布置带劈缝球凸结构微通道热沉内流动和换热特性

郭丁彰, 黄心悦, 李平*

西安交通大学, 热流科学与工程教育部重点实验室, 西安 710049

* 联系人, E-mail: pingli@xjtu.edu.cn

2018-12-08 收稿, 2019-02-27 修回, 2019-02-28 接受, 2019-04-30 网络版发表

陕西省自然科学基金计划(2017JQ5096)资助

摘要 将球凸结构与鲨鱼皮仿生概念相结合, 提出了带劈缝的球凸结构, 并对布置该结构微通道内的流场结构和换热特性进行了数值分析. 研究表明, 宽劈缝通道有利于降低其尾缘逆压梯度, 抑制通道流动分离; 劈缝通道外移, 劈缝壁面温度明显降低, 通道尾缘分离泡尺寸减小; 斜劈缝通道将主流沿展向引射到侧面, 强化了通道二次流, 有效降低了侧面角区温度, 通道各壁面的温度均匀性得以提升. 相同条件下, B方案(劈缝中心线在球凸直径上相对位置 $w/D=0.25$)通道相对范宁摩擦系数(f/f_0)较小, 劈缝宽度较大的工况中上述趋势更为明显, 而劈缝宽度为 $10\ \mu\text{m}$ 的微通道换热能力优势明显; A方案($w/D=0.33$)中, 劈缝宽度为 $15\ \mu\text{m}$ 的通道 f/f_0 很低, 其综合热性能(TP)较好. 本研究中布置带劈缝球凸微通道 TP 最大为 185.3% , 表现出了良好的强化换热和节能性能.

关键词 微通道热沉, 带劈缝球凸, 周期性流动, 流动结构, 强化换热

在器件体积重量受限的高热负荷设备冷却问题中, 高效紧凑式换热器发挥着重要作用. 不同截面形状^[1,2]、多层结构^[3,4]、不同通道型式^[5,6]的微通道流动换热研究表明, 微通道热沉这一高效紧凑换热方式在高热流密度设备冷却中具有优良性能. 进一步研究发现, 采用针肋^[7,8]、绊线^[9]、涡发生器^[10]、肋条^[11]、球窝和球凸^[12~14]等被动控制结构可显著提升微通道热沉的换热效率; 其中带球凸结构微通道热沉由于其具有优良的强化换热性能且结构简单而获得了广泛关注. 但已有研究也发现, 其阻力特性仍需加以优化以获得更高的综合热性能和节能效果^[12].

对鲨鱼游动时水流阻力以及鲨鱼皮结构的研究结果表明, 鲨鱼皮表面具有的间断式沟槽结构可以减小鲨鱼流动时的阻力^[15]. Choi等人^[16]在对仿鲨鱼皮沟槽结构减阻实验中发现, 沟槽间距较小时, 流体沿沟槽流动, 径向涡宽度大于沟槽间距有益于减阻. 此外, 盾鳞

可以抑制横向涡, 也有利于减阻^[17]. Wlash等人^[18,19]研究发现沟槽结构表面减阻效果可达 8% . 此外, 其他研究中也发现, 在不同工质流动中, 鲨鱼皮仿生沟槽结构均表现出了良好的减阻效果. 同时, 鲨鱼皮仿生结构的减阻性能取决于其几何与流动参数^[20].

基于上述文献分析, 布置球凸结构微通道需优化其阻力性能以实现更好的强化换热节能效果, 而仿鲨鱼皮间断式沟槽结构在流向减阻方面的优势可为上述问题的解决提供借鉴. 因此, 本文将球凸结构与鲨鱼皮仿生概念相结合, 并考虑工程上的易操作性, 设计带劈缝球凸结构, 深入分析布置该结构微通道的流场结构和换热特性, 讨论几何与流动参数的影响, 为该新型强化换热结构的应用提供理论基础.

