

微尺度冲击冷却通道换热特性实验研究*

郑 杰¹, 朱惠人¹, 郭 涛¹, 孟 通¹, 郭 文², 苏云亮²

(1. 西北工业大学 动力与能源学院, 陕西 西安 710072; 2. 中国燃气涡轮研究院 涡轮室, 四川 成都 610500)

摘 要: 为了研究真实发动机尺寸下冲击通道的流动与换热情况, 选取冲击孔与气膜孔孔径均为 $D=0.3\text{mm}$, 0.4mm , 0.5mm , 冲击距 $H/D=2, 2.5, 3.0$, 孔间距 $P/D=5, 10$, 雷诺数 Re 范围为 $1000\sim 10000$, 保证与真实发动机工况相等的克努森数下, 对不同结构微小冲击通道的整体换热情况进行分析比较。结果表明: 在相同的雷诺数下, 通道整体平均换热系数随着孔径的减小而增加, 随着冲击距 H/D 的增加而减小, 随着冲击孔间距 P/D 的增加而减小, 并且拟合出了相关经验关系式。

关键词: 冲击冷却; 微尺度; 换热系数; 雷诺数

中图分类号: V231.1

文献标识码: A

文章编号: 1001-4055 (2015) 01-0082-07

DOI: 10.13675/j.cnki.tjjs.2015.01.012

Experimental Investigation on Jet Impingement Heat Transfer for Micro-Channel

ZHENG Jie¹, ZHU Hui-ren¹, GUO Tao¹, MENG Tong¹, GUO Wen², SU Yun-liang²

(1. School of Power and Energy, Northwestern Polytechnical University, Xi'an 710072, China;

2. Turbine Group, China Gas Turbine Establishment, Chengdu 610500, China)

Abstract: Experiments are conducted to investigate the flow and heat transfer characteristics of inner cooling channel with real engine sizes. The diameter of impingement holes and film holes are 0.3mm , 0.4mm and 0.5mm , respectively. Ratios of the distance between the impingement plate and the target plate to the impingement hole diameter (H/D) are $2, 2.5$ and 3.0 , respectively. Hole pitch to diameter ratios (P/D) are 5 and 10 , respectively. The Reynolds number varies from 1000 to 10000 , Knudsen number is equal to the Knudsen number in real working condition of engine. The thermodynamic characteristics of micro-scale impingement channels with different geometry are studied. The results show that with the same Reynolds number, average heat transfer coefficient of channel increases as the hole diameter decreases, and it decreases as the magnitude of H/D or P/D increases, and the empirical correlation has been fitted.

Key words: Impingement cooling; Micro-scale; Heat transfer coefficients; Reynolds

1 引 言

随着现代科技的发展已经使得现代航空发动机在性能、可靠性、耐久性和经济性等方面都获得了重大进展,并且现代燃气轮机设计的进口运行温度越来越高,远远超出当前材料的温度极限。因此,除了提高材料和绝热层的温度极限外,必须采用复杂的

冷却技术^[1],目前对航空发动机中的高温部件实施的基本冷却方式有:扰动强化对流冷却、冲击冷却、发散冷却、气膜冷却和喷射冷却等。虽然冲击冷却气流的压力损失最大,但其换热效果也最为显著,冲击射流传热最适合用在转子叶片的前缘以及静叶中弦区,以高速气流从内部冲刷被冷却部件,带走另一侧从燃气所吸收的热量。根据相关文献[2],将大于

