

使用分体空调机侧下送风的 办公室热性状的实验研究

⑤
31-41,48

何天祺

(重庆建筑大学城市建设学院 630045)

TU831.8
TU831.7

摘要 结合典型对象的实测,就空调送风射流流型及室内温度场、速度场的均匀性等,对使用分体空调机侧下送风的办公室热性状作了全面的分析与评价,并就工程应用中人们普遍关注的一些问题提出了结论性意见。

关键词 办公室, 分体空调机, 气流分布, 实验研究

中图分类号 TU831.6

1 概述

随着空调的日渐普及,分体式(Split Type)空调机正越来越多地应用于科研楼、办公楼、会议室、百货商店以及住宅等民用建筑中。在这种空调房间内,通常是按房间面积与单机供冷能力的大小,选用一台或多台空调设备,并多沿外围护结构并列布置室内机组,将相应的室外机组置于屋顶或阳台上;大多不用有组织的机械进风,而借门、窗缝隙自然补入新风;相应的气流组织则属于侧下送(通常调整送风方向以一定倾角吹向楼板)下回方式。

在普遍存在的空间有限、负荷强度较小的研究室、办公室这类空调房间中,单就容量而言,配置一台分体式机组往往已能满足需要;从节省投资与便于施工、管理计,一室中自然也宜尽量减少装机数量。但是,这往往带来下述问题:由于空调机服务的房间容积相对较大,再则,室内机组碍于美观或客观条件限制,常需偏置一隅并作落地式布置,从而导致空调送风射流在室内的直接作用范围十分有限,其扩散过程也很不均匀。这种情况下,在房间工作区域最终能否获得应有的空调效果?能否维持一种较为均匀、稳定的热力状况?进一步,在空调设备间歇运行条件下和一定内外扰量作用下,这类空调房间的热力状况与各种负荷量将呈现怎样的瞬变特征?这些问题都是专业人员十分关注的。

基于上述目的,笔者曾选择东京大学工学部二号馆某教官室(2-203)为对象,于1983年6月、8月两度在空调系统间歇运行条件下,就若干项目分别进行了数日的实验测试。以这些实测资料为基础,结合室内流场与热过程的模拟计算,笔者进一步对这类对象建筑内部空间热性状作了较为深入的研究与分析,并就工程应用中人们关心的一些问题提出结论性意见。

收稿日期:1996-04-23

何天祺,男,1943年4月生,副教授

2 实验研究对象及其基础资料

2.1 建筑设计资料

2-203 室位于四层楼房的第二层,层高 4 m,建筑面积约 35 m²,平面如图 1 所示。围护结构作法:南向外墙,350 mm 钢筋混凝土板、内壁抹灰,外贴瓷砖;南向外窗 1000 × 2500,4 幅,3 mm 普通玻璃钢窗;内墙、150 mm 砖墙,表面抹灰;铁板门 1 道,20 mm 厚;地板、楼板为 130 mm 厚钢筋混凝土板,板底抹灰,板上铺杉木板再被覆沥青瓷砖。

2.2 房间使用条件

2.2.1 空调设备配置与使用

该室装设三菱 DAIYA AS-2/AUC-2 分体空调机 1 台,标准制冷量 4800 kcal/h (5.58 kW),标准风量 14 m³/min,配双层旋转开关与室温调节器,每日 9:00~10:00 开机,19:00 左右停机。

2.2.2 室内照明

每日约 8:30~19:00 使用 40 × 4 W 明装荧光灯,偶尔加用 30 W 白炽台灯 1 具。

2.2.3 在室人员

每日约 8:30~19:00 固定在室人员 1 名,偶尔在室人员 1 名,从事教研与科研工作。

2.4 门窗开闭状况

4 幅外窗均配浅色塑料百叶帘,固定于半开半闭状态,终日无直射阳光入室。1 扇外窗和邻接走廊的内门偶有开启,新风自然渗入量不大。

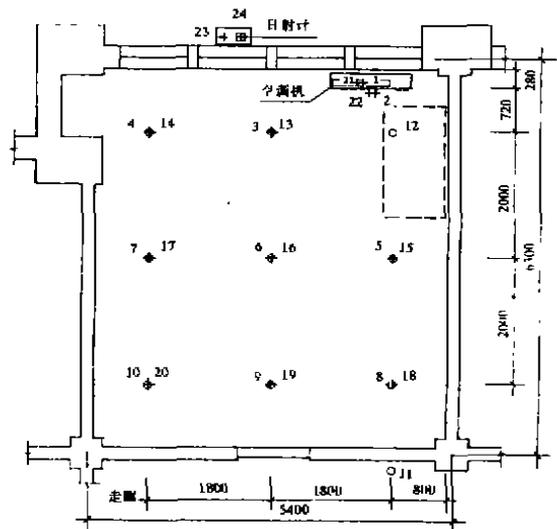


图 1 2-203 室平面与测点布置

3 测试内容与方法

3.1 测点布置、测定内容与方法

本研究中涉及的测试项目包括:室内空气温湿度(主要内容)、走廊与室外空气温湿度、太阳辐射强度以及空调机送、回风温湿度与风速。

室内外空气参数测点平面布置见图 1。图中 3[#]~10[#]测点距地 1.2 m 高,用符号“+”表示;11[#]~20[#]测点距地 1.7 m 高,用符号“○”表示。在空调机出风口平面上的风速测点布置如图 2,为提高测定值的准

