

半圆形微通道内纳米流体流动与传热特性

孙斌 陈晨 杨迪

(东北电力大学 能源与动力工程学院, 吉林 吉林 132000)

摘要: 为了研究流体流经半圆形微通道的传热与流动特性, 对去离子水、Cu-水纳米流体及 Al-水纳米流体在 21 个当量直径为 612 μm 的平行半圆形微通道热沉(微型散热片)中的流动与对流换热特性进行了实验研究。研究发现: 与截面为矩形的常规形状相比, 半圆形微通道也具有很好的换热效果, 与去离子水相比, 添加 Al 和 Cu 纳米颗粒的纳米流体压降损失增大。当纳米流体的质量浓度为 0.5% 时, 在微通道换热器中的纳米流体效应由于粘度过大等原因发生了恶化, 并且这种恶化在高流速下也出现了。根据实验数据得到了半圆形微通道内低浓度纳米流体的层流对流换热以及摩擦阻力系数关联式, 对热性能系数的分布曲线进行了综合分析, 研究结果对于集成高效芯片散热系统设计具有重要意义。

关键词: 纳米流体; 微通道; 传热系数; 阻力特性

中图分类号: TK124 文献标识码: A

DOI: 10.16146/j.cnki.rndlge.2016.06.005

符号说明

- A_w — 传热总面积 / m^2 ;
- k — 导热系数 / $W \cdot (m \cdot K)^{-1}$;
- ω — 质量分数 / %;
- C_p — 定压比热 / $J \cdot (g \cdot K)^{-1}$;
- L — 微通道长度 / m;
- D_e — 微通道当量直径 / μm ;
- Q_1 — 实验工质吸收的热量 / J;
- D_{ch} — 微通道直径 / mm;
- Q — 加热板输入功率 / J;
- f — 阻力系数;
- δ — 壁面测温孔间距 / mm;
- G — 质量流量 / $kg \cdot s^{-1}$;
- ε — 热平衡偏差;
- h — 平均换热系数 / $W \cdot (m^2 \cdot K)^{-1}$;
- φ — 体积分数 / %;
- 下标
- b — 纳米颗粒;
- bf — 基液;

- in — 进口;
- nf — 纳米流体;
- out — 出口。

引言

微通道换热器通常是指当量直径为 10 ~ 1 000 μm 的大量平行微通道组成的一种换热器。近年来, 在微尺度换热领域的研究已经吸引了越来越多的关注, 因为微通道换热器不仅体积小、换热系数大, 换热效率高, 可满足更高的能效标准, 在空间有限而换热强度要求较高的领域具有广阔的应用前景, 如微电子、航空航天、军事、生物、机器人、电信和汽车等。为进一步提高微通道冷却器的散热能力, 采用纳米流体作为冷却介质。纳米流体是指把金属或非金属纳米粉体分散到水、醇、油等传统换热介质中, 制备成均匀、稳定和高导热的新型换热介质^[1~2]。

Chein 和 Huang 实验分析了纳米流体冷却硅基微通道^[2], 发现纳米流体的散热性能大大提高, 此外, 他们还得出结论, 在冷却液中纳米粒子的存在对压降的影响不显著; Ho 等研究了用 $Al_2O_3 - H_2O$ 纳米流体冷却铜质热沉的强迫对流换热实验^[3], 结果表明: 纳米流体冷却的散热器有显著的平均传热系数, 但其摩擦系数仅略有增加; Wen 等测量了对流换热系数^[4], 发现在水中加入纳米粒子, 层流状态下显著增大了对流换热系数; 宁常军等研究了 $Al_2O_3 - 水$ 纳米流体在微通道内的换热和压降特性^[5], 增加纳米粒子体积分数对摩擦压降影响较小, 而努塞尔数则得到较大提高; 苗辉等对等温热源作用下的微通道流动换热性能进行了实验和数值模拟^[6], $Re < 300$ 时 Nu 随着 Re 的增加而增加, 近似成线性趋势, 这是相对粗糙度引起的; Jung 等测量了纳米

收稿日期: 2015-05-19; 修订日期: 2015-07-06

基金项目: 教育部新世纪优秀人才支持计划项目(NECT-12-0727)

作者简介: 孙斌(1972-), 男, 吉林吉林人, 东北电力大学教授。

流体流过截面为矩形的微通道的对流换热系数和摩擦因数^[7], 体积分数为 1.8% 的 Al_2O_3 - 水纳米流体在层流状态下对流换热系数增加了 32% , 并且与去离子水比较没有大的摩擦损失; S. M. Pehambarzadeh 等研究了截面为矩形的 Cu - Be 合金的微通道热沉^[8], 与常规尺寸相比, 较高的传热系数和较低的 Nu 是微通道的一大特点, 并且与 Al_2O_3 粒子相比, 在强化传热方面 CuO 纳米粒子是更有效的。

本研究针对当量直径 D_e 为 612 μm 的半圆形微通道中的流体流动和换热特性, 分析不同的质量分数、雷诺数 Re 以及纳米颗粒种类对流体流动和换热的影响。

1 实验设备与方法

1.1 实验设备

实验系统如图 1 所示。实验装置包括: 蓄水箱、离心泵、预热段、微槽试验段、测量系统、冷却水箱和电子秤。

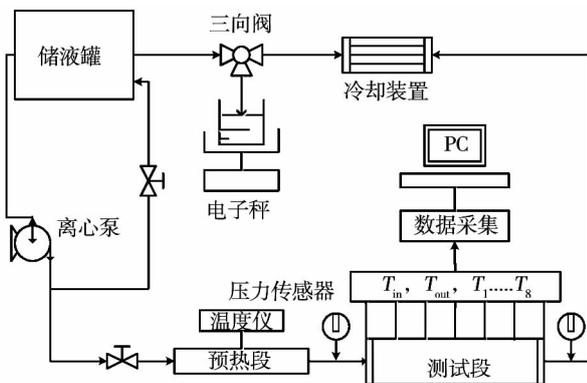


图 1 实验系统示意图

Fig. 1 Schematic diagram of experimental setup

试验段结构如图 2 所示, 微通道热沉(热沉在工业上是指微型散热片, 用来冷却电子芯片的装置) 材料为铝, 采用电火花线切割机床加工而成, 加工精度达 6 级以上。其主要由 4 个部分组成: 微槽主体, 两个端部件以及盖板。微通道主体尺寸为 250 mm × 77 mm × 56 mm, 是由 21 个直径 D_{ch} 为 1 mm 的半圆形槽道组成。试验段开有 4 对壁面测温孔, 之间的距离为 $\delta = 30$ mm, 并且上面一排壁面测温孔距槽底壁面的距离为 $\delta' = 5$ mm。整个试验段由保温棉包裹, 以减少热量损失。温度测量采用的

