

绕流肋片通道内的流动与换热特性数值研究

梁钊, 王新军

(西安交通大学能源与动力工程学院, 710049, 西安)

摘要: 为进一步提高燃气轮机叶片内部冷却中冷却通道内的换热性能,降低通道内的流动损失,采用CFX软件数值研究了在 Re 为20 000~80 000的范围内,肋间距与肋高比 $p/e=10$ 的6种肋片在宽高比为4:1的矩形通道内的换热与阻力特性。研究表明:再循环区对肋片下游的换热性能有很大影响,大范围削弱再循环区域会降低通道换热性能和热力性能;绕流肋片通道可以消除实心肋片通道肋片前后缘底部附近的传热恶化区域,而正方形绕流肋通道比圆形绕流肋通道具有更好的综合热力性能;对于绕流肋片通道来说,随着肋片横截面积减少比例的减小,通道综合热力性能增加,但摩擦阻力增大;边长越大的正方形绕流肋片通道的换热性能和综合热力性能越好,边长为实心肋片边长0.8倍的正方形绕流肋片通道获得了所研究肋片中的最佳综合热力性能和换热性能,相对于实心肋结构,正方形绕流肋结构的通道面积平均 Nu 提高了0.92%~2.73%,加热段摩擦系数减小了10.89%~11.01%,热力性能因子提高了4.92%~6.75%。

关键词: 绕流肋片;带肋通道;强化换热;热力性能;数值计算

中图分类号: TK47 **文献标志码:** A

DOI: 10.7652/xjtuxb202111002 **文章编号:** 0253-987X(2021)11-0008-09



OSID 码

Numerical Investigation on the Flow and Heat Transfer Characteristics of the Flow-Around Rib Channel

LIANG Zhao, WANG Xinjun

(School of Energy and Power Engineering, Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049, China)

Abstract: To further improve the heat transfer performance and reduce the pressure loss in the internal cooling of gas turbine blade, the flow and heat transfer characteristics of six rib structures in the rectangular channel were numerically studied by CFX software under the Reynolds number of 20 000—80 000. The aspect ratio of the rectangular channel was 4:1, and the rib spacing to rib height ratio (p/e) was 10. The results show that the recirculation zone has a great influence on the heat transfer performance downstream of the rib, and weakening the recirculation zone will reduce the heat transfer performance. The flow-around rib can eliminate the heat transfer deterioration area near the bottom of the leading/trailing edge of the solid rib channel, and the square flow-around rib channel has better thermal performance than the circular flow-around rib channel. For the flow-around rib channels, with the decrease of the rib cross-sectional area reduction ratio ψ , the thermal performance of the channel improves, but the friction factor is increased. The square flow-around ribs with large side-lengths obtain the best thermal performance and heat transfer performance among the ribs studied in this paper. Compared with the solid ribs, the area average Nusselt number of the square flow-around ribs with large side-

lengths increases by 0.92%—2.73%, and the friction factor in the heating section decreases by 10.89%—11.01%, which makes the thermal performance factor increase by 4.92%—6.75%.

Keywords: flow-around rib; ribbed channel; heat transfer enhancement; thermal performance; numerical simulation

燃气轮机因高功率输出而被工业和军事应用多年,燃气轮机技术的进一步发展需要更先进的涡轮机械技术,提高进气温度是提高燃气轮机效率的一种可行方法,但高温工作流体通常会对燃气轮机叶片产生负面影响。因此,一项成功而实用的冷却技术对于确保燃气轮机正常运行是不可或缺的。扰流肋内部冷却技术作为一种有效的冷却方法,已在燃气轮机领域应用多年。近年来,越来越多的人致力于开发更高效的强化换热技术,改变扰流肋的形状是提高换热系数、减少压力损失的常用方法。因此,应从流动结构和换热特性方面深入了解带肋矩形通道的内部冷却。

许多研究人员提出了很多不同形状和大小的肋结构来提高换热效率和降低压力损失。Kaewchoonthong 等发现在 V 型肋中,攻角为 60° 时的换热系数和摩擦系数都达到了最大值^[1]。Jansangsuk 等对 V 型三角肋的研究发现,在冷却通道中使用波状挡板可以提高热力性能,特别是在肋高与通道高度之比 $e/H=0.2$ 、肋间距与通道高度之比 $P/H=3$ 时,热力性能提高最大^[2]。杨祺等的研究都表明正向 V 型肋壁面传热比反向 V 型肋的好^[3-4],而刘聪的研究也表明三角形截面肋壁面的平均换热系数大于矩形截面肋的。李彦霖等对比了不同肋片矩形通道的换热与流阻特性,发现 W 型肋通道具有最高的平均换热性能和综合热力性能^[5]。

Liu 研究了半附着肋通道内的流动换热特性,发现这种肋可以消除肋下游的低换热区域,但热力性能低于完全附着肋和分离式肋的热力性能^[6]。苏生等对交替大小肋片通道的研究发现,在肋片上游合适的位置布置小肋片可以降低通道的阻力系数,并提高通道的综合热力性能^[7]。Xie 等的研究也表明在两个大形肋的中间放置半尺寸肋可以获得最大的 Nu 和摩擦系数^[8]。王龙飞提出的高性能波浪肋,相比于 45° V 型肋,在不增大压力损失的情况下,换热性能最多可提高 33%^[9]。

罗马等对高阻塞比肋片通道的研究发现,较大阻塞比肋片通道具有较高的对流换热系数,顺排肋片通道的对流换热系数明显高于叉排肋片通道的对流换热系数^[10]。龚建英等利用 Kriging 代理模型和

