

纵向涡发生器几何参数对微通道流动传热特性的影响研究

贾龙 张剑飞

(西安交通大学 能源与动力工程学院 热流科学与工程教育部重点实验室 陕西 西安 710049)

摘要: 为增强微通道的流动和换热特性,对微通道结合纵向涡发生器进行了数值模拟,分析不同雷诺数下纵向涡发生器的长度、横向间隙对微通道流动与换热性能指标的影响。结果表明:在进口速度为0.5~2 m/s时,雷诺数的增加会引起微通道内的换热性能增强,摩擦因子减小及综合传热性减小;涡发生器长度对换热影响较小,但增加涡发生器长度会引起阻力增加,横向间隙对阻力影响较小,但增加横向间隙会引起换热性能提高;涡发生器长度为0.30~0.40 mm时综合因子为0.94~1.21,横向间隙为0.1~0.5 mm时综合因子为0.88~1.17;纵向涡发生器长度为0.3 mm和横向间隙为0.5 mm时,有利于综合传热性能的提高。在低雷诺数时微通道结合纵向涡发生器的强化传热和综合传热因子要比高雷诺数时好。

关键词: 微通道;纵向涡发生器;传热;数值模拟;综合性能

中图分类号: TK172 文献标识码: A DOI: 10.16146/j.cnki.rndlge.2019.10.014

Study on the Influence of Geometric Parameters of Longitudinal Vortex Generators on the Flow and Heat Transfer Characteristics of Microchannel

JIA Long ZHANG Jian-fei

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

Abstract: In order to enhance the flow and heat transfer characteristics of microchannels, the numerical investigation of the microchannels combined with LVGs (longitudinal vortex generators) has been carried out. The influence of the parameters of the LVGs including the length and transverse space of the LVGs has been discussed under the different Reynolds number. The results show that for the inlet velocity ranging from 0.5 m/s to 2 m/s, the increase of Reynolds number increases the heat transfer of the microchannel and decreases the friction factor and overall factor. The influence of the length of the LVGs on the heat transfer enhancement of the microchannel is unapparent. The flow resistance characteristic of the microchannel increases with the length of the LVGs while the influence of the transverse space of the LVGs is unapparent. The heat transfer characteristic of the microchannel increases with the increase of the transverse space of the LVGs. With the scope of this paper the overall factor varies from 0.94 to 1.21 for the l ranging from 0.30 mm to 0.40 mm. The overall factor varies from 0.88 to 1.17 for the s ranging from 0.1 mm to 0.5 mm. Comparing the overall performance factor, it can be seen that the short length (0.3 mm) and large transverse space (0.5 mm) of the LVGs are beneficial to enhance the overall performance of the microchannel. The LVGs shows better overall heat transfer performance under the low Reynolds num-

收稿日期: 2018-09-13; 修订日期: 2018-10-10

基金项目: 国家自然科学基金(51576155); 中央高校基本科研业务费专项资金

Fund-supported Project: National Natural Science Foundation of China(51576155), the Fundamental Research Funds for the Central Universities

作者简介: 贾龙(1994-),男,山东平度人,西安交通大学硕士研究生。

通讯作者: 张剑飞(1980-),男,陕西西安人,西安交通大学副教授, E-mail: zhangjf@mail.xjtu.edu.cn.

ber condition.

Key words: microchannels, longitudinal vortex generators, heat transfer, numerical simulation, overall performance

引 言

随着微机电系统 (MEMS) 的快速发展,集成电路的尺寸越来越小,芯片的热流密度越来越大,散热问题已经成为制约高性能集成电路发展的一个重要因素^[1]。文献[2]首次将矩形微通道应用于新型散热器中,大大提高了散热器的冷却功率。Qu 等人^[3]对微通道进行了实验和数值模拟,发现两者的传热和阻力性能都吻合的很好,证明了传统的 $N-S$ 方程和能量方程在微通道中也能准确描述流动和传热过程。Peng 等人^[4]用水作为换热工质对矩形微通道进行了实验研究,发现水力直径和中心距比值对层流流动来说是一个重要参数。微通道内的冷却工质主要有气体^[5-7]、水^[8-12]和纳米流体^[13-15]等。根据 Adham 等人^[16]的综述,水相对于其他工质应用的更为广泛。纵向涡发生器 LVGs (longitudinal vortex generators, LVGs) 作为一种有效的扰流元件,自 20 世纪 90 年代起就被广泛应用于各种常规尺度强化换热装置^[17-19]。闵春华等人^[20]提出了一种新型组合翼纵向涡发生器并运用实验对其流动和阻力性能进行了研究,结果表明与原始矩形纵向涡发生器相比组合翼纵向涡发生器换热明显增强,且阻力系数减小;辅翼攻角为 30° 且布置在矩形翼上游时强化换热效果更加明显。曾卓雄等人^[21]数值模拟了矩形和三角形纵向涡发生器在湍流状态下的流动换热情况,发现相同雷诺数下,随着攻角的增大,矩形和三角形纵向涡发生器换热和阻力性能都增大,并且矩形小翼强化换热和综合性能要优于三角形小翼。何雅玲等人^[22]对纵向涡发生器在管翅式换热器中的攻角数目及摆放位置进行了优化,发现较小的 LVGs 攻角具有较好的综合传热性能,相较于顺排布置,交错插排布置具有更好的综合传热性能。张丽等人^[23]通过实验和数值模拟研究了流线型涡发生器对换热器壳侧换热的影响,发现其相较于三角翼涡发生器具有更好的阻力性能。为了提高微通道的换热性能,纵向涡发生器相应地也被应用到微

