

# 热载与进口气流条件对柱肋通道换热的影响\*

彭少恩<sup>1,2</sup>, 靳伟<sup>1,2</sup>, 武俊梅<sup>1,2</sup>

(1. 西安交通大学 航天航空学院 机械结构强度与振动国家重点实验室, 陕西 西安 710049;  
2. 西安交通大学 航天航空学院 陕西省先进飞行器服役环境与控制重点实验室, 陕西 西安 710049)

**摘要:** 目前关于燃气涡轮叶片冷却的实验研究多数是在常温常压进口气流和低壁温条件下进行的, 而实际燃气涡轮叶片的冷却气流为来自于压气机的高温高压空气, 且涡轮叶片壁面热载(定义为加热壁面壁温与冷却气流进口温度之比)很高。为了掌握热载与进口气流条件对于涡轮叶片尾缘内部冷却通道的冷却效果的影响, 在考虑空气物性随温度变化的情况下, 采用数值模拟方法进行了相关的计算和分析。计算选取了两种进口气流条件(常温常压、高温高压), 热载为1.1~1.9, 进口气流雷诺数为 $5 \times 10^3 \sim 1 \times 10^5$ 。计算结果表明, 进口气流雷诺数一定的情况下, 随着热载的增大, 通道内换热能力降低, 流动阻力系数增大; 与常温常压进口气流条件相比, 高温高压进口气流条件导致通道努塞尔数降低, 并且努塞尔数在高热载条件下的降低更为显著; 在进口气流雷诺数为 $6 \times 10^4$ 的条件下, 高温高压进口气流、热载为1.9的条件下通道的努塞尔数比与常温常压进口气流条件、热载为1.1条件下通道的努塞尔数降低了15.8%, 且随着进口气流雷诺数的增加, 通道换热的削弱程度进一步增大。本文的研究表明, 涡轮叶片的冷却设计必须考虑叶片冷却的实际条件, 并对实验数据结果进行合理修正。

**关键词:** 叶片冷却; 柱肋通道; 流动换热; 热载; 进口气流条件

中图分类号: V211.3; TK124 文献标识码: A 文章编号: 1001-4055 (2022) 08-210118-11

DOI: 10.13675/j.cnki.tjjs.210118

## Effects of Heat Load and Inlet Flow Conditions on Heat Transfer in Channels with Pin Fin Arrays

PENG Shao-en<sup>1,2</sup>, JIN Wei<sup>1,2</sup>, WU Jun-mei<sup>1,2</sup>

(1. State Key Laboratory for Strength and Vibration of Mechanical Structures, School of Aerospace, Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049, China;

2. Shaanxi Key Laboratory of Environment and Control for Flight Vehicle, School of Aerospace, Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049, China)

**Abstract:** Most researches on the gas turbine's blade cooling were carried out experimentally at conditions of atmospheric air inlet and low wall temperature. However, the cooling air for the actual turbine blade is from compressor with high temperature/pressure and the heat load of the blade (defined as the ratio of isothermal blade wall temperature to the cooling air inlet temperature) is high. To understand the effects of the air inlet and heat load conditions on the cooling performance of internal cooling channels in turbine blade trailing edge with pin fin arrays, a CFD simulation study was carried out with the consideration of the variation of air thermo-physical prop-

\* 收稿日期: 2021-03-03; 修订日期: 2021-06-24。

基金项目: 国家科技重大专项(2017-III-0003-0027)。

作者简介: 彭少恩, 硕士生, 研究领域为涡轮叶片先进冷却技术。

通讯作者: 武俊梅, 博士, 教授, 研究领域为涡轮叶片先进冷却技术, 强化传热、传质等。

引用格式: 彭少恩, 靳伟, 武俊梅. 热载与进口气流条件对柱肋通道换热的影响[J]. 推进技术, 2022, 43(8): 210118. (PENG Shao-en, JIN Wei, WU Jun-mei. Effects of Heat Load and Inlet Flow Conditions on Heat Transfer in Channels with Pin Fin Arrays[J]. *Journal of Propulsion Technology*, 2022, 43(8): 210118.)

