

# 基于球窝结构冷却通道的强化 传热数值及实验研究\*

张 荻, 郭 帅, 谢永慧

(西安交通大学 能源与动力工程学院, 西安 710049)

**摘要:** 球窝作为一种小流阻的强化传热结构,在微型换热器中有较大的发展前景.该文采用实验与数值相结合的方法,研究层流条件下布置球窝结构的矩形通道内部的流动与换热特性,比较了不同球窝深度、不同 Reynolds(雷诺)数对其强化换热特性的影响,并与光滑结构进行了对比.研究表明:随着 Reynolds 数的增加,换热效果逐渐增强.在 3 种 Reynolds 数 ( $Re = 500, 1\ 000, 1\ 500$ ) 工况下,在球窝深度直径比在 0.1~0.2 之间时,球窝内部均存在流动分离且分离点位于球窝中心之前,球窝换热特性最好,与实验得出深度直径比为 0.2 时换热效果最好相吻合.在同一 Reynolds 数条件下,随着球窝深度的增加,其阻力特性逐渐降低.综合热特性随着 Reynolds 数的增大呈现下降趋势.

**关键词:** 球窝; 换热; 数值模拟; 实验

**中图分类号:** V211.6      **文献标志码:** A

**doi:** 10.3879/j.issn.1000-0887.2014.03.003

## 引 言

传热冷却技术是当今能源动力领域研究的主要内容.球窝球凸结构具有小流阻强化传热的特点,近几年来国内外学者对其强化传热特性进行了研究.微通道内强化换热研究也逐渐增多,由于微通道内强化换热属于层流换热,因此研究球窝在层流下换热具有非常重要的意义.

Bearman 和 Harvey<sup>[1]</sup>早在 1993 年就发现了在高尔夫球上的凹坑可以推迟边界层的分离,从而减小球的阻力;Sherrow 等<sup>[2]</sup>研究了横流换热器管束的圆管外壁布置深/浅球窝后的传热与阻力特性;Moon 等<sup>[3]</sup>通过实验研究了在矩形通道的一侧壁面上开设叉排球窝模型之后的传热特性和摩擦损失;Mahmood 等<sup>[4]</sup>研究了叉排球窝 ( $\delta/d = 0.2$ ) 的流动特性及传热特性,结果表明随着 Reynolds 数的变化, Nusselt(努塞尔)数  $Nu$  会有小的变化;Elyan 和 Tafti<sup>[5]</sup>研究了翅片表面加凹坑结构的换热特性;Xiao 等<sup>[6]</sup>对流体为层流流态下表面开设球窝结构的热特性进行了研究;Fischer, Juric 等<sup>[7]</sup>对微通道内布置胶状点滴的换热特性进行了研究;Mahmood, Ligriani 等<sup>[8]</sup>研究了通道两侧分别布置球窝、球凸的换热特性;Chang 等<sup>[9]</sup>提出一种全新的在六

\* 收稿日期: 2013-09-20; 修订日期: 2013-12-12

**作者简介:** 张荻(1972—),女,河南开封人,副教授,博士(通讯作者. E-mail: zhang.di@mail.xjtu.edu.cn);  
郭帅(1990—),男,陕西榆林人,硕士生;  
谢永慧(1971—),男,湖南郴州人,教授,博士,博士生导师.

边形管道内壁面布置球窝球凸的强化传热管结构,研究了不同的布置方式(球窝-球窝,球凸-球凸,球窝-球凸)对管道传热与阻力特性的影响,同时给出了 Nusselt 数和摩擦因数的关联式; Park 等<sup>[10]</sup>通过实验研究了布置球窝( $\delta/d = 0.3$ )的湍流空气流动状态下的换热特性,并且对其进行了  $k-\varepsilon$  模型 Reynolds 数从 2 700 到 41 000 的数值模拟,这项研究提供了有球窝的内部流动结构的发展以及随后对传热的影响; Zhou 和 Acharya<sup>[11]</sup>研究了在旋转透平叶片上开设球窝的换热特性.国内学者蓝吉兵等<sup>[12]</sup>对微通道内球窝的换热特性进行了研究;申仲旸等<sup>[13]</sup>对不同球窝、球凸结构的旋转通道的传热及阻力特性进行了研究;张获等<sup>[14]</sup>研究了二次球窝、球凸的流动控制及强化传热分析;向颀<sup>[15]</sup>采用 CFD 软件对蜂窝板在不同板片间距、凹坑直径、凹坑深度、凹坑横向间距下进行了数值模拟研究.

