大小叶片直叶栅泄漏流动数值模拟分析

李海鹏 刘火星

(北京航空航天大学 能源与动力工程学院，北京 100083)

摘 要：基于 S-A 湍流模型的全三维数值模拟方法，对带间隙的大小叶片和常规直叶栅亚音泄漏流动进行了计算与分析. 结果表明：短弦长小叶片对大叶片吸力面负荷分布、泄漏量以及泄漏涡的产生位置的控制作用较弱；攻角增大后，大叶片泄漏发展到小叶片尖隙导致二次泄漏，恶化叶栅性能；当小叶片靠近吸力面时表现的更为强烈；存在壁面移动时，二次泄漏更容易发生，但间隙流动得到改善；由于攻角变化导致了大叶片泄漏与小叶片尖隙干扰位置变化，表现出不同的叶尖流动模式.

关 键 词：大小叶片；叶栅；泄漏；数值模拟

中图分类号：V 211.3

文献标识码：A **文 章 编 号**：1001-5965(2007)01-0022-05

Numerical simulation analysis of leakage flow in compressor cascade with splitter

Li Haipeng Liu Huoxing

(School of Jet Propulsion, Beijing University of Aeronautics and Astronautics, Beijing 100083, China)

Abstract: 3D numerical simulation with S-A turbulence model was applied to the low subsonic leakage flow analysis of traditional compressor cascade and splitter compressor cascade with clearance. The result shows: short splitter has weak influence on the suction pressure distribution, leakage flux and the position leakage vortex rotated on the tip of principle blade. When the attack angle increased, the principle blade leakage flow would develop to the splitter clearance and result in second leakage, this would worsen the flow and performance on the cascade tip. When splitter is moved to principle blade suction, the second leakage becomes more intense. When the case is moving, the second leakage on the tip of splitter happens more easier, but the flow on the cascade tip is improved. With the change of attack angle, the position where principle blade leakage flow interacted with the splitter clearance is changed , this change results in various flow models on the tip of principle blade.

Key words: splitter; cascade; leakage; numerical simulation

尖区泄漏是轴流压气机损失的主要来源，并对压气机稳定性存在强烈影响[1]. 大小叶片技术是提高负荷、改善压气机性能的一种有效方法，但小叶片的存在强烈改变了叶片的负荷和流场分布，也必然会对尖隙泄漏流动的产生、发展产生不可忽视的影响. 对其进行分析是进行工程设计的前提. 大量研究表明叶尖泄漏流动与发展受尖部负荷分布的驱动，并主要表现为无粘流动[2-3]. 但粘性对泄漏涡以及尖区附近的复杂涡系和流动的产生、发展的影响是非常强烈的[4-5]. 应用数值模拟技术可以在泄漏涡的总体发展趋势上有效的进行预测[3,6]，因此本文通过数值模拟，对亚音大小叶片叶栅和常规叶栅泄漏流动进行分析对比.

1 计算模型与设置

本文计算的压气机叶栅叶型中弧线为圆弧，厚度分布采用 NACA65-010，最大厚度为弦长的

收稿日期：2006-02-28

作者简介：李海鹏(1979－)，男，河北固安人，博士生，lihaiepng hb@163.com.

6%,前、尾缘半径为 0.5%弦长,几何入口角 60°,出口角 20°(均为与 x 轴夹角).叶尖间隙为大叶片弦长的 1%,叶栅入口 Ma 约为 0.3.叶栅大叶片弦长 200 mm.计算中攻角定义为来流方向与基于二维叶栅计算的最低损失攻角(与 x 轴夹角 55°)的夹角(亦称为有效攻角).