* 收稿日期: 2013-12-17; 修订日期: 2014-01-17。

基金项目: 国家重点基础研究发展规划资助项目 (2013CB035702)。

作者简介: 郑 杰 (1987—), 男, 博士生, 研究领域为航空发动机高温部件冷却设计。E-mail: zhengjie543210@163.com

1mm 的尺度定义为宏观尺度, $1\mu\text{m}\sim 1\text{mm}$ 的尺度定义为微尺度。以往有关冷却结构流动特性的研究主要是基于毫米以上的宏观尺度进行的, 然而随着科技的发展, 在燃气轮机尤其航空发动机中, 用于冷却的气膜孔和冲击孔尺寸多数在 1mm 以下, 且尺度有进一步减小的趋势, 因此, 涡轮叶片冲击冷却结构已进入微尺度研究范围。国内外学者已经对槽道、圆管内微尺度流动进行了一些研究, 其中 Turner 等^[3]通过实验研究了粗糙度、克努森数、马赫数等参数对微通道流动特性的影响; 张效伟等^[4]研究了涡轮叶片中小尺度孔的流量系数; Gelata 等^[5]研究了气体可压缩性对微通道中流动特性的影响, 并且提出相应的计算方法; 马吉^[6]实验研究了微小通道内低雷诺数的流动特性; Weaver 等^[7]通过实验研究了粗糙度对微通道的流动特性的影响; Kosar 等^[8]研究了针型扰流肋在层流状态下的流动情况; Marques 等^[9]通过实验研究了光刻技术加工的针型阵列扰流柱换热情况, 以及在叶片前缘的综合冷效, 而本文正是在此实验研究方法的基础上进行了改进。在换热方面, Marques^[10]和 Jiang^[11]对微小槽道的换热情况进行了一些研究; Jung^[12]研究了微通道中的强迫对流换热; Van 等^[13]研究了微通道中粘性耗散和稀薄效应对换热特性的影响; 许艳芝等^[14]通过研究克努森数在微尺度相似流动特性研究中的作用发现, 在连续介质流动的条件下, 不同的克努森数对流动结果依然有影响, 因此相似实验为了得到更为准确的结果, 必须保证相似放大件和微尺度原件克努森数相同。在数值计算方面 Al Bakhit 等^[15]也提出一种新的混合数值模拟方法来研究微通道的流动情况, 但是涉及涡轮叶片内部微尺度受限冲击冷却结构的研究相对较少。因此本文在克服了小尺度测量与加工的难度下, 实验测量了真实尺寸下涡轮叶片中弦区受限冲击冷却结构的换热特性。研究了雷诺数、孔径、孔间距、冲击距等参数对换热的影响规律。

2 实验装置及实验方法

2.1 实验系统

如图 1 实验系统图所示, 空气从高压气瓶通过第一个高压压力截止阀, 然后通过 $0.01\mu\text{m}$ 高精度过滤器, 在进入小孔实验段前有一个高压压力调节阀来调节实验段进口前压力。由于实验中, 最高进口压力为 1.5MPa, 因此选择 12MPa 的高压气瓶, 并且串联在一起。为了防止小孔试验件堵塞和保证空气的品质, 在小孔实验台上的过滤器选择为 $0.01\mu\text{m}$ 高精度

空气过滤器。压力采集系统采用罗斯蒙特的耐压为 4MPa 的绝压表和两个耐压为 4MPa 的差压表, 差压表量程为 $0\sim 700\text{Pa}$ 和 $700\text{Pa}\sim 300\text{kPa}$, 调节阀采用耐高压 4MPa 的压力截止阀, 来控制实验段前的压力。流量计前的压力截止阀主要是来保证流量计前的压力稳定, 使流量计在测量中减小波动。试验中采用高精度的美国 ALICA 质量流量控制器, 量程为 $0\sim 100\text{L/min}$ 。

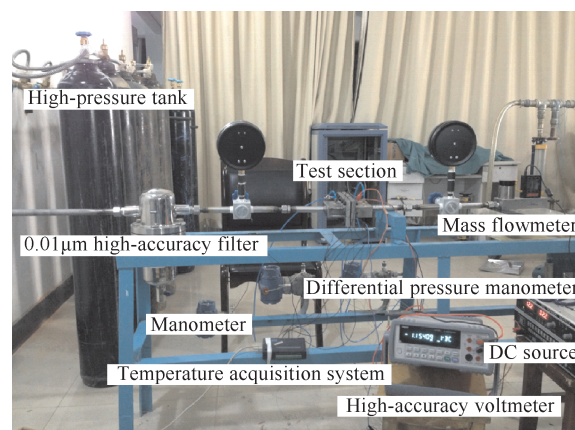


Fig. 1 Schematic diagram of the experimental system

2.2 实验段与实验方法

实验段 (如图 2 所示) 由前腔、冲击孔隔热板、紫铜试验件、加热钢带、隔热出流孔板与后腔六部分组成, 通过外部法兰相互挤压, 来密封冲击腔。前腔与后腔材质均为不锈钢 304, 冲击孔板与出流孔材料均为 PEEK, 试验件为导热系数高的紫铜, 以及由钢带组成加热系统。此外, 在钢带与紫铜的接触面涂有高导热系数的绝缘涂层。为了减小热损失, 在前腔与后腔内涂低导热系数的涂层。实验段的前后腔使用法兰孔连接, 其他四个部件通过定位销来定位, 从而保证试验件相对位置。实验中钢带与铜电极紧紧的挤压在一起, 并且从腔外引入导线, 在距离电极最近的地方用高精度电压表采集测量钢带两端电压, 通过直流电源加热。在紫铜块的两侧分别布置有四个热电偶测温孔, 测量紫铜块的平均温度。

