

文章编号:1000-8055(2012)04-0946-07

静-转叶排轴向间距对某跨声速压气机性能的影响

史亚锋, 吴 虎, 徐倩楠, 宋石平
(西北工业大学 动力与能源学院, 西安 710072)

摘 要: 对两种轴向间距下某跨声速轴流压气机静子-转子叶排间的流场进行了定常数值模拟, 结果表明: 在大流量工作状态下, 近轴向间距时的效率较远轴向间距时有明显降低; 在高负荷工作状态下, 两者的效率相差不大. 对大流量工况点与高负荷工况点的流场非定常数值模拟结果表明: 近轴向间距时转子前缘激波对上游静子叶片附面层的干扰要强烈的多; 近轴向间距时上游静子尾迹对在高负荷工况点动叶叶尖处出现的二次泄漏有更强的抑制作用, 能更有效的减弱叶尖泄漏流造成的堵塞和损失.

关 键 词: 轴向间距; 压气机; 尾迹; 二次泄漏; 干扰
中图分类号: V231.3 **文献标志码:** A

Effect of stator-rotor blade row axial spacing on transonic axial compressor performance

SHI Ya-feng, WU Hu, XU Qian-nan, SONG Shi-ping
(School of Power and Energy,
Northwestern Polytechnical University, Xi'an 710072, China)

Abstract: The steady flow field of stator-rotor blade rows has been numerically simulated, and the computational results show the far axial spacing between blade rows can improve compressor efficiency near the choked mass flow, and the efficiency does not matter with the axial spacing at high loading. The numerical simulation results of unsteady flow field show the close axial spacing can enlarge the interaction of rotor shock on the stator boundary layer and more efficiently suppress the rotor tip double-leakage at high loading which can cause tip blockage and loss.

Key words: axial spacing; compressor; wake; double-leakage; interaction

轴流压气机的设计要求其具有高增压比, 小的体积和质量, 由于压气机通常采用多级动静叶排对气流增压, 因此叶排间轴向间距的缩小可以使压气机的尺寸和质量得到明显减小.

由于轴流压气机静动叶排的相对运动会使叶排间流场具有很强的非定常特性, 而流场的非定常特性对压气机的性能存在不可忽视的影响^[1-4]. 叶排间气流的非定常扰动会随着轴向间距的减小变得更加强烈, 这些非定常扰动有些对压气机性

能有利, 如气流通过叶排时的尾迹恢复效应能够提高压气机的效率, 有些对压气机危害很大, 如转子前缘激波与上游来流的非定常扰动. 因此国内外许多学者对轴向间距变化对压气机性能的影响做了大量研究工作^[5-10].

Gorrell 等^[5]对静子-转子间干扰进行了实验, 并得出结论: 随着轴向间距的减小, 压气机的效率有明显降低. 但从他给出的级特性图中可以发现, 在接近失速点时, 随着轴向间距的减小, 压

收稿日期: 2011-05-30; 修订日期: 2012-01-13

作者简介: 史亚锋(1979-), 男, 河南洛阳人, 博士生, 主要从事叶轮机械内气体动力学研究.

气机的效率基本保持不变,失速点流量反而有明显的下降,Gorrell 对此没有做进一步的研究。

本文对两种轴向间距下某跨声速轴流压气机转子与上游静子叶排之间的流场进行了定常数值模拟,并对不同轴向间距下大流量工况点与高负荷工况点时的流场进行了非定常数值模拟,根据非定常数值模拟结果,深入分析了轴向间距对不同工况点时级间流场的影响机理。

1 NASA 转子 11 参数

本文选择 NASA 转子 11 作为研究原型是因为文献[11]中有关于它的详细几何和实验数据。表 1 列出了该压气机转子基本几何参数和气动设计参数。

表 1 NASA 转子 11 主要设计参数
Table 1 Rotor geometry and design parameters

参数	数值
设计流量/(kg/s)	29.48
总压比	1.601
转速/(r/min)	16 100
等熵效率	0.896
叶片数	44
进口轮毂比	0.5
总温比	1.16
叶型	多圆弧叶型
叶尖轮缘速度/(m/s)	425

2 上游静子叶片参数

为了研究静子-转子叶排间的气动干扰现象,作者参照文献[5]中的方法,在转子上游设计了一个简单的尾迹发生器,为了在保证最小计算量的同时满足 domain scaling 非定常计算方法的要求,静子叶排的叶片数设计为与下游转子的叶片数相同。静子叶型采用 NACA0012 叶型,再以弦长中点处对其进行对称变换而成,图 1(a)为初始 NACA0012 叶型,图 1(b)为静子叶型示意图。

