

文章编号: 1000-8055(2002)05-0549-07

单级跨音压气机整圈三维动静叶干涉的数值模拟

蒋康涛, 徐 纲, 张宏武, 黄伟光, 陈静宜
(中国科学院工程热物理研究所, 北京 100080)

摘要: 本文使用商业软件 FLUENT, 对某单级跨音压气机的整圈三维非定常动静叶干涉流场进行了数值模拟, 计算并比较了拉开动静叶轴向间隙和正常轴向间隙情况下的不同流动状况。非定常整圈三维计算的结果模拟了清晰的动静叶干涉图像, 并显示了静叶三个连续通道出口流量的周期性变化和滞后现象, 表明可以利用成熟的 CFD 商业软件研究叶轮机械内部的复杂物理现象。

关键词: 压气机; 整圈; 三维; 动静干涉; 数值模拟

中图分类号: V 231.3

文献标识码: A

Three-Dimensional Numerical Simulation of Whole-Ring Rotor/Stator Interaction in a Single-Stage Compressor

JIAN G Kang-tao, XU Gang, ZHAN G Hong-wu,
HUAN G Wei-guang, CHEN Jing-yi

(Institute of Engineering Thermophysics, Chinese Academy of Sciences, Beijing 100080, China)

Abstract: This paper presents three-dimensional unsteady numerical simulation of whole-ring rotor/stator interaction in a single-stage transonic axial compressor by using the commercial CFD software FLUENT. The different flow fields of both elongated axial gap and normal axial gap between rotor and stator are calculated and compared. The numerical results acquire clear flow pictures of rotor/stator interaction, and show the periodic oscillations and lag phenomena of outlet mass flow rate in three successive stator passages. The paper supports that the mature commercial software can be employed to study complex physical phenomena in turbomachinery.

Key words: compressor; whole-ring; three-dimensional; rotor/stator interaction; numerical simulation

1 引 言

叶轮机械中存在的固有非定常问题, 其中绝大多数是由于转子/静子之间的相对运动以及各叶片排的周向非均匀流动所引起的, 即级间流场

干涉现象。国内外大量基础实验研究和理论分析表明, 叶轮机械内部流场的非定常流动对叶片排的气动性能有很大影响^[1~5]。现今的压气机设计体系基本上仍属于定常设计, 这表现在认为叶片排之间的参数是周向均匀的, 只有沿径向的变化,

收稿日期: 2001- 11- 22; 修订日期: 2002- 04- 11

基金项目: 中国科学院知识创新项目(KGCX2-301)

作者简介: 蒋康涛(1975-), 男, 湖南邵阳人, 中国科学院工程热物理研究所博士生, 主要从事叶轮机械非定常流动的数值研究

即在设计中采用混合平面法进行定常分析计算,而忽略尾迹对下一排叶片的影响。实际上就是认为叶片排之间拉得很开,尾迹在进入下一排叶片之前就已经掺混均匀。非定常设计体系就是要考虑叶片排之间的非定常干涉,体现在设计方法上就是非定常动静叶干涉的计算。

由于计算机软硬件资源条件的提高和计算流体力学的进展,进行单级压气机的三维、整圈非定常计算成为可能。文献[6]对压气机三维非定常流动作了初步计算。随着计算流体力学商业软件技术的不断完善,我们可以利用这些成熟的CFD 软件研究叶轮机械内部的复杂物理现象,进行定性、定量的分析,用于指导设计工作。本文在网络并行服务器的硬件平台上,使用CFD 商业软件Fluent,对单级跨音速压气机整圈三维动静叶干涉现象进行了数值模拟。为了分析定常计算的假设(即拉开动静叶轴向间隙)究竟对于设计有何种影响,本文计算并比较了拉开动静叶轴向间隙和正常动静叶轴向间隙情况下的不同流动状况。

