

[新设备·新材料·新方法]

DOI:10.3969/j.issn.1005-2895.2018.04.014

带有双倾斜肋片的细通道内液体流动与传热特性

艾鑫^{1,2}, 林清宇^{1,2}, 冯振飞^{1,2}, 李欢^{1,2}

(1. 广西大学机械工程学院, 广西南宁 530004;
2. 广西大学广西石化资源加工及过程强化技术重点实验室, 广西南宁 530004)

摘要:为提高细通道热沉的传热性能,设计了一种内置双倾斜肋片的细通道热沉。通过数值模拟的方法对双倾斜肋片细通道的传热特性、流动特性以及综合性能进行研究。分析了在一定雷诺数范围内细通道的摩擦阻力因数、努塞尔数、综合性能评估值以及总热阻的变化情况。结果表明:在雷诺数较低时肋片长度为1.5 mm的通道综合传热性能最佳,在雷诺数较高时肋片长度为1.0 mm的通道综合传热性能最佳。综上可知加入双倾斜肋片的细通道可以增加传热,并降低总热阻从而有效地提高传热性能。

关键词:换热设备;细通道;双倾斜肋片;传热特性;流动特性

中图分类号:TK124 文献标志码:A 文章编号:1005-2895(2018)04-0067-05

Fluid Flow and Heat Transfer of Mini-Channel with Double-Inclined Ribs

AI Xin^{1,2}, LIN Qingyu^{1,2}, FENG Zhenfei^{1,2}, LI Huan^{1,2}

(1. College of Mechanical Engineering, Guangxi University, Nanning 530004, China; 2. Guangxi Key Laboratory of Petrochemical Resource Processing and Process Intensification Technology, Guangxi University, Nanning 530004, China)

Abstract: In order to improve the heat transfer performance of the mini-channel heat sink, a mini-channel heat sink with double inclined ribs was designed. The numerical simulation method was used to study the heat transfer characteristics, flow characteristics and comprehensive properties of the mini-channel of double inclined fins. The friction resistance factor, Nusselt number, comprehensive performance evaluation value and total thermal resistance of the mini-channel in a certain Reynolds number range were analyzed. The results show that when the Reynolds number is low, the overall heat transfer performance of the channel with a rib length of 1.5 mm is the best. When the Reynolds number is high, the channel with a 1.0 mm rib length has the best overall heat transfer performance. In summary, it can be seen that the addition of the mini-channel of the double inclined fins can increase the heat transfer and reduce the total thermal resistance to effectively improve the heat transfer performance.

Keywords: heat exchange Equipment; mini-channel; double-inclined ribs; heat transfer characteristics; flow characteristics

换热设备广泛应用于化工、能源、农业和航空航天等工业领域^[1]。为了便于热量的交换,换热器常设有用于工质流动的通道。对于常规通道,学者们已经提出了很多的新型结构尺寸和优化方案以求得更高的传热性能。然而由于目前电子技术的大力发展,许多电子设备被应用于各个行业,芯片就是其中的一个重要应用。芯片的高度集成化,使得芯片工作时温度过高,以至于热通量急剧增大,致使工作稳定性下降,进而降低芯片的寿命,甚至导致芯片因过热而损坏。为保证

芯片安全稳定地运行,需要更加有效的冷却手段^[2]。细通道热沉功耗比较低,散热效率比较高且结构紧凑^[3-5],在现代集成电子设备的冷却方面显示出了极大的优越性^[6]。被动式强化传热技术因其只需改变通道的形状或者在通道内增加肋柱、线圈等扰流元件,不需要提供额外的能源,受到很多研究者的关注^[7]。

相比于传统的细型直通换热设备,涡流传热技术具有更好的性能。对于只能增强通道局部传热的横向涡流技术,纵向涡流传热技术可以增强通道的整体

收稿日期:2018-04-09;修回日期:2018-05-30

基金项目:广西石化资源加工及过程强化技术重点实验室主任基金资助项目(2016Z013)。

第一作者简介:艾鑫(1994),男,陕西西安人,硕士研究生,主要研究方向为强化传热技术。E-mail:794740927@qq.com

传热,更加有效地提高设备的换热性能。对于细通道的研究方法,分为实验方法和数值方法,前者需要花费大量时间和资金,而后者可控性强,经济性好,更加易于解决复杂的问题。所以很多学者^[8-12]采用数值方法研究细通道的换热性能。课题组通过数值模拟的方法对带有双倾斜肋片细通道的传热特性、流动特性以及综合性能进行研究。

