

文章编号: 1000-8055(2007)05-0721-07

平行平板内连续布置肋块流场与传热的数值模拟

邹剑峰, 郜冶, 刘丛林

(哈尔滨工程大学 航天工程系, 哈尔滨 150001)

摘 要: 为了研究平行平板内连续布置 8 个肋块的流场结构和传热现象, 利用计算流体力学软件 FLUENT 6.2 内置的标准 $k-\varepsilon$ 湍流模型、RNG $k-\varepsilon$ 湍流模型和 Realizable $k-\varepsilon$ 湍流模型对此进行了数值模拟并对结果作了比较。流场结果显示在相同来流条件下, 由 Realizable $k-\varepsilon$ 模型预测的肋块间逆时针方向回流区最大, 标准 $k-\varepsilon$ 模型最小。数值结果表明从第 2 个肋块开始加热段表面压力系数 C_p 和努塞尔数 Nu 开始呈周期性变化。同时将第 7 个肋表面的努塞尔数数值解与实验值进行了比较, 结果为三种湍流模型都能准确模拟出努塞尔数的变化趋势。计算结果可为工程设计和应用提供参考。

关键词: 航空、航天推进系统; 湍流模型; 压力系数; 努塞尔数; 回流

中图分类号: V231.1

文献标识码: A

Numerical simulation of flow field and heat transfer in two parallel plates with periodic transverse ribs

ZOU Jian-feng, GAO Ye, LIU Cong-lin

(Department of Aerospace Engineering,
Harbin Engineering University, Harbin 150001, China)

Abstract: In order to investigate the flow pattern and heat transfer in two parallel plates with eight periodic transverse ribs, the standard $k-\varepsilon$ turbulence model, RNG $k-\varepsilon$ turbulence model and Realizable $k-\varepsilon$ turbulence model incorporated in computational fluid dynamics software Fluent 6.2 were employed. With the same inflow conditions, the anticlockwise recirculation regions predicated by Realizable $k-\varepsilon$ model between adjacent ribs are larger than those obtained from the other two models. It is found that the pressure coefficient and local Nusselt number along the heated surface begin to vary periodically after the second rib. Also, the distributions of local Nusselt number predicated by the three models along the seventh rib surface were compared with experimental data. All the turbulence models can simulate the change of local Nusselt number. Results presented in this paper can be a reference for engineering design and application.

Key words: aerospace propulsion system; turbulence model; pressure coefficient; Nusselt number; recirculation

在航空动力装置中经常可以见到在同一表面上前后连续布置的肋条和立方块物体, 利用这些

设置可以增强系统内的换热, 同时也使得流场结构更为复杂。至今许多学者对此进行了深入的研

收稿日期: 2006-04-29; 修订日期: 2006-07-20

作者简介: 邹剑峰(1981-), 男, 江苏丹阳人, 博士生, 主要从事流场与传热的数值研究。

究. Lorenz S^[1] (1995) 等人用实验手段获得了沿加热段肋表面的努塞尔数分布; Okamoto S^[2] 等人(1993)研究了二维条件下不同肋间距对肋间流场与温度场的影响; Liou T M^[3] 等人(1997)用实验研究了不同肋高与通道高度比值对肋条后气流尾迹、对流速度、湍流动能和最大湍流剪应力的影响; Martinuzzi R J^[4] (2000) 采用激光多普勒测速仪和油膜技术研究了通道中气流流过后布置两个立方块的流场结构; Luo D D^[5] (2005) 等人用标准 $k-\varepsilon$ 湍流模型和雷诺应力模型对两平行平板内连续布置肋块的流场和传热进行了数值模拟.

本文主要用采用计算流体力学软件 Fluent6.2 内置的标准 $k-\varepsilon$ 湍流模型、RNG $k-\varepsilon$ 湍流模型和 Realizable $k-\varepsilon$ 湍流模型对文献[5]中两平行平板内连续布置 8 个肋块的二维流场结构和传热进行了数值研究.

