

带斜孔肋大宽高比矩形通道的 强化传热特性

朱强华, 崔 苗, 高效伟

(大连理工大学 航空航天学院 工业装备结构分析国家重点实验室, 辽宁 大连 116024)

摘 要: 为了获得带斜孔肋大宽高比矩形通道的强化传热特性,并寻求最佳的孔排倾斜角度,调节孔排倾斜角度和通道雷诺数,使其分别在 $0^\circ \sim 30^\circ$ 和 $3 \times 10^4 \sim 9 \times 10^4$ 范围内变化,通过数值计算系统分析了通道摩擦因数和带肋壁努塞尔数等参数的变化规律.研究发现:相比于常规肋片,新型斜孔肋有效改善了肋片后方紧邻肋片的局部区域的壁面换热,并降低通道的摩擦因数,但传热增强因子有所减小;随着孔排倾斜角度的增大,通道的相对摩擦因子单调升高,传热增强因子则呈现出先升高后降低的变化过程,因此存在着最优孔排倾斜角度为 15° ,此时斜孔肋的强化传热综合指标达到最大值;随着通道雷诺数的增大,斜孔肋通道的摩擦因数小幅减小,换热则逐渐增强.

关 键 词: 实体肋; 斜孔肋; 强化传热; 冷却效率; 矩形通道

中图分类号: V231.1

文献标志码: A

Enhanced heat transfer characteristics in a large aspect ratio rectangular channel with inclined perforated rib

ZHU Qiang-hua, CUI Miao, GAO Xiao-wei

(State Key Laboratory of Structural Analysis for Industrial Equipment,
School of Aeronautics and Astronautics,
Dalian University of Technology, Dalian Liaoning 116024, China)

Abstract: The enhanced heat transfer characteristics of inclined perforated rib in a large aspect ratio rectangular passage were studied through numerical simulations. The holes inclination angle and entrance flow Reynolds number were adjusted in the range of $0^\circ - 30^\circ$ and $3 \times 10^4 - 9 \times 10^4$ respectively. The variation laws of channel friction factor and its rib-wall Nusselt number with these parameters were system analyzed. The calculation results reveal that the inclined perforated rib has a lower friction factor and an improved local heat transfer immediately downstream from the perforated rib due to the impingement of jet-like flows as compared with the solid rib. With the increasing of holes inclination angle, the relative friction factor is elevated monotonously, and the averaged Nusselt number ratio take on up-down tendency, therefore an optimal holes inclination angle is 15° , when the thermal performance factor reached its maximum. The friction factor slightly decreases and the averaged Nusselt number gradually increases with the increasing of Reynolds number for the inclined perforated rib.

Key words: solid rib; inclined perforated rib; enhanced heat transfer; cooling efficiency; rectangular channel

随着涡轮进口温度的不断升高,粗糙肋、射流冲击等单一冷却方式已难以满足燃气轮机热端部件的冷却需要,复合冷却技术成为发展高性能燃气轮机的关键^[1-2]. 肋+冲击作为涡轮叶片一种高效的内部复合冷却技术,目前都是通过喷嘴或者孔板形成射流冲击肋化靶面实现的^[3-8],这需要比较大的结构空间,只能用于叶片前缘的有限区域. 相比而言斜孔肋则是实现这种复合冷却技术的新型简单结构,它直接在粗糙肋上开设斜孔形成射流冲击下游壁面,从而达到强化叶片冷却效果的目的. 由于其肋-冲击高度集成的小尺寸特点,使斜孔肋内冷结构受应用空间的限制就比较小,不仅能用于叶片前缘部位,对叶片尾缘等其他狭窄部位也能适用.

肋片开孔既能减小流动损失、提高肋片前后气流的速度和湍流度,又能增大有效换热面积,获得良好的综合换热效果^[9-13]. 但目前研究的多是沿流向的非倾斜开孔,而对倾斜开孔的情况研究则极少. 由于非倾斜开孔形成的射流不能直接冲击到肋壁,而且开孔越高则射流对肋侧壁面的影响渐弱并趋于消失^[14-18],因此需要对斜孔肋冲击射流与肋片绕流的相互影响及其强化传热机理进行研究.

本文是在前期关于大宽高比矩形通道内非倾斜形式开孔的多孔肋开孔高度影响的研究工作基础上(参见文献^[18]),进一步将肋片上的单排开孔改换为倾斜形式,形成斜孔肋,并对此时矩形通道内的强化换热特性进行数值模拟研究,详细分析通道摩擦因数和肋侧壁面努塞尔数随斜孔肋的孔排倾斜角度、通道雷诺数等参数的变化规律.

1 物理模型和计算方法

1.1 物理模型

本文采用文献^[17]的带肋大宽高比矩形通道作为研究对象,通道高 $H = 50\text{ mm}$ 、宽高比 $W/H = 4$,其结构如图 1 所示,通道宽度沿垂直纸面的 Z 轴方向. 在通道下壁面距通道进口 $S/e = 8.67$ 处设置一与来流方向垂直的斜孔肋(e 为肋高, $e = 15\text{ mm}$),其后端面距通道出口 $L/e = 25.33$. 斜孔肋上的单排斜孔等距排布,其孔径 $d = 5\text{ mm}$ 、间距 $s/d = 2$ 、数量 $N = 20$,故肋片的开孔率 $\beta = N\pi d^2 / (4eW) = 0.131$. 斜孔轴线处于与

Z 轴垂直的平面内,其与 X 轴正向的夹角 θ 即为开孔的倾斜角度. 肋片前端面的斜孔进口高度 $h/e = 0.8$,而倾角在 $0^\circ \leq \theta \leq 30^\circ$ 的范围内变化. 矩形通道的下壁面采用金属薄膜进行局部电加热,薄膜覆盖区域 $-6 \leq X/e \leq 19.3$.

