

梯形和矩形通道内短扰流柱排流动与换热计算^{*}

张 丽, 刘松龄, 刘高文

(西北工业大学 航空动力与热力工程系, 陕西 西安 710072)

摘 要: 为了得到逐渐收缩的梯形通道内扰流柱排的流动换热的规律, 对梯形通道内扰流柱排的端壁换热和压力损失进行了数值计算, 并与矩形通道进行比较。计算结果表明: (1) 梯形通道与矩形通道的端壁总平均换热系数相差不大, 但是梯形通道内每排扰流柱的 Nu 数相差较大。(2) 相同来流 Re 数条件下, 梯形通道的压力损失系数远大于矩形通道。所以, 在实际计算逐渐收缩的梯形通道内扰流柱排的平均换热时, 可近似采用矩形通道内扰流柱的实验关联式, 并且将每排扰流柱分别计算。在计算压力损失时, 不能将梯形通道近似成矩形通道。

关键词: 涡轮叶片; 短扰流柱排⁺; 传热; 落压比; 数值计算

中图分类号: V235.113

文献标识码: A

文章编号: 1001-4055 (2004) 02-0107-04

Numerical simulation on heat transfer and pressure drop in pin-fin trapezoidal and rectangular duct

ZHANG Li, LIU Song-ling, LIU Gao-wen

(Dept. of Aeroengine Engineering, Northwestern Polytechnical Univ., Xi'an 710072, China)

Abstract: A numerical study was performed to investigate the heat transfer and pressure drop characteristics in trapezoidal duct with pin-fin arrays. Comparisons were made between trapezoidal and rectangular ducts. It is found that in the trapezoidal duct, low velocity zone behind each pin is smaller and the endwall heat transfer distribution is different from rectangular duct because of the effect of the accelerating flow through the convergent passage. While the overall heat transfer in the trapezoidal duct is similar to the rectangular duct, the row average heat transfer is gradually increased along the streamwise direction, and the average Nusselt number of the first row is much lower than that of the last row. The results also show that for a fixed Reynolds number the overall pressure drop in the trapezoidal duct is much higher than that in the rectangular duct.

Key words: Turbine blade; Short pin-fin array⁺; Heat transfer; Blow-down ratio; Numerical calculation

1 引 言

短扰流柱排作为一种强化换热的手段, 在航空发动机涡轮叶片尾缘冷却中有重要的应用。短扰流柱排可增强冷气扰动, 增强端壁的换热。文献[1~4]通过实验的方法测量矩形通道扰流柱排内的流动和端壁的换热情况。总结出结构参数的影响规律, 并给出了计算平均换热和压力损失的经验关系式。文献[5]采用奈升华的方法测量了单个扰流柱对端壁换热的影响。大多数文献的研究都是在矩形通道内进行, 少量文献对于更接近实际情况的梯形通道内的扰流柱

排进行了研究。文献[6, 7]测量了沿流动方向截面积不变的梯形通道内扰流柱排的换热分布和压力损失。

而在实际发动机的涡轮导向叶片的尾缘, 扰流柱区域的流动通道是梯形通道, 并且沿流动方向流道收缩, 流通面积逐渐缩小。对于这种情况的研究在国内外的文献中很少报道过。本文的主要内容就是通过数值计算的方法, 研究沿流动方向逐渐收缩的梯形通道内扰流柱排的流动和换热, 并与矩形通道进行比较。

2 计算方法和计算模型

为了便于验证比较, 选择与文献[1]实验段结构

^{*} 收稿日期: 2003-05-01; 修订日期: 2003-10-05。

作者简介: 张 丽 (1968—), 女, 博士生, 讲师, 研究领域为涡轮叶片内部冷却的实验研究与数值模拟。

尺寸相同的计算模型, 扰流柱排为叉排, 共 4 排, $S_x = S_y = 2.5d$, $H = d$ 。其中 S_x , S_y 分别为沿流向和垂直流向的扰流柱间距, H 为矩形通道扰流柱高度, d 为扰流柱直径。梯形通道的平均高度与矩形通道相同, 斜边相对于直角边的角度为 8° 。

由于结构对称取流动区域的一半作为计算域, 图 1 示出了梯形通道表面网格, 矩形通道网格与梯形通道类似。入口距第 1 排扰流柱中心距离为 $4d$, 出口距第 4 排扰流柱中心距离为 $4d$ 。采用六面体网格, 矩形通道的网格数为 59×10^4 。梯形通道的网格数为 64×10^4 。经过计算, 矩形通道的端壁及柱面的 y^+ 在 2.4~12 之间, 梯形通道的端壁及柱面的 y^+ 在 2~15 之间。湍流模型采用 RNG $k-\varepsilon$ 模型。边界条件给定入口速度分布, 出口压力, 上下两端壁同时加热, 给定均匀热流密度。入口速度分布近似按 $1/7$ 次方规律给出:

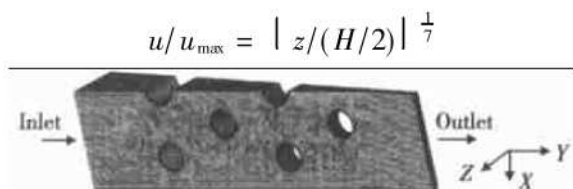
$$u/u_{\max} = |z/(H/2)|^{1/7}$$


Fig. 1 Computational grids

3 结果分析

3.1 与文献实验结果的对比

图 2 为矩形通道第 1 排扰流柱端面平均 Nu 数随扰流柱雷诺数 Re_d 变化的计算结果和文献[2]的实验结果。图 3 示出了整个端壁壁面平均 Nu 数以及压力损失系数随扰流柱雷诺数 Re_d 数的变化, 同时给出计算结果与文献[1, 2]的实验结果。

雷诺数采用两种定义方法, 一种是按照通道最小

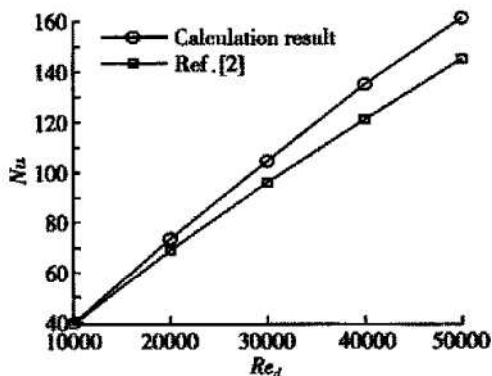


Fig. 2 Row-averaged Nusselt number as a function of the pin Reynolds number for the first pin row

截面平均速度和扰流柱直径定义的扰流柱雷诺数 Re_d , 一种是按照通道入口截面平均速度和入口通道当量直径定义的通道雷诺数 Re_f :

$$Re_d = \rho u_{\max} d / \mu; \quad Re_f = \rho u d_e / \mu$$

其中, ρ 为流体密度, μ 为动力粘度, $u_{\max}$ 为最小截面平均速度。 u 为入口截面平均速度, d_e 为入口通道当量直径。

压力损失系数定义为

$$f = \Delta p / \left(\frac{1}{2} \rho u_{\max}^2 \cdot N \right)$$

其中 Δp 为通道进出口的总压差。梯形通道的 $u_{\max}$ 取 4 排扰流柱处最大速度的平均值。 N 为扰流柱排数。

从图 2, 3 中可以看出, 计算出的压力损失系数与文献[1]的实验结果吻合很好, 最大相对误差不超过 3.5%, 第 1 排扰流柱 Nu 数与端壁总平均 Nu 数及与文献[1, 2]的结果也较吻合。比较结果说明, 所采用的计算模型和计算方法能够较好地模拟扰流柱排内的流阻和换热。

3.2 梯形通道与矩形通道的速度分布与湍流度分布

影响端壁换热分布的主要因素是速度分布和湍流度分布, 首先比较一下计算所得的梯形通道与矩形通道的速度分布与湍流度分布。比较的前提为通道雷诺数 Re_f 相同 ($Re_f = 29933$), 并且梯形通道的平均高度与矩形通道相同。图 4 是计算所得的矩形和梯形通道第三排扰流柱附近 XY 面的速度矢量图。图 5 是计算所得的矩形和梯形通道 YZ 面的速度矢量图。可以看出, 矩形通道中, 扰流柱间的流速较大, 柱后存在着比较大的低速区, 说明分离流经过较长的一段距离才汇合。梯形通道中, 柱后的低速区域比矩形通道小, 说明分离流比较快地汇合。可能是由于通道沿流动方向收缩造成的。

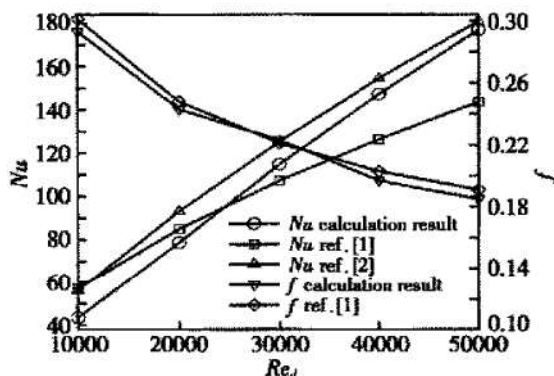


Fig. 3 Overall Nusselt number and pressure drop coefficient as a function of the pin Reynolds number

