文章编号:1001-2060(2022)09-0128-08

# 交错内肋微通道的流动和传热特性研究

陈 涛1,王桂莲1,吴永进2,谢东东2

(1. 上海工程技术大学 电子电气工程学院,上海 201620; 2. 上海交通大学 电子信息与电气工程学院,上海 200240)

摘 要:为了研究带有交错内肋微通道的流动和传热特性,采用数值模拟的方法分析了肋片的形状对微通道热力性能的影响,对比了矩形肋、菱形肋、三角形肋和圆形肋4种不同形状内肋结构的微通道和光滑矩形微通道的热力性能。结果表明:矩形肋、菱形肋、三角形肋和圆形肋微通道的努塞尔数 Nu 都大于光滑矩形微通道的努塞尔数 Nu,最大值分别为光滑矩形微通道的 2.59,2.71,2.90 和 2.48 倍;肋片对微通道的传热特性具有显著的强化作用,这是由于流体在交错内肋的后方产生涡流,实现整个流场的全局强化传热,极大提升微通道传热特性;交错内肋的应用也增大了通道的摩擦系数,矩形肋、菱形肋、三角形肋和圆形肋微通道摩擦系数的最大值分别为光滑矩形微通道的 8.66,7.96,17.50 和 5.96 倍。

关键词:微通道:数值模拟:交错内肋:传热特性

中图分类号: TK124 文献标识码: A DOI: 10. 16146/j. cnki. rndlgc. 2022. 09. 016

[引用本文格式]陈 涛,王桂莲,吴永进,等. 交错内肋微通道的流动和传热特性研究[J]. 热能动力工程,2022,37(9):128 – 135. CHEN Tao, WANG Gui-lian, WU Yong-jin, et al. Study on flow and heat transfer characteristics of microchannels with staggered internal ribs[J]. Journal of Engineering for Thermal Energy and Power,2022,37(9):128 – 135.

# Study on Flow and Heat Transfer Characteristics of Microchannels with Staggered Internal Ribs

CHEN Tao<sup>1</sup>, WANG Gui-lian<sup>1</sup>, WU Yong-jin<sup>2</sup>, XIE Dong-dong<sup>2</sup>

(1. School of Electrionic and Electrical Engineering, Shanghai University of Engineering Science, Shanghai, China, Post Code; 201620; 2. School of Electronic Information and Electrical Engineering, Shanghai Jiao Tong University, Shanghai, China, Post Code; 200240)

Abstract: In order to study the flow and heat transfer characteristics of microchannels with staggered internal ribs, the influence of the rib shape on the thermal performance of the microchannel was analyzed numerically. The thermal performance of the microchannels with four different shape ribs which are rectangular ribs, rhombus ribs, triangular ribs and circular ribs was compared with that of smooth rectangular microchannel. The results show that the Nusselt numbers of microchannels with rectangular ribs, rhombus ribs, triangular ribs and circular ribs are greatly larger than that of smooth rectangular microchannel. And the maximum Nusselt numbers of microchannels with four different shape ribs are 2.59, 2.71, 2.90 and 2.48 times of the smooth rectangular microchannel, respectively. Therefore, the ribs have a significant strengthening effect on the heat transfer characteristics of the microchannel. The vortices generated behind the staggered internal ribs are caused by the fluid, which realizes the overall enhanced heat transfer of the entire flow field and greatly improves the heat transfer characteristics of the microchannels. In addition, the application of staggered internal ribs also increases the frictional factor of the microchannels. The maximum frictional factors of rectangular ribs, rhombus ribs, triangular ribs and circular ribs are 8.66, 7.96, 17.50 and 5.96 times of smooth rectangular microchannel, respectively.

