

文章编号:1000-8055(2015)11-2561-07

doi:10.13224/j.cnki.jasp.2015.11.001

汽雾两相流强化冷却燃气轮机叶片 内冷通道

史晓军, 税琳棋, 高建民, 李法敬

(西安交通大学 机械工程学院 机械制造系统工程国家重点实验室, 西安 710049)

摘 要: 实验研究了方形通道这一重型燃气轮机中常用叶片强制对流冷却通道结构, 分析了雷诺数、壁面热流密度以及水雾质量流量比等关键参数对汽雾冷却通道的传热特性的影响, 并建立了考虑离散相水雾的流动工况和通道壁面加热条件的实验关联式。结果表明: 相对于纯蒸汽, 汽雾两相流的传热系数显著提高, 且传热性能提高的幅度随热流密度的增大而减小, 随雷诺数和水雾质量流量比的增大而增大; 通道上壁面平均传热系数低于下壁面, 在高热流密度和低水雾质量流量比下, 两者相差约 13%, 而在低热流密度与高水雾质量流量比的情况下, 该比值增加到约 25%。

关 键 词: 燃气轮机; 叶片冷却; 汽雾冷却; 两相流; 换热特性

中图分类号: V231.1; TK47

文献标志码: A

Internal cooling passage of mist/steam two-phase flow enhanced cooling gas turbine blade

SHI Xiao-jun, SHUI Lin-qi, GAO Jian-min, LI Fa-jing

(State Key Laboratory for Manufacturing System Engineering,

School of Mechanical Engineering,

Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049, China)

Abstract: A square channel of a geometry commonly used in heavy-duty gas turbine blade as forced convection cooling channel was experimentally studied. The effect of Reynolds number, wall heat flux and mist mass flow rate on the heat transfer characteristic of mist/steam cooling channel wall were analyzed. A experimental correlation of heat transfer was developed to account for mist flow working conditions and channel wall heating conditions. Results show the heat transfer coefficient of mist/steam two-phase flow is significantly higher than the pure steam. Heat transfer performance of mist/steam decreases with increasing of heat flux and increases with increasing of Reynolds number and mist mass flow ratio. The average heat transfer coefficient of upper wall surface is lower 13% than bottom wall surface under higher heat flux and lower mist mass flow ratio, while in the case of low heat flux and high mist mass flow ratio, this ratio increases to approximately 25%.

Key words: gas turbine; blade cooling; mist/steam cooling; two-phase flow; heat transfer characteristics

内冷通道强化对流换热冷却技术是应用最广泛的涡轮叶片冷却方式之一, 采用在内冷通道壁

面上布置肋片、柱肋、波纹等方式, 加强对冷却介质空气、蒸汽流动和热边界层的扰动, 以此强化换

收稿日期: 2014-03-27

基金项目: 国家自然科学基金(51276136); 教育部高等学校博士学科点专项科研基金(20120201120039)

作者简介: 史晓军(1974—), 男, 陕西宝鸡人, 副教授, 博士, 主要从事叶轮叶片冷却技术研究。

热^[1-2]. 近年来,对于重型燃气轮机,研究者提出,向冷却空气或蒸汽中喷出少量细小雾滴,形成气/汽雾两相流作为高温涡轮叶片的冷却介质,以改善叶片冷却介质的换热能力^[3-4]. 这是因为,相对于单相流的空气或蒸汽,气/汽雾的比热容较大,并且弥散在气相中的水雾在流动过程中吸收潜热,此外雾滴会导致质量、动量和能量传递增强^[5]. 因此,采用气/汽雾两相流作为燃气轮机叶片的冷却介质,是具有发展潜力的先进冷却技术之一.

