

异侧多级旋流冷却结构对横流抑制及强化传热的影响

肖坤^{1,2}, 董光辰^{1,2}, 丰镇平^{1,2}

(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: 为进一步强化前缘旋流冷却, 解决目前燃气透平叶片前缘多级旋流冷却结构相邻级之间流动折转带来的高压损失问题, 并提高叶片前缘传热均匀度, 在已有研究基础上提出了一种新型的异侧多级旋流冷却结构。建立了原始同侧多级旋流冷却结构和新型异侧多级旋流冷却结构的模型, 采用三维定常数值模拟分析方法, 在保持靶面温度不变的条件下, 对比分析了多个进口雷诺数条件下不同旋流冷却结构的流动与传热特性。仿真结果表明: 冷却气体通过切向喷嘴射入旋流腔内部形成高速旋流, 显著提高强化传热能力; 对于单级旋流冷却, 冷气的周向速度逐渐减小, 轴向速度增大, 横流逐渐形成, 横流对下游射流产生冲击作用, 削弱下游换热; 多级旋流冷却结构对于旋流腔内部横流可起到横流抑制作用, 周向平均努塞尔数有明显提高, 但原始同侧多级旋流冷却结构相邻级之间的流动折转带来了很高的压力损失; 异侧多级冷却结构在原有模型优点的基础上减少了22%的压力损失, 改善了冷却气体分配的均匀度, 实现了旋流冷却整体传热性能的进一步提升。

关键词: 叶片前缘; 多级旋流冷却; 强化传热; 横流抑制

中图分类号: TK124 **文献标志码:** A

DOI: 10.7652/xjtubxb202305003 **文章编号:** 0253-987X(2023)05-0024-10

Effects of the Different-Side Multi-Stage Swirling Cooling Configuration on Cross Flow Suppression and Heat Transfer Enhancement

XIAO Kun^{1,2}, DONG Guangchen^{1,2}, FENG Zhenping^{1,2}

(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 Jiaotong University, Xi'an 710049, China)

Abstract: Based on previous studies, this paper proposes a novel multi-stage swirl cooling structure with different-side nozzles to further enhance the leading-edge swirl cooling and heat transfer uniformity of gas turbine blades, and tackle high pressure loss caused by flow deflection between adjacent stages of the multi-stage swirl cooling structure at the leading edge. The models of the original multi-stage swirl cooling structure on the same side and the new multi-stage swirl cooling structure on the different side are established; the flow and heat transfer characteristics of these two swirl cooling structures at multiple inlet Reynolds numbers are analyzed and compared with the three-dimensional steady numerical simulation method under constant target surface temperature. The calculation results show that the coolant is injected into the swirl chamber through tan-

gential nozzles to form high-speed swirl flow, which significantly improves the heat transfer capacity. For single-stage swirl cooling, the circumferential velocity of coolant gradually decreases while the axial velocity increases, leading to the gradual formation of a cross flow. The cross flow impacts the downstream jet flow and weakens the downstream heat transfer. The multi-stage swirl cooling structure can inhibit the cross flow, and the average circumferential Nusselt number is increased obviously. However, the flow deflection between the adjacent stages of the original multi-stage swirl cooling structure on the same side brings high pressure loss. With the advantages of the original model, the multi-stage cooling structure on the different side reduces the pressure loss by 22%, improves the uniformity of coolant distribution, and further enhances the overall heat transfer performance of the swirl cooling structure.

Keywords: blade leading-edge; multistage swirl cooling; heat transfer enhancement; cross flow suppression

现代燃气轮机为了获得更高的热效率,燃气轮机的压比和燃烧温度不断提高,导致透平部件进口的燃气温度增加,远高于叶片材料所能承受的耐热极限^[1],因此必须应用先进冷却技术保护叶片,减少高温燃气带来的损害。旋流冷却技术作为一种新型先进且高效的冷却方式,具有优良的流动和传热特性,得到了广泛的关注与研究。

目前,旋流冷却的原理与影响旋流冷却性能的因素已得到比较深入的实验及数值研究。Kreith等^[2]在1959年首次提出利用高速旋流带来的高径向压力梯度减薄热边界层,从而可大幅提高壁面的传热系数。Hay等^[3]首次实验研究了应用于叶片前缘冷却的旋流冷却结构,指出冷却气体旋流强度的增大可以显著提高壁面的传热系数。Hedlund等^[4-5]应用红外探测技术实验研究了不同温比和雷诺数下旋流腔的传热,得到了传热关联式并探索了旋流腔内部剪切涡和Gortler涡对的相互影响。Biegger等^[6]通过数值模拟仿真研究了旋流冷却的流动和传热特性,并和实验数据进行了比较。研究指出,旋流腔壁面附近较高的速度和压力梯度是旋流冷却高换热强度的主要因素,同时在旋流腔内部观察到了流动分离现象。Novotny等^[7]通过数值模拟仿真研究了圆管内部的旋流流动,发现在雷诺数较高的流动发生了涡流的破裂,流动中可能会发生轴向回流,同时速度场的重新分布和朝向出口旋流强度的降低影响了旋流的雷诺数。

旋流腔的几何参数、结构布置和冷却工质的气动参数对于旋流冷却技术有着重要的影响。Biegger等^[8]实验研究了旋流腔出口形式对于旋流冷却的影响,结果表明旋流冷却的传热强度是相同条件轴向管流的4倍以上,同时发现所研究的出口重定向对

于流场和传热强度没有显著的影响。Liu等^[9-12]通过数值模拟研究了喷嘴的高度、长宽比、射流角度以及喷嘴之间距离等参数对于旋流冷却流动和传热特性的影响规律。杜长河等^[13-16]通过数值模拟仿真研究了旋流腔几何参数、冷却气体气动参数、采用蒸汽冷却介质和旋转对于旋流冷却的影响。结果表明喷嘴长宽比为1,角度为90°时能产生最好的综合冷却效果。随着冷却气体雷诺数的增加,旋流冷却的换热强度有明显的增加。采用蒸汽作为冷却介质能够进一步提高冷却潜力。当冷却气体来流温比增大时,换热强度略有降低。与此同时还得到了静止和旋转条件下传热关联式,能够预测旋流冷却特性。

