

暖通空调系统的计算机控制管理

第3讲 冷热源及水系统的监测控制

清华大学 江 亿[☆]

提要 首先介绍冷冻站、热交换站和空调水系统的计算机控制管理系统的监测控制内容、传感器、执行器及相应的计算机和通讯网的配置。在此基础上较详细地讨论了水系统及冷热源的控制方案,其中包括常规的控制策略,特别讨论了在计算机通讯网的基础上充分利用各热用户运行状况信息的优化控制策略。鉴于冰蓄冷技术开始在我国推广,最后一节专门探讨了冰蓄冷系统的计算机控制与管理。

关键词 冷热源 空调 水系统 控制 监测

Computer aided monitoring and control system in HVAC(Part 3):

Control and monitoring of chiller/thermal stations and their water circulation systems

By Jiang Yi

Abstract Depicts the control objectives and configuration of sensors, actuators, computers and communication networks in their implementation, discusses the control scheme for the heat/cold sources and corresponding hydraulic systems, gives the normal control policy in general and the optimal control based on the information of enduser's operation states in particular which is only available until the facility of communication with each end user is provided, and discusses control and monitoring of ice storage systems.

Keywords cold/heat source, air conditioning, hydraulic system, control, monitoring

作为冷热源和水系统的计算机监测与控制,其主要功能可以分如下三个层次:

- ① 基本参数的测量,设备的正常启停与保护;
- ② 基本的能量调节;
- ③ 冷热源及水系统的全面调节与控制。

第一层次是使冷热源及水系统能够安全正常运行的基本保证,因此,从某种意义上讲,对计算机监控系统来说,是最重要的层次,必须可靠地实现。

第三层次则是计算机系统发挥其可计算性的优势,通过合理的调节控制,节省运行能耗,产生经济效益的途径;也是计算机系统与常规仪表调节或手

动调节的主要区别所在。

本讲按照这样三个层次逐步深入讨论。第一节探讨基本参数测量及启停控制,着重讨论计算机系统相应的硬件配置及软件实施。第二节主要探讨第二、三层次中的控制策略,控制算法。最后一节讨论采用冰蓄冷系统时冷冻站的控制调节。

3.1 冷热源基本监测与控制

冷热源的监测与控制包括冷冻机或锅炉主机及

☆ 100084 北京海淀区清华园兰旗营
(010) 62781745

各辅助系统的监测控制。作为实例,表 3-1 列出离心式制冷机的主要监测控制内容。辅助系统的监控则有:

- 制冷系统冷却水系统及冷却塔的监控;
- 制冷系统冷冻水系统的监控;
- 以蒸汽作热源时蒸汽系统及凝水系统的监控;
- 蒸汽—水或水—水热交换器及热水系统的监控。

表 3-1 离心式制冷机的控制单元测控内容

测量参数	蒸发器出口温度 蒸发器进口温度 冷凝器出口温度 冷凝器进口温度 压缩机排气压力 压缩机排气温度 压缩机进气压力 压缩机进气温度 油泵出口压力 冷凝器水流开关 蒸发器水流开关
控制参数	根据命令启停压缩机 根据冷冻机出口设定值调整压缩机入口导叶阀
设定参数	冷冻水出口温度

3.1.1 主机单元控制

目前大多数用于集中空调的冷冻机和燃气燃油锅炉都带有以计算机为核心的单元控制器。表 3.1 中所列的主机监控任务一般由安装在主机上的单元控制器完成。有些单元控制器同时还完成一部分辅助系统的监控。还有些冷冻机的供应商同时提供冷冻站的集中控制器,对几台冷冻机及其辅助系统实行统一的监测控制和能量调节。这样,在设计冷热源的计算机监控系统时,首先遇到的两个问题是:

- ① 主机已配备的单元控制器包括哪些功能? 怎样才能避免遗漏或重复辅助系统要求的监测控制点?
- ② 怎样使计算机系统与主机配备的单元控制器进行信息交换?

目前世界上还没有统一的标准通讯协议,因此控制系统与冷冻机或锅炉的单元控制器间的通讯就成为大问题。这时,通常的做法有三种:

① 不与冷冻机或锅炉主机单元控制器通讯,而是另外安装水温传感器、流量传感器等以监视这些主机的工作状况。当计算机分析出需要开/关主机或改变出口水温设定值时,就只能以某种方式显示出来,通知值班人员进行相应的操作。此外,主机(冷冻机或锅炉)的其它运行参数及故障报警信息也不能通过计算机系统传到中央值班室。冷热源机房必须有人常驻值班管理。

② 一些冷冻机和锅炉厂商进而推出中央控制器或监控器,能够与自己的主机控制单元通讯,从而根据负荷(实际上就是回水温度的变化)相应地改变启停台数实现群控。此时,辅助系统如冷却水泵、冷却塔风机、冷冻水泵等也一同由中央控制器统一控制。这样做实际上就是缩小中央计算机系统管理范围,减少中央值班室管理的设备量和信息量,分离出一个相对独立的冷热源控制系统。后面的讨论将指出,冷热源的的控制以及冷热水循环水泵的控制在很大程度上与使用这些冷热水的空调系统有关,当采用冰蓄冷、水池蓄冷等装置时,这种关系就更密切。但将冷热源分离、另立系统的方法,很难适应这种总体的分析与控制调节。

③ 设法使主机的控制单元与主计算机系统通讯,这是最彻底的解决方法。有的控制系统厂商提供专门的异型机接口装置,如图 3-1a 所示的方式



图 3-1a 通过通讯变换接口实现异型机连接

使控制单元与系统连接,通过修改其中的软件,就可以实现两种通讯协议间的转换。有的现场控制机带有下挂的 RS232 或 RS485 接口,可以外接控制单元,见图 3-1b,根据控制单元的通讯协议装入相应的通讯处理及数据变换程序。有些控制器厂家如美国的 Teltwon controls 声称已开发出与开利、特灵、约克等几十个主要的冷冻机厂家所用的单元控制器通讯的软件,可以自由地与这些单元控制器相互交换信息。其它控制系统厂商目前正在为此努力,但其中还有相当的工作要做。美国 ASHRAE 1995 年推出楼宇自动化的通讯标准 BACnet^[1],重点也是要解决此问题,各控制厂家态度积极,纷纷表示他们的系统可以支持 BACnet 协议,但冷冻机、锅炉等生产厂家都未反应,目前尚无一种产品的单元控制器支持 BACnet 通讯标准。由此看来这还需要一段时间,但毕竟是最终发展方向。

目前如要求控制系统增加与冷冻机及锅炉的控制器通讯的功能,大约需增加几万元的接口及软件费用,但随着愈来愈多的用户提出这种要求及技术的发展与普及,此费用应不断降低,同时也会迫使主机控制器的生产厂家提供标准通讯接口或使其通讯协议公开。可以预见,今后三五年内即可实现各种控制器统一通讯标准及信息互换。

3.1.2 冷却水系统的监测控制

冷却水系统是通过冷却塔和冷却水泵及管道系统向制冷机提供冷却水,它的监控系统的作用是:

- 保证冷却塔风机、冷却水泵安全运行;
- 确保制冷机冷凝器侧有足够的冷却水通过;
- 根据室外气候情况及冷负荷,调整冷却水运行工况,使冷却水温度在要求的设定温度范围内。