2 基本方程与计算方法

2.1 基本方程和湍流模型

采用三维雷诺平均守恒形Navier-Stokes 方程。湍流模型选取标准 $k-\epsilon$ 两方程模型,壁面附近采用标准壁面函数。

2.2 计算网格

网格用Fluent 软件包的Gambit 前置处理软件生成,采用H 型网格。图1 所示为正常轴向间隙的计算网格。在现有的计算资源条件下,网格做得比较稀,动静叶每个通道的网格数为 $49 \times 17 \times 21$,共17493 个。

2.3 计算方法

工质假定为理想气体。基本方程求解用耦合



图1 正常轴向间隙的计算网格

Fig. 1 Computational mesh (normal axial gap)

求解方法(连续方程、动量方程和能量方程同时求解),求解器用有限体积法,空间离散格式是一阶迎风显式格式。计算过程分为定常计算和非定常计算两个阶段,定常计算收敛的结果作为非定常计算的初始流场。

(1) 定常计算:动静叶滑移面参数传递用混合平面法(mixing plane),并采用多重网格法加速收敛;

(2) 非定常计算:动静叶滑移面参数传递用网格界面法(grid interface),非定常时间离散采用一阶隐式格式(双重时间推进)。

2.4 并行计算

在Linux 操作系统上,使用Fluent 软件提供的并行计算功能,选用Fluent 自带的MPI 并行通讯协议(shared memory MPI)。

3 硬件平台

针对非定常计算对计算资源要求高的现实,搭建了具有6 个节点并且可以继续扩充的分布式网络并行计算平台。该并行平台由3 台网络服务器构成,其基本配置见表1。

表1 分布式网络并行计算服务器的基本配置

Table 1 Basic configuration of parallel calculating server

CPU	双 Intel P III 1GHz (133MHz 外频)
内存	1 GB Kingston REG ECC SDRAM (133MHz 频率)
主板	华硕 CUV 4X-D, 使用 VIA 694xDP 芯片组
网卡	3Com 3C905B-TX 10M /100M 自适应, 全双工
交换机	Cisco Catalyst 2900 SERIES XL

4 研究结果与分析

4 1 算例介绍

本文计算NASA 的单级跨音速压气机 Stage 35 的三维动静叶非定常干涉流场。其设计参数见表 2。

表 2 跨音压气机级 Stage 35 的设计参数
Table 2 Design parameters of NASA stage 35

设计参数	数值
动叶叶片数	36
静叶叶片数	46
动叶展弦比	1. 19
静叶展弦比	1. 26
转数/(r/m in)	17188. 700
叶顶周向速度/(m/s)	454. 456
流量/(kg/s)	20. 188
轮毂比	0. 70

4 2 结果分析

为了防止频率共振, 动叶的叶片数与静叶的叶片数一般没有较大的公约数关系。本文模拟的 NASA Stage 35 压气机的动静叶片数之比为 36: 46, 仅可简化为 18: 23。虽然随着计算技术的发展, 现有的条件已经可以进行无简化整圈计算, 但还是按照以往的做法首先进行简化计算, 将静叶数由 46 改为 48, 整个计算简化为 3: 4。然后在拉开轴向间隙和正常轴向间隙两种情况下对整圈进行计算, 都没有考虑动叶顶部间隙。

计算时, 边界条件的处理原则是: 动叶进口为压力进口边界条件, 设定进口总压, 进口总温和气流方向角(轴向进气); 静叶出口为压力出口边界条件, 设定出口背压; 动静叶滑移面如前所述, 对于定常和非定常有不同的处理方法; 对于简化计算, 周向第一站和最后一站需要周期性条件, 而整圈计算则不需要任何周期性条件。

4 2 1 简化计算(动静叶片数为 3 : 4, 拉开轴向间隙)

由于只计算 7 个通道, 故每个通道采用的网格数可以较多, 取 10 万, 共 70 万。动叶扫过静叶时, 每个静叶通道内布置 20 个计算站。由图 2 湍流粘性比分布图可以看到, 动叶的尾迹清晰地通过了滑移面, 但到达静叶前缘时已明显减弱。图 3

