

# 干工况风机盘管水系统探讨

万建武

(广州大学, 广州 510405)

**摘要:**就风机盘管加独立新风系统在干工况下水系统设计时应注意的问题、宜采用的水系统形式以及末端风机盘管系统冷水供水温度与冷水量的确定进行了研究。

**关键词:**干工况; 风机盘管; 进水温度; 水系统

**中图分类号:** TU831.3+6

**文献标识码:** A

风机盘管加独立新风空调系统采用干工况运行时,可避免湿工况存在的盘管表面积存湿垢、产生霉菌的问题,从而改善空调房间的空气品质。此外,干工况风机盘管空调系统由于不需要设置凝结水系统,可减少工程的设备投资和安装造价,防止凝结水滴漏对建筑及装饰物品造成的破坏。近年来,随着人们对室内空气品质的重视,干工况系统所具有的卫生条件好等优点逐渐引起工程设计人员的关注。但是,干工况系统的室内湿负荷须由新风负担,这就使得新风处理后的露点温度很低,要求的冷冻水温度较低。而对于室内的风机盘管来说,在干工况下运行时,为了防止出现凝结水,所需要的冷水温度较高。因此,在采用同一冷机组供冷时,如何合理地进行水系统的设计,是干工况风机盘管空调系统需要研究解决的问题。

## 1 干工况盘管的临界进水温度

室内风机盘管在干工况下运行时,为了防止出现凝结水,需要的冷冻水温度较高。但为了充分利用风机盘管的冷却能力,减小盘管尺寸,风机盘管的进水温度亦不应太高,影响进水温度的主要因素之一是室内空气的露点温度。在通常的温度范围内,室内空气的露点温度可由下式确定<sup>[1]</sup>。

$$t_l = 8.22 + 12.4 \ln(\varphi P_{s,s}) + 1.9 (\ln(\varphi P_{s,s}))^2 \quad (1)$$

式中:  $t_l$ ——室内空气的露点温度,  $^{\circ}\text{C}$ ;

$\varphi$ ——室内空气的相对湿度, %;

$P_{s,s}$ ——室内干球温度下的饱和水蒸气分压力, kPa。

表1 不同干球温度  $t$  和相对湿度  $\varphi$  组合下的空气露点温度  $t_l$

$\varphi$ (%)	$t$ ( $^{\circ}\text{C}$ )				
	20	22	24	26	28
40	7.36	8.89	10.44	12.02	13.64
50	10.16	11.79	13.45	15.13	16.85
60	12.59	14.31	15.05	17.81	19.61
70	14.75	15.53	18.35	20.18	22.05
80	16.66	18.54	20.41	22.31	24.23

• 收稿日期: 2000-10-05

基金项目: 广东省建委资助项目(粤财企[2000]10号)

作者简介: 万建武(1953-),男,湖南长沙人,副教授,硕士,主要从事空调系统节能、室内空气品质和人体热舒适系统等方向研究。

上式表明,露点湿度是一个与空气状态的干球温度和相对湿度有关的参数。从表1中列出的在标准大气压下,不同室内设计干球湿度和相对湿度下的空气露点温度数值可知,当室内设计温度和相对湿度增加时,空气的露点温度随着升高。因此,为了防止产生结露,干工况空调系统末端风机盘管的进水温度并不是个定值,而应当根据室内设计状态的空气露点温度确定。考虑到传热热阻的影响,末端风机盘管的进水温度可略低于室内设计状态空气露点温度,其临界进水温度可由下式确定<sup>[2]</sup>:

$$t_{f,i} = t_i - \alpha_2 \eta F_2 C (t_{f_2} - t_i) \quad (2)$$

式中:  $t_{f,i}$ ——风机盘管的临界进水温度,  $^{\circ}\text{C}$ ;

$t_{f_2}$ ——肋片管外空气的温度,  $^{\circ}\text{C}$ ;

$\alpha_2$ ——肋片管外壁面与空气之间的对流系数,  $\text{W}/\text{m}^2 \cdot ^{\circ}\text{C}$ ;

$\eta$ ——肋片管的全效率,  $\eta = \frac{F_2 + \eta_r F_2^*}{F_2}$ , 式中的  $F_2^*$ ,  $F_2$  分别为单位长度肋片管外壁面肋基和肋片的面积 ( $\text{m}^2$ ),  $F_2$  是单位长度肋片管外表面的面积 ( $\text{m}^2$ ),  $\eta_r$  是肋片效率。

$C$ ——肋片管的特性系数,  $C = \frac{1}{\alpha_1 \pi d_1} + \frac{1}{2\pi\lambda} \ln(\frac{d_2}{d_1})$ , 式中的  $d_1$ ,  $d_2$  分别为肋片管壁的内、外直径 ( $\text{m}$ ),  $\lambda$  是肋片管的导热系数 ( $\text{W}/\text{m} \cdot ^{\circ}\text{C}$ ),  $\alpha_1$  是水与肋片管内壁面之间的对流换热系数 ( $\text{W}/\text{m}^2 \cdot ^{\circ}\text{C}$ )。

