

文章编号: 1000-8055(2005)04-0662-06

# 旋转蛇形通道内冷气流动和换热的数值模拟

刘传凯, 邓宏武, 陶 智, 丁水汀, 徐国强

(北京航空航天大学 航空发动机气动热力重点实验室, 北京 100083)

**摘要:** 对于具有近真实发动机参数的涡轮叶片蛇形内冷通道, 数值模拟了旋转状态下光滑、前后缘带肋及环肋结构的内流场和温度场分布, 对比分析了其流动和换热特性。结果表明, 带肋通道各面换热均明显好于光滑面通道; 旋转对各通道进气段的影响比出气段明显; 哥氏力在环肋通道中产生了最为强烈的截面二次流; 光滑通道出气段换热受弯管效应的影响最为显著。

**关键词:** 航空、航天推进系统; 燃气轮机; 冷却叶片; 对流传热; 旋转

**中图分类号:** V 235.1

**文献标识码:** A

## Prediction of Turbulent Flow and Heat Transfer within Rotating U-Shaped Passages

LIU Chuan-kai, DENG Hong-wu, TAO Zhi,

DING Shui-ting, XU Guo-qiang

(National Key Laboratory of Aircraft Engine,

Beijing University of Aeronautics and Astronautics, Beijing 100083, China)

**Abstract:** Numerical predictions of three-dimensional flow and heat transfer in the rotating serpentine passages with and without rib turbulators were presented. The coolant air is pressurized and its operating conditions are selected to closely match with the real turbine operating parameters. Two different arrangements of rib turbulators were studied: (1) transverse ribs on the leading and trailing walls and (2) transverse ribs on all four walls. The rib height-to-hydraulic diameter ratio ( $h/D_h$ ) is 0.143; the rib pitch-to-height ratio ( $s/e$ ) is 7. Results for the roughened rib serpentine passages were compared with those of smooth ones found in the literature. It is disclosed that a significant enhancement is achieved by means of rib turbulators in a serpentine passage in steady state as well as in rotating state. In the radially-outward flow passages, effect of rotation on heat transfer is relatively prominent. The secondary flows induced by the Coriolis forces are most intensive in the channel with four ribbed surfaces. The heat transfer after 180° sharp turn in the smooth channel is influenced more by the sharp-turn induced flow than in the roughened rib ones.

**Key words:** aerospace propulsion system; gas turbines; cooling blades;  
conservative heat transfer; rotating

**收稿日期:** 2004-07-31; **修订日期:** 2005-01-05

**基金项目:** 航空科学基金资助(03C51028)

**作者简介:** 刘传凯(1979-), 男, 黑龙江桦南人, 北京航空航天大学航空发动机气动热力重点实验室博士生, 主要从事传热研究

现代燃气轮机涡轮叶片大部分采用内流场为径向流动的蛇形内冷结构, 因此, 研究旋转状态下的 U 形内冷却通道的流场结构及局部换热特性具有重要意义。国内外的三维模拟研究工作已取得一些进展。Stephens M A<sup>[1]</sup>对带肋蛇形通道的流动和换热进行了三维模拟; Sandip Dutta<sup>[2]</sup>对真实发动机气流动过直通道的流动和换热受旋转的影响进行了数值模拟。Ham n-Ching<sup>[3]</sup>用数值方法对比研究了静态及旋转状态下光滑 U 通道的流动与换热特性。但是, 对于真实发动机条件下(高速旋转、高压和高温空气流体)各种不同换热结构内流场的流动与换热特性的对比研究还较少。

依据原有旋转换热实验数据, 发展了适用于旋转内冷通道的三维计算程序<sup>[4]</sup>, 本文应用该程序对具有近真实发动机参数的 3 种不同换热结构的涡轮叶片 U 形内冷通道流动和换热进行了三维数值模拟。3 种不同的换热结构分别为: 光滑通道、前后缘带肋通道、环肋通道。

