

湿空气含湿量对燃气轮机透平叶片复合冷却性能影响的实验与数值研究

李健武¹, 吴昕², 谢昌亚², 庞春风², 刘双白², 李亮¹

(1. 西安交通大学能源与动力工程学院, 710049, 西安;

2. 华北电力科学研究院有限责任公司, 100045, 北京)

摘要: 为了探究以湿空气作为冷却介质时透平叶片冷却的复合冷却性能, 结合实验和数值方法探究了湿空气含湿量对透平叶片湿空气冷却性能的影响。以 GE-E³ 叶型为基础, 建立了带有冲击冷却、U型带肋通道冷却、柱肋冷却、尾缘劈缝以及气膜冷却结构的复合冷却透平叶片。测量了不同冷气与主流质量流量比条件下, 采用不同湿空气含湿量的湿空气作为冷却工质时 50% 叶高处叶片表面温度分布。实验结果表明, 在不同的主流温度下, 增加湿空气含湿量均能降低叶片表面温度。在主流进口温度分别为 473、873 K 条件下, 采用含湿量分别为 163.0、173.8 g/kg 的湿空气作为冷却工质时, 相较于 17 g/kg 的湿空气冷却工况, 叶片表面冷却效率分别提高了 9%~11% 和 7%~9%, 叶片表面温度分别降低了 4.1~5.2 K 和 19.0~21.3 K。数值研究结果表明: 带 $\gamma-\theta$ 转捩模型的 SST $k-\omega$ 模型能够更为准确地预测湿空气冷却时的叶片表面的温度分布; 湿空气含湿量的增加能够整体提高叶片表面冷却效率, 叶片表面冷却效率的变化在气膜覆盖区域更为显著。

关键词: 透平叶片; 湿空气冷却; 含湿量; 复合冷却

中图分类号: TK474.7 **文献标志码:** A

DOI: 10.7652/xjtuxb202410012 **文章编号:** 0253-987X(2024)10-0133-12

Influence of Humidity Ratio of Humid Air on Composite Cooling Performance of Gas Turbine Blades-Experimental and Numerical Approaches

LI Jianwu¹, WU Xin², XIE Changya², PANG Chunfeng², LIU Shuangbai², LI Liang¹

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

2. North China Electric Power Research Institute Co., Ltd., Beijing 100045, China)

Abstract: To explore the composite cooling performance of turbine blades using humid air as the cooling medium, the influence of humidity ratio of humid air on composite cooling performance of gas turbine blades is investigated through combined use of experimental and numerical approaches. Based on the GE-E³ blade profile, a blade with impingement cooling, U-shaped ribbed channels, pin fin structure, trailing edge slot and film cooling is established. The blade surface temperature at different positions at 50% blade height of the blade is measured under different mass flow ratios of coolant to mainstream using humid air with varying humidity ratio

收稿日期: 2024-03-29。 作者简介: 李健武(1996—), 男, 博士生; 李亮(通信作者), 男, 教授, 博士生导师。

基金

项目: 国家科技重大专项资助项目(2017-I-0009-0010)。

网络出版时间: 2024-06-07

网络出版地址: <https://link.cnki.net/urlid/61.1069.T.20240607.1122.004>

levels. The experimental results show that increasing the humid ratio consistently can reduce the blade surface temperature across different mainstream temperatures. Specifically, when the mainstream temperatures were 473 K and 873 K and humid air with a humid ratio of 163.0 and 173.8 g/kg was used as the coolant, the cooling efficiency of the blade surface increased by 9%—11% and 7%—9% respectively and the blade surface temperature decreased by around 4.1—5.2 K and 19.0—21.3 K compared to the condition with a humid ratio of 17 g/kg. Numerical results show that the SST $k-\omega$ model with the $\gamma-\theta$ transition model can accurately predict the temperature distribution on the blade surface for humid air cooling, increasing the humid ratio can improve overall cooling efficiency, and the change of cooling efficiency was especially significant in the film-cooling coverage area.

Keywords: turbine blades; humid air cooling; humidity ratio; composite cooling

燃气轮机作为一种重要的动力装置,已被广泛应用于航空航天、电力、船舶等工业领域。随着燃气轮机朝着高效率、低排放、低成本和高灵活性等方向的发展,学者们不断提出和研发各种基于燃气轮机的新型动力循环,湿化燃气轮机循环 HTA 被认为是其中最具代表性的一种^[1]。研究湿化燃气轮机的性能涉及到压气机进口空气的高效冷却、湿压缩、空气湿化、湿空气回热、湿燃烧等多个方面^[2],其中湿空气透平冷却性能的预测研究是一个重要方面^[3]。相对于干空气,湿空气具有更大的比热容和导热率,更低的密度和黏性系数,从而表现出更优异的气动和传热性能^[4],这对减少冷却空气使用量和提高湿化燃气轮机的整机效率具有重要意义。研究湿空气透平叶片冷却性能的变化规律,分析湿空气物性的变化以及空气与水蒸气两种介质在流动和传热过程中的相互作用,从而建立起湿空气透平冷却性能的分析、预测和评估方法,这对掌握湿化燃气轮机全工况下透平冷却性能,保证湿化燃气轮机高温透平叶片的运行安全具有重要意义。

目前,许多专家学者对燃气轮机叶片单一冷却方式进行了大量研究^[5-6]。部分专家学者将单一的内部冷却方式与气膜冷却相结合的复合冷却进行了研究^[7-8]。部分学者将内部冷却通道简化为圆形径向冷却孔,对叶片内外表面换热进行了研究^[9-12]。赖佑奎等^[13]采用磁共振测速(MVR)技术测量了一种复合冷却涡轮叶片的三维流场,并重点研究了叶片尾缘的流动特征;朱兴丹等^[14]采用三维流固耦合换热计算研究了旋转状态下涡轮叶片冷却结构复合冷却性能,并讨论了辐射换热和转速对综合冷却效果的影响。但目前针对整个叶片的复合冷却方式的研究,尤其是实验研究还比较少,而随着燃气轮机的

发展,燃气轮机透平叶片冷却系统朝着更高效、更复杂的方向发展,因此探究不同冷却方式的综合冷却性能是一个重要的课题。

对于不同冷却工质的冷却研究,Jiang等^[15-17]向空气中喷入气雾,对带肋通道内的流动和换热进行了研究。Jordal等^[18]比较了干空气、湿空气和蒸汽作为冷却工质对燃气轮机性能的影响,研究表明用湿润空气冷却能提高燃气轮机热效率。Facchini等^[19]比较了空气和蒸汽冷却中燃气轮机的冷却性能,结果表明,采用一种蒸汽和空气混合冷却结构能使得叶片冷却更加均匀。Dhanasekaran等^[20]以液滴/蒸汽作为工质对高温、高压工况下的燃气轮机叶片进行了研究,结果表明,向冷却工质中注入5%的雾气,平均可实现100%的冷却效率。Abdelmaksound等^[21]研究了3D透平叶片的空气/水雾冷却耦合传热情况,研究结果显示,叶片表面气雾两相流冷却性能提高10%~25%,在内部冷却通道中的局部区域这一数值可达到50%。马超等^[22]以实验对比了蒸汽和空气两种工质冷却条件下叶片表面温度,实验结果表明,蒸汽蒸汽相对于空气冷却可以使平均叶片冷却效率提升10%以上。符阳春等^[23]采用热流耦合的数值方法对带有径向冷却孔的C3X叶片进行了计算,对比分析了干空气与湿空气冷却效果的差异,在主流进口温度为1473 K的条件下,湿空气含湿量从0增加到200 g/kg时,叶片冷却效率提高8%,叶片表面平均温度下降约20 K。李健武等^[24]通过数值模拟方法,使用湿空气作为冷却工质,对进口雷诺数和湿空气含湿量对冲击冷却流动和传热特性的影响进行分析,发现冲击冷却换热靶面 Nu 数随着含湿量的增大而增大,并拟合出湿空气冲击冷却的传热关联式。朱华等^[25-26]对湿空气平板气膜

