

文章编号: 1000-8055(2007)10-1652-06

湍流模型对叶片表面换热计算的影响

朱彦伟, 朱惠人

(西北工业大学 动力与能源学院, 西安 710072)

摘 要: 为了比较湍流模型对涡轮叶片外换热计算结果的影响, 采用五种湍流模型及两种壁面函数计算了 NASA-MarkII 导向叶片表面换热并与实验数据进行了对比, 结果表明: 在相同边界条件下不同湍流模型的计算结果有很明显的差别, 即使是同一种湍流模型, 如果采用不同的壁面处理函数其计算结果也是有很大差别的; 某些湍流模型的计算值只是在某个区域较为理想, 还不能找到在整个叶片表面计算结果与实验数据较为接近的湍流模型. 在尚无普适性较好的湍流模型的情况下, 研究在不同计算域采用不同湍流模型和壁面处理函数的计算技术, 是一种较好的可行的方案.

关 键 词: 航空、航天推进系统; 湍流模型; 壁面处理函数; 换热计算

中图分类号: V231.1

文献标识码: A

Influences of turbulence models on heat transfer of guide vane surface

ZHU Yan-wei, ZHU Hui-ren

(School of Power and Energy,

Northwestern Polytechnical University, Xi'an 710072, China)

Abstract: In order to study comparatively the influences of turbulence models on heat transfer of the vane surface, five turbulence models and two wall functions were employed to calculate the surface heat transfer coefficients of NASA-MarkII guide vane and then compare with the calculated results. The results show that: the calculated results of different turbulence models differ a lot under the same boundary conditions. If different near wall treatment functions are used, the calculated results may differ greatly even for the same turbulence model. Some turbulence model's calculated results are only satisfactory in some area of the vane surface. However, no turbulence models are found to make the calculated results very close to the experimental data. In the absence of turbulence models with good universality, the calculation technique with different turbulence models and near-wall treatment functions for different domain is a feasible solution in simulating the heat transfer of vane surface.

Key words: aerospace propulsion system; turbulence model; near-wall treatment function; heat transfer calculation

由于数值计算的方法具有成本较低和能较好的模拟复杂边界条件或理想的边界条件等优点, 近年来计算传热学得到了很大的发展^[1]. 任何一个物理过程数值模拟结果的准确度首先取决于物理问题的数学模型是否正确. 但对湍流机理理解

的不足仍旧限制着人们寻找一种适于不同流动的通用湍流模型^[2], 对于不同的实际问题所采用的模型和数值方法各不相同, 因此无论自己编写程序还是使用商业软件, 数学模型和数值方法的选择都是我们首先要解决的问题.

收稿日期: 2006-09-19; 修订日期: 2007-01-23

基金项目: 本文研究得到国家 973 计划(2007CB707701)的资助

作者简介: 朱彦伟(1980), 男, 河南新乡人, 硕士生, 主要从事航空发动机高温部件的强化传热技术研究.

湍流模型的研究已有上百年的历史, 针对不同的流动情况及不同的几何结构, 人们提出了很多湍流模型, 在准确模拟实际流动换热计算研究中获得了很多进步, 但目前仍缺乏普适性好、计算效率高的湍流模型. 本文的主要目的是对目前人们广泛采用的几种湍流模型及典型的壁面函数在计算涡轮叶片外表面换热的效果做以初步评价, 为有兴趣从事涡轮叶片热分析计算及湍流模型研究的工作者提供一定的参考资料. 文中的计算对象是 NASA-MarkII 导向叶片, 取自文献[3].

1 计算模型及壁面处理函数

1.1 计算模型

计算所采用的湍流模型分别是标准的 $k-\epsilon$ 模型、RNG $k-\epsilon$ 模型、Realizable $k-\epsilon$ 模型、Reynolds Stress 模型及标准的 $K-\omega$ 模型, 由于篇幅限制各个模型的具体形式不再列出, 有兴趣的读者可参阅文献[4].

1.2 壁面处理函数

由于固体与流体之间的换热在固体壁面发生, 流体域近壁面的计算方法在很大程度上决定了换热计算的精度. 本文计算主要使用了两种壁面函数.

