

表面粗糙影响平板气膜冷却换热效果的数值研究

王建飞, 吉雍彬, 臧述升

(上海交通大学 机械与动力工程学院 动力机械与工程教育部重点实验室, 上海 200240)

摘要: 以带有 35° 角圆形喷射孔的平板实验件为对象, 计算了表面粗糙度 $k_s = 0.254, 0.423$ 和 0.8 mm, 气体主流雷诺数分别为 $5 \times 10^5, 8 \times 10^5, 10^6$ 和 2×10^6 , 吹风比分别为 $0.5, 1.0, 1.5$ 等工况下的气膜冷却有效度和换热系数。通过数值计算结果与实验数据的对比, 验证了Viegas - Jayatilleke模型可以应用于带有喷吹的发散湍流边界层的计算。计算结果表明, 表面粗糙度在绝大部分区域提高了侧向平均气膜冷却有效度, 影响值不超过 10% , 但粗糙度对换热系数的影响很大, 最大提高 50% 。粗糙度存在也增加了主流雷诺数和吹风比对气膜冷却效果的影响。

关键词: 燃气轮机涡轮; 表面粗糙度; 气膜有效度; 换热系数; 吹风比

中图分类号: TK472 文献标识码: A

引言

燃气轮机在运行中, 由于飞灰沉积、叶片金属腐蚀和表面涂层(TBC)脱落造成了叶片表面粗糙度增大。表面粗糙度的增大导致压气机和涡轮的流通面积减小、叶型损失增加并致使级效率和燃机整机效率下降 10% ^[1]。在现代燃气轮机中, 由于涡轮进口初温超过了叶片金属和涂层的承受极限, 所以涡轮叶片普遍采用了冲击、对流和气膜冷却等冷却方式。表面粗糙度的增加对气膜冷却有很大的影响, 实验表明, 在高吹风比的条件下, 粗糙度增加可以使气膜冷却效率下降 $25\% - 80\%$ ^[2]; 同时可以使热流量增加了 $30\% - 70\%$ ^[3]。因此, 分析表面粗糙度对涡轮气膜冷却效果的影响, 对于我国燃气轮机的设计、维护和故障诊断具有重要意义。

Goldstein较早研究粗糙度对气膜冷却特性的影响, 他使用带有气膜冷却孔的平板实验件, 通过实验观测到在低吹风比时表面粗糙最多可以将气膜冷却度降低 20% , 提高喷气比最多可以将气膜冷却有效

度提高 50% ^[4]。Barlow通过平板气膜冷却实验观测到尺寸较小的粗糙元更加能降低气膜冷却有效度^[5]。Schmidt设计了几种粗糙表面, 使其表面粗糙雷诺数(一个与粗糙度有关的无量纲表达式 $Re_k = u_\tau k_s / \nu$, 其中 u_τ 是边界层剪切速度, $u_\tau = \sqrt{\tau_s / \rho}$)与典型透平叶片运行一段时间的粗糙雷诺数相同。粗糙度在离气膜孔轴向距离为 $X/D = 3$ 处影响最强, 最多可以使气膜冷却有效度降低 20% ; 在较远下游处($X/D \geq 15.9$), 粗糙度对气膜冷却有效度影响很小^[6]。Lewis利用加速粒子设备在平板上模拟跟真实涡轮气膜冷却孔附近相近的沉积分布, 进行传热实验, 当沉积主要位于气膜孔上游时, 从气膜孔到其下游的平均表面积热流量变小; 当沉积主要位于气膜孔之间时, 气膜冷却效率提高^[7]。Rutledge在高压涡轮导叶叶栅上制造出锥形粗糙单元($k_s/c = 8.4 \times 10^{-4}$), 在较低来流速度(雷诺数 $Re = 5 \times 10^5$)条件下进行试验: 在低吹风比时, 粗糙使得冷却效率下降; 在高吹风比时, 粗糙可以提高冷却效率^[3]。Bogard研究气膜孔上下游的障碍物对气膜冷却效率的影响, 发现表面粗糙都会使得气膜冷却效率下降, 而气膜孔上游的冷却效率比下游下降更多, 而粗糙形状对传热的影响很小^[2]。

