

文章编号: 1000-8055(2009)05-1122-07

三级轴流压气机变工况条件下导叶/静叶和 转速联动的调节规律

官 伟^{1,2}, 张宏武¹, 聂超群¹

(1. 中国科学院 先进能源动力实验室, 北京 100190;

2 中国科学院 研究生院, 北京 100190)

摘 要: 运用三维粘性流体分析技术, 通过改变导叶和静叶角度的方式, 对压气机在设计转速和非设计工况下的流动损失和失速裕度进行了分析, 目的是研究在导叶和多级静叶安装角匹配时, 压气机效率和稳定变化的趋势和特征, 结果表明: 导叶/静叶联调与压气机转速的变化有一定的对应关系, 这一规律的探索, 为实际运行的自适应调节方案设计提供了基本准则。

关 键 词: 轴流压气机; 可调静叶; 可调导叶; 数值模拟; 特性

中图分类号: TH453

文献标识码: A

Investigation on the aerodynamic adjustment between inlet guide vane, stator, and operating speed of three stage axial compressor

GONG Wei^{1,2}, ZHANG Hongwu¹, NIE Chaqun¹

(1. Advanced Energy and Power Laboratory of Chinese Academy of Sciences, Beijing 100190, China;

2 Graduate University of Chinese Academy of Sciences, Beijing 100190, China)

Abstract: With the use of 3-D viscous flow analysis technology, this paper analyzed the separation losses and stall margin at design speed and off-design condition, by changing the angle of inlet guide vane and stator. In the event of matching of stagger angle between inlet guide vane and stator, the change tendency and characteristics of compressor efficiency and stall were investigated. It shows the linkage controlling scheme of vane-stator is related to rotating speed. The result provides a basic standard for scheme design of self adaptive control in practice.

Key words: axial compressor; variable inlet guide vane; variable stator; numerical simulation; characteristics

目前我国轴流式通用流体压缩机械设计与运行过程中面临:

1) 运行效率低: 80% 以上的机械的设计效率比国际先进水平低 2% ~ 4%, 而实际运行效率比最高设计效率点低 20 ~ 30%;

2) 大部分装置依据实际运行条件的变更和

调整, 需要在非设计工况下运行;

3) 如果在压比要求不变的条件下, 非设计工况下的流量必然靠近失速和喘振边界。

为了解决上述问题, 目前主要采用变频调速技术来实现变工况运行的调节, 达到降低流动损失的目的。这一技术在中、小功率的轴流流体压缩

收稿日期: 2008-04-15; 修订日期: 2009-03-26

基金项目: 国家自然科学基金(50676094)

作者简介: 官伟(1983-), 男, 安徽南陵人, 硕士生, 主要研究方向为压气机气动力学。

机械($< 500\text{ kW}$)已证明有很好的节能效益,同时,在非设计工况下,通过降低转子转速能达到减少叶片通道内部的流体分离,从而降低装置的流动损失.但对于大功率装置,由于导叶、动叶和静叶的位置没有变化,单纯依靠降低转速的措施很难实现非设计转速下的性能最优匹配.

进口导叶和静叶可调技术由于不受功率范围限制,如果能与转速调节协调考虑,能进一步提高装置的效率和拓宽稳定运行区域.近年来,这方面的研究和应用工作受到了一定程度的关注.在轴流式压气机方面,对级变几何叶栅进行了研究,发现采用变导叶/静叶安装角可以适当降低流动损失^[1],而多级可调静叶叶片的实验研究和经验计算发现可调静叶的匹配对压气机运行范围存在着重要的影响^[2-4],以及利用导叶变动也可拓宽单级压气机非设计工况下稳定工作范围^[5-6].在离心压气机方面,进口可调导叶技术同样可以改善运行的总体气动性能^[7-9].然而这些研究基本立足于实验和辅助计算,对于机理探索的研究尚需进一步加强,且没有考虑动叶和静叶联调的耦合效应.尤其是导叶-静叶-转速联合调节,达到气动性能优化匹配应遵循的基本准则和规律还需进一步的澄清.

