

污垢沉积影响叶片表面换热的研究

石 慧^{1,2}, 李 亮¹, 丰镇平¹

(1. 西安交通大学 能源与动力工程学院 叶轮机械研究所, 西安 710049;

2. 西安热工研究院有限公司 节能减排技术中心, 西安 710032)

摘 要: 选用了两个实际透平叶片 MARK II 静叶和某高压透平静叶,前者为光滑叶片,后者为表面覆盖有圆台的粗糙表面叶片.利用 CFD 数值模拟技术对叶栅流道特性和叶片表面换热分布进行数值模拟计算,数值计算结果与实验结果对比验证了数值方法的可靠性.研究表明,准确预测转捩位置和选取合适的 y^+ 值是计算叶片表面换热特性的关键,剪切应力输运(SST)转捩模型预测的结果最令人满意.在粗糙叶片表面数值计算中,对表面粗糙度模型进行验证,然后详细分析了污垢沉积对叶片表面换热的影响.结果表明:随着叶片表面粗糙度的增大,叶片近壁面湍流增强,叶片的表面传热系数增大.

关 键 词: 叶片; 光滑表面; 粗糙表面; 换热特性; 污垢沉积

中图分类号: V231; TK472

文献标志码: A

Research of fouling deposition influence on heat transfer of blade surface

SHI Hui^{1,2}, LI Liang¹, FENG Zhen-ping¹

(1. Institute of Turbomachinery, School of Energy and Power Engineering,

Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049, China;

2. Energy Saving Center,

Xi'an Thermal Power Research Institute Company Limited, Xi'an 710032, China)

Abstract: Two turbine blades, the MARK II vane and a high pressure turbine vane, were chosen in the study. The former blade surface was smooth and the latter was rough, covered with evenly spaced truncated cones. The CFD numerical simulation technique was used to calculate the cascade characteristics and blade surface heat transfer distribution. The reliability of the computational method was validated by comparing the calculated results with the experimental data. The results show that accurate prediction of the transition location and appropriate y^+ value are key to calculate the heat transfer characteristics of the blade surfaces. The predicted results by using the shear stress transport (SST) transition model are most satisfactory. In the calculation of rough blade, the roughness model was verified and then fouling deposition effects on heat transfer characteristics were analyzed in detail. It is shown that the heat transfer coefficient on the rough blade surface is enlarged with the increase of surface roughness, due to the enhancement of near-wall turbulence.

Key words: blade; smooth surface; rough surface; heat transfer characteristics; fouling deposition

为了提高燃机透平的进口温度,预测在恶劣环境下叶片的寿命,同时优化冷却结构,有必要深

刻理解叶片表面的换热特性.影响叶片换热特性的因素包括:压力分布、湍流强度、表面曲率、尾

收稿日期: 2014-04-10

基金项目: 国家重点基础研究发展计划(2007CB210107)

作者简介: 石慧(1991—),女,山东菏泽人,硕士生,主要从事燃气轮机换热问题研究.

迹、二次流和表面粗糙度等. 在叶片工作寿命期间, 前 5 个因素基本不会发生变化, 而表面粗糙度则会由于颗粒沉积、侵蚀和腐蚀而增大. 因此, 研究叶片表面粗糙度对换热特性的影响具有重要的意义.

叶栅通道的燃气中含有大量的杂质颗粒和气雾, 它们会造成叶片表面的污垢沉积、侵蚀和腐蚀^[1]. 这三方面的因素最终都会导致叶片表面粗糙度的变化. 因此, 本文主要从表面粗糙度入手, 研究污垢沉积对叶片表面换热的影响.