Key words: microchannel, numerical simulation, staggered internal rib, heat transfer characteristics

# 引言

为了进一步提升微通道散热器的传热性能,科 研人员提出了带有不同强化传热结构的微通道结 构,常见的强化传热结构包括变横截面通道、凹槽、 射流、肋[1-4] 等。Sui 等人[5] 通过实验验证的方法 研究了波浪形微通道的流动和传热特性,结果表明, 流体流过波浪形微通道时,产生的二次涡流可以加 强对流流体的混合,从而提高微通道的传热性能。 曹海亮等人[6]通过可视化实验研究了饱和温度下 去离子水在梯形微槽道表面的池沸腾换热性能,结 果表明,较大的下底长度和较小的下底角角度有利 于增强梯形微槽道表面的池沸腾换热性能。孙斌等 人「」」通过实验验证的方法研究了纳米流体流经半 圆形微通道的传热与流动特性,结果表明,半圆形微 通道具有良好的换热效果。Chai 和 Xia 等人[6,8-9] 进行了数值和实验模拟,研究了对齐的扇形凹槽、偏 置的扇形凹槽和三角形凹槽的微通道散热器中的流 体流动和散热特性,结果表明,具有三角形凹槽的微 通道散热器在增加了可接受压降的情况下增强了微 通道的传热特性。Ahmed 等人[10] 通过数值模拟方 法研究了三角形、梯形和矩形凹槽对带槽微通道散 热器中层流和强迫对流换热特性的影响,结果表明, 梯形凹槽微通道散热器的传热性能最好,最佳传热 设计时 Nu 提升了51.59%,摩擦阻力系数提高了 2.35%。岳小鹏等人[11]通过数值模拟的方法研究 了射流斜肋微通道的流动换热特性,数值模拟结果 表明,射流斜肋微通道的换热系数平均增加了20% 和 33%。

肋片在微通道中具有显著的强化传热作用,得到了研究人员广泛的研究和应用。Wang等人<sup>[12]</sup>通过实验验证和数值模拟的方法研究了带有双向肋的微通道散热器的流动和传热特性,结果表明,双向肋微通道的传热性能是分别具有垂直肋和翼展方向肋的1.42~2倍和1.2~1.42倍。Li等人<sup>[13]</sup>通过实验验证的方法研究了具有单侧微肋和具有双侧微肋的微通道散热器的单相传热和流动特性,结果表明,单侧微肋微通道的热性能指标高于双侧微肋微通道

和光滑微通道的热性能指标。齐聪等人[14]通过实 验研究了圆柱表面微肋结构及数量和纳米颗粒的质 量分数对绕流圆柱换热系统的影响,结果表明,纳米 颗粒的添加和微肋结构能有效提高传热效率,圆柱 表面温度明显降低。Zhai 等人[15]通过仿真模拟的 方法研究了6种具有不同类型凹槽的新型散热器. 结果表明,具有三角形凹槽和三角形肋的微通道散 热器表现出最好的传热性能。康宁等人[16] 通过实 验验证的方法研究了4种带有圆柱形内肋阵列的硅 基微通道的流动和传热特性,结果表明,内肋排列最 紧密的微通道综合换热性能最好,相同泵功下,其换 热热阻相对于平直微通道降低了53.4%。Esmaili 等人[17] 通过实验研究了不同倾斜程度微肋微通道 中压降和温度变化情况,结果表明,具有 45°角倾斜 肋微通道的 Nu 是光滑通道的3.5倍。通过在微通 道中添加微肋,最高可将热阻降低多达80%。本课 题组通过实验研究了肋片 - 凹槽微通道的流动传热 和摩擦特性[4],结果表明,肋片 - 凹槽微通道的的 Nu 是光滑微通道的1.11~1.55倍。同时,提出了双 向肋和截断肋两种强化传热结构[12,18],并证明了 双向肋和截断肋都能显著的提升微通道的强化传热 性能,其中截断肋还可以减少通道内的流动压降 损失。

目前,关于微通道肋片的研究主要集中在附着于壁面上的肋片,该肋片可以通过破坏热边界层和产生扰流来提升传热性能。但是壁面肋片产生的作用往往局限于通道壁面附近区域的流体,对于微通道中心区域流体的流动和传热特性的影响相对较小。为了提升微通道的整体传热特性,本文在现有的带肋微通道研究的基础上设计了交错内肋微通道。该肋片分布于微通道的中间区域,每行肋片数量按单肋片和双肋片进行交错排列,通过交错排列的中心肋片来同时实现壁面附近以及中心区域的全局强化传热作用,极大提升微通道的整体流动和传热特性。

