

本刊特稿

对蒸发冷却式空调的设计与热工计算方法的一些看法

清华大学 谢晓云[☆] 江 亿

摘要 干热地区应采用蒸发冷却方式实现空调,利用室外干燥空气作为空调的驱动能源而节能。从制冷过程看,蒸发冷却主要包括直接蒸发冷却和间接蒸发冷却两种方式;从载冷介质看,直接或间接蒸发冷却技术均可用来制备冷水或冷风。提出一种统一描述各种蒸发冷却方式性能的方法,并在焓湿图上确定不同的蒸发冷却方式适宜气候区,给出几种不同的蒸发冷却空调的系统方式的选择与设计方法,为蒸发冷却空调的设计与热工计算提供一些参考依据。

关键词 蒸发冷却 空调 设计 热工计算

Some views on design and thermal performance calculation methods of evaporative cooling air conditioning systems

By Xie Xiaoyun[★] and Jiang Yi

Abstract Evaporative cooling technology is the best and most recommended way for air conditioning in dry-hot regions, by which outdoor dry air is used as the driving force to reduce energy consumption. It can be divided into direct evaporative cooling (DEC) technology and indirect evaporative cooling (IEC) technology based on cooling process, and both cooling air and cooling water can be produced by either DEC or IEC technology. Puts forward a unified method to describe the performance of all kinds of DEC or IEC technologies. Divides different zones in the psychrometric chart for correspondingly using IEC or DEC technologies. Presents system design and selection methods for different evaporative cooling technologies, providing reference for design and thermal performance calculation of evaporative cooling systems.

Keywords evaporative cooling, air conditioning, design, thermal performance calculation

★ Tsinghua University, Beijing, China

①

0 引言

蒸发冷却技术是干热地区应广泛采用的一种天然制冷方式,其以室外干燥空气和水作为制冷的驱动源,可在干热地区取代常规利用 CFC 为制冷剂的机械压缩制冷方式,从而节省大量的电能。从上世纪 60 年代起,蒸发冷却技术已开始逐步用于空调领域。从蒸发冷却过程中空气和水的处理方式来看,蒸发冷却技术从最早的空气和水直接接触的直接蒸发冷却技术,发展到可在直接蒸发冷却过程中嵌入显热换热过程的间接蒸发冷却技术,进而出现了直接与间接蒸发冷却多种方式相结合的各类方式。从蒸发冷却过程的载冷介质来看,到目前为止,直接或间接蒸发冷却技术均已能制备冷风或冷水^[1-5]。从

实现各类蒸发冷却方式的实际装置内部来看,已出现了多种不同工艺的直接或间接蒸发冷却设备和产品,比如直接蒸发冷却采用多种不同的填料方式^[6],板式、管式等多类间接蒸发冷却器^[7-8],制备冷水的间接蒸发冷水机^[5],同时制备冷水和冷风的间接蒸发冷水冷风机组^[9]等。不同的直接或间接蒸发冷却设备已经在干热地区多栋建筑的空调系统中应用。自 1995 年至今,我国西北地区已有近百项工程采用

①[☆] 谢晓云,女,1981 年 11 月生,博士,博士后
100084 清华大学建筑学院建筑技术科学系
(0) 13521180452
E-mail: xy-xie03@mails, tsinghua, edu, cn
收稿日期:2010-09-10

基于直接或间接蒸发冷却冷风机组的全空气空调系统^[10];自 2005 年至今,我国西北地区也已有 20 多项工程采用基于间接蒸发冷水机组和间接蒸发冷风机的空气-水空调系统^[11]。

干热地区蒸发冷却空调的应用和推广变得越来越迅速而迫切,那么,不同的蒸发冷却方式的性能如何表征?在不同的气候区如何选择最适当的蒸发冷却形式?如何进行不同的蒸发冷却空调系统方式的选择与设计?目前针对这些问题还没有统一的方法或原则,本文针对上述问题给出一些方法和建议,包括统一评价各类不同的蒸发冷却方式、在焓湿图上划分不同蒸发冷却方式的适宜气候区,并初步给出不同的蒸发冷却空调系统方式的选择与设计方法。

1 各类蒸发冷却方式性能的统一表征

1.1 蒸发冷却制备冷风的出风参数的表征

1) 各种蒸发冷却制备冷风的方式

利用蒸发冷却制备冷风的方式包括间接蒸发冷却制备冷风,直接蒸发冷却制备冷风,间接、直接

结合的蒸发冷却方式制备冷风。3 种方式的原理及空气处理焓湿图如图 1~3 所示。

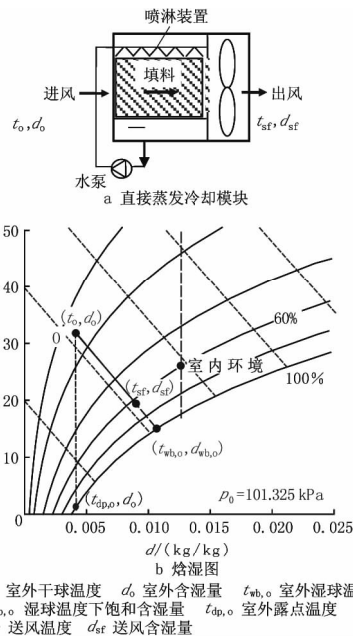


图 1 直接蒸发冷却空气处理过程

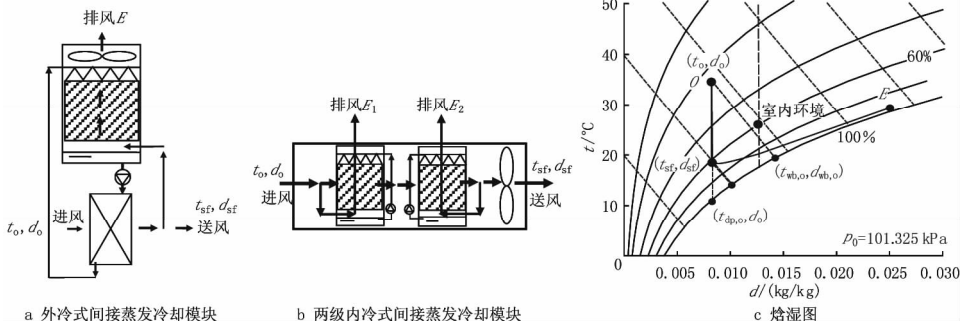


图 2 间接蒸发冷却空气处理过程

由图 1 可见,直接蒸发冷却为空气和水通过直接蒸发冷却模块直接接触进行传热、传质的过程,通过对空气加湿而使空气降温,其实质上进行的是空气和水之间的热湿转换。整个过程喷淋水为模块内部的循环水,因此空气沿等焓线降温,如图 1b 所示。直接蒸发冷却制备冷风的极限温度为室外空气的湿球温度。

间接蒸发冷却过程是对空气等湿降温的过程,通过增加空气冷却器,如图 2a 的外冷式间接蒸发冷却模块,或通过直接在直接蒸发冷却模块中嵌入显热换热装置,增加干通道冷却进风,如图 2b 所示的内冷式间接蒸发冷却模块,使得空气降温而不加湿。在间接蒸发冷却模块中,二次风(即参与直接蒸发

冷却过程的空气)的来源决定了进风可能被冷却的极限温度,其中,若二次风为一次风出风的一部分时,如图 1a 所示,间接蒸发冷却出风的极限温度最低,为进风的露点温度。

图 3 给出了间接、直接蒸发冷却相结合处理空气的过程,空气首先经过间接蒸发冷却等湿降温,之后经过直接蒸发冷却模块降温加湿,其空气处理过程如图 3b 所示。应用这种方式,由于空气被等湿降温后,空气自身的湿球温度降低,再经过直接蒸发冷却加湿降温,使得空气被冷却的极限温度低于室外空气的湿球温度,而介于室外湿球温度和室外露点温度之间。

