

导叶厚度变化对压气机级的性能影响^{*}

吴艳辉, 楚武利, 卢新根

(西北工业大学 动力与能源学院, 陕西 西安 710072)

摘 要: 针对某型压气机改型过程中导叶厚度的变化, 用数值分析的方法研究了导叶厚度变化对压气机级的性能影响。原型机已有的级特性实验数据与数值预测结果对比分析表明, 程序能很好地预测出原型机级的总性能, 并以此为基础分析了导叶厚度变化对压气机级性能的影响。研究结果表明: 导叶变薄使得压气机级的效率保持不变, 压比略有提高, 对提高级的稳定性是有利的。通过对基元性能进一步对比分析解释了导叶厚度变化改善压气机级性能的原因。

关键词: 轴流式压缩机; 导流叶片; 厚度; 数值仿真; 性能分析

中图分类号: V231.3 **文献标识码:** A **文章编号:** 1001-4055 (2005) 05-0425-05

Influence of thickness variation of inlet vane profiles on an axial-flow compressor's stage performance

WU Yan-hui, CHU Wu-li, LU Xin-gen

(School of Power and Energy, Northwestern Polytechnical Univ., Xi'an 710072, China)

Abstract Numerical analysis was chosen to investigate the thickness variation of inlet vane profiles on an axial-flow compressor's stage performance. First, calculated results were compared with available experimental data and good agreements are achieved between predicted and experimental values for stage's performance of the original compressor. Then, the influence of thickness variation of inlet vane profiles on compressor performance was analyzed. It indicates that the thinner vane profiles are favorable to improving the compressor's stage performance. Furthermore, detailed analysis of flow field in the stage explains the reason that stage performance is improved.

Key words Axial-flow compressor; Guide vane; Thickness; Numerical simulation; Performance analysis

1 引 言

近 20 年来, 国内外学者对于叶轮机械内部的复杂流动机理开展了许多有益的研究, 为提高叶轮机械的设计水平作出了积极的贡献。早期的研究主要以实验为主^[1-3]。随着计算机的飞速发展和计算方法的不断完善, 采用数值方法来模拟压气机流场中复杂的流动细节, 越来越体现出其优越性和有效性^[4-8]。数值模拟的结果可以更为清晰地勾画出叶轮机械内部的局部流动细节, 在一定程度上弥补了实验的不足。由于湍流模型等不确定因素的影响, 数值模拟方

法还不能从根本上取代实验, 但它可为实验研究和设计工作提供方向性指导。

某型发动机改型过程中参考压气机的设计、试验手册, 在保证叶片强度的情况下, 保持导叶进口气流角和叶片弦长不变, 对导流叶片进行了适当的减薄处理, 以期改善压气机的性能。导叶厚度的变化对压气机性能会产生什么影响, 能否满足预期的改型要求, 这些都是需要进一步研究的问题。为此, 本文发展了基于分块结构的三维 Navier-Stokes 方程流体求解器, 通过数值分析方法研究导叶厚度的变化对压气机级性能的影响。首先以该压气机原型机的第一级为研究对象 (包

* 收稿日期: 2004-12-18 修订日期: 2005-05-17。

基金项目: 国家自然科学基金 (50176042); 西北工业大学创新基金 (M016211)

作者简介: 吴艳辉 (1972—), 女, 博士后, 研究领域为叶轮机械气动热力学研究。

E-mail: wu_yan_hu704@hotmail.com

括进口导叶、第一级动叶和第一级静叶), 预测了第一级的级特性, 并与已有的特性实验数据进行了对比分析, 用以验证数值计算程序的可靠性。在此基础上进一步对比分析了导叶变薄前后压气机总性能和基元性能的变化, 为该压气机的改型提供理论指导。

2 方法

本文通过数值计算方法研究导叶厚度变化对压

气机级性能的影响, 为压气机的改型提供理论指导。将进口导叶、第一级动叶和第一级静叶整体作为研究对象, 对比分析导叶变薄前后研究对象的总性能、基元性能以及局部流动细节的变化。计算时选取了该压气机高、中、低三个运行转速, 分别为: 8500r/min, 6000r/min, 5000r/min。表 1 给出了研究对象的主要设计参数。

Table 1 Main design parameters of the compressor's stage (given at mid-span)