erties. There were two air inlet flow conditions: high air inlet temperature/pressure and atmospheric air inlet temperature/pressure. Heat loads were set from 1.1 to 1.9. Reynolds numbers ( $Re$ ) of the air inlet flow were set from  $5 \times 10^3$  to  $1 \times 10^5$ . The numerical results show that with the increase of heat load, the heat transfer capacity of the channel decreases and the friction factor increases with the same  $Re$  of air inlet flow. In comparison with the atmospheric air inlet conditions, high air inlet temperature/pressure conditions cause the decrease of the Nusselt number ( $Nu$ ) in the channel, and with the increase of heat load, the decrease of  $Nu$  becomes larger. With the  $Re$  of  $6 \times 10^4$ , the  $Nu$  of the channel at high air inlet temperature/pressure conditions and heat load of 1.9 decreases by 15.8% in comparison with that at atmospheric air inlet conditions and heat load of 1.1. With the increase of  $Re$  of air inlet flow, the decrease of heat transfer in channel becomes larger. These results propose that the experimental data need to be modified during the design of actual blade's cooling with the consideration of actual cooling conditions of turbine blade.

**Key words:** Blade cooling; Channels with pin fin arrays; Flow and heat transfer; Heat load; Inlet flow conditions

## 1 引言

燃气涡轮航空发动机高推重比的需求使其高温部件承受了更加恶劣的工作环境——更高的工作温度、更加复杂的工作载荷。就燃气涡轮而言,目前叶片本体的金属合金材料的极限耐热温度远低于涡轮进口的燃气温度<sup>[1]</sup>。通常采用两种方法来解决这个问题,其一是叶片外表面采用低热导率且耐高温的热障涂层材料将叶片本体与高温气体隔离,另一种是采取叶片主动冷却技术,从而保证叶片金属本体温度低于其极限耐热温度。涡轮叶片设计中所采用的主动冷却技术主要有叶片外表面的气膜冷却、含肋的内部通道冷却、冲击冷却与发散冷却<sup>[2]</sup>。在涡轮叶片的尾缘区域,由于其内部空间狭小,需要采用效率更高的冷却方式。在尾缘内部通道内排布合适的柱肋,不仅可加强冷却气流的扰动达到增强端壁表面换热效果,还可以增加叶片尾缘部分的结构强度,是目前常用的一种尾缘内部冷却设计。

目前关于短柱肋强化通道内换热的实验研究与数值计算已有很多。Metzger等<sup>[3]</sup>针对矩形通道内不同排列密度的叉排短柱肋的强化传热特性进行实验研究,研究表明通道内雷诺数增大,换热效果提高,减小柱肋纵向间距可有效提高通道内的换热效果。Chyu<sup>[4]</sup>针对文献[3]进行了延伸性研究,讨论了柱肋在顺排和叉排两种排布方法下的通道内努塞尔数的变化特性,研究表明叉排的方式虽然提高了流动损失,但有效提高了通道内换热效果。Chyu等<sup>[5]</sup>的研究指出,通道内高径比大的长柱肋由于柱肋表面提供了较多的换热良好的面积,通道内强化换热的效果更好,但带来了更多的流动损失,综合考虑流动损失

