

中国工程热物理学会

热机气动热力学学术会议

论文集

二〇〇三

上海

中国工程热物理学会编



热机气动热力学学术会议论文目录

一. 模拟方法的研究和应用

- 032009 间隙大小和壁面相对运动对低速孤立转子压气机性能的影响.....
.....邓向阳 张宏武 陈乃兴 黄伟光(1)
- 032015 涡轮叶栅双排孔薄膜冷却数值模拟.....颜培刚 王松涛 韩万金(7)
- 032020 二维对流反应方程的高精度多重网格方法.....田瑞雪 葛永斌 吴文权(13)
- 032021 二维不可压 NS 方程的流函数多重网格方法.....田瑞雪 吴文权 葛永斌(17)
- 032034 CO₂ 冷却燃机进口空气换热器内部流动的三维数值研究.....
.....陶正良 张彤阳 蔡定硕(22)
- 032047 湍流边界层拟序结构的大涡模拟研究.....额日其太 邹正平 王 强(27)
- 032054 壁面射流激励的圆管内气相流动大涡模拟.....向 屏 郭印诚(33)
- 032055 变密度强旋转喷射湍流的数值计算.....杨晓东 马晖扬(39)
- 032058 向心透平级内流动的数值研究 (I) 导叶.....刘红政 戴 韧 陈康民(49)
- 032059 向心透平级内流动的数值研究 (II) 动叶.....刘红政 戴 韧 陈康民(54)
- 032062 雷诺数对涡轮叶栅流动的影响.....邹正平 宁方飞 刘火星 李 维(59)
- 032072 燃气轮机进气道内部三维流动研究.....刘建军(64)
- 032074 非结构网格下涡轮级三维 N-S 方程的数值解.....
.....王保国 刘淑艳 杨英俊 张 雅 靳艳梅(69)
- 032085 叶栅气动设计杂交型问题计算中的网格结构研究.....
.....姚 征 刘海红 乌晓江 陈康民(82)
- 032086 2 阶精度时间后差隐式格式 TVD 充分条件.....陈宏冀(89)
- 032089 跨音速有旋流动正问题的赝势函数变分有限元法.....李孝伟 刘高联(94)
- 032092 时间推进法求解离心泵内部不可压流场.....杨 华 谷传纲 王 彤(99)

二. 设计及优化

- 032002 100 kW 微型燃气轮机总体性能核算及压气机进气道喷水的影响.....
.....李雪松 杜建一 祁志国 赵晓路 徐建中(107)
- 032003 E³ 对转涡轮设计特点分析 (III)—高压涡轮三元流场分析.....
.....肖 翔 赵晓路(112)

032004	高比转速离心压气机模型级叶轮内部三维流场分析与改进·····	
	·····杜建一 祁志国 赵晓路 徐建中(119)	
032005	叶轮机设计的缘线匹配理论及方法·····季路成 陈 江 闫 朝 徐建中(125)	
032006	1+1/2 对转涡轮设计及控制方法探索·····季路成 肖 翔 陈 江 徐建中(139)	
032007	轴向间距对时序效应影响的研究·····闫 朝 季路成 陈 江 徐建中(145)	
032008	有叶扩压器的流场分析·····杜建一 李雪松 初雷哲 赵晓路 徐建中(153)	
032014	叶片数及分流叶片对压缩机性能的影响·····刘瑞韬 徐 忠(158)	
032028	金属氢化物反应器的研究现状分析·····梁 博 张早校 王玉琪(165)	
032032	热声发动机用加热器的设计与实验验证·····	
	·····孙大明 邱利民 严伟林 陈 萍(170)	
032040	弯曲动叶对跨音轴流压气机性能的影响·····宋彦萍 李 娜 王松涛(176)	
032045	串列叶栅后排静叶周向位置对压气机性能影响的数值研究·····	
	·····李绍斌 王松涛 冯国泰 王仲奇(181)	
032046	前倾后弯叶轮和普通后弯叶轮性能比较·····	
	·····杨 策 彭 森 马朝臣 王 航 施 新(189)	
032048	压电声源驱动的微型热声制冷·····金 滔 范 理 王本仁 陈国邦(193)	
032053	非对称端壁对涡轮叶栅内二次流动的影响·····黄洪雁 秦绪山 王仲奇(197)	
032069	基于椭圆型方程的扭叶片造型方法的研究·····	
	·····宋立明 丰镇平 李 军 刘 莉(204)	
032070	燃气透平末级叶片及扩压器的联合优化·····林智荣 石坂浩一 袁 新(210)	
032073	基于冲压压缩技术的新型燃气轮机·····王 云 赵晓路 徐建中 昂海松(215)	
032076	跨音速单转子压气机气动设计的优化—抛物线中弧线叶型的应用·····	
	·····张宏武 陈乃兴 徐燕骥 黄伟光(221)	
032083	离心压缩机叶轮的响应面法优化设计 I—优化设计方法·····	
	·····王晓锋 席 光 王尚锦(227)	
032084	离心压缩机叶轮的响应面法优化设计 II—优化设计实例及讨论·····	
	·····席 光 王晓锋 王尚锦(233)	
032087	缘线匹配技术在轴流压气机设计中的应用探索·····陈 江 季路成(239)	
032088	缘线匹配技术在轴流透平设计中的应用探索·····陈 江 季路成 阎 朝(247)	

三. 实验研究

- 032016 开式轴流风扇叶尖流动的 PIV 实验研究.....
.....汪学军 谢军龙 邹道玉 彭正文 吴克启(254)
- 032017 贯流风机变斜式叶轮和常规直叶轮的对比研究.....游 斌 吴克启(259)
- 032019 叶片弯曲对扩压叶栅气流角和静压的影响.....
.....王 东 苏杰先 钟兢军 王仲奇 黄 震(265)
- 032029 PT/GM 混合制冷机的实验研究和分析.....
.....梁文清 龚领会 王少刚 张 亮(271)
- 032036 离心力场流体热驱动液晶显现试验研究.....毛军逵 常海萍 方 立(275)
- 032038 叶片弯、掠对压气机端壁流动的影响之一: 静压及流场显示.....
.....陈 浮 赵桂杰 宋彦萍 卞兆喜 王仲奇(280)
- 032039 叶片弯、掠对压气机端壁流动的影响之二: 流场测量.....
.....陈 浮 赵桂杰 宋彦萍 卞兆喜 王仲奇(285)
- 032042 跨临界 CO₂ 节流短管内相变机理研究.....刘军扑 陈江平 陈芝久(289)
- 032043 跨临界 CO₂ 节流短管流量特性试验研究.....陈江平 刘军扑 陈芝久(295)
- 032056 瞬态积分浓度场的测量研究.....卢 曦 吴文权(302)
- 032057 振荡射流改善翼型气动性能的实验研究.....唐 进 李宇红 霍福鹏(307)
- 032061 压气机转子叶尖泄漏涡的 SPIV 测量研究.....
.....刘宝杰 于宏军 刘火星 蒋浩康(314)
- 032066 压气机叶片前缘分离流动.....刘火星 蒋浩康 陈懋章(321)
- 032067 尾迹对涡轮叶栅边界层分离影响的流动显示.....刘火星 邹正平 刘 强(329)
- 032080 催化器入口扩张管流场的 PIV 试验研究.....帅石金 王建昕(334)
- 032082 旋成体非对称多涡流动过程分析.....王 刚 梁新刚 邓学莹(339)
- 032090 等宽度离心叶轮内部流场 PDA 与 PIV 实验结果比较与可靠性准则.....
.....刘文华 谷传纲 王 彤 缪 骏(345)
- 032091 微尺度效应对螺旋槽干气密封性能的影响.....王 彤 徐 洁 谷传纲(351)

