

扰流柱排内换热的实验研究

西北工业大学 董素艳* 刘松龄 苏红桢

【摘要】 在来流雷诺数为 2000~100000 的范围内,对装有扰流柱排的矩形通道内的局部换热系数进行了详细的测量,得到了扰流柱排强化换热的规律,对强化换热的机理进行了探讨。

主题词: 换热 换热系数 实验

分类号: TK124

从前人所做的研究工作来看,扰流柱排内部换热研究主要是集中于平均换热系数的测量^[1-3]。本文主要对扰流柱排换热实验段通道端面上的换热系数进行了详细测量,研究了不同雷诺数、加热边界条件对扰流柱排内局部换热系数的影响。通过对实验结果的整理和分析,总结出了扰流柱排强化换热的规律,探讨了强化换热的机理。

1 实验装置和测量

实验装置是特设的矩形截面吸气式风洞,截面尺寸 $300\text{ mm} \times 30\text{ mm}$,整个装置分进口段、收缩段、发展段、实验段和恢复段(图1),具体结构详见文献[4]。实验段Ⅳ是在矩形通道内放置了叉排的扰流柱排,定义沿通道方向为 x 方向,高度方向为 y 方向,横向为 z 方向。沿 x 方向布置了5排扰流柱,每排扰流柱的个数分别为5,4,5,4,5,以扰流柱直径 $d = 30\text{ mm}$ 为特征尺寸, x 方向扰流柱之间距离 $S_x = 1.5d$, $x = 0, 45, 90, 135, 180\text{ mm}$ 处分别是各排扰流柱的中心位置; z 方向扰流柱间距离 $S_z = 2d$,扰流柱高度 $H = d$ 。恢复段也是矩形通道,长 280 mm ,保证实验段不受后面其它因素的影响。

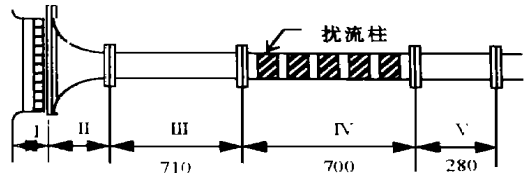


图1 实验装置示意图(侧视),单位:mm

实验段两侧壁板采用 10 mm 厚的有机玻璃加工而成,上下壁板用硬塑胶板加工,然后用螺钉安装成矩形通道。内部扰流柱排位置与流场测量时完全相同,扰流柱采用合金钢制成。上下壁板内侧在扰流柱排中心对称区域加装了不锈钢加热带,外侧覆盖泡沫保温层。保温层是经发泡处理后的多孔硬泡沫塑料层厚 100 mm ,导热系数 λ 约为 $0.03 \sim 0.04\text{ W/m} \cdot \text{K}$,几乎可以认为上下壁板是绝热的。3条不锈钢(1Cr18Ni9Ti)加热带厚 0.04 mm ,每条宽 90 mm ,长 700 mm ,并排放置构成总长宽为 $700 \times 270\text{ mm}$ 的加热带,紧贴在硬塑胶板内表面,在扰流柱排前

缘上游及尾缘下游加热带分别长 275 mm 和 215 mm, 结构如图 2 所示。测量是在中间通道进行, 加热带背面焊有直径 0.1 mm 的镍络—镍硅热电偶 178 个, 布置如图 3 所示, 第一排热电偶距扰流柱排前缘 48 mm, 最后一排距扰流柱排尾缘 155 mm。实验中为便于加工, 一些点布在该通道下方的对称面上。在实验过程中, 用硅整流器对加热带通直流电加热后, 在表面形成等热流密度的边界条件, 热流密度由测得的电加热功率求出。

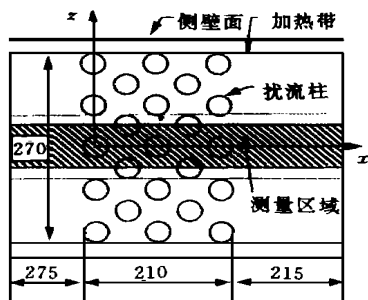


图 2 换热测量时实验段下壁板结构

温度信号采集和处理系统, 由 182 路热电偶、PCLD-788 多路继电器开关板、放大倍数为 0~1000 倍的 XWB8300 浮地差动放大器、PCL-860 或 PCL-812PG 数据采集板以及微机组成。各测点的热电偶输出由 PCLD-788 多路开关板选通, 经过放大后送到计算机的数据采集板得到该点的温度值。根据各测点的温度分布, 由热流密度和测得的壁温经过计算便可得到该点的局部换热系数。