本文重点对比增大稠度对叶栅泄漏的影响和增加小叶片对叶栅泄漏的影响之间的区别.计算的常规叶栅稠度分别取为 1.3,2.145,2.6,分别对应无小叶片的低稠度常规叶栅 LSC(Low Solidity Cascade)、和大小叶片当量稠度相同常规叶栅 ESC(Equivalent Solidity Cascade)以及变小叶片为大叶片的高稠度常规叶栅 HSC(High Solidity Cascade).大小叶片叶栅 SPC(Splitter Cascade)中小叶片弦长为大叶片的 65%,小叶片叶型经过基于二维分析的修正.同时为讨论存在壁面相对运动对泄漏的影响,对间隙上方壁面切线速度为115.65 m/s的情况也进行了计算.计算网格采用带环壁附面层网格的混合非结构网格[7],见图 1.图 2 进一步给出了应用该网格与文献[2]提供的

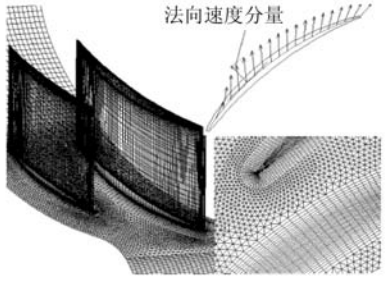
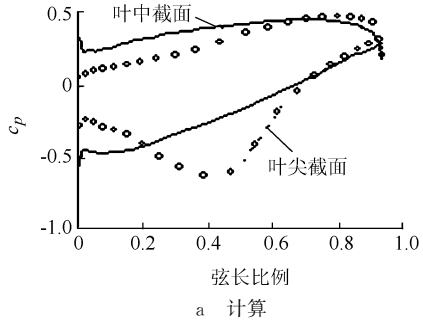
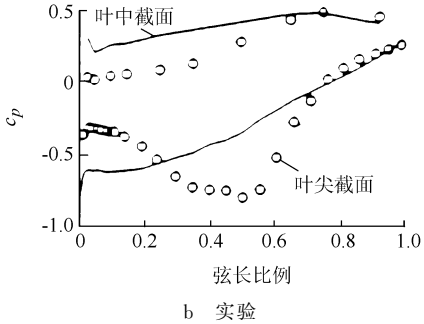


图 1　计算网络示意图



a　计算



b　实验

图 2　间隙负荷 c_p 分布的计算与实验结果对比

实验结果对比,可以看出数值模拟计算与实验结果大体上非常接近,可以在一定程度上刻画间隙泄漏的变化趋势.计算网格壁面 $y^+ \sim 1$,间隙网格数量为 16.分析中尖隙泄漏量定义为从叶尖中弧线上某点垂直到机匣的连线上取得的中弧线法线方向速度分量的面积加权平均(如图 1 所示).

2　计算结果与分析

2.1　尖部负荷和泄漏量分布

图 3 给出的为 HSC 和 LSC 间隙泄漏量弦向分布,随着攻角的降低,叶片前部的泄漏量降低,泄漏峰值位置后移.相同攻角下,HSC 的泄漏峰值位置较之 LSC 靠后.叶片后部泄漏量主要受后部负荷的影响,对攻角的变化不敏感.图 4 所示的为 0°攻角情况下的不同叶栅泄漏与 c_p 分布(图中的压力系数为叶片上具间隙 1%弦长截面上的无量纲压力系数):随着稠度增大,叶片有效攻角降低,叶片尖部吸力面最低压力点位置和间隙泄漏量峰值位置都向后部移动,但在相同来流攻角条件下,SPC 泄漏峰值位置较之无小叶片时(LSC)没有显著改变.由于受到小叶片吸力面影响,SPC 中大叶片压力面压力系数下降,大叶片前部泄漏量有所降低,但高于 ESC 叶栅;大叶片后部泄漏量与 HSC 近似.