是 Pt100 热电阻(10 个), 表面均与涂抹导热硅脂, 分别插入到 10 个测温孔, 其中 8 个分布在主体上, 两个端部件各一个, 分别测量微通道主体温度分布和进出口流体温度。进出口压力的测量采用的是型号为 MIK - P300 的压力变送器, 量程为 0 ~ 100 kPa, 并配有型号为 MIK1100 的数显表。加热板的主要材料是陶瓷, 加热功率为 750 W, 可以提供恒定的热流密度(42.86 kW/m^3), 其与微通道主体之间通过导热硅脂均匀连接。质量流量的测量是通过电子秤完成的, 精度为 0.01 g。每次实验, 在记录温度和压力示数的前后都要测量 2 ~ 3 次质量流量。预热段可保证恒定的入口温度(环境温度 25 $^{\circ}C$), 实验数据均在实验段稳定后开始记录。

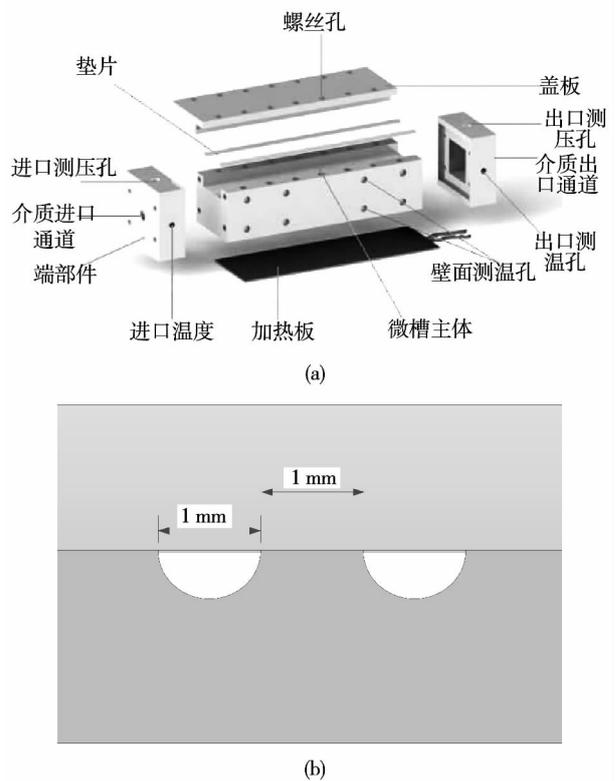


图 2 试验段结构

Fig. 2 Schematic diagram of test section

1.2 纳米流体制备

本实验选用的是 Al、Cu 两种纳米颗粒以及去离子水制备纳米流体, 分散剂选用的是 SDBS(十二烷基苯磺酸钠)。Cu 和 Al 颗粒的规格如表 1 所示。纳米流体的制备采用的是“两步法”, 先将纳米粉体直接添加到去离子水中, 然后添加等量的分散剂并

用磁力搅拌器充分搅拌,最后进行超声振动,以获得均匀且分散性好的悬浮液。

配制的两种纳米流体在静置 24 h 后和使用后状况如图 3 所示,稳定性良好,并且使用过程中未见任何沉淀,说明本实验所使用的纳米流体具有良好的分散性。同时运用 TEM(透射电子显微镜)对纳米流体的分散性及稳定性进行了观测研究,结果如图 4 所示。

有研究证实分散剂的加入对纳米流体的热物性参数尤其对粘度可能有很大影响,所以本实验使用 SNB-3 型旋转黏度计以及 DRE-III 型导热系数测定仪对有无分散剂的纳米流体在不同温度下的黏度 μ_{nf} , 导热系数 k_{nf} 进行测量,列举了 Cu-水纳米流体的物性参数如表 2 所示。分散剂对导热系数基本上无影响,而粘度略有增大,并且浓度越高,增幅越大。

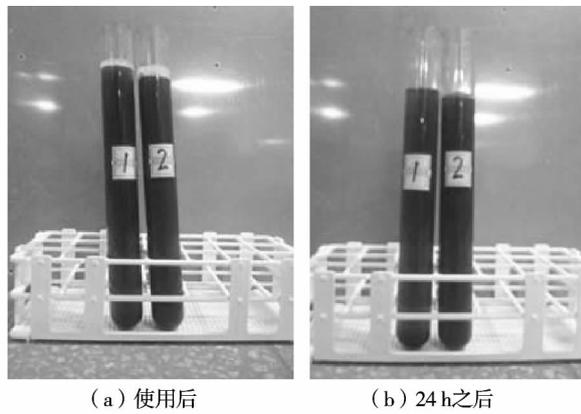


图 3 纳米流体沉降观测结果

Fig. 3 Nanofluid settlement observations

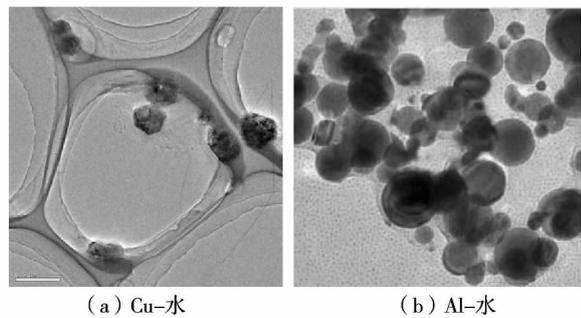


图 4 纳米流体的透射电镜照片

Fig. 4 TEM image of nanofluids

2 纳米流体的热物性参数

纳米流体质量分数 ω 转化成体积分数 φ :