## 2 干工况风机盘管的水系统形式

干工况时,风机盘管不承担室内湿负荷,只承担由室内照明、太阳辐射热、人体散热等引起的显热负荷。室内湿负荷由新风机组承担,因此,新风处理后的露点温度较低,要求的冷冻水温度较低。而对于室内的风机盘管来说,由于在干工况下运行,为了防止出现凝结水,所需要的冷冻水温度较高。由于冷水机组需要根据新风处理所要求的机器露点温度提供冷水的温度,因此,干工况风机盘管水系统设计的任务就是如何合理地满足新风处理和末端盘管不同的供水温度要求。图1~图3中给出了几种可能的水系统形式。

在图1中,新风机组直接使用冷水机组提供的冷水对新风进行冷却去湿处理,当负荷发生变化时,采用电动二通阀变流量调节,保持冷水温度不变。末端风机盘管系统只对室内循环风进行等湿冷却处理,由于其要求的冷水温度较高,可通过另外设置的循环水泵P2,用电动三通阀DSF1调节冷水机组供水和风机盘管系统回水的混合比来满足末端风机盘管对冷水进水温度的要求。当室内冷负荷发生变化时,通过装设在风机盘管回水管上的电动三通阀DSP2变流量调节风机盘管的冷水量,保持室内温度的设计值。

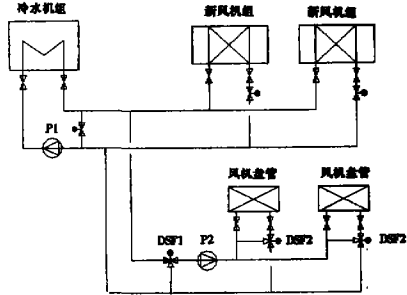


图1 干工况风机盘管水系统设计(方案一)

图2所示的水系统的不同之处是,当负荷发生变化时,新风机组采用电动三通阀变流量调节,保持冷水机组提供的冷水温度不变,而末端风机盘管是利用新风机组温度较低的回水作为风机盘管系统的冷水供水。这时,冷水机组的流量是按照新风机组需要的冷水流量设计,这样做的优点是可以提高冷水机组的供、回水温差,和冷水机组循环水泵P1的输水系数。实际上,冷水机组的供冷量可表示为:

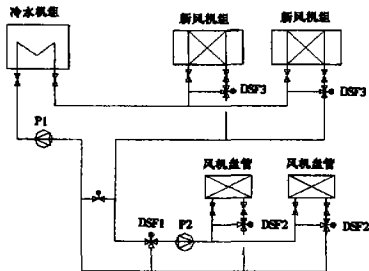


图2 干工况风机盘管水系统设计(方案二)

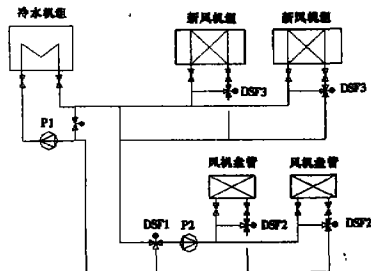


图3 干工况风机盘管水系统设计(方案三)

$$Q_0 = Wc(t_{w2} - t_{w1}) \quad \text{kW} \quad (3)$$

式中:  $W$  是冷水机组流量 ( $\text{kg/s}$ ),  $c$  是水的定压比热 ( $\text{kJ/kg} \cdot ^\circ\text{C}$ ),  $t_{w1}$ 、 $t_{w2}$  分别是冷水机组的供、回水温度 ( $^\circ\text{C}$ )。如果设冷水机组、新风系统和末端风机盘管系统的冷水设计流量分别为  $W$ 、 $W_1$  和  $W_2$ , 在图1中, 冷水机组的流量为  $W = W_1 + W_2$ , 而在图2中, 冷水机组的设计流量  $W = W_1$ , 因此, 在同样的供冷量下需要的冷水流量减少, 冷水机组的供、回水温差增大, 提高了输水系数, 从而节省了管材和循环水泵的运行能耗。但是, 由于冷水机组的流量是按照新风机组需要的流量设计, 如果新风系统的回水所提供的冷量满足不了末端风机盘管所需冷量的话, 就无法采用此方案。在这种情况下, 为了利用新风机组温度较低的回水供冷, 节省水系统的管材和循环水泵运行能耗, 可采用图3所示的水系统形式。

在图3中, 冷水机组的流量是按照末端风机盘管系统需要的流量设计。风机盘管的供冷量主要来自新风机组温度较低的回水, 不足部分由冷水机组补充。水系统中的压差旁通阀是用于在部分负荷下保证风机盘管系统的供水温度。方案3的特点是既可满足末端风机盘管需要的冷量, 又能利用新风机组的低温水给末端盘管供冷, 从而可提高冷水机组循环水泵的输水系数, 节省管材和循环水泵的运行能耗。

