邓志峣, 林尧林, 刘乃维. 使用区域模型不同分区策略进行房间负荷研究[J]. 智能计算机与应用,2026,16(6):159-166.
DOI:10.20169/j.issn.2095-2163.24091401

使用区域模型不同分区策略进行房间负荷研究

邓志峣, 林尧林, 刘乃维
(上海理工大学 环境与建筑学院, 上海 200093)

摘 要: 随着温控设备的普及,对房间进行负荷研究是建筑设计和能源效率评估中的重要环节。传统的负荷计算认为空气在空间内充分混合,对垂直和水平方向上的温度考虑不足。而 CFD 方法需要大量计算资源来与热负荷模型进行耦合,且不适合动态的负荷计算。本文提出了一种方法,使用区域模型与热平衡模型相结合,并且根据需求将不同分区温度进行控制,以上过程通过 Fortran 程序实现。计算结果表明,普通办公建筑使用 27 个区域划分数目,程序计算温度场与模拟温度场的最大误差为 6.4%,最小误差仅为 0.4%,冬季和夏季负荷分别减少了 54.9%与 67.6%,热负荷随分区数目增加而增加。

关键词: 数值模拟; 区域模型; 建筑热负荷; 流体力学; 耦合法
中图分类号: TU831.2 **文献标志码**: A **文章编号**: 2095-2163(2026)06-0159-08

Conducting room load studies with different partitioning strategies of regional models

DENG Zhiyao, LIN Yaolin, LIU Naiwei
(School of Environment and Architecture, University of Shanghai for Science and Technology, Shanghai 200093, China)

Abstract: With the widespread adoption of temperature control systems, the load analysis of rooms has become a critical component in building design and energy efficiency assessments. Traditional load calculations assume complete air mixing within the space, but often neglecting temperature variations in both vertical and horizontal directions. Computational Fluid Dynamics (CFD) methods requires substantial computational resources for coupling with thermal load models, making them unsuitable for dynamic load calculations. This paper introduces a novel approach that integrates a zonal model with a thermal balance model, allowing for temperature control in different zones according to specific requirements. The implementation of this methodology is achieved through a Fortran program. The findings indicate that the maximum discrepancy between the temperature field calculated by the program and the simulated temperature field is 6.4%, whereas the minimum discrepancy is a mere 0.4%. The method achieves a significant reduction in loads, with 64.8% and 55.6% decreases for winter and summer respectively. Additionally, it is observed that the heat load increases with an increasing number of zones.

Key words: numerical simulation; zonal model; building thermal load; Hydrodynamics; coupling method

0 引 言

在过去的 20 年里,由于中国城镇建筑的增加,使建筑能耗越来越大。根据相关统计显示,在中国现有的建筑中,与其他同气候区发达国家相比,能耗偏高[1]。实现节能减排,提高建筑物能源效率,需要对现有建筑进行合理的能耗计算分析。供暖通风空调系统的能耗被认为是住宅或公共建筑的主要组成部分,通风空调系统在现代建筑内对保证热舒适性和室内空气质量方面起着重要作用[2]。在对室内环境控制方面,居住者对室内环境有着不同的要求,使得室内空气在个性化的需求下形成了非均匀的温度场[3]。在满足室内不同区域热舒适需求的情况下,有效评估室内负荷对合理探索节能策略具有重要意义[4-5]。

对于现有的公共建筑而言,大型开放式的空间设置十分常见,使用高窗墙比的玻璃幕墙以及不同空间布局的设计都会造成室内不同区域的空气温度

作者简介: 邓志峣(1998—),男,硕士。主要研究方向:建筑数值模拟。
通信作者: 林尧林(1976—),男,博士,副教授。主要研究方向:可持续建筑与建筑节能。Email:ylin@usst.edu.cn。

收稿日期: 2024-09-14

分布差异,从而影响建筑能耗[6-7]。Mikk 等学者[8]基于北欧气候下的实验室研究成果,测量比较分析了 3 种供热装置的热排放损失,得出了在不同区域采用不同的运行温度控制供热机组时、供热和热损失是不同的结论。Shin 等学者[9]回顾了空调热分区的定义以及其在建筑能耗模拟程序中的应用,结果表明传统的热分区方法仅能粗略地估计一组建筑的能耗。Wang 等学者[10]根据工作温度的分布将图书馆划分为 12 个区域来研究不同分区温度控制对室内热舒适性和能耗的影响,结果表明使用恒温器的控制是最不利的区域,此时系统的能量消耗将更显著地增加以满足舒适性要求。

其中,区域建模方法被认为是多区域模型和 CFD 模型之间的折中方法,其基本思想就是把空间划分为有限个小单元块,单元块的形状通常为矩形,并且假定每一个小单元块里面空气都混合均匀,对于每一个单元块都可以建立质量平衡和热平衡方程组[11-12]。通过求解这些非线性方程组就能够获得需要的流场、温度场和压力场信息[13-15]。由于在求解过程中忽略了空气动量效应,这种简化处理也使其能够相对于 CFD 进行更长时间段的模拟[16]。然而,目前许多使用区域模型计算负荷的研究都仅将重点放在区域空气上,在负荷建模的理论上忽略了建筑物本身[17-19],为了简化计算缺少了对建筑物长期动态负荷的评估,并且在计算上还受到商业软件设定的限制[20]。

