

DOI: 10.7652/xjtuxb201509010

带肋 U 型通道中的汽雾/空气流动与换热数值研究

张峰, 王新军, 李军

(西安交通大学能源与动力工程学院, 710049, 西安)

摘要: 采用 SST 湍流模型对静止带肋 U 型通道中的汽雾/空气流动与换热特性进行了数值研究, 分析了不同汽雾初始直径和初始质量浓度对汽雾/空气冷却性能的影响, 比较了汽雾/空气、空气和蒸汽 3 种冷却工质的换热性能。研究表明: 汽雾初始直径越大, 汽雾流动距离越大, 并存在一个最佳的初始直径; 汽雾质量浓度增加, 汽雾流动距离增大, 汽雾的换热效果、阻力损失和热力性能因子增大; 在雷诺数为 40 000 时, 汽雾/空气的通道平均努塞尔数因子相对于蒸汽和空气分别增加了 8.6% 和 25.39%, 热力性能因子分别增加了 6.58% 和 23.47%。

关键词: U 型通道; 汽雾/空气; 换热; 数值计算

中图分类号: TK263 **文献标志码:** A **文章编号:** 0253-987X(2015)09-0052-06

Numerical Investigation for Flow and Heat Transfer Characteristics of Air/Mist Coolant in Ribbed Two-Pass Channel

ZHANG Feng, WANG Xinjun, LI Jun

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

Abstract: The flow and heat transfer characteristics of air/mist coolant in non-rotating ribbed two-pass rectangular channel were numerically investigated with SST turbulence model. The effect of mist initial diameter and mist initial mass concentration on the mist/air cooling parameters was analyzed. Three kinds of coolants, mist/air, air and steam, were comparatively discussed for the heat transfer performance. The results show that the mist flow distance increases with increasing mist initial diameter and there exists an optimum mist diameter; the mist flow distance, the averaged channel Nusselt number, the flow resistance and the thermal performance factor increase with the mist initial mass concentration. For the case of $Re=40\ 000$, the averaged channel Nusselt number of mist/air increases by 8.6% and 25.39% compared with steam and air respectively, and that of the thermal performance factor increases by 6.58% and 23.47%.

Keywords: two-pass channel; mist/air; heat transfer; numerical calculation

先进燃气轮机透平的进口温度很高, 但受材料性能的限制必须采取有效的冷却结构和技术对高温部件进行保护。高温叶片的外侧通常采用气膜冷却, 内侧采用射流冲击冷却或强化对流冷却。叶片中部区域布置带肋 U 型冷却通道时, 冷却工质通常

是从压气机中抽出的空气, 这虽然保护了高温叶片, 但也降低了透平效率。采用汽雾/空气作为冷却工质是一种有效的冷却途径。

Chen 等数值研究了空气在带肋 U 型通道中的冷却性能^[1]。Gao 等采用数值计算和实验研究了带

肋通道内的蒸汽流动与换热特性,得出与空气冷却相比,蒸汽冷却能明显提高换热效果^[2]。Wang 等研究了将水滴雾化后通入二次空气系统,并随冷却空气一起进入叶片内部进行冷却的可行性^[3]。Wang 等研究了汽雾/空气对带肋通道冷却性能的影响,发现汽雾的汽化潜热能有效提高换热效果^[4-5],还研究了汽雾/蒸汽对光滑通道流动换热的影响,结果表明汽雾/蒸汽的冷却性能比蒸汽要好^[6-7]。姜澎等数值研究了汽雾/蒸汽的冲击冷却性能,发现水滴的蒸发吸热过程对强化换热的贡献很大^[8]。

本文采用 ANSYS-CFX 软件数值研究了静止状态下带肋 U 型通道中汽雾/空气的流动与换热特性,分析了汽雾初始直径与初始质量浓度的影响,并与空气和蒸汽的流动与换热性能进行了比较。

