

文章编号: 1000-8055(2002) 02-0246-04

不同直径及形状的短扰流柱群的流阻及换热

朱惠人, 许都纯

(西北工业大学 航空动力与热力工程系, 陕西 西安 710072)

摘要: 采用放大的模型对装有五排短扰流柱的涡轮叶片尾缘的冷却通道的流阻特性及通道端壁表面上的局部换热系数进行了测量, 重点研究了扰流柱直径及形状的影响。结果表明: (1) 扰流柱直径越大, 压力损失系数越大。在相同条件下, 圆柱形扰流柱排的压力损失系数要大于圆锥形扰流柱排的压力损失系数; (2) 圆柱形扰流柱排内的换热强化系数的增长速度比圆锥形扰流柱排要快, 而且达到的最大值也较大。扰流柱直径越大, 在相同的局部位置处换热强化系数越大; (3) 当扰流柱直径增加时, 其阻力的上升要比换热的上升快的多。与圆柱形扰流柱相比, 锥形扰流柱更有利于增强换热或减小流阻。

关键词: 短扰流柱; 传热; 压降

中图分类号: V 231. 1

文献标识码: A

Heat Transfer and Pressure Drop of Short Pin-Fin Array with Different Diameter and Shape

ZHU Hui-ren, XU Du-chun

(Northwest Polytechnic University, Xi'an 710072, China)

Abstract: Measurements of heat transfer and pressure drop in the short pin-fin array used in trail cooling channel of turbine blade have been performed. Effects of diameter and shape of pin on heat transfer and pressure drop were investigated. The results show that: (1) The pressure drop increases with the increase of diameter and the pressure drop of round pin-fin array is greater than that of cone pin-fin array. (2) The heat transfer on the endwall of round pin-fin array channel is stronger as compared with that of cone pin-fin array channel. (3) As diameter increases, the increase of pressure drop is faster than that of heat transfer and the ratio of heat transfer to pressure drop of cone pin-fin array is larger than that of round pin-fin array.

Key words: short pin-fin array; heat transfer; pressure drop

1 引言

短扰流柱群结构在航空发动机涡轮叶片的尾缘冷却中有重要的应用, 在这种结构中, 短扰流柱主要用于加强冷气的扰动, 达到增强端壁表面换热的效果。从已有的研究来看, 多数是集中在扰流柱群内平均换热系数的测量^[1~3], 文献[4]采用放大的模型对短扰流柱群端壁表面的局部换热系数

进行了测量, 上述研究均是针对圆形扰流柱进行的。本文的主要内容是研究不同形状及直径的短扰流柱群的流阻及端壁表面换热的规律。

2 实验装置及测量

采用放大的模型进行实验, 实验段尺寸为 700 mm×300 mm×30 mm, 用厚 10 mm 的透明有机玻璃加工后粘接而成, 测量段上下端壁由木

板制成,内部以交错方式安装了 5 排扰流柱,各排扰流柱的个数为 5,4,5,4,5,如图 1 所示。扰流柱用不锈钢材料制成。沿流向各排扰流柱之间距离 $S_1=45\text{ mm}$,垂直于流向扰流柱间距离 $S_2=60\text{ mm}$,扰流柱高度,即矩形实验段通道高度为 $H=30\text{ mm}$ 。

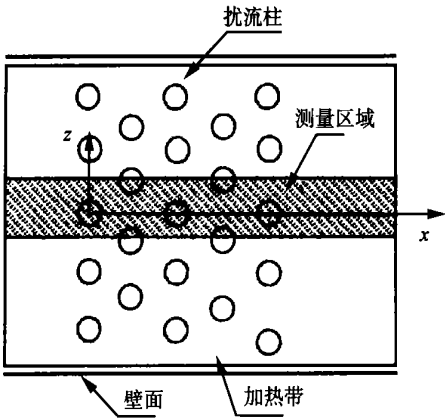


图 1 实验段俯视图

扰流柱的形状分圆柱形及圆锥形 2 种,每种扰流柱有 3 种直径,即 $D=20, 30, 38\text{ mm}$ 。图 2 为圆锥形扰流柱的形状,其上下端均为圆锥形,中部为圆柱形,直径是圆锥形底部直径 D 的一半。实验段的上下木制壁板上均加装了厚 0.04 mm ,宽 270 mm 不锈钢加热带,以模拟叶片尾缝内的传热情况。加热带背面焊有直径 0.1 mm 的镍铬—镍硅热电偶 178 个。

