

轴向收敛造型对燃气涡轮叶栅端壁 气膜冷却性能的影响

白 波¹, 李志刚¹, 李 军^{1,2}

(1. 西安交通大学 能源与动力工程学院, 西安 710049;

2. 先进航空发动机协同创新中心, 北京 100191)

摘 要: 为有效评估轴向收敛造型对端壁气膜冷却性能的影响, 数值研究了不同吹风比下, 轴向收敛造型对跨声速燃气涡轮叶栅端壁上游双排离散孔绝热气膜冷却效率的影响。模拟某工业燃气涡轮真实运行工况(进口湍流度为 16%、出口马赫数为 0.85、出口雷诺数为 1.5×10^6), 采用基于“两类热边界条件”模型的壁面传热系数和绝热冷却效率数值预测方法, 比较分析了 3 种吹风比(1.0、2.5、3.5)下, 简化平板端壁结构和轴向收敛造型端壁结构的端壁热负荷分布、绝热气膜冷却效率分布和近端壁二次流场结构, 以及端壁上游气膜孔射流对叶片表面的二次冷却作用(幻影冷却)。结果表明: 轴向收敛造型可以削弱马蹄涡强度, 降低端壁热负荷, 尤其是叶片肩部区域; 轴向收敛造型可以显著增加端壁气膜覆盖范围和绝热气膜冷却效率, 尤其在叶片前缘和压力面等难以冷却区域; 随吹风比增加, 轴向收敛造型对端壁气膜冷却特性的影响效果先增加后减小, 在设计吹风比为 2.5 时, 轴向收敛造型对端壁绝热气膜冷却效率的增强效果最显著(增加约 35%); 轴向收敛造型显著增加叶片前缘和压力面幻影冷却面积, 尤其是叶片前缘附近面积增加约 100%(设计吹风比下, 冷却区域达 0.1 倍叶高), 可有效减小叶片冷却的冷气需求流量。轴对称收敛端壁造型是进一步提高燃气涡轮叶栅端壁绝热气膜冷却效率、减小冷气流量, 实现端壁高效冷却布局的有效技术途径。

关 键 词: 轴向收敛造型; 叶栅端壁; 吹风比; 气膜冷却特性; 幻影冷却

中图分类号: V232.4; TK474.4

文献标志码: A

Influence of axially-convergent contouring on cascade endwall film cooling characteristics in gas turbine

BAI Bo¹, LI Zhigang¹, LI Jun^{1,2}

(1. School of Energy and Power Engineering,

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

2. Collaborative Innovation Center for Advanced Aero-Engine, Beijing 100191, China)

Abstract: In order to evaluate the influences of the axially-convergent contouring on the endwall film cooling performance of the upstream double-row film holes, the cascade endwall adiabatic film cooling effectiveness was predicted through numerical simulation. The endwall thermal load distribution, adiabatic film cooling effectiveness distribution and secondary flow field were calculated and analyzed for two endwall configurations (flat endwall and axially convergent con-

收稿日期: 2021-04-21

基金项目: 国家自然科学基金面上项目(51776151)

作者简介: 白波(1995—), 男, 博士生, 主要研究方向为燃气轮机热端部件传热及气膜冷却。

通信作者: 李志刚(1986—), 男, 教授、博士生导师, 博士, 主要研究方向为涡轮机械先进密封技术与燃气涡轮热端部件高效冷却布局。E-mail: zhigangli@mail.xjtu.edu.cn

引用格式: 白波, 李志刚, 李军. 轴向收敛造型对燃气涡轮叶栅端壁气膜冷却性能的影响[J]. 航空动力学报, 2022, 37(5): 1042-1053.
BAI Bo, LI Zhigang, LI Jun. Influence of axially-convergent contouring on cascade endwall film cooling characteristics in gas turbine[J]. Journal of Aerospace Power, 2022, 37(5): 1042-1053.

toured endwall) at three different blowing ratios (1.0, 2.5, 3.5) under the simulated realistic operation condition of an industrial gas turbine, inlet turbulence of 16%, exit Mach number of 0.85, exit Reynolds number of 1.5×10^6 , based on “two types of thermal boundaries” numerical method. Simultaneously, the secondary cooling (phantom cooling) phenomenon of the upstream purge flow on the vane surface was noticed. Results showed that compared with the flat end-wall configuration, the axially-convergent contoured endwall reduced the strength of the horse-shoe vortex and endwall thermal load, especially at the region of vane suction surface shoulder. For the axially-convergent contoured endwall, the upstream coolant jets were more efficiently targeted at the endwall, yielding higher endwall adiabatic film cooling effectiveness, especially at the regions of the vane leading edge and vane pressure side where cooling was harder due to the stronger secondary flow. At the increasing blowing ratio, the effects of axially-convergent contouring on endwall film cooling first increased and then decreased. The axially-convergent contouring resulted in a significant increase (up to 35%) in end-wall adiabatic film cooling effectiveness at design blowing ratio of 2.5. The axially-convergent contouring obviously increased the phantom cooling size around the vane leading edge and pressure surface, especially at the region around the vane leading edge (up to 100%, 0.1 span at design blowing ratio). This led to an obvious reduction in the demand of coolant. Therefore, the axially-convergent contoured endwall is an effective approach to increase the endwall adiabatic film cooling effectiveness, reduce the demand of coolant and realize the efficient endwall cooling scheme.

Key words: axially-convergent contouring; cascade endwall; blowing ratio; film cooling; phantom cooling

为提高燃气轮机和航空发动机热效率,燃气涡轮进口温度不断提高并仍在逐年上升,导致涡轮进口第一级导叶等高温部件承受着极高的热负荷^[1]。为适应环保的要求,减少NO_x等污染物的排放,先进燃烧室出口温度径向分布更加均匀,这进一步增加了第一级导叶端壁的热负荷^[2]。为保证燃气轮机和航空发动机安全、可靠工作,涡轮高温部件需要进行有效地冷却。因此,高效的高温部件冷却技术日益成为先进燃气轮机和航空发动机研发的关键技术。

目前燃气涡轮高温部件采用的冷却技术主要包括冲击冷却、内部通道冷却和气膜冷却等^[3],燃气涡轮叶栅端区作为高热负荷区域,主要采用了气膜冷却设计,冷却布局包括叶栅通道离散气膜孔、叶栅上游端壁离散气膜孔和端壁上游槽缝等。由于存在强烈的端壁二次流和复杂的三维涡系,静叶端区的高效冷却布局面临极大挑战。已有学者研究表明:端壁造型精细化设计可以有效控制端壁二次流发展,显著降低端壁热负荷^[4]。因此,进一步开展端壁造型对叶栅端壁气膜冷却性能影响的研究对端壁高效冷却方案设计具有重要意义。

端壁造型方法主要分为两类:第一类是在子午面上改变叶栅通道形状,形成二维的轴向收敛造型端壁;第二类是三维方法,形成非轴对称收敛造型端壁。已有大量学者进行了端壁造型方法的研究,目的是降低端壁二次流损失,提高叶栅气动性能。Burd等^[5]在低速叶栅中测量了子午面收缩通道的导叶叶栅出口流场,研究发现:子午面收缩通道可以大幅度减小二次流的尺寸和强度。Shih等^[6]数值研究了2种轴向收敛造型端壁叶栅通道的流场(进口马赫数 $Ma_m=0.05$ 、进口雷诺数 $Re_m=4.38 \times 10^5$ 、进口湍流度 $T_{u,m}=10\%$),研究发现:相较于通道上游收敛端壁,叶栅通道收敛端壁抑制端壁二次流效果更明显。Hartland等^[7]在低速叶栅中测量了通道中不同周向截面流场(出口马赫数 $Ma_m=0.05$ 、进口雷诺数 $Re_m=4.0 \times 10^5$ 、进口湍流度 $T_{u,m}=5\%$),研究发现:非轴对称收敛造型端壁可以大幅降低端壁二次损失,增加涡轮气动效率。李国君等^[8]数值研究了不同非轴对称收敛造型端壁叶栅的气动性能,研究发现:非轴对称收敛造型端壁可有效改变二次流结构,减弱通道涡强度,提高涡轮气动效率。孙皓等^[9]、斯夏依等^[10]和唐慧敏等^[11]等对涡轮叶栅端壁进行了优化

