

文章编号: 1000-8055(2010)01-0080-07

基于湍流输运特性对 S-A 模型在压气机角区流动模拟中的改进研究

王丹华, 陆利蓬, 李秋实

(北京航空航天大学 能源与动力工程学院 航空发动机气动热力科技重点实验室, 北京 100191)

摘 要: 在非设计工况下, 压气机叶栅角区的三维分离加剧, 流场内的湍流处于较强的非平衡状态, 因此必须对于非平衡状态的湍流的输运过程给出准确的预估。基于不同工况下压气机内角区分离流动的湍流输运过程的分析, 提出了一种修正 Spalart-Allmaras (S-A) 模型中模拟湍流黏性生成和耗散关系的改进方法, 经过数值研究发现改进的 S-A 模型对于静子角区分离的模拟更接近物理实际, 从而提高了对非设计工况的预估能力。

关 键 词: 湍流输运; 湍流黏性; 非平衡; 角区分离

中图分类号: TK121

文献标识码: A

Improvement on S-A model for compressor flow based on turbulence transport nature

WANG Dan-hua, LU Li-peng, LI Qiu-shi

(National Key Laboratory of Science and Technology on Aero Engines, School of Jet Propulsion, Beijing University of Aeronautics and Astronautics, Beijing 100191, China)

Abstract: In off design conditions the corner separation can become severe thus lead to strong non-equilibrium turbulent state. To correctly simulate the flow field the transport process of non-equilibrium turbulence must be predicted reasonable. Based on the analysis of turbulence transport nature at different operating conditions in compressor corner separation flows, a modification method on the relationship between the production and dissipation of turbulence viscosity to improve the simulation ability of Spalart-Allmaras (S-A) model at off design condition in compressor flow was proposed and studied by numerical simulation. It shows that comparing with experimental data and academic analysis the modified S-A model could give out more reasonable and correct predictions than conventional S-A model.

Key words: turbulence transport; turbulence viscosity; non-equilibrium; corner separation

吸力面和端壁角区分离是轴流压气机内部固有的流动特征, 特别是在非设计工况下, 分离严重可导致通道堵塞、载荷降低、总压损失以及效率的下降, 甚至可引起喘振的发生。在现今工程应用中雷诺平均(RANS)方法仍然是最广泛使用的流场

数值模拟方法, 但是由于湍流模型固有的缺乏物理机制的缺陷, 使得该方法对复杂流动, 例如在非设计工况下的角区分离, 还不能得到精确高效的模拟结果^[1-2]。

众所周知雷诺平均方程(RANS)的封闭是采

收稿日期: 2008-12-19; 修订日期: 2009-01-19

基金项目: 高等学校学科创新引智计划(B08009)

作者简介: 王丹华(1979-), 女, 辽宁丹东人, 博士生, 主要从事叶轮机内复杂流动湍流模型的改进研究。

E-mail: amidh@sjp.buaa.edu.cn

用附加湍流量的输运方程来实现的, 如 $k-\varepsilon$ 模型中的湍动能 k 方程、耗散率 ε 方程, Spalart-Allmaras (S-A) 模型中的涡黏系数方程等, 这些方程描述了该湍流量的输运特性, 即在流体微团的运动过程中该湍流量的生成、耗散、扩散等对其变化率的作用关系. 由于方程引入了新的未知量, 这些新的未知量都要靠模型来模拟, 因此理论上讲正确预估湍流的输运特性, 即湍流模型中湍流量的生成、扩散以及耗散之间的关系, 是正确预估湍流流场的根本基础. 在复杂湍流运动中, 湍流的输运特性是处在非平衡状态, 并且其非平衡的程度随着流场的变化而不同, 例如在压气机不同工况下其角区分离流场的非平衡输运特性是不同的, 因此正确的模型是应该模拟出这样的变化. 目前国内外很少见到基于湍流的输运特性对湍流模型的改进研究的相关资料, 本文以此为出发点提出了对工程应用有实际意义的湍流模型的改进方法.

