

DOI: 10.7652/xjtuxb201707006

4种冷却结构对叶片前缘流动换热影响的比较研究

范小军¹, 杜长河¹, 李亮², 邹佳生¹

(1. 西安交通大学能源与动力工程学院, 710049, 西安;

2. 陕西省叶轮机械及动力装备工程实验室, 710049, 西安)

摘要: 为了研究不同冷却结构对叶片前缘冷却性能的影响,建立了冲击冷却、简单旋流冷却、中间双旋流冷却和切向双旋流冷却的4种结构,利用流体动力学软件 ANSYS CFX 对比分析了各种冷却结构的流动和换热特性。研究表明:冲击冷却的冷气流速变化剧烈,靶面压力较高,流阻系数最低,局部换热强度大,靶面平均换热强度不大;简单旋流冷却的流速变化较为平缓,流阻系数较大,换热强度较大,靶面换热强度分布均匀;中间双旋流冷却的平均换热系数最大,换热强度分布比较均匀,流阻系数较小,可以作为一种新型的发展前景良好的前缘冷却结构;切向双旋流冷却的流动和换热特性很差,不具备进一步研究的价值。

关键词: 冲击冷却;旋流冷却;双旋流冷却;流动换热

中图分类号: TK474.7 **文献标志码:** A **文章编号:** 0253-987X(2017)07-0037-07

Comparative Analysis for Flow and Heat Transfer Behavior of Blade Leading Edge among Four Cooling Structures

FAN Xiaojun¹, DU Changhe¹, LI Liang², ZOU Jiasheng¹

(1. School of Energy and Power Engineering, Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049, China;

2. Shaanxi Engineering Laboratory of Turbomachinery and Power Equipment, Xi'an 710049, China)

Abstract: Four cooling structures, i. e., impingement cooling, traditional vortex cooling, middle-double vortex cooling and tangential-double vortex cooling, were constructed to investigate the influences on blade cooling behavior. The software ANSYS CFX was chosen to comparatively analyze the flow and heat transfer performance in the above structures. The results indicate that in the impingement cooling structure, air velocity changes obviously and pressure on target gets higher with the lowest friction coefficient, high local heat transfer intensity and low average heat transfer coefficient; in the traditional vortex cooling structure, air velocity changes slightly with large friction coefficient, large average heat transfer coefficient and better heat transfer distribution; in the middle-double vortex cooling structure, the highest average heat transfer coefficient and low friction coefficient show the potential application foreground as a new cooling structure for blade leading edge. It is unnecessary to further study the tangential-double vortex cooling structure due to its worse heat transfer performance.

Keywords: impingement cooling; vortex cooling; double vortex cooling; flow and heat transfer

根据燃气轮机工作的 Brayton 循环原理,发动机热效率和输出功率随着进口燃气温度的升高而提高,但目前叶片材料的耐热极限远远小于进口燃气温度,尤其对于叶片前缘区域,其承受着更高的热负荷,需要采用更加高效、可靠的冷却方式。冲击冷却、简单旋流冷却以及新型的双旋流冷却是提高局部换热系数的重要冷却方式,不同冷却结构的流动和换热性能对叶片设计具有重要的参考意义。

Marzec 等数值研究了不同喷嘴结构对冲击冷却的影响^[1],王磊等利用红外热像仪对多种几何参数的冲击冷却结构进行了实验研究^[2],Glezer 等率先提出适用于燃气轮机叶片的旋流腔冷却结构^[3],Hedlund 等实验研究了温比和雷诺数对旋流传热系数的影响^[4],杜长河等数值研究了喷嘴几何形状以及雷诺数对旋流冷却的影响^[5-6],Liu 等数值研究了喷嘴长宽比和喷嘴角度对旋流冷却的影响^[7],Lin 等研究结果表明双旋流冷却的换热性能优于传统的旋流冷却^[8-9]。

冲击冷却、简单旋流冷却和双旋流冷却在燃气轮机静叶前缘冷却方面各有优势,目前很少有人详细对比这3种冷却方式的流动和换热特性,本文根据实际燃气轮机叶片前缘结构建立了4种冷却结构,分别对应冲击冷却、简单旋流冷却、中间双旋流冷却及切向双旋流冷却。4种结构的进口速度和腔体体积相同,并利用数值方法全面、公平地对比分析了它们的冷却机理,旨在为燃气轮机叶片冷却系统设计提供参考。

