

复合空调室内气态污染物 对流输运模拟^{*}

武汉市建筑设计院 王海桦[☆]

湖南大学 刘 娣[△] 汤广发

摘要 利用 CFD 数值模拟方法分析了复合窗式空调系统对建筑室内气态污染物输运过程的影响。采用雷诺应力模型(RSM)描述了室内空气和污染物对流输运过程,并详细探讨了复合窗式空调系统的送风速度、新风比、净化效率和室内热源强度等对室内气态污染物对流输运过程的影响。计算结果表明,提高送风速度、新风比以及净化效率都能有效降低室内气态污染物平均浓度。值得注意的是,当送风速度超过 0.75 m/s 后,室内气态污染物浓度水平维持恒定;空调系统即使按全新风模式运行,也不能彻底排除室内污染物。

关键词 计算流体动力学 气态污染物 复合通风 新风比 净化效率

Transportation of indoor airborne pollutant with a coupled ventilation system

By Wang Haihua[★], Liu Di and Tang Guangfa

Abstract Analyses the effect of a window-type air conditioner on the progress with the CFD. Establishes the Reynolds stress model (RSM) to describe the indoor air flow and contaminant transportation. Illustrates the effect of supply air velocity, fresh air ratio, cleaning efficiency and heat source intensity on the airborne pollutant transportation. The results show that the reduction of indoor pollutant concentration can be accomplished by increasing supply air velocity, fresh air ratio or cleaning efficiency. However, indoor pollutant concentration is acceptable when supply air velocity exceeds 0.75 m/s. It approaches to a small value (not zero) even in all fresh air operation mode.

Keywords computational fluid dynamics(CFD), airborne pollutant, coupled ventilation, fresh air ratio, cleaning efficiency

★ Wuhan Architectural Design Institute, Wuhan, China

①

0 引言

全球性的能源危机迫切需要减少建筑能耗,这就导致了建筑密闭性增强。然而,密闭性的增强减少了渗透风,室内产生的气态污染物随回流空气不断地在室内循环,导致室内污染物不断地累积。随着近些年来人们对室内空气质量要求的提高,尤其是病态建筑综合症和 SARS 的出现,室内空气运动及污染物的分布状况已引起了许多学者的关注^[1-5]。因此,室内气流运动模拟及分析得到了普遍的重视和研究,如动态模拟排除通风腔体内离散污染源所释放的污染物过程^[5],模拟和分析高人口

密度的室内二氧化碳的产生、分布和延迟过程^[6],数值评估墙面装饰材料对污染物沉降和输运过程的影响^[7]。然而,这些研究几乎都是通过提高通风量(尤其是新风量)来改善室内空气环境,同时也加剧了建筑能源的消耗^[1]。因此,许多学者采用直接将室外新风与部分室内回风混合送入室内的方法,以降低室内污染物平均浓度和减少建筑能耗^[1,4-5,8]。但是,直接将室内排风所包含的废热排

①☆ 王海桦,男,1969 年 3 月生,工学学士,高级工程师
△ 410082 湖南大学土木学院建筑环境与设备工程系
(0731) 8822760
E-mail: liudi66@163.com
收稿日期:2008-10-14

* 国家自然科学基金资助项目(编号:50578059)

放至室外,仍然造成了建筑能源的巨大浪费。

笔者所在的课题组利用热回收设备预处理室外新风,不仅稀释了室内污染物,而且降低了新风能耗,从而能够有效地调和室内空气环境与建筑能耗这对尖锐的矛盾^[9-10]。综述相关文献不难发现,耦合热回收设备的复合通风室内污染物对流输运过程还未得到重视和研究。本文将建立三维建筑室内复合通风系统,同时考虑热回收设备对热量的回收和污染物的过滤作用,详细讨论送风速度、新风比、净化效率和热源强度对污染物对流输运的影响。

1 物理及数值模型

1.1 控制方程

图 1 所示的三维建筑室内复合通风系统房间尺寸为 $L \times W \times H$ 。房间地板的中央设置有尺寸为 $S \times S$ 的办公区,形成内部热源 Q_{ti} 及污染源 Q_{di} 。其他墙体的热流量和质流量都为零。复合空调系统距离左墙下侧高度为 h ,中间送风口送入室内的新鲜空气(速度、温度和浓度分别为 u_0, t_0, c_0),经对流混合作用后部分由回风口吸至热回收设备,同时部分由排风口排出。送风口、回风口和排风口的几何尺寸完全相同。热回收复合空调的平面示意图见图 2。

