

外掠密集顺排管束时局部与平均 换热系数的实验研究

张玉文 陈钟頔

(西安交通大学)

摘 要

本文研究了小纵向管距时密集顺排管束的局部与平均换热特性, 实验采用萘升华热质比拟方法进行。结果表明: 纵向管距对换热有很大的影响, 随着纵向管距的增大, 顺排管束的换热增强, 本文拟合出了顺排管束换热公式如下:

$$Nu = C_s Re^{0.675} \cdot Pr^{0.38}, \quad (3000 \leq Re \leq 10000)$$

$$\text{其中: } C_s = \begin{cases} 0.178 \left(\frac{s_2}{d} - 0.369 \right); & (1.04 \leq \frac{s_2}{d} \leq 1.2) \\ 0.0776 \left[1 + 0.985 \left(\frac{s_2}{d} \right) - 0.186 \left(\frac{s_2}{d} \right)^2 \right]; & (1.2 < \frac{s_2}{d} \leq 3) \end{cases}$$

其拟合误差小于±5%, 本文还分析了局部换热系数与纵向管距之间的关系, 弄清了纵向管距对换热的影响机理。

一、前 言

顺排管束由于阻力小, 当气流中含有灰粒时, 能有效避免积灰(与叉排管相比), 因而广泛用于电站锅炉的对流过热器中。早在1937年Grimison^[1]就对顺排管束换热进行了实验研究; 1958年, В.А. Локшин在综合大量试验数据后, 也提出了顺排管束换热公式^[2]。他们认为管子排列方式对换热是有影响的, 而Zukauskas^[3]给出的计算公式则认为管距对换热没有影响, 彼此分歧很大。

作者对这三种方法进行了定量的计算与比较, 结果表明, 在 $s_1/d = 1.25 \sim 3$ 和 $s_2/d = 1.25 \sim 3$ 的范围内, 苏联热力计算标准的结果都比Zukauskas的结果偏小10%以上, 尤其在 $s_1/d = 3$ 、 $s_2/d = 1.25$ 时, 这一差别竟高达33%。Grimison的公式在 s_1/d 与 s_2/d 相近或相同时, 与Zukauskas的结果相差很小, 但在 s_1/d 比较大, s_2/d 比较小时, 差别将会很大。在 $s_1/d = 2 \sim 3$, $s_2/d = 1.25 \sim 1.5$ 时, Grimison的结果要比Zukauskas的结果偏小25%以上。在 $s_1/d = 3$, $s_2/d = 1.1$ 时, Zukauskas的结果比В.А. Локшин的结果偏高45%。这一系列结果都表明, 在 $s_2/d < 2$ 时, 各种方法的差别很大。

在顺排管束中, s_2/d 很小时, 管子之间将会形成流动死区, 因而在 s_2/d 很小时, 换热系数肯定会下降的, 从苏联热力计算标准方法与Grimison方法中都可以看出这一趋势, 而

Zukauskas 则认为管子的纵向与横向间距都不影响换热, 这是不全面的, 而 Grimson 方法与苏联热力计算标准方法中给出的管距影响也是不一致的。相场真也等^[4]对 $s_1/d < 1.6$, $s_2/d < 1.6$ 时顺排管束的对流换热进行了实验研究, 他的结果表明, 第一排管的换热与 s_2/d 是有关的, 其结果比单管的结果都要小。而对第二排以后的各圆柱, 管束纵向节距对换热的影响并不明显, 这是支持 Zukauskas 的观点的。但在 s_2/d 很小的情况下, Zukauskas 认为这时的换热系数比 s_2/d 大时要略高一点^[5], 而相场认为这时的换热系数比 s_2/d 大时要略小一些, 这一点上二者是有矛盾的。相场认为这是由于流动方向的间隔变小时, 由于后方面柱的存在, 使得分离区附近局部换热系数下降引起的, 这一解释是合理的。而 Zukauskas 认为 s_2/d 减小时换热系数增大的结论是不合理的。