①非平衡壁面函数法(Nonr Equilibrium Wall Functions)

非平衡壁面函数法在标准壁面函数法基础上引入了压力梯度关系^[5]

$$\frac{U_{\tau}^4 k_p^{1/2}}{t_w / \rho} = \frac{1}{k} \ln \left[E \frac{\rho c^{1/2} k^{1/2} y}{\mu} \right] \quad (1)$$

式中:

$$U = U - \frac{1}{2} \frac{dp}{dx} \left[\frac{y_v}{\rho_c \sqrt{k}} \ln \left(\frac{y}{y_v} \right) + \frac{y - y_v}{\rho_c \sqrt{k}} + \frac{y_v^2}{\mu} \right];$$

$$\text{粘性底层厚度 } y_v = \frac{11.225 \mu}{\rho c^{1/4} k_p^{1/2}}$$

可用于描写存在较大压力梯度的流动, 如脱体流、回流及冲击流等.

②增强壁面函数法(Enhanced Wall Functions)

增强壁面函数法的关键是采用下式计算近壁处的无量刚速度分布^[6]

$$u^+ = e^{\Gamma} u_{\text{km}}^+ + e^{\frac{1}{b}} u_{\text{turb}}^+ \quad (2)$$

$$\Gamma = - \frac{a(y^+)^4}{1 + b y^+} \quad (3)$$

$$\text{其中: } c = \exp \left[\frac{E}{E^*} - 1.0 \right], \quad a = 0.01c, \quad b = \frac{5}{c}$$

在保证原有层流及湍流区域 u^+ 分布的条件下, 光顺了层流向完全湍流的变化过程.

2 网格划分及验证

在进行数值计算时, 常常希望在物理平面上的网格化分能适应区域中物理场的变化情形, 在变化剧烈处稠密一些, 在变化平缓处稀疏一些. 如果网格过粗, 计算精度达不到要求; 如果网格过细, 占用太大的 CPU 是计算速度降低. 本文采用 Gambit 软件生成网格, 远离叶片壁面处采用四边形网格, 在靠近壁面处采用 H 形边界层网格(使网格和流动尽可能在一条直线上). 根据不同的壁面处理函数划分不同的网格: 非平衡壁面函数法 MarkII FEI1 (15 748 个); MarkII FEI2 (24 769 个); MarkII FEI3 (35 468 个); 强化壁面函数法 MarkII QIANG1 (17 758 个); MarkII QIANG2 (25 669 个); MarkII QIANG3 (33 248 个). 计算网格示意图如图 1 所示. 图 2 为对两种壁面处理函数分别用 3 种网格的计算结果的比较, 计算结果表明三种网格的计算结果非常一致, 反映出了网格无关性的特点. 从计算精度和求解效率的综合比较来看, 选择 MarkII FEI2 和 MarkII QIANG2 网格是比较恰当的.

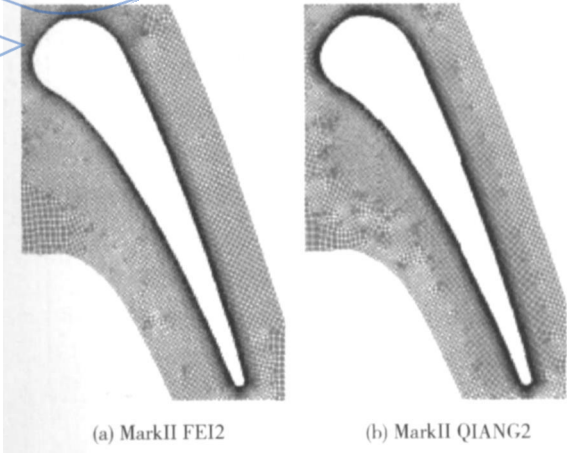
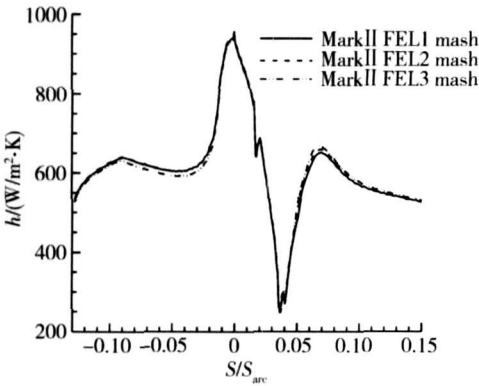