1 计算模型和数值方法

1.1 计算模型

计算模型采用文献[9]的实验结构(见图 1),其中 U 型通道由 12.7 mm×25.4 mm 的横截面构成(宽高比为 1/2),水力直径 D_h 为 16.93 mm,肋的横截面为 1.59 mm×1.59 mm,肋间距与肋高之比为 10,肋角度为 45°。气流从二次空气系统流入叶片内部的过程可简化为绝热段流动,绝热段长度为 111.1 mm,气流在绝热段充分发展,其他几何尺寸见图 1。图 2 为 U 型通道 180°弯头处的网格示意图。

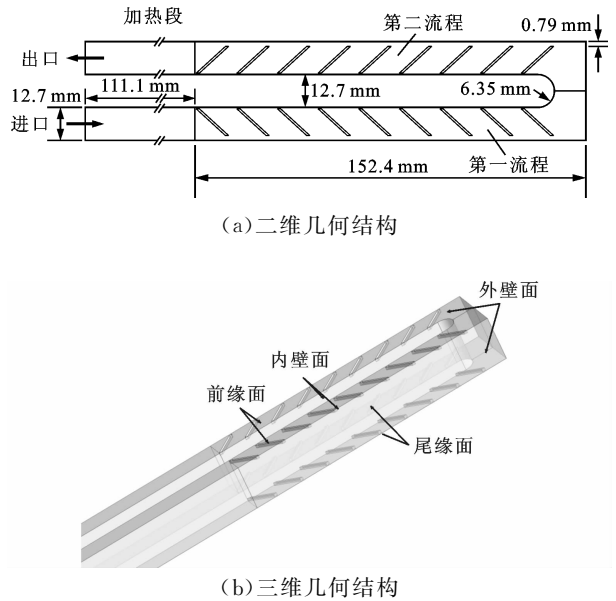


图 1 通道几何结构示意图

1.2 数值方法及验证

采用 ANSYS-CFX12.1 商用软件数值求解了冷却通道内的三维定常黏性雷诺时均 N-S 方程。

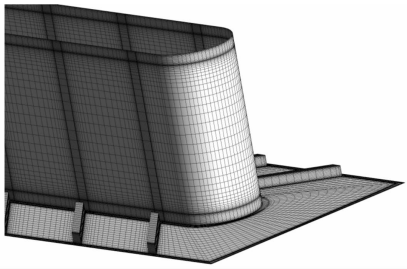


图 2 通道 180°弯头处网格

空气冷却的验证计算条件与文献[9]的实验条件完全相同,同时采用 SST 湍流模型进行网格无关性验证。图 3 为 4 种网格数下计算得到的通道平均努塞尔数随雷诺数的变化。可以看出,当网格节点数大于 150 万时,计算结果与实验结果基本吻合,因此在后续计算中采用的网格数为 150 万。

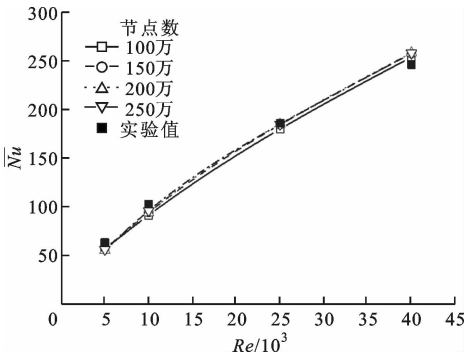


图 3 网格无关性研究

图 4 为 4 种湍流模型下计算得到的通道平均努塞尔数随雷诺数的变化。可以看出,SST 湍流模型的预测结果与实验数据吻合最好,因此后续计算均采用 SST 湍流模型。