Biegger等^[17]通过数值模拟仿真研究了单喷嘴和多喷嘴对于旋流冷却流动和换热的影响。研究结果表明,如果需要高的压力损失下带来的最大热传递,应该选择单一入口的旋流腔。如果需要较低但是更加均匀的传热强度和较低的压力损失,则应该选择具有多个入口的旋流腔。Luan等^[18]通过数值模拟仿真研究了变横截面旋流腔内部旋流冷却的流动和换热特性。研究指出,渐缩旋流腔具有最高的换热性能,同时还获得了全局平均努塞尔数、雷诺数和温比之间的经验相关性。Wang等^[19]通过数值模拟仿真研究了拔模斜度对于旋流冷却的影响,随着拔模斜度的增加,旋流冷却的换热强度增加,压降和气动损失减小。Liu等^[20]通过数值模拟仿真研究了圆管内表面有凹陷的旋流冷却的传热和压力损失特性。研究结果表明,管内表面的凹陷降低了管内表面的平均换热系数,但是由于换热面积的提高以及旋流和凹陷的配合作用,管内的总换热量得到了提高,同时相比于光滑旋流腔压力损失也有所下降。

旋流冷却中旋流腔内部横流影响了冷却系统的换热能力,研究人员为了解决这一问题进行了研究。Xiao 等^[21-22]研究了梯形旋流腔及变角度射流喷嘴对横流抑制和传热的影响,进一步强化了旋流冷却的传热性能。李菲^[23]通过数值分析方法研究了旋流腔内横流的形成机理,并提出了一种带环肋的新型旋流腔模型来抑制横流的不利影响,增强了靶面传热。Yao 等^[24]在传统单级旋流冷却结构的基础上引入了多级旋流冷却结构,提高了旋流腔的传热强度,与此同时也带来了更高的压力损失。

相比于传统的单级旋流冷却结构,多级旋流冷却结构能够有效地抑制横流并提高传热强度,但是级间转换区域结构的设置会带来一定的负面影响。这是由于冷却气体在这一区域生成大量的角涡结构,带来了较大的流动损失,影响了冷却气体的流动。流体流线在旋流腔末端保持螺旋状流动的趋势,如果喷嘴位置调整至符合流体旋向的方向,将会改善这一区域的流动特性。针对以上问题,本文提出了一种新型的异侧多级旋流冷却结构,采用数值模拟的方法研究了异侧多级旋流冷却结构对横流抑制与强化传热的影响。异侧多级旋流冷却结构在对级间连接区域的流场进行优化的同时,也可以体现多级旋流冷却结构适应叶片前缘热负荷变化的优势,以期提高旋流冷却技术。

1 计算模型和数值方法

图 1 给出了本文所研究的 3 种旋流冷却结构模型。图 1(a)是依据参考文献^[25]中的实验设备几何参数生成的单级旋流冷却结构模型,冷却气体通过 6 个切向喷嘴射入旋流腔形成大尺度旋流。图 1(b)是在单级旋流冷却结构基础上进行改进得到的二级旋流冷却结构模型。多级旋流冷却结构在单级旋流冷却结构基础上保持冷却腔、旋流腔和喷嘴的位置与参数不变,将旋流腔分为若干个独立的级,同时根据分级需求对相应结构进行调整。与单级冷却结构相比,冷却气体不是同时通过全部 6 个喷嘴射入旋流腔,而是在每一级中的喷嘴射入旋流腔,之后全部流入下一级再重新射入旋流腔。图 1(c)是在现有二级旋流冷却结构模型上进一步提出的异侧多级旋流冷却结构模型,在多级旋流冷却结构基础上进行修改,保持冷却腔、旋流腔和喷嘴的轴向位置与参数不变,将第 1 级旋流腔末端级间喷嘴和第 2 级旋流腔射流喷嘴调整至原有切向位置关于旋流腔中心 ZX 截面

的镜像位置。为了讨论的方便起见,将旋流腔射流喷嘴沿 Z 轴正方向从 1 到 6 编号。

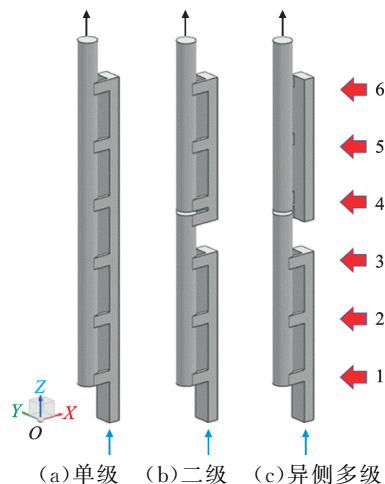


图 1 3 种旋流腔几何模型示意图

Fig. 1 Schematic diagram of three kinds of swirl chambers

图 2 给出了 3 种旋流腔的几何尺寸和三视图。旋流腔直径用 D 表示;单级旋流冷却结构旋流腔和冷却腔的长度分别用 L_{vc} 和 L_{cc} 表示;冷却腔的宽和高分别用 W 和 H 表示;喷嘴的长、宽、高分别用 l 、 w 和 s 表示;相邻两个射流喷嘴间的距离用 E 表示。对于多级旋流冷却结构,旋流腔级之间的距离用 e 表示,具体的尺寸见表 1。6 个喷嘴轴向的中心位置见表 2。