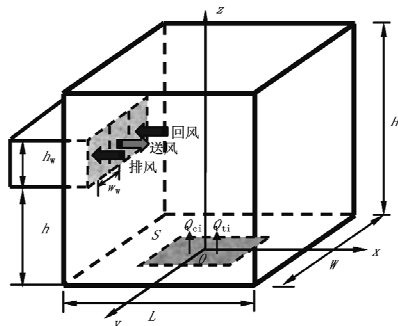


图 1 复合空调通风模型及其物理边界

为简化建筑室内空气流动的复杂过程,认为所有的热与污染物都分布在边界,流场内部不存在任何热源及污染源。并作如下假设:稳态、不可压缩、湍流;忽略建筑室内表面辐射及流体间的相互辐

$$\frac{\partial \rho \overline{u'_i u'_j}}{\partial \tau} + \rho \overline{u'_k} \frac{\partial \overline{u'_i u'_j}}{\partial x_k} = D_{ij} + \rho G_{ij} + p \left(\frac{\partial \overline{u'_i}}{\partial x_j} + \frac{\partial \overline{u'_j}}{\partial x_i} \right) - 2\mu \frac{\partial \overline{u'_i}}{\partial x_k} \frac{\partial \overline{u'_j}}{\partial x_k} \quad (5)$$

雷诺应力的湍流扩散项求解,假设扩散速度与雷诺应力的梯度成正比^[13],产生项采用线性、各向同性化模型^[13],耗散项主要取决于小尺度涡运动,

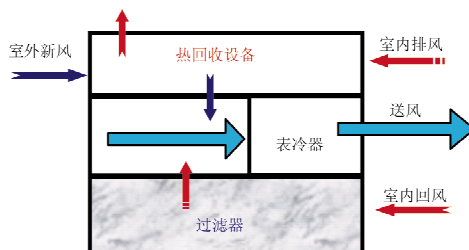


图 2 热回收复合空调示意

射;污染物与空气充分混合,并忽略 Dufour 及 Soret 效应,即温度(浓度)的变化对浓度(温度)场不产生影响;空气混合物的热物性参数都视为常数,但密度 ρ 随温度 t 和污染物浓度 c 的变化遵循 Boussinesq 假设,即 $\rho = \rho_0 [1 - \beta_t (t - t_0)]$,其中 ρ_0 和 t_0 分别为送风口送入的新鲜空气的密度和温度, β_t 为热膨胀系数^[5]。基于这些假设,可以给出下列满足质量守恒、动量守恒、能量守恒及污染物组分守恒的控制方程^[11-12]:

$$\frac{\partial}{\partial x_i} (\rho \overline{u_i}) = 0 \quad (1)$$

$$\frac{\partial}{\partial x_j} (\overline{u_i} \overline{u_j}) = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\nu \frac{\partial \overline{u_i}}{\partial x_j} - \overline{u'_i u'_j} \right) + \beta_t (\overline{t} - t_0) g_i \quad (2)$$

$$\frac{\partial}{\partial x_j} (\overline{u_j} \overline{t}) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(D_t \frac{\partial \overline{t}}{\partial x_j} - \overline{u'_j t'} \right) \quad (3)$$

$$\frac{\partial}{\partial x_j} (\overline{u_j} \overline{c}) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(D_c \frac{\partial \overline{c}}{\partial x_j} - \overline{u'_j c'} \right) \quad (4)$$

式(1)~(4)中 $i, j = 1, 2, 3$; p 为压力, Pa; ν 为空气的运动黏度, m^2/s ; g 为自由落体加速度, m/s^2 ; D_t, D_c 分别为空气热扩散系数及质扩散系数, m^2/s ; $\overline{u_i}$ 和 u'_i 分别为笛卡儿坐标系 x_i 方向的时均速度和脉动速度; $\overline{u'_i u'_j}$ 为未知的雷诺应力; $\overline{t}$ 和 $\overline{c}$ 分别为时均温度和浓度; $\overline{u'_j t'}$ 和 $\overline{u'_j c'}$ 分别为湍流热流和湍流质流。

雷诺应力动力微分方程包括湍流扩散项 D_{ij} 、产生项 G_{ij} 、压力-变形项和耗散项,如式(5)等号右侧各项所示。

假设小尺度涡是各向同性的,于是雷诺应力 $\overline{u'_i u'_j}$ 的耗散项可以求解^[13]。湍流耗散率由式(6)计算求得

$$\frac{\partial \rho \epsilon}{\partial \tau} + \rho \bar{u}_j \frac{\partial \epsilon}{\partial x_j} = C_{\epsilon 1} \frac{\epsilon}{K} \left(-\rho \overline{u_i' u_j'} \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} \right) - C_{\epsilon 2} \frac{\rho \epsilon^2}{K} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\epsilon} \right) \frac{\partial \epsilon}{\partial x_j} \right] \quad (6)$$

式中 ϵ 为湍流耗散率; K 为湍流动能; μ_t 为湍流动力黏度; 经验系数 $C_{\epsilon 1}, C_{\epsilon 2}, \sigma_\epsilon$ 分别取 1.44, 1.92 和 1.30。

湍流动能和湍流耗散率按式(7)关联。

$$\mu_t = \frac{\rho C_\mu K^2}{\epsilon} \quad (7)$$

式中 $C_\mu = 0.09$ 。

湍流热流方程为

$$\overline{u_j' t'} = - \frac{\nu_t}{Pr_t} \frac{\partial \bar{t}}{\partial x_j} \quad (8)$$

