

旋转 U 型通道流动与换热特性的 数值研究

杨珂, 闻洁, 徐国强

(北京航空航天大学 能源与动力工程学院

航空发动机气动热力国家级重点实验室, 北京 100191)

摘 要: 应用 $k-\omega$ SST (shear stress transport) 湍流模型, 计算分析旋转 U 型通道在不同进口雷诺数 (10 000~60 000) 和高旋转数 (0~2.013) 范围内的流动与换热特性。结果表明: 在静止和旋转状态下, 进口雷诺数越大, 努塞尔数越大。相比于同一工况下的静止状态, 旋转显著增强了径向外流直通道的换热强度, 径向内流通道换热强度增大不明显。旋转数对 U 型通道换热的影响主要通过改变哥氏力和浮升力的大小。受哥氏力的影响, 径向外流通道后缘面换热增强, 前缘面换热减弱。浮升力诱发了近壁面的流动分离, 使得径向外流通道前缘面不同位置处的换热强度随旋转数的增加而先减小后增大, 计算得到的临界旋转数变化规律与实验测量结果保持一致, 即无量纲距离参数与临界旋转数的乘积为定值。

关 键 词: 旋转; U 型通道; 流动与换热特性; 哥氏力; 浮升力

中图分类号: V231.1

文献标志码: A

Numerical investigation of flow and heat transfer characteristics in rotating square U-duct

YANG Ke, WEN Jie, XU Guo-qiang

(National Key Laboratory of Science and Technology on Aero-Engine

Aero-thermodynamics, School of Energy and Power Engineering,

Beijing University of Aeronautics and Astronautics, Beijing 100191, China)

Abstract: $k-\omega$ SST (shear stress transport) two-equation turbulence model was used to analyze the flow and heat transfer characteristics in rotating square U-duct at different inlet Reynolds numbers (10 000~60 000) and rotation numbers (0~2.013). Results show that both in stationary and rotating state, Nusselt numbers are augmented with the increase of inlet Reynolds number. Comparing with stationary state, at the same Reynolds number, the intensity of heat transfer in radial outward passage is dramatically enhanced by rotating, while the radial inward passage is just enhanced a little. Rotation number influences the U-duct heat transfer through changing the values of Coriolis force and buoyancy force. Coriolis force enhances greatly the heat transfer of trailing surface in radial outward passage, while the leading surface weakens. Buoyancy force causes flow separation in the vicinity of the wall, so it alters the heat transfer characteristics. In different positions of the radial inward passage, the heat transfer intensity of the leading surface firstly decreases and then increases with the rise of rotation number. The critical rotation numbers got by calculation are in good agreement with the experimental results. The product of dimensionless distance parameter and critical rotation is a constant.

收稿日期: 2015-03-11

作者简介: 杨珂 (1990—), 女, 辽宁沈阳人, 助理工程师, 硕士, 主要从事涡轮叶片换热与冷却研究。E-mail: yangke0701@126.com

Key words: rotating; square U-duct; flow and heat transfer characteristics; Coriolis force; buoyancy force

高压涡轮动叶因为高速旋转,所以其内冷通道的流动与换热特性与静叶冷却通道存在很大差异.实验结果表明,与静止状态相比,旋转可导致局部传热有50%以上的变化^[1].U型光滑冷却通道作为涡轮动叶内部冷却结构的基本单元,既包括单通道的流动换热特性,又具有多通道流动的复杂性,是研究内冷通道的常用模型,深入分析U型通道在旋转状态下的流动与换热机理,将有助于动叶冷却结构的设计.

对于旋转U型通道,国内外已经展开了广泛的实验研究.Akella等^[2]利用激光多普勒测速仪测量了雷诺数为14000、旋转数为0.082的U型通道的流动,观察到旋转使转弯段后的流动分离区域减小了25%,在第一流程中,旋转导致沿流线方向的平均速度发生改变,后缘附近的流速较高;在第二流程中,转弯段干扰了流动,速度分布出现两个峰值.Bons和Kerrebrock^[3]用粒子图像测速仪测量了加热和不加热的模拟光滑壁面透平叶片冷却通道内的流动,观察到速度矢量向后缘方向倾斜.Han等^[4-6]在旋转光滑通道的流动换热方面也做了大量的实验研究.北京航空航天大学邱璐、邓宏武等^[7-8]针对高旋转数下U型光滑通道进行了大量的实验研究.从实验角度分析了各无量纲参数对U型通道流动与换热的影响,同时也对通道流阻特性展开初步研究.

