

温度湿度独立控制空调系统中 冷却除湿方式的适应性分析

中国建筑设计研究院 潘云钢[☆]

摘要 针对温度湿度独立控制空调系统中新风采用冷却除湿的方式,依据房间热湿平衡原理和湿空气的焓湿图,对新风的全年运行参数及其对室内温湿度的影响进行了分析,给出了新风冷却除湿后需要再热的室外参数区域、新风作为自然冷源最大可能的温度范围和冷却除湿设计的建议措施。

关键词 温度湿度独立控制空调系统 冷却除湿 冷热平衡温度 新风 温度范围

Adaptability analysis of cooling dehumidification in temperature and humidity independent processed air conditioning system

By Pan Yungang[★]

Abstract According to the balance principle of heat and humidity of the room and the psychrometric chart of moist air, analyses the operating parameters of outdoor air in a whole year and their influence on indoor temperature and humidity for cooling dehumidification in temperature and humidity independent processed air conditioning system. Provides outdoor parameter range needed to reheat after cooling dehumidification of outdoor air, possible maximum temperature range when outdoor air used as natural cold source and suggestion measures for design of cooling dehumidification.

Keywords temperature and humidity independent processed air conditioning system, cooling dehumidification, cold and heat balance temperature, outdoor air, temperature range

★ China Architecture Design and Research Group, Beijing, China

① 1 温度湿度独立控制系统的理念

温度湿度独立控制系统 (temperature and humidity independent processed system,以下简称 THIP 系统)的设计理念是:利用新风来消除房间的余湿(潜热冷负荷),并利用室内干式末端设备来承担显热冷负荷。这样就将对房间空气冷却和除湿两个处理过程独立开来,用热力学分析方法实现了对温度、湿度控制的解耦。

由于冷却除湿方法比较简单,目前一些以 THIP 系统理念设计的工程,对新风也采用了冷却除湿方式。在供冷设计工况下,比较常见的对新风冷却除湿过程的焓湿图如图 1a 所示。

当根据卫生标准确定新风量之后,根据室内余湿量,可计算出新风送风含湿量差 $\Delta d_s = d_N - d_L$,由此可以确定出新风设计送风状态点(图 1 中表冷器机器露点)。这一思路与近年来部分学者提出的

“独立新风系统 DOAS”的理念是类似的。

从 THIP 系统的理念来看,当新风送风状态点参数为 d_L, t_N 时,送风只承担室内湿负荷而不承担室内显热负荷,是最符合这一理念的。但冷却除湿的特点决定了表冷器无法将新风直接由室外参数处理到这一点,而是需要在除湿到机器露点后再热,如图 1b 所示。

除此之外,对房间提供热源——在室内设置散热器等供暖系统,当室内相对湿度超标时开启供暖,也能实现对房间相对湿度的控制。其实对房间

①[☆] 潘云钢,男,1962 年 8 月生,大学,教授级高级工程师,副总工
程师

100044 北京市西城区车公庄大街 19 号

(010) 68343882

E-mail:panyg@cadg.cn

收稿日期:2014-05-05

修回日期:2014-06-04

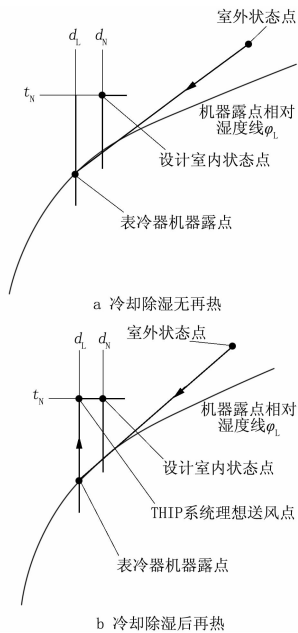


图1 新风处理焓湿图

来说,这也是冷却后再热的一种表现形式。

因此,对于整个系统或房间来说,上述两种空气处理方式实际上都是冷却后再热;这是一个冷热抵消过程,将造成能源的浪费。为了尽可能避免或减少这一情况的发生,需要对冷却除湿方式的适宜性进行深入分析。

2 房间的需求

大量人体科学的研究证明,一个维持全年恒温恒湿的空调环境,对人的心理、生理健康是不利的,与自然规律相协调的人体新陈代谢才是合理的。因此,允许周围环境有一定的变化范围,那么就可以在适当减少创造室内环境所耗费资源的同时,更有利于人的舒适性。舒适性空调室内温湿度设计参数见表1^[1]。