1 数学物理模型

1.1 研究的问题

涡轮叶片内冷通道的几何结构如图 1 所示, 沿程距离  $z$  是从通道进口中心线算起到出口为止。通道的水力直径  $D_h$  为 3.5 mm, 沿程无量纲长度  $z/D_h$  为 27.3。其中, 进口段  $z/D_h$  从 0 到 12; 出口段  $z/D_h$  从 15.3 到 27.3; 其余为中间弯段部分。平均旋转半径  $R$  为  $121D_h$ 。有肋壁面在进气和出气段各设有 14 个肋; 肋高,  $h=0.5\text{ mm}$ ; 肋间距,  $s=3.5\text{ mm}$ ; 肋的节距-高度比  $s/h=7$ 。流体通道为  $3.5\text{ mm}\times3.5\text{ mm}$  的正方形, 通道的外壳金属部分为铬镍钢, 各个加热面之间用绝热材料分离, 便于研究各面不同的换热情况。采用等热流的热边界条件, 四面加热。通道进口气体为温度  $1020\text{ K}$ 、压力  $2.0\times10^6\text{ Pa}$ 。计算网格分别为  $36\times120\times18$ ,  $40\times214\times24$ ,  $48\times214\times24$ , 靠近固壁面处网格较密。进口的沿流程方向速度  $U_0$  为均匀分布, 其他两个方向的速度为零。进口湍流流动动能  $k_{in}$  为进口平均动能的 4%。

数值计算采用偏迎风压力离散格式的同位网

连续方程:

$$\nabla \cdot \bar{\mathbf{V}} = 0$$

(1)

动量方程:

$$\begin{aligned} \rho(\bar{\mathbf{V}} \cdot \nabla) \bar{\mathbf{V}} = & -\nabla p_{eff} + (\mu + \mu_t) \nabla^2 \cdot \bar{\mathbf{V}} - \\ & \rho[2\bar{\Omega} \times \bar{\mathbf{V}} + \bar{\Omega} \times (\bar{\Omega} \times \mathbf{r})] + \rho\beta[2\bar{\Omega} \times \bar{\mathbf{V}} + \bar{\Omega} \times (\bar{\Omega} \times \mathbf{r})] \end{aligned}$$

(2)