1 理论方法

目前 S-A 湍流模型^[3,4] 以其形式简单, 数值稳定性和收敛性好, 计算精度不亚于高阶模型等特征获得了相当成功的应用, 其输运方程的表达式如下:

$$\frac{D(\rho \bar{v})}{Dt} = G_v + \frac{1}{\sigma_v} \left\{ \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu_t + \rho \bar{v} \right) \frac{\partial \bar{v}}{\partial x_j} \right] + C_{b2} \rho \left[\left(\frac{\partial \bar{v}}{\partial x_j} \right)^2 \right] \right\} - Y_v + S_v \tag{1}$$

这里方程的右边分别表示的是生成、耗散、扩散以及源项. 下标 b 代表的是与生成、扩散以及耗散相关的量. 其中湍流黏性的生成 G_v 以及耗散 Y_v 在输运过程中起主要作用, 它们的差值反应了湍流的非平衡特性^[5]. 如前所述, 正确预估湍流黏性的生成和耗散的关系、准确模拟湍流非平衡特性是改进湍流模型的关键.

大量研究结果表明, 传统的 S-A 模型不能精确的预估复杂的非平衡流动中湍流的输运过程, 在流场细节以及总特性上表现出较差的预估能力, 特别是在分离流动的情况下尤为突出. 通过基于湍流非平衡特性的分析不难得出, 输运方程中确定湍流黏性的生成 G_v 以及耗散 Y_v 的关系最为重要的参数为 C_{b1} . 因此本文在对 C_{b1} 进行分析研究的基础上, 提出了通过修正 C_{b1} 来改进 S-A 湍流模型的方法.

2 数值计算方法

本文所使用的数值模拟工具是由宁方飞^[6,7] 发展的一套多块结构化气动数值模拟程序. 它是基于求解 Euler 方程组和 Reynolds 平均的 Navier-Stokes 方程组的、可用于求解三维复杂流域中无黏及黏性、定常及非定常流动的数值模拟程序, 在其中应用了多种先进的数值方法, 例如求解对流数值通量的改进 AUSM (advection upstream splitting method) 格式的 AUSMD/V 格式、求解离散系统的广义最小残差算法以及处理复杂几何域的网格分区方法等. 本文中计算了两个算例, 分别是三维线性叶栅和低速大尺寸轴流压气机的分离流动.

2.1 PVD 叶栅的三维分离流动

本文首先采用的是 Gbadebo^[8,9] 中的压气机线性 PVD (prescribed velocity distribution) 叶栅进行了数值研究, 叶型及气动参数见表 1. 网格使用 TTM (Thompson Thames Mastin) 方法生成, 数目约为 63 万, 如图 1 所示. 进出口边界条件参考实验

表 1 PVD 叶栅几何及气动参数
Table 1 Geometry and aerodynamic parameters of 3 D PVD cascade

参数	数值
弦长 c/mm	151.5
栅距 s/c	0.926
叶片高度 h/c	1.32
最大厚度 t/c	0.1
$\alpha_1/^\circ$	41.0
叶型弯角/ $^\circ$	42.0
安装角/ $^\circ$	15.0
攻角/ $^\circ$	0.0
进口弦长 $Re_c/10^5$	2.3

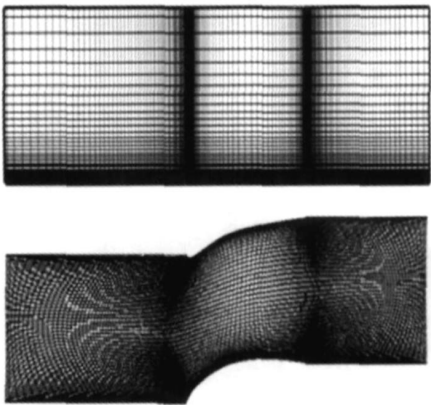


图 1 3 D PVD 叶栅半叶高计算网格图

Fig. 1 Half span meshes of 3 D PVD cascade

结果给出分布, 壁面边界第一层网格的 y^+ 约为 1.

2 2 低速大尺寸轴流压气机的三维分离流动

本文还选用了本课题组的大尺寸低速压气机实验台(LLAC)的流动进行了研究. 于贤君、刘宝杰等^[10-11]对 LLAC 低速台进行了详细的实验研究, 为数值研究提供了参考数据. LLAC 低速台的几何和气动参数见表 2. 网格数目约为 83 万, 如图 2 所示.