表1 舒适性空调室内温湿度设计参数

	热舒适等级	干球温度/℃	相对湿度/%
供暖工况	I级	22~24	≥30
	II级	18~22	
供冷工况	I级	24~26	40~60
	II级	26~28	≤70

表1中的供暖与供冷工况,直观的理解应该是:在向空调建筑提供热量(供暖)或者冷量(供冷)时的系统工作状态。从表1中可以看出,在冷

表2 典型房间夏季设计工况下的新风送风含湿量

	室内设计参数		人员散湿量/(g/(人·h))	人员新风量/(m³/(人·h))	送风含湿量/(g/kg)
	温度/℃	相对湿度/%			
旅馆	26	55	109	30	8.7
影剧院	26	55	68	20	8.9
商场	26	55	184	20	4.0
办公楼	26	55	109	30	8.7

注:室内空气含湿量为11.7 g/kg。

暖均为I级热舒适时,室内温度参数变化是连续性的。这可以理解为:当室温为22~24℃时,系统为供暖工况;当室温为24~26℃时,系统处于供冷工况;24℃则成为工况的转换点(既不需要供冷也不需要供热)。而在冷暖均为II级热舒适时,则问题出现了:由于冷暖工况没有“交集”,室内温度在22~26℃之间时,应该如何定义系统工况?同样的问题也出现在对室内相对湿度的评价上:I级供暖工况时,只要求相对湿度不低于30%,没有上限要求(从舒适性看);II级供冷工况时,只要求相对湿度不高于70%,而没有下限要求。

从我国舒适性空调系统的全年实际运行情况来看,即使是设计采用四管制系统的建筑,在全年实际运行中,除了有明显的供暖期和供冷期外,实际上绝大多数也还存在既不供暖也不供冷的过渡期。以满足舒适性为主的建筑中,空调系统真正全年供冷(或部分区域供冷)运行的情况是很少的。显然,这是符合人体实际需求与节能运行、并值得提倡的一种良好的行为模式。这一实际情况为我们更深入理解表1提供了现实基础。

综上所述,笔者认为从人员的热舒适角度来看,全年允许的室内参数可用图2来表述。

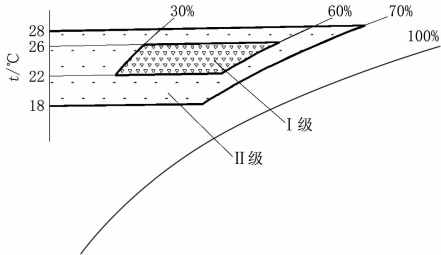


图2 室内空气参数全年允许范围

以下结合图2,并采用以THIP系统为理念的新风冷却除湿方式来分析对新风的处理过程。

3 新风送风点的设计参数

3.1 设计工况

THIP系统中的新风设计送风点,是以确保消除房间内余湿为原则确定的。在夏季设计工况下,新风送风含湿量表2。

实际系统设计中,也可能存在所选择的室内末端的供冷能力无法满足消除室内全部显热的情况(例如末端设备安装空间受到较大限制的旅馆客房,或者采用辐射供冷方式时)。这时设计人员可能会考虑直接将机器露点状态的新风送入房间(不再热),让新风来承担房间的一部分显热。尽管这与 THIP 系统的理念并不完全相符,但如果能在解决实际问题的同时,不存在再热的能源浪费,则可以使系统简化,便于设计和系统运行。但这一做法能否保证室内参数全年满足图 2 的要求呢?

3.2 全年运行工况分析

1) 冷热平衡时的室外温度

在建筑物正常使用时,室内冷负荷总是存在的。当室外气温低于室温时,新风直接送入室内可以起到一定的消除室内冷负荷的作用,只要室温能保持在合理的范围即可。根据图 2 全年允许的室温范围,也可以得到对于特定房间的新风送风温度的范围,这一范围的上下分界线就是决定房间是否供冷或供热的室外温度分界线。下面以图 2 中的 II 级热舒适为例来分析。这里先对分界线的两个温度作如下定义:

① 供暖热平衡室外温度 t_r ——采用室外新风直接送风(房间的新风送风温度 t_s 与室外温度 t_x 相等)、且维持房间温度 $t_N = 18\text{ }^\circ\text{C}$ 时,所要求的新风送风温度。室外温度 t_x 低于 t_r 时,房间需要供暖(或对新风采取加热措施)。

② 供冷热平衡室外温度 t_l ——采用室外新风直接送风(房间的新风送风温度 t_s 与室外温度 t_x 相等)、且维持房间温度 $t_N = 28\text{ }^\circ\text{C}$ 时,所要求的新风送风温度。室外温度高于 t_l 时,房间需要供冷(或对新风采取降温措施)。

显然,当室外温度 t_x 在 t_r 和 t_l 之间时,该房间只用新风就能满足室内温度的需求,而不需要额外的冷、热源供应。而当室外温度 t_x 低于 t_r 或高于 t_l 时,则需要向房间或新风提供额外的热量或冷量。按此思路,是对新风作为自然冷源的最大程度利用。

根据房间各项室内得热、新风热(冷)量及围护结构传热,可以得出房间的热平衡方程:

$$\alpha_p L_X (t_N - t_s) + (K_c F_c + K_q F_q) (t_N - t_x) = Q_N \quad (1)$$

式中 ρ 为空气密度, kg/m^3 ; c_p 为空气比定压热容, $\text{J}/(\text{kg} \cdot ^\circ\text{C})$; L_X 为送入房间的新风量, m^3/s ; t_N 为房间温度, $^\circ\text{C}$; K_c 为房间外窗传热系数, $\text{W}/(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})$; F_c 为外窗传热面积, m^2 ; K_q 为房间外墙传热系数, $\text{W}/(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})$; F_q 为外墙传热面积, m^2 ; Q_N 为室内显热冷负荷, W 。

根据 t_r 的定义,令式(1)中 $t_s = t_r$,即可得到该房间供暖热平衡室外温度 t_r 和室内温度 t_N 的关系,为

$$[\alpha_p L_X + (K_c F_c + K_q F_q)] (t_N - t_r) = Q_N \quad (2)$$

同理,根据 t_l 的定义,令式(1)中 $t_s = t_l$,可以得到该房间供冷热平衡室外温度 t_l 和室内温度 t_N 的关系,为

$$[\alpha_p L_X + (K_c F_c + K_q F_q)] (t_N - t_l) = Q_N \quad (3)$$

对于具体的房间,根据式(2),(3),即可求出相应的 t_r 和 t_l 。

2) 室内相对湿度对送风参数的要求

上述的冷、热平衡的室外温度,仅仅是基于对房间温度的要求来进行评价的,而没有考虑房间相对湿度的问题。同样以图 2 中的 II 级舒适度为例,对于全年来说,相对湿度 $\leq 70\%$ 就成为室内相对湿度控制的高限值。以下从保证相对湿度的角度分析对新风送风参数的要求。

1) 新风送风含湿量的最大限值 $d_{S\max}$

在房间余湿恒定的条件下,新风对房间的除湿能力任何时候都是相同的,即:在达到房间湿平衡时,不同功能房间新风送风的含湿量差 $\Delta d_s (= d_N - d_s)$ 都是相同的。例如在表 2 中,对于旅馆客房和办公室, $\Delta d_s = 3\text{ g/kg}$ 。

在表 2 中,对于旅馆客房和办公室, $\Delta d_s = 3\text{ g/kg}$ 只是设计工况下的计算值。但人在不同室温下的散湿量是不同的^[3],因此送入同样的新风量后,在达到房间湿平衡时,房间新风送风的含湿量差 Δd_s 是不同的。根据图 2 所示的参数范围要求,在湿空气焓湿图上可以得到当室内相对湿度为 70% 时,各室温下的室内含湿量 d_N ;同时,根据湿负荷平衡计算方程,可得出同样室内条件下所要求的新风送风含湿量最大限值 $d_{S\max}$ (对于旅馆客房和办公室均相同),见表 3。

由此得出:在整个供冷季节中,不同室温下保证消除房间余湿的新风送风含湿量 d_s 应满足表 3 的要求,即: $d_s \leq d_{S\max}$ 。

表3 不同室温时的 d_N 和 d_{Smax}

	室温/℃										
	18	19	20	21	22	23	24	25	26	27	28
$d_N/(g/kg)$	9.14	9.74	10.36	11.04	11.75	12.50	13.30	14.13	15.02	15.95	16.94
$d_{Smax}/(g/kg)$	7.61	8.02	8.44	8.93	9.44	10.03	10.63	11.30	12.00	12.76	13.52