湍流质流方程为

$$\overline{u_j' c'} = - \frac{\nu_t}{Sc_t} \frac{\partial \bar{c}}{\partial x_j} \quad (9)$$

式(8),(9)中 ν_t 为湍流运动黏度; $Pr_t = 0.85$; $Sc_t = 0.7$ 。

式(1)~(9)分别采用 $L_0, U_0, \Delta t_0$ 和 Δc_0 作为长度、速度、温度及浓度的量纲特征尺度, 进行量纲一处理, 定义 $(X, Y, Z) = (x, y, z)/L_0$, $(U, V, W) = (u, v, w)/U_0$, $P = p/(\rho U_0^2)$, $T = (t - t_0)/\Delta t_0$, $C = (c - c_0)/\Delta c_0$, $K' = \frac{K}{U_0^3}$, $E = \frac{\epsilon L_0}{U_0^3}$ 分别为量纲一坐标、速度、压力、温度、浓度、湍流动能和湍流耗散率; 控制参数有 Pr, Sc, Re, Ar , 其定义见文献[2, 11]。

本文的温度尺度 Δt_0 和浓度尺度 Δc_0 由室内一次换气风量的热流值 Q_0 (W/m^2) 及污染物流量 Q_{c0} ($kg/(m^2 \cdot s)$) 确定:

$$\Delta t_0 = \frac{Q_0 L_0}{K_f} \quad (10)$$

$$\Delta c_0 = \frac{Q_{c0} L_0}{D_f} \quad (11)$$

式中 K_f 为流体的导热系数, $W/(m \cdot ^\circ C)$; D_f 为流体的质扩散系数, m^2/s 。

1.2 边界条件

按照图 1 所示的物理边界, 约束流场动量、温度及浓度的数值边界条件如下。

1) 动量

送风口采用均匀出流, $U=1, V=W=0$ ($X=0, -0.1 \leq Y \leq 0.1, 0.5 \leq Z \leq 0.75$); 送风口的湍流动能和湍流耗散率为

$$K' = \frac{3}{2} (UI_{ox})^2 \quad (12)$$

式(12),(13)中 I_{ox} 为入流方向湍流强度, 取 10%; D_H 为送风口的水力直径。

回风口和排风口风速按充分发展流确定^[11-12]; 其他固体墙面为无滑移速度边界^[11]。

2) 能量

送风口温度取定值, $T=0$; 回风口温度根据流动方向确定, 即向外回风和排风时温度按 Neumann 边界 $\partial T/\partial n=0$ ($U \leq 0$), 向室内回流时取 $T=0$ ($U > 0$)。其他墙体都设为绝热。

3) 温度和浓度

热源和污染源表面温度和浓度取常数, $T=C=1$ ($Z=0, -0.3 \leq X \leq 0.3, -0.3 \leq Y \leq 0.3$)。

1.3 复合空调系统边界条件

考虑复合热回收空调系统的过滤和热量回收作用, 速度、温度和浓度数值边界定义如下。

1) 由复合系统流量守恒

$$Q_s = Q_r + Q_e \quad (14)$$

式中 Q 为流量, 下标 s, r 和 e 分别代表送风、回风和排风。

认为几个风口均为射流流动, 流量表示为 $Q=UA$ 。本文仅讨论 3 个风口面积相等的情况即 $A_s=A_r=A_e$, 因此流量守恒可以转化为射流速度守恒, 即 $U_s=U_r+U_e$ 。引入新风比定义, $r=Q_f/Q_s$ ($0 \leq r \leq 1$), $U_r=(1-r)U_s, U_e=rU_s$ 。下标 f 代表新风。

2) 复合系统的污染物边界需要考虑过滤作用。基于物料守恒原理:

$$C_s Q_s = C_r Q_r (1-r_e) + C_f Q_f \quad (15)$$

式中 r_e 为净化效率; 这里不考虑室外空气的污染物, 即 $C_f=0$ 。

将新风比代入物料守恒方程, 因此送风污染物浓度表示为

$$C_s = (1-r)(1-r_e)C_r = (1-r)(1-r_e) \frac{\int_{A_r} C_r dA}{A_r} \quad (16)$$

回风口浓度根据流动方向确定, 即向外回风和排风时浓度按 Neumann 边界 $\partial C/\partial n=0$ ($U \leq 0$),

向室内回流时取 $C=0 (U>0)$ 。其他墙体都设为绝质。

1.4 评价参数

室内气态污染物平均浓度由体平均浓度表示为

$$\bar{C} = \frac{1}{V} \int_V C(X, Y, Z) dXdYdZ \quad (17)$$

式中 V 为腔体的体积。

污染物扩散率表示污染源表面的平均质流量, 即 Sh :

$$Sh = \int_{-0.3}^{0.3} \int_{-0.3}^{0.3} - \left[\frac{\partial C}{\partial Z} \right]_{Z=0} dXdY \quad (18)$$