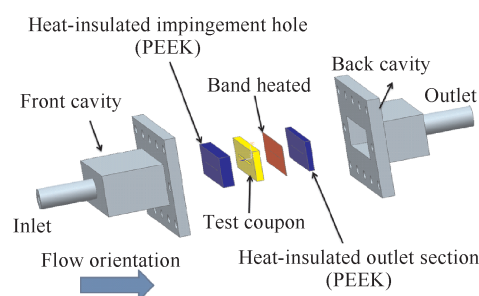


Fig. 2 Schematic diagram of the test section

如图 3 所示为试验件剖视图,此结构是真实尺寸下涡轮叶片中弦区受限冲击冷却结构。图 4 给出了试验件实物组装图,从图中可以清楚地观察到,冲击孔板、加热钢带、紫铜试验件和出流孔板的组装方式以及铜电极的连接方式。

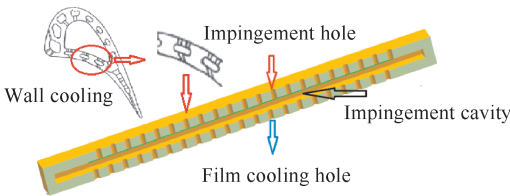


Fig. 3 Schematic diagram of the test coupon

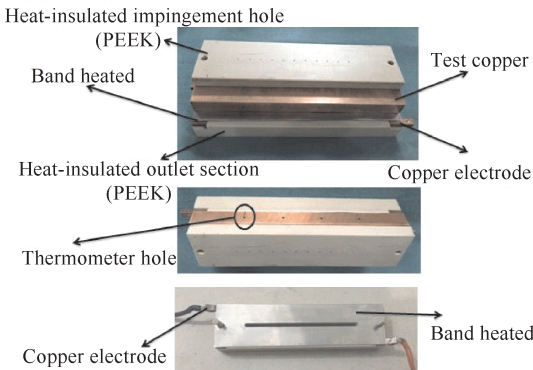


Fig. 4 Schematic diagram of the test mounting

图 5 给出了实验段气密性测量示意图,当法兰盘通过螺栓固定紧后,两个法兰盘之间会有一个缝隙,用胶带把这个缝隙封闭,并且打开高压气源,达到实验工况中的最高压力,检测有没有压降和漏气状况,如果没有,则证明气密性良好。

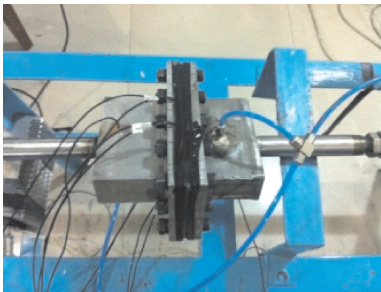


Fig. 5 Air tight test

2.3 试验件的测量

冲击孔紫铜试验件是由航天六院附属加工厂采用高速打孔技术完成,并且使用西安光机所数字处理投影仪测量了小孔试验件的理论直径,如图 6 所示。从表 1 测量结果来看,小孔加工的圆度很好。

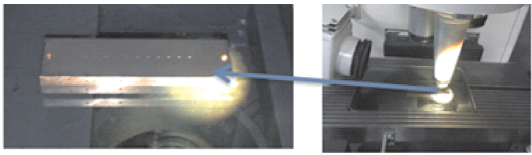


Fig. 6 Schematic diagram of the coupon measurement

Table 1 Schematic diagram of the hole diameter

Ideal diameter	$D=0.3\text{mm}$	$D=0.4\text{mm}$	$D=0.5\text{mm}$
Schematic of the diameter			
Real diameter/mm	0.306	0.396	0.501

3 参数定义

3.1 雷诺数

$$Re = \frac{\rho u L}{\mu} = \frac{4m_r}{\pi L \mu} \tag{1}$$

式中 m_r 为流体的质量流量; L 为几何特征尺度,本文中该值为小孔直径; μ 为流体动力粘性系数。

3.2 平均换热系数

如图 7 所示紫铜块上的冲击通道为换热计算区域,冲击通道参与换热的整体面积为 A ,通过直流电源输出的电流 I ,电压 U 相乘就是钢带全部的加热量 Q_{total} ,用全部的加热量 Q_{total} 减去热损失 Q_{loss} 就是紫铜块加热的净热量 Q_{net} 。主流空气的温度取进口 T_{g-in} 与出口 T_{g-out} 的平均温度 $\bar{T}_g$,紫铜块两边布置有 8 个热电偶,取这 8 个热电偶的平均温度为紫铜块的温度 $\bar{T}_c$ 。式(2)~(5)给出了换热系数的计算公式

