

DOI: 10.7652/xjtub201611004

燃机透平静叶尾缘柱肋通道内的汽雾/空气 冷却流动与换热特性数值研究

周子杰, 王新军, 费昕阳

(西安交通大学能源与动力工程学院, 710049, 西安)

摘要: 基于通过提高燃气进口温度来提升燃气轮机热效率和增加出力的思想, 采用 ANSYS-CFX 商用软件对模化的燃气轮机透平静叶尾缘楔形柱肋冷却通道中流动与换热特性进行了数值模拟, 对比研究了冷却工质为空气和汽雾/空气时的冷却性能, 以及不同的雷诺数和雾滴初始直径下雾滴在流动过程中的分布、努塞尔数、摩擦系数以及热力综合效率的变化情况。研究表明: 雾滴初始直径越大、雷诺数越大, 雾滴的流动距离越长; 相同雷诺数条件下, 相对于空气冷却, 加入不同初始直径的雾滴可提高通道底面平均努塞尔数, 换热效果强化越明显; 底面平均努塞尔数的增幅与雷诺数和雾滴初始直径有关, 为了达到最佳冷却效果, 应考虑雾滴蒸发吸热和扰流两方面的影响; 在冷却空气加入雾滴后流动摩擦系数变化较小, 综合考虑换热性能与流动阻力, 加入汽雾可使热力综合效率最高提高 26%。该结果可为燃机设计提供参考。

关键词: 燃气轮机; 汽雾/空气冷却; 冷却性能; 数值模拟

中图分类号: TK47 **文献标志码:** A **文章编号:** 0253-987X(2016)11-0021-07

Numerical Investigation for Flow and Heat Transfer Characteristics of Air and Air/Mist Cooling in Gas Turbine Stator Trail Edge Path

ZHOU Zijie, WANG Xinjun, FEI Xinyang

(School of Energy and Power Engineering, Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049, China)

Abstract: Increasing the turbine inlet temperature is a feasible method to improve the cycle thermal efficiency and power output of a gas turbine. The heat transfer and flow characteristics of air and air/mist cooling in the trail edge path of a gas turbine stator are numerically investigated with ANSYS-CFX. The simulations for different working fluids (air and air/mist) are carried out to find their cooling performance difference. The changes of mist distribution, Nusselt number, flow friction factor and thermodynamic efficiency are analyzed in the cases of different Reynolds number and different initial diameter of mist. The results show that the mist flow distance goes up when Reynolds number and mist initial diameter increase. At the same Reynolds number, the bottom averaged Nusselt number increases when spraying mist with different initial diameter into cooling air. The enhancement of the bottom averaged Nusselt number is related to Reynolds number and the initial mist diameter. To reach the highest cooling performance, the evaporating and disturbance effects of mist ought to be taken into consideration. Spraying mist into cooling air slightly affects the friction factor, but the increase of thermodynamic efficiency can reach up to 26% considering both heat transfer and flow friction.

Keywords: gas turbine; air/mist cooling; cooling performance; numerical simulation

收稿日期: 2016-05-13。 作者简介: 周子杰(1991—), 男, 硕士生; 王新军(通信作者), 男, 副教授。

网络出版时间: 2016-09-08

网络出版地址: <http://www.cnki.net/kcms/detail/61.1069.T.20160908.1104.014.html>

提高燃气进口温度是提升燃气轮机热效率和增加出力的重要手段。现阶段先进工业燃气轮机的燃气进口温度已超过燃气轮机透平叶片金属材料所能承受的耐热极限。除开发新材料、改进合金性能以提高叶片耐热极限外,通过不同手段提高叶片冷却效率是进一步提高燃气进口温度的重要方式^[1]。如果不使用气膜冷却,冷却工质侧的传热系数必须达到 $8 \sim 10 \text{ kW}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ ^[2],为了做到这一点,必须使蒸汽冷却工质流动达到很高的雷诺数。Hwang 等实验研究了带圆柱形扰流柱肋的楔形通道内底面换热和压力损失特性,通过在底面安装热敏液晶,用瞬态实验的方法获得了底面局部努塞尔数的分布^[3]。Metzger 等研究了高宽高比的矩形换热通道中叉排均匀排布的圆柱形扰流柱对换热通道内流动与换热特性的影响,通过实验测量了通道内局部努塞尔数与扰流柱排数之间的关系^[4]。Ragab 等数值研究了在空气冷却的燃气轮机透平叶片内部喷入雾滴的可行性^[5]。Zhao 等实验研究发现,当吹风比为 0.6 且在冷却空气中添加质量浓度为 7%、平均直径为 $5 \mu\text{m}$ 的雾滴时,平均冷却效率可提高 128%^[6-7]。Liao 等数值模拟得出,蒸汽-汽雾的冷却效率比空气高约 57.1%^[8]。Tao 等实验研究认为,在蒸汽中加入质量浓度为 5% 的雾滴,平均传热系数可增加约 100%,局部传热系数最高增加可达 200%^[9]。史晓军等实验研究表明,向主流蒸汽中喷入少量细小雾滴形成汽雾两相流冷却介质,其平均努塞尔数最高可达纯蒸汽的 3.46 倍,当冷却工况因子小于 23 时,汽雾冷却通道中部区域将出现明显的大雾滴沉降和蒸发,冷却效果显著提高^[10]。张峰等研究表明,当通道雷诺数为 40 000 时,汽雾/空气的热力性能因子比空气高 23.47%^[11]。

