

## 空气载能辐射空调混合通风协同运行研究

龚光彩<sup>†</sup>, 刘佳

(湖南大学 土木工程学院, 湖南 长沙 410082)

**摘要:**基于空气载能辐射空调房间内的稳态关闭门窗、非稳态开门及非稳态开窗 3 种工况的试验测量,分别建立 3 种工况的 CFD(Computational Fluid Dynamics)模型,研究稳态和非稳态工况下空气载能辐射空调的热舒适性和结露特性.基于对非稳态开门窗工况的热力学分析,提出由温度协同方程、含湿量协同方程、PMV(Predicted Mean Vote)协同方程和空调能耗协同方程表示的混合通风协同运行模型.经过试验验证的 CFD 模型模拟结果显示,空气载能辐射空调在稳态和非稳态工况下室内人体头部与脚踝平面的垂直温差小于 0.6℃,人体活动区域内的空气速度约为 0.1 m/s,稳态和非稳态工况中辐射孔板下表面分别存在厚度约为 12 cm 和 6~8 cm 的具有良好防结露效果的低温近壁边界区.将空气载能辐射空调开门窗工况试验结果应用于混合通风协同运行模型,分析了空调送风量和门窗开度对 PMV 和空调能耗的协同影响,提出了混合通风协同评价系数,得到不同门窗开度对应的最优空调送风档位设置建议.

**关键词:**空气载能;辐射空调;CFD 模拟;热力学分析;混合通风;协同运行模型

**中图分类号:**TU831.3

**文献标志码:**A

## Research on Synergistic Operation of Mixing Ventilation for Air Carrying Energy Radiant Air-conditioning System

GONG Guangcai<sup>†</sup>, LIU Jia

(College of Civil Engineering, Hunan University, Changsha 410082, China)

**Abstract:** Experiments of three cases, such as steady operation, unsteady operation with opened door, and unsteady operation with opened window, were carried out in a residential room having air carrying energy radiant air-conditioning system. Three Computational Fluid Dynamics (CFD) models were established based on the experimental results to study the indoor thermal environment and condensation risk of these three cases. The synergistic operation model described by the temperature synergistic formula, relative humidity synergistic formula, PMV synergistic formula, and energy consumption synergistic formula was proposed based on the thermodynamic analysis. The verified CFD model shows that the vertical temperature gradient between the human head and ankle height is less than 0.6℃ and the air velocity in the occupied zone is about 0.1 m/s. There is a boundary zone with low condensation risk under the radiant orifice plate of both steady and unsteady cases for about 12 cm and 6~8 cm, respectively. The synergistic

\* 收稿日期:2018-05-03

**基金项目:**国家自然科学基金资助项目(51378186), National Natural Science Foundation of China(51378186); 国家科技支撑计划项目(2015BAJ03B00), National Key Technology Support Program (2015BAJ03B00)

**作者简介:**龚光彩(1965—),男,湖南澧县人,湖南大学教授,博士生导师

<sup>†</sup> 通讯联系人, E-mail: gcgong@hnu.edu.cn

influence analysis of air supply and opening degree on PMV and energy consumption was conducted based on the unsteady experimental results. The synergistic evaluation index of mixing ventilation was presented, offering optimal advice on air supplying settings for different opening degrees of outside door and window.

**Key words:** air carrying energy; radiant air conditioning; CFD simulation; thermodynamic analysis; mixing ventilation; synergistic operation model

辐射空调因其优越的热舒适性和节能性而受到重视. 依据不同的冷(热)媒载体, 辐射空调可分为3类: 液体载能辐射空调、空气载能辐射空调和非流体载能辐射空调<sup>[1]</sup>. 空气载能辐射空调是近年出现的新型辐射空调末端, 已被示范应用于湖南地区的居住建筑和办公建筑. 龚光彩等<sup>[2-3]</sup>基于试验和CFD模拟方法提出了针对空气载能辐射空调系统的修正系数负荷计算方法, 并分析了空气载能辐射空调末端的传热传质过程, 提出了计算孔板辐射传热量的简化公式. 吴凡昊<sup>[4]</sup>通过在居住建筑和办公建筑中的空气载能辐射空调试验分析了该辐射末端的热舒适性, 指出相比对流型空调末端, 空气载能辐射空调在夏季和冬季的节能率分别为24.0%和26.4%. 徐春雯等<sup>[5]</sup>基于数值分析方法研究了空气载能辐射板结露特性的影响因子, 指出空气载能辐射空调的防结露特性明显优于传统辐射空调末端. 前期关于空气载能辐射空调的研究大部分是稳态运行的参数研究, 而在没有设置机械新风的建筑中, 居民经常打开外门窗以满足个体的新风需求, 因此需进一步研究空气载能辐射空调房间非稳态开门窗的运行性能.

有学者使用不同的研究方法分析建筑开门窗时空调室内运行性能, 例如Sorgato等<sup>[6]</sup>利用Energy-Plus软件模拟分析了空调房间开窗工况的能耗. Wang等<sup>[7]</sup>提出了预测建筑单开口自然通风量的经验模型. Caciolo等<sup>[8]</sup>通过试验测量研究了单开口自然通风的室内流场分布和换气次数. 但是很少有学者从热力学的角度分析建筑受到空调机械通风和开门窗自然通风协同运行时室内的热环境参数变化.

本文在空气载能辐射空调房间内开展稳态关闭门窗和非稳态开门窗的试验, 以试验结果为计算边界和验证条件进行CFD模拟, 研究在稳态和非稳态工况下室内的热舒适性和结露特性. 基于对空气载能辐射空调房间非稳态开门窗工况的热力学分析, 提出由温度协同方程、含湿量协同方程、PMV协

同方程和空调能耗协同方程表示的混合通风协同运行模型. 将非稳态试验结果应用于协同运行模型, 提出不同门窗开度对应的最优空调送风档位设置建议. 本文提出的混合通风协同运行模型为建筑混合通风的研究提供了新思路.

