

锥柱形药柱环形槽内传热现象的数值研究*

邹剑峰, 郜 冶

(哈尔滨工程大学 航天工程系, 黑龙江 哈尔滨 150001)

摘 要: 采用标准 $k-\varepsilon$ 湍流模型和离散传递热辐射模型对不同来流雷诺数下锥柱形药柱前向环形槽内的流场与传热进行了数值研究。对槽内各表面与热气流之间的换热量进行了比较, 并对努塞尔数沿环形槽各表面的变化进行了分析。结果表明来流雷诺数的大小影响环形槽内的旋涡数和旋涡区域的分布, 进而影响槽内温度的分布, 最终影响槽内装药表面与点火热气流之间的换热量。整个计算结果可为装药设计和分析推进剂的热解燃烧提供参考。

关键词: 固体推进剂火箭发动机; 湍流模型; 热辐射; 努塞尔数; 数值仿真; 装药

中图分类号: V435.23 **文献标识码:** A **文章编号:** 1001-4055 (2008) 03-0295-05

Numerical investigation of heat transfer in annular slot of the cone-column grain

ZOU Jian-feng GAO Ye

(Dept. of Aerospace Engineering Harbin Engineering Univ., Harbin 150001, China)

Abstract Standard $k-\varepsilon$ turbulence model and discrete transfer radiation model (DTRM) were employed to investigate the flow-field and heat transfer in the frontal annular slot of the cone-column grain for different Reynolds number. The heat transfer between different walls of the slot and the hot gas were compared. Also the variation of Nusselt number along the surface of the annular slot was analyzed. It is indicated that Reynolds number influences the number of vortex and the distribution of vortex zone in the annular slot. Then this affects the temperature distribution in the slot. Finally it influences the heat transfer between the grain surface and the igniting gas flow in the annular slot. The results can be a helpful reference for design and analysis of grain.

Key words Solid propellant rocket engine; Turbulence model; Thermal radiation; Nusselt number; Numerical simulation; Charge

1 引 言

锥柱形药柱在药柱的头部或尾部开有环形槽^[1]。通常环形槽分别向前和向后与药柱轴线呈一倾角。在推进剂分解燃烧前, 不同来流情况的点火气流将影响到槽内流场分布以及气流与槽内装药表面之间的传热, 进而影响到推进剂的热分解和燃烧速率。文献[2~6]对类似的二维方腔内的流动与传热进行了详细的研究。由于点火气流温度通常都高达上千度, 很难对其中的温度场和流场进行测量。本文借助 CFD 技术对不同来流条件下前向二维轴对称环

形槽内某时刻点火气流流场以及点火气流与装药表面之间的传热进行了研究。计算结果对研究装药瞬态点火过程有一定的指导和借鉴意义。

2 物理模型和计算方法

2.1 控制方程

假定环形槽内的点火气流为某一背压下的不可压缩气体, 同时忽略重力、浮力及粘性加热作用, 整个时均化的控制方程组如下:

连续性方程

$$\frac{\partial}{\partial x}(rU) + \frac{\partial}{\partial r}(rV) = 0 \quad (1)$$

* 收稿日期: 2007-01-14 修订日期: 2007-07-18.

作者简介: 邹剑峰 (1981—), 男, 博士生, 研究领域为固体火箭发动机内流场数值仿真。

Email: zoujianfeng_1981@msn.com

x 方向动量方程

$$\frac{1}{r} \left| \frac{\partial}{\partial x} (rU^2) + \frac{\partial}{\partial r} (rUV) \right| = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial x} + \frac{1}{r} \left| \frac{\partial}{\partial x} \left(r v_t \frac{\partial U}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial n} \left(r v_t \frac{\partial U}{\partial r} \right) \right| \quad (2)$$

r 方向动量方程

$$\frac{1}{r} \left| \frac{\partial}{\partial x} (rUV) + \frac{\partial}{\partial r} (rV^2) \right| = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial r} + \frac{1}{r} \left| \frac{\partial}{\partial x} \left(r v_t \frac{\partial V}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial n} \left(r v_t \frac{\partial V}{\partial r} \right) \right| + v_t \frac{V}{r^2} \quad (3)$$