冷却进行了研究,研究表明,当吹风比较低时,靶面气膜冷却效率随着含湿量的增大而提高,当吹风比高于 1.0 时,靶面平均气膜冷却效率随着含湿量的增大而降低。

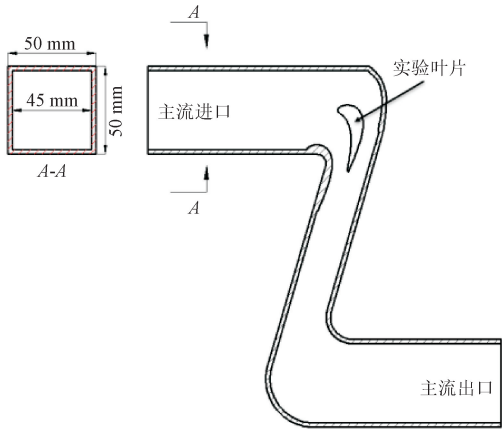
使用湿空气作为湿化燃气轮机透平叶片冷却系统的冷却工质,可以有效提高冷却效率,然而目前国内外对于湿化燃气轮机湿空气透平叶片复合冷却的研究还比较少,因此研究湿化燃气轮机叶片复合冷却性能具有重要意义。本文通过实验与数值模拟的方法,分别研究了含有前缘冲击冷却、中弦区 U 型带肋通道冷却、气膜冷却以及尾缘柱列冷却等经典冷却结构的涡轮叶片,分析了不同含湿量的湿空气冷却下叶片表面温度的分布情况。

1 湿空气透平叶片冷却系统实验研究

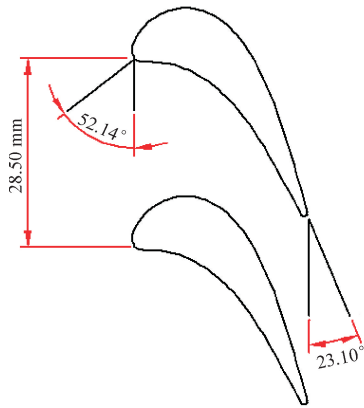
1.1 透平叶片实验件

湿空气透平叶片冷却实验段主要由主流通道、透平叶片以及透平叶片内部的冷却通道组成。叶片叶型以 GE-E³ 发动机第一级动叶中间截面叶型的型线为参考,并根据 Timko^[27] 的叶片冷却实验前缘冲击冷却、中弦区 U 型带肋通道冷却、尾缘柱肋冷却、尾缘劈缝以及气膜冷却结构的复合冷却叶片。

图 1 给出了湿空气透平叶片冷却实验段与实验叶片的示意图,主流通道为截面 45 mm×45 mm 的方形通道,实验叶片通过开设于主流通道上下壁面且与叶片型线一致的开口插入实验段,置于通道中心。主流气体经过主流进口进入主流通道,经过与透平叶片表面换热后从主流出口排出。图 1(b)给出了实验叶片的参数,实验叶片设计为直叶片,叶片高度为 45 mm,栅距为 28.50 mm,进出口气流角分别为 52.14°、23.10°。



(a)实验段示意图



(b)实验叶片示意图

图 1 实验段与实验叶片示意图

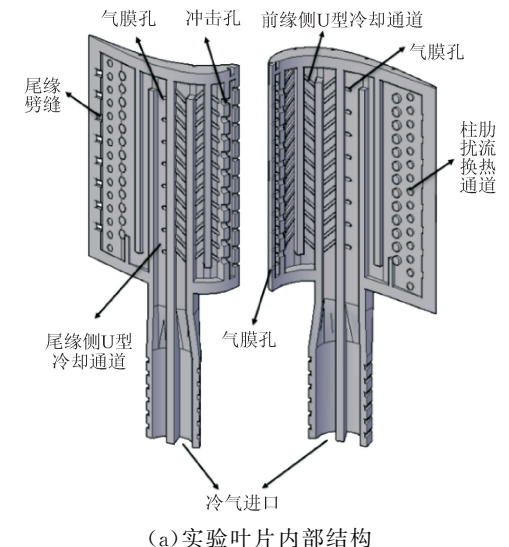
Fig. 1 Diagram of experimental section and experimental blade

图 2 给出了实验叶片内部的冷却结构。如图 2(a)所示,冷却气流从叶片中弦区进入叶片后,一部分气流经位于叶片前缘侧的 U 型冷却通道后,通过 10 个沿叶高方向等距布置的冲击孔冲击至叶片前缘内壁面,最后从位于前缘处的气膜孔流出,冲击孔的直径为 1.5 mm。叶片前缘处的气膜孔参考常见的 Showerhead 布置方式,如图 2(b)所示。叶片采用 3D 打印加工,前缘处气膜孔直径设计为 0.9 mm,其中一排沿滞止线布置,另外两排气膜孔与 Showerhead 气膜孔布置方式相比,更加远离前缘滞止线。为了方便表述,将前缘 3 排气膜孔分别命名为 L1、L2、L3 排气膜孔(L 代表前缘),其中 L1 排气膜孔数为 11,沿叶高方向均匀布置;而其余两排气膜孔数均为 21,沿叶高方向均匀布置。尾缘侧 U 型通道吸力面和压力面两侧各开设有一排气膜孔,其中吸力面侧气膜孔命名为 S 排气膜孔,而压力面侧气膜孔命名为 P 排气膜孔。两排气膜孔沿叶高平均分布,数目均为 8,进入尾缘侧 U 型通道的冷却气体,一部分冷却工质从气膜孔流出,其余冷却工质经过尾缘柱肋扰流通道,最后从尾缘劈缝流出进入主流。

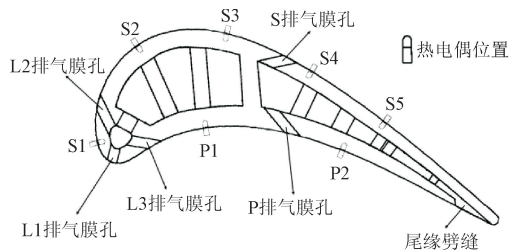
为了测量叶片表面温度,在叶片外表面 50%叶高处沿燃气流向共开设了 7 个宽 0.45 mm、深 0.60 mm 的槽以布置热电偶,热电偶布置位置如图 2(b)所示,为了方便表述,根据 7 个热电偶在吸力面与压力面的位置分别编号为 S1~S5、P1~P2,S 代表吸力面侧,P 代表压力面侧,同时在冷却气流进口处布置热电偶以测量冷气进口温度。

为了准确测量叶片表面的温度分布,首先将 7

个线径为 0.1 mm 的 K 型热电偶头部放入实验叶片表面开设的 7 个槽中,并用直径 0.5 mm 的 316L 不锈钢丝压紧,使热电偶头部的金属球与叶片材料紧密贴合。热电偶线沿槽道从叶片顶部引出,并用双组份耐高温密封胶固定和填充槽道,以保持叶片表面的平整。