相关的研究工作在国外开展得较早. 在污垢沉积对叶片表面换热特性影响的研究中, 几乎所有的粗糙表面都是利用液晶、砂粒或者是其他不光滑的表面来形成, 绝大多数已发表的实验数据都来自国外. 其中 Barlow, Hosni 等^[2-3]在零压力梯度下对粗糙平板表面进行了实验, 测量表明: 根据不同的几何体形状和分布, 粗糙表面的换热比光滑表面增加高达 120%. Bogard 等^[4]在平板表面上设置一些圆台, 发现了表面粗糙度和湍流强度对换热的附加影响. Pinson, Wang^[5-6]进行了不同表面粗糙度下的平板过渡实验, 结果表明: 当表面粗糙度增大时, 转捩的起始位置移向前缘, 壁面的换热显著增强. Gibbings, Al-Shukri^[7]研究了转捩起始位置处的动量厚度雷诺数与表面粗糙度雷诺数的关系, 以及发生转捩长度与表面粗糙度之间的关系. Turner 等^[8]发现表面粗糙情况下叶片吸力面的转捩位置向前缘移动, 并且表面粗糙度增加时压力面的换热均匀增加. Hoffs 等^[9]研究发现, 在叶片的压力面粗糙度对表面传热系数几乎没有影响, 而在吸力面转捩的位置提前. Abuaf 等^[10]利用一个 3 只叶片构成的直列叶栅研究了表面粗糙度的影响. 实验表明: 表面粗糙度增加时整个吸力面上转捩位置大幅提前, 表面传热系数增大. Bunker^[11]研究了 3 个不同表面粗糙度的叶片表面的换热特性. 研究发现, 表面粗糙度增大, 叶片表面绝大部分区域的湍流都会增强. Blair^[12]利用一个光滑和两个粗糙叶片进行了整个叶高范围内的测量, 与光滑叶片相比, 最粗糙的情况下叶片中径处的换热增强高达 100%, 在叶根和叶顶吸力面附近也观察到换热显著增强.

国内学者也对燃机透平叶片的换热进行了研究, 其中胡捷等^[13]针对燃机透平叶片进行气热耦合计算, 研究工作揭示了气热耦合计算的必要性及准确性. 董平等^[14]对高压燃气涡轮叶片气热耦合进行数值模拟, 分析了叶片通道内的换热以及

流动过程. 文献[15]等采用三维数值方法研究了污垢沉积对压气机动叶性能的影响, 研究表明, 增加叶片表面粗糙度将引起总压比和等熵效率降低, 稳定工况范围向小流量方向移动, 动叶工作特性恶化程度增大.

这些工作为研究污垢沉积对叶片表面换热特性的影响提供了重要的理论依据, 但这些研究对于全面深入地分析相关机理还存在一定的局限性. 因此, 有必要进一步开展数值模拟研究. 本文尝试利用两个有实验数据的典型透平叶片来进行数值研究, 检验数值方法的可靠性, 并分析污垢沉积对透平叶片换热特性的影响.

1 光滑叶片表面的换热特性分析

首先选择高压透平导叶 MARK II 研究了光滑叶片表面的换热特性, 该叶片的几何数据和实验数据见文献[16]. MARK II 叶高为 76.2 mm, 安装角为 63.69°, 轴向弦长 c 为 68.55 mm, 采用了简单对流冷却方式, 叶片内部有 10 个径向冷却孔, 冷却介质为空气. 叶片材料为低导热系数的不锈钢, 其物理属性见文献[17], 不锈钢的密度为 8030 kg/m³, 比热容为 502 J/(kg · K), 表面传热系数 h 为温度 T 的线性函数

$$h = 0.0115T + 9.9105 \quad (1)$$

计算域包括叶栅流道和叶片内部的固体区域, 前后延伸段大于 1 倍弦长. 采用 GAMBIT 软件生成非结构化网格, 对壁面附近的流体域和固体域网格进行了加密, 网格单元总数为 103 926, 其中叶栅流道网格数为 64 853; 叶片内部网格数为 39 073. 第 1 层网格到壁面的距离为 0.000 4 mm, 边界层网格共 10 层. 计算网格如图 1 所示, 图中数字为冷却孔的编号和内壁面温度.

由于该叶片为带简单对流冷却的直叶片, 因此采用 ANSYS CFX 12.1 对中间叶高截面的二维流动和换热进行了计算和分析. 表 1 给出了边界条件的设置, 其中各冷却孔给定孔内壁面的平均温度. 计算中在流体域通过求解 Navier-Stokes (N-S) 方程得到流体的速度和温度分布; 而在固体域, 利用固体材料的导热系数、冷却孔径温度等条件来求解二维导热方程. 在流体域和固体域交接界面即叶片表面不指定任何参数, 叶片表面温度和换热由气流侧温度、冷却孔内壁面温度及固体域的二维导热过程耦合求解确定.

