

置换通风与室内空气品质

韩海涛* 张吉光

(青岛建筑工程学院 266033)

【摘要】 本文从室内空气品质的评价指标出发,揭示了置换通风在改善室内空气品质上的独特优势,并分析了在置换通风中存在的垂直温度梯度和吹风感对舒适度的影响,提出了通过与冷却顶板相结合的复合系统来加以改进的解决措施。

【关键词】 室内空气品质; 换气效率; 通风效率; 置换通风; 冷却顶板; 垂直温度梯度

Displacement Ventilation and Indoor Air Quality

Han Haitao Zhang Jiguang

(Qingdao Institute of Architecture & Engineering Qingdao 266033)

【Abstract】 Based on the evaluation index of indoor air quality, this article analyzes the unique advantage of displacement ventilation on the improvement of IAQ; discusses the effect of vertical temperature gradient and draft on thermal comfort and provides a combined system of displacement ventilation and cooled ceiling for reducing them.

【Key words】 indoor air quality; air exchange efficiency; ventilation efficiency; displacement ventilation; cooled ceiling; vertical; temperature gradient

1、前言

自从70年代世界能源危机之后,出于节能的考虑,人们一方面提高建筑物的气密性和热绝缘性,另一方面在空调系统的设计和运行中更多地利用回风而相应减少了新风量,然而过度地减少新风,虽然降低了能耗,但同时也引起了室内空气品质(IAQ)的恶化。例如,在人群聚集场所(空调房间),长期在室内工作的人们会出现头晕、恶心、胸闷、乏力、皮肤干燥、嗜睡、烦躁等症状,统称为“病态建筑综合症”。

在针对建筑综合症的致病原因进行的调查中,都提到因新风量供应不足而导致室内空气品质恶劣。近年来设计者改善空调系统设计,加大新风量,以提高室内空气品质。然而单纯加大新风量却往往效果不明显,因此不能只简单地注重新风的量,而忽视新风的质及送风有效性。例如在很多有通风空调的房间中,其所提供的室外空气中并非全部送入工作区,送风并没有得到充分地利用。因此在保证新风量的同时,一方面要慎重考虑新风的处理,同时更要注重提高新风效应。

本着以人为本的思想,考虑以工作区为主要调节区,而非工作区的环境参数要求相对可以放宽,这样在节约大量能源的同时,将新鲜空气直接送到了人的呼吸区,缩短了新风年龄,并使人体吸入的空气尽可能地不受周围环境的污染,以保证人体对室外空气的充分利用。这就需要有一个合理的气流组织。置换通风方式正是这一思想的代表,由于其在改善室内空气品质上的卓越作用,正得到日益广泛的运用。

2、室内空气品质的评价指标

2.1 主观评价指标

2.1.1 热感觉指标 PMV-PPD

PMV (Predicted Mean vote) 指标代表了绝大多数人对同一环境的冷热感觉,因此可用PMV指标预测热环境下人体的热反应。由于人与人之间的生理差别,故用PPD(Predicted Percentage of Dissatisfied)指标来表示对热环境不满意的百分数。ISO7730对PMV-PPD的推荐值为PPD<10%,PMV值在-0.5~+0.5之间。相当于在人群中有10%的人感到不满意。PPD与PMV的

*韩海涛,女,1973年出生,在读硕士研究生,青岛建筑工程学院

关系如图1^[1]。

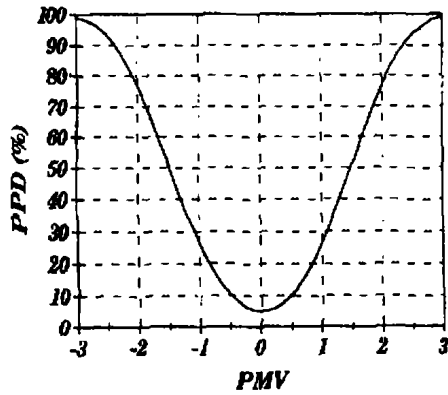


图1 PMV与PPD的关系曲线

2.1.2 室内空气品质指标 PNA

PNA(Predicted Dissatisfied of Air quality)是从人的嗅觉角度来评价空气品质。以一个标准人的污染物散发量作为污染源强度单位，称为1 olf。标准人是指处于热舒适状态静坐的成年人，平均每天洗澡0.7次，每天更换内衣，年龄为18—30岁，体表面积1.7m²，职业为白领阶层或大学生，在10 l/s未污染空气通风的前提下，一个标准人引起的空气污染定义为 1 decipol，即：