通道散热中。Liu 等人^[24]实验研究了矩形微通道结合纵向涡发生器,发现纵向涡发生器能够减小通道的临界雷诺数。Chen 等人^[25]发现临界雷诺数随 LVGs 数目的增加而减小。Ebrahimi 等人^[26-27]数值模拟了两对纵向涡发生器在微通道内安装方向对换热的影响,发现较于光通道, LVGs 能增强通道整体换热性能。Datta 等人^[28-29]数值模拟了纵向涡发生器的倾角及间距对传热和阻力性能的影响,并对其进行了优化。

微通道结合纵向涡发生器这种新型通道结构,能够有效增强换热能力,同时保持较好的阻力特性。目前大多数研究都是针对于微通道的宽度和高度及纵向涡的攻角及其顺错列布置方式结构参数,对纵向涡发生器本身的结构研究很少。本文针对纵向涡发生器的不同结构参数,研究了纵向涡发生器的长度、横向间隙在不同雷诺数下对微通道换热和阻力性能的影响,并为微通道内结合纵向涡发生器的优化设计提供建议。

1 数值模拟方法

1.1 物理模型

微通道结合纵向涡发生器结构如图 1 所示。

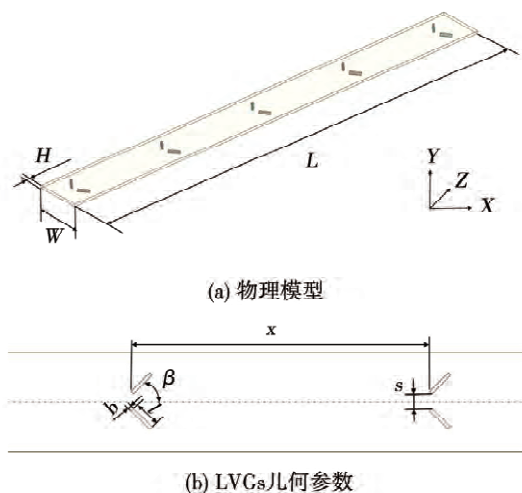


图 1 微通道结合 LVGs 物理模型和 LVGs 几何参数
Fig. 1 Physical model of LVGs enhanced microchannel and LVGs geometric parameters

在图 1(a) 中, L 为微通道长度, W 为微通道宽度, H 为微通道高度, 通道尺寸为 $L \times W \times H = 20 \text{ mm} \times 1.5 \text{ mm} \times 0.1 \text{ mm}$ 。纵向涡发生器的结构示意图如图 1(b) 所示, 其结构参数主要包括纵向涡长度 l , 宽度 b , 攻角 β , 横向间距 s 和纵向间距 x 。纵向涡发生器攻角在 45° 时, 具有较好的综合性能。因此本文主要研究了纵向涡发生器长度 l , 横向间距 s 对微通道换热和流动性能的影响, 微通道的结构保持不变, 纵向涡发生器和通道之间没有间隙。相邻纵向涡发生器之间的纵向间距主要用于控制 LVGs 的数目。其中 l 变化范围为 $0.30 \sim 0.40 \text{ mm}$, s 变化范围为 $0.1 \sim 0.5 \text{ mm}$, 具体参数如表 1 所示。

表 1 模型参数

Tab. 1 Combinations of the geometric parameters

模型编号	LVGs 长度 l/mm	LVGs 宽度 b/mm	LVGs 横向间距 s/mm	LVGs 纵向距离 x/mm
1	0.30	0.05	0.3	3.6
2	0.35	0.05	0.3	3.6
3	0.40	0.05	0.3	3.6
4	0.40	0.05	0.1	3.6
5	0.40	0.05	0.5	3.6

从物理模型可以看出, 微通道及纵向涡发生器都关于中心线对称分布, 因此计算区域从中心面处取物理模型的二分之一, 如图 2 所示。中心面为对称面, 为了减少入口效应和出口回流, 保证计算的准确性, 在通道的进出口处各延伸一段区域, 这一部分区域不参与换热。

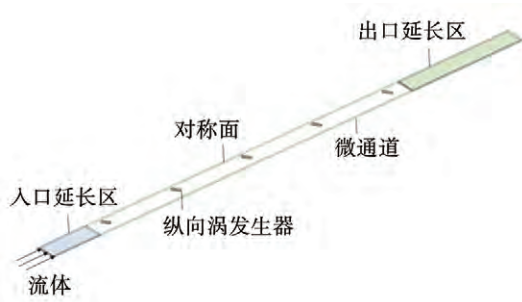


图 2 计算模型

Fig. 2 Computational model

1.2 数学模型

由于纵向涡会使微通道内的临界雷诺数变小,

根据文献 [24] 的研究结论进行工况设计, 使流动保持在层流范围内。工质为去离子水, 假定工质不可压, 控制方程包括质量、动量和能量方程, 其一般形式为:

$$\frac{\partial(\rho u \varphi)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v \varphi)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho w \varphi)}{\partial z} = \frac{\partial}{\partial x} \left(\Gamma_\varphi \frac{\partial \varphi}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\Gamma_\varphi \frac{\partial \varphi}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\Gamma_\varphi \frac{\partial \varphi}{\partial z} \right) + S_\varphi \quad (1)$$

式中: ρ —工质密度, kg/m^3 ; u, v, w — X, Y, Z 方向上的速度, m/s ; φ —广义变量; Γ_φ —广义扩散项系数; S_φ —广义源项。