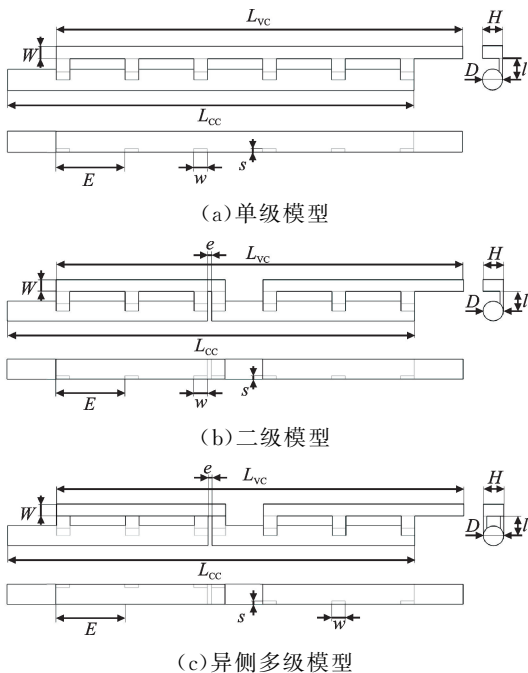


图 2 3 种旋流腔的几何尺寸和三视图

Fig. 2 Dimensions and three-views of three kinds of swirl chambers

表 1 旋流腔三维尺寸
Table 1 Dimensions of swirl chambers

几何参数	数值
旋流腔直径 D/mm	50
单级旋流冷却结构旋流腔长度 L_{vc}/mm	1 000
单级旋流冷却结构冷却腔长度 L_{cc}/mm	1 000
冷却腔宽度 W/mm	30
冷却腔高度 H/mm	50
喷嘴长度 l/mm	50
喷嘴宽度 w/mm	33.3
喷嘴高度 s/mm	8.5
相邻射流喷嘴间的距离 E/mm	169.3
旋流腔级之间的距离 e/mm	10

本文算例边界条件的信息见表 3。数值计算采用理想气体作为旋流冷却结构的冷却气体,将所有的流动视为可压缩的。冷却腔进口根据研究所需要的冷却气体雷诺数设置进口质量流量,进口温度保持在 288.15℃,喷嘴的表面设为绝热。

表 2 喷嘴轴向的中心位置
Table 2 Axially positions of nozzles

喷嘴编号	喷嘴中心位置距原点距离 $Z \cdot D^{-1}$
1	0.333
2	3.719
3	7.105
4	10.491
5	13.877
6	17.263

表 3 旋流冷却计算边界条件
Table 3 Boundary conditions of swirl cooling calculation

参数	数值
进口总温 T_i/K	288.15
冷却气体雷诺数 Re	20 000, 30 000, 40 000
进口湍流强度/%	5
旋流腔壁面温度 T_w/K	323.15
出口静压 P_o/kPa	101.325

本文采用旋流腔直径 D 定义冷却气体雷诺数 Re ,表达式如下

$$Re = \frac{\rho U D}{\mu}$$

(1)

式中: ρ 为冷却气体密度; U 为入口平均速度; μ 为冷却气体动力黏性系数。

局部努塞尔数定义如下

$$Nu = \frac{hD}{\lambda} = \frac{q_w D}{(T_w - T_i)\lambda}$$

(2)

式中: q_w 为传热壁面热流密度; h 为传热系数; λ 为冷却气体导热系数。

旋流腔进出口的总压差定义为

$$\Delta P = P_{t,\text{in}} - P_{t,\text{out}}$$

(3)

式中: $P_{t,\text{in}}$ 为进口总压; $P_{t,\text{out}}$ 为出口总压。

压力损失系数定义如下

$$C = \frac{P_{t,\text{in}} - P_{t,\text{l}}}{P_{t,\text{in}}}$$

(4)

式中, $P_{t,\text{l}}$ 为局部总压。

本文计算结果为稳态解,采用 ANSYS CFX 软件进行数值模拟。数值计算过程中采用更高分辨率的二阶格式提高计算精度。为确保数值计算结果收敛,计算迭代直到所有方程的均方根残差小于 10^{-5} ,监测变量均保持稳定。网格的划分采用 ICEM CFD 网格生成软件进行。为了提高求解的精度以及加快求解的速度,旋流腔的模型采用六面体结构化网格进行划分。图 3 给出了旋流腔网格示意图。旋流腔主体采用 H 型网格进行划分,旋流腔轴向的横截面区域采用 O 型网格进行划分,在旋流腔和喷嘴相交部分的类三角形区域采用了 Y 型网格来进一步提高网格质量。边界层通过对近壁面区域网格加密处理,满足第一层的无量纲距离值 $y^+ < 1.0$,边界层增长率为 1.1。进行网格无关性分析时,所选取的计算网格节点数分别为 200 万、300 万和 400 万。在雷诺数为 20 000 的条件下,分别采用 3 种网格节点数计算了 3 种模型旋流腔内部的表面平均努塞尔数,结果见表 4。可以发现,300 万节点模型与 400 万节点模型计算结果的差异小于 0.5%。在保证计算结果准确的前提下,为了节约计算资源,本文选择了 300 万网格节点数的模型进行数值模拟。

表 4 雷诺数为 20 000 时不同网格节点数模拟下的表面平均努塞尔数

模型	Nu_s		
	网格节点数为 200 万	网格节点数为 300 万	网格节点数为 400 万
单级模型	64.54	65.46	65.72
二级模型	94.77	95.61	95.86
三级模型	112.04	112.85	113.12

本文对标准 $k-\epsilon$ 、 $k-\omega$ 、RNG $k-\epsilon$ 和 SST $k-\omega$ 湍流模型进行了验证,结果见表 5。在湍流模型验证的过程中,对于所有的数值模拟结果,边界条件与参考文献[25]中的实验设置相同,计算周向平均努塞尔数并与参考文献[25]中实验结果进行对比,得到了如图 4 所示的验证结果。SST $k-\omega$ 湍流模型的模拟结果在所有区域都与实验数据有较好的相似性。综合模拟结果可以看出,SST $k-\omega$ 湍流模型的预测结果精度最高,因此本文的计算采用 SST $k-\omega$ 湍流模型。

