

文章编号: 0258-0926(2015)01-0014-04; doi:10.13832/j.jnpe.2015.01.0014

竖直环管内自然对流现象的试验和数值研究

张升¹, 顾汉洋¹, 陈宇清², 周肖佳², 刘刚²

1. 上海交通大学核科学与工程学院, 上海, 200240; 2. 上海核工程研究设计院, 上海, 200233

摘要: 对一端开口另一端封闭的小间隙、长高度竖直环管内水的自然对流现象进行试验研究, 并分别用严格域模型和延伸域模型进行数值计算。内管外壁面和顶部壁面保持绝热, 外管外壁面进行通风冷却。冷却风速分别为 2.9、5.7、8.6 m/s, 对应的格拉晓夫数 (Gr) 分别为 9.8×10^6 、 3.9×10^6 、 8.3×10^5 。结果表明: $Gr < 10^6$ 时, 2 种模型的数值计算结果与试验结果偏差较小, 且严格域模型得到的结果更接近试验结果; $Gr > 10^6$ 时, 2 种模型的数值计算结果与试验结果偏差较大。

关键词: 竖直环管; 自然对流; 试验研究; 数值研究

中图分类号: TK124 **文献标志码:** A

Experimental and Numerical Investigations of Natural Convection in a Vertical Annulus

Zhang Sheng¹, Gu Hanyang¹, Chen Yuqing², Zhou Xiaojia², Liu Gang²

1. School of Nuclear Science and Engineering, Shanghai Jiao Tong University, Shanghai, 200240, China;
2. Shanghai Nuclear Engineering Research and Design Institute, Shanghai, 200233, China

Abstract: Experimental investigation of natural convection in a long vertical annulus closed at the top and opened at the bottom is presented. Numerical simulation is performed using the restricted domain model and extended domain model. The outer wall and top wall of inner cylinder are insulated. The outer wall of outer cylinder is cooled with the following speeds: 2.9, 5.7, 8.6 m/s. And the corresponding Grashof number is 9.8×10^6 , 3.9×10^6 , and 8.3×10^5 . The discrepancy between the numerical and experimental results is small when Grashof number is less than 10^6 and becomes bigger when Grashof number exceeds 10^6 .

Key words: Vertical annulus, Natural convection, Experimental investigation, Numerical investigation

0 引言

工程上许多设备可以简化为竖直环管, 如化工厂的反应室、冶金厂的熔化炉以及核电厂压力容器顶部的贯穿件等。这些贯穿件下部处于高温的流体中, 而上部处于温度较低的环境, 温度差会引起贯穿件内部流体的自然对流。由于自然对流会改变贯穿件的轴向温度分布, 从而影响贯穿件的结构强度, 所以研究竖直环管内流体的自然对流现象很重要。

目前, 多数学者只对竖直环管内流体的自然对流现象进行了数值研究, 仅有少数人进行了相关试验。被研究的竖直环管可分为 2 类:

(1) 竖直环管的外壁处于绝热、等温或均匀热流密度 3 种边界条件中的一种; 竖直环管的间隙大、高度短。

(2) 竖直环管外部处于通风冷却的环境, 且该类型的竖直环管间隙小、高度长。

本文在通风冷却条件下, 对间隙小、高度长

收稿日期: 2014-02-12; 修回日期: 2014-07-09

作者简介: 张升 (1989—), 男, 助理工程师, 现从事自然对流与换热方面的研究

的竖直环管内流体自然对流现象进行试验和数值研究。

1 试验研究

试验装置的主要结构及壁温测点的布置如图 1 所示。为了防止冷却空气出口效应对上游的影响,风道高出竖直环管顶端一段距离。竖直环管由 2 个同心的圆管组成,且环形空腔内部充满水。内管是 $42\text{ mm}\times 10\text{ mm}\times 2730\text{ mm}$ 的不锈钢管,外管是 $70\text{ mm}\times 9.5\text{ mm}\times 2730\text{ mm}$ 的不锈钢管。竖直环管下端与一个拥有加热系统和稳压系统的大型腔室相连。加热系统和稳压系统配合使用可以改变竖直环管的入口水温,且保证流体处于单相状态。试验时,对竖直环管外部进行通风冷却,冷却风速分别为 2.9、5.7、8.6 m/s。试验中测量竖直环管的入口水温 and 轴向壁温(内管的内壁温和外管的外壁温)。测量水温的热电偶为 E 型, I 级精度;测量内管内壁温的热电偶为 K 型, I 级精度;测量外管外壁温的热电偶为 T 型, I 级精度。试验中所有的试验数据都是在竖直环管内流体的自然对流现象稳定之后采集的。稳定判断的准则:试验时,每隔 10 min 记一次数,连续记录 5 次,如果 5 次数据之间的相对偏差小于 1% 且沿某一个值上下波动,则认为系统已经达到稳定状态。采集时间为 10 min,采集频率为 2 Hz,将采集时间内的平均值作为测量结果。