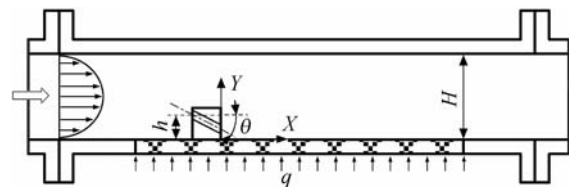


图 1 斜孔肋矩形通道中心对称面的结构简图
Fig. 1 Two-dimensional schematic diagram of ribbed channel

1.2 计算方法

斜孔肋矩形通道内的流动传热过程可用三维稳态雷诺平均 N-S 方程进行描述,其通用形式如下:

$$\nabla \cdot (\rho U \phi) = \nabla \cdot (\Gamma_\phi \text{grad} \phi) + S_\phi \tag{1}$$

式中 ϕ , Γ_ϕ 和 S_ϕ 分别为广义变量、广义扩散项和广义源项^[19].

本文采用有限体积法对上述控制方程进行 2 阶迎风离散,并利用 FLUENT 的分离隐式计算方法进行求解,湍流模型采用 Standard $k-\epsilon$ 模型. 计算收敛的标准是各项残差小于 1×10^{-6} .

为减小计算量,根据斜孔肋矩形通道的对称性特点,取其 $Z > 0$ 的半边建立计算模型,并进行结构化网格划分,网格量约为 200 万. 由图 2 所示通道中心面和下壁面等位置上的面网格分布可以

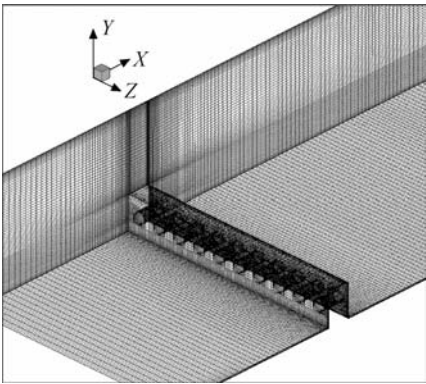


图 2 计算网格
Fig. 2 Computational grid

清楚的看到,在紧邻肋片的通道上下游区域及其近壁区均做了网格加密,从而有利于准确模拟斜孔肋周围复杂的流场结构并保证湍流模型对 y^+ 的要求。

通道的进气速度根据所需雷诺数的大小给定并按充分发展的湍流流动非均匀分布,气流温度为 301 K;通道的出口给为 Outflow;通道内壁为无滑移壁面,除下壁面的金属膜覆盖区域给为恒定热流边界外,其他的壁面均设为绝热边界;通道的中心面采用 Symmetry 边界。

通道内的流质为理想不可压缩空气,其导热系数近似为常数, $\lambda = 0.0263 \text{ W}/(\text{m} \cdot \text{K})$,黏度采用萨瑟兰公式计算。

2 计算结果与讨论

该大宽高比矩形通道中常规实体肋的强化传热特性在文献[18]中已有详细论述,但为保持本文的完整性,便于斜孔肋的比较分析,下面仍先对其进行简要介绍,然后重点讨论孔排的倾斜角度和通道雷诺数对斜孔肋强化传热特性的影响。

2.1 实体肋的强化传热特性

对于常规的实体肋,一方面破坏了边界层的连续发展和增厚,另一方面在绕流过程中发生的分离与再附现象显著提高了通道内气流的湍动度,从而增强了壁面的换热。

在雷诺数 $Re = 6 \times 10^4$ 时大宽高比矩形通道肋侧壁面努塞尔数 Nu 的分布情况如图 3 所示, Nu 的计算式为

$$Nu = \frac{qD_h}{(T_w - T_{in})\lambda} \quad (2)$$

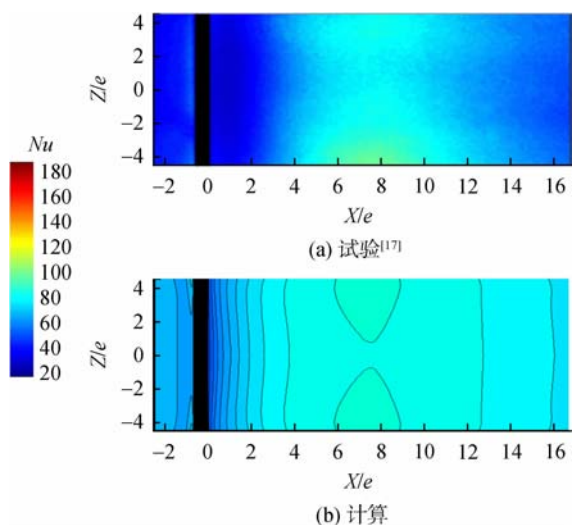


图3 通道肋侧壁面的努塞尔数分布云图

Fig. 3 Nusselt number contour on the rib side surface

式中 D_h , T_w , T_{in} 分别是通道的水力直径、壁面温度和进气温度。由图可见,实体肋通道内换热剧烈变化:在肋片附近区域由于气流的分离和回流导致换热非常微弱,而其下游 $4 < X/e < 12$ 范围内的壁面在气流再附的冲击作用下换热显著增强。计算结果与试验基本一致,表明本文采用的标准 $k-\epsilon$ 模型能够较好地模拟肋化通道的流动换热。