表 2 LLAC 低速台几何及气动参数

Table 2 Geometry and aerodynamic parameters of LLAC

参数	数值
外径/ m	1 0
轮毂至叶尖比	0 6
设计转速/ (r/ min)	1 200
设计流量/ (kg/ s)	22 4
流动系数	0 58
压升系数	0 48
$Re_c / 10^5$	7 5
导叶与转子间距/ mm	41. 9
结构	导叶+ 转子+ 静子
叶片数	36+ 17+ 20
叶型弯角/ (°)	17. 4+ 26. 5+ 49. 1
叶片安装角/ (°)	10. 4+ 33. 4+ 12. 3
叶片高度/ mm	200+ 199+ 198
叶片弦长 c / mm	100+ 180+ 180
转子叶尖间隙/ mm	1 0
转子与静子间距/ mm	48. 7

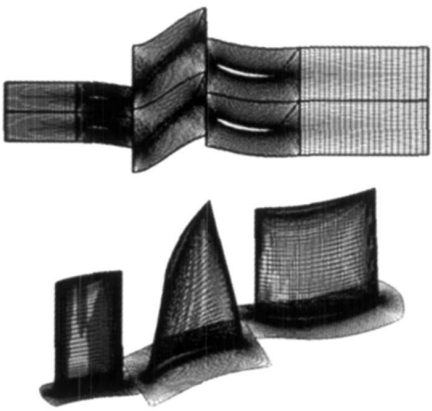


图 2 LLAC 低速台计算网格图

Fig 2 Meshes of LLAC cascades

3 结果与讨论

3 1 PVD 叶栅结果

图 3 给出了 PVD 叶栅吸力面和端壁面的极限流线图的比较结果, 可以看出, 标准的 S-A 模型($C_{bl}=0.1355$)对吸力面和端壁角区的分离预估明显偏大(如图 3(c)), 预估的损失也过大. 说明标准的 S-A 模型无法对于分离区内湍流的生成和耗散的关系给出准确的预估. 数值实验表明, 通过修正 C_{bl} , 可以明显提高相应的模拟准确性, C_{bl} 取值在分离流动中应较标准值增大, 在本算例中 C_{bl} 取 0.24 的结果与实验结果最为接近^[12-14]. 图 3(d) 为改进的 S-A 模型所模拟的吸力面和端壁面的极限流线图, 明显与实验结果更为

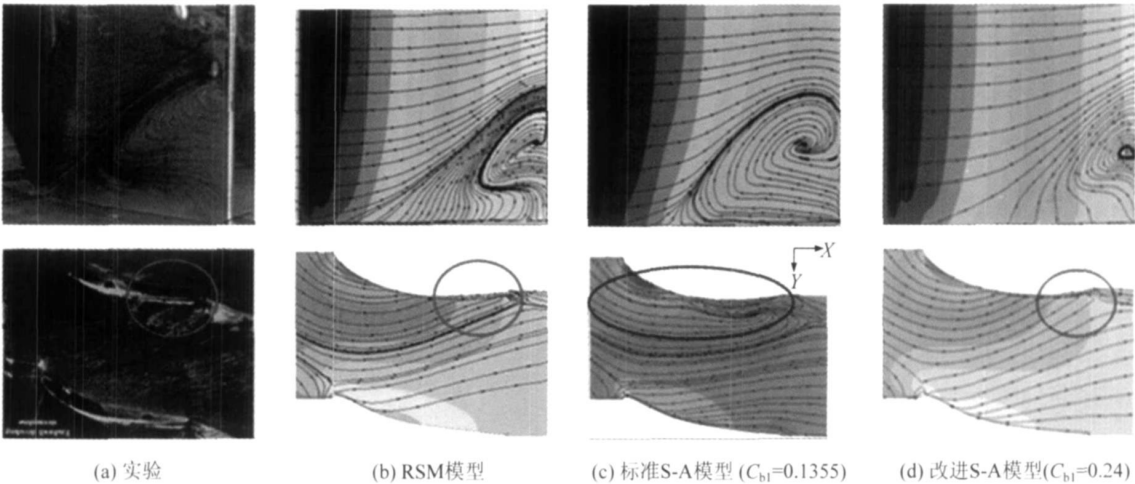


图 3 PVD 叶栅吸力面和端壁面极限流线图

Fig. 3 Limiting streamlines on suction and endwall surface of PVD cascade

相近, 比较好的捕捉到了角区分离的大小. 数值研究还得出^[15], 在预估吸力面和轮毂角区分离的流动中, 雷诺应力模型(RSM)在流动细节(如分离结构)以及叶栅总体性能方面均与实验结果符合较好(如图 3(b)). 在目前没有 DNS(direct numerical simulations)结果以及详尽的实验结果条件下, 可以将 RSM 计算的结果近似作为真实的物理流场用于流场细节的比较.

