文章编号:1000-8055(2021)01-0034-08 doi:10.13224/j.cnki.jasp.2021.01.005

楔形扰流柱通道流动与传热特性

李 杰[1],田淑青[1],杨梅松[1],邓宏武[2]
(1. 中国航空发动机集团有限公司
商用航空发动机有限责任公司 设计研发中心,上海 200241;
2. 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 102206)

摘 要:针对处在高速旋转(哥氏力、离心力以及诱导产生的浮升力)状态下的涡轮转子叶片尾缘独特的几何结构(带扰流柱的楔形通道)和特殊的流动方式(径向进气侧向出流),采用实验的方法在实际工况参数范围内对其传热和流阻特性进行了详细研究:雷诺数和旋转数的变化范围为 20000~45000、0~0.155。实验结果表明:扰流柱的存在使得径向区域底部的滞止区域变大,但这也让中部传热有明显的提升;流阻和综合传热系数的比光滑参数随着雷诺数的增加而下降;旋转对顶部传热有增强作用,底部传热减弱;总地来说旋转使得通道的平均传热减弱,流阻增加,综合传热系数下降。

关 键 词:旋转传热;楔形通道;扰流柱;对流传热;流阻特性
中图分类号:V235.1 **文献标志码**:A

Flow and heat transfer characteristics in roughened rotating wedge-shaped channel with pin-fins

LI Jie[1], TIAN Shuqing[1], YANG Meisong[1], DENG Hongwu[2]
(1. Research and Design Center, Commercial Aircraft Engine Company Limited,
Aero Engine Corporation of China, Shanghai 200241, China;
2. 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 102206, China)

Abstract: The trailing edge of the turbine rotor blades featured lateral extraction and the fin-pins were subject to Coriolis, centrifugal force, and induced buoyancy. Experimental methods were used to study its heat transfer and flow resistance characteristics within the parameters of the actual working conditions: Reynolds number and rotation number ranging from 20000 to 45000 and 0 to 0.155, respectively. The experimental results showed that the presence of the pin-fins made the bottom stagnation area larger, whereas it also significantly improved the heat transfer in the middle radius. The ratio of the flow resistance and the thermal performance decreased with the Reynolds number. However, the rotation enhanced the heat transfer at the top and weakened that at the bottom. In general, the rotation increased the flow resistance, while the average heat transfer and the thermal performance were deteriorated.

收稿日期:2020-04-28

作者简介:李杰(1979—),男,高级工程师,博士,主要从事涡轮叶片的设计工作。

引用格式:李杰,田淑青,杨梅松,等. 楔形扰流柱通道流动与传热特性[J]. 航空动力学报,2021,36(1):34-41. LI Jie, TIAN Shuqing, YANG Meisong, et al. Flow and heat transfer characteristics in roughened rotating wedge-shaped channel with pin-fins[J]. Journal of Aerospace Power, 2021, 36(1): 34-41.

Key words: rotating heat transfer; wedge-shaped channel; pin-fin; convective heat transfer; flow resistance characteristics

对先进的燃气涡轮发动机来说,更高的涡轮前温度意味着更优异的性能,为了提升涡轮前温度,各种先进的冷却技术被用于航空发动机涡轮叶片以防止其被烧毁。叶片外部通常采用气膜冷却隔离高温燃气与叶片的直接接触,内部冷却一般采用冲击冷却和带肋蛇形通道来增强传热带走热量,而尾缘处的通道狭窄,扰流柱通道通常被用于此,并且能增加该处的强度[1-2]。

尾缘的特殊结构造就了特殊的冷却结构组织形式:带扰流柱的侧向出流楔形通道。这种结构吸引了大量研究人员的注意力。扰流柱通过增加传热面积和扰动流体的方式来提高传热。近几十年来研究人员为提升扰流柱的传热性能进行了大量详实而丰富的研究。Uzol 等[3]研究了扰流柱的形状对传热的影响,发现圆形扰流柱的传热要比椭圆的高 25%。Luo 等[4]则发现展向为椭圆的扰流柱有最好的传热性能。Pandit 等[5]的结果表明更高的扰流柱与通道高度比会产生更好的表面传热系数。Eren 等[6]研究了带槽的扰流柱传热性能,得出带三角形槽的扰流柱传热最强。侧向出流也是影响尾缘传热的一个重要因素。Yang 等[7]通过实验研究发现对于仅带侧向出流的直通道来说,劈缝出流的流量分配直接决定了传热分布,而这样的流动结构又与沿出流孔的压力梯度有关。Kulasekharan 等[8]针对带柱肋侧向出流结构,数值模拟了直通道、梯形通道以及弯曲收敛通道中流动与传热情况,作者得出结论:曲通道传热最强、直通道最弱;而直通道的流阻最小,梯形通道流阻最大。