## 1 研究对象

空气载能辐射空调末端的原理如图1所示. 房间被孔隙率约为6.38%的孔板分为上部缓冲蓄能区和下部空调区. 来自空调机的载能空气通过缓冲蓄能区的送风口进入室内, 大部分载能空气在缓冲蓄能区内循环对流将能量传递给辐射孔板后回到缓冲蓄能区的回风口, 辐射孔板将能量辐射传递至空调区; 小部分载能空气通过孔板微孔进入空调区, 与空调区空气混合后回到空调区的回风口. 夏季在空气载能辐射空调房间, 通过孔口进入空调区的冷空气在孔板下表面形成低温低湿的边界区, 隔绝室内高温高湿空气与冷辐射孔板的直接接触, 达到防止结露的目的. 本文在3.1.2节通过CFD模拟研究了该具有防结露效果的低温近壁边界区的厚度.

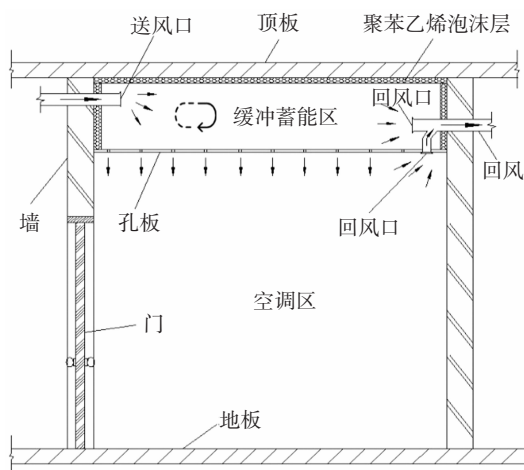


图1 空气载能辐射空调原理图<sup>[1]</sup>

Fig.1 Schematic diagram of air carrying energy radiant air-conditioning system

## 2 研究方法

### 2.1 试验

#### 2.1.1 试验方案

试验于 2016 年 7—8 月在湖南大学校内某公寓开展, 试验房间尺寸为 4.6 m×3.4 m×2.5 m (长×宽×高). 房间北侧有一尺寸为 0.8 m×2 m(长×宽)的内门, 房间南侧有一玻璃外门和一玻璃外窗, 尺寸分别为 0.8 m×2.2 m 和 0.5 m×1.3 m. 缓冲蓄能区厚度为 0.3 m, 四周和上部安装有 0.02 m 厚的聚苯乙烯板. 送风管上有 10 个直径为 0.09 m 的风口, 缓冲蓄能区和空调区的回风口直径均为 0.28 m, 试验房间北侧和东侧邻室为空调房间. 试验分为 3 组进行, 分别测量空调设定温度为 22 °C 时稳态关闭门窗、非稳态开门、非稳态开窗 3 种工况实验室内外热环境参数在 8:00—20:00 的逐时变化. 在实验室内均匀布置 4 条测量线, 在测量线上 0.1 m、0.8 m、1.5 m、2.0 m、2.4 m 及 2.5 m 的高度上布置 PT100 热电偶温度探头(精度为±0.15 °C), 在墙壁、玻璃外门

和玻璃外窗上也分别布置热电偶. 热电偶在试验前用冰水混合物进行校正并在试验时使用凡士林贴上锡箔纸进行辐射隔离, 通过连接 EN880 无纸记录仪实时记录热电偶温度. 使用 ZDR.20 型温湿度自记录仪(温度精度为±0.2 °C, 相对湿度精度为±3%)记录送回风口和室内外 1.5 m 高度的温湿度. 使用 TES-1340 型热线风速仪(精度为±1%)测量送回风口和室内外空气流速. 当进行非稳态开门试验时, 在开口截面 0 m、0.5 m、1.1 m、1.5 m、1.8 m 及 2.2 m 的高度测量温湿度和风速, 门开度为 45°; 当进行非稳态开窗试验时, 在开口截面 0 m、0.3 m、0.6 m、1.0 m 及 1.3 m 的高度测量温湿度和风速, 窗开度为 45°. 实验室内没有放置热湿源, 试验过程中室内几乎没有人员出入以避免由于人员活动引起的试验误差.

#### 2.1.2 试验测量结果

试验测量结果为 CFD 模拟提供计算边界和验证数据, 也是热力学分析的条件. 通过负荷计算知, 3 种试验工况的最大负荷时刻均为 16:00, 表 1 所示为该时刻的试验测量结果.

表 1 试验测量结果

Tab.1 Experimental results

工况	室外温度 /°C	室外相对湿度 /%	空调送风温度 /°C	空调送风速度 / (m·s <sup>-1</sup> )	西墙温度 /°C	南墙温度 /°C	南门温度 /°C, (进风速度 / (m·s <sup>-1</sup> ))	南窗温度 /°C, (进风速度 / (m·s <sup>-1</sup> ))	室内温度 /°C	室内相对湿度 /%
稳态关闭门窗工况	35.2	56.4	12.0	1.5	25.3	23.9	27.2	27.0	22.7	38.7
非稳态开门工况	35.1	51.9	12.0	1.5	25.9	24.5	(进风: 26.7, 0.20; 出风: 24.7, 0.32)	27.0	24.1	43.1
非稳态开窗工况	36.0	51.7	12.0	1.5	25.9	24.4	27.6	(进风: 29.7, 0.25; 出风: 28.1, 0.39)	23.7	36.2

### 2.2 CFD 模拟

图 2 所示为简化的物理模型, X 轴正方向指向北向. 采用 Gambit 软件建立 CFD 模型划分网格, 建模时空气载能辐射孔板的孔径被简化为 0.02 m, 圆形风口简化为具有相同面积的矩形风口. 网格划分时将高度为 2.2 m 的平面设置为 interface 边界, 在 interface 上有孔板和高度在 2.2 m 至顶板之间的空间 2 个实体用 Hex/Wedge 进行网格划分, 另一个从地面至 2.2 m 之间的实体用 Hex 进行网格划分. 通过比较网格数量分别为 1 158 032、3 084 880 和 5 209 068 三种疏密程度不同的模型计算结果后, 发现数量为 3 084 880 的网格划分方案最优. 空调送风口设置为速度入口, 回风口设置为自由出流, 外围