控制方程不同变量如表 2 所示。

表 2 控制方程变量表

Tab. 2 Variables in different equations

控制方程	φ	Γ_φ	S_φ
质量方程	1	0	0
X 方向动量方程	u	μ	$\partial x / \partial p$
Y 方向动量方程	v	μ	$\partial y / \partial p$
Z 方向动量方程	w	μ	$\partial z / \partial p$
能量方程	T	k/c_p	0

注: p —流体压力, Pa ; μ —流体的动力粘度, $\text{Pa} \cdot \text{s}$; k —流体的导热系数, $\text{W}/(\text{m} \cdot \text{K})$; c_p —流体比热容, $\text{J}/(\text{kg} \cdot \text{K})$ 。

选用去离子水作为冷却工质, 采用变物性进行计算, 其物性参数随温度变化关系式如表 3 所示。

表 3 硅和去离子水物性参数 [26]

Tab. 3 Thermo-physical properties of DI-water and Silicon [26]

物性参数	硅	去离子水
动力粘度 $\mu/\text{Pa} \cdot \text{s}$	-	$0.0194 - 1.065 \times 10^{-4} T + 1.489 \times 10^{-7} T^2$
导热系数 $k/\text{W} \cdot (\text{m} \cdot \text{K})^{-1}$	$290 - 0.4 T$	$-0.829 + 0.0079 T - 1.04 \times 10^{-5} T^2$
比热容 $c_p/\text{J} \cdot (\text{kg} \cdot \text{K})^{-1}$	$390 + 0.9 T$	$5348 - 7.42 T + 1.17 \times 10^{-2} T^2$
密度 $\rho/\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$	2 330	998.2

雷诺数 Re 定义为:

$$Re = \frac{\rho U_{in} D_h}{\mu_m} \quad (2)$$

式中: U_{in} —入口速度, m/s ; D_h —水力直径, m ; 下标

m —进出口平均温度。

主要研究 LVGs 参数对微通道流动和传热性能的影响,其中 努塞尔数 Nu 表示传热特性。

$$Nu = \frac{hD_h}{k} \quad (3)$$

$$f = \frac{D_h \Delta p}{2L\rho U_{in}^2} \quad (4)$$

式中: h —对流换热系数, $W/(m^2 \cdot K)$; f —摩擦因子; Δp —流体进出口压降, Pa; L —通道长度, m 。

$$h = \frac{\dot{m}c_p(T_{out} - T_{in})}{A_{ch}\Delta T} \quad (5)$$

式中: \dot{m} —流体质量流量, kg/s ; T_{in} 、 T_{out} —流体进、出口温度, K ; A_{ch} —通道底面面积, m^2 ; ΔT —流体进出口温差, K 。

传热性能和阻力性能相互影响,换热的增强也会带来阻力的增加,为了评价综合传热性能,参照文献 [26-27] 引入等泵功条件下的综合因子 η 。

$$\eta = \frac{Nu/Nu_{sm}}{(f/f_{sm})^{1/3}} \quad (6)$$

式中: η —综合因子; 下标 sm —光通道。

1.3 边界条件及网格划分

采用 ANSYS FLUENT 17.0 进行数值模拟,求解方法基于 SIMPLE 算法,采用二阶迎风格式对对流项进行离散,收敛条件定义为能量方程迭代残差小于 10^{-8} ,质量方程和 3 个方向动量迭代残差小于 10^{-6} 。

主要边界条件为:入口为速度入口,入口速度视工况而定,入口水温 298 K;出口为压力出口边界条件;微通道底面为定壁温边界条件,壁温 323.15 K,上壁面和侧面为绝热边界条件,对称面为对称边界条件;所有的流固耦合面为无滑移边界条件。

1.4 网格无关性验证和模型验证

采用 ANSYS Meshing 进行网格划分,对近壁面处的网格尤其是与纵向涡发生器相接触的流体处的网格进行加密处理,如图 3 所示。为保证计算结果的准确性,采用 4 套不同疏密程度的网格进行网格无关性验证,结果如表 4 所示。从表中可以看出,第 3 套网格和第 4 套网格之间计算结果的误差很小(小于 1%),因此可将第 3 套网格作为数值计算网格。

为验证模拟方法和网格的准确性,将模拟结果和实验结果进行对比验证。选取文献 [24] 中的 G2 模型,按照网格划分和计算方法进行同工况模拟,图 4 为数值模拟方法得到的结果和文献中的实验结果的对比。从图中可以看出,两者 Nu 吻合较好,偏差在 5% 以内,但摩擦因子差别较大。在文献 [24] 的实验中,测量的压力除了包含通道压降还包括进出口延长段及弯管处的压力损失,而进出口延长段及弯管处的压力损失是用经验参数来确定的,同时实验摩擦系数的不确定度为 16.88%,而 Nu 的不确定度只有 5.7%,因此又与光通道阻力关联式进行对比,发现误差在 10% 以内,综合考虑,认为本文的模拟是可靠的。

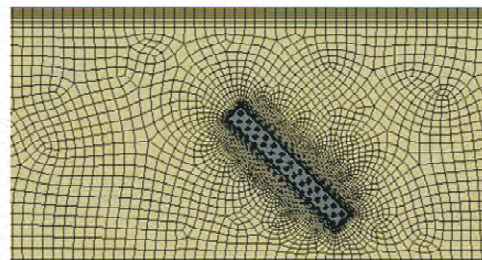


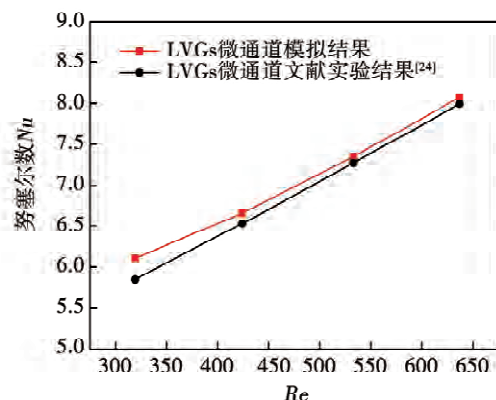
图 3 局部网格划分

Fig. 3 Local mesh generation

表 4 网格无关性验证

Tab. 4 Grid independency

网格数/ 10^3	Nu	偏差/%	压降/Pa	偏差/%
1 000	6.10	17.4	71 404.9	3.5
1 490	7.57	2.5	73 287.75	0.97
1 940	7.40	0.16	73 697.14	0.42
3 100	7.39	0	74 005.5	0