本研究从带有气膜孔的平板试验件入手, 采用数值计算的方法, 研究平板表面的粗糙度对气膜冷却的影响, 分析粗糙度、主流雷诺数、冷气比等因素对气膜冷却效果的影响。

1 数值模型

1.1 粗糙壁面方程

与光滑壁面不同, 在粗糙表面不能用普朗特相似准则将传热和流动简单类比。在叶片表面上, 由

收稿日期: 2013-09-26; 修订日期: 2013-11-08

基金项目: 国家高技术研究发展计划(863)基金资助项目(2013AA051603); 国家自然科学基金资助项目(5117611)

作者简介: 王建飞(1978-), 男, 辽宁海城人, 上海交通大学助理研究员, 博士。

于作用在气流流动法向方向的的动压或静压使湍流切应力能够直接传递到粗糙元,即热量通过涡旋传递到粗糙元所在的表面,然后通过分子导热机理传到固体表面。本研究使用 Viegas 和 Jayatileke 的模型^[8],将温度壁面分为两层:一层由导热占据主导地位,叫导热子层,呈线性分布形式,见式(1);另一层是湍流主导区域,这一层中湍流影响超过导热的影响,呈对数分布形式,见式(2)。当选择了流体介质后,计算出导热子层的厚度 y_T^* ,当无量纲距离 $y^* < y_T^*$ 时,该区域属于导热壁面层,应用式(1);当 $y^* > y_T^*$ 时,该区域属于湍流壁面层,应用式(2)。

$$T^* = Pr y^* + \frac{1}{2} \rho Pr \frac{C_\mu^{1/4} k_p^{1/2}}{U_p^2} U_p^2 \quad (1)$$

$$T^* = Pr_t \left[\frac{1}{k} \ln(E y^*) + p \right] + \frac{1}{2} \rho Pr \frac{C_\mu^{1/4} k_p^{1/2}}{U_p^2} [Pr_t U_p^2 + (Pr - Pr_t) U_c^2] \quad (2)$$

式中: $P = \frac{\pi/4}{\sin(\pi/4)} \left(\frac{A}{k} \right)^{1/2} \left(\frac{Pr}{Pr_t} - 1 \right) \left(\frac{Pr_t}{Pr} \right)^{1/4}$,

$$\begin{cases} \Delta B = 0 & K_s^+ < 2.25 \\ \Delta B = \frac{1}{\kappa} \ln \left(\frac{K_s^+ - 2.25}{87.25} + C_s K_s^+ \right) \times \sin[0.4258(\ln K_s^+ - 0.811)] & 2.25 < K_s^+ < 90.0 \\ \Delta B = \frac{1}{\kappa} \ln(1 + C_s K_s^+) & K_s^+ > 90 \end{cases} \quad (6)$$

其中, $K_s^+ = \frac{\rho K_s u^*}{\mu}$, C_s 是一个表征粗糙类型的常数。

1.2 初始条件和边界条件

试验段的尺寸如图 1 所示,流动通道为 1 000 mm × 250 mm × 80 mm,圆柱气膜孔中心距离板前缘的距离为 550 mm,冷却孔直径为 10 mm,带有 35° 倾斜角,孔间距为 40 mm。其它实验条件如表 1 所示。

表 1 计算工况表

Tab. 1 Table of the operating conditions to be calculated

参数	数值
主流雷诺数	$5 \times 10^5, 8 \times 10^5, 10^6, 2 \times 10^6$
主流速度 / $m \cdot s^{-1}$	16, 25, 32, 64
主流温度 / K	373
冷气速度 / $m \cdot s^{-1}$	7.3, 11.6, 14.5, 29
冷气温度 / K	293
粗糙度 / mm	0.423, 0.254, 0.8
吹风比	0.5, 1.0, 1.5
主流湍流度	1%

$$y^* = \frac{\rho U_p C_\mu^{1/4} k_p^{1/2} y_p}{\mu}$$

式中: k_p —P 点的湍动能, J; U_p —P 点的平均速度, m/s; y_p —P 点距壁面的距离, m; q —壁面热流密度, W/m^2 ; Pr —分子普朗特数, $Pr = \mu C_p / k$; Pr_t —湍流普朗特数, 壁面取 0.85; A —范德瑞斯特常数, $A = 26$; k —冯卡门常数, $k = 0.42$; E —壁面函数常数, $E = 9.793$; U_c — $y^* = y$ 时的平均速度。