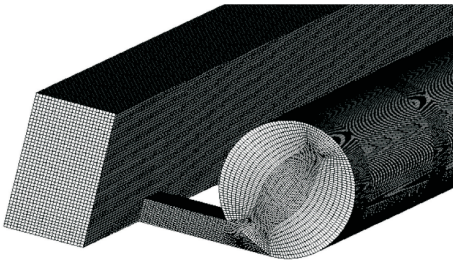


图 3 旋流腔网格结构示意图

Fig. 3 Grid diagrams of different swirl chambers

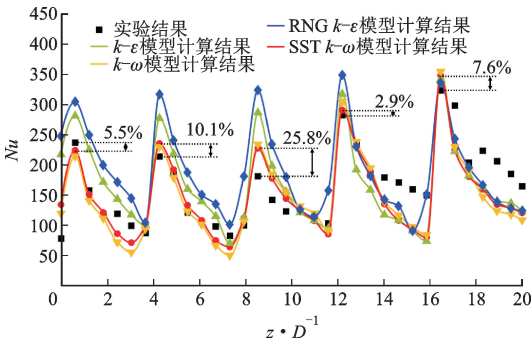


图 4 湍流模型验证结果

Fig. 4 Results of turbulence model verification

表 5 4 种湍流模型喷嘴出口位置周向平均努塞尔数模拟结果与实验数据的偏差

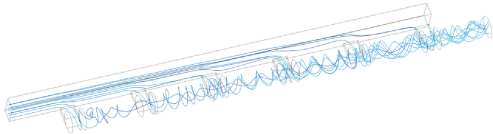
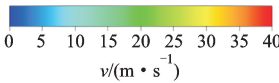
Table 5 Deviation between simulation results and experimental data of circumferential mean Nusselt number of nozzle outlet locations in four turbulence models

湍流模型	努塞尔数偏差 / %					努塞尔数偏差均值 / %
	喷嘴 1	喷嘴 2	喷嘴 3	喷嘴 4	喷嘴 5	
$k-\epsilon$	18.5	29.6	58.5	12.2	5.7	24.9
$k-\omega$	9.8	7.4	29.3	7.8	9.6	12.8
RNG $k-\epsilon$	28.4	48.3	79.0	23.4	3.9	36.6
SST $k-\omega$	5.5	10.1	25.8	2.9	7.6	10.4

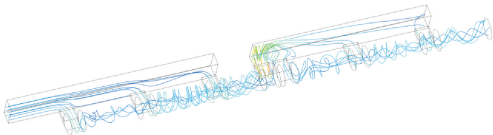
2 结果分析

2.1 流动结构

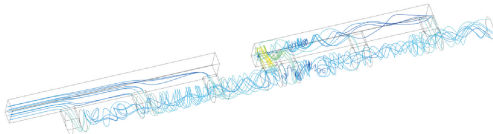
图 5 给出了异侧多级旋流冷却结构旋流腔内部冷却气体的三维流线。对于单级旋流冷却结构的旋流腔,冷却气体从冷却腔入口进入,通过均匀布置的 6 个喷嘴射入旋流腔。冷却腔入口下游第 1 个喷嘴处的射流沿旋流腔壁面高速流动产生大尺度旋流。射流形成的流线束在喷嘴附近区域相互扭曲并向下游发展形成横流,随着横流继续沿流向发展,下游喷嘴的射流受到阻挡而偏斜,旋流腔内部形成的螺旋状横流严重影响了下游射流的流动。



(a)单级旋流冷却结构



(b)二级旋流冷却结构



(c)异侧多级旋流冷却结构

图 5 雷诺数为 20 000 时的旋流腔三维流线

Fig. 5 3D streamlines of $Re=20\,000$

级数的增加对横流起到了抑制作用。对于二级旋流冷却结构,每一级冷却气体从喷嘴射入旋流腔的总体通流面积是单级冷却结构的 50%,射流进入旋流腔具有更高的速度,穿透横流向旋流腔靶面集中的能力也更强。横流由于旋流腔长度的相对缩短,发展空间受到限制,其阻挡作用也被抑制。单级结构中的下游喷嘴需要承受质量流量为上游喷嘴射流总和的横流影响,即第 6 个喷嘴受到 5 倍于自身质量流量横流的影响。多级结构中每一冷却级内部的喷嘴数下降,对于二级结构的喷嘴射流最多只会受到 2 倍于自身质量流量横流的影响,横流对于射流的阻挡被极大地削弱了。

在现有的二级旋流冷却结构中, 冷却气体主流在旋流腔内部沿轴向方向螺旋前进, 在第 1 级旋流腔末端被迫进入与主流旋向相反的级间喷嘴, 产生了大量的流动损失。冷却气体通过第 1 级旋流腔末端出口喷嘴后流动更接近于自由射流, 进入第 2 级冷却腔后产生复杂的涡流结构, 在级间喷嘴附近的下游区域沿轴向流向具有偏离射流喷嘴的趋势, 进一步影响到第 2 级旋流腔上游喷嘴位置的旋流强度。虽然没有横流干扰, 但是由于喷嘴附近复杂的流动结构, 第 2 级旋流腔上游喷嘴射流并不能很好地集中冲刷旋流腔靶面, 影响到这一区域的换热强度。

对于异侧多级旋流冷却结构, 改变第 1 级旋流腔末端喷嘴的切向位置后, 级末出口更加贴合旋流腔内部大尺度螺旋状旋流的旋向, 削弱了旋流腔末端出现的湍流结构, 流线束进入第 2 级冷却腔的扭曲程度减弱, 流动损失得到控制。修改过后的异侧结构中, 冷却气体进入第 2 级冷却腔后保留了旋流腔中横流的螺旋状流动特征, 流动结构更加稳定, 减少了级间转换区域的流动损失。由于第 2 级冷却腔内部流场的改善, 第 2 级旋流腔喷嘴射流流线扭曲程度减弱, 射流得以更好地集中冲刷旋流腔靶面, 增强旋流换热能力。

图 6 给出了雷诺数为 20 000 时旋流腔 XY 截面上喷嘴中心位置的冷却气体流线和速度云图。由于异侧结构对于级间连接结构的改良, 相比于原有的同侧结构, 第 2 级旋流腔内部旋流在靶面更加集中, 边界层厚度减小。异侧结构对于喷嘴横截面流场的结构没有显著影响, 但是可以看到在旋流腔的下游区域, 高速区面积增加, 旋流强度有一定的提高。