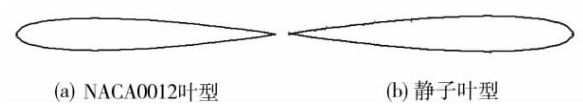


图 1 叶型示意图

Fig. 1 Blade shape

这种叶型轴对称无弯曲,具有尖的前缘和钝的尾缘,能够模拟气流流过静子叶排后产生的尾迹流,且不会在下游造成旋涡。

3 计算和实验压气机转子性能对比

数值计算采用了 NUMECA FINE 软件包的 Euranus 求解器,采用 Jameson 的有限体积格式并结合 Spalart-Allmaras 湍流模型对相对坐标系下的三维雷诺平均 Navier-Stokes 方程进行求解,采用显示四阶 Runge-Kutta 法时间推进以获得定常解,同时加入二阶和四阶人工黏性项以消除数值计算过程中的伪数值振荡,为提高计算效率,采用了多重网格法、局部时间步长和残差光顺等加速收敛措施。

网格划分:定常计算网格为单通道网格,叶片的进口、出口和上下部采用 H 型网格,环绕叶片采用 O 型网格,动叶叶尖间隙采用蝶形网格,网格总数量为 506 193。

边界条件设定:进口轴向进气,总温为 288 K,总压为 101 300 Pa;出口给定中径处静压,采用完全径向平衡方程;对所有固体壁面均采用绝热无滑移边界条件。

计算时转速为设计转速 16 100 r/min,动叶叶尖间隙为 0.05 cm。

通过改变出口中径处静压,得到转子效率的计算值与实验值对比图 2。

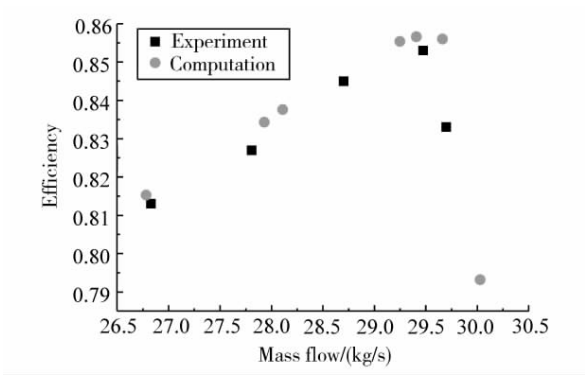


图 2 转子效率的计算值与实验值对比

Fig. 2 Rotor efficiency comparison between the computational and experimental results