日本研究人员指出,采用气雾相对于空气冷却叶片,使得燃气轮机的循环热效率提高了1.7%^[6]. Guo等深入研究了用汽雾对流换热和射流冲击冷却以替代气膜冷却^[5,7-10]. 首先实验和数值模拟研究了光滑圆管内的汽雾流动和换热特性,研究中使用的水滴粒径为 $3\sim 15\mu\text{m}$,水滴与蒸汽的质量比大约为1%~6%. 结果表明,与纯蒸汽冷却相比,使用汽雾两相流可以使通道中的局部传热系数增强大约3倍,而平均传热系数则提高了大约30%~100%. 其次实验研究带180°弯头的光滑圆管的汽雾冷却,结果显示,由于弯头的影响,外侧壁面的换热性能好于内侧壁面,并且由于流体的湍流运动和二次流影响,与纯蒸汽冷却相比,通道中流体的局部传热系数增强可达到500%,平均传热系数大约提高了40%~300%;对高热流密度和低热流密度情况下的平板和凹坑射流冲击进行实验研究,发现使用汽雾两相流冲击会使得传热系数具有不同程度的提高. 在国内,姜澎等曾对Guo等的平板汽雾冲击换热实验进行数值验证,得到的仿真结果与实验值吻合较好^[11]. Kumarii等采用数值模拟分析了气雾两相

流在矩形通道热沉中的强制对流换热过程^[12].

为了获得汽雾两相流在光滑方形通道中的换热关系式,本文实验研究了雷诺数、通道热流密度以及水雾质量流量比对通道传热系数的影响,以期在高温透平叶片汽雾两相流对流冷却技术的发展提供准则和方法.

1 实验系统

叶片内冷通道两相流冷却机理实验系统如图1所示,详细说明请参见文献[13-14],图中DP表示压差表,P表示绝压表,T表示温度传感器. 连续相为流量、温度和压力可控的蒸汽,离散相为压力和流量可调的水雾,汽液在混合腔里充分混合,达到热动力学平衡后进入实验段,然后开启实验段加热装置,整个系统稳定后,采集数据信息. 雾滴的直径,浓度及其分布采用粒子示踪仪(PIV)通过视窗测量,如图2所示.

将重型燃气轮机设计中一常用叶片内冷通道几何结构模化为方形实验通道. 采用3mm厚的不锈钢(1Cr18Ni9Ti)焊接而成,其内径为40mm,长度为420mm,前后两端分别安装了石英玻璃光学测量视窗,如图3所示.

在通道上、下和左侧3个壁面的关键位置上总共布置了65个E型热电偶,其直径为0.3mm,如图4所示,热电偶测点位置的横坐标采用无量纲数 z/D 表示,其中 z 为测点距离实验通道进口距离, D 为通道水力直径. 图中黑点表示测点详细布置. 上壁面和左侧壁面中心线处各布置13个;下壁面等宽度布置了3行热电偶,每行13个. 测点间距均为15mm.