计算中选择了 4 种湍流模型: SST (shear stress transport) 转捩模型、SST 全湍流模型、 $k-\omega$

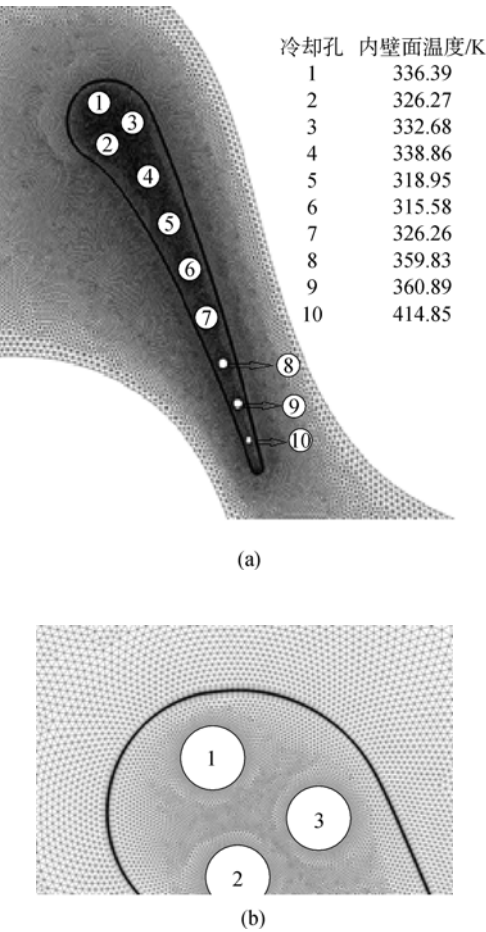


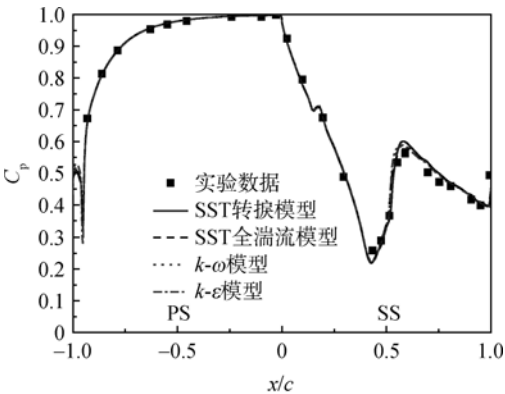
图 1 MARK II 叶片计算网格
Fig.1 MARK II blade computing grid

表 1 MARK II 叶栅计算边界条件
Table 1 MARK II vane computing boundary condition

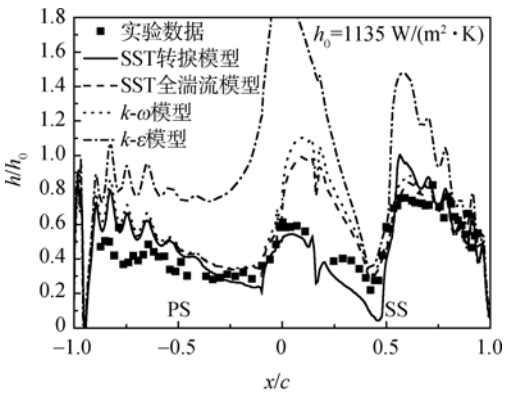
参数	数值
进口湍流强度/%	6.5
出口等熵马赫数	1.04
出口雷诺数/ 10^6	2.01
进口总压/kPa	338.9
进口总温/K	788
出口静压/kPa	172.9

模型和 $k-\epsilon$ 模型,计算得到的叶片表面静压(C_p)、量纲归一化表面传热系数(h/h_0)、温度(T/T_0)分布与文献[16]中的实验结果进行了对比,如图 2 所示(图中 PS 为压力面,SS 为吸力面).从图 2 (a)可以看到,叶片表面的静压分布和湍流模型的选择关系不大,4 种湍流模型计算的结果都和实验数据吻合.但湍流模型对表面传热系数 h 的计算结果影响很大.图 2(b)显示, SST 全湍流模型、 $k-\omega$ 模型以及 $k-\epsilon$ 模型的计算结果与实验数据

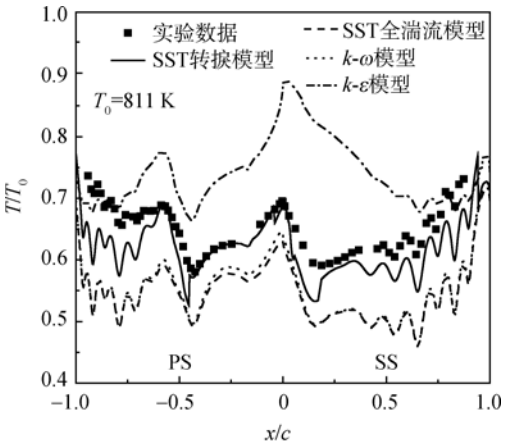
相差都比较大,其中 $k-\epsilon$ 模型的计算结果和实验数据差别最大;SST 转捩模型的结果和实验数据最为吻合,叶片表面传热系数的变化趋势基本与实验结果相同.这表明能否精确地预测转捩位置是计算换热特性的关键.此外,我们进一步对叶片表面温度分布的计算结果和实验数据进行了对比.从图 2(c)可以看出,使用 SST 转捩模型计算的结果和实验数据符合得很好,尤其是在压力面



