

文章编号: 1000-8055(2010)04-0741-07

涡轮叶片外换热计算程序对比研究

卿雄杰, 潘炳华, 曾 军

(中国航空工业集团公司 中国燃气涡轮研究院, 成都 610500)

摘 要: 对两种涡轮叶片外换热计算程序 STAN5 和 S1ICH 的数值方法进行了比较. 采用 STAN5 和 S1ICH 程序完成了 VKI(Von Karman Institute)高压涡轮导叶和动叶叶栅的外传热系数计算, 并将计算结果与试验数据进行了对比. 结果表明, S1ICH 预估的转捩位置、外传热系数的精度较高, 同时 S1ICH 具有适应性广, 收敛性好, 准备初始参数方便的特点, 满足工程设计计算的要求.

关 键 词: 涡轮叶片; 外传热系数; 转捩; 湍流模型

中图分类号: V231. 1

文献标识码: A

Comparison of external heat transfer codes for turbine blades

QING Xiong-jie, PAN Bing-hua, ZENG Jun

(China Gas Turbine Establishment,

(Aviation Industry Corporation of China, Chengdu 610500)

Abstract: The mathematical models of two external heat transfer (EHT) codes, STAN5 and S1ICH, were compared. Both codes were employed to calculate the EHT coefficients (EHTC) of two turbine blades, i. e. : Von Karman Institute (VKI) high-pressure turbine guide vane and blade, and the results were compared with experimental data. The results show that S1ICH has higher precision on capturing onset of transition and predicting EHTC of turbine blades than STAN5. S1ICH can meet the requirement of engineering applications, thanks to its character of extensive applicability, good convergence and simple input.

Key words: turbine blades; external heat transfer coefficients (EHTC); transition; turbulence model

为提高航空发动机推质比、改善热效率和降低耗油率, 增加涡轮前燃气进口温度是有效手段之一, 现代燃气涡轮发动机的涡轮前局部温度已远超现有金属材料的允许使用温度. 但涡轮前燃气进口温度的提高同时也增加了涡轮部件的热负荷, 为确定涡轮叶片在如此恶劣的环境中能否长期正常、可靠地工作, 并为涡轮冷却系统设计提供一定的技术支持, 必须首先准确确定叶片的外壁面与燃气的换热情况.

传统边界层计算程序 STAN5^[1] 及其改进程序^[2-3] 至今仍被广泛地应用于涡轮叶片外传热系数 (EHTC) 的工程计算. 对叶片表面流道基本上

是二维且没有分离的情况而言, 边界层计算方法无疑是一个很好的设计工具. 该方法的具有很多的优点: 简单, 且易于将经验数据和过去的计算经验纳入到程序中; 所需计算时间少, 在现有的 PC 机上, 完成一个叶片的外换热计算仅需数秒. 但是, 该方法也存在很大的局限性: 需用 S_1 流面计算程序或其他方法提供叶片表面压力分布; 在叶片表面存在较大压力梯度时难以收敛; 驻点处的传热系数模拟精度低. 该方法应用的另一个局限性在于, 因涡轮叶片通道中通常会出现激波及附面层干扰等现象、各种形式的涡, 特别是动叶尖部会出现叶尖泄漏涡, 这些三维流动特征随着涡轮

收稿日期: 2009-03-25; 修订日期: 2009-11-30

作者简介: 卿雄杰(1981-), 男, 四川资中人, 工程师, 硕士, 主要从事涡轮气动设计.

级负荷的提高而更明显,若采用边界层计算方法将使外传热系数计算结果具有较大的误差。

因此为准确计算涡轮叶片的外传热系数,必须采用三维计算流体动力学(CFD)方法^[4]。

在文献[4]的基础上,开发了一种采用三维CFD方法求解二维涡轮叶栅外传热系数的程序S1ICH。该程序采用高精度的湍流模型和转捩模型,传热系数模拟精度高。该程序可同时输出气动参数和叶片表面外传热系数,输出的叶栅表面等熵马赫数也可作为STAN5的输入。程序使用操作简单,在Dell Precision 470(至强处理器,单CPU,主频2.8 GHz)上完成一个计算仅需20 min。

本文对STAN5和S1ICH程序的控制方程、湍流模型和转捩模型进行了比较,并利用此两种程序分别完成了VKI(Von Karman Institute)高压涡轮导叶和动叶的外表面传热系数计算,通过与试验结果的对比,对两个程序的计算结果进行验证。

