

时加湿器也是一个主要的散热源，从而更加降低了制冷系统的制冷效率。当存在气流短路循环时，情况将更加严重。因为较低温度的空气进入制冷系统更容易结露。因此，非常重要的一点是，切勿使机房湿度值高于需求。

- 对于采用带有加湿器的多个制冷设备的机房而言，可能还会发生其它问题。在此类环境中，最常见的问题就是多个制冷设备相抵触运行。当以下条件具备时，便可能发生上述情况：两个制冷系统回流气体温度不一致，或两个设备的湿度传感器校准不一致，或两个设备设定的湿度值不同。制冷系统抵触运行将导致一台制冷设备会降低空气湿度，另外一个则会增加空气湿度。这一运行模式极其浪费资源，而且机房管理员也不容易发现。
- 无意义的制冷系统湿度抵触运行问题可通过以下方式解决：a使用中央湿度控制；b协调制冷设备之间的湿度值；c关闭制冷系统中的一个或多个加湿器；d使用浮动数值设定。
- 以上这些技术各具自己的优势，通常最可行的办法是确认系统设定值是否相同，校准是否相同，并且扩大浮动数值设定范围。一般情况下，将浮动数值范围设定为±5%，便可以纠正这一问题。

合理的温度设置

- 程控机房的温度要求保持在15 ~25 以内，程控交换机房的温度常年设定为20 ，精度为1 。在设备对环境的要求范围相对宽松的情况下，没有根据环境温度及设备特点作出相应的调整，室内温度一年四季保持恒温恒湿状态。这不仅是对电量的浪费，也是对技术优势的浪费。
- 通过恒温恒湿空调对机房温湿度的精确控制，使机房基本处于恒温恒湿状态，体现了恒温恒湿空调的优越性。但这种优越性能是以牺牲电能为代价的。基于这一点，需要提出科学的节能思想，就是充分利用设备温度范围宽的技术特点，并利用计算机自动控制技术，随时根据外界因素的变化，通过对空调运行状态的判断，自动调节室内温度值，使压缩机或加热工作时间减少，达到节能目的。

- 通过计算机的自动控制，使空调总是处于最节能状态下运行。

以上原理同样适用于通过对湿度的自动控制来实现节能。

节能实现方法

- 节能理论依据是，当程控机房需要降温时，空调工作在制冷状态，此时若将回风温度值设高些（在满足机房温度要求的条件下），会使压缩机运行时间缩短起到节能作用。同理，当程控机房需要升温时，空调工作在加热状态，此时若将回风温度值设低些，会使加热器运行时间缩短起到节能作用。

四、工程应用实例：以下是某单位办公楼应用本新型节能水源热泵机组作为冷热源的设计实例：

1、办公楼建筑面积：4600m²，室内末端采用嵌入式风盘，经计算需要的冷负荷 $q_0=460\text{kW}$ ，需要的热负荷 $q_h=506\text{kW}$ 。 2、水源条件：单井水量50~60m³/h；水温：夏季16℃，冬季15℃。

3、选用四台40hp半封活塞压缩机，每两台压缩机与一台蒸发器、一台冷凝器组成两个独立的系统。

4、设计工况： 制冷工况：蒸发器1、2水系统并联，氟系统独立，其进出水温度12/7℃，蒸发温度2℃；冷凝器1、2水系统并联，氟系统独立，其进出水温度16/26℃，冷凝温度31℃。 制热工况：蒸发器1、2水系统串联，氟系统独立，蒸发器1进出水温度15/9.5℃，蒸发温度5.5℃；蒸发器2进出水温度9.5/5℃，蒸发温度1℃，冷凝器1、2水系统并联，氟系统独立，其进出水温度40/45℃，冷凝温度50℃。

5、计算结果如下： 制冷工况： 系统总制冷量： $q_0=466\text{kW}$ ，
系统总功率： $P_i=89.5\text{kW}$ 系统制冷系数： $\text{COP}=5.2$ 井水(水系统并联)取水量：47.2m³

热泵工况： 系统总制热量： $q_k=511\text{kW}$ ， 系统总功率： $P_i=121.7\text{kW}$
系统制热系数： $\text{COP}=4.2$ 井水(水系统串联)取水量：34m³ 经过一个冬季和夏季的运行结果表明，在当地水源条件下两口井就可以实现机组安全可靠运行，制冷及制热效果完全满足用户的要求。减少了初投资和运行费用，收到了很好的经济效益。