本文主要通过实验与数值模拟,研究不同球窝深度在层流条件下的换热特性以及流动特性,研究确定了最佳球窝深度范围,为未来确定球窝深度研究打下基础,也为在微通道的强化换热研究提供参考.

## 1 实验研究

本文为表面布置球窝结构的铜板换热研究搭建了相应的实验台.图 1 所示为实验系统框架图.通道由进口段、实验段、稳流器、尾部段组成.进口段长度为 2 520 mm,该长度能够保证流体达到稳定状态.在稳流器之前部分的通流管道由有机玻璃制成,稳流器之后的通流管道是钢化管道.稳流器对流动起稳定作用.稳流器之后是流量计,用于测量流道中流体流量.最后是压缩机,用于产生实验所用工质.压缩机旁边设有调节阀,用来调节流量.本实验中流量对应即 Reynolds 数.

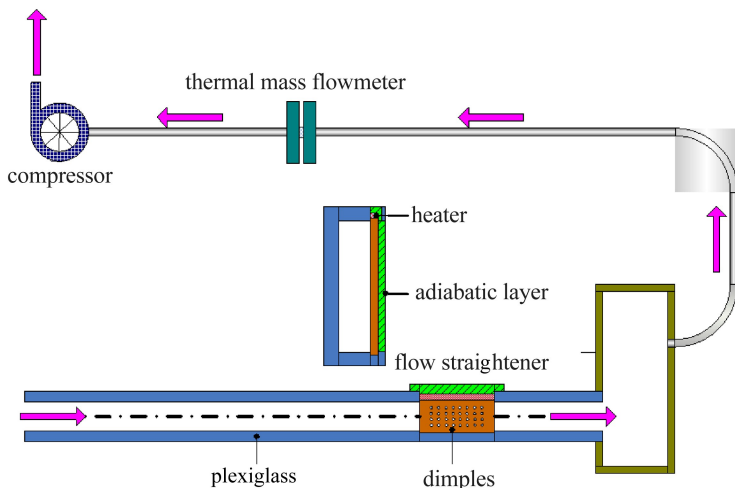


图 1 实验台框架图

Fig.1 Schematic of the test bench

实验段铜板表面有 12 个热电阻测点,用来测量铜板表面的温度.

## 2 数值模拟

### 2.1 几何与物理模型

本文通过对层流条件下不同深度不同 Reynolds 数下的顺排球窝模型的换热特性进行数值模拟,得出层流状态下传热规律随 Reynolds 数的变化特性和不同深度的球窝的变化特性.具

体是实验中流道采用高度为 140 mm、宽度为 20 mm 的矩形通道,实验段采用 3 种直径相同 ( $d = 10$  mm) 但是深度不同(分别是  $\delta/d = 0.1, 0.2, 0.3$ ) 的球窝铜板,还有一块光滑铜板作对比实验,铜板的具体尺寸为长度 200 mm、高度 140 mm、厚度 10 mm。进口段与出口段长度均为 2 520 mm。流道以及实验段模型如图 2 所示。固体域在图中没有给出,它与流体域是紧贴的。

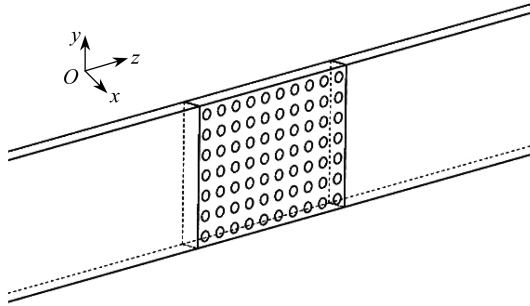


图 2 物理模型

Fig.2 Physical model

一共 70 个球窝,相邻球窝之间距离都为 20 mm。 $z$  方向为流体流动方向,流动方向布置 10 个球窝,垂直于流动方向布置 7 个球窝。

## 2.2 网格划分

采用 ICFM CFD 对模型进行六面体网格划分,计算域网格情况如表 1 所示。在流体域与球窝平板交接处采用局部加密,在进口段末端与出口段始端采用局部加密更好过渡,球窝处采用 O 型网格提高网格质量,如图 3 所示。