对于低速不可压缩流体,式(1)和式(2)可以简化为式(3)和式(4):

$$T^* = Pr y^* \quad (3)$$

$$T^* = Pr_t \left[\frac{1}{k} \ln(E y^*) + p \right] \quad (4)$$

通过在流动控制方程中,向壁面对数方程中增加粗糙度 k_s 来表征表面粗糙度的影响,具体方程为:

$$\frac{u_p u^*}{\tau_w / \rho} = \frac{1}{k} \ln \left(E \frac{\rho u^* y_p}{\mu} \right) - \Delta B \quad (5)$$

式中, $u^* = C_\mu^{1/4} k_p^{1/2}$, ΔB 是一个分段函数,与粗糙度的壁面坐标 k_s^+ 相关:

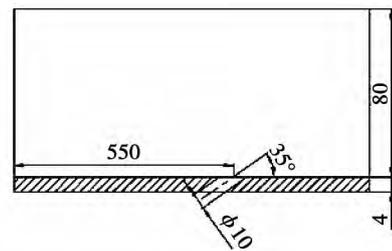


图 1 气膜冷却平板示意图(mm)

Fig. 1 Schematic diagram of an air film cooling plate

粗糙度根据实验条件确定。根据 Bons 对多种在役陆地燃气轮机(重燃和工业机)涡轮叶片表面粗糙度的测量,得出真实叶片弦长 $b = 2 - 20$ cm 时,轮廓算数平均偏差 Ra 的最大值为 $21.1 \mu m$,而最小值为 $1 \mu m$,平均值约为 $5 \mu m$ ^[9]。本实验研究对象的弦长为 $b = 10$ cm,实验件的放大因子为 10,因此实验件长为 100 cm。在实验件上分别铺设 60 号和 100 号的砂纸,其 $k_s \approx 0.254 - 0.423$ mm,采用 $k_s = 7 Ra$ 的关联式,则实验件上对应的 $Ra = 36.3 - 60.4 \mu m$ 。由于实验件放大因子为 10,所以此实验件模

拟的真实叶片上的粗糙度范围为 $Ra = 3.63 - 6.04 \mu\text{m}$ 。这个粗糙值范围在文献 [9] 介绍的真实粗糙度范围内, 与实际情况相符。

1.3 网格划分与数值计算方法

在 Fluent 软件平台上进行建模和计算。采用三维结构性网格, 对冷却孔周围和壁面附近网格局部加密, 总网格数 1624800 个。经过网格依赖性验证, 此网格数目足够保证计算精度。网格偏率在 0 - 0.4 的网格超过 99.8%。对主流雷诺数 $Re = 10^6$ 吹风比 $M = 0.5$ 主流湍流度 $Tu = 1\%$ 粗糙度 $k_s = 0$ 的工况进行初步验证计算, 壁面 Y^+ 值在 30 - 60 之间, 符合标准壁面函数的要求, 可以认为所画网格满足壁面函数要求。

对各物理量采用二阶迎风格式进行离散; 压力 - 速度耦合采用 SIMPLEC 算法, 以便更快收敛; 湍流模型采用标准 $k - \epsilon$ 模型, 此模型对主流高雷诺数情况适用性好, 但是对某些壁面区域的处理欠佳, 因此对边界层内底层使用壁面函数求解, 这种标准 $k - \epsilon$ 模型加壁面函数的方法被许多研究者应用并证明是有效而合理的; 收敛标准为各项残差 $< 10^{-6}$ 。

1.4 模型验证

对雷诺数 $Re = 10^6$ 吹风比 $M = 0.5$ 和 1.0 主流湍流度 $Tu = 1\%$ 粗糙度 $k_s = 0$ 工况的计算结果与文献 [10] 的实验结果相比较, 如图 2 所示, 计算结果与实验结果吻合较好, 证明了所用模型的正确性。

2 结果及讨论

2.1 粗糙平板表面的气膜冷却换热系数分布

图 3 中根据换热系数差异划分了 5 个区域, 区域 A 是未受气膜冷却影响的上游, 这个区域传热情况取决于主流的情况。区域 B 是两个相邻气膜孔之间的区域, 除了高吹风比或者孔间距减小时, 射流的阻塞作用使得主流在这一区域的加速度增加, 否则射流会在这一区域缓和, 此时这个区域的换热系数会增大, 当然改变孔的出口形状可以使射流更好的扩散, 也能改变这一区域的换热情况。区域 C 是紧邻射流孔的下游, 这个区域的换热系数达到最小值, 因为射流会在区域 C 形成一个滞止区域, 喷气比越大, 这个区域会越大。区域 D 位于射流孔的两翼, 由于主流和射流在这个区域存在大的剪切应力并且形成漩涡从而使这一区域成为高的传热区。区域 E 也是高传热区, 射流在小的吹风比下, 依然附着在表面上这一区域。而高吹风比下, 在 E 的下游

