

文章编号: 1000-8055(2008)05-0834-06

DENTON 程序湍流模型改进研究

李清亮, 刘宝杰

(北京航空航天大学 航空发动机气动热力重点实验室, 北京 100083)

摘 要: 改进了 DENTON 程序所使用的混合长度模型, 使之能够适应壁面发展以及有适度分离流动的情况, 并减少对经验的依赖. 通过对 NASA Rotor 67 转子和 Rotor 37 转子的对比计算分析, 验证了改进的混合长度模型能够进一步提高计算的可靠性, 并且计算时间增加很少, 保持了 DENTON 程序计算速度快的优势.

关 键 词: 航空、航天推进系统; 混合长度; 湍流模型; CFD

中图分类号: V231.3

文献标识码: A

Modification of the turbulence model of DENTON code

LI Qing-liang, LIU Bao-jie

(National Key Laboratory of Aero-engines,

Beijing University of Aeronautics and Astronautics, Beijing 100083, China)

Abstract: The mixing length model of DENTON code was modified to make it fit the development of boundary layer and moderate scale separation, and also reduce the dependence on experience. By comparative calculation and analysis of NASA Rotor 67 and NASA Rotor 37, it shows that the modified model could further improve the computational reliability with little increase of CPU time, and also maintain the fast advantage of DENTON code.

Key words: aerospace propulsion system; mixing length; turbulence model; CFD

20 世纪 90 年代以来, 随着计算机资源的日益丰富, 叶轮机 CFD 技术的日趋成熟, 出现了一批压气机全三维粘性数值模拟程序^[1-5], 使得压气机的设计摆脱了对大量经验数据的依赖, 突破了以往只有通过实验才能获得比较可靠的压气机内部流动信息的局限, 促使压气机的设计水平迈上了一个新台阶, 也标志着压气机现代设计体系走向成熟.

由于计算资源的限制, 当前压气机的气动设计主要是用定常数值模拟程序, 即便如此在压气机的设计, 特别是多级压气机的设计中, CFD 计算时间仍然是导致气动设计周期较长的主要原因. 同时, 由于湍流模型、转静界面处理方法等的限制, 当前的 CFD 程序在把握压气机内部复杂流

动细节上还需要不断提高, 这也是导致多级压气机的气动设计不能完全信赖 CFD 计算结果的根本原因, 过去十几年国内外在这方面有过深刻的教训. 因此, 不断提高压气机 CFD 程序计算的可靠性是当前乃至未来相当长一段时间内压气机 CFD 研究的关键问题之一^[6].

DENTON 程序是我国最早引入的比较完善的叶轮机专用 CFD 程序, 在国内获得了广泛应用, 也是 R·R 公司的标准程序之一, 多年来 DENTON 为满足不同的需要, 发展了不同版本的 DENTON 程序, 本文所采用的 DENTON 程序与其最初的程序相比已有很大的改进, 空间和时间离散都具有二阶精度, 并改进了湍流模型和掺混面的处理方法, 使得该程序对多级压气机模

收稿日期: 2007-05-14; 修订日期: 2007-09-14

基金项目: 973 课题(2007CB210103)

作者简介: 李清亮(1983-), 男, 甘肃环县人, 硕士生, 主要从事叶轮机内部流动数值模拟的研究.

拟的可靠性大大提高^[7], 关于 DENTON 程序的详细介绍可参阅文献[1]. 由于沿用了将雷诺应力并入体积力项, 以及采用简单 H 型网格和简单的混合长度湍流模型等, DENTON 程序在计算速度方面具有很大的优势.