本文对湍流量的输运特性进行了系统的计算和分析, 这里给出了有代表性的湍动能的生成项和涡黏系数的模拟结果, 图 4 和图 5 分别给出了在叶栅通道内沿流向在不同弦长位置截面上湍动能的生成项和湍流黏性系数的结果云图. 从图 4 可以明显看出标准的模型无论是数值还是区域都

模拟了过大的湍动能的生成, 这与前面得到的(图 3(c))对分离模拟过大是相对应的. 相比之下, 改进后的 S-A 模型的结果得到的分离明显减小与 RSM 的结果更为相近, 这与图 3(b)和图 3(d)中表示出的对分离尺度预估的改进是相对应的. 对湍流黏性的模拟也是如此(图 5), 改进后 S-A 模型的结果更接近物理实际. 这些结果证明了, 通过修正 C_{b1} 而改进后的 S-A 模型能够更加准确的预估角区分离湍流的非平衡输运特性, 进而准确地模拟了角区分离的平均流动.

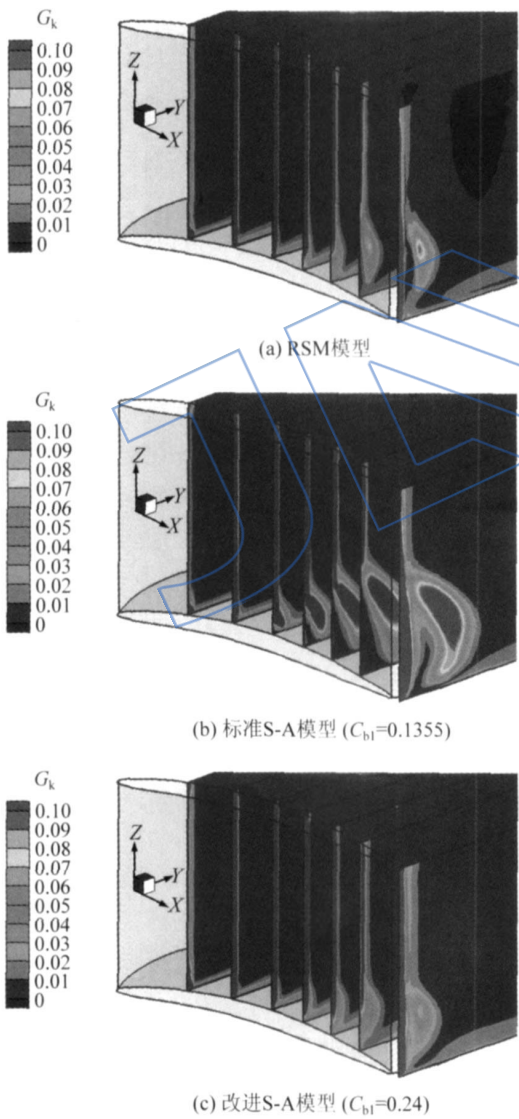


图 4 PVD 叶栅流向截面湍动能生成分布
Fig. 4 Production of turbulent kinetic energy at different streamwise sections of PVD cascade

