

评《对〈“干盘管”误解剖析〉 一文中 4 个问题的探讨》

湖南大学 殷平[☆]

摘要 指出:“干盘管”的目的就是使风机盘管的冷凝水盘中没有水;笔者实验的目的就是确定实现“干盘管”运行的进水临界温度;将盘管的干湿工况理论简单地应用于“干盘管”导致了一系列误解的产生;如何计算“干盘管”非标准工况下的冷量需要进一步深入研究;在舒适性独立新风系统中采用新风再热是不合理的,且完全没有必要;“干盘管”防止冷凝水产生的控制措施是一项成熟的、早已商业化的技术。仅仅为了风机盘管冷凝水盘里不出现冷凝水,从而保持较好的室内空气质量,不应采用经济性很差的“干盘管”技术,很多技术都可以较低成本达到同样的效果。

关键词 “干盘管” 风机盘管 独立新风系统 盘管表面平均温度

Comment on Discussion on four aspects of Misunderstanding analysis of “dry coil”

By Yin Ping[★]

Abstract Points out that the intention of using “dry coils” is to let no water condensed from the fan coil unit (FCU); that the experiment performed by the author is aimed at determination of the critical inlet water temperature of the “dry coil”; that careless use of the wet-dry condition theory of the coil in the “dry coil” have lead to a series of misunderstanding; that further study is needed of the cooling capability calculation of “dry coils”; that outdoor air reheating in comfortable DOAS is unreasonable and unnecessary; and that the control method of avoiding condensation in “dry coil” is already a well-commercialised technique. The “dry coil” technique should not be used for merely keeping the condensed drain pan dry and the indoor air quality better because of its poor cost-effectiveness while there are many other cheaper and effective approaches available.

Keywords “dry coil”, FCU, DOAS, coil surface mean temperature

★ Hunan University, Changsha, China

①

0 引言

《暖通空调》杂志 2008 年刊登了笔者撰写的有关“干盘管”的两篇文章^[1-2],笔者撰写这些文章的主要目的是:对这一具有中国特色的“节能”产品的诸多方面提出质疑,希冀引起国内空调界的广泛讨论和深入研究。令人感到高兴的是,《暖通空调》杂志很快就发表了相关评论文章^[3],文献[3]对笔者在文献[1]中的若干观点提出了不同的看法。由于文献[3]中所涉及的问题,在“干盘管”的研究和使用中具有一定的代表性,有可能使得部分读者对“干盘管”的误解进一步加深,因此笔者认为有必要展开更深入的讨论,以使“干盘管”的研究、推广和

使用逐步走入正轨。

1 盘管的表面温度

文献[3]认为:“在‘干盘管’实验中,‘盘管进水分水头开始出现冷凝水下落’不应作为判断盘管是否处于干工况运行的依据,也无法依此得出‘干盘管’的进水临界温度。”提出这一观点的依据是:

1) “风机盘管表冷器铜管风侧表面温度 t_1 不

①☆ 殷平,男,1944 年 3 月生,大学,教授
410012 湖南省长沙市湖南大学
(0) 13902250756
E-mail: pingyin@vip.sina.com
收稿日期:2009-04-13

仅与水温有关,还与该处的风温、风侧表面传热系数和水侧传热系数有关”,“因此以‘盘管进水分水头由于水温最低’为条件得出‘最早出现冷凝水’的结论并不充分,不能简单地把盘管进水分水头是否产生冷凝水作为判断风机盘管是否开始进入湿工况工作的观察依据。”

2) “用‘冷凝水下落’时盘管进水温度作为该工况下实现无冷凝水的最低进水温度并不合理,因为其忽略了时间这一重要的影响因素。”

3) “盘管金属表面出现水雾才是真正判断实现‘干盘管’进水临界温度的标准,若以‘冷凝水下落’而非‘盘管表面出现水雾’作为判断标准,虽然大大降低了实验的观测难度,但必然会使实验结果失真。”

4) “文献[1]实验观测到盘管进水分水头开始出现冷凝水下落现象之前盘管早已处于湿工况下运行了,该实验结果对于判断‘干盘管’的进水临界温度并没有太大的参考意义。”

文献[3]上述观点和依据存在诸多问题,下面逐一加以讨论。

1.1 盘管的表面温度

文献[3]给出了风机盘管表冷器铜管风侧的表面温度 t_1 计算公式,如下:

$$t_1 = \frac{\frac{1}{h_A} t_w + \left(\frac{1}{h_w} + \frac{b}{\lambda} \right) t_A}{\frac{1}{h_w} + \frac{b}{\lambda} + \frac{1}{h_A}} \quad (1)$$

式中 h_A ——风侧表面传热系数, $W/(m^2 \cdot K)$;

t_w ——水侧水温, $^{\circ}C$;

h_w ——水侧表面传热系数, $W/(m^2 \cdot K)$;

b ——风机盘管表冷器铜管壁厚, m ;

