

DOI:10.16356/j.1005-2615.2021.04.002

截断肋排布方式对内冷通道换热性能的影响

张国花¹, 谢公南², SUNDÉN Bengt³, 李书磊⁴

(1. 西北工业大学机电学院, 西安 710072; 2. 西北工业大学航海学院, 西安 710072; 3. 隆德大学能源科学系, 隆德 SE-22100; 4. 西北工业大学深圳研究院, 深圳 518057)

摘要: 在给定通道雷诺数的条件下, 实验研究了矩形内冷通道中截断肋片在 6 种不同排布方式下的换热特性, 并结合三维数值模拟方法, 基于流动特征深入分析了其中的对流换热机理。研究表明: 6 种不同排布方式下, 结构 2-3-5-9 通道的换热性能最好, 结构 2-5-3-9 通道的换热性能最差; 结构 2-3-5-9 通道的压力损失最大, 结构 2-5-9-3 通道的压力损失最小。就总体热性能而言, 结构 2-9-5-3 的最好, 结构 2-3-5-9 的次之, 结构 2-5-3-9 的最差。对流动特征的分析可知, 肋片截断区域诱导的横向涡增强主流与边界层流体的掺混, 强化了受热壁面与流体间的换热; 截断肋片的不同方式排布使通道中流动特征不尽相同, 但截断区域的涡结构基本相似。

关键词: 涡轮叶片; 截断肋; 总体换热性能; 横向涡; 压力损失

中图分类号: V214

文献标志码: A

文章编号: 1005-2615(2021)04-0504-09

Effects of Arrangements of Truncated Ribs on Heat Transfer Performance in Internal Cooling Channel

ZHANG Guohua¹, XIE Gongnan², SUNDÉN Bengt³, LI Shulei⁴

(1. School of Mechanical Engineering, Northwestern Polytechnical University, Xi'an 710072, China; 2. School of Marine Science and Technology, Northwestern Polytechnical University, Xi'an 710072, China; 3. Department of Energy Science, Lund University, Lund SE-22100, Sweden; 4. Research & Development Institute of Northwestern Polytechnical University in Shenzhen, Shenzhen 518057, China)

Abstract: Experimental studies are carried out to investigate the heat transfer performance of six different arrangements of truncated ribs in internal cooling channel by fixing the Reynolds number. The convective heat transfer mechanisms of the considered cases are detailed and analyzed based on the fluid flow characteristics by using three dimensional numerical simulations. The results show that among six different arrangements of truncated ribs, Case 2-3-5-9 possesses the best heat transfer performance while Case 2-5-3-9 has the worst heat transfer performance. However, the pressure drop for Case 2-3-5-9 is the largest while it is the lowest for Case 2-5-9-3. In terms of overall thermal performance, Case 2-9-5-3 performs the best, followed by Case 2-3-5-9, and Case 2-5-3-9 performs the worst. Through analyzing the flow characteristics of different cases, it is found that the transverse vortices induced by the truncated regions in the truncated ribbed channel can result in strong flow mixing between the mainstream and boundary flow, which can enhance the heat transfer performance in the channel. In addition, different arrangements of truncated ribs lead to different flow characteristics in the internal cooling channels, but the vortices induced by the truncated regions look similar.

基金项目: 国家自然科学基金(51676163)资助项目; 广东省基础与应用基础研究基金(2019A1515111146)资助项目; 西北工业大学学位与研究生教育研究基金(2021AG52)资助项目。

收稿日期: 2021-05-24; **修订日期:** 2021-07-10

通信作者: 谢公南, 男, 博士, 教授, 博士生导师, E-mail: xgn@nwpu.edu.cn。

引用格式: 张国花, 谢公南, SUNDÉN Bengt, 等. 截断肋排布方式对内冷通道换热性能的影响[J]. 南京航空航天大学学报, 2021, 53(4): 504-512. ZHANG Guohua, XIE Gongnan, SUNDÉN Bengt, et al. Effects of arrangements of truncated ribs on heat transfer performance in internal cooling channel[J]. Journal of Nanjing University of Aeronautics & Astronautics, 2021, 53(4): 504-512.

Key words: turbine blade; truncated ribs; overall heat transfer performance; transverse vortices; pressure loss

内部对流冷却是燃气涡轮设计中最早应用的冷却技术^[1-2]。肋片冷却^[3-5]是内部冷却的主要方式之一,肋片的几何特征、布置方式对内冷通道的流动传热特性有一定的影响。在兼顾冷却通道压力损失的前提下,设计新型高效的肋片冷却结构以更有效地降低涡轮叶片表面温度、延长叶片工作时间势在必行。

相较于连续直肋,截断肋因能减小通道压力损失而被广泛研究^[6-7]。Li等^[6]的研究表明截断肋通道的压力损失比连续肋小,但是其换热增强作用稍弱于连续肋。Singh等^[7]的研究表明多处横向截断肋通道的压力损失减小而且换热亦得到强化。Zhang等^[8]基于构形理论^[9-10]提出了构形截断肋,实验与数值研究,发现构形截断肋提高通道换热的同时减小通道压降。此外,为减小肋片通道的压力损失,Li等^[11]提出了带条缝的肋片,结果表明,小高度肋上的条缝有利于减小通道压降而大高度肋上的短条缝有利于增强通道换热。对倾斜肋上开矩形孔或圆孔的研究表明^[12],带有倾斜角的矩形孔或圆孔有利于减小通道的压力损失。邓贺方等^[13]提出了狭缝斜肋,数值研究发现狭缝的存在显著改变了通道内的流动结构与换热分布、降低了通道压力损失并强化了肋片表面的换热。另外,肋片结合其他强化单元结构亦是一种新的内冷方式。Chompookham等^[14]通过在楔形肋通道入口布置三角翼达到强化换热的效果。Zheng等^[15]研究了肋片-凹槽-凸起的不同组合对通道换热性能的影响。张峰等^[16]研究了肋片与凹槽共同作用下通道的流动换热特性,结果显示,展向分布不均匀的肋片产生的旋转涡对有利于带走凹槽内的低速热空气从而强化换热。

