

侧向射流位置对旋转楔形通道 换热分布的影响

倪彬¹, 李洋², 何定养¹, 辛安¹, 邓宏武³

(1. 空军勤务学院 航材管理系, 江苏 徐州 221000;

2. 中国航空发动机集团有限公司 湖南动力机械研究所, 湖南 株洲 412002;

3. 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: 在主入口雷诺数为 15 000, 最大流量比(侧向射流流量和主流流量的比值)与最大旋转数分别为 0.4 和 0.23 的范围内, 实验研究了三个不同位置引入侧向冷气射流冲击对楔形通道内换热分布的影响。实验结果表明: 静止状态下, 侧向射流冲击只能强化侧向射流孔附近区域的换热; 旋转状态下, 侧向射流对主流上游的影响区域扩大, 并减缓了射流区域的冷气侧向出流, 缩小了射流区域内前、后缘面的换热差异, 当射流区域的换热效率最高时, 该差异最小。为提升通道的平均换热效率, 降低旋转对换热的不利影响, 侧向射流孔应在通道的中上部, 流量比控制在对应的临界值以下。

关 键 词: 叶片冷却; 侧向射流; 楔形通道; 换热; 旋转

中图分类号: V235.13

文献标志码: A

Effect of the second inlet location on heat transfer distribution in rotating wedge-shaped channel

NI Bin¹, LI Yang², HE Dingyang¹, XIN An¹, DENG Hongwu³

(1. Department of Air Material Management,

Air Force Logistics College, Xuzhou Jiangsu 221000, China;

2. Hunan Aviation Powerplant Research Institute,

Aero Engine (Group) Corporation of China, Zhuzhou Hunan 412002, China;

3. 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: When the inlet Reynolds number was fixed at 15000, the maximum mass flow rate ratio (the ratio between the second inlet mass flow rate and major inlet mass flow rate) was 0.4, and the highest rotation number was 0.23, the heat transfer distribution in a wedge-shaped channel with three different locations of second inlet was investigated by test. The results showed that, under non-rotating condition, heat transfer was improved substantially in the vicinity region of second inlet. Under rotating condition, the upstream region affected by second inlet enlarged, lateral flow extraction slowed down, heat transfer difference between the local leading-wall and trailing-wall reduced, which was minimized when the local

收稿日期: 2016-09-08

作者简介: 倪彬(1985—), 男, 助教, 硕士, 主要从事旋转换热研究。

引用格式: 倪彬, 李洋, 何定养, 等. 侧向射流位置对旋转楔形通道换热分布的影响[J]. 航空动力学报, 2017, 32(11): 2576-2584. NI Bin, LI Yang, HE Dingyang, et al. Effect of the second inlet location on heat transfer distribution in rotating wedge-shaped channel[J]. Journal of Aerospace Power, 2017, 32(11): 2576-2584.

heat transfer efficiency reached the maximum. To promote average heat transfer efficiency of channel, and compensate the negative effects induced by rotation, the second inlet injection should be placed in the upper-middle part of channel, and mass flow rate ratio should be controlled below the corresponding critical value.

Key words: blade cooling; second inlet; wedge-shaped channel; heat transfer; rotating

随着航空发动机性能的不不断提升,发动机涡轮前温度也随之攀升,已经远远超过了涡轮叶片材料的耐温极限。因而,针对涡轮叶片的冷却技术受到了越来越多的关注和研究^[1-6]。受限于涡轮叶片的结构特点,叶片尾缘的冷却尤为困难。利用带侧向射流孔的楔形通道对叶片尾缘进行内部冷却,在涡轮叶片尾缘冷却结构设计中得到了广泛的应用。针对该冷却结构的研究,国内外已经广泛的开展^[7-15]。由于楔形通道内冷却气体沿程不断侧向出流,通道下游的换热效果相对较差。一个简单的解决方式是在通道的侧向引入射流,通过射流冲击来强化通道下游的换热效果。这种带有侧向出流的双路进气楔形通道,在真实的涡轮叶片中已经应用。然而,针对侧向射流位置对双路进气楔形通道换热分布的影响,目前仍缺乏系统的研究。本文通过实验的方法,研究了不同侧向射流位置对旋转双路进气光滑楔形通道内换热特性的影响,为合理设计涡轮叶片内部冷却结构提供参考。

1 实验模型和数据处理方法

1.1 旋转实验平台

本实验在北京航空航天大学航空发动机气动热力国家级重点实验室的旋转涡轮叶片内冷通道换热实验台上进行。该实验台采用了模块化设计,主要由供气系统、动力系统、实验模块和测试系统组成,其结构如图 1 所示。实验用冷气由高压气源经过过滤和稳压后进入实验段,其流量由热式流量计实时采集。实验台使用一台大功率电动机提供旋转动力,并通过电控程序控制转速。实验段的加热电流和数据采集模块用电由直流稳压电源提供,经滑环引电器接入实验系统。实验段的温度数据经数据采集模块转化为数字信号后,由滑环引电器引出,由数据采集模块采集并传送到计算机进行处理。