1 数值模拟

1.1 物理模型

带有双倾斜肋片的细通道 (mini-channel with

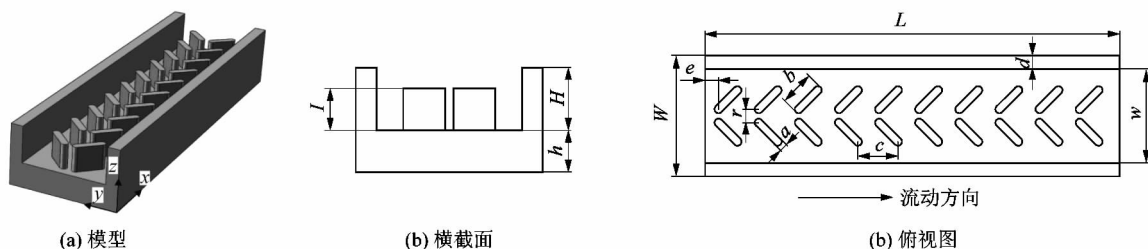


图1 带有双倾斜肋片的细通道几何结构示意图

Figure 1 Schematic diagram of mini-channel with double-inclined ribs

表1 本模型的主要几何尺寸

Table 1 Main geometry dimensions of the model

mm					
L	W	H	I	h	e
15.5	4.5	1.5	1.0	1.0	0.5
a	b	c	d	w	r
0.3	0.5 ~ 1.5	1.5	0.5	3.5	0.5

1.2 数学模型

本模型固体域材质为铜(包括细通道壁和倾斜肋片),流体域为水。由于出口段过短会产生回流现象,设置了出口过渡段,过渡段的长度为34.5 mm。假设本计算模型中的流体为不可压缩流体,且为牛顿流体;流体的流动处于三维稳态的层流状态;固体和流体的热物性质不变;同时忽略重力,其他体积力及黏性耗散以及辐射传热的影响,流体的各参数值见文献[13]。基于这些假设,建立流体域的控制方程。

连续性方程:

$$\nabla \cdot U = 0. \quad (1)$$

动量方程:

$$\rho(U \cdot \nabla U) = -\nabla p + \nabla \cdot (\mu \cdot \nabla U). \quad (2)$$

固体区域能量方程:

$$\lambda_s \nabla^2 T_s = 0. \quad (3)$$

流体区域能量方程:

$$\rho c_p (U \cdot \nabla T_f) = \lambda_f \nabla^2 T_f. \quad (4)$$

double-inclined ribs, MCIR), 物理模型如图1所示。通道的宽度 W 为4.5 mm, 长度 L 为15.5 mm, 槽宽 w 为3.5 mm, 槽高 H 为1.5 mm。槽内设有10对倾斜肋片, 每对肋片间距 c 都为1.5 mm, 并且沿液体流动方向对称布置, 肋片的高度 I 为1.0 mm, 其模型的具体尺寸见表1。基于不同的肋片长度 b , 可得3种不同规格的细通道 MCIR-0.5, MCIR-1.0 和 MCIR-1.5, 对应的 b 值分别为0.5 mm, 1.0 mm 和 1.5 mm。为了对比此细通道的流动性能、传热性能和综合性能的变化, 还模拟了光滑矩形细通道 (straight mini-channel, SMC)。

式中: T_f, T_s 分别为流体温度和固体温度, K; p 为压力, Pa; U 为流体速度矢量, m/s; λ_f, λ_s 分别为流体热导率和固体热导率, W/(m·s); ρ 为流体对应温度的密度, kg/m³; μ 为黏度, Pa·s; c_p 为比定压热容, J/(kg·K)。