1 物理模型

通道流动经多个沿流向周期性重复布置的流动控

引用格式: 郭丁彰, 黄心悦, 李平. 布置带劈缝球凸结构微通道热沉内流动和换热特性. 科学通报, 2019, 64: 1526–1534

Guo D Z, Huang X Y, Li P. Flow structure and heat transfer characteristics of microchannel heat sinks with split protrusion (in Chinese). Chin Sci Bull, 2019, 64: 1526–1534, doi: [10.1360/N972018-01221](https://doi.org/10.1360/N972018-01221)

制结构后, 便会进入周期性流动换热区域. 热质交换设备中, 微通道内流体主要部分处于周期性区域, 因而周期性区域的流动换热过程对于微通道的整体性能具有决定性作用. 所以, 选择最小的周期性重复单元作为计算区域以研究流动特性是常被采用的方法^[8,12~14].

图1为布设直劈缝球凸和斜劈缝球凸微通道热沉流动区域的周期性重复单元三维模型(a)和引流劈缝的二维主视和俯视图(b). 微通道横截面宽 W 为200 μm , 高 H 为50 μm , 球凸直径 D 为100 μm , 在流道中以 $L=150 \mu\text{m}$ 的间隔周期性排布. 图1中的 x , y 和 z 坐标分别代表流向反方向、展向和法向. 微通道表面以及球凸和劈缝表面统一采用无滑移边界条件且热流密度设置为 $q''=5 \times 10^5 \text{ W m}^{-2}$, 在进口和出口设置周期性边界条件. 主流工质温度为300 K且充分发展, 沿 x 轴负方向流入流动域, 进口 Re 数范围选为50~350, 引流劈缝宽度为0~15 μm . 球凸相对高度 δ/D 为0.2, 劈缝宽度为 d , w/D 表示劈缝中心线在球凸直径上的相对位置, 对于斜劈缝

而言, 即劈缝中心线中点在球凸直径上沿径向的相对位置. 根据劈缝中心线在球凸直径上相对位置 w/D 配合以劈缝宽度 d 进行了不同微通道几何模型的区分与命名: $w/D=0.33$ 的直劈缝球凸定义为A方案, $w/D=0.25$ 的直劈缝球凸为B方案, $w/D=0.14$ 的斜劈缝球凸为C方案. 而且, A方案下劈缝宽度 $d=3 \mu\text{m}$ 时的微通道简记为A3. 同理, B10即表示B方案下劈缝宽度为10 μm 的微通道. 本研究所有带劈缝球凸结构微通道的几何参数详见表1.

2 分析方法

2.1 控制方程

与作者之前研究^[8]类似, 本研究视为稳态、不可压缩和常物性, 并忽略黏性力, 因此, 采用如下控制方程组求解微通道内的流动和换热问题.

连续方程:

图1 (网络版彩色)周期性重复单元流道结构图. (a) 三维结构; (b) 平面结构

Figure 1 (Color online) Microchannel periodical flow domain. (a) 3-D geometry; (b) 2-D geometry

表1 带劈缝球凸结构微通道几何参数

Table 1 Geometry parameters of microchannel with split protrusion

工况	w/D	劈缝中心线与进口面角度	$d(\mu\text{m})$
A3	0.33	90°	3
A5	0.33	90°	5
A10	0.33	90°	10
A15	0.33	90°	15
B3	0.25	90°	3
B5	0.25	90°	5
B10	0.25	90°	10
B15	0.25	90°	15
C8	0.14	56°	8
C10	0.14	56°	10

$$\nabla \cdot \vec{u} = 0. \quad (1)$$

动量方程:

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

能量方程:

$$\rho C(\vec{u} \cdot \nabla T) = k \nabla^2 T. \quad (3)$$

数值计算中,采用Simple算法进行压力和速度的耦合,压力离散采用Standard方法,动量和能量方程采用二阶迎风格式离散.监测质量流量、能量和速度残差,达到 1×10^{-6} ;监测通道内特征位置处速度及其对应投影壁面处温度,相邻迭代步之间相差小于0.25%,上述条件均达到时视为收敛.