2 数值计算

2.1 几何模型

目前,常用的数值计算模型有 2 种:严格域模型和延伸域模型。严格域模型中数值计算的区域和试验区域完全相同;延伸域模型在数值计算时将入口或出口延伸一段,防止边界条件对数值计算的影响。一些学者^[1-3]用严格域模型对竖直环管内流体的自然对流现象进行研究发现,只要给定合适的入口边界条件就能得到与试验相符的结果。另外一些学者^[4-5]用 2 种数值计算模型进行研究,结果发现用 2 种模型得到的计算结果没有明显差别。为了验证哪一种模型更适合研究小间隙、长高度的竖直环管内流体的自然对流现象,本研究分别采用严格域模型和延伸域模型进行数值计算(图 2)。

图 2 给出了 2 种二维轴对称模型示意图。数

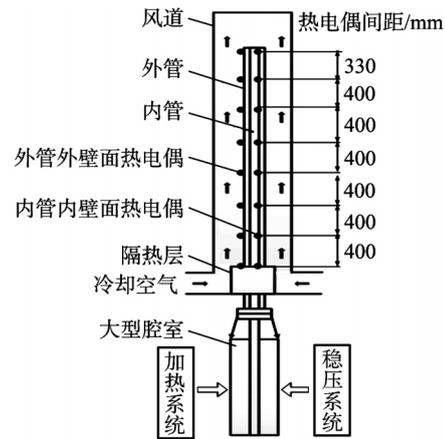
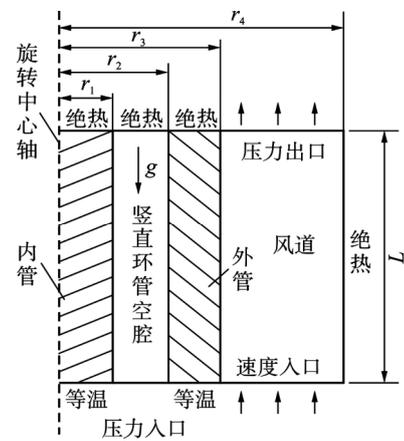
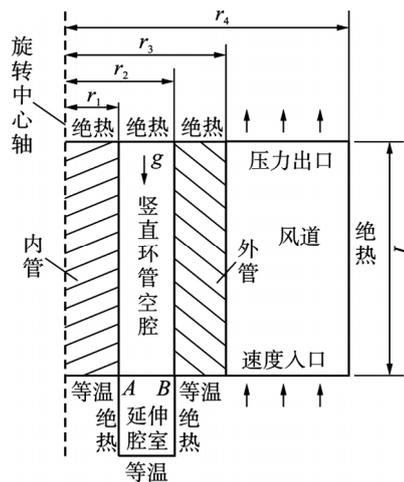


图 1 试验装置

Fig. 1 Test Experiment



a 严格域模型



b 延伸域模型

图 2 轴对称模型

Fig. 2 Symmetric Model

r_1 —内管外径的 1/2; r_2 —外管内径的 1/2; r_3 —外管外径的 1/2; r_4 —风道外径的 1/2; L —风道的高度

值计算做以下简化:不考虑竖直环管顶部的冷却;

内管当作实心处理。这是因为：空气从下向上对竖直环管进行冷却，竖直环管顶部壁面的冷却风速很小，且顶部壁面的换热面积只占竖直环管总换热面积的0.64%，所以可以不考虑竖直环管顶部的冷却；内管内部空间很小，且装有测量内壁温所需的大量钢结构，所以将内管当作实心处理。图2b中延伸腔室与竖直环管空腔相连通，交界面为AB（交界面AB只是为了分析用，实际并不存在这样一个面）。由于试验段不包括延伸腔室，所以需要调节延伸腔室底部壁温的大小以保证AB位置的壁温与试验数据相同，以便能在相同的入口条件下将数值计算结果与试验结果进行比较。