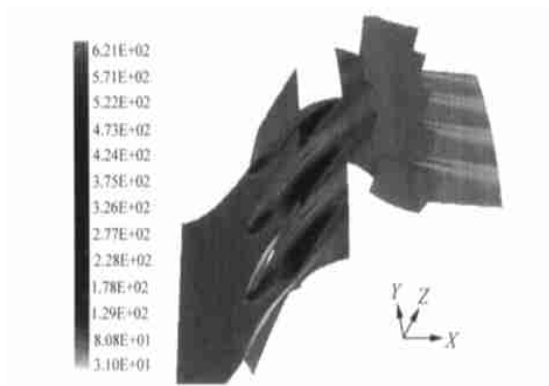


图 2 拉开轴向间隙、简化计算湍流粘性比分布 (叶高中径)

Fig 2 Turbulent viscosity ratio contour at middle section (elongated axial gap, simplified)

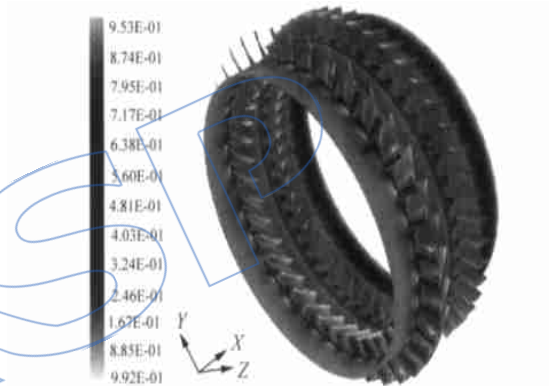


图 3 拉开轴向间隙、简化计算相对马赫数分布 (叶高中径)

Fig 3 Relative Mach Number contour at middle section (elongated axial gap, simplified)

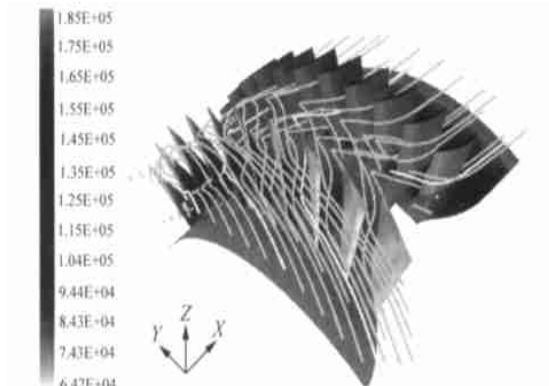


图 4 拉开轴向间隙、简化计算迹线图 (叶高中径)

Fig 4 Path lines at the middle section (elongated axial gap, simplified)

为近 50% 叶高处相对马赫数分布(动静叶分别复制形成整圈),由动叶表面的相对等熵马赫数分布可以清楚地看到激波的三维分布。图 4 为迹线图,从动叶前释放的粒子穿过滑移面进入静叶。而在定常计算中,由于混合面的使用,迹线是穿不过混合面的。图中,迹线在通过滑移面时发生了折转,这是因为粒子在动叶通道中的迹线显示的是其相对动叶的运动。

4 2 2 整圈计算

4 2 2 1 拉开轴向间隙

整圈计算,动静叶片数之比是 36 : 46, 共计 82 个通道。每个通道的网格数减少到 18411, 一共有大约 151 万网格。图 5 和图 6 分别是近 50% 叶

简化计算的结果类似,虽然动叶尾迹同样通过滑移面,但对静叶的影响很小。由于简化计算改变了静叶数,从而改变了静叶排的栅距,导致流场计算不真实;而整圈计算不但去掉了周期性条件,而且保持真实的静叶栅距,模拟的流场相对简化计算而言要更加合理。

4 2 2 2 正常轴向间隙

网格数为 17493×82 , 约 144 万, 比(4 2 2 1)略少。图 7 和图 8 是沿近 50% 叶高处的湍流强度和相对马赫数分布图,可以看出,动叶的尾迹进入静叶通道,在动叶沿周向运动过程中,尾迹与静叶前缘发生切割,其影响主要集中在静叶通道前 $1/2$ 弦长区域,沿流向往后逐渐削弱。图 9 显示了