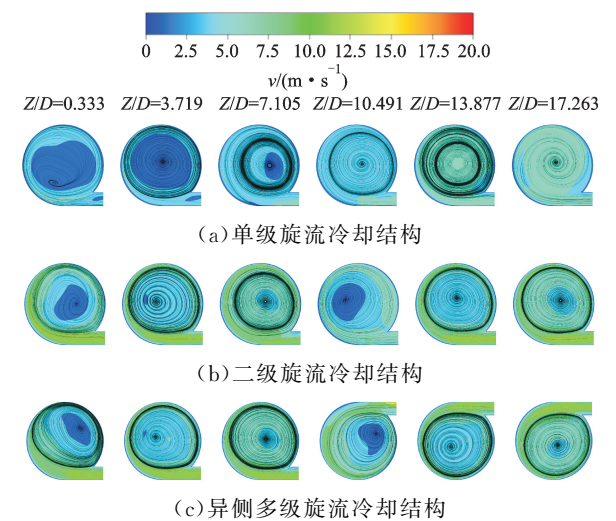


图 6 旋流腔横截面上冷气流线和速度云图
Fig. 6 Velocity contour diagrams and streamline diagrams of the vertical section of the swirl chambers

2.2 压力损失

图 7 给出了雷诺数为 20 000、30 000、40 000 时异侧多级旋流冷却结构和原有的同侧结构、传统的单级结构旋流腔进出口总压差的对比情况。通过数据可以看出, 压力损失随着雷诺数的提高而提高。在相同的雷诺数下, 压力损失随着级数的增加而急剧增加。多级旋流冷却结构中额外的压力损失主要包括两个因素。首先, 在相同工况下, 多级冷却结构中的冷却气体具有更高的速度, 导致压力损失的提高。其次, 多级旋流冷却结构的布局复杂, 旋流腔级与冷却腔级之间布置的喷嘴显著增大了冷却气体的流动阻力, 冷却气体在级与级之间流动的过程产生了大量的额外阻力。

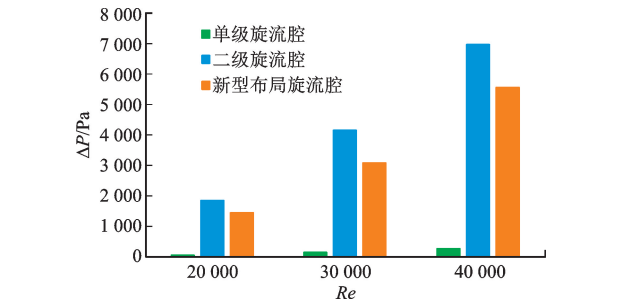


图 7 异侧结构对旋流腔内部压力损失的影响
Fig. 7 Effects of the different-side structure on the swirl chamber pressure loss

异侧多级旋流冷却结构一定程度上减少了多级旋流冷却结构的压力损失, 对于二级旋流冷却结构减少了 22% 的压力损失。异侧结构中第 1 级旋流腔末端的级间喷嘴切向位置贴合旋流腔内部螺旋状主流的旋向, 冷却气体在通过级间喷嘴进入下一级冷却腔的过程中可以沿着原有的螺旋方向直接进入喷嘴, 在进入冷却腔后部分保留原有的流动特征, 流动结构更加稳定, 复杂的涡流结构减少。沿程压力损失虽然没有被完全削减, 但是通过改变布局的方法已经得到了很大的改善。

图 8 所示为雷诺数为 20 000 时的旋流腔压力损失系数分布图。可以发现, 压力损失系数沿冷却气体流向增大, 且在喷嘴出口位置有所下降。这是因为冷却气体通过喷嘴从冷却腔射入旋流腔, 喷嘴附近的压力出现上升, 而后沿流向逐渐减小。对于单级旋流冷却结构, 压力损失主要源于旋流腔内部流动的损失。对于多级旋流冷却结构, 级与级之间的压力损失为主要因素。此外, 在 $z < 0.5\text{ m}$ 的位置, 即第一级旋流腔内部, 3 种结构的压力分布是类似的, 异侧结构的压力损失系数趋势与原有的同侧

布局相比没有发生太大的变化。异侧结构对于压力损失最大的优化在于级间的压力损失变化。随着雷诺数的增大,这种优化效果变得更加明显。

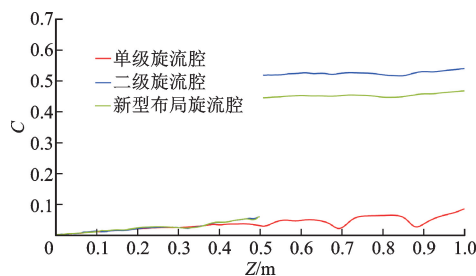


图8 旋流腔轴向压力损失系数分布曲线

Fig. 8 Mean pressure distribution curve in axial plane of swirl chamber

2.3 旋流腔喷嘴处的冷却气体分配

图9给出了雷诺数为20 000、30 000、40 000时,旋流腔中计算得到的各个喷嘴质量流量与冷却结构中冷却气体总质量流量的比值(m/m_c)的极差。对于异侧多级旋流冷却结构,冷却气体在喷嘴中的分配情况相比于原有的同侧结构有很大的变化。在雷诺数为20 000、30 000和40 000的工况下,异侧结构6个喷嘴中质量流量比极差分别为3.15%、2.58%和2.35%,不仅相比于原有的同侧结构下降了约60%,甚至低于传统的单级冷却结构,实现了比单级冷却结构更加均匀的冷却气体分配结果。