在数值计算方面,Banhoff等^[9]用带壁面函数的两方程 $k-\epsilon$ 模型和雷诺应力模型,Lin等^[10]用低雷诺数两方程湍流模型分别对U型通道的流动与换热展开了计算.Stephens和Shih等^[11-13]应用 $k-\omega$ SST(shear stress transport)两方程模型对旋转数小于0.4的光滑与带肋U型通道的流动换热进行了广泛的数值研究,数值计算结果与实验结果吻合较好.Iacovides等^[14]利用高雷诺数 $k-\epsilon$ 湍流模型对旋转数在0.005~0.2之间的U型通道,Medwell等^[15]对旋转数小于0.115的U型通道,Chen等^[16]利用雷诺应力模型对旋转数在0~0.24之间的U型通道分别进行了数值计算.近些年来,大量学者开始利用大涡模拟(LES)和直接模拟(DNS)的方法对静止^[17-19]和旋转^[20-21]光滑直通道展开研究.

本文采用 $k-\omega$ SST两方程模型对高旋转数范围(0~2.013)U型通道内的流动与换热特性

展开数值研究,得到各无量纲准则数对通道流动与换热的影响规律,并结合实验结果对径向外流直通道临界旋转数的成因和变化规律展开了分析.

1 控制方程

因为U型通道以一定的角速度 ω 旋转,所以旋转状态下的动量方程中将有附加力项出现.为简化控制方程,首先做出如下假设:

- 1) 由于叶片内流体所受的离心力远大于重力场施加的彻体力,因此忽略重力场的影响.
- 2) 假设流体为常物性,即整个流场内导热系数、黏性系数以及比定压热容等均为常数.
- 3) 能量方程中只考虑对流和扩散传热项,能量耗散导致的温升和 $\mathbf{v} \times \nabla p$ 项带来的能量交换忽略不计.

基于以上假设可以得到等角速度旋转坐标系下的流体湍流控制方程组如下:

连续方程

$$\nabla \cdot \mathbf{v} = 0 \quad (1)$$

动量方程

$$\rho_0 (\mathbf{v} \cdot \nabla) \mathbf{v} = -\nabla p_{\text{eff}}^* + (\mu + \mu_t) \nabla^2 \mathbf{v} - 2\rho_0 (\boldsymbol{\omega} \times \mathbf{v}) + \rho_0 \gamma \Delta T [2\boldsymbol{\omega} \times \mathbf{v} + \boldsymbol{\omega} \times (\boldsymbol{\omega} \times \mathbf{r})] \quad (2)$$

能量方程

$$\rho c_p (\mathbf{v} \cdot \nabla T) = (\lambda + \lambda_t) \nabla^2 T \quad (3)$$

式中 ρ_0 为参考温度 T_0 下的密度, γ 冷气的膨胀系数,其定义式为 $\gamma = -\frac{1}{\rho} \left[\frac{\partial \rho}{\partial T} \right]_p$,若将冷却空气视为理想气体,则 $\gamma = 1/T$.

对以上控制方程进行无量纲分析,详细分析过程参见文献[1],旋转通道的努塞尔数可以表示为

局部努塞尔数

$$Nu = f(Re, Ro, B_{uo}, X/D) \quad (4)$$

平均努塞尔数

$$Nu_{\text{ave}} = f(Re, Ro, B_{uo})$$

通道水力直径

$$D = \frac{4A}{P}$$

进口雷诺数

$$Re = \frac{\rho u D}{\mu}$$

旋转数

$$R_o = \frac{\omega D}{u}$$

浮力数

$$B_{uo} = \frac{T_{w,av} - T_{in}}{T_{w,av}} R_o^2 \frac{\bar{r}}{D} \quad (5)$$

其中 D 为通道水力直径; A 为通道进口截面积; P 为通道进口湿周; ρ 为进口冷气密度; μ 为进口冷气动力黏度; u 为进口冷气平均流速; ω 为通道旋转角速度; $T_{w,av}$ 为通道壁面平均温度; T_{in} 为进口冷气平均温度; $\bar{r}$ 为通道平均旋转半径。

旋转状态下光滑通道的换热特性主要取决于进口雷诺数 Re 、旋转数 R_o 和浮力数 B_{uo} 。由于转速的改变必然导致旋转数 R_o 和浮力数 B_{uo} 的同时改变,因此选择以下 3 个无量纲准则数进行分析讨论:进口雷诺数 Re 、旋转数 R_o 和无量纲温比 $R_t = \frac{T_{w,av} - T_{in}}{T_{w,av}}$, 由于这 3 个无量纲参数相互独立,因此可将平均努塞尔数表示成