表 1^[2] Decipol 值与空气品质状态关系

Decipol值	空气品质状态
10	病态建筑
1	健康建筑
0.1	城镇室外空气
0.01	山区室外空气

1 decipol=0.1 olf(l/s)

关于IAQ不满意百分比PDA的计算公式如下：

$$PDA = \exp(5.98 - \sqrt{112/c}) \quad (1)$$

式中

c—室内空气品质的感知值，dcipol;

$c = c_0 + 10C/Q$;

c_0 —室外空气品质的感知值，decipol;

C—室内空气及通风系统的污染物源强，olf

Q—新风量，l/s。

PDA与IAQ的关系见图2。从图2中我们可以发现，在低污染浓度尤其是5 decipol以下时，IAQ的微小恶化也会导致PDA的急剧增大。当空气品质为5 decipol时，PDA竟达45%左右，有近一半人不满意。在ASHRAE通风标准62—1989中已经

规定：空气品质应使80%的室内人员感到满意，即PDA≤20%，相应的室内空气品质的感知值为1.4 decipol。

2.1.3 PD 指标

PD(Percentage of Dissatisfied)，定义为由于空气流动而造成的人体所不希望的局部冷却。

ISO7730中PD用下式表示^[3]：

$$PD = (34 - t_n)(v - 0.05)^{0.62}(0.37 \bar{v} T_U + 3.14) \quad (2)$$

式中

t_n —当地空气温度(°C)

\bar{v} —当地空气平均风速(m/s)

T_U —当地紊流强度(%)

当 $\bar{v} < 0.05 \text{ m/s}$ 时，取 $\bar{v} = 0.05 \text{ m/s}$;

当PD>100%时，取PD=100%。

2.2 客观评价指标

2.2.1 空气龄

空气年龄指空气质点从进入房间起至达到某点所需经历的时间，其表达式为^[4]：

$$(\tau) = \frac{\int c(\tau)}{C_0} \quad (3)$$

式中 C_0 —初始浓度；

$c(\tau)$ —瞬时浓度；

(τ) —空气龄。

由上式可见，对室内某点而言，其空气龄越短即意味着空气滞留在室内的时间越短，即被更新的有效性越好。对整个房间的空气龄测定通常是在排风口处。

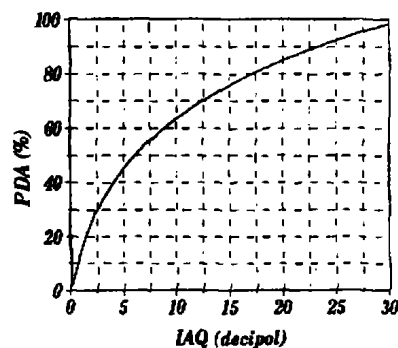


图2 IAQ与PDA的关系曲线

2.2.2 换气效率

换气效率(Air Exchange Efficiency)表示室内空气被新鲜空气替代的快慢,是评价室内空气新鲜度的重要指标,是气流本身的特性参数。定义式为:

$$\zeta = \frac{\tau_n}{\tau_r} = \frac{\tau_n}{2\bar{\tau}} \quad (4)$$

式中 τ_n 为名义时间常数, τ_r 为实际换气时间, $\bar{\tau}$ 为室内平均空气龄。换气效率愈高意味着入室空气停留时间愈短,表明它的清洁度愈高。当换气效率在50%以上时,认为该通风组织有较好的换气效率。