以上研究均是在静止状态下做的研究,而对于涡轮工作叶片来说,其工作在旋转非惯性系下,由于旋转产生的离心力、哥氏力、浮升力这些附加力的存在,使得旋转状态下的流动传热过程变得十分复杂,而深入研究旋转状态下的流动传热特性对涡轮叶片的冷却设计来说是必不可少的,这也引起了国内外广大学者的兴趣,成为了近些年来的研究热点。李洋[9]针对大宽高比矩形通道详细分析了劈缝出流的影响,结果表明这种流动形式会导致顶部内侧区域存在滞止区域,从而导致传热下降,但是旋转效应打破了此处的滞止涡使传热得到了改善。值得一提的是作者为进一步提升顶部传热情况,特地在顶部引入了第二路流体[10]。Tao 等[11]研究了带劈缝出流的楔形通道的传热,研究表明存在临界几何方位角,此时的传热对旋转不敏感,几乎不随旋转数变化。Liu 等[12]实验研究了侧向出流带锥形肋楔形通道在旋转条件下的传热情况,结果发现肋间的二次流对传热有一定增强效果。

如前所述,带侧面抽吸的楔形扰流柱通道是涡轮叶片尾缘内部冷却的典型结构。这些典型特征对于旋转传热的影响不能忽略,应该在研究中予以保留。而且由于旋转传热实验的难度,目前的研究大多数是在静止下进行的,并且对其流阻特性的研究更是寥寥无几。因此本研究正是针对这样一个典型通道模型,在旋转状态下,详细研究了雷诺数、旋转数对其传热和流阻的影响。

1　实验设置与实验模型

1.1　旋转实验设备

本实验是在北京航空航天大学航空发动机气动热力国防科技重点实验室的旋转涡轮叶片内冷通道传热实验台上进行的。实验台的主要结构如图 1 所示,具体情况为:带有实验件的旋转臂由可无级变速的直流电动机提供动力;旋转接头保障高压气体供给到旋转实验件;温度测量模块能实现实时测量温度并将温度信号从模拟信号转换成数字信号,再通过滑环传到静止的采集系统,同时实验件及测量系统的供电也是通过滑环实现动静转换的;压力采集系统将测点处的压力引至静止的拥有多个量程的压力变送器群进行测量,保证压力测量精度。关于此实验系统的详细介绍可以参考文献[13-14]。

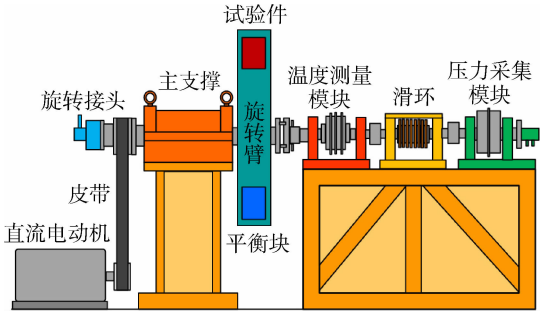

图 1　旋转传热实验台简图

Fig. 1　Schematic diagram of rotating heat transfer laboratory furniture

1.2 实验模型

如图 2 所示，实验件是带叉排扰流柱的楔形通道。该通道的横截面为等腰梯形，高度为 54 mm，较长的底边为 20 mm，较短的底边为 6 mm，可以得出横截面的水力直径(D_h)为 20.9 mm，本实验也以此加热截面的尺寸作为特征尺寸。实验采用经典的铜块法来测量局部平均表面传热系数，将共计 48 块铜块(18 mm×22 mm)镶嵌进尼龙骨架中。每个铜块单元由用于加热的薄膜加热器、用于嵌入 T 型热电偶的测温孔以及用于减少热损失的绝热材料组成。为了确保均匀的壁面热流边界，薄膜加热器的所有电阻都保持几乎相同。中部(Mid)和外部(Outer)区域被粘上扰流柱，为保证毕渥(Biot)数与真实叶片相同，保证温度分布的相似性，经过分析后扰流柱的材料选择为钛合金。每个扰流柱的直径为 6.5 mm，并且与加热面成 75°。此外，为减少 2 个加热壁面之间的热传导，将扰流柱采用 1 mm 厚的硅胶垫圈分开。