遗传算法对宽高比为 1、肋片角为 45° 的带肋直通道进行了模拟优化设计,发现在带肋通道偶数号肋片远端一侧切除部分长度的肋片不仅不会降低对流换热强度,还能提高壁面换热强度,并降低通道的摩擦阻力^[11]。席雷等分析了通道宽高比、肋角和雷诺数对带肋通道流动换热特性的综合影响,并拟合了壁面平均努塞尔数和通道摩擦系数与上述因素的经验关联式^[12]。

带穿孔型肋的冷却通道具有更好的热力性能,因为这种肋会比实心肋产生更小的压降。Hwang 等通过实验研究了开口面积比为 0.5 的肋条交替布置的矩形通道的热力性能,结果表明,穿孔肋通道的换热系数比实心肋的略微增加,但压降显著降低,从而提高了冷却通道的综合换热性能^[13]。随后, Buchlin 对 5 种不同类型的穿孔肋进行了研究,发现 Chevron 型孔的肋拥有最好的强化换热效果^[14]。Liu 等对倾斜的圆孔和方形孔肋通道进行了研究,发现所有倾斜孔的平均 Nu 均高于直孔的^[15]。

文献^[16]发现,穿孔型肋比劈缝型肋具有更高的强化换热效果,但因为劈缝型肋具有较低的摩擦损失,对劈缝型肋的研究仍具有重要意义。Hwang 等和 Yang 等分别进行了实验和数值模拟,研究了不同肋片开缝面积比 β 和肋间距与肋高之比 p/e 的冷却通道的热力性能,发现随着开孔面积比的增大,平均 Nu 增大,摩擦系数减小^[17-18]。Tariq 等进行了类似的实验,但只在一根肋中开一条缝,结果表明劈缝肋比实心肋通道具有更高的强化换热效果,当 β 为 20% 时,换热效果最佳^[19]。Sharma 等对不同结构实心肋和收敛劈缝肋通道的研究表明,实心肋与劈缝肋交替排列的通道相比只有劈缝肋的通道具有更好的换热性能^[20]。Li 等数值研究了不同肋高和劈缝开口面积对冷却通道热力性能的影响,发现 $e=10\text{ mm}$ 的低实心肋通道具有最佳的综合热力性能,但在这个肋高下开劈缝会降低平均 Nu 。相反,在 $e=20\text{ mm}$ 的高肋开劈缝不仅能减小摩擦系数,也能提高平均 Nu ,但随着劈缝面积的增加,平均 Nu 有下降的趋势^[21]。

从上述文献的调研中发现,对于带肋通道热力性能的提高大都是从单一方面入手,要么提高换热

性能,要么降低摩擦系数/压力损失,较少有从这两方面同时提高冷却通道的热力性能的。再者,实心肋片由于在肋片前后缘底部换热面附近都会形成一个小的回流涡,并且这个回流涡会使肋片前后缘底部附近形成一个传热恶化区域。因此,本文主要研究了 4 种绕流肋结构,其都能消除肋片前后缘底部换热面附近的回流涡,在消除传热恶化区域的同时,还能降低压力损失,减小换热性能的降低,甚至还能提高换热性能。本文主要采用 ANSYS-CFX 数值研究了 4 种绕流结构肋片对冷却通道内换热和阻力特性的影响。

1 计算模型和数值方法

1.1 计算模型

图 1 为计算模型示意图。模型为水力直径 $D_h=128\text{ mm}$ 的矩形通道,通道宽 $W/D_h=2.5$ 、高 $H/D_h=0.625$ 。通道分为 3 个部分,包括长度 $L_u/D_h=4.6875$ 的进口延长段、长度 $L_h/D_h=4.6875$ 的加热段以及长度 $L_d/D_h=3.125$ 的出口延长段。在加热段的底面放置了 6 根 P/e 均为 10 的肋。中间

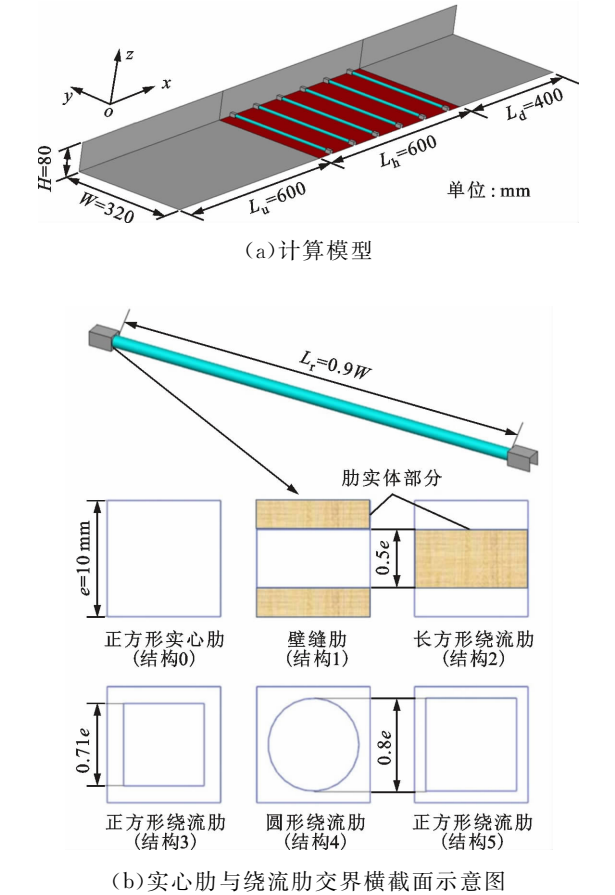


图 1 计算模型示意图

Fig. 1 Schematic diagram of calculation model

区域肋片长度 $L_r=0.9W$ 。6 种肋结构的横截面示意图如图 1b 所示,表 1 给出了 6 种肋结构的特点,其中结构 0 和 1 作为对照组肋结构,结构 2、3、4、5 为本文提出并主要研究的肋结构。