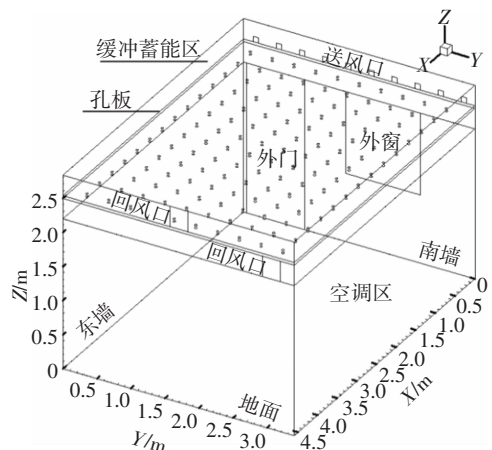


图 2 简化的物理模型

Fig.2 Simplified physical model

护结构设置为温度边界,邻室为空调房间的内墙和内门设置为绝热条件.采用 RNG  $k-\varepsilon$  模型<sup>[9]</sup>,辐射模型采用 DO 辐射模型<sup>[10]</sup>,竖向加速度设置为  $-9.8 \text{ m/s}^2$ .稳态 CFD 模型采用 SIMPLE 压力速度耦合算法,非稳态 CFD 模型中采用 PISO 数值算法.为了加快计算收敛速度,计算非稳态工况时首先进行稳态计算,收敛后再设置开门窗边界继续非稳态计算,时间步长设置为  $0.02 \text{ s}$ .残差设置为  $u, v, w, k, \varepsilon, \text{H}_2\text{O}$  小于  $10^{-3}$ ,energy 和 do-intensity 小于  $10^{-6}$ .

### 2.3 混合通风协同运行模型

混合通风协同运行是指空调机械通风和开门窗自然通风对室内环境的综合作用.假设房间开孔(门窗)前室内的温度为  $t_0$ ,含湿量为  $d_0$ ,焓为  $h_0$ ,经过时间  $\tau$  的开孔和开空调后变为  $t_1, d_1, h_1$ ;室外参数为  $t_2, d_2, h_2$ ;空调送风参数为送风量  $G, t_s, h_s$ ;开孔通风量  $V_{en}$ .假定  $\tau$  时间段内开孔开度不变,室内不发生结露<sup>[11]</sup>,空调送风温度变化不大<sup>[12]</sup>.

#### 2.3.1 温度协同方程

根据房间开口系统界面的能量守恒有:

$$\int_{h_0}^{h_1} \rho V (h-h_0) dh = \int_{h_0}^{h_1} \rho \tau G (h_s-h) dh + \int_{t_0}^{t_1} \tau k A (t_2-t) dt + \int_{h_0}^{h_1} \rho \tau V_{en} (h_2-h) dh. \quad (1)$$

式中: $\rho$  为空气密度,  $\text{kg/m}^3$ ;  $V$  为房间体积,  $\text{m}^3$ ;  $k$  为围护结构总传热系数,  $\text{kJ}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ ;  $A$  为外围护结构面积,  $\text{m}^2$ .

根据假定室内没有发生相变,式(1)可以写为:

$$\int_{t_0}^{t_1} \rho V (t-t_0) dt = \int_{t_0}^{t_1} \rho \tau G (t_s-t) dt + \int_{t_0}^{t_1} \tau k A (t_2-t) dt + \int_{t_0}^{t_1} \rho \tau V_{en} (t_2-t) dt. \quad (2)$$

解得:

$$t_1 = \frac{2(\rho \tau G t_s + \tau k A t_2 + \rho \tau V_{en} t_2 + \rho V t_0)}{\rho \tau G + \tau k A + \rho \tau V_{en} + \rho V} - t_0.$$

#### 2.3.2 含湿量协同方程

由房间开口系统界面的湿量守恒有:

$$\int_{r_0}^{r_1} \rho V (r-r_0) dr = \int_{r_0}^{r_1} \rho \tau G (r_s-r) dr + \int_{r_0}^{r_1} \rho \tau V_{en} (r_2-r) dr. \quad (3)$$

式中: $r$  表示  $1 \text{ kg}$  干空气对应的湿空气中水蒸气占比,其值与含湿量值近似相等.

$$\text{解得: } r_1 = \frac{2(\rho V r_0 + \rho \tau G r_s + \rho \tau V_{en} r_2)}{\rho V + \rho \tau G + \rho \tau V_{en}} - r_0.$$

通过含湿量与饱和蒸气压力的关系式<sup>[13]</sup>,可将送风含湿量表示为送风温度的函数:

$$d_s = 0.000 543 2 t_s + 0.001 276. \quad (4)$$

该拟合公式与焓湿图查询结果的相对误差约为  $1.1\%$ ,室内空气含湿量可以表示为:

$$d_1 = \frac{2(\rho V d_0 + \rho \tau G (0.000 543 2 t_s + 0.001 276) + \rho \tau V_{en} d_2)}{\rho V + \rho \tau G + \rho \tau V_{en}} - r_0. \quad (5)$$

#### 2.3.3 PMV 协同方程

基于 Fanger 教授提出的 PMV 计算式,设定人体代谢率为  $1 \text{ met}$ ,人体机械功为  $0 \text{ W/m}^2$ ,服装热阻为  $0.5 \text{ clo}$ ,服装表面积系数为  $1.15$ ,平均辐射温度视为与室内空气温度相同<sup>[14]</sup>,对流换热系数为  $2.62 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ ,衣服外表面温度拟合为室内空气温度的表达式  $t_{cl} = 0.378 t_1 + 21.122$ ,人体表面辐射换热拟合为室内空气温度的表达式  $R = -2.897 5 t_1 + 100.05$ .则 PMV 表示为:

$$\text{PMV} = 42.810 6 d_1 + 0.314 3 t_1 - 8.448 4. \quad (6)$$

式中室内空气温度对 PMV 的偏相关系数为  $0.314 3$ ,与文献[15]结论相近.

#### 2.3.4 空调能耗协同方程

实验室的家用空调没有机械新风系统,空调能耗可表示为进出空调的空气焓差:

$$E = \Delta H = m \Delta h = \rho G (h_1 - h_s) = \rho G [1.01 t_1 + (2 500 + 1.84 t_1) d_1 - 1.01 t_s - (2 500 + 1.84 t_s) d_s]. \quad (7)$$

通过上述热力学分析知室内温度、含湿量、PMV 和空调能耗可表示为混合通风操作参数和研究对象参数的动态协同方程.