使用横河公司的MX100系统采集所有数据

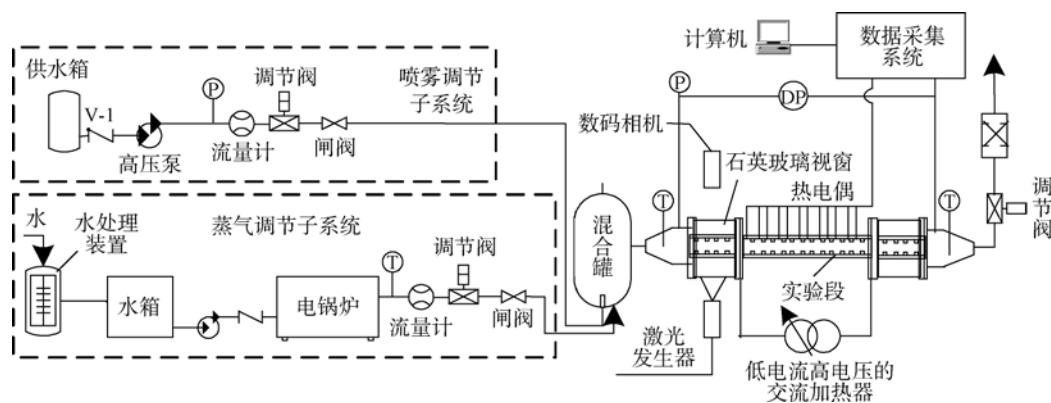


图1 实验设备示意图

Fig. 1 Schematic diagram of experimental apparatus

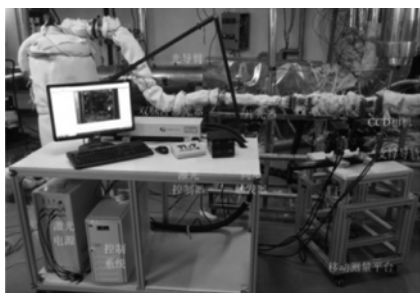


图 2 PIV 测量雾滴系统

Fig. 2 PIV system for mist measurement



图 3 实验通道

Fig. 3 Experimental channel

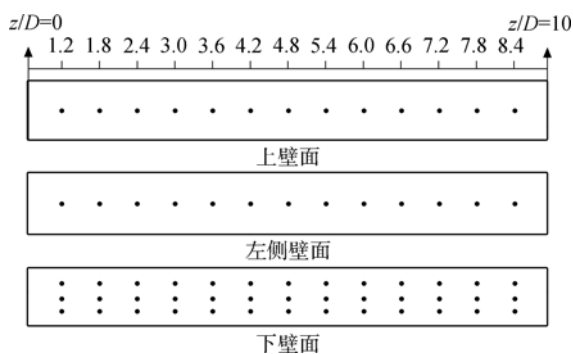


图 4 热电偶测点详细布置图

Fig. 4 Diagram detailed thermocouple locations

信号,并送入计算机进一步处理.所有设备及管路均敷设 50 mm 厚的硅酸铝保温层以减少环境对系统换热的影响.

控制系统精确调节实验工况参数.实验工况如下:雷诺数变化范围为 10 000~80 000,壁面热流密度 5~20 kW/m²,水雾质量流量比为 1%~6.7%,饱和蒸汽在实验段进口的压力为 0.2 MPa.

2 数据处理

通道传递给冷却介质的热流密度 q 由下式计算:

$$q = (Q_{el} - Q_{loss}) / A \quad (1)$$

式中 Q_{el} 为加热实验通道的电功率, Q_{loss} 为散热损失, A 为通道换热面积.为了测量散热损失,进行了散热实验.将包裹硅酸铝保温材料实验通道加

热并稳定到某一特定的温度.在这个稳定状态下,加热器提供的热量就是实验通道通过保温层向外界损失的热量.校验实验分别在实验工况范围内的最高温度和最低温度两种极限工况下进行测试.结果表明,热损失在 280~310 W/m²,小于总输入热量的 5%.

纯蒸汽的局部传热系数为

$$h_{steam} = q / (T_{w,z} - T_{b,z}) \quad (2)$$

式中 $T_{w,z}$ 是局部壁面温度, $T_{b,z}$ 为距离实验通道进口距离为 z 的蒸汽主流温度,可利用通道进出口的蒸汽温度进行线性插值得到.

因为实验通道的核心区域的蒸汽处于饱和温度下,所以蒸汽在通道内的平均温度可以近似等于通道进口处蒸汽的饱和温度. PIV 测试的结果显示,主流蒸汽携带的水滴粒子的流动跟随性很好,实验段进口液滴的算术平均粒径约为 52 μm,并且实验段通道出口液滴的体积分数大约有 30%.因此,汽雾两相流的局部传热系数可采用下式计算:

$$h_{mist} = q / (T_{w,z} - T_{sat,i}) \quad (3)$$

式中 $T_{sat,i}$ 为通道进口处蒸汽饱和温度.

因为水雾质量流量比小于 7%,所以计算雷诺数时,仍采用连续相蒸汽的质量流量 m_s , $Re = m_s D / (\mu W H)$.局部努塞尔数 $Nu = h D / \lambda$,式中 μ 为蒸汽动力黏度, λ 为蒸汽的导热系数, $D = 2WH / (W + H)$,其中 H 为通道的高, W 为通道的宽.

实验结果误差分析采用 Kline 等在文献[15]中提出的方法,努塞尔数的不确定度为 6.43%.