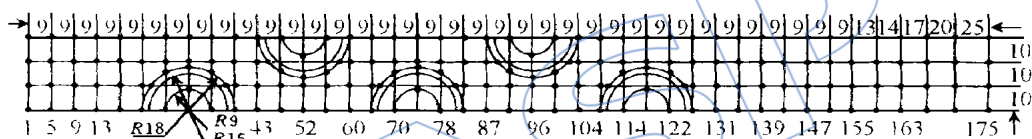


图 3 底板热电偶布置示意图(单位:mm; 图下方数字为热电偶编号)

整个温度测量系统经过标定, 在不通电加热的情况下温度测量误差小于 1%。还进行了基准传热实验, 即在不加装扰流柱排的情况下, 对矩形截面直通道进行了换热实验, 根据测量结果对加热条件下热电偶的读数进行了修正。

本文采用风洞来流空气进口温度 t_0 来定义换热系数: $h = q / (t_w - t_0)$ 。式中: q 为测量单元上的热流密度, t_w 为壁面温度。

为便于分析比较, 以每个雷诺数下进口(第一排 1 号热电偶处)的局部换热系数 h_∞ 作为参考值, 定义换热强化系数 C_h 为局部换热系数 h 与 h_∞ 的比值, 即: $C_h = h / h_\infty$ 。

以雷诺数表示的实验工况, 本文实验 Re 数定义为: $Re = (w / A_{\min}) \cdot (d / \mu) = \rho V_{\max} d / \mu_0$ 。其中: w 为质量流量, $A_{\min}$ 为通道最小截面面积, d 为扰流柱直径, $V_{\max}$ 为最小截面上的平均流速, 其数值可由测得的流量计算得到。本文实验工况为 $Re = 2000, 5000, 10000, 20000, 34000, 50000, 67000, 100000$ 。

2 实验结果与分析

2.1 扰流柱内局部换热系数的分布

扰流柱采用镍钢(导热系数 $\lambda = 15 \text{ W/m} \cdot \text{K}$)加工制成, 在不同雷诺数下测量了壁面上的局部换热系数 h 并得到相应的局部换热强化系数 C_h , 图 4 中给出了两个雷诺数下强化换热系数的等值线分布(x, y 方向比例不同), 图中 x 的原点位于第一排柱中心上游 63 mm 处。

从图中可以得到扰流柱排内局部换热系数的分布规律:

(1) 端面上高传热区位于扰流柱排前缘附近和柱排下游的尾迹中, 柱前缘附近由于受到马蹄涡的影响, 加强了换热, 这个区域等值线密集, 表明换热系数增长很快。前两排扰流柱上述现象更为明显。在尾迹中由于分离和涡脱落使紊流度大幅增长而使换热增强。

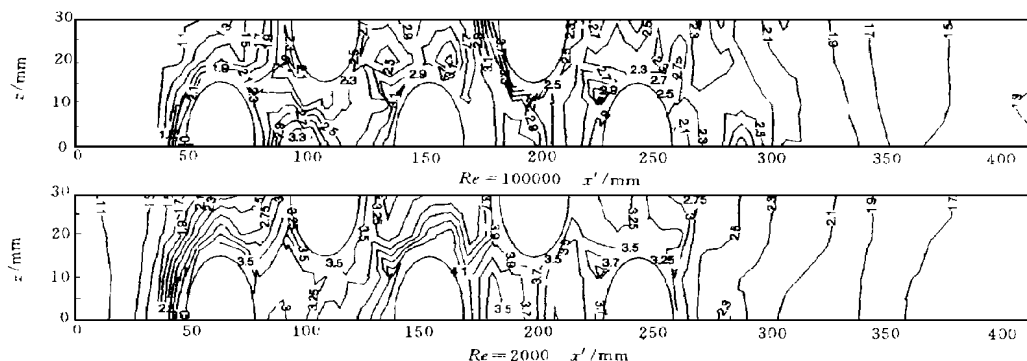


图 4 扰流柱排内局部换热强化系数等值线(单面加热)

