

文章编号: 1000-8055(2008)07-1198-07

涡轮叶栅外换热系数计算

曾 军¹, 卿雄杰²

(1. 南京航空航天大学 能源与动力学院, 南京 210016;

2. 中国燃气涡轮研究院, 成都 610500)

摘 要: 采用求解三维雷诺平均 Navier Stokes(N-S)方程和带转捩模型的二方程 Shear stress transport (SST) 湍流模型, 完成了 MARK II, VKI 两个高压涡轮导叶叶栅及一个 VKI 高压涡轮动叶叶栅的外换热系数计算. 计算结果与试验数据的对比表明, 发展的带转捩模型的数值方法明显地提高了外换热系数的计算精度.

关 键 词: 涡轮叶栅; 外换热; 湍流模型; N-S 方程; 转捩

中图分类号: 文献标识码: A

External heat transfer predictions of turbine cascades

ZENG Jun¹, QING Xiong-jie²

(1. College of Energy and Power Engineering,

Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, Nanjing 210016, China;

2. Gas Turbine Establishment, Chengdu 610500, China)

Abstract: Three-dimensional Reynolds averaged Navier-Stokes (N-S) equations with Shear Stress Transport (SST) turbulence model were used to predict external heat transfer coefficients (EHTC) of turbine cascades. A transition model was adopted to improve the accuracy. MARK-II, VKI high pressure turbine stator cascade and VKI high pressure turbine rotor cascade were calculated. The computational results were compared with the experimental data, showing that the numerical method developed could effectively improve accuracy of external heat transfer prediction.

Key words: turbulence model; external heat transfer; turbine cascades; Navier-Stokes (N-S) equations; transition

为了获得最大热力循环效率, 现代燃气涡轮发动机高压涡轮进口燃气温度越来越高, 通常比最先进材料的许用温度还要高很多. 因此有效地冷却涡轮叶片变得越来越重要. 在现代燃气涡轮中, 涡轮气冷叶片一般常用冲击-对流-气膜复合冷却方式, 为了设计高效的冷却方案, 必须准确地确定燃气与叶片之间的换热情况, 即确定叶片表面的外换热系数分布.

传统的方法采用二维边界层计算方法来计算

涡轮叶片外换热系数. 著名的边界层计算程序 STAN5^[1] 及其改进程序^[2-3] 至今仍被广泛地应用于涡轮叶片的外换热系数计算. 边界层计算程序具有方法简单, 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. 如果叶片表面流道基本上是二维且没有分离出现, 边界层计算方法无疑是一个很好的设计工具; 此外采用边界层计算方法易于将经验数据和过去的计算经验纳入到程序中. 但是, 该方法也存在很大的局

收稿日期: 2007-07-11; 修订日期: 2008-01-25

作者简介: 曾军(1967-), 男, 四川仁寿人, 博士生. 主要从事涡轮设计和 CFD 技术研究.

限性:需用 S_1 流面计算程序或其它方法提供叶片表面压力分布,驻点处的计算精度低,在叶片表面存在较大压力梯度时难以收敛,且该方法很难推广到三维.

涡轮叶片通道通常会出现马蹄涡、角涡、二次流、激波及附面层干扰等现象,在动叶尖部还会出现叶尖泄漏涡,导致涡轮叶片流动参数具有强烈的三维流动特征,尤其在叶片的根部和尖部附近.随着涡轮级负荷的提高,该特征更为明显.若采用边界层计算方法将会给外换热系数计算结果带来较大的误差.因此为准确计算涡轮叶片的外换热系数,必须采用全三维方法.

本文在将三维 CFD 的技术应用到涡轮叶片气动设计的基础上^[4-6],针对转捩严重影响叶片换热系数的问题,为提高叶片外换热系数的计算精度,在湍流模型中引入了转捩模型,对三个典型的涡轮叶栅外换热系数进行了计算和分析.

1 数值方法

三维非定常 N-S 方程为
连续方程

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

动量方程

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

能量方程

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

式中 $\mu_{\text{eff}} = \mu + \mu_t$; ρ 为密度; U 为速度; p 为压力; h^* 为滞止焓; λ 为导热系数; T 为温度; μ 为动力粘性系数; μ_t 为湍流粘性系数; t 为时间.