本研究提出了使用一个 3D 笛卡尔坐标系下的区域模型来对典型办公建筑的内部进行温度场预测的方法。构建了建筑的热平衡方程,包括对围护结构内外对流传热、辐射得热、人员与设备散热等负荷进行建模计算。建立了内部空气区域的质量流量、压强与温度的耦合方程组进行求解,从而可以输出不同分区以及定温条件下的温度分布。最后通过与 CFD 方法的合理对比验证设计,分别对典型日冬/夏季负荷进行计算,并且给出了在不同分区热需求温度情况下的负荷变化。

1 理论方法

建筑物是在外界环境条件不断变化下的一个动态响应系统。建筑物的冷热负荷受到外界影响、包括风力作用,太阳辐射等。同时如供暖和制冷系统、光照、人员等内部因素也成为了建筑能源性能的特征。在这项研究中使用热平衡法对建筑负荷进行评估,内部热区的温度并不是均匀一致的,在输入与输出的关系上也是非线性的。

1.1 建立房间分区热平衡模型

1.1.1 房间辐射换热计算

房间区域划分如图 1 所示。这里,房间外表面被划分为 45 个单元。被房间表面吸收的太阳辐射由直射太阳辐射和漫射太阳辐射组成。通过求解太阳光束轨迹和圆顶表面之间的交点,可以计算通过每个单元传输的直接太阳辐射到达内表面的点的坐标。房间太阳辐射如图 2 所示。

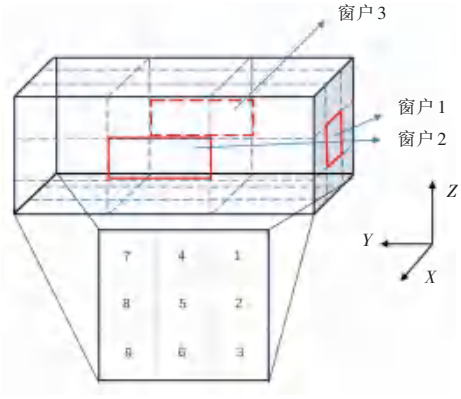


图 1 房间区域划分图

Fig. 1 Room area division diagram

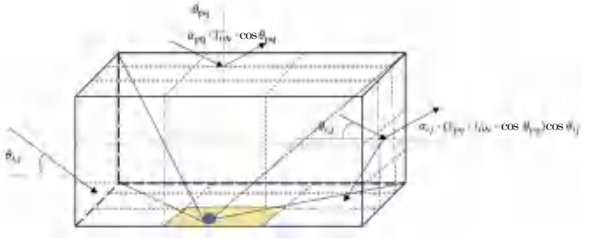


图 2 房间太阳辐射图

Fig. 2 Room solar radiation diagram

单元 (i, j) 吸收的太阳辐射计算如下:

$$q_{\mathrm{sol},\,ij} = I' + I'' \tag{1}$$

对于在外表面上接收直接太阳辐射的单元,太阳直射辐射 I' 吸收可计算如下:

$$I' = \alpha_{ij} \cdot I_{\mathrm{DN}} \cdot \cos\theta_{ij} \tag{2}$$

其中,I_{DN} 表示地球表面的直接垂直入射太阳辐射;α_{ij} 表示玻璃表面在入射角下的吸收率;θ_{ij} 表示入射角。

单元表面上玻璃的散射太阳辐射吸收由玻璃外表面上的散射太阳辐射吸收和玻璃内表面上的扩散太阳辐射吸收组成。玻璃外表面散射太阳辐射 I_1'' 的吸收的计算公式为:

$$I_1'' = \alpha_{ij} \cdot (I_{ds,ij} + I_{dg,ij}) \tag{3}$$

其中,$I_{ds,ij}$ 表示来自天空的圆顶表面的单元$(i,$

j）上的漫射入射太阳辐射。

玻璃内表面上（k,l）到（i,j）散射太阳辐射的吸收可以写成：

$$I_2'' = \alpha_{ij} \cdot \sum_{\substack{k=1,\cdots,3 \\ l=1,\cdots,3}} F_{kl,ij} \cdot \tau_{kl} \cdot (I_{ds,kl} + I_{dg,kl}) \quad (4)$$

其中，$F_{kl,ij}$ 表示单元（i，j）对天空的视角系数，τ_{kl} 表示玻璃表面在入射角下的透射率。

因此，散射太阳辐射的总吸收被写为：

$$I'' = I_1'' + I_2'' \quad (5)$$

而房间的长波辐射换热包括单元内部表面和房屋的墙/屋顶外表面，根据分区方法可以分为 M = 45 个外表面和 N = 54 个内表面，采用总视图交换因子的概念来计算净表面到总表面之间的辐射热增益。对于房间上的一个单元外表面 i 的辐射换热 $q_{\mathrm{LWR},i}$ 计算有：

$$q_{\mathrm{LWR},i} = F_{i,\mathrm{sky}} \cdot \varepsilon_i \cdot \sigma_c \cdot (T_{\mathrm{sky}}^4 - T_i^4) + F_{i,g,\mathrm{out}} \cdot \varepsilon_i \cdot \sigma_c \cdot (T_{g,\mathrm{out}}^4 - T_i^4) \quad (6)$$