(a) 实验叶片内部结构



(b) 叶片表面气膜孔及热电偶位置

图2 实验叶片结构示意图

Fig. 2 Schematic of the experimental blade structure

1.2 实验测量方法

实验系统由主风机和辅风机来提供稳定气流,主风机和主加热器为实验提供高温主流,辅风机和辅加热系统提供冷却工质。此外,实验采用了蒸汽发生器产生水蒸气,蒸汽发生器提供过热蒸汽与加热后的空气混合形成湿空气,二者混合后又经过一个加热器以加热至实验所需温度,通过调节干空气与水蒸气的流量比可获得不同含湿量的湿空气。实验中温度的测量采用了 K 型铠装热电偶,所有的流量、压力、温度等实验数据均连接至数据采集板,待各项参数稳定后,记录流量、压力、温度等数据。实验系统结构、主加热系统、蒸汽发生系统、实验段与测试系统的详细介绍参考文献[25-26]。

1.3 实验参数定义

冷气与主流的质量流量比 ω 定义为冷气质量流

量与主流质量流量的比,即

$$\omega = \frac{G_c}{G_m} = \frac{G_{c,a} + G_{c,g}}{G_m} \quad (1)$$

式中: G_c 为冷却工质的质量流量; G_m 为主流的质量流量; $G_{c,a}$ 、 $G_{c,g}$ 分别为冷气中干空气的质量流量和水蒸气的质量流量。

定义主流进口雷诺数

$$Re_m = \frac{\rho_m U_{m,in} L}{\mu_m} = \frac{G_m}{L \mu_m} \quad (2)$$

式中: ρ_m 为主流密度; $U_{m,in}$ 为主流进口速度; L 为进气腔的宽度; μ_m 为主流的动力黏度。

定义冷气进口雷诺数

$$Re_c = \frac{\rho_c U_{c,in} D_h}{\mu_c} = \frac{G_{c,a} + G_{c,g}}{(\pi/4) \mu_c D_h} \quad (3)$$

式中: ρ_c 为冷气的密度; $U_{c,in}$ 为冷气的进口速度; D_h 为实验段冷气进口处所连接进气管道的直径; μ_c 为冷却工质的动力黏度。

湿空气的含湿量 d 定义为每千克干空气中所含水蒸气的质量,其表达式为

$$d = \frac{m_g}{m_a} \quad (4)$$

式中: m_g 为冷却工质中水蒸气的质量, g; m_a 为冷却工质中干空气的质量, kg。

定义叶片表面冷却效率

$$\eta = \frac{T_m - T}{T_m - T_c} \quad (5)$$

式中: T_m 为主流进口温度; T_c 为冷气进口温度; T 为叶片表面温度。

含湿量的增加使得叶片表面温度逐渐降低,含湿量变化所引起冷却效率的变化量 $\Delta\eta_d$ 为

$$\Delta\eta_d = \frac{\eta - \eta_d}{\eta_d} \times 100\% \quad (6)$$

式中: η_d 为自然空气冷却条件下叶片表面的冷却效率。

1.4 实验工况

透平叶片湿空气复合冷却实验过程中,保持冷气进口温度为 403 K 不变,分别调节主流进口温度为 473、873 K。实验测量了不同主流雷诺数 Re_m 、不同冷气与主流的质量流量比 ω 条件下的湿空气冷却特性,每一组工况分别进行了含湿量从 0 增加到 150 g/kg 条件下 4 个工况的实验。但是,在实际实验时,由于当地环境空气中本身就含有一定的水蒸气,含湿量并不为 0,因此实验过程中需要记录当前空气的含湿量,再对实验测量的含湿量进行修正,修正后的实验工况参数如表 1 所示。

表 1 透平叶片湿空气复合冷却实验工况
Table 1 Turbine blade composite cooling experiment cases

工况	T_m /K	Re_m	ω /%	d / (g · kg ⁻¹)			
1	473	43 000	5	17.9	72.6	92.3	169.9
2	473	43 000	10	16.7	84.3	127.7	163.0
3	473	43 000	15	17.0	65.0	123.8	183.8
4	473	63 000	10	17.3	61.4	117.9	165.0
5	873	16 000	10	17.2	65.9	98.5	153.3
6	873	16 000	15	18.0	61.4	128.1	177.9
7	873	25 000	10	15.4	89.8	123.6	173.8

1.5 稳定换热条件与测试数据不确定度分析

在保证操作正确的前提下,由于测量仪的精度问题,实验中不可避免地会产生测量误差。按照误差分析理论,当变量 V 为若干个独立变量 $a, b, \cdots$ 的函数即 $V = V(a, b, \cdots)$ 时,变量 V 的误差可写为

$$e_v = \left[\left(\frac{a}{V} \frac{\partial V}{\partial a} e_a \right)^2 + \left(\frac{b}{V} \frac{\partial V}{\partial b} e_b \right)^2 + \cdots \right]^{1/2} \quad (7)$$

式中: e_v 为待确定变量 V 的误差; e_a, e_b 为各个独立变量的测量误差; $\partial V / \partial a, \partial V / \partial b$ 等为误差传递系数。

根据式(1)可知,冷气与主流的质量流量比的测量误差取决于冷气流量与主流流量的测量误差。根据式(7),可得质量流量比的测量误差

$$e_\omega = \frac{(G_{c,a}^2 e_{c,a}^2 + G_{c,g}^2 e_{c,g}^2 + e_m^2)^{1/2}}{G_{c,a} + G_{c,g}} \quad (8)$$

式中: $e_{c,a}, e_{c,g}$ 分别为冷气通道干空气流量计和水蒸气流量计的测量误差; e_m 为主流干空气流量计的测量误差。根据流量计测量精度,干空气流量计和水蒸气流量计的最大测量误差均小于 0.006,为了方便计算,取 $e_{c,a} = e_{c,g} = e_m = 0.006$ 。经过计算,质量流量比的最大测量误差小于 1.03%。

根据式(2),可知主流进口雷诺数的测量误差取决于主流空气质量流量的测量误差。根据式(7)可得主流进口雷诺数的测量误差

$$e_{Re,m} = e_m \quad (9)$$

主流雷诺数的最大测量误差小于 0.60%。根据式(3)可得冷气进口雷诺数的测量误差取决于冷气质量流量的测量误差,根据式(7)可得冷气进口雷诺数的测量误差

$$e_{Re,c} = \left(\frac{G_{c,a}^2 e_{c,a}^2 + G_{c,g}^2 e_{c,g}^2}{(G_{c,a} + G_{c,g})^2} \right)^{1/2} \quad (10)$$

经过计算,冷气进口雷诺数的测量误差小于 0.6%。根据式(4)可知,含湿量的测量误差取决于干空气和水蒸气流量的测量误差。根据式(7)可得湿空气含湿量 d 的测量误差

$$e_d = (e_{c,a}^2 + e_{c,g}^2)^{1/2} \quad (11)$$

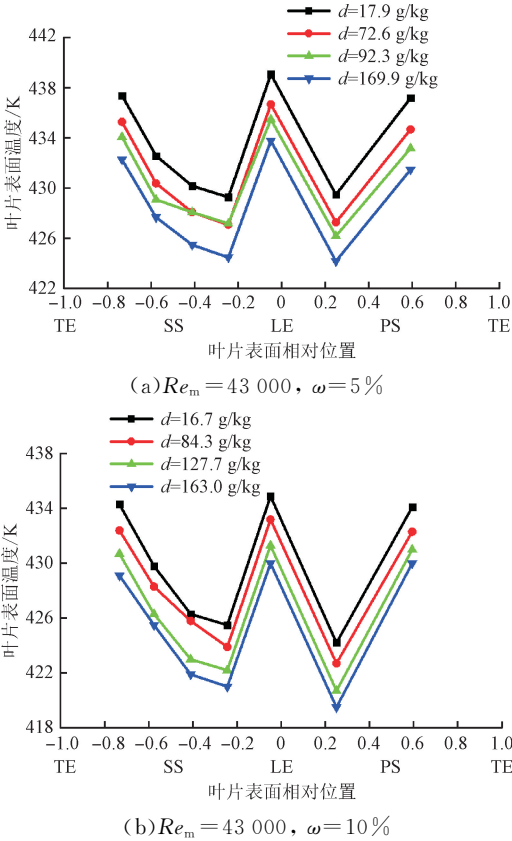
经过计算,湿空气含湿量的最大测量误差小于 0.85%。根据式(5)可知,冷却效率的测量误差来源于主流进口温度、冷气进口温度和叶片表面温度的测量误差。根据式(7),可得冷却效率的测量误差

$$e_\eta = e_T \cdot \left[\frac{T_m^2 (T - T_c)^2 + T^2 (T_m - T_c)^2 + T_c^2 (T_m - T)^2}{(T_m - T)^2 (T_m - T_c)^2} \right]^{\frac{1}{2}} \quad (12)$$