3 实验结果分析与讨论

对水平光滑方形通道中汽雾两相流和纯蒸汽的传热系数之比(文中用汽雾两相流和纯蒸汽的努塞尔数之比表示,即 Nu_{mist} / Nu_{steam})进行比较,如图 5 所示.由图可见,在相同工况下,所有汽雾两相流的换热强度均大于蒸汽;而且,汽雾与纯蒸汽努塞尔数的比值,随壁面热流密度的增大逐渐降低,随雷诺数和水雾质量流量比增大而增大.当雷诺数 $Re = 26 000$,热流密度 $q = 10$ kW/m²,水雾质量流量比从 1.2% 提高到 6.5% 时,汽雾的平均换热强度比纯蒸汽提高 28%.当实验工况为低热流密度($q = 10$ kW/m²)、高雷诺数($Re = 70 000$)和高水雾质量流量比($m_w / m_s = 6.7\%$)时,汽雾的努塞尔数是纯蒸汽的 5.6 倍;而在高热流密度($q = 12$ kW/m²)、低雷诺数($Re = 10 000$)和低水雾质量

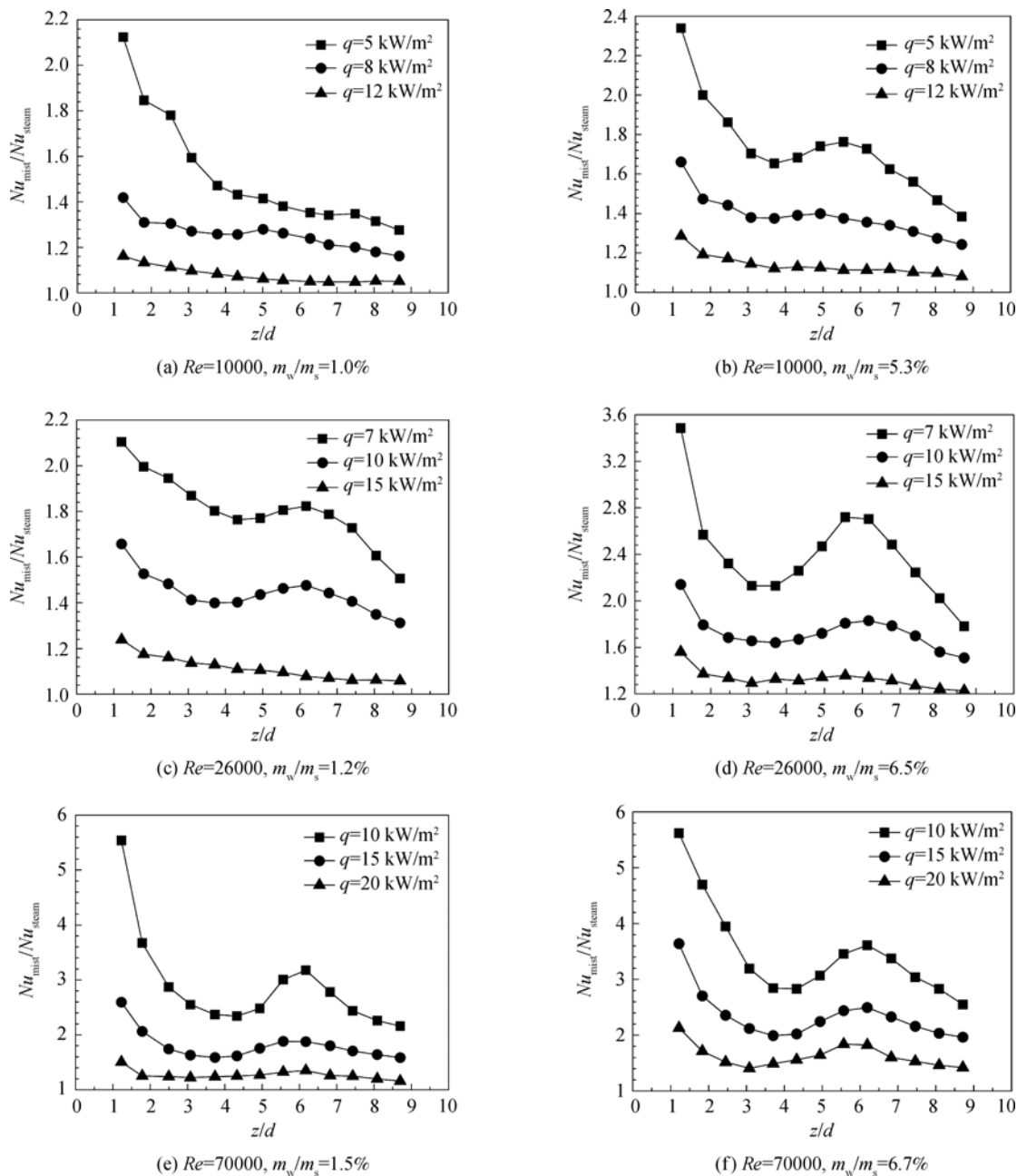


图5 汽雾两相流与纯蒸汽的传热系数之比的分布

Fig. 5 Distribution of heat transfer coefficient ratio between mist/steam two-phase flow and pure steam

流量比下 ($m_w/m_s=1.0\%$) 时, 汽雾与纯蒸汽努塞尔的比值为 1.08. 由图 5 还可看出, 由于通道中的弥散水雾不断蒸发汽化, 沿着通道流向, 汽雾两相流的相对纯蒸汽的冷却优势逐渐减弱. 但是当热流密度较低、雷诺数和水雾质量流量比较高时, 在通道中间区域 Nu_{mist}/Nu_{steam} 会出现不降反升的现象. 在这种状况下, 汽雾两相流在加热实验段中的换热过程可分为 3 个阶段: 第 1 个阶段为过渡沸腾段, 在进口区域 ($z/D < 4$). 在此阶段, 由于弥散液滴发生径向运动, 向进口通道壁面附近