前人对在柱肋通道中采用汽雾/空气冷却工质的研究相对较少,本文采用 ANSYS-CFX 商用软件,对燃气轮机透平静叶尾缘柱肋通道内的空气、汽雾/空气冷却进行了数值研究,对比了多种工况下空气冷却和汽雾/空气冷却的流动与换热特性。

1 计算模型和数值方法

1.1 计算模型

燃气轮机透平静叶尾缘的冷却通道可简化为楔形柱肋冷却通道,该通道模型如图 1 所示。计算时取文献[3]中的直列楔形圆柱肋冷却通道的中间一排柱肋并设置对称边界条件。在实验段中设置垂直于通道底面的 5 排圆柱形肋,在实验段前、后分别设

置矩形的入口段和出口段。柱肋直径 $d=12 \text{ mm}$,模型的其他数据如表 1 所示。

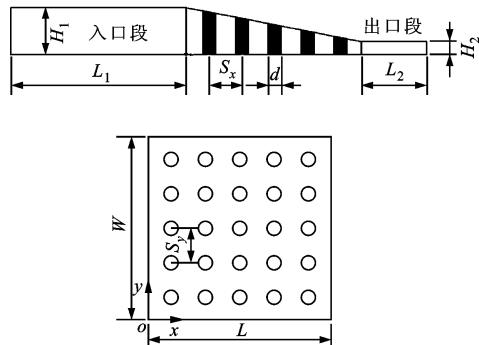


图 1 楔形柱肋冷却通道模型

表 1 楔形柱肋冷却通道模型的几何参数

参数	数值	参数	数值
$L_1 \cdot d^{-1}$	13.33	$S_x \cdot d^{-1}$	2.5
$L_2 \cdot d^{-1}$	5	$S_y \cdot d^{-1}$	2.5
$H_1 \cdot d^{-1}$	3.6	$W \cdot d^{-1}$	13.33
$H_2 \cdot d^{-1}$	1	$L \cdot d^{-1}$	13.33

1.2 数值方法及验证

1.2.1 网格无关性验证 使用 ICEM-CFD 软件进行结构型网格划分,在柱肋附近采用 O 型网格,对柱肋、通道表面附近的边界层流场区域进行网格加密,如图 2 所示,网格节点数量为 28 万~92 万。

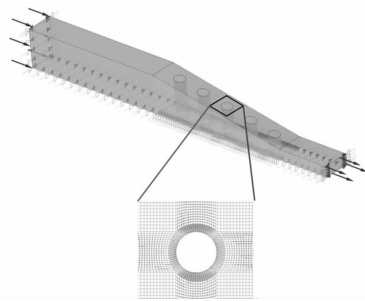


图 2 计算网格划分示意

y^+ 为描述第一层网格节点至壁面的单位为 1 的距离

$$y^+ = \frac{(\tau_w/\rho)^{1/2} y}{\nu} \quad (1)$$

式中: τ_w 为壁面剪切应力; ρ 为流体密度; ν 为运动黏度; y 为第一层网格到壁面的距离。 y^+ 的选取与所采用的湍流模型有关,当采用 SST 湍流模型时, y^+ 宜小于 1。本文所采用的计算网格 $y^+ < 1$,柱肋表面平均 y^+ 约为 0.5。使用 SST 湍流模型进行了网格无关性验证,如图 3 所示。当网格节点数大于 52 万时,柱肋表面的平均努塞尔数 $\overline{Nu_d}$ 变化很小,认为