本文基于这一目的,选择三级、低速、轴流压气机可调转速、可调导叶、可调静叶实验台为研究对象,进行多个可调参数耦合调节的数值分析,从而提高对多参数耦合调节基本准则和规律的认识.

1 研究方法

1.1 计算模型和边界条件

采用 SIMPLE 方法求解三维定常雷诺平均 Navier-Stokes (N-S) 方程.时间项和空间项的求解均具有二阶精度.湍流模型选取标准 $k-\varepsilon$ 两方程模型,壁面边界采用绝热无滑移条件,近壁区域采用标准壁面函数处理.进口边界给定总温、总压和进口气流角;出口边界给定轮毂处静压,按简单径向平衡方程确定出口静压的径向分布.叶轮旋转区域和前面静止区域之间采用混合平面法进行流场数据传递.

计算中每排叶片仅考虑一个叶片通道,均采用结构化六面体网格,轴向、周向和径向的网格数分别约为:90, 30 和 50,端壁处进行局部加密.

1.2 计算方案

数值模拟分析载体采用高速、并行、多节点计

算平台,使用 4 个 CPU 并行计算.单叶片安装角调节方案按如下步骤进行:

图 1 为压气机导叶和第一级简化图,第二级和第三级为第一级的重复级.转子的旋转方向如图所示.导叶和静叶均沿顺时针旋转的方向定义为负,逆时针旋转方向则为正,如图 2 所示.计算工况分别在 3 个转速下(2 200 r/min(非设计工况), 2600 r/min(非设计工况), 3 000 r/min(设计工况))进行,导叶转角变化在 $[-4^\circ, +4^\circ]$ 之间,间隔为 2° ,静叶转角变化规律与其同.导叶和静叶转角方案见表 1 和表 2.



图 1 导叶和第一级示意图
Fig. 1 Schematic diagram of the inlet guide vane and the 1st stage

图 2 叶片旋转方向
Fig. 2 Direction of blade rotation

表 1 单叶片调节方案
Table 1 Single blade regulation schemes

导叶角度/ (°)	- 4	- 2	0	+ 2	+ 4
静叶角度/ (°)	0	0	0	0	0
导叶角度/ (°)	0	0	0	0	0
一级静叶角度/ (°)	- 4	- 2	0	+ 2	+ 4

表 2 多叶片调节方案
Table 2 Multi blade regulation schemes

导叶角 度/ (°)	一级静叶 角度/ (°)	二级静叶 角度/ (°)	三级静叶 角度/ (°)
- 1	+ 1	+ 1	+ 1
- 1	- 1	- 1	- 1

2 计算结果及分析

2.1 计算结果综合

2.1.1 导叶计算结果

在所有特性图安装角变化对应的流量系数和静压升系数的关系上, ▲、●、■、▼、和 ◆ 分别表示导叶在 -4° , -2° , 0° , $+2^{\circ}$, $+4^{\circ}$ 位置. 图 3 给出了 3000r/min 下 5 个导叶角度的效率和静压升系数特性图.

为了方便比较近失速时的特性曲线情况, 图 4~ 图 6 分别给出了不同转速下导叶角度变化时的近失速时的特性局部放大图.