# 1 物理模型和参数

图 1 为交错内肋微通道物理模型。微通道整体 尺寸为  $10 \text{ mm} \times 0.66 \text{ mm} \times 1.5 \text{ mm} (L \times W \times H)$ ,其 中流体区域尺寸为  $10 \text{ mm} \times 0.5 \text{ mm} \times 0.5 \text{ mm} (l_c \times w_c \times h_c)$ 。根据 Mehendale 等人<sup>[19]</sup>的划分方法,选取微通道的截面长度为 0.5 mm,高度为 0.5 mm,故通道水力直径为 0.5 mm,因此,所研究的通道属于微通道范围。

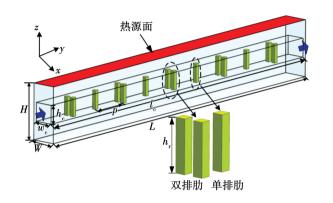


图1 交错内肋微通道

Fig. 1 Microchannel with staggered internal ribs

图 2 为 4 种形状内部肋,本文选取了矩形、菱形、三角形以及圆形肋作为通道内部肋来增强传热。为了保证肋片在微通道内具有相同的占空比,不同形状的肋片具有相同的体积,肋片的高都为  $h_r=0.5$  mm;矩形肋的长为  $l_1=0.1$  mm,宽为  $w_1=0.1$  mm;菱形肋的边长为  $l_2=0.1$  mm;三角形边长为  $l_3=0.15$  mm,高为  $h_3=0.13$  mm;圆形肋的底面圆半径为 r=0.056 mm。肋片在 y 方向上对流体造成阻碍的最大纵截面积分别为  $S_{\rm 矩形b}=0.056$  mm², $S_{\rm 菱形b}=0.07$  mm², $S_{\rm 医 mrb}=0.056$  mm²。

图 3 为肋片在 x 方向上的距离参数, 微通道中肋片排列方式为双列和单列交错分布, 以矩形肋微通道为例, a, c, d 和 e 表示肋与壁面之间的距离, b 表示了双排肋中的肋片与肋片之间的间隙距离, 肋片不同, a, b, c, d 和 e 的值不同, 图 3 列出了肋片和

壁面、肋片与肋片之间的距离参数。 当肋片形状为 矩形肋时, $a_1=c_1=0.1$  mm, $b_1=0.1$  mm, $d_1=e_1=0.2$  mm;当肋片为菱形肋时, $a_2=c_2=0.07$  mm, $b_2=0.08$  mm, $d_2=e_2=0.18$  mm;当肋片为三角形肋时, $a_3=c_3=0.07$  mm, $d_3=0.06$  mm, $d_3=e_3=0.175$  mm;当肋片为圆形肋时, $a_4=c_4=0.09$  mm, $d_4=0.1$  mm, $d_4=e_4=0.195$  mm。

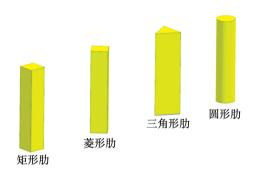
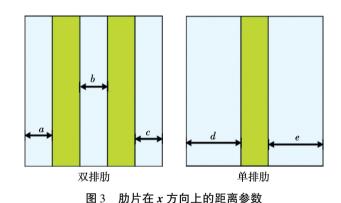


图 2 4 种形状内部肋





The distance parameter of the ribs in the

Fig. 3 The distance parameter of the ribs in the x direction

表 1 为肋片在微通道中的无量纲位置,肋片在 y 方向上的间距为 P=1mm,无量纲间距为  $P/D_h=2$ ,肋片的无量纲位置定义为  $X/D_h$ ,其中 X 为各个肋在 y 方向上与通道人口处的距离。

表 1 肋片在微通道中的无量纲位置

Tab. 1 The dimensionless position of the ribs in the microchannels

肋片	第1肋	第2肋	第3肋	第4肋	第5肋	第6肋	第7肋	第8肋	第9肋
X/mm	1	2	3	4	5	6	7	8	9
$X/D_{\rm h}$	2	4	6	8	10	12	14	16	18

## 1.1 控制方程和边界条件

本文通过 Gambit 软件建立三维模型,利用 Fluent 软件对微通道的流体和传热特性进行了数值模

拟。为了简化分析,做了以下假设:(1)流体和固体 分别为去离子水和硅;(2)流体流是稳定且不可压 缩的,流动方式为层流;(3)重力和其他力量被忽 略;(4) 不考虑辐射和自然对流传热。基于以上假设,控制方程如下:

连续性方程:

$$\nabla \cdot (\rho u) = 0 \tag{1}$$

动量方程:

$$(u \cdot \nabla)\rho u = -\nabla p + \mu \nabla^2 u \tag{2}$$

能量方程:

$$u \cdot \nabla T = \frac{\lambda}{\rho c_n} \nabla^2 T \tag{3}$$

固体域能量方程:

$$\lambda \, \nabla^2 T = 0 \tag{4}$$

式中: $\rho$ —流体的恒定密度, $kg/m^3$ ; $\mu$ —流体的粘性系数, $kg/(m \cdot s)$ ;u—微通道人口流速,m/s; $c_p$ —流体的比定压热容, $J/(kg \cdot K)$ ; $\lambda$ —流体的热导率, $W/(m \cdot K)$ ;p—微通道内的压力, $Pa_o$ 

对称的边界条件应用于模型的对称表面。在微通道人口处施加具有不同值的均匀速度和恒定温度 ( $T_{\rm in}$  = 293 K)。压力出口的边界条件在出口处被设定为 1.013~105~Pa 的固定压力。同时在热源面施加  $100~W/{\rm cm}^2$ 的热通量。底面暴露在空气环境中,因此假定自然对流传热系数为  $10~W/({\rm m}^2\cdot{\rm K})$ 。

边界条件和控制方程使用标准压力和二阶迎风离散方案进行计算,为了实现求解收敛的稳定性,压力-速度耦合使用 SIMPLE 算法。在数值求解中,连续性的收敛标准为 10<sup>-6</sup>,能量方程的收敛标准为 10<sup>-8</sup>。

#### 1.2 数据处理

雷诺数 Re 的表达式为:

$$Re = \frac{\rho u D_{\rm h}}{\mu} \tag{5}$$

 $D_{i}$ 的表达式为:

$$D_{\rm h} = \frac{2w_{\rm c}h_{\rm c}}{(w_{\rm c} + h_{\rm c})} \tag{6}$$

摩擦系数(frictional factor)用来计算去离子水通过微通道时的平均摩擦系数,表达式为:

$$f = \frac{\Delta p D_{\rm h}}{2\rho L u^2} \tag{7}$$

平均传热系数和努塞尔数 *Nu* 用于计算微通道传热特性,其表达式为:

$$Nu = \frac{hD_{\rm h}}{\lambda} \tag{8}$$

$$h = \frac{Q}{NA_{\rm ch}\Delta T} = \frac{qA_{\rm heat}}{2N(w_c + h_c)l_c\Delta T}$$
 (9)

 $\Delta T$  的表达式为:

$$\Delta T = T_{\rm w} - (T_{\rm in} + T_{\rm out})/2$$
 (10)

流体传导的总热量可以通过以下能量平衡方程 确定:

$$Q = \dot{m}c_{p}(T_{\text{out}} - T_{\text{in}}) \tag{11}$$

式中: $D_h$ —微通道的水力直径,mm; $\Delta p$ —微通道上的压降,Pa;L—微通道的总长度,mm;Q—总传热量,W;q—热通量,W/ $cm^2$ ; $A_{heat}$ —热源面面积, $mm^2$ ; $A_{ch}$ —流体与微通道之间的接触面积, $mm^2$ ; $\Delta T$ —流体与壁面之间的温度差,K; $T_w$ —热源面平均温度,K; $T_{in}$ —人口温度,K; $T_{out}$ —出口温度,K;h—传热系数,W/ $(m^2 \cdot K)$ ;N—散热器中微通道的数量。

## 1.3 网格独立性验证

为了保证计算精度,每个模型都采用 Gambit 2.3生成的网格,并划分了 4 种不同数量的网格,分别为 54.5 万,95.7 万,115.5 万和 132 万。第 4 种数量网格的平均努塞尔数数和 f 与第 3 种数量网格的平均努塞尔数数和 f 与第 3 种数量网格的平均努塞尔数和 f 差异分别小于 0.05% 和 0.08%。考虑到计算机硬件计算能力的限制,最终选择了网格数量为 115.5 万的网格方案进行仿真研究。图 4 为交错内肋微通道的网格划分。