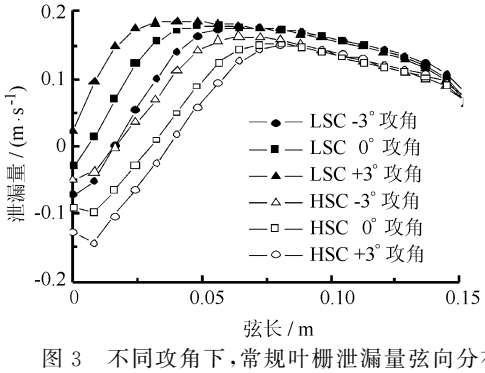


图 3　不同攻角下,常规叶栅泄漏量弦向分布

Cumpsty 和 Bonhommet-Chanbanel 的实验结果[2,6]表明泄漏量分布主要受到尖部负荷,特别是吸力面压力分布的影响,在吸力面附近卷起的泄漏涡形成了吸力面压力的最低值.即大叶片泄漏峰值与叶片尖部吸力面压力的最低值位置存在强烈的关联.而短弦长小叶片对大叶片吸力面压力系数影响较小,特别是对最低压力点位置没有显著的影响,因而小叶片对大叶片泄漏涡的生成位置控制较弱.

图 5 给出了不同攻角下 SPC 泄漏量与小叶片尖部负荷分布图.随着攻角的增大,大叶片的泄漏峰值前移,前部泄漏量增大,整体泄漏随着来流

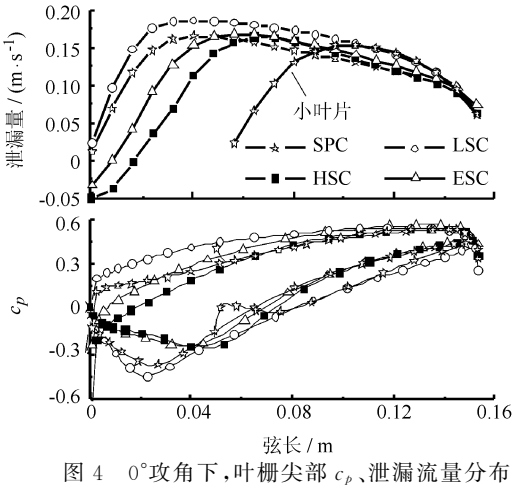


图 4 0°攻角下,叶栅尖部 c_p、泄漏流量分布

攻角的提高,表现与常规叶栅近似.但小叶片尖部负荷随着攻角的增大而降低,吸力面最低压力点前移,而泄漏峰值位置的变化却相对较弱.小叶片的泄漏与 c_p 的关联性不强.特别是在+8°攻角情况下,小叶片泄漏量与负荷迅速下降,表明大叶片泄漏与小叶片的间隙发生了干扰,导致流动恶化.

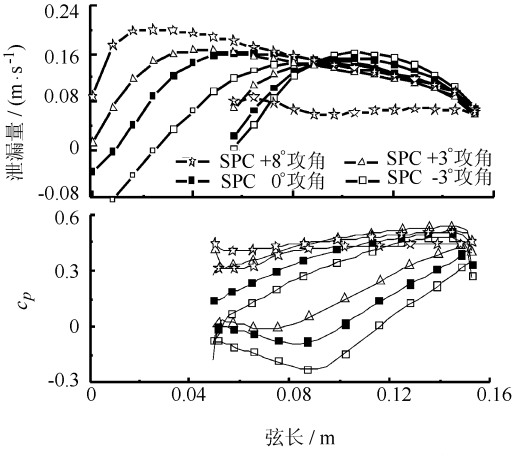
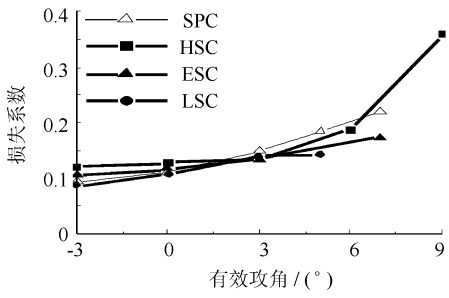


图 5 小叶片 c_p 与泄漏量的分布

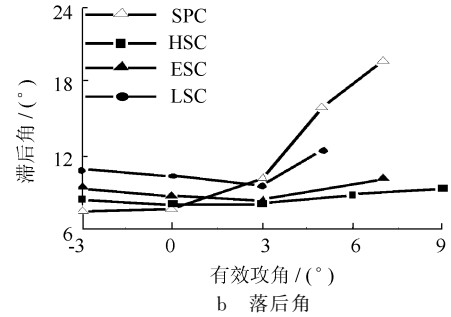
图 6 进一步给出了不同叶栅尖部 10% 弦长范围内流量平均总压损失系数和落后角随来流角度的变化,在 0°有效攻角(来流方向为 55°时)附近,小叶片可以起到提高尖部气流转角,降低损失的作用,但随着攻角的增大,大小叶片叶栅性能开始迅速下降,并劣于各常规叶栅.