2) 蒸发冷却制备冷风的出风参数表示方式

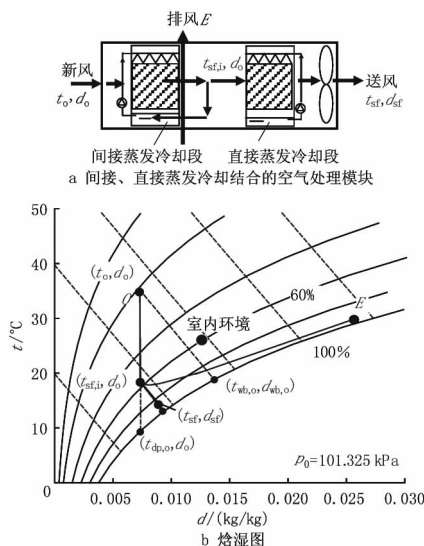


图3 间接、直接相结合的空气处理过程

对于直接蒸发冷却冷风、间接蒸发冷却冷风、直接和间接相结合的3种蒸发冷却冷风方式,定义其出风参数为

$$t_{sf} = t_o - \eta_{dp}(t_o - t_{dp,o}) - \epsilon_{dt}(d_{sf} - d_o) \quad (1)$$

$$d_{sf} = d_o + \eta_d(d_{wb,o} - d_o) \quad (2)$$

式(1)、(2)中 t_{sf} 为送风温度, $^\circ\text{C}$; d_{sf} 为送风含湿量, kg/kg ; η_{dp} 为过程中的间接蒸发冷却段以室外空气露点温度为极限的装置效率; ϵ_{dt} 为直接蒸发冷却过程的热湿转换系数,即对空气加单位质量湿使得空气降温的程度; η_d 为整个过程对空气加湿的效率; t_o 为室外空气干球温度, $^\circ\text{C}$; $t_{dp,o}$ 为室外空气露点温度, $^\circ\text{C}$; d_o 为室外空气含湿量, kg/kg ; $d_{wb,o}$ 为湿球温度下饱和含湿量, kg/kg 。

若假设饱和线近似线性,则不难由下式计算得到 ϵ_{dt} 和 η_d :

$$\epsilon_{dt} = \frac{r_o}{c_{p,a}} \quad (3)$$

$$\eta_d = \eta_{dec}(1 - \eta_{dp}) \quad (4)$$

式(3)、(4)中 r_o 为水蒸气的汽化潜热; $c_{p,a}$ 为湿空气的显热比定压热容,可近似地认为在整个蒸发冷却过程中 r_o 和 $c_{p,a}$ 均为常数; η_{dec} 为系统中直接蒸发冷却模块对空气加湿的装置效率,以直接蒸发冷却模块进风的湿球温度下的饱和含湿量为极限而得到。 $\epsilon_{dt} = 2.35 \sim 2.42 \text{ K/(g/kg)}$, 其含义为通过直接蒸发冷却对空气加湿而使空气的含湿量增加 1 g/kg 时,同时使空气降温 $2.35 \sim 2.42 \text{ K}$ 。

η_{dp} 和 η_{dec} 的定义式为

$$\eta_{dp} = \frac{t_o - t_{sf,i}}{t_o - t_{dp,o}} \quad (5)$$

$$\eta_{dec} = \frac{d_o - d_{sf}}{d_o - d_{wb,in}} \quad (6)$$

式(5)、(6)中 $t_{sf,i}$ 为间接蒸发冷却出风干球温度; $d_{wb,in}$ 为直接蒸发冷却段进风的湿球温度下饱和空气的含湿量。

对于内冷式或外冷式间接蒸发冷却模块,间接蒸发冷却的露点效率 η_{dp} 取决于一、二次风的比例和直接蒸发冷却过程的风、水流量比,还取决于间接蒸发冷却模块的传热单元数,传热单元数表达式如式(7)所示,其中对于内冷式间接蒸发冷却装置,传热单元数指的是干、湿通道各自的传热单元数;对于外冷式间接蒸发冷却装置,传热单元数指的是直接蒸发冷却模块与表冷器各自的传热单元数。

直接蒸发冷却冷风的加湿效率 η_{dec} 主要取决于直接蒸发冷却过程的传热单元数,其表达式为

$$NTU = \frac{K_s A}{G_a c_{p,a}} \quad (7)$$

式中 NTU 为装置的传热单元数; K_s 为传热系数; A 为风-水接触面积; G_a 为风量。

对于直接蒸发冷却过程、内冷式间接蒸发冷却过程,过程中是否设置填料以及填料形式直接影响风-水接触面积 A ,填料形式与风、水的流速决定了传热系数 K_s ,从而过程是否设置填料、填料形式决定了空气-水热湿交换过程的传热单元数,进而影响 η_{dp} 和 η_{dec} 。

由此,对于3种不同的蒸发冷却冷风方式,可得到:

$$\textcircled{1} \text{ 直接蒸发冷却 } \eta_{dp} = 0, 0 < \eta_d = \eta_{dec} \leq 1$$

$$\textcircled{2} \text{ 间接蒸发冷却 } \eta_d = 0, 0 < \eta_{dp} < 1$$

$$\textcircled{3} \text{ 间接、直接相结合方式 } 0 < \eta_{dp} < 1, 0 < \eta_{dec} < 1, \eta_d = \eta_{dec}(1 - \eta_{dp})$$

由式(1)、(2)可知,对于蒸发冷却冷风的方式,当系统中存在直接蒸发冷却段时,系统中即存在热-湿转换过程,此时,直接蒸发冷却冷风段的设计取决于室外设计条件、要求送风带走房间热和湿的不同需求,需综合考虑。

对于间接、直接相结合方式处理空气方式,由式(4)可知,间接蒸发冷却段的效率 η_{dp} 越高,系统对送风加湿的效率越低,这是由于间接蒸发冷却段的效率越高,出风状态参数越接近饱和线,其再通过直接蒸发冷却加湿降温的驱动力越小。

目前的各类蒸发冷却冷风装置中,直接蒸发冷

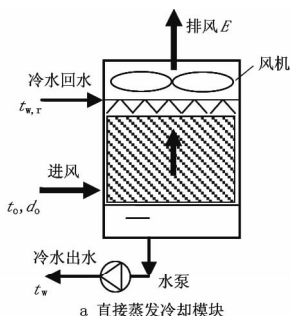
却装置结构简单,其加湿效率 η_{dec} 可以达到 90% 甚至更高;而间接蒸发冷却装置相对于室外空气露点温度而定义的空气降温效率 η_{dp} 一般在 40% ~ 70% 之间,取决于装置的结构形式与参数。