图 1 叶片网格图

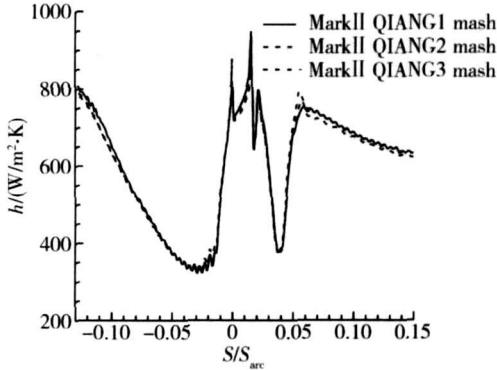
Fig. 1 Mesh of vanes

3 计算结果与实验对比

计算叶片取自文献[3], 该文提供了 C3X 及 MARKII 两种叶片全面、系统的外换热试验结果, 两种叶片表面的流动特点有所不同, 本文仅以 MARKII 叶片为对象进行计算验证, 其表面的流动特点是在吸力面有较强的逆压力梯度. 试验是在稳态下进行的, 测试条件如表 1 所示.



(a)非平衡壁面法计算结果对比



(b)强化壁面法计算结果对比

图 2 采用 3 种不同网格计算结果的比较

Fig. 2 Comparisons of numerical results in 3 difference mash

表 1 NASA- MARKII 导向叶片实验测试条件

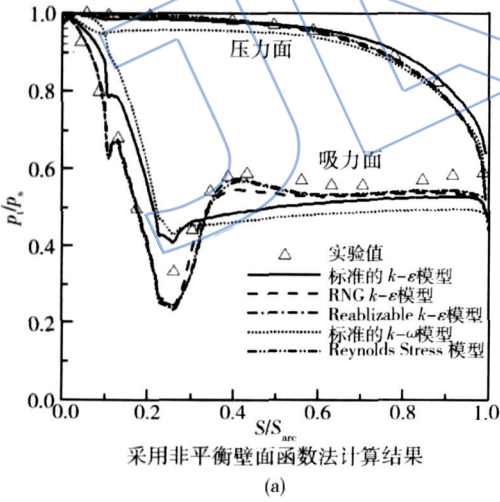
Table 1 NASA MARKII vane test conditions

进口总压	进口总温	进口马赫数	进口雷诺数	出口马赫数	出口雷诺数	燃气入口湍流度	壁温与燃气温比
p_{T1} / Pa	T_{T1} / K	Ma_1	Re_1	Ma_2	$Re_2 / 10^6$	$T_u / (\%)$	T_w / T_g
5 345	803	0.18	0.45	0.90	1.56	6.5	0.71
7 529	770	0.20	0.71	1.06	2.39	8.3	0.79

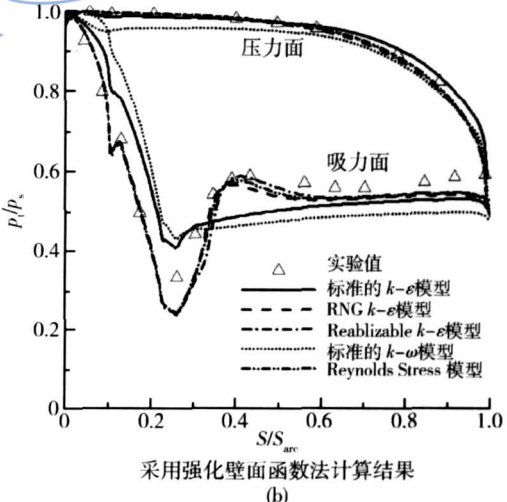
3.1 湍流模型对压力计算的影响

由于涡轮叶片表面换热特性与其流动特点密切相关,所以本文对在 $Re_2 = 1\,560\,000$ 条件下分

别采用了五种湍流模型对 MarkII 表面的静压分布进行计算,并在图 3 中给出了计算结果与实验结果比较,其中 S/S_{arc} 代表距前缘驻点弧长与驻



(a)