四. 非定常流动和气动声学及其它

- 032001 考虑旋流的非定常几何一维流动解析解.....蔡睿贤(358)

032010 总压进口畸变与失速裕度相互关联非定常特性的数值模拟·····	·····陈 涛 徐 纲 徐燕骥 聂超群(365)
032011 低速轴流压气机旋转失速的三维数值模拟·····	·····蒋康涛 徐 纲 黄伟光 陈静宜(372)
032012 非设计工况下叶栅分离流动的非定常特性·····	·····王嘉炜 王正明(381)
032013 非设计工况下动静叶相互干扰的非定常流动特性·····	·····王正明 王嘉炜(388)
032022 非定常 NS/Boussinesq 方程的高精度多重网格方法·····	·····葛永斌 吴文权 田振夫(395)
032027 火箭冲压组合发动机技术途径探讨·····	·····叶中元(403)
032037 变转速风力机的主动阻尼特性的研究·····	·····陈 严 欧阳高飞 叶枝全(408)
032049 胼电弧加热喷射推力器的性能计算·····	·····肖应超 张正科 杨海滨(415)
032052 街道峡谷内气流运动和污染物扩散的研究·····	·····王远成 吴文权 田瑞雪(423)
032063 三维 FW-H 方程与 CAA 数值模拟匹配技术研究·····	·····李晓东 段传波 于 潮(431)
032064 基于脉管制冷机的二维可压缩流动数值计算程序的开发与应用·····	·····丁文静 何雅玲 陶文铨(440)
032065 建筑物周围绕流流场的三维数值模拟研究·····	·····王远成 吴文权 黄远东(445)
032068 一维喷管中湿蒸汽非均质凝结流动研究·····	·····陈红梅 李 亮 丰镇平 李国君(451)
032077 高声强下微圆孔声学非线性效应 <i>vena</i> 收缩系数的研究·····	·····谭廉华 景晓东 孙晓峰(457)
032078 一台低速压气机的失速前扰动分析·····	·····李美林 聂超群 陈静宜(462)
032081 微/纳米粒子在缩放喷管中的加速运动·····	·····毕金成 李隆键 陈清华 崔文智(467)

间隙大小和壁面相对运动对低速 孤立转子压气机性能的影响

邓向阳 张宏武 陈乃兴 黄伟光

(中国科学院工程热物理研究所 北京 100080)

(Tel: 010-82672162 E-Mail: yang@etphwg.etp.ac.cn)

摘 要 本文利用数值方法分析了不同叶顶间隙大小、机匣和叶顶之间相对运动对低速轴流压气机孤立转子顶部二次流场、损失的影响。认为机匣的相对运动和大叶顶间隙能增强顶部泄漏涡, 而削弱顶部通道涡, 从而改变了顶部的损失分布。无论叶顶间隙大小, 机匣相对静止时的总压损失要大于机匣相对运动时的总压损失, 但机匣有无相对运动对顶部泄漏损失的影响并不大。

关键词 顶部间隙流, 通道涡, 总压损失

1. 引言

叶顶泄漏流和轴流压气机的性能、稳定性密切相关^[1], 因此针对叶顶间隙流的研究一直以来都是压气机气动研究中的热点。早期顶部泄漏流的研究主要集中在泄漏流简化模型上, 如 Rain 模型^[2]、Chen 模型^[3], Lakshminarayana 模型^[4]。随着实验和计算手段的提高, 许多学者针对泄漏流机理进行了研究。Storer 和 Cumpsty^[5]研究了压气机平面叶栅的泄漏流规律, 认为泄漏流和主流的掺混是叶顶损失的主要来源; Kang^[6]针对压气机平面叶栅的实验和计算结果显示了叶顶存在着三涡结构; Inoue^[7]、Stauter^[8]和 Foley^[9]等则针对单转子和多级环境下的轴流压气机进行了顶部泄漏流的机理研究。在泄漏流机理研究中, 精确知道顶部间隙大小和泄漏损失的定量联系对压气机的优化设计有着重要意义。但目前这方面的工作主要集中在压气机平面叶栅, 通常忽略了叶顶表面的粘性作用和壁面相对运动的影响, 如 Storer 泄漏损失预测模型^[10]。叶顶表面的损失通常和间隙大小与叶片厚度的比值有关, 而壁面的相对运动通常会改变叶顶区域的流场结构, Kang^[11]等的研究显示壁面相对运动改变了泄漏涡和通道涡的位置; Inoue 和 Furukawa^[12]则认为壁面相对运动增强了泄漏涡的流向分量, 但减小了泄漏损失。正因为平面叶栅和压气机的实际工作环境有很大不同, 因此没有考虑壁面相对运动所得的平面叶栅泄漏损失模型是否适合转子中泄漏损失的预测还有待深入研究。为了进一步认识壁面相对运动对转子顶部流动的影响, 寻求更为合理的间隙泄漏损失预测模型, 本文对一低速轴流孤立转子压气机的单通道流场进行了数值模拟, 重点在于比较壁面相对运动和间隙大小对转子顶部流场结构及转子性能的影响。

2. 数值方法

本文利用商用软件 Tascflow 进行计算。该软件采用 Simple 方法求解定常雷诺平均 N-S 方程, 使用当地时间步长和多重网格加速收敛。整个计算流场认为处于湍流状态,

湍流模型采用 RNG- $K-\varepsilon$ 模型。通过多块网格法生成带间隙的单通道流场网格，其中间隙采用嵌套 H 型网格，间隙以外区域也采用 H 型网格（图 1）。分别进行了 1%、2%、3.4%、4% 和 5% 顶部弦长间隙时的流场计算。计算进口边界给定总压 101325Pa，来流湍流度 10%，通过改变出口边界的背压获得特性线。壁面采用无滑移边界条件，使用壁面函数。其中动叶几何外径：500mm，轮毂比：0.75，动叶顶部弦长：33.3mm，设计顶部间隙为 3.4% 顶部弦长，安装角：44.2 度。