2.2 斜孔肋的流动传热特性和孔排倾斜角度的影响

下面在雷诺数 $Re = 6 \times 10^4$ 时,改变孔排的倾斜角度 θ ,使其在 $0^\circ \sim 30^\circ$ 范围内变化,分析 θ 对斜孔肋矩形通道流动传热特性的影响。此时,通道的宽高比、阻塞比等结构参数均保持不变。

取接近通道中心面并且正穿一斜孔的纵截面 $Z/e = 0.333$,方便起见后文均将其称为截面 A,图 4 给出了各种孔排倾斜角度下该截面内的速度分布情况。由图 4(a) 可见,气流沿通道流动的过程中由于受到实体肋的阻挡而使其流动方向发生偏转,导致通道内肋片上方部位出现主流过流截面收缩和局部加速的现象,并在肋顶形成分离泡。随着实体肋后部通道截面的突扩,气流的速度逐渐降低并向下方扩展,最终冲击到下壁面 $X/e \approx 8$ 处,从而在肋片正后方形成了一个低范围的低速回流区。而对斜孔肋,从图 4(b) ~ 图 4(f) 可以看到开孔形成的倾斜射流及其对肋片后方回流区的影响:当孔排的倾斜角度不大 ($\theta \leq 15^\circ$) 时,开孔射流与绕肋主流紧密相邻,肋片后方的回流区因受射流的压制作用而显著缩小,其后沿前移至 $X/e \approx 6$ 的位置;当孔排的倾斜角度较大 ($\theta > 15^\circ$) 时,开孔射流与绕肋主流相互分离,其间形成一个低速涡流区,倾斜射流冲击到肋片下游壁面上,然后受肋片后方回流区阻挡而抬升并与主流汇合,回流区的前沿后移至 $X/e \approx 2.5$ 的位置。可见,斜孔肋的肋后回流区较实体肋的要小,并近似呈现出随孔排倾斜角度的增大而减小的变化过程。此外,斜孔肋肋前的角涡区和肋片上方通道中气流高速区的范围与实体肋的相比均有所减小,并且前者在各孔排倾斜角度下基本不变,而后者则随着孔排倾斜角度的增大而逐渐增大。这种现象是由肋片开孔造成的分流作用及气流分流量随孔排倾斜角度的变化引起的,计算发现随着孔排的倾斜角度由 0° 增大到 30° ,孔排的分流率(即穿过孔排的空气量与通道总流量的比值)将从 3.54% 单调下降至 2.72%,由于在给定的雷诺数下斜孔肋

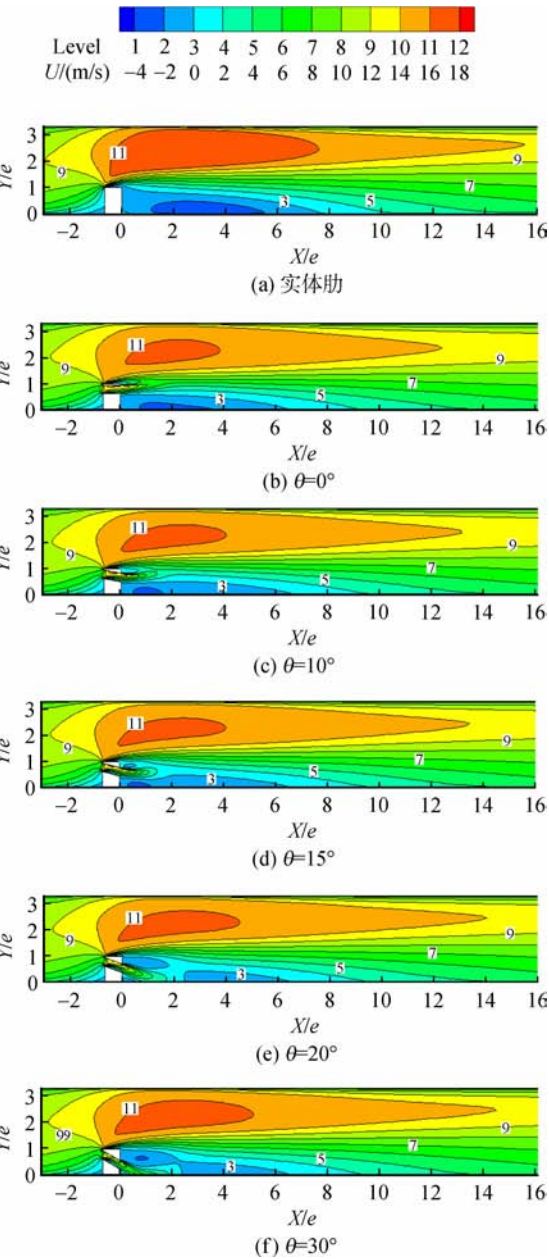


图 4 矩形通道纵截面的速度分布云图($Z/e=0.333$)

Fig. 4 Velocity contour on the longitudinal plane ($Z/e=0.333$)

矩形通道的总气流量是相同的,因此肋片上方通道中的气流量随孔排倾斜角度的增大逐渐增加,其速度和高速区的范围也就相应增大.