2) 新风送风温度的最小限值 t_{Smin}

仅仅限制新风的送风含湿量 d_{Smax} 是无法保证室内相对湿度 $\leq 70\%$ 的。从焓湿图中可以推算出,即使新风的送风含湿量不超过表3的数值,但如果送风温度过低,仍然有可能导致室内的相对湿度大于70%,使室内人员产生湿冷感。下面分别以位于我国严寒A区、寒冷地区、夏热冬冷地区和夏热冬暖地区的办公室和旅馆客房为例进行分析。

3.3 典型房间案例分析

1) 建筑及案例房间的基础数据

假定所分析的建筑体形系数在0.3~0.4之间,窗墙面积比为50%,建筑各围护结构的热工性能对应于GB 50189—2005《公共建筑节能设计标准》^[2]中的相关规定。

① 典型房间1——个人办公室

房间面积12 m²,一面外围护结构(北向,不考虑太阳辐射的影响)且立面面积也为12 m²,窗墙面积比为50%,使用人数1人,计算机1台,人均

新风量30 m³/h。

② 典型房间2——旅馆客房

房间面积20 m²,一面外围护结构(北向,不考虑太阳辐射的影响),立面面积为12 m²,窗墙面积比为50%,使用人数2人,人均新风量30 m³/h。

③ 室内显热负荷的计算

考虑到人员显热负荷随着室温会发生一定的变化,根据文献[3]的计算方法和相关数据,经笔者整理,得到在上述典型房间情况下室内显热冷负荷 Q_N 的计算公式。

对于典型房间1:

$$Q_N = 475.4 - 4.8t_N \tag{4}$$

对于典型房间2:

$$Q_N = 537.8 - 9.6t_N \tag{5}$$

2) 冷、热平衡室外温度的计算

根据前面所列出的房间计算条件和保持房间热平衡,可以得到室外温度 t_X 、室内温度 t_N 和新风送风温度 t_S 三者的关联式,见表4。

表4 t_X, t_N, t_S 的关联式

	气候分区			
	严寒地区	寒冷地区	夏热冬冷地区	夏热冬暖地区
办公室	$53.4t_N - 12.6t_X - 36t_S = 475.4$	$55.8t_N - 15t_X - 36t_S = 475.4$	$63.6t_N - 22.8t_X - 36t_S = 475.4$	$68.4t_N - 27.6t_X - 36t_S = 475.4$
旅馆客房	$94.2t_N - 12.6t_X - 72t_S = 537.8$	$96.6t_N - 15t_X - 72t_S = 537.8$	$104.4t_N - 22.8t_X - 72t_S = 537.8$	$109.2t_N - 27.6t_X - 72t_S = 537.8$

根据 t_r 和 t_l 的定义,在表4的公式中,令 $t_S = t_X$,可得到各气候分区中不同房间的室外温度 t_X

和室内温度 t_N 的关联式,见表5。

① 供暖热平衡室外温度 t_r

表5 新风直送时室外温度 t_X 和室内温度 t_N 的关联式

	气候分区			
	严寒地区	寒冷地区	夏热冬冷地区	夏热冬暖地区
办公室	$53.4t_N - 48.6t_X = 475.4$	$55.8t_N - 51t_X = 475.4$	$63.6t_N - 58.8t_X = 475.4$	$68.4t_N - 63.6t_X = 475.4$
旅馆客房	$94.2t_N - 84.6t_X = 537.8$	$96.6t_N - 87t_X = 537.8$	$104.4t_N - 94.8t_X = 537.8$	$109.2t_N - 99.6t_X = 537.8$

当 $t_N = 18\text{℃}$ 时,根据表5可以计算出各气候分区中不同房间的供暖热平衡室外温度 t_r ,计算结果见表6。

果见表7。

表7 室温28℃时的供冷热平衡室外温度 t_l /℃

	气候分区			
	严寒地区	寒冷地区	夏热冬冷地区	夏热冬暖地区
办公室	21.0	21.3	22.2	22.6
旅馆客房	24.8	24.9	25.2	25.3