λ ——风机盘管表冷器铜管导热系数, $W/(m \cdot K)$;

t_A ——风侧干球温度, $^{\circ}C$ 。

利用式(1)来计算风机盘管的盘管风侧表面温度是值得商榷的,因为:

1) 风机盘管的盘管采用的是铜管套铝箔表面式换热器。肋片管的肋片表面温度是沿肋片高度

逐渐降低的,而肋片表面温度高于肋基的表面温度。另一方面,由于风机盘管水路或是采用下进上出,或是采用上进下出的布置方式,又有多种并联方式,所以盘管的表面温度是上下不等,进、出风侧不等,出风侧高于进风侧,采用一维平壁导热计算公式来计算风机盘管的肋片管风侧表面平均温度显然是不妥的。

2) 实验发现,进风侧、进水端处的肋基是盘管通风部分表面温度最低处。根据传热学的基本理论,由式(2),(3)可以推导出圆管的表面温度计算公式(4),利用式(4)可以近似计算肋基和进水分水头铜管的表面平均温度,由于 $\frac{1}{2\pi\lambda} \frac{d_2}{d_1}$ 极小,计算中忽略不计:

$$q = h_A \pi d_2 (t_A - t_1) \quad (2)$$

$$q = \frac{t_A - t_w}{\frac{1}{h_A \pi d_2} + \frac{1}{2\pi\lambda} \frac{d_2}{d_1} + \frac{1}{h_w \pi d_1}} \quad (3)$$

$$t_1 = \left(1 - \frac{1}{\frac{h_A d_2}{h_w d_1} + 1} \right) t_A + \frac{1}{\frac{h_A d_2}{h_w d_1} + 1} t_w$$

$$= (1 - A) t_A + A t_w \quad (4)$$

式(2)~(4)中 q ——通过圆管壁的热流量, W ;

d_1, d_2 ——铜管内、外径, m ;

A ——系数,按下式计算:

$$A = \frac{1}{\frac{h_A d_2}{h_w d_1} + 1} \quad (5)$$

由于国内“干盘管”通常采用的是6排或8排管,对某公司生产的6排“干盘管”进行测试,对实验数据进行拟合可以得到外表面传热系数 $h_A = 39.126 v_y^{0.53}$ 和内表面传热系数 $h_w = 213.952 v_w^{0.8}$ 的计算公式,盘管进水分水头自然对流的外表面传热系数 h_A' 取 $6 W/(m^2 \cdot K)$ [4],室内干球温度为 $27^{\circ}C$,冷水初温为 $7^{\circ}C$,迎风面风速 v_y 为 $1 m/s$,水流速 v_w 为 $1 m/s$,铜管内、外径分别为 $9.52, 10.02 mm$,计算结果如下:

① 强迫对流状态下 A'

$$A' = \frac{1}{\frac{h_A d_2}{h_w d_1} + 1} = \frac{1}{\frac{39.126 \times 1 (m/s)^{0.53} \times 10.02 mm \times 10^{-3}}{213.952 \times 1 (m/s)^{0.8} \times 9.52 mm \times 10^{-3}} + 1} = 0.838$$

② 强迫对流状态下肋基表面温度 t'_1

$$t'_1 = (1 - A') t_A + A' t_w = (1 - 0.838) \times 27^{\circ}C + 0.838 \times 7^{\circ}C = 10.24^{\circ}C$$

③ 自然对流状态下 A''

$$A'' = \frac{1}{\frac{h_A d_2}{h_W d_1} + 1} = \frac{1}{\frac{6 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K}) \times 10.02 \text{ mm} \times 10^{-3}}{213.952 \times 1 (\text{m/s})^{0.8} \times 9.52 \text{ mm} \times 10^{-3}} + 1} = 0.971$$

④ 自然对流状态下铜管表面温度 t'_1

$$t'_1 = (1 - A'')t_A + A''t_W = (1 - 0.971) \times 27^\circ\text{C} + 0.971 \times 7^\circ\text{C} = 7.58^\circ\text{C}$$

计算结果与实验结果接近。

3) 风机盘管的盘管风侧表面平均温度可以采用下式进行计算^[5]

$$t_3 = \frac{(\epsilon_2 - \epsilon_1)(t_{J1} - t_{JL1})t_{s1} + \epsilon_1(t_{s1} - t_{JL1})t_{W1}}{(\epsilon_2 - \epsilon_1)(t_{J1} - t_{s1}) + \epsilon_2(t_{s1} - t_{JL1})} \quad (6)$$

式中 t_3 ——风机盘管盘管表面平均温度, $^\circ\text{C}$;

ϵ_2 ——接触系数;