聚集形成液膜, 部分液膜运动一定距离后, 由于剪切应力的作用便会与壁面发生间歇性的分离. 分离液膜和主流的相互作用使得换热相对于蒸汽大幅度增强, 但随着水雾不断蒸发, 这种换热增强的幅度不断减弱. 第 2 阶段为大液滴沉降以及不稳定蒸发阶段, 在实验段中部区域 ($4.0 < z/D < 6.0$), Nu_{mist}/Nu_{steam} 在低热流密度下呈上升趋势, 在高热流密度时几乎保持不变. 在此阶段, 大液滴的沉降, 并与高温壁面直接接触导致的瞬间蒸发使得此区域换热水平得到显著增强. 第 3 阶段为

干涸后弥散流,在实验段的下游区域($z/D > 6.0$),由于此区的域壁面过热度相对较高,壁面液膜完全蒸发,换热增强幅度快速降低,与处于充分发展段的蒸汽换热能力相近。

汽雾在通道中发生大液滴沉降和不稳定蒸发这种流动换热现象对增强换热影响显著,是否会产生这种流动换热现象主要取决于通道壁面过热度 ΔT 。当壁面过热度较低时, ΔT 小于等于通道壁面的临界过热度 (ΔT_{cr}),液滴与壁面会直接接触,出现换热强度大幅度增加的现象。而当壁面过热度很高, $\Delta T > \Delta T_{cr}$ 时,在加热实验段进口近壁区液膜很快被完全蒸发汽化,就不会出现大液滴沉降和不稳定蒸发。

为了对通道中汽雾的流动换热情况进行较为便捷地判断,根据文献[15]引入冷却工况影响因子 F

$$F = q / [Re(m_w/m_s)] \quad (4)$$

由式(4)可见,冷却工况影响因子的单位与热流密度的单位相同,可表示壁面被加热的情况,并可通过壁面热流密度 q 、雷诺数以及水雾质量流量比 m_w/m_s 这 3 个参数进行控制。当 F 一定时,通道壁面过热度 ΔT 也就一定。本文实验工况的 F 如图 6 所示,其临界值约为 23 kW/m^2 。