为了更好的评价和比较各种孔排倾斜角度下斜孔肋通道内气流的湍动强度,采用无量纲湍动能 k/U^2 (k 为湍动能) 这一参数,其在截面 A 上的分布情况如图 5 所示. 由图 5(a) 可见,实体肋通道内流场的高端动区起始于肋片顶部并向其下游逐渐延伸和扩展,并呈现出两个湍动中心,其中一个在肋顶分离泡处,范围较小但湍动比较强烈,另一个处于 $X/e=6$ 附近肋后回流区的上边界位

置,虽然与前者相比湍动相对减弱,但是影响的范围很大. 此外紧邻实体肋前后的气流湍动能都非常小,显然对这些区域内的换热极为不利. 对于斜孔肋,从图 5(b)~图 5(f) 可以看到这两个湍动中心仍然存在,但强度明显减弱,此外开孔射流亦形成一高端动能区. 随着孔排倾斜角度的增大,高端动的射流区逐渐向下壁面偏转并对其形成冲击,而肋片下游高端动区的范围不断扩大并逐步与肋顶的高端动区相接.

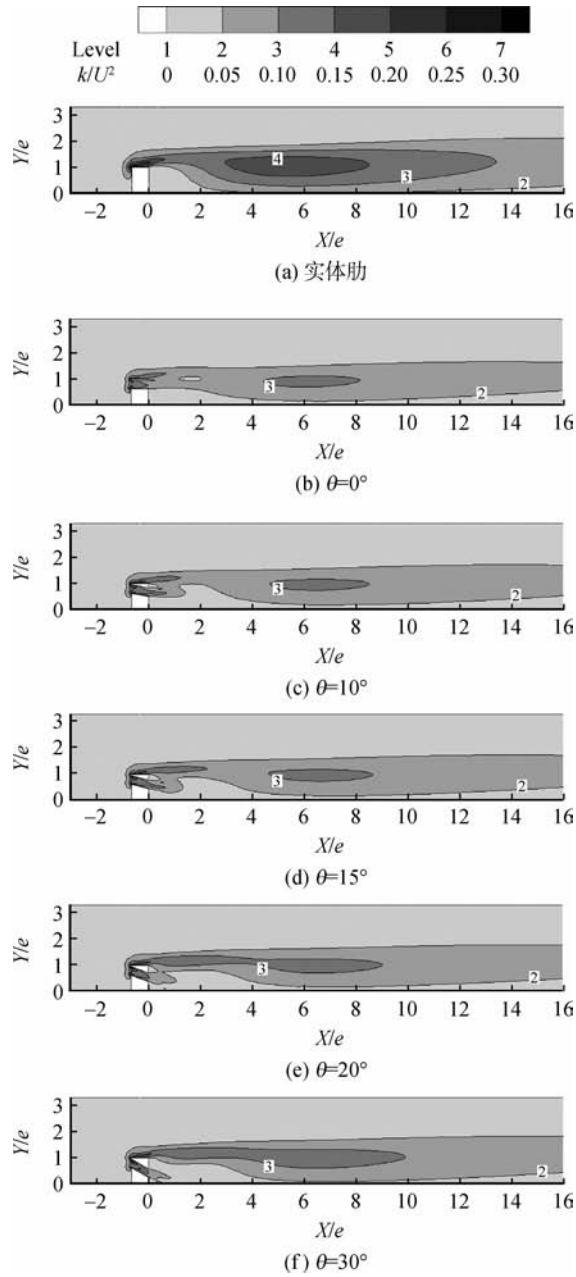


图 5 各种孔排倾斜角度下矩形通道纵截面 A 的无量纲湍动能分布

Fig. 5 Distribution of turbulence kinetic energy k/U^2 on the plane A for various holes inclination angles

对于通道底部的带肋壁,在各种孔排倾斜角度下其温度场如图 6 所示,为便于比较也给出了实体肋通道的带肋壁温度分布.由图 6(a)可见,实体肋附近的壁面温度相对较高,尤其是紧邻肋片后端面以及肋片与通道侧壁构成的后部角区等处,而离开肋片一定距离的下游壁面的温度则比较低.实体肋的这种温度分布特点显然与图 5(a)所示矩形通道中气流湍动强度的变化是密切相关并由之决定的.而从图 6(b)~图 6(f)可见,紧邻斜孔肋的肋后局部区域的壁面温度随着孔排倾斜角度的增大逐渐降低;当孔排倾斜角度不大($\theta < 15^\circ$)时,射流对壁面的冲击作用非常微弱,肋后的

温度分布与实体肋的类似;当孔排倾斜角度较大($\theta \geq 15^\circ$)时,射流的冲击作用逐渐显现并增强,肋后的局部高温区向下游移动至 $X/e=2$ 附近且温度逐渐升高,紧邻肋片处成为低温区.此外,斜孔肋肋片下游远端壁面上低温区的范围都较实体肋的有所缩小,在 $\theta > 15^\circ$ 后表现得更加显著.这种现象产生的原因,如前所述,是斜孔的开设降低了肋后气流的湍动能所致.

图 7 给出了相同工况下光滑通道、实体肋通道以及不同孔排倾斜角度的斜孔肋通道肋侧壁面中心线上的努塞尔数分布曲线.对比易见,光滑通道内的换热强度沿着气流流动的方向逐渐减弱.