(a) 努塞尔数 Nu 验证

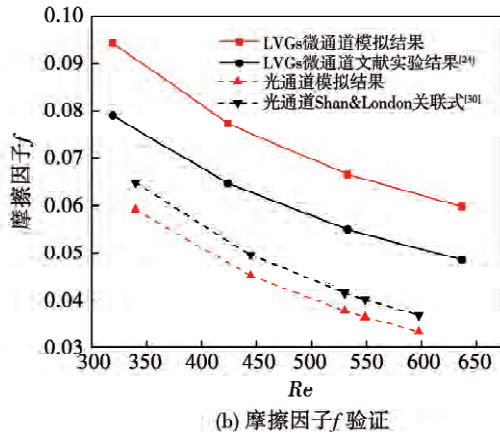


图 4 模型验证

Fig. 4 Verification of the model

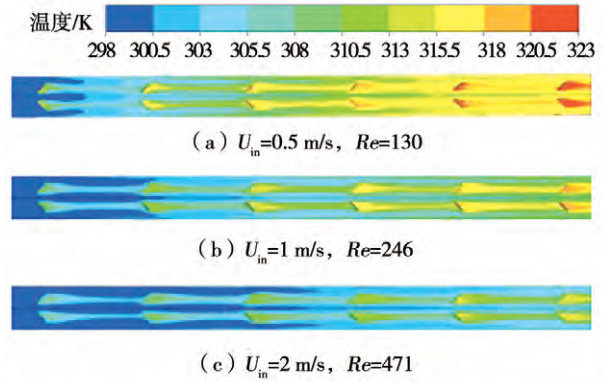


图 6 不同 Re 下温度分布

Fig. 6 Temperature distribution with different Reynolds number

2 结果与分析

2.1 微通道结合 LVGs 的流动和传热特性

如图 5 和图 6 所示,以 LVGs 结构参数 $l = 0.4\text{ mm}$ $s = 0.3\text{ mm}$ 为例,选取进口速度 $0.5、1$ 和 2.0 m/s 3 种工况,得到 $y = 0.05\text{ mm}$ 高度方向,微通道结合纵向涡发生器速度和温度分布。从图 5 中可以看出,流体在流经纵向涡发生器时,由于流通截面积的减小产生较高的局部速度,随着进口速度的增加, Re 逐渐增大,纵向涡发生器对通道内流体的扰动增强。结合图 6 可以看出,通道整体温度在降低,说明通道的换热量在逐渐增大,流体的换热能力也在逐渐增加。

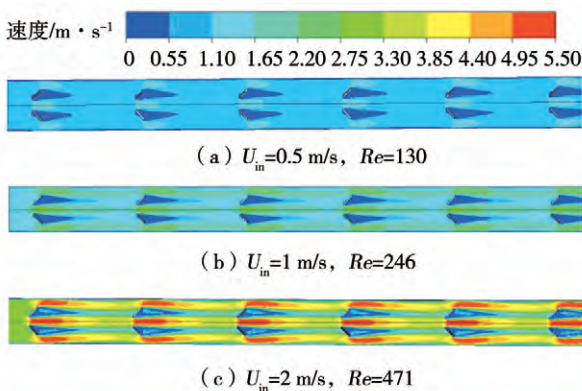


图 5 不同 Re 下速度分布

Fig. 5 Velocity distribution with different Reynolds number

2.2 LVGs 长度

图 7 (a) 为不同 LVGs 长度下, Nu 随 Re 的变化规律。

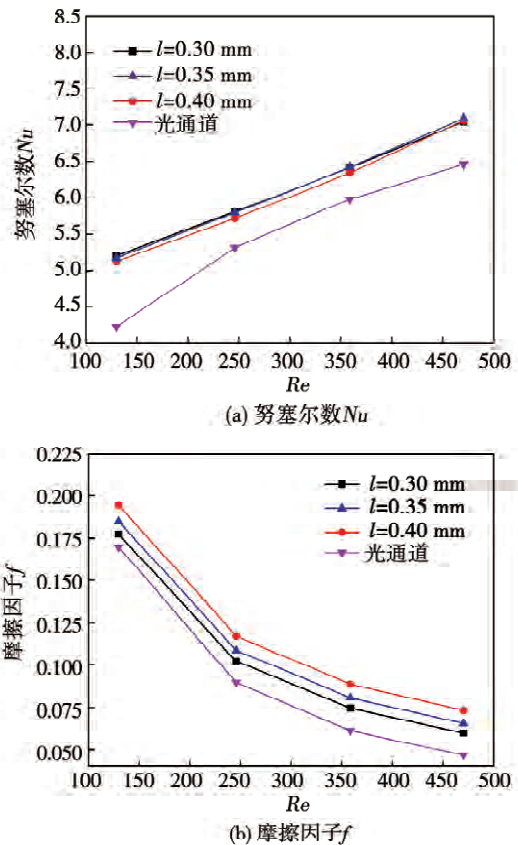


图 7 涡发生器长度对 Nu 和 f 的影响

Fig. 7 The influence of the length of LVGs on Nu and f

从图中可以看出,随着 Re 的增大, Nu 逐渐增大; 相同 Re 下, LVGs 长度变化对 Nu 影响很小。从图 7 (b) 可以看出, 涡发生器的长度对摩擦阻力影响较大, f 随 LVGs 长度的增加而增大。这是因为纵向涡的产生主要在其两端位置, 其长度主要影响纵向