2.2 SPC 尖部泄漏干扰流动结构

在图 7 所示的叶尖间隙中 Ma 分布中可以看出:叶栅通道中有一条 Ma 密集的线状区域,起始于叶片吸力面上某点.该点对应于泄漏流动卷起形成涡旋的位置.SPC 中大叶片泄漏涡位置较之当量稠度相同的 ESC 明显靠前,表明小叶片对泄漏涡的起始位置控制较弱.SPC 中该等 Ma 线在栅后非常接近小叶片,当攻角增大后,就发生如图 8a 图所示的二次泄漏,大叶片泄漏流再次通过小

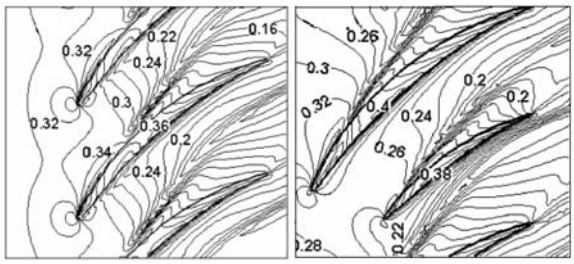


a 损失系数



b 落后角

图 6 叶栅尖部性能的攻角特性

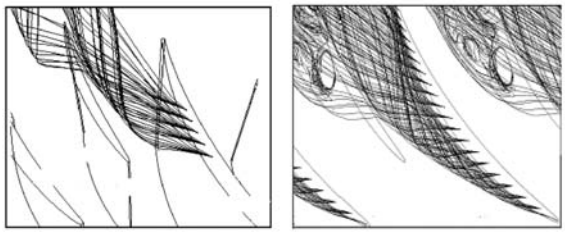


a ESC 叶栅 b SPC 叶栅

图 7 0°攻角情况下,尖隙中 Ma 分布图

叶片间隙造成二次泄漏.当小叶片靠近大叶片吸力面时,如图 8 所示的 SPC 叶栅小叶片右移 10 mm后,这种干扰更加强烈.

常规叶栅稠度增大后,泄漏涡产生位置后移,泄漏沿周向发展的程度减弱,且尚未发展到相邻叶片就流出了叶栅通道(当然在很高的攻角情况下,高稠度叶栅也会发生二次泄漏,但此时叶栅通道中已存在很强烈的分离,二次泄漏导致的损失已经可以忽略了).在 SPC 中,小叶片对大叶片吸力面压力分布影响较小,对大叶片泄漏涡的产生、



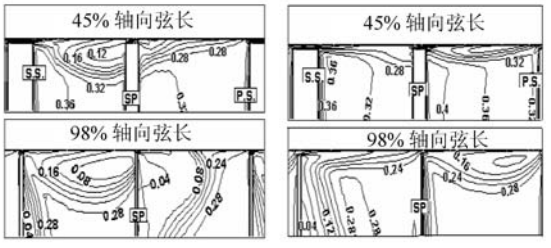
a SPC 流动干扰 b 小叶片移动后 SPC 干扰

图 8 3°攻角下,SPC 泄漏干扰示意图

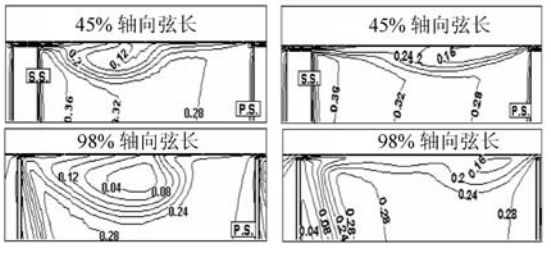
发展控制较弱,而叶栅后部局部稠度较高,当来流攻角稍有增大,大叶片泄漏涡就有可能再次进入下游的小叶片间隙,这些从小叶片间隙中流出的泄漏流的动能不足以再次卷成泄漏涡,而形成一个低能流团堵塞在尖区,引起尖部流动的恶化,随着攻角增加,这种恶化更加严重.