$$Q_{net} = Q_{total} - Q_{loss} \tag{2}$$

$$Q_{total} = UI \tag{3}$$

$$\bar{T}_g = \frac{T_{g-in} + T_{g-out}}{2} \tag{4}$$

$$HTC = \frac{Q_{net}}{A(\bar{T}_c - \bar{T}_g)} \tag{5}$$

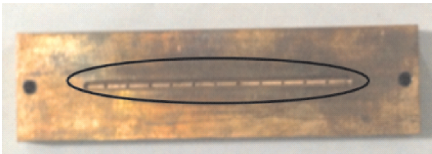


Fig. 7 HTC computational domain

4 实验结果及分析

4.1 热损失

实验中通过加直流电源的钢带给试验件加热,由于紫铜有良好的导热性能,导热系数为 $398\text{W}/(\text{m}\cdot\text{K})$,

因此紫铜试验件的温度分布比较均匀。热损失是在安装好试验件后,不通主流的情况下给钢带加热,等待试验件的温度与环境温度达到相对稳定的时候记录数据,通过加不同的电流电压,得到不同的加热量与试验件和环境温差的数据,通过数据拟合(如图8所示)得到不同孔径试验件的热损失公式(6)~(8),其中 $\Delta T = \bar{T}_c - T_0$, T_0 为环境温度。可以看出加热量与温差在定义域范围内是呈线性的关系,拟合公式得到的决定系数 R^2 均大于 0.99。

$$Q_{\text{loss}, D=0.3\text{mm}} = -0.484827 + 0.176157\Delta T \quad (6)$$

($D=0.3\text{mm}$, $5\text{K} < \Delta T < 28\text{K}$)

$$Q_{\text{loss}, D=0.4\text{mm}} = -2.856577 + 1.70305\Delta T \quad (7)$$

($D=0.4\text{mm}$, $3\text{K} < \Delta T < 26\text{K}$)

$$Q_{\text{loss}, D=0.5\text{mm}} = -0.323482 + 0.195202\Delta T \quad (8)$$

($D=0.5\text{mm}$, $4\text{K} < \Delta T < 27\text{K}$)

4.2 冲击孔径对换热的影响

本文中所述某型航空发动机涡轮叶片冲击孔进口的真实的工况为 $p=2.4\text{MPa}$, $T=800\text{K}$ 。为了模拟发动机真实尺寸下换热情况,根据 $Kn = \frac{\lambda}{L} = \frac{K_b T}{\sqrt{2\pi}\sigma^2 p L}$ (其中:玻尔兹曼常数 $K_b = 1.38 \times 10^{-23}$, 空气分子有效直径 $\sigma = 3.5 \times 10^{-10}\text{m}$), 在相同的尺度下,需保证温度与压力的比值一致,实验中气流的温度为 $T=300\text{K}$,则根据公式可得实验中的压力 $p=0.9\text{MPa}$,即保证了与真实发动机一致的 Kn 。其中 $D=0.3\text{mm}$, 0.4mm , 0.5mm 时, Kn 分别为 2.82×10^{-5} , 2.11×10^{-5} , 1.69×10^{-5} 。图9为不同孔径下冲击通道平均对流换热系数(HTC)随雷诺数变化分布图。可以推导出,对于不同孔径但相同长度的冷却通道,冲击雷诺数相同即可保证总冷气流一致。可以观察到,随着孔径的减小,冲击通道平均对流换热系数增大,换热效果得到明显提升。在相同的孔间距下,当孔间距 $P/D=5$ 时,如图7中的

(a), (b), (c) 所示,不同孔径的换热系数增长率随着孔径的减小而增大,并且在相同的雷诺数下换热系数差距比较明显。在当孔间距 $P/D=10$ 时,如图7中的(d), (e), (f) 所示,在相同的孔间距下, $D=0.4\text{mm}$ 与 $D=0.5\text{mm}$ 的换热系数在相同的雷诺数时比较接近,但是 $D=0.3\text{mm}$ 的换热系数均比 $D=0.4\text{mm}$ 和 $D=0.5\text{mm}$ 在相同的雷诺数时的换热系数高,并且 $D=0.3\text{mm}$ 的换热系数的增长率远高于其他两个孔径下的换热系数增长率。在雷诺数为 8000 时,即在相同冷却面积相同冷气流流量下 $D=0.3\text{mm}$ 时的冲击通道的平均对流换热系数与 $D=0.5\text{mm}$ 时相比,最小的换热系数比值约 1.31,最大的换热系数比值约为 1.44。当雷诺数从 1000 增加到 10000 时 $D=0.3\text{mm}$ 与 $D=0.5\text{mm}$ 的平均对流换热系数之比从 1.12 增加至 1.45, $D=0.4\text{mm}$ 与 $D=0.5\text{mm}$ 的平均对流换热系数之比从 1.04 增加至 1.19,这表明在大雷诺数下小孔径对于改善换热效果具有明显效果,且孔径越小提升作用越大。