2.2 参数定义

本文中,Re数定义为

$$\text{Re} = \frac{\rho U_{\text{m,in}} D_{\text{h}}}{\mu}, \quad (4)$$

其中 $U_{\text{m,in}}$ 是入口平均速度, D_{h} 是当量直径,其定义为

$$D_{\text{h}} = \frac{2WH}{W+H}. \quad (5)$$

Nu数由下式计算可得

$$\text{Nu} = \frac{hD_{\text{h}}}{k}, \quad (6)$$

其中 k 是工质导热系数, h 是换热系数,定义为

$$h = \frac{q''}{\Delta T}, \quad (7)$$

其中 q'' 代表热流密度, ΔT 是壁面平均温度和主流平均

温度的温差,即:

$$\Delta T = T_{\text{w,ave}} - T_{\text{f,ave}}. \quad (8)$$

范宁摩擦系数 f 定义为

$$f = \frac{(\Delta P/L)D_{\text{h}}}{2\rho U_{\text{m,in}}^2}, \quad (9)$$

其中 ΔP 是压降, L 是主流方向上流道长度.

热性能参数 TP 定义为

$$TP = \left(\frac{\text{Nu}}{\text{Nu}_0} \right) \cdot \left(\frac{f}{f_0} \right)^{-1/3}, \quad (10)$$

式中, Nu_0 , f_0 是对应光滑通道的实验结果^[21].

2.3 方法验证

为保证计算模型的准确性,本文对计算区域进行了网格无关性验证,对相同的计算区域分别构建了五套网格,在如下条件下分别计算: $q''=5 \times 10^5 \text{ W m}^{-2}$, $\text{Re}=100$,通道宽度 $d=10 \mu\text{m}$, $w/D=1/4$.选取计算结果中的 Nu 和 f 求取相对误差,如表2所示,第四套网格相对于第五套, Nu 偏差仅为-0.39%, f 偏差仅为-0.01%,因此本文后续分析均参照第四套网格的节点规模进行网格划分.

基于上述方法构造光滑微通道模型进行计算,并与文献中的 Nu 和 $f \cdot \text{Re}$ 结果进行对比,结果如表3所示,其中计算结果与文献值相对误差最大仅为0.87%,从而验证了本文分析方法的可靠性.

3 结果分析及讨论

3.1 换热和流动结构分析

图2~5所示为通道特征壁面的温度云图和极限流线图.总体来看,通道底面中部区域温度较低,其中球凸面顶部位置对应的流体流速较大,其温度最低.在底

表2 网格无关性验证

Table 2 Grid independence validation

网格序号	网格节点	Nu	相对误差 (%)	f	相对误差 (%)
1	147358	4.401	-2.17	0.244	-0.18
2	291258	4.673	-1.26	0.178	-0.03
3	465338	4.337	-0.67	0.243	-0.02
4	656414	4.325	-0.39	0.243	-0.01
5	1126661	4.308	-	0.243	-

表 3 数值模型验证

Table 3 Verification of solution method

Re	$f \cdot Re$			Nu		
	文献[21]	计算	相对误差(%)	文献[21]	计算	相对误差(%)
50	18.233	18.136	-0.53	2.94	2.930	-0.35
100	18.233	18.300	-0.37	2.94	2.914	0.87
200	18.233	18.344	0.61	2.94	2.954	0.46

图 2 (网络版彩色)通道温度分布和极限流线图。(a) A10, Re=50; (b) A10, Re=300

Figure 2 (Color online) Temperature contours and limiting streamlines. (a) A10, Re=50; (b) A10, Re=300

面与侧面交界处, 存在局部高温区, 这是由于此处壁面效应, 以及通道二次流和角涡降低了角区的局部换热能力。在劈缝通道内, 沿流向壁面温度逐渐升高, 这主要是由于狭窄通道内边界层沿流向的发展减弱了壁面换热性能; 在劈缝出口处, 壁面温度反而降低, 这是由于劈缝后端存在逆压梯度, 主流在其作用下回流进入劈缝, 强化了局部换热性能; 随着上述两个过程, 劈缝通道出口回流与其内流体在劈缝后端产生局部流动分离, 该位置与劈缝壁面温度最高区域相对应。

图 3 (网络版彩色)通道温度分布和极限流线图。(a) A5, Re=50; (b) A15, Re=300

Figure 3 (Color online) Temperature contours and limiting streamlines. (a) A5, Re=50; (b) A15, Re=300