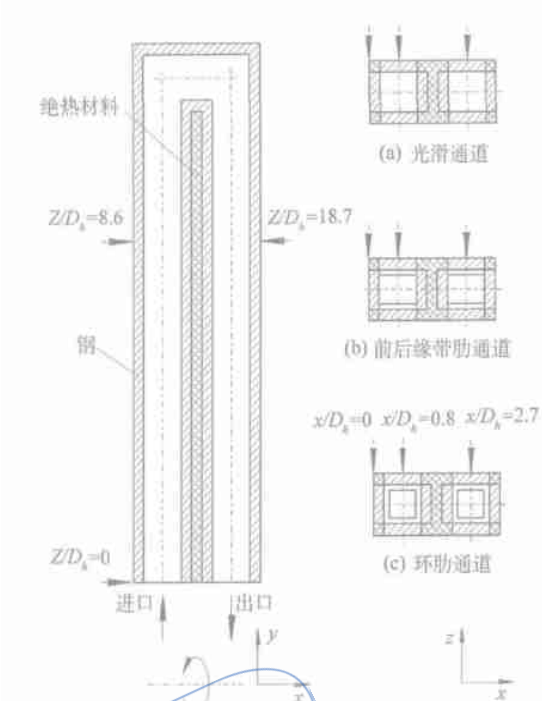


图 1 换热通道简图

Fig 1 Illustration of serpentine passage

格法<sup>[5]</sup>和 S M P L E R 算法进行计算。通过控制方程的无因次分析, 在几何相似的基础上控制旋转系对流换热过程的无因次准则数为雷诺数  $Re$ , 旋转数  $Ro$ , 浮力数  $Bo$ , 普朗特数  $Pr$  以及无因次轴向位置  $z/D_h$ 。其中: 换热面的局部努塞尔数  $Nu = hD_h/\lambda_0$ ; 欧拉准则  $Eu = \Delta P/\rho U_0^2$ ; 雷诺数  $Re = \rho_0 U_0 D_h/\mu_0$ ; 旋转数  $Ro = \Omega D_h/U_0$ ; 浮力数  $Bo = (\Delta\rho/\rho) \cdot Ro^2 \cdot R/D_h$ ; 密度比  $\Delta\rho/\rho = (\rho_0 - \bar{\rho}_w)/\rho_0 \approx (\bar{T}_w - T_0)/\bar{T}_w$ ;  $h = q/(T_w - T_0)$  为通道内壁面的局部换热系数,  $q$  为通道内壁面的热流密度; 选择冷却通道的水力直径  $D_h$  为特征尺度; 进口温度  $T_0$  为定性温度; 进口平均速度  $U_0$  为特性速度;  $\bar{\rho}_w, T_w, \bar{T}_w$  为换热面平均气流密度、壁面温度和壁面平均温度;  $\Delta P$  是进出口的平均压力差。

转速从 0~20 000 r/min,  $Re$  为 30 000,  $Ro$  的范围为 0~0.104;  $Bo$  数范围为 0~0.261。

1.2 控制方程

在直角坐标系下三维稳态流动的控制方程为:

能量方程:

ρC<sub>P</sub>(V̄ · ∇ T̄) = (λ + λ<sub>t</sub>) ∇<sup>2</sup> T̄ (3)

k 方程:

ρ(V̄ · ∇) k = (μ + μ<sub>k</sub>) ∇<sup>2</sup> k + P<sub>k</sub> - ρϵ + P<sub>c</sub> + P<sub>b</sub> (4)

ϵ 方程:

ρ(V̄ · ∇) ϵ = (μ + μ<sub>ϵ</sub>) ∇<sup>2</sup> ϵ + P<sub>ϵ</sub> - c<sub>2ϵ</sub> ρ ϵ<sup>2</sup>/K + c<sub>3ϵ</sub> P<sub>b</sub> ϵ/K (5)

其中:

λ<sub>t</sub> = μ<sub>t</sub>/Pr<sub>t</sub> ; μ<sub>t</sub> = C<sub>μ</sub>ρk<sup>2</sup>/ϵ ; μ<sub>k</sub> = μ<sub>t</sub>/Pr<sub>k</sub> ; μ<sub>ϵ</sub> = μ<sub>t</sub>/Pr<sub>ϵ</sub> ; P<sub>k</sub> = μ<sub>t</sub> ∂u<sub>i</sub>/∂x<sub>j</sub> ( ∂u<sub>i</sub>/∂x<sub>j</sub> + ∂u<sub>j</sub>/∂x<sub>i</sub> )

P<sub>ϵ</sub> = c<sub>1ϵ</sub> ϵ/K μ<sub>t</sub> ∂u<sub>i</sub>/∂x<sub>j</sub> ( ∂u<sub>i</sub>/∂x<sub>j</sub> + ∂u<sub>j</sub>/∂x<sub>i</sub> ) ; P<sub>b</sub> = μ<sub>t</sub>/Pr<sub>t</sub> βΩ<sup>2</sup>r ∂T/∂y ; P<sub>c</sub> = 9.0Ωμ<sub>t</sub> ∂v/∂z

∇ · V̄ 是速度矢量 (U, V, W) ; P<sub>b</sub> 和 P<sub>c</sub> 分别是浮升力和哥氏力引起的湍流产生项。计算了静态时 Re 为 20 000, 30 000 和 50 000 时, Z/D<sub>h</sub> = 60 的方形截面直通道的换热情况, 其结果和实验关联式误差在 10% 以内。

2 数值模拟结果分析

图 2 是通道各面的定义及各种力作用方向的简图。在旋转通道内冷却气流会受到离心力、哥氏力和浮升力的作用。因此, 通道内冷却气流流动和换热特性非常复杂, 通道内各个换热面的换热规律各不相同。