$$\varphi = \frac{1}{(1/\omega)(\rho_p/\rho_{bf})} \quad (1)$$

表 1 Cu 和 Al 颗粒的一些重要参数

Tab. 1 Some important parameters of Cu and Al particles

参数	Cu	Al
平均粒径/nm	40	40
纯度/%	99.9	99.9
密度/ $g \cdot cm^{-3}$	8.9	2.7
颜色	褐色	黑色
形状	球形	球形
比表面积/ $m^2 \cdot g^{-1}$	12	20
比热/ $J \cdot (g \cdot K)^{-1}$	0.39	0.88
热导率/ $W \cdot (m \cdot K)^{-1}$	401	230

表 2 Cu-水的热物性参数对照表

Tab. 2 Thermal properties of Cu-water

T/°C	$\omega / \%$	有分散剂		无分散剂	
		$\mu_{nf} / 10^{-5} \cdot Pa \cdot s^{-1}$	$k_{nf} / W \cdot (m \cdot K)^{-1}$	$\mu_{nf} / 10^{-5} \cdot Pa \cdot s^{-1}$	$k_{nf} / W \cdot (m \cdot K)^{-1}$
25	0.1	90.74	0.600 2	89.39	0.600 9
	0.2	92.01	0.600 4	89.42	0.601 2
	0.3	93.82	0.600 6	89.45	0.601 3
	0.4	95.58	0.600 8	89.67	0.601 6
	0.5	98.21	0.601 1	89.84	0.601 9
30	0.1	81.69	0.618 2	80.02	0.619 1
	0.2	82.06	0.618 4	80.04	0.619 2
	0.3	84.30	0.618 6	80.07	0.619 3
	0.4	85.54	0.618 8	80.09	0.619 5
	0.5	88.22	0.619 1	80.11	0.619 8
35	0.1	73.87	0.627 2	72.27	0.627 9
	0.2	74.08	0.627 4	72.29	0.628 1
	0.3	76.40	0.627 6	72.31	0.628 3
	0.4	77.82	0.627 8	72.33	0.628 6
	0.5	80.42	0.628 1	72.35	0.628 9

纳米流体密度为^[9]:

$$\rho_{nf} = (1 - \varphi)\rho_{bf} + \varphi\rho_p \quad (2)$$

纳米流体比热^[10]:

$$Cp_{nf} = \frac{(1 - \varphi)\rho_{bf}Cp_{bf} + \varphi\rho_pCp_p}{\rho_{nf}} \quad (3)$$

3 数据处理与不确定性分析

实验工质吸收的热量:

$$Q_1 = G (Cp)_{nf} (T_{out} - T_{in}) \quad (4)$$

式中: G —质量流量; $(Cp)_{nf}$ —工质的比定压热容, $J/g \cdot K$; T_{in} 和 T_{out} —工质的进出口温度, $^{\circ}C$ 。

工质与微通道壁面之间的平均换热系数 h 为:

$$h = \frac{Q_1}{A_w \Delta T_m} \quad (5)$$

式中: $A_w = n\pi \frac{D_{ch}}{2} L$; ΔT_m —微通道壁面与工质间的平均温差, $^{\circ}C$ 。

假设槽道基体的温度传递方向是一维导热状态, 并且由于铝的导热性较好, 因此, 在沿流动方向各横截面上, 各微通道壁面温度相等。

壁面测温孔处槽道底部壁面处的温度 T'_i 可以用下式计算:

$$T'_i = T_{i1} - \Delta T_i \frac{\delta'}{\delta} \quad (6)$$

式中: T_{i1} —第 i 对壁面测温孔靠近槽道底部传感器测得的温度, $^{\circ}C$; ΔT_i —第 i 对壁面测温孔之间的温差, $^{\circ}C$; i 为 1、2、3 和 4。因此 ΔT_m 定义为:

$$\Delta T_m = \frac{1}{4} \sum_{i=1}^4 T'_i - \frac{1}{2} (T_{out} + T_{in}) \quad (7)$$

雷诺数 Re 为:

$$Re = \frac{u \rho_{nf} D_{\varepsilon}}{\mu_{nf}} \quad (8)$$

$$u = \frac{m}{\rho A} \quad (9)$$

式中: u —流体平均流速, m/s ; m —质量流量, kg/s ; A —微通道的截面积, m^2 。

努塞尔数 Nu 为:

$$Nu = \frac{h D_{\varepsilon}}{k_{nf}} \quad (10)$$

对于微通道的压降计算, 主要分为两部分: 第一部分由于进出口处流道的突然收缩以及突然膨胀产生的局部压降 ΔP_j ; 另一部分为所测量压差的主要部分是沿程损失 ΔP_y 。并且 ΔP_j 分为两部分进口压降 ΔP_{in} , 出口压降 ΔP_{out} [11]。所以:

$$\Delta P_z = \Delta P_j + \Delta P_y \quad (11)$$

$$\Delta P_{in} = \frac{1}{2} \rho (u_{in}^2 - u_{p.in}^2) + \frac{1}{2} k_c \rho u_{in}^2 \quad (12)$$

$$\Delta P_{out} = \frac{1}{2} \rho (u_{out}^2 - u_{p.out}^2) + \frac{1}{2} k_e \rho u_{out}^2 \quad (13)$$

式中: P_{in} —进入微通道; P_{out} —流出微通道; k_c , k_e —收缩和膨胀系数 [12]。经计算得局部压力降 ΔP_j 很小, 可以忽略不计。所以压力变送器的示数可以认为是沿程阻力的压降。

摩擦阻力系数 f :

$$f = \Delta P \cdot \frac{D_{\varepsilon}}{L} \cdot \frac{2}{\rho_{nf} u^2} \quad (14)$$