本文在前期研究基础上^[8],研究构形截断肋通道中4排截断肋片6种不同排布方式下的流动换热特性。通过实验研究的方法,在固定通道雷诺数的条件下,对构形截断肋的不同排布方式下的换热性能进行测试研究,并结合计算流体力学方法,深入探究并分析其中的流动换热机理,为含截断肋的燃气涡轮高效冷却结构设计提供参考。

1 实验过程

1.1 实验设置

实验系统如图1所示,其中矩形通道的长、宽和高分别为500、32和8 cm。为减小通道的导热损失,通道材料选取导热率较小($0.2 \text{ W}/(\text{m}\cdot\text{K})$)的有

机玻璃。通道内主流由固定于通道右端的离心风机提供,通道入口设计为钟形,使空气顺利进入通道。为确保实验过程中流体的充分发展特性,长为50 cm的测试段放置于通道下游处。加热箔粘贴在测试段通道表面以提供均匀热流,加热箔厚度小于1 mm,由铜-镍合金制成,加热箔连接电流表及交流电压控制器以改变加热箔两端电压。稳态液晶膜R35C5W贴于加热箔上方。此外,为减小测试段的导热损失,测试段背面固定一块导热率仅为 $0.03 \text{ W}/(\text{m}\cdot\text{K})$ 的绝热泡沫。实验中,分辨率为 $1\,600 \text{ 像素}\times 1\,200 \text{ 像素}$ 的CCD相机垂直地设置在测试段上方以捕捉液晶膜的图片,同时,在测试段上游和下游分别设置测压孔,由压力计测量测试段处的压力损失。整个测试段采用不透光的黑布进行遮盖,以减小周围自然光对实验结果的影响。