式中: e_T 为热电偶温度测量误差, $e_T < 0.01$ 。由此可计算冷却效率最大测量误差小于 2.67%。

1.6 实验结果分析

为了直观显示各工况的实验结果,图 3、图 4 给出了不同主流温度 T_m 、不同主流进口雷诺数 Re_m 、不同冷气与主流流量比条件下叶片表面测量温度。在每种进口工况下,比较了 4 种湿空气含湿量条件下的叶片表面温度。图中 LE、TE 分别表示叶片前缘和尾缘,SS、PS 分别表示吸力面和压力面,横坐标为叶片轴向相对位置。



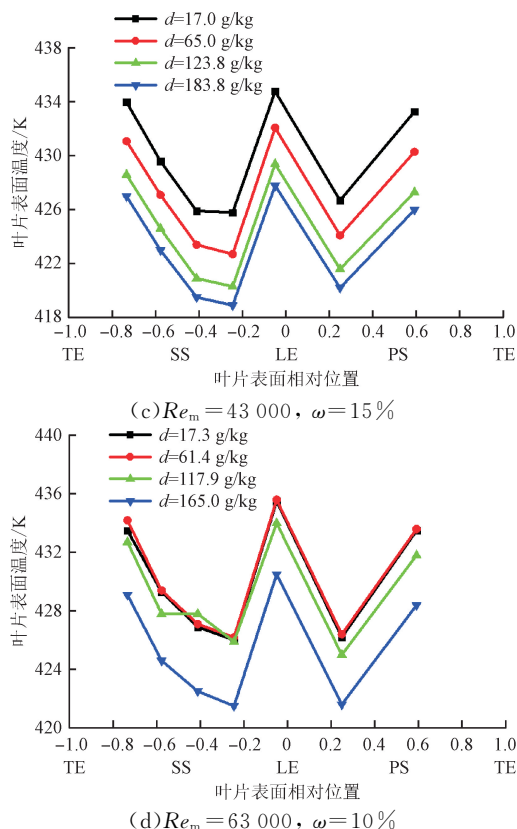
图3 叶片表面温度沿叶片表面分布曲线($T_m = 473$ K)

Fig. 3 Temperature distribution variation along the blade surface($T_m = 473$ K)

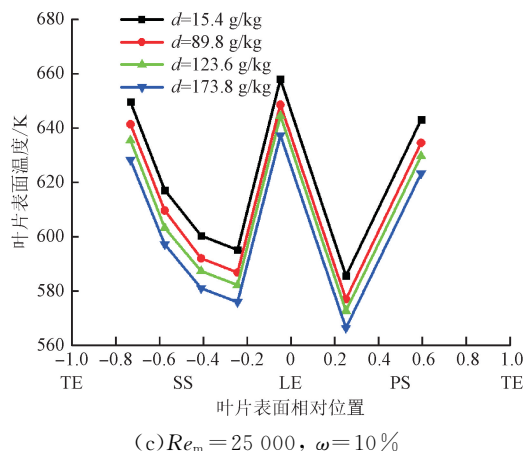
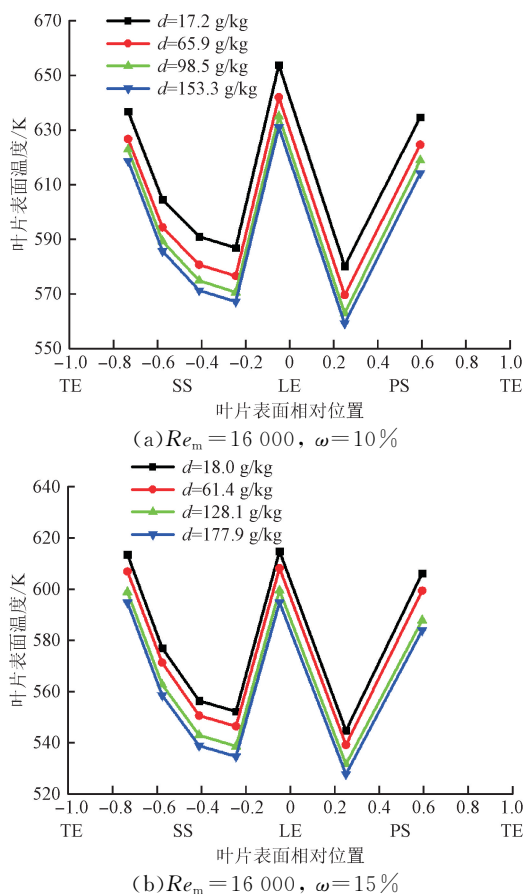
图4 叶片表面温度沿叶片表面分布曲线($T_m = 873$ K)

Fig. 4 Temperature distribution variation along the blade surface($T_m = 873$ K)

各实验工况下叶片表面温度分布的规律具有相似性。位于叶片吸力面靠近前缘的热电偶 S1 测得的温度最高,这是因为叶片前缘直接受到高温主流的冲刷,形成高换热强度的滞止区域,从而形成叶片前缘的高温区域。沿着叶片表面主流气体的流向,即叶片表面相对位置从 0 至 -0.75,叶片温度先降低后升高。叶片表面温度分布的这种特点与实验叶片采用的冷却方案相吻合,低温冷气先进入中弦区 U 型通道,经过通道内的对流换热后冷气温度升高,再进入叶片前缘和尾缘参与冲击冷却与尾缘柱肋冷却。这导致中弦区的叶片燃气侧和冷气侧温差最高,使得叶片中弦区得到的冷却效果最为显著,因而可以观察到位于叶片中弦区的热电偶 S2 和 P1 温度最低。而越靠近叶片尾缘区域,叶片表面温度越高,这是因为叶片尾缘较薄,内部冷却通道狭窄,冷却气体流动阻力大,冷却气体的冷却效果有限,因而叶片尾缘区域温度较高。

对比图 3(a)、(b)、(c)及图 4(a)、(b)可以发现,叶片表面温度均随冷却含湿量的增大而有所降低。在不同冷气与主流质量流量比下,湿空气含湿量变化所引起的叶片表面温度的变化规律大致相同。这是因为,湿空气的比热容和导热率随着湿空气含湿量的增大而增大,在相同质量流量的冷却工质条件下,更高的比热容和导热率能够更快速地带走更多的热量,从而实现更好的冷却效果。

对比图 3(b)、(d)和图 4(a)、(c)可以发现,在相同的主流温度和冷气与主流质量流量比条件下,增大主流进口雷诺数会使得叶片表面温度升高。这是因为,增大主流雷诺数使得叶片燃气侧的流动湍

动度增强,从而加强了主流与叶片间的对流换热。对比图 3(a)、(b)、(c)可以发现,在相同的主流温度和主流雷诺数条件下,增加冷气与主流质量流量比会降低叶片表面温度。在主流雷诺数不变的条件下,增加冷气与主流质量流量比意味着增加了冷气的质量流量,从而增加了单位时间内冷气的吸热量。因此,冷气与主流质量流量比越大,叶片表面温度越低。

