

文章编号: 1000-8055(2009)10-2266-06

间距对凹坑强化传热和流动阻力的影响

赵 鹏¹, 刘高文¹, 朱晓华¹, 刘玉峰²

(1. 西北工业大学 动力与能源学院, 西安 710072;

2. 中国船舶工业集团公司 船舶系统工程部第四事业部, 北京 100036)

摘 要: 对矩形通道内的球面凹坑壁面进行了传热系数和流动阻力测量, 研究了通道 Re 数和凹坑间距的影响. 无量纲流向间距分别为 1.5, 1.2 和 0.8. 实验发现凹坑面上局部 Nu 数沿流向和横向变化剧烈. 与光滑壁面相比, 凹坑面的平均换热增强 45% 左右, 流动阻力增大 92% 左右, 平均综合传热性能增强 16%. 减小凹坑间距使流动阻力增大, 平均换热和平均综合传热性能进一步增强. 数据显示 Re 数对凹坑壁面的换热增强和流动阻力增大的影响相对较小.

关 键 词: 凹坑; 强化传热; 传热系数; 流动阻力; 红外热成像仪

中图分类号: V231

文献标识码: A

Influence of dimple space on heat transfer enhancement and pressure loss in a dimpled rectangular channel

ZHAO Peng¹, LIU Gao wen¹, ZHU Xiao hua¹, LIU Yu feng²

(1. School of Power and Energy,

Northwestern Polytechnical University, Xi'an 710072, China;

2. The Fourth Department, Institute of Ship Engineering,

China State Shipbuilding Corporation, Beijing 100036, China)

Abstract: Heat transfer coefficient and pressure loss measurements were carried out on spheric dimpled test surfaces placed on one wall of a rectangular channel. Three dimpled plates with non-dimensional streamwise space 1.5, 1.2, and 0.8, were tested to provide information on the influences of dimple space. Significant local Nusselt number variations were observed at different streamwise and spanwise locations. Comparing the dimpled wall with the smooth wall, globally-averaged Nusselt numbers increase around 45%, friction factors increase around 92%, and globally-averaged thermal performance parameters increase 16%. Decreasing dimple space results in the increase of friction factors, globally-averaged Nusselt numbers and thermal performance parameters. Data also illustrate that the influences of Reynolds number on Nusselt number ratio and friction factor ratio are relatively small.

Key words: dimple; heat transfer enhancement; heat transfer coefficient; pressure loss; infrared thermography

在现代高性能涡轮叶片设计中, 叶片内部冷却技术非常重要, 各国的传热工作者都在努力寻找各

种高效冷却技术. 对任何冷却技术, 在追求高强度换热效果的同时, 必须同时考虑付出的流动损失代

收稿日期: 2009-02-22; 修订日期: 2009-05-21

基金项目: 航空科学基金(05C53014); 陕西省自然科学基金

作者简介: 赵鹏(1976-), 男, 辽宁沈阳人, 硕士生, 主要研究方向为流动传热及冷却技术.

通讯作者: 刘高文(1974-), 男, 四川广安人, 副教授, 博士, 主要研究方向为流动传热及冷却技术.

价. 凹坑强化传热技术是一种基于涡旋流动的先
冷却技术. 相对于肋等其他强化传热方式, 凹坑的
主要特点是流动阻力小^[1], 同时传热强度也不低.
凹坑通过壁面的下陷破坏来流边界层, 并诱导形成
不同尺度的涡旋, 这些涡旋加快了通过对流方式带
走壁面热量的速率, 达到增大壁面传热系数的目的.
由于凹坑在壁面上的排列有序, 其诱导形成的
不同尺度涡旋也有序, 并且其深度一般较小, 影响
区域主要局限在边界层附近, 因此这种方式在显著
增强换热的时候, 付出的流动损失代价相对较小.