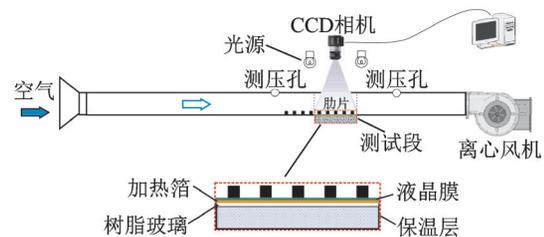


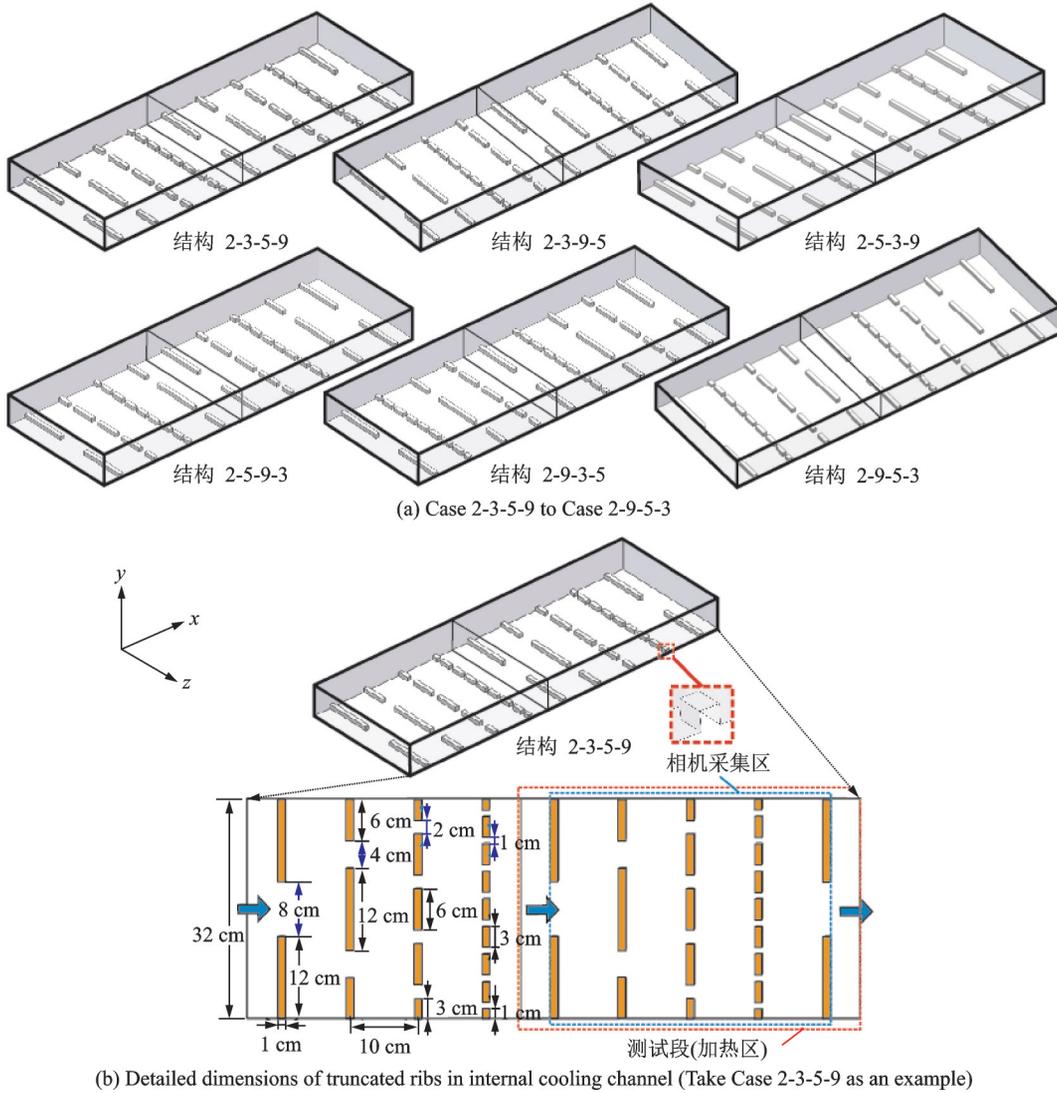
图1 实验系统示意图

Fig.1 Illustration of experimental system

为表述方便,本文模型根据一个周期内4排截断肋片中每排截断肋片的个数为命名规则。如图2(a)所示,6个模型分别命名为结构2-3-5-9、结构2-3-9-5、结构2-5-3-9、结构2-5-9-3、结构2-9-3-5和结构2-9-5-3。通道中共布置9排截断肋,第1排至第4排为一个周期,放置于测试段上游,以达到流体充分发展的目的;第5排至第8排为第二个周期,放置于测试段,测试段后端布置第9排肋片,作为一个完整周期截断肋的换热测试区。图中,结构2-3-5-9中一个周期内的截断肋片以构形方式排列,因此结构2-3-5-9中肋片截断型式称之为构形截断肋^[8]。图2(b)给出了截断肋的具体尺寸,肋宽为1 cm,肋高为1 cm(即为正方形截面肋),肋间距为10 cm,每排肋片总长度均为24 cm(截断长度总和均为8 cm)。本文主要目的是探究一个周期内4排截断肋片6种不同排布方式下内冷通道的换热特性及其机理。

1.2 液晶热像校准及实验数据处理

对采集到的液晶图片进行处理,得到测试段通道壁面的温度和壁面换热系数,液晶的具体校准过



(b) Detailed dimensions of truncated ribs in internal cooling channel (Take Case 2-3-5-9 as an example)

图2 不同内冷结构示意图

Fig.2 Illustration of different internal cooling structures

程及校准结果参见文献[8]。

实验过程中通道入口平均速度 u_0 通过以下公式获得

$$u_0 = u_{\max} - 3.75u^* \quad (1)$$

式中: u_{\max} 和 u^* 分别为通道中心最大速度和摩擦速度。通道最大速度 u_{\max} 通过 Testo-416 风速计测得, 摩擦速度 u^* 通过 Moody 表^[17] 中给出的摩擦因子计算得到。

通道雷诺数定义如下

$$Re = \frac{\rho u_0 D_h}{\mu} \quad (2)$$

式中: ρ 、 μ 和 D_h 分别为空气的密度、动力黏度以及通道的水力直径。

壁面对流换热系数定义为

$$h = \frac{q_w - q_{\text{loss}}}{T_w - T_f} \quad (3)$$

式中: q_w 和 q_{loss} 分别为测试段壁面施加的热流密度以及测试段的热损失。壁面温度 T_w 通过对液晶图

片进行处理得到, 流体参考温度 T_f 由以下公式给出

$$T_f = T_{\text{in}} + \frac{x}{L_{\text{heated}}} \frac{Q}{\rho H W u_0 c_p} \quad (4)$$

式中: T_{in} 为通道入口流体温度, 由温度计测得; Q 、 L_{heated} 和 c_p 分别为测试段的加热功率、测试段长度和空气的比热容; H 和 W 分别为通道的高度和宽度。

壁面努塞尔数定义为

$$Nu = h D_h / \lambda \quad (5)$$

式中 λ 为空气的导热系数。

范宁摩擦因数定义为

$$f = \frac{\Delta p}{2 \rho u_0^2} \frac{D_h}{L} \quad (6)$$

式中: Δp 为两测压孔间的压降, L 为两测压孔的距离。本文将选取 Dittus-Boelter 公式和 Blasius 公式^[18-19] 对努塞尔数和摩擦因数进行无量纲化。

实验误差由文献[20]中的方法计算得到。基于实验过程中电流与电压的误差, 计算得到热流密

度的误差约为4%。实验中,空气入口温度与壁面温度的测量误差分别为0.1和 ± 0.2 K。导热损失与辐射损失的误差小于6%。因此,计算得到换热系数与努塞尔数的误差均为 $\pm 6\%$ 。此外,摩擦因数的计算误差与压降的测量误差分别为5%和3%。

2 计算模型及方法

2.1 计算域及边界条件

图3为计算模型及边界条件的示意图。计算

模型的高、宽、长以及截断肋的排布方式均与前述实验模型(图2)保持一致。为提高计算稳定性,通道的入口向上游延伸60 cm,出口向下游延伸40 cm,即入口段与出口段的长度分别为100和40 cm。边界条件与实验工况保持一致,通道入口给定10 m/s的均匀速度(即流体雷诺数为80 000),湍流强度为5%,入口温度为300 K;通道出口边界采用压力出口;测试段底部壁面施加 $1\ 000\ \text{W}/\text{m}^2$ 的均匀热流密度,其余壁面均为无滑移绝热条件。