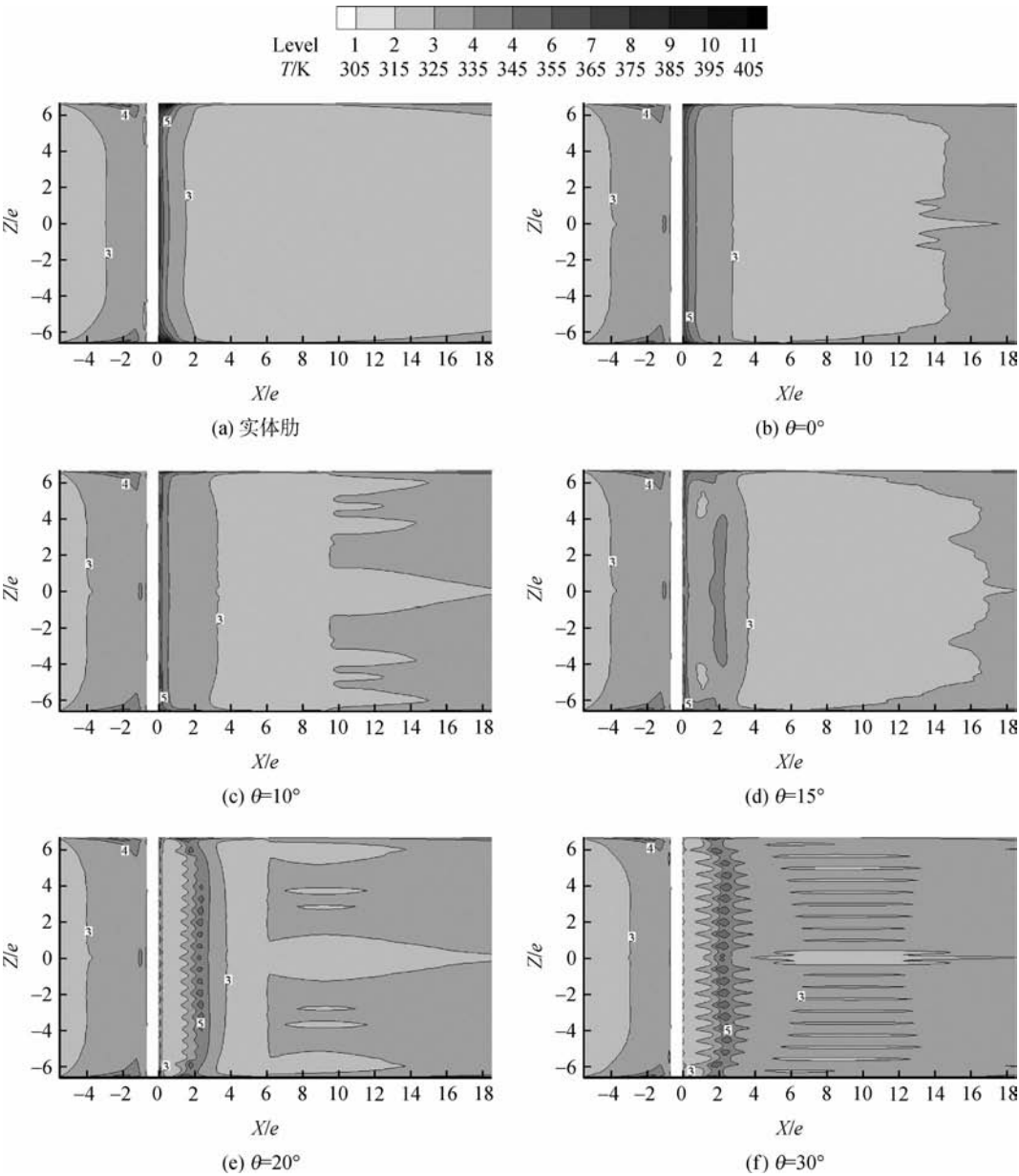


图 6 各种孔排倾斜角度下通道肋侧壁面的温度分布

Fig. 6 Rib-side wall's temperature distribution for various holes inclination angles

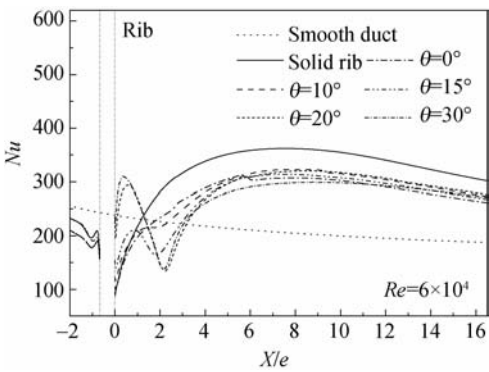


图 7 不同孔排倾斜角度的肋侧壁面中心对称线的努塞尔数分布

Fig. 7 Comparison of Nusselt number curves along rib-side wall's centerline with different holes inclination angles