图 3-2 为装有 4 台冷却塔及 2 台冷却水循环泵的冷却系统及其监测控制点。

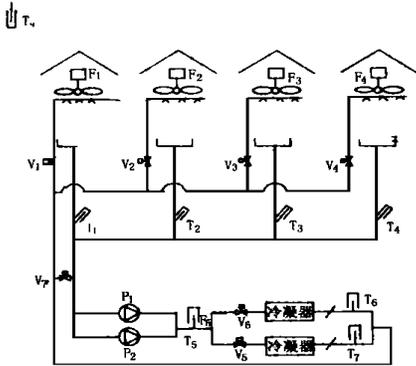


图 3-2 冷却水系统的测控点

- F₁ 风机 1; F₂ 风机 2; F₃ 风机 3; F₄ 风机 4;
 T₁ 水温测点 1; T₂ 水温测点 2; T₃ 水温测点 3;
 T₄ 水温测点 4; T₅ 水温测点 5; T₆ 水温测点 6;
 T₇ 水温测点 7; T₈ 湿球温度测点; P₁ 泵 1;
 P₂ 泵 2; V₁ 电磁阀 1; V₂ 电磁阀 2;
 V₃ 电磁阀 3; V₄ 电磁阀 4; V₅ 电磁阀 5;
 V₆ 电磁阀 6; V₇ 混水电磁阀

每台冷却塔风机应通过计算机进行启停控制,启停台数根据冷冻机开启台数、室外温湿度、冷却水温度、冷却水泵开启台数来确定。有的冷却塔风机采用双速电机,通过调整风机转速来调整冷却水温度,以适应外温及制冷负荷的变化。此时计算机就应同时控制其高/低速转换。

接于各冷却塔进水管上的电磁阀 1~4 用于当冷却塔停止运行时切断水路,以防短路,同时可适当调整进入各冷却塔的水量,使其分配均匀,以保证各冷却塔都能达到最大出力。由于此阀门主要功能是开通和关断,对调节要求并不很高,因此选用一般的电动蝶阀可以减小体积,降低成本。冷却塔水出口安装 1~4 个水温测点可以确定各台冷却塔的工作情况,通过 4 个测点间温差调节电磁阀 1~4 以改进各冷却塔间的流量分配。

由于湿式冷却塔的工作性能主要取决于室外温湿度,因此设室外湿球温度测点。如果没有合适的湿球温度传感器,也可以同时测量干球温度和相对

湿度或干球温度和露点温度,再由计算机计算出湿球温度。

混水电动阀是另一种对冷却水温度进行调节的装置。当夜间或春秋室外气温低,冷却水温度低于冷冻机要求的最低温度时,为了防止冷凝压力过低,适当打开混水阀,使一部分从冷凝器出来的水与从冷却塔回来的水混合,以调整进入冷凝器的水温。当能够通过启停冷却塔台数、改变冷却塔风机转速等措施调整冷却水温度时,应尽量优先采用这些措施。用混水阀调整只能是最终的补救措施。

冷却塔接水池处的水位上下限测点用于监测冷却水系统水位,以防止浮球补水系统出故障,使塔中水位降低,出现倒空现象或过度补水出现溢流。目前已有电容式水位状态传感器,可在各种恶劣条件下测出水位状态并产生通断量的输出信号。安装这种水位传感器时还可以不通过浮球阀,直接由计算机根据水位传感器的信号控制补水电磁阀或水泵。

两台冷却水泵亦由计算机进行启停控制。根据冷冻机开启台数决定它们的运行台数。冷凝器入口处两个电磁阀仅进行通断控制,在冷冻机停止时关闭,以防止冷却水短路,减少正在运行的冷凝器中的冷却水量。

通过冷凝器入口水温测点 5 可监测最终进入冷凝器的冷却水温度,依此启停各冷却塔和调整各冷却塔风机转速,它是整个冷却水系统最主要的测量参数。由冷凝器出口水温测点 6、7 测得的温度可确定这两台冷凝器的工作状况。当某台冷凝器由于内部堵塞或管道系统误操作造成冷却水流量过小时,会使相应的冷凝器出口水温异常升高,从而及时发现故障。水流开关 1、2 也可以指示无水状态,但当水量仅是偏小,并没有完全关断时,不能给出指示。

有些冷冻站还在冷却水系统中安装流量计测量冷却水的瞬时流量,这似乎无必要,因为目前质量较可靠的涡街流量计一台价格在数千至上万元,用它测量冷却水循环量尽管能及时地发现由于某种原因使冷却水循环突然减少的现象,便于分析系统故障,但所付出的代价可能太高。实际上如果测出冷冻水侧流量及温差,得到瞬时制冷量,再测出冷凝器侧供水温差,也能估算出通过冷凝器的冷却水量,其精度足以用来判断各种故障。

冷冻主机控制单元往往提供冷却水系统的控制接口,可以直接控制冷却水循环泵和冷却塔。当仅有一台冷冻机时,可以用这一控制单元对冷冻站进行全面控制。但当同时有几台冷冻机时,冷却水系统是并联的,冷却塔、冷却水循环泵并不存在与冷冻机一一对应关系,此时用冷冻主机控制单

元,同时对冷却水系统进行控制,就不能达到好的控制效果,无法在低负荷时和室外湿球温度较低时减少冷却塔运行台数或降低风机转速。此时,较好的方式是利用一台或两台现场控制机去实施图 3-2 所要求的测量与控制工作。为了与各台冷冻机主机控制单元协调工作,还可以将控制单元的冷却水系统控制输出接口接至现场控制机的输入通道,这样,即使不能解决主机单元与计算机系统间的通讯问题,也可以使主机系统了解冷冻机控制单元对冷却水系统的控制要求,在启/停过程中相互配合。

3.1.3 冷冻水系统的监测与控制

冷冻水系统由冷冻水循环泵通过管道系统连接冷冻机蒸发器及用户各种用冷水设备(如空调机和风机盘管)而组成。它监测与控制任务的核心是:

- 保证冷冻机蒸发器通过足够的水量以使蒸发器正常工作,防止冻坏;
- 向冷冻水用户提供足够的水量以满足使用要求;
- 在满足使用要求的前提下尽可能减少循环水泵电耗。

图 3-3,图 3-4 分别给出典型的一级泵和二级泵系统的监测与控制点。

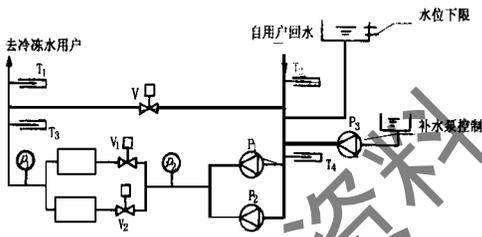


图 3-3 一级泵冷冻水系统

- T₁ 水温测点 1; T₂ 水温测点 2; T₃ 水温测点 3;
- T₄ 水温测点 4; P₁ 冷水泵 1; P₂ 冷水泵 2;
- P₃ 补水泵; p₁ 蒸发器进口压力; p₂ 蒸发器出口压力;
- V₁ 电动阀 1; V₂ 电动阀 2; V 电动旁通阀

对于一级泵系统,为了保证蒸发器中通过要求的水量,就要使蒸发器前后压差维持于指定值,当部分用户关小或停止用水时,用户侧总流量变小,从而使流过蒸发器的水量也减少,此时压差 $p_1 - p_2$ 也减小,为恢复通过蒸发器的流量,就应开大图 3-3 中的电动阀,增大经过此阀的流量,直到 $p_1 - p_2$ 恢复到原来的设定值,从而蒸发器流量也恢复到要求值。反之,当用户侧开大阀门增大流量时,压差 $p_1 - p_2$ 也会由于流过蒸发器的流量增大而增大。这时就应关小电动旁通阀,减少旁通水量,从而维持通过蒸发器的流量。由此分析知,测准蒸发器进出口压力 p_1, p_2 对水系统的控制有重要作用,尤其当各冷水

