

工业厂房不同高宽比对室内温度分布的影响研究

杨伟, 吕亚飞, 杨琳琳, 薛思浩

(辽宁工程技术大学 建筑工程学院, 辽宁 阜新 123000)

摘要:以工业厂房的高宽比对室内温度分布的影响作为研究对象,采用质量守恒方程、能量守恒方程进行数值计算,研究了Ra数在 $10^3 \sim 10^6$ 之间时,不同高宽比的工业厂房内的等温线、流线的分布特征和Nu数的变化。分析结果表明:随着Ra的增大,房屋内的热传输形式由热传导逐渐向对流传热转换,等温线由竖直逐渐变得水平;室内的流线为环绕于模型边界的两个涡,并随Ra的增大逐渐被分裂,在 $B=0.5, B=1$ 时,分裂为2个涡流,在 $B=3, B=2$ 时,分裂为3个涡流,并伴有低湍动状态;Nu数随Ra数的增大而增大,二者的曲线呈幂指数关系, $B=3$ 时Nu数最大,表明此时由高温壁面向低温壁面传递的总热量最多。

关键词:高宽比; 对流传热; 等温线; 流线

中图分类号:TU 832;TK11+2

文献标识码:A

文章编号:1674-4764(2012)S2-0029-05

Researching the effect of industrial workshop's different aspect ratio on indoor temperature distribution

YANG Wei, LV Yafei, YANG Linlin, XUE Sihao

(College of Civil Architecture Engineering, Liaoning Technical University, Fuxin 123000, P. R. China)

Abstract: Taking the effect of industrial workshop's aspect ratio on indoor temperature distribution as research object, using finite volume numerical method to dispersed solving for mass conservation equation and energy conservation equation. This paper research distribution of streamline and isotherm and variation of Nu in industrial workshop of different aspect ratio with Ra among $10^3 \sim 10^6$. The results of analysis indicate that when increasing Ra, heat transmission form turns heat conduction into convection heat transfer, the isotherms change from vertical to horizontal gradually. The indoor streamlines form two vortexes around the model boundary, the vortexes are broken up with Ra. It's separated into two vortexes when $B=0.5$ or $B=1$. And it's separated into three vortexes when $B=3$ or $B=2$ with slight turbulent state. Nu increases with the increase of Ra and the related curve presents power exponent. when $B=3$ Nu is the largest and indicate that the total quantity of heat transfer at most by high temperature wall face cold wall.

Key words: aspect ratio; convection heat transfer; isotherm; streamline

建筑物的高宽比是建筑高度与宽度之比,作为建筑高度的加强指标,是对建筑物结构刚度、整体稳定性、承载能力及经济合理性的宏观控制,从更严格的层面反映了建筑的选型标准。

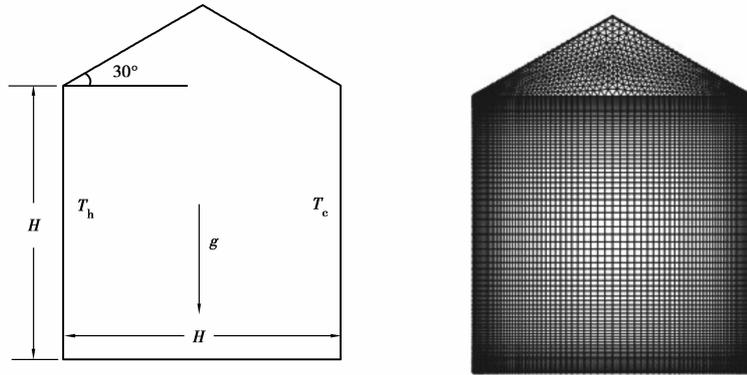
自然对流换热问题是研究工业厂房内空气环境的重要课题之一,对节约建筑能耗、抑制有害物扩散等具有重要的理论及现实意义。国外的 De Vahl Davis G^[2], Ben Yedder^[3], Bilgen^[4], Basak^[5], 国内的汤广发、李光正、马洪林等人先后对方腔内自然对流换热问题进行了不同方法的数值研究。文章将工业厂房的高宽比与室内的自然对流换热问题结合在一起,分析在不同房屋高宽比下,改变Ra数时室内流体流线、等温线分布特征和Nu数的变化规律,为工业厂房的优化设计提供一定的参考数据和理论依据。