在加热通道前部有一个 63 mm 长的绝热通道。该横截面的形状也是等腰梯形，高度为 34.5 mm。加热部分的平均旋转半径为 465 mm，无因次旋转半径(r_{ave}/D_h)为 22.2。从 8 个侧壁劈缝流出的空气均由绝热的矩形通道(20 mm×10 mm)收集，然后，这些收集的气体通过背压阀以提高整个测试部分的压力。入口处的流体温度和 8 个劈缝的流体温度皆使用 T 型热电偶进行测量。

为便于后续讨论，如图 2 所示，本文采用了以下标记方法：径向上，从底部到顶部每行铜被依次命名为“P1”到“P8”；展向上，靠近楔形通道长底边处的一排铜块命名为“inner”，而位于劈缝附近的铜被记为“outer”，“mid”则指的是其余的铜块。此外，根据实验台旋转方向定义实验通道的两侧，迎风面命名为前缘面(leading)，另一侧命名为后缘面(trailing)。实验参数范围总结在了表 1 中。

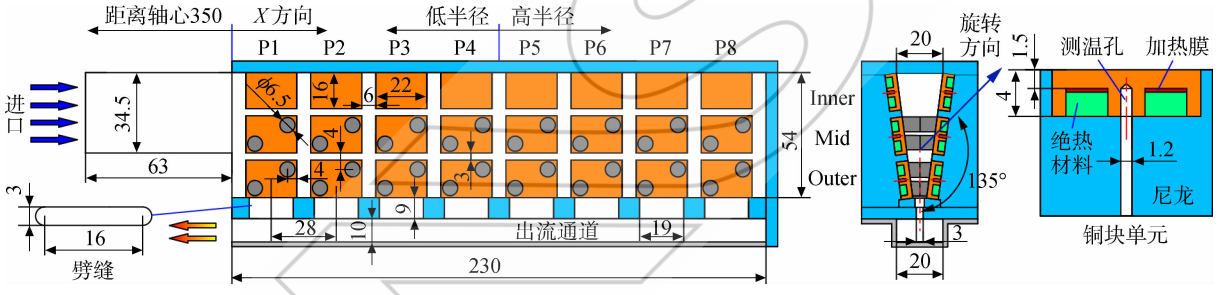

图 2 实验件结构(单位：mm)

Fig. 2 Schematic of the experimental section (unit: mm)

表 1 实验参数范围

Table 1 Ranges of the experimental variables

实验参数	数值
Re	20 000～45 000
旋转数 R_o	0～0.155
温比 T_r	0.08，0.14
X/D_h	0.8，2.2，3.5，4.8，6.2，7.5，8.9，10.2
几何方位角/(°)	135
进口压力/kPa	500

2 数据处理及实验误差分析

实验采用经典的铜块法来测量通道的表面传热系数，每个铜块的 Biot 数均小于 0.1，可以认为整个铜块的温度都是均匀的。因此可根据牛顿冷却公式计算表面传热系数。

$$h_i = \frac{Q_{net,i}}{A_i(T_{w,i} - T_b)} \tag{1}$$

式中 A_i 代表的是投影面积(即铜块的面积)，$T_{w,i}$ 为通道壁面温度，$T_{b,i}$ 为平均主流温度，$Q_{net,i}$ 为净加热量。为了获得净加热量，还进行了热损失实验，关于热损失实验的开展情况与修正方式的详细介绍可以参考文献，实验结果表明热损失量占总加热量的 7.0%～15.8%。

$$Q_{net,i} = I^2R - Q_{loss,i} \tag{2}$$

式中 I 为电流，R 为电阻，$Q_{loss,i}$ 为热损失量。

在通道进口及 8 个劈缝出口处均布置有热电偶。本文主流温度采用的是进出口平均温度

$$T_b = \frac{\overline{T}_{in} + \overline{T}_{out}}{2} = \frac{1}{2}\left(\overline{T}_{in} + \frac{\sum_{i=1}^{8} T_{out,i}}{8}\right) \tag{3}$$