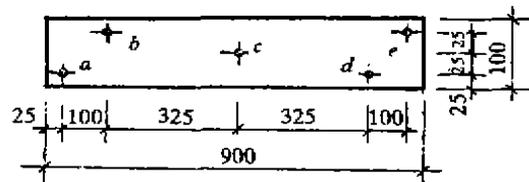


图 2 出风口测点布置

确性,实际测定中在图示测点附近将测点数加密2倍。

各项测定内容、选配的主要测量仪表与测试要求汇总于表1。

表1

测点编号	测定内容	仪表配置	读值时间间隔	备注
1	空调机送风干球温度	自制CC热电偶 + ER-X119 多笔打点式记录仪	1 min	A系统
2	空调机回风干球温度	自制CC热电偶 + ER-X119 多笔打点式记录仪	1 min	A系统
3 - 12	室内干球温度	自制CC热电偶 + ER-X119 多笔打点式记录仪	1 min	A系统
13 - 20	室内干球温度	自制CC热电偶 + E9102 CK 多笔打点式记录仪	1 min	B系统
21	空调机送风湿球温度	自制CC热电偶 + E9102 CK 多笔打点式记录仪	1 min	B系统
22	空调机回风湿球温度	自制CC热电偶 + E9102 CK 多笔打点式记录仪	1 min	B系统
23	室外空气干球温度	自制CC热电偶 + E9102 CK 多笔打点式记录仪	1 min	B系统
24	水平面总日射强度	MS-60回波日射计 + SP-H7P笔式记录仪	1 min	
<i>a - e</i>	空调机送风速度	AM-A11/11-1111热线风速仪	6次/d	
<i>f - h</i>	空调机回风速度	AM-A11/11-1111热线风速仪	6次/d	
	室内温湿度(抽测)	棒状标准水银温度计 双金属自记温度计 毛发自记湿度计	连续 连续	校正基准 参考对照 参考对照
	走廊温湿度	ASSMANN 温湿度计	1 h	参考对照
	室外温湿度	ASSMANN 温湿度计	1 h	参考对照

3.2 热电偶测温原理与方法

根据本研究涉及的温度测量范围,主要的空气温度(含个别湿球温度)参数均采用笔者自制的铜-康铜(CC)热电偶作温度传感器,通过补偿导线与具有检测、显示、记录功能的自动电位差计连接,组成A、B两套热电偶测温系统(见图3、图4)。

根据热工测量知识,我们选用*a*、*b*两种已知均质导体制成热电偶,并与测试仪表连接成闭合

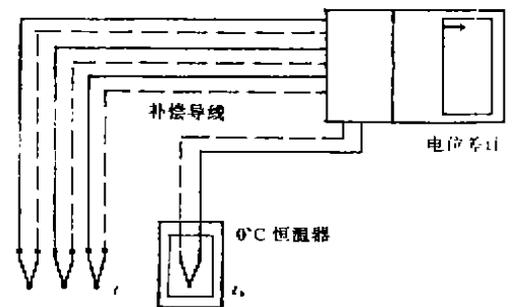


图3 热电偶测温原理

回路。只要热端(温度 t)与冷端(温度 t_0)存在着温差(即 $t \neq t_0$), 则该回路中必然产生热电势, 其值 $E_{th} = f(T, T_0)$, 即这一热电势的大小仅仅取决于冷、热两接点的温度。如果进一步采用“冰浴法”将冷端温度恒定在 0°C , 这一热电势就只与热端被测温度 T (或 t)成单一的函数关系。根据这一原理, 我们通过仪表检测出回路中产生热电势的大小, 就可间接地测知任意时刻某一测点处的空气温度 t 。

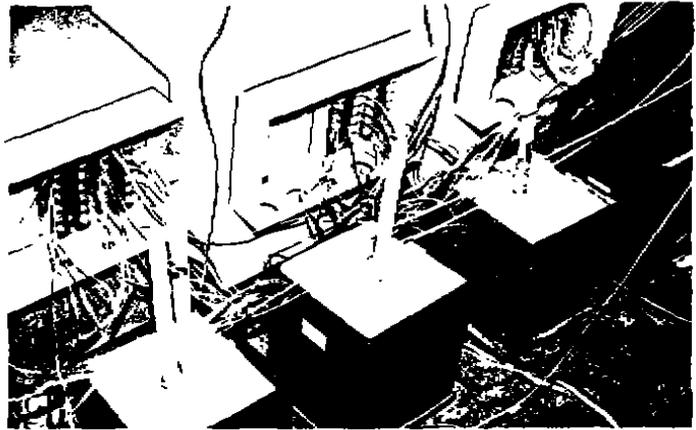


图 4 测试装置的局部连接

在 A、B 系统投入使用前, 在保持冷端温度恒定为 0°C 的条件下, 分别对其热电特性进行测试(以标准水银温度计标定), 进而绘制出它们的热电特性 ($E-t$) 曲线(图 5)。显然, 这两条曲线在直角坐标中非常接近于直线。这样, 在正式测定中即可由各测点测出的热电势值, 较为精确而方便地查得相应的温度参数值。

