

文章编号: 1000-8055(2009)01-0013-05

小间距梯形扰流柱通道内的流动换热 数值计算

张 丽, 张书华, 朱惠人, 刘松龄
(西北工业大学 动力与能源学院, 西安 710072)

摘 要: 为了深入了解涡轮叶片尾缘扰流柱区域的流动结构和换热情况, 通过数值计算研究了小间距梯形扰流柱通道内的流动和换热. 数值计算结果表明: ①数值计算得到的端壁静压分布、弦向出流量分布、总压系数与实验结果符合良好, 端壁换热分布规律总体上与实验结果一致. ②扰流柱区域的流动方向基本为弦向. 沿弦向湍流度是逐渐升高的, 靠近弦向出口扰流柱后的湍流度比较低. 数值计算结果对涡轮叶片内部冷却计算具有重要的参考价值.

关 键 词: 流动换热; 小间距扰流柱; 数值计算; 燃气轮机; 冷却叶片

中图分类号: V231.1

文献标识码: A

Numerical simulation on flow and heat transfer in channel with small spacing short pin-fin arrays

ZHANG Li, ZHANG Shu-hua, ZHU Hui-ren, LIU Song-ling

(School of Power and Energy,

Northwestern Polytechnical University, Xi'an 710072, China)

Abstract: Numerical simulation was conducted to gain greater insight into the flow structure of trapezoidal pin-fin duct and get detailed knowledge of the heat transfer on the endwall surface. The array geometries have short pin heights and small chord-wise pin spacing. Numerical results show that, the calculated flow resistances and chord-wise ejection mass flow rate agree well with the experimental data, and the heat transfer pattern is well simulated. The numerical results also show that the flow direction in pin-fin region is mainly chord-wise. There are a lower velocity and lower turbulence intensity region behind the cylinder.

Key words: flow and heat transfer; small spacing pin-fin; numerical simulation; gas turbine; cooling blade

高温涡轮是燃气涡轮发动机的核心部件, 随着现代航空工业的快速发展, 对涡轮发动机的性能要求越来越高. 提高涡轮进口温度是增加发动机推力和功率的有效措施. 要保证涡轮叶片在高温下可靠工作, 除了提高叶片材料的耐热性能之

外, 另一种重要的途径就是通过先进的冷却技术来对涡轮叶片进行有效地冷却, 降低叶片的壁面温度, 以满足叶片的强度和寿命要求.

短扰流柱排作为一种常用的强化换热的手段, 在航空发动机涡轮叶片尾缘冷却中有重要的

收稿日期: 2007-12-28; **修订日期:** 2008-03-13

基金项目: APTD 项目 (APTD-1203-02-03)

作者简介: 张丽 (1968 -), 女, 河南漯河人, 副教授, 博士, 主要从事涡轮叶片内部冷却的实验与数值模拟研究.

E-mail: zhangli@nwpu.edu.cn

应用. 扰流柱区域的流动情况比较复杂, 如何比较精确地计算扰流柱区域的换热和阻力损失一直是进行叶片内部冷却通道设计的重要问题, 而能准确计算扰流柱区, 就需要对这个区域的流动和换热情况有比较深入的了解.

国内外的许多文献对短扰流柱排的流动换热进行了研究. 文献[1]对气体流过矩形扰流柱通道, 从弦向出流的情况进行了实验研究, 测量了局部的换热. 文献[2]采用数值计算的方法对弦向出流的矩形通道内的扰流柱排的流动和换热进行了研究. 文献[3-4]采用与实际情况更为接近的梯形通道, 对扰流柱排的流动和换热进行了实验研究. 文献[5-6]针对一种具有特殊结构特点(柱间距小、柱高度小)的梯形扰流柱通道, 试验测量了通道的流量分配、压力分布和端壁换热分布.

本文针对与文献[5-6]试验模型相同结构的扰流柱通道, 进行了流动和换热数值计算, 研究了通道内的速度分布、湍流度分布以及端壁换热分布, 以深入了解这种结构特点的扰流柱区域的流动结构和换热情况.

1 计算方法和计算模型

为了便于与实验结果进行对比验证, 选择与文献[5-6]实验段结构尺寸相同的计算模型. 扰流柱为叉排, 空气从叶片根部沿径向进入, 流过扰流柱排从弦向出口排出. 沿径向(y 方向)扰流柱为14排, 分为7段($N = 7$), 每段包括2排扰流柱, 靠近入口为第1段, 距入口最远的为第7段. 沿弦向(x 方向)扰流柱为5列($M = 5$). 扰流柱的高度随弦向位置不同而变化, 高度直径比 $H/d = 0.2 \sim 0.7$, 扰流柱间距直径比 $S_x/d = 1.1$, $S_y/d = 2.2$. 其中 S_x, S_y 分别为沿弦向和径向的扰流柱间距, H 为扰流柱高度, d 为扰流柱直径. 详细的结构尺寸见文献[5-6]. 为了与实验情况更加接近吻合, 在扰流柱通道入口加上进口段, 如图1所示.