1 计算模型和数值方法

图1为某实际燃机叶片前缘结构,图2给出了4种冷却结构的几何模型。冲击冷却结构和简单旋流冷却结构为经典设计,已运用于实际燃机叶片系统。冲击冷却结构采用圆形喷嘴,冷气来自6个进口,并经靶面垂直射入腔室;简单旋流冷却的喷嘴为矩形,冷气来自6个进口,并切向射入腔室,主流冷气在旋流腔中形成旋流后从出口流出。对于双旋流冷却(包括中间双旋流冷却和切向双旋流冷却),其主体腔室由2个圆柱融合而成,融合程度由融合比 M 描述

$$M = (D - L) / D \quad (1)$$

式中: L 为圆心间距; D 为圆柱直径。本文中 $M=0.3$ 。

中间双旋流结构的喷嘴位置与冲击冷却相似,其主体腔结构参考冲击冷却设计;切向双旋流结构采用切向进气,结构与简单旋流类似。为了保证结

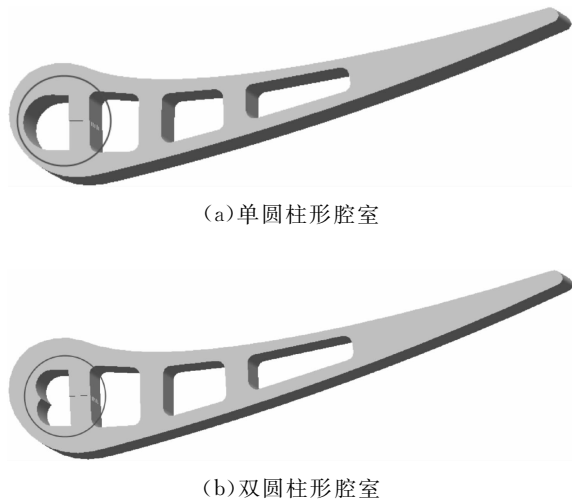


图1 叶片前缘腔体结构示意图

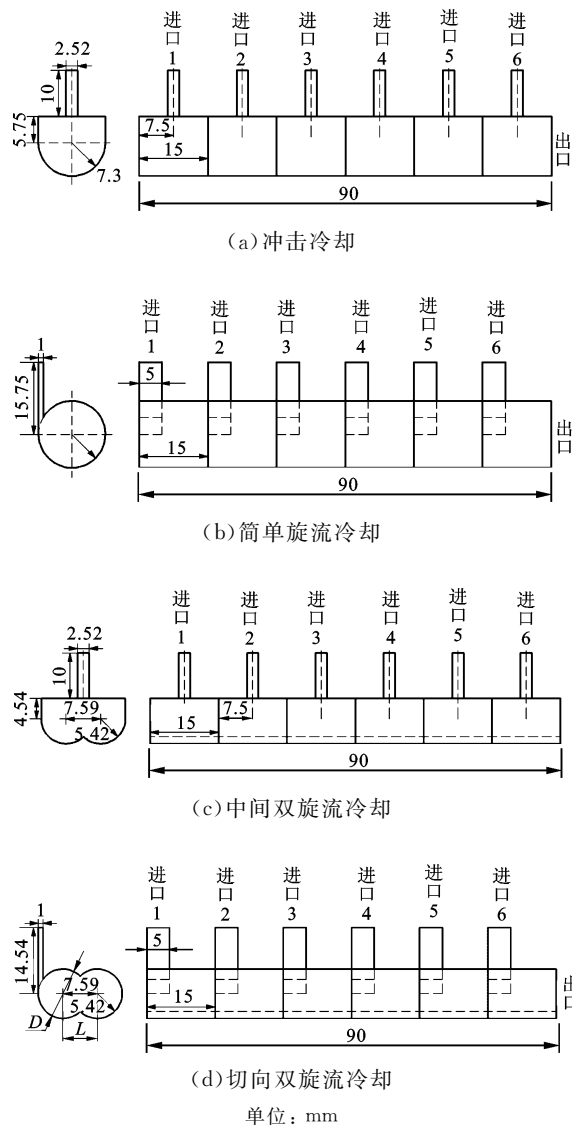


图2 4种冷却结构几何模型及尺寸

构对比的同一性,4种结构不仅保证进气喷嘴雷诺数相同,而且主体腔体积也相同,这样可探究相同条

件下不同结构对流动和换热特性的影响。

图 3 给出 4 种结构计算模型的网格。计算模型由 Pro/E 软件生成,网格划分由 ICEM 软件实现,主体网格采用 H 型网格,所有壁面处网格进行加密处理。利用 ANSYS CFX 软件求解全三维 RANS 方程,并进行流动换热模拟,计算总体精度为二阶,工质为理想气体。边界条件如下:6 个进口的冷气速度均为 87.5 m/s,进口总温为 350 K,进口湍流强度为 5%;出口静压为 0.11 MPa,传热靶面温度为 500 K,其他壁面为绝热体,腔体平均雷诺数 Re 为 6 724.3,喷嘴平均雷诺数 Re_a 为 9 764.6;所有壁面均保持速度无滑移。4 种结构的靶面平均 y^+ 值依次为 0.146、0.438、0.231、0.156,均满足低雷诺数湍流模型 y^+ 小于 1 的要求。