从图 2 中可以看出,计算结果与实验数据基本一致,两者仅存在少许的误差,这可能是由于计算的几何和实际的几何存在一定的差异造成的(计算略去了阻尼台)。

4 定常数值模拟结果

图 3 为轴向间距取动叶根部弦长 9%, 18% (图中和下文均用 close spacing, far spacing 表示) 时的叶片单通道几何外形对比图。

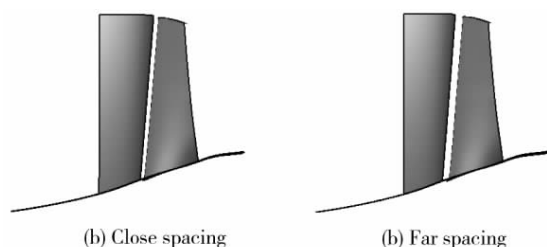


图 3 静子-转子几何外形图

Fig. 3 Stator-rotor geometry

为了进行对比分析, 计算两种不同轴向间距时采用的计算域范围、网格划分与边界条件的给定完全相同。

通过改变计算域出口中径处压力值, 得到两种不同轴向间距时静-转子叶排效率特性图 4。

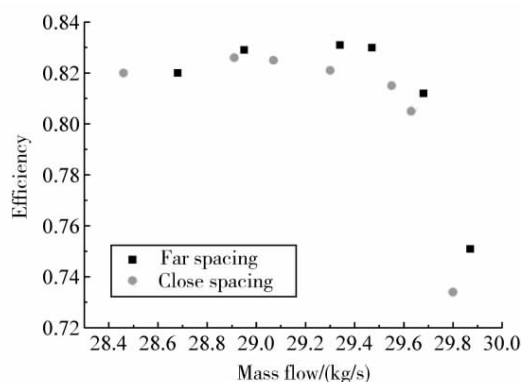


图 4 静-转子叶排效率

Fig. 4 Stator-rotor efficiency

从图 4 中可以看出, 在大流量工况下, 近轴向间距时的效率相比远轴向间距时有明显降低, 但是随着流量的降低, 近轴向间距时的效率与远轴向间距时基本持平。

5 非定常数值模拟结果及机理分析

非定常计算采用了双时间方法。为了节省计算时间, 以定常计算结果为非定常计算的初场。

网格划分与边界条件的设定与定常计算时相同。

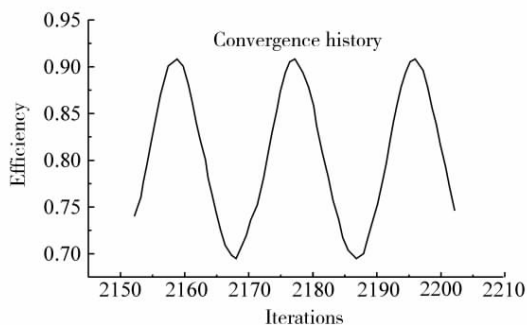
由于计算域网格静/动结合面的上、下游具有相同的周向面积, 满足区域缩放法的静/动结合面

数据传递要求, 所以非定常计算采用区域缩放法, 一个周期设定 20 个物理时间步。

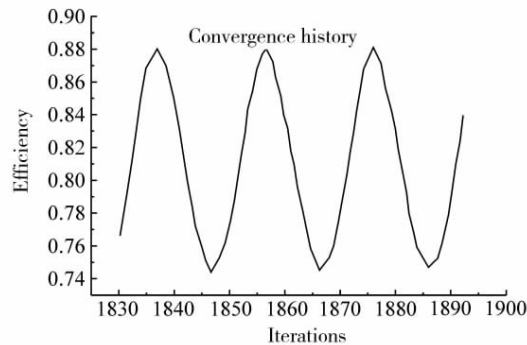
5.1 大流量工作状态

给定出口中径处压力为 106 000 Pa。

当非定常计算收敛时, 效率随时间周期性变化, 如图 5 所示。



(a) Close spacing



(b) Far spacing

图 5 大流量工况点效率随时间周期性变化图

Fig. 5 Efficiency convergence history near choking mass flow

从图 5 中可以看出, 近轴向间距时效率围绕时均值 0.803 大幅波动, 一个周期内最高效率可达 0.9, 最低效率为 0.7; 远轴向间距时效率围绕时均值 0.812 波动, 但其波动范围明显较小, 这直观地说明了在相同进出口位置与边界条件下, 近轴向间距时静子-转子间的非定常扰动比远轴向间距时更为剧烈。

叶排间的气动干扰可以表现为流场中叶片表面压力的波动, 所以本文通过叶片表面压力的波动分析叶排间的气动干扰。

图 6 给出了两种轴向间距时 75% 叶展处 (选取此处作为观察截面是因为可以避开端壁区域的干扰同时动叶在此处产生的激波也比较强烈) 1 个周期 5 个不同时刻的静压分布云图。