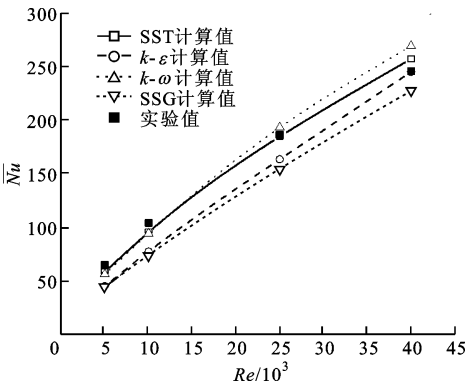


图 4 不同湍流模型下平均努塞尔数随雷诺数的变化

由于目前没有带肋 U 型通道中的汽雾换热方面的实验,所以采用文献[10]的直圆管汽雾冷却实验数据和 SST 湍流模型进行验证,计算条件与文献[10]中的实验条件相同。图 5 为实验和计算得到的壁面温度及对流换热系数的分布。壁面温度的最大

误差小于 8%，换热系数的误差小于 5%，仅出口处的误差偏大，约为 15%。总体来说，数值预测值与实验值吻合较好。

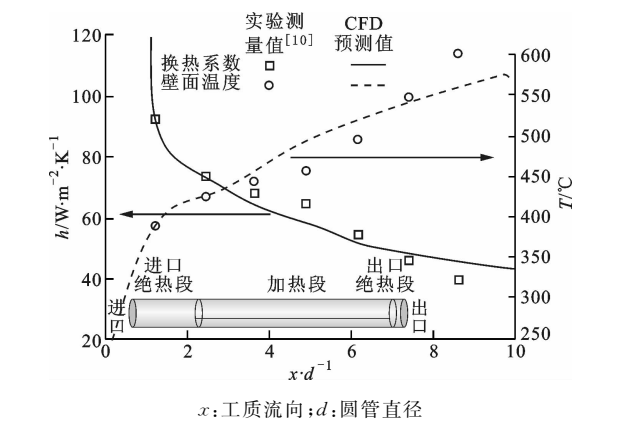


图 5 汽雾冷却实验和计算的壁面温度及对流换热系数分布

1.3 汽雾/空气的数值方法

汽雾/空气混合物中，汽雾(水滴)的体积分数非常小，通常可作为离散相处理。采用拉格朗日方法计算水滴轨迹的运动方程为

$$\frac{du_p}{dt} = F_D(u - u_p) + g_x(\rho_p - \rho)/\rho_p + F_x \quad (1)$$

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

在不考虑辐射换热的情况下，水滴传热方程为

$$m_p c_p \frac{dT_p}{dt} = h A_p (T_\infty - T_p) + h_{fg} \frac{dm_p}{dt} \quad (2)$$

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

水滴的蒸发速率与水滴表面和连续相中的蒸汽浓度梯度有关，其传质方程为

$$- \frac{dm_p}{dt} = A_p k_c (c_s - c_\infty) \quad (3)$$

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

当水滴温度达到沸点时可采用沸腾速率公式计算水滴的蒸发速率，即

$$\frac{dm_p}{dt} = \{ 2\pi k_\infty d_p / [c_{p,\infty} (1 + 0.23(Re_p)^{1/2})] \} \cdot \ln[1 + c_{p,\infty} (T_\infty - T_p) / h_{fg}] \quad (4)$$

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

1.4 参数定义

通道的平均努塞尔数定义为 U 型管前缘面和尾缘面的努塞尔数平均值。换热系数、努塞尔数及雷诺数的表达式分别为

$$h = q / (T_w - T_{b,x}) \quad (5)$$

$$Nu = h D_h / k \quad (6)$$

$$Re = \rho u D_h / \mu \quad (7)$$

式中： T_w 是壁面温度； $T_{b,x}$ 是冷却工质沿流向距加热段入口 x 处的温度。

为了便于比较换热效果与压力损失，引入热力学性能因子

$$\eta = (Nu / Nu_\infty) / (f / f_\infty)^{1/3} \quad (8)$$

式中： f 为通道加热段的阻力系数； Nu_∞ 、 f_∞ 分别为光滑通道中充分发展阶段的努塞尔数和阻力系数； Nu / Nu_∞ 为通道的平均努塞尔数因子。

1.5 边界条件

计算边界条件见表 1。进口给定总温 T_0 与流速，出口给定静压，所有壁面为无滑移壁面，加热段壁面给定恒温 T_w ，其他壁面为绝热壁面。计算汽雾/空气时，给定汽雾的初始质量浓度 w_0 (汽雾质量浓度 w 为水滴总质量和空气质量的比值，下文简称汽雾浓度) 和初始直径 d_0 ，汽雾速度与空气速度相同，并假定水滴与壁面碰撞时发生弹性反弹。