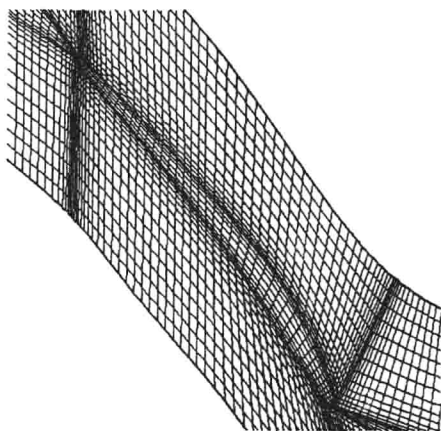


图 1 间隙网格拓扑结构

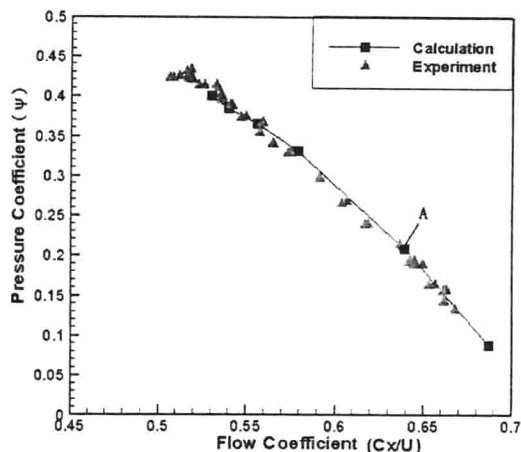


图 2 实验和计算特性图（3.4%弦长）

3. 结果分析

图 2 为设计间隙（3.4% 顶部弦长）时，实验和计算所得压升特性线。压力系数的定义采用： $\psi = (P_{S2} - P_{T1}) / (0.5 \cdot \rho \cdot U^2)$ ，其中 P_{S2} 为出口静压， P_{T1} 为进口总压， ρ 为气体密度， U 为叶展中部线速度。流量系数的定义为平均轴向速度 C_x 和的 U 比值。可以看出实验值和计算值除了在失速点差别较大外，其他大部分区域吻合很好，因此可以认为本文的计算基本可靠。为了比较的合理性，本文在同一压力系数（ $\psi=0.21$ ，图 2 中的 A 点），对不同间隙大小和壁面相对运动对叶顶区域流场的影响进行了比较。

3.1 间隙大小和壁面相对运动对顶部区域二次流的影响

通道涡、泄漏涡、马蹄涡和壁角涡是目前叶栅端壁区域比较明确的集中涡，这些集中涡的产生位置、尺度大小、强度以及它们之间的相互作用和顶部间隙的大小、壁面是否相对运动有着直接的联系，同时对损失的大小和分布也有着重要的影响。从图 3 和图 4 的 S2 流面流线分布可以看出在零顶部间隙下，当叶顶和机匣相对静止时，由于压力面和吸力面之间的横向压力梯度，端壁附面层产生了由压力面向吸力面的横向迁移，在距离叶片前缘后方 10% 轴向弦长的位置附近，靠近压力侧的端壁产生了通道涡。由于涡核处的截面流线由外向内转，因此通道涡是稳定的。同时可以看出沿着轴向，通道涡的径向和周向尺寸逐渐增大，但通道涡由稳定状态转变为不稳定状态。而当叶顶和机匣有相对运动时，叶片的压力侧端壁没有出现由压力侧向吸力侧的通道涡，相反却在 40% 轴向弦长处出现了端壁附面层由吸力侧移向压力侧时形成的二次涡。

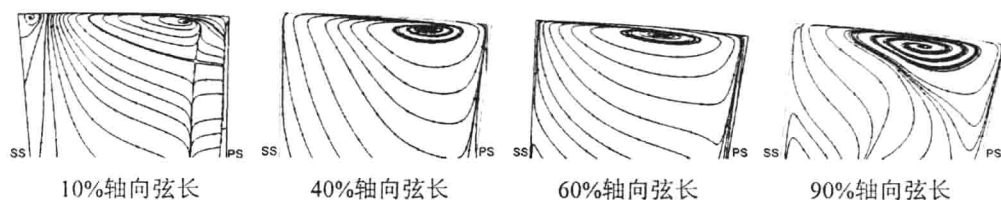


图 3 无间隙 S2 流面流线（叶顶和机匣相对静止）

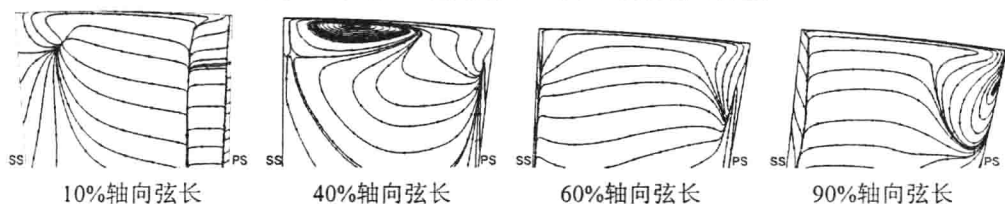


图 4 无间隙 S2 流面流线（叶顶和机匣相对运动）

图 5 显示在 1% 弦长顶部间隙下，当叶顶和机匣相对静止时，在 40% 轴向弦长附近开始形成通道涡，涡核为一稳定焦点；而泄漏涡在此位置之前已经形成，且表现为不稳定。沿着轴向泄漏涡和通道涡不断相互作用，结果通道涡变得更强大，而泄漏涡却逐渐耗散，在 90% 轴向弦长处，泄漏涡已经完全耗散。而图 6 显示当机匣和叶顶有相对运动时，顶部通道涡沿整个轴向位置都未出现，泄漏流卷形成的泄漏涡是顶部区域的主要流动特征。同时在相同轴向位置，可以看出有相对运动时的泄漏涡比相对静止时的泄漏涡在涡核尺寸、强度上要大很多。因此机匣的相对运动对泄漏涡有增强作用，对通道涡有削弱作用。通道涡的削弱必然会导致泄漏涡的增强。因此机匣是否相对运动对顶部区域二次流动的影响是很大的。

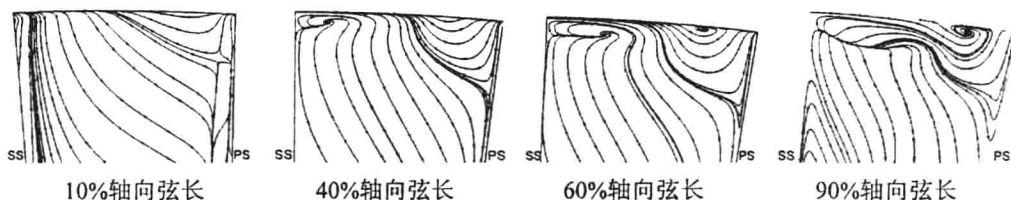


图 5 1% 弦长顶部间隙 S2 流面流线（叶顶和机匣相对静止）

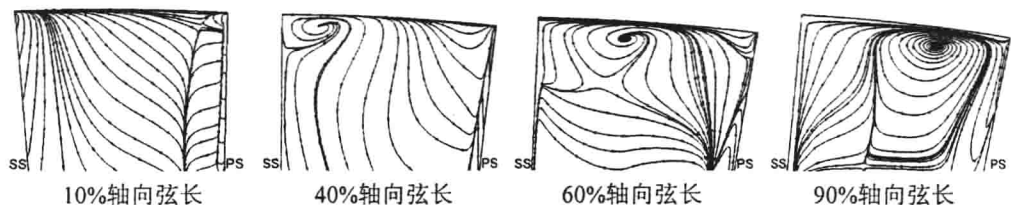


图 6 1% 弦长顶部间隙 S2 流面流线（叶顶和机匣相对运动）

图 7 和图 8 显示在 3% 弦长顶部间隙时，无论机匣和叶顶相对静止还是相对运动，泄漏涡沿着轴向的径向、周向尺寸都逐渐增大。但有相对运动时，同一轴向位置泄漏涡的尺寸和强度明显大于无相对运动时泄漏涡，这说明泄漏涡在壁面的牵引下会得到增强。同 1% 弦长间隙相比，可以发现在 3% 弦长间隙下，无论机匣有无相对运动，通道涡均没有出现，因此可以判定顶部通道涡的出现和顶部间隙大小有关。实际上当顶部间隙增大一定程度时，泄漏流动在整个端壁区域占主导地位，此时通道端壁的横向压力梯度已经不足以推动端壁附面层发生横向迁移，或者说泄漏流动强度要大于通道涡的形成