上述计算是以北向房间(不考虑太阳辐射)为基础的。对于其他朝向的房间,由于太阳辐射的影响,室内的热量会增加;只要新风送风温度不低于表6中的温度,均能够满足室温不低于18℃的需求。因此表6中的温度即可认为是该地区该功能

表6 室温18℃时的供暖热平衡室外温度 t_r /℃

	气候分区			
	严寒地区	寒冷地区	夏热冬冷地区	夏热冬暖地区
办公室	10.0	10.4	11.4	11.9
旅馆客房	13.7	13.8	14.1	14.3

② 供冷热平衡室外温度 t_l

当 $t_N = 28\text{℃}$ 时,根据表5可以计算出各气候分区中不同房间的供冷热平衡室外温度 t_l ,计算结

房间的供暖起始温度。

同样地,如果不考虑太阳辐射的影响(北向房间),当新风送风温度不高于表 7 的温度时,能够保证房间室温不超过 28℃的需求。因此表 7 中的温度可以作为房间的供冷起始温度。特别需要说明的是,对于其他朝向的房间,由于可能受到太阳辐射的影响,其 t_1 可能会要求更低一些。

表 8 各气候区不同室温 t_N 时的最低新风送风温度 t_{Smin} ℃

室内温度 $t_N/℃$	办公室				旅馆客房			
	严寒地区	寒冷地区	夏热冬冷地区	夏热冬暖地区	严寒地区	寒冷地区	夏热冬冷地区	夏热冬暖地区
18	10.0	10.4	11.4	11.9	13.7	13.8	14.1	14.3
19	11.1	11.5	12.5	12.9	14.8	14.9	15.3	15.4
20	12.2	12.6	13.5	14.0	15.9	16.0	16.4	16.5
21	13.3	13.6	14.6	15.1	17.0	17.1	17.5	17.6
22	14.4	14.7	15.7	16.2	18.1	18.2	18.6	18.7
23	15.5	15.8	16.8	17.3	19.3	19.4	19.7	19.8
24	16.6	16.9	17.9	18.3	20.4	20.5	20.8	20.9
25	17.7	18.0	19.0	19.4	21.5	21.6	21.9	22.0
26	18.8	19.1	20.0	20.5	22.6	22.7	23.0	23.1
27	19.9	20.2	21.1	21.6	23.7	23.8	24.1	24.2
28	21.0	21.3	22.2	22.6	24.8	24.9	25.2	25.3

从表 8 可以看出:室内温度 18℃时,计算结果与表 6 相同;室内温度 28℃时,计算结果与表 7 相同。因此,表 8 中最上行和最下行参数是直接采用室外新风送风时送风温度可满足室内温度要求的上、下限值。

3) 室内相对湿度对送风参数的要求

仅仅考虑新风的送风温度对满足室内温湿度的要求是不够的,还应同时校核室内相对湿度是否满足要求。以寒冷地区的办公室为例。夏季新风的设计送风含湿量为 $d_s=8.7\text{ g/kg}$,新风经过盘管冷却除湿达到这一含湿量时的机器露点温度为 12.5℃(机器露点相对湿度取 95%)。根据 GB 50189—2005《公共建筑节能设计标准》对空调送风系统单位风量耗功率 W_s 的要求,可以计算出经冷盘管处理后的空气在送入房间时,风机和管道对送风的温升(送风管合理进行绝热保冷条件下)为 0.8℃左右;如果计入管道传热引起的温升,送风过程中的总温升可取 1℃,则实际送入房间的新风温度为 13.5℃。当新风送风参数和室外参数均为 $t_s=13.5℃, d_s=8.7\text{ g/kg}$ 时,根据表 5 的公式计算出此时办公室的实际温度为 $t_N=20.9℃$ (室外温度 $t_x=13.5℃$);在此室温条件下,可计算室内人员的散湿量约为 68 g/h,相应的新风送风含湿量差 Δd_s 为 2.1 g/kg。根据焓湿图计算送风过程发现,此时房间的相对湿度为 69%,基本满足 II 级

根据 t_r 和 t_1 的定义可以认为:当 $t_r \leq t_x \leq t_1$ 时,房间既不需要供暖,也不需要供冷。

因此,以对室外新风这一自然冷源的最大利用程度来评价的话,用室外空气直接送风($t_s=t_x$)来保证房间温湿度时的新风送风温度,即为满足不同室内参数要求时的最低新风送风温度限值 t_{Smin} 。根据表 5 中的计算公式,以 t_{Smin} 代替 t_x ,计算结果见表 8。