设计,研究发现:非轴对称端壁可以降低叶栅总压损失、削弱通道涡强度,提升涡轮叶栅气动性能。

为准确捕捉端壁高热负荷区、提升端壁气膜冷却性能,已有学者开展了端壁造型对端壁传热特性和气膜冷却效果影响的研究。李志刚等^[4]数值研究了轴对称收敛造型端壁的传热特性(无冷气出流、出口马赫数 $Ma_{ex}=0.85$ 、进口雷诺数 $Re_m=2.23\times 10^5$ 、进口湍流度 $T_{u,in}=16\%$),研究发现:轴对称收敛造型端壁显著改变端壁二次流结构,降低端壁热负荷。Lynch 等^[12]实验测量了平板端壁和非轴对称收敛造型端壁传热系数分布(进口马赫数 $Ma_{ex}=0.026$ 、进口雷诺数 $Re_m=1.25\times 10^5$),研究发现:非轴对称收敛造型端壁可以减弱通道涡强度,端壁总体热负荷降低。Yang 等^[13]实验测量了倾斜端壁和平端壁气膜冷却效率,研究发现:当壁面倾角大于 10° 时,斜端壁气膜冷却效率高于平端壁。Thrift 等^[14]等实验测量了存在上游泄漏流的情况下,平板端壁和倾斜端壁的气膜冷却分布(进出口速度比为 5.24、出口雷诺数 $Re_{ex}=1.0\times 10^6$),研究发现:相较于平板端壁,倾斜端壁的冷却气膜覆盖范围明显增加。陶志等^[15]数值研究了 4 种不同非轴对称端壁的气膜冷却性能,研究发现:叶栅通道后部进行非轴对称造型,可以削弱端壁二次流,减小叶栅气动损失,增加气膜有效度。Mahmood 等^[16]实验测量了非轴对称端壁气膜冷却效率,研究发现:低吹风比下,端壁气膜冷却效果很差;较高吹风比时,端壁轴向和周向气膜覆盖显著增强,但缺乏与简化平板端壁进行比较分析。Okita 等^[17]数值研究了轴对称和非轴对称收敛造型端壁的气膜冷却特性(进口马赫数 $Ma_m=0.1$ 、进口雷诺数 $Re_m=1.6\times 10^5$),研究发现:非轴对称端壁气膜覆盖更均匀,吸力面角区和尾迹区气膜冷却效率明显增加。

本文基于 Virginia-Tech 跨声速叶栅风洞实验台,模拟真实燃气涡轮运行工况(进口湍流度 $T_{u,in}=16\%$ 、出口马赫数 $Ma_{ex}=0.85$ 、出口雷诺数 $Re_{ex}=1.5\times 10^6$),对简化平板端壁和轴向收敛造型端壁在 3 种不同吹风比下的叶栅端壁传热系数、绝热气膜冷却效率分布进行了数值预测,详细分析比较了近端壁流动特性和端壁气膜冷却性能,以及端壁上游气膜孔射流对叶片表面的二次冷却作用(幻影冷却),可为实际燃气轮机中高效叶栅端壁气膜冷却方案设计提供参考。

1 计算模型和数值方法

1.1 计算模型

本文计算模型选取 Virginia-Tech 跨声速风洞实验中的 2 种叶栅实验件。图 1(a)、图 1(b)分别给出了简化平板端壁和轴向收敛造型端壁叶栅实验件的三维模型,图 2(a)、图 2(b)分别给出了 2 种端壁结构叶栅通道的子午面示意图,详细的实验叶栅几何参数如表 1 所示。

为研究轴向收敛造型对端壁气膜冷却特性的影响,本文以某重型燃气轮机实际运行条件作为实验工况,计算分析了 3 种不同吹风比(BR,量符号记为 R_b)1.0、2.5、3.5 下,简化平板端壁和轴向收敛造型端壁的流动、传热和冷却特性,其中设计吹风比 $R_b=2.5$ 。

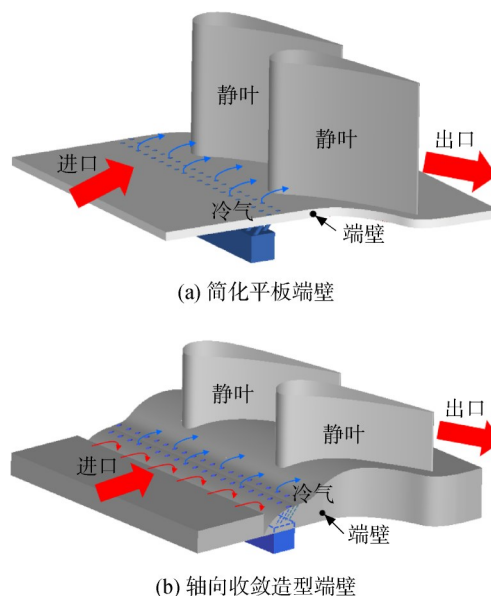
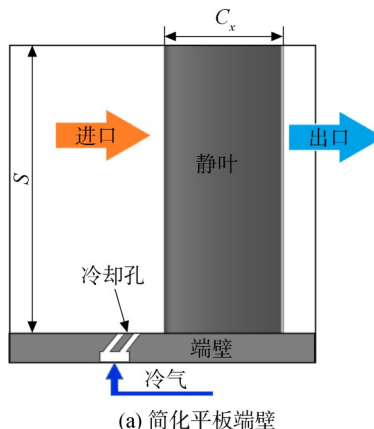


图1 跨声速叶栅三维几何结构

Fig.1 Three-dimensional geometric structure of transonic cascade



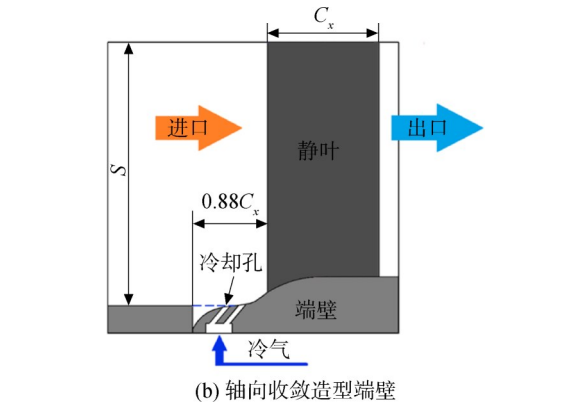


图 2 跨声速叶栅子午流道示意图

Fig.2 Meridional channel schematic diagram of transonic turbine cascade

表 1 实验叶栅几何参数	
Table 1 Experimental cascade geometry parameters	
参数	数值
叶片弦长 C/mm	91.2
叶片轴向弦长 C_x/mm	50
叶片节距 P/mm	83.14
叶高 S/mm	152.4
冷却孔倾斜角/ $^\circ$	50
冷却孔直径 D/mm	2.38

1.2 数值方法

图 3(a)、图 3(b)分别给出了简化平板端壁和轴向收敛造型端壁的计算模型,本文计算域选取某个周期性叶栅通道,该计算域主要包括一个完整叶片、20 个上游双排离散气膜孔和沿节距方向设置的平移周期界面等。图 4(a)、图 4(b)分别给出了简化平板端壁和轴向收敛造型端壁的计算网格。本文计算网格采用商用软件 ICEM CFD 生成结构化六面体网格,为准确捕捉近壁面流动特性,近壁面网格采用加密处理,端壁第一层网格厚度为 0.002 mm,膨胀比为 1.15,计算最大 $y^+ < 1.0$,满足湍流模型近壁面求解要求。根据以前研究结果,简化平板端壁网格节点数为 740 万,轴向收敛造型端壁网格节点数为 1 100 万,均满足端壁传热系数和气膜冷却效率对网格无关性的计算要求。