条件,在通道涡还没有出现时,泄漏流动已经迫使端壁附面层发生了从吸力侧向压力侧的运动。因此存在一个临界间隙,当间隙大于该临界间隙时,通道涡不出现,而小于时则出现。同时本文计算结果还显示 0%、1%、3%弦长的顶部间隙在机匣和叶顶相对运动时,均不出现顶部通道涡,这和 Kang 等^[11]的结果存在一定差别,kang 认为壁面的相对运动只是改变了泄漏涡和通道涡的位置,但并不影响通道涡的出现。

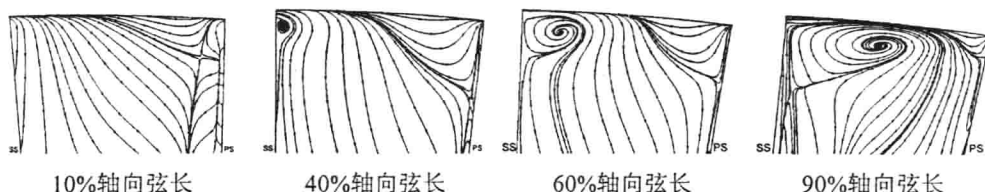


图 7 3%弦长顶部间隙 S2 流面流线 (叶顶和机匣相对静止)

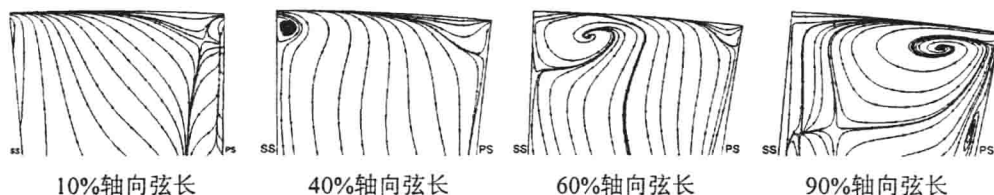


图 8 3%弦长顶部间隙 S2 流面流线 (叶顶和机匣相对运动)

从无间隙、1%弦长间隙和 3%弦长间隙时的顶部二次流场比较可以看出,在轴流压气机中机匣的相对运动会增强泄漏涡,削弱通道涡,因此机匣的相对运动对叶顶区域的流动是有很大影响。大顶部间隙和壁面相对运动都不利于顶部通道涡的产生,实际上两者都是因为增强了端壁的泄漏流动而导致通道涡的不出现。

3.2 间隙大小和壁面相对运动对损失分布的影响

因为顶部二次流受叶顶间隙大小和机匣相对运动的影响,叶顶区域的损失分布也会发生变化。本文采用总压损失系数来表示损失大小,其定义为: $\omega = (P_{T1} - P_{T2}) / (P_{T1} - P_{S1})$, 其中 P_{T1} 为进口总压, P_{T2} 为出口总压, P_{S1} 为进口静压。图 9 表示转子出口周向平均的总压损失系数随顶部间隙改变的变化规律,同时也表示了机匣和叶顶相对运动、相对静止对损失分布的影响。其中 1%—5%代表顶部间隙和顶部弦长的比例,以表示顶部间隙的大小。可以看出当机匣和叶顶相对运动时,1%弦长顶部间隙时的损失最大值约为 0.52,高损失区分布在 92.5%叶展和机匣之间;而 5%弦长顶部间隙时损失最大值约为 1.2,高损失区的分布在 85%叶展和机匣之间。当机匣和叶顶相对静止时,1%弦长顶部间隙时的损失最大值集中在机匣壁面约为 1.7,高损失区集中在 90%和机匣之间;而 5%弦长顶部间隙时的损失最大值约为 2.3,高损失区集中在 84%叶展和机匣之间。因此无论机匣和叶顶相对静止还是相对运动,顶部总压损失都是随着间隙的增大而增大的,同时高损失区域沿径向的范围也越来越大。而在同一展向位置(84%-机匣之间)和相同间隙下,机匣和叶顶相对静止时的损失要大于相对运动时的损失。需要指出的是机匣和叶顶之间的相对运动使得机匣处的损失并非最大,这是因为机匣的相对运动使得靠近壁面流体获得了一定能量,减小了该处的总压损失。图 10 表示了 80%叶展和机匣之间,机匣和叶顶之间相对静止和相对运动时的总压损失之差。可以看出差值近似为 S 分布,在 82.5%叶展和 92.5%叶展之间,损失之差随着间隙增大而增大;而在 92%叶

展和机匣之间，损失之差随着间隙增大而减小。这说明小间隙时，机匣壁面附近的损失对机匣是否相对运动更为敏感。

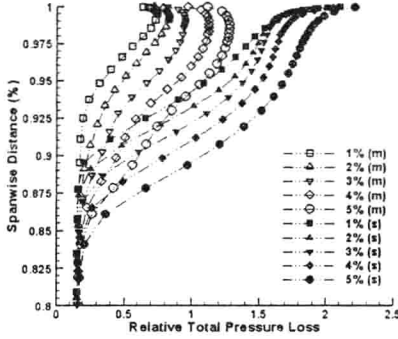


图9 出口周向平均相对总压损失沿叶展分布
(m 代表机匣和叶顶相对运动，s 代表相对静止)

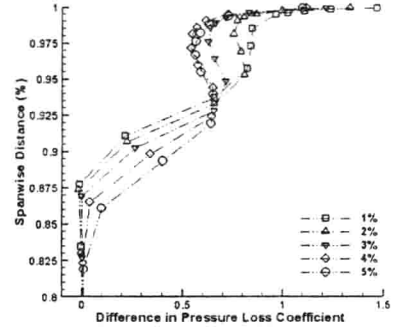


图10 出口周向平均总压损失之差沿展向分布
(机匣和叶顶相对静止时的总压损失与相对运动时的总压损失之差)