1.2 蒸发冷却制备冷水的出水温度的表征

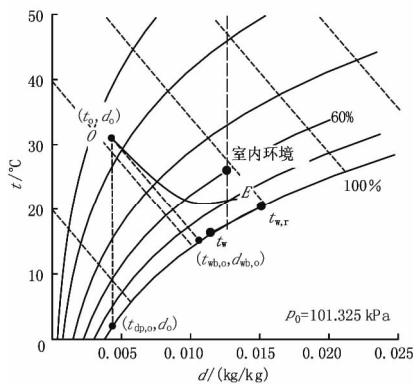
1) 两种蒸发冷却制备冷水的方式

利用蒸发冷却制备冷水主要有两种方式:直接蒸发冷却方式和间接蒸发冷却方式。

直接蒸发冷却方式制备冷水最常见的是冷却塔,图 4a 给出了一种直接蒸发冷却制备冷水的模块,图 4b 为制备冷水过程的焓湿图。



a 直接蒸发冷却模块

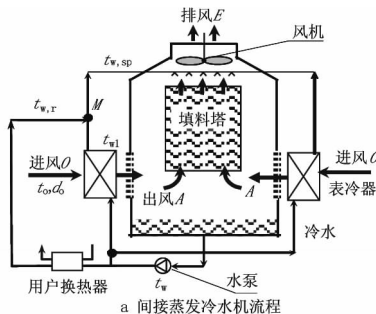


$t_{w,r}$ 冷水回水温度 t_w 冷水出水温度 E' 排风状态
其他符号含义同图1

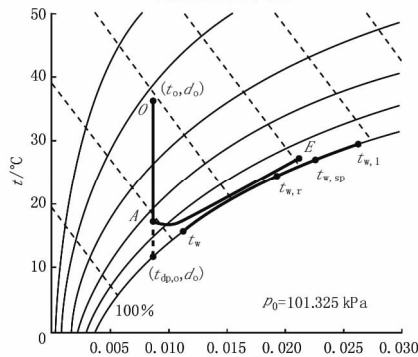
图 4 直接蒸发冷却制备冷水方式

利用直接蒸发冷却制备冷水,是仅通过空气和水直接接触的蒸发冷却过程使水降温,由于空气远离饱和线与水进行热湿交换,使得空气和水的湿交换过程存在不可逆损失,直接蒸发冷却制备冷水的极限温度为进风的湿球温度。图 4a 仅以空气-水逆流方式的直接蒸发冷却制备冷水过程为例,其他方式不再详述。

间接蒸发冷却制备冷水^[4]方式如图 5 所示。间接蒸发冷水机由空气-水逆流显热换热器和空气-水直接蒸发冷却模块组成,室外空气首先通过



a 间接蒸发冷水机流程



A 表冷器出风状态 $t_{w,1}$ 表冷器出水温度 $t_{w,sp}$ 冷水喷淋温度
其他符号含义同图4

图 5 间接蒸发冷却制备冷水方式

空气-水逆流显热换热器被等湿降温,空气状态接近饱和线,之后空气和水再进行直接接触的热湿交换过程制备出冷水。利用图 5 的间接蒸发冷水机流程,理想工况可消除空气远离饱和线喷淋时造成的不可逆损失,可制备出冷水的极限温度为室外空气的露点温度。

2) 蒸发冷却制备冷水的出水温度的表示方式

对于各类蒸发冷却制备冷水的方式,为了便于分析和使用,可以近似地把出水温度表示为

$$t_w = t_o - \eta_{\text{tower}} \{ t_o - [t_{wb,o} - \eta (t_{wb,o} - t_{dp,o})] \} \quad (8)$$

式中 η_{tower} 为蒸发冷却制备冷水装置中直接蒸发冷却模块的水侧效率。

将回水温度 $t_{w,r}$ 用室外干球温度 t_o 来代替,直接蒸发冷却模块水侧效率 η_{tower} 的表达式为

$$\eta_{\text{tower}} = \frac{t_o - t_w}{t_o - t_{wb,ain}} \quad (9)$$

式中 $t_{wb,ain}$ 为直接蒸发冷却模块进风的湿球温度。

由此,式(8)的应用条件是: $\Delta t = t_{w,r} - t_w = 5 \sim 7 \text{ } ^\circ\text{C}$ 。

不难证明, η 为采用新风预冷的显热换热装置

以室外露点温度为冷风极限温度的风侧效率,其表达式为

$$\eta_l = \frac{t_o - t_A}{t_o - t_{dp,o}} \quad (10)$$

式中 t_A 为间接蒸发冷却冷水装置中显热换热装置的出风温度。

直接蒸发冷却模块的水侧效率 η_{tower} 取决于模块的传热单元数和风、水流量比,显热换热装置的风侧露点效率 η_l 取决于显热换热器的传热单元数与风、水流量比。

由此,对于直接蒸发冷却和间接蒸发冷却,各效率的取值为:直接蒸发冷却 $\eta_l = 0, 0 < \eta_{tower} < 1$; 间接蒸发冷却 $0 < \eta_l < 1, 0 < \eta_{tower} < 1$ 。

以某实际应用的间接蒸发冷却冷水装置^[12]为例,图 6 给出了实际测试得到的 η_{tower} 和 η_l 值, η_{tower} 可达 90%, η_l 在 70%~80% 之间。

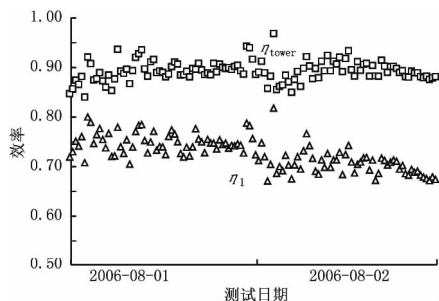


图 6 某间接蒸发冷水机实测 η_{tower} 和 η_l 值

需要说明的是,上述分析中所涉及的间接蒸发冷却冷风的露点效率 η_{dp} ,直接蒸发冷却冷水的效率 η_{tower} ,间接蒸发冷却冷水过程中显热换热装置的效率 η_l 均指的是温度效率,而直接蒸发冷却加湿的效率 η_{dec} 也可以转换为对空气降温的温度效率,因此各效率仅能表征各蒸发冷却方式出风或出水的品位,效率高则出风或出水的品位高,但各效率并不能表征各蒸发冷却方式的制冷量,效率高制冷量不一定高。各蒸发冷却方式的制冷量不仅取决于出风或出水参数,还取决于冷风或冷水的流量,通过蒸发冷却方式向一定品位下的环境提供冷量时,出风或出水的品位与冷风或冷水的流量间存在优化关系。本节的目的在于给出各蒸发冷却方式出风或出水温度的统一的表示方法,从而能够指导下文所述各蒸发冷却方式的适宜气候区划分,而不涉及对制冷量优化的讨论。

2 不同蒸发冷却方式的适宜气候区

利用以上对各不同的蒸发冷却方式出口参数的统一表征公式,根据室内设计状态,考察不同室外气象条件下各种蒸发冷却送风参数和出水参数与室内参数的关系,可以判断不同气象条件下各蒸发冷却方式是否能用来实现房间的空调,进而得到各蒸发冷却方式的适宜气候区。

当给定室外气象参数后,对于各蒸发冷却方式,关键和首要的原则是蒸发冷却方式是否能用来排除室内状态下的热和湿,而这又取决于各方式出风或出水的温度品位和出风的湿度状态。进而,在某气候区有几种蒸发冷却方式都可以满足使用要求时,进一步追求的就不再是冷风或冷水的品位,而是追求在带走房间相同冷量和相同湿时,系统包括设备投资和运行电耗在内的综合经济性。因此在多种蒸发冷却方式可以使用时,就不再追求第 1 部分的各效率高,而是追求综合经济性。效率越高可能经济性越差,有时较低的效率反而可以得到更好的经济性。由此,下面首先在各蒸发冷却方式是否能用的层面上,对各蒸发冷却方式的适宜气候区进行讨论。

由于实现房间的空调需要同时排除房间的显热负荷和湿负荷,为满足房间降温需要给出的蒸发冷却方式的适用条件和为满足房间除湿需要得到的蒸发冷却方式的适用条件是不相同的,下面分别从排除房间显热和余湿负荷的需要角度进行讨论。

2.1 利用蒸发冷却处理后的新风排除房间湿负荷的可能性

当室外比室内干燥时,可以直接输送室外新风带走房间的湿负荷,排除湿负荷所需的通风换气量取决于室内、外之间的含湿量差,室内、外含湿量差越大,排湿所需的新风量越小,反之越大。