1 数值方法

1.1 STAN5 数值方法

1.1.1 控制方程

STAN5程序的控制方程为二维定常可压缩边界层方程,并引入了有效动力黏性系数 μ_{eff} 和有效普朗特数 Pr_{eff} 。

连续方程

$$\frac{\partial(\rho u)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v)}{\partial y} = 0 \quad (1)$$

动量方程

$$\rho u \frac{\partial u}{\partial x} + \rho v \frac{\partial u}{\partial y} = -\frac{dp}{dx} + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial y} \left(r \mu_{\text{eff}} \frac{\partial u}{\partial y} \right) + X \quad (2)$$

能量方程

$$\rho u \frac{\partial h^*}{\partial x} + \rho v \frac{\partial h^*}{\partial y} = \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial y} \left\{ r \left[\frac{\mu_{\text{eff}}}{Pr_{\text{eff}}} \frac{\partial h^*}{\partial y} + \mu_{\text{eff}} \left(1 - \frac{1}{Pr_{\text{eff}}} \right) \frac{\partial}{\partial y} \left(\frac{u^2}{2} \right) \right] \right\} + S \quad (3)$$

式中 r 为径向坐标; ρ 为密度; u, v 为 x 和 y 方向上的分速度; p 为压力; $\mu_{\text{eff}} = \mu + \mu_t$, μ 为动力黏性系数, μ_t 为湍流动力黏性系数; X 为彻体力; h^* 为气体的滞止焓; $Pr_{\text{eff}} = \frac{1 + \varepsilon_m}{Pr + \frac{1}{Pr_t} \varepsilon_m}$; ε_m 为

动量涡扩散系数, Pr 为普朗特数, Pr_t 为湍流普朗特数; ν 为运动黏性系数; S 为能量源项。

1.1.2 湍流模型

STAN5程序采用的湍流模型是Prandtl提出的混合长度模型,一种最简单但比较成熟的湍流模型。它根据各计算区域距离壁面的远近采用不同公式计算湍流混合长度,从而计算出湍流的切应力。模型中引入了湍流动力黏性系数和湍流间歇因子来定义有效动力黏性系数和有效普朗特数,并且根据壁面的曲率对混合长度进行了修正。

1.1.3 转捩模型

STAN5程序采用分别计算转捩起始点和转捩长度的方法计算层流-湍流转捩。转捩起始点的计算采用的是Seyb^[5]转捩准则,该准则通过边界层外的湍流度和气流加速度参数来计算边界层的临界动量厚度雷诺数 Re_{cr} ,当层流边界层中基于动量厚度的雷诺数 Re_{δ} 达到 Re_{cr} 时,则认为出现转捩。转捩长度的计算公式为Dhawan和Narasimha^[6]公式,计算中引入了转捩间歇因子。

1.2 S1ICH数值方法

1.2.1 控制方程

S1ICH程序的控制方程为三维非定常Navier-Stokes(N-S)方程。

连续方程

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial(\rho U_i)}{\partial x_i} = 0 \quad (4)$$

动量方程

$$\frac{\partial(\rho U_i)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho U_i U_j)}{\partial x_j} = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\mu_{\text{eff}} \left(\frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right) \right] - \frac{2}{3} \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\mu_{\text{eff}} \frac{\partial U_i}{\partial x_j} \right) \quad (5)$$

能量方程

$$\frac{\partial(\rho h^*)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho U_i h^*)}{\partial x_i} = \frac{\partial p}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\lambda \frac{\partial T}{\partial x_i} \right) + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\mu_{\text{eff}} U_i \left(\frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right) \right] - \frac{2}{3} \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\mu_{\text{eff}} U_i \frac{\partial U_i}{\partial x_j} \right) \quad (6)$$

式中 t 为时间; U 为速度; λ 为导热系数; T 为温度。

S1ICH采用有限体积法进行离散,为加速收敛,运用了全隐式代数多重网格耦合求解技术,通过同时求解动量方程和连续方程来解决压力与速度的失耦问题,对流项采用二阶精度格式。

1.2.2 湍流模型

S1ICH 程序采用的湍流模型是 Menter 提出的二方程 SST (shear stress transport) 模型^[7]. 该模型在近壁区域使用 $k-\omega$ 模型,而在远离壁面区域采用 $k-\varepsilon$ 模型. 这样 SST 模型不仅具有 $k-\omega$ 模型在近壁区域计算精度高的特点,而且又克服了 $k-\omega$ 模型在远离壁面区域对来流 ω 敏感的问题. 通过对大量算例的计算,证明该模型对流动和传热问题的计算具有很好的计算精度,尤其对于具有逆压梯度的流动情况^[8].