Blade row	Midspan/m	Blade inlet angle/(°)	Blade outlet angle/(°)	Solidity	Relative thickness/%	Aspect ratio	Blade number
Vane	0.272	0	14	0.714	10.72	4.33	19
Rotor	0.274	41.5	20	0.990	6.7	3.7	23
Stator	0.299	34.7	-7.5	1.156	8.5	4.73	37

2.1 计算模型

本文计算时采用了分区网格处理方法, 发展了基于分块结构的三维 Navier-Stokes 方程流体求解器用于求解包含间隙在内的叶轮机械内部三维流场。

基于 Boussinesq 假设的雷诺平均的 Navier-Stokes 方程可以写成如下统一的矢量形式

$$\frac{\partial U}{\partial t} + \dots \cdot \vec{F}_I + \dots \cdot \vec{F}_V = Q \tag{1}$$

式中 $\vec{F}_I, \vec{F}_V$ 分别为无粘矢通量和粘性矢通量, Q 为源项。通量 $\vec{F}_I, \vec{F}_V$ 在直角坐标系下可分解成三个分矢量

$$\vec{F}_I = f_{I1} \vec{i}_x + f_{I2} \vec{i}_y + f_{I3} \vec{i}_z; \vec{F}_V = f_{V1} \vec{i}_x + f_{V2} \vec{i}_y + f_{V3} \vec{i}_z \tag{2}$$

并且

$$U = \begin{bmatrix} \overline{p} \\ \overline{\rho w_1} \\ \overline{\rho w_2} \\ \overline{\rho w_3} \\ \overline{\rho E} \end{bmatrix} \quad f_{Ii} = \begin{bmatrix} \overline{\rho w_i} \\ \overline{P^*} \delta_{i1} + \overline{\rho w_{1w1}} \\ \overline{P^*} \delta_{i2} + \overline{\rho w_{1w2}} \\ \overline{P^*} \delta_{i3} + \overline{\rho w_{1w3}} \\ (\overline{\rho E} + \overline{P^*}) w_i \end{bmatrix}$$

$$f_{Vi} = \begin{bmatrix} 0 \\ -\tau_{11} \\ -\tau_{12} \\ -\tau_{13} \\ -(q_i + -\tau_{ij} w_j) \end{bmatrix} \quad Q = \begin{bmatrix} 0 \\ -\overline{p} \overline{\omega} \times v + \overline{(\omega \times (\omega \times r))} \\ \overline{\rho \cdot (0.5 \omega^2 r^2)} \cdot w \end{bmatrix}$$

控制方程中的空间项采用有限体积中心离散方法。时间项的离散采用五阶龙格-库塔, 并结合局部时间步长、隐式残差光滑技术和多重网格方法加速计算的收敛。湍流应力用 S-A 模型确定。

2.2 导叶叶型参数

图 1 给出了导叶变薄前后从近根部到近尖部四个基元截面上的叶型对比, 四个基元截面对应的位置 $(r/r_h)/(r_t/r_h)$ 分别为: 6.34%, 41.35%, 76.36%, 85.11%, r_t 和 r_h 分别为进口导叶前缘处流道的根部和尖部半径。由于该压气机采用了等反力度设计, 从图中可以看出: 为了保证第一级动叶各基元半径上的反力度为常数, 从根部到尖部采用了由负到正的预旋, 而且预旋是不断增大的。图 1 给出的四个基元截面沿轴线方向的最大厚度减薄率分别为: 55.60%, 55.87%, 55.76% 和 53.56%。由于变薄之后的叶型截面前缘和尾缘点数据不足, 计算时对叶型截面前后缘进行了光滑处理, 保证叶片变薄前后进口气流角和弦长不变。

2.3 计算网格

图 2 给出了三维计算网格和子午面网格示意图。从图中可以看出, 计算网格是由单叶排网格 (包括前后延伸段) 相连接而形成的。对于定常流计算, 由于动叶相对于静叶的位置是任意的, 计算中采用混合面模型来传递上、下游流场的信息, 即在各叶片的交接面上进行周向平均, 然后根据交接面两侧的具体流动情况, 通过交换平均通量和压力来传递流场信息。