表 1 网格信息表  
Table 1 Grid information

item	node number $N_{\text{node}}$	hexahedron number $N_{\text{hex}}$
single dimple in fluid domain	71 610	66 848
inlet	350 000	333 094
outlet	350 000	333 094
whole fluid domain	5 539 450	5 345 548
single dimple in solid domain	20 460	17 694
whole solid domain	1 382 700	1 238 580
whole domain	6 922 150	6 584 128

其它模型的网格布局与表 1 类似。

在层流流动下简化 Navier-Stokes 方程,得到

a) 连续方程(质量守恒方程)

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} = 0, \quad (1)$$

b) 动量守恒方程

$$\rho \left( u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} + w \frac{\partial u}{\partial z} \right) = - \frac{\partial p}{\partial x} + \frac{\partial}{\partial x} \left( \mu \frac{\partial u}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left( \mu \frac{\partial u}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left( \mu \frac{\partial u}{\partial z} \right), \quad (2)$$

$$\rho \left( u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} + w \frac{\partial v}{\partial z} \right) = - \frac{\partial p}{\partial y} + \frac{\partial}{\partial x} \left( \mu \frac{\partial v}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left( \mu \frac{\partial v}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left( \mu \frac{\partial v}{\partial z} \right), \quad (3)$$

$$\rho \left( u \frac{\partial w}{\partial x} + v \frac{\partial w}{\partial y} + w \frac{\partial w}{\partial z} \right) = - \frac{\partial p}{\partial z} + \frac{\partial}{\partial x} \left( \mu \frac{\partial w}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left( \mu \frac{\partial w}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left( \mu \frac{\partial w}{\partial z} \right). \quad (4)$$

c) 能量守恒方程

$$\rho C_p \left( u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} + w \frac{\partial T}{\partial z} \right) = \frac{\partial}{\partial x} \left( K \frac{\partial T}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left( K \frac{\partial T}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left( K \frac{\partial T}{\partial z} \right). \quad (5)$$

由于本文涉及固体域导热问题,因此加上导热微分方程.

d) 常物性、无内热源、稳态导热微分方程

$$\frac{\partial^2 t}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial z^2} = 0. \quad (6)$$

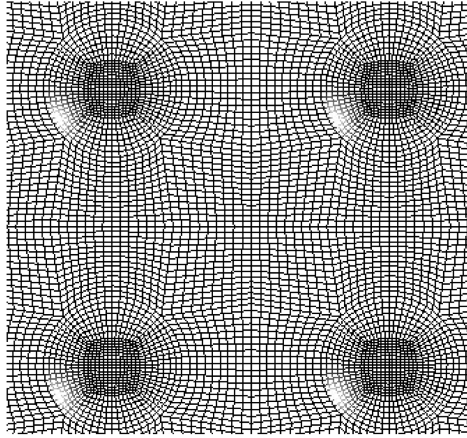


图3 局部球窝网格

Fig.3 Local grids at the dimples

## 2.3 边界条件设定

在计算过程中流体域采用理想空气为介质,相对压力选择为 96.82 kPa,入口条件选用速度入口,湍流度选择为 0,分别设定速度为 0.2 m/s,0.4 m/s,0.6 m/s 3 种工况,对应 3 种 Reynolds 数 500,1 000,1 500,进口总温 288 K,出口条件为静压 0 Pa,壁面采用绝热无滑移条件.固体域采用铜作为介质,初始温度 288 K,顶端采用均匀 7 500 W/m<sup>2</sup>热流,其他壁面绝热无滑移.流体域与固体域之间采用流固耦合.计算残差收敛到 10<sup>-6</sup>量阶以下,并且残差最后成为比较平的直线或者在一定小范围内震荡,监测点为固体壁面某处温度,从监视点判断得出质量和能量守恒.