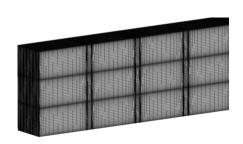


图 4 交错内肋微通道的网格划分 Fig. 4 Mesh generation in microchannel with staggered internal ribs

# 2 结果及分析

#### 2.1 整体传热特性

图 5 为不同微通道内 Nu 随着 Re 的变化情况。 从图中可以看出,5 种微通道的 Nu 都随着 Re 的增 大而逐渐增大。低 Re 时 5 种微通道间的 Nu 差异较 小,Re 越大时微通道间的 Nu 差异越大,出现这种现 象是因为随着流体流速的增加,流体的对流换热性 能得到改善。同时,相同 Re 下 4 种带肋微通道的 Nu 明显高于光滑微通道的 Nu. 出现这种现象的原 因有两点:首先是热边界层被破坏,从而加强了流体 的对流换热性能;其次是流体因为肋片的扰流作用, 在肋片后方区域形成涡流,使得流场中心区域的流 体得到充分的扰动和混合,微通道的强化传热性能 得到显著提升。4种内肋微通道中,三角形肋微通 道的 Nu 最大,强化传热性能最强,其次为菱形肋、 矩形肋和圆形肋微通道。这主要是由于相同体积下 的三角形肋具有较大的最大纵截面积,肋片后方区 域较大,形成的涡流也就越大,因此三角形肋对于流 体的扰流作用要强于矩形肋、菱形肋和圆形肋。除 此之外,圆形肋的最大纵截面积大于矩形肋的最大 纵截面积,由于其表面具有流线型特征,流体未在肋 片后方区域形成涡流,对流体扰流作用较小,所以圆 形肋微通道的强化传热性能弱于矩形肋微通道。

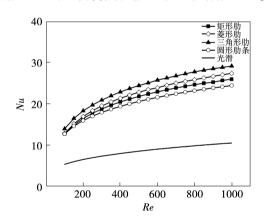


图 5 不同微通道内 Nu 随着 Re 的变化情况 Fig. 5 The change of Nu in the different microchannels with Re

图 6 为不同微通道的  $Nu/Nu_0$  随 Re 的变化曲线,其中  $Nu_0$  为光滑微通道的平均努塞尔数。随着 Re 的增加,4 种内肋微通道的  $Nu/Nu_0$ 呈现先增大后减小的变化趋势。当 Re=400 时,矩形肋、菱形肋和三角形肋微通道的  $Nu/Nu_0$  都达到最大值,分别为2.59,2.71 和2.90,而圆形肋微通道的  $Nu/Nu_0$  在 Re=250 时达到最大值,其值为2.48。除此之外,三角形肋微通道的  $Nu/Nu_0$ 最大,其次为菱形肋、矩形肋和圆形肋微通道。对于矩形肋、菱形肋和三角形内肋来说,最大纵截面积越大,肋片对流体的扰流作用就越强。

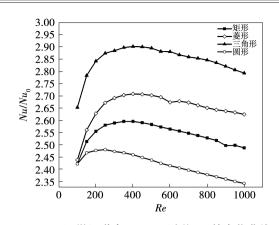


图 6 不同微通道内  $Nu/Nu_0$  随着 Re 的变化曲线 Fig. 6 The change of  $Nu/Nu_0$  in the different microchannels with Re

图 7 是 Re = 500 时 4 种圆形肋微通道热源面温度分布云图。4 种微通道的热源面温度都沿流体流动方向逐渐升高,这是因为流体在上游进行对流换热后温度上升,流体在下游与通道壁之间的温差减小,导致对流换热性能减弱。在热源面的相同区域上,三角形肋微通道热源面上的温度普遍低于矩形肋、菱形肋和圆形肋微通道的温度,造成这种现象的原因是肋片最大纵截面积的不同。除此之外,热源面平均温度的高低是衡量微通道强化传热性能的直观方式。图 8 为热源面平均温度随着 Re 的变化情况。5 种微通道的热源面平均温度都随着 Re 的增加而逐渐减小,4 种带肋微通道的平均温度要明显低于光滑微通道的平均温度。在相同 Re 下,三角形肋微通道的热源面平均温度低于矩形肋、菱形肋和圆形肋的热源面平均温度。