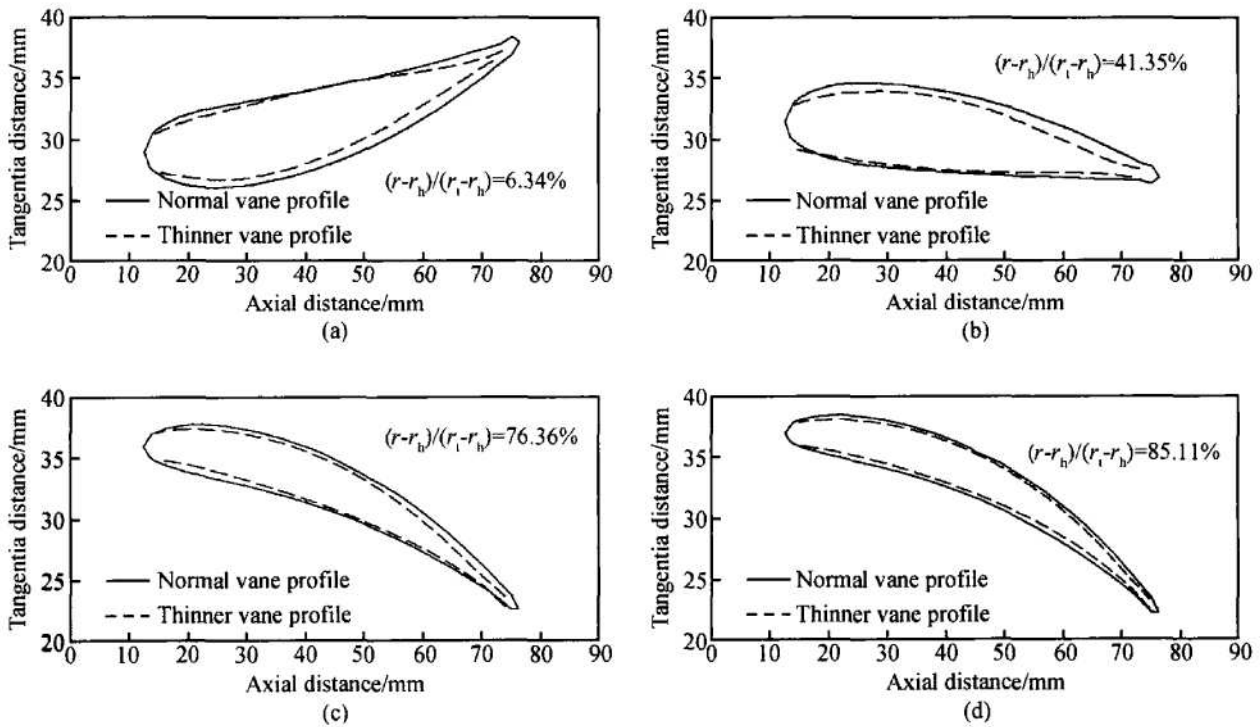


Fig 1 Comparison between the normal and thinner elemental profiles of the inlet vane blade

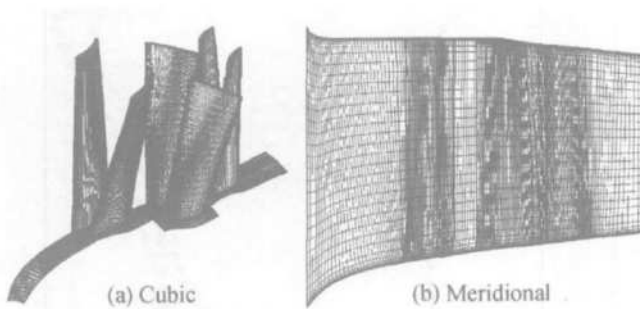


Fig 2 Grid used in calculations

3 结果分析

研究对象的总体性能用总压比 π_k^* 和等熵效率 η_k^* 来衡量。设研究对象进口处的总压和总温分别为 p_1^* 和 T_1^* ，研究对象出口处的总压和总温分别为 p_k^* 和 T_k^* ，则总压比和总效率的定义如下

$$\pi_k^* = p_k^* / p_1^*; \quad \eta_k^* = \left[(\pi_k^*)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right] \left[\frac{T_k^*}{T_1^*} - 1 \right]^{-1} \quad (3)$$