模型的边界条件设置如下: 通道入口的边界条件设置为均匀速度。流体入口温度 $T_{in} = 293$ K, 流体入口速度为 $u_{in} = 0.10 \sim 0.38$ m/s, 对应雷诺数的范围为235 ~ 894; 设置细通道压力出口条件为平均静压, 相对压力 $p_{out} = 0$ Pa; 在细通道底面设置热流密度 $q = 4 \times 10^5$ W/m² 的恒热流密度加热条件。流体介质与固体介质的交界面上采用固液交界的边界条件且无滑移和渗透, 其他的壁面均视为绝热, 并采用流固耦合边界条件。

1.3 模型求解与网格划分

上述控制方程采用 CFD 软件求解且收敛残差均小于 10^{-5} 。计算前需进行网格划分, 计算域采用非结构网格和结构网格相结合。通道内的固体域及流体域采用非结构网格进行划分。出口过渡段采用结构网格进行划分。网格划分后还需对其进行网格独立性验证。以 MCIR-0.5 模型为例进行网格独立性验证, 以 740×10^4 网格数为基准, 对比 510×10^4 和 390×10^4 网格数的进出口压降, 其结果见表2。根据验证的结果选用 510×10^4 网格数对其进行划分。共有4种规格的细通道模型, 每种模型根据进口速度的不同设置5个

工况,进口速度分别设为 0.10, 0.17, 0.24, 0.31 和 0.38 m/s。每种工况一个算例,总共 20 个算例。

表2 MCIR-0.5 型模型的网格独立性验证结果

Table 2 Validation results of grids independence of MCIR-0.5 model

网格数	相对误差/%	进出口压降/Pa
3.90×10^4	3.7	51.313 5
5.10×10^4	2.1	52.191 8
7.40×10^4		53.298 4

1.4 数值方法可靠性验证

文献[14]中的矩形直通道的压降计算公式为

$$\Delta p = \frac{2(Po)\mu u_{in}L}{D_h^2} + k(\infty)\frac{\rho u_{in}^2}{2} \quad (5)$$

其中, $k(\infty) = 0.6796 + 1.2197\alpha + 3.3089\alpha^2 - 9.5921\alpha^3 + 8.9089\alpha^4 - 2.9969\alpha^5$; (6)

$Po = 24[1 - 1.3553\alpha + 1.9467\alpha^2 - 1.7012\alpha^3 + 0.9564\alpha^4 - 0.2537\alpha^5]$; (7)

$$D_h = \frac{2WH}{W+H} \quad (8)$$

式中: Po 为泊肃叶数, α 为通道截面的宽高比, $k(\infty)$ 为 Hagenbach 修正系数, D_h 为细通道的水力直径, m; W 为细通道的宽, m; H 表示细通道的高, m。

由式(5)计算所得的压降与数值模拟所得的压降进行比较,结果如图2所示。由图可知两者的趋势一致,且吻合得比较好,最大误差为23%,从而证明了本研究的数值方法的可靠性。

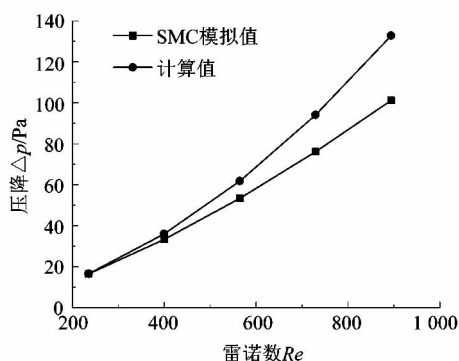


图2 数值计算压降值与理论计算压降值的对比

Figure 2 Comparison between numerical calculation pressure drop and theoretical calculation pressure drop

2 数据处理

文中研究的细通道主要计算公式如式(9)~(15)所示。

雷诺数 Re 为

$$Re = \frac{\rho u_{in} D_h}{\mu} \quad (9)$$

细通道入口和出口之间的平均摩擦阻力因数 f 和压降 Δp 分别为:

$$f = \frac{\Delta p D_h}{2\rho_m u_{in}^2 L}; \quad (10)$$

$$\Delta p = p_{in} - p_{out} \quad (11)$$

式中: ρ_m 表示细通道入口和出口的算术平均流体密度, kg/m^3 ; L 为细通道的长度, m; P_{in} 是细通道入口处的面积加权平均静压, Pa; P_{out} 是细通道出口处的面积加权平均静压, Pa。