4 测试结果及数据整理与分析

4.1 太阳总辐射强度与室外温度

笔者从 8 月 9 日至 12 日期间, 在 24[#] 测点使用回波日射积算仪对水平面总的太阳辐射强度进行连续测定。图 6 系截取自 11 日(晴间多云)6:00~17:00 期间的测定记录。

据实地观测, 24[#] 测点处 8:36~12:40 期间出现杂乱的树影与云层遮蔽现象, 故太阳辐射强度呈现参差不一的急剧下降之势。12:40~14:20 期间处于晴好日照中, 此间出现一日中辐射强度的峰值。7:00 以前和 14:20 以后, 该处完全处于建筑阴影区, 故仅存在少量较为稳定的散射辐射热作用。

根据测量仪表(MS-60 日射计)的感度定数 $A = 5.0 \text{ mV/cal}/(\text{cm}^2 \cdot \text{min})$, 总太阳辐射强度的实测值可通过下式换算:

$$I = \frac{600}{0.86} \times \frac{D}{L_v \cdot v} \quad \text{W/m}^2 \quad (1)$$

式中 D —— 前一时间至计算时刻实测曲线所包围的面积, cm^2 ;

L_v —— 与 A 对应的记录纸幅宽, 12.5 cm ;

v —— 记录纸移动速度, 5 cm/h 。

本次实测 $I \approx 11.163D \text{ W/m}^2$ 。按此计算得出 8 月 11 日 24[#] 测点处水平面太阳总辐射强

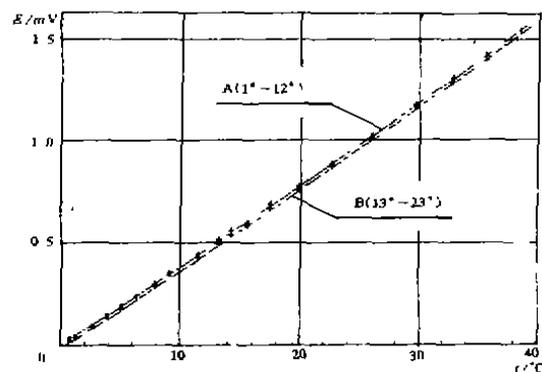


图 5 自制 CC 热电偶之 $E-t$ 曲线

度逐时值见表2。这些测定值经进一步作“直散分离”处理后，可以获得该处太阳法线面直射辐射强度和水平面散射辐射强度值，从而可为对象建筑在实测条件下的计算机动态热模拟提供必要的输入数据。

当日室外干球温度在23[#]测点连续测定的原始记录见后面图7。可以看出，空调运行时段在9:00出现最低值，12:50~15:00出现日间峰值33°C。ASSMANN温湿度计测得的干球温度与之十分接近；湿球温度9:00约23.4°C、中午25.0°C、18:00出现峰值26°C。若与当地“标准年”气象资料相比，实测干球温度在中午时分略为偏高，湿球温度在傍晚前略为偏高。

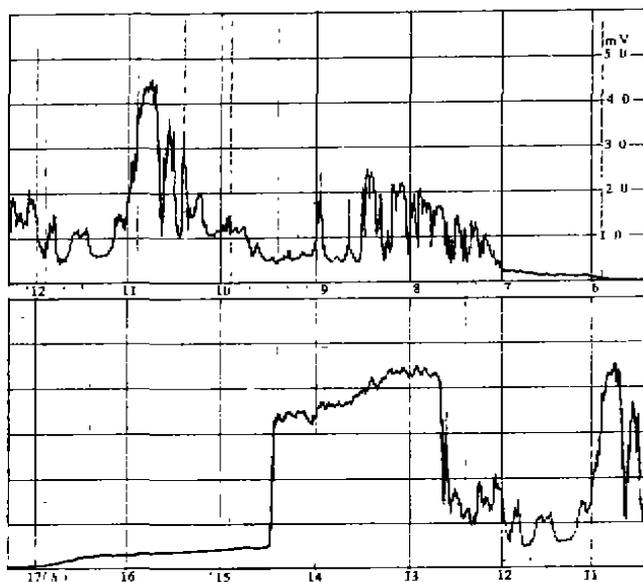


图6 太阳总辐射强度测定记录

表2

时刻 h	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19
D cm^2	0.98	2.95	16.14	18.68	12.08	34.02	14.59	32.85	51.0	24.66	5.25	3.25	1.13	0.19
I W/m^2	10.94	32.93	180.17	208.53	134.85	379.77	162.87	366.71	569.31	275.28	58.61	36.28	12.61	2.12