因此, 本文对标准顺排管束的局部与平均换热系数进行了研究, 着重探讨 s_2/d 对换热的影响, 参数范围如下:

$$s_1/d = 3, s_2/d = 1.04 \sim 3, Re = 3000 \sim 10000$$

本文采用蔡升华方法进行研究, 考虑到天平的称量及精度, 风机流量及实验要求的 Re 范围, 取管径为 25 mm。

二、实验装置及数据处理

1. 风洞系统

其组成如图 1 所示, 采用吸入式风洞, 而不是采用吹入式, 以免经过风机加热后的流体流经实验段时, 破坏掉试件已同室内建立起来的热平衡, 导致蔡表面温度无法确定而影响精度。经过实验段的空气排往户外, 以保证室内空气浓度为零。

试验段截面为 $300 \times 120 \text{ mm}^2$, 长 800 mm, 用厚度为 8 mm 的有机玻璃板做成, 上盖板是活动的, 可方便地移开, 以便于试件的安装。为了定位方便, 底板上垫上一层活动垫板, 垫板上钻有通孔, 以便试件能迅速而准确地定位和安装, 减少辅助过程的自然升华现象。本文要研究各种管距下的换热, 这时只要换上不同的垫板即可。

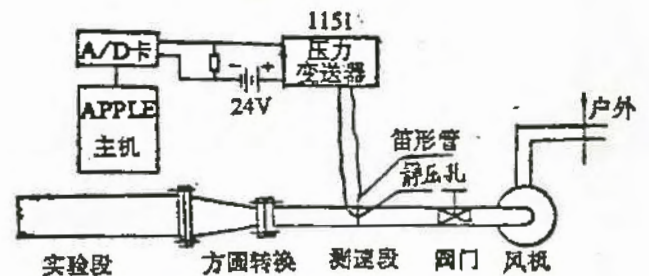


图 1 风洞系统示意图

方圆转换接头, 方端截面为 $300 \times 120 \text{ mm}^2$ 的长方形, 圆端直径为 103 mm, 两端均有法兰。流量采用笛形均速管测量^[6], 为了保证测量的准确度, 在方圆转换之后, 有一段圆管做为稳定段。笛形管取出总压平均值和静压后, 经过 1151 压力变送器后, 把反映管内平均流速的动压变为电流信号, 再经过 100Ω 的标准电阻变为电压信号后, 经 A/D 卡送入计算机中, 计算机对信号加以处理后, 可以输出动压平均值及 Reynolds 数, 当调节阀门开度时, 可以通过计算机随时监测 Reynolds 数的大小。这比起常规流量计只能给出流量大小来, 更为直观明瞭。

2. 实验方法及数据处理

蔡升华实验对试件要求较高, 尤其因为要测局部换热系数, 所以, 表面形状公差要很小, 作者采用浇铸方法获得了合格的试件, 详细过程见^[6], 为避免端部影响, 在总长为

120 mm 的试件中, 只有中间 50 mm 是参予传质的。

本文中的局部换热系数是采用称重法测量的, 局部换热系数则采用作者研制的微机控制的全自动化测量系统进行测量, 关于这些内容及数据处理方法都可参考^[6]。通过传质实验得出薛伍德数后, 可由下式推出 Nusselt 数:

$$Nu = \left(\frac{Pr}{Sc} \right)^n \cdot Sh \quad (1)$$

上式对平均及局部值都适用, n 取为 0.36。

三、实验结果及分析

在进行正式实验之前, 我们做了单管校核实验, 以^[3]中给出的公式为基准, 在 $Re = 3000 \sim 10000$ 的范围内, 六个实验点的最大偏差都小于 $\pm 5\%$, 证明系统是可靠的。