与换热效果,认为高径比为2的柱肋效果更优。

一些研究者还对比了圆形、椭圆形和水滴形等不同形状柱肋对冷却通道流动换热的影响<sup>[6-8]</sup>,认为水滴形柱肋阵列流动损失小,强化换热效果不及其它形状的柱肋,但其流动换热特性与柱肋纵向间距密切相关。Jin等<sup>[9]</sup>对此问题进行了深入的分析,对比了包括柳叶刀型和NACA翼型在内的6种柱肋结构,研究表明流线型柱肋在小纵向间距排布下具有较好的综合冷却性能。Siw等<sup>[10]</sup>研究了狭窄通道内的换热效果,认为相同排布密度的柱肋通道内,狭窄通道比宽通道有更好的增强作用。Zhang等<sup>[11]</sup>在柱肋通道的基础上增加了凹坑,研究了复合结构冷却通道内的传热和流动特性。结果表明柱肋使得凹坑内的流动混合和湍流动能增强,含有柱肋与凹坑的整体努塞尔数比全凹坑的换热特性和均匀性得到显著改善。

柱肋显著提高了通道内的换热效果,一些研究者针对端壁与柱肋表面对换热效果的贡献进行了研究<sup>[12-13]</sup>。Chyu等<sup>[13]</sup>研究认为经过柱肋扰流后端壁冷却效果得到大幅度提高,与柱肋表面的换热系数相比只相差10%~20%,差异较小。在大量的采用液晶测温技术对柱肋强化通道换热的实验研究中,都只测量了端壁的换热<sup>[14-16]</sup>。

迄今为止,针对柱肋形状、排布方式、排布密度等对通道内流场特性与换热特性的实验研究比较多,但无论是奈升华实验还是之后发展的热敏液晶方法,都是在常温常压空气进口和较小换热温差( $T_w - T_{in}$ )下进行的,其测试工况范围都不足以复现涡轮叶片冷却的实际工况条件。在发动机运行条件下,涡轮叶片表面温度较高,最高可达到1200K左右,而内

部冷却通道的冷却气流是来自压气机的高压空气,温度在633K左右,造成叶片壁温与进口冷却气流温度之比(定义为热载)很大。这样的高压高温进口气流状态和高热载条件下,冷却气体的物性与常温下空气相比有较大不同。

为探究高温气流在高热载条件下对柱肋通道内部流场和换热效果的影响, Lee等<sup>[17]</sup>也进行了初步的研究。结果表明高热载条件下,通道内流动更稳定,涡脱落发生较晚。这说明高热载条件改变了通道内部的流场结构,换热特性也会与常温工况有所不同。那么,基于常温条件所获得的叶片内部冷却实验结果,用于实际涡轮叶片的冷却设计时如何进行合理修正,在精细化设计要求日趋提高的今天,是一个值得重视的问题。

本研究基于以上问题,分别设计了接近实验条件的常温常压工况与接近涡轮叶片内部冷却气流实际进口状态的高温高压工况,采用数值模拟方法,研究柱肋通道在不同热载与进口气流条件下的流动换热性能。

## 2 物理模型与数值方法

### 2.1 物理模型

Chyu<sup>[4]</sup>围绕柱肋通道采用萘升华传质测量技术进行了低热载、常温常压进口气流条件下的系列实

验研究,也是对文献[3]的延伸性研究。文献[3-4]的实验结果被大量研究者作为经典文献而引用。所以本文也基于他们的实验段建立了如图1所示的含短柱肋( $H/D=1$ )的矩形通道计算模型。

通道中段的端壁上共交错排布了7排短柱肋,柱肋尺寸、排布与实验完全相同,柱肋直径 $D$ 为0.0127m,  $S$ 为垂流方向的柱肋间距,  $X$ 为沿流向的柱肋间距,  $X=S=2.5D$ 。布置有柱肋的端壁长度 $L_c$ 为0.22225m,柱肋两端壁上进行等温加热。计算模型的前段与后段增加了进口延长段与出口延长段,使得安置有柱肋的加热段进口的来流达到充分发展,并降低出口可能出现的回流区对加热段的计算产生影响,其中进口延长段长度为19倍水力直径 $D_h$  ( $D_h=0.0235\text{m}$ ),出口段为10倍水利直径长度 $D_h$ ,最终用于计算的模型长度 $L$ 为0.90375m。