2.2.3 通风效率

通风效率(Ventilation Efficiency)表示送风排除室内余热及有害物的迅速程度,它从整体上反映一个通风系统新风的有效利用情况,是衡量通风系统有效性的主要指标。影响通风效率的主要因素为送回风口的布置、送风口的送风特性、房间设备布置和污染源位置及散发特性等。

$$\eta = \frac{t_p - t_0}{t_n - t_0} = \frac{C_p - C_0}{C_n - C_0} \quad (5)$$

式中:

t_p —排风温度;

t_n —工作区温度;

t_0 —送风温度;

C_p —排风浓度;

C_n —工作区浓度;

C_0 —送风浓度。

考虑到室内污染物浓度场的不均匀性,在计算通风效率时常采用空调房间两层分布模型:假设房间分为下部工作区和上部非工作区两部分;上下两部分污染物浓度场是均匀的;以房间的通风效率(ventilation-system-efficiency)为通风效率^[5]。

3、置换通风原理

置换通风是一种全新的通风形式。它以低诱导比为原则,将新鲜空气低速送入房间底部工作区,新风在重力作用下先下沉,随后慢慢扩散,

在地面上方形成一个薄的空气层。室内热污染源产生的热浊气流由于浮力作用而上升,并不断卷吸周围空气,这样由于热浊气流的卷吸作用和后续新风的“推动”作用及排风口的“抽吸”作用,使覆盖在地板上方的新鲜空气缓慢向上移动,形成类似向上的活塞流,工作区内的污浊空气被后续新风所取代。当达到稳定状态时,室内空气在温度、浓度上便形成了两个区域:上部混合区和下部单向流动的清洁区。因此只要保证分层高度(地面到界面的高度)在人员工作区以上,就可以确保人体处于品质优良的工作区,而人体以上的空间则不需控制,从而达到节能的目的(参见图3)。

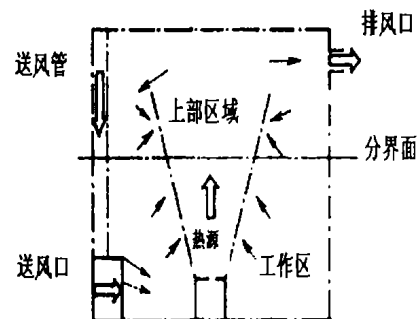


图3 置换通风原理图

置换通风很好地利用了气体热轻冷重的自然特性和污染物自身的浮升特性,通过自然对流达到空气调节的目的。

4、置换通风与室内空气品质

置换通风的重要特性就是热力分层,即室内分成上下两区,上区存在气流回返混合,温度与污染物浓度较高;下区为单向流,空气温度较低而清洁。上、下两区内温度梯度和污染物浓度梯度均很小,各区内均匀平和。在两区之间存在一个不稳定的过渡层,又称温跃层,是由对流紊流和热力扩散的平衡作用而形成的,其高度虽小,但温度梯度和污染物浓度梯度却很大,空气的主要温升过程就在此区内实现,所以应控制过渡层位于所要求控制的分层高度之上。这样将余热和污染物锁定于人的头顶之上,就使得人的停留区保持了最好的空气品质。

文献[6]中曾对置换通风的温度场和速度场进行了研究,对系统中有代表性的点进行了测试,得出以下结论:

(1) 热源不影响整个房间水平方向温度的均匀性;

(2) 热源或污染源无横向扩散;

(3) 除热源上方有较大的上升气流外, 整个速度场非常均匀平稳, 呈层流低紊流状态。

4.1 新鲜空气在室内的停留时间或空气年龄是决定换气效率的唯一因素

置换通风的主要气流是依靠热源诱导的上升气流, 在工作区呈近似理想状况下的单向流, 送风与室内空气的掺混少, 在室内停留时间短, 并以类似活塞流方式将污浊气流压至排风口, 工作区污染物不易扩散, 从而在工作区创造出一个空气新鲜的环境条件, 换气效率通常介于50%—67%之间。而混合式通风是射流送风, 通过诱导室内空气循环使二者充分掺混以稀释室内污染物浓度, 因而延长了它在室内的停留时间, 在整个室内空间形成一个近于排风的条件, 其换气效率明显小于置换通风, 当发生短循环时则更低。