室内湿负荷如主要是人员产湿负荷,除排除湿负荷外,为满足人的健康要求,必须输送一定量的新风,则由每个人的产湿量与为满足健康需要每个人要求的新风量之比就可以得到满足健康要求所需的室外含湿量 $d_{o,h}$:

$$d_{o,h} = d_r - \frac{W_r}{G_{r,h}} \quad (11)$$

式中 W_r 为房间的湿负荷, kg/s; d_r 为房间的含湿量, kg/kg; $G_{r,h}$ 为满足人的卫生要求所需的新风量, kg/s。

若 $d_o < d_{o,h}$, 则新风量应由人的卫生要求确定,与除湿要求无关。以每人的产湿量 100 g/

(人·h)、满足卫生要求每人所需新风量为 $30 \text{ m}^3/\text{h}$ 为例,室内状态 26°C , 60% , 大气压 101.325 kPa , 则由式(11)计算得到要求的室外含湿量为 9.8 g/kg 。若室外含湿量低于 9.8 g/kg , 则新风量按人的卫生要求供给。

若 $d_o > d_{o,h}$, 则为了排除湿度需要增加新风量, 同时输配新风所需风机电耗相应增加。当室内、外含湿量差减小到一定程度, 直接通风除湿所消耗的输配电量高于主动除湿所消耗的电量时, 就不适宜利用室外空气除湿, 而应该采用主动除湿方式。相应的分析如下所述。

1) 比较输配电耗与除湿电耗, 确定利用室外空气排湿的参数

输配新风所需风机电耗 E_f 和采用常规的制冷除湿对新风除湿所需电耗 E_d 分别由下式得到:

$$E_f = \frac{W_r}{\Delta d_{r-o}} \frac{\Delta p_f}{\eta_f \rho_a} \quad (12)$$

$$E_d = \Delta d_{o-o'} \frac{W_r}{\Delta d_{r-o'}} \frac{r_o}{COP_d} \quad (13)$$

$$\Delta d_{r-o} = d_r - d_o \quad (14)$$

$$\Delta d_{o-o'} = d_o - d_{o'} \quad (15)$$

$$\Delta d_{r-o'} = d_r - d_{o'} \quad (16)$$

式(12)~(16)中 $d_{o'}$ 为利用常规的制冷除湿对新风除湿后的新风含湿量; Δp_f 为新风道压降; η_f 为风机效率; ρ_a 为空气的密度; COP_d 为除湿系统的性能系数。

以实例比较输配新风所需风机电耗 E_f 和除湿所需电耗 E_d 。设除湿系统的性能系数 COP_d 为 5, 新风道压降为 200 Pa , 新风输送风机的效率为 45% , 则由式(12), (13)得到在不同的室内、外湿差下, 湿差 Δd_{r-o} 的微小增加使得输配新风所需风机电耗的减小与除湿电耗增加的比较, 如图 7 所示。

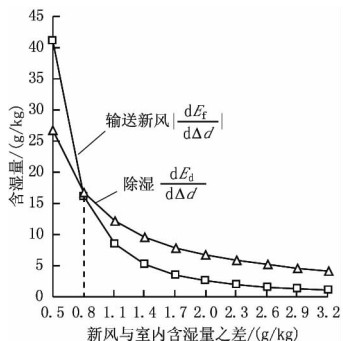


图 7 输送新风所需风机电耗与除湿所需电耗的比较

可见, 针对此实例, 当室内含湿量 d_r 比室外含

湿量 d_o 高 0.8 g/kg 左右时, 采用直接通风排湿单位除湿量所增加的新风耗电量与采用常规制冷除湿对新风的单位除湿量所增加的制冷电耗相等; 当 $\Delta d_{r-o} < 0.8 \text{ g/kg}$ 时, 可对新风除湿, 从而可减少新风送风量, 进而减少新风输送电耗, 此时对新风除湿所需电耗小于输送新风所减少的电耗, 所以应该对室外新风进行除湿后再用来排湿; 当 $\Delta d_{r-o} > 0.8 \text{ g/kg}$ 时, 应直接输送室外新风来排湿。对于不同的除湿系统效率和不同的排风机效率, 可得到分界点的 $\Delta d_{r-o,e}$ 表达式:

$$\Delta d_{r-o,e} = \Delta p \frac{COP_d}{\eta_f r_o \rho_a} \quad (17)$$

$\Delta d_{r-o,e}$ 是从输送新风电耗的角度得到能够直接利用新风排除室内湿负荷的界限。相应的分界点的室外空气含湿量的表达式为

$$d_{r-o,e} = d_r - \Delta p \frac{COP_d}{\eta_f r_o \rho_a} \quad (18)$$

从输送新风电耗角度出发, 要求 $d_o \leq d_{r-o,e}$ 。

2) 综合考虑输配电耗与人的卫生要求, 判断利用室外空气排湿的条件

综合考虑输送新风的输配电耗和人的卫生要求, 得到利用室外干燥新风排除室内湿负荷的条件及各区域确定新风量的办法, 以 $d_{r-o,e} > d_{o,h}$ 的工况为例, 如图 8 所示。

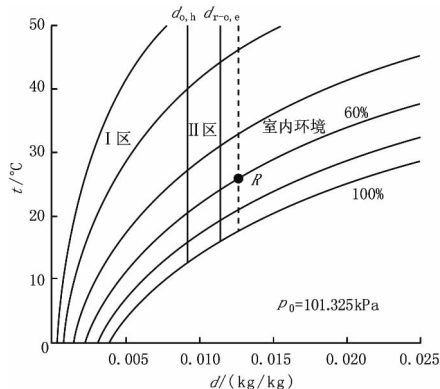


图 8 利用室外干燥空气排湿的区域

利用室外干燥空气排湿的区域如图 8 所示的 I 区和 II 区, 当室外空气处在 I 区时, 房间所需新风量由满足人卫生要求的新风量得到; 当室外空气处在 II 区时, 房间所需新风量根据满足房间除湿要求所需新风量来确定。

3) 室外空气排湿区的新风处理方式

在室外空气直接排湿区 I 区和 II 区内, 还可利

用新风的高温干燥特性,通过蒸发冷却方式对新风降温,从而可消除新风自身的显热负荷,且可使新风承担一定的房间显热负荷。

由于输送新风是系统必须满足的要求,风机输送新风所消耗的电能是系统必须承担的输配电耗,因此,应选择蒸发冷却方式,使得新风的送风温度最低。

间接蒸发冷却制备冷风的方式送风极限为新风露点温度,而实测间接蒸发冷却二次排风消耗的排风机电耗约为送风机电耗的 50% 甚至更低,因此在 I、II 区域内,一般均首先通过间接蒸发冷却方式对新风进行处理。而考虑实际间接蒸发冷却装置的效率,经过间接蒸发冷却处理后的新风温度比露点温度高,此时,还可以通过直接蒸发冷却方式对新风进行进一步处理,即采用间接、直接蒸发冷却相结合的处理方式,要求经过处理的新风送风含湿量 $d_{sf} < d_{r-o,e}$ 。

2.2 利用各蒸发冷却方式排除房间显热负荷的可能性

2.2.1 以冷水为载冷介质排除房间显热负荷的方式

当以冷水为载冷介质来排除房间的显热负荷时,考虑冷水和房间空气之间的传热温差和冷水自身的介质输送温差,同时考虑实际排除房间显热的换热过程换热面积成本,要求冷水出水温度需满足下式:

$$t_w \leq t_r - \Delta t_{r-w} \quad (19)$$

式中 Δt_{r-w} 为室内设计温度与冷水供水温度之差。对于干式风机盘管, Δt_{r-w} 为风侧自身的温差与风、水之间的换热温差之和,考虑末端风机电耗,需取合理的风侧自身温差,实测干式风机盘管风侧温差一般为 3~5℃;考虑实际的换热面积,工程实测风、水之间的换热温差约为 4℃,一般在 3~5℃ 之间。因此,对于干式风机盘管,式(19)所示的 Δt_{r-w} 一般取 6℃ 左右,比如当室内设定温度为 26℃ 时,要求冷水出水温度不高于 20℃。而对于辐射末端,冷水通过辐射方式向房间供冷,仅需考虑冷水与空气和壁面的换热温差, Δt_{r-w} 较小,根据实际工程经验,可在 4~6℃ 之间取值。