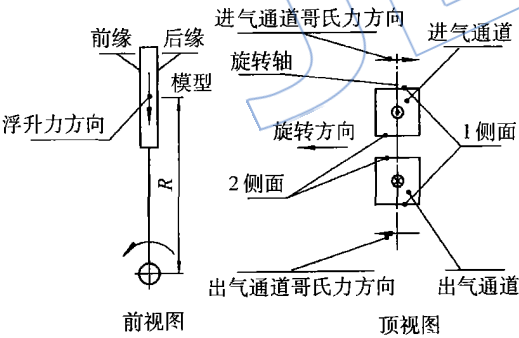


图 2 从前面和顶面对模型的视图

Fig 2 Front and top view of model passage

对于旋转通道换热数据的处理, 一般把所得的 Nu 与具有相同当量直径的静态光滑圆管充分发展紊流平均努塞数 Nu<sub>∞</sub> 进行比较, 在此定义 Nu\* = Nu/Nu<sub>∞</sub>。下面就各换热通道的流动与换热特性进行讨论。

2.1 流动结构

图 3(c) 为 y = 30 mm 处光滑通道进气段流场截面速度矢量图。从图中可以看出, 哥氏力推动中心冷流体流向后缘, 并沿两侧面形成回流。主流速

度方向上的速度型也因哥氏力引发的二次流造成向后缘面的偏移(图 3(a))。气体流经转弯段后, 在进气通道形成的二次流被完全破坏, 进气通道后缘面附近密度较大的冷流体在弯管处被甩向外侧面, 并沿出气通道的前缘面和内侧面形成回流, 产生了一个涡心偏向后缘的二次流(图 3(d))。这种弯管效应在一定范围内影响着出气通道的流动与换热, 在离转弯段不远的截面上, 强烈的弯管二次流甚至掩盖了出气段哥氏力的作用, 使得在该截面上看不到像进气通道一样的哥氏力二次流。

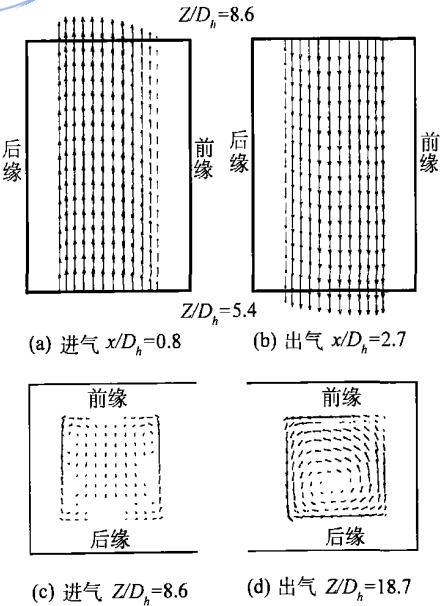


图 3 光滑通道速度矢量图

(Re = 30 000, Ro = 0.104)

Fig 3 Velocity vectors for smooth channels

(Re = 30 000, Ro = 0.104)

旋转通道流面上的主流速度是不均匀的, 四周近壁流体速度低而中心流体速度高, 由此导

致了流通面上不平衡的哥氏力。对于旋转带肋通道, 肋片使得带肋壁面近壁流体的速度与中心冷流体的径向速度差进一步加大, 肋后甚至能产生局部逆流, 哥氏力的不平衡性也随之增加。哥氏力的梯度存在两个方向的分量: (1) 与哥氏力垂直的方向; (2) 与哥氏力平行的方向。方向 1 的哥氏力梯度是推动截面二次流的源动力, 而方向 2 的哥氏力梯度对截面二次流几乎不发生作用。通常, 旋转数越大, 通道在方向 1 上的哥氏力梯度也越大, 截面二次流越强烈。但在旋转数一定条件下, 方向 1 上的哥氏力梯度由该方向上的速度梯度决定。