从图 6 中可以看出转子前缘激波与上游静叶尾缘相交的全过程。在 $t = (1/20)T$ 时刻, 转子前

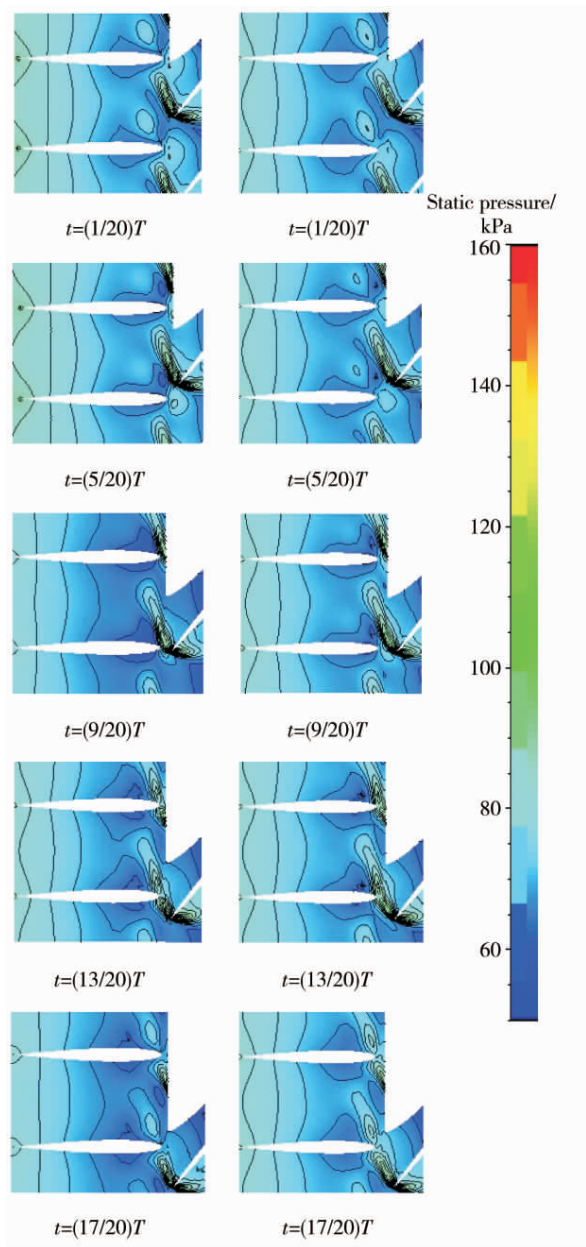


图6 不同轴向间距时75%叶展处静压分布对比

Fig. 6 Close and far spacing static pressure at 75% span

缘激波刚扫过上游静叶尾缘,静叶片尾缘下表面受激波影响压力有所上升; $t=(5/20)T$ 时,转子前缘激波处在静子通道出口正中部,对静叶片尾缘上下表面的干扰最小; $t=(9/20)T$ 时,激波接近静叶片尾缘上表面,并在尾缘处造成高压梯度区; $t=(13/20)T$ 时,激波与上游静叶片尾缘相劈,造成叶片尾缘上下表面压力的急剧上升,并从尾缘处向叶片上游延伸, $t=(17/20)T$ 时,激波逐渐扫过上游静叶片,与叶片尾缘的干扰开始减小。

图7给出了两种轴向间距时静叶75%,85%与95%弦长处叶片上表面1个周期20个时间步

的压力值。

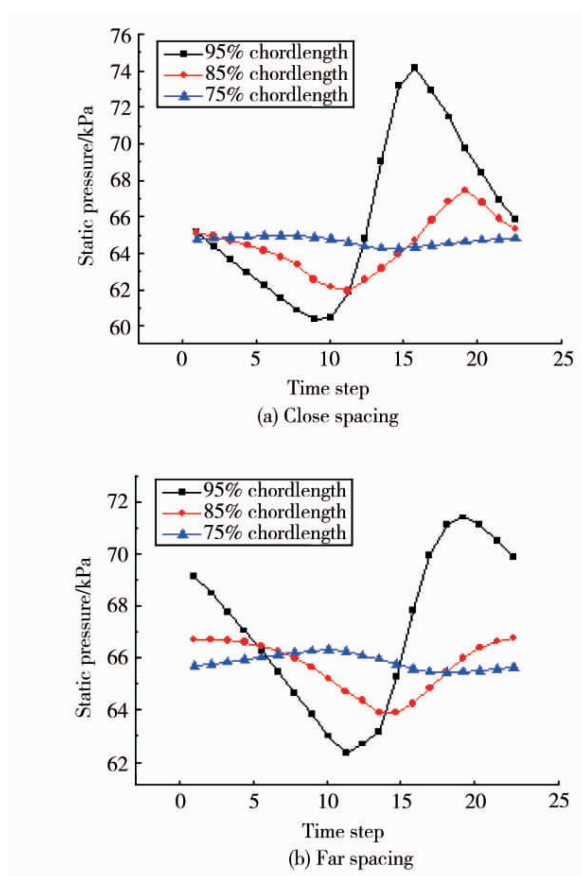


图7 大流量工况下静叶上表面75%,85%与95%弦长处压力

Fig. 7 Static pressure on up surface of blade at 75%, 85% and 95% chord near chokong mass flow