1 控制方程

时均化的稳态不可压缩不考虑粘性加热和浮力作用的 Navier-Stokes 方程组为连续性方程

$$\frac{\partial U_i}{\partial x_j} = 0 \quad (1)$$

动量方程

$$\frac{\partial U_i U_j}{\partial x_j} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\nu \frac{\partial U_i}{\partial x_j} - \overline{u_i u_j} \right) \quad (2)$$

能量方程

$$\frac{\partial}{\partial x_j} [\rho U_j (E + p)] = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(k_{\text{eff}} \frac{\partial T}{\partial x_j} \right) + S_q \quad (3)$$

雷诺应力

$$-\overline{u_i u_j} = \nu \left(\frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} k \delta_{ij} \quad (4)$$

其中 ν 表示分子粘性系数; 总能 $E = e + |V|^2/2$; k_{eff} 为有效导热系数; S_q 为源项; k 表示湍流动能; ν 表示湍流粘性系数.

1.1 标准湍流模型(S $k-\varepsilon$)

湍流动能 k 方程

$$\frac{\partial}{\partial x_j} (U_j k) = \nu \left(\frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right) \frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\frac{\nu}{\sigma_k} \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) - \varepsilon \quad (5)$$

耗散率 ε 方程

$$\frac{\partial}{\partial x_j} (U_j \varepsilon) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\frac{\nu}{\sigma_\varepsilon} \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right) + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} \nu \left(\frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right) \frac{\partial U_i}{\partial x_j} - C_{2\varepsilon} \frac{\varepsilon^2}{k} \quad (6)$$

湍流运动粘性系数 ν

$$\nu = C_\mu k^2 / \varepsilon \quad (7)$$

模型常数 $\alpha_k = 1.0, \alpha_\varepsilon = 1.3, C_{1\varepsilon} = 1.44, C_{2\varepsilon} =$

1.92, $C_\mu = 0.09$.

1.2 RNG $k-\varepsilon$ 湍流模型

除了在湍流动能耗散率 ε 方程等式右侧加了一项 R_ε 外, 其余方程与标准 $k-\varepsilon$ 湍流模型相同. R_ε 的表达式为

$$R_\varepsilon = -\frac{C_\mu \eta^3 (1 - \eta) \eta}{1 + \beta^3} \frac{\varepsilon^2}{k} \quad (8)$$

其中 $\eta = Sk/\varepsilon, S = \sqrt{2S_{ij}S_{ij}}, S_{ij} = (\partial U_i/\partial x_j + \partial U_j/\partial x_i)/2, \eta = 4.38, \beta = 0.012$. 模型常数 $\alpha_k = 1.393, \alpha_\varepsilon = 1.393, C_{1\varepsilon} = 1.42, C_{2\varepsilon} = 1.68, C_\mu = 0.085$.

1.3 Realizable $k-\varepsilon$ 湍流模型^[6]

湍流动能 k 方程同(5)式, 耗散率 ε 方程计算如下:

$$\frac{\partial}{\partial x_j} (U_j \varepsilon) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\frac{\nu}{\sigma_\varepsilon} \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right) + C_1 S \varepsilon - C_2 \frac{\varepsilon^2}{k + \sqrt{\nu \varepsilon}} \quad (9)$$

其中 $C_1 = \max \left[0.43, \frac{\eta}{\eta + 5} \right], \eta = Sk/\varepsilon, S = \sqrt{2S_{ij}S_{ij}}$. 模型常数 $\alpha_k = 1.0, \alpha_\varepsilon = 1.2, C_2 = 1.9$.

标准 $k-\varepsilon$ 模型可以完全或基本上成功地运用于以下几种情况: 无浮力平面射流; 平壁边界层; 管流, 通道流或喷管内流动; 无旋及弱旋的二维及三维回流流动. 而用于以下几种情况遇到较大问题: 强旋流(旋流数大于 1); 浮力流; 重力分层流; 曲壁边界层; 低雷诺数流动和圆射流. RNG $k-\varepsilon$ 模型在运用于快速变形和流线弯曲流场时预测的结果好于标准 $k-\varepsilon$ 模型. Realizable $k-\varepsilon$ 模型在运用于旋转均匀切变流、射流、边界层流动和分离流时预测的结果要好于标准 $k-\varepsilon$ 模型.