涡在宽度方向上的分布位置,在研究范围内纵向涡的长度变化对流体边界层的影响不大,从而对换热效果的影响较小。但是增加纵向涡发生器的长度,阻碍流体流动的面积增加,这样会造成较大的压力损失,从而引起摩擦因子显著增加。与光通道相比,纵向涡使得通道的传热和阻力均有所增加。

图 8 和图 9 表示在 Re 为 471 时,不同 LVGs 长度下的速度和温度分布。从图 8 中可以看出,随着 l 的增加,在有纵向涡发生器的流通区域,纵向涡对间的区域及纵向涡发生器和壁面区域会有明显的速度增加,并且会影响到纵向涡之后的流域,主要是由于流通截面积的减小,会存在局部加速,因此造成较大的压力损失;没有纵向涡发生器的区域速度分部基本相同。从图 9 可以看出,不同 LVGs 长度下微通道内的温度分布基本相同。

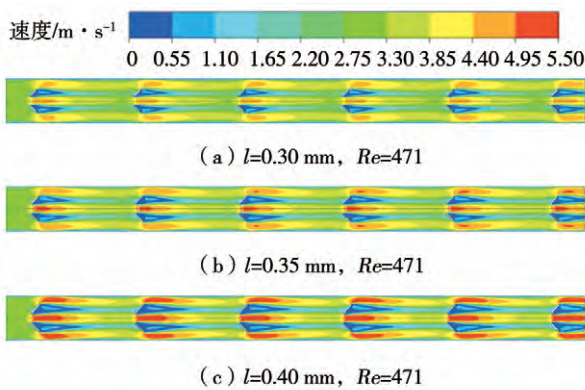


图 8 不同 LVGs 长度下速度分布

Fig. 8 Velocity distribution with different LVGs length

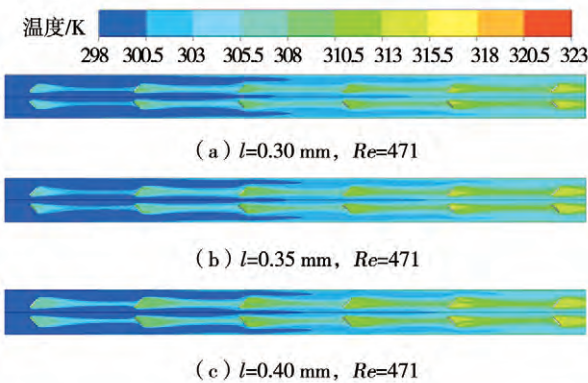
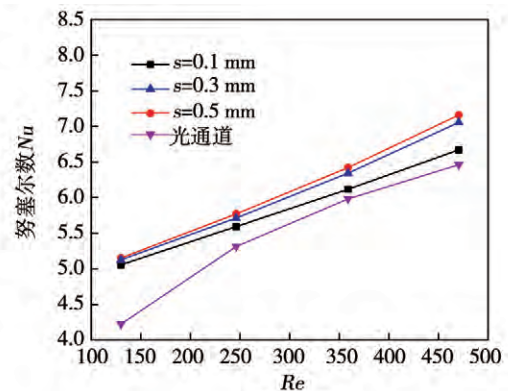


图 9 不同 LVGs 长度下温度分布

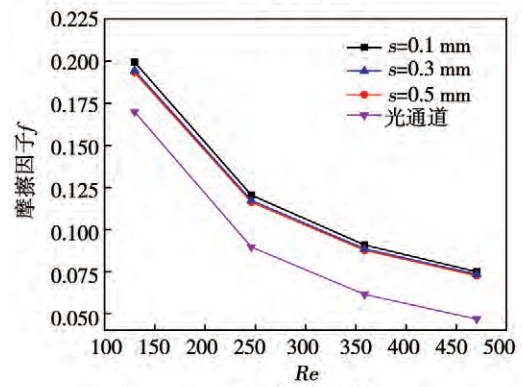
Fig. 9 Temperature distribution with different LVGs length

2.3 LVGs 横向间距

图 10(a) 为 LVGs 对 Nu 的影响,图 10(b) 表示不同 LVGs 横向间距对 f 的影响。从图 10(a) 中可以看出,相同 Re 数下, Nu 随 LVGs 横向间距的增加而增加,并且增长的幅度逐渐降低。这与文献 [31] 中对常规尺度三角翼纵向涡发生器的研究得到的结论是一致的。低 Re 时,流体的流速较小,改变间距对换热的影响较小,随着 Re 数的增加,不同横向间距间的 Nu 之差也逐渐增大,可见横向间距在较高 Re 数下对换热的影响更加显著。随着横向间距的增加 f 也逐渐增大,但增加的幅度不大。与光通道相比,纵向涡结构可以强化传热,但也会带来阻力一定程度的增加。



(a) 努塞尔数 Nu



(b) 摩擦因子 f

图 10 涡发生器横向间距对 Nu 和 f 的影响

Fig. 10 The influence of the transverse space of LVGs on Nu and f

图 11 和图 12 表示在 Re 为 471 时,不同 LVGs 横向间距 s 下的速度和温度分布。从图 11 中可以看出,当横向间距为 0.1 mm 时,纵向涡发生器对中间流体产生了较大的阻碍作用,大部分流体都从纵