1.2 实验件结构

整个实验件结构如图 2 所示,由主流通道和

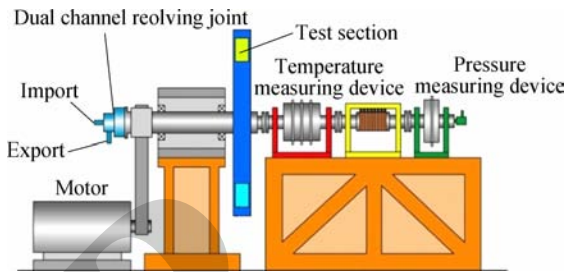


图 1 旋转换热实验平台示意图

Fig. 1 Schematic of the rotating heat transfer test facility

出口段附加流程两部分构成。主流通道横截面为等腰梯形,梯形底部宽为 21.6 mm,顶部宽为 6 mm,高为 59 mm,主流通道的水力直径为 22.3 mm。通道分为加热段和非加热段两个部分,其中加热段长为 206 mm,非加热段长度为 135 mm,非加热段的存在主要为了给加热段提供更理想的入口条件。加热段入口至旋转轴线距离为 358 mm。加热段中设有 36 枚铜块,镶嵌在尼龙材料制成的通道骨架中,铜块加热面尺寸都为 28 mm×17 mm,均布在通道前缘面和后缘面中。铜块背面凹槽中布置热电偶测量铜块温度。铜的导热系数很高,可以认为热电偶所测温度即是铜块表面的平均温度。主流通道末端内侧壁面设有三个侧向射流孔,射流孔截面直径为 8 mm 的圆形。每个侧向射流孔后都有一个进气接头及阀门开关,通过软管与进气接头相连接,为射流孔供应冷气,并通过各自的阀门控制射流入流的位置。软管和加热通道之间有一定的间隔,防止冷气被预加热。在实验过程中,每次仅有一个侧向射流孔开放,另外两个侧向射流孔关闭。窄侧壁面设有六个侧向出流孔,六个侧向出流孔总面积与入口面积基本相同,侧向出流孔后接出口段将气体排出。实验通道对称面法向与旋转轴方向夹角 $\beta=135^\circ$ 。

1.3 加热方式和热损失

本实验的采用电热膜加热铜块的方式,如图 2 中所示,通过一层较薄的导热硅胶将电热膜粘贴在铜块背面,各独立的电热膜组成串联电路。

$$R_o = \frac{\omega D_h}{U_{inlet}} = \frac{2\pi n}{60} \cdot \frac{\rho A D_h}{\dot{m}_1} \tag{6}$$

$$Nu_i = \frac{k_i D_h}{\lambda} \tag{7}$$

式中 U_{eff} 为进入冷却通道总气体的等效流速, U_{inlet} 为主流通道入口流速; ρ 、 λ 、 μ 分别为主流通道气流密度、导热系数和动力黏度; A 为主流通道进口面积; ω 为通道的旋转角速度; n 为通道每分钟旋转圆周数; D_h 是通道水力直径。

定义 X/D_h 为通道沿程的无量纲位置参数, X 为通道进口整流段结束点沿通道轴线到计算点的距离, 径向第一枚铜块中心位置 ($X/D_h = 0.8$) 为 P_1 位置, 依次类推, 第五枚铜块中心位置 ($X/D_h = 6.0$) 为 P_5 位置, 第六枚 ($X/D_h = 7.5$) 为 P_6 位置。在数据进行处理时, 将静止状态下铜块表面的局部努塞尔数记为 Nu_s , 将 Nu_i 与相同雷诺数下具有相同当量直径的静态光滑圆管充分发展湍流的关联式 Nu_0 进行对比, 衡量通道内局部

换热效率的大小, 即

$$\frac{Nu_i}{Nu_0} = \frac{Nu_i}{0.023 Re_{eff}^{0.8} Pr^{0.4}} \tag{8}$$

式中 Pr 为平均实验参数下, 冷却空气的普朗特数, 是空气的物性参数。通过误差传递理论^[17] 计算得等效雷诺数 Re_{eff} 、进口雷诺数 Re_1 和旋转数 R_o 的相对误差约为 3%, 局部努塞尔数 Nu_s 和 Nu_i 的误差在不同实验工况下和不同通道位置处有明显差异, 在本文的实验参数范围内, Nu_s 和 Nu_i 相对误差在 6%~12% 之间。

2 实验结果与分析

2.1 静止状态通道内换热沿程分布

图 3 显示的是在静止状态下, 不同的喷入位置楔形通道内局部努塞尔数 Nu_s 的沿程分布情况。通过无喷入工况的实验曲线可以看出, 由于通道结构对称, 前、后缘壁面换热差异很小。流体流过楔形通道时, 气体通过侧向出流孔不断地流