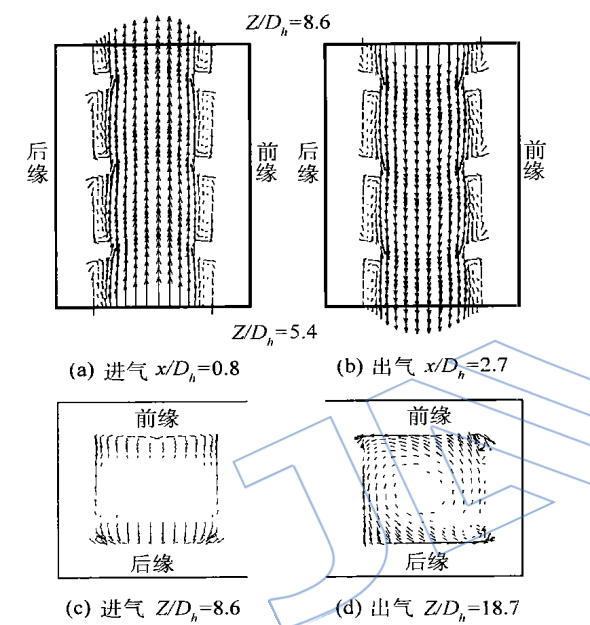


图 4 前后缘带肋通道速度矢量图

( $Re = 30\,000, Ro = 0.104$ )

Fig 4 Velocity vectors for channels with two opposite-rib roughened walls  
( $Re = 30\,000, Ro = 0.104$ )

对于前后缘带肋通道, 肋片使得相应表面近壁流体速度减缓, 而双肋间有效截面的减少又增加了中心流体的速度。相对于光滑通道, 哥氏力沿其所指方向(方向 2)的梯度大大增加, 而在垂直于哥氏力的方向(方向 1)的哥氏力梯度却没有明显的变化。同时, 肋片的周期性扰动又影响了二次流的产生和充分发展。在图 4 所示的前后缘带肋通道的速度矢量图上可以看出, 哥氏力在前后缘带肋通道进气段形成的二次流有所削弱, 主流方向速度型的偏移也不很明显。不仅如此, 肋片还阻碍了弯管二次流向下游的充分发展, 如图 4(d) 出

流通道截面速度矢量图上显示, 弯管效应对前后缘带肋通道下游的影响明显减弱。

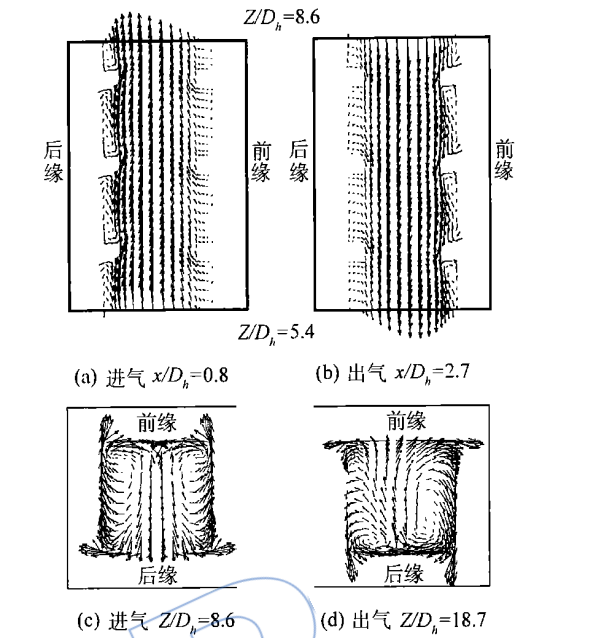


图 5 环肋通道速度矢量图

( $Re = 30\,000, Ro = 0.104$ )

Fig 5 Velocity vectors for channels with four rib-roughened walls  
( $Re = 30\,000, Ro = 0.104$ )

图 5 为环肋通道速度矢量图, 与前后缘带肋通道不同的是, 环肋通道两侧面的近壁流体也被减速, 哥氏力垂直方向(方向 1)的哥氏力梯度要比光滑通道以及前后缘带肋通道大得多, 使得进气通道的截面二次流以及主流速度的偏移比前两者更强烈。不仅如此, 出气通道截面速度矢量图上也几乎看不到逆时针方向的弯管二次流, 而是与进气通道方向相反的哥氏力二次流。这是因为, 环肋进一步削弱了弯管效应对下游流场的影响, 而增强的哥氏力则成为影响下游截面二次流的支配因素。