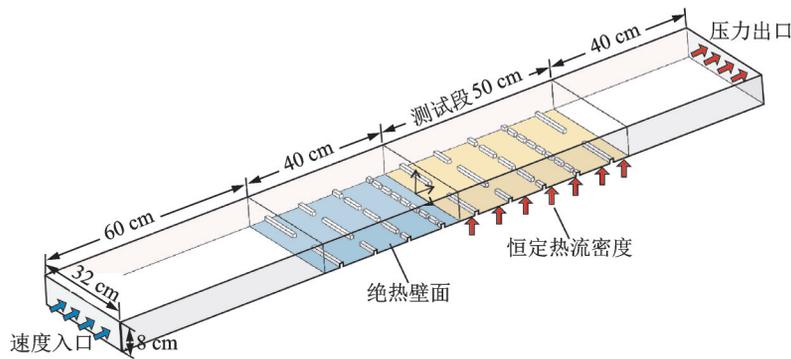


图3 计算模型及边界条件

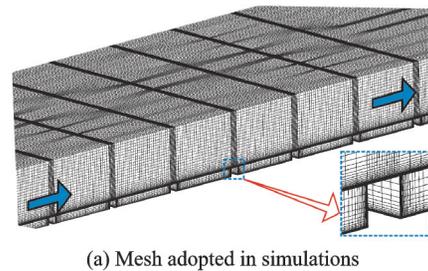
Fig.3 Computational model and boundary conditions

2.2 网格及独立性验证

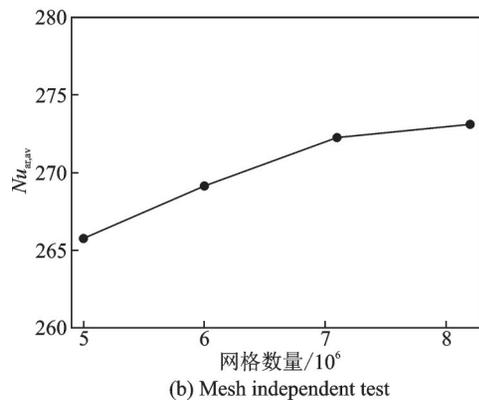
采用商用软件ANSYS ICEM CFD 17.2对计算域进行结构化网格划分,且加密近壁面网格以确保 y^+ 值小于1,如图4(a)所示。基于结构2-3-5-9,对4种不同网格数(500万、600万、710万和820万个)进行网格独立性验证,比较测试段表面的面平均努塞尔数。由图4(b)可见,相较于500万和600万个的网格密度,710万与820万个网格密度下的面平均努塞尔数更为接近,偏差更小。因此,为缩减计算量并保证计算精度,本文选用网格数为710万个对结构2-3-5-9进行数值计算,并以相同网格划分策略对其余5种结构生成相近网格数的结构化网格。

2.3 湍流模型验证

为验证本文的数值模型,以结构2-3-5-9的实验数据为基础,比较不同湍流模型下计算得到的测试段表面无量纲努塞尔数及其展向平均值。由图5可看出,基于湍流模型Transition $k\text{-}kl\text{-}\omega$ 得到的努塞尔数分布与实验观测的分布吻合较好;此外,从沿程展向平均努塞尔数分布来看,相比其他湍流模型,Transition $k\text{-}kl\text{-}\omega$ 模型下的数值结果及趋势与实验结果最为接近。因此,本文采用Transition $k\text{-}kl\text{-}\omega$ 湍流模型对6种结构进行流动传热数值计算。



(a) Mesh adopted in simulations



(b) Mesh independent test

图4 结构2-3-5-9的网格划分及独立性验证结果

Fig.4 Mesh adopted in simulations and mesh independent test for Case 2-3-5-9

2.4 数值方法

基于有限体积法的商业软件FLUENT 17.2进行三维稳态求解,压力-速度耦合采用SIMPLEC算法,控制方程中对流项用二阶迎风格式进行离散。收敛标准为各项残差的精度均小于 10^{-5} 且

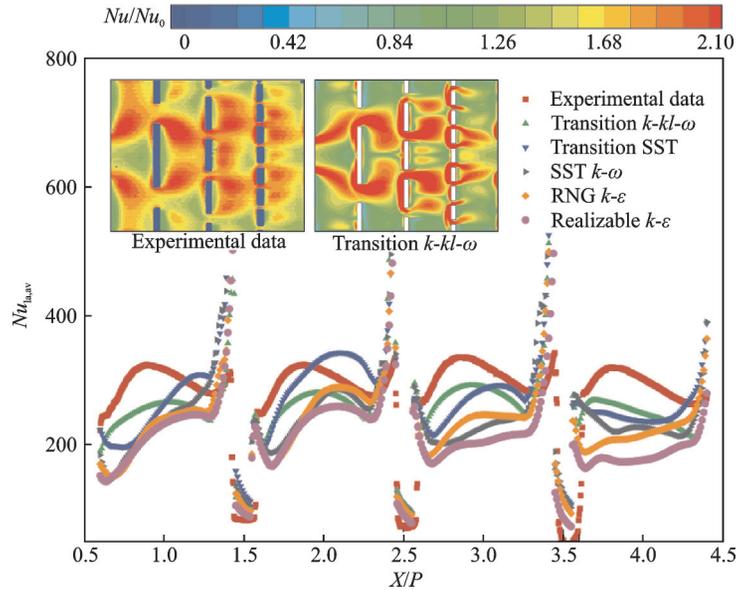


图5 比较结构2-3-5-9实验和数值模拟结果中通道底面的努塞尔数云图及展向平均分布图

Fig.5 Validation of numerical model by comparing the Nusselt number contours and laterally averaged Nusselt number on the bottom wall of the test section for experimental and numerical results for Case 2-3-5-9