$$Nu_{ave} = f(Re, R_o, R_t) \quad (6)$$

本文在保证无量纲温比不变的条件下,重点分析雷诺数和旋转数对光滑通道流动与换热的影响。

2 几何模型及边界条件

2.1 几何模型

数值计算模型结构示意图如图 1 所示。U 型通道由进口延伸段、径向外流直通道、转弯段、径向向内流直通道和出口延伸段组成。数值计算模型几何参数与参考文献[22]中的实验模型相同,具体参数如图 2 所示。U 型通道水力直径 D 为 24 mm,进出口延伸段长度均为 3 倍的水力直径,U 型通道共由 19 个基本单元组成(径向外流直通道 8 个; $X/D=3.5 \sim 10.5$; 径向向内流直通道 8 个; $X/D=14.5 \sim 21.5$; 转弯段 3 个; $X/D=11.5 \sim 13.5$),基本单元为边长 24 mm 的立方体。U 型通道的平均旋转半径 $\bar{r}$ 为 402 mm(通道旋转内径为 258 mm,通道旋转外径为 546 mm)。

2.2 边界条件

应用计算流体力学软件 CFX14.5 进行数值模拟,湍流模型选用 $k-\omega$ SST 湍流模型,近壁面采用自动壁面函数。流体介质为理想气体。计算模型的边界条件设置如表 1 所示。

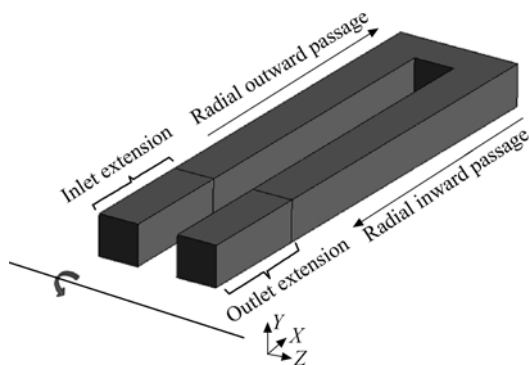


图 1 数值计算模型示意图

Fig. 1 Sketch of numerical calculation model

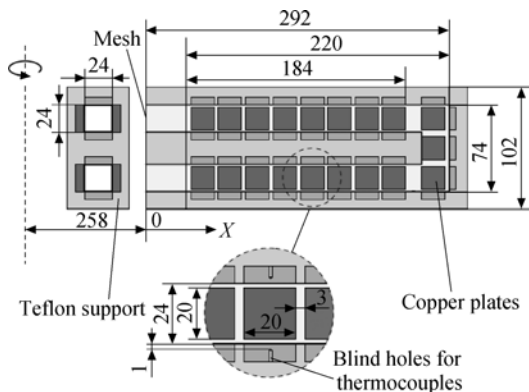


图 2 实验模型^[22] (单位: mm)

Fig. 2 Dimensions of experimental model^[22]
(unit: mm)

表 1 边界条件设定

Table 1 Boundary conditions setting

参数	设置
进口流量/(kg/h)	15.6~93.4(按实验工况给定)
转速范围/(r/min)	0~1000
进口冷气温度/℃	20
进口湍流度/%	5(中等湍流度)
出口平均静压/Pa	506 625
壁面条件	无滑移 等热流(按实验工况给定)

3 计算网格

应用 ICEM CFD14.5 进行六面体结构化网格划分,计算模型网格划分结果如图 3 所示。经网格无关解验证,最终网格数量为 170 万,对通道壁面网格进行加密,第 1 层网格为 0.001 mm,通道壁面 $Y^+ < 0.5$ 。

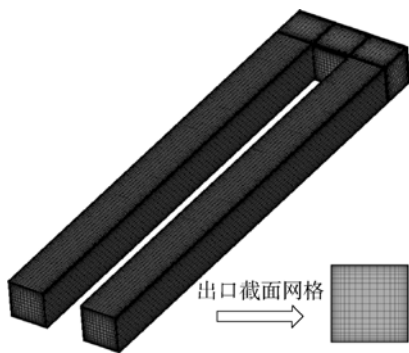


图3 计算模型网格划分结果示意图

Fig. 3 Sketch of calculation model mesh

4 数值计算结果及分析

图4为旋转数 $R_0 = 0.4$, 进口雷诺数分别为 $Re = 10000$ 和 $Re = 20000$ 时, 通道沿程努塞尔数的计算结果 (Num.) 与实验结果 (Exp.) 对比情况. 从图中可以看出, 计算得到的沿程努塞尔数比实验得到的沿程努塞尔数小. 考虑到实验测量和数值计算均存在误差, 所以两者所得结果不能完全吻合. 但从图中可以看出实验测量与数值计算得到的通道沿程努塞尔数分布规律基本相同, 在一定程度上可以证明本次计算结果的合理性.