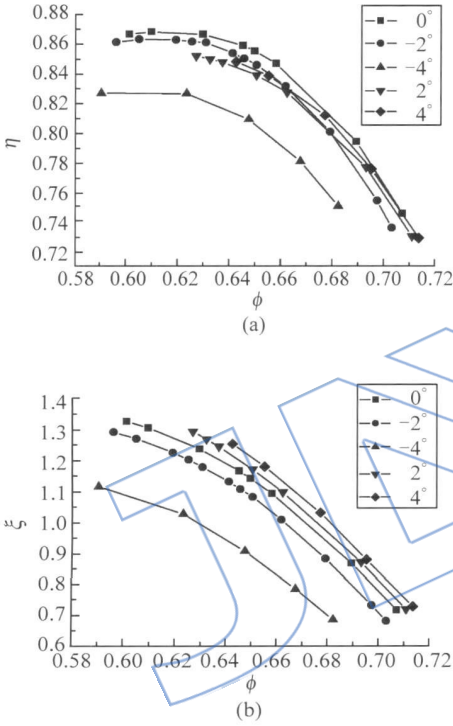


图 3 3000r/min 效率和静压升系数完整特性图

Fig. 3 Performance of experimental compressor at 3000r/min

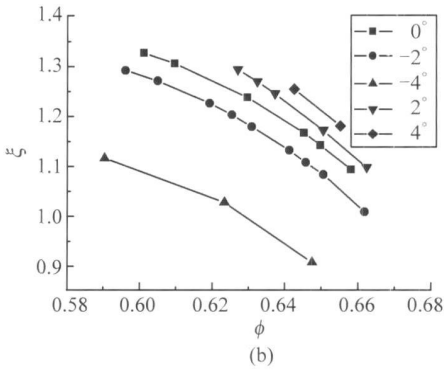
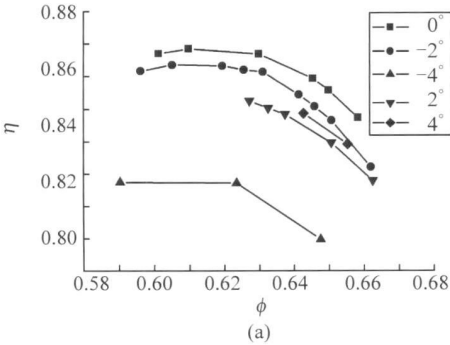


图 4 3000r/min 效率和静压升系数局部放大图

Fig. 4 Performance of partial enlarges view at 3000r/min

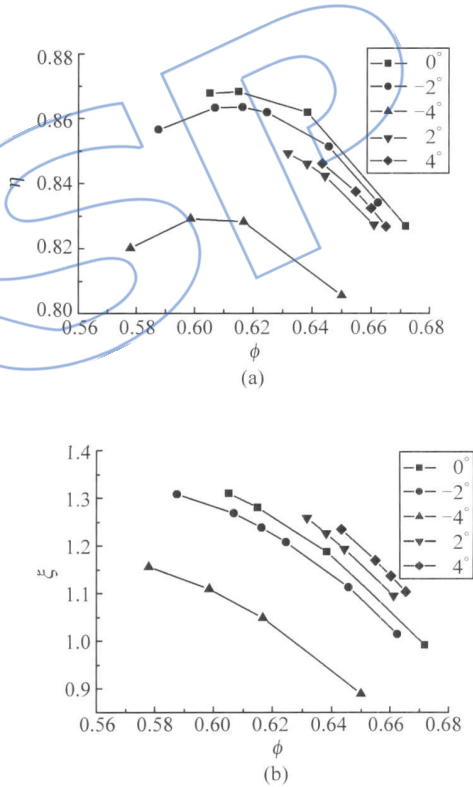


图 5 2600r/min 效率和静压升系数局部放大图

Fig. 5 Performance of partial enlarges view at 2600r/min

2.1.2 静叶计算结果

图 7~ 图 9 分别给出了不同转速下静叶角度变化时的效率和静压升系数局部放大图.

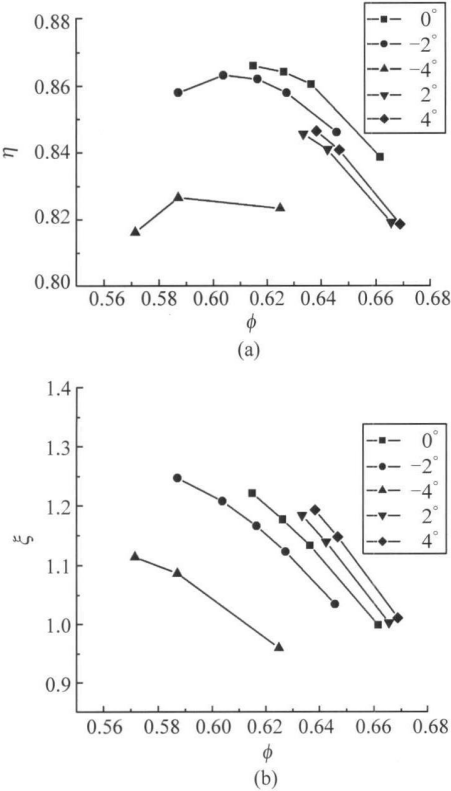


图 6 2200 r/min 效率和静压升系数局部放大图
Fig. 6 Performance of partial enlarges view
at 2200 r/min