能量方程

$$\frac{1}{r} \left| \frac{\partial}{\partial x} (rUT) + \frac{\partial}{\partial r} (rVT) \right| = \frac{1}{r} \left| \frac{\partial}{\partial x} \left(r \frac{v_t}{Pr_t} \frac{\partial T}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial n} \left(r \frac{v_t}{Pr_t} \frac{\partial T}{\partial r} \right) \right| + S_{rad} \quad (4)$$

湍流动能 k 方程

$$\frac{1}{r} \left| \frac{\partial}{\partial x} (rUk) + \frac{\partial}{\partial r} (rVk) \right| = \frac{1}{r} \left| \frac{\partial}{\partial x} \left(r \frac{v_t}{\sigma_k} \frac{\partial k}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial n} \left(r \frac{v_t}{\sigma_k} \frac{\partial k}{\partial r} \right) \right| + P_k - \epsilon \quad (5)$$

耗散率 ϵ 方程

$$\frac{1}{r} \left| \frac{\partial}{\partial x} (rU\epsilon) + \frac{\partial}{\partial r} (rV\epsilon) \right| = \frac{1}{r} \left| \frac{\partial}{\partial x} \left(r \frac{v_t}{\sigma_\epsilon} \frac{\partial \epsilon}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial n} \left(r \frac{v_t}{\sigma_\epsilon} \frac{\partial \epsilon}{\partial r} \right) \right| + C_{\epsilon 1} \frac{\epsilon}{k} P_k - C_{\epsilon 2} \frac{\epsilon^2}{k} \quad (6)$$

湍流运动粘性系数 ν_t

$$\nu_t = C_\mu k^2 / \epsilon \quad (7)$$

湍动能生成项 P_k

$$P_k = 2\nu_t \left[\left| \frac{\partial U}{\partial x} \right|^2 + \left| \frac{\partial V}{\partial r} \right|^2 + \left| \frac{V}{r} \right|^2 \right] + \nu_t \left| \frac{\partial U}{\partial r} + \frac{\partial V}{\partial x} \right|^2 \quad (8)$$

模型常数 $\sigma_k = 1.0$ $\sigma_\epsilon = 1.3$ $C_{\epsilon 1} = 1.44$ $C_{\epsilon 2} = 1.92$ $C_\mu = 0.09$

DTRM 辐射模型^[7]

采用以下方程计算辐射强度 I

$$\frac{dI}{ds} + aI = \frac{a\sigma T_w^4}{\pi} \quad (9)$$

壁面入射辐射热流密度 q_{in}

$$q_{in} = \int_{\Omega} \int_{\vec{s} \cdot \vec{n} > 0} I_{in} \vec{s} \cdot \vec{n} d\Omega \quad (10)$$

离开壁面的净辐射热流密度 q_{out}

$$q_{out} = (1 - \epsilon_w) q_{in} + \epsilon_w \sigma T_w^4 \quad (11)$$

壁面处射线辐射强度 $I_0 = \frac{q_{out}}{\pi}$, 式中 s 表示路径

长度, a 表示吸收系数, σ 表示 Stefan-Boltzmann 常数, Ω 表示半球立体角, ϵ_w 为壁面发射率, $\vec{s}$ 表示辐射方向单位矢量, $\vec{n}$ 表示壁面法向单位矢量。

计算过程中对压力相关项选用一阶精度的离散格式, 扩散项和对流项的离散选用二阶迎风格式, 压力速度耦合选用 SIMPLE 算法, 近壁区域参数采用强化壁面函数^[8]进行求解。