由式(8)直接蒸发冷却和间接蒸发冷却制备出的冷水温度的表达式,得到满足式(19)时,两种蒸发冷却制备冷水方式对室外气象条件的要求,如下

所述。

1) 直接蒸发冷却制备冷水方式

$t_w = t_o - \eta_{tower}(t_o - t_{wb,o})$, 其中 $0 < \eta_{tower} < 1$, 则有 $t_w > t_{wb,o}$, 室外空气湿球温度需满足:

$$t_{wb,o} < t_r - \Delta t_{r-w} \quad (20)$$

本文定义的直接蒸发冷却制备冷水的效率 η_{tower} 需满足:

$$\eta_{tower} > \frac{t_o - (t_r - \Delta t_{r-w})}{t_o - t_{wb,o}} \quad (21)$$

2) 间接蒸发冷却制备冷水方式

$t_w = t_o - \eta_{tower}\{t_o - [\eta(t_{wb,o} - t_{dp,o})]\}$, 其中 $0 < \eta_{tower} < 1, 0 < \eta < 1$, 则有 $t_w > t_{dp,o}$, 室外空气露点温度满足:

$$t_{dp,o} < t_r - \Delta t_{r-w} \quad (22)$$

本文定义的直接蒸发冷却部分的效率 η_{tower} 和对进风预冷的显热换热装置部分的效率 η 共同满足:

$$\eta_{tower}\{t_o - [\eta(t_{wb,o} - t_{dp,o})]\} > t_o - (t_r - \Delta t_{r-w}) \quad (23)$$

图 9 为在焓湿图上表示的间接蒸发冷却制备冷水和直接蒸发冷却制备冷水的适宜气候区。

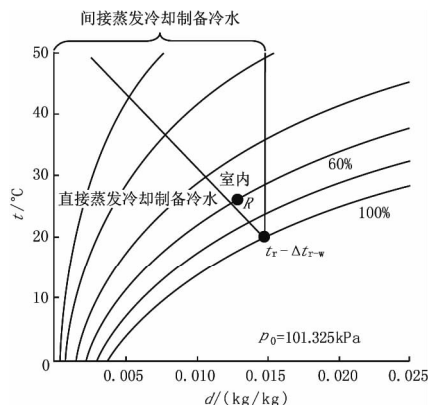


图 9 间接、直接蒸发冷却制备冷水的适宜气候区

2.2.2 以冷风为载冷介质排除房间显热负荷的方式

当以直接或间接蒸发冷却制备的冷风为载冷介质来排除房间的显热负荷时,冷风的目的仅为带走房间显热,房间的湿负荷已由房间必需的新风承担,则首先要求冷风送风的含湿量低于房间设定含湿量;其次,考虑送风机的电耗,要求送风与室内的温差一般不小于 $\Delta t_{r-sa}, \Delta t_{r-sa}$ 可取 2~4℃。由此,可以得到间接蒸发冷却冷风和直接蒸发冷却冷风带走房间显热负荷的适宜气候区,如图 10 所示。

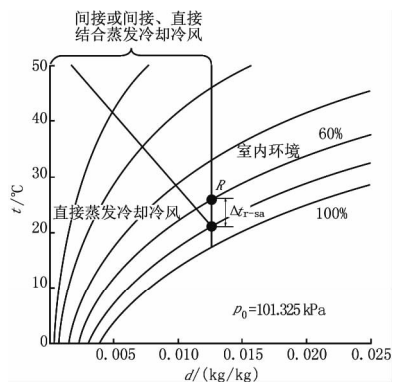


图 10 各蒸发冷却方式制备冷风的适宜气候区

2.2.3 以冷水和冷风为载冷介质排除房间显热负荷的比较

利用不同的蒸发冷却方式,制备冷水或冷风带走房间显热负荷时,其制冷过程消耗的电能、冷水和冷风的输配电耗以及房间末端的电耗均不同,各不同方式的电耗组成如表 1 所示。

表 1 各蒸发冷却方式制备冷风和冷水的系统电耗组成

	冷却方式			
	间接或间接、直接蒸发冷却结合冷风	直接蒸发冷却冷风	间接蒸发冷却冷水	直接蒸发冷却冷水
输配电耗	送风机 $E_{s,ia}$	送风机 $E_{s,ia}$	供水泵 $E_{p,iw}$	供水泵 $E_{p,dw}$
制冷过程	内部循环泵 $E_{pw,ia}$	内部循环泵	排风机 $E_{c,iw}$	排风机 $E_{c,dw}$
电耗	二次排风机 $E_{c,ia}$	$E_{pw,da}$		
末端电耗	无	无	无(辐射地板方式)末端风机盘管电耗	无(辐射地板方式)末端风机盘管电耗

结合间接、直接蒸发冷却制备冷风和冷水的性能,几种方式的电耗比较如下。

1) 间接、直接蒸发冷却冷风的比较

由表 1 可看出,相比直接蒸发冷却冷风,间接蒸发冷却冷风方式多了二次排风机的电耗,满足传热传质过程匹配时,二次排风量仅为一次送风量的 $c_{p,a}/(c_{p,ca} - c_{p,a})$,其中,当空气的含湿量在 5~15 g/kg 范围内变化时, $c_{p,a}$ 为 1.023 kJ/(kg·K); $c_{p,ca}$ 为空气与水热湿交换过程的等效比热容(当饱和湿空气温度范围为 15~35 °C 时, $c_{p,ca}$ 平均为 4.35 kJ/(kg·K)),由此,二次排风量仅为一次送风量的 30%,且送风压降一般大于排风压降,二次排风机的风机电耗小于送风机电耗 30%。

而间接蒸发冷却冷风的出风极限温度为室外露点温度,直接蒸发冷却冷风的出风极限温度为室外湿球温度,考虑实际装置效率后,由式(1)计算得到的实际间接蒸发冷却装置(或间接、直接蒸发冷却相结合方式)出风温度 $t_{sf,ia}$ 也低于直接蒸发冷却

装置的出风温度 $t_{sf,da}$,二者最大的差值为室外露点温度与湿球温度之差。

当利用间接蒸发冷却冷风和直接蒸发冷却冷风带走相同的室内显热时,二者所需送风量之比 $G_{sf,ia}/G_{sf,da}$ 按式(24)计算,相应的总风机电耗之比 E_{ia}/E_{da} 可由式(25)计算:

$$\frac{G_{sf,ia}}{G_{sf,da}} = \frac{t_r - t_{sf,da}}{t_r - t_{sf,ia}} \quad (24)$$

$$\frac{E_{ia}}{E_{da}} = \frac{t_r - t_{sf,da}}{t_r - t_{sf,ia}} \left(1 + \frac{c_{p,a}}{c_{p,ca} - c_{p,a}} \right) \quad (25)$$

当 $E_{ia}/E_{da} > 1$ 时,间接蒸发冷风与直接蒸发冷风相比,应该采用直接蒸发冷却冷风的方式; $E_{ia}/E_{da} < 1$ 时,应该采用间接蒸发冷却冷风方式。当直接或间接蒸发冷却冷风的装置效率一定时, E_{ia}/E_{da} 主要取决于室外空气干燥程度。若取直接蒸发冷却的装置效率 η_{lec} 为 0.9,而间接蒸发冷却的装置效率 η_{ap} 为 0.7,室内设计温度 t_r 为 26 °C,根据式(1),(25)得到,仅当室外湿球与露点温度之差小到一定程度时, $E_{ia} > E_{da}$,此时直接蒸发冷却冷风方式优于间接蒸发冷却冷风,大部分干燥气候区间接蒸发冷却冷风优于直接蒸发冷却冷风,如图 11 所示。