由于沿通道的宽度方向模型是对称的,所以为减小计算工作量,实际的计算模型只取了一半进行,模型宽度 $W$ 为0.0795m,该对称截面设为对称边界条件。总通道的侧壁以及进、出口延长段的端壁面均设为无滑移的绝热边界条件,在加热段的两端壁面设为无滑移、恒壁温边界条件。冷却气流的进口设为质量流量进口,出口边界设为Outflow边界条件。

### 2.2 计算方法及控制方程

如前所述,实际冷却气流进入涡轮叶片内部冷

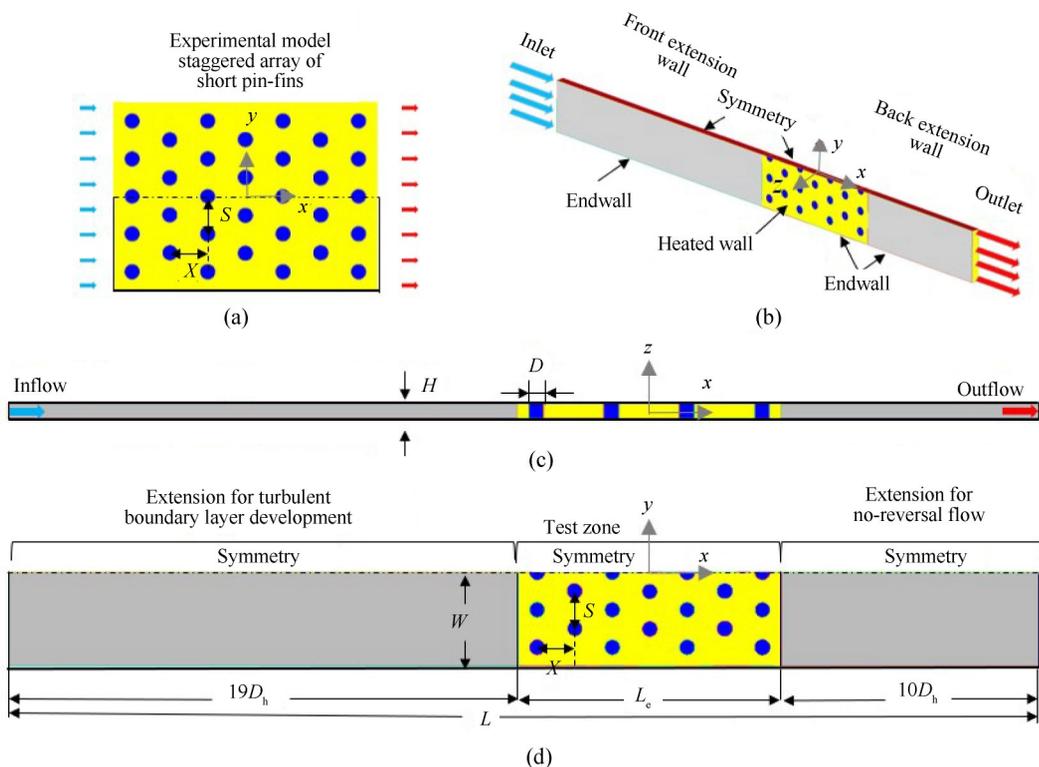


Fig. 1 Computational model

却通道处于高温高压条件,通道内换热壁面处在高热载条件下,进口空气物性参数与常温常压下物性是不同的,而且在冷却换热过程中还会发生较大的变化。本文计算中考虑了这些因素导致的空气物性参数的巨大变化,并选择建立相应的物性模型。认为工质为干空气,密度变化服从理想气体状态方程,以考虑空气密度  $\rho$  随压力、温度的变化,而空气其它热物性如热传导系数  $\lambda$ ,比热  $c_p$  和动力粘性系数  $\eta$  几乎不受压力的影响,只考虑其随温度变化,如图 2 所示<sup>[18]</sup>。将热传导系数  $\lambda$ ,比热  $c_p$  和动力粘性系数  $\eta$  随温度变化以数据表形式在 Fluent 材料物性中给出。