2.2 物理模型及边界条件

点火气流从左侧流入 (图 1), R_1 , R_2 和 R_3 分别表示装药表面距对称轴的距离和环形槽圆弧中心距对称轴的距离; L_1 , L_2 和 L_3 分别表示各段装药表面沿轴向上的长度; α 和 β 分别表示环形槽左右壁面与轴所成角度; R_4 表示圆弧所对应的半径。在本文选取 $\beta = 120^\circ$, $R_2/R_1 = 1$, $R_3/R_1 = 3$, $R_4/R_1 = 0.433$, $\alpha = 60^\circ$, $L_1/R_1 = 2$, $L_2/R_1 = 1$, $L_3/R_1 = 10$ 。

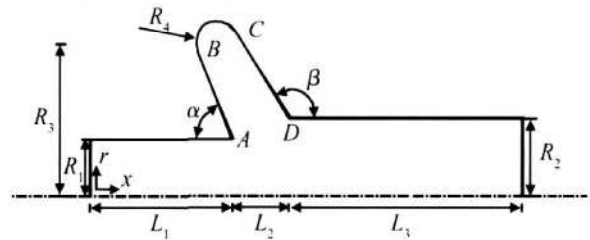


Fig 1 Physical model

入口为均匀来流条件: $3.82 \times 10^3 \leq Re \leq 7.63 \times 10^4$ ($Re = 2UR_1/\nu$), $V = Q/T_0 = 2500$ K; 出口为充分发展湍流; 装药表面为无滑移边界条件, 同时假定进行一维导热计算的装药厚为 1.0 cm, 与热气流不直接接触那一侧壁面温度为 $T_w = 300$ K; 假定气体对辐射能的吸收较低, 吸收率设为 0.1; 同时假设推进剂表面近似于黑体, 发射率取为 1.0 某双基推进剂的密度为 1600 kg/m³, 导热系数为 0.2 W/(m·K), 比热容为 1250 J/(kg·K); 背压为 1.0 MPa。由于采用强化壁面函数^[8], 对近壁区四边形网格进行了局部加密处理。

3 计算结果及分析

3.1 考虑辐射换热

3.1.1 环形槽内流线分布

图 2 给出了前向环形槽内典型流线的分布。从中可以观察到随着来流雷诺数的增加, 紧靠环形槽圆弧段的旋涡区域不断收缩直至消失。随着雷诺数的进一步增大, 环形槽内仅存有两个旋转方向相反的旋

涡, 逆时针方向旋涡区域逐渐扩大而顺时针方向旋涡区域随之收缩。由于所采用的数学模型只考虑速度场对温度场的单向影响, 因此环形槽内旋涡数的多少和旋涡区域的大小将影响环形槽内温度场的分布, 进而影响热气流与槽内装药表面间的换热量, 最终影响推进剂的热分解速率。