残差曲线趋于平缓及测试段表面的努塞尔数保持不变。由于通道入口与出口处流体的温度相差不大,因此,计算工质选取为不可压理想气体。

3 结果与讨论

3.1 内冷通道中测试段不同结构的换热性能

图6为实验得到的6种不同结构的努塞尔数分布云图。由图可见,同一排截断肋片放置于通道的不同位置,局部的换热特征明显不同,例如,9个小肋片构成的一排截断肋片放置于测试段的第2排时(结构2-9-5-3),其肋后的换热效果优于将该排肋片放置于测试段第4排时(结构2-5-3-9)的换热效果;即使6种结构中第1排肋片均由两个截断肋片构成,且在测试段上游放置了与测试段相同的截断肋片(一个周期),流体在测试段内产生不同的流动特征,导致第2排截断肋片下游的换热特征也有差别。此外,截断肋通道中高努塞尔数区域位于截断肋下游,而肋后及肋片截断区域的努塞尔数较低。由于截断肋片结构在通道中的对称性布置,测试段表面的努塞尔数也呈对称分布。

为定量比较不同结构下肋片下游的换热特性,图7给出与图6中努塞尔数云图对应的展向平均努塞尔数分布。可见,在相邻两排截断肋片中间,换热效果先增加后降低,再增加。当 $0.55 < X/P < 1.45$ 时,结构2-9-5-3的换热效果最好,结构2-9-3-5的换热效果次之,结构2-3-9-5和结构2-5-3-9的换热效果最差;当 $1.55 < X/P < 2.45$ 时,结构2-9-5-3在上游肋后的换热效果最好,结构2-9-3-5在下游

肋前的换热效果最差;当 $2.55 < X/P < 3.45$ 时,结构2-3-5-9的换热效果最好。此外,沿流向方向,结构2-9-5-3和结构2-5-9-3的换热效果逐渐降低,而结构2-3-5-9和结构2-3-9-5在 $2.55 < X/P < 3.45$ 时换热效果最好。

表1对比了不同结构的无量纲面平均努塞尔数、摩擦因数及总体热性能。结构2-3-5-9的换热性能最好,结构2-9-5-3的换热性能次之,而结构2-5-3-9的换热性能最差,其中结构2-3-5-9比结构2-9-5-3的换热性能高0.4%,比结构2-5-3-9的换热性能高4.8%。然而,就摩擦因数而言,结构2-3-5-9的最大,结构2-9-5-3的次之,结构2-5-9-3的最小;与结构2-3-5-9相比,结构2-5-9-3的摩擦因数减小了6.5%,结构2-9-5-3的摩擦因数减小了1.6%。从总体热性能来看,结构2-9-5-3的最高,结构2-5-3-9的最低,且前者的总体热性能比后者2-5-3-9的高2.9%。总的来说,4排截断肋片在内冷通道的不同排布方式对通道的换热性能及总体热性能有一定的影响,但相差不大。

3.2 不同内冷结构通道中流体的流动特征

为明晰截断肋片不同排布方式下的流动换热机理,图8展示了数值计算得到的通道底面流线及法向位置 $y = 0.003 \text{ mm}$ 上的截面速度分布。由流线图可见,由于肋片对流体的阻碍作用,每条肋片的后方都存在一个回流区,该区域流体的换热效果较差;截断区域的存在以及肋后的负压梯度,使流体在截断肋后方形成一对反向旋转的横向涡对,使得流体被明显扰动,增强主流流体与边界层内流体

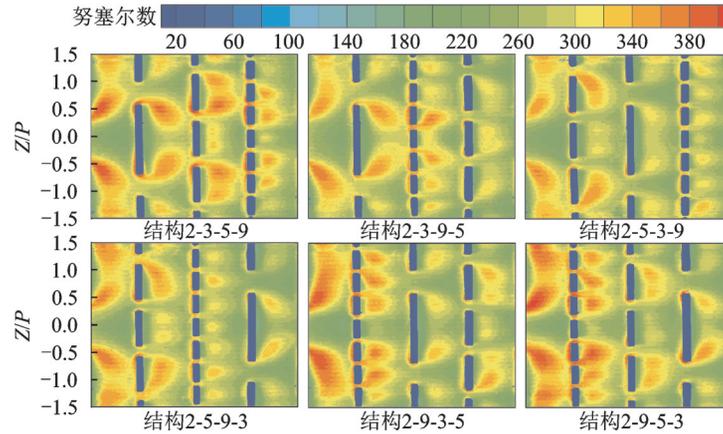


图 6 实验得到的不同结构测试段表面努塞尔数分布云图

Fig.6 Nusselt number distribution contours for considered six cases by LCT experiment

