

# 带间断性矩肋的平行平板通道中 三维流动与换热的数值模拟

苑中显 王秋旺 马重芳\* 陶文铨

(西安交通大学能源与动力工程学院 西安 710049)

(\*北京工业大学热能工程系 北京 100022)

关键词 间断性矩肋, 平行平板通道, 数值模拟

## 1 数学描述与计算方法

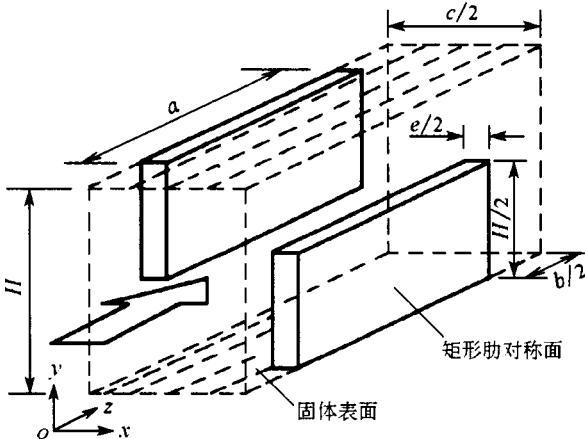


图 1 矩肋通道计算单元

周期性变化的几何结构是广泛应用的一种强化换热形式<sup>[1,2]</sup>。文献中有关的数值研究多限于二维情形, 三维的研究相对较少。本文针对沿流向周期性布置矩肋的平行平板通道, 对层流周期性充分发展的流动与换热进行了三维数值模拟。计算单元如图 1 所示。对于不可压缩流体, 忽略体积力时的控制方程为:

$$\rho \frac{\partial(u_j \phi_i)}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} (\Gamma_i \frac{\partial \phi_i}{\partial x_j}) - \delta_i \frac{\partial p}{\partial x_i} \quad (1)$$

式中  $i$  取不同值的对应关系见表 1。

表 1 式 (1) 中各参变量的含义

|            |         |              |                    |                |
|------------|---------|--------------|--------------------|----------------|
| 连续性方程      | $i = 0$ | $\phi_0 = 1$ | /                  | $\delta_0 = 0$ |
| $x$ 方向动量方程 | $i = 1$ | $\phi_1 = u$ | $\Gamma_1 = \mu$   | $\delta_1 = 1$ |
| $y$ 方向动量方程 | $i = 2$ | $\phi_2 = v$ | $\Gamma_2 = \mu$   | $\delta_2 = 1$ |
| $z$ 方向动量方程 | $i = 3$ | $\phi_3 = w$ | $\Gamma_3 = \mu$   | $\delta_3 = 1$ |
| 能量方程       | $i = 4$ | $\phi_4 = T$ | $\Gamma_4 = k/C_p$ | $\delta_4 = 0$ |

设通道几何周期长度为  $S$ , 则对充分发展状态的计算单元进出边界有如下关系:

$$\phi_i(x, y, z) = \phi_i(x, y, z + S) \quad i = 1, 2, 3 \quad (2)$$

国家自然科学基金资助项目。

本文曾于 1997 年 10 月在重庆召开的中国工程热物理学会传热传质学学术会议上宣读。

修改稿于 1998 年 4 月 27 日收到。

据文献 [2], 周期性充分发展流动的压力可以分解为两部分:

$$p(x, y, z) = -\beta z + p'(x, y, z) \quad (3)$$

式中  $\beta$  为一个周期的平均压力梯度,  $p'$  则是局部压力偏离平均压力的差值。对于一定的几何通道,  $\beta$  与流量之间有一对应关系, 给定了  $\beta$  值就相当于规定了  $Re$  数。通道平均阻力系数定义为:

$$f = \beta D_h / \frac{1}{2} \rho w^2 \quad (4)$$

式中  $D_h$  为对应光通道的水力直径,  $w$  为无肋区上的平均流速。

$Re$  数和平均  $Nu$  数分别定义如下:

$$Re = w D_h / \nu \quad Nu = \bar{h}_w D_h / k \quad (5)$$

式中  $\nu$  为按流体进出口平均温度计算的运动粘度,  $k$  为流体的导热系数,  $\bar{h}_w$  为按光板面积计算的壁面换热系数的平均值。本文计算采用 SIMPLE 算法 [3]。

计算区域的其他边界条件为: 左右边界:  $u = 0, \partial v / \partial x = 0, \partial T / \partial x = 0$ ; 上下壁面:  $u = v = w = 0, T = T_w$  (常数); 进出口温度:  $[T(x, y, 0) - T_w] / [T_b(0) - T_w] = [T(x, y, a + b) - T_w] / [T_b(a + b) - T_w]$ ; 矩肋内部:  $\mu = \infty, k_{fin} = k_{Cu}$ , 其中  $k_{fin}$  和  $k_{Cu}$  分别为肋和铜的导热系数。