4.2 室内空气温湿度

4.2.1 温湿度测定结果及其数据整理

从8月3日至12日期间，两次启用A、B系统对室内各测点温湿度进行实测，从中截取8月11日7:00~21:00的原始记录见图7。此外，在7[#]测点附近还设置有自记温湿度计(偶尔加用ASSMANN温湿度计)作对比测定，其原始记录见图8。

考虑到3[#]~10[#]测点温度(测定值归入“第一数群”)变化情况趋于一致，实测曲线密集呈线状，近似取某瞬时中间值代表该数群平均值 t_{p1} ，读值最大偏差(出现于空调期间)为 ± 0.6 °C。同理，以 t_{p2} 代表14[#]、15[#]和17[#]~20[#]测点(测定值归入“第二数群”)的瞬时平均值，读值的最大偏差为 ± 0.9 °C。此外，13[#]、16[#]测点尚处于空调送风射流主体段且靠近工作区上界，在研究工作区温度分布特性时不妨将其剔除。这样，任意时刻室内整个工作区域的平均温度即可近似按下式确定：

$$t_{np} = t_{p1} \cdot \frac{n_1}{n} + t_{p2} \cdot \frac{n_2}{n} \quad \text{°C} \quad (2)$$

式中 n_1 —— 第一数群测点数目；
 n_2 —— 第二数群测点数目；
 n —— 第一、二数群测点总数， $n = n_1 + n_2$ 。

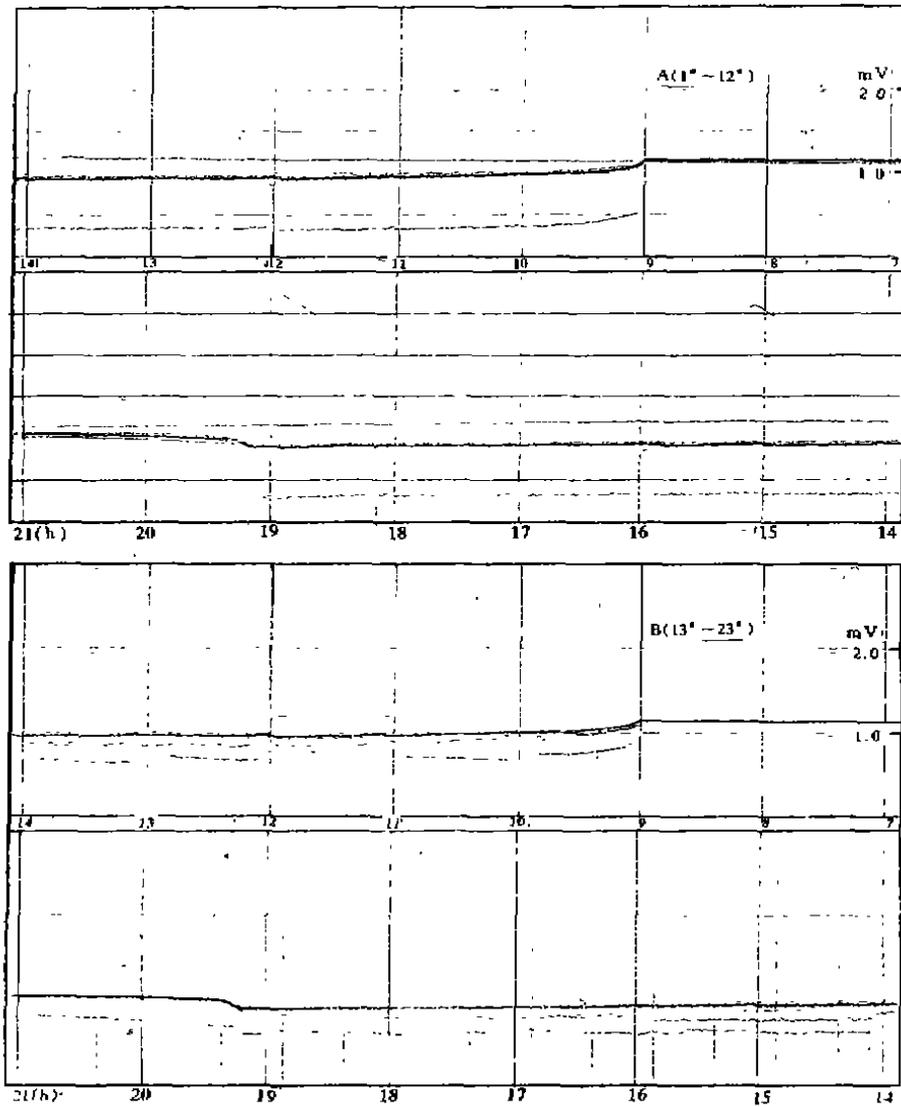


图 7 温湿度测定原始记录

该室室内湿球温度仅于空调期间在 21[#] 和 22[#] 测点作了测定。由于测点风速较高, 湿球湿纱布无法始终保持充分湿润状态, 故实测曲线呈现周期性升降变化。原则上取用某时段的最低值作为相应时刻的有效测定值。