还会由于气膜再次附着形成另一个高的传热区。

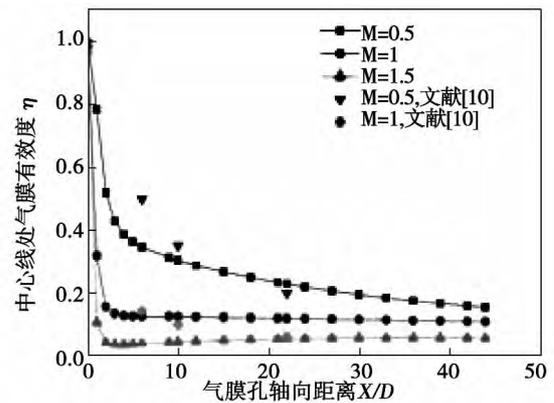


图 2 气膜冷却有效度分布计算与实验结果对比
Fig. 2 Contrast between the air film cooling effectiveness calculation and test results

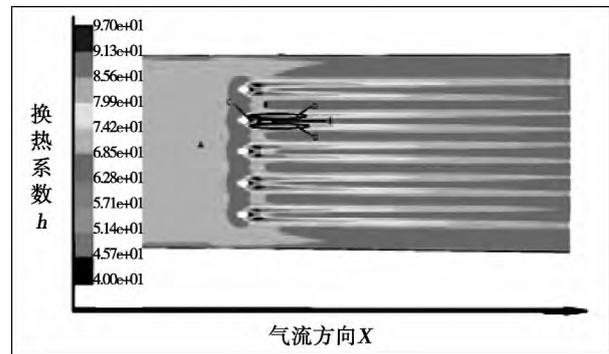


图 3 粗糙平板表面换热系数分布图 ($Re = 10^6$)
Fig. 3 Chart showing the distribution of the heat exchange coefficient on the rough surface of the plate

2.2 粗糙度对气膜冷却有效度和平均换热系数的影响

图 4 是 $Re = 10^6$ 、吹风比 $M = 0.5$ 工况不同表面粗糙度的平板实验件气膜冷却有效度沿流动方向的曲线(横坐标为流动距离 X 与孔径 D 的比值)。图 4(a) 可以看出, 沿着流动方向气膜有效度逐渐降低。这是由于随着流动的发展, 卷吸作用不断增强, 主流热空气靠近平板, 随后射流脱离壁面与主流掺混, 射流瓦解, 完全由主流支配, 因此冷却效率逐渐下降。图 4(b) 为粗糙表面和光滑表面情况下气膜冷却有效度的比值, 可以看出在 $X/D = 3$ 时, 粗糙度对气膜有效度影响较大, 这与文献 [6] 的实验结论一致, 在 $X/D = 6$ 时粗糙度对气膜冷却有效度影响最小。在 $k_s = 0.8 \text{ mm}$ 时, 在平板末端粗糙表面平板比光滑平板气膜有效度下降了 23%。