2.3　移动壁面的影响

静止机匣壁面附面层阻碍了泄漏流的周向发展,因而在 0°有效攻角状态下,SPC 中没有二次泄漏发生. 当存在壁面相对运动时,泄漏的周向发展得到促进[2,6]. 在图 9 中对比了 5°攻角时 2 种壁面条件,SPC 和 LSC 的泄漏流发展情况. 壁面静止时,SPC 中大叶片泄漏流在小叶片间隙的二次泄漏,引起小叶片吸力面角区出现强烈的堵塞分离流团,导致尖部性能下降. 当壁面存在相对运动时,泄漏流的强度和影响范围都显著降低,流动恶化得到缓解,小叶片吸力面角区的分离堵塞区转移到相邻的大叶片压力附近,但较之 LSC 叶栅还是较强.



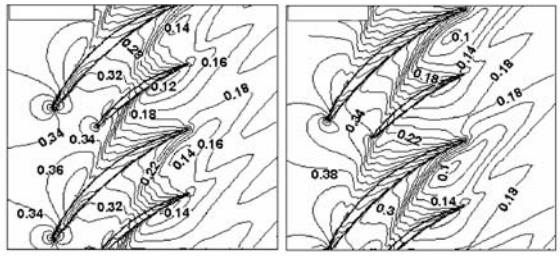
a　SPC 静止壁面　　b　SPC 运动壁面



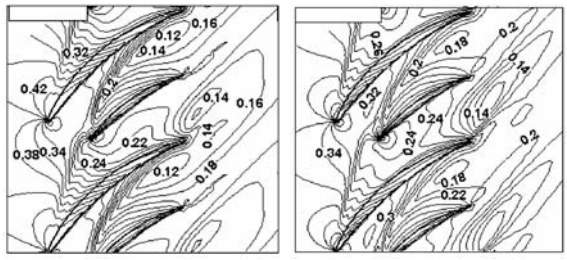
c　LSC 静止壁面　　d　LSC 运动壁面

图 9　5°攻角时,LSC 和 SPC 尖部沿流向位置的 *Ma* 分布

由于移动壁面条件促进了泄漏的周向发展,就出现了图 10 所示的不同攻角下的流动模态. 由于大叶片泄漏流与小叶片间隙相对位置的改变,使得干扰导致的低能流团发生了显著变化. 攻角较低时,大叶片泄漏在小叶片压力面堆积形成低速流团,但小叶片泄漏未发展到相邻大叶片压力面就流出通道. 因而大叶片压力面附近的堵塞较弱;随着攻角增大,小叶片泄漏流堆积在相邻大叶片压力面,叶栅尖部形成 2 个低速流团;攻角进一步增大,大叶片泄漏从小叶片前缘附近通过,形成强烈的堵塞流团堆积于相邻大叶片压力面,并造成大叶片后部泄漏流动很弱,因而小叶片压力面附近的堵塞有所减弱;当攻角再次增大时,大叶片吸力面发生了分离,后部泄漏量显著降低,小叶片压力面低速堵塞流团消失,大叶片前部的泄漏流绕过小叶片前缘,与小叶片的泄漏流汇合成一个堵塞流团堆积在相邻叶片压力面附近. 由此可见,小叶片使 SPC 尖部流动形式和损失分布的复杂性大大增加,特别是在非设计状态下,原有的损失模型将不再适用.



a　−5°攻角 SPC　　b　0°攻角 SPC 面



c　5°攻角 SPC　　d　10°攻角 SPC

图 10　移动壁面条件下,不同攻角下大小叶片叶栅尖隙 *Ma* 分布

3　结　论

通过对亚音常规叶栅和大小叶片叶栅泄漏流动的数值模拟与比较分析,得出如下结论:

1) 小叶片对大叶片吸力面压力分布,特别是最低压力点位置——即泄漏涡的起始位置影响较小. 这使得在大小叶片叶栅中大叶片泄漏涡易发展到相邻小叶片间隙处产生二次泄漏,导致尖部性能的恶化.