DENTON 对于 NASA37 转子盲题数值模拟结果的分析也表明, 所有的湍流模型在应用到叶轮机内部复杂流动时都存在很大的近似, 如果不通过实验调整经验系数, 就很难模拟流场的细节, 两方程或者一方程模型相比较零方程模型并没有明显的优势, 使用简单的模型并且调整尽可能少的经验系数是正确的方法^[8]. 即便如此, 通过对 DENTON 程序的不断校验与分析, 本文作者发现, 在某些情况下有必要改进 DENTON 程序所采用的混合长度模型的处理方式, 才能够取得与实验结果较为一致的结果. 文献[9]将 DENTON 程序中的混合长度模型替换为 S-A 一方程模型或者 v_2f 模型, 改善了对于分离等流动特性的模拟能力, 但付出的代价是计算所花费的时间至少增大了 2~3 倍, 削弱了原程序的优势. 本文旨在保证 DENTON 程序计算速度优势的前提下, 修改其混合长度模型, 以进一步提高在各种条件下计算的可靠性.

1 DENTON 程序湍流模型及改进

DENTON 程序一直采用简单的混合长度模型, 为了减少边界层网格节点数目, 采用滑移壁面. 壁面剪切应力的估算有两种方法, 一是通过壁面函数的办法, 二是认为物面处的第一道网格基本处于附面层粘性底层边缘, 壁面剪切应力通过指定第一道网格处的 y^+ 值加以确定.

在以前的 DENTON 程序中, 通道中各个方向混合长度的选取都遵循相同的原则, 如图 1 所示. 其中 k 为常数, y 是壁面距离; 在当前的 DENTON 程序中, 可以根据具体流动情况分别指定通道中各个壁面的混合长度分布规律. 此外, 还可以给定各个物面上转捩点的大体位置.

DENTON 程序计算各个壁面混合长度分布规律采用的是公式(1)的方法, 并通过给定各个壁面的混合长度最大值加以限制. 其中 κ 为卡门常数, 取 0.4; l, x 分别为通过栅距或叶高无量纲化的混合长度和壁面距离.

$$l = \kappa (1 - x) \tag{1}$$

很明显这种混合长度的分布规律是与网格分布直接相关的, 并没有与壁面附面层等流动信息

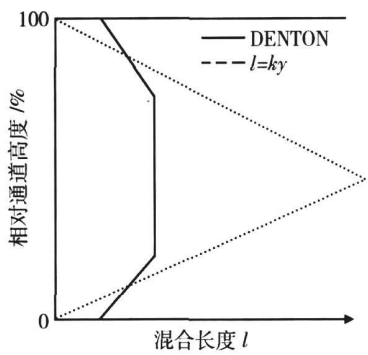


图 1 混合长度分布示意图

Fig. 1 Schematic diagram of mixing length

直接相关, 因此计算简单高效, 但是为了正确模拟压气机内部的复杂流动, 各个壁面混合长度限制值的给定则必须根据具体计算结果进行调整, 使之与流动结构对应起来, 这也是 DENTON 程序使用中需要一定经验的地方. 这种简单的湍流模型处理方法, 在大量的叶栅、风扇和高压压气机的计算中取得了较好的结果, 但是也反映出该混合长度模型比较适合流动没有明显分离的情况, 另外由于湍流掺混带来的损失往往偏大一些.

很多研究表明, 湍流边界层外层的混合长度值, 即当前流向位置的混合长度最大值, 与整个附面层厚度相关. 因此, 对于一个发展的壁面流动, 混合长度值的分布应当随流向位置的变化而改变, 并与边界层、分离区等流动的尺度密切相关, 而在当前的程序中, 对于流场某一个壁面, 其混合长度最大值是由使用者根据经验给定的固定值, 不随壁面的流向位置变化. 为此本文采用的改进 DENTON 程序混合长度模型的具体方法如下: 依然采用其原有的混合长度分布规律(公式(1)), 但是混合长度的限制值根据当前流向位置处附面层厚度自动判断, 其中 α 为常数, δ 为边界层厚度

$$l \leq \alpha \delta \tag{2}$$

只对整个流场的大尺度分离区给定一个混合长度限制值. 这种做法使边界层外层混合长度值与边界层或分离区等流动的尺度相关, 能够适应壁面附近流动的发展变化, 并且减少了使用中需人为给定各个壁面混合长度限制值时的经验性; 由于改进所增加的全部为简单的代数运算, 所以计算量的增加也很少, 相同的计算条件下, 所花费的计算时间大约为原模型的 1.2 倍.