2.2 旋转对换热能力的影响

图 6~图 9 是 3 种通道进、出气段各侧面平均换热随旋转变化趋势的比较图(图中(a)为光滑通道; (b)为前后缘带肋通道; (c)环肋通道)。可见, 带肋通道各面换热均明显好于光滑面通道。在静态时, 环肋通道的进气段平均换热比光滑壁面通道的高出 54%, 前后缘面带肋通道则超出 26%; 在最高速旋转状态下, 则分别是 53% 和 18%。在静态下, 带环肋的通道出气段平均换热比光滑壁面通道的高出 33%, 前后缘面带肋通道的

超出 19%; 在最高速旋转时, 则分别是 38.5% 和 18%。3 种通道各换热面除光滑壁面通道的出气段的第 1 侧面外, 其换热能力随旋转的变化而变

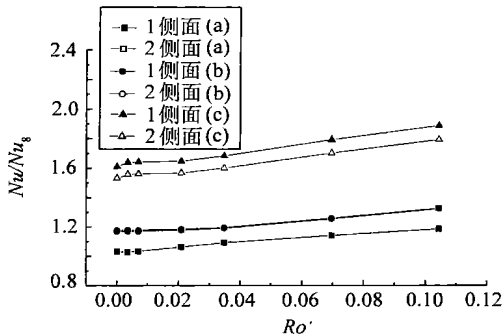


图 6 旋转对两侧面平均换热的影响 (进气段)

Fig. 6 Effect of rotation on  $Nu$  number ratios for inner and outer walls (inlet)

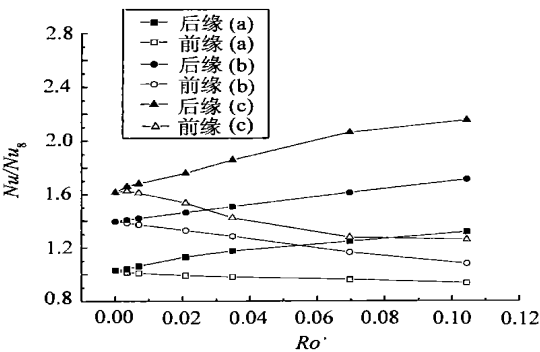


图 7 旋转对前后缘面平均换热的影响 (进气段)

Fig. 7 Effect of rotation on  $Nu$  number ratios for leading and Trailing walls (inlet)

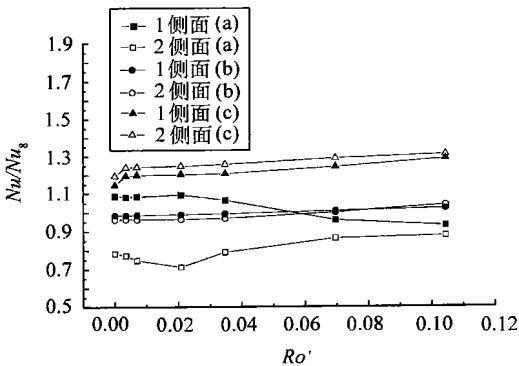


图 8 旋转对两侧面平均换热的影响 (出气段)

Fig. 8 Effect of rotation on  $Nu$  number ratios for inner and outer walls (outlet)

化的趋势基本一致只是大小幅度不同。第 1、2 侧面换热随着旋转的加强而增强; 进气段前缘和出

气段的后缘面随着旋转的加强换热能力是下降的, 进气段的后缘和出气段的前缘的则是上升的。

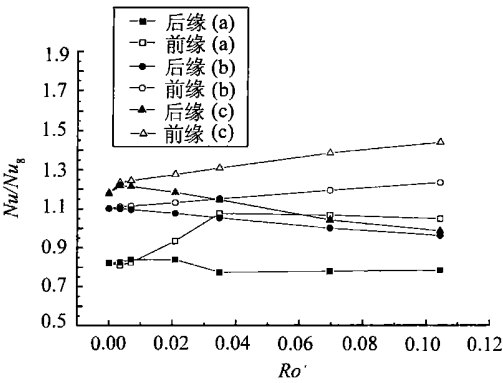


图 9 旋转对前后缘面平均换热的影响 (出气段)