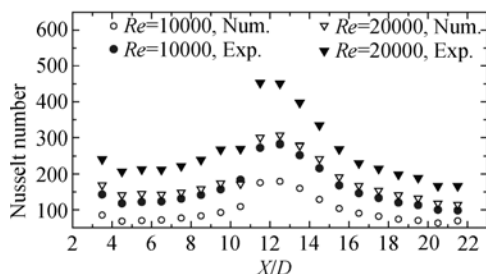


图4 通道沿程努塞尔数计算结果与实验结果对比

Fig. 4 Contrast of numerical results and experimental results in Nusselt number

4.1 雷诺数对流动与换热的影响

图5为通道静止 ($R_0 = 0$) 和旋转 ($R_0 = 0.4$) 时, 在各进口雷诺数下, 通道沿程平均努塞尔数 Nu_{ave} 分布曲线. 当通道静止时, 在沿程距离一定的条件下, 雷诺数越高, 努塞尔数越高. 对于径向外流直通道, 其进口段努塞尔数受进口效应 (即从进口起在通道内壁面逐渐建立起速度与温度边界层, 由于温度边界层的增厚导致传热系数逐步降低, 努塞尔数最后趋于渐近值) 的影响变化较为剧烈, 在进口段努塞尔数迅速减少, 但是随着流动的发展, 努塞尔数变化逐渐趋于平缓. 在转弯段, 由

于流体加速、冲击以及二次流的作用, 努塞尔数大幅度增加. 对于径向内流直通道, 随着流动的发展, 沿程努塞尔数逐渐减小, 且雷诺数越高传热系数沿程衰减越明显. 当通道旋转时 ($R_0 = 0.4$), 在各进口雷诺数下, 通道沿程平均努塞尔数分布规律与静止时基本相同. 对于径向外流直通道, 相比于静止情况, 因为受到旋转的影响, 在进入转弯段之前流动已得到充分发展, 其努塞尔数基本保持不变. 对于径向内流直通道, 旋转状态下努塞尔数沿程衰减值要略大于静止状态.

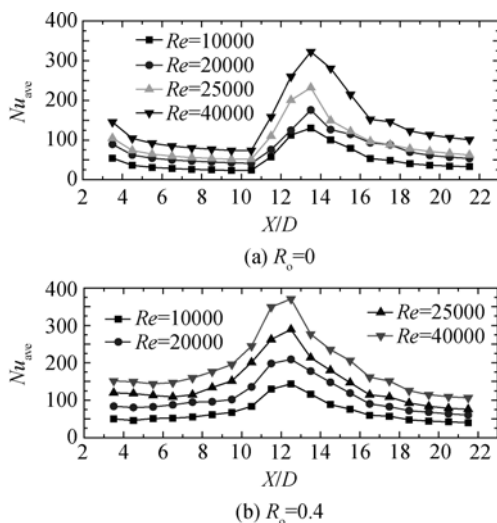


图5 静止和旋转状态下, 不同进口雷诺数时, 通道沿程的平均努塞尔数分布情况

Fig. 5 Distribution of average Nusselt numbers at different inlet Reynolds numbers in stationary and rotating state

4.2 旋转数对流动与换热的影响

图6所示为 $Re = 10000$ 时, 旋转通道的平均努塞尔数与相同进口雷诺数下静止通道的平均努塞尔数之比 ($Nu_{ave}/Nu_{ave,s}$) 的分布曲线. 从图中可以看出, 相比于静止状态, 旋转使得通道沿程换热能力显著增强. 在径向外流直通道中, 随着流动的发展, 旋转对换热的影响越来越大. 在 U 型通道转弯段, 受转弯处冲击以及旋转诱发二次流的影响, $Nu_{ave}/Nu_{ave,s}$ 在转弯处达到最大值. 在径向内流直通道中, 由于静止和旋转条件下其进口均受转弯处出口高端流度的影响, 所以相比于径向外流直通道, 旋转并未使径向内流直通道的换热情况得到显著改善. 从图中可以看出, 当旋转数小于 1 时, 径向内流直通道的换热能力相比于静止状态基本保持不变; 当旋转数大于 1 时, 其换热能力相比于静止状态要略微提高.

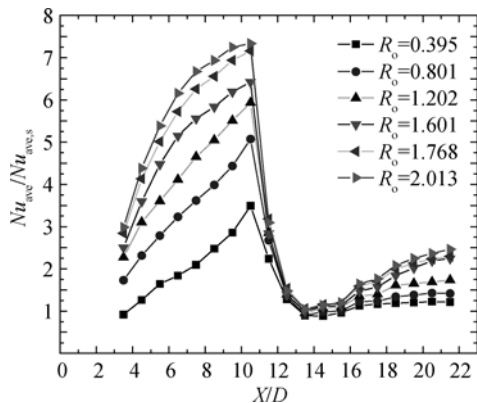


图 6 进口雷诺数相同时,不同旋转数下

 $Nu_{ave}/Nu_{ave,s}$ 分布曲线Fig. 6 Distribution of $Nu_{ave}/Nu_{ave,s}$ at different rotation numbers and similar inlet Reynolds number