方程进行离散时, 对压力相关项选用一阶格式, 对流项和扩散项选用二阶迎风格式. 压力-速度耦合选用 SIMPLE 算法. 收敛准则为前后两次迭代值的相对误差小于 10^{-5} . 在近壁区选用标准壁面函数^[7].

2 物理模型及边界条件

2.1 物理模型及网格划分

物理模型如图 1, 两平行平板内沿通道轴向均匀布置着 8 个相同大小的肋块. 肋宽与肋高的比值 $w/e = 2$; 两相邻肋块中心线之间的距离与肋

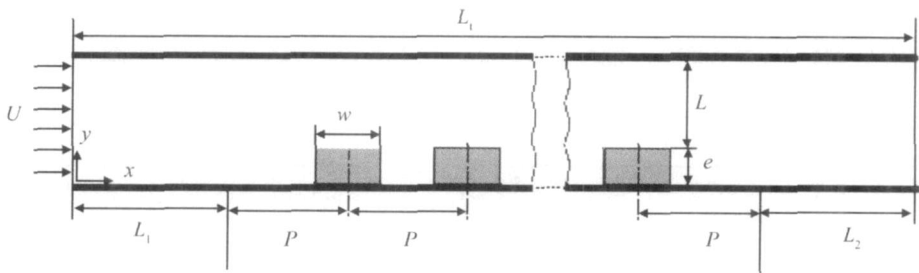


图 1 物理模型

Fig. 1 Physical model

高的比值 $P/e = 4$; 肋上表面距上平板的距离与肋高的比值为 $L/e = 2$; 入口段和出口段距离为 $L_1/e = 20, L_2/e = 20$. 介质选用常温常压下的空气, $T_0 = 293\text{ K}$. 图 2 给出了部分物理模型内的网格分布, 在肋与肋之间进行了网格的局部加密.

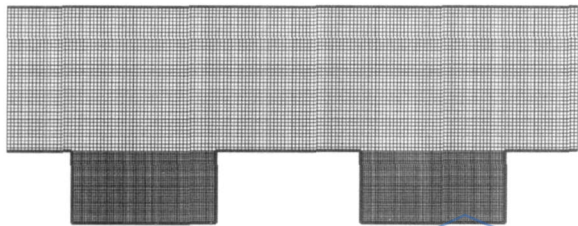


图 2 部分物理模型网格分布

Fig. 2 Grid distribution in partial physical model

2.2 边界条件

入口来流雷诺数 $Re = \rho U D / \mu$, 本文 D 取为 $4e$; 加热段范围为下平板表面及肋表面 $L_1 < x < (L_t - L_2)$, 加热量 $q = 63.5\text{ W/m}^2$.

1. 入口截面 ($x = 0, 0 < y < L + e$)

$$u = U, v = 0, T = T_0 \quad (10)$$

2. 出口截面 ($x = L_t, 0 < y < L + e$)

$$\frac{\partial u}{\partial x} = 0, \frac{\partial v}{\partial x} = 0, \frac{\partial T}{\partial x} = 0 \quad (11)$$

3. 上平板内表面 ($0 < x < L_t, y = L + e$)

$$u = 0, v = 0, \frac{\partial T}{\partial y} = 0 \quad (12)$$

4. 下平板及肋表面 ($y = 0$ 及肋表面)

$$0 < x < L_1 \text{ 和 } (L_t - L_2) < x < L_t$$

$$u = 0, v = 0, \frac{\partial T}{\partial y} = 0 \quad (13)$$

$L_1 < x < (L_t - L_2)$ 及肋表面

$$u = 0, v = 0, k_s \frac{\partial T}{\partial n} \Big|_{y=0} = k_f \frac{\partial T}{\partial n} \Big|_{y=0} \quad (14)$$

其中 u, v 分别表示沿通道轴向和径向的速度; k_s 表示肋块的导热系数, k_f 表示空气导热系数.

