

文章编号:1000-8055(2012)02-0357-08

敷设热障涂层气冷叶片温度分布数值研究

王利平, 张靖周, 姚 玉

(南京航空航天大学 能源与动力学院, 南京 210016)

摘 要: 针对一种内冷通道射流腔交替布置在压力面和吸力面的叶片冷却结构, 利用 FLUENT 软件对敷设热障涂层的气冷叶片温度分布进行了三维共轭传热计算, 分析了热障涂层厚度对叶片金属基体表面温降水平的影响, 同时对比了有/无考虑燃气与叶片表面辐射换热的叶片表面温度分布差异。研究表明: 在叶栅通道燃气流进口总温为 1600 K、冷却气流进口总温为 700 K 的条件下, 当冷却气流与主流流量之比约为 7.47%、热障涂层厚度为 0.2 mm 时, 该叶片冷却结构的最高温度可以控制在 1100 K 以内; 在假设热障涂层表面发射率与金属壁面发射率相同的前提下, 厚度 0.15~0.35 mm 的热障涂层可获得的最大降温大约在 80~180 K 范围内; 考虑/不考虑辐射换热的叶片表面最大温差可以达到 60 K。

关 键 词: 涡轮叶片; 气冷叶片; 冷却结构; 共轭传热计算; 热障涂层; 温度分布

中图分类号: V231.1

文献标志码: A

Numerical investigation on temperature distribution of an air-cooled and thermal barrier coating blade

WANG Li-ping, ZHANG Jing-zhou, YAO Yu

(College of Energy and Power Engineering,

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

Abstract: For a serpentine internal cooling flow path in which the impingement cavities were located on the pressure side and suction side alternately, the commercial code FLUENT was used for three-dimensional conjugate heat transfer simulation to determine temperature distribution on an air-cooled and thermal barrier coating (TBC) blade. The effect of TBC thickness on the temperature decreasing capacity for blade metal surface was analyzed, and the temperature difference with/without considering radiation heat transfer was also analyzed. In the case of primary flow temperature 1600 K and cooling flow temperature 700 K, the maximum temperature for the present air-cooled blade can be controlled within 1100 K when the cooling massflow is about 7.47% of the primary massflow and the TBC thickness was 0.2 mm. The temperature decreasing capacity for TBC reaches about 130—180 K when the TBC thickness is 0.15—0.35 mm assuming the emissivity of TBC is the same as that of blade metal surface. The temperature difference with/without considering radiation heat transfer is about 60 K.

Key words: turbine blade; air-cooled blade; cooling configuration; conjugate heat transfer simulation; thermal barrier coating; temperature distribution

收稿日期:2011-03-28; 修订日期:2011-10-28

作者简介:王利平(1987—),女,山东聊城人,硕士生,主要从事强化传热和热端部件冷却研究。

在高性能燃气涡轮热端部件的强化冷却技术研究中,一个值得关注的问题是冷却需求和冷却气量之间的矛盾日益突出:一方面,在一些先进的燃气涡轮发动机中,用于冷却涡轮的空气量已高达 15%~20%,大量空气用于冷却势必导致动力装置性能的损失;另一方面,在提高空气压缩比的同时,不可避免地会提高冷却空气的温度,降低其吸热能力,使得冷却的难度增大。因此研究新的高效冷却方式,减少冷却的用气量、提高冷却的综合效果,已成为发展高性能航空发动机和燃气涡轮的支撑技术之一。

从国外先进涡轮叶片冷却技术的发展趋势分析,现代航空发动机高温涡轮气冷叶片基本上已形成了由内部冷却和外部冷却以及热障涂层防护组成的叶片冷却方案^[1-2]。内部冷却结构通常是对流、射流冲击和多程弯折带肋通道、肋片扰流柱复合冷却结构^[3-6],外部冷却采用较多的是气膜冷却和热障涂层^[7-10]。对于涡轮叶片复合冷却方式的每一种基本冷却方式的改进,都可以收到降低叶片温度或减少冷气用量的效果^[11-13]。在涡轮叶片冷却技术的发展过程中,值得关注的一个问题是,在叶片的结构设计中,轻薄叶身的气冷结构对于减重和改善气动效率具有较好的作用^[14-15],由此带来的问题是内部冷却结构受到叶身空间的限制,因此需要采用新的冷却结构形式,更合理地组织冷气流,以保障涡轮叶片的冷却效果。

本文针对一种内冷通道射流腔交替布置在压力面和吸力面的叶片冷却结构,利用 Fluent 软件对敷设热障涂层的气冷叶片温度分布进行了三维共轭传热计算,分析了热障涂层厚度对叶片金属基体表面温降水平的影响,同时对比了有/无考虑燃气与叶片表面辐射换热的叶片表面温度分布差异,并对冷却结构的冷却效果进行了初步评价。