式中 T_{in} 为进口温度，T_{out} 为出口温度。

因此无量纲化的表面传热系数，努塞尔数

Nu_i 可以根据下式计算。

$$Nu_i = \frac{h_i D_h}{\kappa} \tag{4}$$

式中 h_i 为表面传热系数,D_h 为水力直径,κ 为导热系数。

更近一步的,努塞尔数采用光滑圆管传热 Dittus 关系式[15]进行标准化

$$\frac{Nu}{Nu_0} = \frac{Nu}{0.023 Re^{0.8} Pr^{0.4}} \tag{5}$$

式中 Nu_0 为光滑管努塞尔数,Re 为雷诺数,Pr 为普朗特数。

雷诺数 Re、旋转数 R_o 的计算如下

$$Re = \frac{\rho U D_h}{\mu} = \frac{\dot{m} D_h}{A\mu} \tag{6}$$

$$R_o = \frac{\Omega D_h}{U} \tag{7}$$

式中 ρ 为流体密度,U 为流体平均速度,μ 为动力黏度,$\dot{m}$ 为流体质量流量,Ω 为转速。其中 A 和 D_h 的值都是基于加热通道的横截面积进行计算的。

除了表面传热系数,流动阻力也在实验中被测量。即范宁摩擦因数(f)采用下式进行计算

$$f = \frac{p_{in}^* - p_{out}^*}{4\dfrac{L}{D_h}\left(\dfrac{1}{2}\rho_{in} U_{in}^2\right)} \tag{8}$$

式中 p_{in}^* 与 p_{out}^* 分别为进、出口总压,L 为通道长度。类似的,流阻系数采用针对光滑圆管的 Blassius 关系式进行标准化。

$$\frac{f}{f_0} = \frac{f}{0.079 Re^{-0.25}} \tag{9}$$

式中 f_0 为光滑管摩擦因数。一般而言,更好的传热总是伴随着较高的流动阻力,而找到一种高效传热同时又有较低的流动阻力结构显得十分重要,因此采用综合传热系数(η)来描述这一综合特性。

$$\eta = \frac{Nu_{ave}}{f^{\frac{1}{3}}} \tag{10}$$

同样的,综合传热系数也能采用充分发展的光滑圆管来进行标准化。

$$\frac{\eta}{\eta_0} = \frac{\dfrac{Nu_{ave}}{Nu_0}}{\left(\dfrac{f}{f_0}\right)^{\frac{1}{3}}} \tag{11}$$

式中 η_0 为光滑管综合传热系数。本文采用 Kline 与 McClintock[16] 的方法来进行不确定度分析。实验所用的 T 型热电偶的测量精度是±0.5 K。实验的旋转数和雷诺数的最大不确定度分别为 4%和 1.8%。实验中努塞尔数的不确定度范围为 2.7%～12.7%,流阻系数和综合传热系数的最大不确定度分别为 5.1%和 4.2%。

3　实验结果及分析

3.1　静止通道传热特性

在研究旋转对传热的影响之前,需对静止工况下的传热分布进行分析和讨论。图 3 展示了不同雷诺数下,努塞尔数比(Nu/Nu_0)的分布情况。不同雷诺数下的表面传热系数分布相似,并且由于几何模型和边界条件的对称性,各个雷诺数下的前缘面和后缘面之间的传热差异很小。对于 Inner 区域,P1 处于进口,局部雷诺数大,因此表面传热系数最大,但由于侧向出流的结构形式,流量沿径向不断减少,传热不断下降。而对于 Mid 和 Outer 区域来说,在进口处的传热并没有达到最大值,而是在靠近进口的下游区域达到最大值,这是由于进口的突扩结构使得底部出现滞止区域,此外进口处的扰流柱对流体存在导流和阻挡作用,因此传热最大值并未出现在入口区域。并且这些因素对 Outer 区域的传热影响更大,传热最大值相较于 Mid 区域传热更加远离进口。对