1.2.3 转捩模型

S1ICH 程序采用的转捩模型为 Menter 发展的二方程模型^[9],其包含两个输送方程:一个用于计算间歇湍流发展,另一个以动量厚度雷诺数的函数形式作为转捩的判断准则. 这两个方程与 SST 湍流模型中的生成项相耦合. 该转捩模型可以计算由激波、分离等引起的转捩. 在文献[4]中,分别利用层流模型、完全湍流模型和带转捩的湍流模型(转捩模型与 S1ICH 采用的相同)对 MARK II 高压涡轮导叶进行了外表面传热系数计算,结果表明带转捩的湍流模型的计算结果与试验数据最吻合.

2 边界条件

2.1 S1ICH 边界条件

二维叶栅外传热系数计算边界条件包括:进口边界、出口边界、壁面边界、周期性边界. 进口给定总压、总温、气流角、湍流度和涡黏性系数;出口给定平均静压;叶片表面无滑移,且给定温度;周期性边界上强迫对应点上的所有物理量相等.

2.2 STAN5 边界条件

进口给定总压、总温、湍流度;出口给定等熵马赫数;叶片表面给定温度和 S_1 流面计算得到的叶片表面等熵马赫数(或压力)分布.

对比计算中,STAN5 边界条件中进口总压、总温、湍流度和壁面温度与 S1ICH 边界条件相同;其出口等熵马赫数根据 S1ICH 采用的进口总压和出口静压计算而得;其叶片表面等熵马赫数(或压力)分布根据 S1ICH 计算而得.

3 结果与讨论

本文采用 STAN5 和 S1ICH 程序对 VKI 高压涡轮导叶和动叶进行了外传热系数计算,并将

计算结果与试验数据^[10-11]进行了比较.

3.1 VKI 高压涡轮导叶叶栅

VKI 高压涡轮导叶几何结构参数见文献[10],其叶型示意图和主要几何参数见图 1.

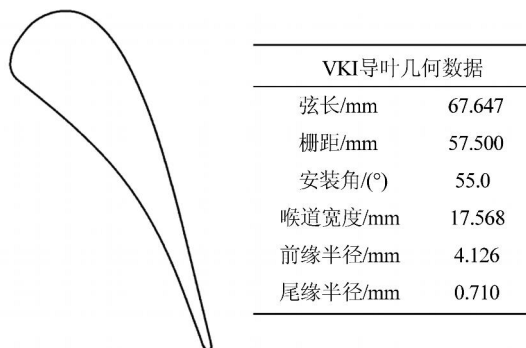


图 1 VKI 导叶叶型示意图及主要几何参数

Fig. 1 Sketch and geometric data of VKI stator cascade

S1ICH 自动生成的 VKI 导叶计算网格见图 2. 网格节点数 37 562 个,网格单元数 21 704 个.



图 2 VKI 导叶计算网格 (S1ICH 生成)

Fig. 2 Computational grid of VKI stator cascade (S1ICH created)

表 1 给出了 S1ICH 程序计算时所需的边界参数. 该边界参数亦为 STAN5 程序进行外传热系数计算的一部分边界条件. 另,STAN5 还需叶片表面的等熵马赫数(或压力)分布,该分布由 S1ICH 计算而得(见图 3).

图 3 给出了 S1ICH 根据表 1 中数据得到的叶片表面等熵马赫数随相对弧长 $S/S_{\max}$ 的变化曲

表 1 VKI 导叶叶栅计算边界条件

Table 1 Boundary conditions of VKI stator cascade

进口总压	进口总温	进口湍流度	进口等熵马赫数	出口等熵马赫数	叶片表面温度
$p_{t1}^*/10^5\text{ Pa}$	$T_{t1}^*/\text{ K}$	$T_u/\%$	Ma_{t1s}	Ma_{t2s}	$T_w/\text{ K}$
3.21	420	1	0.15	0.92	300

线. 其中, s 表示离叶型前缘驻点的表面距离, $S_{\max}$ 表示叶型表面弧长最大值(吸力面和压力面各一个值). 该叶片吸力面上等熵马赫数峰值约 1.05; 在相对弧长位置约 0.75 处, 吸力面上存在较大的逆压力梯度. 该逆压力梯度可从槽道间马赫数分布图(图 4)中观察到, 导致了转捩的发生(见图 5).