努赛尔数 Nu 为

$$Nu = \frac{k D_h}{\lambda_f} \quad (12)$$

式中 k 为传热系数, $\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ 。其计算式为:

$$k = \frac{A_w q}{A_{fs} \Delta T_m} \quad (13)$$

式中: A_w 为加热面的面积, m^2 ; A_{fs} 为流体和固体耦合的面积, m^2 。

加热壁面与流体的平均温差为:

$$\Delta T_m = T_w - \frac{T_{in} - T_{out}}{2} \quad (14)$$

式中: T_w 为加热壁面的温度, K; T_{out} 为出口温度, K。细通道对流传热的总热阻为

$$R_T = \frac{T_{w,max} - T_{in}}{q A_w} \quad (15)$$

式中: R_T 为总热阻, K/W ; $T_{w,max}$ 为热沉底面的最高温度, K。

3 结果与讨论

3.1 流动特性分析

图3给出了光滑细通道以及加入双倾斜肋片的细通道中流体的摩擦阻力因数随雷诺数的变化情况。由图3可知,双倾斜肋片使得细通道流动阻力明显增加,即摩擦因数增大。在雷诺数不变的情况下,随着肋片长度的增加,摩擦因数逐渐增大,且增大的速率越来越大。因为当肋片放入通道时,阻止了流体的流动,且肋片越长,阻止流体流动的程度就越大。同时肋片后方会产生尾涡区,会消耗机械能,使得流动阻力增大。由于通道的宽度较窄,当通道为光滑或通道肋片长度为0.5 mm时,流体会选择通流面积较大的一侧,即贴近壁面的一侧流动,所以此时流动阻力不是很大。但是当肋片的长度 $b = 1.5 \text{ mm}$ 时,肋片几乎占满了整个通道,肋片中间和肋片两侧的通流面积都比较小,这使得

流体流过时受到的流动阻力大大增加,流阻增速显著增加。

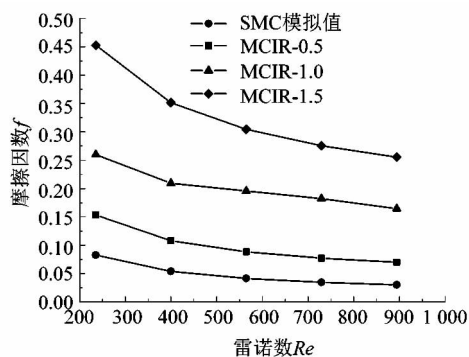


图3 不同肋长下摩擦因数随雷诺数的变化

Figure 3 Variation of friction resistance factor

changes with Reynolds number for different rib lengths

3.2 传热特性分析

从图4可知,总热阻随雷诺数的增加而下降。在雷诺数比较低时,热阻下降的速度较快;在雷诺数较高时,热阻下降的速度较慢。在雷诺数不变的情况下,带有双倾斜肋片通道的热阻低于光滑通道,说明肋片的加入可以有效地降低细通道的热阻;且肋片的长度越长,总热阻越小。随着雷诺数的增加,肋片长度为1.0和1.5 mm的总热阻远小于相同雷诺数下光滑通道的热阻,从而强化了传热能力。

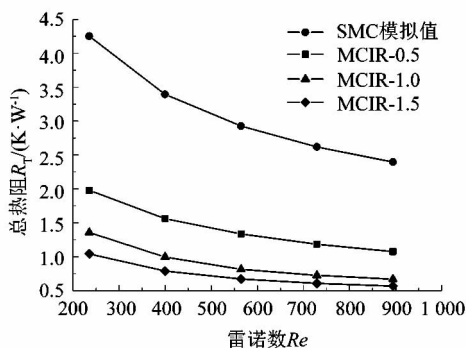


图4 不同肋长下总热阻随雷诺数的变化

Figure 4 Variation of total thermal resistance

changes with Reynolds number for different rib lengths

努塞尔数可以用来评估细通道的传热特性。图5为光滑细通道以及加入双倾斜肋片的细通道中流体努塞尔数随雷诺数的变化情况。从图5可以看出,随着雷诺数的增加,努塞尔数增加较明显。当雷诺数不变时,带有双倾斜肋片的通道的努塞尔数大于光滑通道,而且随肋片长度的增大而增大。这说明,带有双倾斜肋片的通道可以有效地提高传热性能。当通道无肋片