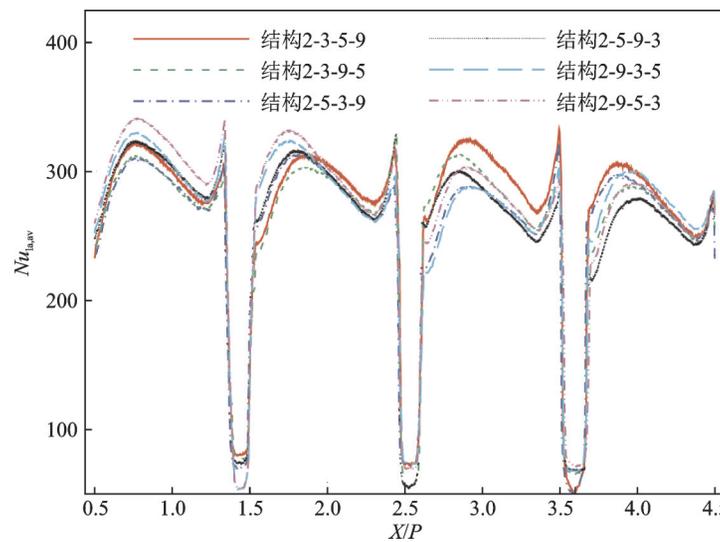


图 7 比较图 6 中不同结构的努塞尔数云图对应的努塞尔数展向平均分布

Fig.7 Comparisons of laterally-averaged Nusselt number distributions corresponding to the contours shown in Fig.6 for different structures

表 1 比较内冷通道中不同结构的无量纲面平均努塞尔数及摩擦因数

Table 1 Comparisons of dimensionless area averaged Nusselt number and friction factor of considered structures in internal cooling channel

模型	$Nu_{ar,av}/Nu_0$	f/f_0	$Nu_{ar,av}/Nu_0/(f/f_0)^{1/3}$	模型	$Nu_{ar,av}/Nu_0$	f/f_0	$Nu_{ar,av}/Nu_0/(f/f_0)^{1/3}$
结构 2-3-5-9	1.747 6	4.090 3	1.092 8	结构 2-5-9-3	1.678 0	3.825 8	1.072 9
结构 2-3-9-5	1.689 0	3.983 4	1.065 5	结构 2-9-3-5	1.709 3	3.987 8	1.077 9
结构 2-5-3-9	1.668 1	3.850 8	1.064 2	结构 2-9-5-3	1.741 5	4.024 4	1.094 9

的掺混,通道的换热性能明显提高,这在图 6 中局部努塞尔数分布得到印证。此外,由于截断区域的存在,流体对下游肋片前侧产生强烈的剪切力,有效地减小肋片前侧的流动边界层,增强对肋片附近流体的扰动,强化了换热。对于 6 种不同的内冷结构,由于 4 排截断肋片排布方式的差异,每排肋片前侧流体的流动特征不同,流体所受剪切力不同,换热效果也因而不同。由速度分布图可见,流体在截断区域均呈现不同程度的加速,且位于通道中间的截断区域,流体加速更加明显,这一现象增强主

流流体和边界层内流体的掺混,进而强化换热。因此,截断肋的不同排布方式下流体的流动特征不尽相同。

图 9 展示了上述截面的湍流动能分布。湍流动能是湍流强度的度量,肋片截断区域诱导的横向涡、反向旋转涡对等二次流的产生与发展有力地促进了流体间的碰撞和掺混,使流体具有高湍流动能。湍流动能越高,流体间的碰撞和掺混越剧烈,换热性能越好。由图可见,不同结构的高湍流动能区域出现在截断肋片下游,与截断区域诱导的横向

涡位置相同,结合图6中局部努塞尔数分布特征(高努塞尔数区域与高湍流动能区域对应),进一步表明高湍流动能有利于加强流体的掺混,增强流体间能量交换,换热得到强化。

为了更好地理解不同排布方式下的流动特性,图10给出了6种结构的压力系数分布云图。压力系数的定义为

$$C_p = \frac{p - p_{ref}}{q_{ref}} = \frac{p - p_{ref}}{\frac{1}{2} \rho_{air} u_0^2} \quad (7)$$

式中: p_{ref} 为通道入口压力, q_{ref} 为通道入口动压。由图可见,通道中低压力系数区域位于截断肋后回流区,该区域流体湍流动能小、换热差;高压系数区域位于截断肋前侧冲击区以及相邻两排肋片间流体的再附着区,由于肋片前后压力梯度的作用,流体绕过截断区域,在肋后形成横向涡。此外,由图可知,即使每排截断肋片个数相等,由于4排截

断肋片排布方式的差异,肋后压力系数分布也有所差异,这与图8中流动特征相对应。在6种排布方式中,结构2-3-5-9的压力损失最大。

图11展示了不同结构通道中沿程4个截面($X/P = 1, X/P=2, X/P=3$ 和 $X/P=4$)上的流线及湍流动能分布。由图可知,由于截断肋片对流体的阻碍作用,每个截面上的高湍流动能区域并不连续,这些区域位于通道底面附近,并位于截断肋下游。相对于肋片下游的湍流动能,肋片截断区域下游的湍流动能较低,靠近通道两侧的湍流动能也较低,通道中上方的湍流动能最低。从截面上流线图可见,不同结构的4个截面中间均有一对向外的反向旋转涡对,但反向旋转涡对对通道底面的冲击区域不同,这些被冲击的区域均为高湍流动能区域。这一现象与上述高湍流动能区域的流体混合及碰撞剧烈这一结论相吻合。