1 简化冷却结构

一种内冷通道射流腔交替布置在压力面和吸力面的叶片冷却结构如图 1 所示。考虑到叶片叶身较薄的特点,在叶片内部冷却腔 B 和 C 中,分别设置针对吸力面和压力面的单侧射流孔板,构成内冷通道交错气流组织结构。冷却空气从 A 腔沿径向进入,分为三股气流,一股气流通过前缘射流孔板对前缘凹壁内侧形成射流冲击,并从前缘开设的 3 排喷淋气膜孔进入燃气流通道;另一股气流从位于吸力面和压力面的单排气膜孔流出;最后剩余气流经过弯折进入 B 腔。进入 B 腔的冷

却气流,一部分从压力面的第 2 排气膜孔流出;同时一部分通过 B 腔的射流孔对吸力面形成局部冲击并从吸力面的第 2 排气膜孔流出;最后剩余气流经过弯折进入 C 腔。进入 C 腔的冷却气流按照流向同样分为三股,一股从吸力面的第 3 排气膜孔流出;一股通过 C 腔的射流孔对压力面形成局部冲击并从压力面的第 3 排气膜孔流出;最后一股气流经过弯折进入 D 腔。D 腔在吸力面内侧采用肋化通道,肋高与肋通道高度之比为 0.25,肋节距与肋高之比为 6;在压力面侧开设第 4 排气膜孔。从 D 腔经过弯折的冷却气流进入肋化通道(E 腔),通过射流孔板进入尾缘通道,叶片内通道尾缘区域设置了 5 排叉排布置圆柱形扰流柱。气膜孔直径(d_f)和射流孔直径(d_j)均为 0.35 mm,扰流柱直径(d_p)为 0.7 mm,孔间距或扰流柱间距均为 3 倍孔或扰流柱直径。叶片尾缘采用半劈缝结构。

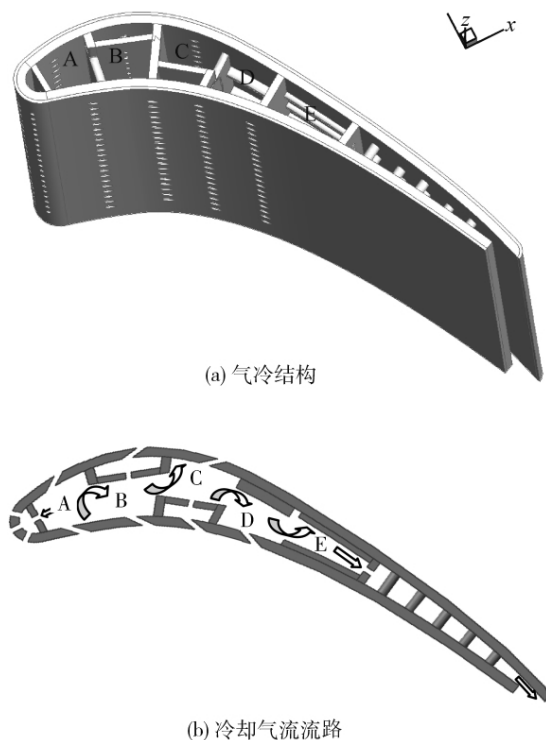


图 1 冷却结构示意图

Fig. 1 Schematic of cooling configuration

对于叶片敷设热障涂层的结构,本文简化为金属基体和热障涂层的双层复合壁结构,不考虑粘结层,在计算过程中,叶片内部冷却结构不变,仅仅改变热障涂层的厚度(0.15~0.35 mm)。

2 计算模型和计算方法

基于叶栅的周期性特征,本文在计算中只选取一个叶栅通道作为简化的计算模型。图2是本文的计算模型,叶栅通道长度为116 mm,叶片栅距为53.6 mm,叶片弦长为74.4 mm,安装角为35.7°。

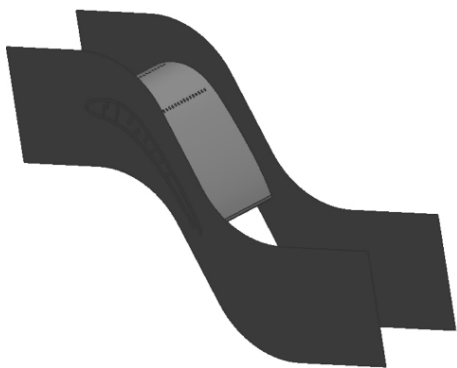


图2 计算模型

Fig. 2 Computational model

计算域的边界条件设置:叶栅通道主流和涡轮叶片冷却气流进口为压力入口,进口参数分布均匀;出口为压力出口;对称面为对称边界条件;栅距方向周期性面为周期性边界条件;叶片采用无滑移速度条件,进行叶片冷却结构的流固耦合热分析。相应的计算条件分别为:

主流和主流进口总压为1422165 Pa,总温为1600 K;冷却气流进口总压为2200000 Pa,总温为700 K;混合气出口静压为974597.7 Pa。

叶片材料的热物性为, $\rho=8030\text{ kg/m}^3$, $c_p=502\text{ J/(kg}\cdot\text{K)}$,导热系数与温度的依变关系为 $\lambda=0.0115T+9.91$ 。热障涂层的物性取为定值, $\lambda=1.08\text{ W/(m}\cdot\text{K)}$, $\rho c_p=3.1\text{ J/(m}^3\cdot\text{K)}$ 。

计算采用Fluent-CFD(computational fluid dynamics)软件,为选择较为准确的湍流模型,本文利用图3(a)中的模型与文献[16]的实验结果进行了对比,对比结果如图3(b)所示,图中横坐标为冷却气流与主流的质量流量百分比,纵坐标为综合冷却效率。对比表明,Realizable $k-\epsilon$ 湍流模型的结果与实验结果最为靠近。因此本文选择Realizable $k-\epsilon$ 湍流模型,近壁区采用非平衡壁面函数进行处理;计算采用隐式耦合求解,对流项的离散格式采用二阶迎风,扩散项采用中心差分。

由于叶片冷却结构较为复杂,采用非结构化

计算网格,在气膜孔、冲击孔及扰流柱区域均采用了较细密的网格划分,由于热障涂层厚度很薄,仅在热障涂层内设置了5层网格,经过网格独立性数值试验,选择计算网格数约为427万。

为了考察燃气流通道一侧的辐射换热,在计算过程中加入了辐射模型。对于具有吸收、发射、散射性质的介质,在位置 r 、沿方向 s 的辐射传递方程为

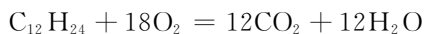
$$\frac{dI(r,s)}{ds} + (a + \sigma_s)I(r,s) = an^2 \frac{\sigma T^4}{\pi} + \frac{\sigma_s}{4\pi} \int_0^{4\pi} I(r,s')\phi(s,s')d\Omega'$$

其中 r 为位置向量, s 为方向向量, s' 为散射方向, a 为吸收系数, n 为折射系数, σ_s 为散射系数, σ 为斯蒂藩-玻耳兹曼常数($5.672 \times 10^{-8}\text{ W/m}^2 \cdot \text{K}^4$), I 为辐射强度, T 为当地温度, ϕ 为相位函数, Ω' 为空间立体角, $(a + \sigma_s)s$ 为介质的光学深度。

离散坐标辐射模型(DO辐射模型)把上述方程转化为空间坐标下的辐射强度的输运方程,有多少个方向 s ,就解多少输运方程,方程的求解方法与流体流动以及能量方程的求解方法相同,这样方程转化为

$$\nabla \cdot [I(r,s)s] + (a + \sigma_s)I(r,s) = an^2 \frac{\sigma T^4}{\pi} + \frac{\sigma_s}{4\pi} \int_0^{4\pi} I(r,s')\phi(s,s')d\Omega'$$

将4个象限各自划分为2等份,并将天顶角和圆周角各自划分为2等份,共计32等份空间方位。不考虑燃气中固体颗粒的散射,气体吸收系数采用加权平均灰气体模型WSGGM(weighted sum of gray gases model),主流入口气体假设为完全燃烧的燃气,成分为氮气、二氧化碳和水蒸气,化学反应方程为



在主流进口处氮气、二氧化碳和水蒸气体积百分比分别为0.6930,0.2456,0.0614;次流入口气体为环境大气,其考虑成分为氮气和氧气,其体积百分比分别为:0.79,0.21;在壁面发射率的选取上,未敷设热障涂层金属壁面和敷设热障涂层壁面均设定为0.7。