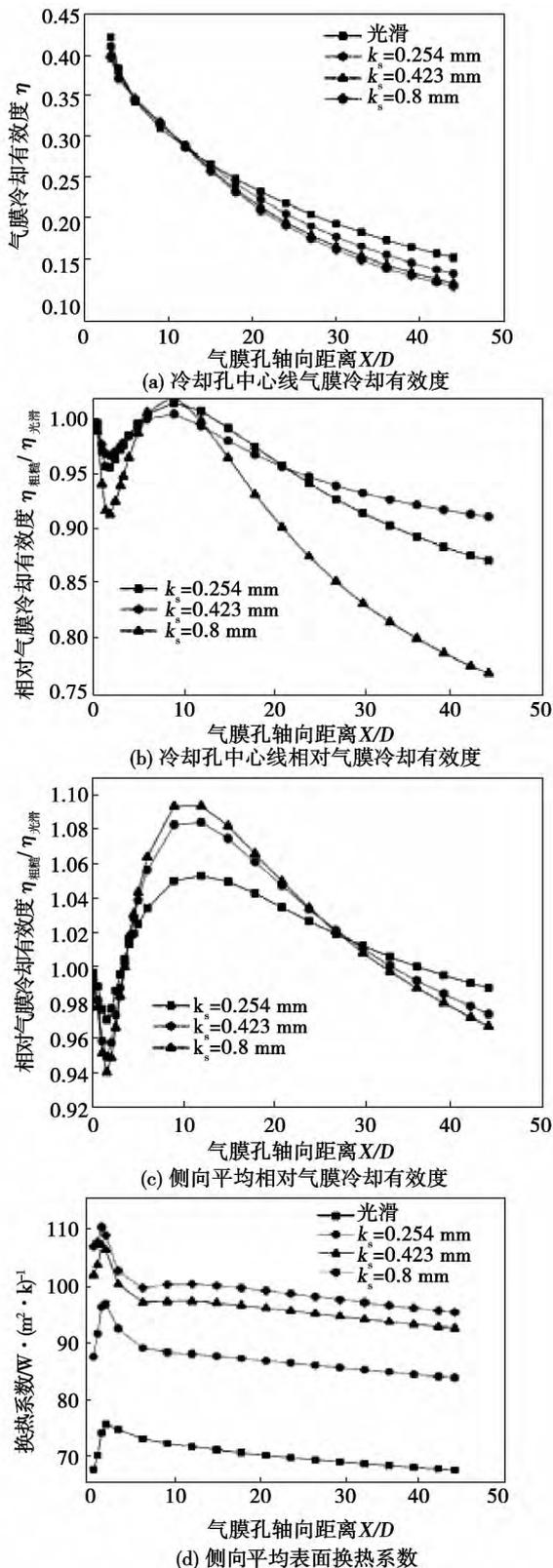


图4 不同粗糙度条件下气膜冷却有效度和表面换热系数沿气流方向的变化
 Fig.4 Air film cooling effectiveness at various roughnesses and changes of the heat exchange coefficient along the air flow direction

在气膜冷却实验中,按惯例有两种数据整理方式:一种是按照冷却孔中心线整理数据,另一种按照冷却孔侧向整理数据。图4(c)为按照冷却孔侧向整理的气膜冷却有效度比值。可以发现,按照冷却孔中心线整理数据按照侧向整理数据有明显的不同:粗糙度总体上降低了中心线处气膜有效度,却在绝大部分区域提高了侧向平均气膜有效度。图中显示,与光滑表面相比,粗糙度可使气膜有效度提高10%。图4(d)为粗糙度对表面换热系数的影响,粗糙表面比光滑表面换热系数最大可提高47%,可见在粗糙表面上由于粘滞作用对换热系数的影响很大。

2.3 雷诺数对气膜冷却有效度和平均换热系数的影响

从图5中可以看出,主流雷诺数对气膜冷却有效度的影响不明显,这与其它研究者的结论一致。虽然主流雷诺数对气膜冷却效率的影响不大,但其对传热的影响则不可以忽略,物体表面流体流动速度增大会加剧传热,如图6所示。

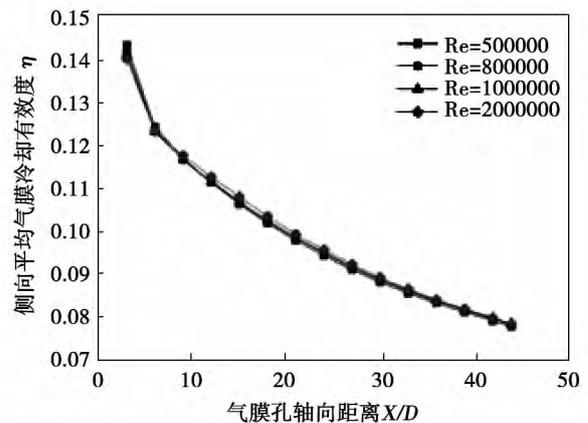


图5 主流雷诺数对气膜冷却有效度影响 ($k_s = 0.254 \text{ mm}$)

Fig.5 Influence of the Reynolds number of the main stream on the air film cooling effectiveness ($k_s = 0.254 \text{ mm}$)