8 月 11 日 7:00~19:00 2-203 室温湿度测定结果及其整理与分析列于表 3。

4.2.2 温湿度场均匀性的评价

为正确评价室内工作区温度分布的均匀性, 本研究采用整个工作区空调期间的平均温度作为评价基准, 并定义一个评价指标——不均匀系数 k_t :

$$k_t = \frac{\sigma_t}{t_{np}} \quad (3)$$

式中 t_{np} —— 基于空调运行期间实测值整理所得工作区平均温度, $t_{np} = 24.2^\circ\text{C}$;

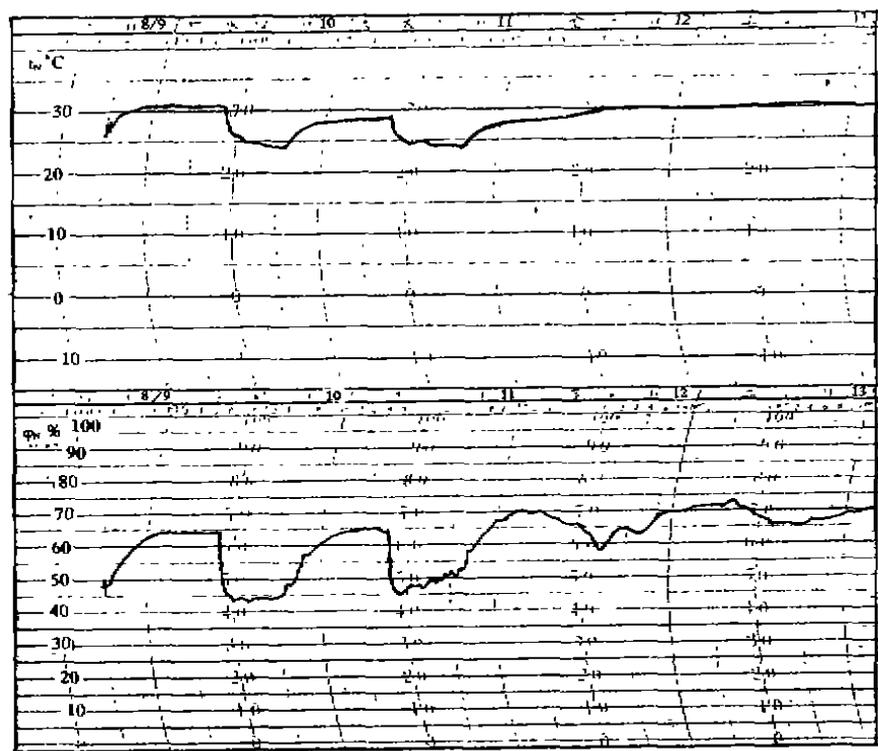


图8 ASSMANN 温湿度计测定记录

σ_t —— 均方根温度偏差。

鉴于前述理由, 本研究中对各个时刻温度的均方根偏差通过下式计算:

$$\sigma_t = \sqrt{\frac{(t_{p1} - t_{sp})^2 \cdot n_1 + (t_{p2} - t_{sp})^2 \cdot n_2}{n_1 + n_2}} \quad (4)$$

考察 22[#] (回风口) 测点湿球温度实测记录可知, 空调运行期间各时刻数值相当稳定, 我们有足够理由用它近似代替同一时刻工作区的平均湿球温度 (通过自记温湿度计测定值 t' 、 φ' 可加以应证), 进而求出相应的相对湿度逐时平均值以及空调期间总平均值 φ_{sp} (其值为 45.3%)。考虑到舒适空调中相对湿度的影响并不是主要的, 故在表 3 中仅以 φ_{sp} 为基准对第一数群相对湿度偏差作了较简单的分析。

由表 3 可知, 除刚开空调机第一小时数值稍高外, 室内各时刻温度不均匀系数在空调期间几乎都在 3% 左右。这种温度分布均匀性对舒适空调已足够满足要求。当空调机停运后, 室温在第 1 小时内迅速升高 (约 3°C), 其后温升渐缓, 整个非空调期间最大均方根偏差约 5°C 以上。