表 1 6 种肋结构的特点

Table 1 Names, codes and structural characteristics of 6 structures

结构号	特征尺寸	肋片横截面积减少比例
0	$e=10\text{ mm}$	0
1	劈缝高 $0.5e$	0.500 0
2	绕流肋高 $0.5e$	0.500 0
3	绕流肋边长 $0.71e$	0.495 9
4	绕流肋半径 $0.8e$	0.497 3
5	绕流肋边长 $0.8e$	0.360 0

1.2 参数定义

肋片横截面积减少比例为

$$\psi = \frac{A_1}{A_2} \tag{1}$$

式中: A_1 为中心附近肋片减少的横截面积; A_2 为实心肋横截面积。

雷诺数定义为

$$Re = \frac{\rho U D_h}{\mu} \tag{2}$$

式中: ρ 为主流密度; U 为主流进口速度; μ 为主流的动力黏性系数。

局部努塞尔数定义为

$$Nu_x = \frac{q D_h}{\lambda (T_{w,x} - T_f)} \tag{3}$$

式中: q 为加热面热通量; $T_{w,x}$ 为加热面局部温度; T_f 为流体进出口质量平均温度; λ 为气流的导热率。

面积平均努塞尔数的定义为

$$Nu = \left(\int Nu_x dA \right) / A \tag{4}$$

式中 A 为加热面面积。

摩擦系数定义为

$$f = \frac{2}{L/D_h} \frac{\Delta p}{\rho U^2} \tag{5}$$

式中: Δp 为加热段进出口的压降; L 为加热段长度。

热力性能因子定义为

$$\eta = \frac{Nu/Nu_0}{(f/f_0)^{1/3}} \tag{6}$$

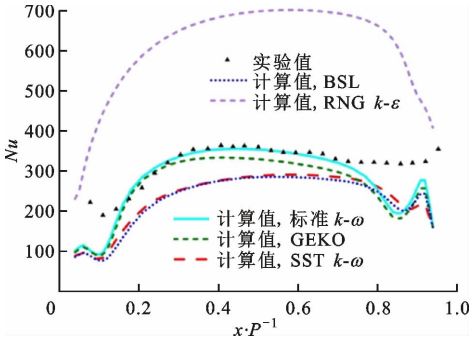
式中 Nu_0 和 f_0 分别表示光滑通道的努塞尔数和摩擦系数。本文的 Nu_0 和 f_0 分别由 Dittus-Boelter 和 Blasius 关联式计算得到

$$Nu_0 = 0.023 Re^{0.8} Pr^{0.4} \tag{7}$$

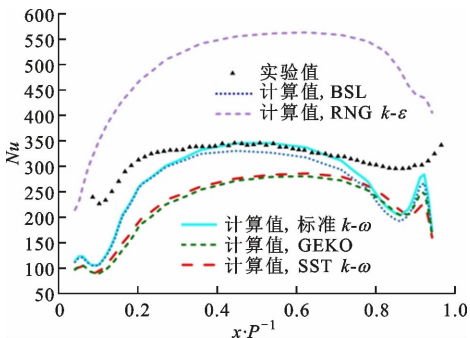
$$f_0 = 0.316Re^{-0.25} \tag{8}$$

1.3 数值方法验证

采用 CFX 软件对稳态雷诺时均 N-S 方程中的 RNG $k-\epsilon$ 、BSL、GEKO、SST $k-\omega$ 、标准 $k-\omega$ 湍流模型进行验证。以文献[15]中的实验数据为依据,对文献中的实心肋和穿孔肋两个结构进行了湍流验证,并对比了 Nu 和 f 的值,如图 2 和图 3 所示。可以看出,标准 $k-\omega$ 湍流模型的计算结果与实验结果符合较好,因此本文后续数值研究均采用标准 $k-\omega$ 湍流模型。



(a)实心肋肋间沿流向 Nu 验证结果



(b)穿孔肋肋间沿流向 Nu 验证结果

图 2 Nu 计算值与实验值对比

Fig. 2 Comparison of Nusselt numbers between calculated and experimental values

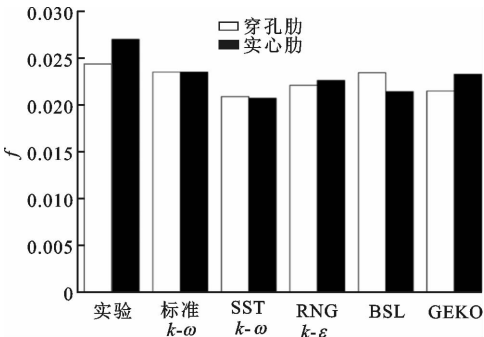


图 3 摩擦系数计算值与实验值对比

Fig. 3 Comparison of friction factors between calculated and experimental values

1.4 网格无关性验证

选取结构 1,以标准 $k-\omega$ 湍流模型进行网格无关性验证。设置了 260 万、340 万、458 万、601 万及 800 万 5 套网格,验证结果如图 4 所示,当网格数大于 601 万时, Nu 和 f 的变化已经相当小。为了保证计算精度的同时减少计算时间,后续数值计算选用 601 万的网格,但不同模型略有差别。