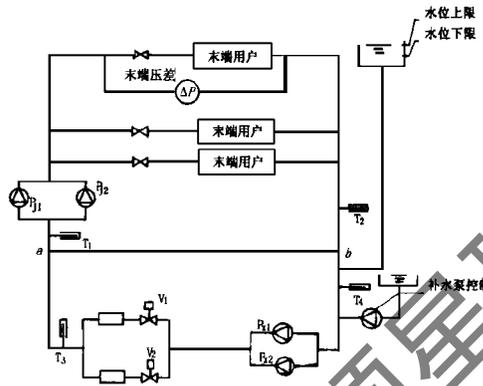


图 3-4 二级泵冷冻水系统

- T₁ 温度测点 1; T₂ 温度测点 2; T₃ 温度测点 3;
- T₄ 温度测点 4; V₁ 电动阀 1; V₂ 电动阀 2;
- P_{j1} 加压泵 1; P_{j2} 加压泵 2;
- P_{x1} 循环泵 1; P_{x2} 循环泵 2

用户都采用自动控制,进行变流量调节时。除选用精度足够高的传感器外,压力传感器安装位置亦非常重要。在多台制冷机蒸发器侧水回路都并联于一个进水母管和一个出水母管上时,这两个压力测点可分别设在这两个母管上,确保冷冻机不同运行台数时,所测出压差仅反映每台冷冻机蒸发器中通过的流量,而与冷冻机运行台数无关。

循环泵 1, 2 根据冷冻机运行台数而相应启停,同时,电动阀 1, 2 也随冷冻机情况开闭,因此这两个阀门选择通断状况的电动蝶阀即可,不需具备调节功能。

水温测点 2~4 的温度可以用来判断用户负荷状况。可以看出,用户侧的总流量 G 占通过蒸发器水量 G_0 的百分比 r 为

$$r = \frac{G}{G_0} = \frac{t_4 - t_3}{t_2 - t_3}$$

根据比值 r 与用户侧回水温度 t_2 , 即可判断冷水用户的负荷状况,确定冷冻机启停台数。例如当两台制冷机运行,而 $r \leq 0.5$ 时,说明管道水量已降到一半以下,应停掉一台冷冻机。

图 3-3 中定压水箱内通过上下两个水位状态开关或检测器确定定压水箱内水位,并通过计算机控制补水泵的启停来维持压力。

图 3-4 为双级泵系统。安装在冷冻机蒸发器回路中的循环泵 1, 2 仅提供克服蒸发器及周围管件的阻力,至旁通管 ab 间的压差就应几乎为 0 这样即使有旁通管,当用户流量与通过蒸发器的流量一致时,旁通管内亦无流量。加压泵 1, 2 用于克服用户支路及相应管道阻力。这样,根据冷冻机启停控制循环泵 1, 2 的启停;根据用户用水量控制加压泵 1, 2。当用户流量大于通过冷冻机蒸发器的流量时,

旁通管内由点 b 向点 a 旁通一部分流量在用户侧循环。当冷冻机蒸发器流量大于用户流量时,则旁通管内水由点 a 向点 b 流动,将一部分冷冻机出口的水旁通回到蒸发器入口处。这样,只要旁通管管径足够大,用户侧调整流量不会影响通过蒸发器内的水量。为了节省加压泵电耗,可以根据用户侧最不利端进回水压差 Δp 来调整加压泵开启台数或通过变频器改变其转速。实际上冷冻水管网若分成许多支路,很难判断哪个是最不利支路。尤其当部分用户停止运行,系统流量分配在很大范围内变化时,实际最不利末端也会从一个支路变至另一个支路。这时可以将几个有可能是最不利末端的支路末端均安装压差传感器,实际运行时根据其最小者确定加压泵的工作方式。

用户侧流量与冷冻机蒸发器侧流量之关系可通过温度测点 1、2、3、4 来确定。当 $t_1 = t_3, t_2 > t_4$ 时,通过蒸发器的流量 G_e 大于用户侧流量 G_u ,二者之比

$$\frac{G_u}{G_e} = \frac{t_4 - t_3}{t_2 - t_3}$$

当 $t_3 < t_1, t_2 = t_4$ 时,用户侧流量大于蒸发器侧流量,二者之比

$$\frac{G_u}{G_e} = \frac{t_2 - t_3}{t_2 - t_1}$$

由此,可以通过这些温度的关系确定用户侧负荷情况,从而确定冷冻机的运行方式。

图 3-4 中的 2 台循环泵和电动阀 1、2 可以与单级泵时一样,根据冷冻机的开停台数而通/断运行。补水定压系统亦可与图 3-3 单级泵时完全相同。

为了更清楚地了解系统工作情况,还可以安装流量计,从而得到系统实际的供水量、制冷量。它一般可安装在蒸发器侧旁通管之前。

3.1.4 热水制备系统的监测与控制

以蒸汽锅炉或高温水区域供热网为热源的建筑物,要通过热交换器产生生活热水、空调和供暖用热水,计算机监测系统的主要任务是控制这一换热过程以保证要求的供热参数,监测管理水力工况以保证热水系统的正常循环。

图 3-5 为以区域供热网的高温水为热源的热热水制备系统的监测控制一例。它分别由生活热水系统、供暖系统及空调用热水系统组成。

流量计 1 与温度测点 1、10 构成热量计量系统,由计算机测量此 3 个参数的每个瞬间值,从而得到瞬间从供热网得到的热量 $Q = G_1(t_1 - t_{10})$ 。计算机同时将 Q 不断累计,即可得到逐日总热量及冬季总的耗热量。有的计量系统仅统计累计流量及平均

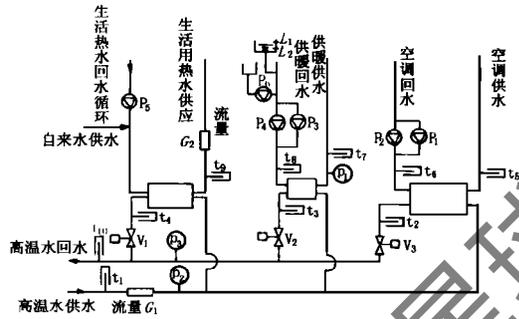


图 3-5 热水制备系统的测量与控制点

供回水温差,然后用累计流量与平均供回水温差之积作为累计热量,实际上 $\sum G_1(t_1 - t_{10}) \neq (\sum G_1) \frac{1}{n} \sum (t_1 - t_{10})$,尤其是当 $t_1 - t_{10}$ 变化较大时,这二者有很大的差别。这也是为什么转子式热水水量积算表不能简单地用来计量热量的原因。高温水侧还安装了压力传感器 p_2, p_3 ,用来监测外网压力状况,当外网压差不足时可以从这两个压力的测量数据中及时发现问题。