(a) 叶片表面静压



(b) 叶片表面换热



(c) 叶片表面温度

图 2 叶片表面静压、换热和温度分布对比图
Fig.2 Comparison of blade surface static pressure, heat transfer and temperature distribution

和吸力面的前缘,壁面平均误差仅为 2% 左右. 在叶片的表面传热系数和温度分布的计算中, SST 转捩模型的计算结果和实验数据仍存在一定偏差. 一方面实验本身存在测量误差 ($\pm 6.2\% \sim \pm 23.5\%$)^[12], 另一方面则可能与上述计算方法的不足有关.

因此,采用 SST 转捩模型进一步对网格无关性进行了检验,选择了 6 种计算网格,网格数从 1.7 万增加到 6.9 万,计算结果如图 3 所示. 可以看到,网格数增加到 4.3 万以后表面传热系数基本不再变化. 因此本文在上面的计算中网格数超过 10 万,保证了合理的计算精度.

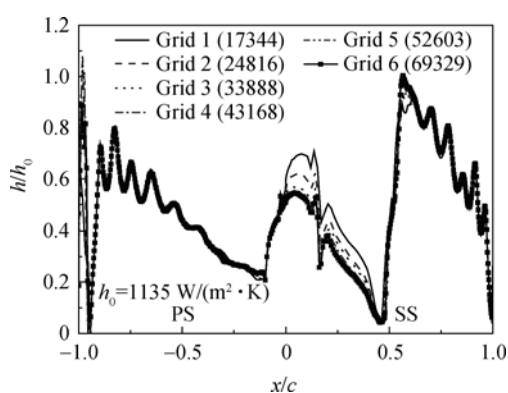


图 3 不同网格数下叶片表面换热的分布

Fig. 3 Blade surface heat transfer distribution with different grid number

进一步研究了 y^+ 值对换热特性的影响. 计算中选择了 3 种 y^+ 值, 结果如图 4 所示. 图中 $y_1^+ = 0.100751$, $y_2^+ = 0.530855$, $y_3^+ = 0.360340$. 从图中看出, y^+ 值对换热特性有显著的影响, 并且取第 3 种 y^+ 值即 $y_3^+ = 0.360340$ 时, 对应第 1 层网格距壁面 0.0004 mm, 计算结果和实验数据最为吻合.

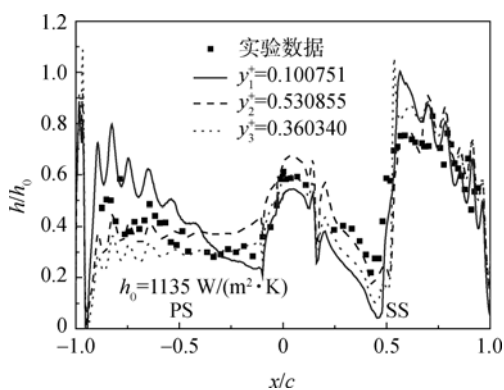


图 4 y^+ 值对叶片表面换热的影响

Fig. 4 Influence of y^+ value on heat transfer distribution

2 粗糙叶片表面的换热特性分析

2.1 表面粗糙度模型的验证

从文中第 1 节的结果看, 叶片表面传热系数的分析中, 采用考虑转捩的湍流模型以及合适的 y^+ 值是两个关键因素. 本节选择了一个高压透平静叶验证表面粗糙度模型, 并初步研究了粗糙叶片表面的换热特性. 叶栅几何及实验数据在文献[18]中给出. 叶片的安装角为 39° , 栅距为 50.98 mm, 弦长为 93.95 mm. 叶片内部有 11 个圆柱形冷却通道, 实验中采用水进行对流冷却. 叶片材料为 TiAl6V4, 其热导率 λ 为 $7 \text{ W}/(\text{m} \cdot \text{K})$.