由旋转坐标系下流体的湍流动量方程式(2)可知,旋转对流动与换热的影响是通过非惯性力项来起作用的,旋转数的变化会导致哥氏力与浮升力的双重变化,因此接下来将分别分析哥氏力和浮升力对通道流动换热的影响。

4.2.1 哥氏力对流动与换热的影响

如图 7 所示,哥氏力作用在垂直于流体流动的方向上,对于径向外流直通通道,哥氏力指向通道后缘面,因此流体微团受到哥氏力的作用而向后缘面偏移,导致靠近后缘面的主流速度增加,从而强化后缘面的换热,而靠近前缘面的主流流速降低,换热能力下降。同时由于流体的黏性作用,主流横截面上流速的分布不均匀,使得截面哥氏力不平衡,从而导致二次流。对于径向外流直通通道,将产生由前缘面流向后缘面的对涡,而对于径向内流,该对涡的旋转方向正好相反。

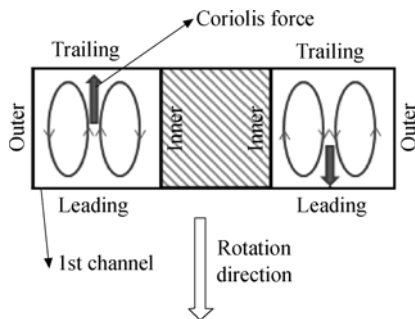


图 7 哥氏力作用原理示意图

Fig. 7 Sketch of Coriolis force action principle

图 8 为进口雷诺数 $Re=20000, 25000$ 和 40000 时,径向外流直通通道 4 个壁面的 $Nu_{ave}/Nu_{ave,s}$ 随 R_o

的变化曲线。从图中可以看出,在相同的进口雷诺数下,随着旋转数的增大,通道后缘面的换热强度增加显著。这是由于在相同的进口雷诺数下,随着旋转数的增加通道后缘面流体受到的哥氏力作用增大,从而导致后缘面换热能力增强;内外壁面的换热强度增大幅度基本相同,且换热强度介于前后缘壁面之间;通道前缘面的换热先减弱后增强,且随着进口雷诺数的增大,曲线拐点处对应的旋转数逐渐减小。随着进口雷诺数的增大,径向外流通道各壁面换热能力增幅逐渐减小。

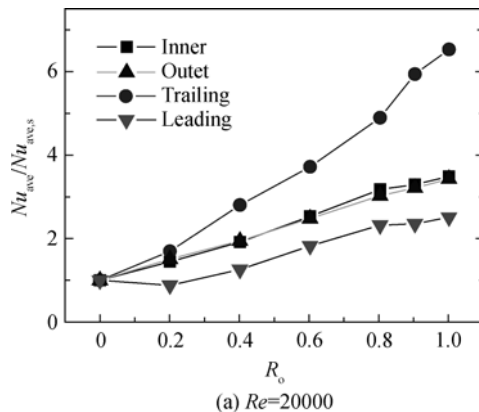
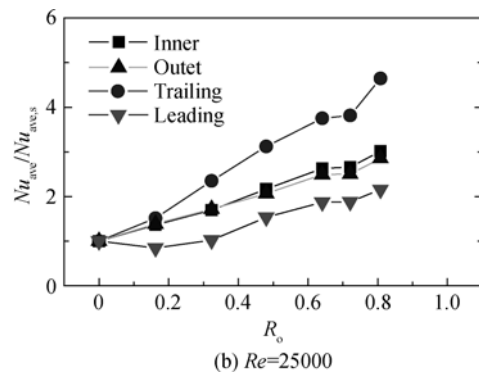
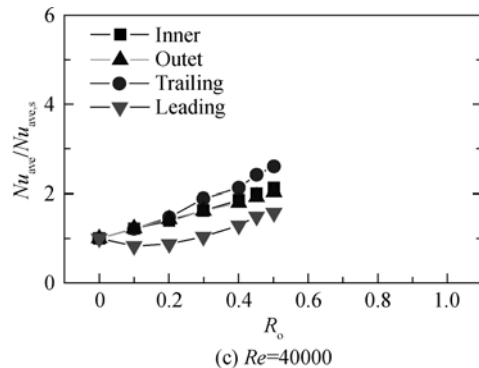
(a) $Re=20000$ (b) $Re=25000$ (c) $Re=40000$ 图 8 不同进口雷诺数下,径向外流直通通道 4 个壁面的 $Nu_{ave}/Nu_{ave,s}$ 随旋转数的变化曲线Fig. 8 Distribution of $Nu_{ave}/Nu_{ave,s}$ at different inlet Reynolds numbers on four walls of radial outward passage

