出水温度30/35℃，用户侧进/出水温度12/7℃；

制热工况：源侧进水温度15℃，用户侧出水温度45℃。

七、工程案例

◆ 上海市新金山国际幼稚园

该项目位于上海市金山区，总建筑面积10000m²，共包括六幢教学楼、一幢行政楼和一幢艺术楼。空调设计负荷约320冷吨，选用地下环路式系统，共采用239台GESA冷热风型分体水源热泵机组。



◆ 北京市大康国际鞋城

该项目位于北京市丰台区，总建筑面积约140000m²，属于综合性商用楼宇。空调设计总负荷3750冷吨，选用地下水式系统，共选用3台CVHG离心式冷水机组。



◆ 广州国际轻纺城

该项目位于广州市海珠区，总建筑面积约30万m²，商铺数量4000余间，是中国单体建筑面积最大室内纺织品专业市场项目。空调设计总负荷达6500冷吨，选用水环式系统，共选用4600台GESA冷热风型分体水源热泵机组、300台GEHB冷热风型整体水源热泵机组、13台SAVE水冷柜机和6台CGWP水冷螺旋冷水机组。



◆ 南通新城

南通市新城住宅小区，空调总负荷约3000冷吨。系统采用污水源热泵型式，利用城市污水处理厂提供的二级排放水向小区集中提供空调冷/热水和生活热水，选用了3台CVHG离心式冷水机组。



获取更多资料 微信搜索 蓝领星球



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

For more information, contact your local district office

Literature Order Number WSHP - APG003 - ZH

Date January 2008

Supersedes October 2007

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。