## 3 研究结果

### 3.1 CFD 模拟结果

#### 3.1.1 空气载能辐射空调室内热舒适

CFD 模拟计算了稳态关闭门窗、非稳态开门及非稳态开窗 3 种工况,非稳态开门窗的计算是从稳态到非稳态的过程,在此分析开门过程室内的热舒适性.图 3 所示为开门过程中 6 个典型时刻的横截面平均温度分布.夏季室外高温空气从外门上部进入房间,室内上部空气温度变化相比下部空气更快.开门后  $1 \text{ min}$  时室内温度变化十分剧烈,之后每分

钟的室内温度变化逐渐减小. 开门过程中室内人体头部高度 1.1 m 与脚踝高度 0.1 m 平面的垂直温差均小于 0.6 °C, 小于 ISO7730 标准中温度限值 3 °C<sup>[16]</sup>.

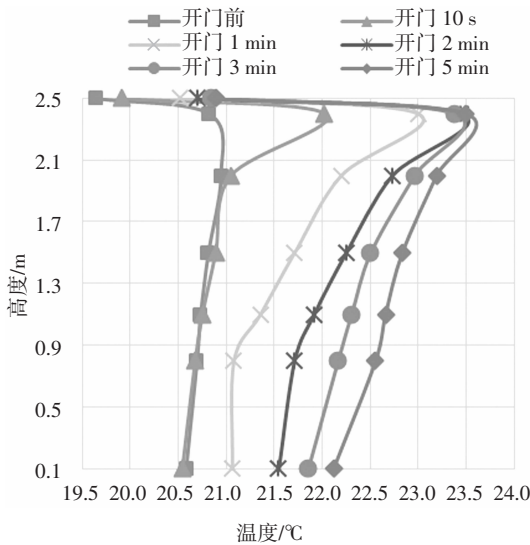
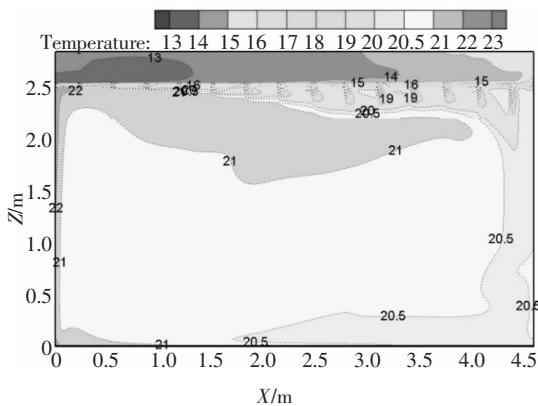
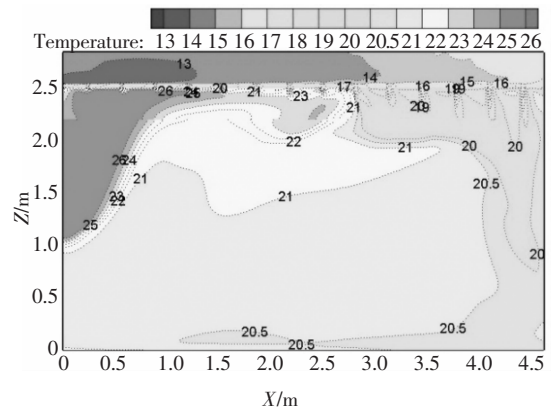


图 3 开门过程中室内横截面平均温度变化  
Fig.3 Temperature change of vertical planes when opening door

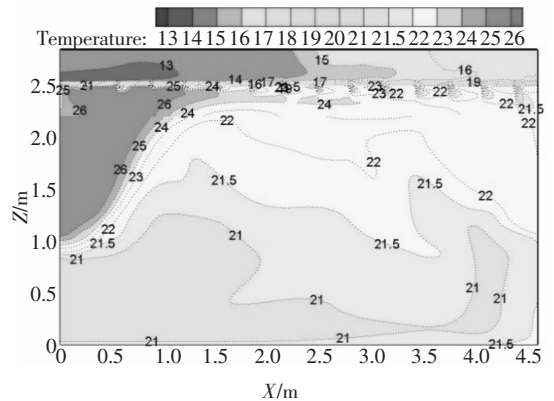
图 4 表示开门过程外门截面的温度变化过程. 开门前室内人体活动区的空气垂直温差较小, 人体头部与脚踝高度平面的垂直温差约为 0.15 °C. 开门 10 s 后室外热空气从门上部进入室内使上部空气温度升高, 人体头部与脚踝平面的温差约为 0.21 °C. 开门 1 min 后室内温度变化较剧烈, 在竖直方向上呈现明显的分层现象, 人体头部与脚踝平面的温差约为 0.29 °C. 开门 2 min 后室内温度继续升高, 人体头部与脚踝平面的温差约为 0.37 °C. 开门 3 min 后室内空气温度持续升高, 人体头部与脚踝平面的垂直温差约为 0.45 °C. 开门 5 min 后室内空气温度分布基本稳定, 人体头部与脚踝平面的垂直温差约为 0.54 °C.