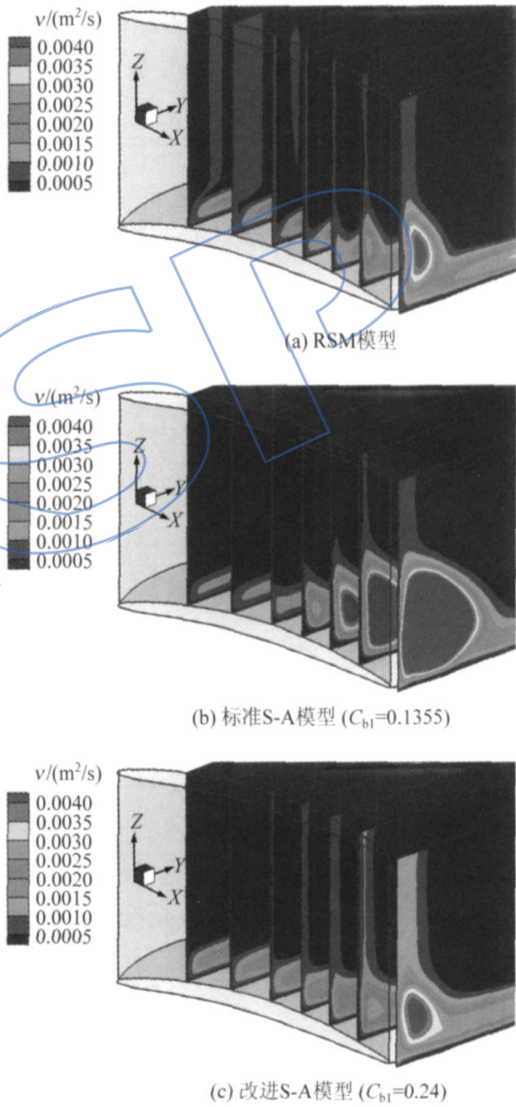


图 5 PVD 叶栅流向截面湍流黏性分布
Fig 5 Turbulent viscosity at different streamwise sections of PVD cascade

3 2 低速台叶栅结果

压气机静子尾缘吸力面和端壁的角区分离是压气机中重要的流动现象, 准确模拟静子角区分离对于准确预估压气机整体特性是至关重要的.

不同工况下角区内的湍流呈现出不同的输运特性. 在压气机处于非设计工况时, 角区分离增大, 损失增加, 流动体现出较强的非平衡性能, 此时正确模拟这种非平衡随工况的变化关系对于准确模拟分离区的特性极为重要. 基于 PVD 叶栅的研究成果, 本文通过对应不同的工况采用变化的参数 C_{bl} 值, 来实现正确模拟相应的流动状态.

图 6 为标准 S-A 模型和改进后 S-A 模型模拟所得的特性曲线与实验结果的对比. 从总的特性曲线上看, 标准的 S-A 模型(图 6 中方块线)在设计点附近(流量系数为 0.58)得到的特性参数与实验结果(图 6 中圆点线)符合较好, 但是随着出口反压的增大, 特性参数偏离实验加大, 在流量系数为 0.48 左右时达到特性曲线的最高点, 与实验达到最高点的流量系数为 0.46 有差距, 而后过早地进入不稳定边界至失速的发生, 所预估的稳定工作的范围要小于实验的结果. 通过大量的数值实验得到了改进后的 S-A 模型(图 6 中三角线)模拟出的总特性曲线, 与原始 S-A 模型相比, 其结果与实验更为接近, 尤其是特性参数最高点的位置, 与实验结果吻合很好.

化的一致性, 这也进一步说明了此种修正方法的合理性.

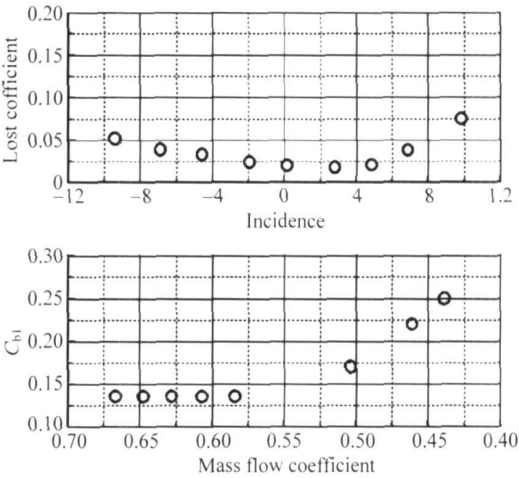


图 7 C_{bl} 的变化与叶栅攻角特性的关系
Fig 7 Relationship between C_{bl} and incidence characteristic

图 8 为设计工况下(流量系数为 0.58 左右) LLAC 低速台静子通道内沿流向在不同弦长位置截面上流向速度的分布云图. 可以看到, 设计工况下实验测得的静子流场中尾缘附近分离较小(图 8(a)), 可见转子尾迹, 而在数值模拟中采用定常计算, 尾迹不明显, 在尾缘附近标准的 S-A 模型得到了较大的分离区(图 8(b)), 虽然在总的特性参数上与实验结果很相近, 但是在流场细节上与实验存在较大的差异, 正是有此分离区的存在导致了标准的 S-A 模型对稳定工作的范围预估较小, 较早的进入了不稳定边界. 改进 C_{bl} 后 S-A 模型在设计工况下对静子尾缘附近的分离的预估更接近实验结果(图 8(c)), 在设计工况的基础上增加反压后流场内部的流动结构发展较缓慢, 相应的增加了稳定工作的范围. 改进 C_{bl} 的 S-A 模型提高了对流场细节的预估, 进而提高了对整体特性的预估.