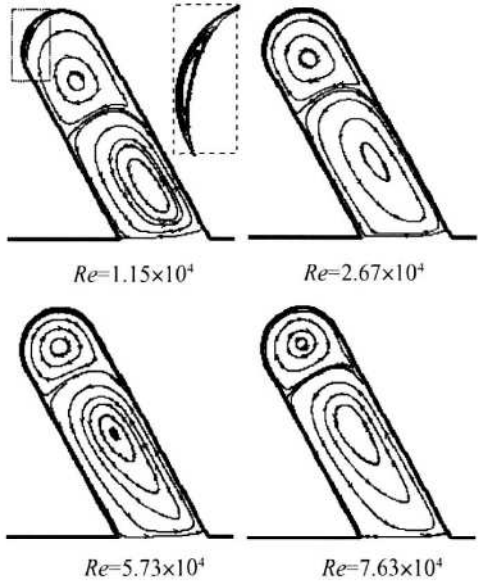


Fig 2 Stream line distribution in the annular slot

3 1 2 环形槽内温度分布

图 3 给出了不同雷诺数来流条件下环形槽内温度的分布。可以发现随着来流雷诺数的逐渐增大, 环形槽内的平均温度和环形槽各表面附近的温度梯度也呈上升趋势, 这表明点火热气流与环形槽装药各表面间的辐射换热和对流换热都得到了增强。在雷诺数较小时, 由于多个旋涡区域的存在, 环形槽底部存在一个温度较低的区域。在某一雷诺数条件下, 装药环形槽左右侧壁面附近的温度梯度沿槽方向呈下降趋势; 同时右侧壁面附近的温度梯度沿槽方向变化大于左侧壁面的变化; 环形槽圆弧段壁面附近的温度梯度明显要小于其在另外

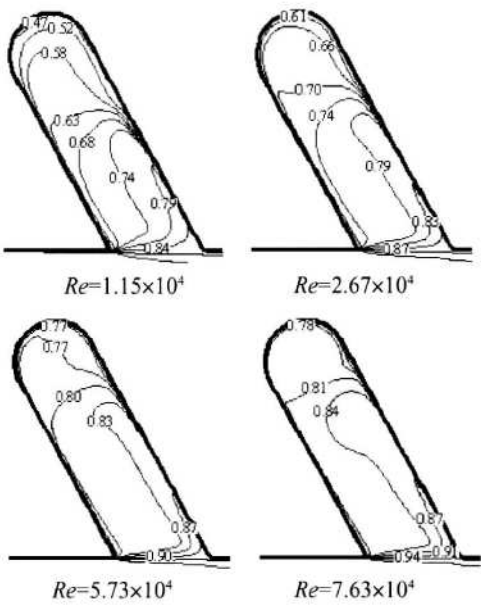


Fig 3 Non-dimensional temperature $(T - T_w) / (T_0 - T_w)$ distribution in the annular slot

壁面附近值。环形槽内温度场的分布将直接影响装药表面与热气流的换热。

3 1 3 环形槽内换热量的计算

环形槽内的点火气流通过对流、热传导和辐射方式向装药表面传递热量。壁面辐射热流量由式 (10) 计算得到。不同雷诺数条件下环形槽内各表面单位面积上的无量纲换热量计算结果见表 1。其计算式为 $q \geq q_w / [h \times (T_0 - T_w)]$ (h 为对流换热系数, 取为 1.0 W / m^2)。表 1 中第一个 “/” 前的值表示壁面单位面积上的无量纲总热流量, 第一个 “/” 后的值表示壁面单位面积上的无量纲辐射热流量, 第二个 “/” 后的值表示辐射热流量占总热流量的比重。可见随着来流雷诺数的增加, 由于环形槽内平均温度和温度梯度的增大, 各装药表面上的总热流量和辐射热流量都呈上升趋势; 但各表面辐射热流量占总热流量的比重总体呈下降趋势, 这表明装药表面处的两对流换热得到了增强。在所研究的雷诺数

Table 1 Heat transfer calculation of the annular slot walls

Re	Left wall	Circular wall	Right wall
3.82×10^3	8.32 / 7.83 / 0.941	7.45 / 7.43 / 0.997	8.58 / 7.70 / 0.897
1.15×10^4	9.86 / 9.05 / 0.918	9.24 / 9.12 / 0.987	10.10 / 8.26 / 0.818
2.67×10^4	11.50 / 10.31 / 0.897	11.08 / 10.75 / 0.971	11.69 / 8.98 / 0.768
4.20×10^4	12.58 / 11.15 / 0.886	12.25 / 11.76 / 0.960	12.75 / 9.50 / 0.745
4.96×10^4	13.06 / 11.18 / 0.856	12.76 / 11.79 / 0.924	13.21 / 9.44 / 0.715
5.73×10^4	13.41 / 11.44 / 0.854	13.13 / 12.12 / 0.923	13.55 / 9.59 / 0.708
6.87×10^4	13.87 / 11.75 / 0.848	13.62 / 12.44 / 0.913	14.00 / 9.80 / 0.700
7.63×10^4	13.96 / 11.75 / 0.842	13.72 / 12.50 / 0.911	14.09 / 9.64 / 0.684