ϵ_1 ——热交换效率;

t_{J1} ——风机盘管进风温度, $^\circ\text{C}$;

t_{JL1} ——风机盘管进风露点温度, $^\circ\text{C}$;

t_{s1} ——风机盘管进风湿球温度, $^\circ\text{C}$;

t_{W1} ——风机盘管进水温度, $^\circ\text{C}$ 。

热交换效率 ϵ_1 按下式计算:

$$\epsilon_1 = \frac{1 - \exp[-NTU(1 - C_r)]}{1 - C_r \exp[-NTU(1 - C_r)]} \quad (7)$$

式中 $NTU = \frac{KF}{Gc_p}$

其中 K ——风机盘管的传热系数, $\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$;

F ——风机盘管的传热面积, m^2 ;

G ——风机盘管送风量, kg/s ;

c_p ——空气的比定压热容, $\text{kJ}/(\text{kg} \cdot \text{K})$ 。

$$C_r = \frac{Gc_p}{Wc}$$

其中 W ——风机盘管水流量, kg/s ;

c ——水的比热容, $\text{kJ}/(\text{kg} \cdot \text{K})$ 。

接触系数 ϵ_2 按下式计算:

$$\epsilon_2 = 1 - \exp\left(\frac{-h_1 F}{Gc_p}\right) \quad (8)$$

式中 h_1 ——盘管外表面传热系数, $\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ 。

式(6)是文献^[5]的作者根据风机盘管的传热基本理论推导而来,并得到实验验证的,利用式(6)计算风机盘管的表面平均温度,结果表明风机盘管的表面平均温度比进水温度高 $3.5 \sim 6.7^\circ\text{C}$,进水温度越低,这一差值越大^[6]。

实验和上述计算分析均表明,风机盘管的进水分水头处的表面温度明显低于盘管其他部位,这也

就是国外空调公司都将防止冷梁和金属辐射板凝露的传感器置于设备进水管处的缘故。

盘管表面平均温度是一个很容易出错的概念,文献^[7]提出的表冷器计算方法——盘管表面平均温度法就是建立在以下假设基础上的:“通常因管壁的传热系数很大,热阻很小,所以可认为盘管的内外表面温度相同,即认为盘管的每一点温度都为 t_3 (表面平均温度),盘管外表面水膜的每一点的焓值都为温度 t_3 对应的饱和湿空气焓值 h_3 。也即在式(1),(3)积分过程中, t_3, h_3 可以作为常量处理。”事实上,根据以上分析,这一假设是不成立的,如果不能按常量处理,此计算方法也就无法完成。因此盘管表面平均温度也是一个值得研究的课题,有兴趣的读者可以对此加以深入研究,这一问题不在本文讨论的范畴内。

1.2 “干盘管”的目的和盘管的工况分析

“干盘管”作为一种空调末端装置,可以说是具有明显的中国特色。“干盘管”的概念虽然在上世纪 90 年代初国内就有人提出^[8],但是真正受到重视,开始深入研究,并在工程中应用和推广,还是在 SARS 疫情之后。“干盘管”的目的十分简单明了,就是要求风机盘管的冷凝水盘内没有冷凝水,以避免冷凝水盘成为一个细菌和病毒繁衍的场所,污染室内空气环境。与冷辐射板不同,由于“干盘管”的冷凝水盘必须保留,所以即使风机盘管出现结露,冷凝水盘里面出现了少许冷凝水,其实也是无关大局的,当然一点没有自然更好,所以设计时都是按照冷凝水盘内没有冷凝水来考虑的。在研究和讨论“干盘管”时,必须首先明确“干盘管”的这一基本目的。

虽然“干盘管”的基本定义原本是“一种在干工况条件下运行的盘管”,但是,由于“干盘管”的目的不同,因此不能将表冷器的工况分析简单地应用于“干盘管”中。冷盘管的表面工况是一个复杂的传热、传质过程,表冷器的干工况冷却和湿工况冷却干燥的传热、传质过程不同,计算方法也不同,如果

将这一复杂的传热、传质过程用于目的截然不同的“干盘管”分析中,很容易产生误解。

对于盘管表面的凝露过程,正如笔者在文献[1]中所表述的:“当盘管表面(铜管和铝箔表面)温度低于周围空气的露点温度时,开始是在金属表面出现水雾,尔后出现微小水珠,小水珠体积逐渐加大,形成大水珠后才会落下。”如前所述,由于盘管表面温度分布是极不均匀的,而影响盘管表面温度分布的因素又繁多,所以盘管的表面出现凝露的部位和发生冷凝水下落的时间,对于不同结构、不同工况的“干盘管”是不同的。

所以说“干盘管”的目的就是让冷凝水盘中没有水,这与盘管的干、湿工况的转换显然是两码事,当盘管表面出现水雾的时候,盘管就从干工况转换为湿工况,但是这时并不会马上出现冷凝水下落的现象。因此文献[3]作者认定的:“因此盘管金属表面出现水雾才是真正判断实现‘干盘管’进水临界温度的标准”的结论显然是错误的。