2.2 输入条件

Yang^[6]和Bejan^[7]等的研究表明，采用格拉晓夫数（ Gr ）作为自然对流中层流与湍流之间传热规律转变的判据可以克服用瑞利数（ Ra ）作为判据带来的不足。本文采用 Gr 作为自然对流中层流与湍流之间转变的判据：

$$Gr = \frac{g\alpha_v\Delta t\delta^3}{\nu^2} \quad (1)$$

式中， g 是重力加速度； α_v 是流体的体胀系数； Δt 是入口水温与竖直环管顶部壁温的差值； δ 是竖直环管空腔的间隙； ν 是流体的运动粘度。

试验所用竖直环管很长，其顶部外管内外壁温差以及内管内外壁温差都很小，所以将竖直环管顶部外管外壁温和内管内壁温的平均值作为顶部壁温；竖直环管内部水温沿高度方向逐渐降低，从入口水温一直降低到顶部水温（与顶部壁温相差很小），所以将入口水温和顶部壁温的平均值作为水的定性温度。将定性温度下水的物性带入式(1)中可以求出 Gr 。经计算，2.9、5.7、8.6 m/s风速下的 Gr 分别为 9.8×10^6 、 3.9×10^6 、 8.3×10^5 。由于3种风速下的 Gr 都大于J. L. Wright^[8]给出的临界值 10^4 ，所以竖直环管内流体的自然对流处于湍流状态。计算时选用 $k-\epsilon$ 湍流模型，压力项、动量项和能量项都采用二阶格式。此外，将水的密度 ρ 和导热系数 λ 拟合为温度的二次多项式，而水的比热和粘度使用分段线性插值计算。 ρ 和 λ 与温度 T 的关系如下：

$$\rho = 652.60044 + 2.28304T - 0.00387T^2 \quad (2)$$

$$\lambda = -0.36537 + 0.00509T - 6.14108 \times 10^{-6}T^2 \quad (3)$$

3 结果分析

由图3可知， $Gr > 10^6$ 时，2种模型的数值计算结果与试验结果偏差较大，都严重低估了竖直环管的壁面温度。 $Gr < 10^6$ 时，2种模型的数值计算结果与试验结果偏差较小，且严格域模型更准确。引起这种差异的原因可能有2个： Gr 较大时，流体流动存在某种不稳定性^[9]； Gr 较大时，由湍流成分造成的某种脉动不能被本文使用的模型捕捉到。由于 $Gr = 8.3 \times 10^5$ 时用严格域模型得到的计算结果与试验结果最接近，所以该工况下数值

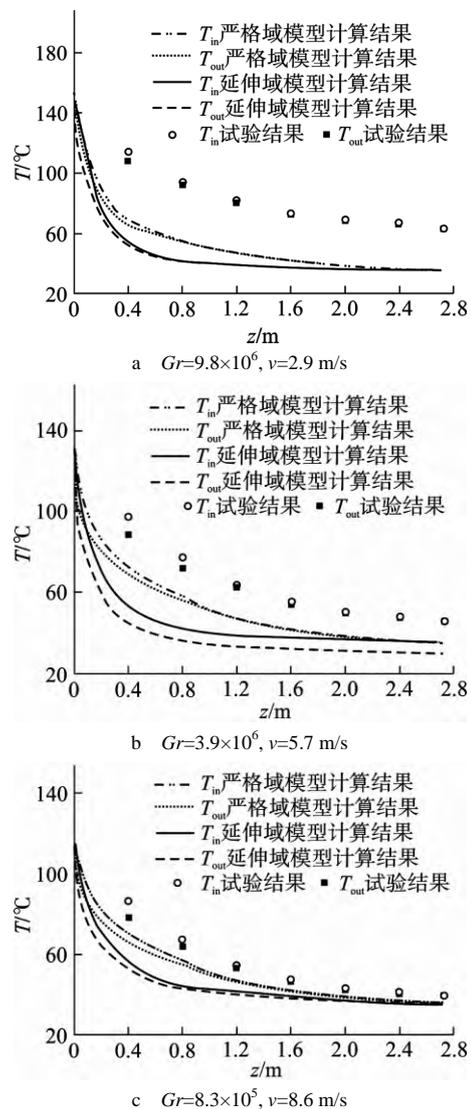


图3 2种模型下竖直环管壁温的数值计算结果与试验结果的对比

Fig. 3 Comparison of Wall Temperature of Vertical Annulus Obtained by Numerical Method and Experimental Method