(2) 雷诺数对换热系数的分布有一定的影响, 小雷诺数时 ($Re = 2000$) 第一排柱的强化换热效应向上游伸长较远, 尾迹中的强化效应较弱。随着雷诺数的增大, 第一排柱前方换热系数等值线更为弯曲并贴近柱面, 尾迹中的强化效应更明显。

(3) 在第五排柱下游约 $1.5d$ 以后换热系数沿 z 方向已较为均匀, 换热强化系数在 2.0 以上, 到下游约 $6d$ 处仍有明显的强化换热效应。

2.2 平均换热系数沿流动方向的分布

将扰流柱排内沿 z 方向的换热系数平均后, 可得到扰流柱排内平均换热强化系数沿流动方向的分布, 如图 5 所示。

从图上可以明显看到, 在扰流柱排上游区域内换热强化系数为 1.0, 从第一排扰流柱到第三排换热强化系数增加很快, 在第四排扰流柱后面达到最大值, 在最后一排扰流柱后随流动的发展又逐渐减小, 但在第三、四、五排之间相差不大。在扰流柱排下游约 $6d$ 处, 换热强化系数减小到 1.5。

雷诺数达到 20000 以上则各排内强化系数的变化情况非常接近, 这表明雷诺数对强化系数已没有明显的影响。雷诺数低于 20000 则强化系数随雷诺数减小而增大。

换热的强化主要发生在第一、

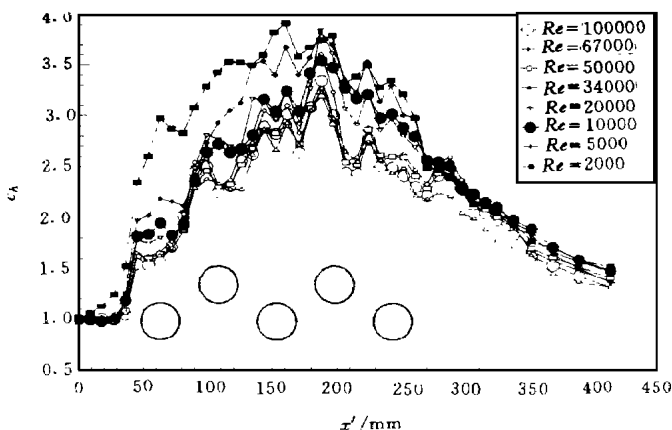


图 5 扰流柱排内平均换热强化系数沿流动方向的分布(单面加热)

二排,随着雷诺数的降低,第一排扰流柱的强化效应所占的份额增大,可能是由于低雷诺数时第一排扰流柱前为层流流动,涡流和紊流度增强造成的强化效应相对较大。

2.3 各排扰流柱平均换热系数的分布

前人对扰流柱排内的换热研究多集中于各排平均换热系数的研究,文献[5]实验给出了 $H/D = 1.0, S/D = 2.5, X/D = 1.5$, 沿流向有 10 排叉排的扰流柱排时,扰流柱排内扰流柱和壁面一起的各排平均 Nu 数的测量结果。作为对比,本文也从测量数值整理出按柱排平均的换热系数,如图 6 表示了各排扰流柱平均换热强化系数的分布。图 7 表示了各排扰流柱平均 Nu 数的分布,图中 $Re = 41500$ 的分布线是文献[5]的实验结果。