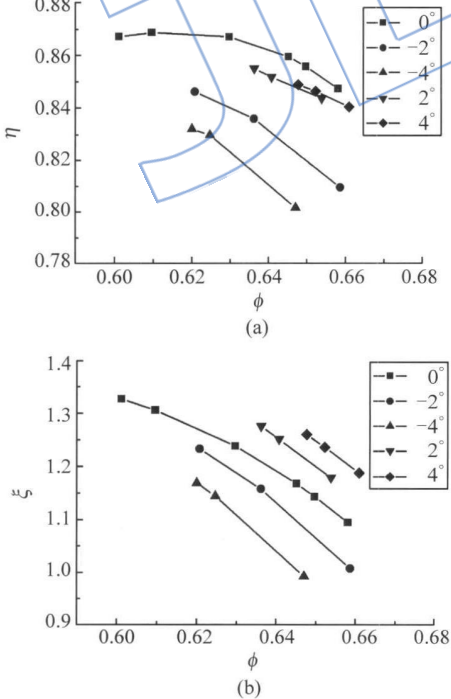


图 7 3000 r/min 效率和静压升系数局部放大图
Fig. 7 Performance of partial enlarges view
at 3000 r/min

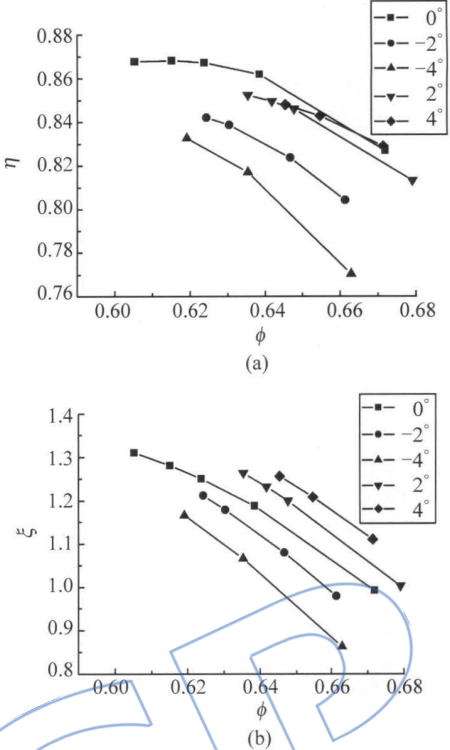


图 8 2600 r/min 效率和静压升系数局部放大图
Fig. 8 Performance of partial enlarges view
at 2600 r/min

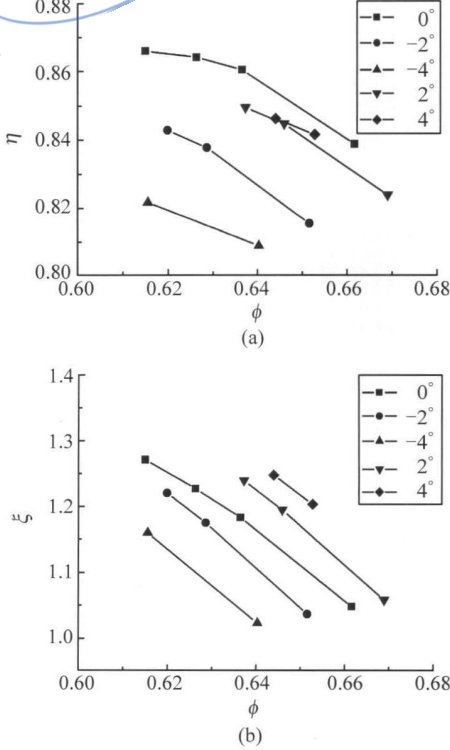


图 9 3000 r/min 效率和静压升系数局部放大图
Fig. 9 Performance of partial enlarges view
at 2200 r/min

2 1 3 导叶和静叶联动计算结果

导叶和静叶联动计算结果见图 10(考虑到计算量和主要关注非设计的情况, 只比较了 2 200r/min 下的特性曲线, 图中 igv 表示导叶, stator 表示静叶).