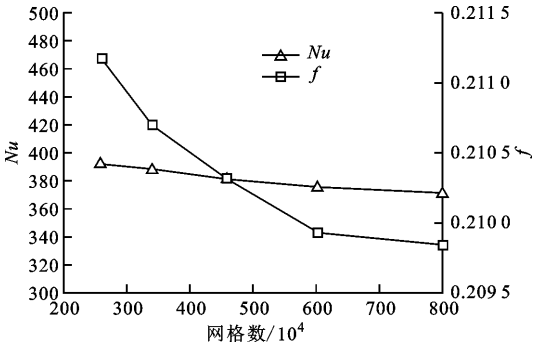


图 4 网格无关性验证

Fig. 4 Mesh independence validation

图 5 为结构 1 的局部网格示意图。采用商用软件 ICEM-CFD 划分结构化网格,为了保证精度,网格近壁面的 y^+ 在大部分区域小于 2。

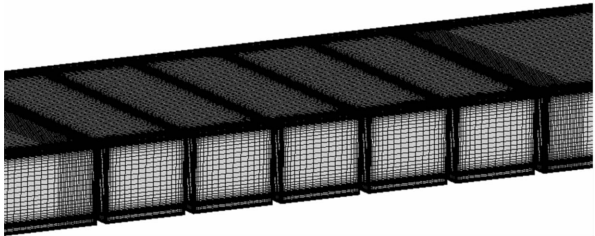


图 5 局部网格示意图

Fig. 5 Schematic diagram of local mesh

1.5 边界条件

采用的工质为理想气体,通道进口温度 T_{in} 为 298.15 K,进口湍流强度为 3%,进口雷诺数分别为 20 000、40 000、60 000、80 000。出口给定静压 $p = 101.325$ kPa,加热面设置为恒定热通量 $q = 1$ kW/m²,其他壁面假设为绝热且无滑移壁面。由于进出口流体温差不到 1 K,工质热物性按流体进口温度给定。

2 计算结果与分析

2.1 流场特性分析

图 6 展示了 $Re = 80\ 000$ 时 $y = 0$ mm 的中心平面第 3、4 根肋之间的流向速度分布,图 7 展示了 $Re = 80\ 000$ 时 $z = 0.5$ mm 的近壁平面第 3、4 根肋之

间的流向速度分布。除了结构 2,从图 6 和图 7 可明显地看到再循环区域和再附着区域。相比于其他结构,在结构 0 中可以看到肋下游的再循环区域非常大,且肋上游形成了一个小的回流区。对于结构 1,由于劈缝的开口面积较大,通过劈缝的高速流体直接冲击再循环区域,大大削弱了再循环区域,而肋上游由于肋的劈缝减弱了肋的阻挡作用,使肋上游的回流区也被明显削弱。

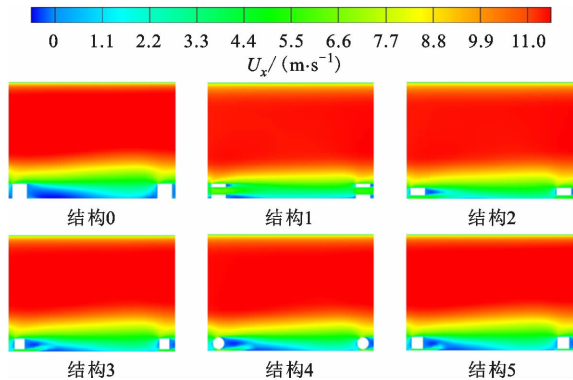


图 6 $Re=80\ 000$ 时 $y=0\ \text{mm}$ 中心平面第 3、4 根肋之间的流向速度分布

Fig. 6 Contours of streamwise velocity between the 3rd and 4th ribs on the center plane of $y=0\ \text{mm}$ at $Re=80\ 000$

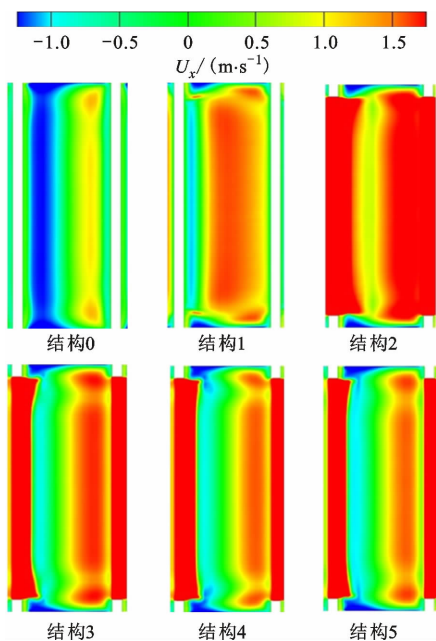


图 7 $Re=80\ 000$ 时 $z=0.5\ \text{mm}$ 近壁平面第 3、4 根肋之间的流向速度分布

Fig. 7 Contours of streamwise velocity between the 3rd and 4th ribs on the plane with a distance of $z=0.5\ \text{mm}$ from the bottom wall at $Re=80\ 000$

对于结构 2、3、4、5,肋作为绕流障碍物,流体绕流通过肋进入下游,肋底部与壁面形成了一个狭窄的射流通道,通过肋底部的流体具有比较高的流速。高速流体从肋的底部冲击再循环区域,高速射流冲散了部分再循环区域,并且在紧贴肋后缘壁面生成了尾迹涡以及肋下游较远处的再循环区域。在图 7 中除了实心肋部分,在绕流肋部分几乎观察不到由再循环区域作用形成的低速区。由于射流通道的加速作用,肋前缘底部壁面附近的流体也具有较高流速,这使肋上游的回流区被明显削弱。

图 8 和图 9 分别给出了 $Re=80\ 000$ 时 $y=0\ \text{mm}$ 的中心平面第 3、4 根肋之间的流线和归一化湍动能分布,以及 $z=0.5\ \text{mm}$ 的近壁面第 3、4 根肋之间的归一化湍动能分布。由图中可明显看出,除了结构 2,其他 5 种结构近壁面气流被肋片抬升后出现了不同程度的流动分离,并在相邻肋之间的中间区域附近出现再附着。除此之外,结构 1、2、3、4、5 在肋下游出现了不同程度的尾迹涡。另外,结构 0 和结构 3、4、5 的湍动能水平明显比结构 1 和结构 2 要高,结构 1 的湍动能水平最低。从图 8 中也能明显看到,6 种结构的湍动能在肋顶附近都比较大,除结构 1 外,肋顶部附近的高湍动能都能延伸至下游。结构 0 在肋下游产生了一个小的回流区和一个大的再循环区,在肋上游产生了一个小的回流区,而结构 0 的湍动能在回流区都比较低,在再附着点附近都比较高。结构 1 的湍动能水平在大部分区域都很小,只在肋顶附近有较高水平。