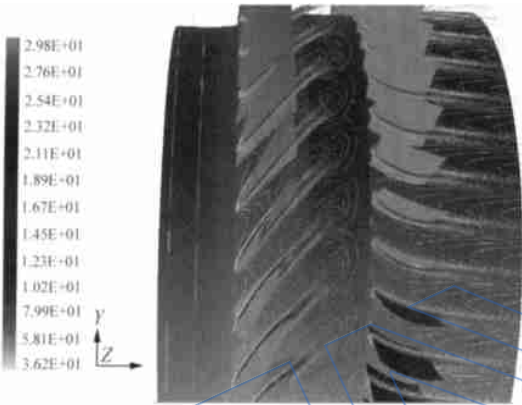


图 5 拉开轴向间隙、整圈计算湍流强度分布 (叶高中径)

Fig 5 Turbulent intensity contour at middle section (elongated axial gap, whole-ring)

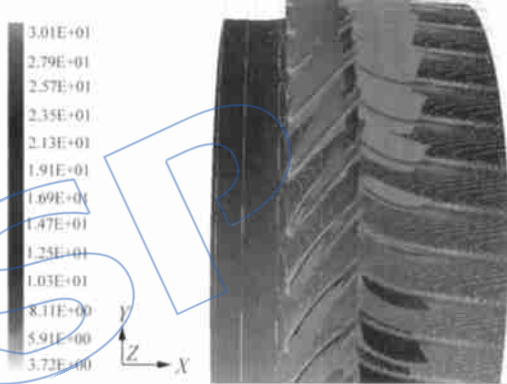


图 7 正常轴向间隙、整圈计算湍流强度分布 (叶高中径)

Fig 7 Turbulent intensity contour at middle section (normal axial gap, whole-ring)

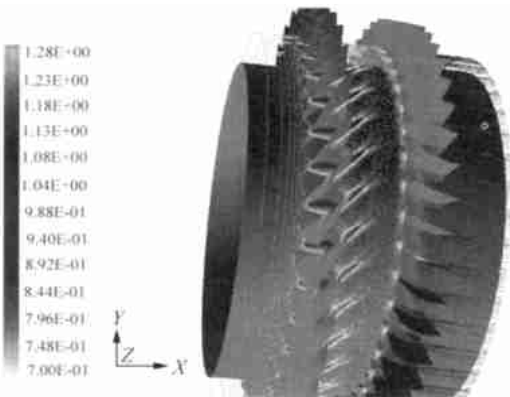


图 6 拉开轴向间隙、整圈计算相对马赫数分布 (叶高中径)

Fig 6 Relative Mach Number contour at the middle section (elongated axial gap, whole-ring)

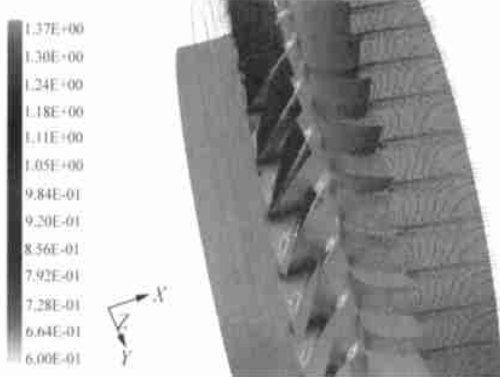


图 8 正常轴向间隙、整圈计算相对马赫数分布 (叶高中径)

Fig 8 Relative Mach Number contour at the middle section (normal axial gap, whole-ring)