图2所示为A10通道特征壁面在Re=50和Re=300时的温度云图和极限流线图。随着雷诺数增加, 通道壁面温度降低, 通道中部低温区域扩大。通道底面与侧面交界处的局部高温区域逐渐消失, 而顶面与侧面交界处的局部高温区依然存在, 这说明底面布置带劈缝球凸后有效改善了其对应一侧角区的换热性能。

Re=50时, 流体在球凸面没有发生分离, 劈缝通道尾缘流动发生了局部分离, 随后在分离点附近很快再附, 生成了一个小的分离泡。该分离泡位于离通道中心

图4 (网络版彩色)通道温度分布和极限流线图. (a) B5, $Re=50$; (b) B15, $Re=300$
Figure 4 (Color online) Temperature contours and limiting streamlines. (a) B5, $Re=50$; (b) B15, $Re=300$

图5 (网络版彩色)通道温度分布和极限流线图. C10, $Re=300$
Figure 5 (Color online) Temperature contours and limiting streamlines. C10, $Re=300$

更近一侧壁面附近, 分离泡对整个劈缝通道后缘流动影响不大; 劈缝表面温度高于球凸表面; 雷诺数增加到300, 流体在冲击到球凸前缘时便发生小的局部流体分

离和再附, 而球凸后缘流体在大逆压梯度作用下发生了大范围分离, 并在下一周期球凸之前的区域再附, 劈缝通道内尾缘分离泡扩大, 并与外部大范围分离区域相融合, 整个劈缝尾缘区域全部位于分离区内, 劈缝与球凸壁面温度逐渐统一。

图3所示分别为A5在 $Re=50$ 和A15在 $Re=300$ 时通道特征壁面的温度云图和极限流线图。与图2相比, $Re=50$ 时, 随着劈缝宽度由 $10\ \mu\text{m}$ 减小为 $5\ \mu\text{m}$, 球凸表面温度略有增加, 而劈缝通道壁面温度明显增加; 劈缝尾缘分离泡尺寸变大, 流动在后缘分离后, 在出口处再附, 分离泡沿展向扩展到整个劈缝通道后缘, 并向主流方向发展, 这是由于宽度减小, 壁面效应增加, 且尾缘处逆压梯度增大所导致的。

$Re=300$ 时, 随着劈缝宽度由 $10\ \mu\text{m}$ 增加到 $15\ \mu\text{m}$, 球凸前缘分离区域变化较小, 而尾缘分离位置后移, 并在其尾迹区再附, 尾缘分离泡尺寸减小, 劈缝内尾缘分离位置更接近通道出口, 并在尾迹下游再附, 分离泡尺寸也相应减小, 其局部高温区域减小。

通道尺寸对于总体温度分布影响不大, 但是对于劈缝内部通道壁面温度影响较大, 尤其在雷诺数较小时, 同时, 通道尺寸对于通道内流动分离结构影响较大。这说明劈缝通道宽度的适当增加有利于降低通道尾缘逆压梯度, 抑制出口流动分离, 从而可改善通道内部的流动换热情况, 对整体通道起到了强化换热的效果。

图4所示分别为B5在 $Re=50$ 和B15在 $Re=300$ 时通道特征壁面的温度云图和极限流线图。与图3相比, $Re=50$ 时, 随着劈缝外移, 劈缝通道壁面面积减小, 而且低雷诺数时流体并未在球凸面上分离, 通过劈缝通道的流量变化不大, 两者共同作用下劈缝壁面温度明显降低, 其尾缘分离位置和再附位置均被前移, 分离泡尺寸减小, 对主流影响减小; 侧面温度略有上升, 球凸表面及球凸前后底面温度降低; 通道整体换热性能增强。 $Re=300$ 时, 劈缝外移后, 劈缝通道壁面面积减小, 此时主流与球凸作用后, 部分流体沿展向两侧绕流, 通过劈缝的流量增加, 劈缝壁面温度降低, 并且其高温区被推移至更接近出口处; 侧面温度略有上升, 球凸前缘分离泡基本无变化, 球凸后缘分离泡尺寸减小, 劈缝通道分离泡更接近其通道出口处, 并且尺寸减小, 劈缝流动对球凸后尾迹影响减弱, 尾迹区壁面温度升高; 通道整体换热性能降低。