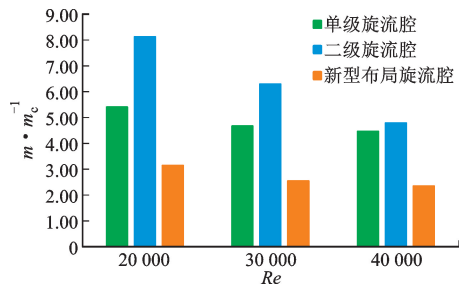
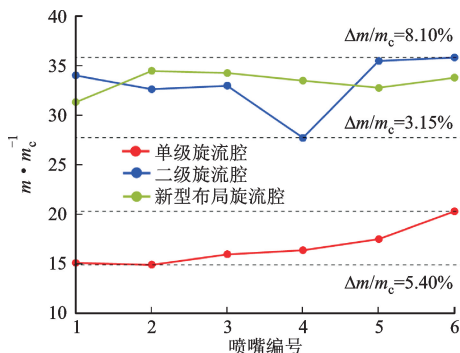


图9 不同雷诺数下不同结构的冷却气体分配差异

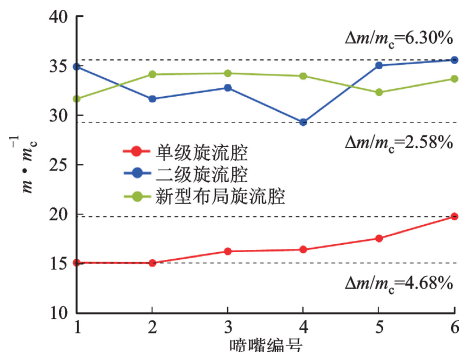
Fig. 9 Distribution differences of coolants in different structures at different Reynolds numbers

图10给出了冷却气体在喷嘴中的质量流量分配情况。对于单级旋流冷却,供气腔内的压力沿轴向几乎保持不变,但是旋流腔内受到摩擦效应影响,压力沿轴向逐渐降低。供气腔和旋流腔的压差逐渐增大,从而使得喷嘴流量沿轴向逐渐增加。随着雷诺数的提高,冷却气体在喷嘴中分配的均匀度也随之提高。异侧结构冷却气体分配最少的喷嘴为第1个喷嘴,符合单级冷却结构中 m/m_c 沿轴向方向逐

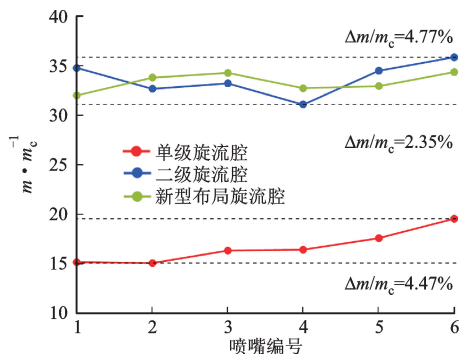
渐增大的现象。二级冷却结构中分配最少的第4个喷嘴的冷却气体量在异侧结构中被极大地改善了,新的连接结构将第2级旋流腔的上游喷嘴流动结构进行了优化,实现了冷却气体分配的均匀化。



(a) 雷诺数为 20 000



(b) 雷诺数为 30 000



(c) 雷诺数为 40 000

图10 冷却气体在喷嘴中的质量流量分配情况

Fig. 10 Mass flow rate distribution of coolants in the nozzles

异侧结构改变了级间转换区域的喷嘴布置后,整体结构更契合旋流腔螺旋状流动的旋向。在原有的同侧结构中,冷却气体进入第2级冷却腔时具有自由射流的特征,同时伴随大量湍流,冷却气体主流在第2级冷却腔轴向方向的流动有偏离喷嘴入口的趋势。第4个喷嘴由于紧邻第2级冷却腔入口,受到冷却气体流动偏离的影响,射流的质量流量出现显著下降。改变了布局之后,冷却气体进入第2级

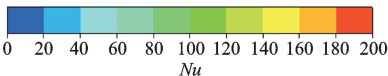
冷却腔的流动损失减弱,同时保留螺旋状流动的特征,向冷却腔下游继续发展,通过第 4 个喷嘴。

此时如果级间喷嘴采用异侧结构的设计,而第 2 级旋流腔的射流喷嘴保留原有的同侧结构布置,由于冷却气体在第 2 级旋流腔内部仍然有螺旋状旋流的特征,位于主流旋向上的第 4 个喷嘴会接收到大量的冷却气体,使得 6 个喷嘴中质量流量比极差急剧提升达到 20% 的水平。异侧结构将射流喷嘴设置在与级间喷嘴相同的切向位置避免了这一情况,将第 4 个喷嘴的冷却气体量提升到与同一级旋流腔下游喷嘴的相同水平,极大地改善了冷却气体分配的均匀度情况。

2.4 传热特性

图 11 给出了雷诺数为 20 000、30 000、40 000 时,旋流腔靶面位置的局部努塞尔数分布情况。冷却气体在喷嘴出口以较高的周向速度冲刷旋流腔靶面,形成较高的径向压力梯度,导致热边界层减薄,显著提高了换热强度。喷嘴射出的冷却气体高速射流与旋流腔内部的主流产生了强烈的剪切碰撞,提高了流动的湍流强度,从而形成了喷嘴出口区域带状的高努塞尔数区域。在通过喷嘴出口区域后,随着旋流腔内部流动的发展,流体沿轴向方向向下游螺旋前进,与旋流腔壁面不断发生摩擦,导致周向速度减小,换热强度下降,形成了喷嘴出口之间的低努塞尔数区域。对于单级旋流冷却结构的旋流腔,由于前文所提到的冷却气体在各个喷嘴中质量流量分配的不均匀,下游区域的努塞尔数更高,但由于横流的阻挡导致这一区域的传热强度实际上是有所下降的。对于二级旋流冷却结构的旋流腔,在大部分位置的努塞尔数都要高于相同雷诺数下的单级冷却结构。二级冷却结构的努塞尔数分布更加均匀,喷嘴之间的低努塞尔数区域得到了改善,尤其在上游区域可以明显看到喷嘴间的低努塞尔数区域消失了。

对于异侧多级旋流冷却结构的旋流腔,位于第 2 级旋流腔上游的第 4 个喷嘴位置处的努塞尔数显著提高,这是由于异侧结构对于级间连接部分的改良影响了这一区域的流动,冷却气体进入第 4 个喷嘴的质量流量明显提高,流动损失的减小也提高了第 4 个喷嘴射流的传热强度。