## 3 结果与讨论

本文采用实验与数值模拟研究了球窝结构的换热特性,实验部分只研究了换热特性,对阻力特性与热特性以及流动结构没有进行研究,数值模拟对 4 者都进行了研究,通过研究得出如下结论:

### 3.1 换热特性

本文采用实验与数值模拟研究了在 3 种带球窝结构的通道(球窝直径相同、布置方式相同但深度不同)内空气层流流动时的换热特性,得出了 3 种球窝结构的  $Nu-Re$  关系图,如图 4 所示.

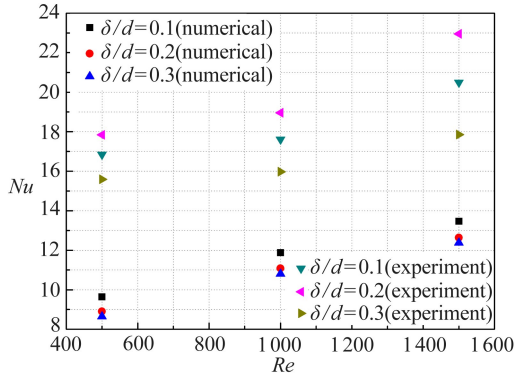
图4  $Nu$  随  $Re$  变化图

Fig.4 Nusselt number vs. Reynolds number

从图中可以看出:随着 Reynolds 数增大,每种工况下的  $Nu$  都是接近线性增加的,实验中得到球窝深度为 2 mm 时的换热特性是最好的,球窝深度为 3 mm 时的换热特性是最差的,数值模拟中球窝深度为 1 mm 时的换热特性是最好的,同样球窝深度为 3 mm 时的换热特性是最差的,这说明并不是球窝深度越深越好,而是有一个最佳的球窝深度,使得换热特性最好.这主要是由于球窝深度过深时,会影响流体流动结构,导致流体在球窝内滞止,边界层变厚,从而使得换热效果变差.实验中得出 2 mm ( $\delta/d = 0.2$ ) 深度球窝换热效果最好,而数值模拟为 1 mm ( $\delta/d = 0.1$ ) 球窝换热效果最好,主要是由于二者边界条件不同所致,实验时存在散热,而数值模拟则是绝热的.而且实验无法直接测量流体域平均温度  $T_b$ , 只能根据公式推算,数值模拟则可以直接对整个流体域进行温度平均得到  $T_b$ , 所以实验结果与数值模拟结果存在一些差别.

### 3.2 阻力特性

本文采用无量纲 Fanning(范宁)摩擦因数  $f/f_0$  研究通道阻力特性,其公式如下:

$$f = - (\Delta p / (0.5 \rho u_i^2)) (D_h / L), \quad (7)$$

式中,  $\Delta p$  为压力损失,  $u_i$  为入口速度.可以求出其  $f/f_0$ , 图 5 所示为数值模拟得出的  $f/f_0$  随  $Re$  的变化情况.

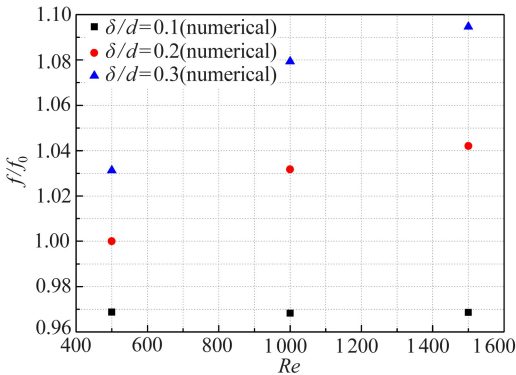
图5  $f/f_0$  随  $Re$  的变化图

Fig.5 Friction characteristics vs. Reynolds number

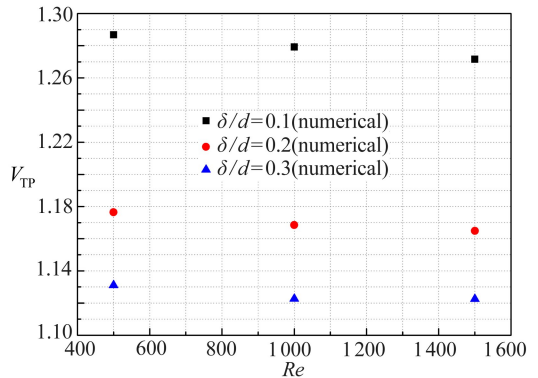
图6  $V_{TP}$  随  $Re$  变化图

Fig.6 Thermal performance vs. Reynolds number

由图 5 可以看出,当球窝深度为 1 mm 时,  $f/f_0$  在 0.97 左右,而另外 2 种深度工况下  $f/f_0$  都超过 1.球窝深度为 3 mm 阻力特性最差,最大值约为 1.09;球窝深度为 1 mm 的工况压力损失最小,阻力特性最好,而且球窝深度为 1 mm 时阻力特性随 Reynolds 数变化不大,即可认为在