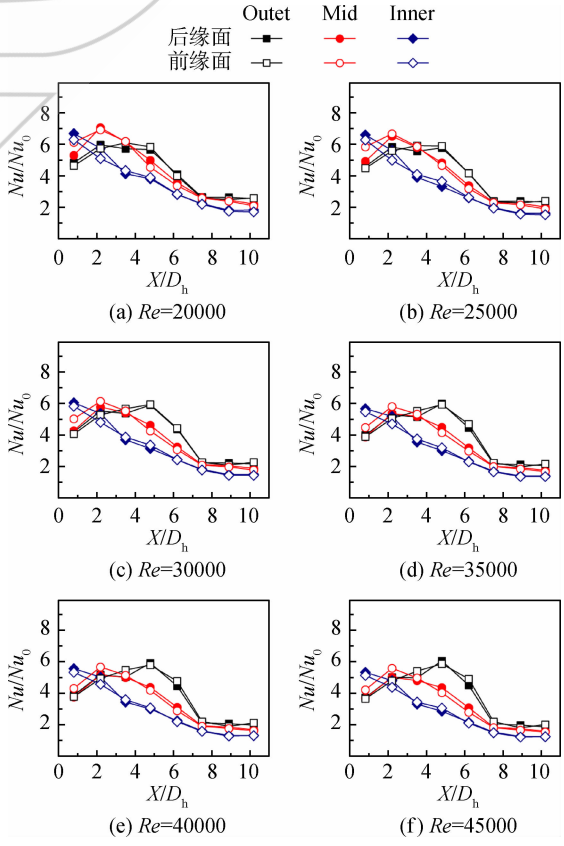

图 3　雷诺数对通道传热的影响

Fig. 3　Effect of Reynolds number on channel heat transfer

于展向方向而言在 P4 以后的下游区域，因为楔形收缩结构造成了流体加速，传热增加，因而出现了 Inner 传热最弱，Outer 区域传热最强的现象。

为了研究扰流柱对通道传热的增强程度，特地将本实验的数据与文献[17]中光滑通道传热数据进行对比。两者通道几何参数相近，本文中实验模型仅仅是在 Outer 和 Mid 区域上加了 4 排叉排排列的扰流柱。如图 4 所示，加上扰流柱以后，通道的平均传热提升了 1.55 倍，不仅扰流柱的区域传热增加了，同时光滑的 Inner 区域传热也所有增加。从传热分布上来看，底部传热增加幅度最大，而对顶部（$X/D_h \geqslant 7.5$）的传热影响有限。如前所述，由于在底部存在 1 个滞止涡，因此 Outer 区域的传热并不在 P1 点达到最大，这在光滑通道中也有体现，但是对比光滑与带扰流柱通道的传热可以发现，由于扰流柱的存在进一步阻止了流体的侧向出流，这样滞止区域的影响范围更加大，不仅影响到了 Mid 区域还延伸到了 Outer 区域更高半径处，这也是为何光滑的 Inner 区域在进口处传热增加。同样因为扰流柱的存在使得顶部的流动阻力增加，流量分配减小，因此传热增加幅度有限，而中部局部雷诺数增加带来的传热增加最大。另外，由于通道收缩流体加速使得 Outer 区域传热更强的特点仍然存在。

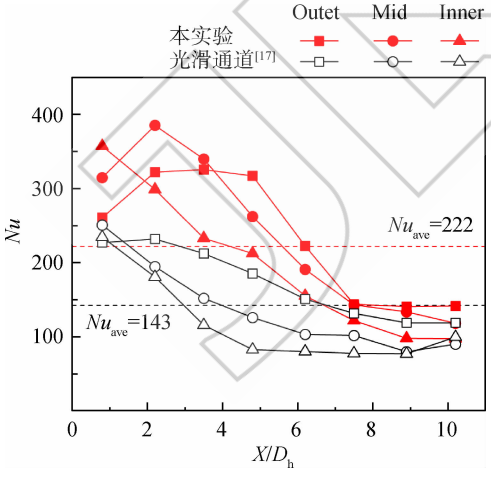

图 4 扰流柱通道与光滑通道的数据对比（$Re=20\,000$）

Fig. 4 Data comparison of pin-finned channel and smooth one ($Re=20\,000$)

3.2 静止通道流阻特性

除了传热情况，通道流阻也是评价涡轮叶内冷结构重要的一方面。图 5 展示了雷诺数对通道流阻和综合传热系数的影响，随着雷诺数的增加，通道流阻呈下降趋势，下降了 12.4%；综合传热系数下降幅度为 6.9%。并且综合传热系数比均小于 1，这也就意味着本通道的综合传热效率比充分发展的湍流在光滑圆管中的效率要低。虽然通道流阻增加了 3.5 倍左右，但是传热增加的水平相当，因此综合传热系数比在 1 附近。