本文采用商业软件 ANSYS Fluent 15.0 求解 Reynolds-averaged Navier-Stoke(RANS)方程,采用文献[18]中实验数据进行了数值方法和湍流模型对比验证,选用修正型 $k-\epsilon$ (realizable $k-\epsilon$)湍流模型,

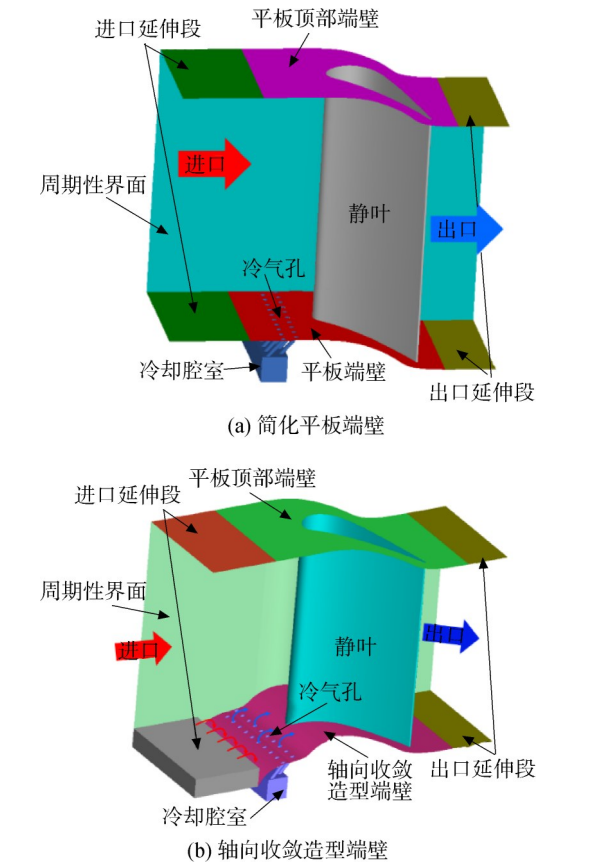


图 3 计算模型

Fig.3 Computational model

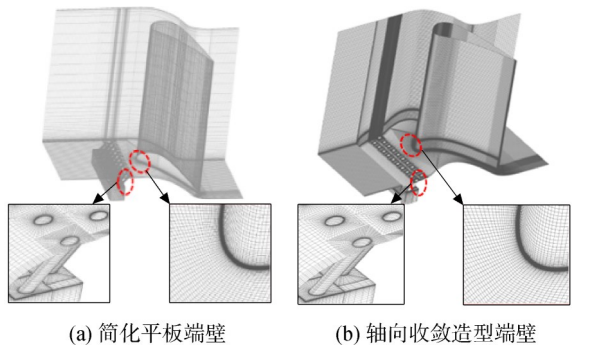


图 4 计算网格

Fig.4 Computational mesh

型,计算分析端壁的传热系数和气膜冷却效率。计算域主流进口给定沿叶高分布的总温、总压,冷流进口给定质量流量,详细的边界条件设置如表 2 所示。表中密度比(DR)的量符号记为 R_d 。

本文的求解方法采用稳态压力-速度耦合求解,对流项采用 2 阶精度离散格式。为准确评估不同吹风比下,上游双排离散气膜孔冷却射流对简化平板端壁和轴向收敛造型端壁的冷却效果,本文采用基于“两类热边界条件”的 CFD 模拟方法,即在每个吹风比下,分别进行两种热边界(绝

表 2 计算边界条件

Table 2 Computational boundary conditions

参数	数值及说明
工质	理想气体
出口马赫数 Ma_{ex}	0.85
出口雷诺数 $Re_{ex}/10^6$	1.5
湍流强度 $T_u/\%$	16
湍流尺度 Λ/mm	3
主流进口条件	总温、总压
冷气进口条件	质量流量
出口条件	平均静压
吹风比	1.0, 2.5, 3.5
密度比	1.2

热壁面和等温壁面)条件下独立的CFD模拟。通过绝热壁面条件获取无冷气条件下端壁绝热温度 $T_{aw,0}$ 和特定吹风比下端壁绝热温度 $T_{aw,c}$, 通过等温壁面条件获取等温壁面温度 T_w 和端壁表面热通量 q_c^* , 从而通过式(1)和式(2)计算得到特定吹风比下的壁面传热系数 h_c 和绝热气膜冷却效率 η 。

$$h_c = \frac{q_c^*}{T_{aw,c} - T_w} \quad (1)$$

$$\eta = \frac{T_{aw,0} - T_{aw,c}}{T_{aw,0} - T_c} \quad (2)$$

式中 T_c 为特定吹风比下的冷流温度。

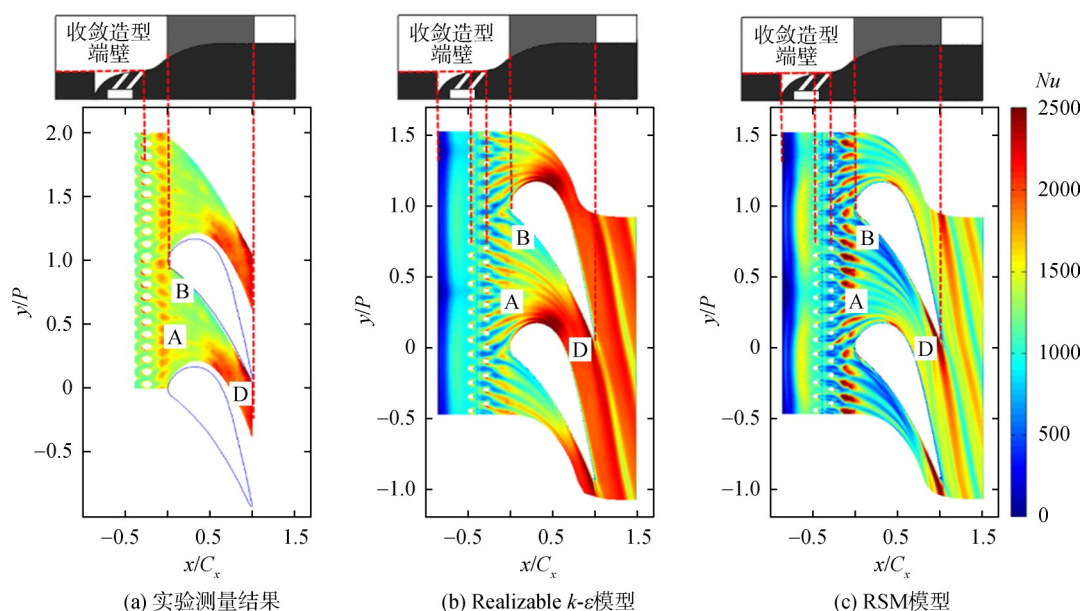
本文采用无量纲化的 Nu 表征端壁的传热强度, Nu 定义如下:

$$Nu = \frac{h_c C}{\kappa} \quad (3)$$

式中 C 为叶片的弦长; κ 为壁面的导热系数。

1.3 数值方法验证

为准确捕捉端壁流动特征, 验证数值方法的可靠性, 本文在设计吹风比 ($R_b=2.5$) 下, 分别采用修正型 $k-\epsilon$ 模型 (realizable $k-\epsilon$) 和雷诺应力模型 (RSM), 进行了轴向收敛造型端壁的传热系数和气膜冷却效率数值预测, 并与文献[18]中端壁 Nu 和气膜冷却效率分布实验数据进行了对比验证。图 5~图 7 中, y/P 为无量纲周向位置, x/C_x 为无量纲轴向位置。相较于实验测量结果, 修正型 $k-\epsilon$ 模型可以准确预测端壁热负荷和绝热气膜冷却效率 η 分布, 其中包括: 冷流分离再附着形成的叶栅通道上游的高传热区 A ($-0.2x/C_x \sim 0.4x/C_x$); 叶片近压力面低传热和高冷却区 B; 由于边界层强烈加速和横向剪切流动形成的叶栅通道喉部下游高传热区 D ($>0.65x/C_x$)。相比于实验结果, 修正型 $k-\epsilon$ 模型 (realizable $k-\epsilon$) 过低地预测端壁传热水平、过高地预测端壁绝热气膜冷却效率, 但数值预测端壁 Nu 误差小于 10%, 端壁气膜冷却效率误差小于 15%, 因此本文选用修正型 $k-\epsilon$ 模型数值预测简化平板端壁和轴向收敛造型端壁的传热系数和绝热气膜冷却效率。