1 数值计算

1.1 模型建立

将厂房墙壁的高宽比 B 分为 $B=3, B=2, B=1, B=0.5$ 四种情况。图1为 $B=1$ 时的物理模型^[9],长、高为 H ,屋顶为双坡面,屋面坡度 $\theta=30^\circ$,左侧高温壁面温度为 T_h ,右侧低温壁面温度为 T_c ,屋顶及地面绝热。房间内部为空气,考虑重力影响。

计算网格采用非均匀网格划分^[10],靠近壁面处加密以满足精度要求^[11]。为了验证网格数量对计算结果的影响,增加了网格总数10%及20%,计算得到结果偏差均在1.0%之内,说明采用的网格具有独立性。

图 1 $B=1$ 时的物理模型

1.2 控制方程

为简化分析,做如下假设:将空气流动视为层流、稳态、不可压缩;室内空气热物性为常数,密度随温度的变化遵循 Boussinesq 假设。该问题的无量纲控制方程为^[12]:

连续性方程

$$\frac{\partial U}{\partial X} + \frac{\partial V}{\partial Y} = 0 \quad (1)$$

动量方程

$$\frac{\partial UU}{\partial X} + \frac{\partial VU}{\partial Y} = -\frac{\partial P}{\partial X} + Pr \left(\frac{\partial^2 U}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 U}{\partial Y^2} \right) \quad (2)$$

$$\frac{\partial UV}{\partial X} + \frac{\partial VV}{\partial Y} = -\frac{\partial P}{\partial Y} + Pr \left(\frac{\partial^2 V}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 V}{\partial Y^2} \right) + PrRaT \quad (3)$$

能量方程

$$\frac{\partial (UT)}{\partial X} + \frac{\partial (VT)}{\partial Y} = \frac{\partial^2 T}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial Y^2} \quad (4)$$

控制方程中采用的无量纲变量分别定义为:

无量纲几何参数: $(X, Y) = (x, y)/H$;

无量纲速度: $(U, V) = (u, v)H/\alpha$;

无量纲压力: $P = p/\rho(\alpha/H)^2$;

无量纲温度:

$$T = (t - t_0)/(t_h - t_c) = (t - t_0)/\Delta T.$$

上述方程中, $H, \alpha/H, \Delta T$ 分别作为长度、速度、温度的特征尺度进行无量纲参数化。此外,引入 Prandtl 数 Pr 、Rayleigh 数 Ra 作为无量纲控制参数,分别定义为: $Pr = \frac{\nu}{\alpha}$, $Ra = \frac{g\beta_r \Delta T H^3}{\nu\alpha}$, 其中 ν 为运动粘滞系数, α 为导热系数。 Ra 表示惯性力与粘性力的相对大小; Pr 表示粘性效应与热传导效应的相对重要性。

1.3 物性参数设置

研究所采用物理参数为:参考温度为 300 K, $Pr = 0.71$, $T_h = 305$ K, $T_c = 295$ K, $\beta = 0.00333$, $\nu = 1.589 \times 10^{-5}$ m²/s, $\alpha = 2.724 \times 10^{-5}$ m²/s, $\rho = 1.1766$ kg/m³, $\mu = 1.8754 \times 10^{-5}$ N·s/m², 重力加速度 $g = 9.807$ m·s⁻²。

1.4 数值求解^[13-15]

文章计算了 Ra 为 $10^3 \sim 10^6$ 时工业厂房内自然对流情况。采用控制容积法进行离散,压力-速度耦合方程采用 SIMPLE 算法;压力差值方案选择标准格式,动量和能量方程均采用二阶迎风格式;压力和动量欠松弛因子分别采用 0.3 和 0.25^[17]。

1.5 模型验证

将文中计算得到的结果 Nu 与 BARKOS G、De Vahl Davis^[2] 等参考文献的基准结果 Nu 进行比较,如表 1 所示。仅 $Ra = 10^4$ 时相对误差为 2.73%,其余相对误差均小于 0.8%。说明计算模型、方法正确,计算结果可靠。

表 1 数值计算结果 Nu 与基准解 Nu 对比相对误差 $e\%$

Ra	本文	Davis 基准解	BARKOS G 解
10^3	1.116	1.118(0.21%)	1.114(0.20%)
10^4	2.184	2.243(2.64%)	2.245(2.73%)
10^5	4.511	4.519(0.17%)	4.510(0.02%)
10^6	8.864	8.800(0.73%)	8.806(0.66%)