整个计算域均采用六面体网格, 底面为四边形网格. 扰流柱段网格较密, 进口段随着远离扰流柱段网格逐渐稀疏, 这样可以有效地减少网格的数量. 在靠近弦向出口的扰流柱区域网格较密而左侧无柱区域的网格相对稀疏, 并且过渡均匀, 底面的网格如图2所示. 近端壁表面网格加密, 经过计算, 扰流柱区端壁的 y^+ 约在1左右. 总网格数为101万, 扰流柱段网格数为95万. 经过不同湍流模型对比计算, 选择 Realizable $k-\varepsilon$ 湍流模型, 近壁面处理采用 FLUENT 软件提供的增强壁面

函数方法.

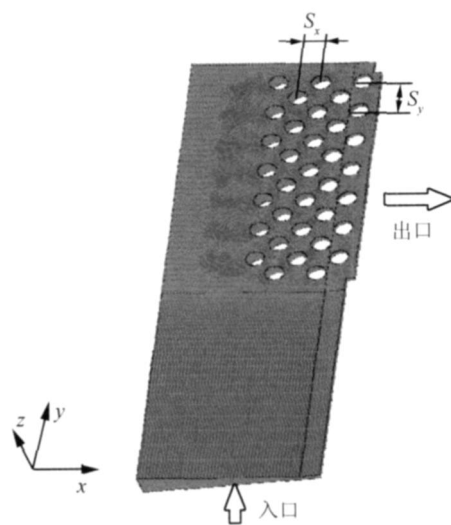


图1 计算网格

Fig. 1 Computational grids

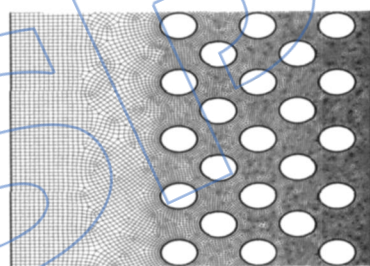


图2 底面计算网格

Fig. 2 Endwall computational grids

计算模型为定常、不可压. 入口给定均匀速度和温度, k 和 ε 的进口值根据特征尺度和估计的进口湍流度(3%)确定. 弦向出口给定静压和温度, 端壁和柱面为无滑移壁面条件. 端壁换热边界给定上下端壁的热流密度, 扰流柱面也给定热流密度. 采用 FLUENT 6.1 中的分离隐式求解器进行计算, 速度、温度、湍动能和湍流耗散率的离散格式采用二阶精度的迎风格式, 并对连续方程、动量方程、 k 方程和 ε 方程都实施亚松弛处理以保证控制方程组的收敛, 松弛因子在迭代计算的过程中逐步调整.

在本文中, 雷诺数定义为

$$Re_c = \frac{\dot{m}_c}{A_{min}} d / \mu \quad (1)$$

Nu 数定义为

$$Nu = h \times d / \lambda \quad (2)$$

总压系数定义为

$$f = \frac{\Delta p}{\frac{1}{2\rho} \left(\frac{\dot{m}_c}{A_{min}} \right)^2} \quad (3)$$

其中 m_c 为弦向出口流量即总流量,为 7 段弦向出口流量的和, μ 为动力粘度, $A_{\min}$ 为弦向出口处最窄截面面积, h 为对流换热系数, λ 为气体导热系数, Δp 为入口和弦向出口的总压差, ρ 为气体密度.

2 结果分析

2.1 与试验结果的对比

图 3 给出了扰流柱排的总压系数 f 的数值计算结果与实验结果的比较.从图中可以看出,计算得到的总压系数随着雷诺数增加而下降,与实验得到的结果一样,从数值上来看,总压系数的计算值和实验值也符合得比较好,计算与实验的偏差很小(相对误差为 5.6 %).