4.3 室内气流流型分析

4.3.1 空调机出风方向调整与流速测定

考虑到 2-203 室净空较高, 调整空调机出口双层活动百叶, 按水平面左斜约 30°、竖直面而上倾约 60°送出空调气流, 以期节省空调能耗。

表 3 2-203 室 8 月 11 日 温度测定结果及其分析

时刻 h		7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	
3 [#]	t_{p1}	28.6	28.8	29.6	25.0	24.5	24.2	24.2	24.0	23.5	23.5	23.5	23.2	23.0	26.0	26.7	
	$t_{p1}-t_{p2}$	+4.4	+4.6	+5.4	+0.8	+0.3	0	-0.2	-0.7	-0.7	-0.7	-0.7	-1.0	-1.2	+1.8	+2.5	
	t'	28.6	28.8	29.0	25.6	25.2	24.5	24.8	24.7	24.2	24.2	24.0	23.9	23.7	25.2	26.5	
	φ_{p1}	—	—	—	43.5	46.0	45.0	43.0	47.0	49.0	49.0	49.0	49.0	51.0	49.0	—	—
	$\varphi_{p1}-\varphi_{p2}$	—	—	—	-1.8	+0.7	-0.3	-2.3	+1.7	+3.7	+3.7	+3.7	+5.7	+3.7	—	—	—
10 [#]	φ'	65.0	64.9	63.8	49.0	45.2	45.5	47.3	47.5	48.5	48.7	50.0	51.5	51.0	53.5	59.4	
	t_{p2}	29.1	29.4	29.6	26.3	25.1	25.1	25.5	25.1	24.7	24.5	24.0	24.0	23.5	26.7	26.8	
	$t_{p2}-t_{p1}$	+4.9	+5.2	+5.4	+2.1	+0.9	+0.9	+1.3	+0.9	+0.5	+0.3	-0.2	-0.2	-0.7	+2.5	+2.6	
	平均温度	28.8	29.0	29.6	25.5	24.7	24.6	24.7	24.4	24.0	23.9	23.7	23.5	23.2	26.3	26.7	
	均方根偏差	4.6	4.9	5.4	1.5	0.6	0.6	0.8	0.6	0.6	0.6	0.6	0.8	1.0	2.1	2.5	
13 [#]	不均匀系数	0.19	0.20	0.22	0.06	0.03	0.03	0.03	0.03	0.03	0.03	0.03	0.03	0.03	0.04	0.09	
	平均相对湿度	—	—	—	41.5	45.0	44.0	41.0	43.5	46.5	47.0	48.0	48.5	47.5	—	—	
	t	29.1	29.4	29.6	24.0	23.0	23.0	21.9	21.9	21.9	20.5	21.7	21.7	21.5	21.5	26.6	
	t	29.1	29.4	29.6	25.1	24.7	24.5	24.3	24.0	23.2	23.0	23.0	22.8	22.8	26.6	26.8	
	t	28.4	28.8	29.3	9.5	9.5	9.5	9.5	9.5	9.3	8.9	8.9	8.7	8.3	25.7	26.4	
16 [#]	t	—	—	—	—	8.9	8.7	8.9	8.7	7.4	7.9	7.6	7.6	7.4	—	—	
	φ	—	—	—	—	94	94	90	94	90	78	88	84	88	—	—	
	t	27.6	27.9	28.6	25.0	24.7	23.8	24.0	23.8	23.5	23.5	23.2	23.0	22.8	24.7	25.7	
	t	—	—	—	—	16.8	16.6	16.4	16.1	16.6	16.6	16.6	16.6	16.6	16.6	16.1	
	φ	—	—	—	—	43.5	43.5	42.5	44.0	48.0	49.0	49.0	51.5	52.5	50.0	—	

表4列出5天内每次在出风口平面上以15个测点实测值求得的平均风速 v_0 ，由这5日

平均值确定的出风口总平均风速 $v_{0,p} = 2.62 \text{ m/s}$ 。

4.3.2 侧下送风气流分布计算

按既定风口位置、出风方向、自由度与出口温差 ($\Delta T_0 = t_0 - t_n = 9.2 - 24.2 = -15^\circ\text{C}$)，可以判定

该室空调送风基本属于非等温自由射流。由于这一冷射流 ΔT_0 甚大，流动过程极易中途下落，并在室内形成一种复杂的三维紊流流场。分析室内气流分布的主要矛盾，可着重研究射流轴心轨迹纵剖面上的气流状况 (图9)，从而使其理论计算得以简化，并可运用流体力学中一些经典的经实验修正的半径经验公式 (诸式见赵荣义等编《空气调节》第三版)。

4.3.2.1 射流轴心轨迹

鉴于该室空调送风以 $\beta \approx 60^\circ$ 的倾角和非贴附形式向上送出，按有关经验公式估计其可能达到的最大高度 $y_{max} \approx 2.4 \text{ m}$ 。该射流随射程增加逐渐下落，轴心轨迹 (假定任意点纵横坐标为 y_1 、 x_1) 可通过下式确定：

$$\frac{y_1}{d_0} = \frac{x_1}{d_0} \text{tg}\beta + Ar \left(\frac{x_1}{d_0 \cos\beta} \right)^2 \left(0.51 \frac{a x_1}{d_0 \cos\beta} + 0.35 \right) \quad (5)$$