由于很小的微通道尺寸和较大的传热系数在微通道表面和流体之间产生的较小温差, 导致微通道的不确定性很大。根据 Moffat 记录的方法进行不确定性分析 [13]。实验结果的不确定分析如表 3 所示。

表 3 测量参数的不确定性

Tab. 3 Uncertainty of measurement parameters

参数	参数范围	不确定度 / %
Q_1 / W	750	1.8
Re	500 ~ 2 100	6.1
$h / W(m \cdot ^{\circ}K)^{-1}$	5 000 ~ 18 000	8.2
Nu	5 ~ 18	8.5
f	0.03 ~ 0.05	6.7

4 实验结果及分析

4.1 传热特性

在实验前, 对试验系统进行热平衡计算, 计算电加热板输入功率 Q 与工质获得的热功率 Q_1 / W 的偏差。热平衡偏差为 [14]:

$$\varepsilon = \frac{|Q - Q_1|}{0.5(Q + Q_1)} \quad (15)$$

经计算, 热平衡偏差在 5% 内。为了进一步计算热损失的大小, 在保温棉的内外各布置了 4 个测温点, 测得内外平均温差为 $220^{\circ}C$, 保温棉厚度为 $0.015 m$, 导热系数为 $0.06 W/m \cdot K$, 根据傅里叶导热定律

$$\Phi = -\lambda A \frac{dt}{dx} \quad (16)$$

计算得到底部热损失为 2% 左右。因此, 可以忽略侧壁面的散热以及底部热损失。图 5 表示的是去离子水通过微通道换热器所获得的能量与温差。

图 6、图 7 为去离子水以及不同浓度的 Cu-水、Al-水纳米流体的平均换热系数。从图中可以看

出, 平均传热系数随着雷诺数的增加而增加。随着纳米颗粒质量浓度的升高而增大。但当质量浓度为 0.4% 和 0.5% 时, 两种浓度所对应的平均传热系数非常接近。分析原因为: 在额定的浓度范围内, 纳米粒子的热运动会随着浓度的增加而变得更为强烈, 粒子与粒子、粒子与基液间的热交换也会变得更加频繁。而当超过这一额定浓度范围时, 流体的粘度随之增大成为影响热交换的主要因素, 所形成的棒状胶束结构也随着粘度的增加而产生粘连现象, 使得纳米粒子的热运动和粒子与粒子、粒子与基液之间的热交换变得缓慢, 削弱了流体的换热效果, 换热系数会随纳米流体浓度的增加而减小, 因此存在最佳的纳米流体浓度。

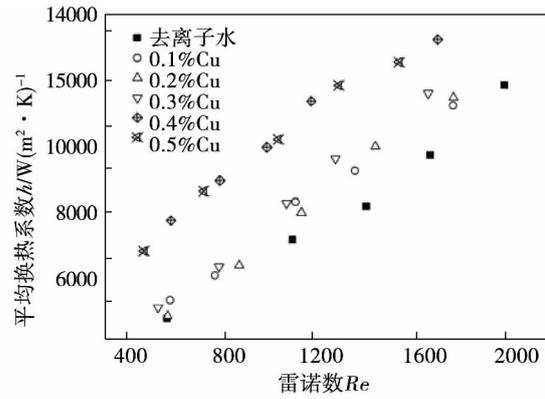


图 7 Al - 水纳米流体平均换热系数
Fig. 7 Average heat transfer coefficient of Al-water nanofluids

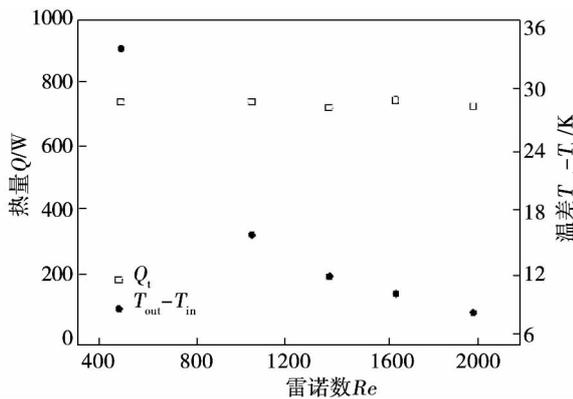


图 5 去离子水通过微通道换热器获得的热量与温差

Fig. 5 Heat transfer and temperature drop of deionized water through the micro-channel heat exchanger

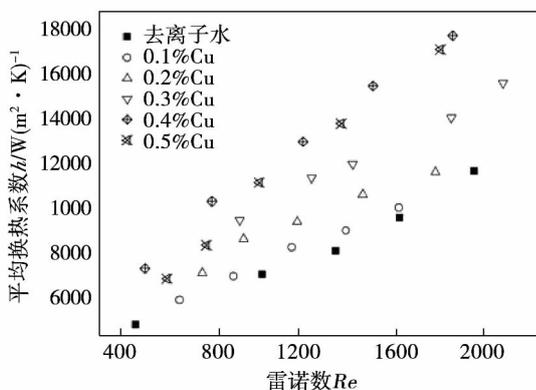


图 6 Cu - 水纳米流体平均换热系数
Fig. 6 Average heat transfer coefficient of Cu-water nanofluids

图 8 为平均传热系数随着雷诺数的增加而增加。此外, 增加纳米粒子的浓度也促进了传热系数的增加。除了上面提到的这些, 在图 8 中, 有两个问题需要注意: 第一, 虽然纳米颗粒 Cu 是低浓度纳米流体, 但其在提高传热系数的性能上与高浓度的 Al - 水纳米流体相当。从表 1 中可以看出, 两种颗粒具有相同的粒径, Al 具有较大的比表面积, 这就使得纳米流体的传热效果增强。另一方面, 纳米颗粒 Cu 具有比 Al 大的热导率, 导致了 Cu - 水纳米流体传热的强化。因此在强化传热方面, 纳米颗粒的热导率作用要比纳米颗粒的形状明显。相同的结论在 Lee 和 Mudawar 也被提及过^[15]; 第二, 图 6 中在微通道热沉中得到的 5 000 ~ 16 000 W/(m²·K) 的平均换热系数是在层流状态下获得的, 而单相强制对流传热在现有的热交换器中是很少获得的。