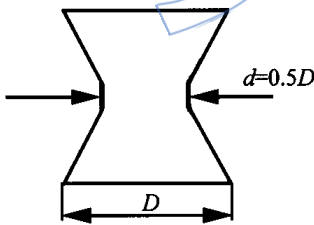


图 2 锥形扰流柱形状

实验段的外侧覆盖有厚 100 mm 的多孔硬泡沫塑料保温层。实验时,对加热带通直流电进行加热,形成等热流密度条件,在测量出电加热功率、来流温度 t_∞ 及加热带表面的温度 $t_{i,j}$ 后,就可计算出局部换热系数 h 、换热强化系数 Ch 及斯坦顿数 St :

$$h = (q_{i,j} - q) / (t_{i,j} - t_\infty)$$

$$Ch = h / h_\infty, \quad St = h / (\rho_\infty c_p \infty U_\infty)$$

式中: $q_{i,j}$ 是根据电加热功率确定的热流密度, q 为换热表面的热辐射、加热片内部沿加热片的二维

导热及从加热钢带通过木制壁板向外的导热这 3 部分修正值的代数 and。根据实验对比及相应的传热计算可得到上述 3 种修正值的变化范围为: 辐射热 $1\% \sim 2\%$, 沿加热片的二维导热 $0\% \sim 1\%$, 通过木制壁板向外的导热 $0.5\% \sim 1\%$ 。

为了得到扰流柱排的流阻,在实验段的进口及出口安排了静压测孔,并引入压力损失系数 $C_p = (p_\infty - p) / (\rho_\infty U_\infty^2 / 2)$ 来表示流动损失,其中 p_∞ 是实验段进口处的静压。

以雷诺数表示实验工况,本文实验 Re 数定义为 $Re = \rho U_\infty H / \mu$, 其中, H 为实验段通道的高度,也是扰流柱的高度, U_∞ 为实验段进口处气流的速度。对每种扰流柱排实验的工况均为 $Re = 5000, 10000, 17000, 25000, 33500$ 及 50000 。

3 实验结果及分析

3.1 压力损失系数的测量结果

图 3 为根据扰流柱排进出口压差所计算的的压力损失系数的分布图。可以看出: (1) 扰流柱排的压力损失系数随雷诺数的增加而减小,但在较高雷诺数时,减小的幅度有所下降,可以预计,当 $Re > 50000$ 时,压力损失系数将不再随雷诺数变化。

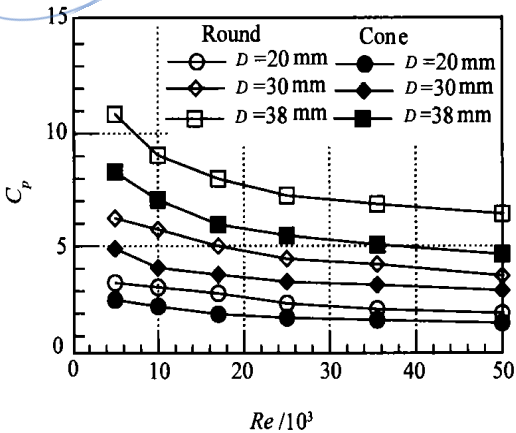


图 3 压力损失系数的分布图

(2) 扰流柱直径越大,压力损失系数越大,这主要是因为直径较大时,气体的流通截面较小。(3) 在相同条件下,圆柱形扰流柱排的 C_p 要比圆锥形扰流柱排的 C_p 高出 $20\% \sim 30\%$, 这种差别也是由于气体的流通截面不同造成的。在圆锥形扰流柱排内,气流与壁面的摩擦面要大于圆柱形扰流柱排,因而其壁面摩擦损失也应较大,但这并没有抵消由于其流通截面变大而引起的阻力减少,说明流通截面积的大小是决定扰流柱排内阻力大小的主要因素。