2 结果与讨论

2.1 等温线与流线特征

图 2~5 为 $B=3, B=2, B=1, B=0.5$ 时的等温线和流线图。由等温线图可以看出,在 $Ra = 10^3$ 时,等温线分布均匀,多呈垂直方向, $B=3$ 时,厂房内的等温线几乎平行且垂直于地面。说明此时的传热机理主要以导热为主,较弱的对流换热作用使等温线稍微向水平方向弯曲,而且随着厂房宽度的加大,弯曲的程度也变大。随着 Ra 数逐渐增大,房屋内的热传输形式由热传导逐渐向对流换热转换,厂房中央区域的等温线逐渐变得水平,靠近高温壁面和低温壁面的温度梯度远大于中央区域的温度梯度。

从流线图中可以看出, $Ra = 10^3$ 时在房间中央出现一个顺时针运动的涡旋,流体在靠近热壁面处向上移动,靠近冷壁面处向下移动, $B=3$ 和 $B=2$ 两种情况下,室内的涡旋呈竖向椭圆形, $B=0.5$ 的情况下,涡旋的形状呈横向椭圆形,这说明空气热量的传输是贴附着高温壁面向上传向低温壁面的,依赖于模型的形状。随着 Ra 的增加,流线分布越来越不均匀,气流变得“紊乱”,涡旋逐渐分裂,靠近壁面处的空气比中央区域的空气运动更激烈,产生边界层并伴有低湍动状态。 $B=0.5$ 时,向上运动的涡旋明显大于向下运动的涡旋,这是因为在以热对流为主的热传递中,受热浮升力影响的高温壁面附近的上升空气流运动更激烈,运动幅度更大。在 $Ra = 10^6$ 时, $B=3, B=2$ 两种情况下,室内出现 3 个涡旋。