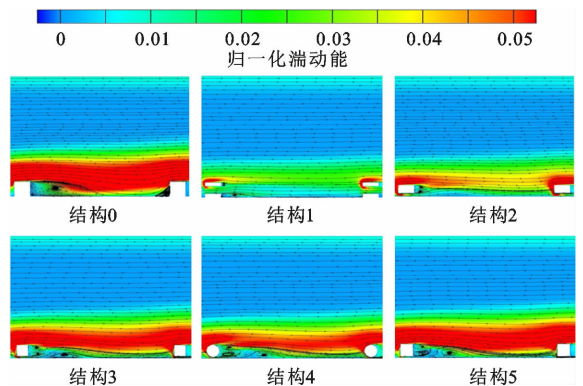


图 8 $Re=80\ 000$ 时 $y=0\ \text{mm}$ 中心平面第 3、4 根肋之间的流线和归一化湍动能分布

Fig. 8 Streamline and contours of dimensionless turbulent kinetic energy between the 3rd and 4th ribs on the center plane of $y=0\ \text{mm}$ at $Re=80\ 000$

结构 3、4、5 的湍动能分布类似,但结构 5 的湍动能水平最高。由于结构 3、4、5 的肋结构是在结构

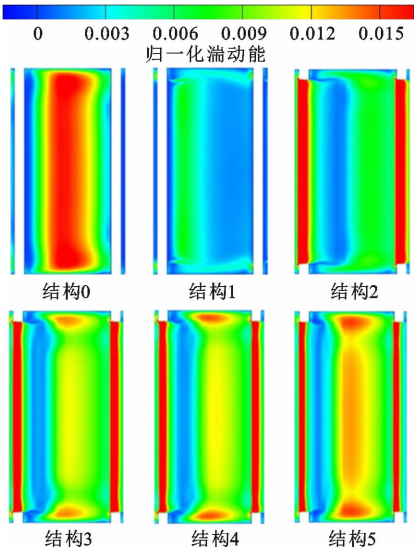


图 9 $Re=80\ 000$ 时 $z=0.5\ \text{mm}$ 近壁面第 3、4 根肋之间的归一化湍动能分布

Fig. 9 Contours of dimensionless turbulent kinetic energy between the 3rd and 4th ribs on the plane with a distance of $z=0.5\ \text{mm}$ from the bottom wall at $Re=80\ 000$

0 的实心肋结构上进行了一定程度的削减,肋对下游扰动的作用也会有一定程度的减弱,所以结构 3、4、5 并不如结构 0 那样有大范围的高湍动能区域。结构 5 削减的面积小,高湍动能区域比结构 3 和 4 要大。另外,肋底部即射流通道内也有一个高湍动能区域,这与结构 2 的情况类似。由于在射流通道内速度较大,与上下壁面的剪切应力也较大,掺混较快,湍流耗散也大。除此之外,由于结构 2、3、5 都是方形肋,在气流进入肋前缘底部的射流通道前会绕过方形的边角,产生角涡,局部提高了肋前缘近壁处的湍动能。

2.2 换热特性分析

根据 Nu 的定义, Nu 只与加热面的壁温有关,因此 Nu 分布可以用加热面的壁温分布来表示,低的局部壁温意味着高的局部 Nu 。

图 10 展示了 $Re=80\ 000$ 时第 3、4 根肋之间的加热壁面的温度分布,可以看出,温度分布与湍动能分布非常相似。由于湍动能高的区域,分子掺混较快,分子间换热增强,因此湍动能高的区域,换热较好温度较低;湍动能低的区域,换热较差温度较高。结构 1 的中温区域比其他结构的要大,换热性能最差。结构 0 和 1 的肋下游有一段高温区域,在这个区域中都存在一个小的回流区,这也是湍动能低的区域。结构 0 在肋间有大片的低温区域,因此整体

换热性能比结构 1 要好。

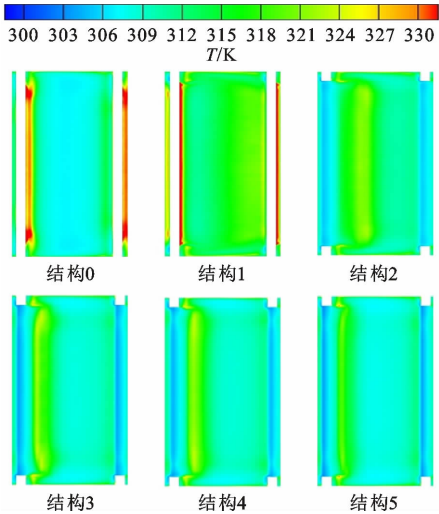


图 10 $Re=80\ 000$ 时第 3、4 根肋之间的加热壁面的温度分布

Fig. 10 Contours of temperature on the heated surface between the 3rd and 4th ribs at $Re=80\ 000$

相比于结构 0 和 1,结构 2、3、4、5 的肋后缘附近区域温度较低,减少了传热恶化区域。另外,由图 7 可知,结构 2、3、4、5 的肋底部射流通道的流速较快,壁面剪切应力较大,流体掺混较快,与流动边界层对应的换热边界层内的换热增大,对应的加热面换热性能较好,温度较低。在这 4 个结构中,结构 5 的高温区域较少,换热性能最好;结构 2 的高温区域较大,换热性能最差;结构 3 和 4 的温度分布比较相似,换热性能居中。