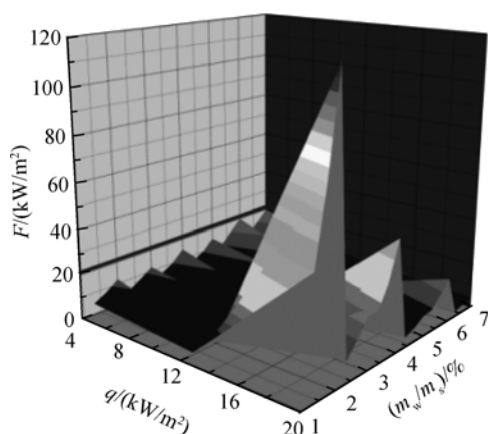


图 6 冷却工况因子 F

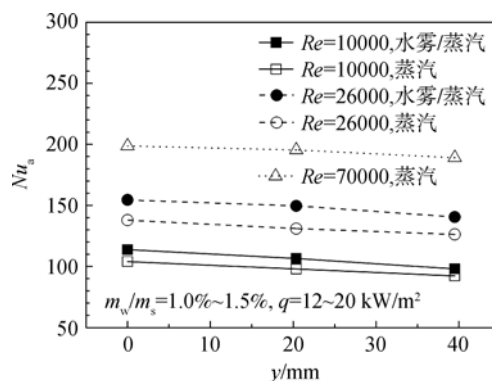
Fig. 6 Cooling condition factor F

将汽雾两相流的局部努塞尔数取算术平均值获得平均努塞尔数 Nu_a 。图 7 显示了不同雷诺数下,采用汽雾冷却时通道上壁面、左侧壁面以及下壁面(测点布置见图 4)的平均传热系数分布(文中用平均努塞尔数表示,即 Nu_a)。从图中可以观察到,随着高度的增加,汽雾冷却壁面的平均传热系数在逐渐减低。将通道上壁面 ($y=40 \text{ mm}$) 的平均传热系数与下壁面 ($y=0 \text{ mm}$) 的进行比较,发

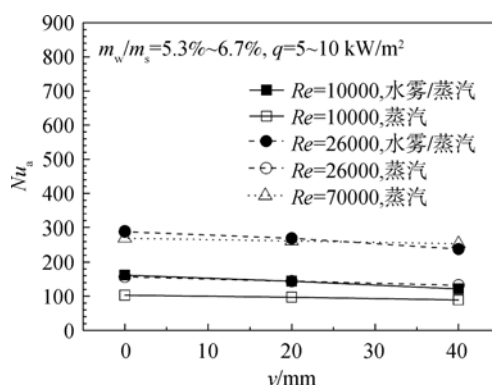
现 $Re=10000$ 时上壁面的换热性能下降幅度最大。在较高热流密度和较低水雾质量流量比下,两者相差大约 13%,而在低热流密度与高水雾质量流量比的情况下,该比值增加到大约 25%。而使用蒸汽冷却时,通道上壁面与下壁面的平均传热系数最大差异仅为 11%。

通道下壁面不同径向位置处的平均传热系数如图 8 所示。从图中可以发现,当通道采用汽雾两相流进行冷却时,沿通道径向由南向北,壁面的平均传热系数逐渐增加。这是由于在本实验中,当主流蒸汽由东向西运动时,其携带的微小水滴受科氏力的作用发生运动偏向所造成的。在较高热流密度和较低水雾质量流量比下,当 $Re=70000$ 时,通道壁面沿径向的平均传热系数的差别为 12.1%,而在低热流密度与高水雾质量流量比的情况下,此时的最大换热性能差别增加到大约 16.7%。而在相同工况下使用蒸汽进行冷却,通道壁面沿径向的温差较小,几乎可以忽略。