1.3 风机盘管冷凝水下落的时间问题

文献[3]一个重要观点是:“用‘冷凝水下落’时盘管进水温度作为该工况下实现无冷凝水的最低进水温度并不合理,因为其忽略了时间这一重要的影响因素。”作者的依据是:“譬如,在向盘管通 10℃冷水 5 min 后并未发现盘管有冷凝水下落现象,便将水温降低至 9.5℃继续进行观测,5 min 后出现了冷凝水下落,便把 9.5℃作为该工况下实现‘干盘管’的进水临界温度,这样的实验逻辑是缺乏严谨性的,因为上述逻辑并没有排除在向盘管通 10℃冷水 10 min 后出现冷凝水下落的可能性,只是通 10℃冷水这一盘管除湿强度下需要更长的时间才能使水雾发展成为冷凝水下落。”文献[3]作者

的这一段阐述,存在两个明显的误区:其一,作者把自己设想的实验步骤想当然地替代了笔者的实验步骤,并由此得出“实验逻辑是缺乏严谨性”的结论;其二,文献[3]的作者将“干盘管”和盘管热工计算工况分析混为一谈。

正如笔者在文献[2]中所指出,由于“干盘管”的进水临界温度极大地影响到采用“干盘管”作为显冷设备的独立新风系统的经济性,因此通过实验确定“干盘管”的进水临界温度对采用“干盘管”作为显冷设备的独立新风系统具有重大的经济意义。当进风参数和冷水参数一定时,对于一种定型的风机盘管产品,只有唯一的一个进水临界温度。如文献[1]所述,当进风干球温度为 25℃、相对湿度为 55%、露点温度为 15.36℃时,笔者实验的风机盘管的进水临界温度为 9.8℃,如果这时继续降低进水温度,风机盘管将开始出现冷凝水下落现象。实验表明,当盘管表面温度低于进水临界温度,盘管开始出现冷凝水下落的现象,进水温度越低冷凝水下落的时间越短,而采用亲水膜的盘管冷凝水下落的时间则明显延长。由于低于进水临界温度的进水温度都会导致盘管出现冷凝水下落的现象,至于下落从何时开始已经没有任何意义,关键是要确定进水临界温度是多少,一方面要确保达到“干盘管”的目的,另一方面则要寻求“干盘管”的进水临界温度值,以获得系统的最佳经济效益。文献[3]的作者之所以会得出上述错误的结论,关键在于没有明了笔者实验的目的,且没有正确地理解实验的结果。

1.4 “干盘管”实验结果分析

文献[3]对笔者所完成的“干盘管”实验持否定态度,理由是干工况时“出风含湿量小于进风含湿量”,如表 1 和表 2 所示。

表 1 文献[3]对文献[1]实验结果 1 的数据分析

文献[1]表 3 中的数据					文献[3]分析计算的数据					
进风干球温度/℃	进风相对湿度/%	出风干球温度/℃	出风湿球温度/℃	出风相对湿度/%	进水温度/℃	进风露点温度/℃	进风含湿量/(g/kg)	出风含湿量/(g/kg)	进水温度与进风露点温度差/℃	进出风含湿量偏差/%
25	45	14.61	13.41	87.80	8.7	12.28	8.879	9.094	-3.58	-2.42
25	50	15.21	14.19	89.77	9.5	13.89	9.882	9.674	-4.39	2.10
25	55	15.81	14.86	90.62	9.8	15.36	10.887	10.156	-5.56	6.71
25	60	16.87	15.97	91.37	10.8	16.72	11.896	10.970	-5.92	7.78
25	65	17.61	16.73	91.72	11.3	17.98	12.908	11.551	-6.68	10.51

实际上,文献[3]作者在分析笔者的实验结果时,也发现一个很有意思的现象,即“进、出风的含湿量产生如此一致性且有规律的偏差现象,便可以

排除这种偏差是由于随机误差引起的可能性。”但是令人遗憾的是,文献[3]作者没有对这种现象进行深入的研究,就轻易得出实验结果“没有太大

表 2 文献[3]对文献[1]实验结果 2 的数据分析

文献[1]表 4 中的数据						文献[3]分析计算的数据				
进风干球 温度/℃	进风相对 湿度/%	出风干球 温度/℃	出风湿球 温度/℃	出风相对 湿度/%	进水温度/ ℃	进风露点 温度/℃	进风含湿 量/(g/kg)	出风含湿 量/(g/kg)	进水温度与进风 露点温度差/℃	进出风含湿量 偏差/%
24	55	14.97	13.89	89.10	8.9	14.44	10.244	9.451	-5.54	7.74
25	55	15.81	14.86	90.62	9.8	15.36	10.887	10.156	-5.56	6.71
26	55	16.65	15.70	90.84	10.4	16.29	11.566	10.752	-5.89	7.04
27	55	17.68	16.71	90.91	11.0	17.21	12.282	11.499	-6.21	6.38

