

倾斜封闭立方腔内多块孤立平板 自然对流换热的实验研究

王秋旺 宇波 马雅玲 陶文铨

(西安交通大学能源与动力工程学院 西安 710049)

摘 要

本文研究了平板的相互位置、腔体倾角及 Ra 数对倾斜封闭立方腔内多块孤立平板自然对流换热的影响。实验查明：在一定 Ra 数下存在着一个使每块板换热强度相当的间距；平均换热特性对位置很不敏感；平板的换热强度比相同 Ra 数下的大空间自然对流更弱，且随倾角增加， Nu 数随 Ra 数增加的增长幅度逐渐减慢。

关键词 倾斜封闭立方腔，多块孤立平板，自然对流换热

1 引 言

近年来，电子（电器）设备的热设计逐渐成为航空航天技术迅速发展的关键技术之一。为此，迫切需要知道这种情形下电子器件的有关换热数据及准则关系式，以指导设计人员有效地安排布置电子元器件。这些仪器设备运行时表现出以下特点：（1）设备作为一个整体，往往出现倾斜一定角度的情形；（2）安装发热元件的印制板数目不是单个而往往是多个。此时其物理模型可简化为倾斜一定角度的封闭腔内带多个孤立平板的自然对流换热。现有文献中有不少关于封闭腔内孤立物体自然对流换热研究的报导^[1~4]，但关于倾斜封闭腔内带多块孤立物体的自然对流换热却未见有公开报道，并且大多数研究工作只限于腔体不作倾斜，“孤岛”数目为一个至两个的情形。不失一般性，本文将用三块平板来模拟实际情形下的多个印制板的冷却问题。

2 实验台系统

实验台系统如图 1 所示。该系统由试验腔、承压腔、电加热元件、恒温水浴及数采系统等五部分组成。试验腔各部分尺寸如图 2 所示。工作介质为空气，内腔尺寸为 $300 \times 300 \times 300$ mm，三块加热板尺寸均为 $100 \times 100 \times 6$ mm。三块板的相对位置及其与腔体各内壁面的距离是可以调整的。六个壁面通以循环恒温水来保证腔体内壁面的等温边界条件。腔体内壁及三块加热平板表面均贴有一层黑度为 $\varepsilon = 0.073$ 的铝箔，以减少辐射换热的影响。

根据文献 [5]，在压力低于 10 个大气时， Ra 数与 p^2 成正比。因而改变 p 可大大拓宽 Ra 数的范围。为此在试验腔体外围以一个承压腔，它可以给试验腔造成一个高压或真空的环境（图 1）。通过承压腔一侧中心的刻度盘可以方便地读出腔体的倾斜角。承压腔的另外两个侧面分别有热电偶、电加热丝的进出引线，冷却水、压力平衡系统、加压

本文受国家自然科学基金资助。

本文曾于 1997 年 10 月在重庆召开的中国工程热物理学会传热传质学学术会议上宣读。

修改稿于 1997 年 11 月 15 日收到。

或抽真空的进出管道等(图1)。实验时腔内三块平板由电加热元件加热。采用压力平衡装置来保证试验腔内的空气处于与承压腔相同的压力，用低温恒温器来保证试验腔内壁面处于恒温，数据的监测和采集由数采系统来完成。