网格对计算结果的影响可以忽略。本文计算中,网格节点数均为 82 万。

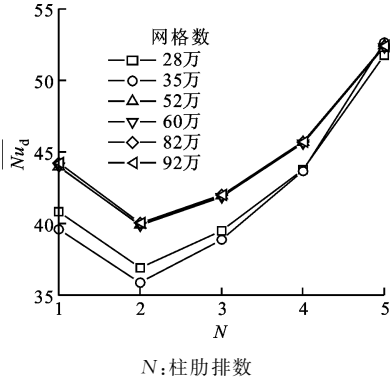


图 3 网格无关性验证

1.2.2 湍流模型验证 按照文献[3]中的实验条件进行了数值计算,同时分别选用标准 $k-\epsilon$ 、标准 $k-\omega$ 和 SST 湍流模型,考察了不同流动条件下底面平均努塞尔数 $\overline{Nu}$ 分布。图 4 给出了各雷诺数条件下的通道底面 $\overline{Nu}$,图中 Re_d 为以柱肋直径 d 为特征长度的流动雷诺数。通过与实验数据进行对比发现,在所研究工况下,相较于其他湍流模型,SST 湍流模型对预测的误差最小,且变化趋势与实验数据相同。所以,可以认为 SST 湍流模型适用于本文所做的预测计算。

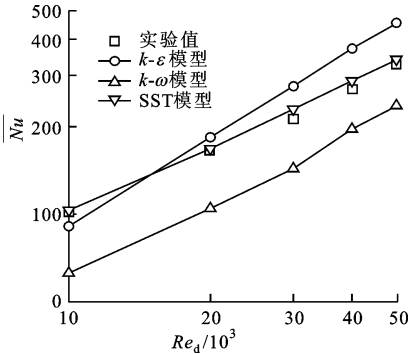


图 4 底面 $\overline{Nu}$ 随 Re_d 的变化

1.2.3 汽雾/空气模型验证 由于现阶段没有柱肋通道中汽雾/空气冷却实验的相关资料,本文采用了与汽雾/空气冷却工质相同、原理类似的平板气膜冷却实验(工质为空气和汽雾/空气)^[6-7]进行数值方法验证。汽雾/空气混合物中,汽雾(雾滴)的体积分数很小,可作为离散相处理,且采用拉格朗日方法来计算水滴轨迹。运动方程如下

$$du_p/dt = F_D(u - u_p) + g_x(\rho_p - \rho)/\rho_p + F_x \quad (2)$$

式中: $g_x(\rho_p - \rho)/\rho_p$ 和 $F_D(u - u_p)$ 分别是单位质量雾滴受到的重力和阻力; F_x 是包括压力梯度力和热泳力在内的其他力。

不考虑辐射换热,雾滴的传热方程为

$$m_p C_p dT_p/dt = hA_p(T_\infty - T_p) + h_{fg} dm_p/dt \quad (3)$$

式中: m_p 、 C_p 和 T_p 分别是雾滴的质量、比热容和温度; h 是雾滴表面的对流换热系数; A_p 是雾滴的表面积; T_∞ 是连续相的温度; dm_p/dt 是雾滴的蒸发速率; h_{fg} 是雾滴的蒸发潜热。

雾滴的蒸发速率与雾滴表面和连续相的蒸汽浓度梯度有关,传质方程为

$$-dm_p/dt = A_p k_c (c_s - c_\infty) \quad (4)$$

式中: k_c 是传质系数; c_s 是雾滴表面蒸汽浓度; c_∞ 是连续相中的蒸汽浓度。

当雾滴温度达到沸点时,采用沸腾速率来计算雾滴的蒸发速率,表达式为

$$dm_p/dt = 2\pi k_{\infty} d_p / (C_{p,\infty} (1 + 0.23 Re_d^{1/2}) \cdot \ln[1 + C_{p,\infty} (T_\infty - T_p) / h_{fg}]) \quad (5)$$

式中: k_{∞} 、 $C_{p,\infty}$ 分别是主流气体的导热率和比热容; d_p 是雾滴直径; Re_p 是雾滴的雷诺数。

平板沿主流方向几何中心位置的冷却效率^[6]

$$\eta_{cool} = (T_g - T_{aw}) / (T_g - T_j) \quad (6)$$

式中: T_g 为主流气体温度,在该实验中主流气体为空气; T_j 为射流孔处的冷却空气温度; T_{aw} 为绝热壁面温度。

图 5 为平板几何中心位置的冷却效率 η_{cool} 变化曲线。可见,使用离散相模型数值计算得到的冷却效率在整体趋势上与实验数据较为接近,认为离散相模型可以用于汽雾/空气冷却的预测计算。