图 5 端壁 Nu 分布 ($R_b=2.5, R_d=1.2$)Fig.5 Endwall Nusselt number distributions ($R_b=2.5, R_d=1.2$)

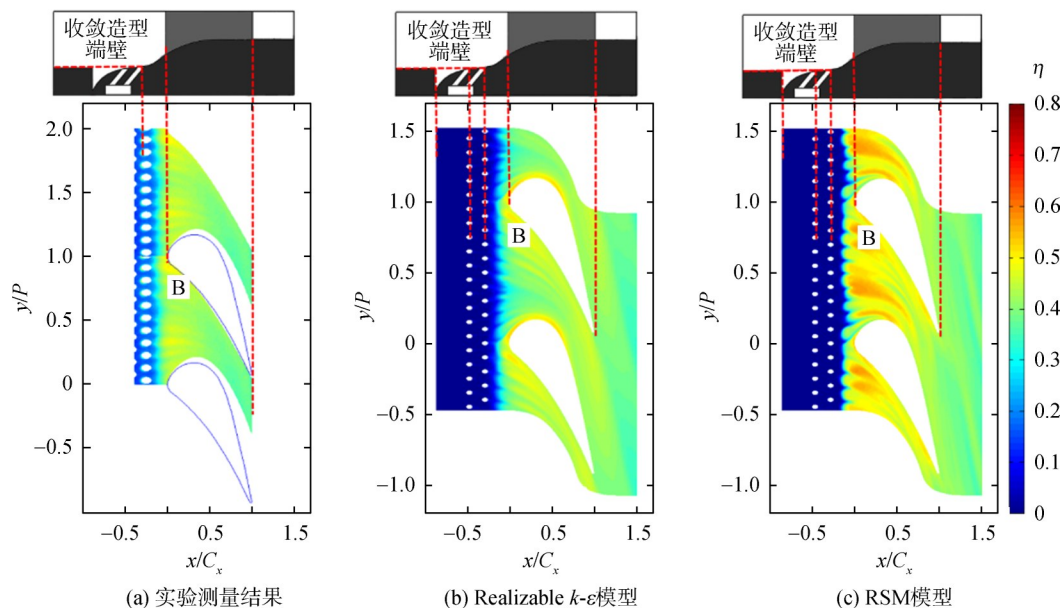
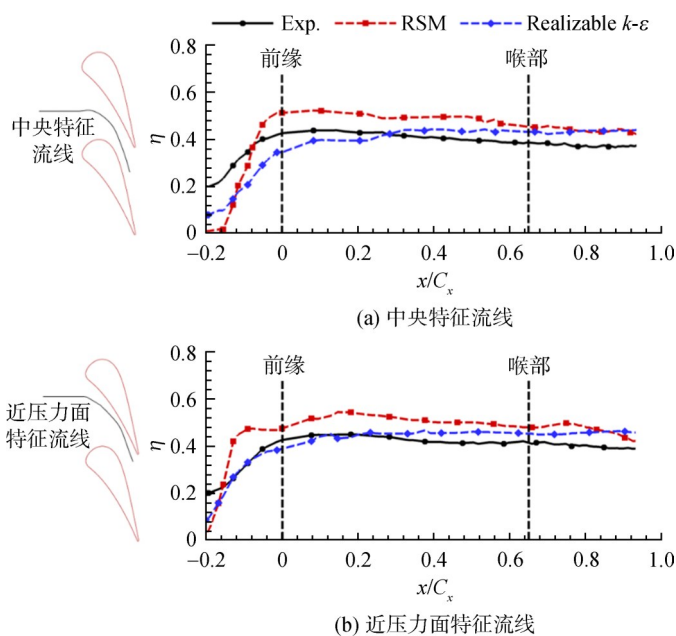
图6 端壁绝热气膜冷却效率分布($R_b=2.5, R_d=1.2$)图6 Endwall adiabatic film cooling effectiveness distributions ($R_b=2.5, R_d=1.2$)

图7 端壁绝热气膜冷却效率沿两条特性线对比

Fig.7 Comparison of endwall adiabatic film cooling effectiveness along two characteristic lines

2 结果与分析

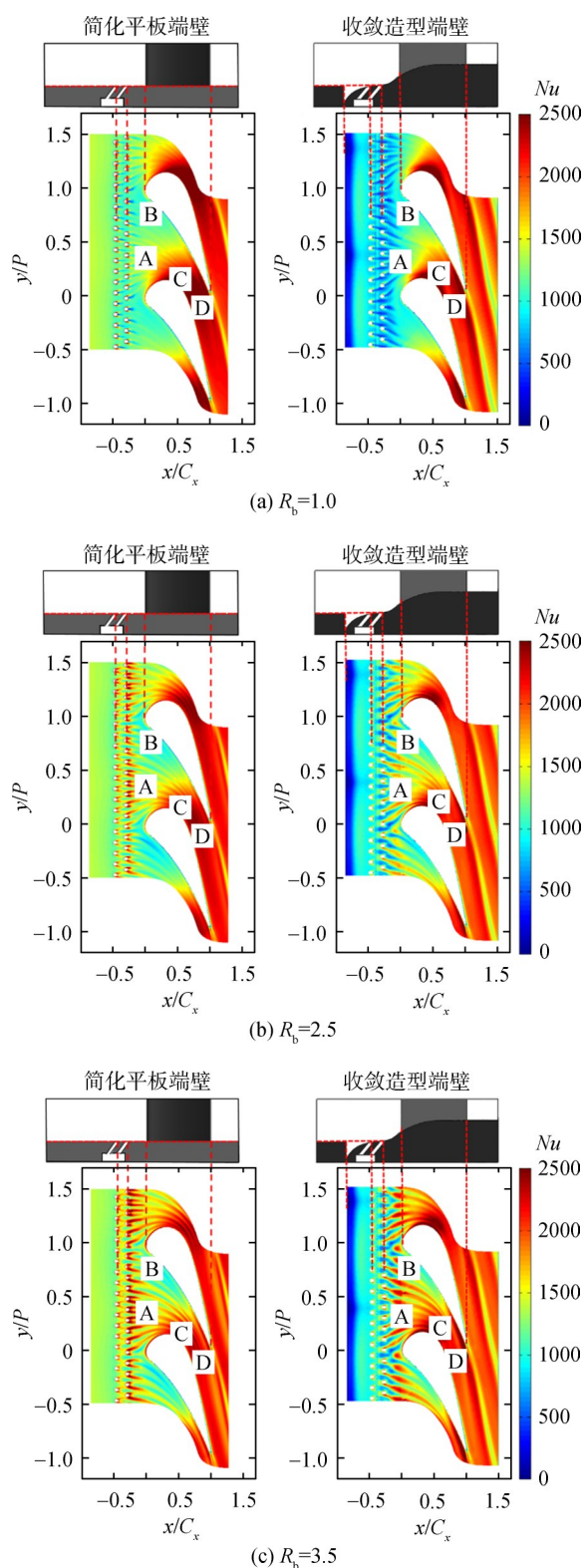
2.1 端壁传热特性

端壁造型会显著改变近端壁流场,进而显著影响端壁热负荷分布,李志刚等^[4]已经研究表明:轴对称收敛造型端壁显著改变端壁二次流结构和热负荷分布规律。图8给出了不同吹风比下简化平板端壁和轴向收敛造型端壁的 Nu 分布云图。