热舒适工况的要求(不大于 70%),但显然不满足 I 级热舒适工况的要求。

为了更好地说明问题,将表 3 和表 8 用焓湿图来表示,以办公室为例,如图 3 所示。

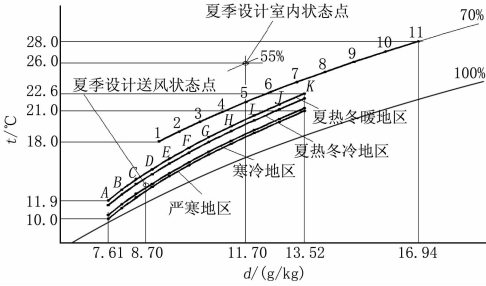


图 3 各气候区办公建筑室内状态点与送风状态点的关系

图 3 中,1~11 点为室内相对湿度 70%、室温分别为 18~28℃的需求限值的连线。A~K 点(按照不同的 4 条线,每个点分别代表 4 个气候区)分别为对应满足室内 1~11 点要求的新风送风状态点,其中含湿量与表 3 中的 d_{Smax} 相对应,送风温度与表 8 中的 t_{Smin} 一致。可以看出,在没有额外热源提供的条件下,处于 A~K 点构成的线上的所有新风送风点,都能同时满足室内温度 18℃的低限要求和室内相对湿度 70%的高限要求(这也是上例中,按照夏季设计工况确定的新风状态点能够满足 II 级热舒适工况的原因)。但是高于 K 点的新风送风温度则不能满足室温不超过 28℃的要

求,这时就需要开启人工供冷系统了。

由此可知,只有同时满足表 3 和表 8,才能实现对房间温湿度参数的同时保证。

4 冷却除湿的适应性分析

在保证新风送风含湿量不大于 d_{Smax} 的条件下,新风经过冷却盘管除湿后的温度较低。在上述案例中,尽管可以满足 II 级室内工况,但在无外部热源(或者室外温度升高)的情况下,室内温度已经无法继续升高,可能会使人产生湿冷的感觉。

在保持机器露点的相对湿度 95% 不变的条件下,根据图 3 可以反推得到:对于寒冷地区办公室,当送风含湿量 $d_s = 9.25 \text{ g/kg}$ 时(相应的机器露点温度为 14.25°C),新风的送风状态点正好落在曲线 AK 上。低于此含湿量的送风点,可以保证相对湿度不超过 70%,室温不超过 22.5°C ;而高于此含湿量的送风点,尽管可以使室温提高,但相对湿度会超过 70%。因此,即使在空调系统全年运行策略中,对新风冷却盘管出风温度(即机器露点温度)进行变参数控制,也不是没有缺陷的——室内相对湿度将随着表冷器出风温度的升高而升高(表冷器除湿能力下降)。

从表 8 中还可以看到,各气候区旅馆客房的最低 t_{Smin} 为 13.7°C (严寒地区),显然 13.5°C 的送风温度无法满足所有气候区的旅馆客房最低温度要求。

由此可知,在没有额外热源的情况下,如果采用新风冷却除湿负担室内湿负荷的方案,确定送风点时要依据表 3、8 或图 3 中计算的限制参数。

通过上述分析并结合 t_r, t_l 的计算结果,可以得到无再热盘管时,基于新风冷却除湿原理的室外空气状态的不适应范围,以寒冷地区的办公室为例,如图 4 所示。

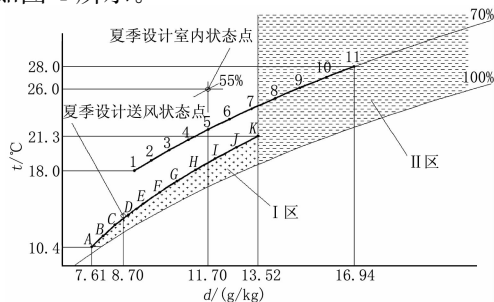


图 4 寒冷地区办公室无再热盘管时
新风冷却除湿方式的不适应范围

在图 4 中,1~11 点分别为相对湿度 70% 时不同室温($18\sim 28^\circ\text{C}$)对应的状态点,A~K 点分别为满足 1~11 点要求的新风送风状态点。