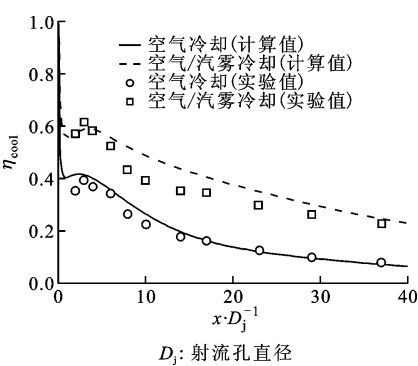


图 5 平板几何中心位置的冷却效率变化

1.2.4 参数定义 换热系数、努塞尔数及雷诺数的表达式分别为

$$h = q / (T_w - T_{adj}) \quad (7)$$

$$Nu = hD/\lambda \quad (8)$$

$$Re = \rho V_{max} D/\lambda \quad (9)$$

式中: q 为热流量; T_w 为壁面温度; T_{adj} 为壁面附近的流体温度; D 为通道水力直径。压力损失采用摩

擦系数 f 来衡量, 定义为

$$f = \frac{2\Delta p}{\rho NV_{\max}} \tag{10}$$

式中: $V_{\max}$ 为通道中通流面积最小处的流动速度; Δp 为压力降; N 为柱肋排数。

为便于综合比较换热效果及压力损失, 引入了 3 个变量, 即光滑通道中流动与换热充分发展阶段的努塞尔数 Nu_{∞} 、压力损失系数 f_{∞} 及热力综合效率 $\eta^{[12]}$, 表达式为

$$Nu_{\infty} = 0.023Re^{0.8}Pr^{0.4} \tag{11}$$

$$f_{\infty} = 0.079Re^{-0.25} \tag{12}$$

$$\eta = (\overline{Nu}/Nu_{\infty})/(f/f_{\infty})^{1/3} \tag{13}$$

式中: Pr 为空气的普朗特数。

1.2.5 边界条件 通道进口给定总温 T_0 与流速, 出口给定静压(1 个标准大气压), 通道出口段和进口段为绝热的无滑移边界条件, 实验段的各个壁面以及柱肋表面均为恒定热流量($q=10\text{ kW/m}^2$)。计算汽雾/空气流动时, 给定汽雾的初始质量浓度 w_0 (汽雾质量浓度 w 为水滴总质量与空气质量的比值)和雾滴初始直径 d_0 , 雾滴直径为统一直径分布, 即同一个工况下由进口进入通道的水滴具有相同的直径。

Wachters 等的研究证明, 当液滴撞击在干燥光滑金属表面时, 液滴的行为与韦伯数有关: 当韦伯数 $We>80$ 时, 液滴分散且表面形成液膜; 当 $30<We<80$ 时, 液滴从碰撞表面发生反弹, 然后破碎; 当 $We<30$ 时, 液滴发生反弹, 不会发生破碎、不会形成液膜^[13]。Elwekeel 等数值研究了矩形带肋通道内汽雾/空气冷却特性, 并对雾滴边界条件分别为弹性碰撞和沉积形成液膜两种情况作了对比, 结果表明, 弹性碰撞边界条件更接近实验值^[14]。本文研究内容的基本原理与上述研究类似, 且在所研究工况下雾滴的 We 均小于 30, 认为雾滴在碰撞壁面后发生弹性碰撞, 各个壁面为弹性边界条件, 即雾滴撞击壁面时发生弹性反弹, 动量没有损失。各工况的其他计算边界条件如表 2 所示。考虑到实际燃气轮机的运行寿命与安全, 本研究 d_0 为 $5\sim30\text{ }\mu\text{m}$ 。

表 2 各工况下边界条件

参数	空气	汽雾/空气
$T_0/\text{ }^{\circ}\text{C}$	100	100
$T_w/\text{ }^{\circ}\text{C}$	150	150
$d_0/\mu\text{m}$	5/10, 15/20, 25/30	
$w_0/\%$	2	

2 计算结果及分析

2.1 雷诺数对雾滴直径的影响

图 6 为 $Re=20\ 000\sim50\ 000$ 、 $d_0=10\text{ }\mu\text{m}$ 时雾滴直径在通道中的分布。 Re 较低($Re=20\ 000$)时, 由于空气与汽雾的流速均较小, 绝大多数雾滴在尚未流至通道换热段时已完全蒸发。随着 Re 的增大, 混合工质速度增大, 雾滴在通道内通过的距离逐渐增大。当 Re 增加至 $50\ 000$ 时, 在换热段出口附近雾滴仍然具有 $5\text{ }\mu\text{m}$ 左右的平均直径。显然, 当喷入具有相同 d_0 的雾滴时, Re 越大, 流经换热段的雾滴具有的平均直径 $\bar{d}_p$ 越大。