端壁造型由图8可见,相同吹风比下,相较于

简化平板端壁,轴向收敛造型端壁中叶栅通道上游高传热区A($-0.2x/C_x \sim 0.4x/C_x$)传热强度略微下降;叶片近压力面低传热区B面积减小且更贴近叶片压力面;叶片吸力面肩部高传热区C($0.4x/C_x \sim 0.65x/C_x$)面积和传热强度显著减小且更贴近叶片吸力面;由于边界层强烈加速和横向剪切流动形成的叶栅通道喉部下游高传热区D($>0.65x/C_x$)传热强度变化不明显。

吹风比由图8可见,随着吹风比增加,两种端

图8 不同吹风比下,端壁 Nu 分布 ($R_d=1.2$)Fig.8 Endwall Nusselt number distributions at different blowing ratios ($R_d=1.2$)

壁结构中叶栅通道上游高传热区 A 传热强度逐渐增加,叶片近压力面低传热区 B 面积减小,同时叶片吸力面肩部高传热区 C 和叶栅通道喉部下游

高传热区 D 传热强度逐渐下降。

综上所述,端壁造型可降低端壁的热负荷分布,尤其是叶片肩部区域 ($0.4x/C_x \sim 0.65x/C_x$)。随着吹风比增加,端壁大部分区域传热强度明显增加,但叶片肩部区域传热强度下降,因此,为准确预测实际燃气轮机叶栅端壁热负荷分布,必须要考虑端壁造型和吹风比的耦合影响。

2.2 端壁气膜冷却特性

端壁造型显著改变近端壁流场结构,不仅影响端壁热负荷分布,而且会显著影响端壁绝热气膜冷却效果。图 9 给出了不同吹风比下,简化平板端壁和轴向收敛造型端壁绝热气膜冷却效率分布云图,图 10 给出了不同吹风比下,2 种端壁结构轴向平均绝热气膜冷却效率变化曲线。

端壁造型由图 9、图 10 可见,相较于简化平板端壁,轴向收敛造型绝热端壁气膜冷却效率显著增加,吹风比为 1.0 时,轴向收敛造型端壁气膜覆盖面积更大,并且气膜更贴近于叶片压力面,但轴向平均绝热气膜冷却效率增加不显著;吹风比为 2.5 时,在轴向收敛造型端壁结构中,端壁气膜覆盖更均匀,叶片前缘、压力面等难冷却区域绝热气膜冷却效率显著提高,并且冷气向端壁下游迁移能力增强,喉部下游区域气膜覆盖范围增加;吹风比为 3.5 时,轴向收敛造型端壁轴向平均绝热气膜冷却效率增加,但气膜覆盖范围变化不显著。

吹风比由图 9、图 10 可见,随着吹风比增加,2 种端壁结构中气膜覆盖范围和绝热气膜冷却效率显著增加,同时端壁造型对端壁绝热气膜冷却率的提升效果先增加后减小,在吹风比为 2.5 时,轴向收敛造型端壁对轴向平均绝热气膜冷却效率的增加效果最显著,增幅约为 35%。

综上所述,端壁造型显著影响端壁气膜冷却效果,轴向收敛造型端壁可以显著增加气膜覆盖范围和绝热气膜冷却效率,尤其在叶片前缘、压力面等端壁难以冷却的区域。其中在吹风比为 2.5 时,轴向收敛造型对端壁绝热气膜冷却效率的提升效果最显著,增幅约为 35%。

2.3 叶片表面幻影冷却特性

端壁造型显著改变端壁气膜冷却覆盖范围和绝热气膜冷却效率,同时本文也研究了端壁上游冷却射流对叶片表面的二次冷却作用(幻影冷却),尤其是难以组织有效冷却的叶片前缘和压力面区域,图 11 给出了不同吹风比下,简化平板端

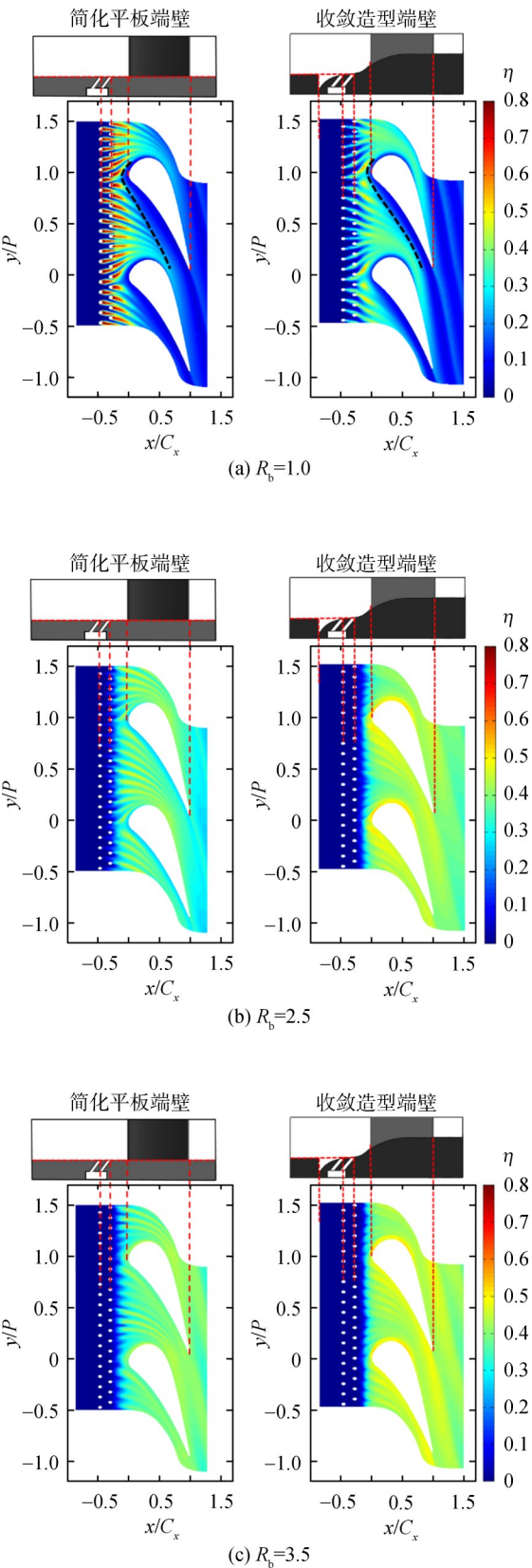


图 9 不同吹风比下,端壁绝热气膜冷却效率分布
($R_d=1.2$)
Fig.9 Endwall adiabatic film cooling effectiveness
distributions at different blowing ratios
($R_d=1.2$)