2 计算结果的对比

下面以 NASA Rotor 67 转子和 Rotor 37 转子为例, 来分析混合长度模型改进的效果. 采用对

比计算的方法, 湍流模型改进前后采用完全相同的网格和边界条件处理方法. 两个算例所用的网格数目相同: 流向 170、径向 40、周向 39, 其中有 80 个流向网格点位于叶片通道内部, 叶尖网格“削尖”处理, 间隙尺寸为实验值的 0.6 倍, 以计入维纳收缩效应. 进口给定总压、总温、气流角, 出口给定静压, 计算了设计转速下的工作特性.

2.1 NASA Rotor 67 转子

Rotor 67 转子详细的几何参数和实验数据参见文献[10-11].

堵塞流量的对比如表 1 所示, 其中 DENTON M 表示的是混合长度模型改进后的结果(下同), 比原模型更接近实验值.

表 1 NASA Rotor67 转子的实验和计算堵塞流量
Table 1 Choking mass flow rate of NASA Rotor67 rotor of experiment and calculation

	堵塞流量/(kg/s)	相对误差/%
Experiment	34.96±0.14	-
DENTON	34.573 7	1.10
DENTON M	34.705 0	0.73

图 2、图 3 分别为设计转速下总压比和绝热效率特性, 从中可以看出改进后模型对效率 流量

特性的预估有了很大的提高, 与实验符合得更好; 而对于压比-流量特性, 改进前后的计算结果与实验符合得都比较好, 只有微小的变化. 其主要原因是 Rotor 67 附面层的分离不大, 原有的混合长度处理方法在这种情况下能够取得较好的结果, 但是计算的湍流掺混能力偏大会导致湍流掺混损失偏大, 从而使得效率比实验偏低更多. 图 4 对比了转子出口的总压、总温和气流角的分布, 结合流场中激波等结构的对比(限于篇幅没有给出), 可以看到混合长度模型改进前后这些参数变化不大, 都与实验结果比较接近.

2.2 NASA Rotor 37 转子

Rotor 37 转子是 20 世纪 70 年代由 NASA Glenn Research Center 研究设计的 4 个高压压气机进口级之一, 其基本几何参数和实验数据参见文献[12-13]. Rotor 37 转子内部流动结构要复杂一些, 而且由于近轮毂处激波与轮毂间隙的相互作用, 以及实验出口边界条件的不同等因素的影响, 使得 Rotor 37 计算结果与实验的对比需要仔细斟酌. 本文计算中没有考虑上述复杂因素, 而且出口背压利用简单径向平衡方程给定, 在近堵点与实验存在一定的偏差.