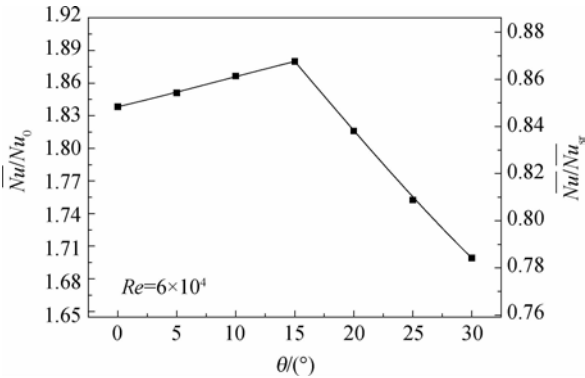


图 8 传热增强因子随孔排倾斜角度的变化

Fig. 8 Averaged Nusselt number ratio vs. holes inclination angle

当通道内设置实体肋时,其肋侧壁面的换热会产生很大的波动:在肋片前部的壁面上, Nu 呈减小的变化趋势,而在肋片后部的壁面上, Nu 则呈先增大后减小的变化趋势,转折点位于 $X/e=8$ 附近. 总体而言,在 $X/e>1.5$ 的绝大部分区域内,实体肋通道的换热都较光滑通道有明显增强. 当通道内设置斜孔肋时,不同孔排倾斜角度下壁面努塞尔数分布曲线的差异主要出现在 $0\leq X/e\leq 4$ 紧邻肋片的下游局部区域:其努塞尔数分布曲线随着孔排倾斜角度的增大逐渐显现出波峰和波谷的顺序变化特征,并且两者的波幅渐增,极点的位置则分别朝着靠近和远离肋片的方向偏移,体现了肋片开孔形成的倾斜射流的冲击作用及其变化规律. 而在 $X/e>4$ 的肋片下游远端区域,各孔排倾斜角度下的壁面努塞尔数分布曲线相近,虽然与实体肋通道的曲线相比有所降低,但仍然远远高于光滑通道的曲线,体现了斜孔肋的扰流强化传热作用.

图 8 显示出孔排倾斜角度的变化对大宽高比矩形通道内斜孔肋传热增强因子 $\overline{Nu}/Nu_0$ 和 $\overline{Nu}/\overline{Nu}_{sr}$ 的影响(Nu_0 和 $\overline{Nu}_{sr}$ 分别是光滑通道和实体肋通道的壁面平均努塞尔数). 由图可见,随着孔排倾斜角度的增大,当 $\theta<15^\circ$ 时传热增强因子线性渐增,而当 $\theta>15^\circ$ 时传热增强因子则转为线性减小,因此在孔排倾斜角度变化的过程中传热增强因子出现极大值,其对应的最优孔排倾斜角度 $\theta_{opt}=15^\circ$. 另外从传热增强因子的大小可知, $\overline{Nu}/Nu_0>1$ 表明斜孔肋能够强化通道壁面的传热, $\overline{Nu}/\overline{Nu}_{sr}<1$ 则表明斜孔肋的强化传热效果较之实体肋有所减弱.

图 9 显示出孔排倾斜角度的变化对大宽高比矩形通道内相对摩擦因子 f/f_0 和 f/f_{sr} 的影响(f_0 和 f_{sr} 分别是光滑通道和实体肋通道的摩擦因数). 矩形通道的摩擦因数 f 根据其进出口压差按下式计算

$$f = \frac{p_{in} - p_{out}}{2\rho_{in}U_{in}^2} \cdot \frac{D_h}{L} \quad (3)$$

式中 D_h, L, U_{in} 分别是通道的水力直径、长度及其进气速度. 由图可见,相对摩擦因子随着孔排倾斜角度的增大而单调增大,这也是前面斜孔肋通道的速度场分析中所述通过肋片孔排的气流量减小的原因. 然而与实体肋相比,斜孔肋的通道摩擦因数仍然是减小的.

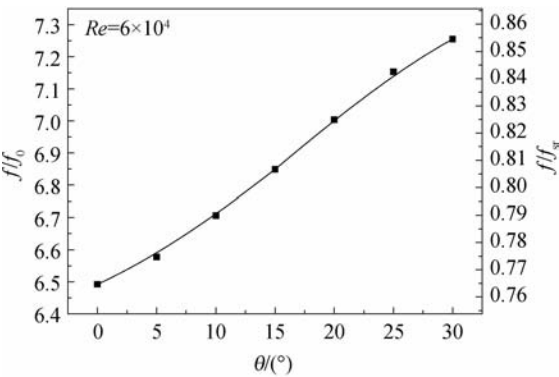


图 9 相对摩擦因子随孔排倾斜角度的变化

Fig. 9 Variation of relative friction factor with holes inclination angle

下面采用强化传热综合指标 $(\overline{Nu}/Nu_0)/(f/f_0)^{1/3}$ 对大宽高比矩形通道内斜孔肋的强化传热性能进行更合理的评价. 图 10 显示出孔排倾斜角度的变化对斜孔肋通道强化传热综合指标的影响,可见该指标随着孔排倾斜角度的增大先小幅上升后迅速降低,同样在最优的孔排倾斜角度

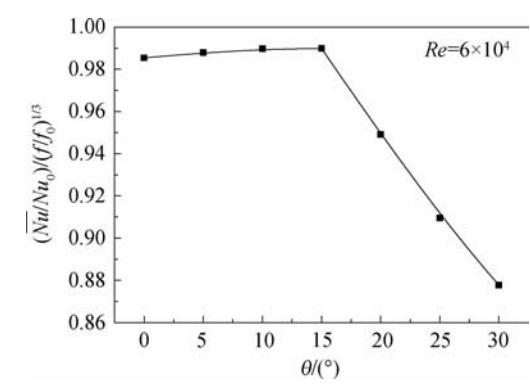


图 10 强化传热综合指标随孔排倾斜角度的变化
Fig. 10 Variation of thermal performance factor with holes inclination angle