根据等温线和流线图分析得出,在高、低温壁面附近会

产生边界层,温度梯度较大,温度变化明显,会使人产生不舒适感,建议人们尽量避免在墙壁附近区域工作。在高 Ra 数

条件,室内地面和冷热壁面的交汇处容易出现漩涡死角,易造成污染。

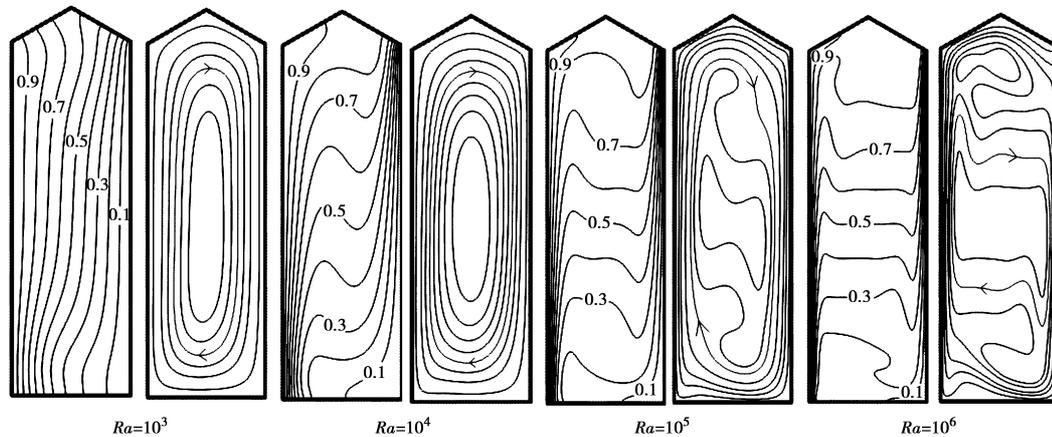


图 2 $B=3$ 时不同 Ra 下的等温图与流线图

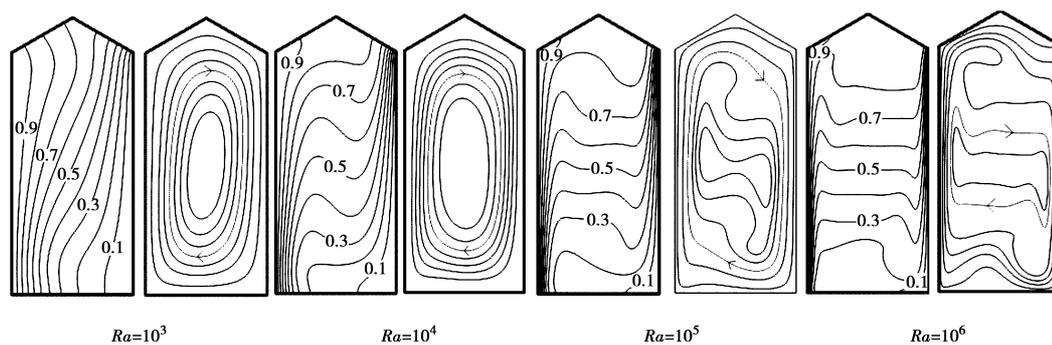


图 3 $B=2$ 时不同 Ra 下的等温图与流线图

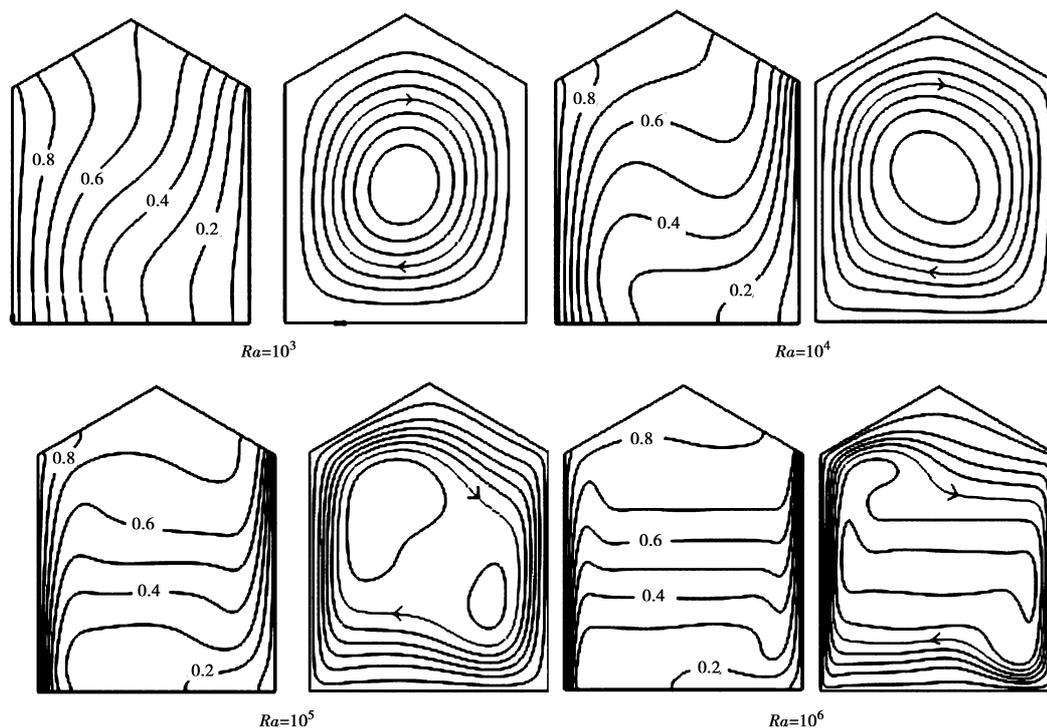


图 4 $B=1$ 时不同 Ra 下的等温图与流线图

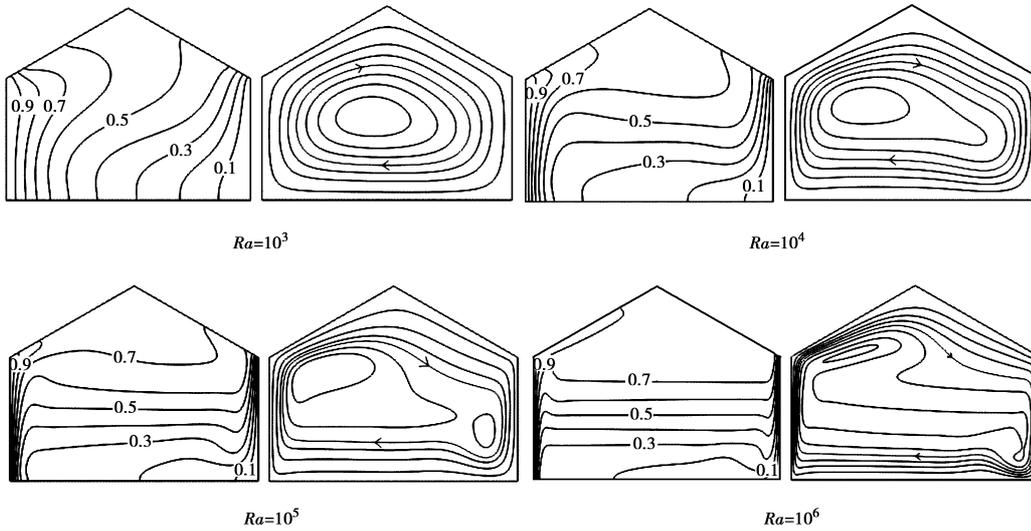


图 5 $B=0.5$ 时不同 Ra 下的等温图与流线图

2.2 Nu 数的变化特征

将不同 Ra 数、不同高宽比情况下得出的 Nu 进行比较, 得出在不同 B 值下 Nu 随 Ra 数的变化关系, 如图 6 所示。

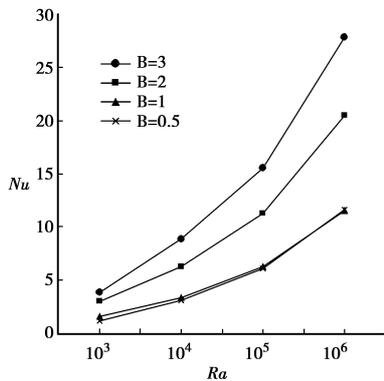


图 6 不同 B 值下 Nu 随 Ra 变化示意图

表 2 不同 B 时 Nu 数公式

$B=3$	$B=2$	$B=1$	$B=0.5$
$Nu=0.581 Ra^{0.283}$	$Nu=0.465 Ra^{0.276}$	$Nu=0.249 Ra^{0.276}$	$Nu=0.137 Ra^{0.326}$

通过图 6 可知, 四条曲线的形状相似, 都是幂指数函数。将曲线进行拟合, 得到不同 B 值下 Nu 与 Ra 之间的关系式, 见表 2。 $B=3$ 时的 Nu 最大, 说明由高温壁面向低温壁面传递的总热量最多。这是因为在上述四种情况下, $B=3$ 时的热壁面无量纲长度最大, 而在厂房宽度不变的情况下 ($B=3, B=2, B=1$ 时), 其房间形状最“窄”, 热量传输过程中热传导的作用就显得更为强烈, 故传热效果最为明显。对于 $B=1$ 和 $B=0.5$ 两种情况, 二者的热壁面无量纲长度相同, 但二者的 Nu 却不相同。在 $Ra=10^3$ 时, 二者的偏差最大, 随着 Ra 的增大, 偏差逐渐减小, $Ra=10^6$ 时, 偏差几乎为 0。这是因为 Ra 较小时, 室内主要以导热为主要的热传输形式, 所以冷热壁面距离越小, 热壁面向冷壁面传递的热量就越多, 故 $B=1$ 时的 Nu 要大于 $B=0.5$ 时的 Nu 。 Ra 的增大会使对流传热效果增强, 室内空气被“扰动”得趋于一致。