在获得室内浓度场的基础上, 室内气态污染物平均浓度和污染源表面的污染物扩散率均能通过上述关系式直接求得。

2 计算思想及程序验证

采用基于交错网格系统的有限容积法对控制方程进行离散, 离散过程中对流项与扩散项分别采用延迟修正的二阶迎风差分格式与二阶中心差分格式^[11,14-15]。离散后的线性代数方程采用 SOR 迭代法与 TDMA 三对角线算法相结合的逐线松弛技术进行迭代求解^[11,14-15]。采用 SIMPLE 算法耦合求解动量与压力^[11]。收敛判据由压力修正方程的质量源项和系统能量与污染物组分守恒两种标准给出^[2,14-18]。

正交网格系按正弦函数布置, 并在墙面和风口附近采用较密的网格分布。对不同的几何尺寸都需要进行网格独立解核算, 如 $W/H=1.5$ 和 $C/H=0.25$, 网格密度从 $41 \times 21 \times 31$ 提升至 $81 \times 51 \times 61$, 计算发现密度高于 $51 \times 41 \times 41$ 后, Nu 几乎变动很小, 则 $51 \times 41 \times 41$ 为 $W/H=1.5$ 和 $C/H=0.25$ 时的网格独立解。

采用 3 种典型算例验证计算方法和程序。腔内湍流受迫对流和双扩散自然对流的算例验证可参见文献^[11,14-15]。本文仅给出三维狭长通道受迫对流的验证算例^[12], 图 3 提供了与实验结果的比较, 计算获得的沿轴线上射流速度大约在 $x=8.5$ m 处衰减为 0, 并且 x 在 8.5 m 至 13.3 m 范围内, 射流速度一直保持为 0。计算结果与文献^[12]提供的结果吻合得很好。

3 结果与讨论

3.1 送风速度对室内空气流动及污染物运输的影响

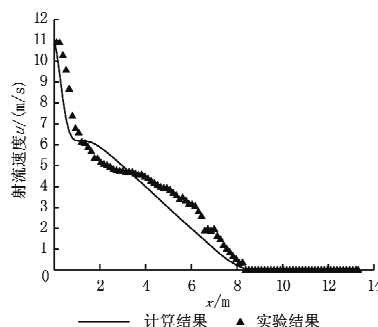


图 3 射流速度沿轴向衰减模拟计算与实验比较

新风比和净化效率分别取 0.5 和 80%。 Re 取值范围为 $10^2 \sim 1.5 \times 10^5$, 相应的送风速度为 $7.5 \times 10^{-4} \sim 1.125$ m/s。

图 4 提供了不同送风速度所对应的送风口中心断面($Y=0$)的速度矢量。从图 4 可以看出, 室内流场由两个涡旋控制, 送风口射出的高速、低污染物浓度的气流在靠近地面附近形成顺时针涡旋; 而靠近天花板的区域由回流形成逆时针涡旋。送风射流将两个涡旋分离, 相互作用的剪切应力随送风速度提高而提高, 同时射流长度增加。室内地面污染源散发的气态污染物被送风射流卷吸, 直接参与室内空气对流过程。污染物逐渐与室内空气充分混合, 部分室内空气经排风口排出, 而部分空气被回风口吸入并经过过滤器净化后, 与新风充分混合后送入室内, 继续参与室内空气对流过程。

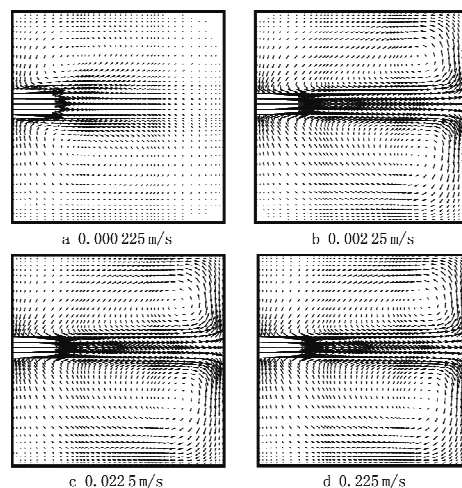


图 4 送风口中心断面($Y=0$)的流动结构随送风速度的变化

图 5 表明, 即使送风速度很低, 送风射流所携带的污染物含量依然能保持较低水平; 这是由于净化效率已设置为 80%, 室内产生的气态污染物被有效地吸附和过滤。

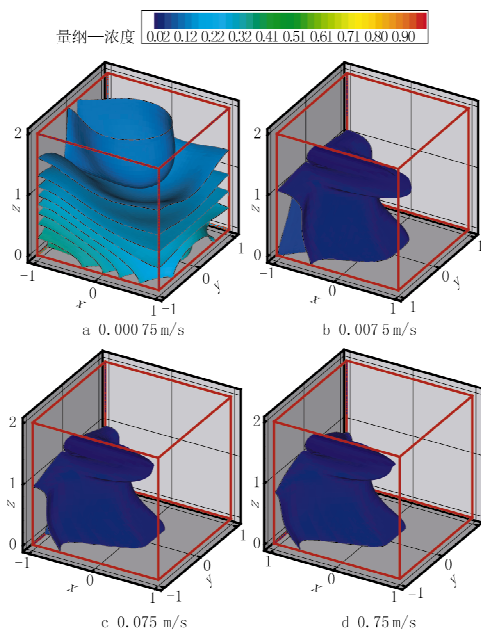


图5 室内污染物量纲一浓度分布随送风速度的变化

此外,室内污染物浓度也与送风速度有关。当送风速度为 7.5×10^{-4} m/s 时,室外新风对室内污染物的稀释作用很弱,污染物呈明显的分层分布,下部浓度高,上部浓度低。随着送风速度的增加,室内污染物平均浓度迅速降低。