凹坑强化换热和流阻特性主要受凹坑形状、
深度、间距、雷诺数、湍流度和表面曲率等多种参
数的影响. Mahmood 等^[2]用稳态红外测温技术在
多凹坑壁面上观测到凹坑内背风面的换热相对较
弱, 迎风面的换热较强, 凹坑尾缘附近的换热最
强, 并用烟流场显示技术捕捉到了凹坑诱导产生
的涡旋, 作者指出这些涡旋是强化换热的主要原
因. Burgess^[3]研究了凹坑深度的影响, 发现换热
增强因子和阻力增大因子随凹坑深度增大而增
大, 受雷诺数的影响微小. Ligrani^[4]观测到随着
来流湍流度增大, 凹坑面上的换热强度变化很小,
而阻力系数则有所增大, Moon^[5]在实验中发现柱
面凹坑与球面凹坑相比传热系数高而流动阻力小.
Syred^[6]指出在凹面上设置凹坑比在凸面设置
凹坑的传热效果要好得多. 文献[7]用瞬态红外测
温技术测量了单个球面凹坑壁面上的换热并进
行了壁面流场显示. 有关凹坑强化传热的更多研
究进展回顾可参阅文献[8]. 有关间距对凹坑强
化传热和流动阻力的影响研究目前较少. 本文在
文献[7]的基础上主要研究凹坑间距和通道 Re 数
对多排多列凹坑壁面的换热特性和流动阻力的
影响, 传热系数测量采用瞬态红外测温技术.

1 实验测量与数据处理

1.1 传热系数测量原理

用瞬态传热技术测量壁面传热系数的原理基
于第三类边界条件下的一维半无限大平板瞬态导
热模型, 即具有均匀初始温度 T_0 的大平板(密
度、质量热容和导热系数分别为 ρ , c 和 λ), 在 $\tau=$
0 时刻突然与温度为 T_f 的流体对流换热, 传热系
数恒定为 h , 如果测得某一时刻 τ 对应的平板外
壁温度 T_w , 则传热系数的计算式可表示为
 $h = f(T_0, T_f, T_w, \tau, \rho, c, \lambda)$, 具体形式和详细推导见
文献[7]. 用瞬态方法测量传热系数的关键体现在
两个方面: 一是如何制造一个突然的对流换热条

件; 二是如何测量瞬态的壁温. 本文采用快速加
热网技术实现气流的阶跃式升温, 采用瞬态红外
测温技术获得各测点在某一时刻的温度.

1.2 实验装置

实验在西北工业大学的吹气式风洞中进行,
图 1 为实验装置示意图. 气流由离心式鼓风机升
压后进入储气罐中, 通过带调节阀的管道进入前
稳压箱, 流经一个快速加热器升温后进入实验段,
并通过后稳压箱排大气. 快速加热器主要由细密
的金属网组成, 其热惯性小, 加热均匀, 气流可在
1 s 之内升温 25 ℃ 左右, 相对于 100 s 的测量时间,
气流的升温过程可以近似为一个理想的阶跃式升
温. 实验段为长 580 mm, 宽 135 mm, 高 17.24 mm
的有机玻璃矩形通道, 装置的详细介绍和实验过
程可参见文献[7]. 图 2 为安装了凹坑板的矩形通
道照片, 其顶面的圆孔为直径 100 mm 的红外观
测窗口, 用于安装透射红外光线的 ZnSe 玻璃. 在
凹坑阵列上下游截面的通道侧壁面上间隔
296 mm 安装了两个静压测孔用于测量流动阻力.
图 3 为凹坑板结构图, 图中凹坑球面半径 $R=$
12.5 mm, 凹坑印痕直径 $d=17.24$ mm, 凹坑深度
 $\delta/d=0.2$. 加工了三块不同间距的凹坑板, 无量
纲流向间距 S_1/d 分别为 1.5, 1.2 和 0.8, 横向间
距 S_2/d 分别为 1.5, 1.2 和 1.6. 凹坑板的换热