的参考意义”的结论。之所以得出这样的结论是因为：

1) 文献[3]作者没有明了笔者实验的目的。正如笔者在文献[1-2]中所指出的那样：“干盘管”由于进水温度明显高于常规风机盘管，所以冷量明显减小，功率增加，噪声上升，成本提高，经济性极差，所以在保证风机盘管干工况运行的前提下，降低冷水进水温度，寻找最佳进水温度临界值，具有十分明显的经济意义。

2) 由于笔者实验的目的是确定“干盘管”开始有冷凝水下落时的最低进水温度，在这种情况下，并不会考虑冷凝水是在哪个部位产生的，也不会考虑肋片上或者肋基处是否有水雾，甚至有小水珠出现。

3) 如表 1 和表 2 所示，当进风温度相同时，进风相对湿度增大，“干盘管”的进水温度的临界值亦增大，当进风相对湿度相同时，进风温度升高，“干盘管”的进水温度的临界值亦增大，实际上这是“干盘管”的进水温度的临界值随着进风露点温度升高而增大所致。

4) 之所以在干工况运行时会出现进出风含湿量不等的情况，是因为当盘管的某一个部位的表面温度低于空气的露点温度时，这个部位就处于湿工况状态了，先有水雾，后有水珠，被处理的空气同时被干燥，但是并非表面温度一旦低于被处理空气的露点温度就会出现冷凝水下落，而会有一个时间差，因此出现出风含湿量低于进风含湿量的现象就不奇怪了。这一偏差随着进水温度与进风露点温度差值的增大而增大，规律十分明显。

明白了进水临界温度实验的目的和“干盘管”的目的，自然就不会对实验的结果表示异议了。

文献[9]通过实验也发现，理论计算干盘管风侧显热比为 1，实测显热比有时大于 1，有时又小于 1。实验证明，实测显热比在小于 1 的情形下，也能

保证干盘管机组可靠运行，这一结论与笔者的实验结果相同。

2 非标准工况下“干盘管”冷量计算方法

首先需要说明的是，正如文献[3]作者所指出，笔者在文献[1]中确实误解了文献[3]作者提出的非标准工况下“干盘管”冷量修正式，如式(9)所示，该修正式与国内通用的非标准工况下“干盘管”冷量修正式相似，只是式中的湿球温度被更换为干球温度：

$$Q^R = \frac{t_1^R - t_{w1}^R}{t_1^0 - t_{w1}^0} Q^0 \quad (9)$$

式中 Q^R, Q^0 ——实际工况(非标准工况)下和样本工况(标准工况)下风机盘管的供冷量, kW;

t_1^R, t_1^0 ——实际工况(非标准工况)下和样本工况(标准工况)下风机盘管的进口空气干球温度, ℃;

t_{w1}^R, t_{w1}^0 ——实际工况(非标准工况)下和样本工况(标准工况)下风机盘管的进口冷水温度, ℃。

采用式(9)来计算非标准工况下“干盘管”的冷量, 有几个问题需要加以讨论：

1) 何为“干盘管”的标准工况？由于目前没有相关的国家标准，国内“干盘管”主要生产厂生产的“干盘管”产品，有两种进、出水温度，其一为 17 ℃进，20 ℃出；其二是 16 ℃进，21 ℃出，进风参数都是干球温度 27 ℃，相对湿度 50%，这种标准工况是否合理，值得讨论。

2) 式(9)的正确性需要通过大量的实验来进一步加以验证，表 3 是国内“干盘管”主要生产厂的非标准工况下冷量和标准工况下冷量之比的实验值与式(9)计算结果的比较。

由表 3 可知，计算值和实验值存在明显的偏差，是实验值不准确，还是式(9)不适用，需要进一步研究，这已经不是本文所涉及的研究范畴，不再深入讨论。

表 3 国内“干盘管”主要生产厂的实验值与式(9)计算结果的比较

	冷水初温/ $^{\circ}\text{C}$	风机盘管进口空气干球温度/ $^{\circ}\text{C}$						
		22	23	24	25	26	27	28
实验值	16	0.50	0.64	0.75	0.88	0.99	1.12	1.24
	17	0.35	0.49	0.63	0.75	0.88	1.00	1.09
	18	0.20	0.35	0.50	0.64	0.76	0.88	0.98
计算值	16	0.60	0.70	0.80	0.90	1.00	1.10	1.20
	17	0.50	0.60	0.70	0.80	0.90	1.00	1.10
	18	0.40	0.50	0.60	0.70	0.80	0.90	1.00