送风速度对污染物平均浓度的影响如图6所示。为了方便比较,图6还给出了没有净化效果的污染物浓度情况。首先,提高送风速度可使空气流量增大,从而有效地降低室内气态污染物平均浓度。然而,随着送风速度的继续增大,室内污染物浓度下降幅度越来越小,最终趋向于常数。从图6中可以看出,当送风速度超过 0.75 m/s 时 ($Re = 10^5$),室内气态污染物平均浓度保持不变,与系统净化作用无关。在实际建筑通风的有害物控制中,

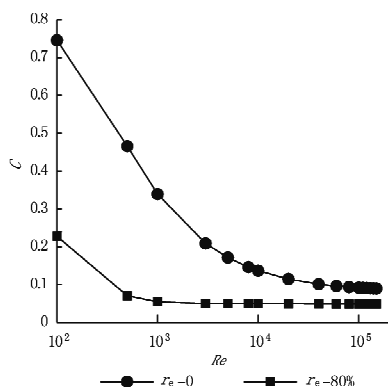


图6 室内气态污染物平均浓度随送风速度的变化

适当提高送风速度对降低室内污染物浓度一般具有较明显的效果,但盲目地提高送风速度,污染物稀释效果将不显著。

3.2 新风比对室内空气流动及污染物输运的影响

分别固定送风速度 (0.75 m/s) 和净化效率 (80%), 新风比从 0~1 逐渐改变, 即从全回风系统演化成全新风系统。图7表示不同新风比所对应的送风口中心水平断面 ($Z=1.125$) 矢量图。对于 $r=0$ (全回风系统), 由于回风口的卷吸作用, 在风口附近形成强回流, 室内空气流动局限于送、回风口的狭窄区域, 其他区域的空气流速接近零。随着新风比增大, 排风口速度逐渐增大, 室内空气对流区域也随之扩大。当 $r=0.5$ 时, 回风口和排风口风速相等, 室内空气对流强度得以提高。

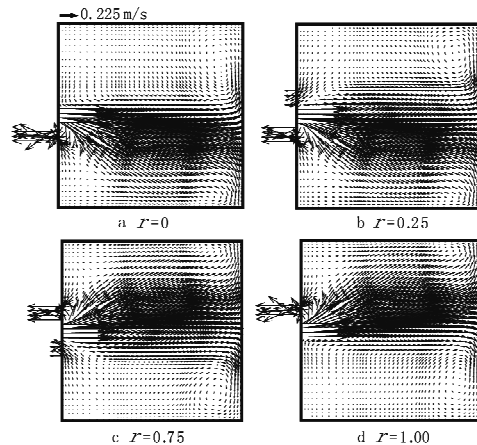
图7 送风口中心水平断面 ($Z=1.125$) 的流动结构随新风比的变化

图7的速度矢量分布同样可以分析和反映室内气态污染物的对流输运情况。送风射流的气态污染物浓度较低, 射流受对面墙体的阻碍形成回流, 回流强度与新风比有直接联系。新风比越大, 排风速度越大, 相应的排风侧室内回流增强而回风侧室内回流减弱; 反之亦然。

图8表示不同新风比对应的室内气态污染物浓度分布。图中的数值代表量纲一浓度, 数值越大代表污染物浓度越大, 越接近0表示该处污染物浓度越小, 即污染物被新风充分稀释。值得注意的是, 靠近下部的空气涡流中心区域, 污染物浓度值高于其他区域, 因此最难被室外新风稀释和净化。从图8可以发现, 随着新风比从0至1增大, 新风对室内气态污染物的净化和稀释作用越明显。在室内回风没有净化作用的前提下, 新风比为0会导