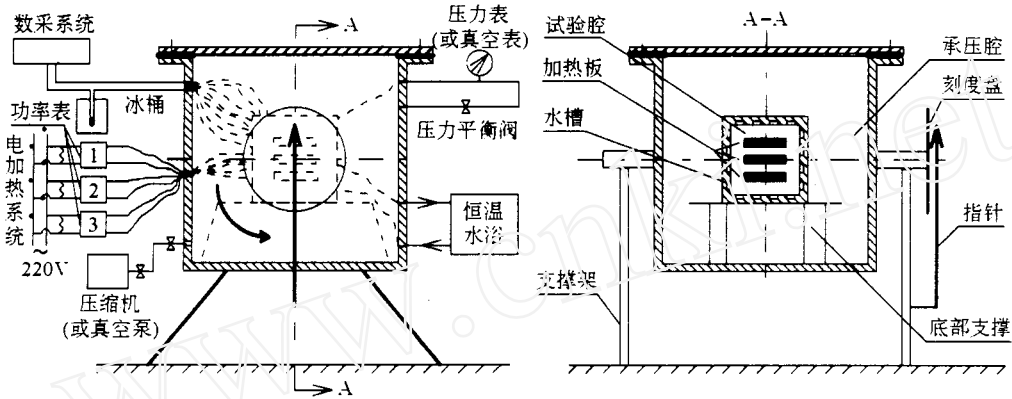


图1 实验台系统示意图

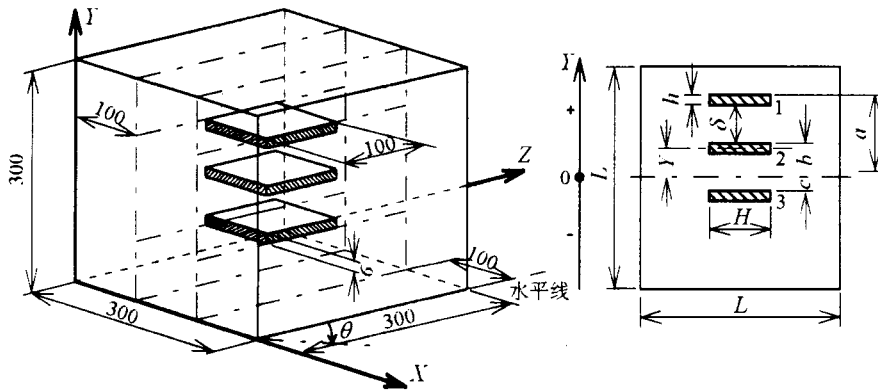


图2 试验腔示意图

3 数据处理及不确定度分析

3.1 实验数据处理

实验时，总功率 Q_t 由两部分组成：辐射换热量 Q_{rad} 及对流换热量 Q_{conv} ，即：

$$Q_t = Q_{conv} + Q_{rad} \quad Q_t(i) = Q_{conv}(i) + Q_{rad}(i) \quad (i = 1, 2, 3) \quad (1a)$$

且

$$Q_t = \sum_{i=1}^3 Q_t(i), \quad Q_{conv} = \sum_{i=1}^3 Q_{conv}(i), \quad Q_{rad} = \sum_{i=1}^3 Q_{rad}(i) \quad (1b)$$

式中辐射换热量 $Q_{rad}, Q_{rad}(i) (i = 1, 2, 3)$ 的计算可依据所测定的各表面温度，利用辐射网络法^[8]来求得。计算物性的定性温度按下式计算：

$$T_m = \left(\sum_{i=1}^3 T_{hi} A_i + \sum_{j=1}^6 T_{cj} A_j \right) / \left(\sum_{i=1}^3 A_i + \sum_{j=1}^6 A_j \right) \quad (2)$$

式中 $T_{hi}, A_i (i = 1, 2, 3)$ 分别代表三块加热板的温度和面积; $T_{cj}, A_j (j = 1 - 6)$ 分别代表试验腔六个内壁面的温度和面积。

加热板的对流换热系数按下式定义:

$$h_i = Q_{conv}(i)/A_i(T_{hi} - T_c) \quad (i = 1, 2, 3) \quad h_m = Q_{conv}/\sum_{i=1}^3 A_i(T_h - T_c) \quad (3)$$

Nusselt 数定义为:

$$Nu_i = h_i H/\lambda, \quad (i = 1, 2, 3) \quad Nu_m = h_m H/\lambda \quad (4)$$

Rayleigh 数则由下式确定:

$$Ra = g\beta(T_h - T_c)H^3/\alpha\nu \quad (5)$$

由于工作介质为空气, 在实验的压力范围内, 可看作理想气体, 因而密度 ρ 正比于 p^2 , 而其他空气物性参数 c_p, λ, μ 等与压力无关^[5]。则 (5) 式可写成:

$$Ra = Cp^2 g\beta(T_h - T_c)c_p H^3/\lambda\mu \quad (6)$$

其中 $C = 1/(RT_m)^2$ 。

3.2 不确定度估计

依照文献 [6], 对本文实验一般工况的情形, Ra 数和 Nu_m 的不确定度分别为 6.27% 和 3.20%。对最恶劣工况, Ra 和 Nu_m 的最大不确定度分别为 9.10% 和 7.33%。

4 实验结果及讨论

4.1 平板位置改变对换热的影响

如图 2 所示, 平板位置改变有两种情形: (1) 中间平板 (板 2) 处于正中位置 (即 $y/H = 0$) 且固定不动, 其余两块板 (板 1 和板 3) 相对于板 2 做对称移动, 即 δ/H 发生变化; (2) 三块板的相对位置 (δ/H) 保持不变 (本文 $\delta/H = 0.45$), 但它们作为一个整体相对于试验腔上下移动, 即 y/H 发生改变。下面分别加以讨论。