(b)

图 3 叶片表面静压分布的计算结果与实验结果

Fig. 3 Predicted and measured vane surface static pressure distribution

点到尾缘的弧长之比.从图中可以发现,壁面函数对压力计算结果没有影响,这是因为在使用壁面函数的区域,压力沿垂直于壁面的方向是不变的.①在压力面上,标准的 $k-\epsilon$ 模型、RNG $k-\epsilon$ 模型、Realizable $k-\epsilon$ 模型和 Reynolds Stress 模型计算结果和实验值一致;在 $0 < S/S_{arc} < 0.6$ 区域标准

的 $k-\omega$ 模型计算结果稍低于实验值.这说明在处于顺压力梯度的压力面上流动状态是相对稳定的,不同湍流模型的计算结果差别不太明显.②在吸力面上,RNG $k-\epsilon$ 模型、Realizable $k-\epsilon$ 模型和 Reynolds Stress 模型计算结果和实验值相符合;标准的 $k-\epsilon$ 模型和标准的 $k-\omega$ 模型计算效果较

差,对瞬变流和流线弯曲的影响不能做出很好的反应而产生过大的湍动能和摩擦损失,这是这两种模型在计算叶片吸力面流动中表现不好的原因,这里充分体现了这两种模型扩散方程的不足之处.通过上面的对比可以发现:对高速可压缩流动进行流场计算的情况下,采用 RNG $k-\varepsilon$ 模型、Realizable $k-\varepsilon$ 模型和 Reynolds Stress 模型进行计算较为合理.

3.2 湍流模型对换热计算的影响

3.2.1 采用非平衡壁面函数法进行数值计算结果与实验值的对比

图 4 是采用非平衡壁面函数法计算的换热结果与实验对比图($h_0=1\,135\text{ W/m}^2\cdot\text{K}$).通过计算结果与实验结果的对比我们可以发现:在压力面上,标准的 $k-\varepsilon$ 模型的计算结果要比实验结果高出很多;RNG $k-\varepsilon$ 模型、Realizable $k-\varepsilon$ 模型和 Reynolds Stress 模型的计算结果都要高于实验

结果;标准的 $k-\omega$ 模型计算结果在靠近前缘附近高于实验值,在 $0.1 < S/S_{\text{arc}} < 0.3$ 区域接近实验值,在 $S/S_{\text{arc}} > 0.3$ 区域迅速偏离实验结果.说明在压力面上,采用非平衡壁面函数处理法是不合适的.在吸力面上, $0 < S/S_{\text{arc}} < 0.1$ 区域,各种湍流模型的计算结果都高于实验值,湍流模型在前缘附近计算效果较差的特点在这里完全体现出来,这可能说明前缘附近的边界层特征与一般的层流及湍流边界层有较大的不同,而现有湍流模型的建立可能主要依赖于一般的层流及湍流边界层的数据.在 $0.1 < S/S_{\text{arc}} < 0.23$ 区域, RNG $k-\varepsilon$ 模型、Realizable $k-\varepsilon$ 模型和 Reynolds Stress 模型的计算结果都体现了边界层流动状态的变化对换热的影响,通过对比发现 Reynolds Stress 模型在该区域计算效果更好一些;

在 $0.23 < S/S_{\text{arc}} < 1$ 区域,这三种模型计算结果都低于实验值,可见:这三种模型都能体现由于边界层的分离而对换热系数的影响,但计算结果和实验值相比在数值上还有一定偏差.

3.2.2 采用强化壁面函数法进行数值计算结果与实验值的对比

图 5 是采用强化壁面函数法计算的换热结果与实验对比图.从图中可以明显看出,壁面处理函数对换热计算结果的影响是很大的.①在吸力面上,从前缘到 $S/S_{\text{arc}} < 0.1$ 区域四种模型的计算结果非常接近,但都比实验结果要大.在 $0.1 < S/S_{\text{arc}} < 0.23$ 区域除了标准的 $k-\varepsilon$ 模型之外,其他模型的计算结果比较理想,特别是 Reynolds Stress 模型的计算结果和实验结果最为接近.在 $0.3 < S/S_{\text{arc}}$ 区域四种模型的计算结果都远低于实验值.