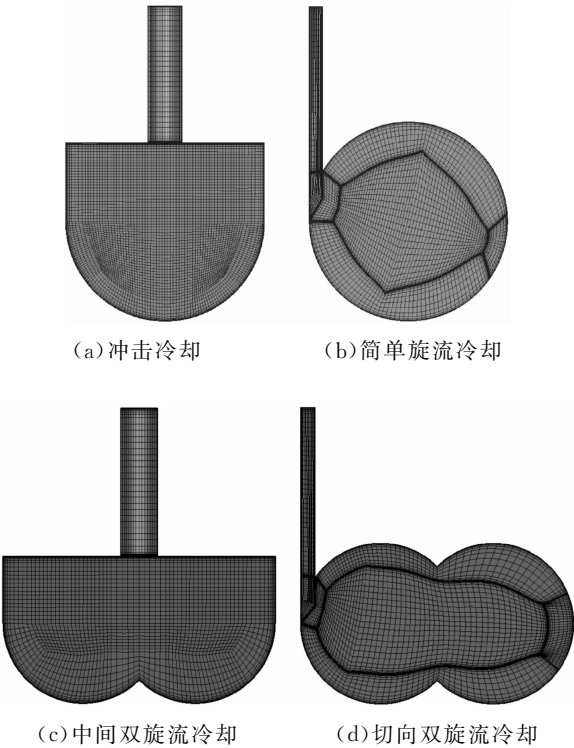


图 3 4 种冷却结构计算模型网格图

本文针对冲击冷却模型进行了网格无关性验证,图 4 给出靶面平均努塞尔数 Nu_a 随网格数的分布。从图中可以看出,当网格数超过 250 万时, Nu_a 基本不变。因此,冲击冷却、简单旋流冷却、中间双旋流冷却和切向双旋流冷却的计算网格数分别为 360 万、305 万、234 万和 342 万。

利用努塞尔数 Nu 来表征换热强度,相对努塞尔数 Nu/Nu_∞ 表征换热强度增加的程度

$$Nu = q_w D_1 / ((T_w - T_j) \lambda) \tag{2}$$

$$Nu_\infty = h_\infty D_1 / k \tag{3}$$

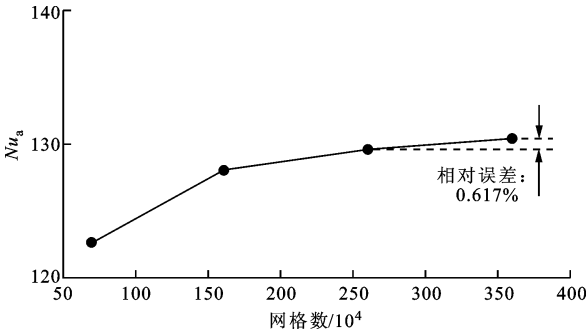


图 4 网格无关性验证对比图

式中: q_w 为壁面热流密度; D_1 为腔体横截面水力直径; T_w 为靶面温度; T_j 为冷气进口总温; λ 为导热系数; Nu_∞ 为完全发展的无旋流圆管道努塞尔数; h_∞ 为当地换热系数; k 为空气导热系数。

对于湍流模型,根据 Hay 等人的实验进行了湍流模型验证,计算模型与实验模型相同,如图 5 所示^[10]。给定进口总温 348.15 K、进口流量 40.1 g/s、出口压力 100 kPa、靶面温度 288.15 K,并利用 SST、 k -Epsilon、 k -Omega 和 RNG k -Epsilon 4 种湍流模型,选取最具代表性的靶面换热系数 Nu/Nu_∞ 进行了验证。值得指出的是, Hay 等人实验中采用高温气体加热、恒定室温壁面的研究方法,实际燃机叶片采用冷气冷却高温壁面,因此本文对这 2 种情况均进行了验证,验证结果如图 6 所示,图中实线为与实验边界条件一致的计算结果,虚线为对调进口温度和靶面温度的计算结果,2 种情况下 k -Omega 模型均具有最好的吻合精度,因此本文计算时选取 k -Omega 湍流模型。