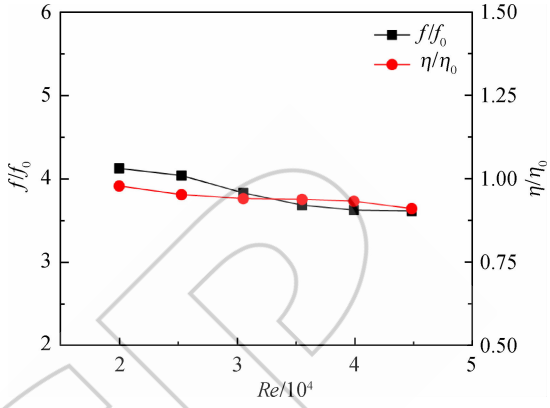

图 5 雷诺数对通道流阻和综合传热系数的影响

Fig. 5 Effect of Reynolds number on channel flow resistance and composite heat transfer coefficient

3.3 旋转通道传热及流阻

前面详细的分析了静止工况下的传热和流阻特性况。但是在通道处于旋转状态下时，将受到哥氏力、离心力以及浮升力的耦合作用，即旋转效应的影响，因此传热和流阻可能会与静止不同，有必要进一步研究。实验选取的几何方位角（侧向出流方向与旋转平面的夹角）为 135°，是实际航空发动机的典型尾缘角度。

3.3.1 旋转对传热的影响

图 6 展示了旋转数 R_o 对通道各个点传热特性的影响。由于旋转诱导产生的二次流使得尾缘传热强于前缘，这一点与 Deng 等[18]在径向出流通道中得出的结论一致。对于 Outer 区域和 Mid 区域来说，低半径区域传热被削弱（除了 P1 处的传热），而高半径的传热被增强了，对于这样 1 个侧向出流的楔形通道来说，侧向出流导致低半径处的流体过早排出，而高半径处的流体在 Inner 区域形成 1 个滞止涡，这就造成底部区域的局部旋转数小，而在高半径处哥氏力旋转效应明显。除了径向出流产生的周向哥氏力，还存在侧向出流引起的弱径向哥氏力，这样的力会造成径向流量分布向高半径处集中使得在静止条件下存在的滞止涡被打碎，从而导致高半径处的局部传热增加，最终导致旋转对不同半径处的传热影响不同。但随着旋转数的进一步增加，这样的作用对传热