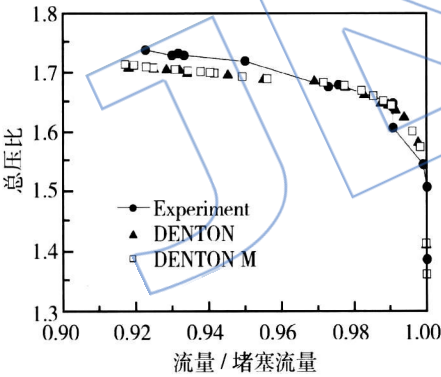


图 2 Rotor 67 压比流量特性

Fig. 2 Total pressure ratio of NASA Rotor 67

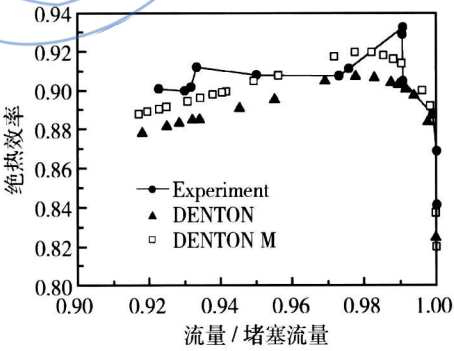
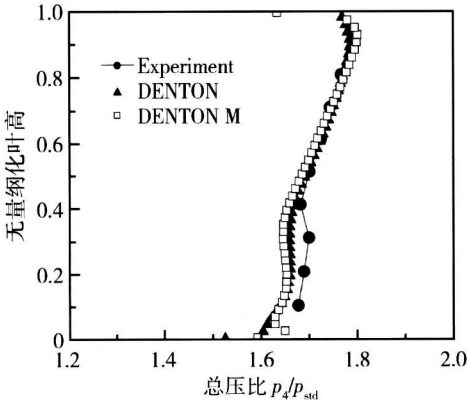
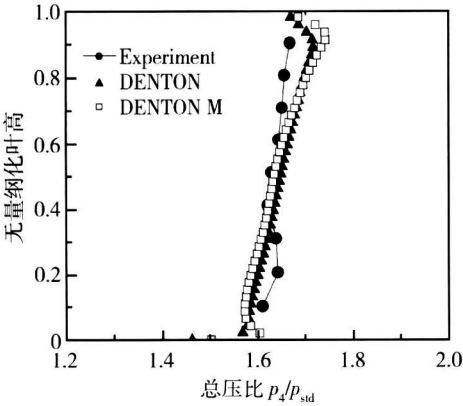


图 3 Rotor 67 效率流量特性

Fig. 3 Adiabatic efficiency of NASA Rotor 67



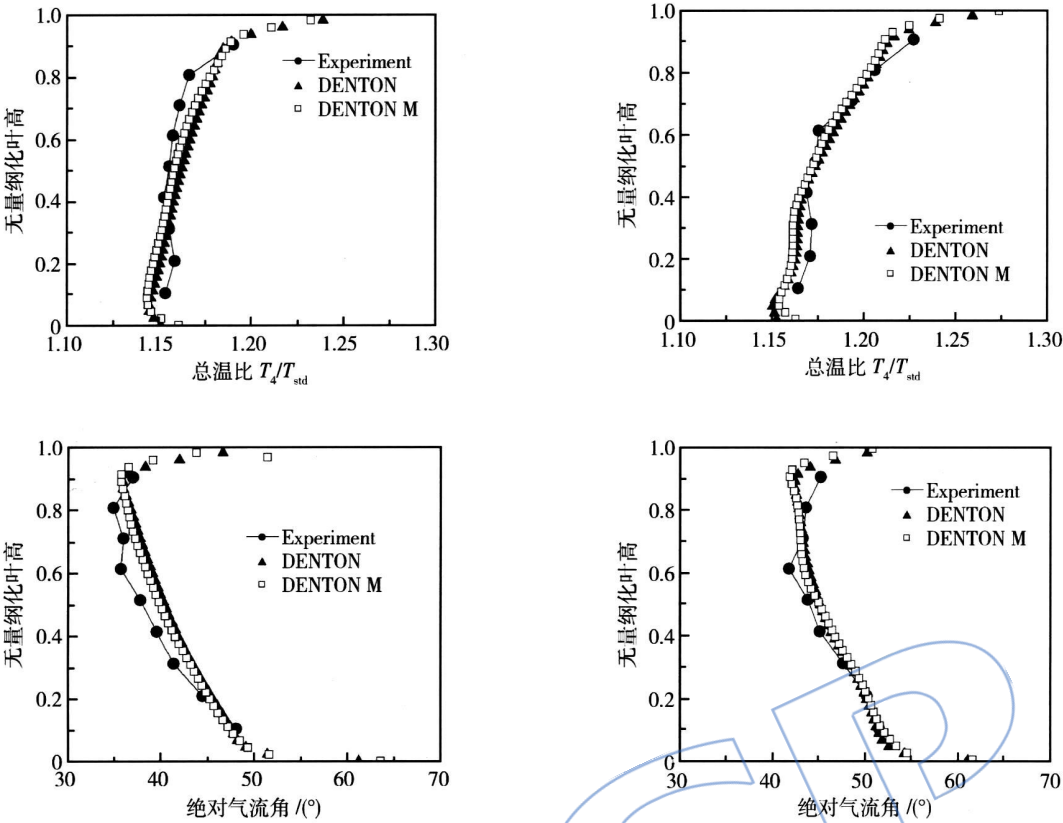


图 4 NASA67 转子近最高效率点(左)和近失速点(右)出口参数的径向分布
Fig. 4 Radial distribution of variables at outlet of NASA67 rotor of near peak efficiency (left) and near stall (right)

