

跨声速轴流压气机级全工况三维流场数值分析*

张士杰¹, 袁 新², 叶大均²

(1. 清华大学 建筑学院, 北京 100084; 2. 清华大学 热能工程系, 北京 100084)

摘 要: 以 LU-SGS-GE 隐式格式和 MUSCL TVD 迎风格式为基础, 结合壁面函数方法和简单的混合长度湍流模型, 对三维可压缩雷诺平均 N-S 方程进行求解。叶列间参数的传递采用混合平面方法并应用了微机网络并行计算技术。计算得到了 NASA 35 号低展弦比、跨声速轴流压气机级 70% 和 90% 设计转速下的全工况性能曲线, 并重点分析了其中一些典型工况下的内部流场。计算与实验结果的对比表明, 此方法能快速得到三维粘性流场的流动特性且计算精度较高, 可用来模拟跨声速轴流压气机级内的全工况三维粘性流动。

关键词: 跨音速压气机; 三维流动; 气动特性; 数值计算

中图分类号: V235.113 文献标识码: A 文章编号: 1001-4055 (2002) 03-0209-04

3-D viscous numerical investigation on the overall aerodynamic performance of a transonic axial-flow compressor stage

ZHANG Shi-jie¹, YUAN Xin², YE Da-jun²

(1. School of Architecture, Tsinghua Univ., Beijing 100084, China;

2. Dept. of Thermal Engineering, Tsinghua Univ., Beijing 100084, China)

Abstract: The internal flow field of a transonic axial-flow compressor stage was analyzed using a fast full 3-D viscous flow calculating method. This practical engineering-oriented method was developed based on a new Lower-Upper implicit scheme and a fourth order high resolution MUSCL TVD scheme. A wall function method was employed to effectively reduce the computational effort and simple zero-equation turbulence model was adopted to closure the Reynolds-averaged N-S equations. The mixing plane method was employed to transfer parameters between rotor and stator cascades. The overall performance for a compressor stage at different rotating speed was obtained and the internal flow fields at typical operating conditions were emphatically analyzed. Compared with the results obtained from experimental data, these solutions demonstrate both the efficiency and accuracy needed by practical applications.

Key words: Transonic compressor; Three dimensional flow; Aerodynamic characteristic; Numerical calculation

1 引 言

为提高叶轮机械设计效率, 缩短设计周期, 多叶片排叶轮机机械的数值模拟已成为当前研究的重点。而发展一种快速的三维粘性流场计算方法, 并以此来对多叶片排轴流式压气机进行多级变工况联立计算就成为当前研究的一个重要课题。基于此思想, 文献[1]使用有限差分的隐式时间推进法, 发展了一种三维雷诺平均 N-S 方程快速求解方法。对 NASA 67 跨声速轴流风扇转子流场的全工况计算表明具有快速、准

确的特点。本文将这一方法扩展到了多叶片排轴流跨声速压气机的计算, 利用现有微机资源, 采用了粗粒度的微机网络并行计算技术。并对具有详细实验结果的 NASA 35 号低展弦比轴流跨声速压气机级 70% 和 90% 设计转速下的流场进行了全工况数值模拟, 以验证计算方法和计算程序的可靠性。

2 数理方程和数值方法

2.1 控制方程

假设移动系统以常速度 Ω 围绕 x_1 轴作定常旋

* 收稿日期: 2001-06-01; 修订日期: 2001-09-10。基金项目: 国家重点基础研究专项经费 (G1999022304) 和自然科学基金 (50076019) 资助项目。

作者简介: 张士杰 (1971—), 男, 博士, 研究领域为气动热力学, 热力循环系统等。

转,则三维可压缩雷诺平均 N-S 方程无量纲化后在相对参考坐标系中可以写成如下守恒律形式

$$\frac{\partial Q}{\partial t} + \frac{\partial F_i}{\partial x_i} + \frac{1}{Re} D + S = 0 \quad (1)$$

式中 $Q = [q_1, q_2, \dots, q_5]^T$, F_i 为对流通量矢量, D 为粘性矢量, S 为源项。各项的表述式及求解处理方式、数值方法等均见文献[1]。需要说明的是,采用本文的方法计算壁面剪切应力和湍流粘性系数,在边界层分离时,计算结果可能会出现大的偏差。

2.2 叶列间处理

计算忽略了动、静叶间流动的非定常性,认为各叶栅内部流动是定常的。各叶片排在同一时间步各被看作是相对独立的系统,可以单独进行计算,只是在每推进一个时间步长后在相邻的叶片排间交换数据。文献[2]在 TCP/IP 通信协议的基础上,用 C 语言编制了多台微机间的通讯 DLL 程序,把每一排叶片的计算分配在单独的一台微机上运行,通过通讯程序在微机之间的通讯,完成上下游叶片排间的数据交换。本文即采用这种网络通讯技术来实现多叶片排的微机网络并行计算。由于需要传输的数据量很小,这种粗粒度的并行计算效率很高。