图9为 $R_o=0.1$ 时,直通道部分不同截面处的速度流线图。在径向外流直通道中,可以清晰地看到由哥氏力诱发的对涡,并且靠近后缘的流体速度要明显大于前缘;在径向内流直通道中,由于受到转弯段的影响,进行内流直通道进口流动较为混乱,所以对涡结构并不是很明显。

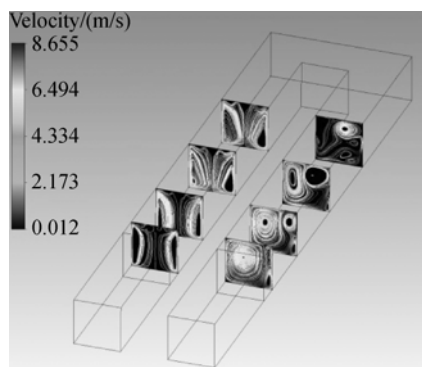


图9 通道截面的流线图

Fig. 9 Streamlines of cross-section

4.2.2 浮升力对流动与换热的影响

浮升力由离心力和哥氏力衍生而成,浮升力的作用将诱发径向外流直通道前缘壁面流体发生流动分离,从而改变通道壁面的换热情况。根据动量方程(式(2))可知,浮升力将阻碍前缘壁面热流体的径向外流,且随着旋转数的增加这种阻碍作用会越来越明显,直到使得近壁面处流体发生流动分离,此时对应的旋转数即为临界旋转数。如图10所示为计算得到的径向外流直通道前缘壁面不同

位置处 Nu/Nu_s 随 R_o 的变化曲线,其中 Nu_s 表示相同进口雷诺数下静止通道的局部努塞尔数。从图中可以看出,通道前缘壁面不同位置处的 Nu/Nu_s 均随 R_o 的增大而先减小后增大,并且随着无量纲距离参数(X/D)的增加,相应位置的临界旋转数逐渐减小。

针对这种现象 Dutta 等^[23]从理论分析的角度给出如下解释:如图11所示,在旋转径向外流直通道中,由旋转产生的哥氏力使通道内流体向后缘面流动,从而使前缘面成为了一个不稳定的吸力区,换热强度被削弱。与此同时因为通道前缘面流体惯性力的减小,所以该处的流体更容易受到浮升力的影响。随着旋转数的继续增大浮升力的作用将使得部分近壁面流体出现回流,这时对于径向内流流动,哥氏力和浮升力的共同作用将会强化前缘壁面的换热,因此在临界旋转数之后前缘壁面 Nu/Nu_s 将随着 R_o 的增大而增大。

图12所示为 $Re=25000$ 时,计算得到的4种不同旋转数下径向外流直通道中截面的速度矢量图。从图中可以看出,旋转半径越大,由离心力诱发的浮升力越大,因此靠近径向外流直通道出口处首先出现回流。随着旋转数的增大,浮升力作用越明显。当旋转数增大到0.480时,从通道进口处就开始出现回流现象。

根据文献[7],通过对实验测量数据进行整理与分析,得到在U型通道的径向外流直通道中,通道前缘壁面不同位置处的临界旋转数 $R_{o,c}$ 与无

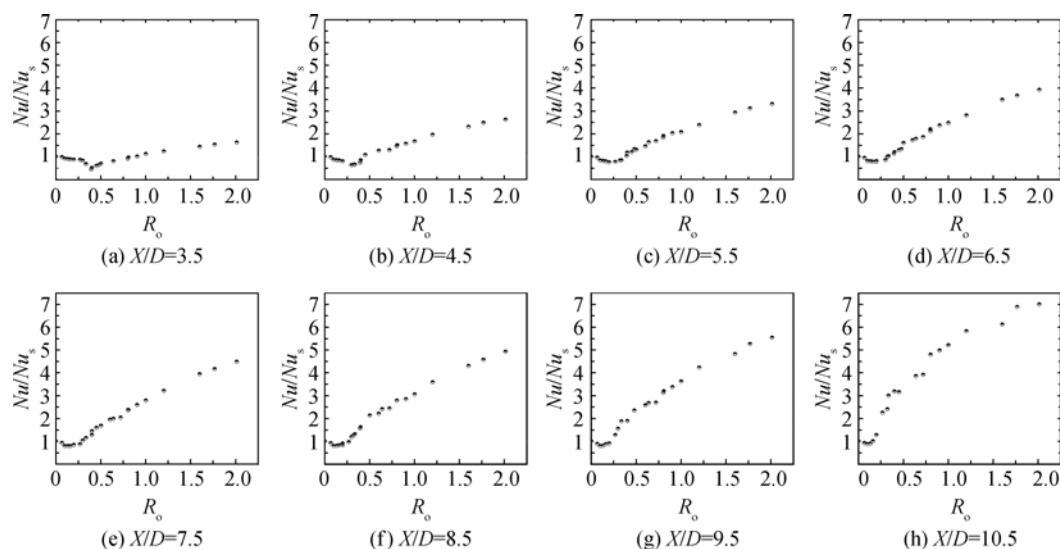


图10 径向外流直通道前缘壁面不同位置处 Nu/Nu_s 随旋转数的变化曲线

Fig. 10 Distribution of Nu/Nu_s at different rotation numbers of different positions in the radial outward passage leading wall