表 1 计算边界条件				
工质	$T_0 / ^\circ\text{C}$	$T_w / ^\circ\text{C}$	$w_0 / \%$	$d_0 / \mu\text{m}$
空气	100	160		
蒸汽	100	160		
汽雾/空气	100	160	1	5, 10, 15
			1, 2, 3, 4	5

2 计算结果及分析

2.1 汽雾初始直径的影响

图 6 是在 $w_0 = 1\%$ 、 $d_0 = 5 \mu\text{m}$ 时汽雾直径沿流向的变化。雷诺数越大，汽雾流动距离越长。汽雾直径沿流程是逐渐减小的，当 $Re = 5\,000, 10\,000$ 时，汽雾在加热段之前全部蒸发；当 $Re = 25\,000, 40\,000$ 时，部分汽雾能够到达第一流程的加热段，但汽雾直径小于 $3 \mu\text{m}$ 且在到达 180° 弯头前全部蒸发。这是因为空气的进口温度高于汽雾，两者之间存在热交换，使得汽雾的蒸发速率增加。在流动过程中汽雾不断吸热蒸发，直径逐渐减小。雷诺数较小时，汽雾速度低，流过绝热段的时间长，所以汽雾在绝热段全部蒸发。雷诺数较大时，汽雾速度高，通过绝热段的时间短，部分汽雾能够在完全蒸发以前进入加热段。

图 7 为 $w_0 = 1\%$ 、 $Re = 10\,000$ 时 3 种初始直径汽雾的流动距离和直径沿流向的变化。汽雾初始直径越大，汽雾的流动距离越长。汽雾直径沿流向逐

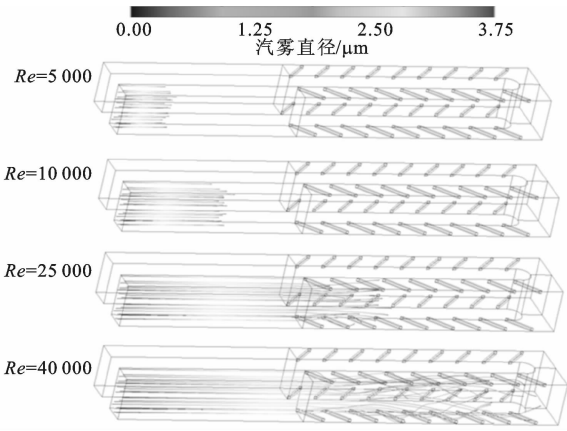


图 6 汽雾直径沿流向的变化($\omega_0=1\%$, $d_0=5\ \mu\text{m}$)

渐减小, $d_0=5\ \mu\text{m}$ 的汽雾在到达加热段之前全部蒸发; $d_0=10\ \mu\text{m}$ 的汽雾能够进入第一流程的加热段, 加热段入口的汽雾直径约 $7.5\ \mu\text{m}$, 所有汽雾在弯头之前全部蒸发; $d_0=15\ \mu\text{m}$ 的汽雾能够通过弯头进入第二流程, 少量汽雾还能流过第二流程进入绝热段, 加热段入口的最大水滴直径接近 $12\ \mu\text{m}$ 。汽雾初始直径越大, 单个雾滴的质量越大, 相应的蒸发潜热越大, 此外汽雾的比表面积减小使得汽雾蒸发速率降低。因此, 初始直径越大的汽雾在通道内的存在时间越长, 流动距离越长。