收敛判据满足两个条件:其一,残差小于 10^{-5} ;其二,满足残差后再经过50迭代后壁面温度基本无变化。

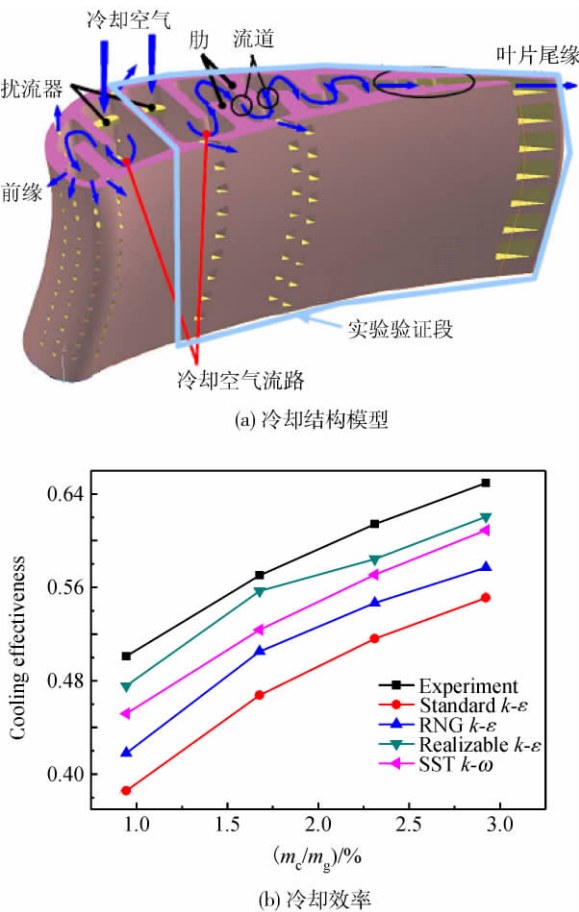


图 3 湍流模型验证

Fig. 3 Turbulence models verification

3 计算结果与分析

3.1 冷却结构流动和表面温度分布特征

图 4 为在叶高中截面上的叶栅通道内流速

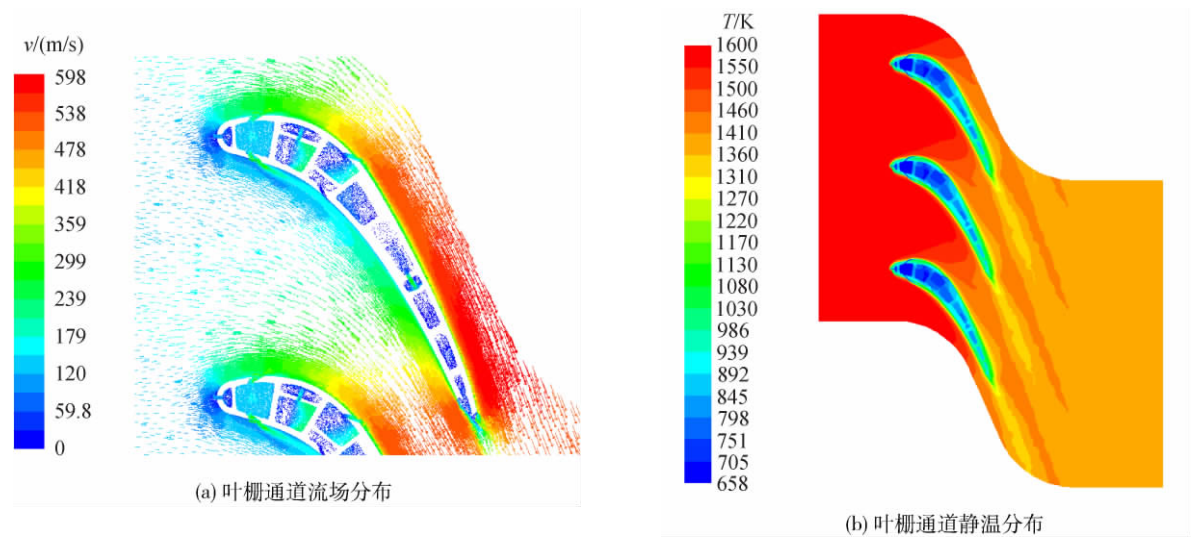


图 4 沿叶高中截面速度和温度分布

Fig. 4 Velocity and temperature distributions at middle span section of blade

度矢量分布和温度分布图. 从图中可以看出, 在叶片的前缘、压力面以及吸力面侧内部均能够在局部形成射流冲击, 并在叶片表面上形成了良好的气膜覆盖. 计算得到的冷却气流与主流流量之比约为 7.47%.

图 5 为未敷设热障涂层、考虑辐射换热时, 叶片表面的温度分布. 由于在本文中设定燃气在叶栅进口处的径向温度分布均匀, 且未考虑叶片根部和顶部的冷却, 故在叶片根部和顶部边缘处存在局部的边缘效应, 温度较高. 可以看出, 在叶片根部和顶部边缘效应影响微弱的区域, 叶片的冷却效果在压力面和吸力面的气膜孔附近最显著, 高温区主要分布在叶片前缘、吸力面第 1 排和第 2 排气膜孔之间、以及叶片尾缘等局部区域, 其原因在于, 叶片前缘承受燃气冲刷的热负荷最为严重, 尾缘冷却通道受结构的限制难以形成高效的冷却, 而在吸力面侧, 由于主流在叶栅通道吸力面侧的顺压或逆压流动, 对不同弦向位置的气膜出流流动的影响较压力面侧更为显著. 鉴于本文的冷却尚是初步研究, 针对温度分布特点的冷却结构优化有待进一步研究.