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耦合问题,对流项采用二阶精度格式.

1.1 湍流模型

为了得到精确的解,必须使用能准确描述湍流机理的先进湍流模型,这对工程问题尤为重要.为了提高流动和传热的计算精度, Menter 提出了 SST 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 $k-\omega$ 模型的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 转捩模型

转捩对传热具有强烈的影响.为准确计算涡轮叶片的外换热,湍流模型中应包含转捩模型.经验修正转捩模型包括零方程模型、单方程模型和双方程模型.零方程模型需要指定间歇湍流;单方程模型仅根据用户自定义的转捩发生雷诺数来求解间歇湍流,从而避免了求解另一个输送方程,节约了计算时间,但是却未能考虑进口湍流度和压力梯度等对转捩的影响;双方程模型将转捩处的自由流湍流度与动量厚度雷诺数联系起来,并求解两个输送方程:其中一个用于计算间歇湍流,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.双方程模型可以计算由激波、分离等引起的转捩.因此本文采用了文献[9]中的方法,其主要计算公式为

间歇湍流 γ 的输运方程如下:

$$\frac{\partial (\rho \gamma)}{\partial t} + \frac{\partial (\rho U_j \gamma)}{\partial x_j} = P_{\gamma 1} - E_{\gamma 1} + P_{\gamma 2} - E_{\gamma 2} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\mu + \frac{\partial \gamma}{\partial x_j} \right)$$

转捩源

$$P_{\gamma 1} = 2 F_{\text{length}} \mathcal{B}(\gamma F_{\text{onset}})^{0.5}; E_{\gamma 1} = P_{\gamma 1} \gamma$$

再层流化源

$$P_{\gamma 2} = 0.06 \rho \Omega \gamma F_{\text{turb}}; E_{\gamma 2} = 50 P_{\gamma 2} \gamma$$

其中

$$F_{\text{onset}} = \max(F_{\text{onset}2} - F_{\text{onset}3}, 0); F_{\text{turb}} = e^{-(0.25 R_T)^4};$$

$$F_{\text{onset}1} = \frac{Re_v}{2.193 Re_{\theta c}};$$

$$F_{\text{onset}2} = \min(\max(F_{\text{onset}1}, F_{\text{onset}1}^4), 2.0);$$

$$F_{\text{onset}3} = \max\left(1 - \left(\frac{R_T}{2.5}\right)^3, 0\right);$$

$$Re_v = \frac{\rho U_\infty S}{\mu}; R_T = \frac{\rho k}{\mu \omega}$$

对于分离引起的转捩,修正如下:

$$\gamma_{\text{eff}} = \max(\gamma, \gamma_{\text{sep}})$$

其中

$$\gamma_{\text{sep}} = \min\left(2 \cdot \max\left(\left[\left(\frac{Re_v}{3.235 Re_{\theta c}}\right) - 1, 0\right] F_{\text{reattach}}, 2\right) F_{0t};\right.$$

$$\left. F_{\text{reattach}} = e^{-\left(\frac{R_T}{20}\right)^4}\right)$$

式中 Re_{θ} 为间歇湍流在边界层中第一次开始变大

的临界雷诺数; S 为应变率强度, F_{length} 为控制转捩区长度的经验关系式, Ω 为漩涡强度. F_{length} 和 $Re_{\theta c}$ 都是转捩动量厚度雷诺数 $Re_{\theta t}$ 的函数.

转捩动量厚度雷诺数 $Re_{\theta t}$ 的输运方程如下:

$$\frac{\partial(\rho Re_{\theta t})}{\partial t} + \frac{\partial(\rho U_j Re_{\theta t})}{\partial x_j} = P_{\theta t} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(2 \cdot (\mu + \mu_t) \frac{\partial Re_{\theta t}}{\partial x_j} \right)$$

其中, 源项

$$P_{\theta t} = 0.03 \frac{\rho}{t_1} (Re_{\theta t} - Re_{\theta t,c}) (1 - F_{\theta t}); t_1 = \frac{500 \mu}{\rho U^2};$$
$$F_{\theta t} = \min \left[\max \left[F_{\text{wake}} \cdot e^{-\left(\frac{y}{\delta}\right)^4}, 1 - \left(\frac{y - 0.02}{1 - 0.02}\right)^2 \right], 1 \right]$$