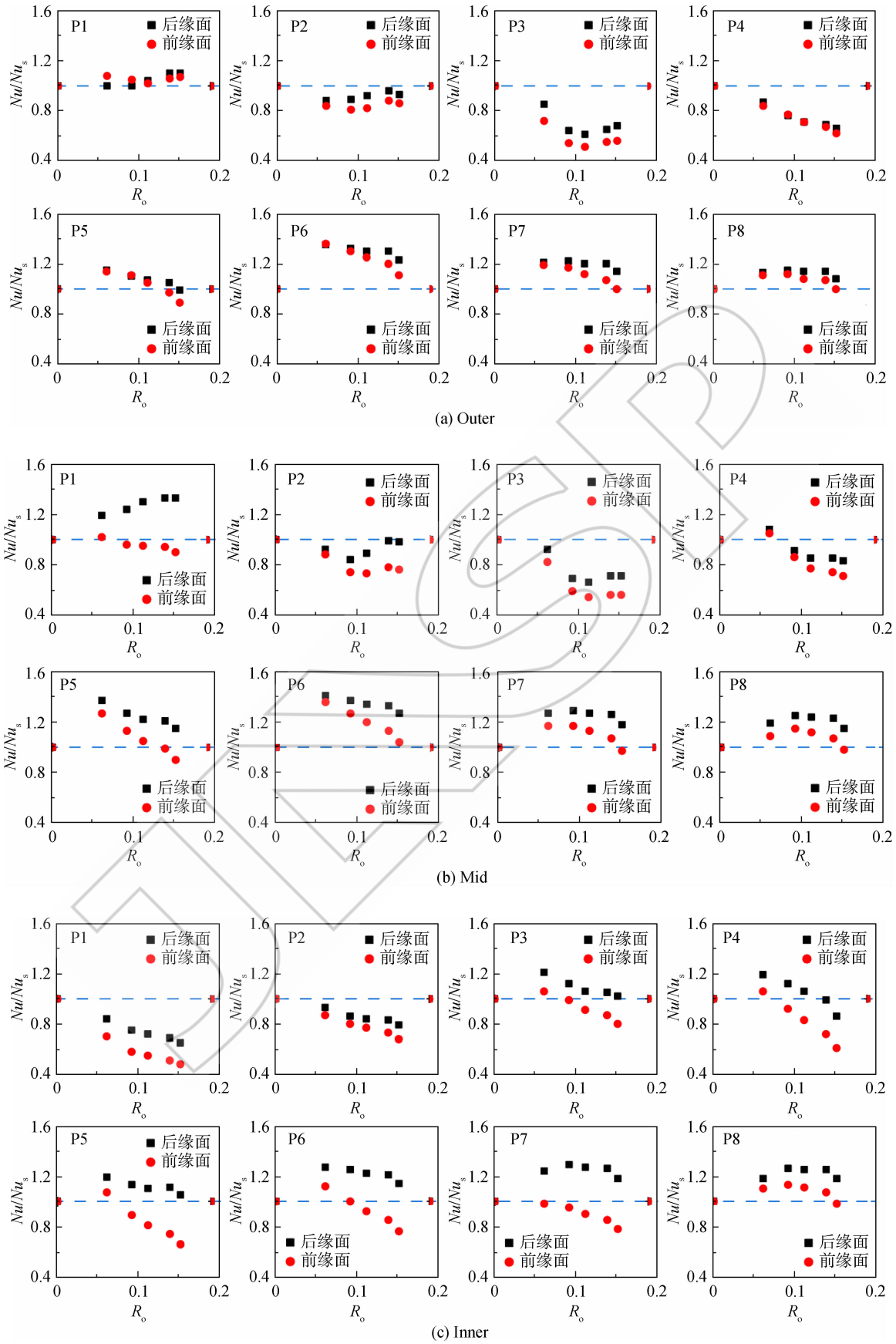

图 6　旋转对局部努塞尔数比的影响(Re=20 000,T_r=0.14)

Fig. 6　Rotational effects on local Nusselt number ratio (Re=20 000,T_r=0.14)

的改善不再起主导作用，因而传热不在持续增加。另外，Outer 区域传热受到旋转的影响而造成的前后缘面的差异没有其他两个区域的大。

3.3.2 旋转对流阻及综合传热的影响

旋转数对流阻、通道平均传热以及综合传热的影响如图 7 所示。为了更好地研究旋转效应的影响，变量均采用与静止条件下的该参数作比的形式。可以发现采用这样的形式可以很好地排除雷诺数的影响而突出旋转数的作用，表现出雷诺数无关性。随着旋转数的增加，流阻系数不断增加至了 20%，而整体平均传热则随之降低，这就说明旋转造成了通道的流阻增加和传热恶化，这一点也从综合传热系数比明显表现出来。另外，当旋转数小于 0.06 时旋转效应并不明显，而当旋转数超过 0.06 时，则表现出了旋转对传热的影响。

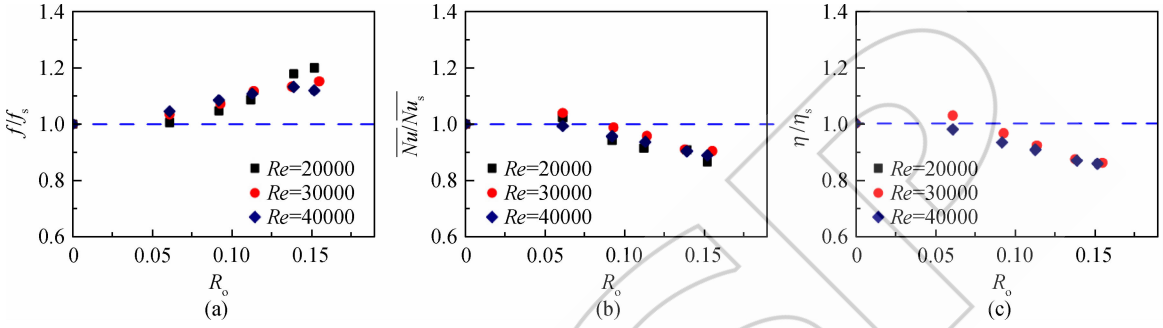

图 7 旋转数的影响

Fig. 7 The effects of rotation number

4 结 论

通过实验对典型涡轮转子叶片的尾缘进行了传热和流阻特性的研究，实验为匹配实际涡轮发动机的工况，选择的雷诺数范围为 20 000～45 000，旋转数范围为 0～0.155；实验还采用通过改变 T_r 的方式来实现 B_{uo} 的研究。通过上述的分析和讨论，可以得出如下结论：