向涡发生器与侧壁面区域流过,因此在中心部分形成了较大的低速区域。随着横向间距的增加,更多的流体能够从纵向涡发生器对间的区域通过,有利于底边和流体进行热量交换。从图 12 中能够看出,在 s 为 0.1 mm 时,由于纵向涡发生器阻碍作用,在发生器背后形成了低流速区域,这一部分由于换热较差局部温度相对较高。随着 s 增加,更多的流体从纵向涡发生器对间通过,中间高速流体能够与纵向涡对间的流体进行掺混,从而提高换热效果。

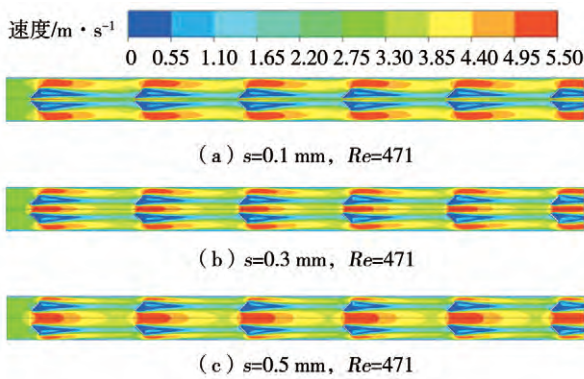


图 11 不同 s 下速度分布

Fig. 11 Velocity distribution with different LVGs transverse space

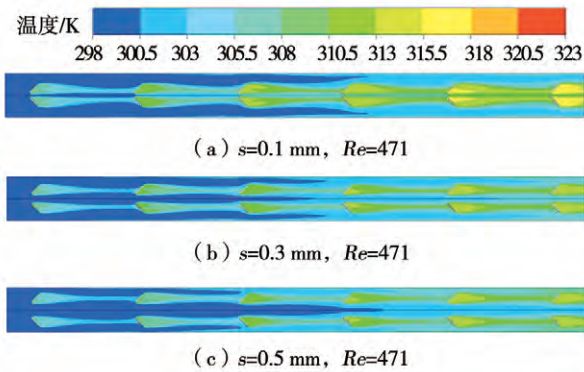


图 12 不同 s 下温度分布

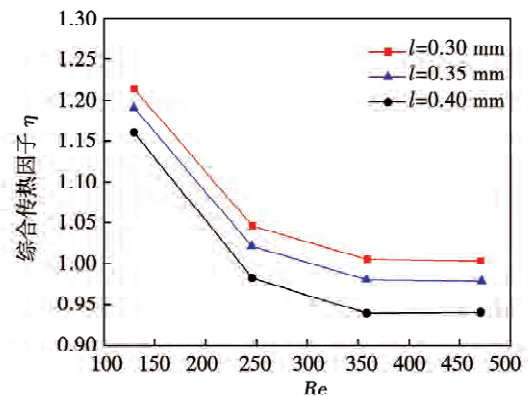
Fig. 12 Temperature distribution with different LVGs transverse space

2.4 综合因子

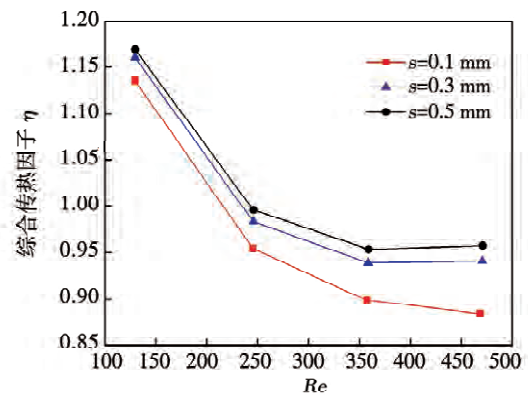
图 13 为不同 LVGs 长度和横向间隙对综合传热因子 η 的影响。从图 13 (a) 中可以看出, η 随长度的增加而逐渐减小。之前在长度 l 对 Nu 和 f 的分析已经得到 LVGs 的长度对换热影响较小,对阻

力影响较大,结合 η 定义可以解释长度 l 对综合因子会有较大的影响;同理,图 13 (b) 表示横向间隙 s 对综合因子的影响, η 随间距 s 的增加而逐渐增大。

由图 13 可知,综合因子随 Re 的增加而减小,这是因为在低 Re 时,边界层较厚,纵向涡的掺混效果好,引起的换热增加要大于阻力的增加;纵向涡发生器在低 Re 时表现出较好的综合性能。同时可以看出,几何参数的选择对综合传热性能产生较大的影响。 l 为 0.30 ~ 0.40 mm 时,综合因子为 0.94 ~ 1.21; s 为 0.1 ~ 0.5 mm,综合因子为 0.88 ~ 1.17。



(a) 纵向涡发生器长度 l



(b) 纵向涡发生器宽度 s

图 13 纵向涡发生器长度和宽度对综合传热因子的影响

Fig. 13 The influence of l and s on overall factor

3 结 论

(1) 入口速度为 0.5 ~ 2 m/s 的微通道内,随 Re 的增加微通道内的换热性能逐渐增加,摩擦因子逐渐减小,综合传热性能逐渐减小。

(2) 涡发生器长度 l 对换热影响较小,但 l 增加会引起阻力增加,横向间距 s 对阻力影响较小,而随

s 的增加, 换热性能逐渐提高。

(3) l 为 0.30 ~ 0.40 mm 时, 综合因子为 0.94 ~ 1.21; s 为 0.1 ~ 0.5 mm 时, 综合因子为 0.88 ~ 1.17。较小的纵向涡发生器长度和较大的横向间隙有利于综合传热性能的提高。在低 Re 时微通道结合纵向涡发生器的强化传热和综合传热因子要比高 Re 时好。