图 5 展示了叶片表面冷却效率变化量 $\Delta\eta_d$ 随含湿量的分布情况。从图 5 可以看出,叶片表面 7 个测点的冷却效率变化量 $\Delta\eta_d$ 均为正值,且随着含湿量的升高而增大。随着含湿量的增加,7 个热电偶测点处的冷却效率均有所增加,叶片表面温度有所降低。当主流进口温度为 473 K,含湿量从 17 g/kg 依次增至 163.0 g/kg 时,叶片冷却效率 $\Delta\eta$ 提高了约 9%~11%,而当主流进口温度为 873 K,含湿量从 17 g/kg 依次增至 173.8 g/kg 时,叶片冷却效率 $\Delta\eta$ 提高了约 7%~9%。这是因为,在高温条件下,不同含湿量的湿空气物性差异更小,湿空气冷却性能逐渐减弱。

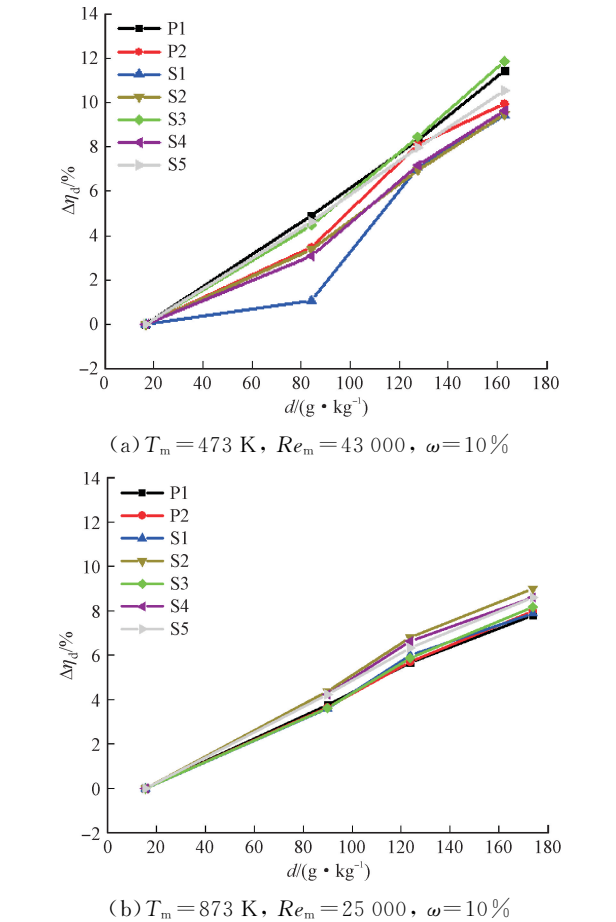


图 5 叶片冷却效率变化量 $\Delta\eta_d$ 随含湿量的变化

Fig. 5 Variation of blade cooling efficiency $\Delta\eta_d$ with humidity ratio

综合对比图 3、图 4 可以看出,虽然高温下湿空气含湿量对湿空气冷却性能的增强作用减弱,但由于高温下主流与冷气间的温差更大,增加湿空气含湿量使叶片表面温度下降的幅值远高于低温条件下。在进口温度分别为 473、873 K 条件下,含湿量从 17 g/kg 分别增至 163.0 g/kg 和 173.8 g/kg 时,叶片表面温度分别降低了 4.1~5.2 K 和 19.0~21.3 K。

2 湿空气透平叶片复合冷却特性的数值分析

2.1 几何模型

由于实验条件的限制,实验仅测量了 50% 叶高处 7 个点的温度,难以获得整个叶片表面的温度分布。为了分析冷气含湿量对叶片表面温度分布的影响,采用数值模拟的方法针对实验工况进行了计算并进行补充分析,数值计算的几何模型与实验模型保持一致,并利用 ANSYS ICEM 软件对主流通道、叶片固壁和内部冷却通道分别进行非结构网格划分,如图 6 所示。

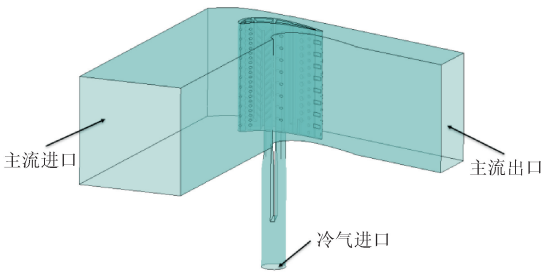


图 6 复合冷却叶片的数值计算模型

Fig. 6 Numerical model of turbine composite cooling blade

2.2 边界条件及求解设置

数值模拟的边界条件与实验条件保持一致,计算工况与表 1 保持一致。计算域中所有的流固界面设置为热流耦合壁面,主流通道壁面以及叶根叶顶壁面设置为绝热壁面。主流设置为干空气,冷却工质为干空气和水蒸气的混合物,通过改变水蒸气的含量可得不同含湿量的湿空气。湿空气的物性通过基于各组分质量分数的理想混合模型计算得到,详细的流体参数设置参考文献[25-26]。

2.3 网格无关性验证

为了保证数值计算的准确性,首先对所采用的计算网格进行了网格无关性分析。采用网格总数分别为 1 800、2 415、2 710 和 3 150 万的 4 种网格,对主流进口温度 $T_{m,in}$ 为 473 K、主流进口雷诺数为 43 000、冷气与主流质量流量比为 10% 和冷却气体含湿量

为 84.3 g/kg 的工况分别进行了数值计算。图 7 给出了叶片吸力面侧和压力面侧的平均温度随网格数的变化曲线。由图 7 可知:叶片吸力面侧平均温度略高于压力面侧,当网格数少于 2 710 万时,两个面平均温度均随着网格数的增大而增大;当网格数超过 2 710 万时,两个面平均温度几乎不再随网格数的变化而变化。因此,后续选用 2 710 万的网格进行计算。

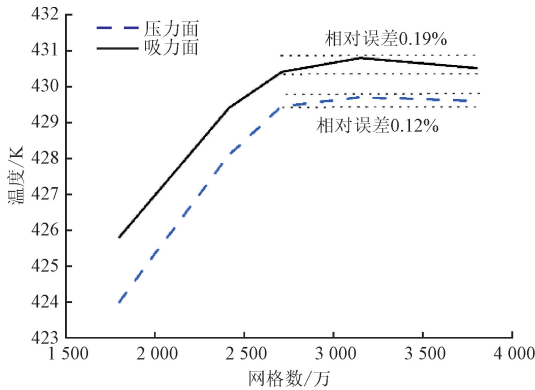


图 7 网格无关性验证
Fig. 7 Grid independence validation

2.4 湍流模型选择

为了验证数值方法的准确性,针对主流进口温度为 473 K、主流进口雷诺数为 43 000、冷气与主流质量流量比为 10%、冷气含湿量为 84.3 g/kg 的实验工况进行了验证。该步骤选取了 $k-\epsilon$ 模型、 $k-\omega$ 模型、SST $k-\omega$ 模型和带 $\gamma-\theta$ 转捩模型的 SST $k-\omega$ 模型 4 种两方程湍流模型分别进行求解。

图 8 给出了采用不同湍流模型计算得到的 50% 叶高处沿叶片轴向的叶片表面温度分布曲线,其中横坐标为沿叶片弧长坐标的相对位置,叶片前缘滞止点位于坐标原点,压力面为正,吸力面为负。