图 9 为不同冷却剂的 Nu 数与 Re 数的关系。可见对于所有冷却剂来说, Nu 数都随着雷诺数的增加而增加。而且随着纳米颗粒质量浓度的升高而增大。但是得到的 Nu 数与对应下的传热系数比较不是很高。与常规尺寸的热交换器相比, 微通道热沉的平均传热系数幅值较高, 但 Nu 数相对较小。尽管 Nu 数与传热系数有直接关系, 但 Nu 要如下解释:

$$Nu = \frac{h \cdot D_\epsilon}{k} = \frac{(D_\epsilon/k)}{(1/h)} = \frac{\text{导热阻力}}{\text{对流传热阻力}} \quad (17)$$

从关系式可以看出: 在微通道热沉中获得较低的 Nu 数意味着导热性要比对流传热具有更高的重要性。所以在层流中, 导热性有可能比在紊流中扮

演更重要的角色。

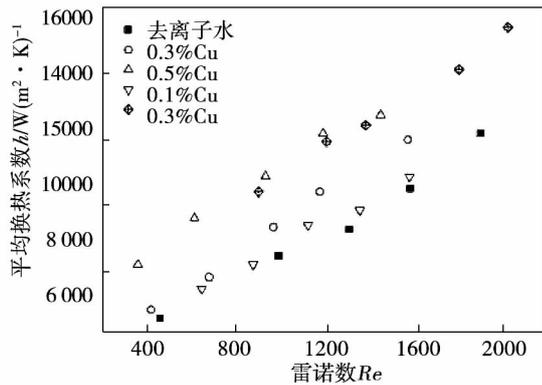


图 8 两种纳米流体的平均传热系数
Fig. 8 Average heat transfer coefficient of two nanofluids

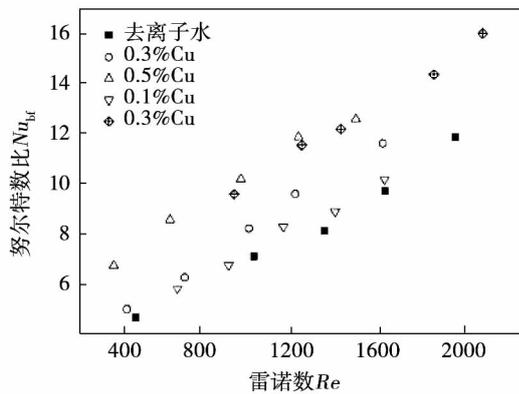


图 9 纳米流体的平均 Nu 数
Fig. 9 Average Nu number of two nanofluids

图 10 表示的是纳米流体的 Nu 数与去离子水的 Nu 数之比与 Re 数的关系。质量分数为 0.1% 与 0.3% 的 Cu - 水纳米流体最高分别提升了 10% 和 43% , 而质量分数为 0.3% 与 0.5% 的 Al - 水纳米流体则提升了 22% 和 51% 。并且还可以从图中发现 , Nu_{nf}/Nu_{bf} 并不是随着 Re 数一直增大的。对比其他学者在纳米流体在微通道的研究结果 , Nu_{nf}/Nu_{bf} 都是随着 Re 增加而增加的 , 而在本次实验研究中 , 在较高的 Re 数下 , 这个比值是下降的。出现这一现象分析有两点原因: (1) Re 数较高时 , 换热工质流经换热器的平均温度较低 , 分子振动减弱 , 内聚力变大 , 粘度升高 , 对对流换热有抑制作用。纳米流体粘度升高的比率较水大 , 所以 Nu_{nf}/Nu_{bf} 的值有所下降。(2) Re 数较高时 , 流速过快 , 换热工质在换热器内换热不够充分。

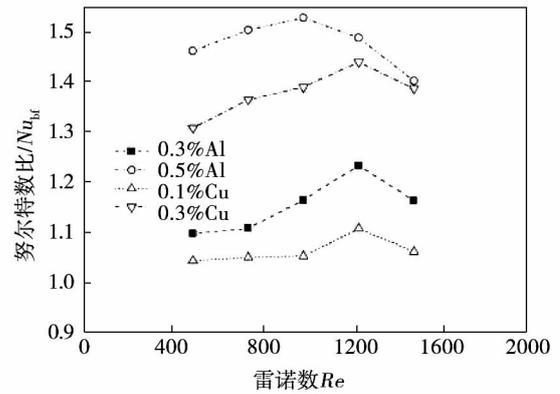


图 10 纳米流体与去离子水相比的传热特性
Fig. 10 Heat transfer characteristics of nanofluids compared with deionized water

4.2 流动特性

如图 11 所示 , 总体来说 , 微通道的压降是非常大的 , 最大能够达到 70 kPa。对比典型的大型管壳式换热器 , 其压降也更大。并且还可以看出 , 添加纳米颗粒的纳米流体的压降要比水大 , 随着 Re 数的增大而增大 , 但是不会带来过大的压降损失。而且纳米流体 Al 的压降要比纳米流体 Cu 要大 , Al 是比 Cu 更容易沉淀的粒子。