式中

$$\delta = \frac{50 \Omega y}{U} \cdot \delta_{BL}, \delta_{BL} = 7.5 \theta_{BL}, \theta_{BL} = \frac{Re_{\theta t} \mu}{\rho U};$$
$$F_{\text{wake}} = e^{-\left(\frac{Re_{\omega}}{1 \times 10^5}\right)^2}; Re_{\omega} = \frac{\rho \omega y^2}{\mu}$$

其中, $Re_{\theta t}$ 为转捩动量厚度雷诺数的试验值.

2 边界条件

本文的方法为全三维, 但为验证方法精度, 对三个典型的具有详细外换热试验数据的二维涡轮叶栅进行了计算和分析. 涡轮叶栅外换热系数的计算包含以下边界条件: 进口边界给定总压、总温、气流方向角及湍流强度和湍流尺度; 出口边界给定静压; 叶栅壁面满足无滑移边界条件、给定壁面温度; 在周期性边界上强迫所有参数相等.

3 结果与讨论

针对三个典型的二维涡轮叶栅进行了计算. 这三个叶栅分别为 MARK II, VKI 高压涡轮导叶和 VKI 高压涡轮动叶叶栅. 通过对这三个涡轮叶栅外换热系数的计算, 特别是对滞止点、吸力面转捩位置和转捩后换热系数与试验数据的对比, 对发展的数值方法进行了详细地验证. 所有的计算均在 Dell Precision 470 (CPU 至强 2.8 GHz) 工作站上进行, 当全场密度、速度分量、压力、温度的最大残差小于 1.0×10^{-4} 时, 认为达到收敛. 叶片壁面外换热系数根据下式计算:

$$h = \frac{q_w}{T_{in}^* - T_w}$$

式中 q_w 为热流密度; T_{in}^* 为叶栅进口总温; T_w 为

叶栅壁面温度.

3.1 MARK II 叶栅

MARK II 叶型示意图和主要几何参数如图 1 所示, 详细的叶型数据见文献[10]. 采用非结构化网格(图 2), 计算网格节点数 38 158 个, 单元总数 23 143 个. 对该叶栅在两种工况下的外换热系数进行了计算, 详见表 1.