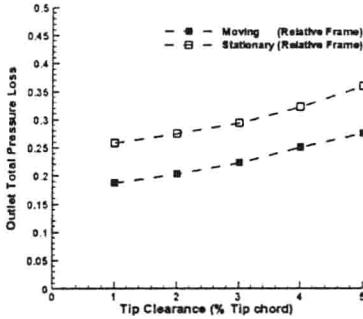


图11 出口总压损失和叶顶间隙变化的关系

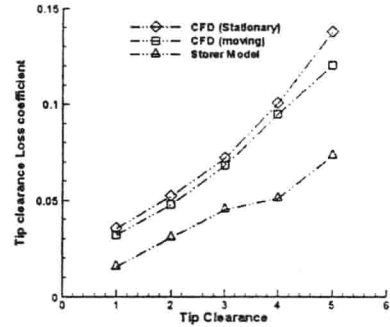


图12 计算泄漏损失和 Storer 模型结果比较

从图 11 可以看出动叶出口的总损失和间隙大小近似成正比，但机匣和叶顶相对静止时的总损失要大于相对运动时的总损失。因此对轴流压气机转子，机匣是否相对运动对损失的分布影响很大，而机匣的相对运动有利于损失的减小。从设计的角度出发，往往需要预先估计间隙损失和间隙大小以及其他几何条件，气动条件的关系。为了方便，许多科研工作者根据实验数据和简化理论分析提出一些间隙损失模型，例如 Storer 模型^[10]。本文利用 Storer 模型和 CFD 计算的损失进行了比较，如图 12。可以看出无论机匣有无相对运动 CFD 计算的顶部间隙损失要大于 Storer 模型的预测值。但规律上基本吻合。造成差别的原因可能是由于 Storer 模型没有考虑叶片顶部产生的损失，因为 Storer 模型建立的基础是叶顶表面没有发生分离，认为间隙内不会产生损失，泄漏损失是主流和泄漏的掺混所造成。因此要更为准确的预测顶部间隙损失和间隙大小的关系，考虑叶顶表面的流动结构和损失分布是必要的。从图 12 还可以看出机匣相对运动和相对静止时的顶部泄漏损失在 1%—4% 弦长范围内差异不大，只是在大间隙（5% 弦长）时差值较大，这说明机匣有无相对运动对顶部泄漏涡损失的影响并不大，但对顶部其他二次流动所产生的损失，尤其是端壁处的损失影响很大。

4. 结论

本文利用数值方法分析了不同叶顶间隙大小、机匣和叶顶之间相对运动对低速轴流

压气机孤立转子顶部二次流场、损失的影响。当机匣相对静止、叶顶间隙小于或等于 1 %弦长时,可以同时看到泄漏涡和通道涡的存在和相互作用;而大于该间隙的 3 %弦长间隙时,只出现泄漏涡。当机匣相对运动时,无论叶顶间隙大小,顶部通道涡均不出现。因此壁面的相对运动和大叶顶间隙有着增强顶部泄漏涡,而削弱顶部通道涡的作用,壁面的相对运动对顶部二次流场有着重要影响。从出口总损失可以看出机匣相对运动时的损失要小于机匣相对静止时的损失。但无论机匣有无相对运动,总损失都随着间隙的增大而增大,近似线性关系。在仅考虑泄漏损失时,顶部泄漏损失和机匣有无相对运动的关系不大,只在大间隙时,相对静止时的顶部泄漏损失要大于相对运动时的泄漏损失。同时本文计算的顶部泄漏损失和 Storer 损失预测模型有一定误差,这可能和 Storer 模型没有考虑间隙内的损失有关。

参考文献

1. Wisler, D.C., 1985, Aerodynamic Effects of Tip Clearance, Shrouds, Leakage Flow, Casing Treatment and Trenching in Compressor Design, Von Karman Institute Lecture Series 1985-05 on Tip Clearance Effects in Axial Turbomachinery.
2. Rain, D. A., Tip Clearance Flow in Axial Flow Compressor and Pumps, 1954, California Institute of Technology, Hydrodynamics and Mechanical Engineering Laboratories Report No.5
3. Chen, G. T., Greitzer, E. M., Tan, C. S., Marble, F. E., Similarity Analysis of Compressor Tip Clearance Flow Structure. ASME Journal of Turbomachinery, 1991, 113(2):260-271
4. Lakshminarayana, B., and Horlock, J., Tip-Clearance Flow and Losses for an Isolated Compressor Blade, 1962, ARC R&M 3316
5. Storer, J. A., Cumpsty, N. A., "Tip Leakage Flow in Axial Compressors," ASME Journal of Turbomachinery, 1991, 113(2), pp.252-259.
6. Kang, S., Hirsch, C., Tip Leakage Flow in Linear Compressor Cascade, ASME Journal of Turbomachinery, 1994, 116:657-664.
7. Inoue M, Kuroumaru M, Structure of Tip Clearance Flow in an Isolated Axial Compressor Rotor, Journal of Turbomachinery, 1989, 111:250-256
8. Stauter, R. C., Measurement of the Three-Dimensional Tip Region Flow Field in an Axial Compressor, ASME Journal of Turbomachinery, 1993, Vol. 115, pp. 468-476
9. Foley, A. C., Ivey, P. C., Measurement of Tip-Clearance Flow in a Multistage, Axial Flow Compressor, ASME Journal of Turbomachinery, 1996, Vol. 118, pp. 211-21
10. Storer, J. A., Cumpsty, N. A., An Approximate Analysis and Prediction Method for Tip Clearance Loss in Axial Compressors, ASME 93-GT-140
11. Kang, S., and Hirsch, C., Numerical Simulation of Three-Dimensional Viscous Flow in a Linear Compressor Cascade With Tip Clearance, ASME Journal of Turbomachinery, 1996, Vol. 118, pp.492-505
12. Inoue, M., Furukawa, M., Saiki, K., and Yamada, K., Physical Explanations of Tip Leakage Flow Field in an Axial Compressor Rotor, 1998, ASME 98-GT-91.

涡轮叶栅双排孔薄膜冷却数值模拟

颜培刚 王松涛 韩万金

(哈尔滨工业大学 241 教研室, 黑龙江 哈尔滨 150001)

电话: 0451-6412478 Email: peigang_y@sina.com.cn

摘要: 采用具有三阶精度 TVD 性质的有限差分格式、自由型曲面技术以及分区网格技术, 对某型具有真实冷气孔形状的涡轮叶栅进行了全三维 N-S 方程数值求解, 描述了相邻两排冷气射流在叶栅吸力面形成的冷却薄膜以及壁面附近冷却射流运动的特点, 分析了不同吹风比和喷射角度情况下冷却绝热效率的分布规律。结果表明, 在较大的吹风比和喷射角下, 交错排列的两排冷却射流运动规律非常复杂, 在两排孔之间的区域与冷气孔下游区域冷却薄膜的形成规律具有明显的区别。

关键词 涡轮 薄膜冷却 分区网格 冷气射流 绝热效率

1. 引言

随着高性能涡轮发动机技术的发展, 高压涡轮进口温度不断升高以获得更高的热效率, 这使得涡轮叶栅薄膜冷却问题摆在了一个相当重要的地位。在过去的三十年当中, 国内外学者已经对此进行了大量的数值研究, 许多研究都是基于平板和曲率不大的曲面来模拟涡轮叶栅压力面和吸力面薄膜冷却流场的, 对于叶片表面热传导和绝热效率的分布以及影响因素, 包括冷却孔的几何形状、排列方式、喷射角、吹风比、密度温度比、主流湍流度以及可压缩性等[1]的理论研究取得了大量的成果。近来, 对冷气掺混薄膜冷却的大量研究也已经开始了对叶栅复杂的前缘和尾缘薄膜冷却问题[2、3、4、5]。但是, 当前对于涡轮冷气掺混的设计体系, 无论在实验上, 还是在数值上, 其本质大多数依赖于经验模型[1、2、6], 尤其在国, 很少针对具有真实冷气孔形状的涡轮叶栅流场对冷气掺混进行精确模拟。本文针对完整的涡轮叶栅模型, 采用自由型曲面网格技术在涡轮叶栅表面开设冷气孔, 采用总数约 70 万的结构化网格点数, 对主流和冷气射流相互影响的流场细节, 包括冷气射流运动特点、壁面绝热效率分布以及两排孔的相互干扰进行了较为细致的研究, 详细分析了在不同吹风比和喷射角下, 两排交错排列的冷气射流流场冷却薄膜形成的特点及原因, 从而为工程设计提供可行性方案。