3.2 换热强化系数沿流向分布的测量结果

图 4 给出了来流雷诺数为 5000 时,不同扰流柱直径情况下, z 向的平均换热强化系数 Ch 沿流动方向的分布。其中 $x=0, 45, 90, 135, 180$ mm 处分别是各排扰流柱的中心位置。在扰流柱排内扰

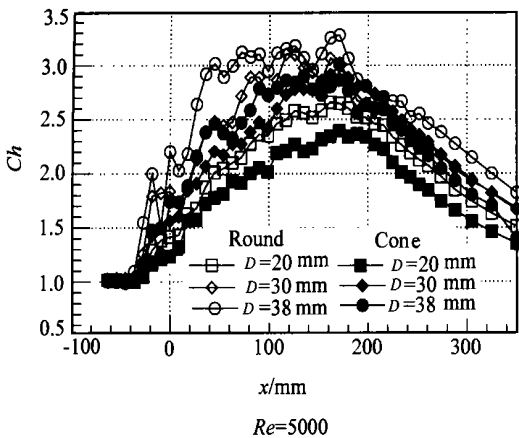
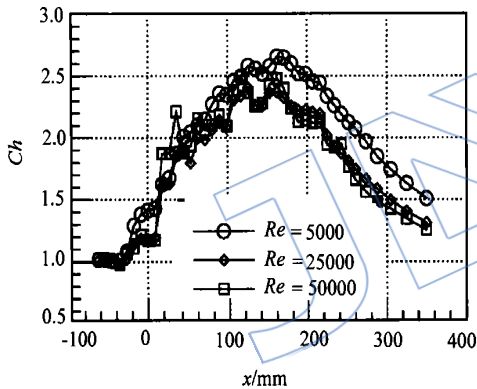
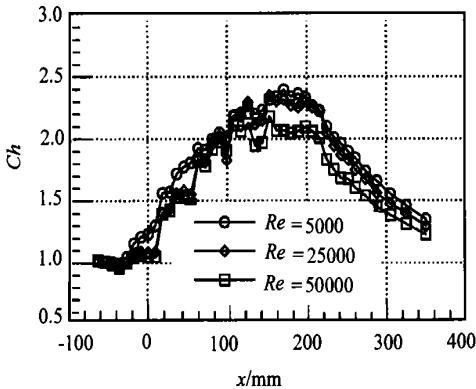


图 4 不同扰流柱直径及形状情况下,平均换热强化系数沿流动方向的分布



(a) Round cylinder



(b) Cone shaped cylinder

图 5 不同来流雷诺数情况下, $D=20$ mm 时, 平均换热强化系数沿流动方向的分布

流柱有两个主要作用: (1) 加强了扰动, 引起来流从有序流动变为有强烈涡流的无序流动; (2) 减小了气体的流通截面积, 增大了流速。这两个原因使得沿流动方向端壁上的平均换热强化系数有一个较快地增长过程。当流动达到充分湍流时, Ch 达到了较高值以后几乎不再增长, 并保持该值直到扰流柱排的出口。在扰流柱排下游, 随着扰流效应的趋弱, 换热强化系数也逐渐减小。比较不同扰流柱排内的换热特点, 可以发现, 圆柱形扰流柱排内的换热强化系数的增长速度比圆锥形扰流柱排要快, 而且达到的最大值也较大。这种差别在较大扰流柱直径时尤为明显, 如 $d=38$ mm 时, 圆柱形扰流柱排在第二排前换热就达到最大值, 而锥形扰流柱排的换热要在第三排以后才达到最大值, 反映出圆柱形扰流柱对流动有更大的扰动。比较不同直径的影响可以看到, 扰流柱直径越大, 在相同的部位, 换热强化系数越大。