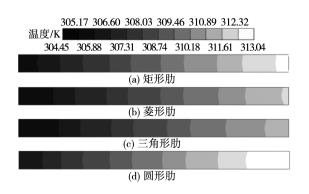
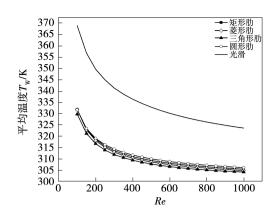


图 7 Re = 500 时不同内肋微通道热源面温度分布云图 Fig. 7 Temperature distribution contours on heat source surface of microchannels with different internal ribs at Re = 500



热源面平均温度随着 Re 的变化情况

Fig. 8 The change of average temperature of the heat source surface with Re

#### 流动阻力特性 2.2

图 9 为不同微通道内 f 随着 Re 的变化情况。 从图中可以看出,5种微通道的摩擦系数 f 都随着 Re 的增大而逐渐减小,随着 Re 的增加粘性子层受 到抑制。在相同 Re 下,4 种交错内肋微通道的 f 大 于光滑微通道的f,这是由于肋片的存在对流体产生 阻碍作用,从而导致摩擦阻力增加。其中,三角形肋 微通道的 f 大于菱形肋、矩形肋和圆形肋的 f,这是 由较大的纵截面积引起的。

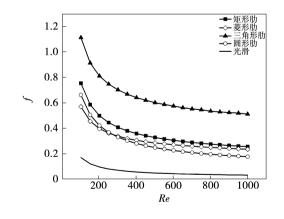
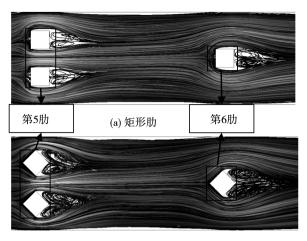


Fig. 9 The change of f in the different microchannels with Re

不同微通道内f随着Re的变化情况

#### 2.3 流动特性

图 10 为 Re = 500 时流体在 4 种微通道第 5 肋 和第6肋的流线图。



(b) 菱形肋

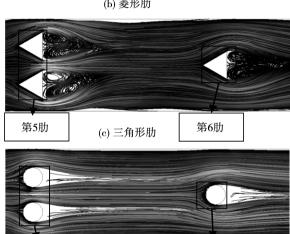


图 10 Re = 500 时流体在不同内肋微通道第 5 肋和 第6肋的流线图

第6肋

(d) 圆形肋

第5肋

Fig. 10 Streamlines of fluid in the 5th and 6th ribs of the microchannel with different internal ribs at Re = 500

从图 10(a)~图 10(c)中可以看出,流体经过 第5肋时,首先冲击两个肋片,然后被双肋分为3部 分,一部分流入双肋之间的间隙,另外两部分流入两 个肋片与壁面之间的间隙。流体流入上述间隙时, 流动截面迅速减小,流体流速增加。流动截面在肋 片后方增加,流体流速减小的同时产生一个横向分 速度,随后流场中心流体和壁面附近流体分别在两 个肋片后方区域形成涡流。涡流破坏热边界层,同 时使得流体在涡流内进行充分混合,从而提高微通 道的强化换热性能。随后流体经过第6肋,首先冲 击单肋,然后被单肋分为两部分,分别流入肋片与壁 面之间的间隙。流体通过间隙时,流动截面减小,流 体流速增大。流体在单肋后方区域形成涡流,进行二次混合,同时热边界层再次被破坏,从而极大提升微通道的强化传热性能。对比3种微通道中肋片后方区域涡流的大小可以看出,三角形肋后方区域涡流最大,菱形肋次之,矩形肋的涡流最小,由图3分析得知,最大纵截面积越大的肋片对流体的扰流作用越强。图10(d)为流体流过圆形肋微通道的第5肋和第6肋时的情况。圆形肋片后方区域没有涡流,综合上文对圆形肋强化传热性能的分析,圆形肋微通道的强化传热性能弱于矩形肋、菱形肋和三角形肋微通道。

# 3 结 论

本文对矩形、菱形、三角形和圆形肋 4 种交错内 肋微通道散热器的传热和流动特性进行了数值仿真 研究,同时与光滑微通道散热器的进行了对比,得出 以下结论:

- (1)流体在交错内肋的后方区域形成涡流,从而实现整个流场的全局强化传热,极大提升微通道的强化传热特性。其中三角形肋微通道的强化传热特性提升最为明显,之后依次为菱形肋、矩形肋和圆形肋微通道。同时矩形肋、菱形肋、三角形肋和圆形肋微通道的 Nu 都大于光滑微通道的 Nu,最大 Nu 分别为光滑微通道的 2.59,2.71,2.90 和 2.48 倍。
- (2) 微通道的摩擦系数 f 随着 Re 的增加而逐渐减小。4 种交错内肋微通道的摩擦系数 f 大于光滑微通道的摩擦系数 f 大于光滑微通道的摩擦系数 f,这是由于肋片的存在,流体受到肋片的阻碍作用。其中,三角形肋微通道的摩擦系数 f 最大,这是由于其具有较大的最大纵截面积,对流体的阻碍作用较强。
- (3) 交错内肋的最大纵截面积大小对流体扰流作用具有较大的影响。对于不同的肋片结构,最大纵截面积越大的肋片,形成的涡流越大,对流体的扰流作用越强,因此强化传热性能越好。圆形肋其表面具有流线型特征,该特征对流体的扰流作用影响较小,因此其强化传热性能较差。

# 参考文献:

- tion in converging-diverging microchannels [J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2013, 65:491 499.
- [2] XIA Guo-dong, CHAI Lei, WANG Hai-yan, et al. Optimum thermal design of microchannel heat sink with triangular reentrant cavities [J]. Applied Thermal Engineering, 2011, 31(6):1208-1219.
- [3] 徐向华,刘明艳,梁新刚. 带射流微小通道热沉的数值模拟及优化[J]. 工程热物理学报,2011,32(12);2090 2092.

  XU Xiang-hua, LIU Ming-yan, LIANG Xin-gang. Numerical simulation and optimization of microchannel heat sink combined with jet impingement[J]. Journal of Engineering Thermophysics, 2011,32 (12);2090 2092.
- [4] WANG Gui-lian ,NIU Di, XIE Fu-qiang, et al. Experimental and numerical investigation of a microchannel heat sink (MCHS) with micro-scale ribs and grooves for chip cooling[J]. Applied Thermal Engineering, 2015, 85:61-70.
- [5] SUI Y, TEO C J, LEE P S, et al. Fluid flow and heat transfer in wavy microchannels [J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2010, 53 (13):2760 - 2772.
- [6] 曹海亮,张红飞,左潜龙,等. 梯形微槽道表面池沸腾换热性能研究[J]. 化工学报,2021,72(8):4111-4120.

  CAO Hai-liang, ZHANG Hong-fei, ZUO Qian-long, et al. Study on pool boiling heat transfer performance of surface with trapezoidal microchannel[J]. Journal of Chemical Industry and Engineering, 2021,72(8):4111-4120.
- [7] 孙 斌,陈 晨,杨 迪. 半圆形微通道内纳米流体流动与传热特性[J]. 热能动力工程,2016,31(6):27-34,121-122.

  SUN Bin, CHEN Chen, YANG Di. Heat transfer and flow characteristics of nanofluids flowing through semicircular microchannel
  [J]. Journal of Engineering for Thermal Energy and Power,2016, 31(6):27-34,121-122.
- [8] CHAI Lei, XIA Guo-dong, ZHOU Ming-zheng, et al. Numerical simulation of fluid flow and heat transfer in a microchannel heat sink with offset fan-shaped reentrant cavities in sidewall[J]. International Communications in Heat and Mass Transfer, 2010, 38 (5):577-584.
- [9] XIA Guo-dong, CHAI Lei, ZHOU Ming-zheng, et al. Effects of structural parameters on fluid flow and heat transfer in a microchannel with aligned fan-shaped reentrant cavities [J]. International Journal of Thermal Sciences, 2011, 50(3):411-419.
- [10] AHMED H E, AHMED M I. Optimum thermal design of triangular, trapezoidal and rectangular grooved microchannel heat sinks
  [J]. International Communications in Heat and Mass Transfer,
  2017,36(12):47-57.