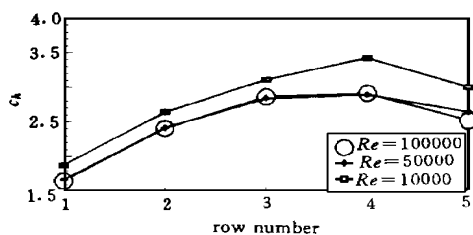


图 6 各排扰流柱平均换热强化系数的分布

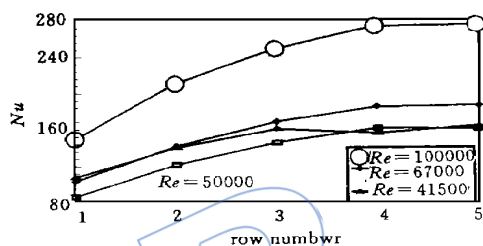


图 7 各排扰流柱平均 Nu 数的分布

由图 6 得出的结论与前面基本相同: 换热强化系数从第一排到第三排扰流柱增加很快,在第四排达到最大,第五排略有减小,三、四、五排之间相差不大;不同雷诺数下换热强化系数之间的差别在高雷诺数时不大,但随雷诺数的降低有增加的趋势。

与文献[5]的实验结果相比,本文得到的 $Re = 50000$ 的 Nu 数比文献[5]得出的 $Re = 41500$ 时的 Nu 略低,由于 Re 数有差别而且扰流柱排结构不同,差别是必然的,但是也可以对本文的实验结果作一定的对比验证。

2.4 扰流柱排内总平均 Nu 数与雷诺数的关系

Metzger 的研究^[5]给出当 $H/D = 1.0, S/D = 2.5, X/D = 1.5$ 时扰流柱排内平均 Nu 数与雷诺数的关系近似为:

$$Nu = 0.022Re^{0.813} \quad (1)$$

本文对测量数据整理得到的各个雷诺数下 5 排扰流柱总的平均 Nu 数如表 1 所示。

表 1 不同雷诺数下扰流柱排内总的平均 Nu 数

Re	2000	5000	10000	20000	34000	50000	67000	100000
Nu	15 722	27 632	40 731	73 213	112 646	134 446	181 910	230 947

根据表 1 的数据绘制成不同雷诺数下扰流柱排内总平均 Nu 数的分布图,如图 8 所示。从分布图来看,在 $Re \leq 40000$ 时实验结果比公式(1)略高,而在雷诺数较大时实验结果偏低。

2.5 端壁对称加热对扰流柱换热的影响

实际应用中更常遇到的是两侧端壁均有加热的情况,为了研究端壁双面加热对扰流柱强

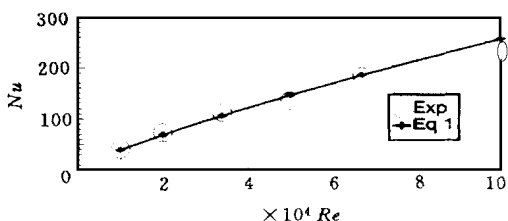


图 8 不同雷诺数下扰流柱排内总平均 Nu 数的分布

化换热的影响,重复了以上实验工况,加热电流功率变为单面加热时的两倍,显然对同一实验工况此时气流的温升更高,从而使扰流柱排通道内传热率降低。

图 9 为对称加热时沿 z 方向平均换热强化系数的分布,与图 5 对比可看出,平均强化系数沿流向的分布规律基本相同,但强化水平在双面加热时明显降低了。低雷诺数强化系数下降的幅度较高雷诺数为大,可能是由于低雷诺数的强化系数大,因而双面加热引起气流温度升高的幅度也大。

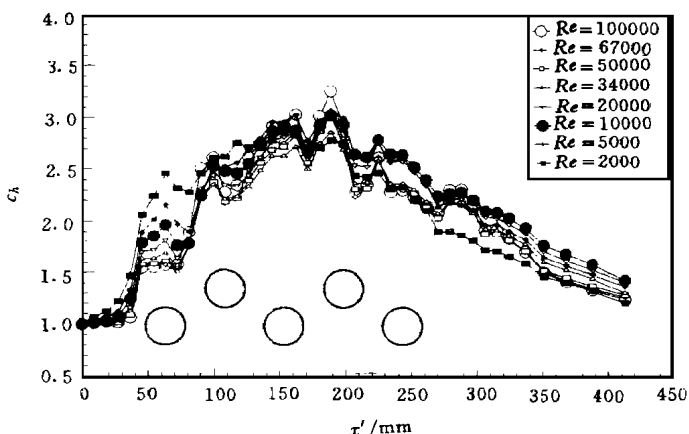


图 9 扰流柱排内平均换热强化系数沿流向的分布(双面加热)