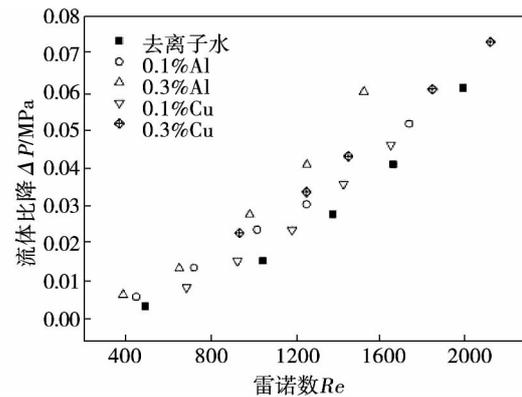


图 11 纳米流体压降随着 Re 数的变化
Fig. 11 Nanofluid pressure drop with Re number

图 12、图 13 给出了去离子水和纳米流体的摩擦阻力系数随雷诺数的变化曲线。从图中可以看出 , 去离子水及添加两种纳米颗粒的去离子水 , 摩擦阻力系数 f 随着 Re 数的增加而减小 , 不同种类的纳米流体摩擦阻力系数 f 都随着浓度的增加而增大。Cu - 水纳米流体相对于去离子水增加的摩擦阻力系数范围在 10% 以内 , 而 Al - 水纳米流体增加的范围为 14% 以内 , 意味着由于纳米颗粒的小尺寸效应 , 使用低浓

度的纳米流体即使是微通道也不会引起特别严重的压力降。并且经过对比,发现 Cu - 水纳米流体的摩擦阻力系数要比 Al - 水纳米流体的低。

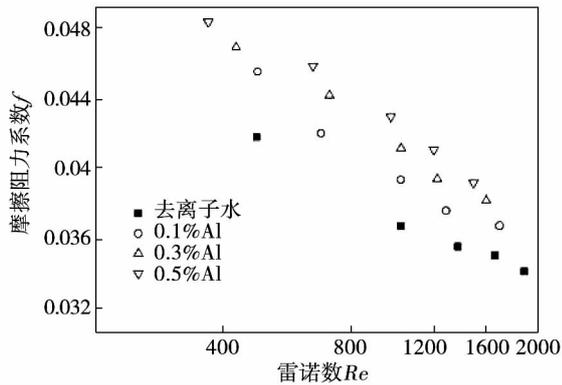


图 12 Al - 水纳米流体的摩擦阻力系数

Fig. 12 Friction coefficient of Al-water nanofluids

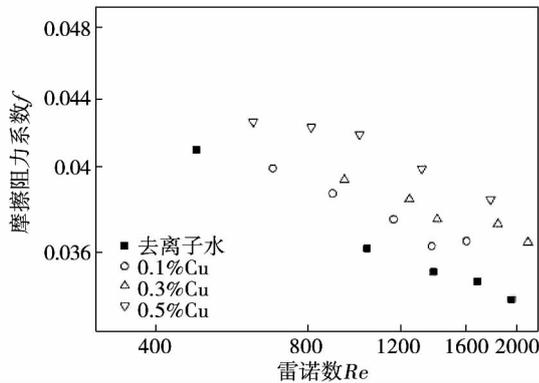


图 13 Cu - 水纳米流体的摩擦阻力系数

Fig. 13 Friction coefficient of Cu-water nanofluids

4.3 实验关联式

根据文献 [16] 推荐的关联式以及实验数据拟合得到半圆形铝制微通道内低浓度 Cu - 水纳米流体在层流状态下的 Nu 数与摩擦阻力系数的实验关联式为:

$$Nu = 0.0319 Re^{0.6823} Pr^{0.3601} (1 + w)^{1.515} \quad (18)$$

$$f = 0.0763 Re^{-0.1035} (1 + w)^{0.2431} \quad (19)$$

拟合值与实验值的比较如图 14、图 15 所示,在图 14 中,平均偏差为 5.81%,最大偏差为 19.33%,标准偏差为 4.8%;图 16 中平均偏差为 0.88%,最大偏差为 2.24%,标准偏差为 0.67%,所以两个关联式能较好的预测实验结果。其中 Re 数范围 500 ~ 1900 Pr 范围 5.31 ~ 5.59,浓度为小于 0.5%。对于其它范围的适用性有待进一步验证。

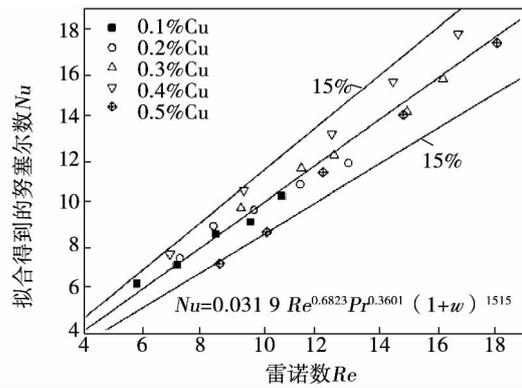


图 14 Cu - 水纳米流体 Nu 数拟合值与实验值的比较

Fig. 14 Nu number comparison between fitted and experimental values of Cu-water nanofluids

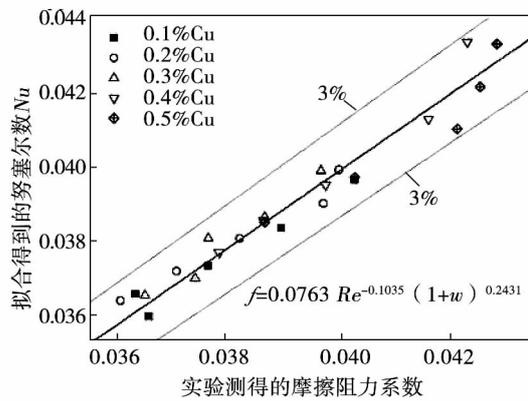


图 15 Cu - 水纳米流体摩擦阻力系数拟合值与实验值比较

Fig. 15 Friction coefficient comparison between fitted and experimental values of Cu-water nanofluids

4.4 热性能系数分析

综上所述,半圆形微通道中通入纳米流体后具有很好的换热效果,由于纳米颗粒的小尺寸效应使得系统压升高的不是很明显,而是仅在一定范围内的增高。因此,本研究引入的热性能系数 η ,是对微尺度换热器及纳米流体整体效果的重要评估^[17]。

$$\eta = \frac{(Nu_{nf}/Nu_{bf})}{(f_{nf}/f_{bf})^{1/3}} \quad (20)$$

根据文献 [17] 的选点方式,本文选用了层流范围内均匀分布的五个数据点进行评估,图 16 表示不同纳米流体在雷诺数为 500、750、1000、1250、1500 下的热性能系数的分布情况。从图中可以看出,热