其中，ε_i 表示地表长波发射率；σ_c 为 Stephan-Boltzmann 常数，取 5.67 ×10^{-8} W/(m^2 · K^4)；T_{sky} 表示天空温度，单位为 K；$T_{g,\mathrm{out}}$ 表示建筑外地表温度，单位为 K。

对于内部单元表面 i 的净辐射通量有：

$$q_{\mathrm{surf}(i-1)N+j} = \sum_{k=1}^{54} F_{k,i}\sigma_c(T_k^4 - T_i^4) \quad (7)$$

其中，对于总视图因子的讨论如下。已知表面的净辐射等于表面吸收辐射与反射辐射之差，对于 A_j 表面上的长波辐射有：

$$A_j \frac{J_j - \varepsilon_j E_j}{\gamma_j} = \sum_{i=1}^{54} J_i F_{ij} A_i \quad (8)$$

其中，J_j 表示表面净辐射，单位为 W/m^2；γ_j 表示表面反射率。

房间内表面的辐射矩阵可以写成：

$$\begin{bmatrix} F_{11}-\frac{1}{\gamma_1} & F_{12} & F_{13} & \cdots & F_{1N} \\ F_{21} & F_{12}-\frac{1}{\gamma_2} & F_{23} & \cdots & F_{2N} \\ F_{31} & F_{32} & F_{13}-\frac{1}{\gamma_3} & \cdots & F_{3N} \\ \vdots & \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ F_{N1} & F_{N2} & F_{N3} & \cdots & F_{1N}-\frac{1}{\gamma_N} \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} J_1 \\ J_2 \\ J_3 \\ \vdots \\ J_N \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -\frac{\varepsilon_1}{\gamma_1}E_1 \\ -\frac{\varepsilon_2}{\gamma_2}E_2 \\ -\frac{\varepsilon_3}{\gamma_3}E_3 \\ \vdots \\ -\frac{\varepsilon_N}{\gamma_N}E_N \end{bmatrix} \quad (9)$$

表面 i 的黑体发射率可以计算如下：

$$E_i = \sigma T_i^4 \quad (10)$$

在求解辐射能传递的联立方程后，表面处的净辐射通量由以下公式确定：

$$q_{\mathrm{surf},i,t} = \frac{\varepsilon_i}{\gamma_i}(E_{i,t} - J_{i,t}) \quad (11)$$

本研究使用高斯消元法求解辐射方程组，并具有给定的收敛性，计算得到总视图因子。

1.1.2　通过房间墙壁/屋顶的传热控制方程

假定墙有 4 层，每层有 2 个边界节点和 1 个内部节点，因此每面墙/屋顶有 9 个节点。瞬态传热过程的控制方程为：

$$\frac{\partial T}{\partial t} = \alpha_h \frac{\partial T^2}{\partial x^2} \quad (12)$$

其中，T 表示墙/屋顶/地板的温度，单位为 K；t 表示时间，单位为 s；α_h 表示墙各层的温度扩散系数，单位为 m^2/s；x 表示长度，单位为 m。

对于房间外墙表面的热平衡计算公式如下所示：

$$-k_1 \left.\frac{\partial T}{\partial x}\right|_{x=0} + q_{\mathrm{sol},l,\mathrm{out}} + q_{\mathrm{conv},l,\mathrm{out}} + q_{\mathrm{surf,out}} = p_1 \cdot \frac{1}{4} \cdot \mathrm{d}x_1 \cdot c_{pl} \cdot \frac{\mathrm{d}T}{\mathrm{d}t} \quad (13)$$

对于墙壁里面 2 个不同材料层之间的内部节点，可得以下控制方程：

$$\frac{1}{4} \cdot (p_1 \cdot c_{P_1} \cdot \mathrm{d}x_1 + p_2 \cdot c_{P_2} \cdot \mathrm{d}x_2) \cdot \frac{\mathrm{d}T}{\mathrm{d}t} = -k_1 \cdot \left.\frac{\mathrm{d}T}{\mathrm{d}x}\right|_{x=\frac{3}{4}\mathrm{d}x_1} + k_2 \cdot \left.\frac{\mathrm{d}T}{\mathrm{d}x}\right|_{x=\mathrm{d}x_1+\frac{1}{4}\mathrm{d}x_2} \quad (14)$$

对于房间外墙表面的热平衡计算公式如下所示：

$$-k_4 \cdot \left.\frac{\partial T}{\partial x}\right|_{x=\mathrm{th}} + q_{\mathrm{sol},l,\mathrm{in}} + q_{\mathrm{conv},l,\mathrm{in}} + q_{\mathrm{surf},l,\mathrm{in}} + q_{\mathrm{rad,ihg}} = p_4 \cdot \frac{1}{4} \cdot \mathrm{d}x_4 \cdot c_{P_4} \cdot \frac{\mathrm{d}T}{\mathrm{d}t} \quad (15)$$