从图7中可以看出,在85%,95%弦长处,近轴向间距时叶片上表面压力1个周期内的波动值较远轴向间距有明显增大,这表明静子受下游转子前缘激波的干扰更强;在75%弦长处,两者的静压波动值都比较小,这说明在此处受到下游的干扰很微弱。激波与叶片附面层的相互干扰是叶轮机械流动损失产生的一个重要来源^[12],近轴向间距时静叶片尾缘附面层受下游激波的扰动(体现为表面静压的波动)比远轴向间距时更强,由此导致的损失也更大,造成了性能的下降。

5.2 高负荷工作状态

给定出口中径处压力为115000 Pa。

当非定常计算收敛时,效率随时间周期性变化,如图8所示。

从图8可以看出,两种轴向间距时效率的时均值基本相等,波动范围也相差不大。

图9为静叶75%,85%与95%弦长处叶片上表面1个周期20个时间步的压力值对比图。

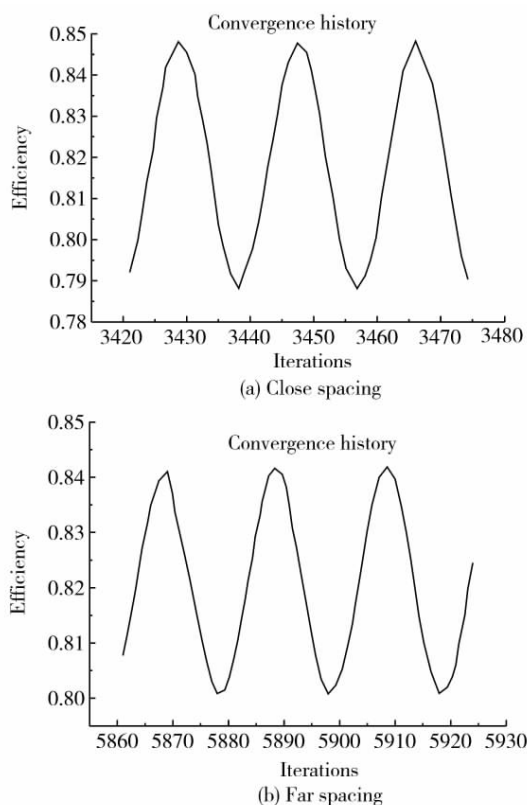


图 8 高负荷工况点效率随时间周期性变化图

Fig. 8 Efficiency convergence history at high loading

从图 9 可以看出近轴向间距时,激波与上游静叶片尾缘附面层的干扰比远轴向间距时要强烈许多,由此导致的损失也相应较大,但此时的效率反而基本保持不变,这说明在近轴向间距时有某种非定常扰动现象会对压气机性能产生有利的影响。

Gorrell 等^[5]对静转叶排间流场的实验数据表明,近轴向间距时压气机的失速点流量较远轴向间距有明显下降。压气机的失速与叶尖间隙流有密切关系,因此本文对动叶叶尖处气流的非定常流动进行观察,发现在高负荷工作状态下,动叶叶尖处发生了明显的二次泄漏现象,如图 10 所示;而在大流量工作状态下,则没有二次泄漏现象发生。

Sirakov 等^[13]对叶尖间隙区域的气流流动进行的数值模拟表明:转子在高负荷状态工作时,叶尖泄漏流会产生二次泄漏现象(泄漏流穿过叶片通道流入相邻叶排通道),而上游叶排的尾迹流能够减缓二次泄漏,这是因为从转子相对坐标系中看,上游尾迹是从转子叶片吸力面喷出的射流(见图 11),射流冲击在相邻叶片的压力面上,这会在靠近叶片压力面附近区域形成一个强压力梯度

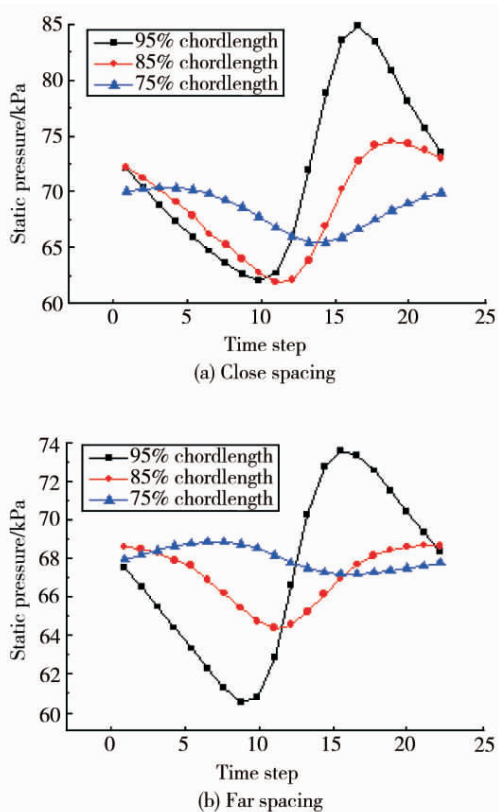


图 9 高负荷工况下静叶上表面 75%、85%与 95% 弦长处压力

Fig. 9 Static pressure on up surface of blade at 75%, 85% and 95% chord for high loading