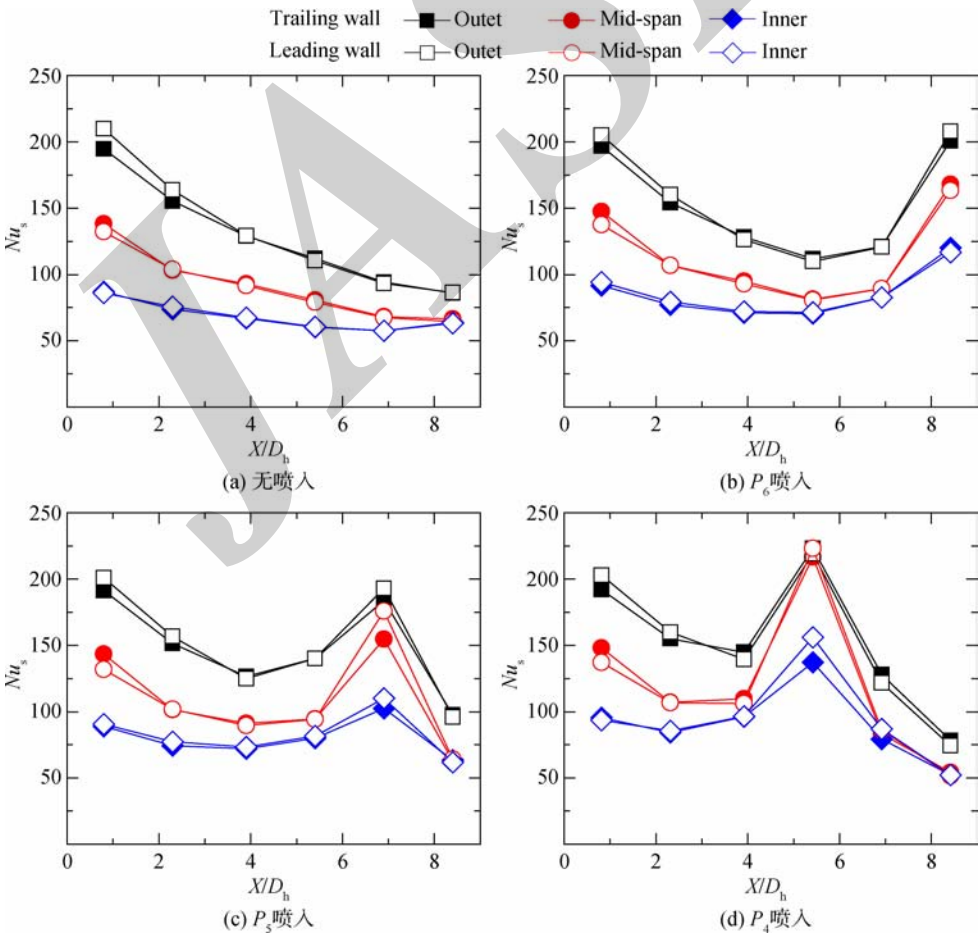


图 3 静止状态不同位置侧向射流工况下楔形通道内 Nu_s 分布 ($M=0.4, n=0 \text{ r/min}$)

Fig. 3 Distributions of Nu_s in the wedge-shaped channel with different locations of second inlet under non-rotating condition ($M=0.4, n=0 \text{ r/min}$)

出,收缩形截面加速了外侧区域气流流动,加强了外侧壁面附近的湍流掺混,从而导致外侧壁面的换热效果明显强于内侧壁面。同时,沿程不断流出的冷气也导致了 Nu_s 沿通道的高度方向逐渐降低。在通道末端,由于气体对通道顶部的冲击,造成流动出现了一个 90° 的转折,在 P_6 位置局部换热有所增强。因此,整个通道内,换热最差区域是 P_5 位置的内侧。

在三种有射流喷入的实验工况下,通道的主流流量保持不变,即进口雷诺数 $Re_1=15\,000$ 。在不同位置喷入的气体流量保持一致, $M=0.4$, 因而有喷入工况下的气体总流量与无喷入工况不相同,通道侧面喷入气体时,等效雷诺数 $Re_{\text{eff}}=20\,600$ 。有射流喷入情况下,通道各展向位置前后缘面上六个铜块的 Nu_s 与无喷入工况相比增强幅度如表 1 所示。虽然等效雷诺数和喷入位置不同,但三种实验工况下, P_1 到 P_2 区域的 Nu_s 基本一致,相比于无喷入工况,换热强度变化不大于 3.5%。在喷入位置及主流方向相邻的区域,换热得到了明显的强化,尤其是在侧向射流的喷入位置,换热强度的都增加了 110% 以上。这说明静止状态下,引入侧向射流冲击主要强化了冲击位置周围的换热,而对于远处上游的影响很弱。通过实验数据,还发现在 P_4 位置有侧向喷入时,与无喷入相比, P_6 位置的换热反而下降了 15.7%,说明静止状态下,侧向射流冲击对远处下游的换热产生了一定的不利影响。

表 1 不同位置喷入时 Nu_s 的增强幅度
Table 1 Intensive amplitude of Nu_s with different second inlet locations

位置	Nu_s 的增强幅度/%		
	P_6 喷入	P_5 喷入	P_4 喷入
P_1	2.9	-0.1	2.5
P_2	1.3	-1.8	3.5
P_3	1.5	0.2	20.1
P_4	4.5	25.4	133.7
P_5	33.8	110.2	33.7
P_6	127.1	3.7	-15.7

2.2 旋转状态通道内沿程换热分布

图 4 显示的是通道转速 $n=1\,000\text{ r/min}$ 时,四种实验工况下通道沿程的换热分布。四种工况下,主流通道的流量不变,无喷入工况的等效雷诺