从图6中可以看出,雷诺数对侧向平均换热系数影响很大,随着雷诺数的增加,侧向平均换热系数也增加。 $Re = 2 \times 10^6$ 对传热系数的影响最大,使换热系数提高了4倍,这说明对流换热随着主流速度的提高迅速增大。而粗糙度的增加显然也扩大了主流雷诺数的影响,图6(a)和6(b)比较,粗糙条件下相同雷诺数的传热系数最大增加了36%,即粗糙度对雷诺数有协同作用。

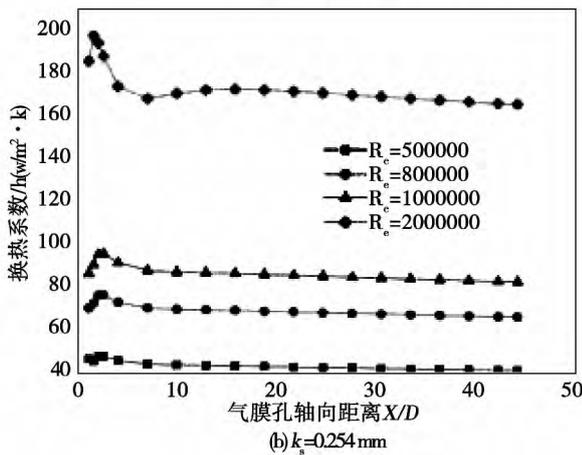
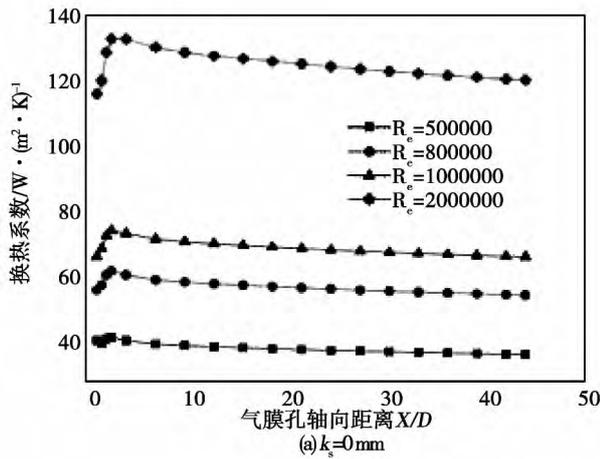


图 6 主流雷诺数对侧向平均表面换热系数的影响

Fig. 6 Influence of the Reynolds number of the main stream on the laterally averaged heat transfer coefficient of the surface

2.4 吹风比对气膜冷却有效度和平均换热系数的影响

图 7 显示了在主流雷诺数 $Re = 10^6$ $k_s = 0.254$ mm 时 吹风比分别为 0.5、1.0 和 1.5 的工况下,侧向平均气膜冷却有效度 η 和换热系数 h 的分布情况。

从图 7(a) 中可以看出, $M = 0.5$ 时气膜孔附近的冷却效果最好,在 $X/D = 0$ 到 10 的区域内,其气膜冷却有效度随 X/D 的增加而缓慢减小,最后趋于稳定。随着吹风比越大,气膜冷却有效度下降的越迅速。 $M = 1.0$ 和 1.5 时,气膜冷却有效度先迅速下降至接近 0,而在下游有微弱上升的趋势。这是因为随着吹风比的增大,射流动量增大,因此在孔口附近脱离壁面而在下游远处再附着,从而冷却孔附近的冷却效果不好,而下游却又轻微回升。

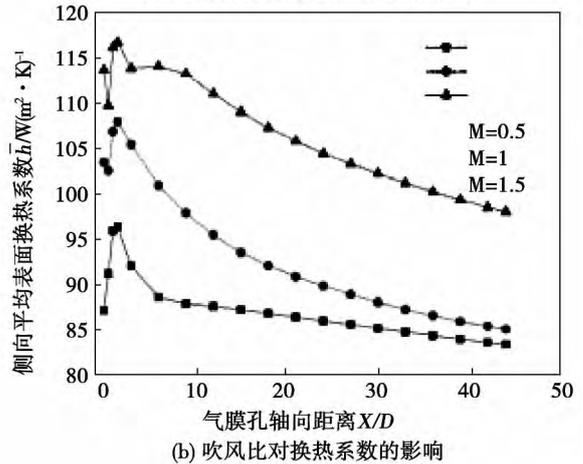
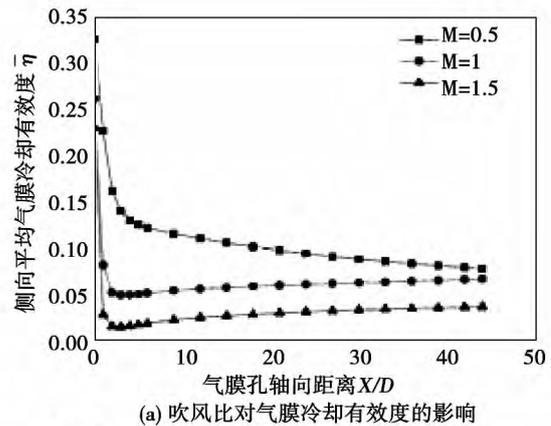