总体来看, 通道外移, 侧面温度略有上升; 低雷诺

数时,底面及球凸面温度下降,高雷诺数时,则趋势相反;劈缝较窄的通道,发生上述趋势转折的雷诺数较大,劈缝较宽的通道,在较低雷诺数时,便会出现趋势转折现象。

图5所示为C10通道特征壁面在 $Re=300$ 的温度云图和极限流线图。与图2相比,斜通道中,流体在球凸后缘分离,在下一周期的球凸前缘再附,分离泡覆盖范围扩大,尾迹区和球凸前方底面温度升高幅度较大,整个通道表面温度较低的区域仅位于球凸表面,范围明显减小,并且球凸周围的低温区域消失了;斜通道将主流沿展向引射到侧面,有效降低了侧面温度,尤其是角区高温区域,强化了侧面附近沿法向的二次流,使得侧面上下角区的温度均实现了有效降低;劈缝通道面积减小,并且劈缝后缘局部逆压梯度消失,此处无分离泡产生,劈缝壁面温度降低,局部高温区域消失;总体来看,通道各壁面的温度均匀性都得到了提升。

随着各参数的变化,通道壁面温度发生改变。总体来看,侧面温度变化趋势与通道整体平均温度变化趋势相反,即实现侧面温度降低的工况,其总体热性能较差,而通道底面的温度分布可以直接表征通道整体换热性能。但是需要指出的是,侧面温度降低的工况,通道各个表面温度均匀性得以提升,并且各表面平均温度趋近,如C10工况,表面温度梯度降低有利于控制额外扩展热阻,在电子器件冷却中可发挥重要作用。

3.2 性能参数分析

本文采用相对努塞尔数 Nu/Nu_0 、相对范宁摩擦系数 f/f_0 和热性能参数 TP 分别分析微通道的换热性能、阻力和综合热性能,如图6-8所示。为便于对比,各图中数据均按雷诺数的变化分为7组,每组中黑色竖直线及其延长虚线所示为布置无劈缝球凸微通道的结果,布置带劈缝球凸微通道的计算结果则视其与布置光滑球凸微通道结果的大小分列在黑色直线左右,以横向柱状图指示其具体大小。

如图6所示,各微通道的 f/f_0 均随着 Re 的增加而增加。在 Re 低于200的工况中,布置带劈缝球凸微通道的 f/f_0 均低于布置光滑球凸微通道,并且其差值随劈缝宽度的增加而增加; Re 大于200时,部分工况 f/f_0 大于布置光滑球凸微通道。其中, C方案,以及A10和B10通道的 f/f_0 剧增,且其增幅在大 Re 时更大, $Re=350$ 时, C10通道的 f/f_0 为所有工况中的最大值。

Re 低于250时,各通道的 f/f_0 均随劈缝宽度的增加而

图6 (网络版彩色) f/f_0 变化图
Figure 6 (Color online) Distributions of f/f_0

减小; Re 大于250时, A方案中劈缝宽度由3 μm 增长到10 μm 过程中, f/f_0 逐渐增加,但在劈缝宽度为15 μm 时又急剧降低,上述趋势在B方案中 Re 大于300时同样可以观测到,而C方案中劈缝宽度较大的微通道,其 f/f_0 也较大。

综合 f/f_0 结果可见,相同条件下C方案通道阻力较大,而B方案阻力则较小,上述特点在劈缝宽度较大时表现更为明显。

如图7所示,各微通道的 Nu/Nu_0 均随着 Re 的增加而增加。各 Re 下,均有部分工况的 Nu/Nu_0 大于布置光滑球凸微通道,而 Re 越大,上述工况越多。其中, Re 大于250时, A10, A15和B10通道 Nu/Nu_0 增值较大; $Re=350$ 时, A10通道的 Nu/Nu_0 为所有工况中的最大值。