3 计算结果及分析

3.1 流线分布

图 3、图 4 和图 5 给出了由三种湍流模型计算得到的在不同入口雷诺数条件下流场中第 5 个肋块与第 8 个肋块之间的流线分布. 可以观察到气流在肋与肋之间形成两个旋转方向不同的回流

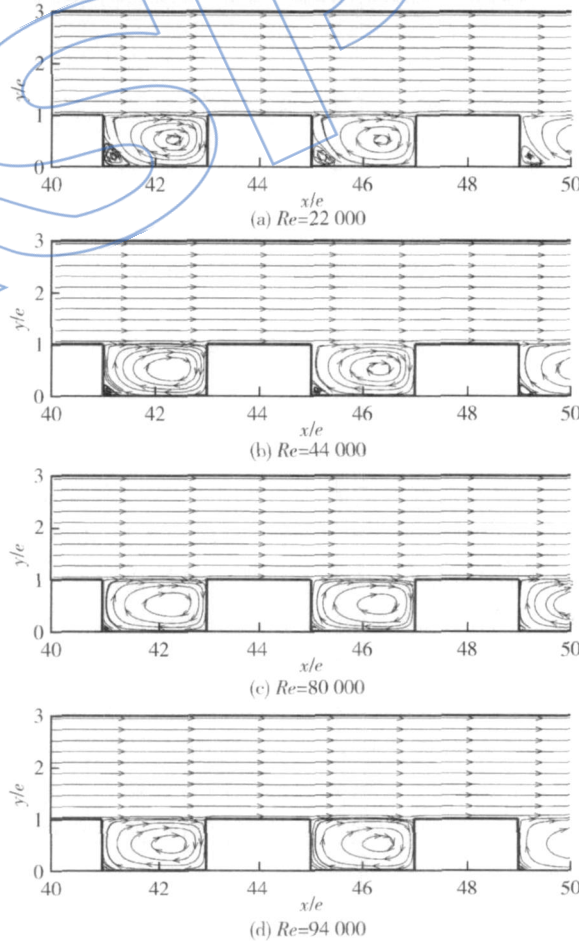


图 3 不同雷诺数条件下流场中流线分布
(S k-ε)

Fig. 3 Streamline distribution at different Reynolds number (S k-ε)

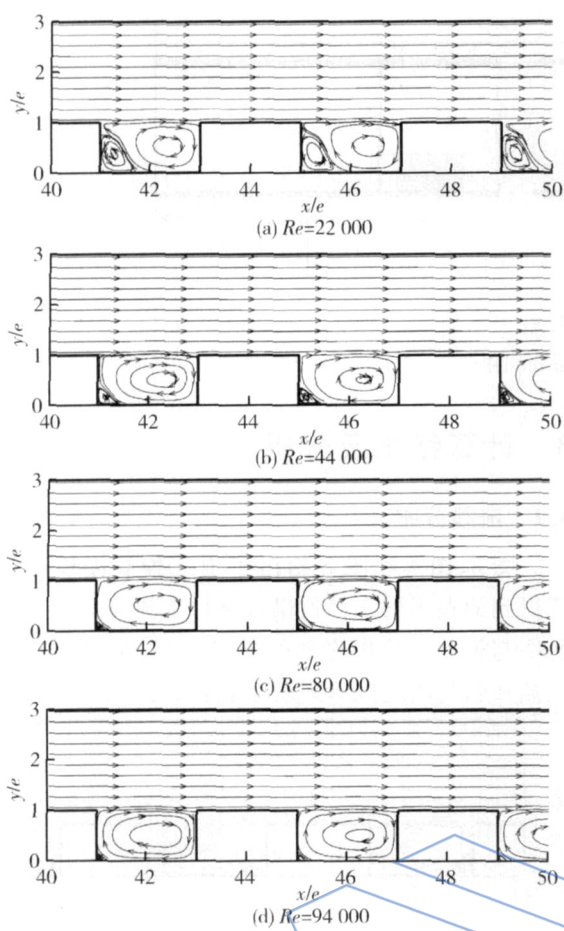


图 4 不同雷诺数条件下流场中流线分布
(RNG $k-\varepsilon$)