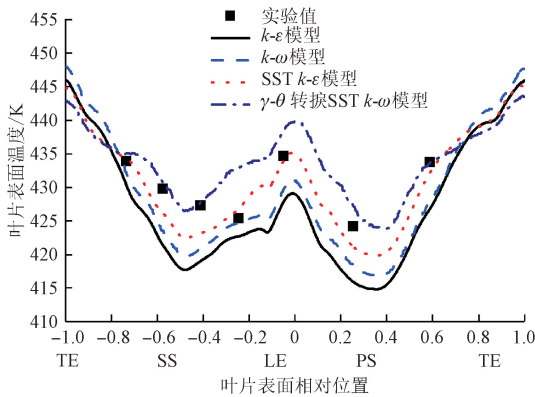
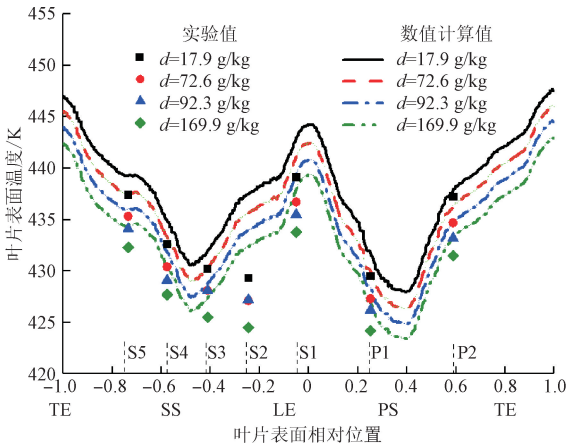


图 8 湍流模型选择
Fig. 8 Turbulence model validation

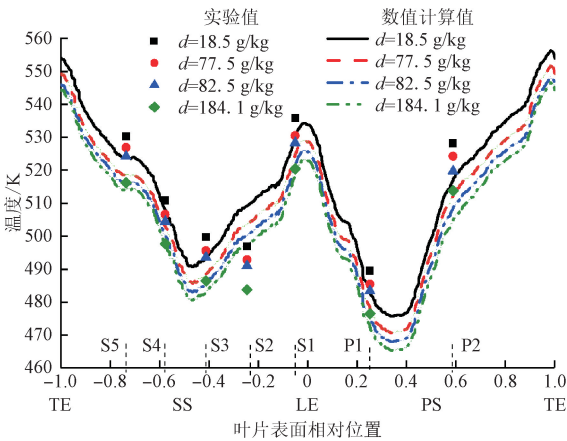
4 种湍流模型都能预测叶片表面温度变化的规律,但数值计算得到的叶片表面温度均低于实验值。由于 4 种湍流模型中带 $\gamma-\theta$ 转捩模型的 SST $k-\omega$ 模型对透平叶片湿空气复合冷却特性的预测结果最为准确,因此后续计算中均采用带 $\gamma-\theta$ 转捩模型的 SST $k-\omega$ 湍流模型。

2.5 数值结果分析

采用带 $\gamma-\theta$ 转捩模型的 SST $k-\omega$ 模型,对不同主流温度、不同含湿量冷却空气的工况进行数值验证。图 9 对各工况的数值计算结果和实验结果进行了对比,可知带 $\gamma-\theta$ 转捩模型的 SST $k-\omega$ 模型能够较为准确地预测叶片表面的温度分布。在叶片表面 $-0.2 \sim -0.4$ 相对位置处,数值计算结果与实验结果差异较大,这是由于实验只设计了单个叶片通道,数值方法采用周期性边界条件保证了流动的周期性。实验主流通道的壁面增加了主流的流动阻力,降低了主流的速度,并在一定程度上改变了主流通道的压力分布,延迟了叶片表面层流向湍流的过渡。



(a) $T_{m,in} = 473 \text{ K}$, $Re_m = 43\,000$, $\omega = 5\%$



(b) $T_{m,in} = 873 \text{ K}$, $Re_m = 16\,000$, $\omega = 10\%$

图 9 数值计算结果与实验结果对比
Fig. 9 Comparision between numerical simulation results and experimental data

因而,压力面上 S2 附近也变表面温度的实验测量值低于数值模拟,但总的来说,数值模拟能准确得到叶片表面的温度分布。当主流温度为 473 K 时,数值计算结果与实验结果吻合最好,最大误差约为 6 K,相对误差约为 2%。而随着主流温度升高,数值计算结果与实验结果的误差逐渐增大,当主流温度分别为 873 K 时,数值计算结果与实验结果的最大误差约 26 K,最大相对误差为 5.2%。

图 10、图 11 分别给出了主流进口雷诺数 $Re_m = 43\,000$ 、主流进口温度 $T_{m,in} = 473\text{ K}$ (温比 $\varphi = 0.852$) 时,不同冷气与主流流量比 ω 和不同含湿量 d 条件下叶片压力面和吸力面冷却效率的分布云图。为了方便观察,叶片表面沿叶片型线展开。

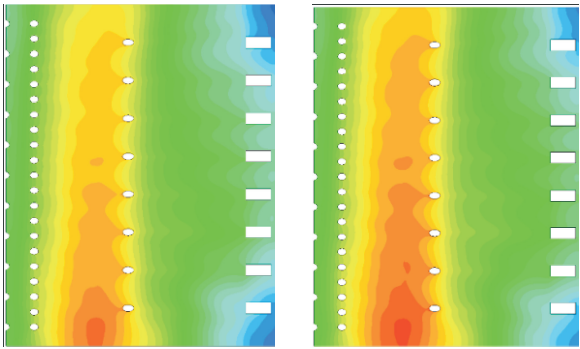
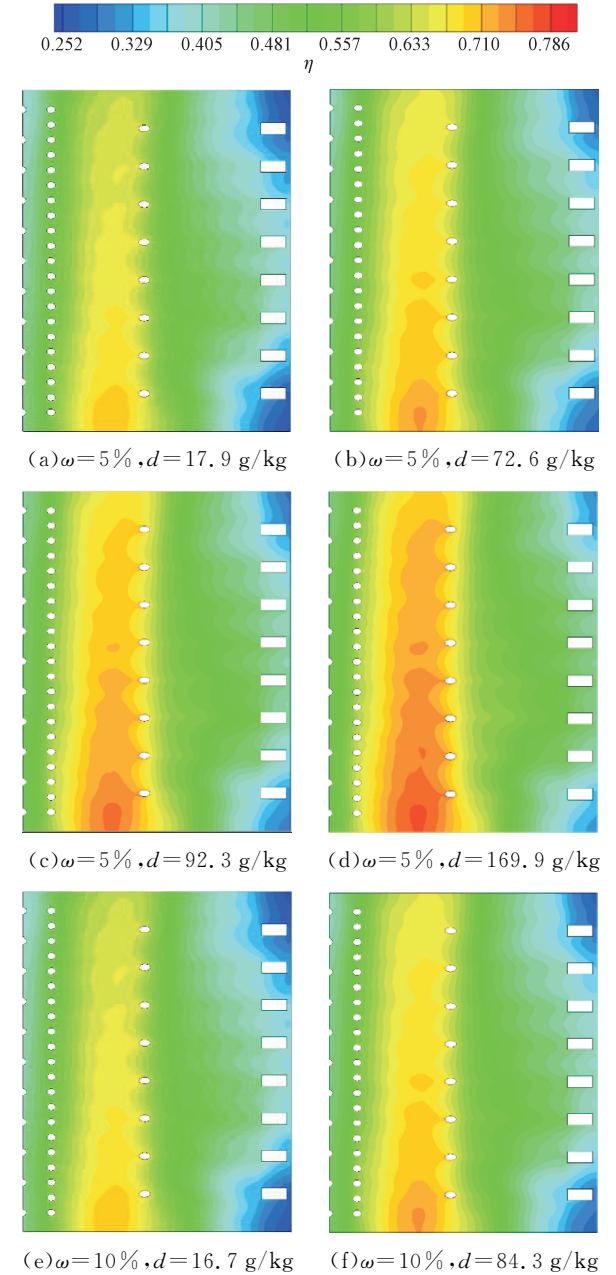
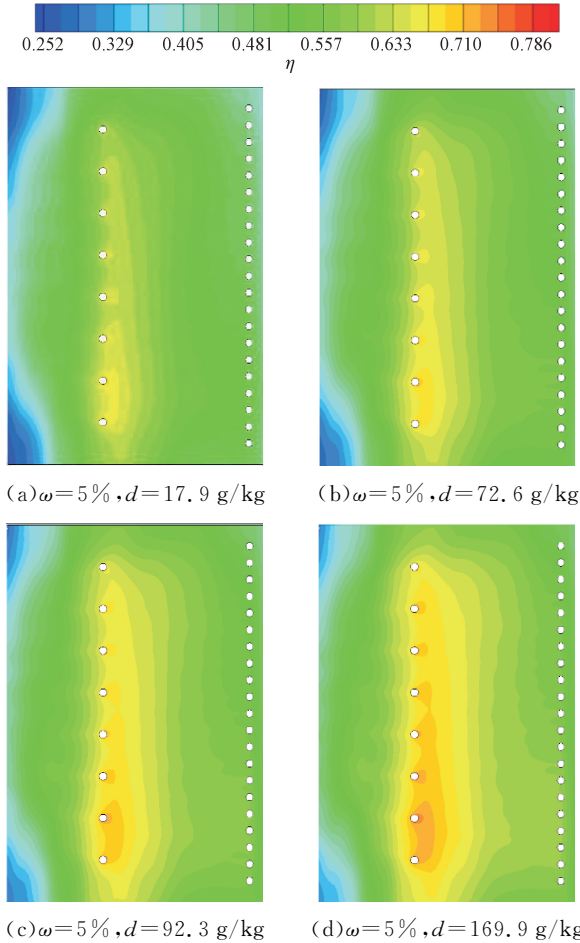