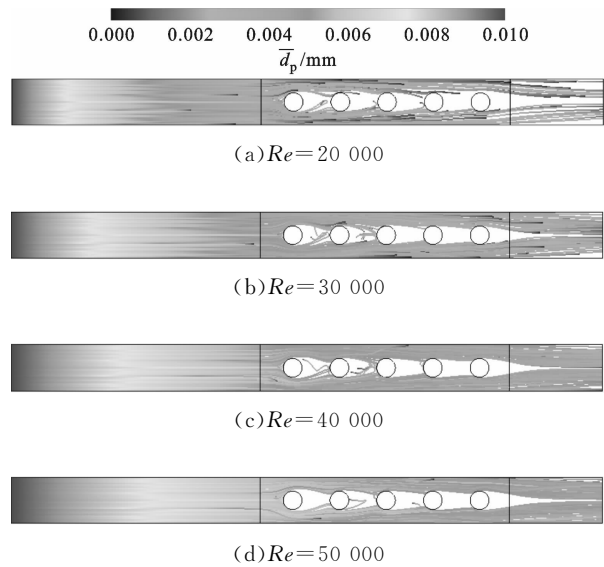


图 6 $d_0=10\text{ }\mu\text{m}$ 时雾滴平均直径随 Re 的变化

2.2 雾滴初始直径对流动与换热的影响

汽雾对换热的强化作用主要来自于下面 3 个因素: ①雾滴具有较大的比热容和蒸发潜热, 雾滴的蒸发吸热能够降低主流温度, 增加换热量; ②雾滴在流动过程中增加了主流气体的紊流度; ③雾滴蒸发膨胀增加了主流气体的流速, 使得流动的对流换热系数增大。

在本文研究中, 汽雾质量只占空气的 2%, 即使汽雾完全蒸发, 流动的体积膨胀仅为 3.3%, 一般的工程经验表明, 当流动速度增加 3% 左右时换热不会发生显著变化。所以, 本文只研究前 2 个因素对换热的影响。

图 7 为 $Re=20\ 000$ 、 $d_0=5\sim30\text{ }\mu\text{m}$ 时雾滴直径的变化。可见, 在相同的 Re 条件下, d_0 越大, 雾滴在通道中的流动距离越长。当 $d_0=5\text{ }\mu\text{m}$ 时, 大多数雾滴还未流经换热段即已消弭。当 d_0 增大至 $10\text{ }\mu\text{m}$ 时, 雾滴在通道中的流动距离显著增加。

μm 时,大部分雾滴已经可以流经整个通道。当 d_0 增加到 $20\ \mu\text{m}$ 时,通道出口处的雾滴在流经整个通道后还残留有 $10\ \mu\text{m}$ 左右的平均直径。这是因为:雾滴的 d_0 、质量越大,单个雾滴蒸发完毕所需要的热量越大; d_0 增大,比表面积减小,单位质量雾滴的受热面积减小,雾滴与空气之间的热量传递减慢。这两方面的原因导致大直径的雾滴需要较长的时间才能蒸发完毕,从而能在较长距离通道中存在。

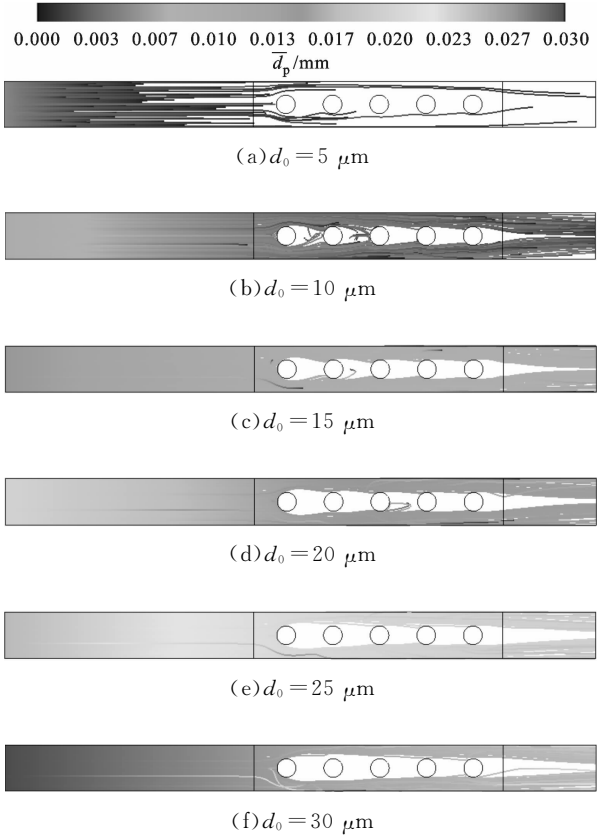


图 7 $Re=20\,000$ 、不同 d_0 时雾滴平均直径随流动的变化

图 8 为不同 Re 和 d_0 时通道出口处的汽雾质量浓度 w 的变化。可见,当雾滴初始直径($d_0=5\sim 10\ \mu\text{m}$)较小时,不同 Re 下雾滴在通道中几乎全部蒸发。当 d_0 较大时,不同 Re 下汽雾在出口处仍残余较大的 w ,如 $d_0=30\ \mu\text{m}$ 时,通道出口处 w 高达 $0.85\%\sim 1.34\%$,即有一半质量的雾滴尚未蒸发。当雾滴 d_0 不变时,出口处的 w 随 Re 的增大而增大,这与 2.1 节所述结论相一致。