进行实验和计算结果对比分析时，为了与实验测量结果取得一致，上式中的总温、总压均采用面积加权平均值。

分析气流参数周向平均值的变化时，采用下式对计算结果进行周向平均

$$\bar{u} = \frac{1}{\int \rho_z d\theta} \int \rho_z u d\theta \quad (4)$$

式中 $\bar{u}$ 表示变量 u 的周向平均值。

3.1 总性能对比分析

图 3 给出了原型机第一级的级特性的预测值和实验测量值的比较，图中横坐标 ϕ 表示流量系数， $\phi = V_a / U$ ，纵坐标 $\psi = \eta \Delta H / U^2$ ， V_a 为动叶进口中间叶高处的轴向速度， U 为动叶进口中间叶高处的周速， η 为等熵效率， ΔH 为级的焓变。从图中可以看出第一级压气机级特性的预测值与实验测量值符合得较好，说明用该程序来分析导叶厚度的变化对压气机性能的影响是可靠的。

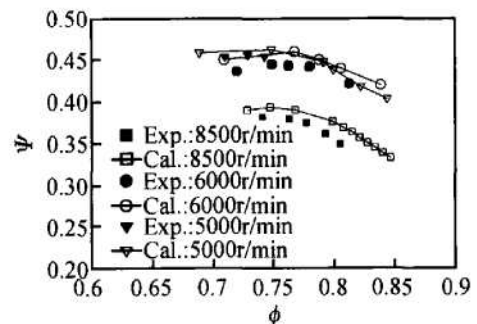


Fig 3 Comparison between experimental and computed stage's characteristics

图 4 给出了 8500r/min、6000r/min 和 5000r/min 三个转速下的计算压比特性和效率特性，图中流量最小点为计算失速边界点。从图中可以看出，高、中、低三个运行转速情况下压气机第一级的总特性变化趋势是一致的，即总压比略有提高，效率基本保持不变。同时，导叶变薄对压气机级的稳定裕度也是有利的。

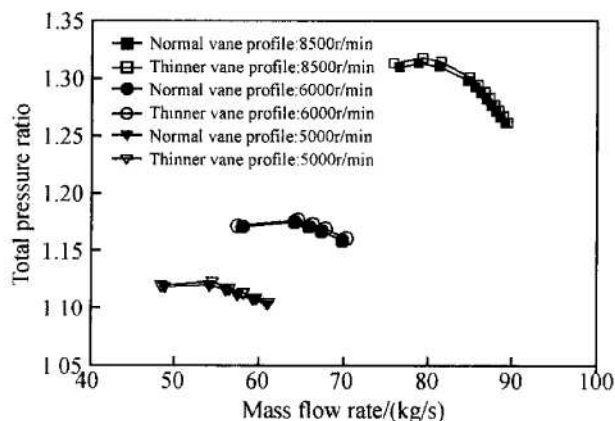


Fig 4 Stage characteristics with the thinner vane profiles compared to those with normal profiles

3.2 基元性能对比分析

压气机级的总性能的变化是由于基元性能的变化引起的。本节以 8500r/min 转速为例, 详细分析流场中流动细节的变化 (包括周向平均参数、动叶表面压力分布以及动叶间隙区域的流动), 压力值均以进口截面平均总压 p_0 无量纲化。选取的工况点为该转速下的最高效率点, 计算时给定相同的背压。

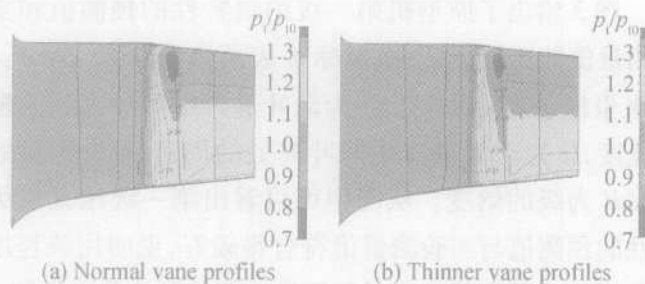
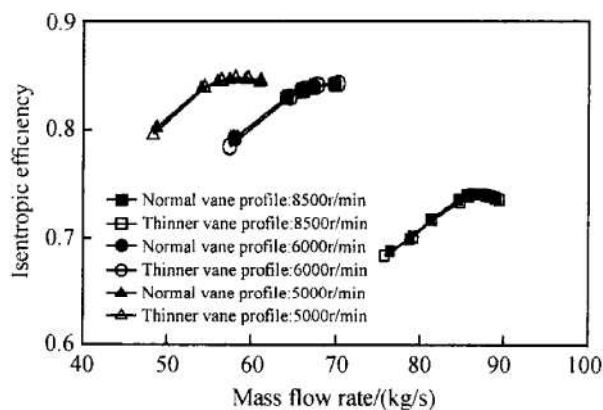