4.2 置换通风的通风效率较高

根据置换通风原理, 我们知道, $t_p > t_n$, $C_p > C_n$, 故置换通风的 $\eta > 1$, 通常介于100%—200%之间。而混合通风中 $t_p \leq t_n$, $C_p \leq C_n$, 所以混合通风的 $\eta \leq 1$, 实际应用中常为50%—70%。文献[4]以3个不同几何形状的热污染源, 使其在不同的位置和3种不同的排风口以及不同送风量、不同热负荷情况下进行了36种工况的实验研究, 研究结果表明, 多污染源置换通风的通风效率在120%—140%之间。

5、置换通风和冷却顶板的联合应用

置换通风在提高空气品质方面涉及舒适度的主要问题是, 存在垂直温度梯度和吹风感。置换通风由地面附近将低于室温的空气送入人体活动区(夏季工况), 产生了垂直方向的温度梯度, 人的感觉是头暖脚寒、这和人的头寒脚暖的舒适要求相悖。根据ISO7730的规定, 地面上标高1.1m处和标高0.1m处的空气温度之差必须小于3℃。离地0.1m正是人体脚跟的位置, 作为人体的敏感部位, 在一定的风速下, 对冷风更易产生吹风感。文献[7]中曾提出当工作区水平送风时, 只要送风温差小于4—5℃, 换气次数不低于 $16h^{-1}$,

工作区平均风速小于 $0.25m/s$, 平均温度在20—25℃范围, 服装热阻在 $0.9—0.5clo$ 之间; 当采用地板送风时, 只要人体距风口边缘大于 $0.4m$, 即无风感之虞, 不仅可保证整体舒适感且可免除膝足两处的风感威胁。

然而实际上上述条件难以完全满足。要保证置换通风的舒适度, 就必然导致送风速度和送风温差受限, 相应地就降低了系统的冷却能力, 难以适应冷负荷大的场合。最佳的解决方法就是将冷却顶板和置换通风结合使用, 如图4所示, 相应室内负荷由置换通风系统和冷却顶板系统共同负担, 这样送风量就可以相应减小, 从而带来新风处理能耗的节约以及送风和排风动力能耗的减少。文献[8]指出, 和传统混合式空调系统相比, 置换通风与冷却顶板的结合使用, 并配置上冷却塔自然冷却系统, 可以节约总能耗的37%左右。由图5可知, 当仅有置换通风时, 室内 $0.1m$ 处与

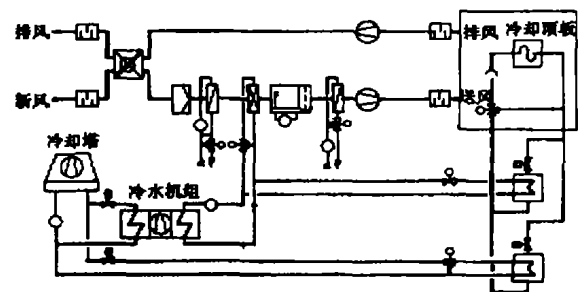


图4[8] 置换通风与冷却顶板系统图

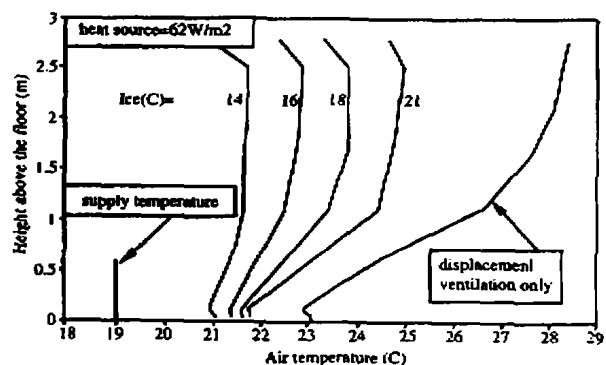


图5[9] 冷却顶板表面温度变化时室内温度分布

1.1m处的垂直温差已超过3℃。当加入冷却顶板后, 垂直温差立即变小, 并且冷却顶板表面温度越低, 垂直温差越小。当冷却顶板表面温度

(下转第47页)

4、整个车站改造前后负荷计算比较

车站的改造势必引起系统负荷的变化,其变化情况见表1.