4.3 冲击距离对换热的影响

图10为不同冲击距下冲击通道平均对流换热系数随雷诺数变化分布图。可以观察到,冲击通道的平均对流换热系数随着冲击距的减小而增大,并且三种冲击距下冲击通道的平均对流换热系数随雷诺数变化趋势基本相当,且在孔间距为 $P/D=10$ 时,如图10中(d), (e), (f) 所示, $H/D=2.5$ 与 $H/D=3$ 时冲击通道的平均换热系数差别很小,但两者与 $H/D=2$ 时相差明显,并且平均换热系数的斜率随着孔径的增大而减小。当孔间距为 $P/D=5$ 时,如图10中(a), (b), (c) 所示,三种冲击距下不同孔径下的平均换热系数均有比较明显的差别,并且此时的平均换热系数的斜率也是随着孔径的增大而减小。冲击距减小可以提高当地的峰值,但是当孔间距较大时换热系数的平均值与大间距相同。这说明,改变冲击距对冲击靶面

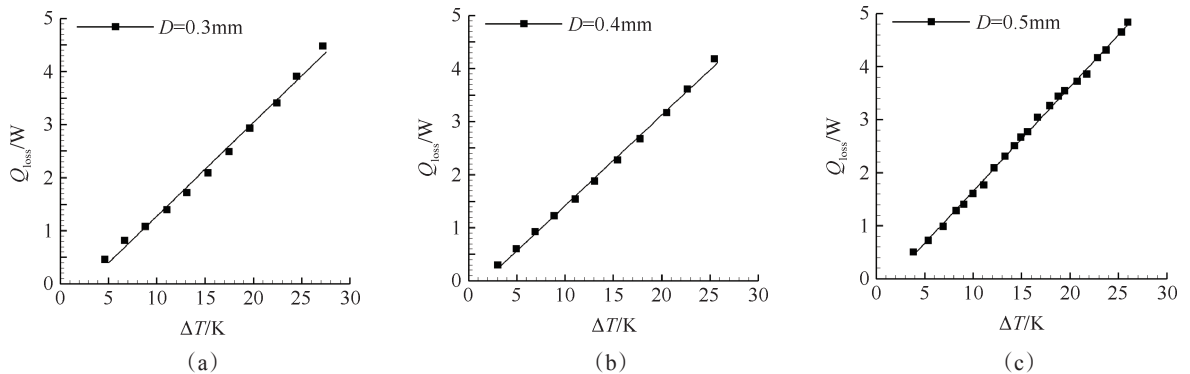


Fig. 8 Heat loss measurements at different diameter

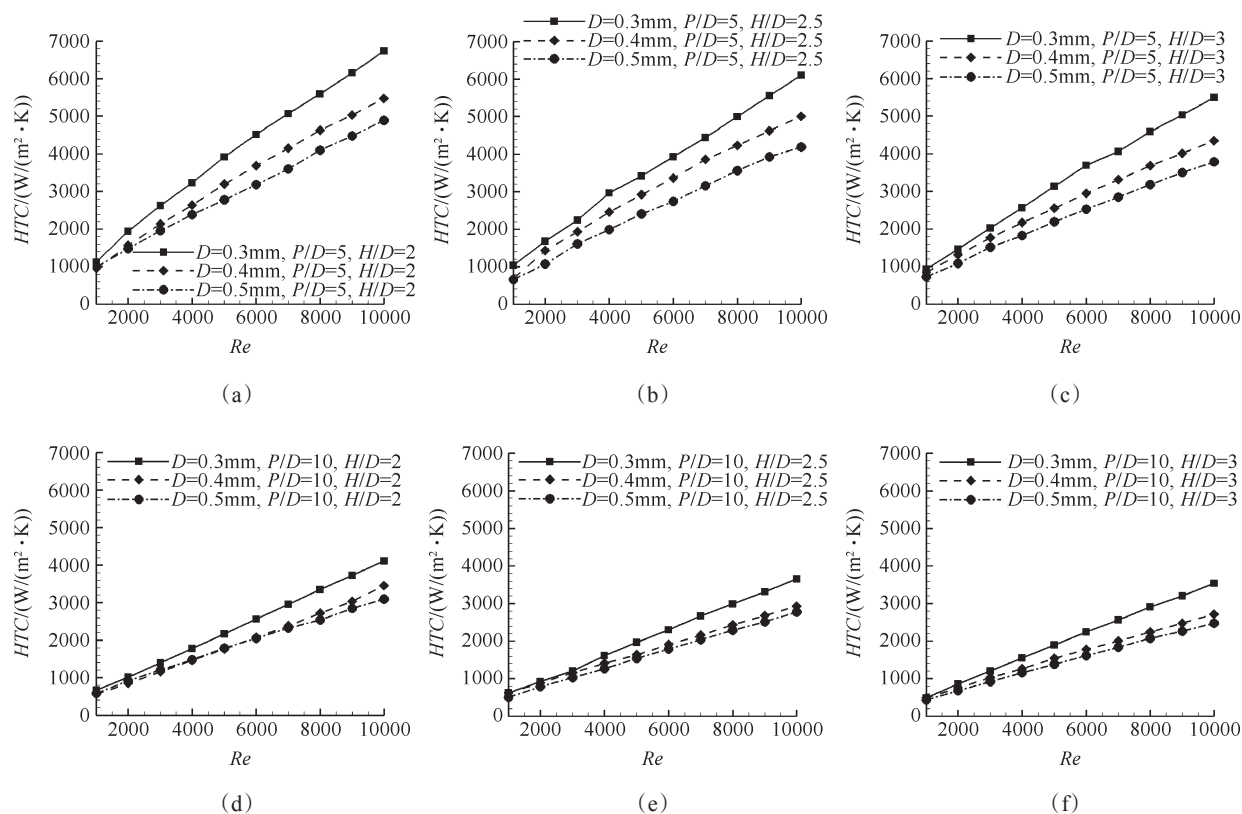