Re 低于150时,各通道的 Nu/Nu_0 随劈缝宽度的增加而增加(仅 $Re=50$ 时, B15工况略小于B10); Re 大于200

图7 (网络版彩色) Nu/Nu_0 变化图
Figure 7 (Color online) Distributions of Nu/Nu_0

时, A和B方案中随着劈缝宽度由3 μm 增长到10 μm , Nu/Nu_0 逐渐增加, 但在劈缝宽度继续增长到15 μm 时又略有降低, 而C方案中C10工况 Nu/Nu_0 均大于C8工况。此外, 劈缝宽度为3 μm 的微通道, 其 Nu/Nu_0 较布置光滑球凸微通道均相差较大。

进一步地, 不同Re下, C10通道各工况 Nu/Nu_0 均大于布置光滑球凸微通道, 并且其增幅在Re=150时最大。而Re大于300时, A方案工况(除A3) Nu/Nu_0 相比布置光滑球凸微通道大幅增长。

综合 Nu/Nu_0 结果可见, 劈缝宽度为10 μm 的微通道换热能力较强, 且在高Re时表现更为明显。

如图8所示, 各微通道的TP均随着Re的增加而增加。最小提升11.6%(A3, Re=50), 最大提升85.3%(A10, Re=350), 相比布置光滑球凸微通道, 最大提升13.4%(A10, Re=350), 表现出良好的高效低阻强化换热性能。在Re=50时, 仅C方案TP大于布置光滑球凸微通道, 随着劈缝宽度和Re的增加, 布置带劈缝球凸微通道TP出现了较大程度提升。

Re低于150时, 各通道的TP均随劈缝宽度的增加而增加(仅Re=50时, B15工况略小于B10); Re大于200时, A和B方案中劈缝宽度由3 μm 增长到10 μm 过程中, TP逐渐增加, 但在劈缝宽度为15 μm 时又略有降低。C方案

中C10工况TP均大于C8工况, 并且C10通道在高Re时阻力较大, 其综合热性能提升效果有限。

值得指出的是, 劈缝宽度为3和5 μm 时, B方案优于A方案(Re小于250); 劈缝宽度为10和15 μm 时, A方案优于B方案(Re大于150)。

进一步地, A方案中, 劈缝宽度为15 μm 的通道, 虽然其综合热性能适中, 但是其阻力系数很低(图6), 因此, 可以在对于阻力性能要求较高的情况下选用。

综合TP结果可见, 布置带劈缝球凸微通道A和B方案在较大Re和较宽劈缝情况下综合热性能较好, 尤其是A10, A15和B10通道; 而C方案则在低Re(100和150)下效果较好。

4 结论

本文基于鲨鱼皮仿生结构和球凸结构, 对布置带劈缝球凸微通道内流动结构和换热特性进行了研究, 主要研究结论如下。

(1) 随着雷诺数的增加, 劈缝通道尾缘分离泡逐步扩展, 劈缝通道与球凸面温度逐渐趋近。宽劈缝通道有利于抑制劈缝出口流动分离, 降低劈缝通道壁面温度, 减小其局部高温区域。劈缝通道外移, 劈缝壁面温度明显降低, 通道尾缘分离泡尺寸减小; 低雷诺数时, 通道整体换热性能增强, 高雷诺数时则相反。

(2) 斜劈缝通道将主流沿展向引射到侧面, 使得侧面上下角区的温度均实现了有效降低; 劈缝通道后缘局部逆压梯度消失, 此处无分离泡产生, 劈缝壁面温度降低, 局部高温区域消失, 通道各壁面的温度均匀性得到提升。

(3) 相同条件下B方案通道 f/f_0 较小, 在劈缝宽度较大时上述趋势更为明显。在小Re时使用宽劈缝通道, 其 f/f_0 相比布置光滑球凸微通道明显降低。Re较大时, 劈缝宽度为10 μm 的微通道换热能力优势明显。Re大于200时, A和B方案TP随劈缝宽度的增加呈现出先增加又略有降低的趋势。A方案中, 劈缝宽度为15 μm 的通道, 其阻力系数很低, 而综合热性能较好。布置带劈缝球凸微通道TP最大为185.3%。