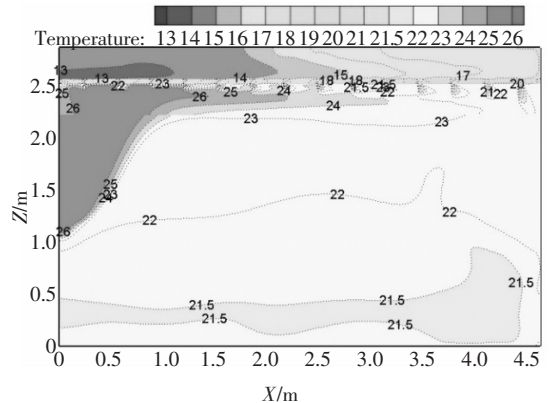
(a) 开门前门截面温度云图



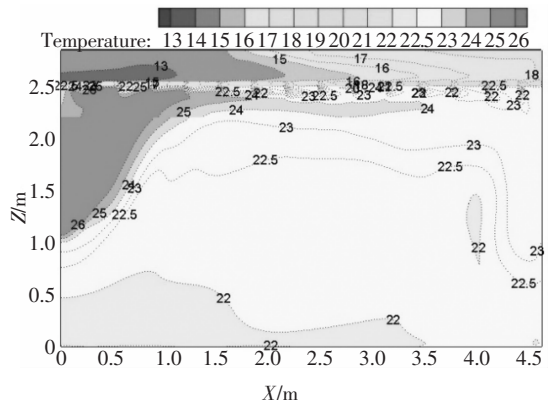
(b) 开门 10 s 门截面温度云图



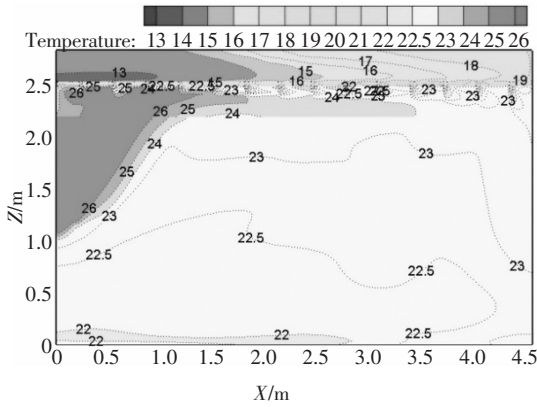
(c) 开门 1 min 门截面温度云图



(d) 开门 2 min 门截面温度云图



(e) 开门 3 min 门截面温度云图



(f)开门 5 min 门截面温度云图

图 4 开门过程中外门截面的温度变化

Fig.4 Temperature change of the door section when opening door

开门过程室内风速分布相似,图 5 所示为开门 5 min 的速度云图. 室外高温空气通过外门上部进入室内,室内低温空气通过外门下部流出房间,靠近孔板的高温气流和靠近地面的低温气流速度较高约为 0.3 m/s. 人体活动区域的空气速度较小约为 0.1 m/s,小于规范规定的速度限值 0.3 m/s<sup>[16]</sup>.

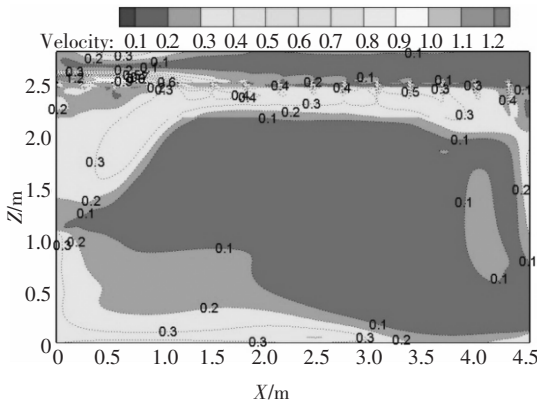


图 5 开门 5 min 门截面速度云图

Fig.5 Velocity contour after opening door for 5 min

### 3.1.2 空气载能辐射空调结露分析

稳态关闭门窗时孔板下各横截面的最低温度分布如图 6 所示. 当靠近孔板下表面的空气露点温度接近于孔板最低温度时,孔板将产生结露,距孔板下表面 0.005 m 平面的最低温度和最大相对湿度点对应的露点温度与孔板下表面最低温度的差值为 6.03 °C,说明稳态工况辐射孔板没有结露风险. 孔板下表面最低温度为 16.51 °C,高度 2.38~2.5 m 之间的横截面最低温度均小于 16.51 °C,横截面 2.38 m 最低温度为 16.51 °C,由此推论在孔板下表面存在厚度约为 12 cm 的具有良好防结露效果的低

温近壁边界区,以隔绝室内高温高湿空气与冷辐射孔板的直接接触.

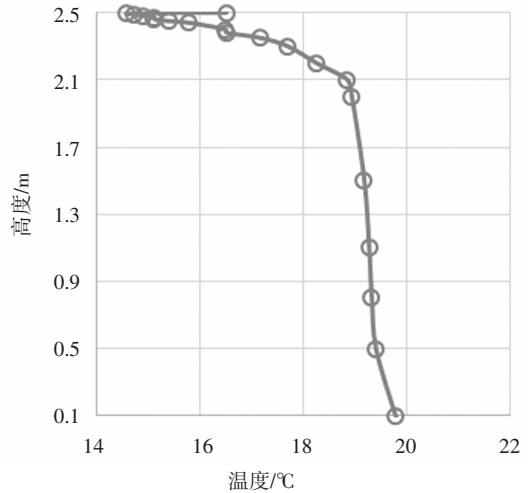


图 6 稳态工况室内横截面最低温度分布

Fig.6 Lowest temperature of vertical planes of steady case

非稳态开门过程室内环境相对稳定后孔板的最低温度为 16.538 °C,最大相对湿度为 75%,不会产生结露现象. 距孔板 0.005 m 平面的最低温度和最大相对湿度点对应的露点温度为 10.383 °C,与孔板最低温度的温差为 6.155 °C,孔板下表面存在厚度约为 6~8 cm 的具有良好防结露效果的低温近壁边界区. 同理分析非稳态开窗工况,得到孔板下表面的低温近壁边界区厚度约为 6~8 cm.