范围内, 环形槽右侧壁面辐射热流量占总热流量的比重受雷诺数变化影响最大, 左壁面次之, 圆弧段最小, 但辐射热流量在总热流量中仍占主要部分。由于在计算过程中将推进剂表面作为黑体处理, 因此计算得到的辐射热流量较实际值要偏大。某一雷诺数条件下, 右侧壁面单位面积上的总热流量值最大, 左侧壁面次之, 圆弧段最小, 但三者之间相差并不是很大。

3.2 不考虑辐射换热

主要在不考虑辐射换热的影响下对前向环形槽内的对流换热进行数值研究。装药表面局部努塞尔数 Nu 的计算公式如下

$$Nu = \frac{h_{\text{eff}} R_1}{T'_{\text{wall}} - T_0} \quad (13)$$

$$h_{\text{eff}} = \frac{\rho C_p C_{\mu}^{1/4} k_n^{1/2}}{T^*} \quad (14)$$

式中 h_{eff} 表示壁面有效传热系数; T'_{wall} 表示环形槽内壁面温度; ρ 表示气流密度; C_p 表示定压比热容; k_n 表示 n 点处的湍流动能值; T^* 的详细计算可参考文献 [9]。

3.2.1 环形槽左侧壁面局部努塞尔数分布

图 4 给出了不同雷诺数来流条件下环形槽左侧装药表面 ($A \rightarrow B$: 图 1) 局部努塞尔数 Nu 的分布。整体来看随着雷诺数的增加, 左侧壁面上每一点处的 Nu 数都呈上升趋势。从图中可以明显观察到在壁面大部分区域 Nu 数呈倒置的“S”状变化。这一点可以做如下解释: 参考图 2 (温度场对流场不产生影响), 在左侧壁面附近存在两个流动方向相反的旋涡 (即与主气流通道相连的逆时针方向流动旋涡和与之相邻的顺时针旋涡)。靠近左侧壁面, 逆时针方向流动旋涡流向 A, 顺时针方向流动旋涡流向 B。由于沿流

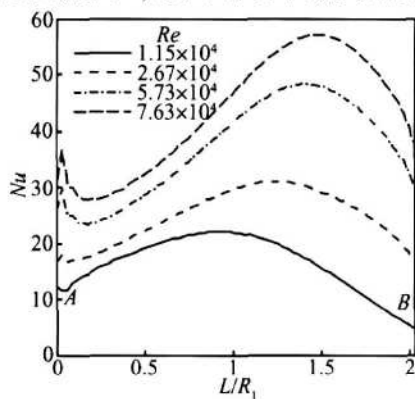


Fig. 4 Distribution of local Nusselt number along the left wall of the annular slot

动方向热边界层是不断增厚的, 因此沿壁面 Nu 数呈下降趋势。

3.2.2 环形槽圆弧段壁面局部努塞尔数分布

图 5 给出了不同雷诺数来流条件下环形槽圆弧段壁面 ($C \rightarrow B$: 图 1) 局部努塞尔数 Nu 的分布。当雷诺数较小时 ($Re = 1.15 \times 10^4$), 与圆弧段壁面相邻的部分旋涡是逆时针方向流动的 (图 2), 因此从 $C \rightarrow B$ 热边界层是不断增厚的。由于与 B 点相连的左侧壁面不是圆弧段的自然延伸, 阻碍了流体原来的运动状态, 从而使此处附近的热边界层变薄。相应 Nu 数的变化就是先减小后增大。当雷诺数较大时, 环形槽内只存有两个旋涡区。与圆弧段壁面相邻的是顺时针方向的旋涡区, 由 $C \rightarrow B$ 热边界层是不断变薄的。同理由于与 C 点相连的右侧壁面不是圆弧段的自然延伸, 阻碍了流体原来的运动, 使得 C 点圆弧段表面附近的热边界层变薄。与此相对应的 Nu 数的变化是先减小后增大。随着雷诺数的增大, 圆弧段表面各点处的 Nu 数呈上升趋势。