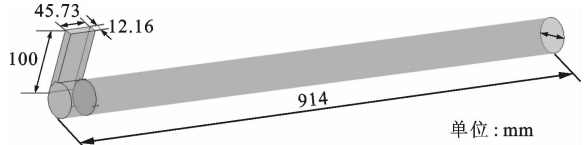


图 5 Hay 等人的实验模型

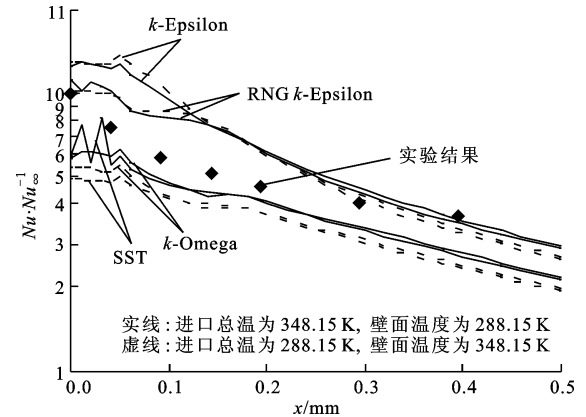


图 6 湍流模型与实验验证对比图

2 结果分析

在保证 4 种结构对比的同一性,以及给定相同的喷嘴面积、进口速度和腔体体积的情况下,从冷气内部流动、换热特性和压力分布 3 方面全面分析了 4 种结构的异同点,结构参数如表 1 所示。

表 1 4 种结构参数对比

参数	冲击冷却	简单旋流	中间双旋流	切向双旋流
喷嘴形状	圆形	矩形	圆形	矩形
喷嘴面积/mm ²	4.99	5	4.99	5
进口速度/m·s ⁻¹	87.5	87.5	87.5	87.5
腔体体积/mm ³	15 089.4	15 067.8	15 054.3	15 049.8
D ₁ /mm	13.68	14.60	12.64	13.15

2.1 4 种结构对内部流动的影响

图 7 给出 4 种结构的冷气流动情况。对于冲击冷却,冷气从冲击孔高速流经旋流腔后直接射入腔体表面,并向两侧均匀扩散,在周向形成 2 个对称的椭圆形流动涡。进口冷气受到叶顶壁面以及主流的

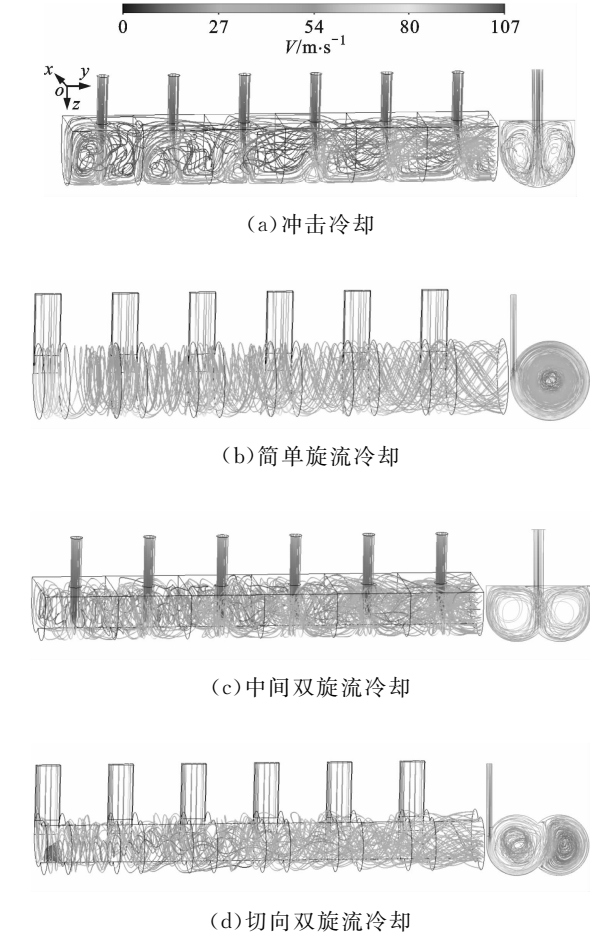


图 7 4 种冷却结构内部冷气流动情况

作用,在轴向也会形成旋涡,旋涡大小沿下游逐渐减小以至于消失。对于简单旋流冷却,冷气从喷嘴切向射入旋流腔,在腔内形成高速旋流并向下游运动,该旋流在径向收缩,在轴向拉长。对于双旋流冷却结构,腔体由 2 个圆柱融合而成,因此冷气流动形成了中间双旋流和切向双旋流两股旋流。中间双旋流结构中,冷气从喷嘴正对圆柱以融合交线的形式发射,在强烈冲击腔体后向两侧扩散,并沿靶面形成对称反向的圆形双旋流流动;切向双旋流结构中,冷气沿切向射入腔体,在靠近喷嘴侧的圆柱形通道中形成强烈的旋流。当冷气流动至另一圆柱形通道时,冷气速度明显降低,旋流形状发生畸变,总体形成一大一小、一强一弱的反向双旋流流动。

图 8 给出了沿轴向不同截面的流线和速度云图,3 个截面位置从左至右分别对应进口 1、3、5。对于冲击冷却,在进口冷气进入腔体后速度保持不变并在靶面附近下降,速度降低区沿着轴向逐渐远离