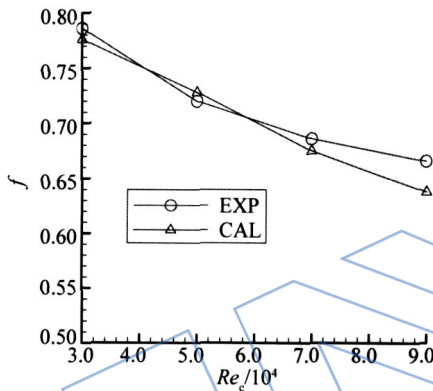


图 3 总压系数计算值和实验值
Fig. 3 Comparison between the calculated and measured pressure-drop coefficient f

图 4 给出了 $Re_c = 70\,000$ 工况下计算得到的弦向出流量与实验结果的比较,纵坐标是每段的弦向出流量与总弦向出流量之比.从图中可以看出,与实验结果相比,计算得到的各段出流量之间差别要大一些,例如在靠近径向出口的第 6 段计算的出流量比实验值大(6.5 %),而第 1 段计算的出流量比实验值小(6.1 %).但总的来看,计算得到的出流量的分布规律与实验结果比较一致,都是第 2,6 段流量大而中间的 3,4,5 段流量小,第 1,7 段的流量分别小于第 2,6 段的流量.从以上的比较可以看出,流量分布和总压系数的计算结果与实验结果总体符合得比较好,说明数值模拟可以得到比较准确的流动特性.

图 5 表示端壁平均努塞尔数随雷诺数 Re_c 的变化,从图中可以看出,计算得到的端壁平均努塞尔数随着雷诺数的增加而增加,变化趋势与实验结果一致,计算值低于实验值.图 6 为段平均努塞尔数沿径向分布的计算值和实验值的对比.从图

中可以看出,计算得到的变化规律与实验结果基本吻合,沿径向分布比较对称,第 1,7 段努塞尔数比较小,中间各段的值比较接近.最大相对误差为 29.2 %.

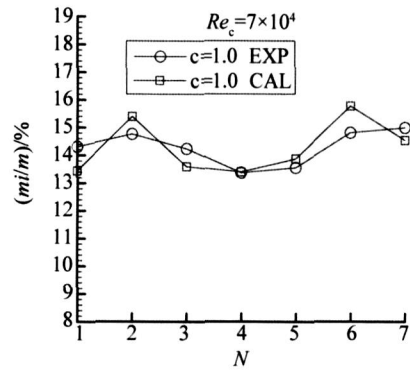


图 4 弦向出流量分布的计算值和实验值
Fig. 4 Comparison between the calculated and measured chordwise mass flow rate distribution

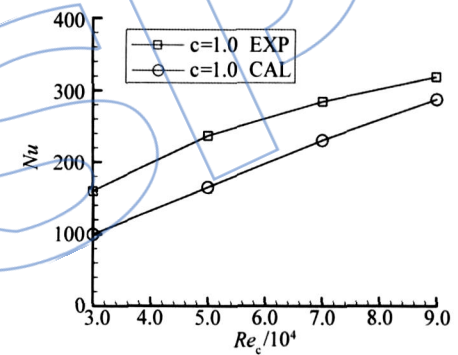


图 5 端壁平均努塞尔数的计算值和实验值
Fig. 5 Comparison between the calculated and measured Nusselt number

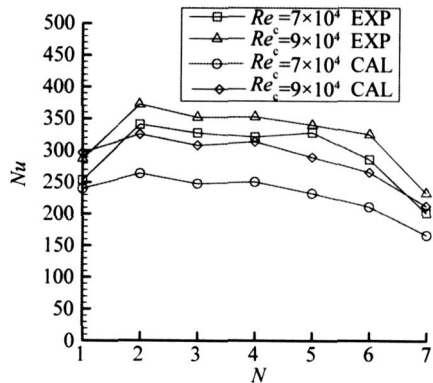


图 6 段平均努塞尔数的计算值和实验值
Fig. 6 Comparison between the calculated and measured Nusselt number along radial direction

从以上的比较可以看出,端壁换热的计算结果与实验结果从规律上比较一致,但在数值上存在一定的偏差.分析起来产生偏差的主要原因是实验通道内部流场非常复杂,既有扰流柱的扰动,

又有通道的收缩加速效应,并且气流既有弦向流动又有径向流动,现有的湍流模型难以准确模拟通道内的换热.

2.2 扰流柱通道内部流场分析

图 7 给出了 $Re_c = 70\ 000$ 情况下的速度矢量.从图中可以看出,在左侧的无扰流柱区域流动方向为径向(即 y 方向),流速较小,尤其是在左上角,流速更小,在扰流柱区域,除了第 1 段和第 7 段外,其余各段速度分布比较类似,流动方向基本为弦向(即 x 方向),第 1,7 段弦向出口的气流方向并不是弦向,而是与 x 轴有比较大的夹角,造成有效的通流面积减小,所以尽管 1,7 段的弦向压降大^[5],但出流量却并不大.沿着弦向从第 1 列到第 5 列,流速逐渐增加.在扰流柱附近,柱侧面流速大,而在柱后存在一个低速区,前 4 列扰流柱后的低速区域较小,在靠近弦向出口的第 5 列,扰流柱后的低速区相对比较大.柱后的低速区是由于气体流过扰流柱时气流分离造成的,对于前 4 列扰流柱,气体流过柱之后又进入下一列扰流柱,流道收缩,迫使分离流比较快地汇合,柱后的低速区较小,对于第 5 列扰流柱,柱后的流道没有收缩,所以柱后的低速区域也就比较大.