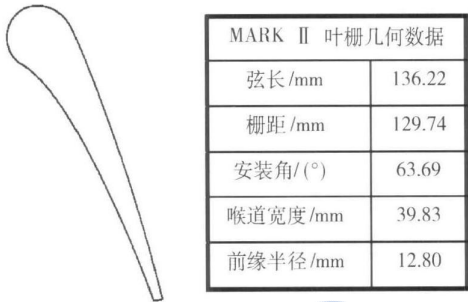


图 1 MARK II 叶型示意图及几何参数
Fig. 1 Sketch and Geometric data of MARK II cascade

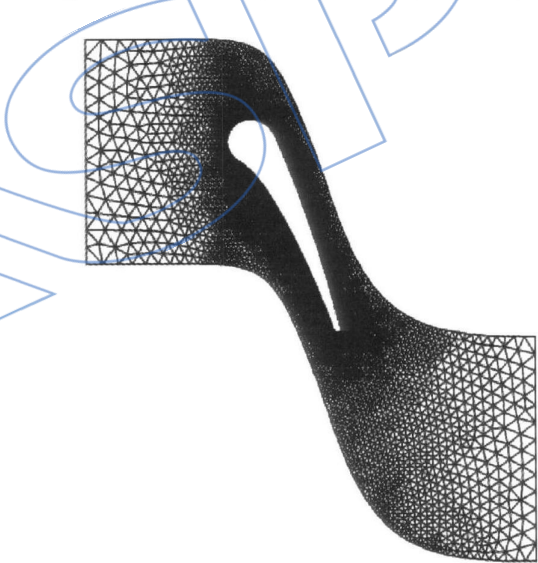


图 2 MARK II 计算网格
Fig. 2 Computational grid of MARK II cascade

在工况 1 下, 利用发展的带转捩模型计算方法获得的壁面压力和外换热系数分别如图 3 和图 4 所示. 图中, p 表示叶栅表面压力, p_i 表示进口总压, x 表示轴向位置, L 表示轴向弦长. 数值模拟得到的压力分布与试验值吻合很好, 气流在滞止点之后, 在吸力面上激波出现之前, 由于顺压力梯度极大, 导致流动的再层流化. 这种流动也可以从图 6 所示的层流模型的计算结果中得到证实. 在轴向位置为 0.43 倍左右轴向弦长处产生了激波, 强激波使吸力面上的流动由层流开始转捩, 最

表 1 MARKII 叶栅计算边界条件

Table 1 Boundary conditions of MARK II cascade

工况	进口 湍流度/%	出口等熵 马赫数 Ma_{2s}	出口雷诺数 $Re_2/10^6$	进口总压 $p_1^*/10^5\text{ Pa}$	进口总温 T_1^*/K	出口静压 $p_2/10^5\text{ Pa}$	叶片表面 温度 T_w/K
1	6.5	1.04	2.01	3.389	788	1.729	536
2	6.5	0.9	1.56	2.779	803	1.663	570

终变为完全湍流. 而转捩的发生导致了吸力面上的换热系数的突增(图 4). 换热系数的数值模拟结果在叶栅的大部分区域都与试验结果吻合较好. 特别是在 MARK II 叶片前缘滞止点处, 带转捩模型的数值方法得到了令人满意的计算结果, 在从滞止点开始到吸力面激波之前的这段层流区中, 计算结果与试验值和层流模型的结果吻合很好, 同时准确地计算出了转捩发生位置, 但在转捩区末端, 计算值突增, 大大地高过了试验值, 但随着流动的发展, 两者差距逐渐减小. 对比图 3, 图 4 可知, 壁面压力的计算精度高于外换热系数计算精度.

的数值结果如图 5 所示. 从滞止点到吸力面的转捩区之前, 层流模型计算得到的换热系数与转捩模型得到的值和试验值都很相近, 而用完全湍流模型得到的模拟结果过高地预测了换热系数, 表明在该区域内的流动为层流. 而在叶片的其它位置, 由于流动处于转捩或湍流状态, 层流模型明显过低预测了换热系数. 图 5 表明发展的方法明显地改进了叶栅外换热的计算精度.

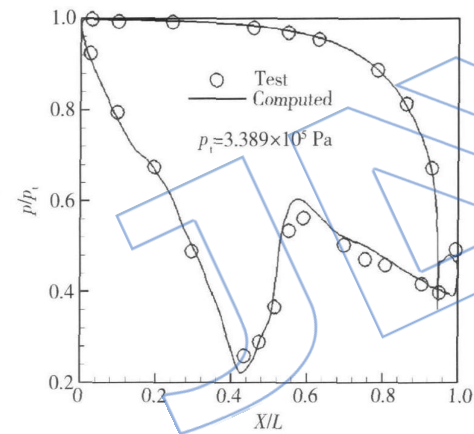


图 3 表面压力分布(工况 1)

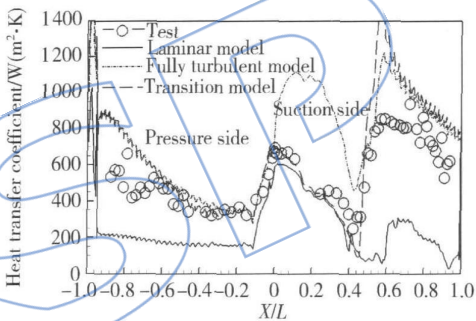


图 5 几种模型预测的外换热系数分布(工况 1)
Fig. 5 EHTC distribution for some turbulence models(Condition 1)

图 6 给出了 MARK II 导叶在工况 2 下得到的表面换热系数分布. 计算结果与试验值十分吻合, 计算方法准确地模拟了转捩位置. 与工况 1 相似, 转捩区末端换热系数计算值比试验值偏高.