Fig. 9 Effects of impingement diameter and Reynolds number on HTC

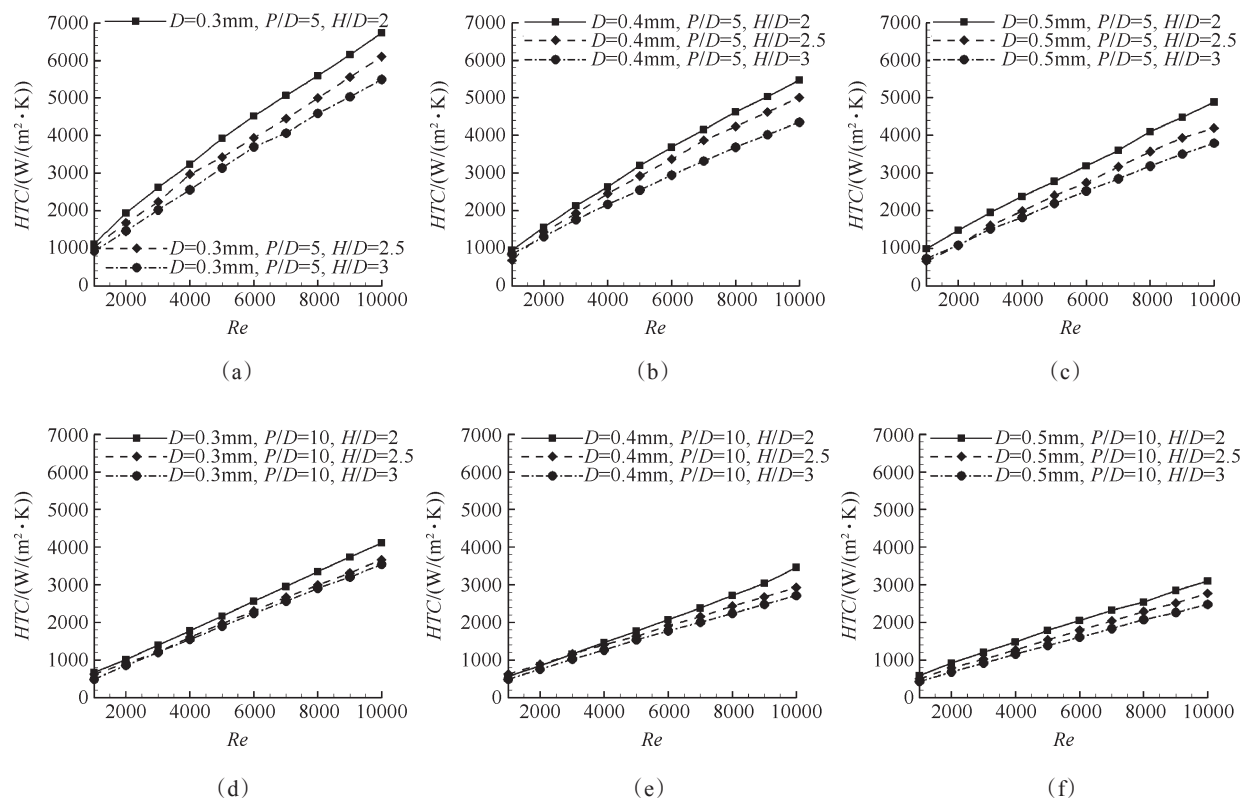


Fig. 10 Effects of impingement distance and Reynolds number on HTC

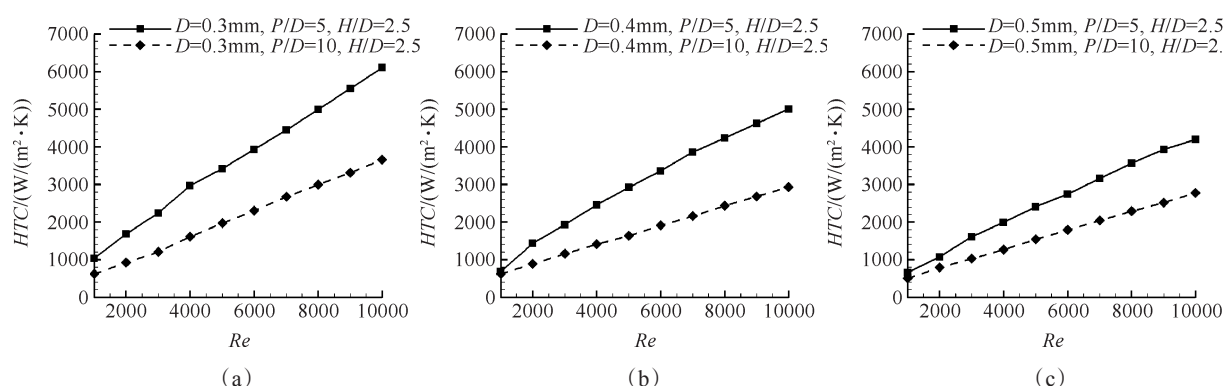


Fig. 11 Effects of impingement spacing and Reynolds number on HTC

换热会有影响,但在大孔间距下,射流与靶间距距离变化范围较小时,平均对流换热系数变化不明显。

4.4 冲击孔间距对换热的影响

图 11 为不同孔间距下冲击通道平均对流换热系数随雷诺数变化分布图,可以观察到随着冲击孔间距的增大所有结构的换热系数是减小的,由于冲击孔间距的增大,使得单位面积的热流量减小,因此换热系数随着冲击孔间距的增大而减小。可以观察到,所有结构的整体平均对流换热系数均随雷诺数增加而增大,对于三种不同孔径,孔间距为 $5D$ 相较于 $10D$ 时,在相同雷诺数下,冲击通道平均对流换热系数增长率都明显大。 $P=5D$ 时的曲线斜率明显高于 $P=10D$ 时的曲线斜率,低雷诺数下对流换热系数差别不大,但在高雷诺数下差别明显,说明当雷诺数增大冷气量增加时,小孔间距结构的换热效果改善良好。冲击孔在不同孔间距和在相同的雷诺数下,相对于小孔径在 $P/D=5$ 时平均对流换热系数与 $P/D=10$ 时平均对流换热系数之差高于大孔径下两者对流换热系数之差。

4.5 公式拟合

通过对不同雷诺数、孔径、不同冲击孔间距、不同冲击距离结构下受限冲击通道的换热系数实验数据进行拟合得到公式(9)

$$Nu = 0.490627 Re^{0.771864} \left(\frac{D}{W}\right)^{0.285552} \left(\frac{P}{D}\right)^{-0.724955} \left(\frac{H}{D}\right)^{-0.520088} \quad (9)$$

Nu 为努赛尔数; Re 为雷诺数; $\frac{D}{W}$ 为孔径与冲击通道槽宽比; $\frac{P}{D}$ 为冲击孔间距与孔径比; $\frac{H}{D}$ 为冲击距离与孔径比。从图 12 中可以观察到,拟合公式计算得到的结果与实验结果的规律基本吻合,数值上的差异较小,因此拟合公式可以应用到实际工程中来评估冲击通道的换热情况。