3.2.3 环形槽右侧壁面局部努塞尔数分布

图 6 给出了不同雷诺数来流条件下环形槽内右侧壁面 ($D \rightarrow C$: 图 1) 上 Nu 数分布。以 $Re = 5.73 \times 10^4$ 为例说明右侧壁面局部努塞尔数的变化。此时环形槽内只存有两个旋涡区 (图 2)。从 D 到 $L/R_1 = 1.7$ 左右, 与右侧壁面接触的是逆时针方向旋涡, 热边界层是逐渐增厚的, 因此 Nu 呈下降趋势; 同理, 从 C 到 $L/R_1 = 2.3$ 左右与右侧壁面接触的是顺时针方向流动旋涡, 沿流动方向热边界层增厚局部努塞尔数减小。假如没有逆时针方向旋涡, 近壁区顺时针方向旋涡的流线将向远离壁面方向流动。但由于逆时针方向旋涡的存在, 原本应该远离壁面的流线再次向壁面靠近 (图 7)。同时导致此处热边界层从 $L/R_1 = 2.3$

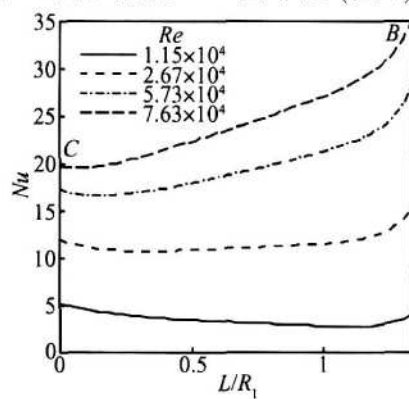


Fig. 5 Distribution of local Nusselt number along the circular wall of the annular slot

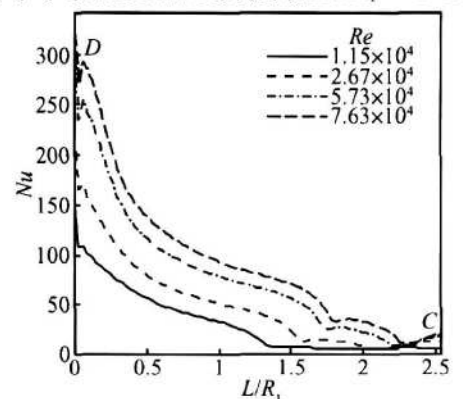


Fig. 6 Distribution of Nusselt number along the right wall of the annular slot

到 $L/R_1 = 1.8$ 左右一直变薄, Nu 数沿壁面逐渐增大。从 $L/R_1 = 1.8$ 到 $L/R_1 = 1.7$, 由于顺时针旋涡向远离壁面的方向流动导致这段壁面附近热边界层厚度增大, Nu 数沿壁面减小。在流场变化不大的情况下, 右侧壁面大部分位置 Nu 数随来流雷诺数的增大而增大。

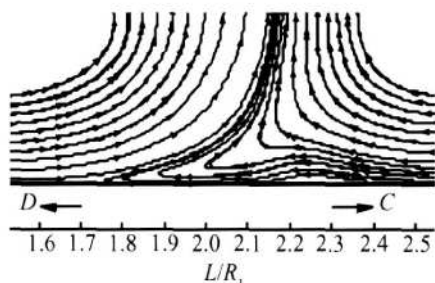


Fig 7 Stream line distribution near the right wall of the annular slot ($Re = 5.73 \times 10^4$)