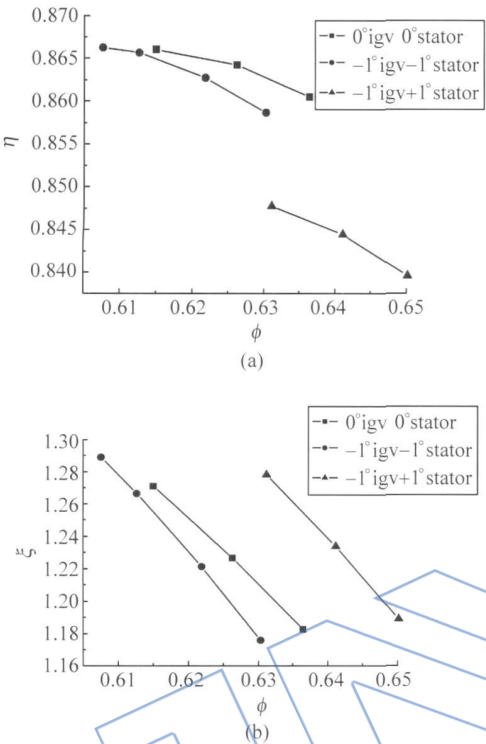


图 10 2 200 r/min 效率和静压升系数局部放大图
Fig. 10 Performance of partial enlarges view at 2200 r/min

2 2 单叶片角度变化对压气机稳定性的影响

2 2 1 导叶角度变化对稳定性的影响

据图 4、图 5 和图 6 来看, 同一转速下可以发现随着导叶角度的从正到负的变化, 压气机的最小失速流量有着明显的减少, 压气机的扩稳效果有所加强. 这主要是由于进口导叶的角度改变, 会影响第一级的动叶入口气流角. 从图 11 中可以看出如果导叶向负角度转动, 会减少动叶气流的入口攻角, 从而在小流量近失速工况的时候会有效抑制动叶的吸力面分离, 改善了内部流动, 达到扩稳的效果.

从设计转速 3 000 r/min 转到非设计转速 2200r/min, 图 5 和图 6 可以看出 -2° 导叶的情况较好, 效率特性曲线基本维持在 0° 的特性曲线附近, 然失速边界却明显拓宽, 最小流量系数减小

为原来的约 4 5%, 且随着转速的降低, 效果越明显. 说明在非设计转速下, 调解导叶可以起到良好抑制动叶边界分离, 改善了由于转速下降带来的动叶入口攻角过大问题.

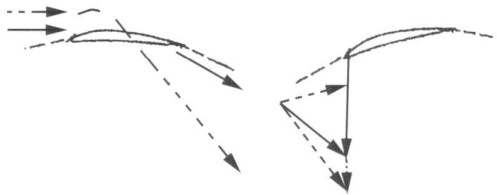


图 11 进口导叶和第一级动叶速度三角形
Fig. 11 Velocity triangle of the inlet guide vane and the 1st rotor

2 2 2 静叶角度变化对稳定性的影响

从图 7、图 8 和图 9 可以看出第一级的静叶调节变动, 对于压气机稳定性的影响无论是设计转速还是非设计转速都是无益的. 这主要是本压气机是重复级设计, 而第一级静叶变动导致第一级和第二、三级负载分配不匹配导致的, 所以调节单个静叶是不合适的.

2 3 单叶片角度变化对压气机效率的影响

2 3 1 导叶角度变化对效率的影响

在小流量近失速情况下, 叶片攻角较大, 导叶负角度转动可以有效地抑制叶片表面的流动分离, 从而改善效率. 而在大流量稳定工况下, 叶片容易出现叶盆分离, 导叶负角度转动加剧这一状态, 使得压气机的效率较低. 这一点从图 3 中也可看出, 在 3000r/min 下 -2° 的效率特性曲线在小流量时效率和 0° 的效率较为接近, 然大流量时, 则明显低于 0° .