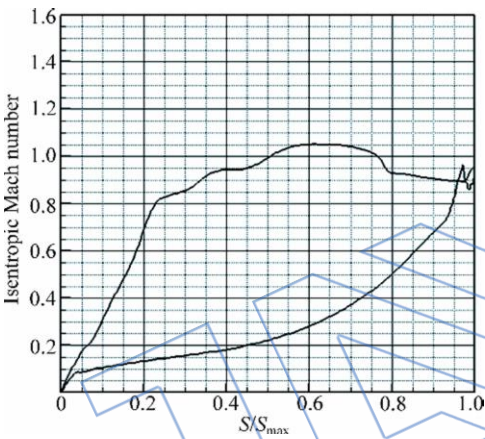


图 3 VKI 导叶表面等熵马赫数分布 (S1ICH 结果)

Fig. 3 Isentropic Mach number distribution of VKI stator cascade (results of S1ICH)

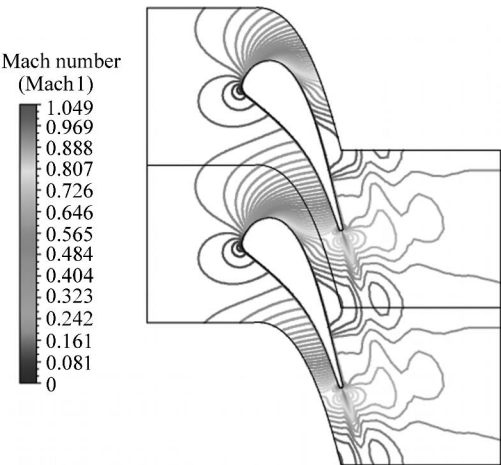


图 4 VKI 导叶槽道间马赫数分布 (S1ICH 结果)

Fig. 4 Blade to blade Mach number of VKI stator cascade (results of S1ICH)

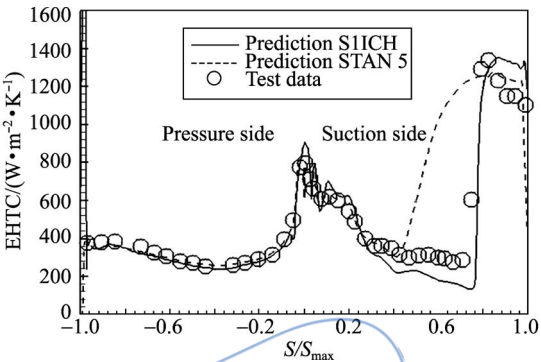


图 5 VKI 导叶外传热系数分布

Fig. 5 EHTC distribution of VKI stator cascade

S1ICH 和 STAN5 预测得到的外传热系数见图 5. 压力面上, 两者的外传热系数模拟精度皆高, 从前缘到约 0.20 相对弧长处, 传热系数急剧下降, 此后下降的速度趋于平缓, 在约 0.40 相对弧长之后, 传热系数逐渐增加; 在前缘区和吸力面的层流区, STAN 5 程序的预估值均与试验数据非常吻合, 但 STAN 5 预估的转捩起始点位置比试验结果过于提前, 过渡区的长度也相对较长, 发展到完全湍流的位置和传热系数的大小与试验结果比较一致. S1ICH 程序在前缘区预估的传热系数与试验数据比较吻合, 但在吸力面的层流区, 两者之间有较大差异, 在约 0.10 相对弧长处 S1ICH 预估的传热系数发生了波动, 与试验数据有一定的差异, 而后沿着尾缘方向迅速下降. S1ICH 程序预估的边界层转捩初始位置以及过渡区的长度与试验数据吻合较好. 在约 0.75 相对弧长处完成边界层转捩, 转捩位置对应于图 3 中较大压力梯度产生的位置. 通常, 该位置下游传热系数会随着完全发展的湍流边界层厚度的增加而降低, S1ICH 程序预估出了这种趋势, 但数值上与试验数据存在差异.