### 3.1.3 CFD 模型验证

图 7 比较了稳态关闭门窗工况下由试验测量和 CFD 模拟得到的室内测点温度,均显示空气载能

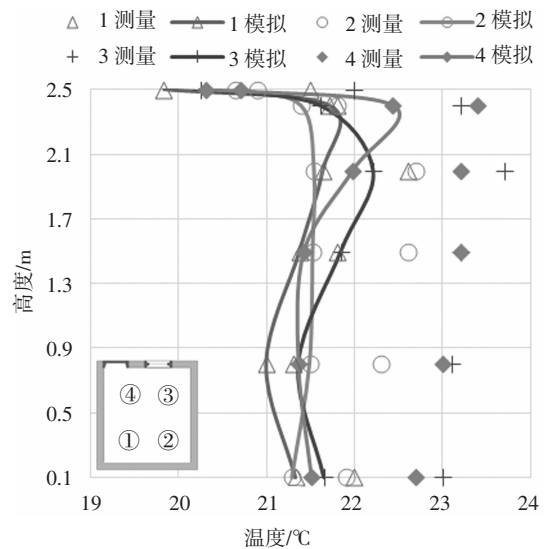


图 7 稳态工况室内测点的试验值和模拟值比较

Fig.7 Comparison of measured and simulated temperature of indoor testing points under steady case

辐射空调室内人员活动区域的垂直温度梯度很小,室内 4 条测量线的温度模拟值与试验值变化趋势一致,说明 CFD 模型具有较好的准确性<sup>[17]</sup>. 模拟值与试验值之间的最大误差为 1.78 °C,与对应的试验值之间的相对误差约为 7.7%. 由于空气载能辐射空调是近年提出的新型辐射空调末端,具有相对复杂的孔板结构,考虑目前计算机的性能限制,在进行 CFD 模拟时需对辐射孔板进行适当的简化,这是导致模拟值与试验值存在误差的主要原因,如图 7 所示的误差是可以接受的<sup>[2,18]</sup>.

### 3.2 混合通风协同运行模型应用

#### 3.2.1 混合通风协同影响分析

将空气载能辐射空调非稳态开门窗工况应用于混合通风协同运行模型,分析机械通风操作参数空调送风量和自然通风操作参数开孔开度对 PMV 和空调能耗的协同影响. 设定室外参数为  $t_2=35\text{ °C}$ ,  $\varphi_2=60\%$ ,  $d_2=0.021\ 53\text{ kg/kg}$ ; 室内开孔前的参数为  $t_0=26\text{ °C}$ ,  $\varphi_0=65\%$ ,  $d_0=0.013\ 77\text{ kg/kg}$ ; 空调送风参数为  $t_s=12\text{ °C}$ ,  $\varphi_s=90\%$ ,  $d_s=0.007\ 878\text{ kg/kg}$ . 代入协同方程得到开孔 5 min 后室内热环境参数计算式为:

$$t_1 = \frac{8\ 280G + 24\ 150V_{en} + 3\ 203.28}{345G + 345V_{en} + 57.325} - 26. \quad (8)$$

$$d_1 = \frac{5.378\ 1G + 14.855\ 7V_{en} + 1.238\ 3}{345G + 345V_{en} + 44.965} - 0.013\ 77. \quad (9)$$

$$PMV = 42.810\ 6d_1 + 0.314\ 3t_1 - 8.448\ 4. \quad (10)$$

$$E = 1.15G[1.01t_1 + (2\ 500 + 1.84t_1)d_1 - 31.988\ 9]. \quad (11)$$

计算设定条件下的阿基米德数为 0.59, 开门自然通风量使用风压和热压共同作用下的自然通风量计算公式<sup>[19-20]</sup>, 代入试验参数得开门通风量在门开度为 10°~90°之间时可拟合为门开度的线性表达式:  $V_{en} - d_{oor} = 0.007\ 8\theta + 0.036\ 3$ . 开窗通风量在窗开度为 10°~90°时可拟合为窗开度的线性表达式为:  $V_{en} - W_{in} = 0.002\ 8\theta + 0.010\ 8$ .

图 8 表示空调送风量和门开度对 PMV 的协同影响. 当空调设置低档送风, 门开度大于 10°时,  $PMV > 0.5$ ; 当空调设置中档送风, 门开度为 10°~20°时,  $PMV$  满足热舒适范围[-0.5, 0.5]; 当设置高档送风, 门开度小于 20°时, 空调可能停机, 当门开度在 20°~30°之间, 热舒适指标在推荐范围内, 当门开度大于 30°时, 空调难以承担所有室内负荷, 室内将产生明显的热不舒适感. 对于开窗工况, 当空调设置低档送风, 窗开度在 20°~40°之间时,  $PMV$  在舒适范围内; 当空调设置中档送风, 窗开度在 40°~60°之间时,  $PMV$  在舒适范围内; 当空调设置高档送风, 窗开

度在 60°~90°之间时,  $PMV$  在舒适范围内.

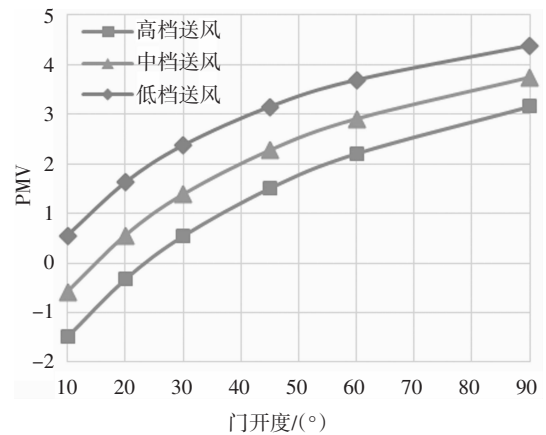


图 8 空调送风量和门开度对室内 PMV 的协同影响  
Fig.8 Synergistic influence of air supply and door-open degree on indoor PMV

图 9 所示为空调送风量和门开度对空调能耗的协同影响. 当门开度为 10°时, 送风档位的变换对空调能耗的影响较小, 由低档位变换为高档位时, 空调能耗约增加 0.88 kJ. 随着门开度的增加, 档位变换对能耗影响逐渐显著, 当门开度为 90°时, 由低档位变换为高档位时, 空调能耗约增加 5.9 kJ.