图8 (网络版彩色)TP变化图

Figure 8 (Color online) Distributions of TP

参考文献

- Gunnasegaran P, Mohammed H A, Shuaib N H, et al. The effect of geometrical parameters on heat transfer characteristics of microchannels heat sink with different shapes. *Int Commun Heat Mass Transfer*, 2010, 37: 1078–1086
- Kim S M, Mudawar I. Analytical heat diffusion models for different micro-channel heat sink cross-sectional geometries. *Int J Heat Mass Transfer*, 2010, 53: 4002–4016

- 3 Kim Y J, Joshi Y K, Fedorov A G, et al. Thermal characterization of interlayer microfluidic cooling of three-dimensional integrated circuits with nonuniform heat flux. *J Heat Transfer*, 2010, 132: 041009
- 4 Hung T C, Yan W M, Wang X D, et al. Optimal design of geometric parameters of double-layered microchannel heat sinks. *Int J Heat Mass Transfer*, 2012, 55: 3262–3272
- 5 Mohammed H A, Gunnasegaran P, Shuaib N H. Numerical simulation of heat transfer enhancement in wavy microchannel heat sink. *Int Commun Heat Mass Transfer*, 2011, 38: 63–68
- 6 Parlak Z. Optimal design of wavy microchannel and comparison of heat transfer characteristics with zigzag and straight geometries. *Heat Mass Transfer*, 2018, 54: 3317–3328
- 7 Yeom T, Simon T, Zhang T, et al. Enhanced heat transfer of heat sink channels with micro pin fin roughened walls. *Int J Heat Mass Transfer*, 2016, 92: 617–627
- 8 Li J X, Pan Z L, Li P. Improvement of temperature uniformity in microchannel with pin-fin based on endwall fillet structure (in Chinese). *Chin Sci Bull*, 2018, 63: 108–116 [李金星, 潘治良, 李平. 端部圆角结构提升带针肋微通道热沉均温性的研究. 科学通报, 2018, 63: 108–116]
- 9 Fan C, Sun F, Yang L, et al. Experimental investigation of flat miniature heat pipes with three kinds of micro grooves. *J Enh Heat Transf*, 2004, 11: 467–476
- 10 Ebrahimi A, Roohi E, Kheradmand S. Numerical study of liquid flow and heat transfer in rectangular microchannel with longitudinal vortex generators. *Appl Thermal Eng*, 2015, 78: 576–583
- 11 Cheng Y J. Numerical simulation of stacked microchannel heat sink with mixing-enhanced passive structure. *Int Commun Heat Mass Transfer*, 2007, 34: 295–303
- 12 Li P, Luo Y, Zhang D, et al. Flow and heat transfer characteristics and optimization study on the water-cooled microchannel heat sinks with dimple and pin-fin. *Int J Heat Mass Transfer*, 2018, 119: 152–162
- 13 Li P, Xie Y, Zhang D. Laminar flow and forced convective heat transfer of shear-thinning Power-law fluids in dimpled and protruded microchannels. *Int J Heat Mass Transfer*, 2016, 99: 372–382
- 14 Li P, Zhang D, Xie Y. Heat transfer and flow analysis of Al_2O_3 -Water nanofluids in microchannel with dimple and protrusion. *Int J Heat Mass Transfer*, 2014, 73: 456–467
- 15 Pu X, Li G, Liu Y. Progress and perspective of studies on biomimetic shark skin drag reduction. *ChemBioEng Rev*, 2016, 3: 26–40
- 16 Choi H, Moin P, Kim J. Direct numerical simulation of turbulent flow over riblets. *J Fluid Mech*, 1993, 255: 503–539
- 17 Lee S J, Jang Y G. Control of flow around a NACA 0012 airfoil with a micro-riblet film. *J Fluids Struct*, 2005, 20: 659–672
- 18 Walsh M J. Drag characteristics of V-groove and transverse curvature riblets. In: Hough G R, ed. *Viscous Flow Drag Reduction*. New York: AIAA, 1980. 168–184
- 19 Walsh M J. Riblets as a viscous drag reduction technique. *AIAA J*, 1983, 21: 485–486
- 20 Bixler G D, Bhushan B. Fluid drag reduction with shark-skin riblet inspired microstructured surfaces. *Adv Funct Mater*, 2013, 23: 4507–4528
- 21 Shah R K, London A L. *Laminar Flow Forced Convection in Ducts*, New York: Academic Press, 1978