图 7 不同吹风比条件下气膜冷却有效度和表面换热系数沿气流方向的变化

Fig. 7 Air film cooling effectiveness at various air blowing ratios and changes of the heat transfer coefficient along the air flow direction

从图 7(b) 中可以看出,在 $M = 0.5$ 时,其换热系数沿 X/D 的分布和 2.1 节的讨论的一致,这是由于图 3 中所示的 C、D、E 区的流场特点而导致的;但是在 $M = 1$ 和 1.5 时,气膜孔出现了先下降再上升的趋势,这是由于强烈的漩涡导致的。不同于气膜冷却效率,粗糙高度对于吹风比之于换热系数的影响是显而易见的, $k_s = 0$ 时, $M = 1.5$ 比 $M = 0.5$ 最大换热系数提高 22%,而在 $k_s = 0.254$ mm 时,这一值为 30%,可见粗糙度在提高整体换热系数的同时,对吹风比具有协同作用。

3 结 论

- (1) 实验数据证明, Viegas - Jayatilleke 模型可以应用于带有喷吹的湍流热边界层的计算。
- (2) 中心线处气膜有效度和侧向平均气膜有效

度存在一定差异,且在粗糙度的影响下,趋势不同:粗糙度总体上降低了中心线处气膜有效度,却在绝大部分区域提高了侧向平均气膜有效度。对气膜有效度的影响值不超过 10%,但粗糙度对传热系数的影响很大,最大提高了接近 50%。

(3) 主流雷诺数对无论是中心线处还是侧向平均的气膜有效度的影响都很小,可以忽略。但雷诺数越高,导致表面换热系数越高,粗糙的存在放大了主流雷诺数的影响,使换热系数最大增加 36%,粗糙度和主流雷诺数对换热的影响存在协同效应。

(4) 吹风比对气膜冷却有效度和表面换热系数的影响显著,这是由于涡的强度增加,射流脱离表面导致气膜冷却效率沿流向迅速减小,表面粗糙的存在使得在远场下游吹风比的影响差异变小。

参考文献:

[1] BMMERT K ,SANDSTEDTE H. Measurements Concerning the Influence of Surface Roughness and Profile Changes on the Performance of Gas Turbines [J]. Journal of Engineering for Power ,1972 , 94(3) : 207 - 219.

[2] DEMLING P ,BOGARD D G. The Effects of Obstructions on Film Cooling Effectiveness on the Suction Side of a Gas Turbine Vane , [J]. ASME GT 2006 2006(3) : 547 - 556.

[3] RUTLEDGE J L ,ROBERTSON D ,BOGARD D G. Degradation of Film Cooling Performance on a Turbine Vane Suction Side due to Surface Roughness [J]. Journal of turbomachinery 2006 ,128(3) :

547 - 600.

[4] GOLDSTEIN R J. Effect of surface roughness on film cooling performance [J]. Journal of engineering for gas turbines and power , 1985 ,107(1) : 111.

[5] BARLOW D N. Effect of surface roughness on local film cooling effectiveness and heat transfer coefficients [D]. Arizona: Arizona State University ,1994.

[6] SCHMIDT D L ,SEN B ,BOGARD D G. Film Cooling With Compound Angle Holes: Adiabatic Effectiveness [J]. Journal of turbomachinery ,1996 ,118(4) : 807 - 819.

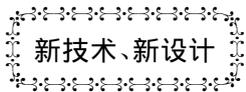
[7] LEWIS S ,BARKER B ,BONS J P ,et al. Film Cooling Effectiveness and Heat Transfer Near Deposit - Laden Film Holes [J]. ASME Conference Proceedings ,GT2009 - 48845 2009: 539 - 586.