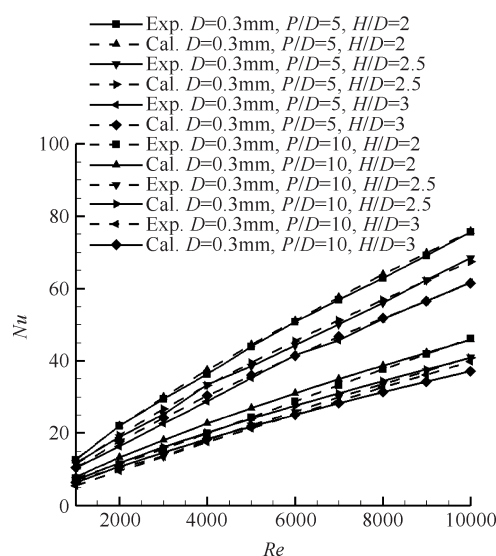


Fig. 12 Comparison of measured and predicted Nu

5 结论

本文通过试验研究了某发动机真实尺寸下受限小空间内冲击-气膜复合冷却内通道的流动与换热特性,结果表明:

(1) 不同冲击孔径大小对冲击换热效果有显著影响,因此在给定冷气量下合理选择冲击孔径有利于改善冲击冷却效果。

(2) 冲击 Re , 冲击孔间距 P/D , 冲击距离 H/D 均显著影响了复合冷却效果,相同冲击雷诺数、孔径 D , 冲击距离 H/D , 不同孔间距 P/D 时,通道整体平均换热系数随着孔间距的减小而增大,换热效果改善明显。

(3) 相同雷诺数、孔径 D , 孔间距 P/D , 不同冲击距 H/D 下,通道整体平均换热系数随着冲击距的减小而增大,但在孔间距 $P/D=10$ 下,通道整体平均换热系数在不同的冲击距离下变化不明显。

参考文献

- [1] Bunker R S. Gas Turbine Heat Transfer: Ten Remaining Hot Gas Path Challenges[J]. *Journal of Turbomachinery*, 2007, 129(2): 193–201.
- [2] 陶 然, 权晓波, 徐建中, 等. 微尺度流动研究中的几个问题[J]. *工程热物理学报*, 2001, 22(5): 575–577.
- [3] Turner S E, Lam L C, Faghri M, et al. Experimental Investigation of Gas Flow in Microchannels[J]. *Journal of Heat Transfer*, 2004, 126(5): 753–763.
- [4] 张效伟, 朱惠人, 张 霞, 等. 小尺度孔的流量系数试验[J]. *航空动力学报*, 2010, 25(11): 2479–2485.
- [5] Celata G P, Cumo M, Mcphail S J, et al. Experimental Study on Compressible Flow in Microtubes[J]. *International Journal of Heat and Fluid Flow*, 2007, 28(1): 28–36.
- [6] 马 吉. 微小通道内低雷诺数流动的实验研究[D]. 南京: 南京航空航天大学, 2004.
- [7] Weaver S A, Barringer M D, Thole K A. Micro Channels with Manufacturing Roughness Levels[R]. *ASME GT-2010-22976*.
- [8] Kosar A, Mishra C, Peles Y. Laminar Flow Across a Bank of Low Aspect Ratio Micro Pin Fins[J]. *Journal of Fluids Engineering, Transactions of the ASME*, 2005, 127(3): 419–430.
- [9] Marques C, Kelly K W. Fabrication and Performance of a Pin Fin Micro Heat Exchanger[J]. *Journal of Heat Transfer*, 2004, 126(3): 434–444.
- [10] Owhaib W, Palm B. Experimental Investigation of Single-Phase Convective Heat Transfer in Circular Microchannels[J]. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 2004, 28(2–3): 105–110.
- [11] Jiang L, Wang Y, Wong M, et al. Fabrication and Characterization of a Microsystem for a Micro-Scale Heat Transfer Study[J]. *Journal of Micromechanics and Microengineering*, 1999, 9(4): 422–428.
- [12] Jung J Y, Oh H S, Kwak H Y. Forced Convective Heat Transfer of Nanofluids in Microchannels [J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2009, 52(1–2): 466–472.
- [13] Van Rij J, Ameel T, Harman T. The Effect of Viscous Dissipation and Rarefaction on Rectangular Microchannel Convective Heat Transfer [J]. *International Journal of Thermal Sciences*, 2009, 48(2): 271–281.
- [14] 许艳芝, 朱惠人, 郑 杰. 克努森数在微尺度相似流动特性研究中的作用[J]. *航空动力学报*, 2013, 28(8): 1752–1758.
- [15] Al Bakhit H, Fakheri A. A Hybrid Approach for Full Numerical Simulation of Heat Exchangers [R]. *ASME HT2005-72745*.

(编辑:梅 瑛)