我们对不同 s_2/d 下的换热进行了实验研究, 图 2 中给出了充分发展后的结果, 为了工程计算方便, 将图 2 中的数据用最小二乘法拟合, 公式用下面的形式给出:

$$Nu = C \cdot Re^m \cdot Pr^{0.36} \quad (2)$$

其中 C 和 m 与 s_2/d 有关, 如下表所示: 为了计算方便, 上述结果可统一为一个表达式, 式中 Re 的指数取为各个 s_2/d 下的平均

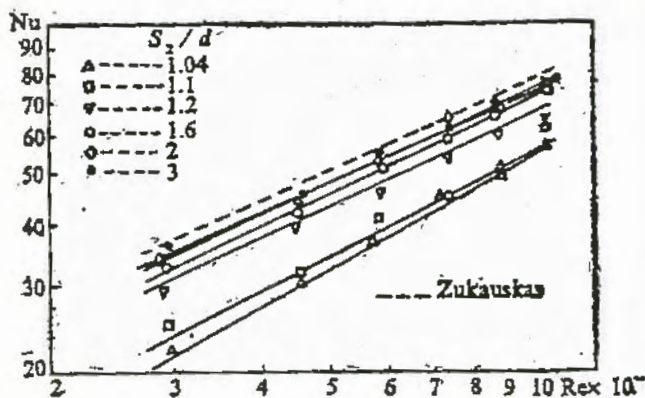


图 2 标准顺排时的换热

| s_2/d | 1.04 | 1.1 | 1.2 | 1.6 | 2 | 3 |
|---------|-------|------|------|------|------|------|
| C | 0.052 | 0.10 | 0.21 | 0.19 | 0.23 | 0.30 |
| m | 0.77 | 0.70 | 0.64 | 0.66 | 0.64 | 0.61 |

值, 系数是在采用新的指数后, 逐步调整得到的。

$$Nu = C_s \cdot Re^{0.675} \cdot Pr^{0.36} \quad (3)$$

其中 C_s 是 s_2/d 的修正系数, 可以用下式给出:

$$C_s = \begin{cases} 0.178 \left(\frac{s_2}{d} - 0.369 \right), & (1.04 \leq \frac{s_2}{d} \leq 1.2) \\ 0.0776 \left[1 + 0.985 \frac{s_2}{d} - 0.186 \left(\frac{s_2}{d} \right)^2 \right], & (1.2 < \frac{s_2}{d} \leq 3) \end{cases} \quad (4)$$

适用范围为 $3000 \leq Re \leq 10000$, $s_1/d = 3$, 拟合误差小于 5%。

上述实验结果表明, 顺排管束的换热受 s_2/d 的影响是很严重的, 图 3 给出了不同管距下深层管局部换热系数的分布规律, 显然, 当 $s_2/d = 1.1$ 时, 由于同一行各管之间形成流动死区, 其流动图象如图 4 所示, 只是在流体撞击点上, 局部换热系数有一极大值存在, 此外在极值点之前及分离点之后, 换热系数都非常小; 但是在 $s_2/d = 3$ 时, 由于同一行各管之间距

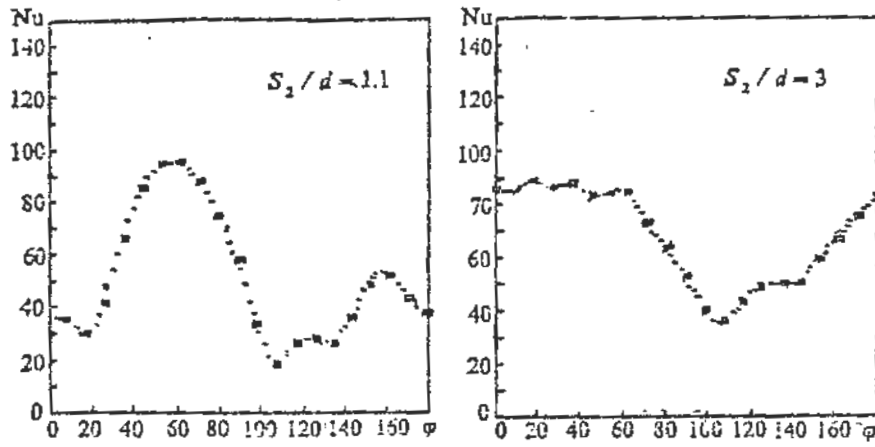


图3 深层管的局部换热($Re = 7000$)