表1 改造前后系统负荷及设计风量

	改造前	改造后
系统设计总冷量 (kw)	1730	1102
系统设计总风量 (m ³ /h)	310752	196056
站厅设计风量 (m ³ /h)	52992	69192
站台设计风量 (m ³ /h)	128880	80064
隧道冷风量 (m ³ /h)	102960	46800

由表1可见,增加屏蔽门后车站的冷负荷大大减少,系统设计总冷量减少约36%,系统设计总风量减少约40%,站厅设计风量增加31%,站台设计风量减少约38%,隧道冷风量减少55%。有效的改善了车站和隧道的空气环境以及提高了乘客候车的安全性。此外由于减少了一台组合式

空调器,因此单侧机房减少了大约25平方米的装置空间,两端共减少了50平方米的土建面积。

5、结语

对广州地铁一号线芳村站增装屏蔽门,使得车站系统设计总冷量、系统设计总风量、站台设计风量及隧道冷风量大大减少,站厅设计风量增加。土建建筑面积减少,大大节约了土建费用。同时,增加屏蔽门可以保证乘客的安全,是开闭式系统无可比拟的优点,虽然屏蔽门初投资相对开闭式系统大,但是从长久运行看,是今后城市轨道交通建设的良好选择。

参考文献

- [1] 采暖通风与空气调节设计规范 (GBJ19-87).
- [2] 地下铁道设计规范 (GB50157-2003).

(上接第35页)

为14℃时,室内温度分布几近均匀^[9]。因此随着冷却顶板所承担冷负荷比例的增大,垂直温度梯度将逐渐减少,由此带来的不适感也随之减弱。此外由于冷却顶板的辐射作用,可以削减置换通风带来的垂直温度梯度,使人体有更佳的冷热感觉。在室内负荷增加的情况下,由于室温的增高造成了温差增大,从而提高了循环动压,自动增加了空气循环量。故该系统还具有一种根据负荷变化自动调节的性能。

但是,为避免冷却顶板结露和产生噪声污染,相应地供水温度和供水速度受到一定限制,冷却顶板所提供的制冷量比例不能无限增大,并且随着冷却顶板制冷量的增加,室内空气由单向流动清洁区转变为紊流混合区的分界层逐渐下降,因此一个合理的冷负荷分担比例很重要,这样既保证工作区有良好的空气品质,又能提供较好的热舒适性。就办公楼、公共建筑而言,冷却顶板制冷量占室内总冷量份额的60%—80%较为合适。

6、结束语

置换通风与传统的混合通风相比较,其合理的通风原理和较好的通风效应对于改善室内空气品质有着极大的优势。置换通风存在垂直温度梯

度和吹风感,会引起人的不适感。通过与冷却顶板相结合,可有效改善室内舒适度,并进一步节约能源。

参考文献

- [1] 叶海. 室内空气品质的综合评价. 建筑热能通风空调. 2000 (1): 31-34.
- [2] 杨振宇, 羌宁, 季学李. 室内空气品质评价. 四川环境. 2003. 22 (3): 76-79
- [3] 孟广田, 李强民. 置换通风的热舒适分析与评价. 建筑热能通风空调. 2000 (1): 21-22
- [4] 武文斐等. 多污染源置换通风研究. 内蒙古科技与研究. 2002 (5): 76-78
- [5] 刘玉峰. 通风效率在通风量计算中的应用. 山东科技大学学报. 2002. 21 (3): 98-101
- [6] 倪波. 置换通风的实验研究. 暖通空调. 2000. 30 (5): 2-4
- [7] 马仁民. 置换通风的通风效率及其微热环境评价. 暖通空调. 1997. 27 (4): 1-6
- [8] 周鹏, 李强民. 置换通风与冷却顶板. 暖通空调. 1998. 28 (5): 1-5
- [9] 朱能, 刘珊. 置换通风与冷却顶板的热舒适性研究. 制冷学报. 2000 (4): 64-70