3.2.4 环形槽壁面局部努塞尔数分布

图 8 给出了不同雷诺数条件下沿整个环形槽壁面 ($A \rightarrow B \rightarrow C \rightarrow D$; 图 1) 的 Nu 数分布。雷诺数较大时, 在相同来流条件下, 右侧壁面靠近主通道区域的平均努塞尔数最大, 左侧壁面次之, 圆弧段最小。表明右侧壁面的对流换热能力最强, 圆弧段最小。与前面环形槽壁面换热量计算结果一致。在大雷诺数条件下, 整个环形槽壁面的最小 Nu 数出现在右侧壁面靠近圆弧段一侧。

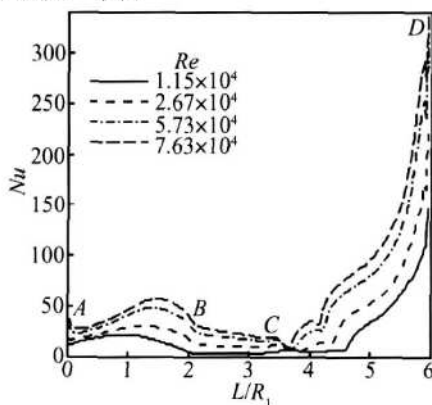


Fig 8 Distribution of local Nusselt number along the wall of the annular slot

4 结 论

采用标准 $k-\varepsilon$ 湍流模型和 DTRM 辐射换热模型研究了锥柱形药柱前向槽内的流场与传热, 得到以下结论:

(1) 来流雷诺数的大小影响环形槽内的旋涡数

和旋涡区域的分布, 进而影响槽内温度的分布, 最终影响槽内装药表面与点火热气流之间的换热量。本文研究的物理模型, 环形槽装药表面的总热通量和辐射热通量随雷诺数的增大而增加, 但辐射热通量所占的比重呈下降趋势, 对流换热得到增强。

(2) 努塞尔数沿环形槽表面的分布状况受流场变化影响较大。在本文研究的雷诺数范围内, 环形槽右侧壁面 (迎风面) 的平均对流换热能力最大, 左侧壁面 (背风面) 次之, 圆弧段最小。

参考文献:

- [1] 王 铮, 胡永强. 固体火箭发动机 [M]. 北京: 宇航出版社, 1993
- [2] Charles Henri Bruneau, Mazen Saad. The 2D lid-driven cavity problem revisited [J]. *Computers and Fluids*, 2006, 35(3): 326~348
- [3] Albensoeder S, Kuhlmann H C. Accurate three-dimensional lid-driven cavity flow [J]. *Journal of Computational Physics*, 2005, 206(2): 536~558
- [4] Muhammad A R Sharif, Taqiuir Rahman, Mohammad. Natural convection in cavities with constant flux heating at the bottom wall and isothermal cooling from sidewalls [J]. *International Journal of Thermal Sciences*, 2005, 44: 865~878
- [5] Ajay K Prasad, Jeffrey R Koseff. Combined forced and natural convection heat transfer in a deep lid-driven cavity flow [J]. *International Journal of Heat and Fluid Flow*, 1996, 17(5): 460~467
- [6] Tucker P G, Long C A. Numerical investigation into influence of geometry on flow in a rotating cavity with an axial throughflow [J]. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 1996, 23(3): 335~344
- [7] Carvalho M G, Farias T, Fontes P. Predicting radiative heat transfer in absorbing emitting and scattering media using the discrete transfer method [J]. *Fundamentals of Radiation Heat Transfer*, 1991, 160: 17~26
- [8] Kader B. Temperature and concentration profiles in fully turbulent boundary layers [J]. *Int. J. Heat Mass Transfer*, 1981, 24(9): 1541~1544
- [9] Viegas J R, Rubesin M W, Horstman C C. On the use of wall functions as boundary conditions for two-dimensional separated compressible flows [R]. AIAA 85-0180

(编辑: 刘梦威)