高处的湍流强度和相对马赫数分布图,从图中可以看出,整圈计算的动静叶干涉流场与(4 2 1)中

在动静叶滑移面轴向位置动叶转过一个静叶通道的周期 T 内相对马赫数的变化过程,图中把 T 分

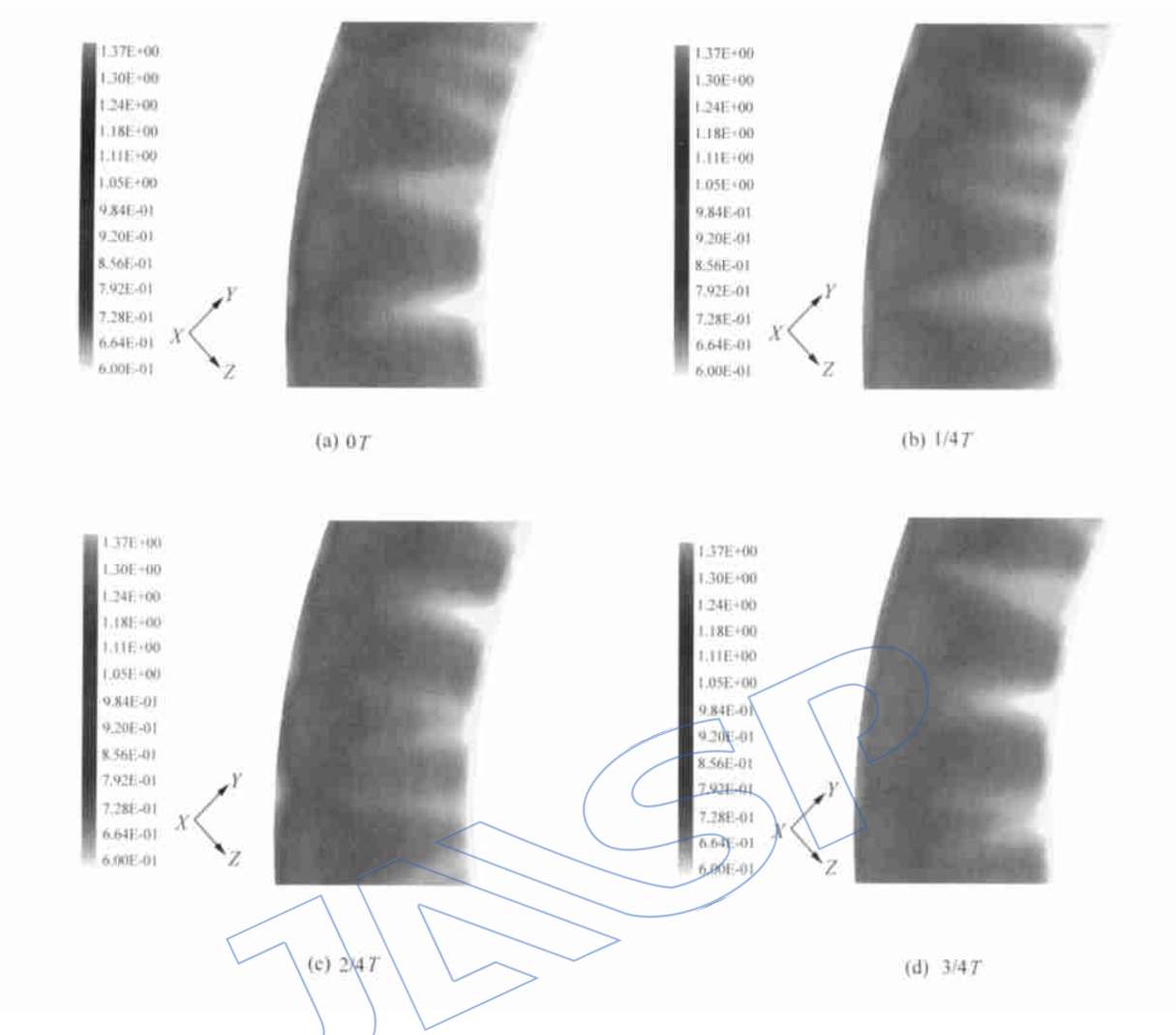


图 9 正常轴向间隙、整圈计算相对马赫数分布(动静叶滑移面附近, 转过一个通道的周期 T 内)