## 2 速度场和温度场

图 2 给出了  $Re = 600$  时沿矩肋中心平面 ( $yo z$  平面, 见图 1) 速度场和温度场。由图可见, 肋上部区域中心的速度较大, 有光通道内的流动特征, 肋前后的速度与相邻的上部速度相比明显较低。肋的迎风面与其前后壁面上的等温线比较密集, 表明该处换热系数较高。

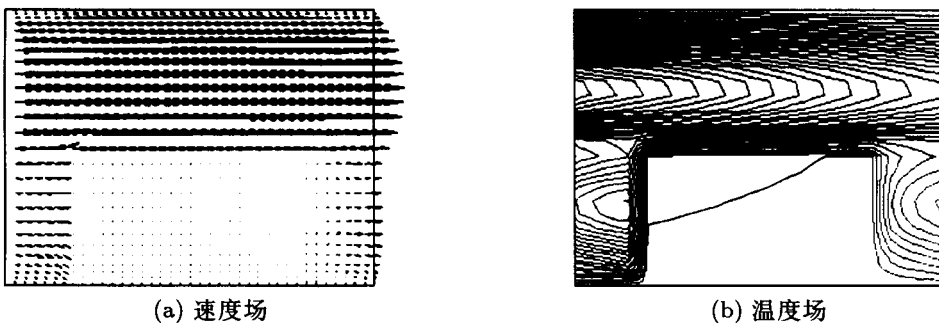


图 2 沿流向矩肋中心平面上的速度场和温度场 ( $yo z$  平面,  $Re=600$ )

图 3 所示分别为  $xoz$  平面 ( $y = H/4$ ) 上的速度场和  $xoy$  平面 ( $z = (a + b)/2$ ) 上的温度场。由图 3(a) 可以看出, 流体进入两相邻的平行肋片之间的空间时出现明显的绕流现象, 进入该区之后则具有平行平板通道内的流动特征。图 3(b) 表明在横截面上流体存在两个低温区。肋内部的温度从肋基向肋尖逐次降低, 但密集程度沿肋高方向有所变化, 最密集区大约出现在  $2/3$  肋高处, 表明此处换热最为强烈。肋顶部附近等温线较稀, 可见肋的热量主要在肋侧面传给了流体。



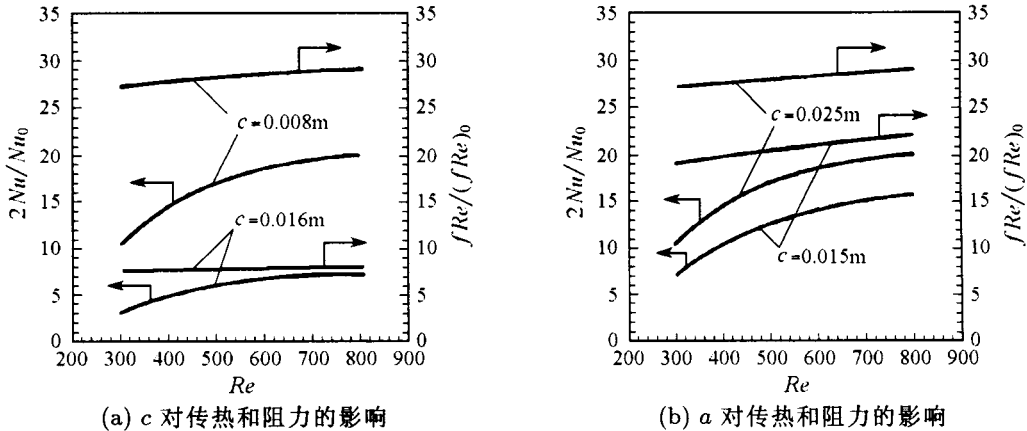
图 3 部分数值计算结果

### 3 流动和换热特性

#### 3.1 几何参数的影响

图 4(a)、(b) 分别示出了肋列间距  $c$  和肋自身长度  $a$  (图 1) 对传热和阻力的影响。图中下标  $o$  代表光通道,  $Nu_o = 7.541, (fRe)_o = 96$ 。

由图 4 首先可以看到,  $Nu$  和  $fRe$  均随  $Re$  的增大而增大, 而不是象光通道层流时为一常数, 这是由于通道中存在垂直于主流方向的速度分量的缘故。其次,  $Nu$  和  $fRe$  随  $Re$  的变化规律不同:  $fRe$  基本上随  $Re$  呈直线增加, 但增幅不大;  $Nu$  随  $Re$  则是曲线上升,  $Re < 600$  时  $Nu$  数增加很快, 其后则变得缓慢。换热和阻力的此种变化趋势具有代表性。