图 11 对比了 6 种结构在 $Re=80\ 000$ 时第 3、4 根肋之间的展向平均 Nu 沿流向的变化,可以看出,结构 0 的肋前后缘附近都出现了 Nu 的极小值,这与 2.1 节讨论的低湍动能的回流区有关,最佳的传热区域存在于相邻肋之间的中间区域。肋下游 Nu 沿流向是增大的,原因是沿着流向,再循环区的扰动作用使壁面附近流体与主流的掺混增强,从而增强了换热;当沿流向到达再附着点时, Nu 达到最大值,之后边界层不断变厚,换热逐渐变差, Nu 逐渐减小。在肋上游附近沿流向 Nu 有小范围的上升,是因为气流冲击肋片前缘产生回流增强了回流区之前区域的扰动,提高了 Nu ,但这会形成一个低湍动能的回流区,随后 Nu 急剧下降。结构 1 的分析与结构 0 的类似,但是由于结构 1 的劈缝射流冲击大大削弱了再循环区规模,减少了再循环区的扰动,降低了换热性能,并且再循环区的削弱使得再附着点位置提前,因此结构 1 的 Nu 峰值沿流向出现得比

结构0要早。

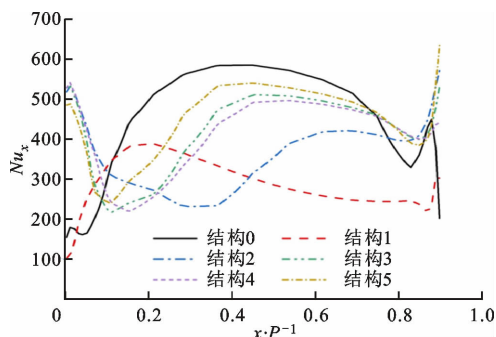


图 11 $Re=80\,000$ 时第 3、4 根肋之间的展向平均 Nu 沿流向的变化

Fig. 11 Streamwise distribution of local Nusselt number between the 3rd and 4th ribs at $Re=80\,000$

对于结构 2、3、4、5,由 2.1 节的流动分析可知,在肋下游附近,射流通道的加速作用使流体高速冲击再循环区域,加强了再循环区域上游流体的掺混,并且消除了实心肋后缘对应的低湍动能回流区,提高了换热性能,图 11 中表现为肋下游初始段 Nu 非常大,但由于射流能量有限,射流能量沿流向逐渐减少,掺混强度也逐渐减弱, Nu 也逐渐减小,直到射流能量被消耗殆尽, Nu 达到最小值。由于结构 2 的射流通道大,通过流体多,射流能量大,能量衰减慢,射程远,因此 Nu 最小值出现位置比其他结构靠后。从图 11 中还可以看出,结构 2、3、5 的 Nu 在肋前缘附近都有较大的提高,这是由于在气流绕过方形肋边角进入射流通道时会产生角涡,增强了近壁处的扰动,强化了换热。与结构 0 相似,气流冲击肋片前缘产生回流进一步增强了扰动,因此 Nu 沿流向有比较大的提升。

在相邻肋间的中心附近,结构 2、3、4、5 的 Nu 都小于结构 0 的 Nu ,这是由于结构 2、3、4、5 的肋顶相对于结构 0 都有不同程度的削减,结构 5 的横截面积削减程度最小,结构 2 的最大,结构 3 和 4 居中。因此,在结构 2、3、4、5 中,对于相邻肋间中心附近的 Nu ,结构 5 的最大,结构 2 的最小,结构 3 和结构 4 的居中。这说明对肋顶不同程度的削减影响了上游对下游的扰动,对肋顶削去越少,上游对下游的扰动越接近于结构 0 的上游对下游的扰动,下游扰动越大, Nu 相比于结构 0 减小得也越少。尽管如此,结构 2、3、4、5 在肋前后缘附近的 Nu 有较大的增加,并且相邻肋间中心附近最小的 Nu 都比结构 0 的大。以减小部分 Nu 为代价,可缓解结构 0 的部分区域传热恶化的问题。

图 12 对比了 6 种结构下加热面面积平均 Nu 随 Re 的变化情况。由图可知:结构 1、2、3 的面积平均 Nu 随着 Re 的增加而增大;结构 0 和结构 5 的面积平均 Nu 随 Re 的增大先减小后增大;结构 4 的面积平均 Nu 随着 Re 的增大而减小。在所研究的 6 种结构中,结构 5 具有最佳的换热性能,面积平均 Nu 比结构 0 的提高了 0.92%~2.73%,且随 Re 的增大,提高比率也增加。这不仅是由于结构 5 的肋削去的部分较少,换热性能接近于结构 0,而且由于肋片底部增加的换热面积具有非常好的换热效果。由 2.1 节的流动分析可知,结构 1 和 2 都大大削弱了再循环区,减少了扰动,因而换热性能相对较差。综上所述,对于带肋通道来说,要具有良好的换热性能,需要一定规模的再循环区域来增强扰动,提高换热性能;另外,在换热壁面形成射流冲击,增强近壁面的剪切应力来增加近壁面的掺混进而强化壁面换热,也是一种有效的强化换热方法。