式中 d_0 —— 射流出口断面的当量直径， $d_0 = 1.13 \sqrt{F_0} = 1.13 \sqrt{0.9 \times 0.1} = 0.34 \text{ m}$ ；

Ar —— 阿基米德数，集中射流 $Ar = 11.1 \frac{\Delta T_0 \sqrt{F_0}}{v_0^2 \cdot T_n} = -0.0245$ ；

T_n —— 工作区温度，由测定确定为 297.2 K ；

v_0 —— 出风口风速，由测定确定为 2.62 m/s ；

a —— 出风口紊流系数，取 0.16 。

利用由上式得到的以 x_1 为未知数的三次方程求解，可以确定在不同给定 y_1 值下的 x_1 值。按此计算，在工作区上界 ($y_1 = 1.2 \text{ m}$) 处求得相应的 $x_1 \approx 3.15 \text{ m}$ ；其后的射流则呈现疾速下降之势。

4.3.2.2 射流轴心速度衰减

该室空调送风射流轴心速度衰减规律由下式表征：

$$\frac{v_r}{v_0} = \frac{k_1 k_2 k_3 m_1 \sqrt{F_0}}{x} \quad (6)$$

式中 x —— 从出风口至射流计算断面的总长度， m ；

v_r —— 距出风口 x 处射流轴心速度， m/s ；

k_r —— 射流受限的修正系数，查图得 1.0 ；

表4

时刻 h	10	11	12	13	14	15	16	17	18	日平均
8月4日	—	2.27	2.33	—	2.41	—	2.44	—	2.66	2.42
8月5日	2.41	2.52	2.58	—	2.44	—	2.48	—	2.54	2.50
8月6日	2.65	2.71	2.73	2.75	—	—	—	—	—	2.71
8月10日	2.71	2.73	2.74	—	2.76	—	2.75	—	2.79	2.75
8月11日	2.72	2.66	2.69	2.72	2.73	—	2.72	—	2.75	2.71

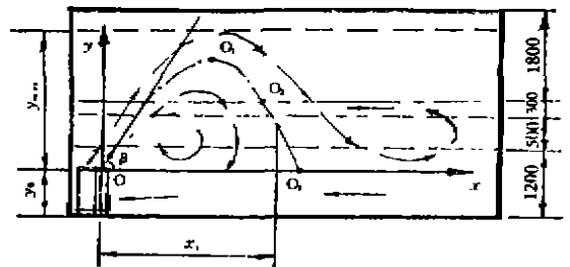


图9 射流纵剖面上的流型分析

k_2 ——射流重合的修正系数, 取 1.0;

k_3 ——射流非等温影响的修正系数, 计算得 1.08;

m_1 ——代表速度衰减的系数, $m_1 = 1.13 \frac{0.48}{a} = 3.39$ 。

借助上式考察射流轴心速度衰减情况表明, 射流下落至工作区上界处 ($x \approx 4 \text{ m}$), $\frac{v_x}{v_0} \approx 0.275$, 从而得 $v_x \approx 0.58 \text{ m/s}$; 其后射流落入工作区, v_x 还将进一步衰减。对 1.2 m 层面速度值作随机抽测证实, 除射流末端风速略高于 0.3 m/s 外, 室内大部分区域均处于 0.3 m/s 以下的回流状态。

假如改变出风倾角 $\beta = 45^\circ$, 仍按前述理论分析, 尽管送风射流到达高度减小, 但由于射程增大利于速度衰减, 在工作区上界 v_x 已低于 0.5 m/s; 工作区内全面满足舒适风速已不成问题。

4.3.2.3 射流轴心温度衰减

该室空调送风射流轴心温度衰减规律由下式表征。

$$\frac{\Delta T_x}{\Delta T_0} = \frac{k_1 k_2 k_3 n_1 \sqrt{F_0}}{x} \quad (7)$$

式中 ΔT_x ——表示距出风口 x 处射流的轴心温差, 即 $\Delta T_x = t_x - t_w$ K;

n_1 ——代表温度衰减的系数, $n_1 = 0.73$ $m_1 = 2.475$ 。

由该式确定的工作区上界处 $\frac{\Delta T_x}{\Delta T_0} \approx 0.2$, 从而求得 $t_x \approx 21.2^\circ\text{C}$ 。如同上项分析, 进入工作区内射流轴心温度还将进一步衰减; 在 1.2 m 层面上仅射流末端处温度偏低(约 22°C), 实测结果也已证实, 极大部分区域温度均与工作区平均温度相当接近。