其中，k_i 表示墙/地板/屋顶/窗户的第 i 层的热导率，单位为 W/(m · K)；$q_{\mathrm{sol},l,\mathrm{out}}$ 表示墙/地板/屋顶外表面吸收的太阳辐射，单位为 W/m^2；$q_{\mathrm{surf},l,\mathrm{in}}$ 表示离开外侧墙/地板/屋顶/窗户表面的净面对面辐射，单位为 W/m^2；p_i 表示墙/地板/屋顶/窗户第 i 层的密度，单位为 kg/m^3；c_{P_i} 表示墙/地板/屋顶的第 i 层的比热容，单位为 J/(kg · K)；$\mathrm{d}x_i$ 表示墙/楼板/屋顶的第 i 层厚度，单位为 m。

1.1.3　通过房间窗户的传热控制方程

该房间采用的玻璃为标准双窗格玻璃窗，每个窗格玻璃都是标准厚度为 3.175 mm 的平板玻璃，由于该窗口包含的热质量非常小，通过窗口的传热过程被认为是准稳态。可以写出以下方程式：

$$q_{\mathrm{win}} = U_w(T_{\mathrm{os}} - T_{\mathrm{is}}) \quad (16)$$

$$U_w = \frac{1}{R_w} \tag{17}$$

$$q_{\text{win}} = q_{\text{abs,sol,out}} + h_{\text{win},o}(T_o - T_{\text{os}}) \tag{18}$$

$$q_{\text{win}} = q_{\text{abs,sol,in}} + q_{\text{igh,in}} + h_{\text{win,in}}(T_{\text{is}} - T_a) \tag{19}$$

其中，q_{win} 表示窗户上的热传递速率，单位为 W/m²；U_w 表示窗口的 U 值，单位为 W/(m² · K)；R_w 表示窗的热阻，单位为 m² · K/W；$q_{\text{abs,sol,out}}$ 表示窗户外表面吸收的太阳辐射，单位为 W/m²；$q_{\text{abs,sol,in}}$ 表示窗户内表面吸收的太阳辐射，单位为 W/m²；$q_{\text{igh,in}}$ 表示窗表面上的内部热增益。

1.1.4 房间对流传热模型

房间内部一个单元 i 表面上的对流热负荷计算如下：

$$q_{\text{conv},i} = q_{\text{conv,out},i} + q_{\text{conv,in},i} \tag{20}$$

而来自外部的对流热负荷可以计算如下：

$$q_{\text{conv,out},i} = h_{\text{out},i}(T_{\text{out}} - T_i) \tag{21}$$

内部的自然对流负荷计算如下：

$$q_{\text{conv,in},i} = h_{\text{in},i}(T_{\text{in}} - T_i) \tag{22}$$

对于外部对流，可以使用 DOE-2 的对流模型计算外部对流传热系数：

$$h_{\text{out},i} = \sqrt{h_n^2 + [aV_w^b]^2} \tag{23}$$

根据 ASHRAE 基础手册，自然对流分量可计算如下：

$$h_n = 9.482 \cdot \frac{\sqrt[3]{|\Delta T|}}{7.238 - \left|\cos\sum\right|}(\text{向上对流换热}) \tag{24}$$

$$h_n = 1.810 \cdot \frac{\sqrt[3]{|\Delta T|}}{1.382 + \left|\cos\sum\right|}(\text{向下对流换热}) \tag{25}$$

1.1.5 内部空气的热平衡方程

假设房子室内空气在长/宽/高上等分为 3×3×3(27)个区域，因此可以由 27 个空气节点表示。室内区域空气温度 T_{in} 通过加热/冷却系统保持在恒温器设定值。由此室内空气的热平衡写为：

$$Q_{\text{HVAC}} + \sum_{i=1}^{n} C_p \times \dot{m}_{i,\text{zone}} \times (T_i - T_{\text{zone}}) + \sum_{j=1}^{m} h_j \times A_j \times (T_j - T_{\text{zone}}) + Q_{\text{inf,zone}} + Q_{\text{internal,conv,zone}} = 0 \tag{26}$$

其中，Q_{HVAC} 表示冷负荷，单位为 W；n 表示与目标区域相邻的区域数量，无量纲数；C_p 表示空气的比热，单位为 J/(kg · K)；$\dot{m}_{i,\text{zone}}$ 表示区域 i 和目标区域之间的质量流率，单位为 kg/s；m 表示与目标区相邻的表面数，无量纲数；h_j 表示表面 j 与目标区之间的对流传热系数，单位为 W/(m² · K)；$Q_{\text{inf,zone}}$ 表示到目标区域的空气渗透热损失，单位为 W；$Q_{\text{internal,conv,zone}}$ 表示目标区域内部热增益的对流部分，单位为 W。