数 $Re_{\text{eff}}=15\,000$,其他工况的流量比 $M=0.4$, $Re_{\text{eff}}=20\,600$ 。为了突出旋转对楔形通道的换热的影响,将旋转状态下的 Nu_i 与静止状态下的 Nu_s 进行相比。在无喷入的工况中,通道低半径区域的后缘面 Nu_i/Nu_s 大于 1,低半径区域的前缘面 Nu_i/Nu_s 小于 1,与旋转状态下方形通道的换热特性类似。受旋转引起的哥氏力作用,通道内冷气向后缘面一侧偏移,在低半径区域强化了后缘面换热而弱化了前缘面换热。在高半径区域,由于沿程不断有侧向出流,通道内冷气量沿程不断减少,而旋转在通道转角为 135° 时加速了冷气的侧向出流,导致冷却效果沿程不断降低,使高半径区域的换热比静止状态下更弱。因此,在无喷入工况下,高半径区域的前缘面和后缘面 Nu_i/Nu_s 均小于 1。

对比通道侧面有喷入的三个实验工况数据,在 P_5 和 P_6 位置有喷入的工况下, P_1 位置的换热与旋转状态下无喷入工况差别不大,但是 P_2 位置下游的换热就出现了比较明显的变化。而在 P_4 位置有喷入的工况下, P_1 位置的换热与无喷入工况相比已经出现了一定的差别,前缘面三个铜块的 Nu_i/Nu_s 比无喷入工况增强了约 10%。因此,在旋转状态下,通道侧向射流对主流上游的影响范围扩大。有喷入射流的不同实验工况下,射流位置的 Nu_i/Nu_s 趋近于 1。射流位置的上游和下游区域的 Nu_i/Nu_s 也都比无喷入工况下更接近 1,使侧向射流孔附近区域的换热与静止工况下的换热相似。说明在旋转状态下,楔形通道的侧向射流冲击可以削弱旋转对通道换热的影响,减缓了旋转状态下哥氏力加速冷气侧向出流的作用,使射流附近区域的换热情况与静止状态接近。

图 5 以 P_5 喷入为例,显示出了在转速为 $1\,000\text{ r/min}$ 下,随着流量比 M 变化,通道内 Nu_i/Nu_0 的分布情况。可以看出,在 $M<0.3$ 的实验工况下,随着 M 的增加, P_5 区域前后缘面的换热差异不断减小。即 M 的增加,侧向射流可以更大程度地削弱旋转对该射流口附近换热的影响,而当 $M>0.3$ 时,随着 M 的增加, P_5 区域前后缘面的换热差异又开始逐渐的增大。LI Yang 等人的研究^[18] 中发现,在 P_5 喷入工况下, $M=0.3$ 是 P_5 区域换热的临界值。可见,当 M 为区域换热的临界值时,不仅该区域 Nu_i/Nu_0 最高,而且前后缘面的换热差异也最小。不过,随着 M 的提高,通道其他区域,特别是入口段的换热效率会有所下降,不利于提升通道的整体平均换热效率。