计算域包括叶栅流道以及叶片内部固体区域, 前后延伸段大于 1 倍弦长, 计算网格如图 5 所示. 对壁面附近的流体域和固体域网格进行了加密, 网格单元总数为 55 128 个, 其中叶栅流道网格数为 36 658; 叶片固体域网格数为 18 470. 第 1 层网格到壁面的距离为 0.001 mm, 边界层网格共 10 层. 计算边界条件在表 2 中给出, 其中各冷却孔内壁面温度相同, 为 288.15 K. 在流体域和固体域交接界面即叶片表面不指定任何参数, 叶片表面温度和换热由气流侧温度、冷却孔壁温度及固体域的二维导热过程耦合求解确定.

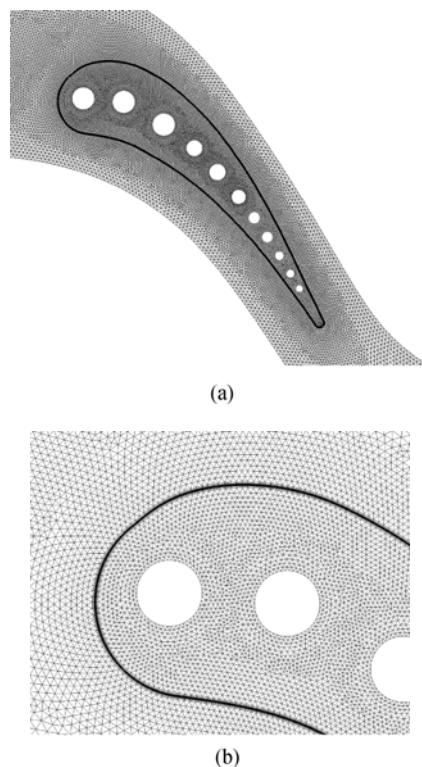


图 5 高压透平静叶计算网格

Fig. 5 HP turbine vane computing grid

表 2 高压透平叶栅计算边界条件
Table 2 HP turbine vane computing boundary condition

参数	数值
进口湍流强度/%	4
进口流量/(kg/s)	0.0011
进口雷诺数/ 10^4	9
进口总温/K	350
出口静压/kPa	101
孔内壁面温度/K	288.15

在粗糙叶片表面实验^[18]中,叶片表面均匀覆盖有圆台,以模拟污垢沉积对叶片造成的不同粗糙程度,如图 6 所示.其中 H 为圆台高度, d 为圆台底部圆周的直径, t 为圆台间隔.这些参数决定了圆台的尺寸及分布密度.

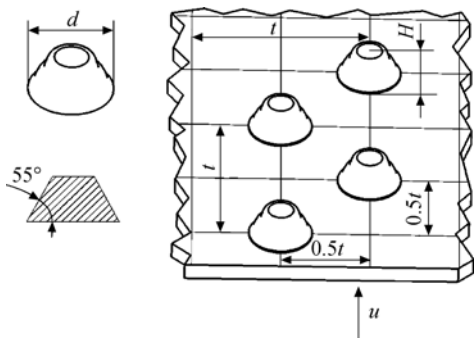


图 6 叶片表面粗糙度模型
Fig. 6 Blade surface roughness model

计算中选择了 3 种表面粗糙度(k)设置,如表 3 所示.表中 k_s 代表等效沙粒表面粗糙度,是一个基于粗糙表面的特性和尼古拉斯湍流实验数据的经验公式.等效沙粒表面粗糙度不仅考虑了粗糙几何体的高度,还考虑了粗糙几何体的形状和密度对表面粗糙度的影响,因而被广泛应用于表面粗糙度问题的相关研究中.在 CFX 软件中通过

表 3 验证中的表面粗糙度设置
Table 3 Roughness settings in verification

$k/\mu\text{m}$	$H/\mu\text{m}$	$d/\mu\text{m}$	$t/\mu\text{m}$	$(H/c)/10^{-4}$	$k_s/\mu\text{m}$
0	0	0	0	0	0
10	10	25	55	1.06	48
40	40	100	220	4.26	177
80	80	200	600	8.52	192

设置圆台高度 H 和等效沙粒表面粗糙度 k_s ,把圆台的几何特性和表面粗糙度关联起来,从而可以计算表面粗糙度对换热特性的影响.

在粗糙叶片表面的换热特性分析中,首先对表面粗糙度为 $10\mu\text{m}$ 的计算结果和实验数据进行了对比,结果如图 7 所示.计算中选择 SST 转换模型,网格的划分依照光滑情况下验证过的来设定.换热特性以努塞尔数 Nu 表示,其定义为

$$Nu = \frac{h \cdot c}{\lambda} = \frac{q}{T - T_w} \cdot \frac{c}{\lambda} \tag{2}$$

式中弦长 $c=93.95\text{mm}$, T_w 为壁面温度, q 为换热量,热导率 $\lambda=0.03\text{W}/(\text{m} \cdot \text{K})$.