Fig. 4 Streamline distribution at different
Reynolds number (RNG $k-\varepsilon$)

区. 顺时针方向的回流区远大于逆时针方向的回流区. 随着来流雷诺数的不断增大, 由三种湍流模型计算得到的逆时针方向回流区都不断减小, 而由雷诺应力模型 (RSM) 模型获得的逆时针方向回流区范围基本不变^[5]. 在相同来流雷诺数条件下, 由 Realizable $k-\varepsilon$ 模型计算得到的逆时针方向回流区最大, RNG $k-\varepsilon$ 模型次之, 标准 $k-\varepsilon$ 模型最小. 计算过程中发现对于本文所用的物理模型, 根据标准 $k-\varepsilon$ 模型模拟得到的流场会在第一个肋块上表面发生附着现象, 而由其它两种湍流模型得到的流场没有发生这种现象.

3.2 加热表面压力系数分布

图 6 给出了 $Re = 94\,000$ 时由三种湍流模型计算得到的压力系数沿加热段表面的分布情况. 压力系数 C_p 的定义如下:

$$C_p = \frac{p - p_{atm}}{0.5\rho U^2} \tag{15}$$

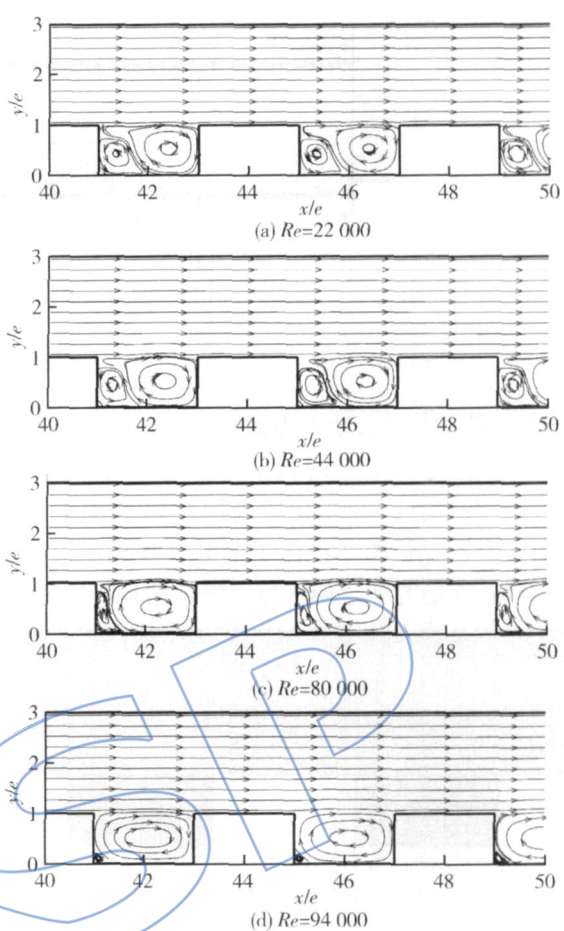


图 5 不同雷诺数条件下流场中流线分布
(Realizable $k-\varepsilon$)

Fig. 5 Streamline distribution at different
Reynolds number (Realizable $k-\varepsilon$)

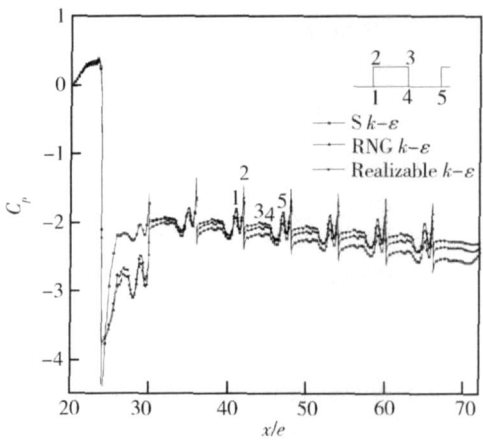


图 6 加热段表面压力系数 C_p 分布
($Re = 94\,000$)