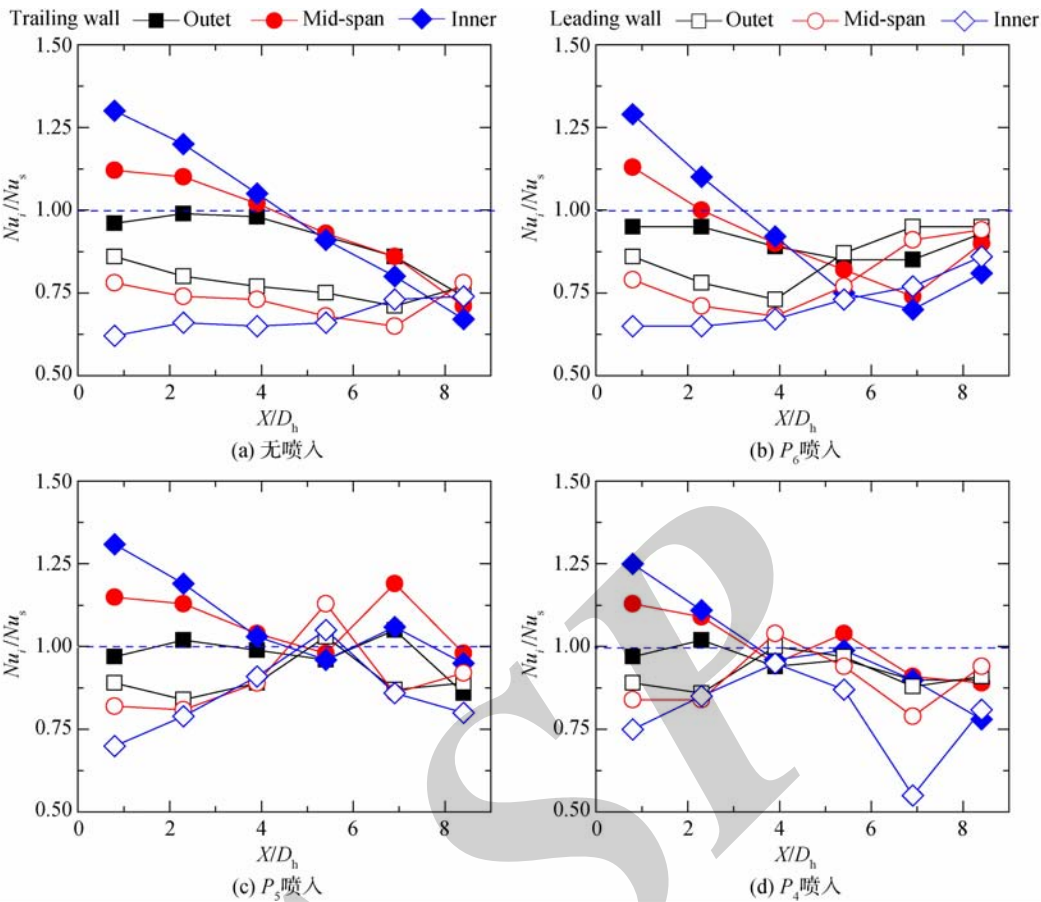


图 4 旋转状态不同位置侧向射流工况下楔形通道内换热 Nu_i/Nu_s 分布 ($M=0.4, n=1000\text{ r/min}$)

Fig. 4 Distributions of Nu_i/Nu_s in the wedge-shaped channel with different locations of second inlet under rotating condition ($M=0.4, n=1000\text{ r/min}$)

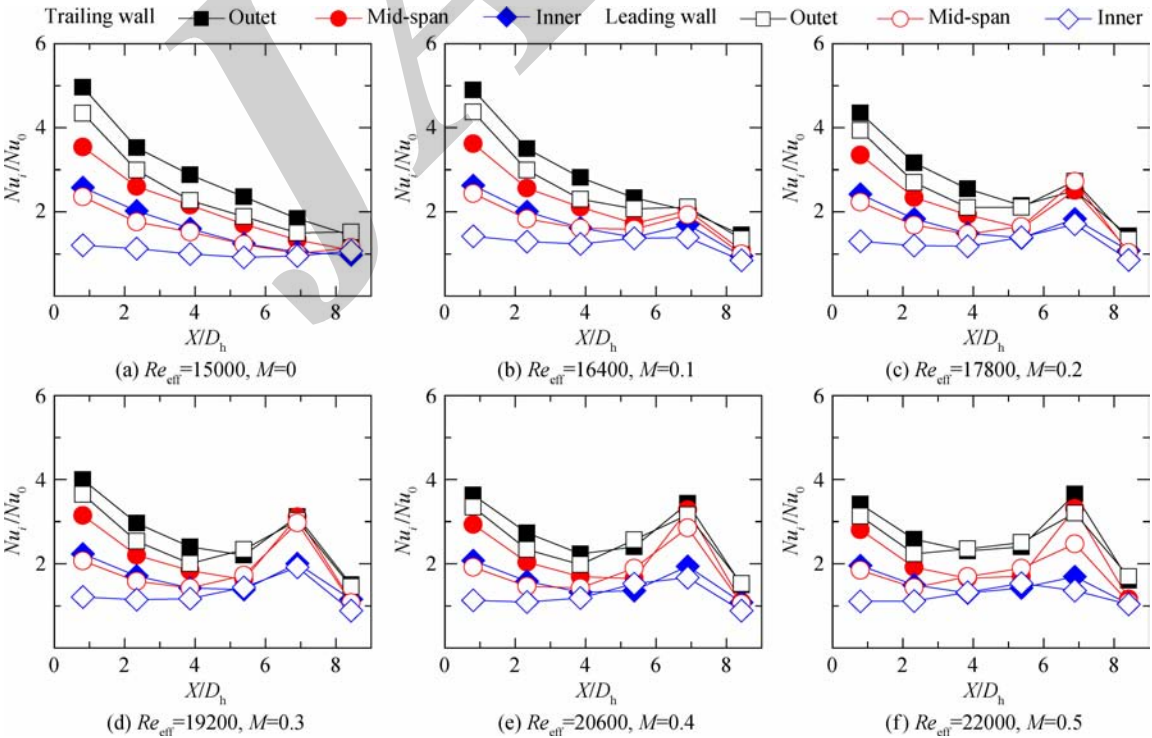


图 5 P_5 位置侧向射流工况下楔形通道内 Nu_i/Nu_0 的分布 ($n=1000\text{ r/min}$)

Fig. 5 Distributions of Nu_i/Nu_0 in the wedge-shaped channel with second inlet at P_5 ($n=1000\text{ r/min}$)

2.3 流量比和旋转数对通道平均换热的影响

图 6 给显示出了静止和转速 $n=1000\text{ r/min}$ 两种实验工况下,通道前后缘面的平均努塞尔数 $\overline{Nu}_i$ 和等效雷诺数 Re_{eff} 下 Nu_0 的比值随 M 的变化。可以看出,在静止状态下,通道侧面不喷入冷气时,即 $M=0$ 的情况下,楔形通道前后缘面的平均努塞尔数 $\overline{Nu}_i$ 都比较高,是静止光滑圆管 Nu_0 两倍以上。而随着 M 的增加,通道的整体 $\overline{Nu}_i/Nu_0$ 降低,射流冲击的位置越靠近通道顶端,通道的整体换热效率下降越快。喷入位置靠近通道中部,则换热效率下降比较缓慢。这是由于通道侧向引入冷气能够提升喷入区域以及邻近上下游的换热。 P_6 喷入时,只能提升喷入区域和上游的换热,引入的冷气不如 P_4 和 P_5 利用得充分。因此随着 M 的增加,换热效率下降较快。