### 3 风机盘管系统的冷水供水温度与冷水量确定

这里就图3所示的水系统中末端风机盘管系统的冷水供水温度和冷水量的确定进行分析讨论。

#### 3.1 末端风机盘管系统的冷水供水温度

在设计性计算中, 干工况风机盘管的冷水进水温度受到室内设计状态的空气露点温度限制, 是个定值。整个末端风机盘管系统的设计冷水供水温度等于新风系统回水与冷水机组供水混合后的水温, 由下式确定:

$$t_{xw} = t_{F1} - \Delta t_p - \Delta t_G \quad (4)$$

式中:  $t_{xw}$ ——新风系统回水与冷水机组供水的混合水温度,  $^\circ\text{C}$ ;

$t_{F1}$ ——末端风机盘管的冷水进水温度,  $^\circ\text{C}$ , 可取  $t_{F1} = t_{f, i}$ ;

$\Delta t_p$ ——水泵温升 ( $^\circ\text{C}$ ),  $\Delta t_p = \frac{P}{c\rho\eta_1}$ 。式中的  $P$  是水泵的压头 ( $\text{kPa}$ ),  $c$  是水的定压比热 ( $\text{kJ/kg} \cdot ^\circ\text{C}$ ),  $\rho$  是水的密度 ( $\text{kg/m}^3$ ),  $\eta_1$  是水泵效率。

$\Delta t_G$ ——水管的温升 ( $^\circ\text{C}$ ),  $\Delta t_G = \frac{l}{cWR(t_{f1} - t_{f2})}$ 。式中的  $l$  是水管的长度 ( $\text{m}$ ),  $W$  是冷水流量 ( $\text{kg/s}$ ),  $R$  是水管的热阻 ( $\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C/W}$ ),  $t_{f1}$  是水管内的冷水温度 ( $^\circ\text{C}$ )。

### 3.2 末端风机盘管系统的冷水量

当末端风机盘管系统需要的供水温度  $t_{xw}$  确定后,根据能量守恒原理,末端风机盘管系统需要的冷水量由下式确定:

$$W_2 = \frac{t_{x2} - t_{w1}}{t_{xw} - t_{w1}} W_1 \quad \text{kg/s} \quad (5)$$

式中:  $W_1$ ——新风系统的设计流量, kg/s;  $W_2$ ——末端风机盘管系统的设计流量, kg/s;  $t_{x2}$ ——新风系统的冷水回水温度, °C;  $t_{w1}$ ——冷水机组的冷水供水温度, °C。

此外,干工况风机盘管空调系统开始运行时,需要先送入新风除湿。这样,在运行期间,由于空调房间有新风除湿,室内保持着比较低的含湿量。从湿空气的  $i-d$  可知,当室内空气的含湿量不变时,室内干球温度变化时,室内空气的露点温度仍保持不变。因此,风机盘管的开、停不会影响室内空气的露点温度,造成因室内空气露点温度升高而产生凝结水的现象。

## 4 小结

1) 空气状态的露点温度是一个与空气状态的干球温度和相对湿度有关的参数,当室内设计温度和相对湿度增加时,空气的露点温度随着升高,因此,为了防止产生结露,干工况空调系统末端风机盘管的进水温度应当根据室内设计状态的空气露点温度确定,其临界进水温度  $t_{r,i}$  由公式(2)确定。

2) 干工况运行的末端风机盘管由于所需要的温度冷水较高,水系统的设计应当利用新风系统温度较低的回水供冷。因此,宜采用图2或图3中给出的水系统形式,这样可以提高冷水机组的供、回水温差,提高冷水机组循环水泵的输水系数,节省水系统的设备投资和循环水泵的运行能耗。

3) 干工况下风机盘管空调系统在运行期间,空调房间应当一直送有新风除湿,使室内保持着设计状态下的含湿量。这样,当室内干球温度由于风机盘管停机而升高时,由于室内空气的露点温度仍保持不变,不会出现产生凝结水的现象。

## 参考文献:

- [1] 薛殿华. 空气调节[M]. 北京:清华大学出版社,1991.
- [2] 万建武. 干工况风机盘管进水温度的确定[J]. 广州大学学报,2001,(2).
- [3] 陆耀庆. 实用供热空调设计手册[M]. 北京:中国建筑工业出版社,1993.

## Investigation of Cold Water System in Dry Fan-coil Unit

WAN Jian-wu

(Guangzhou University, Guangzhou 510405, China)

**Abstract:** A study was carried out for the appropriate pattern of cold water system and the problems with which should be concerned in dry fan-coil unit air conditioning system. The methods of how to determine the supply water temperature of fan-coil unit and the cold water flow rate were also discussed.

**Keywords:** dry coil; fan-coil; supply water temperature; cold water system