图 5 给出了不同来流雷诺数情况下, 圆柱形及圆锥形扰流柱当 $D=20$ mm 时, z 向的平均换热强化系数沿流动方向的分布。可以看出, 在两种形状的扰流柱排内, 来流雷诺数对换热强化系数的影响不大, 在扰流柱排下游则有一定影响, 随来流雷诺数的增大, 换热强化系数有所减小。

3.3 换热强度与压力损失比的关系

图 6 给出了扰流柱群内总平均斯坦顿数与压力损失系数的比随雷诺数及扰流柱直径的变化情况。可以看出, 雷诺数的变化对该比值影响不大。但随扰流柱直径的增大, 平均斯坦顿数与压力损失系数的比呈下降趋势, 即阻力的上升要比换热的上升快的多。在直径相同时, 锥形扰流柱的上述比值要大于圆柱形扰流柱。说明采用锥形扰流柱有利于增强换热或减小流阻, 如在 $d=20$ mm 时,

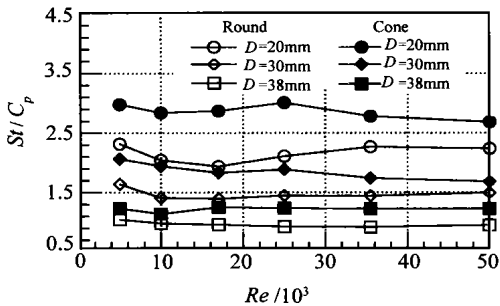


图 6 扰流柱群内总平均斯坦顿数与压力损失系数比的分布

锥形扰流柱的 St/C_p 要比圆柱形扰流柱高出约 25%, 这意味着同样阻力情况下, 采用相同直径的

锥形扰流柱, 其换热要比圆柱形扰流柱高出 25%。前面已指出, 流通截面积的大小是决定扰流柱排内阻力大小的主要因素, 另一方面, 换热面的大小是决定扰流柱排内换热强弱的主要因素, 锥形扰流柱排恰好具有较大的换热面及较大的流通截面积, 因此其换热一流阻特性要比圆柱形扰流柱排好。

4 结 论

本文对含有 5 排短圆柱形及圆锥形扰流柱的矩形通道的流动阻力损失及通道内上下两端壁同时加热情况下, 端壁表面的换热系数进行了实验测量, 重点研究了扰流柱直径及扰流柱形状的影响。获得了以下结论:

(1) 扰流柱排进出口压力损失系数随来流雷诺数的增加而减小, 当 $Re > 50000$ 时, 压力损失系数将不再随雷诺数变化。扰流柱直径越大, 压力损失系数越大。在相同条件下, 圆柱形扰流柱排的压力损失系数要大于圆锥形扰流柱排的压力损失系数。

(2) 圆柱形扰流柱排内的换热强化系数的增长速度比圆锥形扰流柱排要快, 而且达到的最大值也较大。扰流柱直径越大, 在相同的局部位置处

换热强化系数越大。

(3) 在两种形状的扰流柱排内, 来流雷诺数对换热强化系数的影响均不大; 在扰流柱排下游换热强化系数随来流雷诺数的增大有所减小。

(4) 当扰流柱直径增加时, 其阻力的上升要比换热的上升快的多; 与圆柱形扰流柱相比, 锥形扰流柱更有利于增强换热或减小流阻。

参考文献:

[1] Chyu M K. Heat Transfer and Pressure Drop for Short Pin-Fin Array with Pin Endwall Fillet[J]. 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 [A]. Proceedings of 8th International Heat Transfer Conference[C]. San Francisco, 1986: 975- 980.

[3] Van Fossen G J. Heat Transfer Coefficients for Staggered Arrays of Short Pin Fins [J]. ASME Journal of Heat Transfer, 1982, 104: 268- 274.

[4] 董素艳, 刘松龄, 苏红桢. 扰流柱排内换热的实验研究[J]. 航空动力学报, 1999, 14(1): 95- 99.

(责任编辑 杨再荣)