Fig. 6 Pressure coefficient distribution
along the heated surface ($Re = 94\,000$)

其中 U 为入口来流速度, p 表示通道内某一位置处的静压值, p_{atm} 表示一个标准大气压值. 由图可

知,从第二个肋块开始,压力系数开始呈周期性的变化.加热段每个肋表面的压力极值出现在肋的左上角位置处.在这个位置左右,压力从最大值急剧下降到最小值.从 1→2,肋块表面压力先减小后增大,变化位置距 1 约 0.5e;从 2→3,压力先急剧下降随后缓慢上升;从 3→4 压力也经历了先减小后增大的过程,变化位置距 3 约 0.4e;从 4→5 压力先减小后上升,变化位置距 4 约为 1.15e.三种湍流模型计算的从第 2 个肋块到第 8 个肋块之间相同位置处的压力系数相对误差在 10 %以内.从整体来看,在相同位置 Realizable $k-\varepsilon$ 模型计算得到的压力系数绝对值最小,RNG $k-\varepsilon$ 模型次之,标准 $k-\varepsilon$ 模型最大.

3.3 加热表面努塞尔数(Nu)分布(Re = 94 000)

沿加热表面努塞尔数的分布如图 7. Nu 数的计算式如下:

$$Nu = \frac{h_{eff} L_{eff}}{k} \tag{16}$$

其中 L_{eff} 表示有效特征长度,这里取为 4e; k 表示分子导热系数; h_{eff} 表示有效传热系数,由以下公式计算

$$h_{eff} = \frac{q}{T_{wall} - T_{ref}} \tag{17}$$

其中 q 表示壁面传热量; T_{wall} 表示壁面温度; T_{ref} 为来流气体温度,293 K.

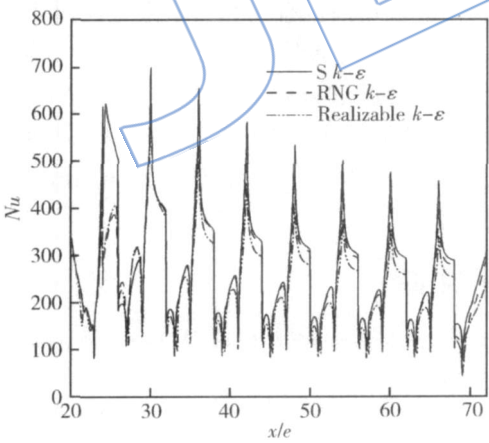


图 7 加热表面 Nu 分布
(Re = 94 000)

Fig. 7 Distribution of local Nusselt number
along the heated surface
(Re = 94 000)

从第 2 个肋块开始,努塞尔数沿加热表面呈周期性的变化.其最大值出现在每个肋的左上角位置.沿加热表面可以观察到努塞尔数呈整体下降趋势,表明传热能力减弱.文献[5]认为造成传

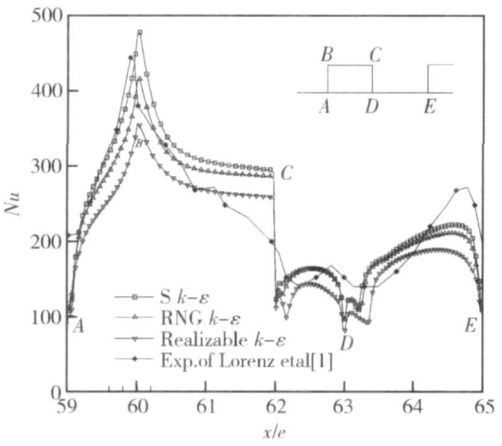


图 8 第 7 个肋块表面 Nu 数分布
(Re = 94 000)

Fig. 8 Distribution of local Nusselt number
along the heated surface of the seventh rib
(Re = 94 000)