3.2 VKI 高压涡轮动叶叶栅

VKI 高压涡轮动叶几何结构参数见文献 [11], 其叶型示意图和主要几何参数见图 6. S1ICH 自动生成的 VKI 动叶计算网格(所有工况计算皆采用该网格, 距壁面的第一层网格

的 y^+ 与 3.1 节相近) 见图 7. 网格节点数 34 366 个, 网格单元数 20 842 个.

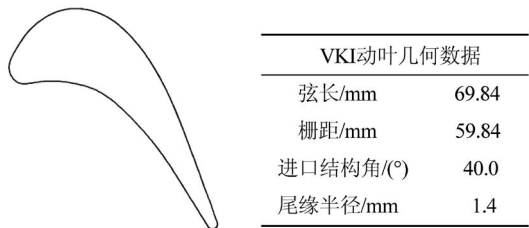


图 6 VKI 动叶叶型示意图及主要几何参数

Fig. 6 Sketch and geometric data of VKI rotor cascade

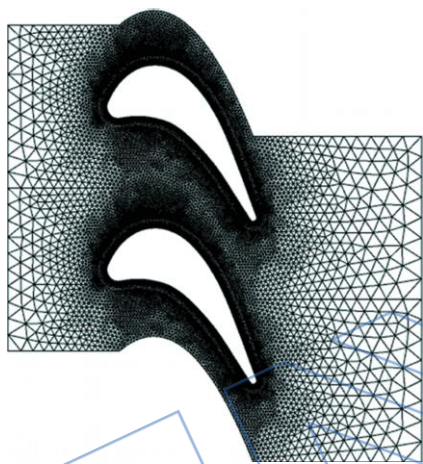


图 7 VKI 动叶计算网格(S1ICH 生成)

Fig. 7 Computational grid of VKI rotor cascade (S1ICH created)

S1ICH 程序计算所需的叶栅边界参数见表 2, 本算例研究了不同入口湍流度对传热系数的影

响. 如同 3.1 节, 该边界参数亦为 STAN5 程序进行外传热系数计算的一部分边界条件. 另外, STAN5 所需叶片表面的等熵马赫数(或压力)分布由 S1ICH 计算而得(见图 8).

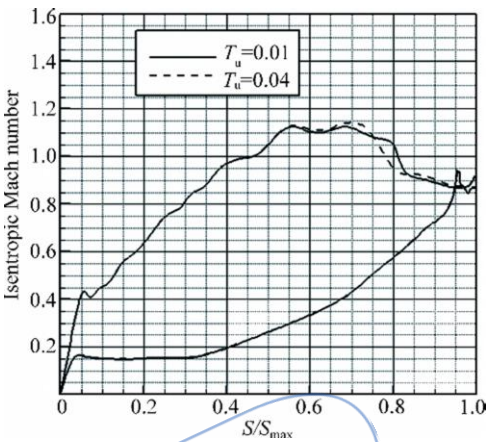
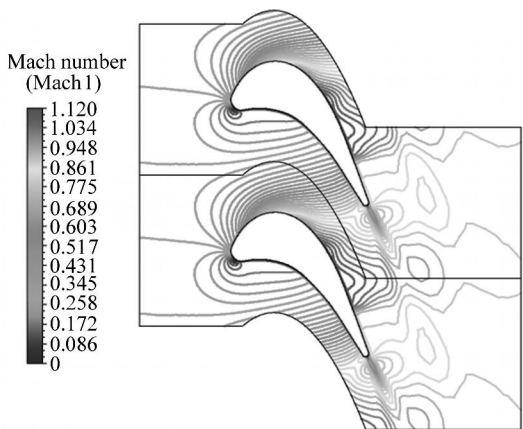


图 8 VKI 动叶表面等熵马赫数分布(S1ICH 结果)

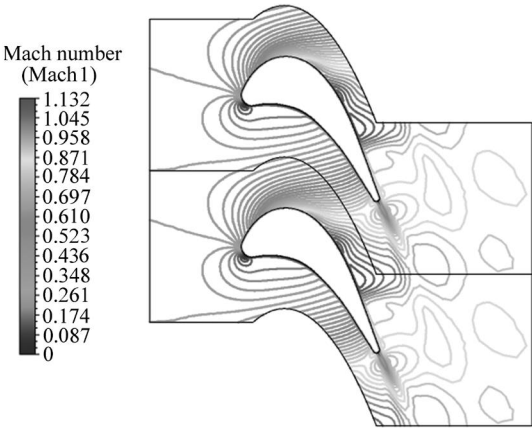
Fig. 8 Isentropic Mach number distribution of VKI rotor cascade (results of S1ICH)