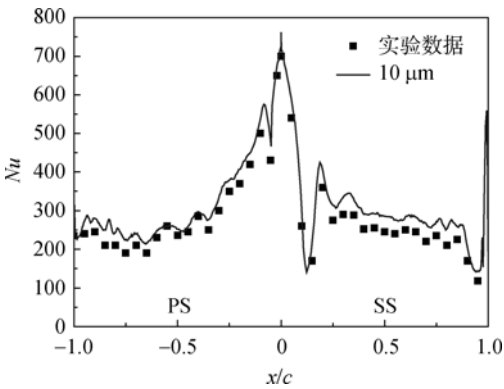


图 7 叶片粗糙表面换热特性和实验的对比
Fig. 7 Comparison of heat transfer characteristic and experiment on blade rough surface

从图 7 中可以看到,表面粗糙度为 $10\mu\text{m}$ 的计算结果和实验数据比较吻合,总体看来,计算结果略大于实验数据,最大误差出现在吸力面 x/c 约为 0.32 处,此时误差约为 12%,在实验允许的误差范围内($\pm 10\% \sim \pm 15\%$)^[18].因此,按照上述计算方法对粗糙叶片表面的换热进行计算是可行的.

在此基础上初步对比了不同表面粗糙度情况下的换热特性,结果如图 8 所示.3 种表面粗糙度为 $10, 40, 80\mu\text{m}$ 的粗糙程度依次增大.可以看到,随着表面粗糙度的增大,努塞尔数 Nu 增大,表面传热系数 h 相应增大,换热增强.同时也观察到,在叶片压力面和吸力面不同的位置,努塞尔数 Nu 增加幅度并不一致,在叶片的尾缘部分增加幅度较小,而在叶片的前半部分增加比较明显,这说明叶片不同位置处的换热分布受污垢沉积的影响程度并不一致.并且,在压力面 x/c 约为 0.3 处 Nu 增大最多,约为 44%.

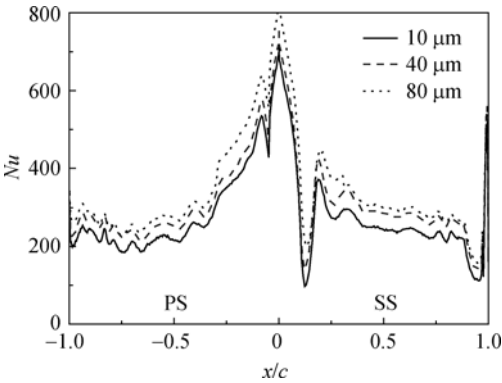


图 8 不同表面粗糙度下叶片表面的换热特性

Fig. 8 Heat transfer characteristic on blade surface with different roughness

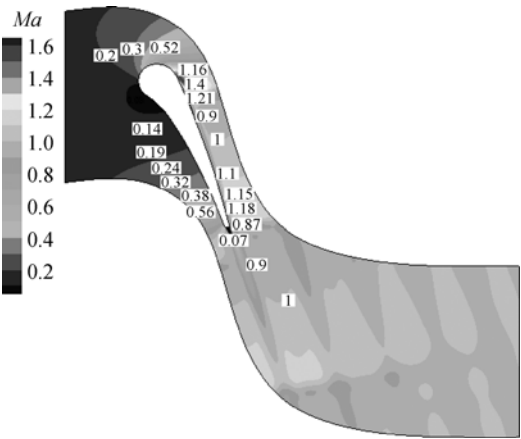


图 9 流道中径截面马赫数分布

Fig. 9 Distribution of Mach number at mid-span

2.2 粗糙叶片表面换热的研究

利用上述验证过的数值计算方法和表面粗糙度模型,我们进一步对 MARK II 导叶详细分析了污垢沉积对叶片表面换热特性的影响. 计算中的表面粗糙度设置继续选用粗糙叶片表面实验^[18], 如表 4 所示. 可以看到,计算中的表面粗糙度设置和验证中的设置有较大重叠.