参考文献:

- [1] KANDLIKAR S G. Review and projections of integrated cooling systems for three-dimensional integrated circuits [J]. *Journal of Electronic Packaging* 2014, 136(2): 024001
- [2] TUCKERMAN D B, PEASE R F W. High-performance heat sinking for VLSI [J]. *IEEE Electron Device Letters*, 1981, 2(5): 126 - 129.
- [3] QU W, MUDAWAR I. Experimental and numerical study of pressure drop and heat transfer in a single-phase micro-channel heat sink [J]. *International Journal of Heat & Mass Transfer* 2002, 45(12): 2549 - 2565.
- [4] PENG X F, PETERSON G P. Convective heat transfer and flow friction for water flow in microchannel structures [J]. *International Journal of Heat & Mass Transfer* 1996, 39(12): 2599 - 2608.
- [5] HARLEY J C, HUANG Y, Bau H H, et al. Gas flow in micro-channels [J]. *Journal of Fluid Mechanics* 1995, 284(284).
- [6] KHAN W A, CULHAM J R, Yovanovich M M. Optimization of microchannel heat sinks using entropy generation minimization method [J]. *IEEE Transactions on Components & Packaging Technologies* 2009, 32(2): 243 - 251.
- [7] SAENEN T, BAELMANS M. Numerical model of a two-phase microchannel heat sink electronics cooling system [J]. *International Journal of Thermal Sciences* 2012, 59(9): 214 - 223.
- [8] KIM S J, KIM D. Forced convection in microstructures for electronic equipment cooling [J]. *Journal of Heat Transfer* 1999, 121(3): 639 - 645.
- [9] MOHARANA M K, AGARWAL G, KHANDEKAR S. Axial conduction in single-phase simultaneously developing flow in a rectangular mini-channel array [J]. *International Journal of Thermal Sciences* 2011, 50(6): 1001 - 1012.
- [10] MOHAMMED H A, GUNNASEGARAN P, SHUAIB N H. Influence of channel shape on the thermal and hydraulic performance of microchannel heat sink [J]. *International Communications in Heat & Mass Transfer* 2011, 38(4): 474 - 480.
- [11] WANG X Q, MUJUMDAR A S, YAP C. Thermal characteristics of tree-shaped microchannel nets for cooling of a rectangular heat sink [J]. *International Journal of Thermal Sciences*, 2006, 45(11): 1103 - 1112.
- [12] LI J, PETERSON G P. Geometric optimization of a micro heat sink with liquid flow [J]. *IEEE Transactions on Components & Packaging Technologies* 2006, 29(1): 145 - 154.
- [13] TSAI T H, CHEIN R. Performance analysis of nanofluid-cooled microchannel heat sinks [J]. *International Journal of Heat & Fluid Flow* 2007, 28(5): 1013 - 1026.
- [14] CHEIN R, CHUANG J. Experimental microchannel heat sink performance studies using nanofluids [J]. *International Journal of Thermal Sciences* 2007, 46(1): 57 - 66.
- [15] MOHAMMED H A, GUNNASEGARAN P, SHUAIB N H. The impact of various nanofluid types on triangular microchannels heat sink cooling performance [J]. *International Communications in Heat & Mass Transfer* 2011, 38(6): 767 - 773.
- [16] ADHAM A M, MOHD-GHAZALI N, AHMAD R. Thermal and hydrodynamic analysis of microchannel heat sinks: A review [J]. *Renewable & Sustainable Energy Reviews* 2013, 21(21): 614 - 622.
- [17] ZENGA M, TANGA L H, LINA M, et al. Optimization of heat exchangers with vortex-generator fin by Taguchi method [J]. *Applied Thermal Engineering* 2010, 30(13): 1775 - 1783.
- [18] LI M J, ZHOU W J, ZHANG J F, et al. Heat transfer and pressure performance of a plain fin with radiantly arranged winglets around each tube in fin-and-tube heat transfer surface [J]. *International Journal of Heat & Mass Transfer* 2014, 70: 734 - 744.
- [19] SALVIANO L O, DEZAN D J, YANAGIHARA J I. Optimization of winglet-type vortex generator positions and angles in plate-fin compact heat exchanger: Response surface methodology and direct optimization [J]. *International Journal of Heat & Mass Transfer*, 2015, 82: 373 - 387.
- [20] 闵春华, 齐承英, 谢尚群, 等. 新型矩形翼纵向涡发生器流动与换热实验研究 [J]. *热能动力工程* 2010, 25(1): 43 - 46.
MIN Chun-hua, QI Cheng-ying, XIE Shang-qun. Experimental study of the flow and heat exchange in a longitudinal vortex generator with a new type of rectangular wing [J]. *Journal of Engineering for Thermal Energy & Power* 2010, 25(1): 43 - 46.
- [21] 曾卓雄, 刘建全, 王漳军, 等. 矩形小翼和三角形小翼纵向涡发生器流动换热的研究 [J]. *热能动力工程*, 2016, 31(1): 13 - 19.
ZENG Zhuo-xiong, LIU Jian-quan, WANG Zhang-jun, et al. Study of the flow and heat exchange in a longitudinal vortex generator installed with rectangular and triangular winglets [J]. *Journal of Engineering for Thermal Energy & Power* 2016, 31(1): 13 - 19.
- [22] 何雅玲, 楚攀, 谢涛. 纵向涡发生器在管翅式换热器中的应用及优化 [J]. *化工学报* 2012, 63(3): 746 - 760.
HE Ya-ling, CHU Pan, XIE Tao. Application and optimization of fin-and-tube heat exchangers with longitudinal vortex generators [J]. *CIESC Journal* 2012, 63(3): 746 - 760.