在非设计工况下静子尾缘附近吸力面和端壁角区的分离加大, 为了衡量流场内静子通道的分离程度, 选取尾缘附近某截面后将该截面上流向速度为负的单元体面积与截面总面积的比值作为分离尺度参数, 分离尺度越大, 说明静子流场内分离越严重, 损失越高, 越接近不稳定边界. 图 9 和图 10 分别为不同工况下改进前后的 S-A 模型对 LLAC 低速台静子通道分离尺度以及总压损失的对比. 在高反压小流量的非设计工况下, 标准的 S-A 湍流模型过大的模拟分离尺度导致了过大的

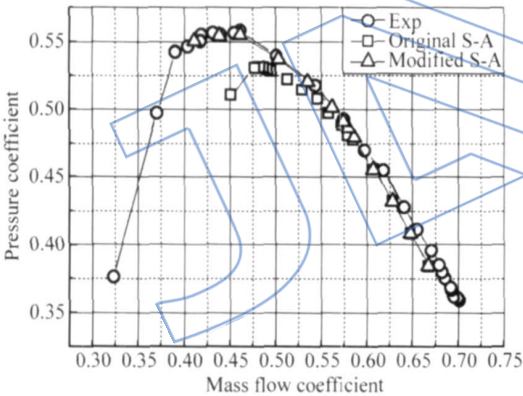


图 6 LLAC 低速台总特性线比较
Fig 6 Characteristic line of LLAC cascade

图 7 即为改进的 S-A 模型 C_{bl} 与流量系数的关系, 由该结果可以得出在偏离设计工况向小流量变化过程中, 分离不断加大, 而传统的湍流模型通常会过大的预估分离, 在此采用随流量变小、分离区变大而逐步增大的 C_{bl} , 可以使得预估的失速工况与实验结果符合一致. 进一步对比可见 C_{bl} 随流量的变化趋势与叶栅攻角损失特性关系的发展趋势一致, 通过分析不难得出, 叶栅在负的攻角以及大的正攻角情况下分离加大因此损失也会相应增加, 为了准确模拟分离, C_{bl} 的值也应相应的变化, 因此表现出了分离、损失和 C_{bl} 三者变