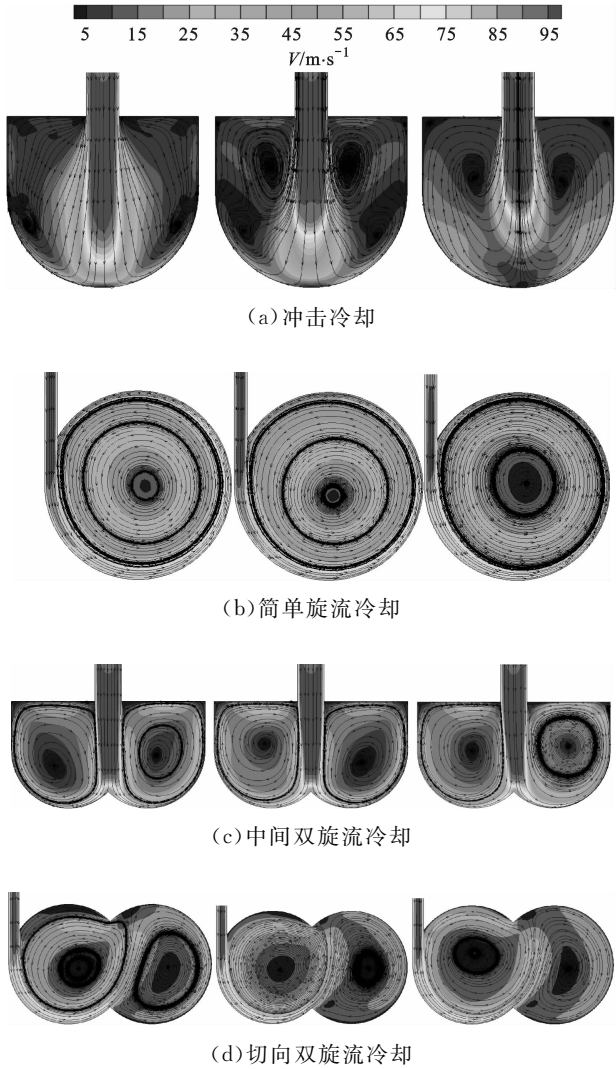


图 8 4 种冷却结构 xz 截面流线和速度云图

靶面。这是冷气在流动中受到了固体壁面和主流冷气的综合作用,随着流动向下游进行,轴向主流冷气速度逐渐增大,其对进口冷气流速的削弱更加明显的缘故。对于简单旋流、中间双旋流和切向双旋流冷却,冷气流速沿着靶面逐渐降低,腔体中间流速很低。不同截面的冷气流速变化不大,在腔体内均以旋流形式流动。这是 3 种结构冷气流动形式均为旋流流动,轴向速度较低,主流冷气的流动对进口冷气的影响较小的缘故。

2.2 4 种结构对换热特性的影响

换热强度是评判叶片冷却性能的一个主要参数,可用靶面 Nu 数来评判换热性能。表 2 给出靶面 Nu_a 及各结构靶面 Nu_a 与冲击冷却时的比值 r 。从表中可以看到,旋流冷却和中间双旋流冷却的靶面 Nu_a 均高于冲击冷却,相比于冲击冷却,旋流冷却换热强度增加了 8.8%,中间双旋流冷却增加了 12.7%,而切向双旋流冷却换热强度则降低,可见中间双旋流冷却靶面 Nu_a 最高,为 148.18。

图 9 给出 4 种结构靶面 Nu 分布云图,可以看出,不同的冷却结构对靶面冷却的效果差异很大。对于冲击冷却,由于高速进口冷气直接冲击靶面,使得热边界层大大减薄,与喷嘴对应的靶面附近出现圆形高 Nu 区,进口冷气冲击靶面后,冷气速度迅速降低,从而使换热强度急剧下降。对于简单旋流冷却,旋流腔喷嘴附近存在 2 个条状高 Nu 区,这是因为高速冷气从矩形喷嘴射入腔室时会向两侧扩散,并与旋流腔内主流冷气混合,且冲刷靶面热边界层使得热边界层减薄,换热强度明显提高。随着冷气沿着周向旋转流动,冷气速度逐渐降低,靶面换热强度逐渐下降。相比于冲击冷却,简单旋流冷却的高换热强度区域小,但靶面冷却区域更加均匀,靶面 Nu_a 提高 8.8%。

表 2 4 种结构靶面平均换热强度

冷却结构	冲击 冷却	简单 旋流	中间 双旋流	切向 双旋流
Nu_a	131.45	143.05	148.18	112.77
r	1.000	1.088	1.127	0.858