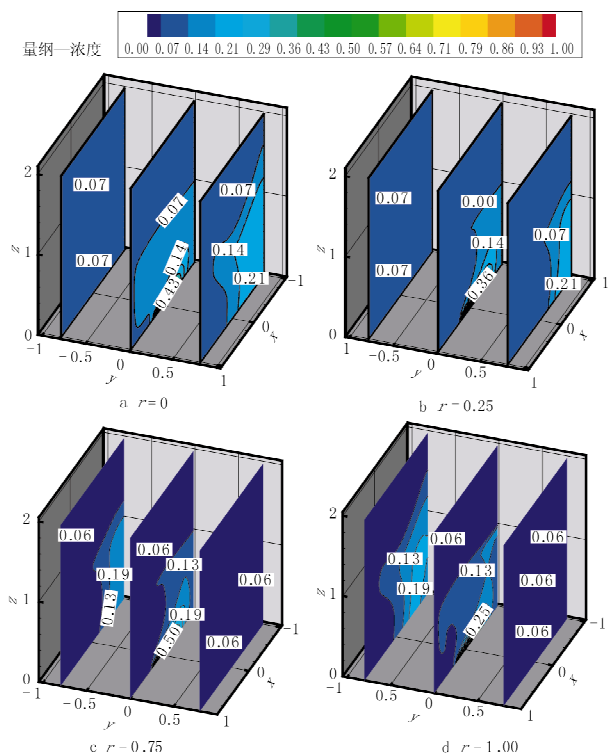


图 8 室内气态污染物量纲一浓度分布随新风比的变化

致室内气态污染物的累积,最终将室内空气的污染物浓度提升至 1(室内空气完全为污染物饱和渗透)。但是,当回风净化效率为 80%时,新风比为 0,室内气态污染物浓度在送风口处为 0.07,对室内气态污染物的稀释作用明显。因此,送新风和净化是降低污染物浓度、改善室内环境的两种有效途径。

图 9 为不同的新风比对室内气态污染物平均浓度的影响。对于回风没有过滤净化作用的情况,随着新风比的增大,气态污染物平均浓度首先呈线性下降($r < 0.125$),继而降低的幅度逐渐缩小,最终趋向于一个常数。若净化效率为 80%,即使在新风比

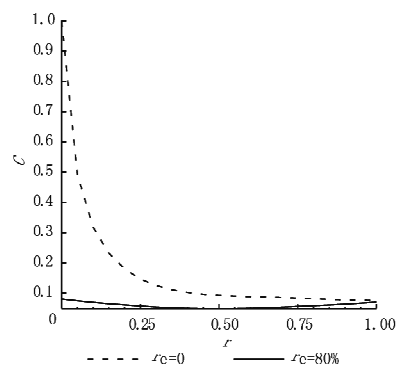


图 9 室内污染物平均浓度随新风比的变化

为 0 的情况下,污染物平均浓度依然处于较低水平,随着新风比的增加,污染物平均浓度首先降低,当新风比达到 0.5 时,室内污染物浓度为最低水平,此时的室内空气流动也最强烈;随着新风比的进一步增大,气态污染物平均浓度反而上升。当新风比达到 1.0 时,两种情况的污染物平均浓度趋向同一常数。

3.3 净化效率对室内空气流动及污染物输运的影响

送风速度和新风比分别为 0.75 m/s 和 0.5,过滤器的净化效率从 0 至 1 改变,考察其对室内气态污染物浓度和污染源表面扩散率的影响。

图 10 提供了不同的回风净化效率下室内污染物浓度沿中心轴线的分布情况。如图所示,主涡和二次涡相互作用的回流区污染物浓度较高。沿轴线分布的室内气态污染物浓度与净化效率呈阶梯性平行变化,净化效率越低,污染物浓度提高,室内污染物累积效应越明显。污染物浓度沿 y 轴的变化显出双峰结构,两个峰值对应于回风口和排风口所在位置,表明污染物在回风和排风侧容易形成堆积。污染物浓度沿 z 轴方向的分布为:在地板污染源上部锐减,然后一直维持较低水平。

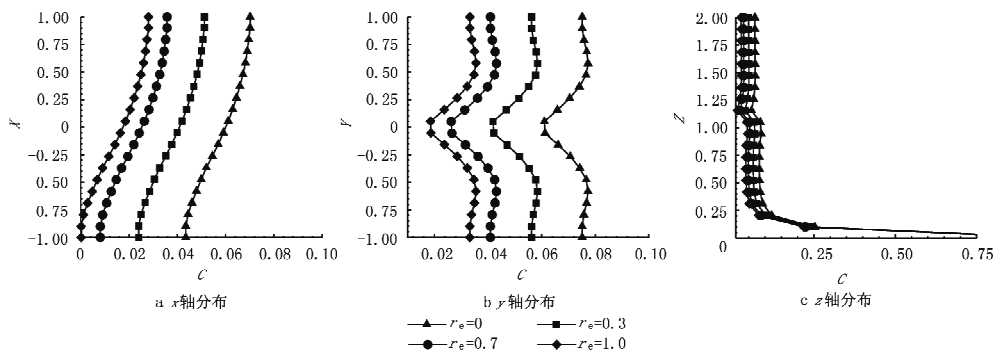


图 10 室内污染物浓度沿中心轴线的分布

从图 11 可以看出,污染物平均浓度与净化效率呈递减函数关系,而扩散率则呈递增函数关系。

这主要是由于增大净化效率将降低送风口的污染物浓度,从而增强送风射流对室内污染物的稀释作

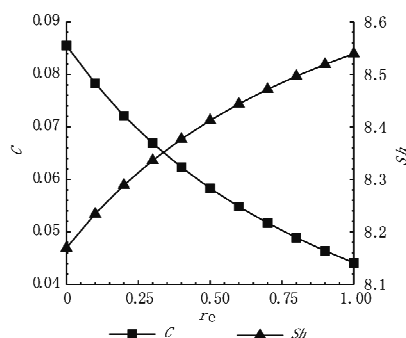


图 11 室内污染物平均浓度和污染源扩散率 (Sh) 随净化效率的变化

用,因此室内污染物平均浓度也就随之降低。另一方面,室内气态污染物浓度降低又能增大污染源表面与室内空气的浓度差,进而提高了污染源表面的污染物扩散率。因此,在实际的建筑通风控制过程中,需要综合考虑气流的分布和污染源的扩散特性,盲目地提高过滤器净化效率未必能有效改善室内空气环境。