热能力减弱的原因是由于流动过程中的压力下降,粘性和扩散作用导致湍流动能沿流动方向不断减小,从而形成了较厚的热边界层.图 8 给出了第 7 个肋块表面的 Nu 数分布.从 A→B,由标准 $k-\varepsilon$ 模型得到的 Nu 数比其它两种湍流模型更接近实验值.三种湍流模型预测的 Nu 数都呈上升趋势,可认为 AB 表面前的回流是顺时针方向的,从而导致热边界层由 B→A 不断增厚所致^[5].从 B→C 由于边界层的不断增厚, Nu 数呈下降趋势.数值解比实验值变化缓慢.靠近 B 端,由 RNG $k-\varepsilon$ 模型计算得到的结果更接近实验值.从 C→D, Nu 数的变化呈“S”形状.在 D 处,由三种湍流模型得到的值都呈最小状态而实验却没有测得.从 D→E,三种湍流模型得到 Nu 数先增大后减小再增大减小,呈双峰结构.靠近 D 端,可认为 Nu 数的变化与当地的漩涡有关.从图中可观察到 Nu 数第一次减小到最小值的位置处于逆时针方向回流区的极限位置.在这段距离上,实验值的变化呈“S”形.

3.4 不同来流条件下肋块表面 Nu 数分布

图 9、图 10 和图 11 分别给出了由三种湍流模型计算得到的 Nu 数在不同来流条件下在第 7 个肋块表面的分布状况.随着来流雷诺数的增加,近壁区的边界层变薄,温度梯度变大,进而导致 Nu 数不断增大.在相同位置和相同来流条件下,由标准 $k-\varepsilon$ 模型计算得到的 Nu 数最大,RNG $k-\varepsilon$ 模型次之,Realizable $k-\varepsilon$ 模型最小.由于来流雷诺数的增大,肋与肋之间流场发生变化,从而导致

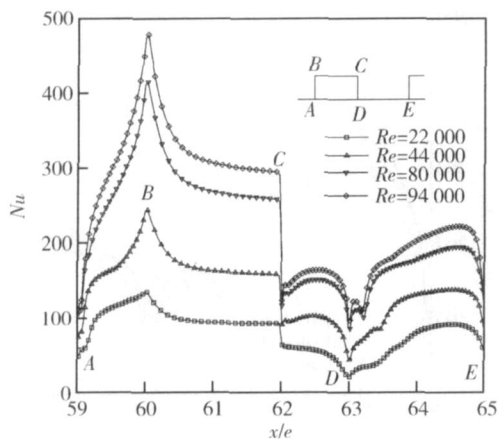


图 9 第 7 个肋表面 Nu 数分布
(S $k-\epsilon$)

Fig. 9 Distribution of local Nusselt number along the heated surface of the seventh rib (S $k-\epsilon$)

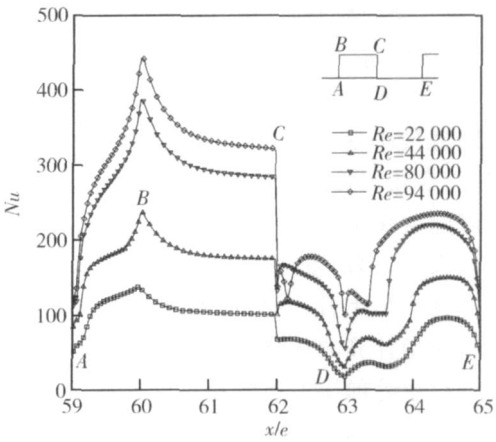


图 11 第 7 个肋块表面 Nu 数分布
(Realizable $k-\epsilon$)

Fig. 11 Distribution of local Nusselt number along the heated surface of the seventh rib (Realizable $k-\epsilon$)