T_{in} —内管的内壁温； T_{out} —外管的外壁温； z —竖直环管长度

计算得到的流场可准确反映此工况下流体真实的流动状态。竖直环管内流体的温度分布结果表明，靠近入口的流体温度降低得很快，但随着高度的增加，流体的温降越来越慢。这是因为离入口越近，流体的自然对流换热越剧烈；离入口越远，流体的自然对流换热越弱。所以随着高度的增加，流体的温降逐渐变慢。当流体离入口足够远时，由于较大的摩擦阻力，该区域的流体可能不能形成自然对流，此时流体的换热以导热为主。计算表明，离竖直环管入口 0.63 m 的位置，流体的流速降为最大流速的 1/10，因此可认为该位置以上区域没有形成自然对流。严格域模型的数值计算结果为小间隙、长高度一类竖直环管的选择提供了依据。

竖直环管内流体的速度分布结果表明，竖直环管内流体的速度分布可以分成 3 个部分：靠近内侧壁面的高流速区；环腔中心的低流速区；靠近外侧壁面的高流速区。在入口位置，2 个高流速区各占 1/2，远离入口的位置，2 个高流速区逐渐缩小，但仍在低流速区两侧对称分布。此外，自然对流的最高流速出现在内侧壁面附近，可能的原因是：相同高度处，靠近内侧的流体温度高于靠近外侧的流体温度，因此内侧流体与竖直环管顶部温差更大，由温差引起的驱动力更大，所以最大流速靠近内侧壁面。结果显示，最大流速（0.012 m/s）出现在离入口 0.01 m 的高度。

竖直环管内流体的速度矢量分布结果表明，靠近外侧的流体（称为下降流）从入口流出，靠近内侧的流体（称为上升流）从入口流入。上升流和下降流产生的原因如下：由于竖直环管外部强制通风冷却，所以靠近外管内壁的流体被冷却，导致流体温度降低，密度增大，在重力的作用下流体向下流动，因此形成了下降流。与此同时，温度相对较高的流体沿着内管外壁向上流动，以填充下降流所占的体积，因此形成了上升流。竖直环管内，靠近外管内壁的下降流向内流动，靠近内管外壁的上升流向上流动，因而形成了自然对流。

4 结 论

(1) $Gr < 10^6$ 时，竖直环管壁温的计算结果与试验结果的最大偏差为 15%，数值计算得到的流场可以反映真实的流动状态； $Gr > 10^6$ 时，随着 Gr 的增大，数值计算结果与试验结果的偏差越来越大，数值计算结果已经严重失真。

(2) 对小间隙、长高度的竖直环管进行数值计算时，用严格域模型计算的结果比用延伸域模型计算的结果更接近试验值。

(3) 竖直环管内，靠近内外侧壁面的流体处于高流速区，中心的流体处于低流速区，且高流速区在低流速区两侧对称分布。

(4) $Gr < 10^6$ 时，竖直环管内自然对流的影响高度只有 0.63 m，最大流速只有 0.012 m/s。经过试验验证的严格域模型计算结果为竖直环管高度的选择提供了依据。

参考文献：

- [1] Mohamad A A. Natural convection in open cavities and slots[J]. Numerical Heat Transfer, 1995, 27(6): 705-716.
- [2] Polat O, Bigen E. Laminar natural convection in inclined open shallow cavities[J]. International Journal of Thermal Sciences, 2002, 41(4): 360-368.
- [3] Miyamoto M, Kuehn T H, Goldstein J, et al. Two dimensional laminar natural convection heat transfer from a fully or partially open square cavity[J]. Numerical Heat Transfer. 1989, 15(4): 411-430.
- [4] Chan Y L, Tien C I. A numerical study of two dimensional laminar natural convection in shallow open cavities[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 1985, 28(3): 603-612.
- [5] Plat O, Bilgen E. Conjugate heat transfer in inclined open shallow cavities[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2003, 46(9): 1563-1573.
- [6] Yang S M. Improvement of the basic correlating equations and transition criteria of natural convection heat transfer[J]. Heat Transfer-Asian Research, 2001, 30(4): 293-299.
- [7] Bejan A, Lage J L. The Prandtl number effect on the transition in natural convection along a vertical surface [J]. Journal of Heat Transfer. 1990, 112(3): 787-790.
- [8] Wright J L, Jin H, Hollands K G T, et al. Flow visualization of natural convection in a tall, air filled vertical cavity[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2006, 49(5): 889-904.
- [9] Eckert E R G, Walter O, Carlson. Natural convection in an air layer enclosed between two vertical plates with different temperatures[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 1961, 2(2): 106-110.

(责任编辑：马 蓉)