各叶片排之间通过“混合平面”法来传递参数。文献[3]对六种不同的混合方法进行了比较,结论是为避免混合过程中数学处理对真实物理过程产生大的扭曲,所采用的混合方法应能保证质量、动量、内能总量的守恒,这时熵的变化也是可以接受的。文献[2]对这六种混合方法在一个二维透平叶栅出口处进行了验算,也得到了相似的结论。因此,本文选取质量、三个动量分量、内能总量为平均处理量。在每一个时间步通过混合平面,上、下游相互向对方传递这五个质量平均参数。这些参数在每一

个时间步内都会变化,直到收敛为止。应当看到,各参数的周向不均匀性越大,使用混合平面法带来的误差就越大。在轴流式压气机的轮毂与轮缘处,在实际流场内出现分离和其它一些非稳定性因素时,复杂的流动现象将极大地影响混合平面方法的准确性^[4]。

2.3 边界条件

压气机级的进口即动叶的进口给定总温、总压和进气角,级出口即静叶出口给定轮毂上静压,出口静压沿径向分布由简单径向平衡方程算出。动、静叶进出口的上、下游应用周期性边界条件。所有固壁给定滑移边界条件。动叶出口和静叶进口边界条件分别由静叶进口和动叶出口参数确定。

计算中增加了动静叶片排之间的轴向间隙,计算实践证明,这是解决因叶片排间轴向间隙短而计算收敛性差的问题一种简单、方便、有效的方法。

3 数值结果与讨论

35 号压气机级^[5]动叶展弦比为 1.19,静叶展弦比为 1.26。动叶及静叶叶型都是多圆弧式。动叶叶片有 36 个,叶间稠度 1.3。静叶叶片有 46 个,外径处稠度 1.3。动叶和静叶的制造坐标由 NASA 报告取得^[6]。动叶进口轴向进气。计算采用的 H 型网格由 Thompson 方法结合几何法生成,动叶和静叶的网格点数都为 $49 \times 17 \times 25$ (轴向 × 周向 × 径向)。

试验得到的 70% 和 90% 设计转速下近阻塞工况点进口阀门处的流量分别为 15.81 kg/s 和 19.50 kg/s,计算得到的分别为 15.83 kg/s 和 19.22 kg/s。图 1 是计算得到的 70% 和 90% 设计转速下的总压比和总温比的总特性曲线和试验值的对比,无论是在趋势上还是在量上都比较接近。

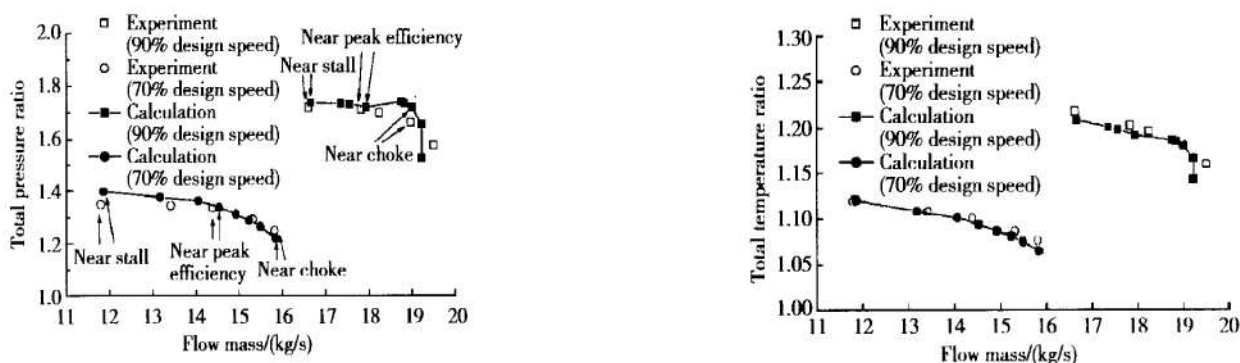


Fig. 1 Overall aerodynamic performance of NASA 35 stage at 70% and 90% design speed

本文还重点分析了 70% 和 90% 设计转速下近阻塞点、近最高效率点和近失速点各三个典型工况的流场。相对应的计算点和实验点是在图 1 上就近选取得到的。图 2 和图 3 分别为 70% 和 90% 设计转速下三个典型工况点动叶出口的总压比、总温比和绝对气流角沿径向的分布。在 70% 设计转速下,除了叶片顶部的结果有一定的偏差之外,在近阻塞点工况和近最高效率点工况计算值和试验值符合得还比较好。而叶片顶部的计算与实验值的差异形成的原因是复杂的:在计算中我们没有考虑动叶顶部泄漏的影响;越靠近动叶顶部跨声速度越大,激波/边界层干扰越大;轮缘处流动的周向不均匀性将大大影响混合平面法的准确性等等。如前所述,当接近失速工况点时,流场内会出现分离和其它一些非稳定性因素,这些复杂的流动现象会极大地影响混合平面方法的准确性。图 1 中 70% 设计转速的总压比计算值与实验值在接近失速工况点时的差别趋势也验证了这一点。在 90% 设计转速下,各计算值整体沿径向趋势与试验值比较一致,定性上也比较正确,但定量上的准确度较 70% 设计转速下的计算要差。