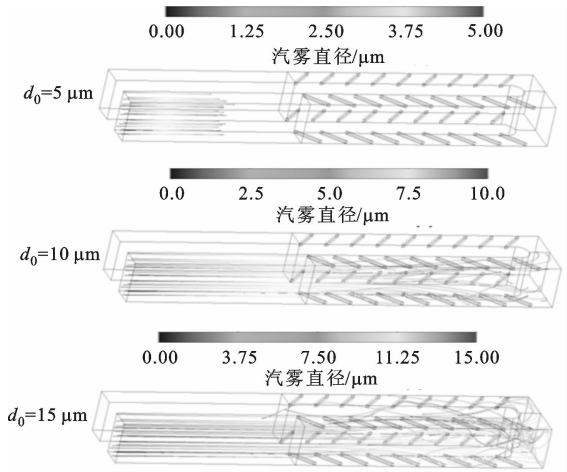


图 7 3 种初始直径汽雾的流动距离和直径沿流向的变化 ($\omega_0=1\%$, $Re=10\ 000$)

图 8 为 $\omega_0=1\%$ 时 3 种初始直径汽雾的通道平均努塞尔数的变化。 $Re=5\ 000$ 时, $d_0=5, 10\ \mu\text{m}$ 的汽雾在第一通道的绝热段全部蒸发, 未能到达带肋区域(限于篇幅该工况下汽雾的迹线图没有给出, 其他工况同此), 此时汽雾的换热主要来自: 水滴蒸发吸热而降低了的主流气体的温度; 水滴蒸发膨胀而增加了的主流气体的流速; 水滴流动加强了的主流气体的紊流度。然而, 由于本文研究的汽雾质量

浓度较小, 均低于 5% , 所以水滴蒸发膨胀对流速的影响很有限。水滴在加热段之前已经全部蒸发, 其对主流的扰流作用在进入加热段时基本消弭; 水滴蒸发吸热使得温差增大, 同时热通量增加使得换热效果变化很小。可见, 没有进入加热段的汽雾对通道的换热基本没有影响。因此, 在 $Re=5\ 000$ 时, $d_0=5, 10\ \mu\text{m}$ 汽雾下的努塞尔数非常接近, 而 $d_0=15\ \mu\text{m}$ 的汽雾进入第一通道的加热段, 此时汽雾蒸发吸热, 气流扰动加强, 由此换热增强。 $Re=10\ 000$ 时, $d_0=15\ \mu\text{m}$ 的汽雾/空气换热效果最好, 其次是 $d_0=10\ \mu\text{m}$ 的汽雾, $d_0=5\ \mu\text{m}$ 的汽雾换热效果最差(与图 7 相吻合)。 $Re=25\ 000$ 时, $d_0=10, 15\ \mu\text{m}$ 的汽雾都顺利流过整个加热段, 而 $d_0=5\ \mu\text{m}$ 的汽雾仅部分进入第一通道的加热段, $d_0=5\ \mu\text{m}$ 的汽雾换热效果最差, 直径小的水滴其相对表面积更大, 蒸发速率更快, 所以 $d_0=10\ \mu\text{m}$ 的汽雾努塞尔数大于 $d_0=15\ \mu\text{m}$ 的汽雾努塞尔数。 $Re=40\ 000$ 时, 汽雾的流程进一步增加, $d_0=10, 15\ \mu\text{m}$ 的部分汽雾还未完完全蒸发就已经流出加热段, 水滴的蒸发潜热没有充分利用, 而 $d_0=5\ \mu\text{m}$ 和 $d_0=15\ \mu\text{m}$ 二者汽雾的努塞尔数之间的差值减小。因此, 最佳的汽雾初始直径应满足汽雾在到达加热段出口的前提下尽可能的小。

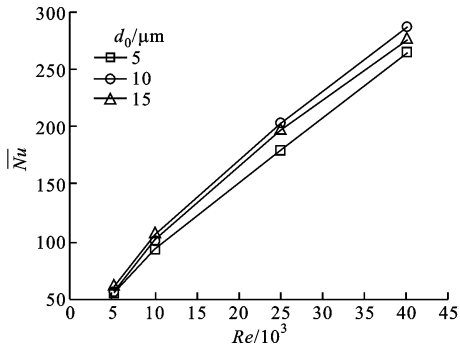


图 8 3 种初始直径汽雾的通道平均努塞尔数的变化 ($\omega_0=1\%$)