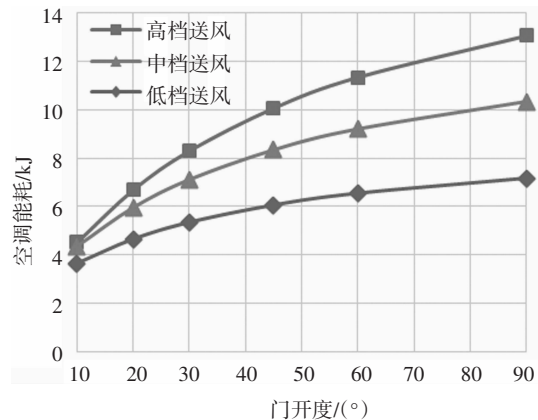


图 9 空调送风量和门开度对空调能耗的协同影响  
Fig.9 Synergistic influence of air supply and door-open degree on energy consumption

#### 3.2.2 混合通风协同评价系数

对于开门窗的空调房间, 当开度增加时,  $PMV$  增加, 空调能耗增加; 当空调送风档位调高时,  $PMV$  降低, 空调能耗增加. 本文提出协同评价系数  $\eta$ , 基于室内  $PMV$  和空调能耗评价不同空调送风量和门开度组合的最优化.

$$\eta = |PVM| \times E_c. \quad (12)$$

当  $|PVM|$  越小, 空调能耗  $E_c$  越小时, 协同评价

系数  $\eta$  越小,即室内获得同等热舒适性时所需的空调能耗越低,对应的混合通风操作参数组合越优.图 10 所示为不同空调送风量和门开度的协同评价系数分布.当门开度为  $10^{\circ}\sim 20^{\circ}$  时,空调以中档送风量运行时的协同评价系数最小,满足室内热舒适性的情况下空调能耗最低;当门开度为  $20^{\circ}\sim 60^{\circ}$  时,空调以高档送风量运行时的协同评价系数最小,结合室内热舒适指标范围,空调以高档送风时,门开度应在  $20^{\circ}\sim 30^{\circ}$  之间;而当门开度大于  $30^{\circ}$  时,空调难以承担所有的负荷,室内将产生明显的热不舒适感.

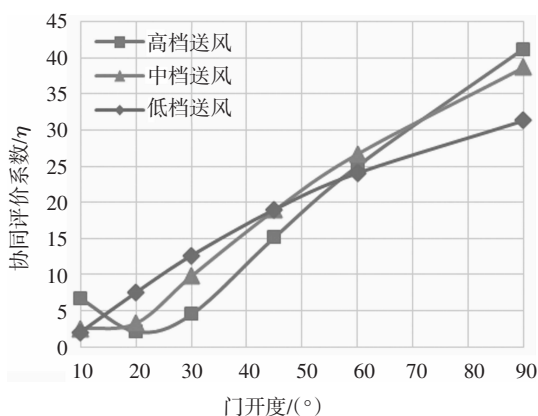


图 10 不同空调送风量和门开度组合时的协同评价系数

Fig.10 Synergistic evaluation index of air supply and door-open degree

图 11 显示,当空气载能辐射空调室内窗开度为  $10^{\circ}\sim 40^{\circ}$  时,空调应设置低档送风;当窗开度为  $40^{\circ}\sim 60^{\circ}$  时,空调应设置中档送风;当窗开度为  $60^{\circ}\sim 90^{\circ}$  时,空调应设置高档送风.

本文针对门窗开度和空调送风档位设置的建议适用于设定计算条件,以此为例说明混合通风协同运行模型可为建筑空调和门窗控制管理提供指导.

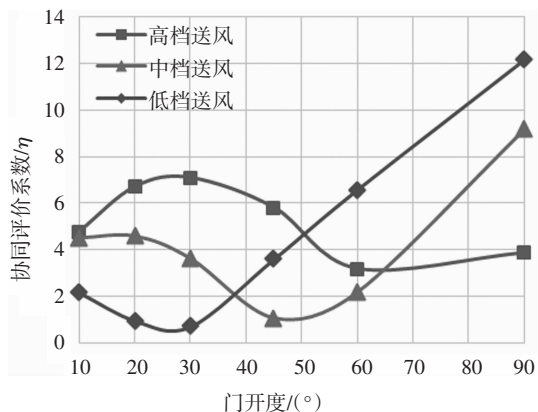


图 11 不同空调送风量和窗开度组合时的协同评价系数

Fig.11 Synergistic evaluation index of air supply and window-open degree

## 4 结论

本文基于试验和 CFD 模拟研究了空气载能辐射空调房间在稳态关闭门窗和非稳态开门窗工况下运行的热舒适性和结露特性,基于热力学方法提出了混合通风协同运行模型,得出以下结论:

1) 空气载能辐射空调在稳态关闭门窗和非稳态开门窗工况下室内人体头部高度  $1.1\text{ m}$  与脚踝高度  $0.1\text{ m}$  平面的垂直温差小于  $0.6\text{ }^{\circ}\text{C}$ , 小于标准限值  $3\text{ }^{\circ}\text{C}$ . 人体活动区域的空气速度很小约为  $0.1\text{ m/s}$ , 小于标准限值  $0.3\text{ m/s}$ .

2) 稳态和非稳态工况下,空气载能辐射空调孔板下表面分别存在厚度约为  $12\text{ cm}$  和  $6\sim 8\text{ cm}$  的具有良好防结露效果的低温近壁边界区. 空气载能辐射空调在稳态和非稳态工况下的热舒适性和防结露特性均很好,可以应用于夏热冬冷地区.

3) 当空调运行与开门窗习惯结合控制管理时,获得同等舒适的热环境时空调能耗降低. 在空气载能辐射空调设定计算条件下,当外窗开度为  $10^{\circ}\sim 40^{\circ}$  时,空调应设置低档位送风;当外窗开度为  $40^{\circ}\sim 60^{\circ}$  或外门开度为  $10^{\circ}\sim 20^{\circ}$  时,空调应设置中档位送风;当外窗开度为  $60^{\circ}\sim 90^{\circ}$  或外门开度为  $20^{\circ}\sim 30^{\circ}$  时,空调应设置高档位送风;当门开度常大于  $30^{\circ}$  时,室内将产生明显的热不舒适感.

4) 本文提出的由温度协同方程、含湿量协同方程、PMV 协同方程、空调能耗协同方程表示的混合通风协同运行模型,以及混合通风协同评价系数,为空调机械通风和开门窗自然通风协同运行的建筑研究提供了新思路和方法.