图 9 为 $Re=20\,000$ 、工质为空气和不同 d_0 的汽雾/空气时通道底面局部 Nu 分布。在冷却工质为纯空气(图 9a)时,受柱肋的扰流作用,柱肋的前缘有明显的高 Nu 区域。在第 4~第 5 排柱肋附近,受楔形通道收缩效应的影响,通流面积减小,流动存在明显的加速过程,紊流度增大,因而此处的 Nu 增

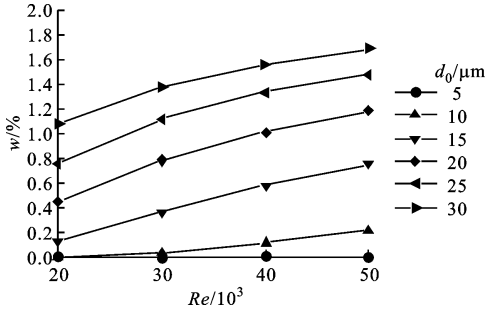


图 8 通道出口处汽雾质量浓度 w 随 Re 的变化

大。当在空气中喷入不同 d_0 的汽雾(图 9b~9d)时,通道局部 Nu 较纯空气冷却时有所增大。喷入汽雾时,相对于纯空气,高 Nu 区域分布没有明显的变化,说明雾滴没有从根本上改变通道内的流动状况。加入不同 d_0 的雾滴时,相应的高 Nu 区域的面积和 Nu 峰值均有小幅增加,说明汽雾对局部的对流换热起到了强化作用。值得注意的是,当雾滴 d_0 增大至 $30\ \mu\text{m}$ 时,底面局部 Nu 反而较 $d_0=20\ \mu\text{m}$ 时下降。

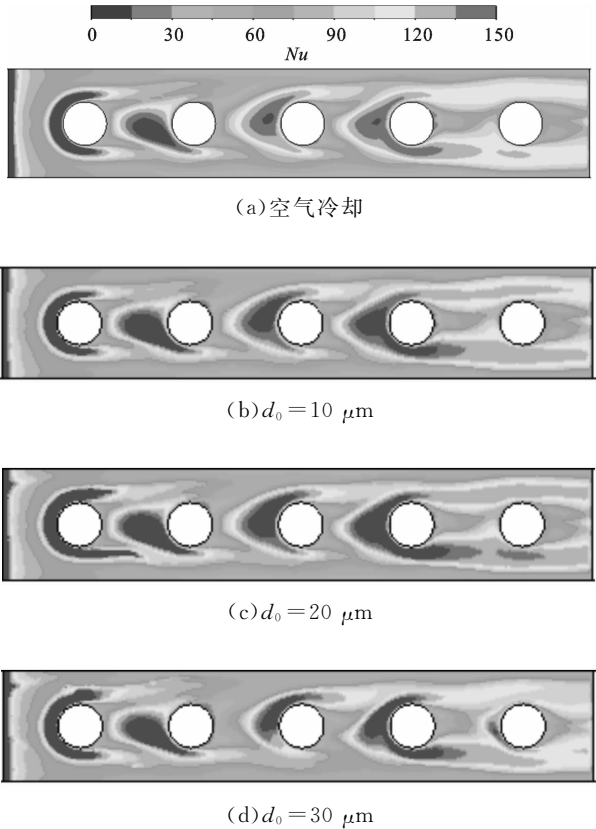


图 9 $Re=20\,000$ 时底面局部 Nu 分布

图 10 为不同 Re 和冷却工质时底面平均努塞尔数 $\overline{Nu}$ 的变化。可见,当 Re 增加时,无论哪种冷却工质,通道底面 $\overline{Nu}$ 均有增加。 Re 相同时,在冷却空气中加入不同 d_0 的雾滴均能使底面 $\overline{Nu}$ 有所提高。图

11 为不同 Re 和 d_0 时通道底面 $\overline{Nu}$ 相对空气冷却时的增幅情况。结合图 10 和图 11 分析得出如下结论。

(1) 当雾滴初始直径较小 ($d_0 = 5 \sim 15 \mu\text{m}$) 时, 加入相同 d_0 的汽雾后底面 $\overline{Nu}$ 增幅随 Re 呈单调增加的趋势。这是因为较小的雾滴能够在通道内完全或部分蒸发, 不同 Re 下雾滴蒸发引起的工质平均比热容变化区别不大; Re 越大, 雾滴具有的动能越大, 对主流的扰流作用越明显。

(2) 当雾滴初始直径较大 ($d_0 = 25 \sim 30 \mu\text{m}$) 时, $\overline{Nu}$ 先增大后减小, 这也解释了图 9 中 d_0 增大至 $30 \mu\text{m}$ 时, 底面局部 Nu 反而较 $d_0 = 20 \mu\text{m}$ 时有所下降。