[8] MATSUDA H ,OTOMO F ,KAWAGISHI H ,et al. Influence of Surface Roughness on Turbine Nozzle Profile Loss and Secondary Loss [J]. ASME Conference Proceedings ,GT2006 - 4241 ,2006: 781 - 788.

[9] BONIS J P ,TAYLOR R P ,MCCLAIN S T ,et al. The Many Faces of Turbine Surface Roughness [J]. Journal of turbomachinery 2001 , 123(4) : 739 - 787.

[10] SINHA A K ,BOGARD D G ,CRAWFORD M E. Film - Cooling Effectiveness Downstream of a Single Row of Holes With Variable Density Ratio [J]. Journal of turbomachinery ,1991 ,113(3) : 442 - 451.

(丛 敏 编辑)



用于动力设备运行的自动化控制系统的数字信号过滤器的设计方法

据《Энергетика》2012 年 11 - 12 月刊报道,“白俄罗斯热动力研究所”的学者制定了数字信号过滤器的设计方法用于动力装置运行监控系统,该方法保证能更全面和精确地考虑影响该过滤器特性的各种因素。

利用所制定的方法不需要完成确定输入信号特性的初步试验,并且允许在信号过滤时采用比较简单的工序。

不同于数字信号过滤器的其它设计方法,所制定的方法不仅考虑到输入信号的特性,而且也允许操作人员评估不同的因素,诸如在输入信号变化时评估 1 类和 2 类错误的费用、输入信号偏离可容许范围的概率,对动力设备运行可靠性的影响。

(吉桂明 摘译)

塔式太阳能热发电接收器的研究进展 = **Advances in the Study of Tower Type Solar Energy Thermal Power Generation Receivers** [刊, 汉] XU Pei-pei, LIU Jian-zhong, ZHOU Jun-hu, CEN Ke-fa (National Key Laboratory on Clean Energy Utilization, Zhejiang University, Hangzhou, China, Post Code: 310027) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. - 2014, 29(3). - 223 - 229

Solar energy receivers are an important part of a tower type solar energy thermal power generation heat accumulation system. The authors described the working principle of tower type receivers currently available both in domestic and abroad and their research status, mainly including the following six types: indirectly and externally exposed type, indirect tube-shaped, direct pressure-free type, direct pressure type, complex type and multi-stage type. The research status and results show that the indirect type receivers boast a low technical risk and are easy in realizing heat accumulation in a large capacity, capable of producing power continuously and stably but causing a big thermal loss and low efficiency. The direct type receivers can achieve a high thermal efficiency, being up to 80%, however, the heat accumulation technology has not yet been proven and difficult to realize power generation in a continuous way. The complex and multi-stage type receivers have a power generation cost as low as US \$ 0.082 per kilowatt hour, thus enjoying huge application prospects in commerce. **Key words:** solar energy, thermal power generation, receiver

表面粗糙影响平板气膜冷却换热效果的数值研究 = **Numerical Study of the Influence of the Surface Roughness on the Air Film Cooling and Heat Exchange Effectiveness of a Flat Plate** [刊, 汉] WANG Jian-fei, JI Yong-bin, ZANG Shu-sheng (Education Ministry Key Laboratory on Power Machinery and Engineering, Shanghai Jiaotong University, Shanghai, China, Post Code: 200240) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. - 2014, 29(3). - 230 - 237

With a flat plate test piece having round jet holes at an angle of 35 degrees serving as the object of study, calculated were the air film cooling effective degrees and heat exchange coefficients under the following operating conditions: the surface roughness $k_s = 0.254, 0.423$ and 0.8 mm, Reynolds number of the main stream being $5 \times 10^5, 8 \times 10^5, 10^6$ and 2×10^6 and the air blowing ratio being $0.5, 1.0$ and 1.5 respectively. Through a comparison of the calculation results with the test data, it has been verified that Viegas-Jayatilleke model can be applied in calculation of the boundary layer of a diverging turbulent flow with a jet and blowing. The calculation results show that the surface roughness can enhance the average air film cooling effective degree in the lateral direction in the majority of the area with the influencing extent not exceeding 10%. However, the roughness has a very big influence on the heat exchange coefficient, enhancing the heat exchange coefficient by 50% at the most outside. The presence of the roughness can also intensify the influence of the Reynolds number of the main stream and air blowing ratio on the air film cooling effectiveness. **Key words:** turbine part of a gas turbine, surface roughness, air film effective degree, heat exchange coefficient, air blowing ratio