Fig 9 RelativeMach Number contour at the rotor/stator interface during cycle T passing one passage (normal axial gap, whole-ring)

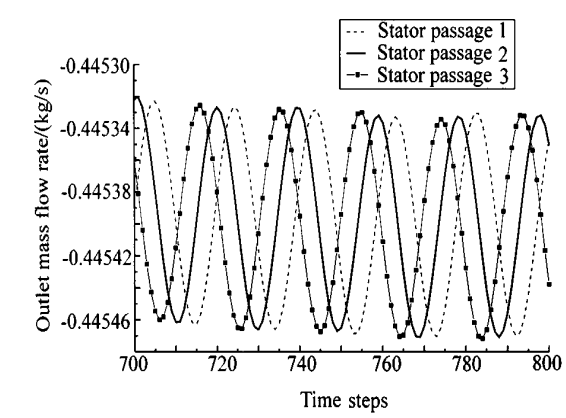


图 10 正常轴向间隙、整圈计算三个相邻静叶出口通道流量曲线(时间步长= 5×10^{-6} s)

Fig 10 The curve of outlet mass flow ratye in three successive stator passages (normal axial gap, whole-ring step= 5×10^{-6} s)

为四个等份, 显示了每个时刻的相对马赫数分布图。可以清楚地看到, 动叶尾迹沿着周向转动, 不动的阴影是静叶所在的周向位置。因为叶顶处叶片之间的间隔大, 动静叶相互干涉的影响相对较小, 而叶根处相互干涉的现象更加明显。从图中还能清晰地看到动叶尾迹对叶顶高压高马赫数区域的挤压现象。

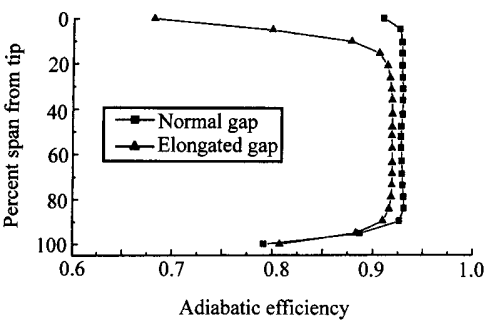
图 10 为静叶排三个连续通道的出口流量变化曲线。从图中可以看出, 单个通道的出口流量显示了很好的周期性, 并且通道之间的出口流量存在稳定的滞后现象, 反映出动静叶相对运动对通道流量变化的影响。

4 2 2 3 定常和非定常、拉开和正常轴向间隙计算和实验结果的比较

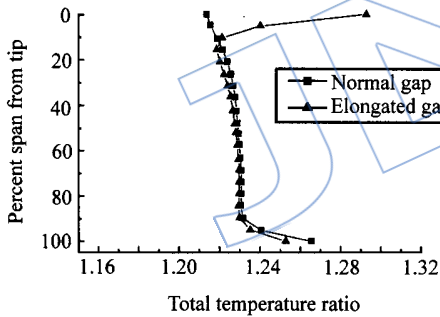
表 3 列出了定常和非定常、拉开和正常轴向间隙共四种情况下动叶进口流量, 级总压比, 级总

表 3 4 种情况下计算结果和实验值的比较
Table 3 Comparison between numerical simulations and experiments

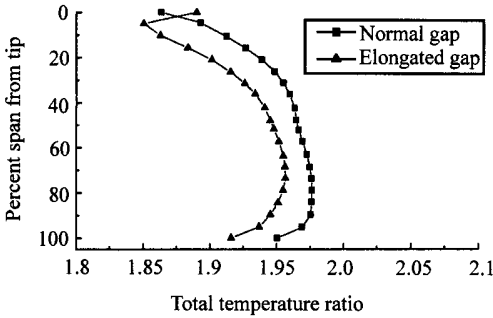
	进口流量/(kg/s)	级总压比	级总温比	级绝热效率
定常, 拉开间隙	20.313	1.8516	1.2307	0.8344
非定常, 拉开间隙	20.307	1.8525	1.2313	0.8327
定常, 正常间隙	20.397	1.8444	1.2240	0.8534
非定常, 正常间隙	20.488	1.8610	1.2281	0.8512
实验值(正常间隙)	20.64	1.905	1.244	0.827