图 8 给出了工况 1 和工况 2 下的叶片表面等熵马赫数分布. 吸力面上, 在湍流度 1 % (工况 1) 时, 在相对弧长约 0.80 处产生激波, 而当湍流度增加到 4 % 时(工况 2), 激波产生位置提前, 约在相对弧长 0.70 处. 激波亦可通过观察图 9 得到, 因湍流度不同造成激波位置的不同, 将导致不同的叶片外表面换热情况. 压力面上, 湍流度对叶片表面等熵马赫数分布不产生影响.

图 10 给出了叶栅进口湍流度 1 % 和 4 % 情况下 VKI 高压涡轮动叶外传热系数分布.



(a) 工况 1



(b) 工况 2

图 9 VKI 动叶槽道间马赫数分布 (S1ICH 结果)

Fig. 9 Blade to blade Mach number of VKI rotor cascade (results of S1ICH)

表 2 VKI 高压涡轮动叶叶栅计算边界条件
Table 2 Boundary conditions of the cascade

工况	进口总压 $p_1^*/10^5\text{ Pa}$	进口总温 $T_1^*/\text{ K}$	进口湍流度 $T_u/\%$	进口等熵马赫数 Ma_{1is}	出口等熵马赫数 Ma_{2is}	叶片表面温度 $T_w/\text{ K}$
1	0.78	420	1	0.29	0.89	300
2	0.78	420	4	0.29	0.89	300

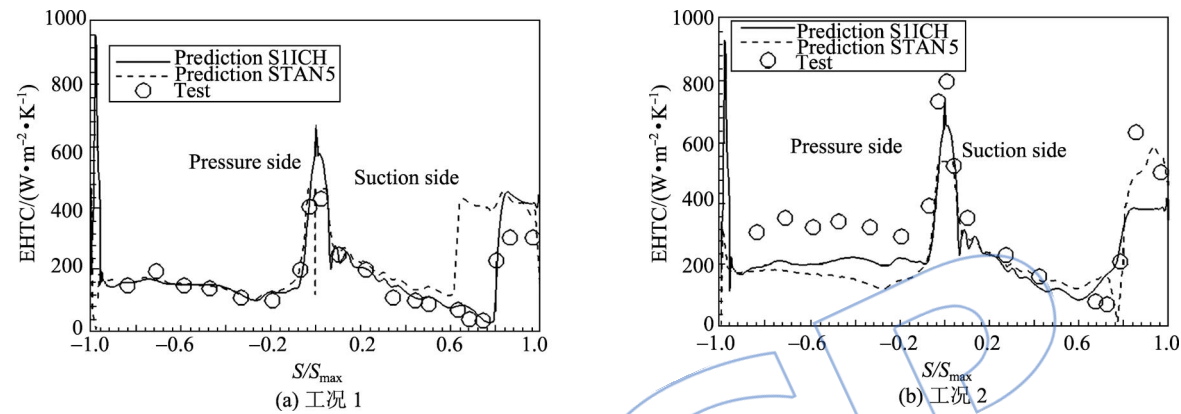


图 10 VKI 动叶外传热系数分布
Fig. 10 EHTC distribution of VKI rotor cascade

进口湍流度为 1 % 时,在压力面和吸力面的层流区两个程序的预估值比较一致,压力面的大部分区域与试验结果非常吻合,但在尾缘区的一小段上由于压力突变的影响,传热系数偏离试验结果较远,前缘区驻点附近两个程序的预估值均偏高,吸力面的层流区与试验结果基本一致.对于边界层转捩的起始位置,STAN 5 程序的预估结果比较靠前,位于约 60 % 相对弧长处;S1ICH 程序与试验结果非常吻合,位于约 78 % 相对弧长处.但转捩后,两个程序预估的湍流区传热系数均偏高.