生活热水回路测量供水温度 t_q 、流量 G_2 来控制高温水侧电动调节阀 V_1 。生活热水供水温度 t_q 应维持常数,而流量 G_2 随使用情况变化波动很大,因此需经实测流量 G_2 作为前馈, t_q 作为反馈,共同调整电动阀 V_1 的开度:

$$V_1 = V_G G_2 / G_{2, \max} \quad (3-1)$$

$$V_{G_\tau} = V_{G_{\tau-1}} + K(\Delta t_{q_\tau} - \Delta t_{q_{\tau-1}} + \frac{\Delta \tau}{T_1} \Delta t_{q_\tau}) \quad (3-2)$$

上式中, $G_{2, \max}$ 为生活热水的最大设计流量, V_G 为由供水温度 t_q 与设定值之差确定的阀门开度系数。当采用式(3-2)给出的 PI 调节时,下标 τ 为现时输出值, $\tau-1$ 为上一时刻的输出值, Δt_{q_τ} 为 t_q 与供水温度设定值之差, T_1 为积分时间, K 为比例系数,它的值应与测控时间步长成反比。积分时间 T_1 及比例系数 K 之值都需要在现场调试时最后确定。

生活热水回路中的水泵 P_5 是用来维持管网中的水的循环,以维持供水管中各处水温为要求温度。此泵的流量仅为生活热水最大供水量的 5% ~ 10%,它应长期运行,除非生活热水停止供应。

供暖系统是通过电动调节阀 V_2 调节高温水侧流量,以保证建筑物的供暖要求,可以认为热交换器另一侧温度 t_7, t_8 之平均值与建筑物散热器内的水温平均值相同,因此可以 t_7, t_8 的平均值作为 V_2 的调节依据,它们的设定值又应视室外温度而定。外温在一天内连续变化,但由于建筑物的热惯性,供暖

负荷并不随着外温剧烈变化,而是由以往一段时间外温的平均状况决定,因此 t_7, t_8 的平均值之设定值 $t_{h, set}$ 要根据前 24 h 内的外温平均值确定:

$$t_{h, set} = t_{h0} - a \frac{1}{24} \sum_{j=1}^{24} (t_{w, \tau-j} - t_{w0}) \quad (3-3)$$

式中 t_{h0} 为室外温度为供暖设计外温时要求的散热器供回水平均温度, t_{w0} 为供暖设计室外温度, a 为系数:

$$a = \frac{t_{h0} - t_r}{t_r - t_{w0}} \quad (3-4)$$

式中 t_r 为供暖设计室温。

按照式(3-3)确定 t_7, t_8 平均值的设定值 $t_{h, set}$, 通过调节 V_2 来满足此设定值, 由于建筑物的热惯性很大及回水温度 t_8 时间延迟长, V_2 可采用大时间步长的 PI 调节。时间步长可以为 0.5 h 或更长。由于设定值由过去 24 h 的平均外温确定, 1 h 内不会有太大变化, 因此时间步长加大后可以保证系统稳定地运行。

一般的供暖系统都采用定流量运行, 因此循环水泵 P_3, P_4 不需要控制。有时为了节能采用变流量控制时, 可以并联三台泵, 在供暖初期、末期运行两台。由于系统是以供回水平均温度为依据进行调节, 因此与循环水量无关。循环水量增大或减小仅使 t_7, t_8 之温差减小或加大。

空调系统用热水的控制与供暖不同。尽管水系统看上去相同, 但空调系统的末端用户是有自动控制调节的空调机组或风机盘管, 而不是无自动调节机制的供暖散热器。这时换热量应以供水温度 t_5 为依据通过电动调节阀 V_3 进行调节, t_5 的设定值应根据空调机及风机盘管的工作要求而定, 一般控制为定常的设计值, 不随外温变化。这样可将控制调节的权力交给空调机和风机盘管。由于末端有控制, 水温升高后将自动减少流量, 由此供水温度的高低并不会影响系统的热量消耗。

空调热水系统的节能途径是减少循环水泵 P_1, P_2 的电耗。同冷水系统一样, 可根据最末端的用户资用压差(图 3-5 中未绘出)的高低来确定水泵运行台数或转速, 从而维持最不利端用户的供回水支路压差为设计允许的最低值。图 3-5 所示的空调热水系统是冷水系统共用一套水系统, 根据季节进行转换, 因此未画出定压及补水装置。由于夏季要求的冷水流量一般都大于冬季的热水流量, 因此冷热水采用不同的循环泵。当冷水系统采用图 3-4 那样的二级泵方式, 并且加压泵使用变频调速时, 冷热水可以共用同一组水泵。

3.1.5 辅助系统计算机的配置

上述冷却水、冷冻水、热水系统及冷冻机构成冷

热源系统。根据前面的讨论, 它们的控制调节相互影响, 相互作用, 因此很难完全独立进行。由于监测控制点非常多, 不可能用一台现场控制机完成全部测控功能, 这时往往采用分布式系统, 用多台现场控制机分别承担各监测控制功能, 由通讯网实现各台控制机间的信息交换, 再设置一台中央管理计算机负责显示各系统状况, 存贮各系统运行参数, 统一协调系统的工作状况及设定参数。

现场控制机的配置, 即如何分配各现场控制机所承担的测控点, 在很大程度上取决于所采用的现场控制机形式及通讯网的拓扑结构与通讯方式。当通讯方式非常灵活时, 可采用“位置优先”原则, 即根据测控点的实际物理位置决定它们所从属的现场控制机, 测量信息及控制命令则完全依靠通讯网传递。这样可以大大减少现场的配电管线路, 降低安装及维护成本。但此时一旦通讯出现问题, 数据不能及时传递时, 就会使控制调节出现问题。因此在通讯系统不很灵活, 不能进行点对点的数据交换, 需要的转换环节多时, 为了可靠, 采用“功能优先”方式。将紧密相关的测量控制点集中到一台现场控制机中, 减弱各台现场控制机间的相互依赖和对通讯系统的依赖性, 这样现场敷设电缆管线工程量相对大一些, 但系统的可靠性却可提高。

图 3-6 是 QHRH 控制系统采用“广播式”通讯

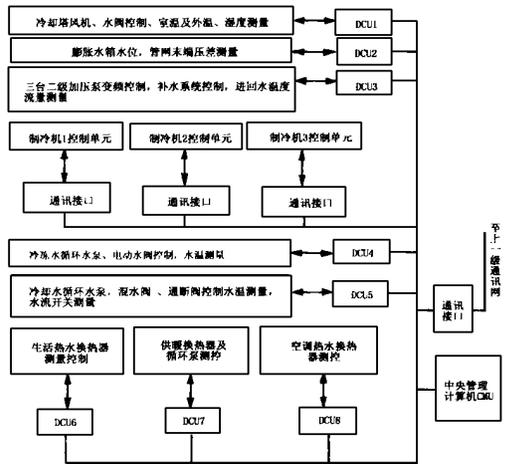


图 3-6 采用 QHRH 通讯网的冷热源系统控制机配置方式, 从“位置优先”原则出发的现场控制机配置实例, 表 3-2 列出其各台计算机监测控制与分析调节任务。由图中和表中可看出, 许多控制调节功能是分摊在几台现场控制机之间相互配合而完成。如各膨胀水箱水位都是由 DCU2 测出, 发出命令, 再分别由 DCU3、DCU7 启停相应的补水定压泵。一台冷冻机的启停则更是中央管理机 CMU 发出命令后, 由 DCU1、DCU3、DCU4、DCU5 及冷冻机通讯接口与