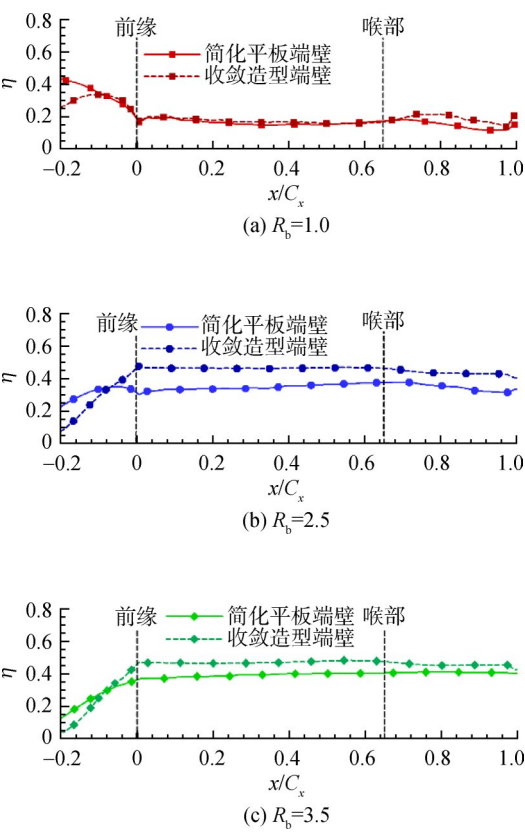
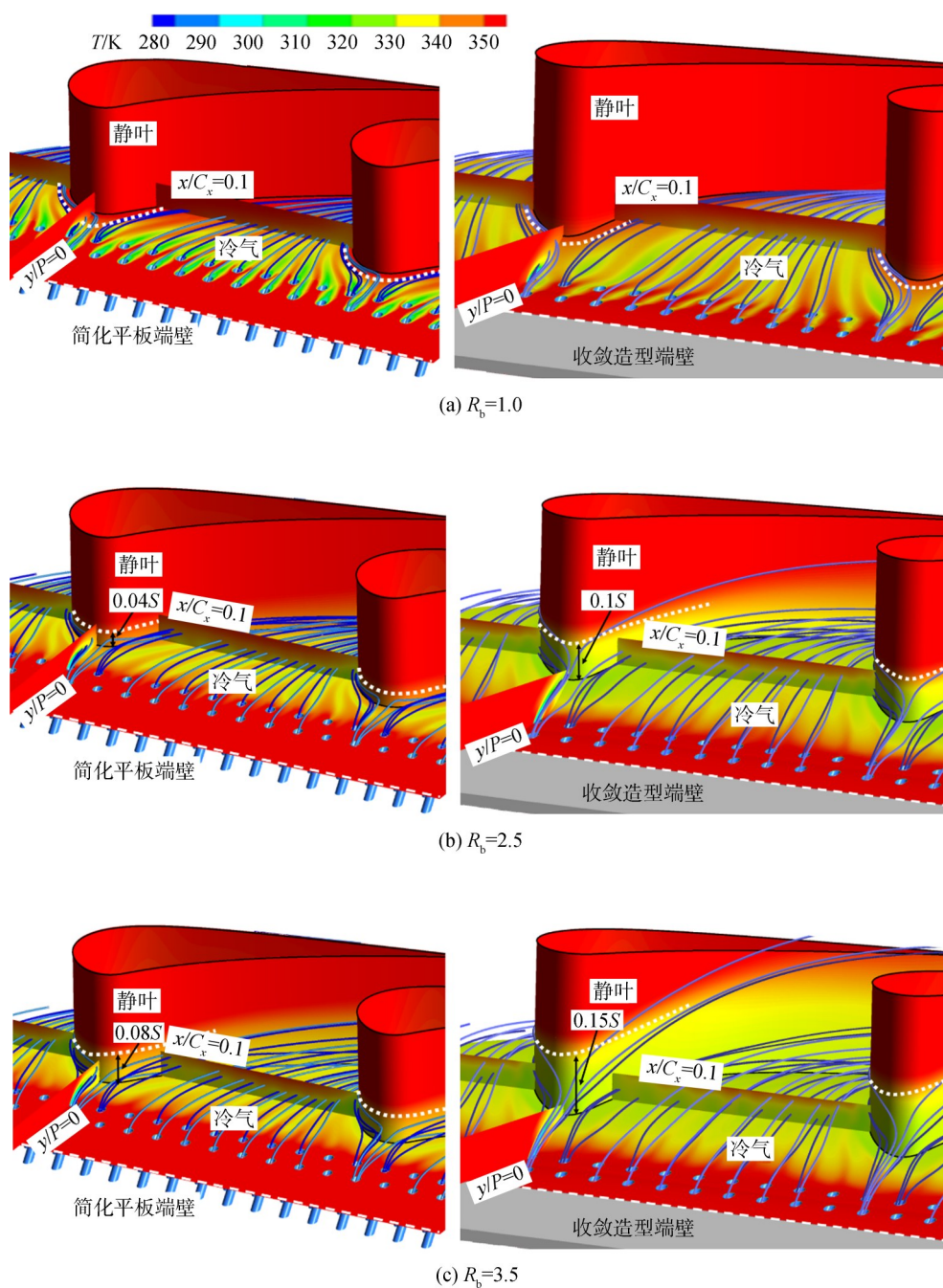


图 10 不同吹风比下,轴向平均绝热气膜冷却效率
Fig.10 Pitch-averaged endwall adiabatic film cooling
effectiveness at different blowing ratios

壁和轴向收敛造型端壁叶片前缘和压力面温度 (T)场云图。

由图 11 可见,吹风比为 1.0 时,由于冷气动量较低,端壁二次流显著影响冷却气膜覆盖范围,未在叶片前缘和压力面产生幻影冷却效果;吹风比为 2.5 和 3.5 时,上游冷却射流在两种端壁结构近端壁叶片表面均形成幻影冷却,但相较于简化平板端壁,轴向收敛造型端壁叶片前缘和压力面幻影冷却面积显著增加,其中叶片前缘附近幻影冷却面积增加约 100%,达到叶高的 0.1~0.15 倍(简化平板端壁为 0.04~0.08 倍)。随着吹风比增加,两种端壁结构中叶片前缘和压力面幻影冷却面积均增大,但同时会增加冷气消耗,对燃气轮机整体性能造成不利影响。

综上所述,端壁造型和吹风比显著影响叶片前缘和压力面幻影冷却面积,相较于简化平板端壁,轴向收敛造型显著增加叶片前缘和压力面幻影冷却面积,其中叶片前缘附近面积增加约 100%。

图 11 不同吹风比下,叶片表面幻影冷却分布($R_d=1.2$)Fig.11 Vane surface phantom cooling distributions at different blowing ratios ($R_d=1.2$)

2.4 近端壁流动特性

端壁造型显著改变端壁二次流结构,进而影响端壁传热和气膜冷却特性。本文通过详细分析近端壁面流线分布,进一步研究端壁造型对端壁传热、气膜冷却和叶片表面二次冷却(幻影冷却)特性的影响机理。图 12 给出了设计吹风比($R_b=2.5$)下,简化平板端壁和轴向收敛造型端壁的近端壁流线分布;图 13 给出了不同吹风比下,轴向截面(记为 S1)温度场云图和近端壁流线分布,

z/S 为无量纲叶高, x/C_x 为无量纲轴向长度,轴向截面位置如图 12 所示。

如图 12 所示,相较于简化平板端壁,轴向收敛造型端壁中马蹄涡(HV)强度更小,马蹄涡压力面分支(HPV)更靠近叶片压力面(距叶片压力面距离 $H_2 < H_1$),马蹄涡吸力面分支(HSV)略微向吸力面移动,因此,相同吹风比下,冷气在轴向收敛造型端壁中可实现更大面积覆盖且更易突破马蹄涡分离线。

端壁传热如图12和图13所示,端壁造型削弱了端壁二次流和马蹄涡强度,弱化了冷气和主流的掺混程度,叶栅通道上游高传热区域A传热强度下降;轴向收敛端壁中马蹄涡压力面分支更靠近叶片压力面造成叶片近压力面低传热区域B面积减小;由于边界层在叶片吸力面肩部强烈加速和马蹄涡、通道涡强烈的壁面剪切速度,造成叶片吸力面肩部出现高传热区域C。相较于简化平板端壁,轴向收敛造型端壁削弱了马蹄涡强度,使冷气可以实现叶栅通道中更大范围的覆盖,同时涡系的壁面剪切速度减小,使得轴向收敛造型端壁中该区域传热水平下降。轴向收敛造型导致边界层轴向加速,边界层横向剪切流动减弱,区域D传热水平下降。

随着吹风比增加,冷气与主流掺混程度增加,

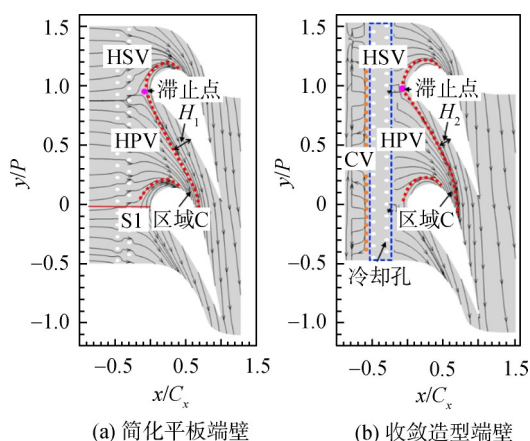


图12 设计吹风比下,近端壁流线分布($R_b=2.5, R_d=1.2$)