(a)雷诺数为 20 000 时的单级结构旋流腔

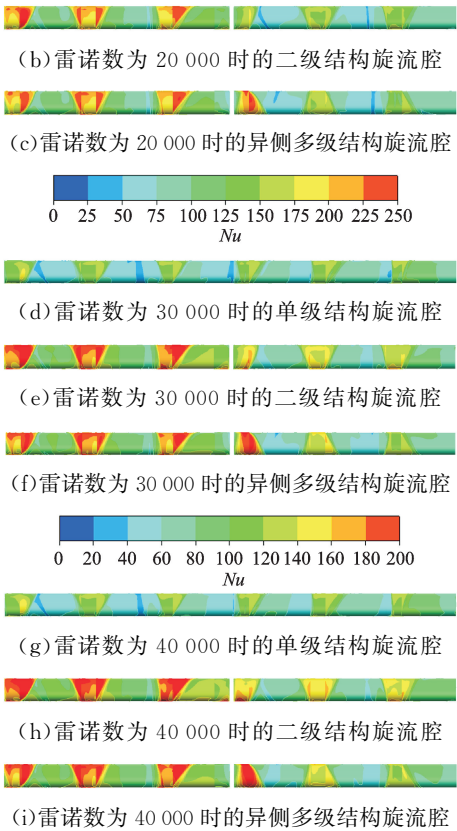
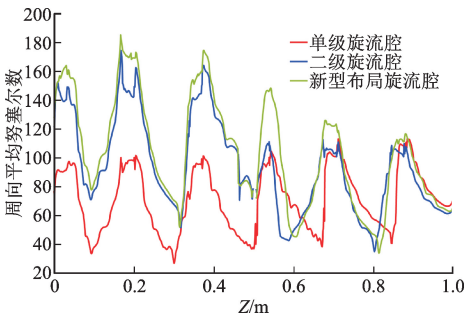


图 11 旋流腔靶面上努塞尔数分布云图

Fig. 11 Nusselt number distribution on the target surface

图 12 给出了雷诺数为 20 000、30 000、40 000 时,异侧多级旋流冷却结构和原有的同侧结构、传统的单级结构旋流腔壁面周向平均努塞尔数的分布情况。虽然多级冷却结构的周向平均努塞尔数相比于单级冷却结构有所提高,但级数的增加对于旋流腔下游区域传热的增强并不明显。这是由于多级冷却结构对于旋流腔影响最大的区域主要集中在上游区域,这一部分冷却气体的质量流量和湍流强度等相比于单级冷却结构都有较大提高。多级冷却结构下游区域的工况与单级冷却结构是类似的,全部的冷却气体汇集到第 5 个和第 6 个喷嘴所在的下游区域,这一部分多级冷却结构造成的影响相对较小。



(a)雷诺数为 20 000

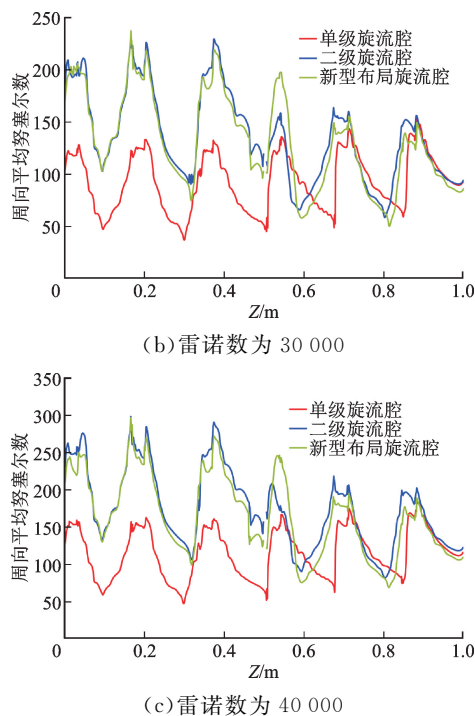


图12 旋流腔壁面周向平均努塞尔数分布情况
Fig. 12 Circumferentially-averaged Nusselt number distributions

对于异侧多级旋流冷却结构的旋流腔,周向平均努塞尔数在6个喷嘴的位置出现峰值,在相邻喷嘴之间的区域出现周向平均努塞尔数的谷值,与原有的同侧结构保持相似的趋势。由于异侧结构对于级间连接部分的改良,第4个喷嘴位置的努塞尔数峰值有明显的提高。同时,由于第4个喷嘴冷却气体质量流量的提高,下游区域获得的冷却气体量下降,导致异侧结构的第2级旋流腔下游的努塞尔数有一定的下降,但并不显著。异侧结构的总体换热效果更加平均,通过图像可以看出异侧结构的换热能力相比于原有的同侧结构有一定的提升。

3 结 论

本文提出了一种新型的异侧多级旋流冷却结构模型,目的在于保留多级旋流冷却结构优点的同时进一步改善流动结构与传热能力,探究多级旋流冷却结构的流场结构、压力损失、旋流腔喷嘴处的冷却气体分配和传热强度分布。本文在现有的多级旋流冷却方案研究的基础上进一步探究了多级冷却结构对于横流抑制的机理和影响规律,并针对多级冷却结构中较高的压力损失和不均匀的冷却气体分配提出了一种新型的异侧多级旋流冷却结构布局,通过研究得出以下结论。

(1)异侧多级旋流冷却结构优化了下级旋流腔上游区域的流动结构,增强了冷却气体在下级冷却腔射入旋流腔穿透横流集中冲刷旋流腔靶面的能力,改善了旋流冷却的换热能力。

(2)异侧多级旋流冷却结构针对多级冷却结构级间压力损失巨大的特点进行了优化,相比于二级冷却结构减少了22%的压力损失,并且随着雷诺数的增大这一优化效果更加明显。沿程压力损失虽然没有被完全削减,但是通过改变布局的方法已经得到了很大的改善。

(3)异侧多级旋流冷却结构旋流腔喷嘴处的冷却气体分配更加均匀,不仅优于原有的同侧结构,相比于传统的单级冷却结构冷却气体分配极差更是下降了40%,在高雷诺数下这一优势更为明显。