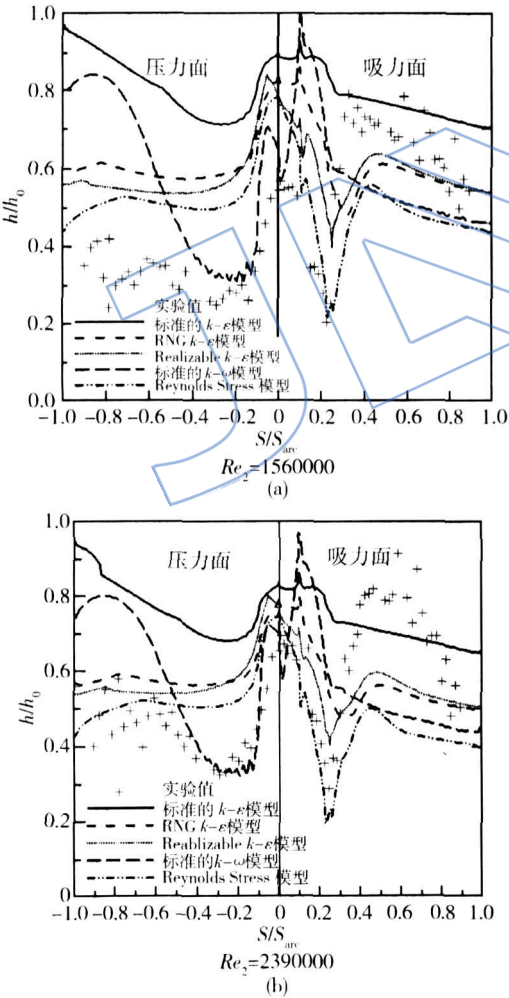


图 4 采用非平衡壁面函数法的计算结果与实验结果的对比

Fig. 4 Calculated results compared with experimental data

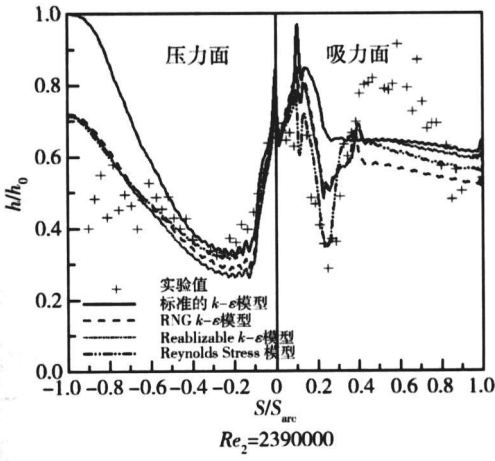


图 5 采用不同湍流模型计算结果与实验结果的对比

Fig. 5 Calculated results compared with experimental data

在压力面上, 在 $0 < S/S_{arc} < 0.1$ 区域四种模型计算结果都接近于实验值; 在 $0.1 < S/S_{arc} < 0.6$ 区域标准的 $k-\varepsilon$ 模型计算结果和实验值相符合, 但是在 $S/S_{arc} > 0.6$ 区域该模型的计算结果迅速偏离实验值; 在 $0 < S/S_{arc} < 0.8$ 区域 RNG $k-\varepsilon$ 模型计算结果和实验结果较为吻合; $0.1 < S/S_{arc} < 0.6$ 区域 Realizable $k-\varepsilon$ 模型和 Reynolds Stress 模型的计算值低于实验值, 在 $S/S_{arc} > 0.6$ 区域这三种模型的计算结果和接近; 在 $0.8 < S/S_{arc} < 1$ 区域 RNG $k-\varepsilon$ 模型、Realizable $k-\varepsilon$ 模型和 Reynolds Stress 模型计算高于实验值。

通过图 4、图 5 的对比我们可以发现: 在前缘附近这几种湍流模型计算结果比实验结果大, 这是因为湍流模型使得边界层在壁面上的任意位置处都为湍流边界层, 湍流模型没有能力模拟叶片

初始的层流边界层导致了湍动能增长速度超过实际情况, 提高了换热壁面附近的温度梯度, 强化了传热. 对在流动状态不稳定情况下换热计算效果差是所有湍流模型最大的弱点.