在旋转状态下,通道侧向引入冷气能够削弱旋转对通道换热的影响,因此,随着 M 的增加,前后缘面的换热情况趋于一致。在不同的位置喷入,前后缘平均换热效率的接近方式不一致。在 P_6 喷入时,和无射流喷入工况对比,最大 M 工况后缘面平均换热效率下降 6.4%,前缘面上升 9.5%;在 P_5 喷入时,最大 M 工况下后缘面平均

换热效率下降 3.2%, $M\leq 0.1$ 范围内,前缘面的换热效率提升 10.5%,而 $M>0.1$,换热效率变化很小。在 P_4 位置喷入时,后缘面的换热效率几乎不随流量比变化而下降;与 P_5 喷入的工况类似, $M\leq 0.3$ 时,前缘面的换热效率大幅提升,和无喷入工况相比,换热效率提升了 18%, $M>0.3$ 时,换热效率出现了小幅的下降。综上所述,侧向射流位置越靠近通道中部,后缘面的平均换热效率越能够保持无喷入的水平不下降;而对于前缘面,侧向射流位置越靠近在通道中部,平均换热效率提升的幅度越大,并且存在前缘面平均换热效率的临界值,临界值之前,平均换热效率随 M 大幅增加,临界值之后,平均换热效率随 M 的变化幅度较小。该临界值的大小与侧向喷入位置以及 R_0 有关,具体关系式还需要在后续的工作中进一步研究。侧向射流位于通道的顶部(P_6)时,对提高通道旋转状态的总体换热效率效果不佳。

图 7 展示了在 $M=0.4$,不同的喷入位置工况下,旋转数对楔形通道前后缘面 $\overline{Nu}_i$ 的影响。利用 $\overline{Nu}_i$ 与静止状态下相同喷入位置工况前后缘面 $\overline{Nu}_s$ 进行对比分析,在无喷入的实验工况下,旋转数较小时,通道后缘面的换热得到加强,随着旋

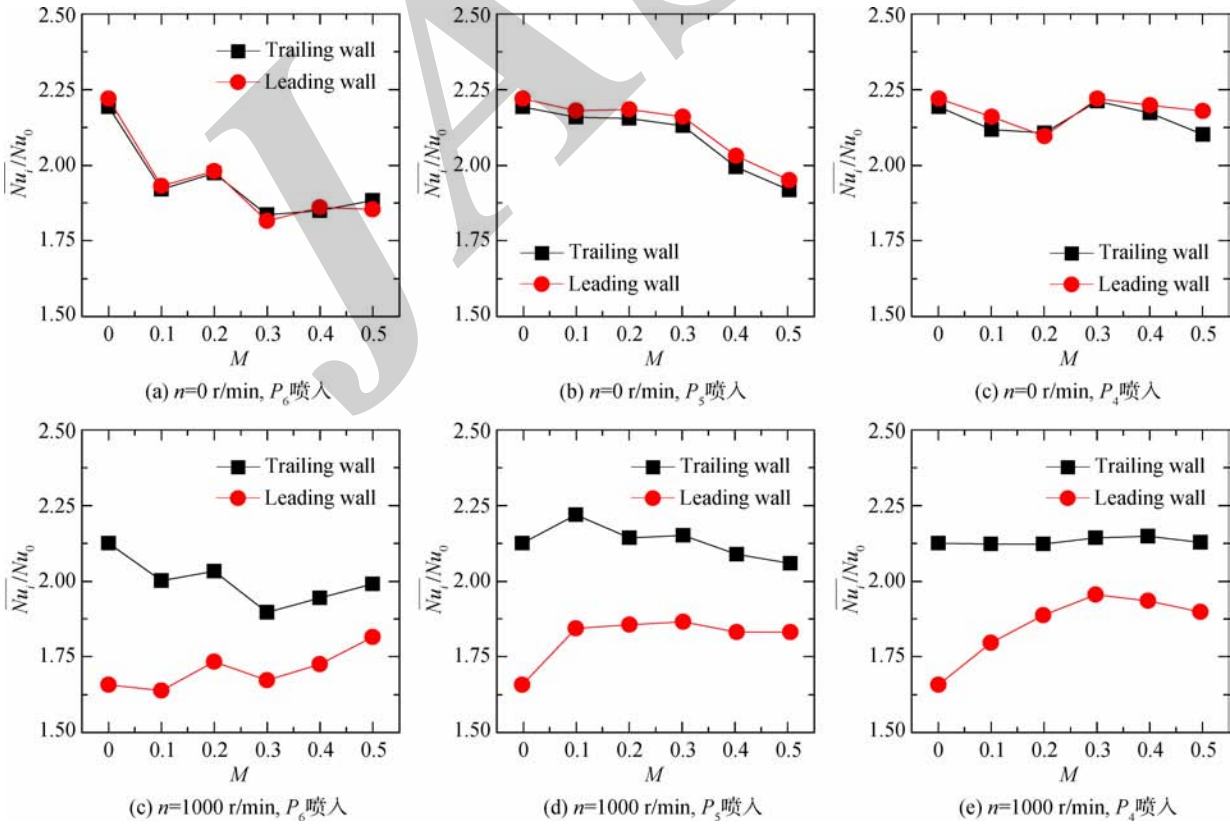


图 6 多个流量比下楔形通道面平均换热比较

Fig. 6 Comparison of average heat transfer in the wedge-shaped channel with different mass flow rate ratios