随着转速的下降, 可以发现 -2° 导叶的效率已经和 0° 的效率相差越来越小. 说明转速的降低会增益导叶调节的效果. 然而导叶的角度调节并不是越大越好, 调节过大会带来效率特性曲线的整体下降, 这是因为本计算对象中的损失一般都是由于叶片根部产生涡引起的如图 12 所示, 而角度调节过大会导致在叶片顶部也会产生大攻角, 从而造成叶顶端壁损失. 图 13 比较了 3000 r/min 流量系数为 0.662 时 -4° 和 -2° 的各级静叶入口气流角沿径向分布, -4° 除了和 -2° 根部攻角较大外, -4° 时叶片顶部的攻角明显比 -2° 时要大.

这说明存在一个调节范围, 只有在这个范围内转动导叶, 才会在不牺牲效率的前提下拓宽压气机的失速边界.

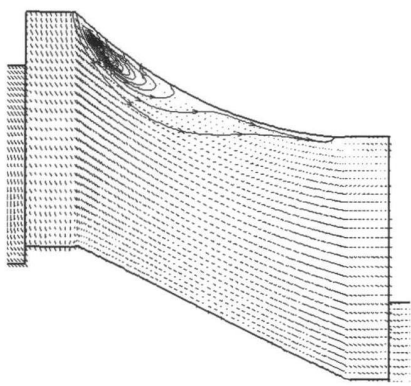


图 12 第三级动叶流场

Fig. 12 Velocity vector schemes and particle traces on the near-hub surfaces in 3rd rotor

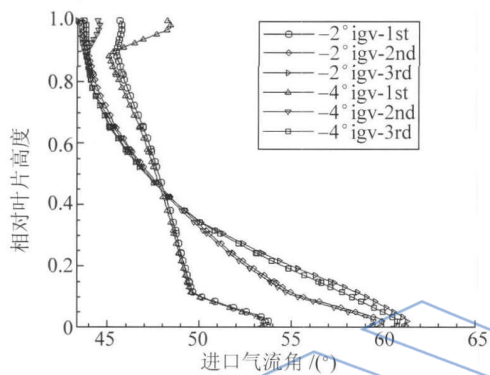


图 13 3000 r/min 流量系数为 0.662 时
导叶及静叶入口
气流角沿叶高方向变化

Fig. 13 Flow angles along blade height

2.3.2 静叶叶角度变化对效率的影响

总体上看, 静叶变动对在近失速时的效率影响是有害的. 分析 2600 r/min 下, 流量系数为 0.624 时对应的 -2° 和 0° 静叶的气流入口角沿径向分布图 14 可发现, 虽然 -2° 的静叶减小了叶片

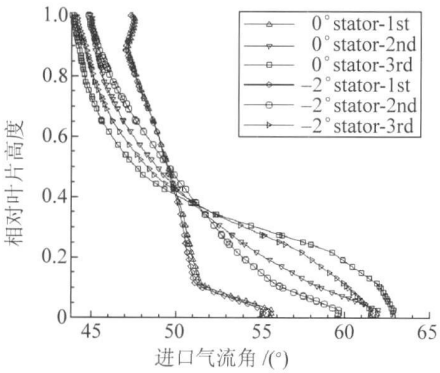


图 14 2600 r/min 流量系数 0.624 时导叶及静
叶入口气流角沿叶高方向变化

Fig. 14 Flow angles along blade height

根部的攻角, 然后确增大了叶中和叶顶部分的攻角, 从而导致效率下降, 这主要是单个静叶变动, 会导致前后级不匹配所致.

2.4 导/静叶联调对压气机失速裕度及效率影响

从前面单个动叶和静叶角度的变化规律的指导下, 选择导叶和三级静叶调节角度均为 -1° 和导叶 -1° , 静叶 $+1^\circ$ 做比较.

在非设计转速下, 导叶 -1° 静叶 $+1^\circ$ 时, 无论是在效率上还是最小失速流量都会恶化, 这主要是由于两者转动对流场的控制效果相反, 使得静叶的攻角加大, 从而损失加大, 比较相同流量系数下和导叶静叶均 -1° 的流场图 15, 可发现前者在第三级静叶过早的出现了流动分离. 导叶和静叶均调节为 -1° 的效率特性曲线上和不调角度时相近, 最高效率略有提高, 近失速流量亦得到改善, 从而最高压比有所提高. 说明适当联调可以使压气机效率和最小失速流量上得到改善.