表 3—2 图 3—6 中计算机的任务及接收信息

计算机名称	控制调节任务	接收信息
DCU1	<ul style="list-style-type: none"> 启停冷却塔风机 根据各冷却塔出口水温调节各进口电动阀门,使流量分配均匀 外温测量 	CMU 发出的冷却塔运行台数命令
DCU2	<ul style="list-style-type: none"> 根据膨胀水箱水位发出补水泵启停命令 发出用户末端压差信息,找出最不利处的末端压差 	
DCU3	<ul style="list-style-type: none"> 根据末端压差及冷冻机运行台数调整加压泵运行转速及运行台数 根据 DCU2 发出命令启停补水泵 	<ul style="list-style-type: none"> DCU2 发出的末端压差信号 CMU 发出的冷冻机运行台数命令 DCU2 发出的启停补水泵命令
DCU4	<ul style="list-style-type: none"> 启停冷冻水循环泵及电动阀 	CMU 发出的冷冻机运行台数
DCU5	<ul style="list-style-type: none"> 启停冷却水泵及电动阀 根据冷却水温度设定值调混水阀 	<ul style="list-style-type: none"> CMU 发出的冷冻机运行台数 CMU 发出的冷冻水温度设定值
DCU6	<ul style="list-style-type: none"> 根据生活热水水温及流量控制高温水电动阀 	CMU 发出生活热水水温设定值
DCU7	<ul style="list-style-type: none"> 根据供暖回水温度调节高温水电动阀 根据 CMU 命令启停循环泵 根据 DCU2 信息启停补水泵 	<ul style="list-style-type: none"> DCU1 测出的外温 DCU2 补水泵启停命令 CMU 供暖系统启停命令
DCU8	<ul style="list-style-type: none"> 根据水温设定值调高温水侧电动阀 根据 DCU2 发出的末端压差调循环水泵 	<ul style="list-style-type: none"> CMU 发出的空调热水水温设定值 DCU2 末端压差信息
冷冻机 通讯 接口	向冷冻机控制单元发出启停命令及冷冻水出口温度设定值	CMU 发出的冷冻机运行台数及出口水温设定值
CMU	确定冷冻机运行台数及冷冻水水温设定值,冷却水水温设定值及空调用水水温设定值	<ul style="list-style-type: none"> 各 DCU 发来信息 上一级通讯网转来空调机对冷冻水水温要求

冷冻机控制单元共同配合完成。这种配置方式突出地反映了分布式计算机控制系统的特点。

当通讯系统为“主从式”通讯方式,即各现场控制机都只能直接与中央管理计算机通讯时,上述配置方法就不太适宜,大量的测量与控制信号都通过中央管理机转发,使其负担增大,并且可靠性降低。这时应将水位观测与补水泵启停分配给同一台控制机承担,末端压差测量与加压水泵分配给同一台控制机承担,冷却塔风机与冷却水泵分配给同一台控制机承担。这样通讯网中仅是各现场控制机向中央管理机发送的测量控制参数及由中央管理机发向各台现场控制机的设定参数。

3.2 能量调节及水系统控制

上一节介绍了为保证冷热源及水系统的正常运行所需要的基本测量控制点及相应的计算机设置。

采用计算机控制,在保证系统正常运行的基础上,还可以充分利用计算机系统强大的数据处理与分析功能,恰当地对系统进行调节,从而达到提高运行品质,降低运行能耗的作用,产生经济效益。

冷源及水系统的能耗由冷冻机主机电耗及冷冻水、冷却水和各循环水泵、冷却塔风机电耗构成。如果各冷冻水末端用户都有良好的自动控制,那么冷冻机的产冷量必须满足用户的需要,节能就要靠恰当地调节冷冻机运行状态,提高其 COP 值,降低冷冻水循环泵、冷却水循环泵及冷却塔风机电耗来获得。当冷冻水末端用户采用变水量调节时,冷冻水循环泵(或图 3—4 中的加压泵)就必须提供足够的循环水量并满足用户的降压,可能的节能途径是减少各用户冷冻水调节阀的节流损失,并尽可能使循环水泵在效率最高点运行。这样,冷源及水系统的节能控制就主要通过如下 3 个途径完成:

——在冷水用户允许的前提下,尽可能提高冷冻机出口水温以提高冷冻机的 COP;当采用二级泵系统时,减少冷冻水加压泵的运行台数或降低泵的转速,以减少水泵的电耗;

——根据冷负荷状态恰当地确定冷冻机运行台数,以提高冷冻机 COP 值;

——在冷冻机运行所允许的条件下,尽可能降低冷却水温度,同时又不增加冷却泵和冷却塔的运行电耗。

下面分别对这些途径进行讨论。

3.2.1 冷冻水侧的调节控制

目前公认采用图 3—4 所示的二级泵系统,冷冻水加压泵采用变频调速时,运行费最省。常规的运行方式是固定冷冻机的供水温度设定值(如 7℃),同时按照设计工况要求的用户压头确定末端用户供回水干管压差的设定值 Δp_{set} ,根据实测出的该点压差与 Δp_{set} 之关系调整冷冻水加压泵的转速,使该处压差一直维持于 Δp_{set} 。这样做可以满足各用户的要求,但并非是最省能的运行方式。

如果设计工况下要求用户的资用压头为 50 kPa,管网压降为 100 kPa 时,冷水加压泵的扬程应为 15 m。在部分负荷时,如果在 7℃供水温度下所有用户都只要求 50% 流量,则管网压降仅为 25 kPa,为了仍维持 50 kPa 的末端压差,加压泵扬程应为 7.5 m。这时若将加压泵转速降至 50%,其扬程仅为 3.75 m,因此只能将泵的转速降至 70% 左右,并使其工作点左移,偏离水泵的最高效率点。由此加压泵就不能如变频器厂商所宣传的“流量降低至一半,电耗可节约 87.5%”,而只能节约 50% 左右(视泵的工作曲线形状)^[4],实际上此时各用户并不需要 50 kPa 压差。如果不调节阀门,应仅需要 12.5

kPa 压差。由此只好关小阀门,大部分压力消耗在用户调节阀上。这时,如果适当提高制冷机供水温度,增加用户需要的水量,可提高冷冻机的 COP,从而降低冷冻机电耗;也可以进一步降低加压泵转速,不去维持末端的 50 kPa 资用压头,减少用户调节阀的消耗,从而进一步减少水泵能耗。

然而实际上各用户对水量和水温的要求不会同时降低,冷冻水系统应满足所有用户的要求,这就要靠计算机系统观测各个用户的工作状况,确定用户对流量和水温的最大要求,从而做出适宜的调整。

当冷冻水系统的用户是用二通阀自动进行变水量调节时,其调节的本质是通过增大水量来降低回水温度,由此使水侧平均温度下降,传至空气侧的冷量增加;或者减少水量以提高回水温度,从而使水侧平均温度上升,减少传至空气侧的冷量。这样,当用户的冷水阀开到最大,该用户的供回水温差仍很大时,说明用户处水侧的资用压头不够,导致流量不足,应通过增加冷冻水加压泵转速来提高用户的资用压头从而提高用户流量;当用户冷水阀开到最大,而供回水温差已很小时,则表明通过用户的水量已很大,但水温偏高,应进一步降低供水温度。反之亦然,当用户水阀关得很小而供回水温差仍然很小时,说明资用压头太大,用户水量太高,应降低加压泵转速;而当水阀关得很小,供回水温差过大时,表明用户在很小的流量上即已满足需求,此时可以适当提高供水温度,使用户流量适当加大。这样,由用户的阀位状况及供回水温差状况即可判断该用户对水侧压头及供水温度的需求。