(3) 为使底面 $\overline{Nu}$ 最高, 最佳 d_0 的选取与流动的 Re 有关。雾滴直径越大, 动能越大, 对主流的扰动作用越大, 但是直径过大的雾滴蒸发较慢。

综合以上分析, 应考虑两方面的影响, 尽可能在不损失雾滴蒸发潜热的同时, 使雾滴对主流的扰流作用最大。当 $Re < 35\,000$ 时最佳 $d_0 = 25 \mu\text{m}$, 而随着 Re 增大, 最佳 d_0 有逐渐减小的趋势, 当 $Re = 50\,000$ 时最佳 $d_0 = 10 \mu\text{m}$ 。

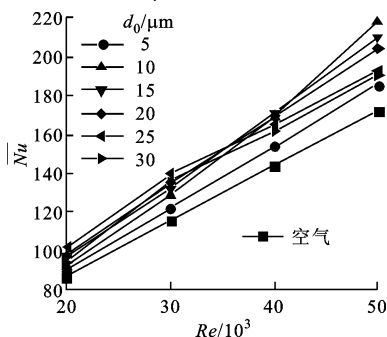


图 10 通道底面 $\overline{Nu}$ 随 Re 的变化

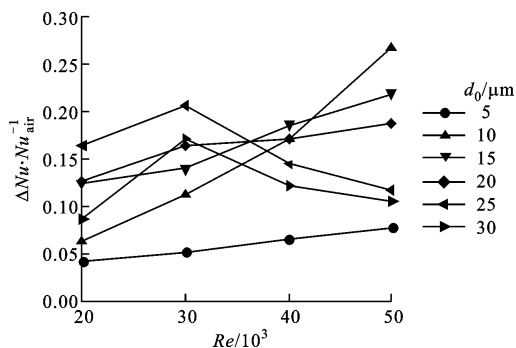


图 11 通道底面 $\overline{Nu}$ 增幅随 Re 的变化

2.3 综合热力性能评价

图 12 为不同冷却工况时通道的摩擦系数 f 随 Re 的变化。可见, 在不同 Re 下喷入雾滴, 流动的 f

变化不大。这说明水雾的质量分数较小时, 基本的流动规律没有改变, 一方面水雾汽化使得工质体积膨胀, 抵偿压力损失, 另一方面水雾对流动的扰流使得阻力增大, 两方面的影响相互抵偿, 造成流动整体的 f 变化不大。

图 13 为不同工况时通道的热力综合效率 η 随 Re 的变化。可见, 当 Re 增加时, 不同工质下的热力综合效率均有所下降。加入汽雾使得通道的热力综合效率提高。随着 Re 的增大, 不同 d_0 的汽雾所带来的热力综合效率提升幅度不同。在 $Re = 20\,000, 30\,000, 40\,000, 50\,000$ 时, 喷入 d_0 分别为 $25, 25, 15, 10 \mu\text{m}$ 的雾滴可使热力综合效率达到最佳。当 $Re = 50\,000$ 时, 喷入 $d_0 = 10 \mu\text{m}$ 的汽雾可使热力综合效率由 0.318 提升至 0.401 , 增幅达 26% 。

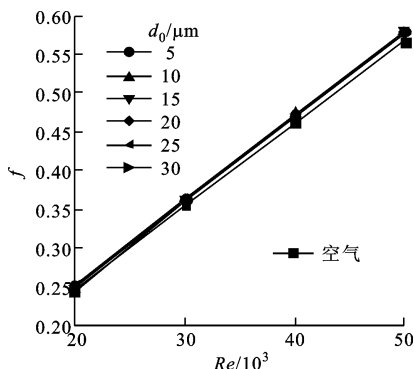


图 12 不同工况时流动摩擦系数 f 随 Re 的变化

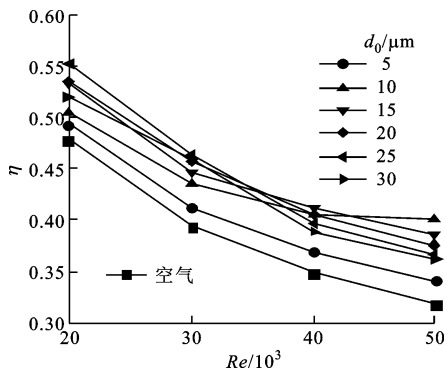


图 13 不同工况时热力综合效率 η 随 Re 的变化

3 结 论

采用 ANSYS-CFX 商用软件, 对模化的燃气轮机透平静叶尾缘内部楔形柱肋冷却通道内的流动与换热进行了数值模拟, 工质为空气和汽雾/空气时对比分析了不同雷诺数、不同雾滴初始直径时通道的流动与换热特性, 结论如下。