3.2 热障涂层的作用效果

图 6 和图 7 分别为热障涂层厚度为 0.15 mm 下, 热障涂层表面及叶片金属外表面的温度分布云图. 值得注意的是, 由于热障涂层的导热性能较金属基体要低很多, 气膜出流在外表面所形成的覆盖区“孤岛”现象相对显著; 而对于导热系数相对较大的金属叶片而言 (见图 5), 由于固体域的

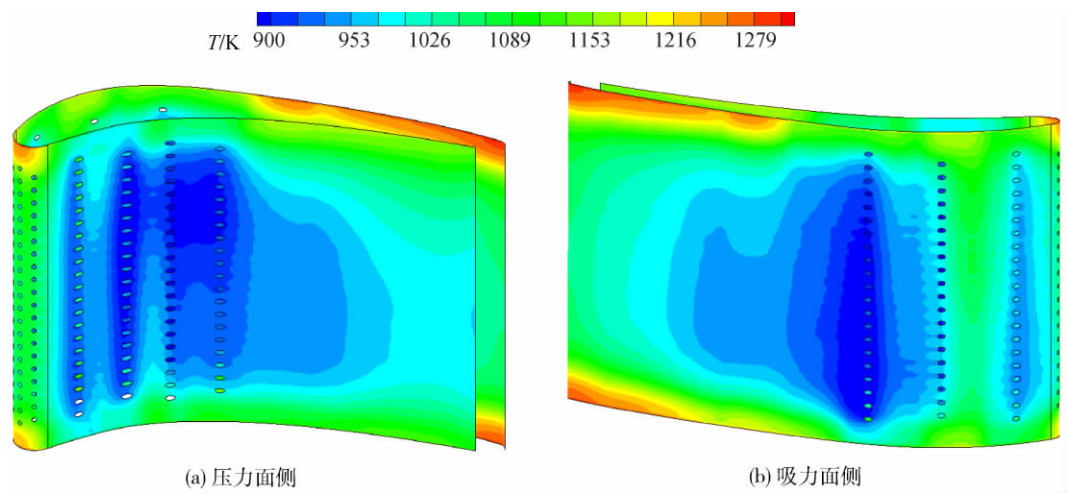


图 5 叶片表面温度分布(无热障涂层)

Fig. 5 Temperature distribution on blade surfaces (no thermal barrier coating(TBC))

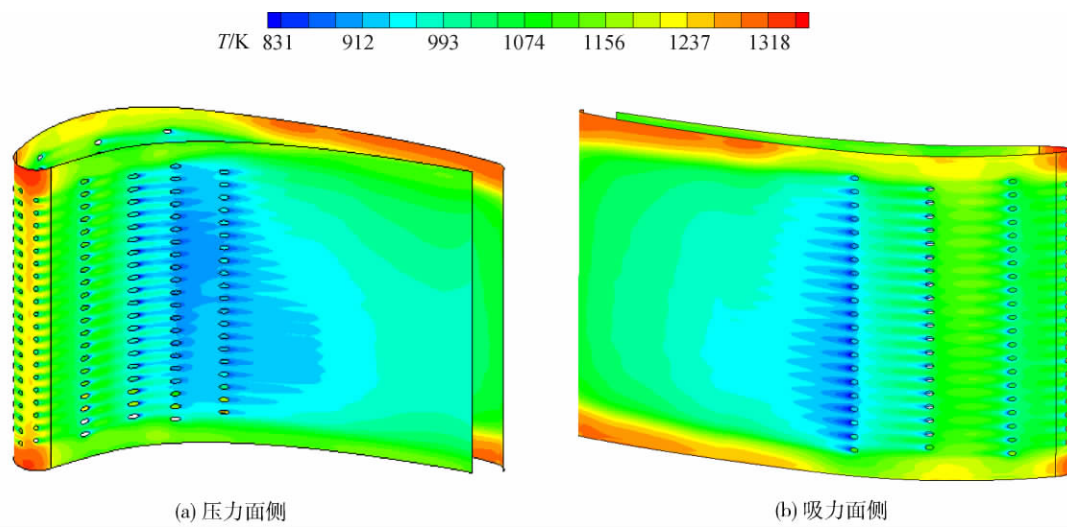


图 6 叶片涂层表面温度分布(热障涂层厚度 0.15 mm)

Fig. 6 Temperature distribution on blade coating layer surfaces (TBC thickness of 0.15 mm)