Fig. 9 Effect of rotation on  $Nu$  number ratios for leading and Trailing walls (outlet)

旋转引起的换热能力的变化, 均能在流动结构的变化中找到原因。在进气段, 哥氏力引起的截面二次流使得主流速度型向后缘的偏移, 造成了该表面换热的增加而其相对面换热能力的削弱, 出气通道则正好相反。对于前后缘带肋通道, 其进气段后缘面的肋间涡被哥氏力压扁, 紧邻肋后的弱换热区域减小, 流体对肋间换热区域的冲击作用加强, 换热得到增强; 前缘为哥氏力所背离面, 肋间涡增长为椭圆形, 肋后的弱换热区域增加, 流体对肋间表面不能形成有效的冲击冷却, 换热受到了抑制。因此, 在相同旋转数下, 其前缘与后缘的换热差异较光滑通道有所增加。环肋通道中的截面二次流最为强烈, 旋转效应也最明显, 相同旋转数下前缘与后缘的换热差异也最大。离心浮升力在进气段使得靠近后缘的冷流体加速而靠近前缘的热流体减速, 主流速度型的向后缘的偏移加剧, 从而增强了后缘换热而弱化了前缘换热, 拉大了前后缘换热差异。在出气段, 离心浮升力使得靠近后缘的热流体加速而靠近前缘的冷流体减速, 主流的速度型向前缘的偏移受到抑制, 减小了前后缘换热差异。总体而言, 各通道出气段前后缘在旋转状态下的换热差异要比进气段小。弯管效应的影响在光滑通道中更易于向下游扩展, 因此, 静止状态光滑通道出气段 1、2 侧面的换热存在较大的差异, 不仅如此, 随着转速的增加, 由于不断增强的哥氏力作用于弯管段产生的二次流, 使得各面的换热随旋转的变化呈现一个明显的拐点现象。

3 结 论

数值模拟了具有近真实发动机参数的 3 种不同换热结构的涡轮叶片 U 形内冷通道在旋转状态下的湍流流动和温度场, 对比分析了其流动与换热。计算结果表明, 带肋通道各面换热明显好于光滑壁面通道相对应的各面。在静态时, 环肋通道的总体平均换热比光滑壁面通道的高出约 43%, 前后缘面带肋通道则超出约 22%; 在最高速旋转状态下, 则分别是 45% 和 18%。环肋通道在旋转状态下具有最为强烈的截面二次流, 壁面换热不均的现象也最显著, 其进气段尾缘换热在高转速下可达前缘的 1.73 倍, 前后缘带肋通道和光滑通道分别为 1.60 倍和 1.63 倍, 其出气段前缘换热在高转速下达到后缘的 1.51 倍, 前后缘带肋通道和光滑通道分别为 1.30 倍和 1.33 倍。受离心浮升力的影响, 各通道出气段在旋转状态下前后缘的换热差异较小。

参考文献:

[1] Stephens M A, Lin Y L, Cicinskas K C, etc Flow and Heat Transfer in a U-Shaped Duct with and without Rotation [R]. AIAA 1997, 97- 3004: 1~ 10

[2] Sandip Dutta, Malcolm J Andrews, Han Je-Chin. Prediction of Turbulent Flow and Heat Transfer in Rotating Square and Rectangular Smooth Channels[J]. ASME 1996, 96-GT- 234: 1~ 8

[3] Hann-Ching Chen, Yong-Jun Jang, Je-Chin Han. Computation of Heat Transfer in Rotating Two-Pass Square Channels by a Second-Moment Closure Model[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2000, 43: 1603~ 1616

[4] 邓宏武. 非定常状态下旋转蛇形通道内冷气的流动与换热特性研究[D]. 北京: 北京航空航天大学, 2004

[5] 严泽想, 陶智. 非交错网格求解传热及流体流动[J]. 推进技术, 1997, 18(5): 73~ 77.

Yan Zexiang, Tao Zhi Numerical Solution of Heat Transfer and Fluid Flow on Nonstaggered Grids [J]. Journal of Propulsion Technology, 1997, 18(5): 77~ 73