(4)异侧多级旋流冷却结构对于旋流腔内部总体换热情况有一定改善。异侧结构对于级间连接结构进行了改良,调整了第2级旋流腔上游区域的流动结构,第2级旋流腔上游喷嘴位置处的努塞尔数有显著的提高,在保留多级冷却结构大幅改善上游旋流腔级换热性能优势的同时,进一步提高了下游旋流腔级的换热能力。

参考文献:

- [1] SEIBOLD F, LIGRANI P, WEIGAND B. Flow and heat transfer in swirl tubes: a review [J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2022, 187: 122455.
- [2] KREITH F, MARGOLIS D. Heat transfer and friction in turbulent vortex flow [J]. Applied Scientific Research: Section A, 1959, 8(1): 457-473.
- [3] HAY N, WEST P D. Heat transfer in free swirling flow in a pipe [J]. Journal of Heat Transfer, 1975, 97(3): 411-416.
- [4] HEDLUND C R, LIGRANI 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] HEDLUND C R, LIGRANI P M, MOON H K, et al. Heat transfer and flow phenomena in a swirl chamber simulating turbine blade internal cooling [J]. Journal of Turbomachinery, 1999, 121(4): 804-813.
- [6] BIEGGER C, SOTGIU C, WEIGAND B. Numerical investigation of flow and heat transfer in a swirl tube [J]. International Journal of Thermal Sciences, 2015, 96: 319-330.

- [7] NOVOTNY P, WEIGAND B, MARSIK F, et al. Flow structures in a swirl flow-vortex breakdown condition [J]. *Journal of Physics: Conference Series*, 2018, 1045(1): 012031.
- [8] BIEGGER C, WEIGAND B. Flow and heat transfer measurements in a swirl chamber with different outlet geometries [J]. *Experiments in Fluids*, 2015, 56(4): 78.
- [9] LIU Zhao, LI Jun, FENG Zhenping, 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.
- [10] LIU Zhao, LI Jun, FENG Zhenping, et al. Numerical study on the effect of jet spacing on the Swirl flow and heat transfer in the turbine airfoil leading edge region [J]. *Numerical Heat Transfer: Part A Applications*, 2016, 70(9): 980-994.
- [11] LIU Zhao, LI Jun, FENG Zhenping. Numerical Study on the effect of jet slot height on flow and heat transfer of swirl cooling in leading edge model for gas turbine blade [C]//ASME Turbo Expo 2013: Turbine Technical Conference and Exposition. New York, NY, USA: ASME, 2013: V03AT12A029.
- [12] LIU Zhao, LI Jun, FENG Zhenping. Numerical study of swirl cooling in a turbine blade leading-edge model [J]. *Journal of Thermophysics and Heat Transfer*, 2015, 29(1): 166-178.
- [13] 杜长河, 范小军, 李亮, 等. 喷射角度和喷嘴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*, 2016, 50(4): 76-80, 146.
DU Changhe, FAN Xiaojun, LI Liang, et al. Influences of jet angle and jet nozzle number on flow and heat transfer characteristics of swirl cooling [J]. *Journal of Xi'an Jiaotong University*, 2016, 50(4): 76-80, 146.
- [14] 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, 143.
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, 143.
- [15] 杜长河, 李森, 李亮, 等. 叶片前缘旋流蒸汽冷却流动和传热的数值研究 [J]. *西安交通大学学报*, 2015, 49(10): 72-78.
DU Changhe, LI Sen, LI Liang, et al. Numerical study on characteristics of flow and heat transfer of steam vortex cooling for blade leading edges [J]. *Journal of Xi'an Jiaotong University*, 2015, 49(10): 72-78.
- [16] DU Changhe, LI Liang, FAN Xiaojun. Numerical study on vortex cooling flow and heat transfer behavior under rotating conditions [J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2017, 105: 638-647.
- [17] BIEGGER C, RAO Yu, WEIGAND B. Flow and heat transfer measurements in swirl tubes with one and multiple tangential inlet jets for internal gas turbine blade cooling [J]. *International Journal of Heat and Fluid Flow*, 2018, 73: 174-187.
- [18] LUAN Yuxuan, DU Changhe, FAN Xiaojun, et al. Investigations of flow structures and heat transfer in a swirl chamber with different inlet chambers and various aerodynamic parameters [J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2018, 118: 551-561.
- [19] WANG Jiefeng, DU Changhe, WU Fan, et al. Investigation of the vortex cooling flow and heat transfer behavior in variable cross-section vortex chambers for gas turbine blade leading edge [J]. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 2019, 108: 104301.
- [20] LIU Yuyang, RAO Yu, WEIGAND B. Heat transfer and pressure loss characteristics in a swirl cooling tube with dimples on the tube inner surface [J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2019, 128: 54-65.
- [21] XIAO Kun, HE Juan, FENG Zhenping. Effects of trapezoidal swirl chamber on cross-flow suppression and heat transfer enhancement in turbine blade leading-edge swirl cooling [J]. *Heat Transfer Research*, 2022, 53(12): 55-73.
- [22] XIAO Kun, HE Juan, FENG Zhenping. Effects of variable jet nozzle angles on cross-flow suppression and heat transfer enhancement of swirl chamber [J]. *Journal of Thermal Science*, 2022, 31(1): 214-223.
- [23] 李菲. 透平前缘旋流冷却横流抑制及换热强化机理研究 [D]. 西安: 西安交通大学, 2021.
- [24] YAO Ran, SU Hang, CHENG Yun, et al. Numerical investigation of a novel multistage swirl cooling conception in blade leading edge of gas turbine [J]. *International Journal of Thermal Sciences*, 2022, 172(Part A): 107269.
- [25] RAO Yu, BIEGGER C, WEIGAND B. Heat transfer and pressure loss in swirl tubes with one and multiple tangential jets pertinent to gas turbine internal cooling [J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2017, 106: 1356-1367.

(编辑 武红江 杜秀杰)