图 10 叶片压力面冷却效率云图($Re_m=43\,000$, $T_{m,in}=473\text{ K}$)

Fig. 10 Cooling efficiency contour of the pressure surface of the blade ($Re_m=43\,000$, $T_{m,in}=473\text{ K}$)

由于冷却气体从叶片中弦区进入叶片内部冷却结构,叶片中弦区出现高冷却效率区域,而叶片前缘和尾缘区域的冷却效率相对较低。特别地,叶片尾缘处吸力面与压力面的底部和顶部均出现了局部低冷却效率区域,由于叶片前缘有气膜冷却的保护,叶片前缘区域的冷却效率高于叶片尾缘区域,尤其是在靠近叶根和叶顶的区域。



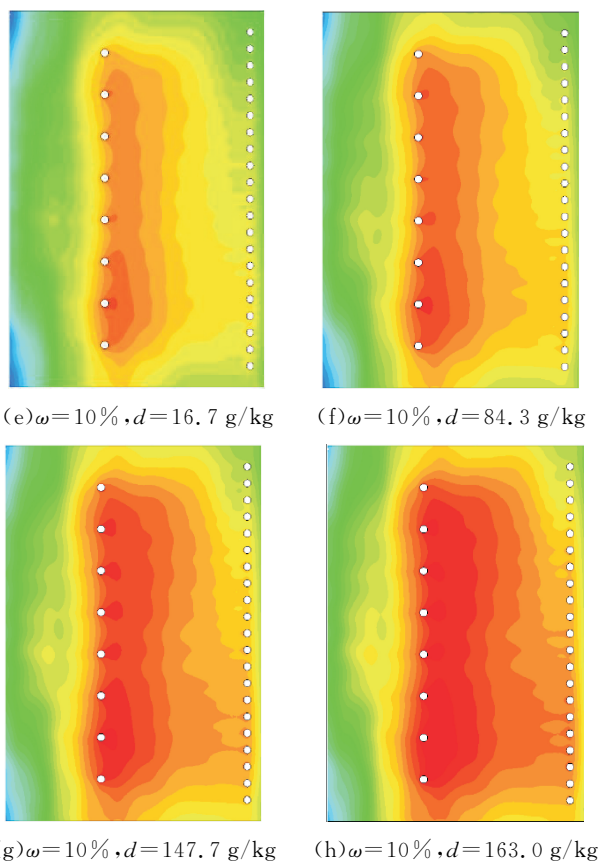


图 11 叶片吸力面冷却效率云图 ($Re_m=43\,000$, $T_{m,in}=473\text{ K}$)

Fig. 11 Cooling efficiency contour of the suction surface of the blade ($Re_m=43\,000$, $T_{m,in}=473\text{ K}$)

在 4 种湿空气含湿量条件下,增大冷气与主流质量流量比使得吸力面和压力面冷却效率均有所升高。局部高冷却效率区域的面积显著增大,尾缘低冷却效率区域的面积逐渐减小,这一结论与实验结果相同。相同冷气与主流质量流量比下,增加湿空气含湿量也能降低叶片表面温度,尤其是气膜孔下游区域冷却效率变化最为明显:一方面使得叶片中弦区的局部高冷却效率区域面积增大,另一方面使得尾缘的局部低冷却效率区域的面积减小。由此可见,增大冷却空气含湿量不仅能增大叶片表面冷却效率,而且能增大高冷却效率区域面积。这是因为:随着湿空气含湿量的增大,湿空气的比热容和导热率增大,从而带走更多的热量;随着含湿量的增大,湿空气的密度逐渐变小,在相同质量流量的冷却工质条件下,冷气的流速增大。在内部冷却通道内,更高的速度能增强冲击冷却、柱肋冷却效果。

3 结 论

本文通过实验研究,得出了在不同主流进口雷

诺数 Re_m ,不同冷却空气与主流质量流量比 ω ,不同含湿量条件下叶片表面温度分布情况。基于实验研究结果发现,带 $\gamma-\theta$ 转捩模型的 SST $k-\omega$ 模型对透平叶片湿空气复合冷却特性的预测结果更为准确,并开展了相应的数值模拟研究,使得湿空气含湿量对透平叶片冷却性能的影响更为详实。通过实验与数值研究得出以下结论。

(1)在 473、873 K 的主流进口温度下,实验叶片表面的温度分布规律相似。由于冷气从叶片中弦区进入叶片,叶片中弦区温度最低,而叶片前缘直接受到高温主流的冲刷,形成高温区域,叶片尾缘会出现局部高温区域。

(2)随着含湿量的增加,7 个热电偶测点处的冷却效率均有所增大,叶片表面温度有一定降低,含湿量变化对冷却效率的影响在低主流温度条件下更为显著。当主流进口温度分别为 473、873 K 时,使用含湿量分别为 163.0、173.8 g/kg 的湿空气作为冷却工质,与含湿量为 17 g/kg 的湿空气冷却工况相比,叶片表面的冷却效率分别提高了 9%~11% 和 7%~9%。

(3)数值研究发现 $\gamma-\theta$ 转捩模型的 SST $k-\omega$ 模型能够准确地预测叶片表面的温度分布。主流温度分别为 473、873 K 时,数值计算结果与实验结果的最大误差约为 6、26 K,最大相对误差分别为 2%、5.2%。

(4)在相同冷气和主流质量流量比的情况下,增加湿空气中的含湿量可以提高叶片表面冷却效率,特别是在气膜孔下游区域,冷却效率的变化尤为显著。

参考文献:

- [1] JONSSON M, YAN Jinyue. Humidified gas turbines: a review of proposed and implemented cycles [J]. Energy, 2005, 30(7): 1013-1078.
- [2] 翁史烈,陈汉平. 湿空气透平循环的基础研究 [M]. 上海: 上海交通大学出版社, 2008.
- [3] HATAMIYA S, ARAKI H, KATAGIRI Y, et al. An experimental and analytical study on the advanced humid air turbine system [C]//Challenges of Power Engineering and Environment. Berlin, Germany: Springer, 2007: 290-296.
- [4] HERRMANN S, KRETZSCHMAR H J, GATLEY D P. Thermodynamic properties of real moist air, dry air, steam, water, and ice [J]. HVAC&R Research, 2009, 15(5): 961-986.
- [5] 刘钊,杨星,丰镇平. 燃气轮机透平叶片传热和冷却

- 研究:内部冷却[J]. 热力透平, 2013, 42(4): 265-275.
- LIU Zhao, YANG Xing, FENG Zhenping. Study on heat transfer and cooling in gas turbine blade: internal cooling [J]. Thermal Turbine, 2013, 42(4): 265-275.
- [6] HAN J C, DUTTA S, EKKAD S. Gas turbine heat transfer and cooling technology [M]. 2nd ed. Boca Raton, USA: CRC Press, 2013.
- [7] ZHOU Junfei, WANG Xinjun, LI Jun, et al. Comparison between impingement/effusion and double swirl/effusion cooling performance under different effusion hole diameters [J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2019, 141: 1097-1113.
- [8] WU Fan, LI Liang, WANG Jiefeng, et al. Numerical investigations on flow and heat transfer of swirl and impingement composite cooling structures of turbine blade leading edge [J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2019, 144: 118625.
- [9] HWANG S, SON C, SEO D, et al. Comparative study on steady and unsteady conjugate heat transfer analysis of a high pressure turbine blade [J]. Applied Thermal Engineering, 2016, 99: 765-775.
- [10] HO K S, LIU J S, ELLIOTT T, et al. Conjugate heat transfer analysis for gas turbine film-cooled blade [C]//ASME Turbo Expo 2016: Turbomachinery Technical Conference and Exposition. New York, NY, USA: ASME, 2016: V05AT10A003.
- [11] WANG Bingxu, ZHANG Weihong, XIE Gongnan, et al. Multiconfiguration shape optimization of internal cooling systems of a turbine guide vane based on thermomechanical and conjugate heat transfer analysis [J]. Journal of Heat Transfer, 2015, 137(6): 061004.
- [12] ALIZADEH M, IZADI A, FATHI A. Sensitivity analysis on turbine blade temperature distribution using conjugate heat transfer simulation [J]. Journal of Turbomachinery, 2014, 136(1): 011001.
- [13] 赖佑奎, 马海腾, 刘一粟, 等. 基于磁共振测速的复合冷却涡轮叶片流动分析 [J]. 航空学报, 2023, 44(14): 136-148.
- LAI Youkui, MA Haiteng, LIU Yisu, et al. Flow measurement and analysis of a turbine blade with multiple cooling structures based on magnetic resonance velocimetry [J]. Acta Aeronautica et Astronautica Sinica, 2023, 44(14): 136-148.
- [14] 朱兴丹, 张靖周, 谭晓茗. 旋转状态下涡轮叶片复合冷却结构 [J]. 航空动力学报, 2017, 32(3): 584-591.
- ZHU Xingdan, ZHANG Jingzhou, TAN Xiaoming. Composite cooling structure on rotating turbine blade [J]. Journal of Aerospace Power, 2017, 32(3): 584-591.
- [15] JIANG Guangwen, SHI Xiaojun, CHEN Guanwen, et al. Study on flow and heat transfer characteristics of the mist/steam two-phase flow in rectangular channels with 60 deg. ribs [J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2018, 120: 1101-1117.
- [16] JIANG Guangwen, GAO Jianmin, SHI Xiaojun. Flow and heat transfer characteristics of mist/steam two-phase flow in the U-shaped cooling passage with 60 deg. ribs [J]. International Communications in Heat and Mass Transfer, 2019, 105: 73-83.
- [17] JIANG Guangwen, GAO Jianmin, SHI Xiaojun, et al. Flow and heat transfer characteristics of the mist/steam two-phase flow cooling the rectangular channel with column-row-ribs [J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2020, 156: 119737.
- [18] JORDAL K, TORISSON T. Comparison of gas turbine cooling with dry air, humidified air and steam [C]//ASME Turbo Expo 2000: Power for Land, Sea, and Air. New York, USA: ASME, 2000: V002T04A020.
- [19] FACCHINI B, FERRARA G, INNOCENTI L. Blade cooling improvement for heavy duty gas turbine: the air coolant temperature reduction and the introduction of steam and mixed steam/air cooling [J]. International Journal of Thermal Sciences, 2000, 39(1): 74-84.
- [20] DHANASEKARAN T S, WANG Ting. Numerical model validation and prediction of mist/steam cooling in a 180-degree bend tube [J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2012, 55(13/14): 3818-3828.
- [21] ABDELMAKSoud R, WANG Ting. A numerical investigation of air/mist cooling through a conjugate, rotating 3D gas turbine blade with internal, external, and tip cooling [J]. Journal of Thermal Science and Engineering Applications, 2021, 13(2): 021004.
- [22] 马超, 黄名海, 葛冰, 等. 蒸汽/空气两种介质在涡轮叶片中冷却性能对比的试验研究 [J]. 中国电机工程学报, 2016, 36(6): 1650-1657.
- MA Chao, HUANG Minghai, GE Bing, et al. Comparative experiment of cooling performance in a turbine blade cooled by steam and air flow [J]. Proceedings of the CSEE, 2016, 36(6): 1650-1657.
- [23] 符阳春, 李健武, 廖贵鄂, 等. 湿燃气透平叶片热流固耦合换热特性的数值研究 [J]. 动力工程学报, 2021, 41(10): 849-858.
- FU Yangchun, LI Jianwu, LIAO Guie, et al. Numeri-

- cal study on thermo-fluid-solid coupling heat transfer performance of moist gas turbine blades [J]. Journal of Chinese Society of Power Engineering, 2021, 41(10): 849-858.
- [24] 李健武, 符阳春, 张志伟, 等. 进口雷诺数和湿空气含湿量对冲击冷却流动和传热特性的影响 [J]. 西安交通大学学报, 2020, 54(5): 170-178.
- LI Jianwu, FU Yangchun, ZHANG Zhiwei, et al. Influences of inlet Reynolds number and humidity ratio of moist air on flow and heat transfer characteristics of impingement cooling [J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2020, 54(5): 170-178.
- [25] 朱华, 严彪, 刘雨松, 等. 吹风比和湿空气含湿量对平板气膜冷却流动与传热特性的影响 [J]. 西安交通大学学报, 2022, 56(6): 151-163.
- ZHU Hua, YAN Biao, LIU Yusong, et al. Influences of blowing ratio and humidity ratio of moist air on flow and heat transfer characteristics of film cooling of a flat plate [J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2022, 56(6): 151-163.
- [26] 朱华, 严彪, 刘雨松, 等. 湿空气透平冷却技术研究 [J]. 发电技术, 2021, 42(4): 412-421.
- ZHU Hua, YAN Biao, LIU Yusong, et al. Study on humid air turbine cooling technique [J]. Power Generation Technology, 2021, 42(4): 412-421.
- [27] TIMKO L P. Energy efficient engine high pressure turbine component test performance report[EB/OL]. (1984-01-01)[2024-02-12]. <https://ntrs.nasa.gov/search.jsp?R=19900019237>.
- (编辑 赵炜)