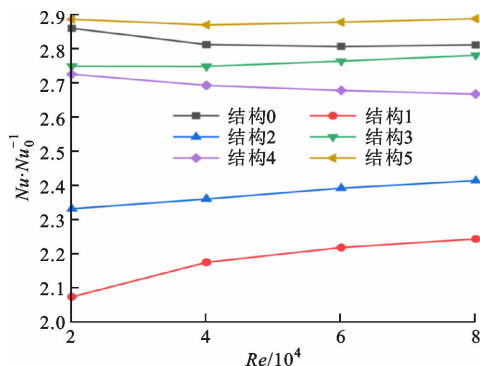


图 12 加热面面积平均 Nu 随 Re 的变化

Fig. 12 Variation of the area-averaged Nusselt number ratio on the heated surface with Reynolds number

2.3 阻力特性和热力性能分析

图 13 比较了 6 种结构加热段摩擦系数随 Re 的变化,可以看出,6 种结构的摩擦系数均随 Re 的增大而增大。由 2.1 节的流动分析可知,结构 0 的主流湍动能最大,造成的流动损失也最大,随后是结构 5、结构 3、结构 4、结构 2 和结构 1。对比结构 0、3、5 可知,随着绕流肋边长的增加(实心肋可视为绕流肋边长为 e 的绕流肋),通道流通面积减小,流动损失增加。

对比结构 1、2、3、4 可知,肋片横截面积减少比例相同但肋的形状不同所造成的流动损失是不一样的,在相邻肋片之间产生更小湍动能的冷却通道会有更小的流动损失,但同时也减弱了换热效果。

为了综合考虑不同结构对冷却通道换热和阻力

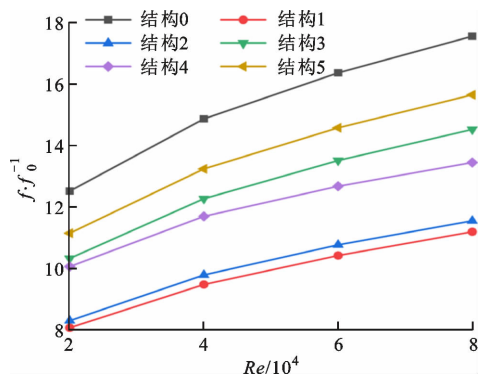
图 13 加热段摩擦系数随 Re 的变化

Fig. 13 Variation of friction factor ratio of the heated channel with Reynolds number

特性的影响,并选出最优的综合性能的通道结构,需要研究不同结构对通道热力性能因子的影响,图 14 给出了 6 种结构通道热力性能因子随 Re 的变化情况。从图中可以看出,6 种结构的热力性能因子均随着 Re 的增加而减小,其中结构 5 具有最佳的热力性能,随后是 3、4、0、2 和 1。结构 3、4、5 相对于结构 0 热力性能因子分别提高了 2.51%~5.41%、2.52%~3.74%、4.92%~6.75%,说明这 3 种绕流肋结构具有比实心肋片更优越的流动换热性能。

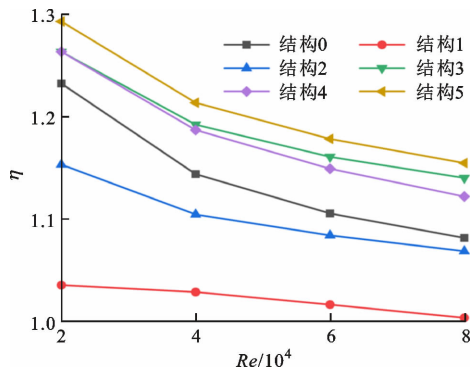
图 14 加热段热力性能因子随 Re 的变化

Fig. 14 Variation of thermal performance factor of the heated channel with Reynolds number

3 结 论

本文研究了不同形状绕流肋结构对提高通道热力性能的作用,数值分析了 6 种结构肋片在 Re 为 20 000~80 000 时的流动与换热特性,得到以下结论。

(1)相邻肋之间的再循环区域对换热性能影响较大,大范围削弱再循环区域的规模可使摩擦系数减小,但同时换热性能减弱更多,从而使综合热力性能减弱。

(2)肋片横截面积减少比例相同但肋的形状不同对流动换热性能产生不一样的影响。绕流肋片底部与通道底部形成的射流通道增强了射流通道内的换热性能,且能消除实心肋后缘附近的高温区域。对绕流肋来说,肋片横截面积减小得越少,通道的热力性能越好,同时流动损失也越大。尽管在肋中间开缝可以大大减小流动损失,但也削弱了再循环区域,降低了下游的换热性能。

(3)正方形绕流肋和实心肋通道都具有较好的换热性能,而圆形和正方形绕流肋通道具有较好的综合热力性能。肋片横截面积减小比例相同的情况下,正方形绕流肋比圆形绕流肋的综合热力性能要好。在本文所研究的结构中,边长越大的正方形绕流肋片通道的换热性能和综合热力性能越好,边长为实心肋片边长 0.8 倍的正方形绕流肋片通道获得了最佳的换热性能和综合热力性能,相比于实心肋通道,面积平均 Nu 提高了 0.92%~2.73%,加热段摩擦系数减小了 10.89%~11.01%,从而热力性能因子提高了 4.92%~6.75%。

参考文献:

- [1] KAEWCHOO THONG N, MALIWAN K, TAKEISHI K, et al. Effect of inclined ribs on heat transfer coefficient in stationary square channel [J]. Theoretical & Applied Mechanics Letters, 2017, 7(6): 344-350.
- [2] JANSANGSUK D, KHANOKNAIYAKARN C, PROMVONGE P. Experimental study on heat transfer and pressure drop in a channel with triangular V-ribs [C] // 2010 Proceedings of the International Conference on Energy and Sustainable Development. Piscataway, NJ, USA: IEEE, 2010: 1-8.
- [3] 杨祺, 张宗卫, 钱伟佳, 等. 带错排 V 肋和反 V 肋矩形通道强化传热机理及规律研究 [J]. 热能动力工程, 2018, 33(4): 21-26.
YANG Qi, ZHANG Zongwei, QIAN Weijia, et al. Study of the mechanism and variation law governing the intensified heat transfer in a rectangular channel with staggered V-shaped ribs and inverted V-shaped ribs [J]. Journal of Engineering for Thermal Energy and Power, 2018, 33(4): 21-26.
- [4] 刘聪, 王钊, 张宗卫. 带三角形 V 肋和反向 V 肋内冷通道强化换热机理研究 [J]. 推进技术, 2019, 40(9): 2040-2049.
LIU Cong, WANG Zhao, ZHANG Zongwei. Investigation on heat transfer augmentation in a inner-cooling passage with triangular V-shaped and inverse V-shaped