3) 必须指出的是,由于采用“干盘管”作为独立新风系统的显冷设备有两个条件必须保证:①新风机组承担室内全部潜热负荷;②“干盘管”冷凝水水盘中不得有冷凝水。在保证上述两个基本条件的前提下,由于采用的新风机组形式不同,室内散湿量不同,新风机组的出风含湿量和室内含湿量将不同。当采用热泵式溶液调湿新风机组时,由于出风的含湿量在 8~10 g/kg 范围内,这时室内相对湿度将取决于出风的含湿量和室内散湿量;当新风机组采用表冷器时,由于新风机组的出风相对湿度有较大的调节范围,一般可以先设定室内相对湿度,再根据室内散湿量确定新风机组的出风含湿量。这两种情况下,“干盘管”的性能明显不同,如何计算非标准工况下“干盘管”冷量需要进一步深入研究。由表 3 可知,当采用热泵式溶液调湿新风机组时,式(9)计算结果与实验值存在明显误差,且随着风机盘管进风温度的降低而加大。

3 独立新风系统的新风再热问题

对于在舒适性的独立新风空调系统(即温湿度独立控制系统)中是否需要设置新风再热装置,就国内的实际空调工程而言,本来是一个无需再讨论的问题,但是由于文献[3]的作者在几篇文章中花费了很大的篇幅来阐述在这种空调系统中设置新风再热装置的必要性和再热的方法,因此有必要再度提出几个疑点,以供读者分析、思考。

1) 在舒适性空调系统中设置新风再热装置在中国是否有先例?是否合理?在实际工程中,即使是室内湿负荷很大、热湿比很小的商场、体育馆、影剧院、会议室等场所,是否有业主真愿意在这些舒适性空调系统中设置新风再热装置?是值得认真考虑的。

2) 文献[3]的作者之所以强调作为舒适性空调一种形式的温湿度独立控制系统需要设置新风再热装置的原因是:“如果不采用新风再热调节手

段,只是‘对新风机组的表冷器进行质调节或量调节’或‘对冷水机组进行质调节或量调节’,就必然无法同时满足温、湿度的控制要求,这也有悖于“干盘管”系统实现温、湿度的控制的设计初衷。”在这里,有几个问题需要提出来讨论:①独立新风系统的定义是什么?所谓独立新风系统就是新风机组除了承担新风负荷外,还承担室内全部的潜热负荷和部分显热负荷,对舒适性空调系统的独立新风系统而言,并非需要既能实现恒温控制,也能实现恒湿控制,且分别进行独立控制;②作为舒适性空调系统的独立新风系统温、湿度的控制精度是多少?对新风机组的表冷器进行质调节或量调节,或对冷水机组进行质调节或量调节,完全能达到舒适性空调系统的控制要求。把这两个问题弄明白了,就不会再去研究温、湿度独立控制系统需要设置什么样的新风再热装置了。

3) 目前国内采用“干盘管”作为显热设备的主要是采用热泵式溶液调湿新风机组的温、湿度独立控制系统,这种空调系统的新风机组有两个特点,即:①出风温度较高,额定出风温度为 20 $^{\circ}\text{C}$;②出风温、湿度可以控制。显然对于国内主推的这种温、湿度独立控制系统是完全没有必要再去增加再热装置的。

4) 采用热泵式溶液调湿新风机组的温、湿度独立控制系统,新风机组承担的室内显热量很小,部分负荷时,温度控制主要依靠风机盘管来实现。深圳新近完成的一项采用热泵式溶液调湿新风机组的温、湿度独立控制系统的办公楼设计,标准层 1 396 m^2 ,室内显冷负荷为 102.21 kW,新风机组承担的房间显冷量 5.4 kW,新风量 4 000 m^3/h ,风机盘管总风量 66 456 m^3/h 。由于新风机组承担室内显热量很小,只占室内显冷负荷的 5.3%,所以企图通过新风来调节室内温度的能力十分有限,室内温度的控制基本上是由风机盘管来完成。

5) 文献[3]的作者提出了 3 种再热方式,即:①显热交换转轮法,利用排风的显热再热新风(文献[3]作者称之为 DOAS 方式,即独立新风方式,似乎不太确切);②电加热方式;③盘管环路式热回收(run-around)方式。令人遗憾的是,文献[3]的作者自己否定了前两种方法,认为这两种方法在中国是不可行的。剩下的一种方法,即盘管环路式热回收装置,这种再热方式需要在空调机组中增加

两套表冷器,1 台水泵和 1 套控制系统,使得空调系统的一次投资明显增加,控制更加复杂,即使是在欧美工业发达国家,这种热回收方式也只是停留在参考文献中,工程实例甚少。ASHRAE 对这种装置的评价是:控制系统复杂,需要精准的控制模型^[10]。这种再热方式在中国是否有人会用于新风系统,就不得而知了。