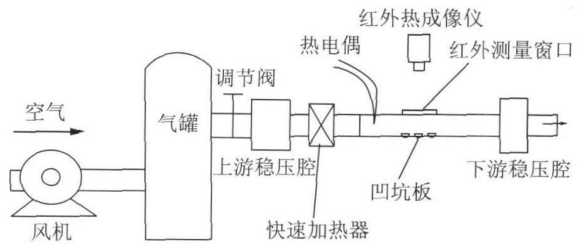


图 1 实验台示意图
Fig. 1 Schematic diagrams of test facility

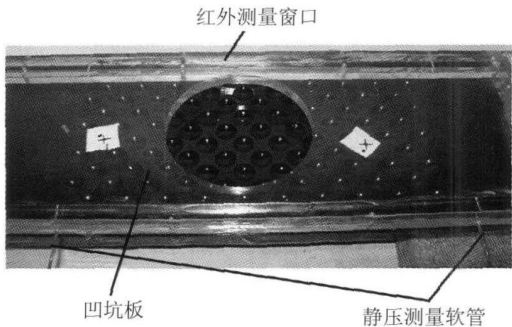


图 2 测量段照片
Fig. 2 Photograph of test section

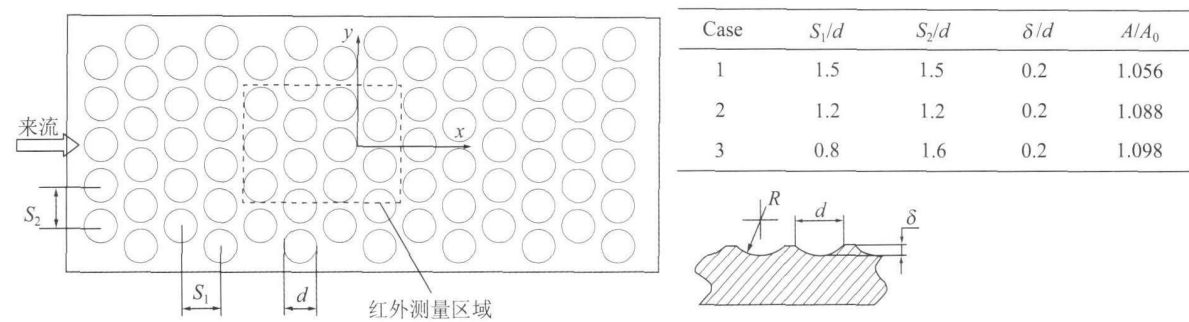


图 3 凹坑板几何结构参数

Fig. 3 Schematic diagrams of dimple plate geometry

面积(包括球面凹坑内表面积)与其在平板面上的投影面积的比值 A/A_0 分别为 1.056, 1.088 和 1.098, 具体的结构参数见图 3.

架设于通道上方的红外热成像仪通过红外观测窗口测量实验板上的瞬态温度场, 通过该窗口可以观测到 $80\text{mm} \times 60\text{mm}$ 的区域, 如图 3 的虚线框所示. 凹坑板均匀喷涂黑度为 0.96 的黑漆, 以提高温度场红外测量精度. 实验所用红外热成像仪为日本生产的 TVS-2000 MKII ST, 分辨率为 $256 \text{ 像素} \times 100 \text{ 像素}$, 瞬态温度场测量最大频率为 25 帧/s. 红外热成像仪的温度标定与几何信息还原参见文献[7]. 气流温度随时间的变化由 2 支直径 0.2mm 的热电偶测量.

1.3 实验工况与数据处理

实验雷诺数定义为 $Re = \frac{\rho_a u D_e}{\mu}$, 换热 Nusselt 数定义为 $Nu = \frac{h D_e}{\lambda}$, 摩擦因数定义为 $f = \frac{2 \Delta p_2}{\rho_a u^2} \cdot \frac{D_e}{L}$, 其中 u 为通道平均速度; h 为传热系数; D_e 为通道当量直径; L 为通道长度; Δp 为流经凹坑壁面前后的通道压力损失; ρ_a, μ, λ 分别为空气的密度、动力黏度和导热系数. 在实验雷诺数 30 000, 50 000 和 70 000 下, 分别对间距 $S_1/d = 1.5, 1.2$ 和 0.8 的凹坑板进行了传热系数和摩擦因数测量.