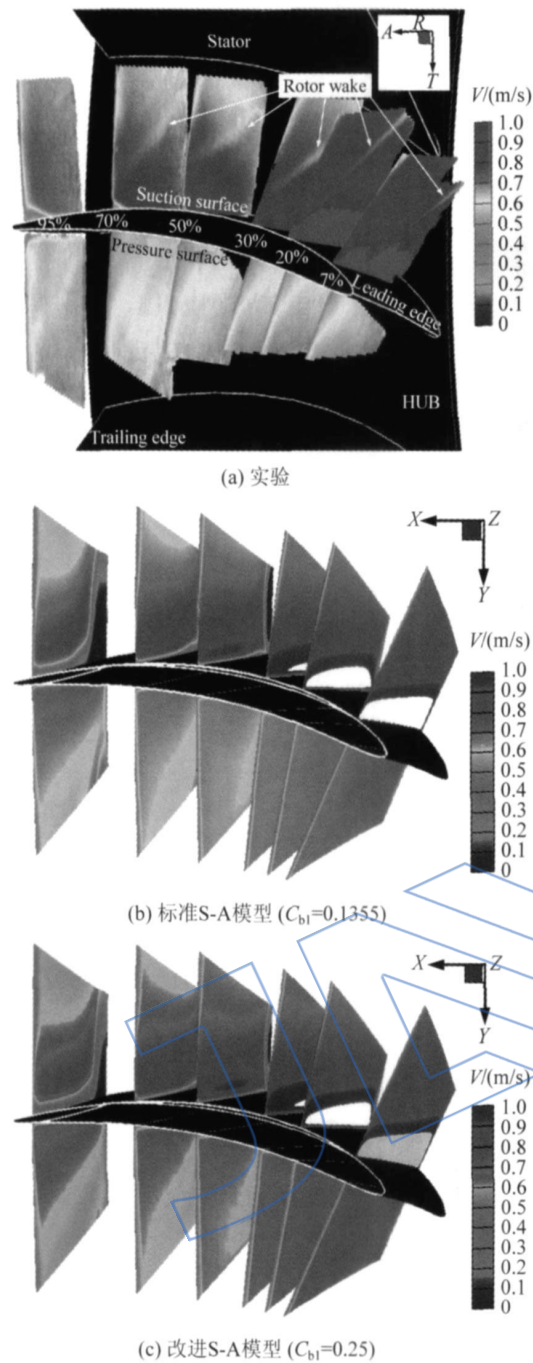


图 8 LLAC 低速台静子通道流向速度

Fig 8 Streamwise velocity inside the stator passage of LLAC cascade

流动损失,使得压气机过早地进入不稳定边界,而改进后的 S-A 模型对于分离尺度的预估相对减小,与实际情况相符,从而使得对损失的模拟也会相应变小,这样的趋势是符合实际流动情况的,因此对于压气机特性的模拟避免了过早地进入不稳定区域,与实验测量结果一致。

基于以上对 LLAC 低速台的分析,可以看出改进 S-A 模型的湍流黏性的输运方程中对生成

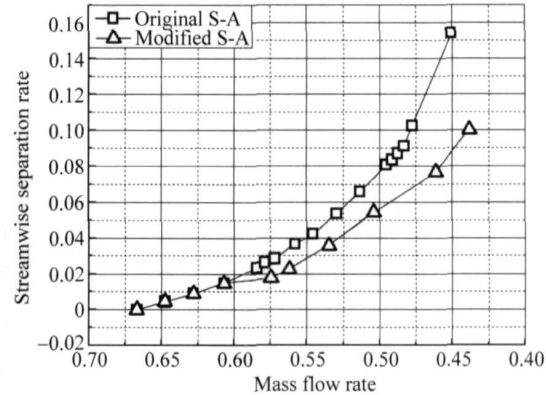


图 9 LLAC 低速台静子通道分离尺度

Fig. 9 Streamwise separation rate of LLAC stator passage

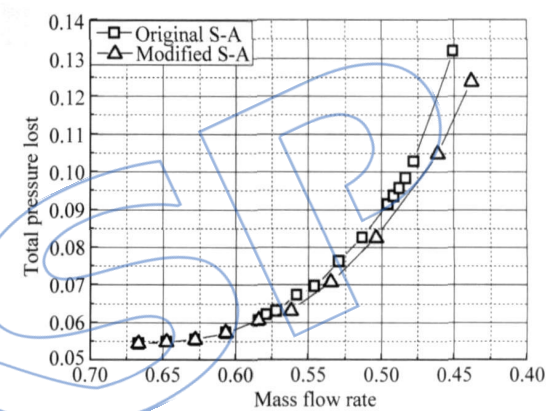


图 10 LLAC 低速台静子通道总压损失

Fig. 10 Total pressure lost of LLAC stator passage

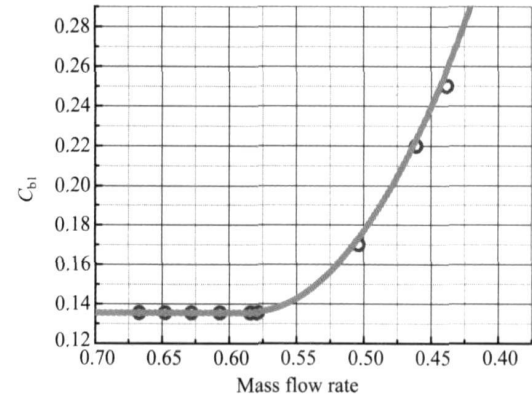


图 11 LLAC 低速台 C_{b1} 取值与流量系数关系

Fig. 11 Relationship between C_{b1} and mass flow rate of LLAC cascade

和耗散之间的关系起重要作用的 C_{b1} 确实可以提高 S-A 模型对分离的预估能力,并且应该在不同的工况和流量下,针对不同的分离程度的流场采用不同的 C_{b1} 的值. 这里给出根据流场流量的不同选取 C_{b1} 的经验表达式

$$\begin{cases} C_{bl} = a \left(\frac{\dot{m} - \dot{m}_{design}}{\dot{m}_{choke}} \right)^2 + 0.1355 & (\dot{m} \geq \dot{m}_{design}) \\ C_{bl} = 0.1355 & (\dot{m} < \dot{m}_{design}) \end{cases} \quad (2)$$

式中 a 为常数, 根据不同的流场条件选取不同的值, 在此 LLAC 低速台算例中 a 取值为 1.4683 时得到的 C_{bl} 的变化关系与数值实验选取的 C_{bl} 的结果吻合较好, 如图 11 所示.