球窝深度为 1 mm 时阻力特性与 Reynolds 数关系不大,而其他 2 种工况随 Reynolds 数增大其阻力特性增大。

### 3.3 热特性

下面将对数值模拟中球窝模型热特性进行研究,热特性的表达式如下:

$$V_{TP} = (Nu/Nu_0)(f/f_0)^{-1/3}. \quad (8)$$

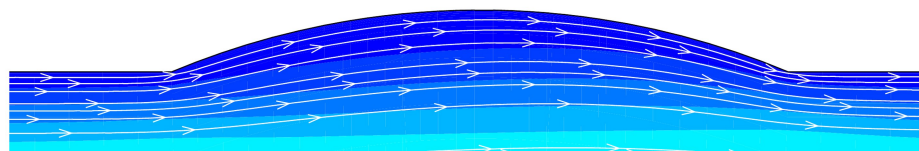
图 6 给出了热特性  $V_{TP}$  随  $Re$  的变化情况.由图 6 可以看出热特性随 Reynolds 数增大略有下降,但是变化幅度较小,说明在低 Reynolds 数下热特性较好.此外,同一 Reynolds 数下随着球窝深度的增加,热特性降低,球窝深度为 1 mm 时热特性值最高,且比另外 2 种工况高出很多,球窝深度为 3 mm 时热特性值最低。

### 3.4 流动结构

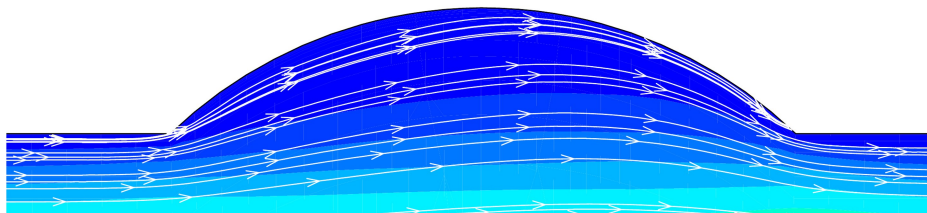
本文还对流道内流体的流动结构进行了研究,图 7 给出了  $Re = 500$  时 3 块铜板实验段局部流线图;图 8 给出了  $Re = 1\ 000$  时 3 块铜板实验段局部流线图;图 9 给出了  $Re = 1\ 500$  时 3 块铜板实验段局部流线图。

由流线图可以看出:

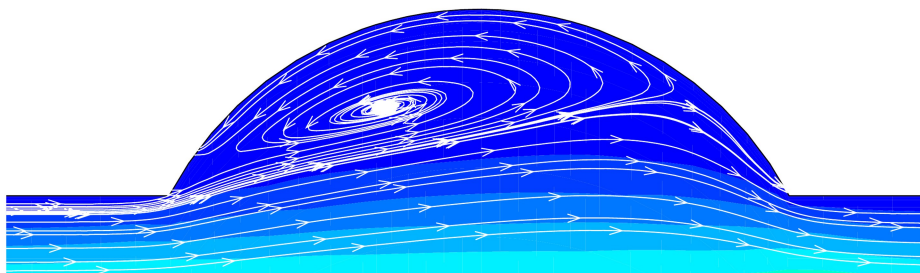
当球窝深度为 1 mm ( $\delta/d = 0.1$ ) 时,3 种 Reynolds 数工况下 ( $Re = 500, 1\ 000, 1\ 500$ ),球窝内部均未发生流动分离。