- [11] 岳小棚,田丽亭,张 宇,等. 带射流斜肋微通道的强化散热研究[J]. 热能动力工程,2020,35(1):164-170.
  - YUE Xiao-peng, TIAN Li-ting ,ZHANG Yu, et al. Study on heat dissipation intensification of microchannel with impinging jets and inclined ribs [J]. Journal of Engineering for Thermal Energy and Power, 2020,35(1):164-170.
- [12] WANG Gui-lian, QIAN Nan, Ding Gui-fu. Heat transfer enh-ancement in microchannel heat sink with bidirectional rib[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2019, 136: 597-609.
- [13] LI Juan, ZHU Zhang-yu, ZHAO Liang, et al. Experimental investigation of the heat transfer and flow characteristics of microchannels with microribs [J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2019, 143:118482.
- [14] 齐 聪,李可傲,李春阳. 微肋结构对纳米流体绕流圆柱热性能的影响[J]. 化工学报,2021,72(4):2006-2017.

  QI Cong, LI Ke-ao, LI Chun-yang. Influence of micro-rib str-uctures on thermal performance of nanofluids flowing around circular cylinders [J]. Journal of Chemical Industry and Engineering, 2021,72(4):2006-2017.
- [15] ZHAI Y L, XIA Guo-dong, LIU X F, et al. Exergy analysis and

- performance evaluation of flow and heat transfer in different micro heat sinks with complex structure [J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2015, 84;293 303.
- [16] 康 宁,吴慧英,徐法尧. 硅基内肋阵列微通道内的流动和换 热特性[J]. 工程热物理学报,2015,36(7):1572-1577. KANG Ning, WU Hui-ying, XU Fa-yao. Flow and heat transfer characteristics in silicon-based pin-fin microchannels[J]. Journal of Engineering Thermophysics,2015,36(7):1572-1577.
- [17] ESMAILI Q, RANJBAR A A, PORKJIAL S. Experimental analysis of heat transfer in ribbed microchannel [J]. International Journal of Thermal Sciences, 2018, 130:140 147.
- [18] WANG Gui-lian, CHEN Tao, TIAN Ming-fei, et al. Fluid and heat transfer characteristics of microchannel heat sink with truncated rib on sidewall [J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2020, 148:119142.
- [19] MEHENDALE S S, JACOBI A M, SHAH R K. Fluid flow and heat transfer at micro-and meso-scales with application to heat exchanger design[J]. Applied Mechanics Reviews, 2000, 53 (7): 175-193.

(姜雪梅 编辑)

### (上接第127页)

- [12] 靖剑平. 燃用烟煤中心给粉旋流燃烧器流动及燃烧特性研究 [D]. 哈尔滨:哈尔滨工业大学,2010.
  - JING Jian-ping. Studies on flow and combustion characteristics of central-fuel-rich swirl coal combustion burner burning bituminous [D]. Harbin: Harbin Institute of Technology, 2010.
- [13] TI Shu-guang, CHEN Zhi-chao, KUANG Min, et al. Numerical simulation of the combustion characteristics and NO<sub>χ</sub> emission of a swirl burner; influence of the structure of the burner outlet [J]. Applied Thermal Engineering, 2016, 104(5):565 – 576.
- [14] ZENG Ling-yan, JIANG Zhao-hua, LI Xiao-guang, et al. Experiment and numerical simulation investigations of the combustion and  $\mathrm{NO}_{x}$  emissions characteristics of an over-fire air system in a

- 600 MWe boiler [J]. Numerical Heat Transfer, Part A: Applications, 2017, 71(9):944-961.
- [15] FAN Su-bo, LI Zheng-qi, ZHU Qun-yi. Influence of inner secondary air vane angle on combustion characteristics and NO<sub>x</sub> emissions of a down-fired pulverized-coal 300 MWe utility boiler[J]. Combustion Science and Technology, 2013, 185(6):975-989.
- [16] LI Song, LI Zheng-qi, JIANG Bing-kun, et al. Effect of secondary air mass flow rate on the airflow and combustion characteristics and  $NO_x$  formation of the low-volatile coal-fired swirl burner [J]. Asia-Pacific Journal of Chemical Engineering, 2015, 10: 858 875.

(姜雪梅 编辑)