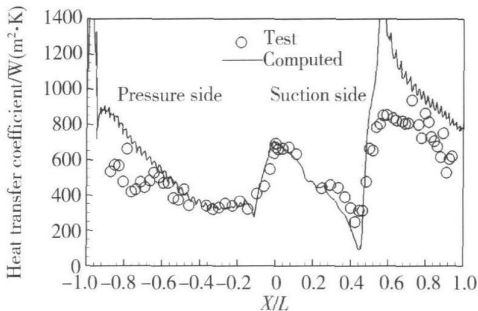


图 4 外换热系数分布(工况 1)

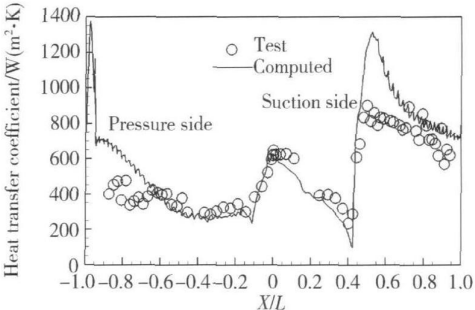


图 6 外换热系数分布(工况 2)

Fig. 6 EHTC distribution(Condition 2)

工况 1 下, 利用层流模型、完全湍流模型和带转捩的湍流模型得到的 MARK II 表面换热系数

3.2 VKI 高压涡轮导叶叶栅

VKI 高压涡轮导叶叶型和主要的几何参数如图 7 所示, 详细叶型数据参考文献[11]. 计算采

用了结构化网格(图 8), 网格节点数为 109 272 个. 对两种工况进行了计算, 详见表 2.

图 9 和图 10 分别给出了工况 1 的叶栅速度

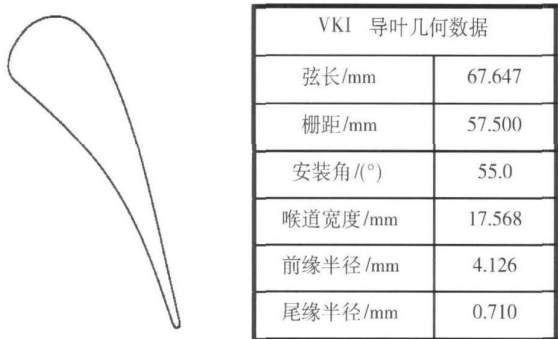


图 7 VKI 导叶叶型示意图及主要几何参数
Fig. 7 Sketch and geometric data of VKI stator cascade

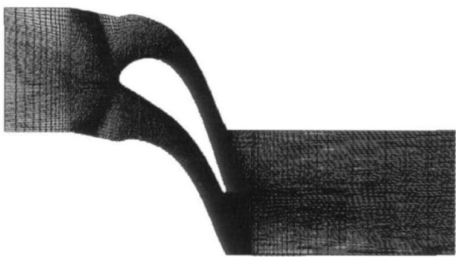


图 8 VKI 导叶计算网格
Fig. 8 Computational grid of VKI stator cascade

矢量图和表面换热系数分布. 图 10 中, S 表示弧长. 从图 9 中可以看到, 在吸力面上靠近尾缘处产生了较大的逆压力梯度, 导致流动分离, 分离引起了转捩. 但是, 在图 10 中却发现, 模拟得到的转捩位置比试验值更靠近尾缘处, 转捩区的长度更短. 除在转捩区外, 试验值和计算值相当吻合.

表 2 VKI 导叶叶栅计算边界条件
Table 2 Boundary conditions of the cascade

工况	进口 湍流度/%	出口等熵 马赫数 Ma_{2is}	出口雷诺数 $Re_2/10^5$	进口总压 $p_1^*/10^5\text{ Pa}$	进口总温 T_1^*/K	出口静压 $p_2/10^5\text{ Pa}$	叶片表面 温度 T_w/K
1	1	0.92	5	0.803	420	0.464	300
2	1	0.92	20	3.21	420	1.86	300