(a)  $\delta/d = 0.1$



(b)  $\delta/d = 0.2$



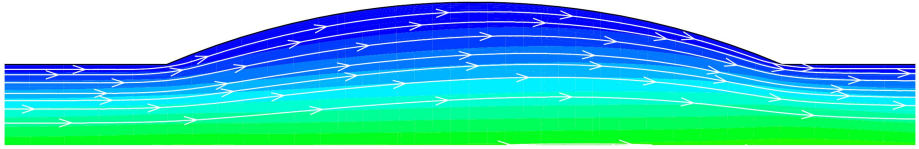
(c)  $\delta/d = 0.3$

图 7  $Re = 500$  时 3 种球窝内部流动结构

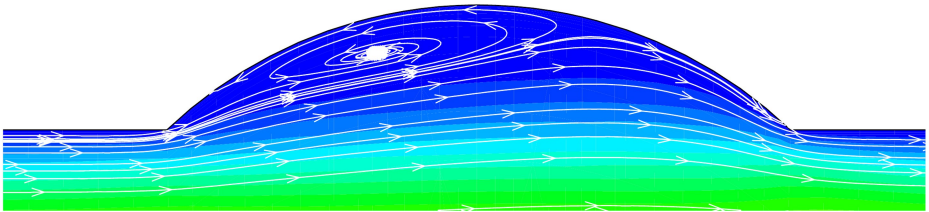
Fig.7 Streamlines with the 3 kinds of dimples,  $Re = 500$

当球窝深度为 2 mm ( $\delta/d = 0.2$ ) 时,  $Re = 500$  工况的球窝内部未发生流动分离,但在  $Re = 1\,000, 1\,500$  时均发生流动分离,且  $Re = 1\,000$  时流动分离较早,分离点位于球窝中点附近稍后, $Re = 1\,500$  时分离点位于球窝中点之后。

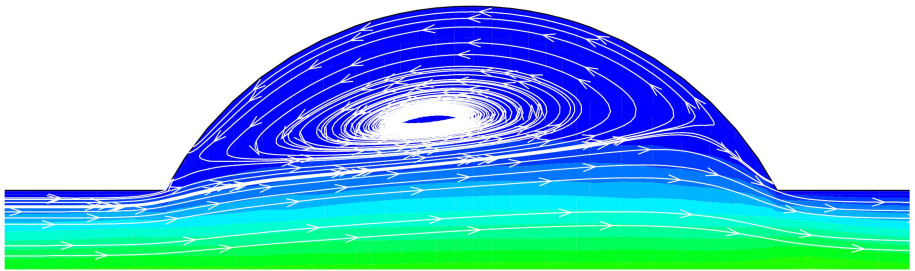
当球窝深度为 3 mm ( $\delta/d = 0.3$ ) 时,在 3 种 Reynolds 数工况下 ( $Re = 500, 1\,000, 1\,500$ ),球窝内部均发生流动分离,且流动分离点均位于球窝中点之后。