图 9 为 $\omega_0=1\%$ 时 3 种初始直径汽雾的通道阻力系数 f 的变化。随着汽雾初始直径的增大, 通道阻力系数增大。由前面的分析可知: 汽雾初始直径越大, 汽雾蒸发速率越小, 汽雾在加热段的质量浓度越大; 汽雾直径越大, 其对主流气体的扰流作用越强, 压力损失就越大。

图 10 为 $\omega_0=1\%$ 时 3 种初始直径汽雾的热力性能因子 η 的变化。热力性能因子综合考虑了换热性能和阻力损失的影响。 $Re=5\ 000, 10\ 000$ 时 $d_0=15\ \mu\text{m}$ 的热力性能因子最大, $Re=25\ 000, 40\ 000$

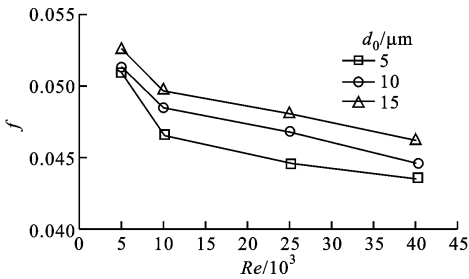


图 9 3 种初始直径汽雾的通道阻力系数的变化($w_0=1\%$)

时 $d_0=10\text{ }\mu\text{m}$ 的热力性能因子最大,随着雷诺数的增加, $d_0=5\text{ }\mu\text{m}$ 和 $d_0=15\text{ }\mu\text{m}$ 之间的热力性能因子差值减小。可以预测,随着雷诺数的进一步增加, $d_0=5\text{ }\mu\text{m}$ 的热力性能因子将最大。

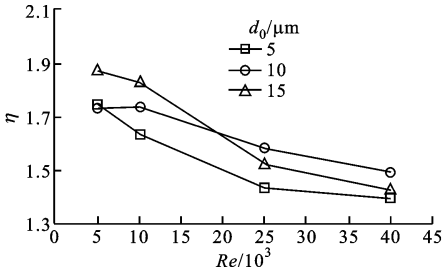


图 10 3 种初始直径汽雾的热力性能因子的变化($w_0=1\%$)

2.2 汽雾质量浓度的影响

图 11 为 $d_0=5\text{ }\mu\text{m}$ 、 $Re=10\text{ }000$ 时 4 种初始浓度汽雾沿流向的变化。随着汽雾初始浓度的增加,汽雾流动距离延长。这是因为汽雾初始浓度增加,汽雾的蒸发潜热增大,吸热量增加使得绝热段空气的温度降低,汽雾蒸发速率降低,因此汽雾的流动距离延长。

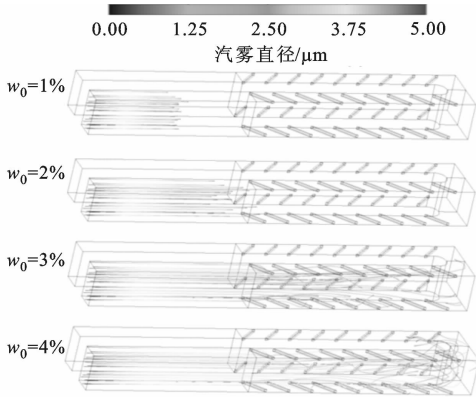


图 11 4 种初始浓度汽雾沿流向的变化 ($d_0=5\text{ }\mu\text{m}$, $Re=10\text{ }000$)

图 12 为 $d_0=5\text{ }\mu\text{m}$ 时 4 种初始浓度汽雾的通道平均努塞尔数分布。汽雾初始浓度越大,相应的蒸发潜热越大,汽雾数量浓度越大,汽雾对气流的扰动作用越强,换热效果也就越好。 $Re=5\text{ }000, 10\text{ }000$