4.1.1 δ/H 变化对换热的影响 ($\delta/H = 0.2 - 0.9$) 图 3 显示了在 $Ra = 3.84 \times 10^6, y/H = 0, \theta = 0^\circ$ 时, 三块平板的 Nu_1, Nu_2, Nu_3 及 Nu_m 随 δ/H 的变化情况。由图可见, 当 δ/H 较小时, 三块板之间距离较近, 板 2 受板 1 和板 3 的限制, 换热最差, 板 1 虽热面朝上但受板 2 的影响, 换热情况居中, 板 3 位于下方, 基本不受板 1、2 的影响, 因而换热最强。在 $\delta/H > 0.4$ 以后, 板 2 受板 1 和板 3 的影响愈来愈小, 板 1 和板 3 换热则受上下壁面的影响, 因而板 2 的换热最强。当 $\delta/H = 0.35 \sim 0.4$ 时, 三块板换热基本相当。从航天器及电子器件的热设计角度, 选择使元件冷却能力相当的间距是相当重要的。本实验所发现的上述结果可供此类器件的热设计参考。

4.1.2 y/H 变化对换热的影响 ($y/H = -0.5 \sim 0.5$) 在 $Ra = 3.84 \times 10^6, \delta/H = 0.45, \theta = 0^\circ$ 且 y/H 在 $-0.5 \sim 0.5$ 之间变化时, 三块板的换热及平均效果见图 4。由图可见, 除上板 1 外, 板 2 和板 3 的换热几乎不受 y/H 变化的影响, 即在封闭腔内不很靠近壁面的相当大的范围内, 平板的换热几乎不受其位置变化的影响。文献 [1,7] 亦证实了这种加热元件的换热对位置的不敏感性。这一点对实际电路设计也是极为重要的, 即元件在空间上的安排布置有相当大的自由度。

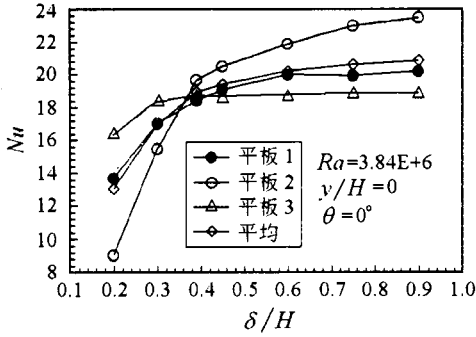


图 3 Nu 数随 δ/H 的变化

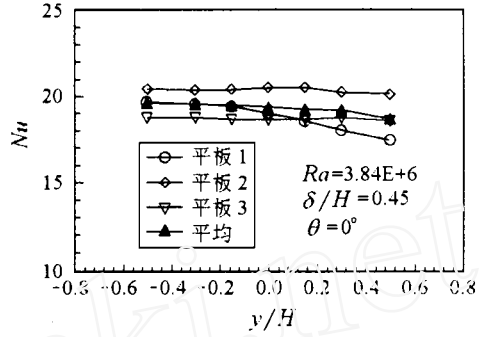


图 4 Nu 数随 y/H 的变化

4.2 腔体倾角对换热的影响

图 5 显示了在 $Ra = 3.84 \times 10^6, \delta/H = 0.45, y/H = 0, \theta = 0 \sim 90^\circ$ 下倾角 θ 对换热的影响 (本文一共对 $\theta = 0^\circ, 15^\circ, 30^\circ, 45^\circ, 60^\circ, 75^\circ, 90^\circ$ 等七种角度进行了研究)。由图可见, 三块板的平均换热在 θ 角较小时增长较快, 随着 θ 角增大, 增长速度减慢。这一点对于换热元件的设计及运行也有一定启示, 当换热元件处于倾斜状态时, 在较小的倾角内换热随倾角的增加增长较快, 在大的倾角内则不明显。

4.3 三种倾角 ($\theta = 0^\circ, 45^\circ, 90^\circ$) 下 Ra 数对换热的影响

当 $\delta/H = 0.45, y/H = 0$ 时, 三种角度下板组平均换热特性示于图 6 中, 由图可见, $\theta = 0^\circ$ 时平均强度最低, $\theta = 90^\circ$ 时最高, $\theta = 45^\circ$ 时介于其间但更接近于 90° 时的情形。图中虚线所示为大空间条件下水平板热面朝上 (或冷面朝下) 时的自然对流换热 [8], 可以看出, 由于有限空间的影响, 三块板的平均换热在三种角度下均较大空间自然对流换热要弱。