离拉开, 流动死区消失, 所以, 局部换热特性有明显的改善。由图2可知, $s_2/d < 1.2$ 时, 它对换热的影响非常显著, 但 $s_2/d > 1.2$ 以后, 这一影响变得很弱, 由此可知, $s_2/d \geq 1.2$ 时, 同一行各管之间流动已充分展开, 式(4)中 C_s 的计算公式是一个分段函数, 正体现了二者流动规律的不同。因此, s_2/d 对换热的影响是不容忽视的, 在工程应用中, 必须充分考虑这种影响, Zukauskas的公式用于密集顺排管束时, 会产生很大的误差, 以 $s_2/d = 1.1$ 时为例, 这一误差会高达 30%左右。

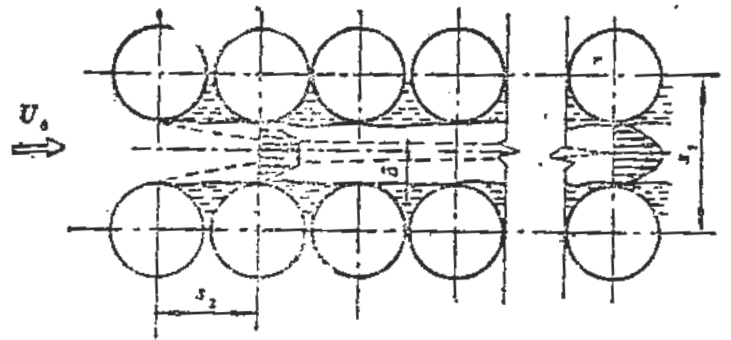


图4 密集顺排管束中的流动

四、结 论

本文采用蔡升华热质比拟方法对密集顺排管束的局部与平均换热系数进行了研究, 得出下列结论:

1. 研究了密集顺排管束的换热, 证明纵向相对管距 s_2/d 对换热是有影响的, 当 $s_2/d < 1.2$ 时, 换热系数随管距增大而迅速增强, 当 $s_2/d > 1.2$ 以后, 这一增加变得十分缓慢。为了便于工程应用, 给出了充分发展后换热计算公式如下, 其拟合误差小于 5%。

$$Nu = C_s Re^{0.876} Pr^{0.38}, \quad (3000 \leq Re \leq 10000)$$

其中:
$$C_s = \begin{cases} 0.178 \left(\frac{s_2}{d} - 0.369 \right), & (1.04 \leq \frac{s_2}{d} \leq 1.2) \\ 0.0776 \left[1 + 0.985 \left(\frac{s_2}{d} \right) - 0.186 \left(\frac{s_2}{d} \right)^2 \right], & (1.2 < \frac{s_2}{d} \leq 3) \end{cases}$$

2. 对顺排管束换热的局部换热系数进行了测量, 并用流动死区的存在与消失的原理解释了其换热规律, 弄清了 s_2/d 对换热影响的机理。

参 考 文 献

- [1] Grimison, E.D. Correlation and Utilization of New Data on Flow Resistance and Heat Transfer for Cross Flow of Gasses over Tube Banks, Trans. ASME, Vol.59, pp583-594, 1937.
- [2] В.А.Локшин 等, 孙家庆译,《有关横向冲刷清洁光管束时热交换资料的综述》, 动力机械通讯, 1980.
- [3] А.茹卡乌斯卡斯著,《换热器内的对流传热》, 科学出版社, 1986.
- [4] 相场真也て, 碁盘目形管群の熱伝達, 日本機学会論文集, 47-422, p2004,1981.
- [5] 叶大均,《热力机械测试技术》, 机械工业出版社.
- [6] 张玉文,《外掠标准和非标准顺排管束时对流换热特性的研究》, 西安交通大学硕士学位论文, 1988.