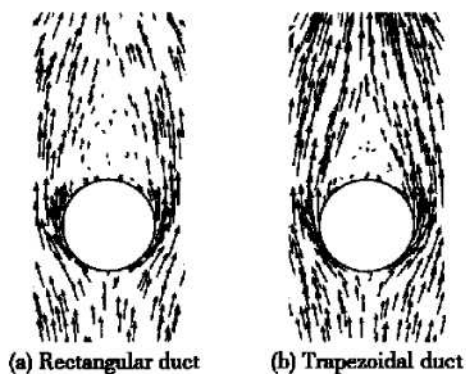


Fig. 4 Vector field of velocity (XY)

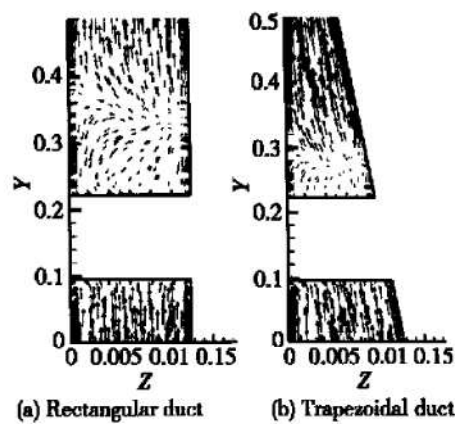


Fig. 5 Vector field of velocity (YZ)

图 6 是计算所得的矩形和梯形通道第三排扰流柱附近湍流度分布。从图 6 可以看出,在扰流柱的气流分离点处,湍流度最高,之后分离流沿流动方向产生两条湍流度较高的带,在扰流柱后一定距离处,分离流汇合,汇合处产生一个湍流度较高的区域。在扰流柱后紧靠柱面有一个湍流度较低的区域。梯形通道与矩形通道相比,由于通道收缩,柱后低湍流区域较小,高端流区域较大且湍流度较高。

3.3 梯形通道与矩形通道端壁局部换热

图 7 分别为矩形通道与梯形通道端壁的 Nu 数分布。从图中可以看出,矩形通道中,端面上高传热区位于每排扰流柱的前缘驻点附近,柱前半周附近换热也较强,这是由于柱前缘受到马蹄涡的影响。在柱后换热最弱,由于气流分离造成这个区域流速低。在每两个扰流柱之间的区域,虽然流通面积逐渐减少使通道平均速度增加,但换热仍然比柱前半周附近弱。梯形与矩形通道相比,近柱区域分布特点类似,即柱前侧换热强而柱后区域换热最弱。但梯形通道扰流柱后的低换热区域较小,并且在该区域后形成了一个

换热较强的带。造成这种换热分布是由于梯形通道扰流柱后低速区域较小,分离流汇合后形成的高端流区域较大且湍流度较高(如图 4~6)。

图 8 表示了矩形和梯形通道中沿流动方向换热的变化情况。4 个极大值位于每排扰流柱前,极小值位于每排扰流柱之后,与图 7 一致。矩形通道中,每排换热情况差别不大,呈近似周期变化,从第 1 排到第 2 排换热稍有增加,第 2 排达到最大值,之后稍有下降,变化趋势与文献[1]相同。而在梯形通道中,沿着流动方向换热逐渐增强,每排扰流柱的 Nu 数相差较大。

3.4 梯形通道与矩形通道的端壁平均 Nu 数和压力损失系数

图 9 比较了梯形通道与矩形通道端壁平均 Nu 数以及压力损失系数随通道雷诺数 Re_f 的变化。从图中可以看出,在所研究的通道雷诺数 Re_f 范围内,梯形通道与矩形通道端壁平均 Nu 比较接近,可以近似将实际的梯形通道按矩形通道(通道高度取梯形通道的平均高度)来计算整个通道端壁的平均换热系数。

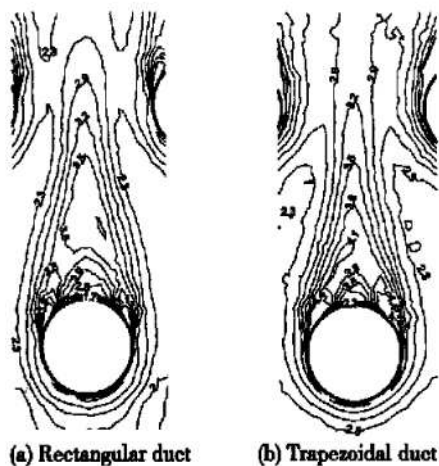


Fig. 6 Turbulence intensity distribution (XY)

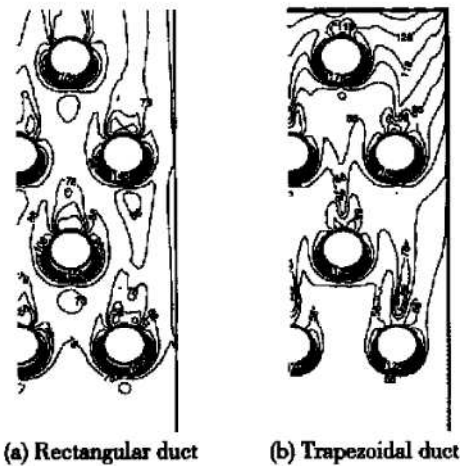


Fig. 7 Local Nusselt number distribution (XY)