2) 壁面的相对运动抑制了叶片泄漏的发展. 随着攻角增大,大叶片泄漏涡和小叶片间隙表现出不同干扰形式,增加了尖部流动的复杂性. 当小叶片靠近大叶片吸力面时,大叶片泄漏涡更容易与小叶片间隙发生干扰,性能更容易恶化. 大小叶片压气机的尖部泄漏流动是一个非常复杂的流动,需要进一步详细的研究.

参考文献（References）

[1] Denton J D. Loss of turbomachinery [R]. ASME 90－GT－435，1990

[2] Storer J A，Cumpsty N A. Tip leakage flow in axial compressor [R]. ASME 90－GT－127，1990

[3] Shun Kang，Hirsch C H. Experimental study on the three dimensional flow within a compressor cascade with tip clearance part I——velocity and pressure fields[R]. ASME 92－GT－431，1992

[4] Shun Kang，Hirsch C H. Experimental study on the three dimensional flow within a compressor cascade with tip clearance part II——the tip leakage vortex[R]. ASME 92－GT－432，1992

[5] Kang S，Hirsch C H. Tip leakage flow in linear compressor cascade [J]. J Turbomachinery，1994，116：657 －664

[6] Bonhommet－Chabanet C，Gerolymos G A. Analysis of tip leakage effects in a high subsonic annular compressor cascade [R]. ASME 98－GT－195，1998

[7] Sbardella L，Sayma A I，Imergun M. Semi－unstructured mesh generator for flow calculations in axial turbomachinery blading [J]. Journal for Numerical Method in Fluids，2000，32（5）：569－584

（责任编辑：张 嵘）

（上接第17页）

5 结 论

本文通过控制叶片表面BVF分布使跨声风扇转子性能得到了较大提高.特性对比表明，全工况范围性能都明显提升，在近峰值效率点处，流量相当，压比提高了7.69%，效率提高了1.92%.从中可得出以下结论：

1）与观察静压分布等传统诊断方法相比叶片BVF诊断可以得到更丰富的信息，能捕捉到不良流动的物理根源.

2）BVF诊断对比表明，优化后叶片BVF分布明显改善，造成不良流动的物理根源得以抑制，带来的直接效果是流场流动品质改善.BVF诊断分析揭示了转子性能得到提升的内在原因.

3）结合BVF诊断的优化手段对提高风扇/压气机负荷及效率有很大的作用.

致谢 特此感谢北京大学吴介之教授提供的理论指导，并感谢国家自然科学基金（10577002）和北京大学工程研究院的资助.

参考文献（References）

[1] Jameson A. Optimum aerodynamic design using CFD and control theroy[R]. AIAA-95-1729，1995

[2] Wu J Z，Roach R L，Lo C F，et al. Aerodynamic diagnostic and design based on boundary vorticity dynamics [R]. AIAA-99-3103，1999

[3] Chung June，Lee Ki D. Shape optimization of transonic compressor blades using quasi-3D flow physics [R]. ASME 2000-GT-489，2000

[4] Burguburu S. Numerical optimization of turbomachinery bladings[R]. ASME GT-2003-38310，2003

[5] Merchant Ali，Kerrebrock Jack L，Adamczyk John J，et al. Experimental investigation of a high pressure ratio aspirated fan stage[R]. ASME GT-2004-53679，2004

[6] Lighhill M J. Introduction：Boundary layer theory [M]. Cambridge：Cambridge University Press，1963：46－113

[7] 李秋实，郭明. 基于局部动力学的一个低速压气机诊断与设计[J]. 自然科学进展，2005，15(2)：221－228
Li Qiushi，Guo Ming. Diagnostic and design approach of axial compressor based on local dynamics[J]. Progress in Natural Science，2005，15(2)：221－228(in Chinese)

（责任编辑：彭 徽）