表 2 为计算得到堵塞流量与实验值的比较,改进模型前后的计算结果都在实验的误差范围 ($\pm 0.14 \text{ kg/s}$) 以内. 图 5、图 6 给出了设计转速下计算与实验特性对比情况,从中可以看出,混合长度模型改进后的计算结果与实验更为接近一些,特别是流量-压比特性;但是误差仍然较大,特别是效率. 与 Rotor 67 的计算结果类似,混合长度模型改进后,效率的计算结果有所提高,但仍然比试验结果明显偏低. 由于 Rotor 37 进口相对来流马赫数比较高,通过对比分析,作者认为造成 Rotor 37 计算效率偏低的主要原因还可能包括激波损失、壁面剪切应力模拟不准等原因,需要在这方面展开进一步的研究.

表 2 NASA37 转子实验和计算的堵塞流量
Table 2 Choking mass flow rate of NASA Rotor37 of experiment and calculation

	堵塞流量/(kg/s)	相对误差/%
Experiment	20.93 ± 0.14	-
DENTON	20.810 2	0.57
DENTON M	20.887 6	0.20

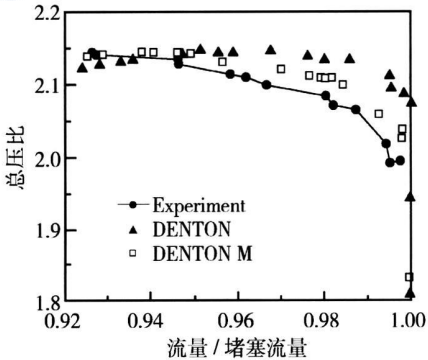


图 5 NASA37 转子总压比
Fig. 5 Total pressure ratio of NASA Rotor37

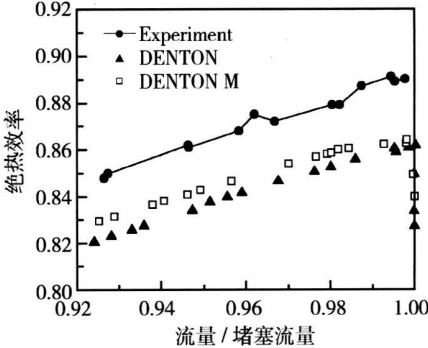


图 6 NASA37 转子绝热效率
Fig. 6 Adiabatic efficiency of NASA Rotor37

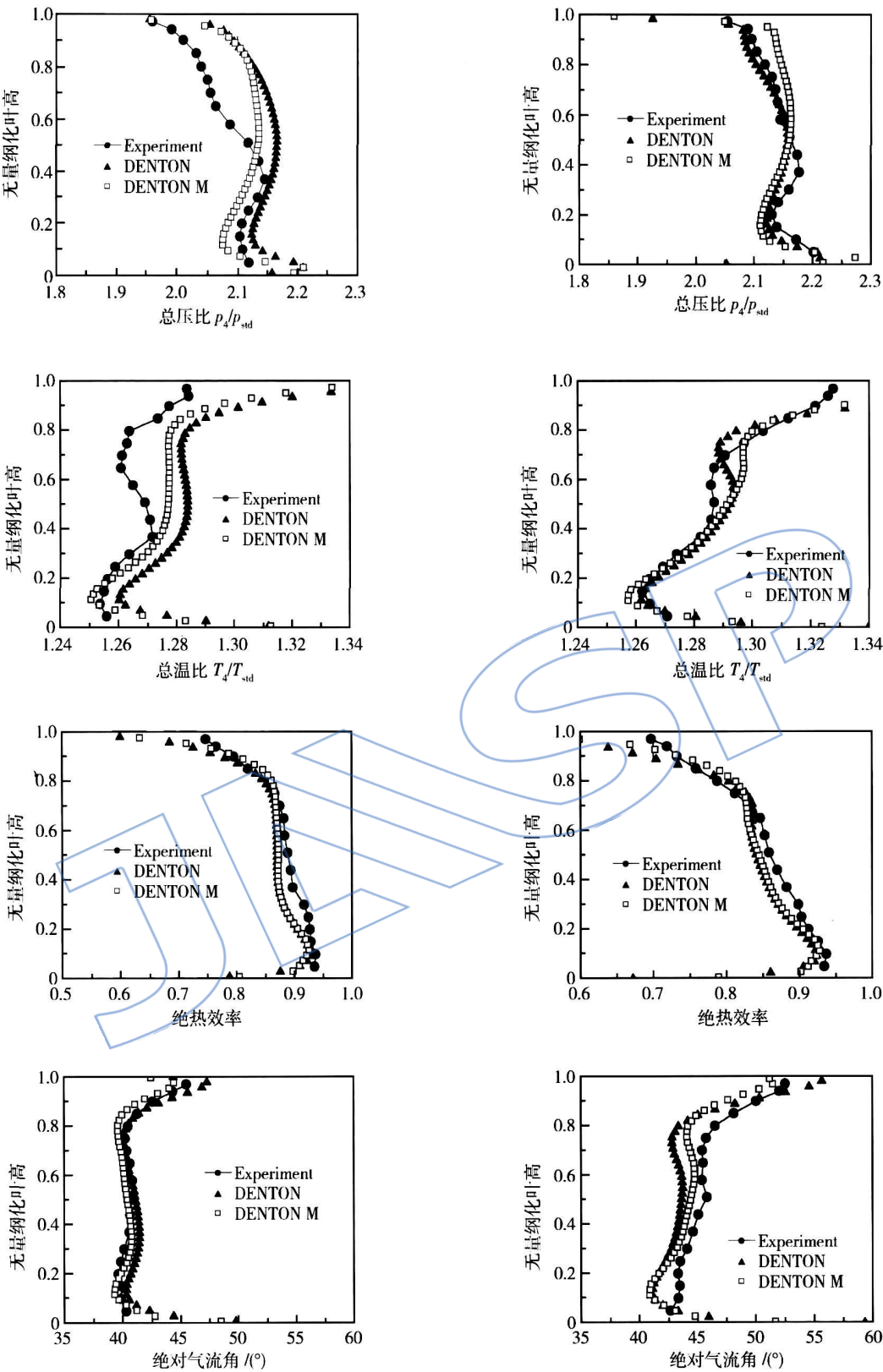


图 7 NASA37 转子 98%(左)和 92.5%(右)堵塞流量下出口参数的径向分布
Fig. 7 Radial distribution of variables at outlet of NASA Rotor37 of 98% (left) and 92.5% (right) choking mass flow

虽然 Rotor 37 计算效率结果偏低, 但效率特性线的走势与实验结果是一致的. 原模型计算的压比-流量的趋势则与实验偏差较大, 其近堵点的压比甚至高于近失速点的压比, 混合长度模型改