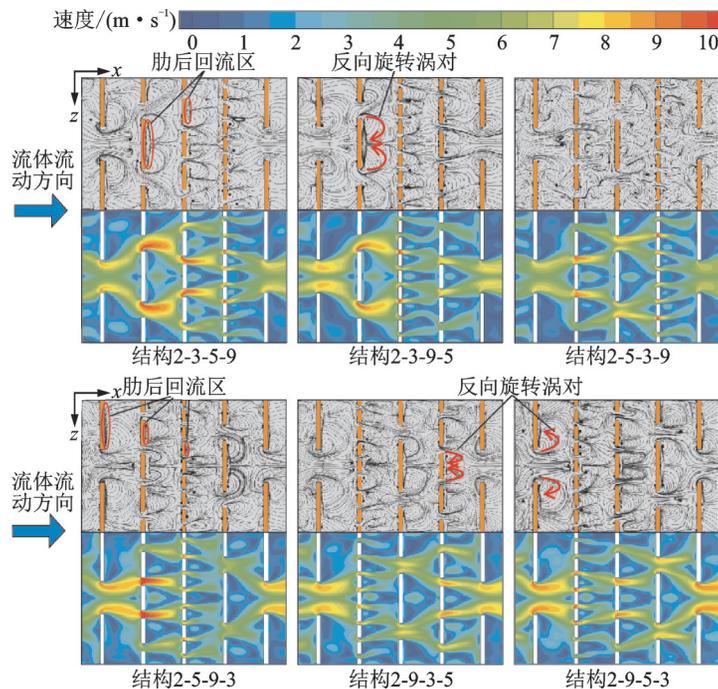


图8 测试段底面不同结构的流线图以及 $y = 0.003 \text{ mm}$ 的 $x-z$ 平面上流体的速度分布云图比较

Fig.8 Surface streamline on the bottom wall and velocity magnitude contours on a $x-z$ plane at $y = 0.003 \text{ mm}$ of test section for considered structures

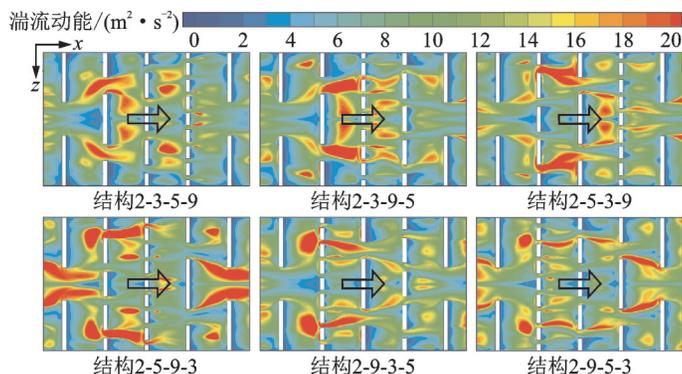


图9 测试段不同结构在 $y = 0.003 \text{ mm}$ 的 $x-z$ 平面上的湍流动能分布云图

Fig.9 Local turbulence kinetic energy distributions on a $x-z$ plane at $y = 0.003 \text{ mm}$ of test section for considered cases

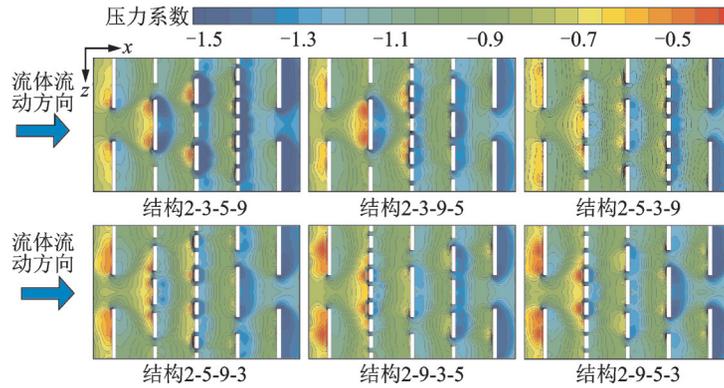


图 10 测试段底面不同结构的压力系数分布云图

Fig.10 Pressure coefficient distributions on the bottom wall of test section for considered cases

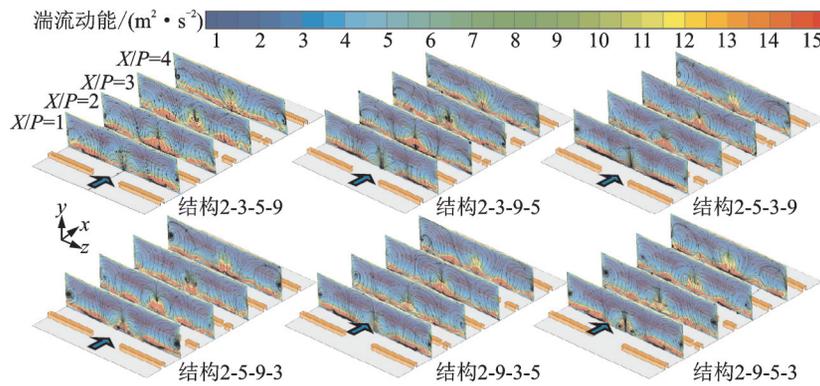


图 11 不同内冷结构通道中 4 个 $y-z$ 截面上的流线图及湍流动能分布图,4 个 $y-z$ 截面分别为 $X/P=1, 2, 3$ 和 4

Fig.11 Streamline and TKE distributions on four $y-z$ planes, i.e., $X/P=1, 2, 3$ and 4 for the considered cases