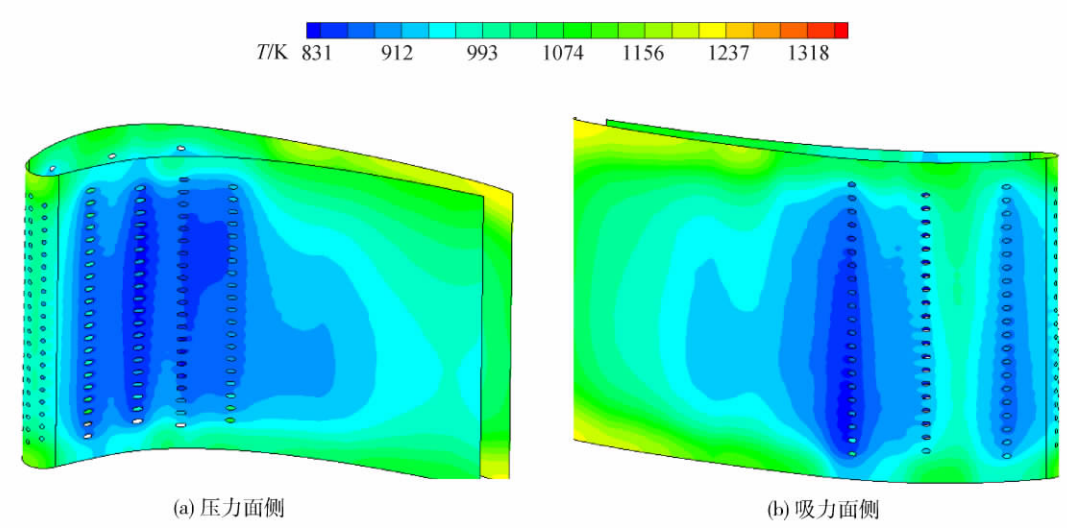


图 7 叶片金属表面温度分布(热障涂层厚度 0.15 mm)

Fig. 7 Temperature distribution on blade metal surfaces (TBC thickness of 0.15 mm)

热扩散作用较为显著,气膜出流形成的低温覆盖区域更容易形成融合.敷设热障涂层后,叶片金属外表面温度明显下降,尤其在有气膜覆盖的区域温度降低幅度更大.

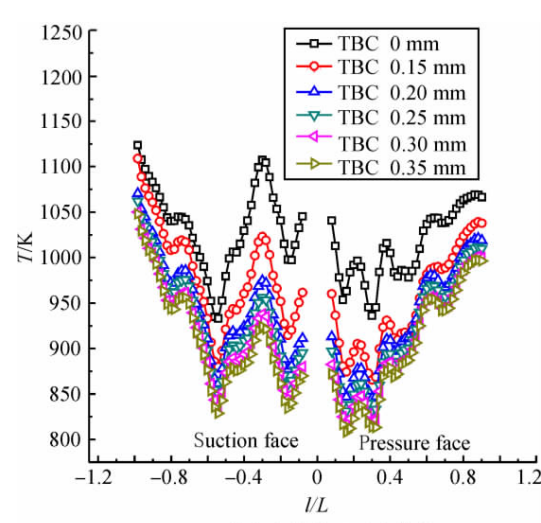
图 8 对比了在考虑辐射换热时,敷设不同厚度热障涂层条件下叶片金属外表面温度以及热流密度沿弦长方向的分布曲线.可以更直观地看出,敷设热障涂层后,由于热障涂层具有较低的导热系数,在燃气流和叶片表面的传热过程中附加了导热热阻,从而有效降低了叶片金属表面的温度,同时也在一定程度上减少了叶片表面的热流密度,尤其是在叶片表面的局部热点部位降温效果更为显著;厚度 0.15~0.35 mm 的热障涂层可获

得的最大降温大约在 80~180 K 范围内,随着热障涂层厚度的增加,叶片金属表面的温度逐渐下降,但下降趋势逐渐变缓.

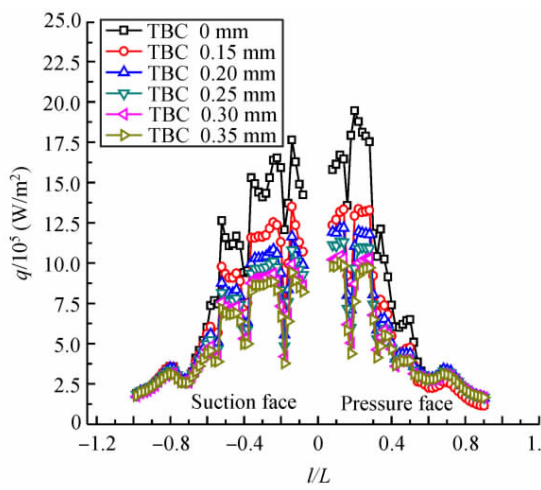
当热障涂层厚度为 0.2 mm 时,本文研究的气冷叶片最高温度可以控制在 1100 K 以内,最大降温效果可以 130 K 左右.需要指出的是,本文的研究是在假设热障涂层表面发射率与金属壁面发射率相同的前提下,若考虑热障涂层表面发射率的降低,则热障涂层的降温效果还将有所增强.