3.4 热源强度对室内空气流动及污染物运输的影响

送风速度、新风比和净化效率分别维持在0.75 m/s, 0.5 和 80%。考虑热浮升力的影响, Ar 变化范围为0~0.8。本节讨论同时受室外机械通风力和室内热源热浮升力联合作用的混合对流情况。

为了探讨热羽流对室内气态污染物对流运输过程的影响,图 12 同时展示了速度矢量和室内气态污染物浓度的分布。当 Ar 为0时,室内空气流动不受热浮升力作用,也没有热羽流的产生。当 $Ar>0$ 时,室内空气对流与热羽流开始动力耦合。当 Ar 较小时,热羽流倾向于风口侧,室内部分气

态污染物被热羽流卷吸,避开了水平送风射流的竖直卷吸,相应也不能被送风气流所稀释。虽然此时室内空气的流动状态没有受到很大影响,但气态污染物的释放开始受热浮升力作用得以强化,导致室内空气环境变得恶劣。随着热源强度不断增强 ($Ar>0.3$),热羽流对室内空气流动开始产生不可忽略的影响,这一变化导致室内大部分区域的气态污染物浓度增大。当 Ar 增加到0.8,室内污染源附近区域开始出现明显的多涡流动结构,送风射流受热羽流作用偏离射流轴线,导致气态污染物在射流的侧翼累积,室内空气环境趋于恶劣。换言之,当室内空气受热源浮升力耦合作用(或机械通风力与内部热浮升力作用相当时),需要避免自然对流对室内空气环境的不利影响。

4 结论和展望

本文建立了复合空调室内空气流动和污染物运输的 RSM 湍流模型,采用实验结果验证了计算机程序,并模拟和分析了复合空调室内空气流动和气态污染物对流运输过程。探讨了送风速度、新风比、回风净化效率和热浮升力对流体流动和污染物运输的影响。

数值模拟结果表明室内气态污染物浓度随着送风速度的增加而降低,但是当送风速度超过0.75 m/s 后,室内气态污染物浓度维持恒定。室内污染物浓度随新风比的增加呈非线性变化。首先迅速降低,然后降低的幅度逐渐减小,在新风比接近1.0 时,趋于较小的常数值。

污染源表面的污染物扩散率随回风的净化效率呈递增函数变化,而室内气态污染物平均浓度呈递减函数分布。因此,增加新风比和净化效率是降低室内污染物水平和改善室内环境的有效手段。热浮升力对室内空气流动和污染物浓度水平有很大影响。热浮升力不仅影响流场分布而且强化了污染物扩散,进而提高了室内的气态污染物浓度。

后续工作中将分析和探讨复合空调系统的能耗与污染物运输的耦合效应,进而为实际工程中实现建筑空调系统节能和室内空气环境改善的协同优化提供理论依据。房间的高宽比、送风口、回风口和排风口的位置和尺寸、室内热源和污染物的位置等其他影响因素也将在今后的工作中予以探讨。

参考文献:

- [1] Elkilani A, Bouhamra W S. Estimation of optimum

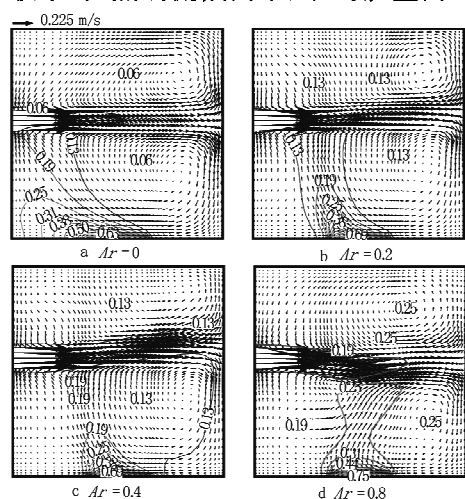


图 12 送风口中竖直断面 ($Y=0$) 空气速度矢量和气态污染物浓度随热源强度的变化

- requirements for indoor air quality and energy consumption in some residences in Kuwait [J]. *Environment International*, 2001, 27(6): 443-447
- [2] 陈文, 赵福云, 汤广发, 等. 耦合墙体扩散的室内双扩散混合对流输运过程[J]. *暖通空调*, 2006, 36(8): 12-18
- [3] Bouhamra W S, Elkilani A S, Raheem M Y. Predicted and measured air exchange rates [J]. *ASHRAE Journal*, 1998, 40(8): 42-45
- [4] Bouhamra W S, Elkilani A S. Development of a new model for the estimation of indoor volatile organic compounds concentration based on experimental sorption parameters[J]. *Environmental Science and Technology*, 1999, 33(8): 2100-2105
- [5] Lage J L, Bejan A. Removal of contaminant generated by a discrete source in a slot ventilated enclosure[J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 1992, 35(5): 1169-1180
- [6] Aglan H A. Prediction model for CO₂ generation and decay in building envelopes [J]. *Journal Applied Physics*, 2003, 93(5): 1287-1290
- [7] Abadie M, Limam K, Allard F. Indoor particle pollution: effect of wall textures on particle deposition[J]. *Building and Environment*, 2001, 36(5): 821-827
- [8] Buhamra S S, Bouhamra W S, Elkilani A S. Assessment of air quality in ninety-nine residences of Kuwait[J]. *Environment Technology*, 1998, 19(2): 357-368
- [9] Liu D, Tang G F, Zhao F Y. Modeling and experimental investigation of looped separate heat pipe as waste heat recovery facility [J]. *Applied Thermal Engineering*, 2006, 26(12): 2433-2441
- [10] Liu D, Zhao F Y, Tang G F. Frosting of heat pump with heat recovery facility[J]. *Renewable Energy*, 2007, 32(6): 1228-1242
- [11] Zhao F Y, Liu D, Tang G F. Multiple steady fluid flows in a slot-ventilated enclosure[J]. *International Journal of Heat and Fluid Flow*, 2008, 29(5): 1295-1308
- [12] Moureh J, Flick D. Airflow characteristics within a slot-ventilated enclosure[J]. *International Journal of Heat and Fluid Flow*, 2005, 26(1): 12-24
- [13] Lien F S, Leschziner M A. Assessment of turbulent transport models including non-linear RNG eddy-viscosity formulation and second-moment closure[J]. *Computers & Fluids*, 1994, 23(5): 983-1004
- [14] Zhao F Y, Tang G F, Liu D. Multiple steady flows in confined gaseous double diffusion with discrete thermosolutal sources[J]. *Physics of Fluids*, 2007, 19(10)
- [15] Zhao F Y, Tang G F, Liu D. Natural convection in an enclosure with localized heating and salting from below[J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2008, 51(19): 2889-2904
- [16] 赵福云, 汤广发, 刘娣. 热电制冷器多通道内空气混合对流及耦合传热[J]. *暖通空调*, 2005, 35(5): 12-17
- [17] 汤广发, 吕文翔, 王汉青. 室内气流数值模拟与模型试验[M]. 长沙: 湖南大学出版社, 1989
- [18] 赵福云, 汤广发, 刘娣. 流动模拟二阶精度的简易保持研究[J]. *湖南大学学报*, 2005, 32(5): 20-24
- [19] Beghein C, Haghighat F, Allard F. Numerical study of double-diffusive natural convection in a square cavity[J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 1992, 35(4): 833-846

(上接第 108 页)

3 存在问题

1) 分散的各分站必须保证有站房位置及其配套电、水、通讯等条件;在方案阶段就必须加以妥善安排,当然这个方案也避免了用电负荷过于集中的城市电网调配问题。

2) 分散的热泵站可能比集中热泵站需要的运行管理人员多,间接成本要高。这反映在运行成本要略高于集中式系统。但可以通过改进控制的自动化程度以尽可能地减少运行管理人员。

3) 分站的机组如果距离居民区太近时,噪声和振动必须妥善处理。最主要的是最大限度地减轻振动和噪声的外泄。

4 结论

污水/海水源热泵作为一种特殊条件下的供热技术,它既可实现三联供,还能够大大节省一次能源。按照本工程的供热 SPF 值(3.17),系统的一次能源利用率达到了 1.05,远高于锅炉集中供热

的 0.7^[1];同时还可以大大减少碳、硫废气的排放量,保护了环境。对于本工程还有附带的收益,即不仅将污水处理厂排水的温度降低了,还将其污泥含量由原二级排放提高到了二级排放标准,净化了海湾,确为一举多得、造福社会的善举。推广这项新工艺,关键是适用的设备机组,高压比、流量不对称、抗海/污水腐蚀、调节灵活的大型离心热泵机组,尤其是可供选用的、质优价廉的海水/污水直接利用式离心机组应及早市场化和国产化。

参考文献:

- [1] 张旭. 热泵技术[M]. 北京: 化学工业出版社, 2007
- [2] 王曰义. 海水冷却系统的腐蚀及其控制[M]. 北京: 化学工业出版社, 2006
- [3] 美国制冷空调工程师协会. 地源热泵工程技术指南[M]. 徐伟, 等, 译. 郎四维, 校. 北京: 中国建筑工业出版社, 2001
- [4] 中国建筑科学研究院. GB 50366—2005 地源热泵系统工程技术规范[S]. 北京: 中国建筑工业出版社, 2005
- [5] 中国建筑标准设计研究院. 全国民用建筑工程设计技术措施节能专篇 暖通空调·动力[M]. 北京: 中国计划出版社, 2007