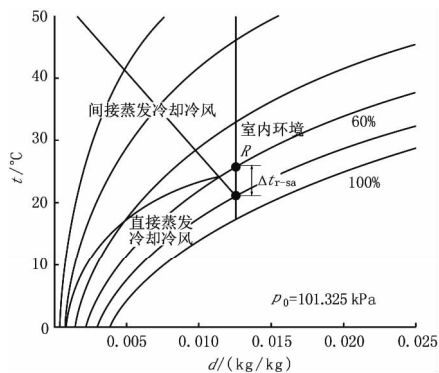


图 11 直接、间接蒸发冷却冷风的适宜气候区比较

2) 间接、直接蒸发冷却制备冷水的比较

当采用间接或直接蒸发冷却方式制备冷水时,由表 1 可知,其耗电部件均为供水泵与机组的排风机,其中供水泵的电耗为系统输送冷水必须的电耗,当带走房间相同的冷量、且冷水的供回水温差相同时,系统供水泵电耗相同。相对于直接蒸发冷却制备冷水装置(见图 4a),由于间接蒸发冷水机(见图 5a)风侧增加了空气冷却器,导致风阻增加,实测空气冷却器的风阻与填料塔的风阻基本相当,因此间接蒸发冷水机的排风机电耗比直接蒸发冷却装置要高。因此,当室外空气足够干燥,利用直

接蒸发冷却装置制备的冷水出水温度足够低,满足 $d_o \leq d_{r-o,e}$ 时,应采用直接蒸发冷却装置。直接蒸发冷却制备冷水的适宜气候区如图 9 所示。

3) 冷水与冷风作为载冷介质的比较

直接蒸发冷却冷风和间接蒸发冷却冷风的比较、直接蒸发冷却冷水和间接蒸发冷却冷水的比较主要和气候条件相关,由图 9,11 可知,利用各蒸发冷却方式制备冷风和冷水有重合的气候区,由此对在重合气候区以冷风或冷水为载冷介质的蒸发冷却方式比较如下。

① 直接蒸发冷却冷风与直接蒸发冷却冷水的比较

由图 9 和图 11 对比,直接蒸发冷却冷风气候区也适宜采用直接蒸发冷却冷水方式,由表 1 所示,二者的差别主要在于系统输配电耗之差,冷风方式为送风机,冷水方式为供水泵。直接蒸发冷却冷风方式还消耗排风机的电耗。

为简便起见,这里以极限工况和过程的匹配特性分析各蒸发冷却过程,即认为各蒸发冷却方式的装置效率均为 1,各过程的风水流量比均满足换热匹配和热湿匹配,即达到其制冷的极限,从而得到带走房间相同冷量时,直接蒸发冷却冷风的送风量 $G_{sf,da}$ 、直接蒸发冷却冷水的供水量 $G_{w,dec}$ 、直接蒸发冷却冷水的排风量 $G_{a,dec}$ 之间的关系由式(26)~(29)表示:

$$G_{sf,da} c_{p,a} (t_r - t_{wb,o}) = G_{w,dec} c_{p,w} (t_r - t_{wb,o}) \quad (26)$$

$$G_{w,dec} c_{p,w} = G_{a,dec} c_{p,ea} \quad (27)$$

由式(26),(27)得到:

$$G_{w,dec} = G_{sf,da} \frac{c_{p,a}}{c_{p,w}} \quad (28)$$

$$G_{a,dec} = G_{sf,da} \frac{c_{p,a}}{c_{p,ea}} \quad (29)$$

由式(28)可知,输送相同的冷量,冷水流量仅为送风量的 1/4 左右,而考虑水阻与风阻,以及水泵和风机的特性,冷水泵的电耗仅为送风机电耗的约 1/4~1/10。取 $c_{p,ea}$ 为 4.35 kJ/(kg·K),则由式(29),直接蒸发冷却冷水的排风量 $G_{a,dec}$ 仅为直接蒸发冷却冷风的送风量 $G_{sf,da}$ 的 1/4 左右,且排风风阻一般较小,小于系统送风阻力,因此排风机电耗不到送风机电耗的 1/4。

若冷水末端为风机盘管,实测风机盘管电耗与供水泵电耗相当,因此直接蒸发冷却冷水的电耗仅为直接蒸发冷却冷风电耗的 70% 左右;若末端为

辐射地板,则直接蒸发冷却冷水电耗仅为直接蒸发冷却冷风电耗的 50% 左右。因此,从系统总电耗较小的角度考虑,在图 11 所示的直接蒸发冷却冷风的适宜气候区,采用直接蒸发冷却冷水的方式更佳。

② 间接蒸发冷却冷风与直接蒸发冷却冷水的比较

由图 9 和图 11,间接蒸发冷却冷风与直接蒸发冷却冷水也有重合的气候区。同理,由间接蒸发冷却冷风和直接蒸发冷却冷水的极限工况和匹配关系得到直接蒸发冷却冷水的供水量 $G_{w,dec}$ 和排风量 $G_{a,dec}$ 、间接蒸发冷却冷风的送风量 $G_{sf,ia}$ 以及排风量 $G_{a,ia}$ 之间的关系式:

$$G_{w,dec} = G_{sf,ia} \frac{c_{p,a}}{c_{p,w}} \frac{t_r - t_{dp,o}}{t_r - t_{wb,o}} \quad (30)$$

$$G_{a,dec} = G_{sf,ia} \frac{c_{p,a}}{c_{p,ea}} \frac{t_r - t_{dp,o}}{t_r - t_{wb,o}} \quad (31)$$

$$G_{a,ia} = G_{sf,ia} \frac{c_{p,a}}{c_{p,ea} - c_{p,a}} \quad (32)$$

式(30)中 $(t_r - t_{dp,o})/(t_r - t_{wb,o}) < 2$,取 $c_{p,ea}$ 为 4.35 kJ/(kg·K),因此直接蒸发冷却冷水的排风量仅为间接蒸发冷却冷风的送风量的 1/2 左右,且间接蒸发冷却冷风其自身也需排风,由式(32),其排风量约为送风量的 1/3,因此直接蒸发冷却冷水的排风机电耗不到间接蒸发冷却冷风送风机电耗的 40%,而冷水供水泵电耗为送风机电耗的 1/2~1/5。

若冷水末端为风机盘管,则直接蒸发冷却冷水的总电耗约与间接蒸发冷却冷风总电耗相当或偏小;若冷水末端为辐射地板,则直接蒸发冷却冷水的总电耗约为间接蒸发冷却冷风总电耗的 90%。因此,从总电耗角度考虑,在图 9 与图 11 所示的间接蒸发冷却冷风与直接蒸发冷却冷水的重合气候区,直接蒸发冷却冷水方式更佳。

③ 间接蒸发冷却冷风与间接蒸发冷却冷水的比较

在间接蒸发冷却冷风与间接蒸发冷却冷水重合的气候区,当要求二者带走房间相同冷量时,仍以极限工况和匹配特性得到间接蒸发冷却冷水的供水量 $G_{w,iec}$ 、排风量 $G_{a,iec}$ 与间接蒸发冷却冷风的送风量 $G_{sf,ia}$ 、排风量 $G_{a,ia}$ 之间的关系式:

$$G_{w,iec} = G_{sf,ia} \frac{c_{p,a}}{c_{p,w}} \quad (33)$$

$$G_{a,iec} = G_{a,ia} \quad (34)$$

$$G_{a,ia} = G_{sf,ia} \frac{c_{p,a}}{c_{p,ea} - c_{p,a}} \quad (35)$$

间接蒸发冷却冷水的供水泵电耗仅为送风机电耗的 1/4~1/10,间接蒸发冷却冷水的排风量与间接蒸发冷却冷风的排风量相等,因此理想情况二者排风机电耗近似相等。间接蒸发冷却冷风的循环水泵电耗较小,暂不考虑。若冷水末端为风机盘管,则间接蒸发冷却冷水的总电耗约为间接蒸发冷