同理可以得到不同气候分区、不同功能建筑基于新风冷却除湿无再热盘管时的室外空气状态的不适应范围,其结果类似于图 4。

得到的结论如下:

1) 对于同样功能的房间, I, II 区范围从小到大的排列顺序是:严寒地区、寒冷地区、夏热冬冷地区和夏热冬暖地区;

2) 对于同一气候区, I, II 区范围从小到大的排列顺序是:办公室、旅馆客房。

3) 对于 I 级热舒适,同类功能的房间,其 I, II 区的范围远远大于 II 级热舒适。

对于其他功能的房间(表 2 所列)也可以作类似分析。以上分析是以机器露点相对湿度 95% 为基础的,这也符合目前绝大部分采用冷却除湿方式的新风机组冷却盘管的实际情况(通常在 95%~98% 之间)。

5 结论

5.1 给出了冷却除湿方式在全年运行中满足室内温湿度参数时,新风送风参数的限值要求和可能的供暖、供冷热平衡室外温度,可以为空调系统最大限度地节能运行提供参数控制依据。I, II 区的范围越大,运行能耗越大。

5.2 当室外空气状态点位于 I 区时,如果无热源而直接送风,将导致办公室的相对湿度超标。因此从保证室内湿度需求来说,这时应考虑适当的热源供应。

5.3 当室外空气状态点位于 II 区时,尽管可以将新风进行除湿冷却,但除湿冷却后的送风点将落入 I 区,也有可能引起办公室相对湿度超标(取决于围护结构的传热)。如果要保证相应的室内湿度,再热通常也是必要的措施。

5.4 除了图 4 中的 I, II 区外的其他室外状态点,可采用直接送风(室外温度在 $t_A \sim t_K$ 之间时)、加热(室外温度低于 t_A 时)、加湿(对于 II 级热舒适且室外含湿量低于 d_A 时)或者干冷却(新风不冷却到相对湿度 95% 的机器露点、室外温度高于 t_K 时)的措施——将新风送风点处理至 A~K 点组成的连线上、且温度不超过 t_K 的任何一个状态点,

(下转第 11 页)

(上接第 6 页)

都可以保证办公室的参数要求,且不存在冷热抵消的能源浪费。

5.5 以上分析是以满足Ⅱ级室内热舒适工况下最大程度节能进行的。因此,热舒适级别的确定对Ⅰ,Ⅱ区范围至关重要。如果希望尽可能减小Ⅰ,Ⅱ区的范围来减少运行能耗,那就要合理确定房间全年的参数需求范围,充分利用室外空气并减少冷热抵消所产生的能源浪费。

5.6 冷却除湿方式原理虽然简单,但在应用时还需要解决送风温度的问题。在以上设定的典型房间案例中,当除湿后的新风送风温度低于表 8 的要求时,需要对新风进行一定的再热,或者对房间供热(室内末端加热)。进一步分析可知:产生上述问题的主要原因是房间在不同工况时的实际热湿比线与新风送风过程线不一致;Ⅰ区的大小(尤其是 A~K 点连线在焓湿图中所处位置的高低)直接影响加热量或再热量。如果实际房间中的室内冷负荷(人员、灯光及设备等)加大

(相当于房间热量增加),则Ⅰ区将变小(图 4 中 A~K 点连线位置降低),再热的需求也会随之减少。但设计者并不能为了追求设计计算时“消除再热”而人为加大室内冷负荷,否则实际运行时将浪费更多的制冷量和加热量(包括再热量)。由于实际建筑的热工性能及使用方式并不一定与上述案例相同,上述各表中的计算结果也并不表示对该气候分区中的所有同类建筑都适合,因此对于具体工程,设计人员可采用上述思路进行分析以得出相应的数据。

参考文献:

- [1] 中国建筑科学研究院. GB 50736—2012 民用建筑供暖通风与空气调节设计规范[S]. 北京:中国建筑工业出版社,2012
- [2] 中国建筑科学研究院,中国建筑业协会建筑节能专业委员会. GB 50189—2005 公共建筑节能设计标准[S]. 北京:中国建筑工业出版社,2005
- [3] 陆耀庆. 实用供热空调设计手册[M]. 2 版. 北京:中国建筑工业出版社,2008