- ribs [J]. *Journal of Propulsion Technology*, 2019, 40(9): 2040-2049.
- [5] 李彦霖, 饶宇, 王德强. 涡轮叶片冷却通道高性能微小肋湍流传热的数值研究 [J]. *工程热物理学报*, 2018, 39(10): 2271-2279.
- LI Yanlin, RAO Yu, WANG Deqiang. Numerical study on turbulent heat transfer of miniature ribs in turbine blade internal passage [J]. *Journal of Engineering Thermophysics*, 2018, 39(10): 2271-2279.
- [6] LIU Huichun, WANG Jianhua. Numerical investigation on synthetical performances of fluid flow and heat transfer of semiattached rib-channels [J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2011, 54(1/2/3): 575-583.
- [7] 苏生, 胡捷, 刘建军, 等. 交替大小肋片方腔通道内换热性能的数值模拟 [J]. *航空动力学报*, 2008, 23(12): 2274-2279.
- SU Sheng, HU Jie, LIU Jianjun, et al. Numerical simulation on heat transfer in duct roughened by periodic alternate scale ribs [J]. *Journal of Aerospace Power*, 2008, 23(12): 2274-2279.
- [8] XIE Gongnan, ZHENG Shaofei, ZHANG Weihong, et al. A numerical study of flow structure and heat transfer in a square channel with ribs combined downstream half-size or same-size ribs [J]. *Applied Thermal Engineering: Design, Processes, Equipment, Economics*, 2013, 61(2): 289-300.
- [9] 王龙飞. 燃气涡轮叶片中新型扰流结构的换热和流动研究 [D]. 哈尔滨: 哈尔滨工业大学, 2018.
- [10] 罗马, 贺宜红, 孙瑞嘉, 等. 高阻塞比肋化通道对流换热特性实验研究 [J]. *南京航空航天大学学报*, 2018, 50(4): 471-476.
- LUO Ma, HE Yihong, SUN Ruijia, et al. Experimental study on heat transfer characteristics of high blockage ribs channel [J]. *Journal of Nanjing University of Aeronautics & Astronautics*, 2018, 50(4): 471-476.
- [11] 龚建英, 高铁瑜, 吴伟烽, 等. 燃机透平叶片带肋直通道结构优化策略 [J]. *压缩机技术*, 2019(4): 13-17.
- GONG Jianying, GAO Tieyu, WU Weifeng, et al. optimized design of internal ribbed straight channels for gas turbine [J]. *Compressor Technology*, 2019(4): 13-17.
- [12] 席雷, 徐亮, 高建民, 等. 涡轮叶片厚壁带肋通道冷却性能的实验研究 [J]. *西安交通大学学报*, 2021, 55(3): 29-36.
- XI Lei, XU Liang, GAO Jianmin, et al. Experimental study on the cooling performance of thick-wall ribbed channels in turbine blade [J]. *Journal of Xi'an Jiaotong University*, 2021, 55(3): 29-36.
- [13] HWANG J J, LIOU T M. Heat transfer in a rectangular channel with perforated turbulence promoters using holographic interferometry measurement [J]. *International Journal of Heat & Mass Transfer*, 1995, 38(17): 3197-3207.
- [14] BUCHLIN J M. Convective heat transfer in a channel with perforated ribs [J]. *International Journal of Thermal Sciences*, 2002, 41(4): 332-340.
- [15] LIU Jian, HUSSAIN S, WANG Wei, et al. Heat transfer enhancement and turbulent flow in a rectangular channel using perforated ribs with inclined holes [J]. *ASME Journal of Heat Transfer*, 2019, 141(4): 041702.
- [16] LIOU T M, CHEN S H, SHIH K C. Numerical simulation of turbulent flow field and heat transfer in a two-dimensional channel with periodic slit ribs [J]. *International Journal of Heat & Mass Transfer*, 2002, 45(22): 4493-4505.
- [17] HWANG J J, LIOU T M. Heat transfer and friction in a low-aspect-ratio rectangular channel with staggered perforated ribs on two opposite walls [J]. *Journal of Heat Transfer*, 1995, 117(4): 843-850.
- [18] YANG Y T, HWANG C W. Numerical calculations of heat transfer and friction characteristics in rectangular ducts with slit and solid ribs mounted on one wall [J]. *Numerical Heat Transfer*, 2004, 45(4): 363-375.
- [19] TARIQ A, PANIGRAHIP K, MURALIDHAR K. Flow and heat transfer in the wake of a surface-mounted rib with a slit [J]. *Experiments in Fluids: Experimental Methods and Their Applications to Fluid Flow*, 2004, 37(5): 701-719.
- [20] SHARMA N, ALI M S, TARIQ A, et al. Detailed heat transfer and friction factor characteristics in a rectangular duct with alternate solid and converging-slit ribs [J]. *Experimental Heat Transfer*, 2018, 31(4/5/6): 552-570.
- [21] LI Xin, XIE Gongnan, LIU Jian, et al. Parametric study on flow characteristics and heat transfer in rectangular channels with strip slits in ribs on one wall [J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2020, 149: 118396.

(编辑 荆树蓉)