由于冷冻水系统需同时满足所有用户对水量及水温的要求,因此可按表 3-3 的逻辑去确定对水温及水泵的调节。

表 3-3 两级泵系统的控制逻辑

- 找出阀门开度最大的用户 V_{max} 和该用户的供回水温差 Δt_1 , 阀门开度最小的用户 V_{min} 和该用户的供回水温差 Δt_2 ;
- 若 $80\% \leq V_{max} \leq 90\%$, 则水泵及冷冻机的水温设定值都应维持现状;
- 若 $V_{max} > 90\%$, $\Delta t_1 > \Delta t_{max}$, 则流量不足, 应将水泵转速提高 5%;
- 若 $V_{max} > 90\%$, $\Delta t_1 < \Delta t_{min}$ 且 $t_{供} > t_{供, min}$, 则水温过高, 应将冷冻机出口温度设定值降低 0.25 °C;
- $V_{max} < 80\%$, $\Delta t_2 > \Delta t_{max}$, 且 $t_{供} < t_{供, max}$, 则水温过低, 应将冷冻机出口温度升高 0.25 °C;
- 若 $V_{max} < 80\%$, $\Delta t_2 < \Delta t_{min}$, 则流量太大, 应将水泵转速降低 5%。

表 3-3 中的 Δt_{max} , Δt_{min} 分别为希望的供回水最大温差和最小温差, 当设计的供回水温差为 5 °C 时, 可取 $\Delta t_{max} = 6$ °C, $\Delta t_{min} = 4$ °C。允许的温差大

大可降低要求的流量, 但相应要降低冷冻机出口温度设定值, 降低冷冻机效率, 而允许的温差太小尽管可适当提高冷冻机水温设定值, 但将使水泵流量增大, 电耗增加。

表 3-3 的调节方式可以在满足用户工况要求的前提下最大限度地提高冷冻机运行效率和降低水泵运行电耗, 从而达到最大的节能效果。同时, 这种调节方式还具有很好的稳定性。例如当 V_{max} 大于 90%, $\Delta t_1 > \Delta t_{max}$ 时, 按照表 3-3 的逻辑, 应加大水泵转速。由此使各用户流量增大, 空气侧温度降低, 各调节阀相应地逐渐关小, 至开度最大的阀门阀位降至 90% 以下, 水泵的调节停止。而按照维持末端压差的传统方法时, 当用户要求减少流量而关小阀门时, 末端压力升高, 由此使水泵转速降低, 这将导致各用户流量又偏小, 空气侧温度逐渐升高, 于是又纷纷开大阀门, 使流量加大, 引起末端压力监测点的压力降低, 进而又导致水泵转速增加。由于各用户是根据工况来调节其阀门, 具有较大热惯性和时间延迟, 而阀门及水泵的调节作用导致的末端压力的变化惯性很小, 由此很容易造成上述的振荡过程发生, 需要小心地设计控制算法, 整定好调节参数, 才能消除此振荡。与此相比, 表 3-3 的调节方式却是从其机理上就具备自稳定性质的调节过程。

表 3-3 的调节方法的条件是各冷水用户为两通阀变流量调节, 并均有计算机控制。各个冷水用户的现场控制器都需要具有与冷冻站的计算机通讯功能。通过通讯得到各个冷水用户的实际需求, 从而实现这种恰好使各个用户的要求得到满足的调节。这是只有当采用具有通讯功能的 DDC 系统时才能获得的。

当部分冷水用户为风机盘管时, 情况有所不同。风机盘管采用电磁或电动的通断式两通阀, 此时通断阀的开启频率类似于两通式调节阀的开度。亦可用下式计算这种通断式二通阀的等效开度 K_τ :

$$K_\tau = 0.9K_{\tau-1} + 0.1 \cdot N_\tau$$

式中 $K_{\tau-1}$ 为 1 s 以前的 K_τ , N_τ 为此时的阀门状态, 开为 1, 闭为 0。每秒钟按上式做一次 K_τ 的计算。一个支路上若干组风机盘管的 K_τ 中的最大值、最小值及该支路一段时间内供回水平均温差即可以按照前面的方法, 与空调机的阀位及供回水温差一起参加逻辑判断, 确定对冷冻水泵及冷冻机设定值的调节。这样做的条件是每个风机盘管的控制器应为 DDC 控制, 并具备通讯功能。目前市场上已出现了一些国内外开发出的带有通讯功能的 DDC 风机盘管控制器。例如 QHRH 系列的风机盘管控制器, 它可以按照上式计算冷水阀的开度 K_τ , 并不断将 K_τ 、室温及室温设定值等参数通过通讯网送到

中央机和冷冻站控制中心,从而可以实现上述逻辑控制。

当使用不具备通讯功能的风机盘管控制器时,可以按照水系统的连接情况将风机盘管分为若干组,见图3-7。每组的支路入口处安装流量计、供

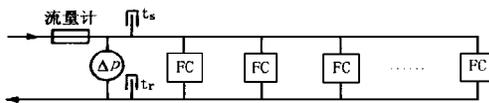


图3-7 将一个支路的风机盘管划为一组,测量其总流量、压差及回水温度

回水压差变送器及供水温度传感器。如果认为一组内的各台风机盘管所承担的房间负荷特性差别不大,则可以求出这一组风机盘管水阀的等效开度 K 为:

$$K = \frac{S_0 G^2}{\Delta p}$$

式中 S_0 为当该组各风机盘管的水阀全部打开时测出的压差与流量的平方之比,它可以在初调节时测出, G 和 Δp 则为测出的一段时间内的平均流量和平均压差。当风机盘管水阀都处于全开状态时, $K=1$; 都处于通断状态时,平均流量减少而 Δp 增加,因此 $K < 1$ 。这样,等效开度 K 及同时测出的供水温差 Δt 即相当于一台空调机的水阀开度与供水温差,按照表3-3的控制逻辑,对冷冻水泵及冷冻机的设定值进行调节。

另一种方式是风机盘管不安装通断水阀,而是通过改变风机转速来调节房间温度,此时系统水量不变。可以通过测量一组风机盘管总的供水温差 Δt 来判断这些风机盘管的风机的工作状况。当 Δt 偏大时,说明风机开启程度高而水量相对不足,需增大冷冻水加压泵转速;而当 Δt 偏小时,则表明水量偏大,需使加压泵减速。当然最终的冷冻水加压泵的调节要依据各分支路及各空调机工作状态的综合分析,按类似于表3-3的逻辑而得到。

上述分析都是针对冷冻水加压泵为变频泵的情况。当不采用变频泵,而是并联若干台定速泵,通过泵的启停来调节水量时,情况将有所不同。对于若干台并联的冷冻水加压泵,每台泵在正常工作状态扬程应相同。这样,当停掉一台时,会使其余正在运行的泵工作点向右偏移,从而扬程略有下降,同时单台泵的流量大幅度提高。这与变频泵降低转速时不同。调整转速时总流量基本与转速成正比,扬程与转速的平方成正比。而停止一台泵时若希望其余的泵工作点不太偏移,则总流量下降很多而扬程减得很少。这样当减少泵的运行台数后,为不使继续运行的水泵工作点偏移太大,应设法增加系统的阻