当进口湍流度由 1 % 提高到 4 % 时,对于试验数据,传热系数显著增加,整个叶片外表面的传热系数增加近一倍,吸力面边界层转捩起始位置由原来的 0.78 相对弧长处前移到 0.68 相对弧长处. Ames^[12]通过对 C3X 导叶放大模型的传热特性研究也得到了类似的结论,指出提高湍流度对叶片换热有明显的强化作用,且会使吸力面上的边界层转捩提前发生. S1ICH 程序预估的传热系数的变化趋势与试验数据一致,即随着湍流度的提高,叶片的传热系数增加,转捩位置提前,但在压力面上传热系数的增加量相对较小,与试验数据相差较大,在吸力面转捩后完全湍流区的传热

系数也偏低.在这两种工况下,STAN 5 程序预估的传热系数在压力面、前缘和吸力面层流区几乎没有变化,而对边界层转捩起始位置的预估与试验结果相反,即提高叶栅进口湍流度后,吸力面边界层转捩的起始位置由 0.60 相对弧长处后移至约 0.80 相对弧长处.可见,在叶栅进口湍流度相对较高时, S1ICH 程序的预估精度高于 STAN 5.

4 结 论

随着涡轮前温度、涡轮级的负荷不断提高,涡轮叶片的流动状态越发变得复杂,目前工程计算中常采用的二维边界层计算方法(STAN 5 程序)的不足之处也越发明显,基于全三维 CFD 的 S1ICH 程序为涡轮叶片的外换热计算提供了一个有效的方法.通过对 VKI 高压涡轮导叶和动叶的外传热系数计算分析,得到以下结论:

- 1) 与 STAN 5 相比, S1ICH 的预估值更接近于试验结果,同时 S1ICH 具有适应性广,收敛性好,准备初始参数方便等特点,满足工程设计计算的要求;
- 2) 在低湍流度条件下, S1ICH 和 STAN 5 对压力面和吸力面层流区的预估值与试验数据非常吻合,但 S1ICH 对边界层转捩起始位置的预估精

度要高于 STAN5,与试验数据相比,后者的预估
值则比较靠前;

3) 叶栅进口湍流度提高后,SIICH 程序预估
的传热系数有所增加,边界层转捩起始位置有所
提前,其变化趋势与试验数据一致,而 STAN5 程
序的预估值在压力面、前缘区和吸力面的层流区
都几乎没有变化,吸力面边界层转捩起始位置的
偏移方向与试验结果相反。

参考文献:

- [1] Crawford M E, Kays W M. STAN5 —a program for numerical computation of two-dimensional internal/ external boundary layer flows[R]. NASA-CR-2742, 1978.
- [2] Gaugler R E. Some modifications to and operating experience with the two-dimensional finite difference boundary layer code STAN5[R]. ASME 81- GT-89, 1981.
- [3] Edlfelt R M C H, Elovic E. A two-dimensional boundary layer program for turbine airfoil heat transfer calculation [R]. ASME 82- GT-93, 1982.
- [4] 曾军,卿雄杰. 涡轮叶栅外换热系数计算[J]. 航空动力学报, 2008, 23(7) : 1198-1204.
ZENG Jun, QING Xiongjie. External heat transfer predictions of turbine cascades[J]. Journal of Aerospace Power, 2008, 23(7) : 1198-1204. (in Chinese)
- [5] Seyb N J. The role of boundary layers in axial flow turbo-machines and the prediction of their effects[R]. AGARD-AG-164, 1972.
- [6] Dhawan S, Narasimha R. Some properties of boundary layer flow during transition from laminar to turbulent motion [J]. Journal of Fluid Mechanics, 1958, 3(4) : 418-436.
- [7] Menter F R. Two-equation eddy-viscosity turbulence models for engineering applications[J]. AIAA Journal, 1994, 32(8) : 269-289.
- [8] Menter F R, Kuntz M, Langtry R. Ten years of industrial experience with SST turbulence model[C]// Fourth International Symposium on Turbulence, Heat and Mass Transfer (ICHMT). Antalya, Turkey: Begell House, Inc., 2003: 625-632.
- [9] Menter F R, Langtry R B, Likki S R, et al. A correlation based transition model using local variables: Part I — Model formulation[R]. ASME- GT2004-53452, 2004.
- [10] Arts T. Aero-thermal performance of a two dimensional highly loaded transonic turbine nozzle guide vane [R]. ASME 90- GT-358, 1990.
- [11] Arts T. Heat transfer and cooling in gas turbines [R]. AGARD-CP-390, 1995.
- [12] Ames F E. The influence of large-scale high-intensity turbulence on vane heat transfer[J]. ASME Journal of Turbomachinery, 1997, 119(2) : 23-30.