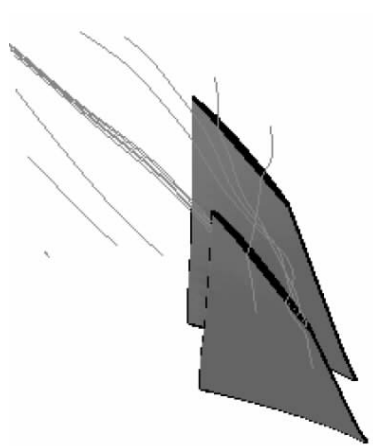


图 10 高负荷工作状态时叶尖间隙流的二次泄漏

Fig. 10 Double-leakage tip clearance flow at high loading

区,使叶尖泄漏流很难通过此区域进入相邻叶排,从而抑制了二次泄漏现象的发生;随着转子的旋转,尾迹流周期性的冲击在相邻叶片的压力面上,导致叶尖间隙流二次泄漏现象周期性的消失。

由于相对位置关系,近轴向间距时上游尾迹

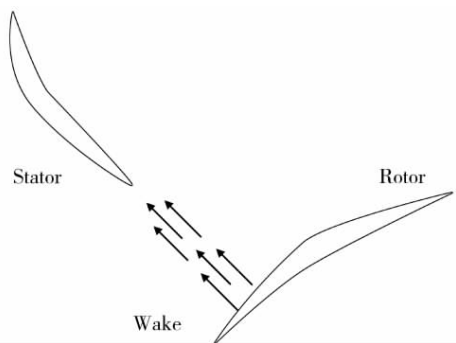


图 11 尾迹表现为从动叶吸力面喷出的射流

Fig. 11 Upstream wakes appear as jets directed away from the rotor suction side in the rotor relative frame

流对动叶压力面的冲击较远轴向间距时更大,图 12 给出了动叶叶尖处压力面 5% 弦长处表面一个周期 20 个时间步的压力对比图,从图中可以看出,近轴向间距时,上游尾迹流对动叶的冲击(表现为压力的大幅波动)要剧烈的多。

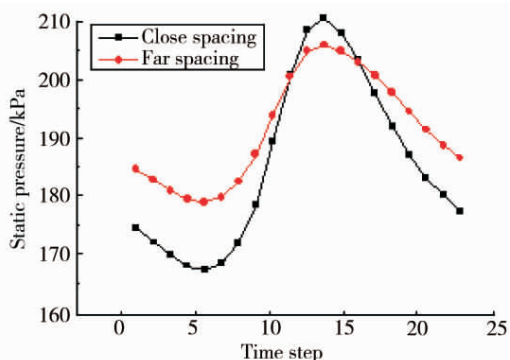


图 12 动叶叶尖压力面 5% 弦长处表面压力对比

Fig. 12 Rotor tip pressure side surface static pressure at 5% chord

叶尖泄漏流的二次泄漏对压气机的性能危害很大,它能够造成叶尖区域的堵塞,产生较大的性能损失。近轴向间距时,上游尾迹流在动叶叶尖压力面较远轴向间距造成更多的汇聚,这对二次泄漏流动的抑制也相应更强,同时也会“挤占”更多的叶尖区域,叶尖泄漏流在叶尖区域的范围也相应更小;尽管尾迹流相比主流有速度亏损,但与叶尖泄漏流相比却对尖部区域的流动有很大的改善,能够减小尖部区域的堵塞和损失,而动叶尖部区域的损失在压气机总的损失中占比通常很可观,所以上游尾迹流对动叶尖部区域流动的改善效果能够大大抵消转子前缘激波与上游静子叶片附面层干扰造成的损失,结果两种轴向间距时的