Fig 5 Contours and isolines of pitchwise averaged total pressure

图 5 给出了 8500r/min 转速下最高效率工况点子午面周向平均总压的变化情况。从图中可以看出, 导叶变薄使得动叶出口之后主流区的总压沿叶展方向增大, 例如, 导叶变薄之后 1.28 等值线包围的面积比导叶变薄之前大。图 6 给出了动叶进口、动叶出口以及静叶出口的周向平均总压沿径向的分布情况。从图中可以看出: 导叶变薄前后动叶进口的总压保持不变, 而动叶出口和静叶出口的总压沿叶展方向从 20% ~ 70% 叶高范围内略有提高。由此可见, 导叶叶型变薄之后改善了主流区的流动情况, 使得压气机级的总压比略有提高, 而效率保持不变。

图 7 给出了 8500r/min 转速下最高效率工况点平均半径基元动叶表面的静压分布情况。从图中可以看出: 动叶压力面上的静压保持不变, 动叶吸力面



上的静压在近前缘和尾缘处也保持不变, 但从 25% 到 85% 叶片弦长上吸力面的静压略有降低, 从而提高了平均半径基元动叶的负荷。叶片负荷的提高使得基元级的作功能力增强, 从而提高了动叶出口主流区气流的总压。

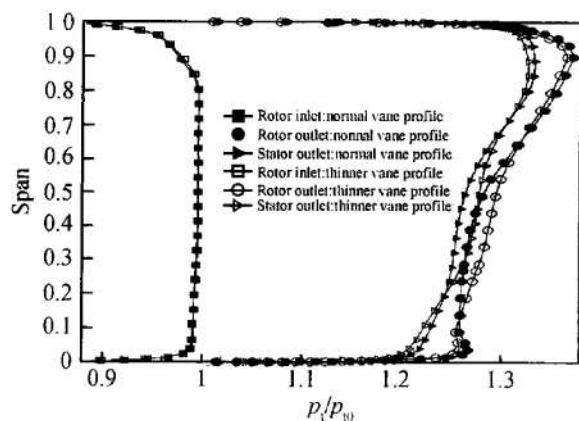


Fig 6 Radial distribution of pitch-averaged pressure

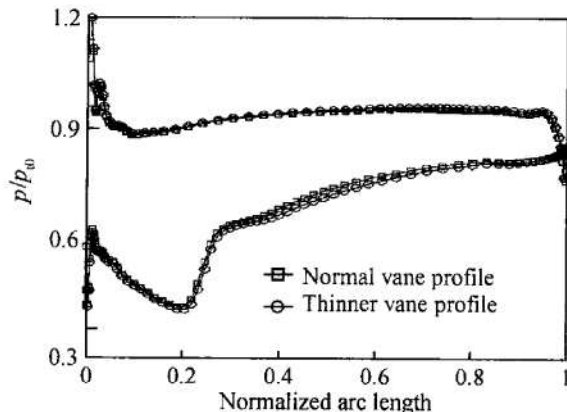


Fig 7 Blade pressure distribution at rotor midspan

压气机动叶叶尖间隙区域的流动是诱发机器进入不稳定工作状态的主要因素之一。以原叶型为例,

图 8 给出了 8500r/min 转速下动叶间隙区域的三维流线图。从图中可以清晰地看出间隙泄漏涡的形成和发展过程。

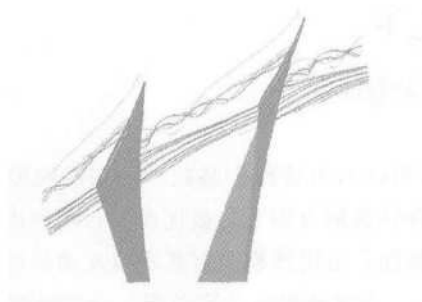


Fig 8 3D stream lines at rotor tip region

图 9 给出了 8500r/min 转速下导叶变薄前后机匣壁面静压分布的等值线和云图。图中壁面静压极小值的连线即为间隙泄漏涡涡核的运行轨迹。涡核处的静压值越小表示泄漏涡的强度越强。比较图 9 (a) 和图 9 (b) 可以看出: (1) 导叶变薄前后泄漏涡的运行轨迹没有发生变化; (2) 泄漏涡涡核处的静压值基本保持不变表明泄漏涡的强度基本不变。因此, 导叶叶型的变化对动叶间隙区域的复杂流动没有明显的影响。这说明导叶变薄没有恶化该区域的流动, 同时改善了主流区的流动情况, 从而提高了压气机级的稳定裕度。

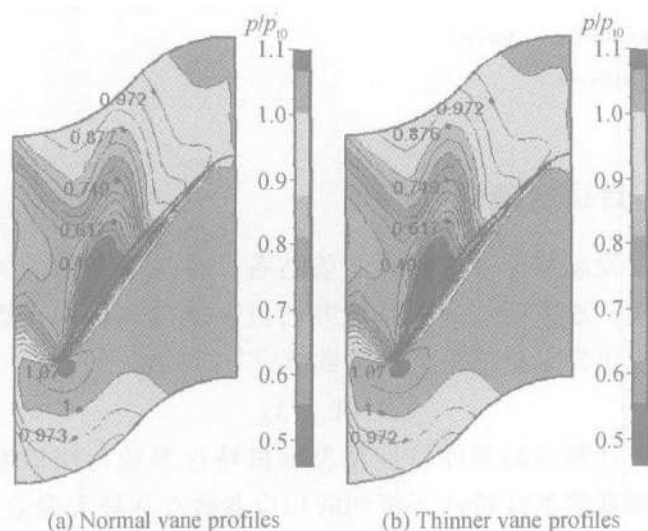


Fig 9 Contours and isolines of static pressure on rotor casing

4 结 论

数值预测结果与已有的压气机级的特性实验数据对比分析表明, 程序能很好地预测出原型机级的总性能, 并以此为基础分析了导叶厚度变化对压气机级的总性能和内部流场的影响:

(1) 导叶变薄使得压气机级的效率保持不变, 压比略有提高, 对提高压气机级的稳定性是有利的。

(2) 导叶变薄提高了主流区动叶基元负荷, 使压气机级的总压比略有提高。

(3) 导叶变薄没有恶化间隙区域复杂的流动, 同时改善了主流区的流动, 从而提高了压气机级的稳定裕度。

参考文献:

- [1] Hunter I H, Cumpsty N A. Casing wall boundary layer development through an isolated compressor rotor [J]. *ASME Journal of Engineering for Power*, 1982, 104(4).
- [2] Lakshminarayana B, Sitarum N, Zhang J. Endwall and profile losses in a low speed axial flow compressor rotor [J]. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 1986, 108, 22~31.
- [3] Inoue M, Kuroumami M. Structure of tip clearance flow in an isolated axial flow compressor rotor [J]. *ASME Journal of Turbomachinery*, 1989, 111(2): 250~256.
- [4] Bakwin B, Lomax H. Thin boundary layer approximation and algebraic model for separated turbulent flows [R]. *AAA* 78-257.
- [5] Jameson A, Schmidt W, Turkel E. Numerical solutions of the Euler equations by finite volume methods using Runge-Kutta time-stepping schemes [R]. *AAA* 81-1259.
- [6] 王保国, 黄虹宾. 叶轮机械跨声速及亚声速流场的计算方法 [M]. 北京: 国防工业出版社, 2001.
- [7] Kunz R F, Lakshminarayana B, Basson A H. Investigation of tip clearance phenomena in an axial flow compressor cascade using Euler and Navier-Stokes procedures [J]. *ASME Journal of Turbomachinery*, 1993, 115, 453~467.
- [8] Lacor C, Zhu Z W, Hirsch C. A new family of limiters within the multigrid/multiblock Navier-Stokes code EURANUS [R]. *AAA* 93-5023.

(编辑: 郭振伶)