时,流体的通流面积较大,流体在通道内流动较为稳定,扰动较小,所以换热能力较弱。当通道带有长度较短的肋片时,流道中部的通流面积减少,流体选择通流面积较大的一侧,即贴近壁面的一侧流动。但也有少部分流体从通道中部以及肋片间流过,此时增加了部分流体的流动路径,从而促进了流体的混合,增强了传热性能。当肋片的长度 $b = 1.5$ mm 时,肋片几乎占满了整个通道,肋片中间和肋片两侧的通流面积都比较小,流动阻力较大,从而更好地促进了流体的混合,大大增强了传热性能。

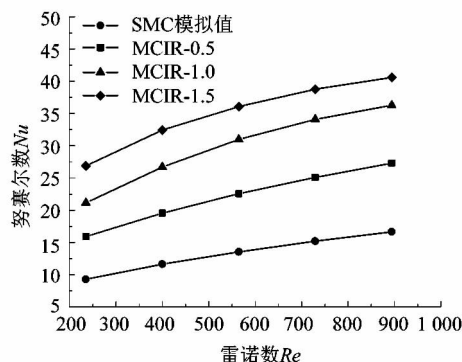


图5 不同肋长下努塞尔数随雷诺数的变化

Figure 5 Nusselt number changes with

Reynolds number for different rib lengths

3.3 综合性能评价

由上述分析可知细通道引入双斜肋片可以有效地增加传热,但同时也会使流动阻力增加。所以为了评价传热单元的总体性能,引出了综合性能评估值(performance evaluation criteria, P_{PEC}),其定义为:

$$P_{PEC} = \frac{Nu/Nu_0}{(f/f_0)^{1/3}} \quad (16)$$

式中: Nu/Nu_0 为加入肋片的通道与光滑通道的努塞尔数之比, f/f_0 为加入肋片的通道与光滑通道的摩擦因数之比。

图6显示了不同肋长下 P_{PEC} 值随雷诺数的变化情况。带有双倾斜肋片通道的 P_{PEC} 值大于光滑通道,这说明带有双倾斜肋片的通道可以有效地增加传热的总体性能。肋片通道的 P_{PEC} 值随着雷诺数的增大而降低,这说明在雷诺数较低的情况下,带有双倾斜肋片通道综合性能较好。在雷诺数较低区域中时,MCIR-1.5 的 P_{PEC} 值最高,MCIR-1.0 的 P_{PEC} 值其次,MCIR-0.5 的 P_{PEC} 值最低。然后随着雷诺数的增加,不同尺寸肋片的 P_{PEC} 值逐渐接近,在雷诺数等于729时,3种不同长度肋片通道的 P_{PEC} 值几乎一致。当雷诺数大于729

时,MCIR-1.0 的 P_{PEC} 值大于 MCIR-1.5,此时肋片长度为 1.0 mm 的细通道综合传热性能最佳。由此可得,在不同的雷诺数情况下,肋片的长度对综合传热性能的影响是不同的,所以可以得出不同雷诺数下,肋片的最佳长度也是不同的。

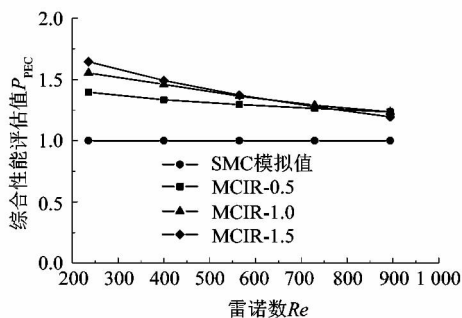


图6 不同肋长下 P_{PEC} 值随雷诺数的变化

Figure 6 Variation of P_{PEC} values changes with Reynolds number for different rib lengths