3.3 壁面处理函数对换热计算的影响

在离壁面很近的地方, 粘性力将抑制流体切线方向速度的变化, 而且流体运动受壁面阻碍的影响抑制了正常的脉动, 因而对叶片换热有很大的影响. 壁面函数的作用是使计算的切应力和热流密度与实际情况基本相符. 图 6 为 Reynolds Stress 模型和标准的 $k-\varepsilon$ 模型采用不同的壁面处理函数的计算结果对比. 从图中可以发现壁面处理函数对换热计算结果的影响很大, 这就说明在评价湍流模型对换热的数值计算的好坏时, 还应考虑壁面处理函数的影响, 如果简单的把计算结

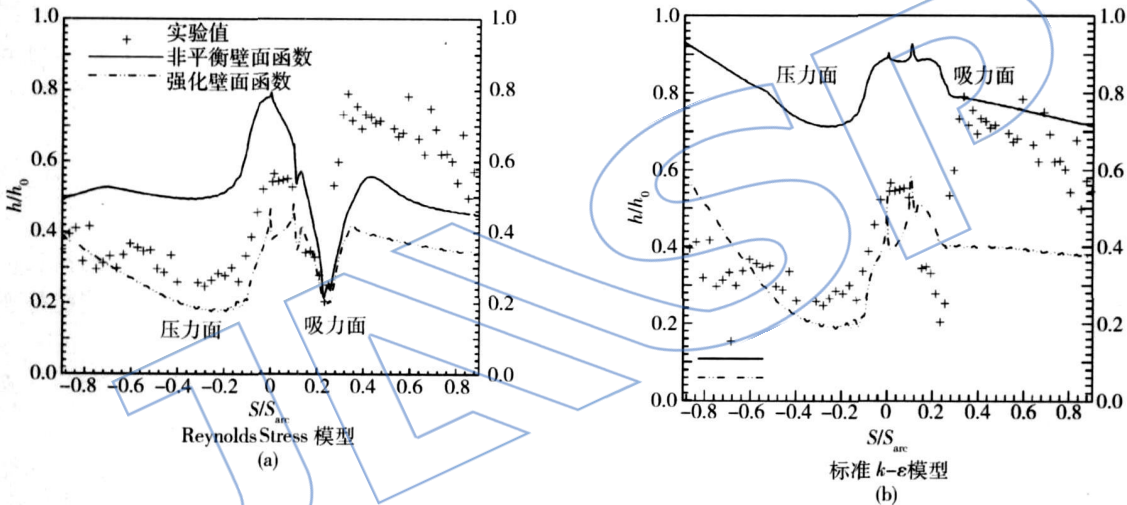


图 6 采用不同壁面处理函数计算结果的对比
Fig. 6 Using different near-wall treatment function calculated results' compares