时 $w_0=1\%$ 和 $w_0=2\%$ 的汽雾在第一通道绝热段全部蒸发,此时汽雾对加热段的换热没有影响,这 2 种汽雾初始浓度下的努塞尔数非常接近。

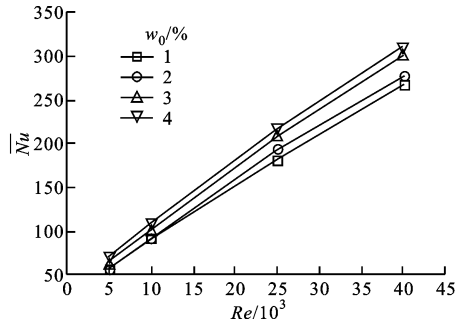


图 12 4 种初始浓度汽雾的通道平均努塞尔数分布 ($d_0=5\text{ }\mu\text{m}$)

图 13 为 $d_0=5\text{ }\mu\text{m}$ 时 4 种初始浓度汽雾的通道阻力系数的变化。汽雾初始浓度增大,汽雾数量浓度增大,在加热段相同流程处的汽雾直径增大(见图 11),汽雾对空气的扰流作用增大,通道阻力系数增大。

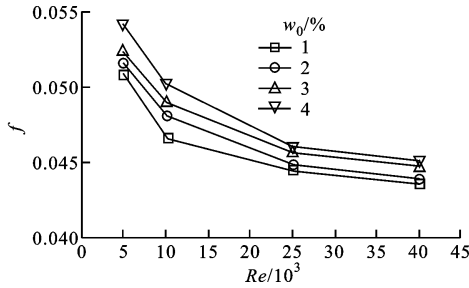


图 13 4 种初始浓度汽雾的通道阻力系数的变化 ($d_0=5\text{ }\mu\text{m}$)

图 14 为 $d_0=5\text{ }\mu\text{m}$ 时 4 种初始浓度汽雾的热力性能因子的变化。汽雾初始浓度越大,热力性能因子越大。这是因为汽雾初始浓度越大,通道努塞尔数越大,虽然阻力系数也增大,但由热力性能因子的公式可知,此时换热增强对性能因子起主要作用,所以相应的热力性能因子就越大。 $Re=5\text{ }000, 10\text{ }000$ 时 $w_0=1\%$ 和 $w_0=2\%$ 的通道努塞尔数相近,因此汽雾热力性能因子基本相同。

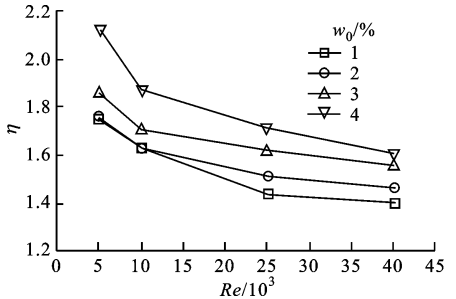


图 14 4 种初始浓度汽雾的热力性能因子的变化($d_0=5\text{ }\mu\text{m}$)

2.3 3种冷却工质的对比

图15为3种冷却工质的通道平均努塞尔数因子 Nu/Nu_{∞} 随雷诺数的变化。随着雷诺数的增加,3种工质的平均努塞尔数因子均减小。汽雾/空气的平均努塞尔数因子最大,其次是蒸汽,空气的平均努塞尔数因子最小。