4 “干盘管”防凝结水控制问题

对于笔者提出的“干盘管”防止冷凝水控制的方法,文献[3]提出了 3 点疑问:1) 要找到安装凝露传感器的合理位置非常困难;2) 监测点通风不畅会延长室内温度失控的时间;3) 若监测点处通风条件使得冷凝水蒸发过快,风机盘管电动两通阀开关频繁,则容易引起水系统控制的振荡。这些问题笔者在文献[1-2]中已经阐述过,目前国外已有防止空调末端装置(包括辐射板、冷梁、风机盘管)冷凝水下落的成熟产品,尤其是大范围使用辐射板和冷梁的欧洲,多家自动控制公司都有此类产品,且有成熟的使用经验,文献[3]作者提出的 3 大问题,经向有关自动控制公司咨询,都认为是不成问题的问题,在此就不再讨论了。

5 讨论

由于“干盘管”目前缺乏相关的标准、统一的试验方法和公认的设计方法,所以如文献[3]作者所指出的那样:“目前工程上大多以高于室内空气的露点温度来确定‘干盘管’的进水温度,并非文献[1]所认为的概念上的混淆,而是在得不到设备生产商大量有力的试验数据支持的情况下,退而求次而采用的保守的设计方法。”这种“保守的设计方法”使得“干盘管”的经济性进一步恶化,加上国内目前对于“干盘管”认识上确实存在诸多误区,所以目前不同的研究者、不同的厂家都是各行其是,造成了当前“干盘管”应用中的混乱局面。据传有关单位正在制定“干盘管”的相关国家标准,这里存在两个值得讨论的问题:其一,“干盘管”是不是一种独立的节能产品,需要专门制定一套产品的国家标准吗?其二,是否需要对此种产品给出一种标准的设计方法?看来“干盘管”还有很多课题值得深入研究。

在办公室、旅馆、商场、餐厅等舒适性空调系统中推广“干盘管”技术以及采用“干盘管”作为温湿度独立控制系统的显冷设备是否合理?其经济性

如何?国内很少有文献涉及。笔者以为,国内学术界已经花费了大量的时间去研究“干盘管”的传热传质过程、实验和设计方法,取得了诸多成果,现在是到了深入研究其经济性的时候了。笔者认为,如果仅仅是为了冷凝水盘里没有水,而保持更好的室内空气质量,在科学技术高速发展的今天,完全没有必要付出如此大的代价来采用“干盘管”这一技术。因为很多价廉物美的技术都可以达到同样的效果,例如在风机盘管的冷凝水盘上喷涂无光催化纳米涂料,在风机盘管的回风口安装低阻力高效率的无光催化驻极体静电空气过滤器,不但可以彻底杀灭细菌和真菌,而且对室内有害气体(甲醛、苯类、酚类、醛类等)和异味具有很好的去除效果。这些技术在国内外实际工程中已经取得了令人满意的效果,值得大家关注。

6 结论

6.1 盘管表面温度极不均匀,上下不等,进出风侧不等,肋基温度低于肋端温度,通风表面温度高于进水分水头铜管表面温度,风机盘管凝露时,进水分水头铜管处最早有冷凝水下落。

6.2 当进风参数和冷水参数一定时,对于一种定型的风机盘管产品,只有唯一的一个进水临界温度。实验表明,当进水温度低于进水临界温度后,盘管都会出现冷凝水下落现象,进水温度越低冷凝水下落的时间越短,由于低于进水临界温度的进水温度都会导致盘管出现冷凝水下落的现象,至于下落从何时开始已经没有意义。

6.3 “干盘管”的目的就是让冷凝水盘中没有水,这与盘管的干、湿工况的转换显然是两码事,当盘管表面出现水雾的时候,盘管就从干工况转换为湿工况,但是这时并不会马上出现冷凝水下落的现象。

6.4 之所以在干工况运行时出现进、出风含湿量不等的情况,是由于盘管的表面部分已经处于湿工况,或有水雾,或有小水珠,出风含湿量必然会低于进风的含湿量,这一偏差随着进水温度与进风露点温度差值的增大而增大,规律十分明显。

6.5 文献[3]作者提出的非标准工况下“干盘管”冷量修正式与实验值之间存在误差,非标准工况下“干盘管”冷量修正式的正确表达式需要进一步研究。

(下转第 104 页)

kW 的螺杆式冷水机组。冷水机组冷水供、回水温度为 7℃/12℃, 空调水系统分为高、低两个分区(高区供、回水温度为 8℃/13℃), 末端为四管制风机盘管。冷却水供、回水温度为 32℃/37℃, 4 台冷却塔设于屋顶。