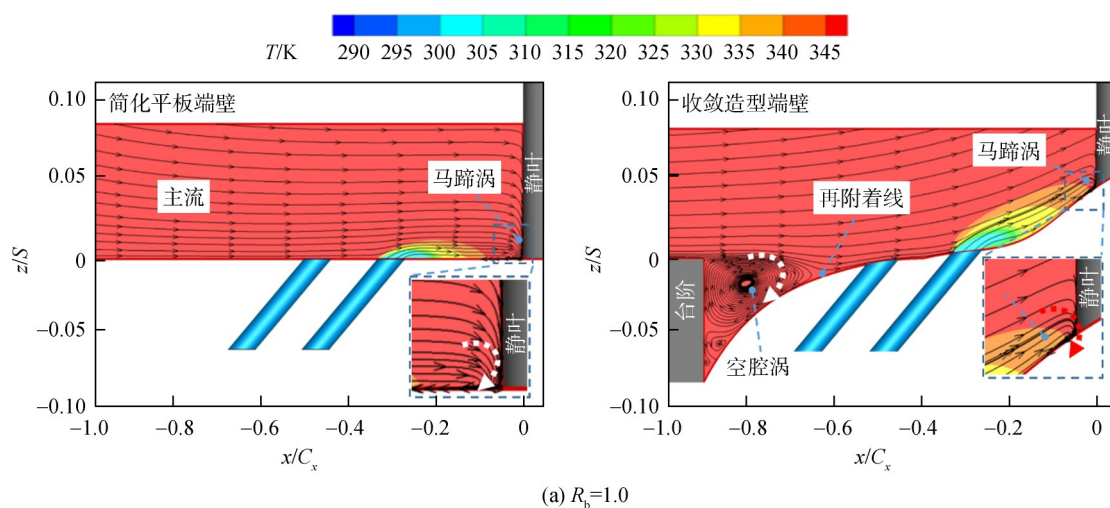
Fig.12 Near endwall streamline distributions at design blowing ratio ($R_b=2.5, R_d=1.2$)

因此区域A传热强度增加;但高动量冷气可以突破马蹄涡分离线,在马蹄涡分离线下游形成气膜覆盖,因此,区域C和D传热强度下降。

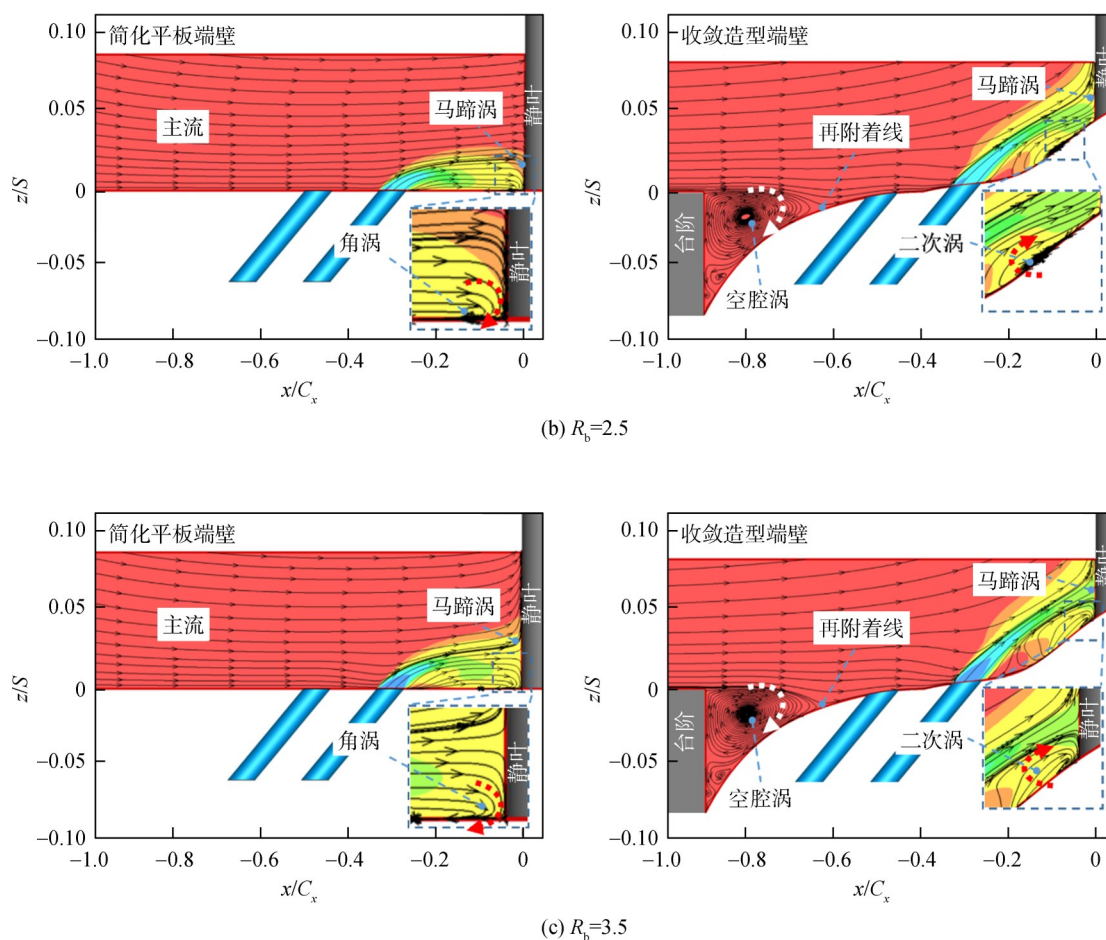
端壁气膜冷却和叶片表面幻影冷却如图12、图13所示,吹风比为1.0时,低动量冷气贴近端壁表面,未发生分离再附着现象,端壁二次流和马蹄涡显著影响端壁气膜覆盖范围,因此两种端壁结构中叶片表面均未产生幻影冷却。相较于简化平板端壁,轴向收敛造型端壁中马蹄涡压力面分支更靠近叶片压力面,因此,叶栅通道中气膜覆盖范围更广且更贴近于叶片压力面。

吹风比为2.5时,相较于简化平板端壁,轴向收敛造型端壁中,主流在空腔涡(CV)下游端壁重新附着并形成新的薄的边界层,端壁二次流和马蹄涡强度减弱,冷气更深入主流边界层,增强了冷气周向扩散作用,因此,端壁气膜覆盖更均匀,叶片前缘和叶片压力面侧等难冷却区域绝热气膜冷却效率显著提高;同样由于轴向收敛造型端壁中冷气更深入主流边界层,叶片前缘和压力面幻影冷却面积显著增加。

吹风比为3.5时,高动量的冷气足以实现端壁气膜全覆盖,因此,在2种端壁结构中,端壁气膜覆盖范围未发生显著变化,但由于轴向收敛端壁二次流和马蹄涡强度减弱,掺混耗散作用减弱,端壁绝热气膜冷却效率依然高于简化平板端壁,尤其在叶片前缘、叶片压力面和吸力面;同时,高动量冷气更易脱离端壁,导致叶片前缘和压力面幻影冷却面积进一步增加。



(a) $R_b=1.0$

图 13 不同吹风比下, S1 截面近端壁流线分布 ($R_d=1.2$)Fig.13 Near endwall streamline distributions of S1 at different blowing ratios ($R_d=1.2$)