(1) 雾滴的流动距离与初始直径和流动雷诺数有关, 初始直径越大、雷诺数越大, 雾滴在通道内的

流动距离越长。

(2)当雾滴初始直径($d_0 = 5 \sim 15 \mu\text{m}$)较小时,加入汽雾对底面平均努塞尔数的提升随雷诺数呈单调增加的趋势;在雾滴初始直径($d_0 = 25 \sim 30 \mu\text{m}$)较大时,加入汽雾对底面平均努塞尔数的提升随雷诺数呈先增大后减小的趋势。

(3)雾滴直径的选择应综合考虑蒸发和扰流两方面的作用:应在雾滴能够全部或大部分蒸发的基础上,采用较大的初始直径,即在减小雾滴蒸发潜热损失的同时,尽量使雾滴对主流气体的扰流作用最大。

(4)加入汽雾对流动阻力的影响较小,因此加入汽雾带来的经济性十分可观,不同雷诺数、加入不同初始直径的汽雾均可使热力综合效率提高,最高增幅可达 26%。

参考文献:

- [1] 张效伟,朱惠人.大型燃气涡轮叶片冷却技术[J].热能动力工程,2008,23(1):1-6.
ZHANG Xiaowei, ZHU Hui ren. Blade cooling technology of heavy-duty gas turbines[J]. Journal of Engineering for Thermal Energy and Power, 2008, 23(1): 1-6.
- [2] GUO T, WANG T, GADDIS J L. Mist/steam cooling in a heated horizontal tube: part 1 Experimental system [J]. ASME Journal of Turbomachinery, 2000, 122(2): 360-365.
- [3] HWANG J J, LIU C C. Measurement of endwall heat transfer and pressure drop in a pin-fin wedge duct [J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2002, 45: 877-889.
- [4] METZGER D E, BERRY R A, BRONSON J P. Developing heat transfer in rectangular ducts with staggered arrays of short pin fins: 81-WA/HT-6 [R]. New York, USA: ASME, 1981.
- [5] RAGAB R, WANG T. An investigation of applicability of transporting water mist for cooling turbine vanes [C]// ASME 2014 Turbine Technical Conference and Exposition. New York, USA: ASME, 2014: V05AT12A021.
- [6] ZHAO L, WANG T. An experimental study of mist/air film cooling on a flat plate with application to gas turbine airfoils: part I Heat transfer [J]. ASME Journal of Turbomachinery, 2013, 136(7): V03BT

13A014.

- [7] ZHAO L, WANG T. An experimental study of mist/air film cooling on a flat plate with application to gas turbine airfoils: part 2 Two-phase flow measurements and droplet dynamics [J]. ASME Journal of Turbomachinery, 2013, 136(136): V03BT13A015.
- [8] LIAO G, WANG X, LI J, et al. A numerical comparison of thermal performance of in-line pin-fins in a wedge duct with three kinds of coolant [J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2014, 77(3): 1033-1042.
- [9] GUO T, WANG T, GADDIS J L. Mist/steam cooling in a heated horizontal tube: part 2 Results and modeling [J]. ASME Journal of Turbomachinery, 2000, 122(2): 366-374.
- [10] 史晓军,税琳棋,陶小兵,等.叶片内冷通道中采用汽雾换热或蒸汽换热的实验研究[J].中国电机工程学报,2015(12):3061-3067.
SHI Xiaojun, SHUI linqi, TAO Xiaobing, et al. Heat transfer experimental investigation of mist/steam or steam within gas turbine blade internal cooling passage [J]. Proceedings of the CSEE, 2015(12): 3061-3067.
- [11] 张峰,王新军,李军.带肋U型通道中的汽雾/空气流动与换热数值研究[J].西安交通大学学报,2015,49(9):52-57.
ZHANG Feng, WANG Xinjun, LI Jun. Numerical investigation for flow and heat transfer characteristics of air/mist coolant in ribbed two-pass channel [J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2015, 49(9): 52-57.
- [12] CHANG S W, LEES A W. Endwall heat transfer and pressure drop in scale-roughened pin-fin channels [J]. International Journal of Thermal Sciences, 2010, 49(4): 702-713.
- [13] WACHERS L H J, WESTERLING N A J. The heat transfer from a hot wall to impinging water drops in the spheroidal state [J]. Chemical Engineering Science, 1966, 21(11): 1047-1056.
- [14] ELWEKEEL F N M, ZHENG Q, ABDALA A M M. Air/mist cooling in a rectangular duct with varying shapes of ribs [J]. ARCHIVE Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers: Part C Journal of Mechanical Engineering Science, 2013, 228(11): 1925-1935.

(编辑 苗凌)