$\theta_{\text{opt}}=15^\circ$ 时达到极大值,这与前面传热增强因子的变化是一致的。

2.3 雷诺数对斜孔肋通道强化传热特性的影响

下面分析雷诺数对斜孔肋通道强化传热特性的影响,此时孔排的倾斜角度 $\theta=15^\circ$,而通过调节气流速度使雷诺数在 $3\times 10^4\sim 9\times 10^4$ 范围内变化。

图 11 将 4 个典型雷诺数下沿斜孔肋通道底部带肋壁中心线的 Nu 分布曲线进行了比较。从图中可以看到各分布曲线的形状是相同的,只是其位置随着雷诺数的增大而逐渐上移,这表明通道壁面沿程换热的变化规律不受雷诺数大小的影响,但其换热的强度会随雷诺数的增大而得到提升。

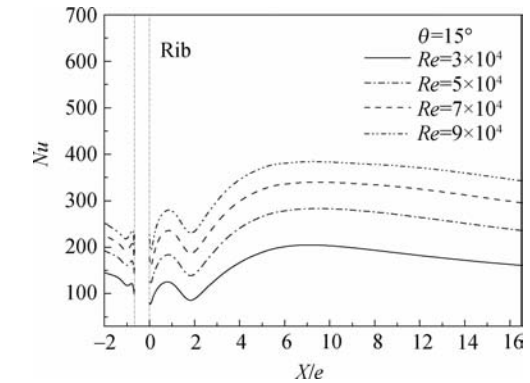


图 11 不同雷诺数下肋侧壁面中心对称线的努塞尔数分布曲线
Fig. 11 Comparison of Nusselt number curves along rib-side wall's centerline with different Reynolds numbers

图 12 显示出雷诺数的变化对斜孔肋矩形通道壁面平均努塞尔数 $\overline{Nu}$ 和传热增强因子 $\overline{Nu}/Nu_0$ 的影响。可见,壁面平均努塞尔数随着雷诺数的增大单调升高,而传热增强因子则线性降低。

图 13 显示出雷诺数的变化对斜孔肋矩形通

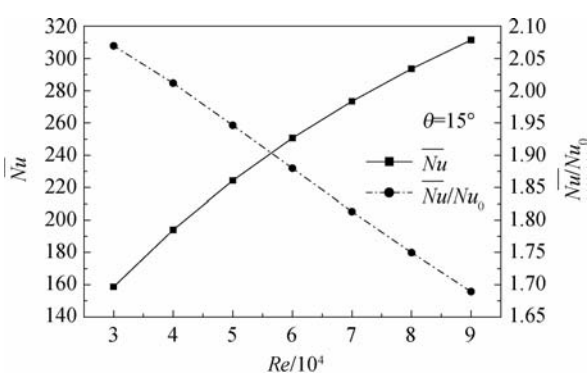


图 12 肋侧壁面平均努塞尔数和传热增强因子随雷诺数的变化
Fig. 12 Averaged Nusselt number and its ratio vs. Reynolds number

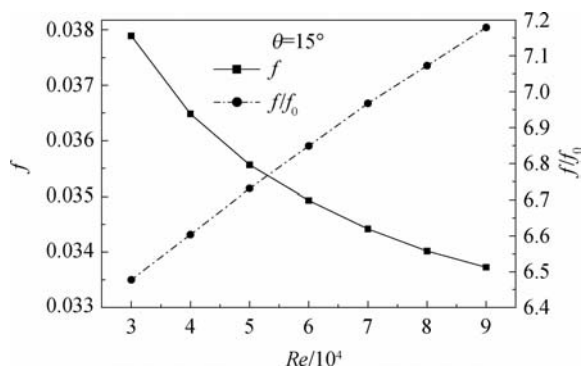


图 13 通道摩擦因数随雷诺数的变化
Fig. 13 Variation of friction factor with Reynolds number

道摩擦因数 f 和相对摩擦因子 f/f_0 的影响。显然,增大雷诺数会使通道的摩擦因数小幅降低,而相对摩擦因子近似成线性关系的升高。

图 14 显示出雷诺数的变化对斜孔肋矩形通道强化传热综合指标的影响。可见,随着雷诺数的增大,强化传热综合指标成线性降低的变化趋势;当 $Re<6\times 10^4$ 时斜孔肋的强化传热综合指标大于 1。

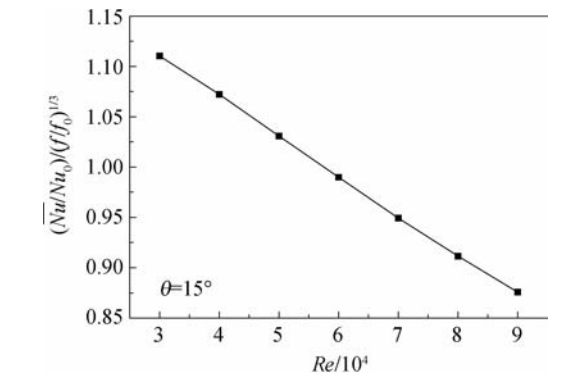


图 14 $\theta=15^\circ$ 时,强化传热综合指标随雷诺数的变化
Fig. 14 Thermal performance factor vs. Reynolds number at holes inclination angle $\theta=15^\circ$

3 结 论

本文在孔排倾斜角度 $0^{\circ}\sim30^{\circ}$ 和通道雷诺数 $3\times10^4\sim9\times10^4$ 范围内对斜孔肋通道的强化传热特性进行了研究,得到的主要结论有:

1) 斜孔肋将粗糙肋和冲击射流两种强化传热方式有机结合,利用开孔形成的倾斜冲击射流有效弥补了实体肋片肋后局部区域换热差的不足,因而能够更均匀的强化矩形通道的传热.与常规实体肋相比,斜孔肋降低了通道内的湍流强度,导致其传热增强因子和通道摩擦因数均有所减小.