2. 数值结果分析

2.1 计算方法

时间平均的无量纲化任意曲线坐标系下的 N-S 方程为

$$\frac{\partial \tilde{U}}{\partial t} + \frac{\partial \tilde{E}}{\partial \xi} + \frac{\partial \tilde{F}}{\partial \eta} + \frac{\partial \tilde{G}}{\partial \zeta} = \frac{1}{r}(\tilde{f}_1 + \tilde{f}_2) + \frac{\partial \tilde{Q}}{\partial \xi} + \frac{\partial \tilde{R}}{\partial \eta} + \frac{\partial \tilde{S}}{\partial \zeta} \quad (1)$$

$\tilde{E}, \tilde{F}, \tilde{G}$ 为无粘通量, $\tilde{Q}, \tilde{R}, \tilde{S}$ 为粘性通量, $\tilde{f}_1, \tilde{f}_2$ 为源项, 具体表达式见文献[7]。

计算区域数值网格采用主流区粗网格与叶片周围冷气喷射区细网格相结合的结构化网格结构。粗网格点数为 $101 \times 41 \times 41$, 细网格冷气孔区为 $91 \times 11 \times 881$, 单个孔区内

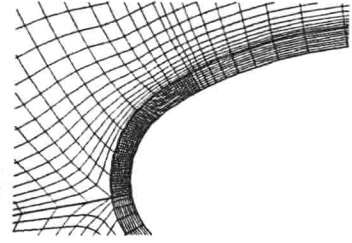
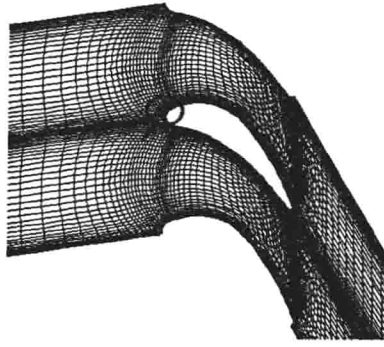
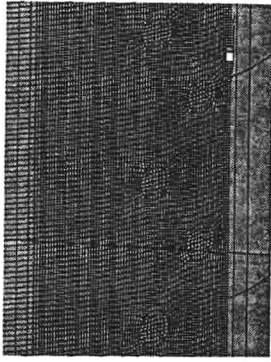


图1 叶栅吸力面壁面三维网格

图2 S1 流面网格

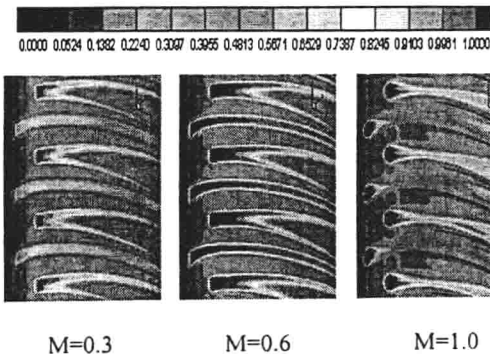
局部放大图

的网格点数为 9×9 ，两排孔交错排列，开设的位置位于叶栅吸力面距离前缘约 10% 弦长处。数目为 $24+25$ ，孔径 $D_h = 1.4\text{mm}$ 。给定叶栅进口总温 288K ，总压 $1.07 \times 10^5\text{Pa}$ ，出口背压 $0.97 \times 10^5\text{Pa}$ ，进口为轴向进气。由于本文没有考虑冷气腔的计算，因此需要在冷气孔出口给定边界条件，关于边界条件的具体给法，文献[4，7，8]已有不同的论述，本文给定冷气进口总温，流量和喷射角，出口给定背压，由流场内点迭代求解。

定义 M 为吹风比， $M = \rho_c U_c / \rho_\infty U_\infty$ ， ρ_c 、 ρ_∞ 分别为冷气出口和主流进口的密度， U_c 、 U_∞ 分别为冷气出口和主流进口的全速度。 α 、 γ 分别为叶片壁面处冷气射流与流向和展向的夹角。这里 $\gamma = 90$ 。定义绝热效率 $\eta = (T_{aw} - T_\infty) / (T_c - T_\infty)$ ，其中，aw 代表壁面，c 代表冷气， ∞ 代表主流，则 η 可以表征冷气射流的冷却效率。

2.2 吹风比对冷却效率的影响

(1)、选取第一、二排孔 $\alpha = 30$ 度



$M=0.3$

$M=0.6$

$M=1.0$

图3 壁面绝热效率分布(50%叶高附近)

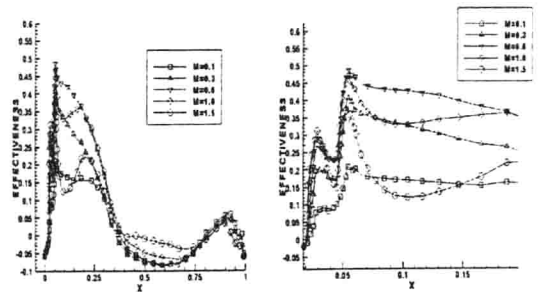


图4 沿流向绝热效率分布曲线 局部放大

分析图 3、4 喷射角度 $\alpha = 30$ 度的情况：

对于第一排孔而言，薄膜冷却效率 η 和冷气吹风 M 比成正比关系，即随着吹风比

的增加, 冷却效率也随之增加。但是发展到第二排孔, 上述规律出现了变化, 在 $M < 0.6$ 以前, 冷却效率 η 随着吹风比 M 的增加而增加, 在 $M > 0.6$ 以后, 随着冷气吹风比的增加, 冷却效率却开始下降。随着冷气流向下发展, $M < 0.6$ 的情况下, η 始终是下降的, 只是当 $M > 0.6$ 时, 冷气射流在向下游发展的过程中在压力面大约 0.25 弧长处冷却效率又会出现一局部最大值。在叶片尾缘附近, 基本上可以不考虑冷气的影响, 在所有吹风比情况下冷却效率相差不大。

(2)、选取第一、二排孔 $\alpha = 60$ 度:

分析图 5、6 喷射角 $\alpha = 60$ 度的情况: 对于第一排孔而言, 在孔前方区域薄膜冷却效率 η

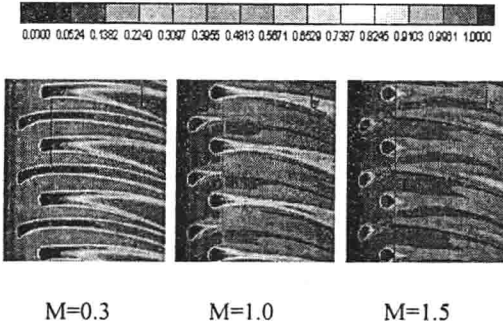


图 5 壁面绝热效率分布(50%叶高附近)