力系数,如关闭部分支路或关小各个阀门。这样,对水系统的基本调节思想就不应再是“尽可能开大各用户阀门,减少用户侧调节阀的损失”,而应是在满足用户流量要求的前提下,使水泵在正常的工作范围内运行。当使用变频泵时,如果所有的用户调节阀开度都在40%~50%之间,应降低转速,使得至少有一部分用户调节阀开度达到80%以上;而当采用启停式调节时,部分水泵运行时对应所有的用户调节阀开度都在40%~50%间恰为正常的运行工况。这样,并联通断式调节就不应再仅根据各用户调节阀位,而应根据系统的总流量,使每台运行水泵在正常的流量范围内工作。如此,在总干管上安装流量计对确定泵运行台数有非常重要的意义。表3-4给出此种情况下的控制调节逻辑。

表3-4 多台泵并联,启停控制时的控制逻辑

- 若总流量 $G > nG_{\max}$, 增开一台泵;
 - 若总流量 $G < nG_{\min}$, 停止一台泵;
 - 若 $\Delta t_1 < \Delta t_{\min}$, 则水温偏高, 降低冷冻机出口温度设定值;
 - 若 $t_{\max} > 90\%$, 且 $\Delta t_1 > \Delta t_{\max}$, 增开一台泵;
 - 若 $\Delta t_2 > \Delta t_{\max}$, 水温偏低, 提高冷冻水出口温度设定值。
- 以上 n 为当前泵的运行台数, G_{\max} 为单台泵最大运行流量, G_{\min} 为单台泵最小运行流量, Δt_1 为用户调节阀开度最大的用户供水温差, Δt_2 为用户调节阀开度最小者(但不是全关闭者)供水温差, Δt_{\min} 为设定的最小供水温差, Δt_{\max} 为设定的最大供水温差。

3.2.2 冷冻机运行台数控制

当冷冻站安装多台制冷机时,根据冷负荷情况适当地确定冷冻机的运行台数使冷量满足负荷要求,系统工作效率高,同时又不使某台冷冻机频繁启停,这对于保障机组安全可靠和节能地运行有重要意义。

目前大中型建筑中广泛采用的离心式、螺杆式压缩制冷机组及蒸汽或燃气式吸收制冷机都具备较好的冷量调节手段,使机组可以在部分负荷下工作。然而,不论采用哪种调节手段,制冷机的 COP 总随冷量变化,在最大制冷量附近出现效率最高点。当冷冻机出口温度不变,并且通过蒸发器的水量也不变时,不同的冷负荷相当于具有不同的蒸发器进口温度。较低的部分负荷时蒸发器进口水温较低,这也导致 COP 降低。因此若两台冷冻机均工作在50%的负荷时,改为一台冷冻机运行,冷冻机本身的 COP 提高,尚可停止一台冷冻水循环泵和冷却水循环泵。对于二级泵系统,这种工况下两台冷冻机运行时,往往是冷冻水侧流量大于用户侧流量,一部分冷水通过旁通管与用户侧回水混合,使进入蒸发器的水温降低从而进一步使制冷机的 COP 降低。只运行一台制冷机和一台冷冻水循环泵时,用户侧流

量就会大于冷冻机蒸发器侧流量, 用户侧回水一部分通过旁通管与冷冻机出口的冷水混合后送到用户管网, 而进入蒸发器的水温则升高至用户回水温度, 这也使制冷机的 COP 进一步提高。从这个角度看, 少开一台冷冻机, 使各台运行的机组均处于全负荷状态总比多开一台冷冻机, 使各台机组都处于部分负荷要好。

当采用两级泵系统时, 可以认为通过制冷机蒸发器中的水量基本不变, 因此冷冻机的相对产冷量 r_c 可通过蒸发器的进出口温差 Δt 确定:

$$r_c = \Delta t / \Delta t_0$$

式中 Δt_0 为机组在全负荷时可产生的温降。制冷机是否在全负荷下运行还可以根据其进出口水温确定, 当出口水温在一段时间内一直高于出口温度设定值, 表明冷冻机已达到或超过全负荷时的冷量。表 3-5 给出根据此原则的冷冻机台数控制逻辑, 当几台冷冻机容量不同时, 根据 r_c 的值恰当地选择适当容量的机组启/停, 可以使机组都处于高性能状态, 不过这时的控制逻辑要比表 3-5 的例子复杂。

表 3-5 冷冻机台数控制逻辑

- * 出口 $t > t_{set} + 0.5$ °C, 再启动一台冷冻机;
- * $r_c < 1 - \frac{1}{N}$, 停掉运行时间最长的那台冷冻机, 式中, N 为仍在运行的冷冻机的台数。

当采用一级泵系统, 没有冷冻水加压泵时, 冷冻机侧的水量不能小于用户侧的循环量, 因此蒸发器入口水温总是低于用户侧回水温度。若能在不减少经过蒸发器的水量的条件下, 设法减少二者的流量差, 使进入蒸发器的水温接近用户侧回水温度, 也可以提高制冷机的 COP。此时对冷冻机及冷冻水循环泵的启停控制及对冷冻机出水温度设定值的确定就要从冷负荷量、用户侧工作状况两方面综合考虑。由于很难保证经过蒸发器的流量不变, 因此根据蒸发器两侧温差很难准确判断冷冻机的相对制冷量。最好在总干管上安装流量计测总循环量 G , 通过 $Q = G \cdot c \cdot \Delta t$ 计算总制冷量。此时的控制逻辑见表 3-6。当发现旁通水量过大时, 可认为是用户侧流量偏小, 温差偏大。对于设计正确的系统, 在制冷机和冷冻水循环泵全开时的最大流量下, 最末端用户仍应有足够的压差, 这样, 在部分负荷时用户侧总流量偏小, 一定是用户侧各调节阀关小所造成。此时适当地提高冷冻机出水温度的设定值, 就会使用户侧自动开大阀门, 增大流量, 减少温差, 这样旁通水量减少, 进入蒸发器的水温升高, 由于设定值提高, 出口水温也升高, 冷冻机 COP 得以提高。

表 3-6 单级泵系统的控制逻辑

- * 若 $Q / N < q_{max} (N - 1)$, 则停止一台冷冻机及循环水泵;
- * 若 $\frac{t_4 - t_2}{t_2 - t_1} < 0.8$, 且 $t_{set} < t_{e,k,max}$, 则提高冷冻机出口水温的设定值;
- * $\frac{t_4 - t_2}{t_2 - t_1} > 0.9$, 且冷冻机出口水温一段时间内总高于设定值, 则再启动一台冷冻机;
- * $\frac{t_4 - t_2}{t_2 - t_1} > 0.9$, 且 $t_2 - t_1 < \Delta t_{min}$, 则降低冷冻机出口水温设定值;

以上 t_1, t_2, t_3, t_4 的定义见图 3-3, t_{set} 为冷冻机出口水温设定值, $t_{e,k,max}$ 为冷冻机出口水温允许的最高的设定值, Δt_{min} 为用户侧希望的最小温差。

尽管采用表 3-6 这样的复杂策略, 单级泵系统对冷冻机的调节与对冷冻水的调节仍相互影响, 无法像二级泵系统那样分别独立地调节, 并且冷冻机蒸发器内的水温总是高于同样工况下的二级泵系统时, 采用二级泵系统不仅可节省循环水泵电耗, 还有利于冷冻机的调节, 使冷冻机可在较高效率下工作。这一点也是必须注意的。