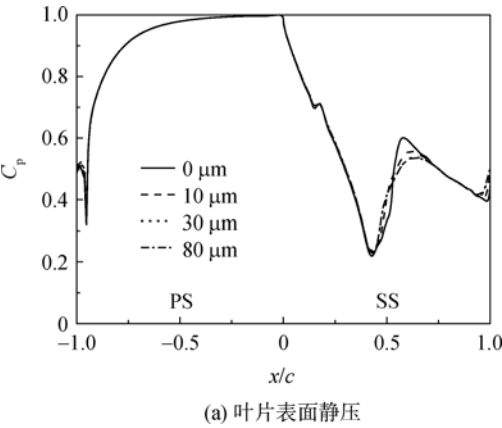
表 4 计算中的表面粗糙度设置

Table 4 Roughness settings in calculation

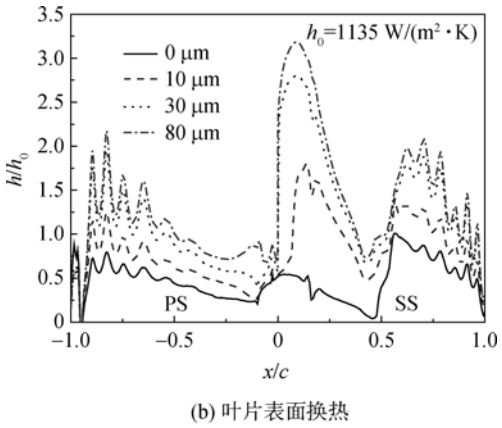
$k/\mu\text{m}$	$H/\mu\text{m}$	$d/\mu\text{m}$	$t/\mu\text{m}$	$(H/c)/10^{-4}$	$k_s/\mu\text{m}$
0	0	0	0	0	0
10	10	25	55	1.06	48
30	30	75	165	3.19	144
80	80	200	600	8.52	192

图 9 给出了表面粗糙度为 $0\mu\text{m}$ 情况下流道中径截面马赫数云图,可以看到,MARK II 导叶流道内为跨声速流动,在吸力面前缘处形成一个强激波,波前马赫数 Ma 约为 1.4,在吸力面尾缘处形成一个弱激波,波前马赫数 Ma 约为 1.2,在强激波后附面层流动发生分离. 并且,叶片前缘滞止点的位置大约位于压力面起始处. 这些流动状态为后面叶片不同表面粗糙度下表面静压和换热的分布变化提供了理论依据.

图 10 给出了 4 种表面粗糙度情况下, MARK II 静叶片表面静压和换热分布对比图. 从图 10(a)可以看出,表面粗糙度的变化对叶片表面的静压分布影响不大,但在吸力面 x/c 约为 0.5~0.7 处,静压值随着表面粗糙度的增加逐渐减小. 需要注意的是,在吸力面 $x/c=0.45$ 和吸力



(a) 叶片表面静压



(b) 叶片表面换热

图 10 不同表面粗糙度叶片表面静压和换热分布图

Fig. 10 Comparison of blade surface static pressure and heat transfer with different roughness

面尾缘 $x/c=0.95$ 处,叶片表面的静压发生了突变,这正是强、弱激波发生的位置,与图 9 中马赫数 Ma 的分析相一致. 从图 10(b)可以看到,不同的表面粗糙度对叶片的表面传热系数影响较大,随着表面粗糙度的增加,叶片的表面传热系数大幅增大,在吸力面 x/c 约为 0.2 处,表面传热系数

的增大幅度最大. 表面粗糙度等级从光滑依次增大到 $80\mu\text{m}$ 的过程中, 表面传热系数依次增大了约 220%, 420% 和 500%. 这一结果进一步验证了文中第 2.1 节的结论. 从理论上分析, 叶片表面粗糙度增加, 壁面的切应力随之增加, 湍流的黏性底层遭到破坏, 近壁面湍流增强, 换热增强.

3 结 论

本文选择两个典型的实际透平叶片 MARK II 叶片和一个高压透平叶片, 研究了光滑和粗糙叶片表面的换热特性.

1) 对光滑叶片表面换热特性的计算结果和实验数据进行对比, 验证了本文数值方法计算光滑叶片表面换热特性的可行性. 能否准确预测转捩位置是计算换热特性的关键, 在本文采用的 4 种湍流模型中, SST 转捩模型计算结果最好.

2) 利用高压透平叶片, 在叶片表面设置不同的表面粗糙度, 得到的数值计算结果和实验数据对比, 验证了表面粗糙度模型的精度.

3) 进一步对 MARK II 导叶进行换热研究, 改变叶片的表面粗糙度, 结果表明, 叶片的表面粗糙度增加, 湍流的黏性底层被破坏, 近壁面湍流增强, 换热大幅增强, 即表面粗糙度等级增大到 $80\mu\text{m}$ 时, 表面传热系数增大近 5 倍.