仔细观察图 3 和图 1,还发现在 90% 设计转速下,计算与试验偏差最大的不是出现在近失速工况而是出现在近阻塞点工况。图 4 给出了 70% 和 90% 设计转速下近最高效率点工况 50% 和 70% 叶高截面处动叶内 Ma 数等值线图。可以明显地看出,90% 设计转速下在叶片前缘附着着一道很强的激波,这道激波与吸力面边界层形成强烈干扰。由于采用了简单的壁面函数,本快速计算方法对有强激波/边界层干扰的流动模拟还有一定的误差,这可能是导致 90% 设计转速下本计算得到的总特性曲线和流动细节都不如 70% 设计转速下的计算结果的根本原因,也是在 90% 设计转速下在最高效率点计算出现较大偏差的原因。

图 5 是 90% 设计转速下近失速点工况静叶内的三维流线。可以明显地看出,这时在静叶吸力面附近有一个分离区域,而且越靠近叶尖,分离区域越大,其中的流动运动轨迹非常复杂。但由于采用的简单计算物理模型的限制,本计算方法对一些细微的流场细节是无法模拟的。

计算在两台主频为 233 MHz 的 Pentium-Ⅱ 微机上进行。完成全工况计算所需的时间约 4 h~5 h。

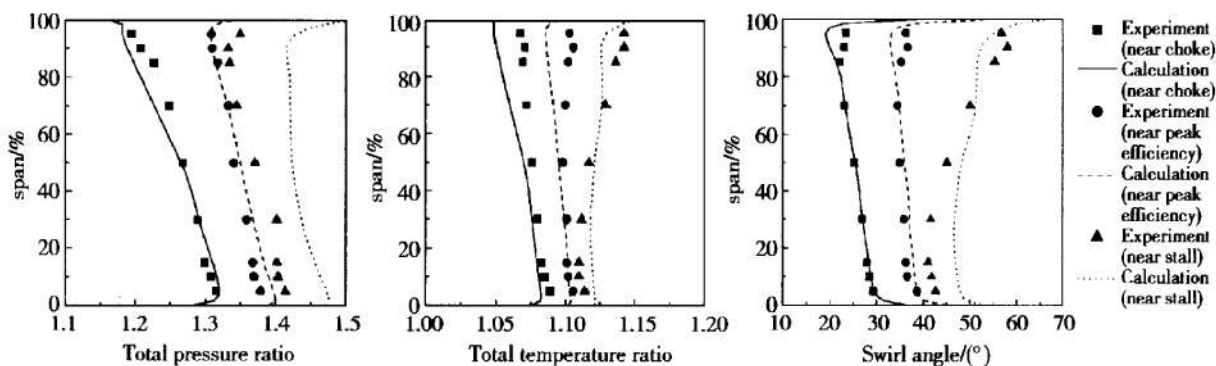


Fig. 2 Profiles at rotor exit station at 70% design speed

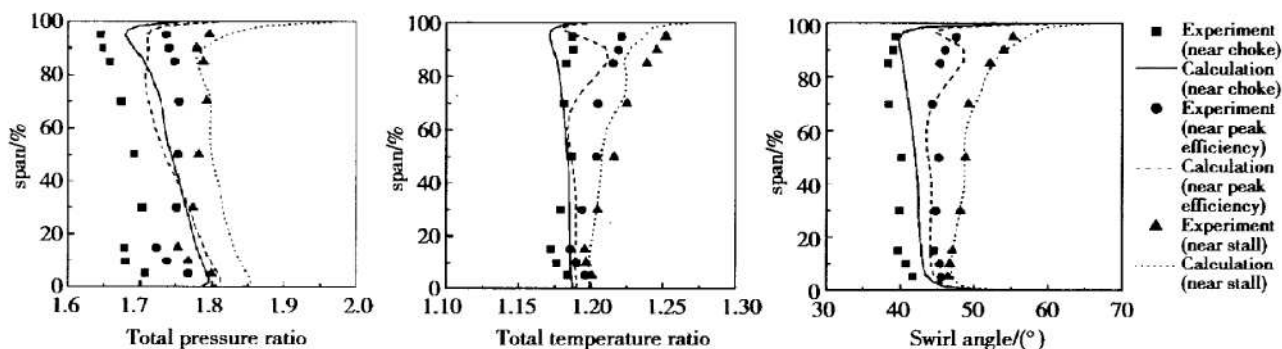


Fig. 3 Profiles at rotor exit station at 90% design speed