进后,这一现象得到了较大的改进,但是与实验结果还存在一定的差别.图7为98%和92.5%堵塞流量下转子下游出口总压、总温、绝热效率和绝对气流角沿径向的分布.在98%堵塞流量下,计算得到的总温、总压在50%叶高以上位置比实验值高很多,导致该图7 NASA37 转子98%(左)和92.5%(右)堵塞流量下出口参数的径向分布流量下转子压比特性计算值高于实验值,通过进一步的分析发现,这是由于出口背压与实验相比偏高的原因,也存在激波强度模拟不准带来的影响,需要进一步研究;相比较,在50%叶高以下位置原模型计算得到的总压偏大,而DENTON M的结果偏小;总温、绝对气流角在50%叶高以下更接近实验值;绝对气流角在50%叶高以上位置偏小.靠近失速点,在92.5%堵塞流量下,DENTON M计算得到的总压在50%叶高以上位置仍高于实验值,而原模型的结果比实验值略低;绝对气流角相比较原模型更接近实验值,但仍偏低;总压和总温的分布在50%叶高以下位置与原模型并无明显的差别.两个流量下沿叶高绝热效率值比原模型有很微小的提高,但70%叶高以下仍低于实验值,与效率特性所表现出的差别一致.相对于Rotor 67 转子,Rotor 37 转子的负荷要高很多,激波后引起的分离流、二次流等流动状况更复杂,很多研究者的计算表明沿叶高很大范围内吸力面在激波后即发生了分离,所以对分离流动的模拟能力不足、损失的过估计,可能是计算效率偏低的主要原因.

3 结 论

本文改进了DENTON程序的混合长度模型,使之能够适应壁面发展的流动,以及有适度分离流动的情况.通过对NASA Rotor 67 转子和Rotor 37 转子两个算例的对比分析表明,改进的混合长度模型改善了原模型湍流掺混损失模拟偏大的缺陷,而计算时间增加很小,保持了DENTON程序快速的优点,使Rotor 67 和Rotor 37 计算结果与实验更为符合;但另一方面也表明,简单的混合长度给定方法依然难以处理比较复杂的流动情况,这需要结合其他湍流模型或者分区湍

流模型等方法加以完善.

参考文献:

- [1] Denton J D. The calculation of three dimensional viscous flow through multistage turbomachines[J]. ASME Journal of Turbomachinery, 1992, 114: 18-26.
- [2] Dawes W N. Toward improved throughflow capability: The use of three dimensional viscous flow solvers in a multistage environment[J]. ASME Journal of Turbomachinery, 1992, 114: 8-17.
- [3] Rhie D M, Gleixner A J, Fischberg C J, et al. Development and application of a multistage Navier Stokes solver Part 1: Multistage modeling using bodyforces and deterministic stresses[R]. ASME 95 GT-342.
- [4] Rhie D M, Gleixner A J, Fischberg C J, et al. Development and application of a multistage Navier Stokes solver part 2: Application to a high pressure compressor design [R]. ASME 95 GT-343.
- [5] Adamczyk J J. Aerodynamic analysis of multistage turbomachinery flows in support of aerodynamic design[R]. ASME 99 GT-80.
- [6] 刘宝杰,邹正平,严明,等.叶轮机计算流体力学技术现状与发展趋势[J].航空学报,2002,23(5):394-404.
LIU Baojie, ZOU Zhengping, YAN Ming, et al. Present status and future development of CFD turbomachinery [J]. Acta Aeronautica et Astronautica Sinica, 2002, 23 (5): 394-404.
- [7] Gallimore S J, Bolger J J, Cumpsty N A, et al. The use of sweep and dihedral in multistage axial flow compressor blading Part I: University research and methods development[J]. Journal of Turbomachinery, 2002, 124: 521-532.
- [8] Denton J D. Lessons from rotor37[J]. Journal of Thermal Science, 1997, 6(1): 1-13.
- [9] 李鹏年.叶轮机内部流动湍流模型的研究[D].北京:北京航空航天大学,2006.
- [10] Fottner L. Test cases for computation of internal flows in aero engine components[R]. AGARD AR 275, 1990.
- [11] Strazisar A J, Wood J R, Hathaway M D, et al. Laser anemometer measurement in a transonic axial flow fan rotor[R]. NASA TP 2879, 1989.
- [12] Suder K L, Chima R V, Strazisar A J, et al. The effect of adding roughness and thickness to a transonic axial compressor rotor[R]. ASME 94 GT-339.
- [13] Suder K L, Celestina M J. Experimental and computational investigation of the tip clearance flow in a transonic axial compressor rotor[R]. ASME 94 GT-365.