(a)  $\delta/d = 0.1$



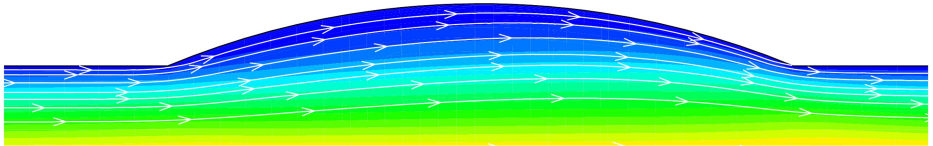
(b)  $\delta/d = 0.2$



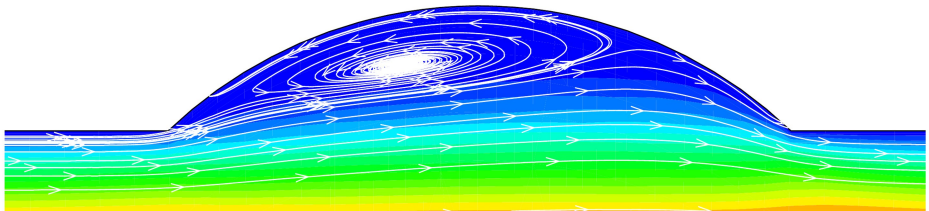
(c)  $\delta/d = 0.3$

图 8  $Re = 1\,000$  时 3 种球窝内部流动结构

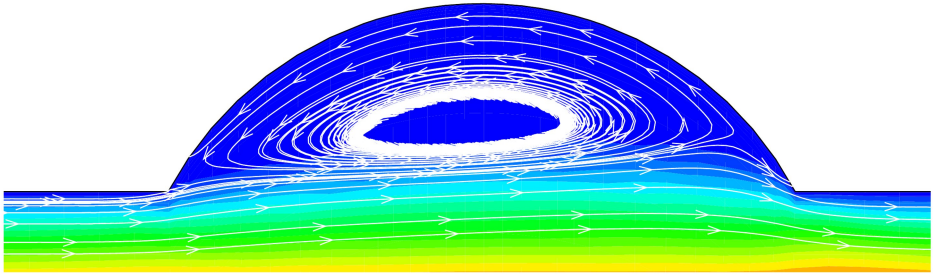
Fig.8 Streamlines within the 3 kinds of dimples,  $Re = 1\,000$



(a)  $\delta/d = 0.1$



(b)  $\delta/d = 0.2$

(c)  $\delta/d = 0.3$ 图9  $Re = 1500$  时3种球窝内部流动结构Fig.9 Streamlines within the 3 kinds of dimples,  $Re = 1500$ 

结合换热、阻力以及热特性可以判定,在低 Reynolds 数下,分离点位于球窝中点之前,因此换热特性较好,并且存在最佳球窝深度,在3种 Reynolds 数工况下 ( $Re = 500, 1000, 1500$ ),该球窝内部均存在流动分离且分离点位于球窝中心之前,换热特性最好,因此可以判定此深度处在  $1\sim 2\text{ mm}$  ( $\delta/d = 0.1\sim 0.2$ ) 之间。

## 4 结 论

1) 对于所有铜板,随着  $Re$  数增大, $Nu$  数随之增大;同一 Reynolds 数下,表面有球窝结构可以有效增强换热。

2) 当球窝深度相同时,随着 Reynolds 数增大,阻力特性变差,深度为  $1\text{ mm}$  ( $\delta/d = 0.1$ ) 的球窝阻力特性最好并且与 Reynolds 数关系不大,深度为  $3\text{ mm}$  ( $\delta/d = 0.3$ ) 的球窝阻力特性最差。

3) 热特性随 Reynolds 数增大略有下降,即低 Reynolds 数下热特性较好,同一 Reynolds 数下随着球窝深度的增加,热特性降低,球窝深度为  $1\text{ mm}$  热特性值最高,且比另外两种工况高出很多,球窝深度为  $3\text{ mm}$  热特性值最低。

4) 对比实验与数值模拟结果,再加上流线图的分析可以得出存在最佳球窝深度,在3种 Reynolds 数工况下 ( $Re = 500, 1000, 1500$ ),该球窝内部均存在流动分离且分离点位于球窝中心之前,换热特性最好,因此可以判定此深度处在  $1\sim 2\text{ mm}$  ( $\delta/d = 0.1\sim 0.2$ ) 之间。

## 参考文献 (References):

- [1] Bearman P W, Harvey J K. Control of circular cylinder flow by the use of dimples[J]. *AIAA Journal*, 1993, **31**(10): 1753-1756.
- [2] Sherrow L D, Ligrani P M, Chudnovsky Y. Effects of exterior surface dimples on heat transfer and friction factors for a cross-flow heat exchanger[J]. *Journal of Enhanced Heat Transfer*, 2006, **13**(1): 1-16.
- [3] Moon H K, O'Connell T, Glezer B. Channel height effect on heat transfer and friction in a dimpled passage[J]. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 2000, **122**(2): 307-313.
- [4] Mahmood G I, Hill M L, Nelson D L, Ligrani P M, Moon H-K, Glezer B. Local heat transfer and flow structure on and above a dimpled surface in a channel[J]. *Journal of Turbomachinery*, 2001, **123**(1): 115-123.