参考文献:

- [1] Suder K L, Chima R V, Strazisar A J, et al. The effect of adding roughness and thickness to a transonic axial compressor rotor[J]. Journal of Turbomachinery, 1995, 117(4): 491-505.
- [2] Barlow D N, Kim Y W, Florschuetz L W. Transient liquid crystal technique for convective heat transfer on rough surfaces[J]. Journal of Turbomachinery, 1997, 119(1): 14-22.
- [3] Hosni M H, Coleman H W, Taylor R P. Rough-wall heat transfer in turbulent boundary layers[J]. International Journal of Fluid Mech, 1998, 25(1/2/3): 212-219.
- [4] Bogard D G, Schmidt D L, Tabbita M. Characterization and laboratory simulation of turbine airfoil surface roughness and associated heat transfer[J]. Journal of Turbomachinery, 1998, 120(2): 337-342.
- [5] Pinson M W, Wang T. Effects of leading-edge roughness on fluid flow and heat transfer in the transitional boundary layer over a flat plate[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 1997, 40(12): 2813-2823.
- [6] Pinson M W, Wang T. Effect of two-scale roughness on boundary layer transition over a heated flat plate: Part 1

surface heat transfer[J]. Journal of Turbomachinery, 2000, 122(2): 301-307.

- [7] Gibbings J C, Al-Shukri S M. Effect of sandpaper roughness and stream turbulence on the laminar layer and its transition[J]. Aeronautical Journal, 1997, 101(1): 17-24.
- [8] Turner A B, Tarada F, Bayley F. Effects of surface roughness on heat transfer to gas turbine blades[R]. AGARD-CP-390, 1985.
- [9] Hoffs A, Drost U, Bolcs A. Heat transfer measurements on a turbine airfoil at various Reynolds numbers and turbulence intensities including effects of surface roughness[J]. ASME Paper 96-GT-169, 1996.
- [10] Abuaf N, Bunker R S, Lee C P. Effects of surface roughness on heat transfer and aerodynamic performance of turbine airfoils[J]. Journal of Turbomachinery, 1998, 120(3): 522-529.
- [11] Bunker R S. Separate and combined effects of surface roughness and turbulence intensity on vane heat transfer[J]. ASME Paper 97-GT-135, 1997.
- [12] Blair M F. An experimental study of heat transfer in a large-scale turbine rotor passage[J]. Journal of Turbomachinery, 1994, 116(1): 1-13.
- [13] 胡捷, 刘建军, 江友钊, 等. 燃气轮机透平叶片气热耦合计算[J]. 航空动力学报, 2011, 26(2): 349-354.
HU Jie, LIU Jianjun, JIANG Youdian, et al. Conjugate heat transfer investigation on a gas turbine blade[J]. Journal of Aerospace Power, 2012, 26(2): 349-354. (in Chinese)
- [14] 董平, 黄洪雁, 冯国泰. 高压燃气涡轮径向内冷叶片气热耦合的数值分析[J]. 航空动力学报, 2008, 23(2): 201-207.
DONG Ping HUANG Hongyan, FENG Guotai. Conjugate heat transfer analysis of a high pressure turbine vane with radial internal cooling passages[J]. Journal of Aerospace Power, 2008, 23(2): 201-207. (in Chinese)
- [15] 石慧, 陈绍文, 张辰, 等. 基于动叶污垢沉积的数值模拟[J]. 航空动力学报, 2012, 27(5): 1061-1067.
SHI Hui, CHEN Shaowen, ZHANG Chen, et al. Numerical simulation of fouling deposition in compressor rotor[J]. Journal of Aerospace Power, 2012, 27(5): 1061-1067. (in Chinese)
- [16] Hylton L D, Mihelc M S, Turner E R, et al. Analytical and experimental evaluation of the heat transfer distribution over the surfaces of turbine vanes[R]. NASA CR 168015, 1983.
- [17] Allegheny Ludlum Corporation Company. Stainless steel types 309 and types 310[S/OL]. Allegheny Ludlum Corporation Company, 2002-05-13. <http://www.alleghenyludlum.com/ludlum/Documents>.
- [18] Stripf M, Schulz A, Wittig S. Surface roughness effects on external heat transfer of a HP turbine vane[J]. Journal of Turbomachinery, 2005, 127(1): 200-208.

(编辑: 叶 青)