1.2 内部空气区域模型

区域模型流量如图 3 所示。假设包含在体积为 V_i、密度为 ρ_i、质量流量为 $m_{i,j}$ 的区域 i 中的空气完全混合，实现了质量和能量的动态守恒。当达到稳定状态时，一个区域内所有交换气流的总和变为零。计算公式如下：

$$\sum_{i=1}^{n} m_{i,j} + m_{\text{source}} + m_{\text{sink}} = 0 \tag{27}$$

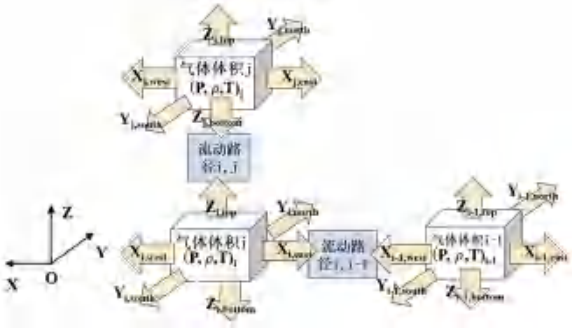


图 3 区域模型流量图

Fig. 3 Flow chart of regional model

其中，$m_{i,j}$ 可以通过使用幂律模型来表示：

$$m_{i,j} = \rho \cdot K \cdot A \cdot \Delta P_{ij}^n \tag{28}$$

假设流量系数 K 为 0.83 m/(s · pa^n)，湍流的流量指数 n 为 0.5，层流的流量指数为 1.0。区域间能量平衡方程如下式所示：

$$\rho V c_p \left(\frac{\partial T_{i,j}}{\partial t} + u\frac{\partial T_{i,j}}{\partial x} + v\frac{\partial T_{i,j}}{\partial y} + w\frac{\partial T_{i,j}}{\partial z}\right) = \dot{q}_{\text{conv},s} + \dot{q}_{i,\text{wall}} + \dot{m}_{\text{source}} c_p (T_{i,j} - T_{\text{supply}}) \tag{29}$$

2 模型数值求解

2.1 矩阵计算

本模型包括一个线性和非线性方程组。由于传热模型中的表面到表面长波辐射，以及区域之间空气运动和热传递的耦合，产生了非线性方程。然后，方程组可以分解为 2 个子模块：一个包含温度，一个包含压力差，这 2 个子模块可以使用耦合方法求解。热模型和气流模型的方程组以矩阵的形式书写为：

$$\begin{bmatrix} \boldsymbol{A} & O \\ O & \boldsymbol{C} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} T \\ P \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} B \\ D \end{bmatrix} \tag{30}$$

其中，$\boldsymbol{A}$ 表示包含系统的热和辐射性质的矩阵；

$\boldsymbol{C}$ 表示包含室内和室外之间的界面性质的矩阵；B 和 D 分别包含温度和压力的驱动力系数。

图 4 中的矩阵图显示了气流压力矩阵的形式，其中 l_1 表示第一层，l_2 表示第二层，l_3 表示第三层。



图 4　压力矩阵 1

Fig. 4　Pressure matrix 1

温度矩阵 $\boldsymbol{A}$ 的分布形式如图 5 所示。

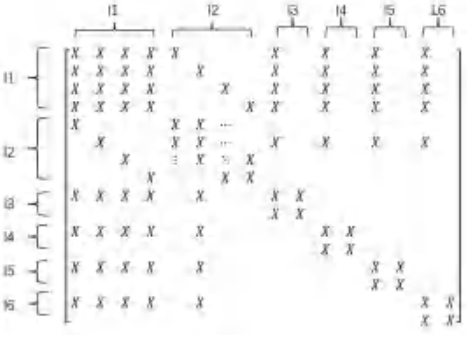


图 5　温度矩阵 2

Fig. 5　Temperature matrix 2

由于空间限制，对内部包含的方程进行了简化，其中 l_1 表示玻璃，l_2 表示空气，l_3 ~ l_6 表示墙壁。包含 27 个区域的房间温度方程的未知温度总数为 82。矩阵的线性化部分（温度方程）通过 Gauss-Seidel 迭代技术求解，矩阵的非线性部分（压力方程）通过 Broyden 方法求解，程序使用编写语言为 Fortran. 2003。

2.2　模型验证

COMSOL Multiphysics 是一款多物理场直接耦合分析软件，使用 COMSOL 软件构建房间的三维立体模型。本文选取了 1 个位于上海的办公建筑作为研究对象。建筑长 10 m，宽 10 m，高 3.6 m。其内部包含 1 个定温区域以及 3 扇双层玻璃窗，网格数目 57 000 个，进行了仿真模拟求解，并分析了房间内部的温度分布。输入边界条件包括：定温区域为 22 ℃，初始条件下的壁面温度、玻璃窗温度以及土壤温度。此外，本研究未考虑室内物体、人员以及内部湍流的影响。

本模型的初始温度将由内壁温度、内窗温度以及对定温区域热源设置进行确定，稍后将模拟结果的网格数据进行导出对比。

3　结果

3.1　模拟结果与模型验证

程序模拟了以恒定温度为 22 ℃、定温区域选择区域 2 作为本次程序计算的案例。通过程序的模拟结果，得到了此次模拟 27 个区域的小时温度分布。

计算第 1 天、即冬季 1 月 1 日的数据显示，在房间区域 2 温度恒定的情况下，所得到的室内温度分布规律为：与恒温区域相邻的其他区域所受到的热质交换因素影响最大，随着距离的增加、影响逐渐减小；在竖直方向上的相邻区域比水平相邻区域受到的空气传热影响更大，这主要与热气流的密度小、且呈上升流动区域有关。受网格边界条件影响，低温区域在程序结果中所占比例更大。