3 结 论

1) 室内温度场随着 Ra 的变化而变化。低 Ra 数时的等温线分布均匀, 呈竖直方向。随着 Ra 增大, 房屋内的热传输形式由热传导逐渐向对流传热转换, 等温线逐渐变水平。

2) 低 Ra 数时, $B=1$ 的情况下, 室内的流线呈现为圆形的涡旋。在 $B=3$ 和 $B=2$ 两种情况下, 室内流线为椭圆形的涡旋。随着 Ra 的增大, 室内热对流效果增强, 涡旋逐渐分裂, 在 $B=0.5, B=1$ 时, 分裂为 2 个涡流, 在 $B=3, B=2$ 时, 分裂为 3 个涡流, 并伴有低湍动状态。

3) 在高、低温壁面附近会产生边界层, 较大的温度梯度会使人体产生不舒适感, 工作人员应尽量避免在墙壁附近区域工作; 在高 Ra 数条件下, 室内地面和冷热壁面的交汇处会形成漩涡死角, 易造成污染物的堆积, 应注意卫生清洁。

4) Nu 数随 Ra 的增大而增大, 二者的曲线呈幂指数关

系。 $B=3$ 时 Nu 数最大, 即由高温壁面向低温壁面传递的总热量最多, 传热效果最佳。

参考文献:

[1] 孙贝贝. 建筑高度与高宽比若干问题研究[D]. 重庆: 重庆大学, 2008.
 [2] DE VAHL DAVIS G, JONES I P. Natural Convection of Air in a Square Cavity[J]. Int. J. Numerical Methods in Fluids, 1983 (3): 249-264.
 [3] EBilgen, RBen Yedder. Natural convection in enclosure with heating and cooling by sinusoidal temperature profiles on one side[J]. Int. J. Heat Mass Transfer, 2007 (50): 139-150.
 [4] E Bilgen. Natural convection in cavities with a thin fin on the hot wall[J]. Int. J. Heat Mass Transfer, 2005(48): 3493-3505.