性能系数都大于 1 ,说明加强换热的效果更加明显 ,并且随着浓度增大 , η 的值也随之增大。每一种纳米流体的热性能系数 η 都有一个峰值 ,并且高浓度的峰值向左偏移 ,所以在实际应用中找到一个合适的流量来进行换热循环是很有必要的。

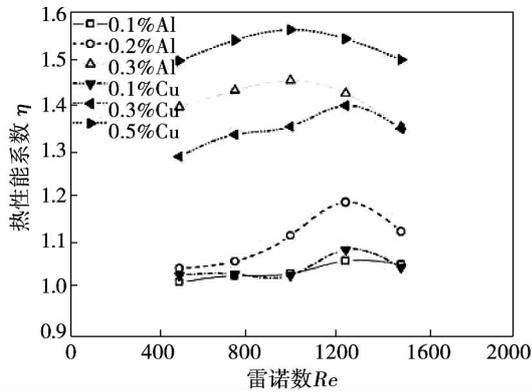


图 16 纳米流体的热性能系数

Fig. 16 Thermal coefficient of performance for Nanofluids

5 结 论

(1) 对于微通道热沉的传热与流动实验 ,所有的纳米流体与去离子水相比都有更高的传热系数但是并不会带来过大的压降损失。传热系数以及压降均随 Re 和纳米流体浓度的增大而增大;

(2) Cu - 水纳米流体的传热效果要比 Al - 水纳米流体的好 ,最多能够提高 23%。而且摩擦阻力系数更小 ,最低是 Al - 水纳米流体的 85% ;

(3) 在本实验条件下 ,配置的纳米流体的质量分数达到 0.5% 时 ,微通道热沉的纳米流体效应由于粘度过大等原因发生了换热恶化。当纳米流体流速较高时 ,由于换热不够充分以及粘度等因素导致传热的增幅发生了下降;

(4) 基于实验数据 ,拟合了半圆形铝制微通道中低浓度 Cu - 水纳米流体层流对流换热 Nu 数和摩擦阻力系数的实验关联式 ,并且得到了不同纳米流体热性能系数的分布曲线。

参考文献:

[1] Popov V N. Carbon nanotubes: properties and application [J]. Materials Science and Engineering: R: Reports ,2004 ,43 (3) : 61 - 102.
 [2] Chein R ,Huang G. Analysis of microchannel heat sink performance using nanofluids [J]. Applied Thermal Engineering ,2005 ,25 (17) : 3104 - 3114.

[3] Ho C J ,Wei L C ,Li Z W. An experimental investigation of forced convective cooling performance of a microchannel heat sink with Al_2O_3 /water nanofluid [J]. Applied Thermal Engineering ,2010 ,30 (2) : 96 - 103.
 [4] Wen D ,Ding Y. Experimental investigation into convective heat transfer of nanofluids at the entrance region under laminar flow conditions [J]. International journal of heat and mass transfer 2004.
 [5] 宁常军 ,罗小平. 微通道内纳米流体换热与压降特性 [J]. 中南大学学报(自然科学版) 2012 ,43 (8) : 3001 - 3006.
 NING Chang-jun ,LUO Xiao-ping. Heat transfer and pressure drop of Al_2O_3 nanofluids in microchannels [J]. Journal of Central South University (Science and Technology) ,2012 ,43 (8) : 3001 - 3006.
 [6] 苗辉 ,黄勇 ,王方. 等温热源微通道单相液体层流换热特性 [J]. 热能动力工程 2010 ,25 (3) : 306 - 311.
 MIAO Hui ,HUANG Yong ,WANG Fang. Heat exchange characteristics of the single-phase laminar flow in micro-passages of an isothermal heat source [J]. Journal of Engineering for Thermal Energy and Power 2010 ,25 (3) : 306 - 311.
 [7] Jung J Y ,Oh H S ,Kwak H Y. Forced convective heat transfer of nanofluids in microchannels [J]. International Journal of Heat and Mass Transfer 2009 ,52 (1) : 466 - 472.
 [8] Peyghambarzadeh S M ,Hashemabadi S H ,Chabi A R ,et al. Performance of water based CuO and Al_2O_3 nanofluids in a Cu-Be alloy heat sink with rectangular microchannels [J]. Energy Conversion and Management 2014 ,86: 28 - 38.
 [9] Wang X Q ,Mujumdar A S. A review on nanofluids-part I: theoretical and numerical investigations [J]. Brazilian Journal of Chemical Engineering 2008 ,25 (4) : 613 - 630.
 [10] Han Z. Nanofluids with enhanced thermal transport properties [J]. University of Maryland at College Park. 2008 ,88: 124 - 133.
 [11] 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 and Mass Transfer ,2002 ,45 (12) : 2549 - 2565.
 [12] Kandlikar SG. Heat transfer and fluid flow in minichannels and microchannels [M]. Elsevier Science Limited. Great Britain ,2006: 155 - 167.
 [13] Moffat R J. Describing the uncertainties in experimental results [J]. Experimental thermal and fluid science ,1988 ,1 (1) : 3 - 17.
 [14] 费业泰. 误差理论与数据处理 [M]. 北京: 机械工业出版社 ,1995 ,63 - 75.
 FEI Ye-tai. The theory of error and data processing [M]. Beijing: China Mechine Press ,1995 ,63 - 75.
 [15] Lee J ,Mudawar I. Assessment of the effectiveness of nanofluids for single-phase and two-phase heat transfer in micro-channels [J]. International Journal of Heat and Mass Transfer ,2007 ,50 (3) : 452 - 463.
 [16] 吴信宇 ,吴慧英. 纳米流体在芯片微通道中的流动与换热特性 [J]. 化工学报 2008 ,59 (9) : 2181 - 2187.
 WU Xin-yu ,WU Hui-ying. Flow and heat transfer characteristics of nanofluids in silicon chip microchannels [J]. CIESC Journal ,2008 ,59 (9) : 2181 - 2187.
 [17] L Qiu ,H W Deng ,J. N. Sun ,et al. Pressure drop and heat transfer in rotating smooth square U-duct under high rotation numbers [J]. Heat Mass Transfer 2013 ,66: 543 - 552.