3.3 辐射换热的影响

图 9 为未敷设热障涂层时,有/无辐射换热条件下叶片表面温度和热流密度沿弦长变化曲线.可以看出,考虑辐射换热后,叶片表面温度及热流



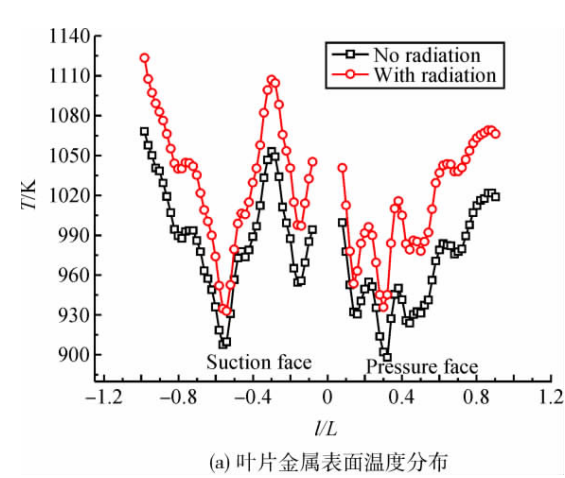
(a) 叶片金属表面温度分布



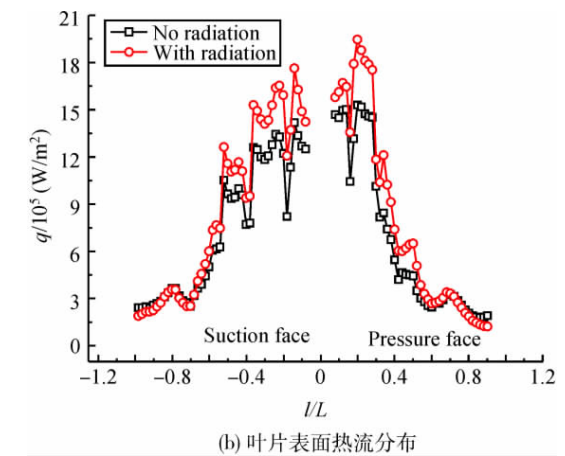
(b) 叶片表面热流分布

图 8 热障涂层对传热的影响(考虑辐射换热)

Fig. 8 Effects of TBC on heat transfer (considering radiation heat transfer)



(a) 叶片金属表面温度分布



(b) 叶片表面热流分布

图 9 有/无辐射下叶片表面温度和热流密度比较 (无 TBC)

Fig. 9 Temperature and heat flux distributions on blade surface with or without considering radiation heat transfer (no TBC)

密度沿弦长的变化趋势并无明显变化,由于未考虑辐射换热时叶片表面的热流密度只有燃气对壁面的对流换热贡献,因此考虑辐射换热影响后壁面温度有了较为明显的升高,局部热流也有一定程度的增加.考虑/不考虑辐射换热的最大温差可以达到 60 K,因此在实际涡轮叶片结构热分析时应该考虑辐射换热的影响.

图 10 为未考虑辐射换热影响时,敷设不同厚度热障涂层条件下叶片金属外表面温度沿弦长方向的分布曲线.与图 8(a)对比可以看出,不考虑辐射换热影响时,热障涂层所导致的叶片金属表面温降相对考虑辐射换热时的温降水平有所降低,最大降温效果大约在 80 K 左右,显然热障涂层的隔热降温效果被低估了.

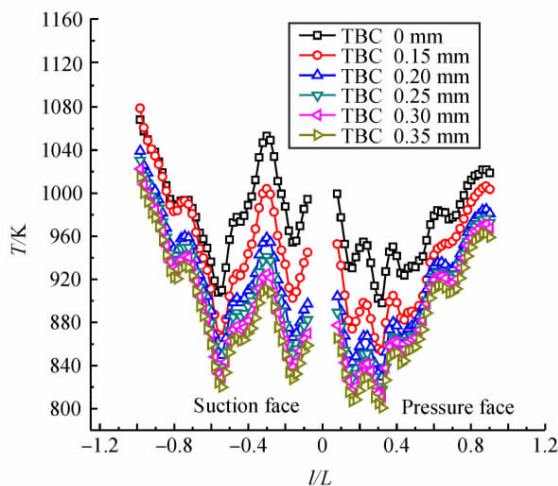


图 10 热障涂层对传热的影响
(未考虑辐射换热)

Fig. 10 Effects of TBC on heat transfer
(without considering radiation
heat transfer)

4 结 论

1) 热障涂层的导热性能较金属基体要低很多,气膜出流在叶片涂层外表面所形成的覆盖区“孤岛”现象相对显著.