来流速度通过皮托管和微压计在凹坑板上游 100mm 截面测量. 实验开始之前详细测量了不同 Re 数下来流速度沿通道高度的变化型线, 由此获得通道最大速度与平均速度的对应关系. 实验过程中通过测量通道中部最大速度来推知平均速度, 由此确定通道 Re 数.

实验测得的是凹坑板三维表面上的局部换热 Nusselt 数, 面积加权平均后可得到凹坑板的平均

换热 Nusselt 数: $\overline{Nu} = \left(\sum_A Nu_i A_i \right) / A_0$, 式中 A_i 为局部换热 Nusselt 数 Nu_i 对应的换热面积; A 为凹坑板三维表面的总换热面积; A_0 为凹坑板在平板面上的投影面积(等于对应光滑平壁面的换热面积). 这样凹坑板的平均换热 Nu 数中包含了凹坑壁相对于光滑平壁的面积增大. 进一步将凹坑板的换热结果整理为换热增强因子 Nu/Nu_0 , 它表示凹坑板与光滑平板的换热 Nusselt 数之比. 其中 Nu_0 为相同 Re 数下光滑平板面 Nu 数的面积加权平均值, 具体结果见文献[7].

在等流通面积的光滑矩形通道内, 侧壁静压差(静压孔位置见图 2)即为通道的压力损失. 按矩形通道四个壁面所占面积比例, 可得出光滑测试底面与其他三面的压力损失 Δp_1 和 Δp_2 , 由底面的压力损失 Δp_1 可求出光滑测试底面的摩擦因数 f_0 . 当测试底面为凹坑壁面时, 测量通道侧壁静压差 Δp , 并认为在 Re 数相同的情况下, 其他三面的压力损失 Δp_2 与底面为光滑面时保持不变, 这样可得出凹坑壁面上的压力损失为 $\Delta p - \Delta p_2$, 相应的摩擦因数为 f . f 与 f_0 之比即为阻力增大因子 f/f_0 , 它表示凹坑面与光滑平壁面的摩擦因数之比, 或者相当于矩形通道四个壁面都为凹坑面时, 通道流动阻力与光滑通道的流动阻力之比.

实验结果还可进一步整理为综合传热性能增强因子 $(Nu/Nu_0)/(f/f_0)^{1/3}$, 它表示在风机或泵功率一定的情况之下, 凹坑面与光滑表面的传热性能之比.

2 实验结果与讨论

2.1 凹坑壁面的换热特征

以间距 $S_1/d = 1.5$ 的凹坑板在 $Re = 50\,000$ 时的换热增强因子 Nu/Nu_0 分布为例介绍凹坑

板的换热特征,如图 4 和图 5 所示. 其中图 4 为凹坑板三维表面上的换热增强因子分布,从图中可以看到,整个凹坑板上除凹坑背风面附近一小部分区域换热减弱 10%~20% 外,其余大部分区域的换热都得到了增强,平均增强幅度 40% 左右,最大增幅达到 120% 以上,整个凹坑面上的平均换热增强因子为 1.445. 当气流自左向右流经某个凹坑时,凹坑上游一个三角形区域受前一排凹坑尾迹的影响逐渐减小,换热逐渐减弱,换热增强因子由 1.4 左右降低到凹坑前缘附近的 1.2 左右. 气流进入凹坑后,在背风面附近形成一个低速回流区^[2], Nu/Nu_0 在 0.8 左右,相对于光滑平壁面换热减弱 20%. 在凹坑的迎风面,由于气流重新附着到凹坑面上并形成新的边界层^[7],换热强度逐渐增大,换热增强因子由凹坑底部的 1.0 左右增大到凹坑尾缘附近的 1.8 左右. 气流流出凹坑后,在尾迹区的换热仍然较强,凹坑诱导形成不同尺度的涡旋增强了尾迹区的换热^[2],相对于光滑平壁面换热增强 20%~60%,随着气流远离尾缘流向下一排凹坑,尾迹的影响逐渐减小,换热强度进一步降低. 在横向两凹坑之间的区域,换热增强因子在 1.2~1.4 左右,这个区域的换热主要受上一排凹坑尾迹影响和两侧凹坑引起的涡流的影响.