对于中间双旋流冷却,在圆柱融合分界线处出现大面积高 Nu 区,且换热强度沿径向逐渐减弱。这是冷气从圆形喷嘴射入分界线时产生了类似冲击冷却的效果,从而出现了局部高 Nu 区的缘故。此外,由于气流会在腔体内旋转流动,冷气流速下降得比冲击冷却的慢,因此靶面换热强度减弱的速度也

比冲击冷却的慢。综上所述,中间双旋流冷却不仅具有冲击冷却局部高换热强度的优点,还具有旋流冷却换热强度分布更均匀的特点,因而其靶面 Nu_a 最高。对于切向双旋流冷却,只有在靠近喷嘴的圆柱形腔体一侧出现类似于简单旋流的冷却效果,在其他圆柱形腔体靶面上冷气到达时的流速很低,所以靶面换热系数很小,相应的靶面 Nu_a 也最低。

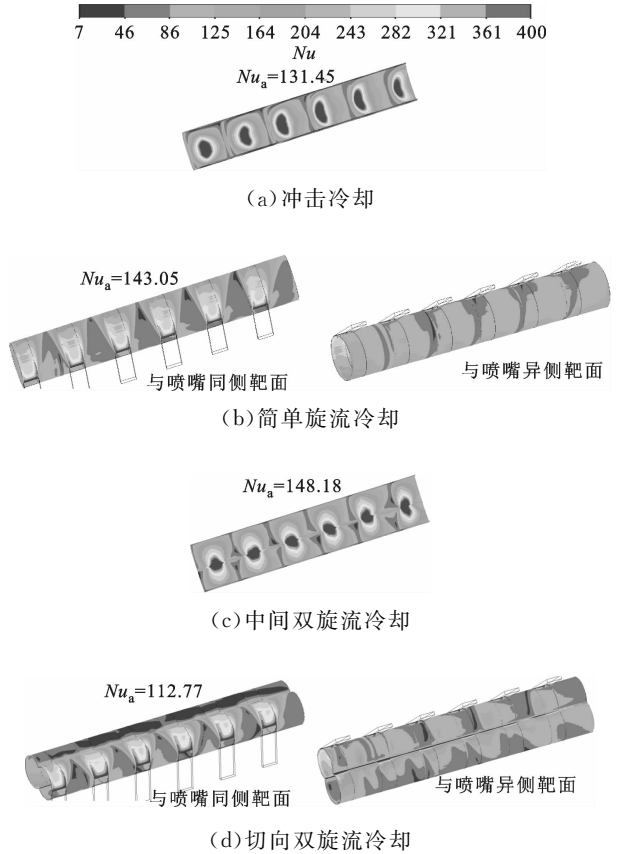


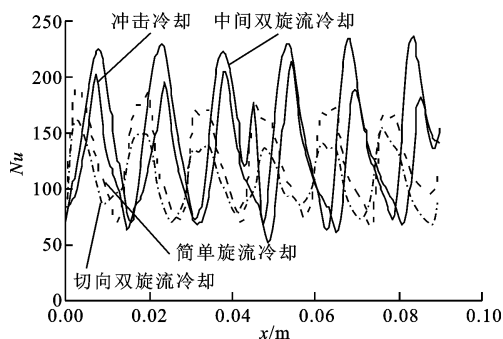
图 9 4 种冷却结构靶面 Nu 分布云图

图 10 给出了 4 种冷却结构周向 Nu 沿轴向的分布情况,4 种结构的 Nu 均呈波浪状分布,波峰对应喷嘴截面,波谷对应相邻喷嘴中间截面。从图中可以看出,冲击冷却和中间双旋流冷却的 Nu 波峰较尖锐,旋流冷却和切向双旋流冷却的较平缓。这是因为前者是圆形喷嘴,冷气冲击靶面形成圆形高 Nu 区,而后者是矩形喷嘴,冷气会向两侧扩散,形成 U 型高 Nu 区。此外,4 种结构的 Nu 波谷相近,中间双旋流冷却的 Nu 波峰最高,轴向 Nu 变化更加平缓。这表明中间双旋流冷却不仅在局部有最高的换热强度,还具有更均匀的 Nu 分布。

2.3 4 种结构对压力分布的影响

叶片冷却系统中,冷却腔室内部静压分布是冷却性能评价的一个重要指标。

定义压力系数 C_{ps} 来描述冷气的静压

图 10 4 种冷却结构周向 Nu 沿轴向的分布

$$C_{ps} = (P - P_{so}) / (P_{ti} - P_{so}) \quad (4)$$

式中: P 为冷气静压; P_{so} 为出口静压; P_{ti} 为进口总压。

定义流阻系数 f 来描述冷却结构的压力损失

$$f = 2(P_{si} - P_{so})D_1 / (\rho U^2 L) \quad (5)$$

式中: P_{si} 为进口静压; ρ 为冷气密度; U 为进口平均速度; L 为腔体长度。

旋流冷却具有最高的流阻系数,而冲击冷却和中间双旋流冷却的流阻系数较低,冲击冷却、简单旋流冷却、中间双旋流冷却、切向双旋流冷却 4 种结构的流阻系数分别为 0.046、0.132、0.050 1、0.083。