假如减小出风倾角 β , 同时若再适当提高室温 t_w 的控制值, 减小送温差 ΔT_0 , 射流温度衰减与工作区温度分布均匀性势必都将得到进一步改善。

4.4 负荷特性分析

参考实测资料, 设定该室室内设计参数 $t_w' = 24.5^\circ\text{C}$ 和 $d_w' = 9.2 \text{ g/kg}$, 以房间实际条件和东京地区“标准年”气象资料作为输入, 采用日本 HASP/ACLD/8001 计算程序对室内热过程作动态模拟的结果见表 5。当然, 这里显示的仅是一种统计规律。可以看出, 开机的初始时刻空调装置除热量(这里即是系统需冷量)为最大, 这是间歇空调停机后存在较大升温负荷所致; 在 14:00 前后这一负荷再次增高, 其后逐渐降低。在空调运行 10 小时内的平均负荷约为 3465 W。

表 5 2-203 室空调负荷逐时变化情况

时刻 h	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19
装置显热除热量 W	3004	2111	2589	2133	2349	2575	2321	2117	2221	2053	1896
装置潜热除热量 W	1861	256	974	983	924	1243	1114	1218	1854	1861	1861
装置总热除热量 W	4865	2367	3563	3116	3273	3818	3435	3335	4075	3914	3757

图 10 表示该室空调送风在 $i-d$ 图上的状态变化(亦即空调)过程。图中实线系以实测

参数为基础,虚线则以前述动态模拟的平均负荷为基础。鉴于实际情况下状态参数的差异以及新风负荷并非为零等原因,空调机实际供冷量偏大应在情理之中。另由实际过程计算确定的热湿比 $\epsilon \approx 8920 \text{ KJ/kg}$,这确切反映了室内余热量中显热负荷偏大、潜热负荷(伴随着余湿量)偏小的热湿发散特性。

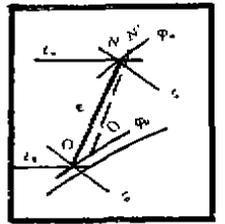


图 10 室内状态
变化过程

5 结 论

本研究通过典型对象的实测与分析,对文首提及的采用分体空调机下侧送风的办公类建筑物热性状作了较为全面的探讨。虽然限于客观条件,未能对射流和室内速度场作更充分的测定,但现有的研究在下述几个方面已经可以得出较为明确的结论:

(1) 对净空高度与单股送风射流对应的房间断面均较大的办公类房间,落地式空调机组宜采用一定倾角并以非贴附形式向上送风。这与垂直贴附上送相比,温度和速度衰减稍嫌不够充分,但却可避免全室空调造成的冷量浪费。

(2) 当上述机组偏置室内一隅时,宜与出风口竖轴和水平面均保持一定夹角,斜向上沿对角方向送风,其时流动规律相当接近非等温自由射流。当向上送风倾角 $\beta \approx 60^\circ$ 、送风温差 ΔT_0 也较大时,冷射流到达工作区上界附近即呈疾速降落之势,在工作区局部位位置稍有“冷吹风”感,但尚在可接受的程度:最大温度偏差约 -2.2°C ,最大风速 $> 0.5 \text{ m/s}$ 。空调期间工作区各时刻温度不均匀系数 k_t 保持在 3% 左右,风速一般都在 0.3 m/s 以内。

(3) 当上述机组斜向上送风夹角 β 适当减小且送风温差 ΔF_0 适当减小时,可增大送风射程与射流长度,从而使温度、速度衰减趋于充分,更有利于改善室内气流分布的均匀性。

(4) 办公类建筑均属间歇空调,当空调机停止运行后室温迅速回升,随之产生升温负荷,从而导致翌日重新开机后第一小时内(室温逐渐趋近控制值)势必出现较大的“开车负荷”。在一日中,空调负荷在中午前后再度增高,午后逐渐趋于下降。对于在室人员少且无有组织补给新风的场合,室内潜热负荷较小,相对湿度 ϕ_0 偏低,热湿比 ϵ 则趋于增大。

(编辑:袁江)

(下转 48 页)

On Determinative Parameters of SDOF Systems in Elasto - plastic Earthquake Response

Huang Zongming

(Faculty of Civil Engineering, Chongqing Jianzhu University)

Sun Yong

(Shenzhen Huazhu Company of Architectural Engineering Design Ltd.)

Abstract Parameters dominating elasto - plastic earthquake response of SDOF systems, relation between ground motion amplitude and elasto - plastic response of SDOF systems are presented in this paper.

Key Words elasto - plastic earthquake response, dominant parameters, input amplitude effect

(上接 41 页)

An Experimental Research on Thermal Behaviour of the Office With A Floor - Mounted Split Type Air - conditioner

He Tianqi

(Faculty of Urban Construction, CJU)

Abstract Some thermal behaviours including the pattern of the efflux of air supply , the uniformity of room temperature and air velocity are all - sidedly analysed and evaluated, based on the tests in a typical office with a floor - mounted split type AC - er. Several conclusions on some applications in engineering that the engineers and technicians are concerned with are presented in this paper.

Key Words office, split type AC - er, air distribution, experimental research