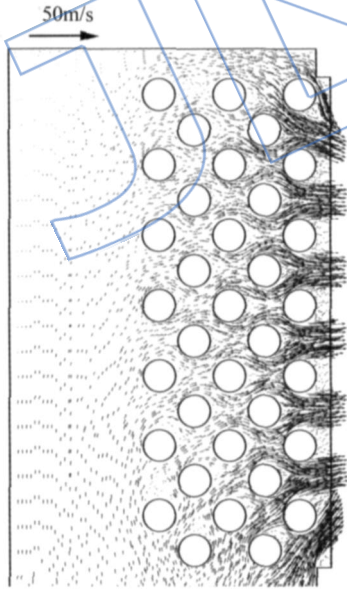


图 7 xy 面上速度矢量
Fig. 7 Vector field of velocity(xy)

图 8 给出了 $Re_c = 70\ 000$ 工况 xy 截面的湍流度分布.从图中可以看出,总的来讲沿弦向(x 方向)湍流度是逐渐升高的,原因主要是因为后一系列扰流柱附近的流动受到前列扰流柱分离流尾迹的影响,扰动加强.在左侧无扰流柱区域尤其是左上角,湍流度很低.沿着径向,中间的第 2~6 段

($N = 2\sim6$) 湍流度比较接近.靠近入口和叶片顶部的第 1,7 段扰流柱附近湍流度比中间各段小.这将会造成第 1,7 段的换热比中间各段弱.

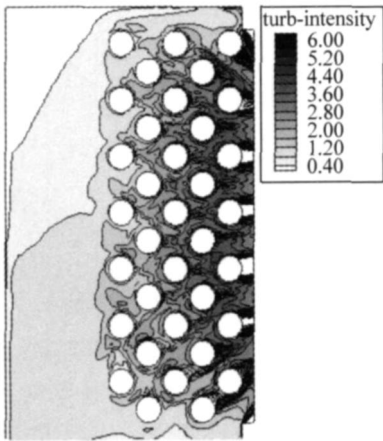


图 8 xy 面上湍流度分布
Fig. 8 Turbulence intensity distribution(xy)

在扰流柱附近,气流分离点处湍流度较高,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,由于弦向扰流柱间距较小,所以分离流对后排柱前的影响比较大.在扰流柱后紧靠柱面有一个湍流度较低的区域,前 4 列扰流柱后的低湍流度区比较小,靠近弦向出口的第 5 列柱后的低湍流度区比较大.

图 9 给出了第 7,8 排即第 4 段扰流柱 xz 截面(见图 1)的湍流度分布.从图中可以看出,从第 1 列到第 4 列,扰流柱后的湍流度是逐渐升高的,第 5 列扰流柱后的湍流度比较低,在扰流柱附近,紧靠柱后湍流度较低,离扰流柱一段距离处是高湍流度区,然后又有所降低,到了下一列扰流柱前,湍流度又有所增加.

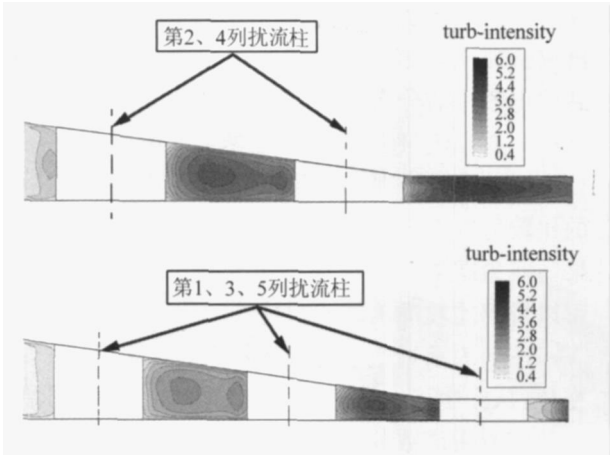


图 9 xz 截面湍流度分布图
Fig. 9 Turbulence intensity distribution(xz)