## 参考文献

- [1] 王晨光,马小飞,言树清,等.辐射空调系统的发展研究现状综述[J].建筑热能通风空调,2014,33(5):47-50.  
WANG C G, MA X F, YAN S Q, et al. Overview on development and research on radiant air conditioning system [J]. Building Energy and Environment, 2014, 33(5):47-50. (In Chinese)
- [2] GONG G C, LIU J, MEI X. Investigation of heat load calculation for air carrying energy radiant air-conditioning system [J]. Energy and Buildings, 2017, 138:193-205.
- [3] 龚光彩,杨厚伟,苏欢,等.空气载能辐射空调末端系统辐射传



- 热简化算法研究 [J]. 湖南大学学报(自然科学版), 2013, 40(12):31—38.
- GONG G C, YANG H W, SU H, *et al.* The research on simplified algorithm of radiative heat transfer for air carry energy radiant air conditioning terminal system [J]. Journal of Hunan University (Natural Sciences), 2013, 40(12):31—38. (In Chinese)
- [4] 吴凡昊. 空气载能辐射末端应用试验研究[D]. 长沙: 湖南大学土木工程学院, 2015:15—27.
- WU F H. Experimental research for application based on radiation terminal of air carrying and storing energy [D]. Changsha: College of Civil Engineering, Hunan University, 2015: 15—27. (In Chinese)
- [5] 徐春雯, 龚光彩, 杨厚伟, 等. 空气载能辐射空调系统孔板结露特性数值研究[J]. 建筑科学, 2014, 30(8):79—84.
- XU C W, GONG G C, YANG H W, *et al.* Numerical study of moisture condensation on pore panels of air-carrying energy radiation air-conditioning system [J]. Building Science, 2014; 30(8):79—84. (In Chinese)
- [6] SORGATO M, MELO A, LAMBERTS R. The effect of window opening ventilation control on residential building energy consumption [J]. Energy and Buildings, 2016, 133:1—13.
- [7] WANG H J, CHEN Q Y. A new empirical model for predicting single-sided, wind-driven natural ventilation in buildings [J]. Energy and Buildings, 2012, 54:386—394.
- [8] CACIOLO M, STABAT P, MARCHIO D. Full scale experimental study of single-sided ventilation: analysis of stack and wind effects [J]. Energy and Buildings, 2011, 43(7):1765—1773.
- [9] ZHANG C, KRISTENSEN M, JENSEN J, *et al.* Parametrical analysis on the diffuse ceiling ventilation by experimental and numerical studies [J]. Energy and Buildings, 2016, 111:87—97.
- [10] 于勇. FLUENT 入门与进阶教程[M]. 北京: 北京理工大学出版社, 2008:123.
- YU Y. Tutorial of FLUENT introduction and improvement [M]. Beijing: Beijing Institute of Technology Press, 2008:123. (In Chinese)
- [11] 刘皓. 重庆地区住宅建筑混合通风调控策略研究[D]. 重庆: 重庆大学城市建设与环境工程学院, 2014:36—37.
- LIU H. Research on control strategy of hybrid ventilation for residential building in Chongqing [D]. Chongqing: School of Urban Construction and Environmental Engineering, Chongqing University, 2014:36—37. (In Chinese)
- [12] 李林, 金梧凤, 李惠. 空调制热运行时送风温度的优化分析[J]. 山西建筑, 2014, 40(8):129—131.
- LI L, JIN W F, LI H. Research on optimization of air-conditioned room supply air temperature [J]. Shanxi Architecture, 2014, 40(8):129—131. (In Chinese)
- [13] 彦启森, 石文星, 田长青. 空气调节用制冷技术[M]. 4版. 北京: 中国建筑工业出版社, 2010:17.
- YAN Q S, SHI W X, TIAN C Q. Refrigeration technology for air conditioning [M]. 4th ed. Beijing: China Architecture and Building Press, 2010:17. (In Chinese)
- [14] 杨昌智, 文洁, 蒋新波. 热湿环境参数对 PMV 及空调能耗的影响研究[J]. 湖南大学学报(自然科学版), 2015, 42(1):104—108.
- YANG C Z, WEN J, JIANG X B. Study on the influence of thermal environmental parameters on PMV and energy consumption [J]. Journal of Hunan University (Natural Sciences), 2015, 42(1): 104—108. (In Chinese)
- [15] 罗婷. 基于 PMV 指标的室内热舒适控制方法的应用研究[D]. 济南: 山东建筑大学信息与电气工程学院, 2009:14—21.
- LUO T. Applied research of comfort control methods for indoor comfort based on PMV index [D]. Jinan: College of Information and Electrical Engineering, Shandong Jianzhu University, 2009: 14—21. (In Chinese)
- [16] ISO 7730—2005 Ergonomics of the thermal environment—analytical determination and interpretation of thermal comfort using calculation of the PMV and PPD indices and local thermal comfort criteria [S]. Geneva: International Organisation for Standardisation, 2006:13—17.
- [17] JIN W F, JIA L Z, GAO P, *et al.* The moisture content distribution of a room with radiant ceiling cooling and wall-attached jet system [J]. Building Simulation, 2017, 10(1):41—50.
- [18] 张泉, 王科, 郑娟, 等. 丘陵地形特征与传统民居形式对自然通风的影响 [J]. 湖南大学学报(自然科学版), 2009, 36(7):17—23.
- ZHANG Q, WANG K, ZHENG J, *et al.* Influence of hilly topographic feature and the forms of traditional folk house on natural ventilation [J]. Journal of Hunan University (Natural Sciences), 2009, 36(7):17—23. (In Chinese)
- [19] 阮芳. 单开口自然通风特性的试验与模拟研究[D]. 长沙: 湖南大学土木工程学院, 2016:16—22.
- RUAN F. Experimental and simulation research on characteristics of natural ventilation through a single opening [D]. Changsha: College of Civil Engineering, Hunan University, 2016:16—22. (In Chinese)
- [20] 石卉, 高鹏, 杨旭东. 门窗不同开度下自然通风对室内空气品质及能耗的影响 [C]// 全国暖通空调制冷 2008 年学术年会论文集. 重庆: 重庆大学学报编辑部, 2008:45—52.
- SHI H, GAO P, YANG X D. Effect of natural ventilation on indoor air quality and energy consumption under different opening degree of door and window [C]// Proceedings of National HVAC & R 2008 Annual Conference. Chongqing: Editorial Department of Journal of Chongqing University, 2008:45—52. (In Chinese)