2) 在斜孔肋的开孔率 $\beta=0.131$ 、通道雷诺数 $Re=6\times10^4$ 时,大宽高比斜孔肋通道的相对摩擦因子随孔排倾斜角度的增大而单调增大,传热增强因子和强化传热综合指标则是先缓慢增大然后迅速减小,其极大值处对应于最优孔排倾斜角度 $\theta_{opt}=15^{\circ}$.

3) 在斜孔肋的开孔率 $\beta=0.131$ 、孔排倾斜角度 $\theta=15^{\circ}$ 时,大宽高比斜孔肋通道的平均努塞尔数随着通道雷诺数的增大而单调增大,传热增强因子和相对摩擦因子则是分别近似成线性关系的减小和增大,因而使其强化传热综合指标线性降低.

最后,通过本文的简化研究,初步揭示了斜孔肋复合冷却结构的强化传热特性,进一步的研究工作将围绕斜孔肋耦合传热、重复斜孔肋通道的流动传热等方面开展.

参考文献:

[1] Han J C, Dutta S, Ekkad S. Gas turbine heat transfer and cooling technology[M]. 2nd ed. London: CRC Press, 2012.

[2] 曹玉璋. 航空发动机传热学[M]. 北京: 北京航空航天大学出版社, 2005.

[3] Taslim M E, Bakhtari K, Liu H. Experimental and numerical investigation of impingement on a rib-roughened leading-edge wall[J]. Journal of Turbomachinery, 2003, 125(4): 682-691.

[4] Yan W M, Liu H C, Soong C Y, et al. Experimental study of impinging heat transfer along rib-roughened walls by using transient liquid crystal technique [J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2005, 48(12): 2420-2428.

[5] Yan W M, Mei S C. Measurement of detailed heat transfer along rib-roughened surface under arrays of impinging elliptic jets[J]. International Journal Heat and Mass Transfer, 2006, 49(1/2): 159-170.

[6] Xing Y F, Weigand B. Experimental investigation on staggered impingement heat transfer on a rib roughened plate

with different crossflow schemes[R]. ASME Paper 2010-GT-22043, 2010.

[7] Sebastian S, Xing Y F, Bernhard W. An experimental and numerical study of heat transfer from arrays of impinging jets with surface ribs[J]. Journal of Heat Transfer, 2012, 134(8): 082201. 1-082201. 11.

[8] Caliskan S, Baskaya S. Experimental investigation of impinging jet array heat transfer from a surface with V-shaped and convergent-divergent ribs [J]. International Journal of Thermal Sciences, 2012, 59(9): 234-246.

[9] Hwang J J, Liou T M. Heat transfer augmentation in a rectangular channel with slit rib-turbulators on two opposite walls[J]. Journal of Turbomachinery, 1997, 119(3): 617-623.

[10] Liou T M, Kao C W, Chen S H. Flowfield investigation of the effect of rib open area ratio in a rectangular duct[J]. Journal of Fluids Engineering, 1998, 120(3): 504-512.

[11] Panigrahi P K, Schröder A, Kompenhans J. PIV investigation of flow behind surface mounted permeable ribs[J]. Experiments in Fluids, 2006, 40(2): 277-300.

[12] Shaalan M R, Ahmad S A, Abdul-Lateef A E. Flow and heat transfer performance of a rectangular channel with solid and perforated ribs[R]. AIAA-2006-3591, 2006.

[13] Panigrahi P K, Schroeder A, Kompenhans J. Turbulent structures and budgets behind permeable ribs[J]. Experimental Thermal and Fluid Science, 2008, 32(4): 1011-1033.

[14] Shin S, Kwak J S. Effect of hole shape on the heat transfer in a rectangular duct with perforated blockage walls[J]. Journal of Mechanical Science and Technology, 2008, 22(10): 1945-1951.

[15] Huang K D, Tzeng S C, Jeng T M, et al. Experimental study of fluid flow and heat transfer characteristics in the square channel with a perforation baffle[J]. International Communications in Heat and Mass Transfer, 2008, 35(9): 1106-1112.

[16] Sundén B. Convective heat transfer and fluid flow physics in some ribbed ducts using liquid crystal thermography and PIV measuring techniques[J]. Heat and Mass Transfer, 2011, 47(8): 899-910.

[17] Nuntadusit C, Wae-Hayee M, Bunyajitradulya A, et al. Thermal visualization on surface with transverse perforated ribs [J]. International Communications in Heat and Mass Transfer, 2012, 39(5): 634-639.

[18] 朱强华, 崔苗, 高效伟. 肋开孔高度对大宽高比矩形通道流动传热的影响[J]. 推进技术, 2014, 35(12): 1630-1638. ZHU Qianghua, CUI Miao, GAO Xiaowei. Effects of holes height on flow and heat transfer in a ribbed rectangular channel with large aspect ratio[J]. Journal of Propulsion Technology, 2014, 35(12): 1630-1638. (in Chinese)

[19] 陶文铨. 数值传热学[M]. 2 版. 西安: 西安交通大学出版社, 2001.