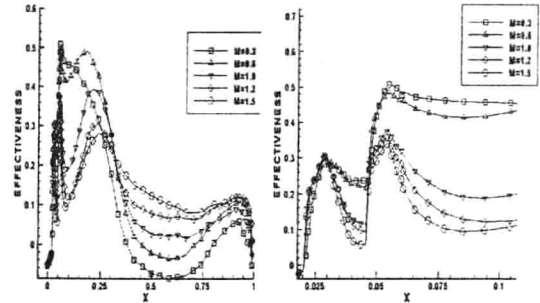


图 6 沿流向绝热效率分布曲线 局部放大

几乎不随吹风比 M 变化, 在两排孔之间, η 和 M 的规律与 $\alpha = 30$ 度时相同, 成正比关系, 但在 $M < 0.6$ 时差别不大。在第二排孔出口处, 吹风比最小时, 即当 $M = 0.3$, η 达到最大, 随着吹风比 M 的增加, 冷却效率一致下降, 当 $M = 1.5$ 吹风比达到最大时, η 反而最小。从第二排孔出口向下游发展的过程中, 除 $M = 0.3$ 的冷却效率始终下降外, 其余所有吹风比情况下的冷却效率在下降的过程中都会出现一个反弹现象, 即在大约 0.25 弧长附近 η 出现局部最大值。由于这一现象, 在大约 0.1 弧长处, $M = 0.6$ 的冷却效率开始超过 $M = 0.3$ 的效率, 在大约 0.30 弧长处 $M = 0.3$ 的冷却效率低于其它所有情况, 在大约 0.35 弧长处, 由于此时离冷气喷射孔较远, 冷气效率与吹风比完全成反比关系。在尾缘附近, 所有吹风比情况下的冷气影响可以忽略, 故所有曲线基本重合在一起。

因此, 对于双排孔冷气喷射, 不论大喷射角 ($\alpha = 60$ 度) 还是小喷射角 ($\alpha = 30$ 度), 吹风比 M 对冷却效率 η 的影响并不总是呈现简单的线性规律。在第一排孔出口处, 薄膜冷却绝热效率基本上随吹风比的增加而增加, 但是其增加的幅度逐渐渐小, 也就是说在吹风比达到某一较大的值后 (例如本例 $M > 1.5$), 冷却效率不再增加。但是在第二排孔以后, 情况就比较复杂, 对于 30 度喷射角来说, 由于喷射角度较小, 冷气在小吹风比情况下在冷气孔出口下游一定的范围内 (即冷气所能影响到的有效范围) 基本上能够贴附于叶片壁面, 而在大吹风比情况下, 冷气射流表现出了较强的穿越附面层的趋势, 因此小吹风比的冷却效率高与大吹风比的冷却效率。本算例 $M = 0.6$ 的冷却效果最好, 因此对于 $\alpha = 30$ 度, 可以确定一个最佳的冷气吹风比, 从而获得理想的冷却效果。对于 $\alpha = 60$ 度, 由于喷射角度比较大, 因此冷气流从冷气孔喷出后明显有一被主流压弯的过程 (本文后面具体解释), 高吹风比情况下对下游较远区域的冷却效率较高, 但是在冷气孔附近区域, 尤其在两排孔之间的冷却效果非常差, 而小吹风比情况下的整体冷却效率明显

不如 $\alpha=30$ 度时的冷却效率。

2.3 喷射角对冷却效率的影响

(1) $M=0.3$

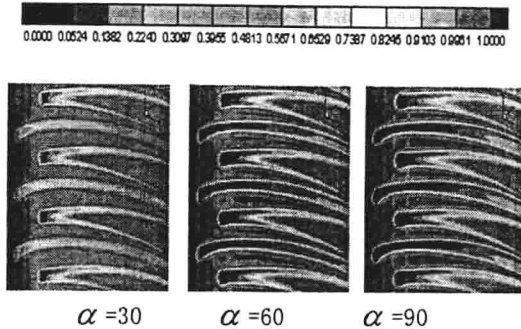


图 7 壁面绝热效率分布(50%叶高附近)

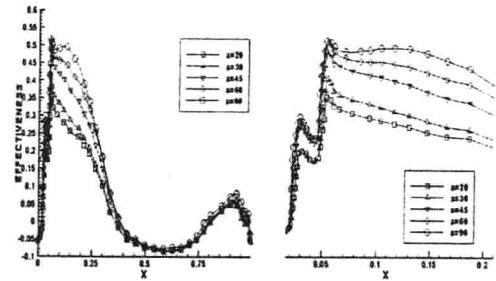


图 8 绝热效率分布曲线 局部放大

图 7、8 分别显示了在 $M=0.3$ 时, 不同喷射角条件下距壁面处 0.0008 节距处 S2 截面冷却气流薄膜冷却效率云图及其分布曲线。可以很清楚地看到, 在喷射角度从 20 度依次变化到 90 度的过程中, 从第一排孔处开始直到 0.3 弧长处, 冷气薄膜冷却效率依次升高。但是在 α 达到 60 度以后, 冷却效率不再显著增加。在 0.3 弧长直至叶片尾缘, 各喷射角曲线开始逐渐重合在一起。

(2) $M=1.0$

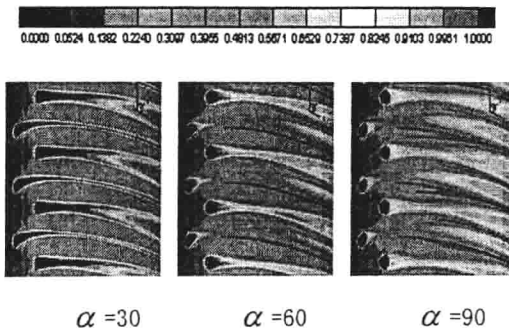


图 9 壁面绝热效率分布(50%叶高附近)

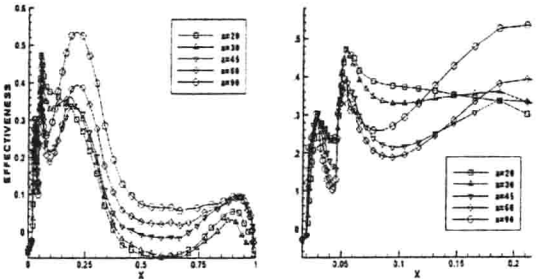


图 10 绝热效率分布曲线 局部放大

图 9、10 分别显示了在 $M=1.0$ 时不同喷射角条件下距壁面处 0.0008TT 处冷却气流薄膜冷却效率云图 (S2 流面) 及其分布曲线。可以看到薄膜绝热效率 η 随喷射角 α 的变化规律与 $M=0.3$ 时几乎完全不同。在第一排孔出口处, 各喷射角的绝热效率相差不大。在两排孔之间, 由于小喷射角的薄膜覆盖效果比较好, 因此随喷射角的增加, 绝热效率依次下降, 但在 $\alpha > 60$ 度时效率不再有明显的下降。然而冷气射流从第二排孔出口向下游发展的过程中情况比较复杂, 除 $\alpha=20$ 度时绝热效率曲线始终下降以外, 在 $\alpha > 20$ 度时, 绝热效率曲线在下降的过程中都开始反弹, 并且在大约 0.25 弧长附近达到新的局部极大值。在 $\alpha > 60$ 度时效率升高的幅度非常大, 并且喷射角越大, 绝热效率越高, 在 $\alpha=90$ 度时效率达到 0.55。而 $\alpha < 60$ 度时, 随喷射角 α 增大, 绝热效率 η 也升高, 但相差不大。从 0.25 弧长的地方开始沿下游在相当大的区域内上述规律基本上不再发生变

化，即一致下降。在叶片尾缘附近可以忽略冷气射流的影响。

但是在第二排孔出口下游，当 $\alpha > 60$ 度时为什么绝热效率会出现与上游相反的变化规律呢？作者认为可以结合图 11 空间流线图等温度图（无量纲）以及图 12 冷气流沿流