- [5] Elyyan M A, Tafti D K. Flow and heat transfer characteristics of dimpled multilouvered fins [J]. *Journal of Enhanced Heat Transfer*, 2009, **16**(1): 43-60.
- [6] XIAO Nian, ZHANG Qiang, Ligrani P M, Mongia R. Thermal performance of dimpled surfaces in laminar flows[J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2009, **52**(7/8): 2009-2017.
- [7] Fischer M, Juric D, Poulidakos D. Large convective heat transfer enhancement in microchannels with a train of coflowing immiscible or colloidal droplets[J]. *Journal of Heat Transfer*, 2010, **132**(11): 112402.
- [8] Mahmood G I, Sabbagh M Z, Ligrani P M. Heat transfer in a channel with dimples and protrusions on opposite walls[J]. *Journal of Thermophysics and Heat Transfer*, 2001, **15**(3): 275-283.
- [9] Chang S W, Chiang K F, Chou T C. Heat transfer and pressure drop in hexagonal ducts with surface dimples[J]. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 2010, **34**(8): 1172-1181.
- [10] Park J, Desam P R, Ligrani P M. Numerical predictions of flow structure above a dimpled surface in a channel[J]. *Numerical Heat Transfer, Part A: Applications: An International Journal of Computation and Methodology*, 2004, **45**(1): 1-20.
- [11] Zhou F, Acharya S. Mass/heat transfer in dimpled turbine-blade coolant passages[J]. *Heat Transfer in Gas Turbine Systems, Annals of the New York Academy of Sciences*, 2001, **934**: 424-431.
- [12] 蓝吉兵, 谢永慧, 张荻. 微通道中球窝/球凸强化传热特性研究[J]. 西安交通大学学报, 2011, **45**(7): 89-94, 111. (LAN Ji-bing, XIE Yong-hui, ZHANG Di. Heat transfer enhancement in micro-channel with dimples and protrusions[J]. *Journal of Xi'an Jiaotong University*, 2011, **45**(7): 89-94, 111. (in Chinese))
- [13] 申仲畅, 谢永慧, 张荻, 蓝吉兵. 不同球窝/球凸结构的旋转矩形通道传热及阻力特性研究[J]. 西安交通大学学报, 2011, **45**(11): 52-57. (SHEN Zhong-yang, XIE Yong-hui, ZHANG Di, LAN Ji-bing. Heat transfer and flow friction performance of rotating rectangular channels with different dimple/protrusion structures[J]. *Journal of Xi'an Jiaotong University*, 2011, **45**(11): 52-57. (in Chinese))
- [14] 张荻, 申仲畅, 谢永慧. 二次球窝/凸结构的流动控制及强化传热分析[J]. 中国电机工程学报, 2012, **32**(17): 44-50. (ZHANG Di, SHEN Zhong-yang, XIE Yong-hui. Study on flow control and heat transfer performance based on secondary dimple/protrusion[J]. *Proceedings of the CSEE*, 2012, **32**(17): 44-50. (in Chinese))
- [15] 向飒. 基于正交设计的凹坑蜂窝板强化传热性能研究[J]. 河南理工大学学报: 自然科学版, 2012, **31**(3): 317-321. (XIANG Sa. Study on the heat transfer performance of honeycomb plate with different parameters by orthogonal design[J]. *Journal of Henan Polytechnic University (Natural Science)*, 2012, **31**(3): 317-321. (in Chinese))

# Numerical and Experimental Study of Heat Transfer Enhancement Based on the Structure of Cooling Channels With Dimples

ZHANG Di, GUO Shuai, XIE Yong-hui

(*School of Energy and Power Engineering, Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049, P.R.China*)

**Abstract:** The dimple has bright prospect in the micro heat exchanger for smaller flow resistance and better heat transfer enhancement characteristics. Numerical and experimental study of heat transfer enhancement based on the structure of cooling rectangular channels with dimples was carried out. The flow structure and heat transfer characteristics in laminar air flow with different dimple depths and different Reynolds numbers were investigated, and the results were compared with those of the corresponding flat cases. The results show that: with the increasing Reynolds number, the heat transfer effect gradually increases; there exists the best dimple depth between 1 mm and 2 mm at the 3 Reynolds numbers ( $Re = 500, 1\ 000, 1\ 500$ ); the flow separation occurs inside the dimple and the separation point is located in front of the dimple center, which results in the best heat transfer characteristics; at the same Reynolds number, the resistance characteristics decrease with the increasing dimple depth, and the thermal performance decreases with the increasing Reynolds number.

**Key words:** dimple; heat transfer; numerical simulation; experiment