2) 热障涂层在燃气流和叶片表面的传热过程中附加了导热热阻,在一定程度上减少了叶片表面的热流密度,尤其是在叶片表面的局部热点部位降温效果更为显著.

3) 厚度 0.15~0.35 mm 的热障涂层可获得的最大降温大约在 80~180 K 范围内,随着热障涂层厚度的增加,叶片金属表面的温度逐渐下降,

但下降趋势逐渐变缓.

4) 考虑/不考虑辐射换热的叶片表面最大温差可以达到 60 K,不考虑辐射换热影响时的热障涂层隔热降温效果有所降低.

5) 在叶栅通道燃气流进口总温为 1600 K、冷却气流进口总温为 700 K 的条件下,当冷却气流与主流流量之比约为 7.47%、热障涂层厚度为 0.2 mm 时,本文所研究的气冷叶片最高温度可以控制在 1100 K 以内.

参考文献:

- [1] Bunker R S. Gas turbine heat transfer; ten remaining hot gas path challenges[J]. Journal of Turbomachinery, 2007, 129(2):193-201.
- [2] Nakamata C, Okita Y. Recent progress in the research on advanced cooling technologies for a next-generation aero-engine[R]. ISABE-2007-1161, 2007.
- [3] Nakayama H, Hirota M, Fujita H, et al. Fluid flow and heat transfer in two-pass smooth rectangular channels with different turn clearances[J]. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 2006, 128(4):772-785.
- [4] 张靖周, 李永康, 谭晓茗, 等. 阵列射流冲击冷却局部对流换热特性的数值计算与实验研究[J]. 航空学报, 2004, 25(4):339-342.
ZHANG Jingzhou, LI Yongkang, TAN Xiaoming, et al. Numerical computation and experimental investigation on local convective heat transfer characteristics for jet array impingement[J]. Acta Aeronautica et Astronautica Sinica, 2004, 25(4):339-342. (in Chinese)
- [5] 张利民, 闻洁, 丁水汀, 等. 低压涡轮叶片内冷通道不同强化换热方案的换热特性[J]. 航空动力学报, 2005, 20(4):668-672.
ZHANG Limin, WEN Jie, DING Shuiting, et al. Study of heat transfer characteristics of different cooling configurations inside a typical low pressure turbine blade[J]. Journal of Aerospace Power, 2005, 20(4):668-672. (in Chinese)
- [6] 张丽芬, 刘振侠, 廉筱纯. 气冷涡轮叶片三维换热问题计算[J]. 航空动力学报, 2007, 22(8):1268-1272.
ZHANG Lifan, LIU Zhenxia, LIAN Xiaochun. Numerical study of 3D heat transfer for turbine blade with air cooling[J]. Journal of Aerospace Power, 2007, 22(8):1268-1272. (in Chinese)
- [7] Laskowski G M, Tolpadi A K, Ostrowski M C. Heat transfer predictions of film cooled stationary turbine airfoils[R]. ASME Paper GT2007-27497, 2007.
- [8] Takahashi T, Watanabe K, Fujii T, et al. Numerical analysis of temperature distribution of a film-cooled and TBC coated blade[R]. ASME Paper GT2008-50730, 2008.
- [9] Martini P, Schulz A, Bauer H J. Film cooling effectiveness and heat transfer on the trailing edge cut-back of gas tur-

- bine airfoils with various internal cooling designs[J]. Journal of Turbomachinery, 2006, 128(1): 196-205.
- [10] Gleeson B. Thermal barrier coatings for aeroengine application[J]. Journal of Propulsion and Power, 2006, 22(3-4): 375-379.
- [11] Bunker R S. A review of turbine shaped film cooling technology[J]. ASME Journal of Heat Transfer, 2005, 127(4): 441-453.
- [12] Immarigeon A, Hassan I. An advanced impingement/film cooling scheme for gas turbines-numerical study[J]. International Journal of Numerical Methods for Heat and Fluid Flow, 2006, 1(6): 470-493.
- [13] ZHANG Jingzhou, XIE Hao, YANG Chengfeng. Numerical study on of flow and heat transfer of impingement-effusion cooling[J]. Chinese Journal of Aeronautics, 2009, 22(4): 343-348.
- [14] Yamawak S. Thin-walled, lightweight cooled turbine blade: US, 6926499[P]. 2005-08-09.
- [15] Okita Y, Nakamata C, Kumada M, et al. Film cooling in a separated flow on a novel lightweight turbine blade[J]. Journal of Turbomachinery, 2010, 132(3): 031003(12 pages).
- [16] Fujimoto S, Okita Y, Fukuyama Y, et al. Study on advanced internal cooling technologies for the development of next-generation small-class aircraft engines [R]. ASME Paper GT2008-50444, 2008.