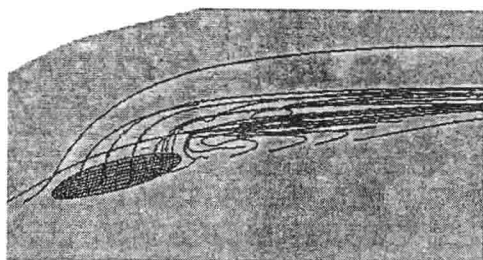


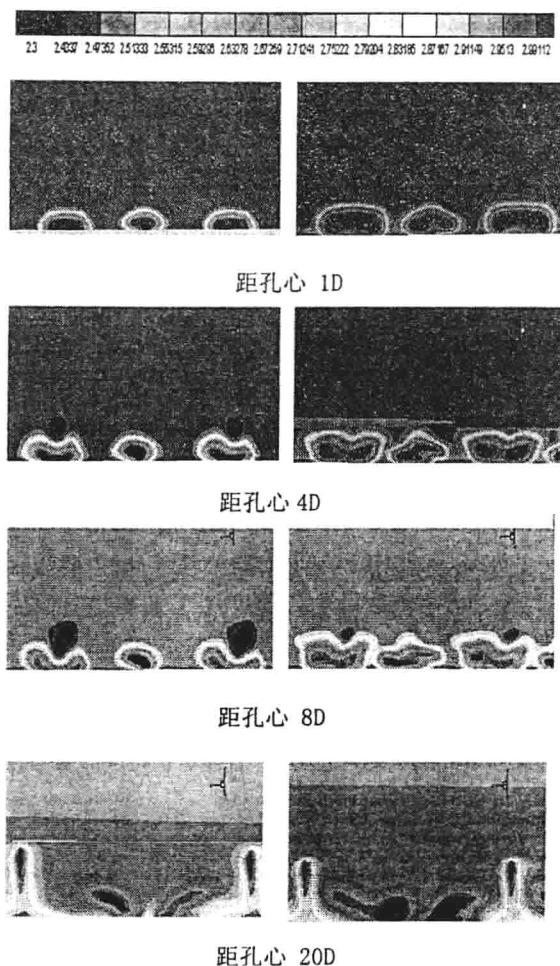
图 11 射流空间流线

向不同 S3 流面来分析。

作者认为，不考虑吹风比的影响，在 $\alpha < 60$ 度时，冷气射流对主流的阻碍作用比较小，在主流的作用下，冷气流比较迅速地贴附于壁面，起到使叶片免于暴露在高温气体下的作用。当 $\alpha > 60$ 度时，由于冷气流对主流的阻碍作用迅速增强，在冷气柱后部两侧要有生成一对卵形涡的趋势，且其强度和尺度随 α 的增加而增大，在 α 达到 90 度左右时卵形涡强度和尺度都达到最大。这一对卵形涡要将冷气流卷吸成两股冷气流，使冷气射流在向下游发展的开始阶段逐渐抬离壁面，卵形涡的强度和尺度越大，其卷吸冷气流并使其向四周掺混的程度也就越大。当卵形涡很快地耗散掉以后，在外界主流的作用下，被卷吸起来的冷气流重新进入附面层内叶片表面附近区域，因而此时叶片表面的冷气绝热效率大幅度提高，图 12 给出了冷气射流在叶片壁面附近空间流线轨迹。而对于小喷射角而言，由于大部分冷气量贴附于冷气孔出口附近，同时由于冷气流与主流没有明显的掺混，因此在距离冷气孔较远的区域，冷气流的影响非常小，甚至消失，因此绝热效率比大喷射角情况要小。关于卵形涡的运动规律作者已有文献发表[8]，在此不再详细论述。

三、结论

(1) 考虑吹风比对绝热效率的影响：对于 $\alpha = 30$ 度的喷射角，在 $M < 0.6$ 时，吹风比 M 与绝热效率 η 呈正比关系，在 $M > 0.6$ 时， M 与 η 呈反比关系；对于 $\alpha = 60$ 度的喷射角，在两排孔之间及下游 3-5 个孔距的区域， M 和 η 呈反比关系，在 $M < 0.6$ 时 η 不再明显变化，在之后的下游区域，由于冷气射流与主流掺混的复杂性， M 和 η 先是呈反比



$M=1.0 \quad \alpha=30$ 度 $M=1.0 \quad \alpha=90$ 度

图 12 s3 流面冷气流发展等温图（无量纲）

关系,然后又呈正比关系。

(2) 考虑喷射角对绝热效率的影响: 对于吹风比 $M=0.3$, 喷射角 α 与绝热效率 η 基本上成正比关系, 但是在两排孔之间的区域例外, 即当 $\alpha > 60$ 度时, 再增加 M , η 几乎不再增加。对于吹风比 $M=1.0$, 在两排孔之间的区域, α 和 η 基本上成反比例变化, 即 α 越小, η 越高。但是在第二排孔的下游区域, 由于流动的复杂性, 在 10 个孔距以内的范围, 基本上是 $\alpha = 20$ 度的绝热效率 η 最高, 在之后的区域, α 与 η 成正比关系。

(3) 对于双排孔交错排列的冷气喷射方案, 在所有的吹风比 M 和喷射角 α 下, 绝热效率 η 沿流向的分布都是非线性的, η 的最大值一般出现在后排孔出口附近。较大的 M 和较大的 α 都将导致冷气射流运动非常复杂。对于 M 和 α 同时较大的情况, 由于冷气孔附近卵形涡非常强, 冷气射流对下游较远区域的叶片表面的冷却效果非常明显, 甚至将对下一级叶栅产生显著影响。

参考文献

- [1] D. Lakehal., G.S.Theodiridis., and W.Rodi, "Three-dimensional Flow and Heat Transfer Calculations Film Cooling at the Leading Edge of a Symmetrical Turbine Blade Model" International Journal of Heat and Fluid Flow 22(2001) 113-122
- [2] James E. Mayhew, James W. Baughn and Aaron R. Byerley. "The Effect of Freestream Turbulence on Film Cooling Heat Transfer Coefficient" ASME GT-2002-30173
- [3] James D. Heidmann, David L. Rigby and Ali A. Ameri "A Three-dimensional Coupled Internal/External Simulation of a Film-cooled Turbine Vane" ASME 99 GT-186
- [4] Bohn, D., and etc, "3D Numerical Simulation of the Flow Through a Turbine Blade Cascade with Cooling Injection at the Leading Edge," ASME Paper 97-GT-247, 1997.
- [5] Haselhouse, A., and Vigel, D. T., "Numerical Simulation of Turbine Blade Cooling with Respect to Blade Heat Conduction and Inlet Temperature Profiles," AIAA Paper 95-3041, 1995.
- [6] 赵晓路等 "冷气掺混对高压涡轮导叶、转子流场结构影响的数值分析, 中国工程热物理学会第十届年会论文集, 2002。
- [7] 王松涛, "叶轮机三维粘性流场数值方法与弯叶片涡系结构分析", 哈尔滨工业大学博士学位论文, 1999
- [8] 王松涛, "叶栅内冷气射流场结构的数值模拟", 航空动力学报, vol. 15 No. 3 July 2000