图 4 肋列间距  $c$  和肋自身长度  $a$  对和的影响

由图 4(a) 可见, 当肋间距  $c$  从 0.008 m 增至 0.016 m 时 ( $Re=800$ ),  $Nu/(Nu)_o$  从 10 降到 3.5, 而  $fRe/(fRe)_o$  则从 29 降到 8。图 4(b) 表明, 虽然减小长度  $a$  使得  $Nu$  和  $fRe$  均减小, 但相同  $Re$  数下阻力系数降低的幅度比换热系数降低的幅度大一些。同时, 从换热角度来讲, 矩肋的长度应当适中, 长度过小不利于充分发挥加肋增大换热面积的作用, 长度过大则会降低肋后部表面的换热系数。

#### 3.2 矩肋导热系数的影响

矩肋所起强化换热作用的大小与其肋效率密切相关, 较高的肋效率才会获得较好的强化效果。肋的导热系数  $k_{fin}$  是的一个重要影响因素。图 5 示出了三种  $k_{fin}$  下的计算结果, 可以看到  $k_{fin} = 40 \text{ W/m}\cdot\text{°C}$  时的  $Nu$  数比  $k_{fin} = 400 \text{ W/m}\cdot\text{°C}$  时的  $Nu$  数有所降低, 但降幅很小, 而  $k_{fin} = 0.4 \text{ W/m}\cdot\text{°C}$  时  $Nu$  数则出现大幅度的降低。当肋的导热系数小于某一数值时, 肋的强化换热作用将会大打折扣。

## 4 结 论

本文的数值计算表明, 周期性间断矩肋通道具有较高的强化换热效果。在  $Re = 300 \sim 800$  范围内, 相对肋间距  $c/a = 0.32 \sim 0.64$ 、相对肋排间距  $b/a = 0.6$  时, 以空气作为介质时通道的强化换热效果  $Nu/Nu_0$  在 5 以上, 最大可达 10 以上。肋排间距  $c$  和肋自身长度  $a$  对通道的流动换热特性影响显著, 在所计算的参数范围内减小  $c$  和增加  $a$  有利于提高强化换热效果, 但同时使流动阻力增加。当肋的导热系数小于某一数值时, 肋的强化换热效果将大大降低。

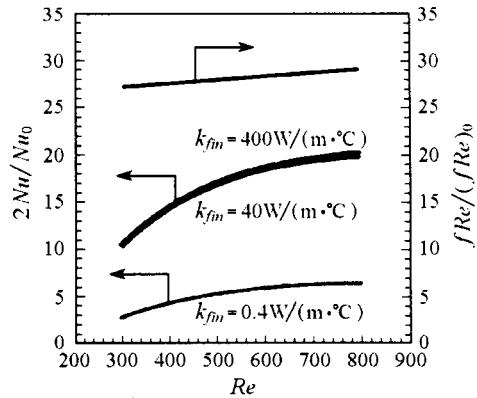


图 5  $k_{fin}$  对  $Nu$  和  $fRe$  的影响

## 参 考 文 献

- [1] Cheng C H, Huang W H. Numerical Prediction for Laminar Forced Convection in Parallel-Plate Channels with Transverse Fin Arrays. *Int. J. Heat Mass Transfer*, 1991, 34: 2739-2749
- [2] Patankar S V, Liu C H, Sparrow E M. Fully Developed Flow and Heat Transfer Ducts Having Periodic Variations of the Cross-Sectional Area. *ASME J. Heat Transfer*, 1977, 99: 180-186
- [3] 陶文铨. 数值传热学. 西安: 西安交通大学出版社, 1988
- [4] Matusbara K, Nakabe K, Suzuki K A. A Three-Dimensional Numerical Study on Heat Transfer Characteristics of Flow in a Channel with Fins Attached to One Wall. In: *Proceeding of International Heat Transfer Symposium*, Beijing, 1996

## NUMERICAL SIMULATION ON THE HEAT TRANSFER AND FLUID FLOW IN THE PARALLEL-PLATE CHANNELS WITH LONGITUDINAL FIN ARRAYS

YUAN Zhongxuan WANG Qiuwang MA Chongfang\* TAO Wenquan

(School of Energy and Power Engineering, Xi'an Jiaotong University Xi'an 710049)

(\* Department of Thermal Engineering, Beijing Polytechnic University Beijing 100022 )

### Abstract

The heat transfer and fluid flow in the parallel-plate channels with transverse fin arrays was investigated numerically. The influences of the configuration and the thermal conductivity of the fin on the characteristics of heat transfer and fluid flow were considered. It was found that in the range of  $Re = 300 \sim 800$ , the heat transfer of the channels was enhanced greatly compared with the smooth channel. Small fin thermal conductivity will deteriorate the ability of enhancing heat transfer.

**Keywords** longitudinal fin arrays, parallel-plate channels, numerical simulation