量纲距离参数 X/D 存在如下关系: $R_{0,c}(X/D) = 1.31$. 将数值模拟得到的临界旋转数 $R_{0,c}$ 与实验测量结果进行对比得到图 13. 从图中可以看出, 相比于实验结果, 随着无量纲距离参数 X/D 的增大, 计算得到的临界旋转数减小较快. 其原因是计算工况的温比 R_t 略微大于实验工况, 所以在计算工况下近壁面流体受到浮升力的作用更加明显. 总体上看数值计算结果与实验测量结果吻合较好, 沿程临界旋转数的变化趋势基本相同.

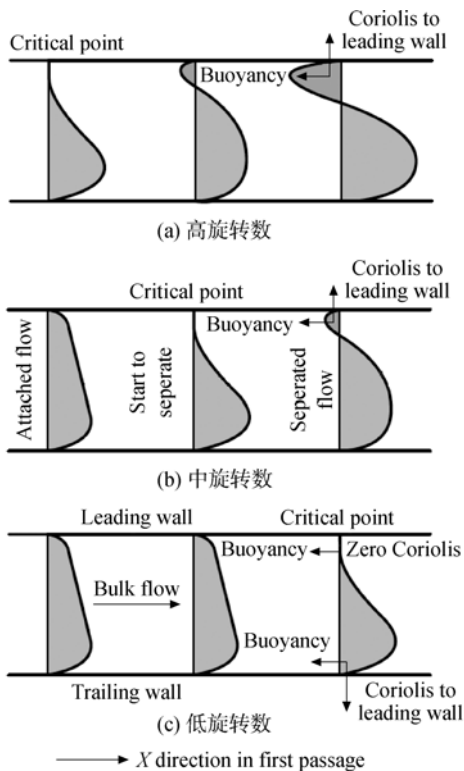


图 11 径向 outward 流直通道前缘壁面流动分离原理示意图^[23]

Fig. 11 Sketch of separation mechanism in the radial outward passage^[23]

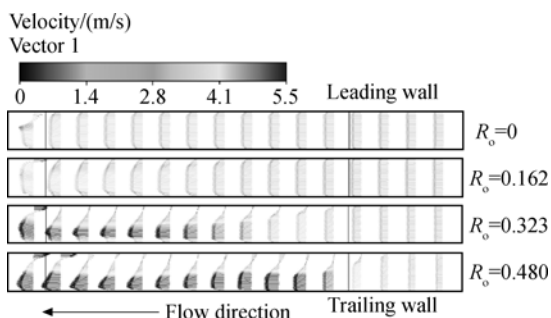


图 12 不同旋转数下径向 outward 流直通道中截面的速度矢量图 ($Re = 25\,000$)

Fig. 12 Velocity vectors of the radial outward passage middle section at different rotation numbers ($Re = 25\,000$)

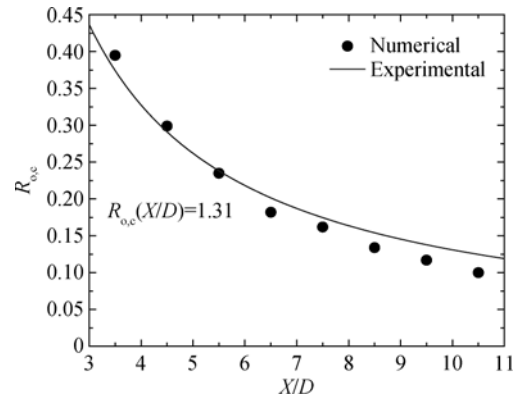


图 13 计算得到的临界旋转数与实验结果对比

Fig. 13 Contrast of numerical results and experimental results of critical rotation number

5 结 论

本文从数值模拟的角度分析了高旋转数范围 U 型通道的流动与换热特性, 得到如下结论:

1) 在静止和旋转通道中, 进口雷诺数越大, 努塞尔数越大. 相比于同一工况下的静止通道, 旋转显著增强了径向外流直通道的换热强度, 径向 inward 流直通道换热强度增大不明显.