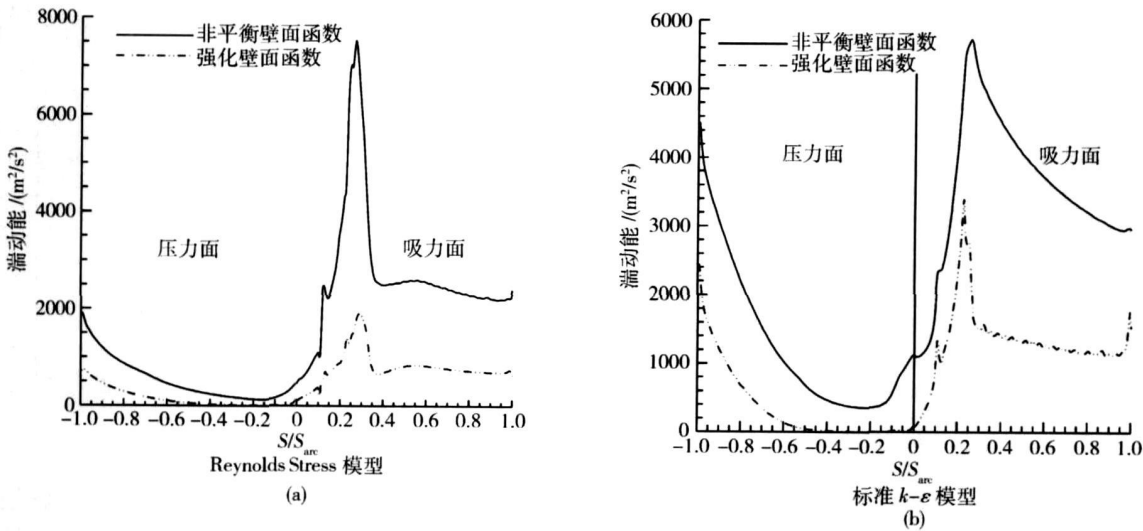


图 7 壁面处理函数对湍动能的影响
Fig. 7 Influences of wall functions on turbulent kinetic energy

果的偏差都归因于模型本身, 将可能导致无法准确评价湍流模型的有效性.

图 7 给出了分别采用 Reynolds Stress 模型及标准 $k-\varepsilon$ 模型计算时, 使用两种壁面函数所计算的近壁处湍动能分布, 可以看出采用非平衡壁面函数时, 由于过高的估算了近壁处的湍动能, 计算的换热系数也偏高, 这正好解释了图 6 所示的计算结果. 从图 7 可以看出强化壁面处理函数具有体现边界层流动状态转变的能力, 而公式(2) 也充分体现了这一点.

4 结 论

数值计算的关键之一是采用什么样的湍流模型, 即使某种湍流模型在某种边界条件下的计算结果满足要求, 只要改变边界条件计算结果就可能偏离期望结果. 通过计算结果和实验值的对比可以得到以下结论:

(1) 能否准确计算湍流模型中代表由于脉动所引起的能量转移的附加湍流应力项是影响换热计算结果的关键;

(2) 湍流模型对叶片前缘位置的换热计算效果较差. 当在吸力面顺气流方向上出现很强的不平衡和有很大的逆压力梯度产生时, 选用非平衡壁面处理函数效果较好. 在没有逆压力梯度产生的压力面上采用强化壁面处理函数得到的结果较好;

(3) 吸力面上前缘附近 Reynolds Stress 模型的计算结果较好; 在离前缘较远位置 Realizable $k-\varepsilon$ 模型计算结果较好; 在压力面上采用强化壁面

处理函数 RNG $k-\varepsilon$ 模型计算结果较为合理;

(4) 在压力面上, 采用非平衡壁面处理函数计算结果比实验结果偏大; 采用增强壁面函数在靠近尾缘位置处计算值高于实验值.

由以上结论可以看出, 在尚无普适性较好的湍流模型时, 研究在不同计算域采用不同湍流模型的计算技术, 是一种较好的可行的方案. 壁面函数与湍流模型的匹配使用也是需要进一步研究的问题.

参考文献:

- [1] Facchini B, Magi A, Greco A S D. Conjugate heat transfer simulation of a radially cooled gas turbine vane[C] // Proceedings of ASME Turbo Expo 2004. Vienna, June, 2004, Austria: GT2004-54213.
- [2] 朱永波, 赵晓路, 蔡睿贤. 应用不同湍流模型计算叶栅流场的结果与比较[J]. 航空动力学报, 2001, 16(1): 71-74.
ZHU Yongbo, ZHAO Xiaolu, CAI Ruixian. Numerical simulation of cascades with different turbulence models[J]. Journal of Aerospace Power, 2001, 16(1): 71-74.
- [3] Hylton L D, Mihelc M S, Turner E R, et al. Analytical and experimental evaluation of the heat transfer distribution over surfaces of turbine vanes[R]. NASA Technical Report, NASA-CR-168015, 1983.
- [4] 陶文铨. 数值传热学[M]. 第2版. 西安: 西安交通大学出版社, 2003: 333-370.
- [5] Launder B E, Spalding D B. The numerical computation of turbulent flows[J]. Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering, 1974, 3: 269.
- [6] Kim S E, Choudhury D. A near wall treatment using wall functions sensitized to pressure gradient[J]. ASME FED, 1995, 217: 1141.