3.3 带有冰蓄冷系统的冷冻站的控制

当采用冰蓄冷罐或蓄冷水池与制冷机组一起构成冷冻站时, 其控制远比上节讨论的一般的冷冻站复杂。此时控制系统要决定每时刻的运行模式; 正确地按照确定的运行模式进行工况转换; 在各种模式下调节运行参数以保证要求的供冷和蓄冷的目的。

图 3-8 是一个带有冰蓄冷的冷冻站盐水系统图。

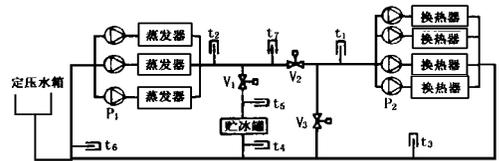


图 3-8 冰蓄冷的盐水系统

换热器的另一侧为冷冻水, 通过冷冻水循环泵实现用户至换热器间冷冻水的循环。实际运行时有以下几种模式:

- ① 直接供冷模式。此时阀门 V_1, V_3 关闭, V_2 打开。冷冻机的设定出口温度为冷冻水供水温度减去换热器传热温差。此时制冷机的运行台数与水泵组 P_1, P_2 的运行台数相同, 控制逻辑可按照上一节表 3-3, 表 3-5 执行。只是在增减冷冻机运行台数的同时要增减泵组 P_2 的运行台数。
- ② 蓄冷模式。关闭阀门 V_2, V_3 , 打开 V_1 。冷冻机出口水温设定值置到制冰温度。根据设计要求确

定应开启的冷冻机及泵组 P_1 的台数, 观察温度测点 t_4 。当 t_4 下降速度加快或达到其低限 t_{\min} 时, 说明冰已蓄满, 停止冷冻机的运行。

③同时蓄冷和供冷的模式。此时冷冻机的设定值为制冰温度, 打开阀门 V_1 , 冷冻机全部或部分投入运行(根据贮冰罐容积决定), 调节阀门 V_2 、 V_3 以控制冷水侧出口温度。此温度的设定值可根据上一节表 3-3 的控制逻辑确定, P_2 泵组的运行台数则可根据 t_3 或 t_1 之差, 按照表 3-5 的控制逻辑确定。

④从贮冰罐取冷的模式。此时冷冻机及泵组 P_1 停止。打开阀门 V_1 , 调整阀门 V_2 、 V_3 以保证要求的冷冻水供水温度, 其设定值按照上一节表 3-3 的控制逻辑决定。泵组 P_2 的开启台数则同样可根据温差 $t_3 - t_1$, 按表 3-5 中的逻辑确定。

⑤冷冻机和贮冰罐联合供冷的模式。此时泵组 P_2 的开启台数一定要大于 P_1 的开启台数。冷冻机出口温度的设定值为冷水供水温度的设定值减去换热器换热温差。打开阀门 V_2 , 关闭阀门 V_3 , 调整阀门 V_1 以调节从贮冰罐中的取冷量, 从而也就调整了冷水供水温度, 使其达到设定值。泵组 P_2 的运行台数亦根据温差 $t_3 - t_1$ 决定, 按照表 3-5 给出的控制逻辑调整。

上述 5 种运行模式实际上可综合为 2 种基本模式: 将冷冻机蒸发器出口水温设定到制冰工况的模式和设置为制冷工况, 即冷水出口温度减去换热器换热温差的模式。前一种为蓄冷工况, 后一种为取冷工况。

在蓄冷工况时, 冷冻机及水泵组 P_1 的开启台数是根据贮冰罐贮存状况, 亦即温度 t_4 决定, 在此期间有供冷的要求时, 根据要求的供冷量开启泵组 P_2 的台数, 并调整阀门 V_2 、 V_3 , 使换热器另一侧的冷水出口温度达到要求的设定值。

在取冷工况时, P_2 的开启台数决定着换热器出力情况。因此是由供冷量的要求决定开启泵组 P_2 的台数, 亦可由温差 $t_3 - t_1$ 决定。冷冻机的开启台数则根据取冷原则而定。采用“冷机优先”时, 则根据 t_2 、 t_5 、 t_7 、 t_3 确定冷冻机提供的冷量与贮冰罐提供的冷量之比 r :

$$r = \frac{(t_7 - t_5)(t_3 - t_2)}{(t_2 - t_7)(t_3 - t_5)}$$

这样, 冷冻机提供的冷量为总冷量的 $\frac{r}{r+1}$, 当

$\frac{r}{r+1} > \frac{r}{r+1} / N$ 时, (此处 N 为冷冻机开启台数) 可以增开一台冷冻机以减少从贮冰罐中的取冷量, 而当阀门 V_1 全关, 换热器另一侧供水温度仍然低于设定值时, 关掉一台冷冻机。按照这种控制方式, 当所

需冷量不足于一台冷冻机的制冷量时, 就会停止全部制冷机, 用贮冰罐提供冷量。

采用“冰罐优先”原则时, 则全开 V_1 用 V_3 调整供水温度。当 V_3 全闭, 换热器另一侧冷水出口水温仍然偏高时, 开启冷冻机, 并改为用阀门 V_1 调整冷水出口温度。在开启冷冻机前记录:

$$S = N_{P_2}(t_3 - t_1)$$

其中 N_{P_2} 为当时 P_2 泵组的开启台数, S 可作为贮冰罐的最大相对供冷量。以后, 当阀门 V_1 全开, 而冷水出口温度仍偏高时, 再启动一台冷冻机; V_1 关小, 而当:

$$\frac{S}{N_{P_2}(t_3 - t_1)} - \frac{1}{r+1} > \frac{1}{r+1} / N$$

且 V_1 未全开, $t_5 < t_2$ 时, 说明贮冰罐还可以提供更大的冷量, 因此, 可关掉一台冷冻机。

还有一种“优化控制”的取冷模式, 即根据对负荷的预测及贮冰罐中贮冰量的估计, 确定不同时刻最合理的运行方式^[2]。此种优化运行模式可近似地看成根据对负荷和贮冰罐供冷能力变化的预测, 得到每个时刻冷冻机的最佳开启台数, 按此要求的开启台数运行冷冻机, 不足的冷量用贮冰罐补足。这样, 其具体控制调节方式为:

·根据优化预测得到的结果确定冷冻机运行台数;

·当冷冻机全关时, 全开阀门 V_1 , 用 V_3 来调节换热器另一侧冷水出口温度;

·当有冷冻机运行时, 阀门 V_3 全关, 调整 V_1 来调节换热器出口冷水温度。

文献[2]中指出, 这种优化方式比“冷机优先”的取冷方式全年平均节省运行费用 25% 以上。但其关键在于可靠地预测一天内的冷负荷变化情况及贮冰罐内储存的冷量, 文献[3]中给出了这种预测方法。这些比较复杂的分析预测方法只能在监控冷热源的中央计算机中实现。

当蓄冷水系统连接方式不同于图 3-8 时, 控制调节原理相同, 但具体的实施步骤则与上述过程不同。

3.4 参考文献

- 1 BACnet, Q & A. ASHRAE J. 1996, 38(2).
- 2 王勇, 赵庆珠. 冰蓄冷系统的优化控制分析. 暖通空调, 1996, 26(3).
- 3 王勇. 冰蓄冷系统的优化控制. 清华大学硕士论文, 1997.
- 4 Thomas B Hartman. Direct Digital Controls for HVAC Systems. McGraw-Hill, Inc. ISBN 0-07-026977-7.
- 5 G J Levemore. Building Energy Management Systems. E & FN Spon. ISBN 0-419-15290-33.