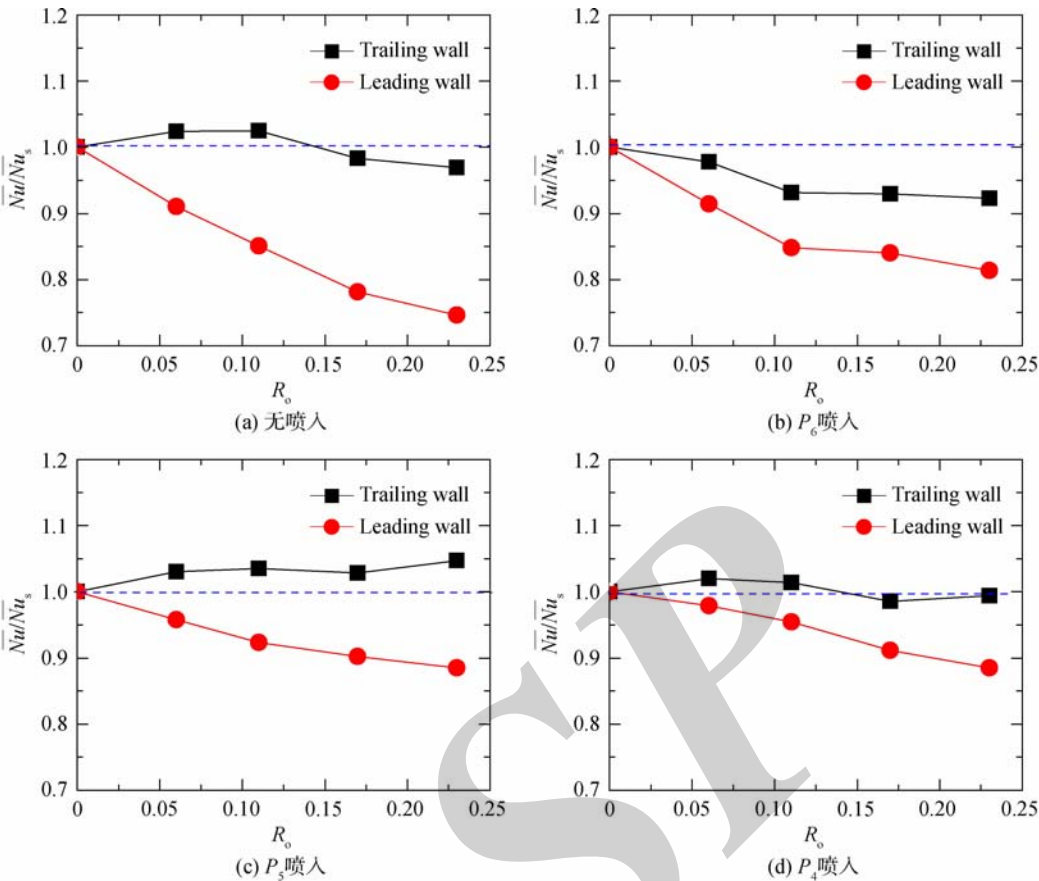


图 7 多个旋转数下楔形通道面平均换热比较 ($M=0.4$)

Fig. 7 Comparison of average heat transfer in the wedge-shaped channel with different rotation numbers ($M=0.4$)

转数增加,冷气更快地由侧向出流孔流出,使得后缘面的换热又有所减弱。总体上,后缘面的换热情况与静止工况相差不大,而在楔形通道的前缘面,换热情况则随旋转数增加大幅减弱。 $R_o=0.23$ 时,前缘面的平均换热只有静止工况下的74.6%。引入侧向射流,有效地减缓了旋转状态下冷气的侧向出流加速。在靠近通道顶端的 P_6 喷入, $R_o=0.23$ 时,前缘面的平均换热是静止工况的81.4%,有一定程度的改善,但后缘面的换热情况变差,为静止工况下的92.3%。而 P_5 和 P_4 喷入时,前缘面的换热情况得到改善, $R_o=0.23$ 时,前缘面的平均换热均为静止工况的88.5%;并且后缘面的平均换热也有一定的改善,分别达到静止工况的104.7%和99.4%,可见,当侧向射流位于 P_4 、 P_5 对应的位置时,旋转对通道平均换热的不利影响比较小;而当侧向射流靠近通道的顶部(P_6)时,旋转对通道平均换热的不利影响比较大。

3 结 论

本文实验研究了静止和旋转工况下,三个不

同喷入位置对楔形通道换热分布的影响。发现了一些新的现象,主要结论如下:

- 1) 静止状态下,引入侧向射流冲击主要强化了冲击位置周围的换热,对于远处上游的影响很弱,换热变化幅度小于3.5%,而对于远处下游的换热反而产生了一定的不利影响。
- 2) 旋转加速了冷气的侧向出流,无侧向射流的工况中,低半径区域后缘面换热得到强化,前缘面换热弱化;而在高半径区域,前缘面和后缘面换热都比静止状态差。
- 3) 旋转状态下,侧向射流能减缓区域的冷气侧向出流,使射流区域的换热接近静止状态。且侧向射流对主流上游的影响范围扩大。
- 4) 侧向射流能减缓旋转状态下前、后缘面的换热差异,当射流口区域的换热效率最高时,前、后缘面换热差异最小。
- 5) 为提升旋转状态下楔形通道的平均换热效率,降低旋转对通道换热的不利影响,侧向射流孔不应在靠近通道顶部(P_6)位置,而应当在通道的中上部,且流量比 M 控制在对应的临界值以下。

参考文献：

[1] HWANG G J, KUO C R. Experimental studies and correlations of convective heat transfer in a radically rotating serpentine passage[J]. *Journal of Heat Transfer*, 1997, 119 (3): 460-466.

[2] CHANG S W, LIOU T M, YU P. Coriolis and rotating buoyancy effect on detailed heat transfer distributions in a two-pass square channel roughened by 45° ribs at high rotation numbers[J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2010, 53(7/8): 1349-1363.

[3] HAN J C, HUH M. Recent studies in turbine blade internal cooling[J]. *Heat Transfer Research*, 2010, 41(8): 803-828.

[4] 刘传凯, 陶智, 丁水汀, 等. 旋转对光滑 U 形通道内换热的影响研究[J]. *航空动力学报*, 2006, 21(3): 512-517.

LIU Chuankai, TAO Zhi, DING Shuiting, et al. Effect of rotation on heat transfer in a rotating U-shaped passage [J]. *Journal of Aerospace Power*, 2006, 21(3): 512-517. (in Chinese)

[5] 程俊华, 倪彬, 邓宏武, 等. 高旋转数通道换热实验技术及验证[J]. *航空动力学报*, 2014, 29(8): 1817-1823.

CHENG Junhua, NI Bin, DENG Hongwu, et al. Experimental technique of heat transfer in rotating channels at high rotation numbers[J]. *Journal of Aerospace Power*, 2014, 29(8): 1817-1823. (in Chinese)

[6] DENG Hongwu, QIU Lu, TAO Zhi, 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(11): 733-744.

[7] LAU S C, HAN J C, KIM Y. Turbulent heat transfer and friction in pin fin channels with lateral flow ejection[J]. *Journal of Heat Transfer*, 1989, 111(1): 51-58.

[8] LAU S C, HAN J C, BATTEN T. Heat transfer, pressure drop, and mass flow rate in pin fin channels with long and short trailing edge ejection holes[J]. *Journal of Turbomachinery*, 1989, 111(2): 116-123.

[9] QIU Lu, DENG Hongwu, TAO Zhi. Effect of channel orientation in a rotating smooth wedge-shaped cooling channel with lateral ejection[R]. *ASME Paper* 2013-GT-94758, 2013.

[10] LIU Y H, HUH M, HAN J C. High rotation number effect on heat transfer in a trailing edge channel with tapered ribs[J]. *International Journal of Heat and Fluid Flow*, 2011, 33(1): 182-192.

[11] WRIGHT L M, LIU Y H, HAN J C, et al. Heat transfer in trailing edge, wedge-shaped cooling channels under high rotation numbers[J]. *Journal of Heat Transfer*, 2008, 130 (7): 135-145.

[12] LIU Y H, HUH M, WRIGHT L M, et al. Heat transfer in trailing edge, wedge shaped cooling channels with slot ejection under high rotation numbers[J]. *Journal of Thermophysics and Heat Transfer*, 2010, 23(2): 305-315.

[13] CHANG S W, YANG T L, LIOU T M, et al. Heat transfer in rotating scale-roughened trapezoidal duct at high rotation numbers[J]. *Applied Thermal Engineering*, 2009, 29 (8/9): 1682-1693.

[14] BENIAICHE A, CARCASI C, PIEVAROLI M, et al. Nusselt correlations in a trailing edge cooling system with long pedestals and ribs[J]. *Energy Procedia*, 2014, 45(1): 1067-1076.

[15] TAO Zhi, QIU Lu, DENG Hongwu. Heat transfer in a rotating smooth wedge-shaped channel with lateral fluid extraction [J]. *Applied Thermal Engineering*, 2015, 87: 47-55.

[16] QIU Lu, DENG Hongwu, TAO Zhi. Effect of channel orientation in a rotating wedge-shaped cooling channel with pin fins and ribs[R]. *ASME Paper* 2012-GT-68439, 2012.

[17] KLINE S J, MCCLINTOCK F A. Describing uncertainties in single-sample experiments[J]. *Mechanical Engineering*, 1953, 75(7): 3-9.

[18] LI Yang, XU Guoqiang, DENG Hongwu, et al. Effects of coolant mass flow rate ratio on heat transfer in a two-inlet rotating wedge-shaped channel[J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2016, 96(5): 353-361.

(编辑：陈 越)