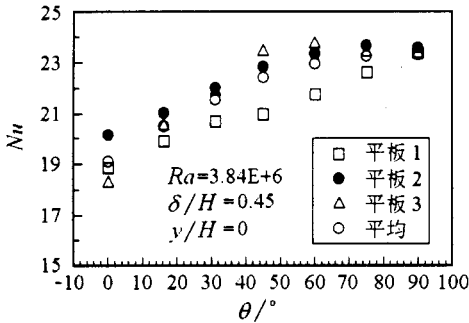


图 5 倾角 θ 对换热的影响

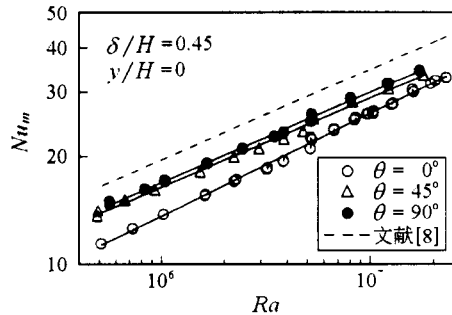


图 6 平均 Nu 数随 Ra 数的变化

5 结 论

- (1) 当多块平板处于水平位置, 板之间距发生变化时, 换热强度有较大变化, 且有一位置使得各块板的换热强度接近相当。
- (2) 当多块板在封闭腔内作整体移动时, 换热受位置的影响很微弱。
- (3) 当平板由水平位置变为竖直位置时, 换热逐渐增强, 但倾角大于一定值后, 换热随倾角而增长的趋势减慢。

(4) 三种角度下, 封闭腔内的换热均比大空间自然对流要弱, 水平放置 ($\theta = 0^\circ$) 时最差, 竖直放置 ($\theta = 90^\circ$) 时换热最好, $\theta > 45^\circ$ 后换热强度已接近于 $\theta = 90^\circ$ 的情形。

参 考 文 献

- [1] Sparrow E M, Charmchi M. Natural Convection Experiments in an Enclosure Between Eccentric and Concentric Vertical Cylinders of Different Height and Diameter. *Int. J. Heat Mass Transfer*, 1983, 26: 131-143
- [2] Symons J G, Mahoney K J, Bostock T C. Natural Convection in Enclosures with Through Flow Heat Sources. In: *Proc. of the 1987 ASME-JSME Thermal Engng. Joint Conference*, 1987, 2: 215-220
- [3] Zhang H L, Wu Q J, Tao W Q. Experimental Study of Natural Convection Heat Transfer Between a Cylindrical Envelope and An Internal Concentric Heated Octagonal Cylinder With or Without Slots. *ASME J. Heat Transfer*, 1991, 113: 118-121
- [4] Yang M, Tao W Q. Three Dimensional Natural Convection in an Enclosure with an Internal Isolated Vertical Plate. *ASME J. Heat Transfer*, 1995, 117: 619-625
- [5] 德意志联邦共和国工程师协会工艺与化学工程学会编. 传热手册. 化学工业部第六设计院译, 北京: 工业出版社, 1983
- [6] Moffat R J. Describing the Uncertainties in Experimental Results. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 1988, 1: 3-17
- [7] 王秋旺, 王育清, 陶文铨等. 几何位置对封闭方腔内水平孤立平均自然对流换热的影响. *工程热物理论*, 1994, 15(2): 195-199
- [8] 杨世铭. 传热学 (第二版). 北京: 高等教育出版社, 1987

NATURAL CONVECTION IN AN INCLINED CUBE ENCLOSURE WITH MULTIPLE INTERNAL ISOLATED PLATES

WANG Qiuwang YU Bo MA Yaling TAO Wenquan

(School of Energy and Power Engineering, Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049)

Abstract

In this paper, the natural convection in a cube inclined enclosure with three isolated plates was investigated experimentally. The influences of the plates' position, the tilted angles of the enclosure and the Rayleigh numbers on the heat transfer of the plate group were obtained carefully. It was found that under a fixed Rayleigh number, there is a plate position at which the heat transfer rate of the three plates is approximately the same. Furthermore, when all the three plates move up and down within the wide range of the enclosure, the effect of their position on heat transfer is very small. Finally, in the range of Rayleigh numbers considered, the plates' heat transfer rate is less than that of the natural convection of plate in infinite space. The heat transfer rate of the plates increase with the plate inclined angle tilting from horizontal ($\theta = 0^\circ$) to vertical ($\theta = 90^\circ$).

Keywords inclined cube enclosure, multiple internal isolated plates, natural convection