效率基本保持不变。

6 结 论

1) 转子前缘激波与上游静子叶片附面层的干扰随着轴向间距的减小而增大,造成的损失也相应较大,这对压气机的性能有害。

2) 在高负荷工作状态下,随着静-转叶排轴向间距的减小,上游静子叶片尾迹流对叶尖区域的二次泄漏现象的抑制更强,能更有效的降低叶尖处的堵塞与损失,这对压气机的性能有利。

参考文献:

- [1] Ottavy X, Trebinjac I, Vouillarmet A. Analysis of the interrow flow field within a transonic axial compressor Part1: experimental investigation[J]. ASME Journal of Turbomachinery, 2001, 123(1): 49-56.
- [2] Ottavy X, Trebinjac I, Vouillarmet A. Analysis of the interrow flow field within a transonic axial compressor Part 2: unsteady flow analysis[J]. ASME Journal of Turbomachinery, 2001, 123(1): 57-63.
- [3] 李绍斌, 苏杰先, 冯国泰. 动静叶干扰下跨声压气机级性能与叶片型面静压研究[J]. 航空动力学报, 2007, 22(7): 1153-1160.
LI Shaobin, SU Jiexian, FENG Guotai. Study of performance and profile pressure distribution of transonic compressor under rotor-stator interaction condition[J]. Journal of Aerospace Power, 2007, 22(7): 1153-1160. (in Chinese)
- [4] 党政, 席光, 王尚锦. 轴向间隙对动/静相干叶排内部非定常特性的影响[J]. 工程热物理学报, 2000, 21(5): 584-586.
DANG Zheng, XI Guang, WANG Shangjin. Axial spacing effects on unsteady rotor/stator interaction flow[J]. Journal of Engineering Thermophysics, 2000, 21(5): 584-586. (in Chinese)
- [5] Gorrell S E, Okiishi T H, Copenhaver W W. Stator-rotor interactions in a transonic compressor Part 1: effect of blade-row spacing on performance[J]. ASME Journal of Turbomachinery, 2003, 125(2): 328-335.
- [6] Gorrell S E, Okiishi T H, Copenhaver W W. Stator-rotor interactions in a transonic compressor Part 2: effect of blade-row spacing on performance[J]. ASME Journal of Turbomachinery, 2003, 125(2): 336-345.
- [7] 陈浮, 陆华伟, 顾中华, 等. 轴向间隙对压气机时序效应影响之一: 总性能[J]. 工程热物理学报, 2007, 28(2): 232-234.
CHEN Fu, LU Huawei, GU Zhonghua. Clocking effect of compressor with different axial gaps Part 1: overall performance[J]. Journal of Engineering Thermophysics, 2007, 28(2): 232-234. (in Chinese)
- [8] 陈浮, 陆华伟, 顾中华, 等. 轴向间隙对压气机时序效应影

- 响之二:截面特性[J]. 工程热物理学报, 2007, 28(5): 769-771.
- CHEN Fu, LU Huawei, GU Zhonghua. Clocking effect of compressor with different axial gaps Part 2: traverse measurement results[J]. Journal of Engineering Thermophysics, 2007, 28(5): 769-771. (in Chinese)
- [9] 李传鹏, 胡骏, 张燎原, 等. 轴向间距变化对轴流压气机全流量特性的影响[J]. 推进技术, 2004, 25(6): 508-511.
- LI Chuanpeng, HU Jun, ZHANG Liaoyuan, et al. Effects of axial spacing on compressor performance in all flow range[J]. Journal of Propulsion Technology, 2004, 25(6): 508-511. (in Chinese)
- [10] 张环, 胡骏, 李传鹏, 等. 轴向间距对压气机气动稳定性的影响[J]. 航空动力学报, 2005, 20(1): 120-124.
- ZHANG Huan, HU Jun, LI Chuanpeng et al. Effect of axial spacing between rotor and stator on axial compressor stability[J]. Journal of Aerospace Power, 2005, 20(1): 120-124. (in Chinese)
- [11] Sanger N L. Performance of a 1.57-pressure-ratio transonic fan stage with a screen-induced 90° circumferential inlet flow distortion[R]. NASA TN-D8163, 1975.
- [12] Denton J D. Loss mechanisms in turbomachines[J]. ASME Journal of Turbomachinery, 1993, 115(4): 621-656.
- [13] Sirakov B T, Tan C S. Effect of unsteady stator wake-rotor double-leakage tip clearance flow interaction on time-average compressor performance[J]. ASME Journal of Turbomachinery, 2003, 125(3): 465-474.