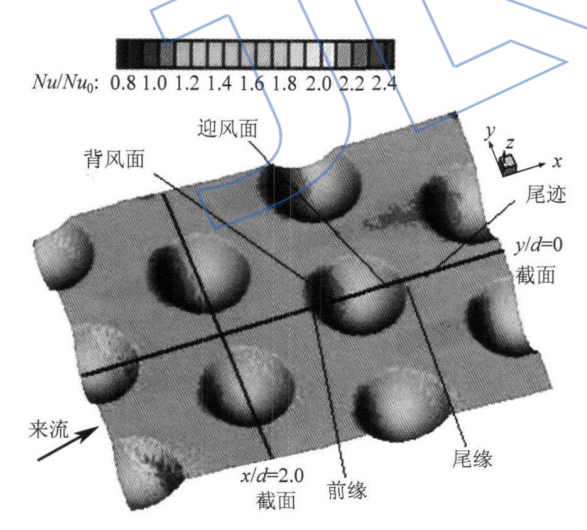


图 4 换热增强因子 Nu/Nu_0 在凹坑壁面上的分布
($S_1/d=1.5, Re=50000$)

Fig.4 Local Nusselt number ratios Nu/Nu_0 distributions on dimpled wall ($S_1/d=1.5, Re=50000$)

图 5(a) 为凹坑板 $y/d=0$ 截面上换热增强因子沿流向(x 向)的分布,该截面位置如图 4 所示. 可以看到沿着流动方向,换热增强因子从第一排

凹坑底部的 1.0 左右,在迎风面迅速增大,并在凹坑尾缘附近达到最大值 2.2 左右,随后在尾迹区迅速逐渐减小到 1.4 左右. 在尾迹下游及第二排凹坑之间区域,换热增强因子缓慢减小,直到第三排凹坑前缘的 1.2 左右,并在背风面迅速降低到最低值 0.8,随后在凹坑底部和迎风面逐渐增大,在凹坑尾缘又形成新的峰值.

图 5(b) 为凹坑板 $x/d=-2$ 截面上换热增强因子沿横向(y 向)的分布. 可以看到在横向上每经过一系列凹坑,换热增强因子分布也呈现周期性波动,即在凹坑的两侧边缘附近达到最高值 1.6 左右,在凹坑底部达到最低值 1.2 左右,在两凹坑之间区域,换热增强因子随着离凹坑边缘距离的增大而微弱减小,中间区域的换热增强因子为 1.4 左右,凹坑内和凹坑间的换热横向分布呈现一定的对称性. 凹坑诱导形成的涡旋和二次流以及上一排凹坑的尾迹相互作用使这一区域的换热得到增强^[2].