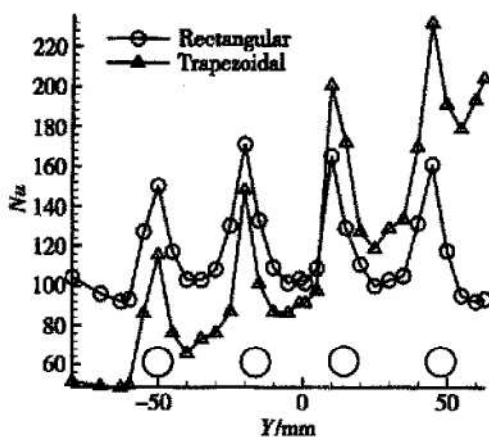


Fig. 8 Streamwise average Nusselt number distribution

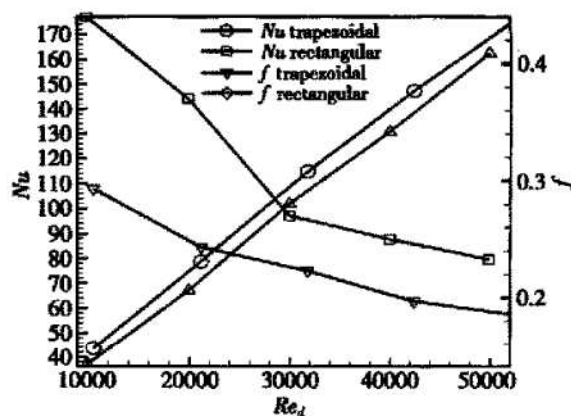


Fig. 9 Overall Nusselt number and pressure drop coefficient as a function of the duct Reynolds number

但是,从图8可以看出,梯形通道沿着流动方向换热逐渐增强,每排扰流柱的平均 Nu 数相差较大。所以在进行换热计算时,如果要用矩形通道的实验关联式,最好将每排扰流柱分别计算,则与实际情况比较接近。

从图9中还可以看出,梯形通道和矩形通道的压力损失系数差别很大。也就是说,在计算压力损失时,不能将梯形通道近似成平均高度相同的矩形通道。相同通道雷诺数 Re_f 条件下,梯形通道的压力降会远大于矩形通道。

4 结 论

(1) 梯形通道中,由于通道沿流动方向收缩,造成扰流柱后的低速区域变小,与矩形通道相比分离流比较快汇合。

(2) 梯形通道与矩形通道的端壁平均 Nu 数比较接近,所以可以将实际的梯形通道近似按矩形通道来计算整个通道端壁的平均换热系数。但是,梯形通道每排扰流柱的 Nu 数相差较大。所以在进行换热计算时,应该将每排扰流柱分别计算。

(3) 在计算压力损失时,不能将梯形通道近似成矩形通道。相同通道雷诺数 Re_f 条件下,梯形通道的压力降会远大于矩形通道。

参考文献:

[1] Kumaran T K, Han J C. Augmented heat transfer in a pin fin

channel with short or long ejection holes[J]. *Int. J. Heat Mass Transfer*, 1991, 34(10).

- [2] Metzger D E, Berry R A. Developing heat transfer in rectangular ducts with staggered arrays of short pin fins[J]. *ASME J. of Heat Transfer*, 1982, 104(11).
- [3] Wang Z, Ireland P T, Jones T V. Detailed heat transfer coefficient measurements and thermal analysis at engine conditions of a pedestal with fillet radii[J]. *ASME J. of Heat Transfer*, 1995, 117(4).
- [4] Chyu M K, Hsing Y C. Heat transfer contributions of pins and endwall in pin fin arrays: Effects of thermal boundary condition modeling[J]. *ASME J. of Turbomachinery*, 1999, 121(4).
- [5] Chyu M K, Natarajan V. Heat transfer on the base surface of three-dimensional protruding elements[J]. *Int. J. Heat Mass Transfer*, 1996, 39(14).
- [6] Hwang Jenr Jiang, Lui Chair Chin. Detailed heat transfer characteristic comparison in straight and 90-deg turned trapezoidal ducts with pin fin arrays[J]. *Int. J. Heat Mass Transfer*, 1999, 42(21).
- [7] Hwang Jenr Jiang, Lu Chair Ching. Lateral-flow effect on end-wall heat transfer and pressure drop in a pin fin trapezoidal duct of various pin shapes[J]. *ASME J. of Turbomachinery*, 2001, 123(1).

(编辑:王居信)