4.2 冷却塔供冷系统设备:选用 1 台换热量为 1 500 kW 的板式换热器,冷侧冷却水供、回水温度为 9℃/11.7℃,热侧空调水 10℃/15℃(高区为 11℃/16℃)。冷却水泵利用夏季工况已有的 1 台 470 m³/h 冷却水泵,对应 2 台 2 275 kW 冷水机组配备的冷却塔(即冷却塔供冷时其流量为额定流量的 50%)运行。对已有的 400 m³/h 空调水泵变频控制(维持供回水立管压差恒定),以满足空调侧的要求。参考冷却塔 67%额定流量时的热工特性曲线,设计切换点为室外空气湿球温度 5℃。

5 结论

5.1 冷却塔供冷系统从其可实现的气候区域应定义为冬季冷却塔供冷,系统形式上应充分考虑其经济合理性,使用开式冷却塔加板式换热器并联于冷水机组的供冷系统应作为较经济常用的冷却塔免费供冷方式被推荐使用。

5.2 尽可能提高冬季内区空调计算供水温度,延长冷却塔供冷的时间,对于办公、商场建筑,当新风独立处理并送至内区供冷时,一般冷却水供水温度可取 9°C 左右。冷却水温差推荐取 $2\sim 3^{\circ}\text{C}$,尽可能在较高的湿球温度工况点切换至冷却塔供冷,这在实际工程中也证明是可行的。

(上接第 65 页)

6.6 在独立新风空调系统的新风机组中安装再热装置是不合理的,且是完全没有必要的。

6.7 防止“干盘管”出现冷凝水是一项成熟的技术,目前已有可靠的产品可用于实际工程中。

6.8 如果仅仅是为了让风机盘管冷凝水盘里没有冷凝水,而保持更好的室内空气质量,在科学技术高速发展的今天,完全没有必要付出如此大的代价来采用经济性很差的“干盘管”这一技术,因为很多价廉物美的技术都可以达到同样的效果。

参考文献:

- [1] 殷平.“干盘管”误解剖析[J].暖通空调,2008,38(7):44-54
- [2] 殷平.“干盘管”经济性分析[J].暖通空调,2008,38(11):45-49,108

5.3 建议尽量利用夏季空调水系统中的水泵等设备,这样不但能减少节能设计带来的初投资的增加(确保在 2 年左右收回),而且对已有建筑利用该技术的节能改造也有很大意义。

5.4 冷却塔供冷系统所选用的冷水机组对允许的冷却水最低温度要求也是至关重要的问题。

5.5 设计中应重视冷却塔供冷冷却水系统的水处理问题。

5.6 一定不能将常年需冷却的水冷设备与使用冷却塔免费供冷的冷却水系统合并。

5.7 建议专业技术措施或手册中能提供冷却塔冬季运行工况曲线,以满足设计人员合理选用。

参考文献:

- [1] 苗培,张杰,石鹤. 冷却塔供冷系统设计方案总结与探讨[J]. 暖通空调, 2008, 38(5):74-78
- [2] 朱冬生,涂爱民. 闭式冷却塔直接供冷及其经济性分析[J]. 暖通空调, 2008,38(4):100-103
- [3] 孙敏生,马晓钧,李永振,等. 国家大剧院暖通空调方案及节能措施[C]// 中国建筑学会暖通空调专业委员会. 中国制冷学会空调热泵专业委员会. 全国暖通空调制冷 2004 年学术年会文集. 北京:中国建筑工业出版社,2004:145-155
- [4] 陈沛霖,岳孝芳. 空调与制冷技术手册[M]. 2 版. 上海:同济大学出版社,1999:446
- [5] ASHRAE Inc. Pocket Guide for Air Conditioning, Heating, Ventilation, Refrigerating (SI Edition) [M]. Atlanta:ASHRAE, 2005:247-248.

- [3] 沈列丞. 对《“干盘管”误解剖析》一文中 4 个问题的探讨[J]. 暖通空调, 2009, 39(1): 70-75
- [4] 章熙民, 任泽霏, 梅飞鸣. 传热学[M]. 北京: 中国建筑工业出版社, 2001
- [5] 倪美琴. 风机盘管干工况时进水温度的确定[J]. 制冷与空调, 2006, 6(6)
- [6] 倪美琴. 风机盘管干湿工况等价性研究及性能实验[D]. 上海: 东华大学, 2003
- [7] 王晋生. 水冷式表冷器传热研究(5): 用盘管表面平均温度法计算表冷器湿工况[J]. 暖通空调, 2001, 31(5)
- [8] 万建武. 干工况风机盘管加新风系统的空调过程设计[J]. 建筑热能通风空调, 2001, 20(3)
- [9] 刘明, 唐学波. 干盘管系统机组与直流无刷电机风机盘管的应用研究[J]. 制冷与空调, 2008, 8(增刊)
- [10] ASHRAE. ASHRAE handbook—HVAC systems & equipments[M]. Atlanta: ASHRAE Inc, 2008