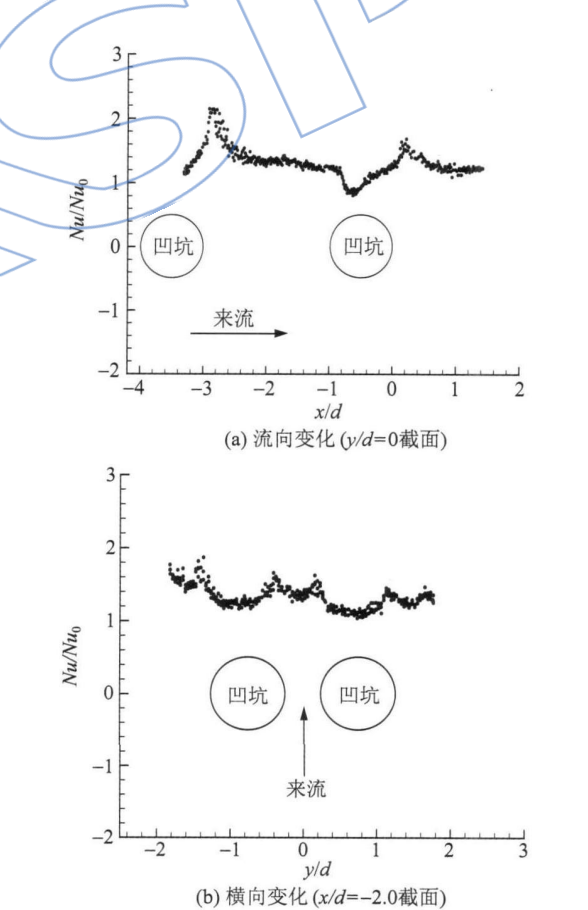


图 5 换热增强因子 Nu/Nu_0 沿流向和横向变化
($S_1/d=1.5, Re=50000$)

Fig.5 Streamwise and spanwise local Nusselt number ratios Nu/Nu_0 distributions
($S_1/d=1.5, Re=50000$)

其他 Re 数和凹坑间距情况下的壁面换热增强因子分布规律与图 4 和图 5 所展现出的换热特征非常接近。

2.2 凹坑间距对强化换热的影响

不同 Re 数下, 凹坑壁面的平均换热增强因子随凹坑间距的变化曲线如图 6 所示, 可以看到, 随着凹坑间距的减小, 平均换热增强因子逐渐增大. 当流向间距为 1.5 时, 平均换热增强因子为 1.40~1.50, 即相对于光滑平壁面平均换热增强 45% 左右. 当流向间距为 1.2 时, 平均换热增强因子为 1.58~1.85, 当流向间距为 0.8 时, 平均换热增强因子为 1.85~2.18. 将流向间距 S_1/d 和横向间距 S_2/d 都从 1.5 减小到 1.2 时, 平均换热增强 18% 左右. 将流向间距 S_1/d 从 1.2 减小到 0.8, 同时横向间距 S_2/d 从 1.2 增大到 1.6 时, 平均换热增强 17% 左右.

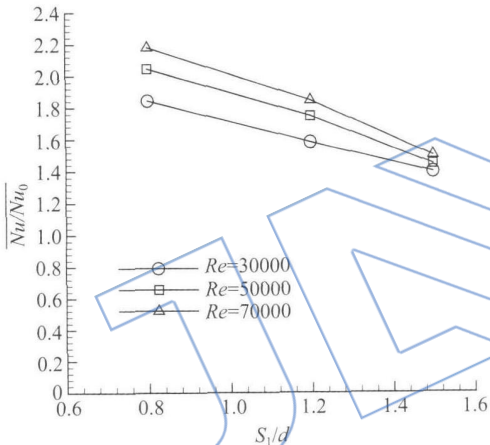


图 6 平均换热增强因子 Nu/Nu_0 随凹坑间距和 Re 数变化

Fig. 6 Globally averaged Nu/Nu_0 as dependent upon dimple spaces and Reynolds numbers

从图 6 还可看出通道 Re 数对平均换热增强因子的影响, 在凹坑间距一定的情况下, 平均换热增强因子随 Re 数的增大而增大. 对流向间距 S_1/d 为 1.5 的凹坑板, Re 数从 30000 增大到 70000 时平均换热增强 7%. 对流向间距 S_1/d 为 1.2 和 0.8 的凹坑板, Re 数从 30000 增大到 70000 时平均换热增强 16% 左右, 总体上来看 Re 数对平均换热增强因子的影响较小, 这与文献 [3] 的实验结果一致.