却冷风总电耗的 50%,而若冷水末端为辐射地板,则间接蒸发冷却冷水的总电耗仅为间接蒸发冷却冷风总电耗的 1/4 左右。

表 2 给出了新疆某实际工程间接蒸发冷水和间接蒸发冷风带走房间相同单位冷量时,各分项电耗的实测值。

表 2 实测间接蒸发冷却冷风与间接蒸发冷却冷水电耗的比较

间接蒸发冷风机组			间接蒸发冷水机组				kW
冷风带走的房间冷量	冷风间冷段电耗	冷风送风机电耗	冷水带走的房间冷量	冷水排风机电耗	冷水供水泵电耗	末端风机盘管电耗	
1	0.080	0.167	1.0	0.063	0.068	0.088	

由表 2 可知,对于实测系统,若末端为风机盘管时,带走相同冷量,冷水系统电耗约为冷风系统电耗的 80%左右,若末端为辐射地板,冷水系统电耗仅为冷风系统电耗的 50%。

因此,在图 9 与图 11 所示的间接蒸发冷却冷水与间接蒸发冷却冷风重合的气候区,应采用间接蒸发冷却冷水的方式。

综上所述,通过对各蒸发冷却方式带走房间显热性能的比较,从电耗角度考虑,以冷水为载冷介质总优于以冷风为载冷介质。因此在满足新风需求之后,最好不再增加新风量,而是根据室外空气状况(如图 9 所示),采用直接或间接蒸发冷却装置制备冷水来带走房间的显热。

2.3 综合考虑排热和排湿,蒸发冷却空调系统方式的适宜气候区

综合考虑上述利用各蒸发冷却处理新风并排除房间湿负荷的适宜气候区、利用各蒸发冷却方式排除房间显热负荷的适宜气候区,可以得到图 12 所示的几类蒸发冷却空调系统的适宜气候区。

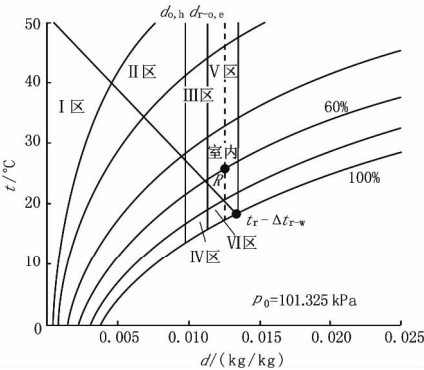


图 12 几类蒸发冷却空调系统的适宜气候区

其中各区的可用来排除房间湿负荷和显热负荷的方式如表 3 所示,各区域气象参数的要求可以综合第 2.1~2.2 节的分析得到,这里不再细述。

表 3 不同气候区较佳的排除房间湿负荷与显热负荷的方式

区域	排湿的新风处理方式	排除显热负荷方式
I 区	间接、直接蒸发冷却结合方式; 新风量由健康要求决定	直接蒸发冷却冷水
II 区	间接、直接蒸发冷却结合方式; 新风量由健康要求决定	间接蒸发冷却冷水
III 区	间接、直接蒸发冷却结合方式; 新风量由排湿要求决定	间接蒸发冷却冷水
IV 区	间接、直接蒸发冷却结合方式; 新风量由排湿要求决定	直接蒸发冷却冷水
V 区	主动除湿方式,新风量由排湿要求决定	间接蒸发冷却冷水
VI 区	主动除湿方式,新风量由排湿要求决定	直接蒸发冷却冷水

图 12 所示的气候分区是以室内设计状态为一个定点的示意图,当室内设计状态在一定的范围内变化时,相应各不同区域的范围也会相应变化,但仍遵循第 2.1~2.2 节所分析的各区域对气象参数的要求。

3 蒸发冷却空调系统方式的选择

通过上面的分析得到了各蒸发冷却冷风方式和各蒸发冷却冷水方式的适宜气候区域,那么,对于具体的处在某气候区的建筑,应该怎样选择排除房间显热和排除房间湿负荷的蒸发冷却方式,进而确定蒸发冷却空调系统方式,这首先取决于建筑的负荷特性,即显热负荷与湿负荷的比例,下面对建筑负荷特性对系统方式选择的影响进行简要分析。

3.1 蒸发冷却空调系统的负荷计算方法

根据建筑所在的不同气候区,确定室外设计状态参数(t_o, d_o),根据建筑的不同功能和要求,确定室内设计状态参数(t_r, d_r)。

由上述分析可知,在适宜的气象条件下应用各蒸发冷却方式时,排除房间湿负荷和排除房间显热作为建筑的两个独立的空调需求,可以由不同的蒸发冷却途径来实现。因此,从负荷计算方法上,蒸发冷却式空调不应沿用常规空调系统计算房间全

热负荷、新风全热负荷的办法,应借鉴温湿度独立控制空调系统的负荷计算方法,分别计算出房间显热负荷 $Q_{r,sh}$ 、房间湿负荷 W 、新风显热负荷 $Q_{f,sh}$ 。其中新风的显热负荷又取决于新风量和室内、外设计干球温度之差。

3.2 不同蒸发冷却空调系统的选择方法

根据带走房间显热负荷和湿负荷的载冷介质不同,可将蒸发冷却式空调系统分为两类:全空气空调系统和空气-水空调系统。

对于全空气空调系统,为排除室内湿负荷,要求各蒸发冷却处理新风的适宜气候区的室外空气含湿量均比室内设计含湿量低,不同蒸发冷却技术的适宜区域如第 2.1、2.2 节所示,此时室内空气的可用能^[12]比室外新风低,因此,蒸发冷却的全空气系统一般不利用回风,蒸发冷却的全空气系统一般均为全新风系统。

由此,蒸发冷却式空调的系统方式选择方法与步骤如下。

1) 新风量与新风处理方式的确定

根据建筑特点,由式(11)、(17)确定以满足房间人员卫生要求同时排湿所需的室外含湿量 $d_{o,h}$ 和直接输送新风排湿与主动除湿的分界点的 $d_{r-o,e}$;采用间接、直接蒸发冷却结合方式处理新风,根据实际的装置效率,确定合理的送风状态点,要求其满足 $d_o \leq d_{r-o,e}$ 的送风状态要求,进而根据式(1)、(2)确定送风温度 t_{sf} ,送风含湿量 d_{sf} ,判断送风状态与 $d_{o,h}$, $d_{r-o,e}$ 的关系,从而根据第 2.1 节所述确定新风量的计算方法,确定所需新风量 G_f 。

2) 蒸发冷却空调系统方式的选择

根据新风送风温度 t_{sf} ,根据下式确定排除房间所有的显热负荷所需的新风量 $G_{f,sh}$:

$$G_{f,sh} = \frac{Q_{r,sh}}{c_{p,a}(t_r - t_{sf})} \quad (36)$$

比较已确定的新风量 G_f 与 $G_{f,sh}$,得到:

① 若 $G_{f,sh} < G_f$,则应采用全新风空调系统,此时可调整新风送风状态点,使新风送风正好满足消除房间显热负荷和湿负荷的要求。

② 若 $G_{f,sh} > G_f$,则有两种方式,一是采用新风+冷水系统,其中新风量由 G_f 决定;二是重新调整上一步确定的送风状态点,校核送风含湿量是否已处在极限状态,若送风含湿量仍可增加,送风量可加大,则调整后若满足上条要求,则采用全新风