汽雾两相流平均传热系数不仅受主流蒸汽雷



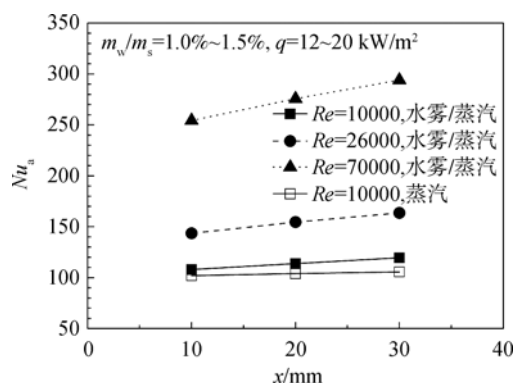
(a) 高热流密度和低声雾质量流量比



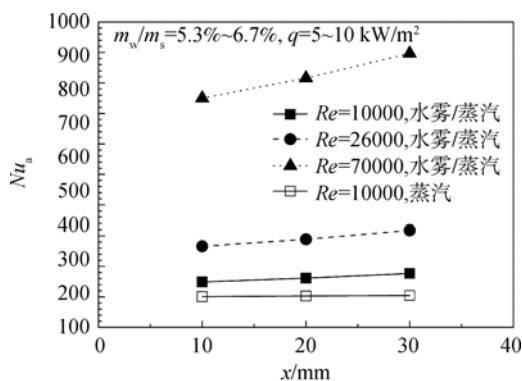
(b) 低声雾密度和高水雾质量流量比

图 7 通道不同壁面上的平均传热系数分布

Fig. 7 Distribution of average heat transfer coefficient of different wall surfaces of channel



(a) 高热流密度和低水雾质量流量比



(b) 低热流密度和高水雾质量流量比

图8 通道下壁面平均传热系数分布

Fig. 8 Distribution of average heat transfer coefficient of bottom wall surfaces of channel

诺数和普朗特数的影响,同时还与离散相水雾的流动工况和通道壁面加热条件密切相关,即与冷却工况因子 F 存在关联性.当 $F/F_{cr} < 1$ 时(F_{cr} 为冷却工况影响因子临界值,本实验中 $F_{cr} = 23 \text{ kW/m}^2$),通道中部区域出现大液滴沉降和蒸发,从而获得较高的平均传热系数.因此基于经典 Dittus-Boelter 公式,引入冷却工况因子 F 考虑离散相水雾的流动工况和通道壁面加热条件对汽雾换热的影响.采用多元线性回归方法对光滑通道中汽雾两相流实验数据进行拟合,得到如下实验关系式

$$Nu_a = 0.023 Re^{0.8} Pr^{0.4} [1.65 + (F/F_{cr})^{-0.5}] \quad (5)$$

式中 Pr_s 为普朗特数.

在整个实验工况范围内,换热关联式在 $\pm 15\%$ 的误差范围内能涵盖 92.5% 的实验数据.选取两种不同的实验工况,利用式(5)对测量数据和关联式预测值进行比较,其结果如图9所示.从图中可以发现,两者的误差在 10% 以内.

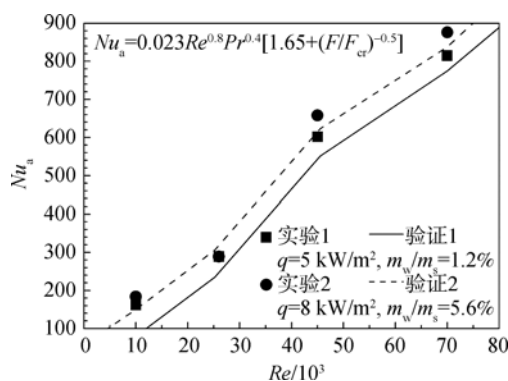


图9 实验关联式

Fig. 9 Experimental correlation

4 结 论

本文实验研究了汽雾两相流在模化的叶片内冷通道中的换热特性,分析了通道壁面热流密度、雷诺数以及水雾质量流量比对努塞尔数的影响,并与相同工况下蒸汽的传热系数进行了比较,可以得出以下结论:

1) 汽雾两相流的传热系数相对于纯蒸汽显著提高,且提高的幅度随热流密度的增大而减小,随主流雷诺数和液滴质量流量比的增大而增大.在低热流密度和高水雾质量流量比时,在实验通道中部区域,由于存在大量液滴与高温壁面直接接触蒸发汽化,所以换热强度显著提高.

2) 在较高热流密度和较低水雾质量流量比下,通道上壁面比下壁面的平均传热系数低约 13%,而在低热流密度与高水雾质量流量比的情况下,该比值增加到约 25%.而使用蒸汽冷却时,通道上壁面与下壁面的平均传热系数最大差异仅为 11%.