图 6 显示了在 COMSOL 的模拟仿真下，建筑内部温度等值面的结果。通过导出数据对比，图 6 显示程序结果与模拟结果之间的温度场是一致的，其中最小温差均在区域 11 取得、为 1.7 ℃，最大温差在靠窗区域 15 取得、为 3.8 ℃。程序计算温度与模拟温度的最大温度误差为 6.4%，最小误差为 0.4%。两者对比结果说明在温度计算的准确性上、该区域上模型是可靠的。

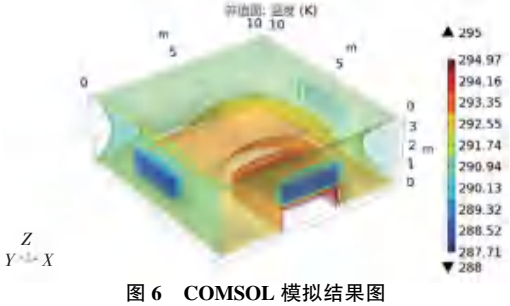


图 6　COMSOL 模拟结果图

Fig. 6　Diagram of COMSOL simulation results

3.2　日负荷分析

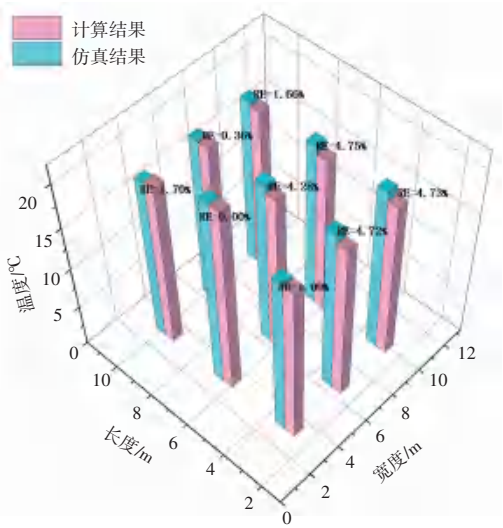
各层温度结果对比如图 7 所示。根据房间内部位置区域不同的负荷特点，区域温度恒定为 22 ℃，如图 8 所示，将定温区域的选择分为以下几种：

（1）单个区域。分别取 1 层南墙靠窗的 2 区域，1 层中心的 5 区域和北墙的 8 区域，对应负荷分别表示为 Q_2、Q_5、Q_8。

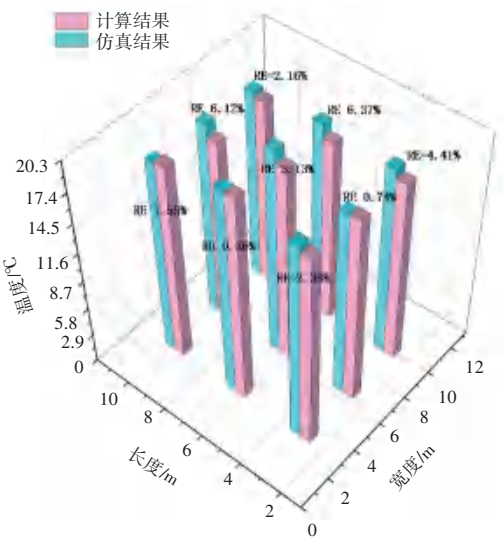
（2）连续的 3 个区域。取第 1 层的 1~3 区域，对应负荷表示为 Q_{1-3}。

（3）连续的 9 个区域。取第 1 层的 1~9 区域，对应负荷表示为 Q_{1-9}。

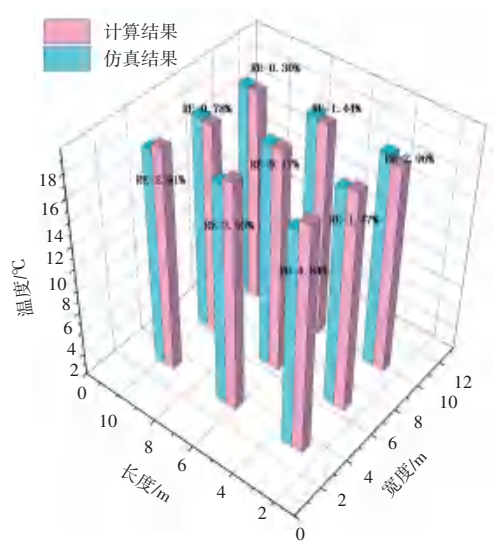
（4）连续的 18 个区域。取第 1 层与第 2 层的的 1~18 区域，对应负荷表示为 Q_{1-18}。