(陈 滨 编 辑)

Relationship between Leakage Fault State of Heat Exchanger and its AE Emission Signal Feature [刊, 汉] LI Lu-ping, WU Hao, HUANG Zhang-jun, JIN Feng-hua, RAO Hong-de (School of Energy and Power Engineering, Changsha University of Science and Technology, Changsha, Hunan, China, Post Code: 410014) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. . - 2016, 31(6). - 15 ~ 20

Based on the early characteristic of heat exchanger internal leakage, mainly aperture leakage, an experimental test rig for detecting the inner-leakage of heat exchanger through acoustic emission signal was designed and built. The effect of differential pressure between aperture ends on leakage was simulated by changing the inlet pressure of the heat exchanger. The experimental data obtained under inlet pressures of 0.1 MPa ~ 0.6 MPa were analyzed by Wavelet decomposition techniques. Then the relationship between inlet pressure and spectrum characteristics for the acoustic emission signal of aperture leakage under different entrance conditions was determined. The quantitative correlation between leakage and acoustic emission energy was fitted as follows: $Q_x = (19.17E_s^3 - 9.76E_s^2 + 2.14E_s - 0.072)^{0.365}$. This correlation can provide a theoretical and experimental reference for detecting the internal leakage of heat exchanger. **Key words:** heat exchanger, internal leakage, acoustic emission signals, wavelet decomposition

乙醇-水双工质脉动热管传热性能实验研究 = Experimental Study on the Thermal Performance of Ethanol-water Double-medium Pulsating Heat Pipe [刊, 汉] LV Shao-fan, SU Lei (College of Energy Engineering, Nanjing Tech University, Nanjing, Jiangsu, China, Post Code: 211816) ZHANG Hong (Changzhou Institute of Technology, Changzhou, Jiangsu, China, Post Code: 213002) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. . - 2016, 31(6). - 21 ~ 26

Through experimental study of pulsating heat pipe with ethanol-water double working medium in air-cooled mode, the effects of heating power, volume ratio, and filling ratio on heat pipe oscillation and heat transfer performance have been discussed. Under the experimental conditions, results show that with power less than 100 W, filling ratio, volume ratio, and heating power have relatively apparent effects on heat transfer performance of heat pipe, while under medium or high power, the stability of such heat pipe is related to volumetric quota of liquid water. The thermal resistance decreases with the increase of water quota. When water quota is below 21%, heat pipe has relatively poor stability and its power upon occurrence of instability decreases with the decrease of water quota. The thermal performance of heat pipe with 50% ~ 70% filling ratio is better than the one with 30% filling ratio, while the heat pipe of equal volume ratio demonstrates the worse oscillating characteristics and heat transfer performance. **Key words:** double working medium pulsating heat pipe, heat transfer performance, oscillating characteristics

半圆形微通道内纳米流体流动与传热特性 = Heat Transfer and Flow Characteristics of Nanofluids Flowing

through Semicircular Microchannel [刊 汉] SUN Bin , CHEN Chen , YANG Di (Northeast Dianli University , Jinlin , China , Post Code: 132000) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. . - 2016 , 31(6) . - 27 ~ 34

In order to study the heat transfer and flow characteristics of fluid flowing through the semi-circular microchannel , the convective heat transfer characteristics of deionized water , Cu-water nanofluids and Al-water nanofluids were studied experimentally in the progress of thermal subsidence in 21 semicircular parallel microchannels with 612 μ m equivalent diameter. Microchannel heat transfer coefficient of thermal subsidence and pressure drop were measured and calculated. The fact that semicircular microchannel heat exchanger also has good heat transfer performance compared to the conventional shape of rectangular cross-section was confirmed by the results. Moreover , compared to deionized water , adding Al and Cu nanoparticles increases the pressure drop. Nanofluids effects in the process of thermal subsidence in microchannels deteriorate due to the accumulation of nanoparticles , precipitate , and the viscosity and other reasons when the concentration of nanofluids is 0.5% . Based on the experimental data , the correlations of laminar convective heat transfer and drag coefficient of low concentration of nanofluids in semicircular microchannel were formulated. The results are of great significance for the integrated chip cooling system design. **Key words:** nanofluids , microchannel , heat transfer coefficient , resistance characteristics

入口压力对某环形燃烧室内燃烧及 NO_x 生成的影响 = Impact of Inlet Pressure on Combustion and NO_x Formation in an Annular Combustion Chamber [刊 汉] FU Zhong-guang , SHI Li , LIU Bing-han , SHEN Ya-zhou (Key Laboratory of Condition Monitoring and Control for Power Plant Equipment (North China Electric Power University) , Ministry of Education , Changping District , Beijing , China , Post Code: 102206) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. . - 2016 , 31(6) . - 35 ~ 41

The impact of combustor inlet pressure on combustion and thermal NO_x formation characteristic in an annular combustion chamber was simulated numerically by commercial CFD code Fluent. The predicted results show that the increase of inlet pressure increases the density of gas flow , and thus decreases the velocity of gas flow and magnitude of back flow regions which reduce flame temperature and high temperature zone near those regions. The mole concentration of oxygen atom increases with inlet pressure which accelerates the generation of thermal NO_x in premixed flame. The region of the highest thermal NO_x formation rate is near the boss of the combustion chamber. Fall of flame temperature in those regions reduces the growth rate of thermal NO_x formation to some extent. The formation rate of thermal NO_x near the crust are relatively higher than that of hub side under different inlet pressures. **Key words:** gas turbine , annular combustion chamber , inlet pressure , back flow region

可控涡结构的三维湍流燃烧特性的数值分析 = Numerical Simulation of Turbulent Combustion Characteristics in the Vortex Controlled Diffuser [刊 汉] ZENG Zhuo-xiong , GUO Shuai-shuai (College of Power and Me-