2) 受哥氏力的影响径向外流直通道后缘面换热增强, 前缘面换热减弱, 通道内外壁面的换热能力增强介于两者之间. 哥氏力同时诱发了二次流, 在径向外流直通道中形成结构明显的对涡.

3) 浮升力诱发了通道前缘壁面的流动分离, 使得径向外流直通道前缘壁面不同位置处的换热强度随旋转数的增加而先减小后增大, 数值计算得到的临界旋转数变化规律与实验测量结果保持一致, 即无量纲距离参数与临界旋转数的乘积为定值.

参考文献:

- [1] 曹玉璋. 航空发动机传热学[M]. 北京: 北京航空航天大学出版社, 2005.
- [2] Akella K V, Han J C. Impingement cooling in rotating two-pass rectangular passages[J]. Journal of Thermophysics and Heat Transfer, 1998, 12(4): 582-588.
- [3] Bons J P, Kerrebrock J L. Complementary velocity and heat transfer measurement in a rotating cooling passage with smooth walls[R]. ASME Paper 98-GT-464, 1998.
- [4] Han J C, Dutta S, Ekkad S. Gas turbine heat transfer and cooling technology[M]. Boca Raton: CRC Press, 2000.
- [5] Han J C. Turbine blade cooling studies at Texas A&M university[J]. Journal of Thermophysics and Heat Transfer, 2006, 20(2): 161-187.
- [6] Han J C, Huh M. Recent studies in turbine blade internal

- cooling[J]. Journal of Heat Transfer Research, 2010, 41(8):803-828.
- [7] Qiu L, Deng H W, Sun J N, et al. Pressure drop and heat transfer in rotating smooth square U-duct under high rotation numbers[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2013, 66:543-552.
- [8] Deng H W, Qiu L, Sun J N, et al. Heat transfer study in rotating smooth square U-duct at high rotation numbers[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2013, 66:733-741.
- [9] Banhoof B, Tomm U, Johnson B V, et al. Heat transfer predictions for rotating U-shaped coolant passages with skewed ribs and with smooth walls[R]. ASME Paper 97-GT-162, 1997.
- [10] Lin Y L, Shih T I, Chyu M K, et al. A numerical study of flow and heat transfer in a smooth and ribbed U-duct with and without rotation[J]. Journal of Heat Transfer, 2001, 123(10):219-232.
- [11] Stephens M A, Shih T I, Civinskis K C. Computations of flow and heat transfer in a rotating U-shaped square duct with smooth walls[R]. AIAA 96-3161, 1996.
- [12] Stephens M A, Shih T I. Computations of compressible flow and heat transfer in a rotating duct with inclined ribs and a 180 degree bend[R]. ASME Paper 97-GT-192, 1997.
- [13] Shih T I, Lin Y L, Stephens M A. Flow and heat transfer in a ribbed U-Duct under typical engine conditions[R]. ASME Paper 98-GT-213, 1998.
- [14] Iacovides H, Launder B E. Parametric and numerical study of fully developed flow and heat transfer in rotating rectangular ducts[J]. Journal of Turbomachinery, 1991, 113(3):331-338.
- [15] Medwell J O, Morris W D, Xia J Y, et al. An investigation of convective heat transfer in a rotating coolant channel[J]. Journal of Turbomachinery, 1991, 113(3):354-359.
- [16] Chen H C, Jang Y J, Han J C. Computation of flow and heat transfer in rotating two-pass square channels by a Reynolds stress model[R]. ASME Paper 99-GT-174, 1999.
- [17] Huster A I, Biringen S. Direct numerical simulation of turbulent flow in a square duct[J]. Journal of Fluid Mechanics, 1993, 257:65-95.
- [18] Gavrilakis S. Numerical simulation of low Reynolds number turbulent flow through a straight square duct[J]. Journal of Fluid Mechanics, 1992, 244:101-129.
- [19] Madabhushi R K, Vanka S P. Large eddy simulation of turbulence-driven secondary flow in a square duct[J]. Physics of Fluids, A, 1991, 3(11):2734-2745.
- [20] Murata A, Mochizuki S. Effect of cross-sectional aspect ratio on turbulent heat transfer in an orthogonally rotating rectangular smooth duct[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 1999, 42(20):3803-3814.
- [21] Pallares J, Davidosn L. Large eddy simulation of turbulent flow in a rotating square duct[J]. Physics of Fluids, 2000, 12(11):2878-2894.
- [22] Li Y, Deng H W, Xu G Q, et al. Effect of passage orientation on heat transfer in rotating smooth square U-duct at high rotation numbers[R]. ASME Paper GT2014-25188, 2014.
- [23] Dutta S, Andrews M J, Han J C. Prediction of turbulent heat transfer in rotating smooth square ducts[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 1996, 39(12):2505-2514.

(编辑:王碧琚)