2.3 凹坑间距对流动阻力的影响

图 7 给出了不同 Re 数下, 凹坑壁面的阻力增大因子随凹坑间距的变化曲线. 由图可以看出, 随

着凹坑间距的减小, 阻力增大因子逐渐增大. 当流向间距为 1.5 时, 阻力增大因子为 1.76~2.08, 当流向间距为 1.2 时, 阻力增大因子为 2.48~3.21, 当流向间距为 0.8 时, 阻力增大因子为 3.35~3.76. 将流向间距 S_1/d 和横向间距 S_2/d 都从 1.5 减小到 1.2 时, 流动阻力增大 48% 左右. 将流向间距 S_1/d 从 1.2 减小到 0.8, 同时横向间距 S_2/d 从 1.2 增大到 1.6 时, 流动阻力增大 26% 左右.

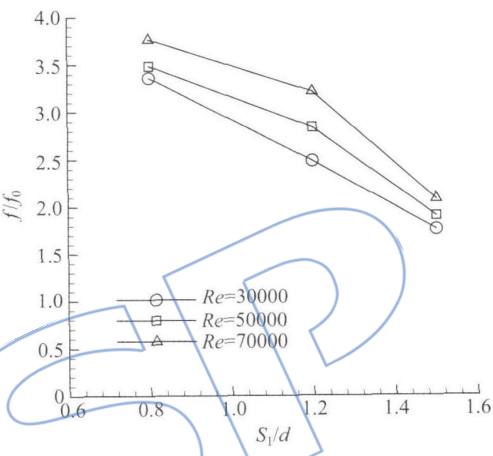


图 7 阻力增大因子 f/f_0 随凹坑间距和 Re 数变化

Fig. 7 Dimpled channel friction factor ratios f/f_0 as dependent upon dimple spaces and Reynolds numbers

从图 7 中还可看出通道 Re 数对阻力增大因子的影响, 在凹坑间距一定的情况下, 阻力增大因子随 Re 数的增大而增大. 当 Re 数从 30000 增大到 70000 时, 对流向间距为 1.5、1.2 和 0.8 的凹坑板, 流动阻力分别增大 17%、28% 和 12%, 由此可见 Re 数对流动阻力增大因子的影响也相对较小.

2.4 凹坑间距对综合传热性能的影响

换热的强化一般是以流动阻力为代价的, 综合考虑这两个方面的性能参数就是综合传热性能增强因子 $(Nu/Nu_0)/(f/f_0)^{1/3}$. 不同 Re 数下凹坑面的平均综合传热性能增强因子随凹坑间距的变化曲线如图 8 所示. 当流向间距为 1.5 时, 平均综合传热性能增强因子为 1.16~1.17; 流向间距为 1.2 时, 平均综合传热性能增强因子为 1.17~1.25; 流向间距为 0.8 时, 平均综合传热性能增强因子为 1.23~1.40. 将流向间距和横向间距都从 1.5 减小到 1.2 时, 平均综合传热性能增强 4% 左右. 将流向间距从 1.2 减小到 0.8, 平均综合传热

性能增强 9% 左右. 由此可见虽然减小间距在增强换热同时也显著增大了流动阻力, 但是平均综合传热性能还是有所增强.

从图 8 中还可看出 Re 数对平均综合传热性能的影响, 在凹坑间距一定的情况下, 平均综合传热性能增强因子随 Re 数的增大而增大. 当 Re 数从 30 000 增大到 70 000 时, 对流向间距为 1.5, 1.2 和 0.8 的凹坑板, 平均综合传热性能分别增强 2%, 7% 和 14%, 由此可见 Re 数对平均综合传热性能的影响较小, 并随凹坑间距的减小而增大.