3) 采用多元线性回归方法对光滑通道中汽雾两相流实验数据进行拟合,得到实验关系式,在整个实验工况范围内,实验关联式在 $\pm 15\%$ 的误差范围内能涵盖 92.5% 的实验数据.

参考文献:

- [1] 邱庆刚,王海鹏,赵亮,等. 楔形肋片内冷通道传热与流动阻力特性[J]. 航空动力学报, 2011, 26(12): 2648-2654.
QIU Qingang, WANG Haipeng, ZHAO Liang, et al. Heat transfer and friction behavior in international cooling duct with uniform-fins[J]. Journal of Aerospace Power, 2011, 26(12): 2648-2654. (in Chinese)
- [2] 马世岩,徐国强,邓宏武,等. 微小通道在叶片冷却结构中的应用研究[J]. 航空动力学报, 2009, 24(9): 1989-1993.

- MA Shiyan, XU Guoqiang, DENG Hongwu, et al. Research on application of micro channel in the blade cooling structure[J]. Journal of Aerospace Power, 2009, 24(9): 1989-1993. (in Chinese)
- [3] 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 & Power, 2008, 23(1): 1-6. (in Chinese)
- [4] Mori Y, Hijikata K, Yasunaga T. Mist cooling of very hot tubules with reference to through-hole cooling of gas turbine blades[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 1982, 25(9): 1271-1278.
- [5] Guo T, Wang T, Gaddis J. Mist/steam cooling in a heated horizontal tube: Part II results and modeling[J]. Journal of Turbomachinery, 2000, 122(2): 366-374.
- [6] Higuchi S, Hatamiya S, Seiki N, et al. A study of performance on advanced humid air turbine systems[R]. International Gas Turbine Congress, IGTC2003-03, 2003.
- [7] Li X, Wang T. Simulation of film cooling enhancement with mist injection[J]. Journal of Heat Transfer, 2005, 128(6): 509-519.
- [8] Guo T, Wang T, Gaddis J. Mist/steam cooling in a 180-degree tube bend[J]. Journal of Heat Transfer, 2000, 122(4): 749-756.
- [9] Li X, Gaddis J, Wang T. Mist/steam heat transfer with jet impingement onto a concave surface[J]. Journal of Heat Transfer, 2003, 125(3): 438-446.
- [10] Dhanasekaran T S, Wang T. Mist/air cooling in a two-pass rectangular rotating channel with 45-deg angled rib turbulators[R]. ASME Paper GT2011-45954, 2011.
- [11] 姜澎, 黄洪雁, 冯国泰, 等. 水雾/蒸汽相变冲击冷却的数值模拟[J]. 哈尔滨工程大学学报, 2009, 30(10): 1098-1102.
- JIANG Peng, HUANG Hongyan, FENG Guotai, et al. Numerically simulating mist/steam impingement cooling with phase change[J]. Journal of Harbin Engineering University, 2009, 30(10): 1098-1102. (in Chinese)
- [12] Kumarii N, Bahadur V, Hodes M. Analysis of evaporating mist flow for enhanced convective heat transfer[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2010, 53(15/16): 3346-3356.
- [13] Terekhov V I, Pakhomov M A. The numerical modeling of the tube turbulent gas-drop flow with phase changes[J]. International Journal of Thermal Sciences, 2004, 43(6): 595-610.
- [14] 史晓军, 税琳棋, 高建民, 等. 蒸汽冷却带肋矩形通道传热和压降实验关联式[J]. 西安交通大学学报, 2013, 47(11): 1-6.
- SHI Xiaojun, SHUI Linqi, GAO Jianmin, et al. Heat transfer and pressure drop correlations for rectangular channels with ribs[J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2013, 47(11): 1-6. (in Chinese)
- [15] Kline S J, McClintock F A. Describing experimental uncertainties in single-sample experiments[J]. Journal of Mechanical Engineering, 1953, 75(1): 3-8.

(编辑:王碧珺)