系统;若调整后仍不满足要求,则应采用新风+冷水系统,新风量由调整后的 G_f 确定。

③ 当选择新风+冷水方式带走房间冷量时,其中冷水系统应带走的负荷为

$$Q_{sh,w} = Q_{r,sh} - G_f c_{p,a}(t_r - t_{sf}) \quad (37)$$

即冷水带走的负荷为房间总的显热负荷与新风带走房间显热负荷之差。

④ 当系统中包括冷水循环方式时,要求室内末端的供水温度 t_w 满足式(20),即 $t_w \leq t_r - \Delta t_{r-w}$ 。根据室外设计状态,由图 9 确定蒸发冷却冷水制备方式,由式(8)所选择的蒸发冷却方式的冷水出水温度,在满足式(20)的要求下,确定蒸发冷却冷水制备方式,进而确定冷水出水温度 t_w 。

⑤ 当选择为新风+冷水系统时,还存在一种方式,即冷风、冷水同时制备方式,比如应用间接蒸发冷风冷水机^[9],可应用式(1)、(2)、(8)对冷风、冷水同时制备方式进行评价,其系统的负荷分配与冷风、冷水独立制备方式相同,可沿用上述的分析方法,区别仅在于蒸发冷却设备自身的不同。冷风、冷水同时制备的方式,从蒸发冷却制冷过程来看,可更高效地利用各不同品位的冷量,使得系统能效比相比其他方式要高,应作为优选方式。这种方式将在后续的文章中单独进行详细的介绍,这里不再详述。

由此,确定完蒸发冷却式空调的系统方式,也确定了系统内冷风、冷水的处理方式,则可以选择相应的处理设备,从而完成系统设计的大部分工作。而对于在房间的末端及其调节方式,则可以借鉴温度、湿度独立控制空调系统的末端方式进行选择:新风量宜根据室内湿度状况进行调节,可以通过变频风机实现变风量调节;而对于冷水末端,应采用干式显热末端,比如干式风机盘管或辐射板等,特别对于供暖季较长的干热地区,其蒸发冷却式空调中冷水在房间内的显热换热末端应尽量与冬季的热水供暖末端相统一,如采用辐射地板作为供冷/供暖的末端等,这里不再详述。

4 结论

本文对蒸发冷却式空调的设计与热工计算方法提出一些看法:针对不同蒸发冷却方式的性能评价给出统一的评价方式;从排除房间湿负荷、显热负荷的需求出发,分别划分不同蒸发冷却方式的适宜气候区;初步给出了不同蒸发冷却系统方式的选

择方法,总结如下。

4.1 直接蒸发冷却冷风、间接蒸发冷却冷风、直接与间接蒸发冷却结合方式冷风的出风参数可以通过统一表达式表示,揭示了出风参数与露点效率、直接蒸发冷却加湿效率与热湿转换系数的关系,其中直接蒸发冷却的露点效率为零,间接蒸发冷却的热湿转换系数为零。

4.2 直接蒸发冷却制备冷水、间接蒸发冷却制备冷水的出水温度也可以通过统一表达式表示,揭示了出水温度与直接蒸发冷却塔的效率、进风被预冷的效率之间的关系。直接蒸发冷却的进风被预冷的效率为零。

4.3 从排除房间湿负荷、满足人的卫生要求得到新风处理方式的适宜气候区,从减少输配电耗角度,新风宜优选间接蒸发冷却方式处理,实际系统一般为间接与直接蒸发冷却结合方式。比较各不同蒸发冷却方式带走房间显热负荷的特性,得到宜采用直接或间接蒸发冷水机排除房间显热的不同气候区。

4.4 蒸发冷却空调系统的选择方法:对于处于不同气候区、不同功能的建筑,根据排除房间湿负荷、满足人的卫生要求确定新风量与新风处理方式;根据新风带走房间显热负荷的能力确定系统是否为全新风系统;若选择新风+冷水系统,冷水系统承担的显热负荷为房间总显热负荷与新风承担的房间显热负荷之差,根据室外空气状态和出水温度要求,确定合理的冷水制备方式;对于新风+冷水系统的冷源,优选蒸发冷却冷风、冷水同时制备装置。

参考文献:

- [1] Watt J R. Nationwide evaporative cooling is here[G] //ASHRAE Trans, 1987, 93(1):1237-1251
- [2] Crum D R, Mitchell J W, Beckman W A. Indirect evaporative cooler performance [G] //ASHRAE Trans, 1987, 93(1):1261-1275
- [3] Wicker K. Life below the wet bulb: The Maisotsenko cycle[J]. Power, 2003, 147(9):29
- [4] 江亿, 李震, 薛志峰. 一种间接蒸发式供冷的方法及其装置: 中国, ZL 02100431.5[P]. 2002-01-30
- [5] 谢晓云, 江亿, 刘拴强, 等. 间接蒸发冷水机组设计开发与性能分析[J]. 暖通空调, 2007, 37(7): 66-85
- [6] Watt J R, Brown W K. 蒸发冷却空调技术手册[M]. 3 版. 黄翔, 武俊梅, 等, 译. 北京:机械工业出版社, 2008:1-30
- [7] Scofield C M, Deschamps N H. Indirect evaporative cooling using plate type heat exchangers [G] //ASHRAE Trans, 1984, 90(1B):148-153
- [8] Tulsidasani T R, Sawhney R L, Singh S P, et al. Recent research on an indirect evaporative cooler (IEC) Part I: optimization of the COP [J]. International Journal of Energy Research, 1997, 21(12):1099-1108
- [9] 清华大学建筑节能研究中心. 中国建筑节能年度发展研究报告 2008[M]. 北京:中国建筑工业出版社, 2008
- [10] 新疆绿色使者空气环境技术有限公司[EB/OL]. <http://lsszair.my.sme.cn/index.jsp>
- [11] 江亿, 谢晓云, 于向阳. 间接蒸发冷却技术——中国西北地区可再生干空气资源的高效应用[J]. 暖通空调, 2009, 39(9):1-4
- [12] 谢晓云. 间接蒸发冷却空调的研究[D]. 北京:清华大学, 2009

· 简讯 ·

第 4 届精品讲堂——洁净手术部具体问题解决方案培训班圆满结束

由《暖通空调》杂志社主办的第 4 届精品讲堂——洁净手术部具体问题解决方案培训班于 2010 年 10 月 18-20 日在北京举办,共有来自中国建筑技术集团有限公司、陕西四季春中央空调工程有限公司、西安市四腾工程有限公司、江苏环亚建筑工程有限公司、北京颐通建业医用工程有限公司、北京建工京精大房工程建设监理公司、北京奥普瑞特洁净技术有限公司、邯郸市第一医院、中国建筑科学研究院等 20 余个单位的 30 多名学员参加了学习。

本次培训班邀请中国建筑科学研究院建筑环境与节能研究院的许钟麟研究员、天津泰达医院的王铁林院长、同济大学机械工程学院的沈晋明教授、中国运载火箭技术研究院的郭大荣高级工程师和煤炭总医院的钟秀玲主

任担任主讲,主要针对手术部位感染与控制对策,医疗风险管理与手术环境控制,洁净手术部全面控制与全过程控制,净化空调系统的设计,手术部节能的前提、原则与评价指标,当前超标准、高能耗手术部问题症结,医院洁净手术部功能平面流程与布置,手术部医疗用气体,手术部工艺设计和平面分析,综合医院标准对手术部的要求,医院洁净手术部标准等内容进行了深入细致的讲解,学员普遍感觉受益匪浅。

培训班还安排了主讲专家与学员面对面的研讨,现场讨论气氛热烈,学员们结合实际工作中遇到的问题积极提问,专家认真解答,取得了很好的培训效果。

(本 刊)