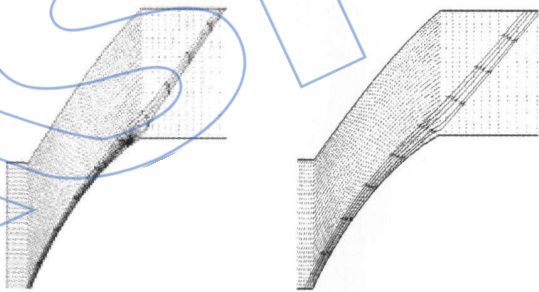


图 15 2200 r/min 流量系数为 0.63 时近叶根第三级
静叶流场对比

Fig. 15 Velocity vector schemes and particle traces on the near hub surfaces in 3rd stator

3 结 论

- 1) 调节进口导叶向负角度转动, 可以起到拓宽压气机失速边界, 在非设计转速下, 随着转速降低, 效果更加明显.
- 2) 导叶负向调节存在一个范围, 越过此范围会导致压气机效率特性曲线整体大幅下降
- 3) 调节单级静叶(第一级), 对于重复级压气机的性能和失速边界基本没有大的改善, 反而会降低效率和失速边界变窄, 然随着转速的下降略有改善.
- 4) 导静叶联调方向不一致会导致效率和失速边界的双重恶化, 反之调节一致且向负角度调

整,确可以适当同时改善压气机的效率和最小失速流量.

参考文献:

[1] 赛罗维 G K,开瓦纳夫 P,刘占民. 轴流式压气机级变几何叶栅的设计研究[J]. 热能动力工程,1988,(5):9-15
Othello G K, Kalnaf P, LIU Zhanmin. Design of variable geometry cascade of axial flow compressor[J]. Thermal Power Engineering, 1988,(5):9-15 (in Chinese).

[2] 宋文艳,黎明,蔡元虎. 变几何压气机特性仿真[J]. 航空发动机,2004,30(3):31-36.
SONG Wenyan, LI Ming, CAI Yuanhu. The characteristic simulation of variable geometry compressor[J]. Aero engine, 2004,30(3):31-36 (in Chinese).

[3] 吕文灿. 静叶可调轴流压气机的特性计算[J]. 动力工程,1981,(4):37-44
LÜ Wencan. Characteristic calculation for static vane adjustable axial flow compressor [J]. Power Engineering, 1981,(4):37-44 (in Chinese).

[4] 夏联,崔健,顾扬. 可调静叶对压气机低速性能影响的实验研究[J]. 燃气锅炉试验与研究,2005,18(1):31-34
XIA Lian, CUI Jian, GU Yang. Experimental study influ

ence of static vane adjustable on the compressor performance in low speed[J]. Experiment and Research of Gas fired Boiler, 2005,18(1):31-34 (in Chinese).

[5] Linder C G, Jones B A. Single stage experimental evaluation of variable geometry guide vanes and stators—Part II: Annular cascade investigations of candidate variable geometry designs[R]. U. S. NASA CR-54555(1997).

[6] 楚武利,朱俊强. 变几何叶片对压气机特性影响的实验研究及分析[J]. 应用力学学报,2003,20(1):78-80
CHU Wuli, ZHU Junqiang. The experimental study and analysis of the Influence of static vane adjustable on the compressor characteristics[J]. Chinese Journal of Applied Mechanics, 2003,20(1):78-80 (in Chinese).

[7] Whitfield A, Abdullah A H. Performance of a centrifugal compressor with high inlet prewhirl [J]. Journal of Turbomachinery, 1998, 120(2):487-493

[8] Rodgers C. Centrifugal compressor inlet guide vanes for increased surge margin [R]. ASME Paper 90-GT-158, 1990

[9] CHEN Naixing, ZHANG Hongwu, XU Yanji, et al. A rapid numerical method for 3d aerodynamics design of compressor blade row[R]. ICAS CONGRE-SS, 2002