图 11 给出了 4 种冷却结构典型截面的压力和流线分布云图。从图中可以看出:冲击冷却结构中,冷气冲击的靶面处压力高,其余位置压力分布较均匀,靠近出口处略有降低;简单旋流冷却中,压力分布呈现管壁附近高、通道内部低的趋势,这与冷气的流速分布是对应的;中间双旋流冷却结构中,2 个圆柱形腔室压力分布类似,在下壁面附近压力高,其余位置压力分布均匀且随着冷气流动逐渐降低,这一分布规律与冲击冷却类似,但流线分布比冲击冷却的平缓,流动涡更小;切向双旋流冷却结构中,2 个腔室压力分布差异较大,且具有简单旋流的分布规律,但左侧腔室压力明显低于右侧腔室。

图 12 给出了周向 C_{ps} 沿轴向的分布,该分布与 Nu 分布类似, C_{ps} 波峰对应喷嘴截面,波谷对应相邻喷嘴中间截面。从图中可以看出:简单旋流冷却的 C_{ps} 最高,为 0.164;冲击冷却的 C_{ps} 最低,为 0.048 2;简单旋流和切向双旋流的 C_{ps} 波动较小,冲击冷却和中间双旋流的 C_{ps} 波动较大。这是因为冲击冷却和中间双旋流冷却采用圆形喷嘴,与喷嘴对应靶面附近流速高,其余位置流速低,因而相应静压差别较大。

通过对 4 种结构流动和换热特性的综合分析,得出中间双旋流冷却具有最高的局部换热强度、较均匀的 Nu 分布和较平缓的压力分布等优点,是一

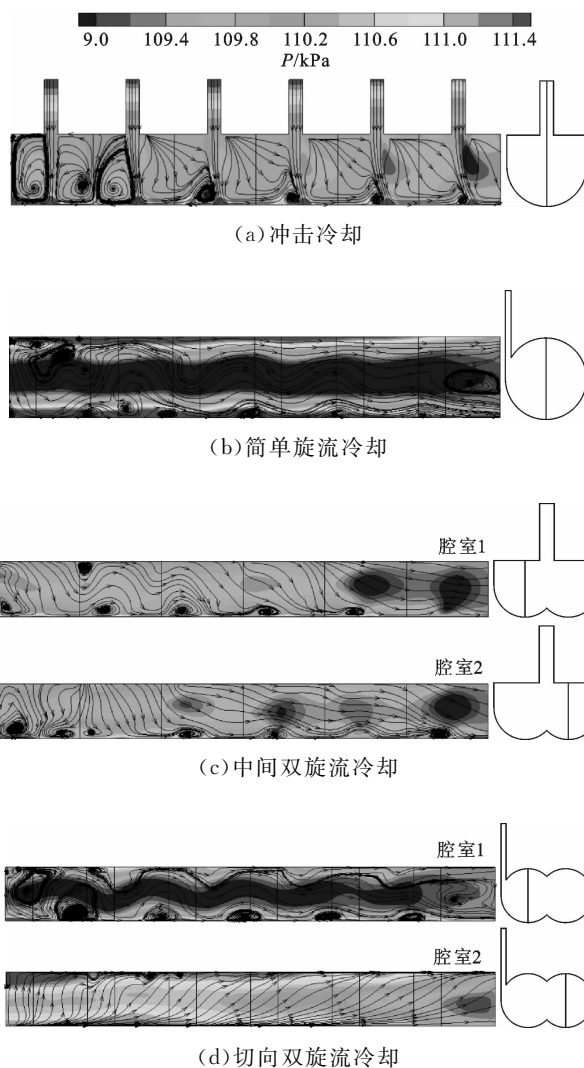
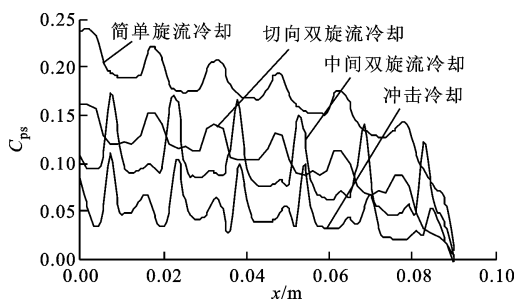