4 结论

课题组建立了带有双倾斜肋片细通道的物理模型,并通过数值分析的方法研究了不同肋长对细通道内液体流动、传热及综合性能的影响。

1) 带有双倾斜肋片的细通道的摩阻因数随雷诺数的增大而减小;在相同雷诺数的情况下,带有长肋片的细通道的流动阻力更大,可见肋片的加入大大增加了流动阻力,且肋长为 1.5 mm 的肋片流动阻力远大于其他长度肋片的阻力。

2) 在细通道内加入双倾斜肋片可以增强传热性能,并降低总热阻。细通道内的努塞尔数随雷诺数的增大而增大,总热阻随雷诺数的增大而减小。这说明加入双倾斜肋片的细通道的确可以增强传热性能。

3) 通过对综合性能评估值 P_{PEC} 的分析,带有双倾斜肋片通道的 P_{PEC} 值大于 1,这说明带有双倾斜肋片的通道可以有效地增强传热的总体性能。但在不同的雷诺数情况下,肋片的长度对综合传热性能的影响是不同的,在雷诺数较低时 MCIR-1.5 的综合传热性能最佳,在雷诺数较高时 MCIR-1.0 的综合传热性能最佳。

参考文献:

- [1] 冯振飞,朱礼,林清宇,等. 换热设备螺旋和直细通道内扇形凹穴对流体流动和传热的影响[J]. 农业工程学报,2017,33(11):254-261.
- [2] FENG Zhenfei, LUO Xiaoping, GUO Feng, et al. Numerical investigation on laminar flow and heat transfer in rectangular microchannel heat sink with wire coil inserts[J]. Applied thermal engineering,2017,116:597-609.
- [3] 冯振飞,罗小平,郭峰,等. 细柱体对细通道热沉综合性能影响的数值分析[J]. 中国石油大学学报(自然科学版),2017,41(3):122-128.
- [4] 王丽凤,邵宝东,程赫明,等. 矩形细通道热沉内单相稳态层流流体的流动与传热分析[J]. 应用数学和力学,2013,34(8):855-862.
- [5] 冯振飞,何荣伟,朱礼,等. 周向平行细通道夹套的换热特性[J]. 过程工程学报,2015,15(6):901-908.
- [6] WANG Yingshuang, ZHOU Bing, LIU Zhichun, et al. Numerical study and performance analyses of the mini-channel with discrete double-inclined ribs[J]. International journal of heat & mass transfer,2014,78:498.
- [7] 夏国栋,翟玉玲,崔珍珍,等. 带有内肋的凹穴型微通道热沉的熵产及传热特性分析[J]. 中国科学(技术科学),2013,43(8):860-866.
- [8] PIAZZA I D, CIOFALO M. Numerical prediction of turbulent flow and heat transfer in helically coiled pipes[J]. International journal of thermal sciences, 2010,49(4):653-663.
- [9] CHEN Y, CHEN H J, Zhang B Z, et al. Fluid flow and convective heat transfer in a rotating helical square duct[J]. International journal of thermal sciences,2006,45(10):1008-1020.
- [10] ZHANG Li, LI Jiaqi, LI Yaxia, et al. Field synergy analysis for helical ducts with rectangular cross section[J]. International journal of heat & mass transfer,2014,75:245-261.
- [11] 冯振飞,朱礼,何荣伟,等. 不同截面螺旋通道的热阻及熵产特性对比分析[J]. 化学工程,2016,44(9):18-23.
- [12] LI Yaxia, WU Jianhua, ZHAN Hongren, et al. Fluid flow and heat transfer characteristic of outer and inner half coil jackets[J]. Chinese journal of chemical engineering,2011,19(2):253-261.
- [13] 杨世铭,陶文铨. 传热学[M]. 4版. 北京:高等教育出版社,2006:563.
- [14] STEINKE M E, KANDLIKAR S G. Single-phase liquid friction factors in microchannels[J]. International journal of thermal sciences,2006,45(11):1073-1083.