(a) 1 层区域温度分布对比图



(b) 2 层区域温度分布对比图



(c) 3 层区域温度分布对比图

图 7 各层温度结果对比图

Fig. 7 Comparison chart of temperature results at various layers

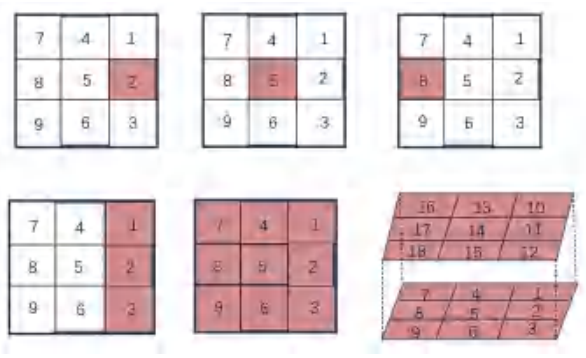


图 8 房间温度分区策略图

Fig. 8 Room temperature zoning strategy diagram

图 9 显示了冬季典型日计算所得的单个区域定温为 22 ℃下的热负荷变化,从图 9 中可以看到由于靠窗区域冷空气沉降的作用,南墙窗户下的区域 2 热负荷最大;北墙下方的区域 8 由于与壁面对流传热,热负荷次之;中心区域 5 的热负荷最小。除了能够进行负荷大小的对比外,图 9 中还能看到南墙的区域 2 的热负荷高峰比北墙区域 5 热负荷高峰出现早 2 h,这表明在冬季区域 2 更早受到太阳辐射的影响。

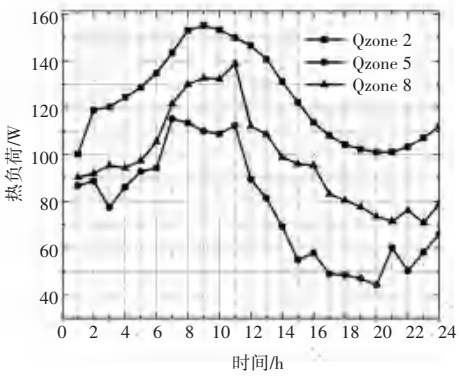


图 9 冬季典型日负荷变化图

Fig. 9 Load change diagram on a typical winter day

单节点模型热负荷计算中,房间内整个区域的气流被视为均匀混合的。图 10 显示了不同分区方法下热负荷的变化,单个热分区冷负荷 Q_{zone2}/ Q_{zone5}/ Q_{zone8} 所占的热负荷在 50~155 W 不等。连续的 3 个定温区域 1~3 空间分布是紧密,计算出来的负荷 $Q_{zone1-3}$ 为 223~590 W。由于在计算时忽略掉定温区域内部之间空气流动与传热,使得质量流量的求解具有不同边界条件,因此所得到的热负荷振荡更大。随着定温区域数目选择的增加,在 zone1~9 时,热负荷在 780~1 130 W 之间,整个一层区域相当于分层空调而与上层区域对流,此时程序得到的热负荷波动更加显著,存在区域模型求解的稳定性受到数目的影响的趋势。zone1~18 的热负荷大小

在 1 350~1 950 W 之间，在时间步长上负荷的变化与 zone1~9 一致，这说明垂直方向上区域数量的增加对热负荷波动没有显著影响。值得注意的是，正常人员活动区在 zone1~9，该分区策略下平均热负荷为 962.6 W，传统的单节点负荷计算方法平均热负荷为 2 138.2 W，采用设置定温区域的方法使得最终负荷下降了 54.9%，同时保留了建筑内部温度分布的准确预测。

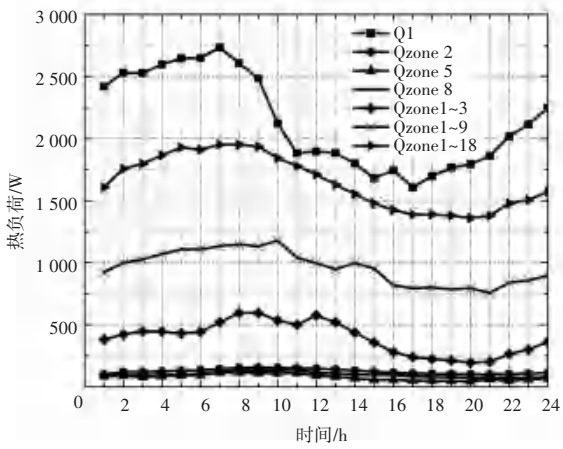


图 10　不同分区方法下热负荷的变化

Fig. 10　Changes in heat load under different zoning methods

图 11 显示了夏季典型日不同温度分区情况下的负荷小时变化，定温分区温度设置为 25 ℃。单节点方法计算出的夏季冷负荷为 2 526~6 622 W，波动幅度最大、为 61.8%。zone1~18 冷负荷为 2 076~3 088 W，zone1~9 冷负荷为 865~1 930 W，zone1~3 冷负荷为 413~698 W，在时间步长上，区域数目越多，定温区域负荷波动值就越小。活动区域 zone1~9 平均冷负荷为 1 354 W，单节点方法计算的平均冷负荷为 4 181 W。使用设置定温区域的方法使得最终负荷下降了 67.6%，建筑负荷预测更加准确。