3 结 论

本文采用实验验证的基于“两类热边界条件”的端壁传热系数和绝热冷却效率的 CFD 数值预测方法,研究了轴向收敛造型对跨声速涡轮叶栅端壁传热和气膜冷却特性的影响,分析了模拟真实燃气涡轮运行工况(进口湍流度 $T_{u,in}=16\%$ 、出口马赫数 $Ma_{ex}=0.85$ 、出口雷诺数 $Re_{ex}=1.5\times 10^6$)下,2种端壁结构(简化平板端壁和轴向收敛造型端壁)在3种不同吹风比(1.0、2.5和3.5)下的端壁热负荷、绝热气膜冷却效率分布和端壁上游气膜孔射流对叶片表面的二次冷却作用(幻影冷却),得到如下结论:

1) 端壁传热。相较于简化平板端壁,轴向收敛造型可显著降低叶片肩部端壁热负荷;随着吹风比增加,端壁大部分区域热负荷明显增强,但叶片吸力面肩部端壁热负荷下降。

2) 端壁气膜冷却。相较于简化平板端壁,轴向收敛造型显著增加端壁气膜覆盖范围和绝热气

膜冷却效率,尤其在叶片前缘和压力面等难以冷却的端壁区域。

3) 随着吹风比增加,轴向收敛造型对端壁绝热气膜冷却效率的提升效果先增加后减小,在设计吹风比($R_b=2.5$)时,轴向收敛造型对端壁气膜冷却效率的提升效果最显著,端壁轴向平均绝热气膜冷却效率增加约35%。

4) 幻影冷却。相较于简化平板端壁,轴向收敛造型显著增加叶片前缘和压力面幻影冷却面积,其中叶片前缘附近面积增加约100%(设计吹风比下,冷却区域从0.04倍叶高增大到0.1倍叶高),可有效的减小高温叶片冷气需求流量;随吹风比增加,叶片表面幻影冷却面积增加,但同时会增加冷气消耗,对燃气轮机整体性能造成不利影响。

5) 轴向收敛造型可有效地抑制叶栅近端壁二次流发展,进而降低端壁热负荷,显著提升端壁气膜覆盖范围和绝热气膜冷却效率,同时增加叶片表面幻影冷却面积,因此,轴对称收敛端壁造型

是进一步提高燃气涡轮叶栅端壁绝热气膜冷却效率、减小冷气流量,实现端壁高效冷却布局的有效技术途径。

6) 不同吹风比下,轴向收敛造型均能提升端壁气膜冷却性能,但提升程度受吹风比影响显著。因此,在叶栅端壁高效气膜冷却设计中,必须考虑端壁造型和吹风比的耦合影响。

参考文献:

- [1] TOM I P, YANG S V. Turbine aerodynamics, heat transfer, materials, and mechanics [M]. Reston, VA, US: American Institute of Aeronautics and Astronautics (AIAA), 2014.
- [2] 李雪英, 任静, 蒋洪德. 燃烧室温度剖面对静叶端壁冷却的影响[J]. 工程热物理学报, 2015, 36(4): 752-755.
LI Xueying, REN Jing, JIANG Hongde. The influence of temperature profile of combustor on the cooling of static blade wall[J]. Journal of Engineering Thermal Physics, 2015, 36(4): 752-755. (in Chinese)
- [3] 张魏, 金文. 燃气轮机冷却技术综述[J]. 燃气轮机技术, 2008, 21(1): 24-27.
ZHANG Wei, JING Wen. Summary of gas turbine cooling technology[J]. Journal of Gas Turbine Technology, 2008, 21(1): 24-27. (in Chinese)
- [4] 李志刚, 白波, 刘璐莹, 等. 进口不重合和轴对称造型对跨声速涡轮叶栅端壁传热特性的影响[J]. 航空动力学报, 2019, 34(12): 2695-2705.
LI Zhigang, BAI Bo, LIU Luxuan, et al. Effects of inlet misalignment and axisymmetric contouring on endwall heat transfer characteristics in transonic turbine cascade[J]. Journal of Aerospace Power, 2019, 34(12): 2695-2705. (in Chinese)
- [5] BURD S W, SIMON T W. Flow measurements in a nozzle guide vane passage with a low aspect ratio and endwall contouring[J]. Journal of Turbomachinery, 2000, 122(4): 659-666.
- [6] SHIH T I P, LIN Y L. Controlling secondary-flow structure by leading-edge airfoil fillet and inlet swirl to reduce aerodynamic loss and surface heat transfer[J]. Journal of Turbomachinery, 2003, 125(1): 48-56.
- [7] HARTHAND J C, GREGORY-SMITH D G, HARVEY N W, et al. Non-axisymmetric turbine end wall design: Part II experimental validation[J]. Journal of Turbomachinery, 2000, 122(2): 286-293.
- [8] 李国君, 马晓永, 李军. 非轴对称端壁成型及其对叶栅损失影响的数值研究[J]. 西安交通大学学报, 2005, 39(11): 9-12.
LI Guojun, MA Xiaoyong, LI Jun. Non-axisymmetric turbine end wall profiling and numerical investigation of its effect on the turbine cascade loss[J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2005, 39(11): 9-12. (in Chinese)
- [9] 孙皓, 宋立明, 李军. 透平叶栅非轴对称端壁优化设计[J]. 西安交通大学学报, 2013, 47(9): 35-40.
SUN Hao, SONG Liming, LIU Jun. Optimization design of nonaxisymmetrical end wall profiling for turbine cascade[J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2013, 47(9): 35-40. (in Chinese)
- [10] 斯夏依, 羌晓青, 滕金芳, 等. 非轴对称端壁改善涡轮叶栅流场研究[J]. 工程热物理学报, 2017, 38(5): 970-977.
SI Xiayi, QIANG Xiaoqing, TENG Jinfang, et al. Investigation of improving the turbine cascade flow using non-axisymmetric endwall contouring[J]. Journal of Engineering Thermal Physics, 2017, 38(5): 970-977. (in Chinese)
- [11] 唐慧敏, 刘帅强, 罗华玲. 涡轮平面叶栅非轴对称端壁优化设计[J]. 航空动力学报, 2015, 30(3): 707-713.
TANG Huiming, LIU Shuaiqiang, LUO Hualing. Optimal design of profiled endwall for turbine cascade[J]. Journal of Aerospace Power, 2015, 30(3): 707-713. (in Chinese)
- [12] LYNCH S P, SUNDARAM N, THOLE K A, et al. Heat transfer for a turbine blade with non-axisymmetric endwall contouring[J]. Journal of Turbomachinery, 2011, 133(1): 011019.1-011019.9.
- [13] YANG C S, LIN C L, GAU C. Film cooling performance and heat transfer over an inclined film-cooled surface[J]. Journal of Thermophysics and Heat Transfer, 2008, 22(3): 485-492.
- [14] THRIFT A A, THOLE K A, HADA S. Effects of an axisymmetric contoured endwall on a nozzle guide vane: adiabatic effectiveness measurements[J]. Journal of Turbomachinery, 2011, 133(4): 041007.1-041007.10.
- [15] 陶志, 武晓龙, 祝培源, 等. 非轴对称端壁造型对叶片端壁气热性能影响的研究[J]. 推进技术, 2019, 40(8): 1734-1742.
TAO Zhi, WU Xiaolong, ZHU Peiyuan, et al. Research on effects of nonaxisymmetric endwall contouring on blade end-wall aerothermal performance [J]. Journal of Propulsion Technology, 2019, 40(8): 1734-1742. (in Chinese)
- [16] MAHMOOD G I, GUSTAFSON R, ACHARYA S. Flow dynamics and film cooling effectiveness on a non-axisymmetric contour endwall in a two-dimensional cascade passage[R]. Orlando, Florida, US: Turbo Expo: Power for Land, Sea, and Air, 2009.
- [17] OKITA Y, NAKAMATA C. Computational predictions of endwall film cooling for a turbine nozzle vane with an asymmetric contoured passage[R]. Berlin, Germany: Turbo Expo: Power for Land, Sea, and Air, 2008.
- [18] LUEHR L, SIBOLD R, MAO S, et al. The effect of step misalignment on purge flow cooling of nozzle guide vane at transonic conditions[J]. Journal of Turbomachinery, 2020, 142(10): 101004.1-101004.10.

(编辑: 王碧琚)