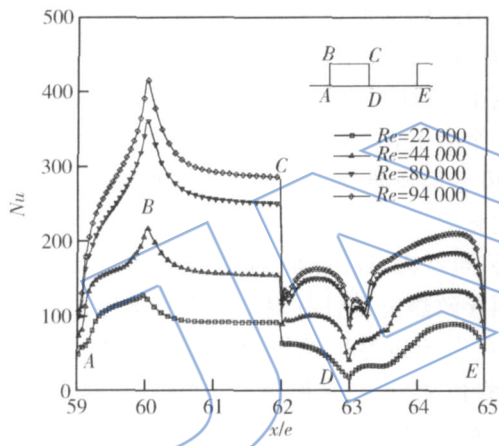


图 10 第 7 个肋块表面 Nu 数分布
(RNG $k-\epsilon$)

Fig. 10 Distribution of local Nusselt number along the heated surface of the seventh rib (RNG $k-\epsilon$)

肋表面 Nu 数的变化. 在 $D \rightarrow E$ 段, 随着逆时针方向回流区的缩小, 双峰结构的谷值向 D 靠拢. 从 $C \rightarrow D$, 当 $Re > 44\,000$ 时, 由标准 $k-\epsilon$ 模型和 Realizable $k-\epsilon$ 模型计算得到的 Nu 数呈双峰结构, 而 Realizable $k-\epsilon$ 模型在 $Re > 80\,000$ 时才出现这种状况, 其谷值远小于相同条件下其它两种湍流模型得到的值.

4 结 论

采用标准 $k-\epsilon$ 模型, RNG $k-\epsilon$ 模型和 Realizable $k-\epsilon$ 模型对平行平板内连续布置 8 个肋块的二维流场结构和强迫对流传热进行了数值模拟, 得

到如下结果:

(1) 随着来流雷诺数的上升, 肋与肋间逆时针方向回流区减小; 在相同来流条件下, 相同位置处由 Realizable $k-\epsilon$ 模型计算得到的回流区最大, RNG $k-\epsilon$ 模型次之, 标准 $k-\epsilon$ 模型最小.

(2) 从第 2 个肋开始, 加热段表面压力系数 C_p 开始呈周期性变化. 在第 2 个肋与第 8 个肋之间, 由三种湍流模型计算得到的加热段表面压力系数 C_p 值在相同位置的相对误差不超过 10 %.

(3) 从第 2 个肋开始, 加热段表面 Nu 数呈周期性变化. 沿通道方向, Nu 数整体呈下降趋势. 在相同位置相同来流条件下, 标准 $k-\epsilon$ 模型计算得到的值最大, RNG $k-\epsilon$ 模型次之, Realizable $k-\epsilon$ 模型最小.

参考文献:

[1] Lorenz S, Mukomilow D, Leiner W. Distribution of the heat transfer coefficient in a channel with periodic transverse grooves[J]. Exp. Thermal Fluid Sci., 1995, 11: 234-242.

[2] Okamoto S, Seo S, Nakaso K. Turbulent shear flow and heat transfer over the repeated two-dimensional square ribs on ground plane[J]. Journal of Fluid Engineering, 1993, 115: 631-637.

[3] Liou T M, Yang C P, Lee H L. LDV measurement of spatially periodic flow over a detached solid-rib array[J]. Journal of Fluid Engineering, 1997, 119: 383-389.

[4] Martinuzzi R J, Havel B. Turbulent flow around two interfering surface-mounted cubic obstacles in tandem arrangement[J]. Journal of Fluid Engineering, 2000, 122: 24-31.

[5] Luo D D, Leung C W, Chan T L, et al. Flow and forced-convection characteristics of turbulent flow through parallel

- plates with periodic transverse ribs [J]. Numerical Heat Transfer ,Part A ,2005 ,48 :43-58.
- [6] Shih T H ,Liou W W ,Shabbir A ,et al. A new $k-\epsilon$ eddy-viscosity model for high reynolds number turbulent flows-model development and validation [J]. Computers Fluids , 1995 ,24(3) :227-238.
- [7] 张兆顺. 湍流[M]. 北京: 国防工业出版社 ,2002.
- ZHANG Zhaoshun. Turbulence [M]. Beijing : National Defence Industry Press ,2002.

JALSP