图 11 4 种冷却结构典型截面压力和流线分布云图

图 12 4 种冷却结构周向 C_{ps} 的轴向分布

种很有潜力的新型前缘冷却结构。这种结构的其他特性,如喷嘴结构、腔体几何参数、气动参数等对流动和换热的影响还有待研究。

3 结 论

本文建立了 4 种叶片前缘冷却结构,分别对应于冲击冷却、简单旋流冷却、中间双旋流冷却和切向双旋流冷却,通过求解 RANS 方程、采用 k -Omega

湍流模型,对比分析了4种结构的流动、换热和压力分布等特点,得出的主要结论如下。

(1)冲击冷却通过强烈冲击靶面,使得冷气流速变化剧烈;简单旋流、中间双旋流和切向双旋流在腔体内均以旋流形式流动,流速降低平缓。中间双旋流冷却沿靶面形成对称的反向双旋流流动,切向双旋流冷却则形成一大一小、一强一弱的反向双旋流流动。

(2)中间双旋流冷却结构具有最高的靶面 Nu_a , 为 148.08,且换热强度比冲击冷却提高了 12.7%。冲击冷却在局部区域换热强度高;简单旋流冷却的换热强度分布较均匀;中间双旋流冷却不仅在局部换热强度高,而且换热强度分布也比较均匀;切向双旋流冷却的2个腔室换热系数分布差异很大。

(3)冲击冷却的靶面压力高,其余位置分布均匀,其他3种冷却结构均呈现壁面附近压力高、中间低的分布。中间双旋流冷却的2个腔室压力分布类似,但切向双旋流冷却压力分布差异较大。

(4)在轴向上,4种结构的压力均沿轴向波动下降。简单旋流冷却的 C_{ps} 最高,为 0.164;冲击冷却的 C_{ps} 最低,为 0.048 2;简单旋流冷却和切向双旋流冷却的 C_{ps} 波动较小;冲击冷却和中间双旋流冷却的 C_{ps} 波动较大。旋流冷却具有最高的流阻系数,为 0.132,而冲击冷却和中间双旋流冷却的流阻系数较低,分别为 0.046 和 0.050 1。

参考文献:

- [1] MARZEC K, KUCABA-PIETAL A. Heat transfer characteristic of an impingement cooling system with different nozzle geometry [J]. *Journal of Physics*, 2014, 530(1): 012038.
- [2] 王磊,张靖周,杨卫华. 密集型阵列冲击射流换热特性实验 [J]. *航空动力学报*, 2009, 24(6): 1264-1269. WANG Lei, ZHANG Jingzhou, YANG Weihua. Experimental research on heat transfer characteristics of denser jet array impingement [J]. *Journal of Aerospace Power*, 2009, 24(6): 1264-1269.
- [3] GLEZER B, MOON H K, O'CONNELL T. A novel technique for the internal blade cooling [C]// *Proceeding of ASME Turbo Expo 1996*. New York, USA: ASME, 1996: V004T09A015.
- [4] HEDLUND C R, LIFRANI P M, GLEZER B, et al. Heat transfer in a swirl chamber at different temperature ratios and Reynolds numbers [J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 1999, 42(22): 4081-4091.
- [5] DU Changhe, LI Liang, WU Xin, et al. Effect of jet nozzle geometry on flow and heat transfer performance of vortex cooling for gas turbine blade leading edge [J]. *Applied Thermal Engineering*, 2015, 93: 1020-1032.
- [6] 杜长河,范小军,李亮,等. 喷嘴长宽比和雷诺数对旋流冷却流动与传热特性的影响 [J]. *西安交通大学学报*, 2015, 49(12): 124-129. DU Changhe, FAN Xiaojun, LI Liang, et al. Effects of jet nozzle aspect ratio and Reynolds number on flow and heat transfer characteristics of vortex cooling [J]. *Journal of Xi'an Jiaotong University*, 2015, 49(12): 124-129.
- [7] LIU Zhao, LI Jun, FENG Zhengping, et al. Numerical study on the effect of jet nozzle aspect ratio and jet angle on swirl cooling in a model of a turbine blade leading edge cooling passage [J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2015, 90: 986-1000.
- [8] LIN G, KUSTERER K, BOHN D, et al. Investigation on heat transfer enhancement and pressure loss of double swirl chambers cooling [J]. *Propulsion and Power Research*, 2013, 2(3): 177-187.
- [9] KUSTERER K, LIN G, BOHN D, et al. Heat transfer enhancement for gas turbine internal cooling by application of double swirl cooling chambers [C]// *ASME Turbo Expo 2013*. New York, USA: ASME, 2013: V03AT12A027.
- [10] HAY N, WEST P D. Heat transfer in free swirling flow in a pipe [J]. *ASME Journal of Heat Transfer*, 1975, 97(3): 411-416.

(编辑 苗凌)