(a)



(b)



(c)

图 11 正常和拉开轴向间隙动叶性能沿径向的分布
Fig. 11 Radial distribution of performance for rotor
(normal and elongated axial gap)

温比和级绝热效率计算结果以及实验值^[7]的比

较。

从表中可以看出, 对于拉开间隙, 定常和非定常计算的流量, 总压比和总温比结果比较接近, 可见拉开间隙的效果是减弱了动静叶的相互干涉。而对于正常间隙来说, 从定常到非定常计算这三个量都有增大, 但绝热效率的变化幅度和拉开间隙时的变化幅度差不多; 与实验值比较, 非定常计算的结果更接近实验值。计算的绝热效率比实验值高出较多, 可能是因为没考虑顶部间隙等损失的缘故。

图 11 中(a), (b)和(c)所示是两种间隙情况下非定常计算得到的动叶性能(绝热效率, 总温比和总压比)沿径向的分布曲线。可以看到, 前两个量在叶顶附近差异较大。总的说来, 正常间隙和拉开间隙相比, 前者总压比大, 绝热效率也高。

5 结论与展望

通过以上的计算和分析, 可以得出如下结论:

(1) 拉开通静叶之间的轴向间隙, 动静叶干涉现象很微弱, 计算结果和定常情况接近; 而恢复正常的轴向间隙后, 动静叶之间发生明显的相互干涉现象, 对压气机级性能和动叶性能沿径向的分布产生影响。

(2) 对两种间隙进行比较, 正常间隙时绝热效率较高; 在正常轴向间隙情况下, 非定常计算的结果比定常计算更接近实验值。

(3) 非定常整圈计算模拟了清晰的动静叶干涉图像, 比如动叶尾迹沿周向的转动, 与静叶前缘的切割, 对叶顶高压高马赫数区域的挤压等; 还显示了静叶三个连续通道出口流量的周期性变化和滞后现象。

根据前面的结论, 我们认为压气机设计时应该考虑非定常现象, 比如动静叶之间的干涉, 顶部间隙等其它非定常损失等。由于网格数太少, 本文

的计算还很粗略。今后, 要更详细地研究动静叶干涉现象及其对压气机非定常设计所能提供的指导意义。

参考文献

[1] Huber FW, Johnson P.D. Shama O P, et al Performance Improvement through Indexing of Turbine Airfoils Part 1- Experimental Investigation[R]. A S M E Paper No. 95- GT- 27, 1995

[2] Griffin L W, Huber FW, Shama O P. Performance Improvement through Indexing of Turbine Airfoils Part 2- Numerical Simulation[R]. A S M E Paper No. 95- GT- 28, 1995

[3] Barankiewicz W S, Hathaway M D. Effects of Stator Indexing on Performances in a Low Speed Multistage Axial Compressor[R]. A S M E Paper No. 97- GT- 496, 1997.

[4] 黄伟光, 陈乃兴, 山崎伸彦, 等. 叶轮机械动静叶片排非定常气动干涉的数值模拟[J]. 工程热物理学报, 1999, 20(3): 294- 298

[5] 蒋康涛, 黄伟光, 徐燕骥. 透平叶栅静叶周向布局的数值研究[J]. 工程热物理学报, 2001, 22(5): 559- 562

[6] Hah C, Puterbaugh S L, Copenhaver W W. Unsteady Aerodynamic Flow Phenomena in a Transonic Compressor Stage[J]. J. of Propulsion and Power, 1997, 13(3): 329- 333

[7] Lonnie Reid, Royce D Moore. Performance of Single- Stage Axial-Flow Transonic Compressor with Rotor and Stator Aspect Ratios of 1. 19 and 1. 26, Respectively, and with Design Pressure Ratio of 1. 82[R]. NASA Technical Paper 1338, 1978

(责任编辑 吴一黄)