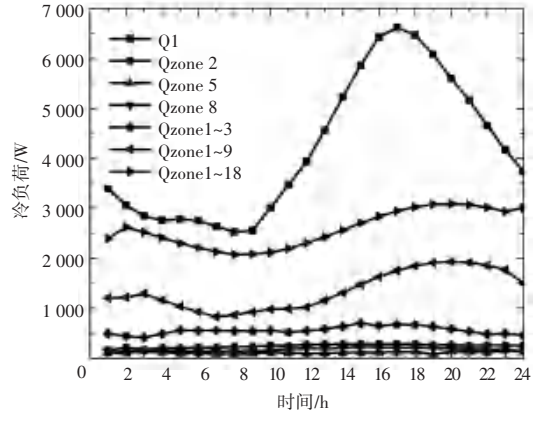


图 11　夏季典型日负荷对比图

Fig. 11　Comparison diagram of load on a typical summer day

4　结束语

本文验证了使用区域模型耦合建筑热平衡模型的方法可以较好地计算出区域内部温度分布以及负荷变化，得到主要结论如下：

(1)对比 COMSOL 的模拟结果，区域模型程序模拟在冬季误差约为 5%左右，温差约为 1 ℃左右；最大相对误差为 6.4%，最小相对误差 0.4%。同时在冬季区域模型受边界条件影响，区域模型会放大低温区域的影响范围。

(2)冬季与夏季的典型日计算结果显示，单节点计算方法造成的负荷波动最大，随着定温区域的减小，负荷波动值也会减少。冬季 2、3 层之间的差值最大，而夏季 1、2 层的差值最大。

(3)与传统单节点计算方法相比，在正常活动区域的定温分区策略 zone1~9 计算出负荷更少，冬季平均负荷下降了 54.9%，夏季平均负荷下降了 67.6%。对于普通办公室建筑而言，此方法能准确兼顾冷热负荷计算与内部温度场分布预测，从而完成更长周期的动态负荷计算。

参考文献

[1] 中华人民共和国统计局. 中国统计年鉴[M]. 北京：中国统计出版社，2022.

[2] WANG Chao，YANG Yue，FRANCESCO C，et al. Dynamic predictions for the composition and efficiency of heating，ventilation and air conditioning systems in urban building energy modeling[J]. Journal of Building Engineering，2024，96：110562.

[3] ASHRAE. Thermal environmental conditions for human occupancy：ANSI/ASHRAE standard(55-2023)[S]. Atlanta：ASHRAE Inc.，2023.

[4] YANG B，WU M，LI Z，et al. Thermal comfort and energy savings of personal comfort systems in low temperature office：A field study[J]. Energy and Buildings，2022，322：112276.

[5] KENT M G，HUYNH N K，MISHRA A K，et al. Energy savings and thermal comfort in a zero energy office building with fans in Singapore[J]. Building and Environment，2023，243：110674.

[6] WANG Nan，NEDA G，WANG Julian，et al. Using architectural glazing systems to harness solar thermal potential for energy savings and indoor comfort[J]. Renewable，2023，219：119436.

[7] 杨华，杜芳，孟庆瑶，等. 双层玻璃幕墙对办公建筑室内光环境及能耗影响研究[J]. 建筑节能，2019，47(10)：63-66.

[8] MIKK M，ANDREA F，JAREK K. Experimental determination of radiator，underfloor and air heating emission losses due to stratification and operative temperature variations[J]. Energy Build，2018，166：220-228.

[9] SHIN M，HABERL J S. A procedure for automating thermal zoning for building energy simulation[J]. Journal of Building Engineering，2022，46：103780.

[10] WANG Haiying，ZHANG Fengming，LI Jiakai，et al. Effects of

different zoning thermostat controls on thermal comfort and cooling energy consumption in reading rooms of a library[J]. Energy, 2024, 292: 130507.

[11] MEGRI A C. Building load and energy simulation programs and the design process[J]. International Journal of Ventilation, 2007, 6: 177-192.

[12] MEGRI A C, YU Y. New calibrated zonal model (POMA+) for temperature and airflow predictions [J]. Building and Environment, 2015, 94: 109-121.

[13] MEGRI A C, YU Y. Study of residential underfloor air distribution (UFAD) systems using a new modelling approach [J]. Indoor and Built Environment, 2017, 26: 5-20.

[14] FANG Hong, ZHAO Dongliang, TAN Gang, et al. Study of underfloor air distribution using zonal model-based simulation and experimental measurements [J]. Energy and Buildings, 2017, 152: 96-107.

[15] GRIFFITH B, CHEN Q Y. A momentum - zonal model for predicting zone airflow and temperature distributions to enhance building load and energy simulations [J]. HVAC&R Research, 2003, 9(3): 309-325.

[16] BO Lan, YU Zhun, ZHOU Pei, et al. Optimal zoning for building zonal model of large-scale indoor space[J]. Building and Environment, 2022,225: 109669.

[17] LU Yanyu, DONG Jiankai, LIU Jing. Zonal modelling for thermal and energy performance of large space buildings: A review [J]. Renewable and Sustainable Energy Reviews, 2020, 133: 110241.

[18] BO Lan, WAN Hang, YU Zhun, et al. Development of non-isothermal wall jet integrated zonal model with enhanced accuracy using a multi-flow coefficient calibration method[J]. Building and Environment, 2023, 239: 110443.

[19] HARUNA Y, TOMOHIRO K, TOSHIO Y, et al. Prediction of thermal and contaminant environment in a room with impinging jet ventilation system by zonal model[J]. Building and Environment, 2022, 221: 109298.

[20] YU Y, MEGRI A C, JIANG S. A review of the development of airflow models used in building load calculation and energy simulation[J]. Building Simulation, 2019, 12(3): 347-363.