4 结 论

本文通过实验结合数值模拟的方法,在给定内冷通道雷诺数的条件下,研究了构形截断肋中 4 排截断肋片的 6 种不同排布方式下的换热特性和流动换热机理,得到以下结论:

(1)在 6 种排布方式中,结构 2-3-5-9 的换热性能最好,结构 2-9-5-3 的换热性能次之,结构 2-5-3-9 的换热性能最差;结构 2-3-5-9 通道的压力损失最大,结构 2-9-5-3 通道的压力损失次之,结构 2-5-9-3 通道的压力损失最小;结构 2-9-5-3 的总体热性能最好,结构 2-3-5-9 的次之,结构 2-5-3-9 的总体热性能最差。

(2)截断区域的存在使得肋片后方产生负压梯度,肋后形成一对反向旋转的横向涡,对流体产生剧烈扰动,通道中主流流体与边界层内流体的掺混得到增强;截断肋的不同排布方式下流体的流动特征不同,但其在截断区域所诱导的涡结构相似。

参考文献:

[1] 林宏镇,汪火光,蒋章焰. 高性能航空发动机传热技术[M]. 北京:国防工业出版社,2005.

LIN Hongzhen, WANG Huoguang, JIANG Zhangyan. Heat transfer technology of high performance aero-engine[M]. Beijing: National Defense Industry Press, 2005.

[2] XIE Changtan, XUE Shulin, YANG Weihua. Experimental investigation on convective heat transfer characteristics in ribbed channel[J]. Transactions of Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, 2018, 35(6): 962-972.

[3] 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 channel in turbine blade[J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2021, 55(3): 29-36.

[4] 张勃,吉洪湖,张靖周,等. 网格肋化通道换热与总压损失特性研究[J]. 航空动力学报, 2004, 19(2): 201-205.

ZHANG Bo, JI Honghu, ZHANG Jingzhou, et al. Experimental study of heat transfer and total pressure drop of a grid-ribbed rectangular channel[J]. Journal of Aerospace Power, 2004, 19(2): 201-205.

[5] 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.
- [6] LI Shian, XIE Gongnan, SUNDÉN B, et al. Computational analysis of side-wall heat transfer of a turbine blade internal cooling passage with truncated ribs on opposite walls: ASME Paper GT2012-68073[R]. [S. l.]: ASME, 2012.
- [7] SINGH I, VARDHAN S, SINGH S, et al. Experimental and CFD analysis of solar air heater duct roughened with multiple broken transverse ribs: A comparative study[J]. Solar Energy, 2019, 188: 519-532.
- [8] ZHANG Guohua, SUNDÉN B, XIE Gongnan. Combined experimental and numerical investigations on heat transfer augmentation in truncated ribbed channels designed by adopting fractal theory[J]. International Communications in Heat and Mass Transfer, 2021, 121: 105080.
- [9] BEJAN A, LORENT S. The constructal law and the thermodynamics of flow system with configuration[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2004, 47: 3203-3214.
- [10] BEJAN A, LOREN S. Design with constructal theory[M]. Hoboken, New Jersey: John Wiley & Sons Inc., 2008.
- [11] 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.
- [12] 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, 114: 041702.
- [13] 邓贺方,姜玉廷,张建,等. 狭缝斜肋内冷通道流动和换热特性的数值研究[J]. 推进技术, 2020, 41(9): 2070-2076.
- DENG Hefang, JIANG Yuting, ZHANG Jian, et al. Numerical study on flow and heat transfer characteristics of internal cooling channel with slit inclined ribs [J]. Journal of Propulsion Technology, 2020, 41(9): 2070-2076.
- [14] CHOMPOOKHAM T, THANPONG C, KWANKAOMENT S, et al. Heat transfer augmentation in a wedge-ribbed channel using winglet vortex generators [J]. International Communications in Heat and Mass Transfer, 2010(37): 163-169.
- [15] ZHENG Lu, XIE Yonghui, ZHANG Di, et al. Flow and heat transfer characteristics in channels with groove-protrusions and combination effect with ribs [J]. ASME Journal of Heat Transfer, 2016, 138: 014501.
- [16] 张峰,王新军,李军,等. 肋片-凹槽通道内的流动与换热特性数值研究[J]. 工程热物理学报, 2017, 38(7): 1512-1518.
- ZHANG Feng, WANG Xinjun, LI Jun, et al. Numerical investigation on the flow and heat transfer characteristics of the rib-grooved channel[J]. Journal of Engineering Thermophysics, 2017, 38(7): 1512-1518.
- [17] WHITE F M. Fluid mechanics[M]. 5th ed. Boston: McGraw-Hill Book Company, 2003.
- [18] WEBB L R, KIM N H. Principle of enhanced heat transfer[M]. New York, NY, USA: Taylor Francis, 1994.
- [19] NATTANAPRATES N, JUNTASARO E, JUNTASARO V. Numerical investigation on the modified bend geometry of a rotating multipass internal cooling passage in a gas turbine blade [J]. ASME Journal of Thermal Science and Engineering Applications, 2018, 10: 061003.
- [20] MOFFAT R J. Describing the uncertainties in experimental results [J]. Experimental Thermal Fluid Science, 1988, 1(1): 3-17.

(编辑:夏道家)