2.3 扰流柱端壁换热分布

图 10 为 $Re_c = 70\ 000$ 的端壁努塞尔数分布,从图中可以看出,扰流柱区沿径向分布比较对称,靠近入口的第 1 段(第 1,2 排)和靠近顶部的第 7 段(第 13,14 排)的努塞尔数比较小,其余中间各排努塞尔数分布比较类似.沿着弦向,前 3 列扰流柱附近努塞尔数增加的趋势比较明显,这是由于沿弦向速度和湍流强度都逐渐增加(从图 7,8 可以看出),第 4 列与第 3 列努塞尔数差别不大,第 5 列扰流柱前和柱侧面的换热较强,但扰流柱后的换热弱.在扰流柱附近,柱前缘驻点附近换热较强,柱侧面换热也较强,这是由于柱前缘受到马蹄涡的影响.气流分离点处换热也较强,在柱后换热最弱,由于气流分离造成这个区域流速低,湍流强度也低.柱后换热弱区在前 4 排比较小,第 5 排柱后由于低速区和低湍流强度区比较大,所以换热弱区也就比较大.在左侧无扰流柱区域,由于没有扰动,努塞尔数要小得多,尤其是在靠近叶片顶端,努塞尔数更小,由于这里是流动死区,湍流强度也很小.在实际叶片内冷通道设计时,应该尽量避免出现这种情况,例如可以通过上下两端进气.

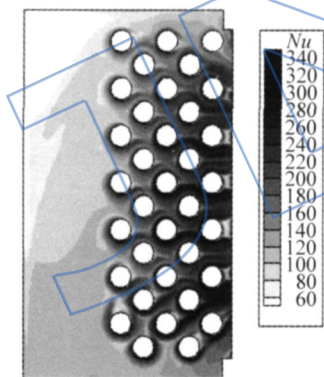


图 10 端壁努塞尔数分布

Fig. 10 Endwall heat transfer distribution

3 结 论

1) 数值计算得到的端壁静压分布、弦向出流量分布、总压系数与文献[5-6]实验结果符合良好,表明通过数值计算可以得到这种结构的扰流柱通道的流阻.数值计算得到的端壁换热分布规律总体上与实验结果一致,但在数值上存在一定

的偏差.

2) 数值模拟详细展现了扰流柱通道内复杂的流场结构和换热分布,扰流柱区的流动方向基本为弦向,在扰流柱附近,柱侧面流速大,由于气流分离在柱后紧靠柱面存在一个低速区,这个区域湍流强度也较低,前 4 列扰流柱后的低速区域较小,在靠近弦向出口的第 5 列,扰流柱后的低速区相对比较大.

3) 在左侧无扰流柱区域,由于没有扰动,努塞尔数要小得多,尤其是在靠近叶片顶端,努塞尔数更小,由于这里是流动死区,湍流强度也很小.在实际叶片内冷通道设计时,应该尽量避免出现这种情况.

参考文献:

- [1] Lau S C, Mcmillin R D, Kukreja R T. Segmental heat transfer in a pin fin channel with ejection holes [J]. Int. J. Heat Mass Transfer, 1992, 35(6): 1407-1417.
- [2] 张丽,刘松龄.有弦向出流的短扰流柱排流动与换热数值计算[J].推进技术,2004,(4):307-310.
ZHANG Li, LIU Songling. Numerical study on heat transfer and pressure drop in pin-fin channels with lateral flow ejection[J]. Journal of Propulsion Technology, 2004, (4): 307-310. (in Chinese)
- [3] Hwang J J, Lui C C. Measurement of endwall heat transfer and pressure drop in a pin-fin wedge duct [J]. Int. J. Heat Mass Transfer, 2002, 45: 877-889.
- [4] Hwang J J, Lui C C. 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: 4005-4016.
- [5] 张丽,朱惠人,刘松龄,等.变流向梯形通道内短扰流柱排流量分配试验[J].航空动力学报,2006,21(3):518-521.
ZHANG Li, ZHU Hui ren, LIU Songling, et al. Experimental investigation on flow in pin-fin trapezoidal duct. [J] Journal of Aerospace Power, 2006, 21(3): 518-521. (in Chinese)
- [6] 张丽,朱惠人,刘松龄,等.高稠度短扰流柱排端壁的换热实验研究[C]//中国航空学会第14届燃烧与传热质学术交流会议论文集.沈阳:中国航空学会,2007.
ZHANG Li, ZHU Hui ren, LIU Songling, et al. Experiments investigation of heat transfer in trapezoidal channel with small spacing short pin-fin arrays [C]// CSAA 14th Combustion and Heat Mass Transfer Conference Paper. Shenyang: CSAA, 2007. (in Chinese)