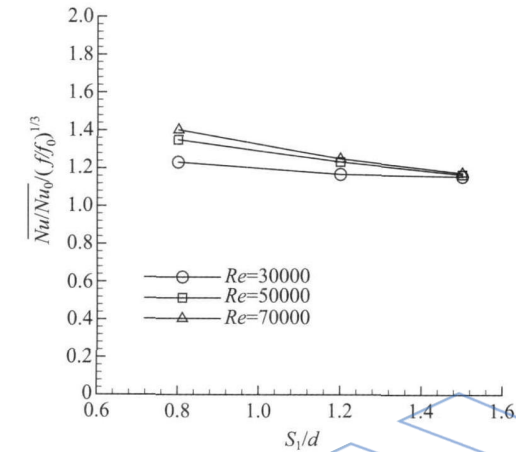


图 8 平均综合传热性能增强因子随凹坑间距和 Re 数变化

Fig. 8 Globally-averaged $(Nu/Nu_0)/(f/f_0)^{1/3}$ as dependent upon dimple spaces and Reynolds numbers

3 结 论

本文通过实验测量了多排多列凹坑壁面的换热特性和通道流动阻力, 研究了凹坑间距和通道 Re 数对凹坑板的对流换热、流动阻力和综合传热性能等方面的影响, 主要结论如下:

1) 局部换热 Nu 数沿流向和横向都变化剧烈, 凹坑引起的涡流和二次流, 以及凹坑间的相互作用使得凹坑壁面大部分区域换热等到了显著增强. 间距 S_1/d 为 1.5 的凹坑板相对于光滑壁面平均换热增强 45% 左右, 流动阻力增大 92% 左右, 平均综合传热性能增强 16%.

2) 减小凹坑间距可以有效地增强换热, 流动阻力随之增大, 但平均综合传热性能仍有所增强. 当流向间距从 1.5 减小到 0.8 时, 平均换热增强 40% 左右, 流动阻力增大 85% 左右, 平均综合传热性能增强 13% 左右.

3) 通道 Re 数对凹坑壁面的平均换热增强因子、流动阻力增大因子和平均综合传热性能增强因子的影响相对较小, 这三个因子随着 Re 数的增大都有微弱增大的趋势.

参考文献:

[1] Schukin A V, Koslov A P, Agachev R S. Study and application of hemispherical cavities for surface heat transfer augmentation [R]. ASME Paper No. 95-GT-59, 1995.

[2] Mahmood G I, Hill M L, Nelson D L, et al. Local heat transfer and flow structure on and above a dimpled surface in a channel [J]. ASME J. of Turbomachinery, 2001, 123(1): 615-123.

[3] Burgess N K, Ligrani P M. Effects of dimple depth on nusselt numbers and friction factors for internal cooling in a channel [R]. ASME Paper GT2004-54232, 2004.

[4] Ligrani P M, Burgess N K, Won S Y. Nusselt numbers and flow structure on and above a shallow dimpled surface within a channel including effects of inlet turbulence intensity level [R]. ASME Paper GT2004-54231, 2004.

[5] Moon S W, Lau S C. Turbulent heat transfer measurements on a wall with concave and cylindrical dimples in a square channel [R]. ASME Paper GT2002-30208, 2002.

[6] Syred N, Khalatov A. Effect of surface curvature on heat transfer and hydrodynamics within a single hemispherical dimple [J]. ASME J. of Turbomachinery, 2001, 123(3): 609-613.

[7] 刘高文, 赵鹏, 张宗卫, 等. 单凹坑壁面的瞬态红外传热测量与流场显示 [J]. 推进技术, 2009, 30(1): 41-45.

LIU Gaowen, ZHAO Peng, ZHANG Zongwei, et al. Transient infrared heat transfer measurements and surface flow visualization on a single dimpled wall [J]. Journal of Propulsion Technology, 2009, 30(1): 41-45. (in Chinese)

[8] 刘高文, 张丽, 郭涛. 凹坑强化传热的研究进展回顾 [J]. 航空动力学报, 2007, 22(11): 1785-1791.

LIU Gaowen, ZHANG Li, GUO Tao. A review of heat transfer enhancement with dimpled surface [J]. Journal of Aerospace Power, 2007, 22(11): 1785-1791. (in Chinese)