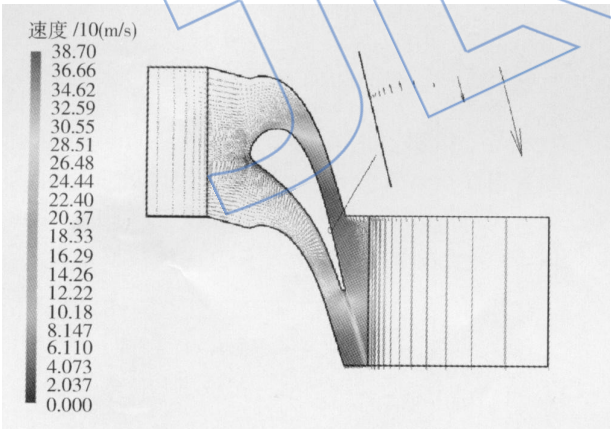


图 9 速度矢量图(工况 1)
Fig. 9 Velocity vector (Condition 1)

图 11 是工况 2 的计算结果. 在叶栅表面的大部分区域上, 模拟得到的换热系数与试验值十分吻合. 但是, 转捩区的起始位置与试验值相比靠后, 且转捩后计算值偏高. 在低湍流度下, 发展的方法对不同雷诺数下外换热计算精度较高. 对比图 10, 图 11 可知, 在其它条件相同的情况下, 随着雷诺数的增加, 叶栅外换热系数增加.

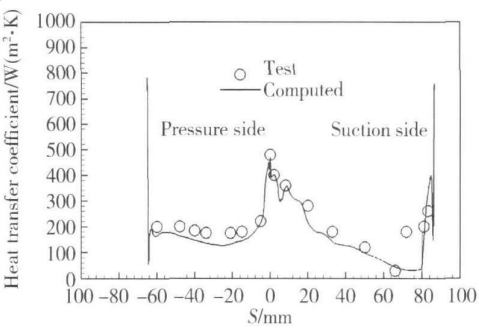


图 10 外换热系数分布(工况 1)
Fig. 10 EHTC distribution(Condition 1)

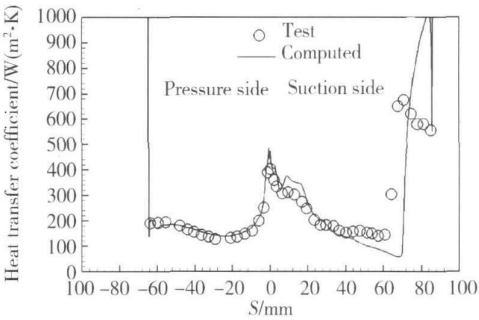


图 11 外换热系数分布(工况 2)
Fig. 11 EHTC distribution(Condition 2)

3.3 VKI 高压涡轮动叶叶栅

图 12 为 VKI 高压涡轮动叶叶型示意图和主要几何参数, 详细的叶型数据见文献[12]. 计算采用结构化网格(图 13), 节点数为 39 042 个. 计算了进口湍流度 $Tu=1\%$ 和 $Tu=4\%$ 下的涡轮叶栅外换热系数(表 3).

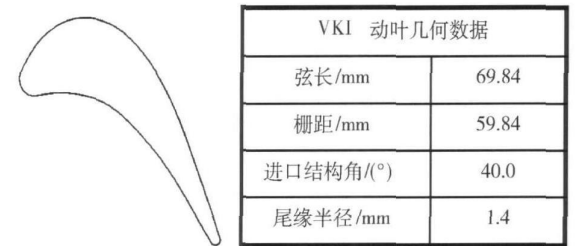


图 12 VKI 动叶叶型示意图及主要几何参数
Fig. 12 Sketch and geometric data of VKI rotor cascade

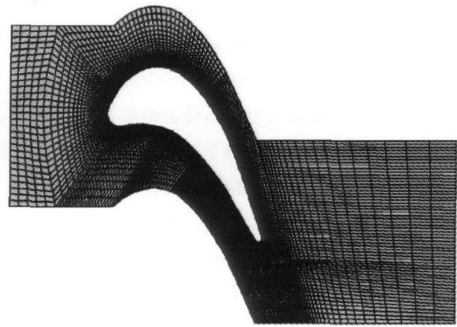


图 13 VKI 动叶计算网格
Fig. 13 Computational grid of VKI rotor cascade

图 14 给出了工况 1 和工况 2 下叶栅计算换热系数和试验结果的对比. 在工况 1 下的预测转捩起始位置与试验值十分吻合, 而工况 2 的转捩预测位置较试验值有所提前. 两种湍流度下, 在吸