Summary for “布置带劈缝球凸结构微通道热沉内流动和换热特性”

Flow structure and heat transfer characteristics of microchannel heat sinks with split protrusion

Dingzhang Guo, Xinyue Huang & Ping Li*

MOE Key Laboratory of Thermo-Fluid Science and Engineering, School of Energy and Power Engineering, Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049, China

* Corresponding author, E-mail: pingli@xjtu.edu.cn

Heat transfer capacity of compact heat exchanger is critical for applications with confined space and with large heat duty, in order to maintain the safety and efficiency of equipment. As a high-efficient and energy-saving compact heat exchanger, microchannel heat sinks have attracted extensive attention from both academics and industries. However, the development of thermal boundary layer in microchannel reduces the efficiency of heat transfer. Therefore, extensive efforts have been paid to improve the heat transfer performance in microchannel, for example, through incorporation of periodic rough elements of pin-fin, groove, rib and protrusion, which could disrupt the development of thermal boundary layer and induce secondary flow for thorough mixing between near-wall hot fluid and main fluid. Despite of superiority in the microchannel heat sink with protrusion, further structural optimizations are necessary to reduce resistance and enhance the heat transfer efficiency. Investigations on the flow resistance of shark, as well as the geometry of sharkskin, show that the discrete gap and hump of sharkskin reduce the flow resistance. Therefore, the split protrusion was proposed in this work, which was based on the common protrusion and shark skin bionic concept. And, the detailed flow structure and heat transfer mechanisms of microchannel heat sinks with split protrusion were studied. Transitional periodic boundary conditions were applied at the inlet and outlet with water as the working fluid, and the Reynolds number (Re) at the inlet were varied from 50 to 350. Moreover, a uniform constant heat flux of $q''=5\times10^5\text{ W m}^{-2}$ and no-slip boundary condition were specified at other surfaces of the microchannel. Furthermore, to avoid local hot spot of microchannel surfaces due to the existence of non-uniform temperature distribution, the temperature uniformity was discussed as well. The results show that thermal performance (TP) increases with the increase of Re and the superior heat transfer capacity is reached when the split width is $10\text{ }\mu\text{m}$. In this study, the largest TP is 185.3% at the case of Plan A with $Re=350$ and $10\text{ }\mu\text{m}$ split width, where the relative friction factor (f/f_0) is much large. As the width of split increases to $15\text{ }\mu\text{m}$ in Plan A, its f/f_0 significantly decreases but the thermal performance is relative large. Moreover, f/f_0 is also smaller than others at the case of PlanB with $15\text{ }\mu\text{m}$ width split. For Plan B with large split width, the value of TP increases with the split width at large Re (>250), while there is an opposite trend with the split width at small Re (<250). It was found that wide split passage could reduce the adverse pressure gradient at rear-end of passage. Both the wall temperature of split passage and the scale of separation bubble located at rear-end of split passage decreases when the split was placed in smaller relative position (w/D). Keeping other conditions at the same, the TP for Plan A is larger than that for Plan B when w/D is larger, while the f/f_0 is relatively smaller in PlanB at the case of smaller w/D , especially for the cases with wide split passage. However, the f/f_0 in PlanC with the smaller w/D is much larger than that of others, especially at large Re , since the sideward-inclined split in PlanC guides the part of main flow to side walls, enhancing the secondary passage flow of whole channel. Therefore, the temperature of side wall corners has been decreased effectively and the temperature uniformity of all walls in Plan C increases.

microchannel heat sinks, split protrusion, periodical flow, flow structure, heat transfer enhancementdoi: [10.1360/N972018-01221](https://doi.org/10.1360/N972018-01221)