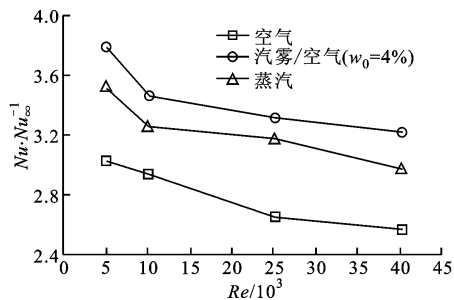


图15 3种冷却工质的平均努塞尔数因子随雷诺数的变化

在 $Re=40\ 000$ 时汽雾/空气的通道平均努塞尔数因子相对于蒸汽和空气分别增加了8.6%和25.39%。

图16为3种冷却工质的通道阻力系数随雷诺数的变化。随雷诺数的增加,3种工质的阻力系数均减小。蒸汽的阻力系数最小,空气的阻力系数略大于蒸汽,汽雾/空气的阻力系数最大。这是蒸汽的动力黏度小于空气的缘故。汽雾/空气中水滴对周围空气有局部的扰流作用,由此增加了流动损失,所以汽雾/空气的阻力系数大于空气。

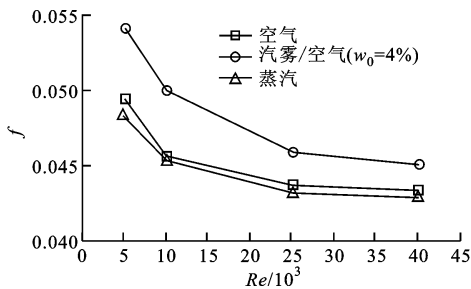


图16 3种冷却工质的阻力系数随雷诺数的变化

图17为3种冷却工质的热力性能因子随雷诺数的变化。随雷诺数的增加,3种工质的热力性能

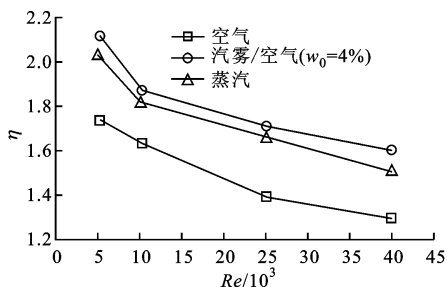


图17 3种冷却工质的热力性能因子随雷诺数的变化

因子均减小。汽雾/空气的热力性能因子最大,其次是蒸汽,空气的热力性能因子最小。 $Re=40\ 000$ 时汽雾/空气的热力性能因子相对于蒸汽和空气分别增加了6.58%和23.47%。

3 结论

本文数值研究了静止带肋U型通道中汽雾/空气的流动与换热特性,分析了汽雾的初始直径和初始质量浓度对汽雾/空气冷却性能的影响规律,比较了汽雾/空气、空气和蒸汽的换热性能,结论如下。

(1)汽雾初始直径增大,汽雾流动距离增大。考虑换热增强和热力性能因子,汽雾最佳初始直径应满足汽雾在到达加热段出口的前提下尽可能的小。

(2)汽雾初始质量浓度增大,汽雾流动距离延长,通道平均努塞尔数、流动阻力损失及热力性能因子均增大。

(3)比较3种工质可以发现,汽雾/空气的通道平均努塞尔数因子和热力性能因子最大。 $Re=40\ 000$ 时,汽雾/空气的通道平均努塞尔数因子相对于蒸汽和空气分别增加了8.6%和25.39%,热力性能因子分别增加了6.58%和23.47%。

参考文献:

- [1] CHEN H C, JANG Y J, HAN J C. Computation of heat transfer in rotating two-pass square channels by a second-moment closure model [J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2000, 43(9): 1603-1616.
- [2] LIU J, GAO J, GAO T, et al. Heat transfer characteristics in steam-cooled rectangular channels with two opposite rib-roughened walls [J]. Applied Thermal Engineering, 2013, 50(1): 104-111.
- [3] WANG T, RAGAB R. Investigation of applicability of transporting water mist for cooling turbine blades [C] // Proceedings of ASME Turbo Expo 2014, New York, USA: ASME, 2014: 25818.
- [4] DHANASEKARAN T S, WANG T. Computational analysis of mist/air cooling in a two-pass rectangular rotating channel with 45-deg angled rib turbulators [J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2013, 61: 554-564.
- [5] ELWEKEEL F N M, ZHENG Q, ABDALA A M M. Numerical study of turbulent flow through rib-roughened channels with mist injection [C] // Proceedings of

(下转第76页)