表 3 VKI 动叶叶栅计算边界条件
Table 3 Boundary conditions of the cascade

工况	进口 湍流度/%	出口等熵 马赫数 Ma_{2is}	出口雷诺数 $Re_2/10^5$	进口总压 $p_1^*/10^5\text{ Pa}$	进口总温 T_1^*/K	出口静压 $p_2/10^5\text{ Pa}$	叶片表面 温度 T_w/K
1	1	0.92	5	0.803	420	0.464	300
2	4	0.92	5	0.803	420	0.464	300

力面层流区的换热系数与试验值吻合良好. 在压力面上, $Tu=1\%$ 的计算结果与试验值吻合较好, 而 $Tu=4\%$ 的计算结果比试验值偏低. 在其它条件相同的情况下, 低湍流度下的计算值与试验值吻合较好.

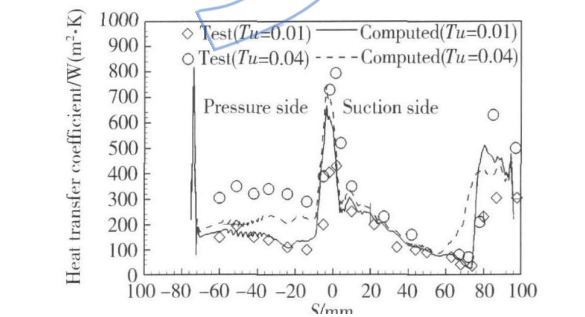


图 14 外换热系数分布(工况 1 和工况 2)
Fig. 14 EHTC distribution(Condition 1and 2)

4 结 论

在成功地将 CFD 方法应用于涡轮叶片气动计算的基础上, 采用带转捩模型的方法对三个涡轮叶栅: MARK II, VKI 高压涡轮导叶叶栅和 VKI 高压涡轮动叶叶栅进行了外换热系数计算,

- 通过与试验结果的对比和分析, 得到了以下结论:
- 1) 发展的带转捩模型数值方法明显改进了涡轮叶栅外换热系数的计算精度, 且计算的转捩位置与试验结果吻合较好;
 - 2) 相对于高湍流度, 在低湍流度下的外换热系数计算精度较高;
 - 3) 在各种湍流度下, 压力面的计算结果好于吸力面;
 - 4) 相对于试验数据, 计算得到的转捩过程比较剧烈, 且转捩后换热系数比试验值大得多, 应对转捩模型进行深入研究, 以进一步提高转捩区的计算精度.

参考文献:

[1] Crawford M E, Kays W M. STAN5 A program for numerical computation of two dimensional internal/external boundary layer flow[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 Paper 81- GT- 89.

[3] Edlfelt R M C H, Elovic E. A two dimensional boundary layer program for turbine airfoil heat transfer calculation [R]. ASME Paper 82- GT- 93.

[4] Zeng J, Wang B, Kang Y. Numerical simulation of flow field in an annular turbine stator with film cooled[R]. Yokohama, Japan: The 24th ICAS Congress, 2004.

[5] 曾军. 涡轮叶栅损失生成和输运的数值模拟[R]. 成都: 中国航空学会动力分会第十二界叶轮机学术会议, 2003.

[6] 程信华, 张剑, 曾军. 微型叶轮机气动设计研究[R]. 宜昌: 中国航空学会动力分会第十三界叶轮机学术会, 2005.

[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[M]. CT: Turbulence Heat and Mass Transfer 4 Begell House Inc. , 2003.

[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.

[10] Hylton L D, Mihelc M S, Turner E R, et al. Analytical and experimental evaluation of the heat distribution over the surfaces of turbine vanes[R]. NASA CR168015, 1983.

[11] Tony Arts. Aero thermal performance of a two dimensional highly loaded transonic turbine nozzle guide vane [R]. ASME 90-GT-358.

[12] Tony Arts. External heat transfer study on a HP turbine rotor blade[R]. Heat Transfer and Cooling in Gas Turbines, AGARD-CP-390: 5-132.