4 结 论

本文基于湍流输运过程的分析, 考虑了流场的非平衡程度提出了一种对 S-A 模型中模拟湍流黏性生成和耗散关系起重要作用的 C_{bl} 的取值表达式, 不同于标准 S-A 模型中 C_{bl} 为常数的模拟, 经过数值研究发现改进的 S-A 模型对于静子角区分离的模拟更接近物理实际, 从而提高了对非设计工况的预估能力. 此方法对于其他涡黏模型的改进均有帮助, 对工程实际应用更有意义.

致谢:

作者感谢北京航空航天大学能源与动力工程学院宁方飞教授在本文研究工作中的帮助和指导, 同时感谢罗尔斯·罗伊斯公司的帮助.

参考文献:

[1] Dunham J. CFD validation for propulsion system components [R]. AGARD-AR-355, 1998.

[2] Gregory-Smith D G. Presentation to QNET CFD workshop [C]//2nd QNET CFD Workshop on Quality and Trust in the Industrial Applications of CFD. Lucerne, Switzerland: [s. n.], 2002.

[3] Spalart P R, Allmaras S R. A one equation turbulence model for aerodynamic flows [R]. AIAA 1992-0439.

[4] Spalart P R, Allmaras S R. A one equation turbulence model for aerodynamic flows [J]. La Recherche Aéronautique, 1994, (1): 5-21.

[5] Mansour N N, Kim J, Moin P. Reynolds stress and dissipation rate budgets in a turbulent channel flow [J]. J. Fluid Mech., 1988, 194: 15-44.

[6] 宁方飞. 考虑真实几何复杂性的跨音压气机内部流动的数值模拟 [D]. 北京: 北京航空航天大学, 2002.

NING Fangfei. Numerical investigations of flows in transon

ni compressors with real geometrical complexities [D]. Beijing: Beijing University of Aeronautics and Astronautics, 2002. (in Chinese)

[7] Ning F F, Xu L. Numerical investigation of transonic compressor rotor flow using an implicit 3D flow solver with one equation Spalart Allmaras turbulence model [R]. ASME 2004-GT-0359.

[8] Gbadebo S A. Three dimensional separations in compressors [D]. United Kingdom: University of Cambridge, 2003.

[9] Gbadebo S A. Three dimensional separations in axial compressors [R]. ASME GT2004-53617.

[10] YU Xianjun, LIU Baojie, JIANG Haokang. Characteristics of the tip leakage vortex in a low-speed axial compressor [J]. AIAA Journal, 2007, 45(4): 870-878.

[11] YU Xianjun, LIU Baojie. Stereoscopic PIV measurement of unsteady flows in an axial compressor stage [J]. Experimental Thermal and Fluid Science, 2007, 31: 1049-1060.

[12] WANG Danhua, MA Wei, LU Lipeng. Modification of S-A turbulence model on separation flows [C]//The 9th Asian International Conference on Fluid Machinery, No. AICFM9-216. Jeju, Korea: Korean Fluid Machinery Association (KFMA), October 16-19, 2007.

[13] 王丹华, 马威, 陆利蓬. S-A 模型在分离流动模拟中的改进 [J]. 推进技术, 2008, 29(5): 539-544.

WANG Danhua, MA Wei, LU Lipeng. Modification of S-A turbulence model on separation flows [J]. Journal of Propulsion Technology, 2008, 29(5): 539-544. (in Chinese)

[14] 马威, 王丹华, 陆利蓬. 提高 Spalart Allmaras 湍流模型对分离模拟能力的研究 [J]. 航空动力学报, 2008, 23(8): 1474-1479.

MA Wei, WANG Danhua, LU Lipeng. Investigation on improving the capability of predicting separation of Spalart Allmaras turbulence model [J]. Journal of Aerospace Power, 2008, 23(8): 1474-1479. (in Chinese)

[15] 王丹华, 王百方, 陆利蓬. 压气机叶栅角区三维分离流动的数值研究 [C]//中国工程热物理学会第十一届年会论文集热机气动热力学. 北京: 中国工程热物理学会, 2005.

WANG Danhua, WANG Baifang, LU Lipeng. Numerical investigation on 3D corner separation flow in compressor cascade [C]//The 11th Annual Meeting Proceeding of Chinese Engineering Thermophysics Academy. Beijing: Chinese Engineering Thermophysics Academy, 2005. (in Chinese)