3 结 论

(1) 在扰流柱前的驻点附近和扰流柱后的尾迹区旋涡强湍流度高的区域,换热强化作用非常明显。在整个扰流柱排内换热强化系数平均在 2.5 以上,局部换热强化系数可达 4 以上。

(2) 扰流柱排内 z 方向的平均换热系数沿流动方向从第一排扰流柱到第三排增加很快,第五排略有减小。在扰流柱前缘,由于马蹄涡、尾迹涡和通道涡的共同作用,换热系数急剧增加。在各排扰流柱周向上,平均换热系数都是在前缘和后面流速小但旋涡强的区域内较大,而在速度大的区域相对小一些。由此判断扰流柱排增强换热的机理主要是涡流和紊流运动的增强。

(3) 扰流柱排对其下游换热影响范围很大,在下游 $6d$ 处仍有 1.5 左右。

(4) 端壁双面加热降低了换热系数,这种影响随 Re 数的减小而增强,对最后一排扰流柱下游影响较小。

致谢 本文实验是与英国 Rolls-Royce 公司合作研究项目的内容之一,是在 Rolls-Royce 公司资助下完成的,在此表示衷心的感谢。

参 考 文 献

- 1 Chyu M K. Heat Transfer and Pressure Drop for Short Pin-Fin Arrays with Pin Endwall Fillet. *ASME Journal of Heat Transfer*, 1990, 112: 926- 932
- 2 Ireland P T, Jones T V. Detailed Measurements of Heat Transfer on and Around a Pedestal in Fully Developed Passage Flow. *Proceedings of 8th International Heat Transfer Conference*, San Francisco, 1986: 975- 980
- 3 Van Fossen G J. Heat Transfer Coefficients for Staggered Arrays of Short Pin Fins. *ASME Journal of Heat Transfer*, 1982, 104: 268- 274
- 4 苏红桢. 扰流柱排内流场和换热研究 [学位论文]. 西北工业大学, 1997
- 5 Metzger D E, Berry R A, Bronson J P. Developing Heat Transfer in Rectangular Ducts with Staggered Arrays of Short Pin Fins. *Transactions of ASME*, 1982, 104: 700- 706

INVESTIGATION ON HEAT TRANSFER IN PIN FIN ARRAY

Dong Suyan, Liu Songling, Su Hongzhen

(7th Dept. Northwestern Polytechnical University, Xi'an 710072)

ABSTRACT Detailed heat transfer measurements were performed by using 178 thermocouples in the channel with pin fin array. Local heat transfer coefficients and local heat transfer enhancement coefficients were obtained for the total eight Reynolds numbers ranging from 2000 to 100000 on the endwall of the channel. The endwall boundary conditions for the heat transfer investigation are heating bottom endwall and heating symmetrically on bottom and top endwalls. The mechanism of heat transfer enhancement with pin fin array has been elaborated.

Key Words Heat transfer Thermo- convection coefficient Experiments

TECHNICAL NOTES

VIBRATION FATIGUE CHARACTERISTIC OF COMPRESSOR BLADES

Kang Jidong, Chen Shixuan, Xu Zhihui

(2nd Dept. Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, Nanjing 210016)

ABSTRACT Investigation on the vibration fatigue characteristic of the third compressor blades made of steel 1Cr11Ni2W2MoV is presented. A new electro-magnetic eddy-current exciting system has been used to the tests for vibration fatigue strength measuring by up- and- down method. The results show that: (1) The vibration fatigue failure modes of the blades vary with the service duration. The failure location of the new blades is at the maximum stress point on the back of the blade, while with the increasing of the service duration, the failure location changes to the leading & trailing edge of the blades. (2) The vibration fatigue strength decreases with the increase of the service duration that is verified by the up- down method tests on blades in different service durations of 0 h, 200 h, and 400 h, respectively. (3) Maintenance of the blades is an effective measure for increasing of the fatigue strength. The comparison tests on the in- maintenance and maintained blades of 400 h service duration show that maintenance of the blades has positive effects on the fatigue strength but the failure location is still at the leading & trailing edge.

Key Words Compressors Blades Vibration Fatigue strength