- [23] 张 丽,尚勃均,李雅侠,等. 流线型涡发生器与螺旋片强化换热器壳侧传热[J]. 化工学报, 2017, 68(4): 1349–1357.
ZHANG Li, SHANG Bu-jun, LI Ya-xia, et al. Heat transfer enhancement for shell sides of heat exchangers by streamlined vortex generators and helical fins [J]. *CIESC Journal*, 2017, 68(4): 1349–1357.
- [24] LIU C, TENG J T, CHU J C, et al. Experimental investigations on liquid flow and heat transfer in rectangular microchannel with longitudinal vortex generators [J]. *International Journal of Heat & Mass Transfer* 2011, 54(13): 3069–3080.
- [25] CHEN C, TENG J T, CHENG C H, et al. A study on fluid flow and heat transfer in rectangular microchannels with various longitudinal vortex generators [J]. *International Journal of Heat & Mass Transfer* 2014, 69(1): 203–214.
- [26] EBRAHIMI A, ROOHI E, KHERADMAND S. Numerical study of liquid flow and heat transfer in rectangular microchannel with longitudinal vortex generators [J]. *Applied Thermal Engineering*, 2014, 78: 576–583.
- [27] EBRAHIMI A, RIKHTEGAR F, SABAGHAN A, et al. Heat transfer and entropy generation in a microchannel with longitudinal vortex generators using nanofluids [J]. *Energy*, 2016, 101: 190–201.
- [28] DATTA A, SANYAL D, DAS A K. Numerical investigation of heat transfer in microchannel using inclined longitudinal vortex generator [J]. *Applied Thermal Engineering* 2016, 108: 1008–1019.
- [29] DATTA A, DAS A K, DEY P, et al. Multi-objective optimization of laminar heat transfer and friction factor in rectangular vortex generators: an application of NSGA-II with GEP metamodel [J]. *Journal of Heat Transfer* 2017, 139(7): 072401.
- [30] SHAH R K, LONDON A L. LAMINAR flow forced convection in ducts [J]. *Journal of Fluids Engineering*, 1978, 102(2): 431–455.
- [31] 唐凌虹, 曾 敏. 几何参数对矩形通道纵向涡发生器流动换热性能的影响 [J]. *中国科技论文*, 2017, 12(11): 1304–1308.
TANG Ling-hong, ZENG Min. Geometrical parametric study on heat transfer and flow rectangular channel with novel longitudinal friction characteristics in a vortex generator [J]. *China Science Paper* 2017, 12(11): 1304–1308.

(王治红 编辑)

(上接第 41 页)

- [2] 陈罕立,王金南. 关于我国 NO_x 排放总量控制的探讨 [J]. *环境科学研究* 2005, 18(5): 107–110.
CHEN Han-li, WANG Jin-nan. Exploring the total emission control of nitrogen oxides in China [J]. *Research of Environmental Sciences* 2005, 18(5): 107–110.
- [3] 葛 冰,田寅申,袁用文,等. 重型燃气轮机先进低 NO_x 燃烧技术分析 [J]. *热力透平* 2013, 42(4): 251–259.
GE Bing, TIAN Yin-sheng, YUAN Yong-wen, et al. Advanced low NO_x combustion technologies for heavy-duty gas turbine [J]. *Thermal Turbine* 2013, 42(4): 251–259.
- [4] 祁海鹰,李宇红. 干低 NO_x 燃烧室的结构演化和发展规律 [C]//中国工程热物理学会燃烧学学术会议, 2004.
QI Hai-ying, LI Yu-hong. Structural evolution and development of dry low NO_x combustor [C]//Academic Meeting of Chinese Society of Engineering Thermophysics 2004.
- [5] GLASSMAN I, YETTER R A, GLUMAC N G. *Combustion* [M]. Academic Press 2014.
- [6] CARRERA A. M., ANDERSSON M., NASVALL H. . Experimental investigation of the 4th generation DLE burner concept: emissions and fuel flexibility performance at atmospheric conditions [C]//ASME Conference Proceedings, vol. 54624 2011.
- [7] ABOU-TAOUK A. CFD Modeling of combustion in flexi-fuel burners at gas turbine conditions [D]. Göteborg, Sweden: Department of Applied Mechanics Chalmers University of Technology 2011.
- [8] DEJAN K. computational fluid dynamics unstructured mesh optimization for the Siemens 4rd generation DLE burner [D]. Stockholm Sweden: School of Engineering Sciences, KTH Royal Institute of Technology 2015.
- [9] KOREN D. Computational fluid dynamics unstructured mesh optimization for the Siemens 4th generation DLE burner [J]. 2015.
- [10] OLLE L, MATS A, MAGNUS P, ERIK M. Development of a liquid fuel combustion system for SGT-750 [R]. Düsseldorf, Germany: ASME 2014.
- [11] Siemens Gas Turbine Portfolio. We power the world with innovative gas turbines [Z]. Siemens.com/gas turbine.
- [12] BARHAGHI DG, JANCZEWSKI J, LARSSON T. Experimental and numerical investigation of a combustor model [R]. Vancouver, British Columbia, Canada, ASME 2011 Turbo Exp 2011. Paper No. GT2011–46331.

(姜雪梅 编辑)