1）静止通道中。与光滑通道相比，由于扰流柱的作用使得流量分配发生变化，中部的局部雷诺数增加传热增加明显。通道的流阻系数和综合传热系数与光滑通道的参数之比随着雷诺数的增加而下降。

2）旋转数的影响。主流一直存在径向分量，尾缘传热一直强于前缘。但由于侧向出流的原因，旋转对通道各个半径处的影响各不相同。对低半径而言以削弱传热为主，而高半径则表现出增强。旋转对于流阻起到增强作用，综合传热系数下降，且均表现出与雷诺数的无关性。

参考文献：

[1] HAN J C, DUTTA S, EKKAD S. Gas turbine heat transfer and cooling technology[M]. Boca Raton: CRC press, 2012.

[2] HAN J C. Fundamental gas turbine heat transfer[J]. Journal of Thermal Science and Engineering Applications, 2013, 5(2): 1-15.

[3] UZOL O, CAMCI C. Elliptical pin fins as an alternative to circular pin fins for gas turbine blade cooling applications: Part 1 endwall heat transfer and total pressure loss characteristics[R]. ASME Paper 2001-GT-0180, 2001.

[4] LUO L, YAN H, DU W, et al. Flow structure and heat transfer characteristics of a rectangular channel with pin fins and dimples with different shapes[J]. Journal of Thermal Science and Engineering Applications, 2019, 11(2): 024501.1-024501.10.

[5] PANDIT J, THOMPSON M, EKKAD S V, et al. Effect of pin fin to channel height ratio and pin fin geometry on heat transfer performance for flow in rectangular channels[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2014, 77: 359-368.

[6] EREN M, CALISKAN S. Effect of grooved pin-fins in a rectangular channel on heat transfer augmentation and friction factor using Taguchi method[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2016, 102: 1108-1122.

[7] YANG S F, WU H W, HAN J C, et al. Heat transfer in a smooth rotating multi-passage channel with hub turning vane and trailing-edge slot ejection[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2017, 109: 1-15.

[8] KULASEKHARAN N, PRASAD B. Computational investigations in the trailing edge region of cooled turbine vane: comparison of different channel shapes[R]. ASME Paper GT2007-27421, 2007.

[9] 李洋. 旋转条件下双路进气楔形通道流动与换热特性研究[D]. 北京：北京航空航天大学，2016.
LI Yang. Flow and heat transfer study in a rotating wedge-

shape channel with two coolant inlets[D]. Beijing: Beijing University of Aeronautics and Astronautics, 2016. (in Chinese)

[10] LI Y, XU G, DENG H, 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: 353-361.

[11] TAO Z, QIU L, DENG H. Heat transfer in a rotating smooth wedge-shaped channel with lateral fluid extraction [J]. Applied Thermal Engineering, 2015, 87: 47-55.

[12] 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, 2012, 33(1): 182-192.

[13] QIU L, DENG H, SUN J, 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.

[14] 程俊华,倪彬,邓宏武,等. 高旋转数内冷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)

[15] DITTUS F W, BOELTER L M K. Heat transfer in automobile radiators of the tubular type[J]. International Communications in Heat and Mass Transfer, 1985, 12(1): 3-22.

[16] KLINE S, MCCLINTOCK F. Describing uncertainties in single-sample experiments [J]. Mechanical Engineering, 1953, 75(1): 3-8.

[17] DENG H, HAN Y, TAO Z, et al. Heat transfer in a rotating trailing edge wedge-shaped cooling channel with two inflow forms[J]. Experimental Thermal and Fluid Science, 2017, 88: 530-541.

[18] DENG H, QIU L, TAO Z, 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: 733-744.

(编辑:张　雪)

JUST