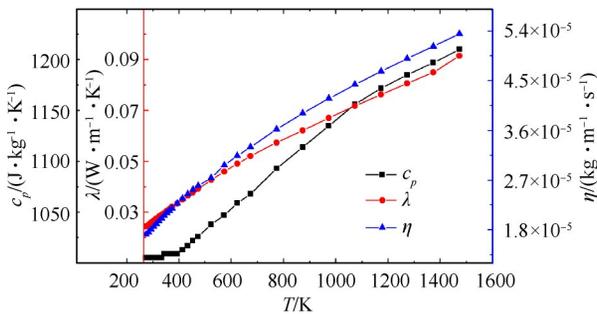


Fig. 2 Change of  $c_p, \lambda, \eta$  of air with temperature

$Pr$  表征了流动边界层与热边界层的相对大小,可以反映出流体中的动量扩散与热扩散能力的对比。图 3 给出空气的普朗特数  $Pr$  随温度的变化,可以发现温度在 573.15K 时,空气的  $Pr$  最小,载热能力相比较小。

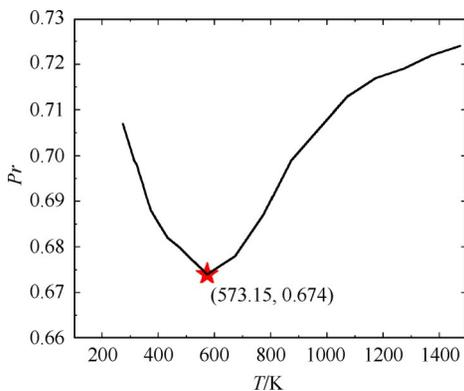


Fig. 3 Variation of  $Pr$  of air with temperature

本计算关注作为扰流元件的柱肋给通道内空气的流动带来的阻力及其对端面冷却的增强效果,所以在计算中将柱肋内部的导热与空气区的对流换热进行耦合求解,所用到的控制方程如下所示<sup>[19]</sup>:

空气区连续性方程

$$\frac{\partial(\rho u_i)}{\partial x_i} = 0 \quad (1)$$

空气区动量方程

$$\rho u_j \frac{\partial u_i}{\partial x_j} = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \eta \frac{\partial^2 u_i}{\partial x_j^2} + \frac{\partial}{\partial x_j} (-\overline{\rho u_i' u_j'}) \quad (2)$$

空气区能量方程

$$\rho u_j \frac{\partial T}{\partial x_j} = \frac{\lambda}{c_p} \frac{\partial^2 T}{\partial x_j^2} \quad (3)$$

如前所述,计算中要空气考虑物性的变化,柱肋内导热方程见式(4),固体域与流体域之间进行直接耦合计算,保证了能量方程在流固耦合交界面上温度场和热流密度的连续。

$$\frac{\partial^2 T}{\partial x_j \partial x_j} = 0 \quad (4)$$

冷却气流的雷诺数定义见式(5)。在给定空气进口质量流量条件下,其动力粘性系数取为进口温度  $T_{in}$  下的值,特征速度为进口平均速度,特征尺寸为通道的水力直径。可见雷诺数与冷却空气的进口工况(温度、压力、流量)密切相关,所以在结果分析中将其作为进口工况变量进行讨论。

$$Re = \frac{\rho_{in} u_{in} D_h}{\eta T_{in}} = \frac{q_m D_h}{\eta T_{in} A_{in}} \quad (5)$$

式中,通道的水力直径  $D_h=0.0235\text{m}$ ;  $q_m$  为通道内质量流量,  $\text{kg/s}$ ;  $A_{in}$  为进口面积 ( $H \times W$ ),  $\text{m}^2$ ; 进口冷却气流速度  $u_{in}$  随进口质量流量和密度而变。

冷却空气对端壁的平均换热效果用端壁的平均对流换热系数表示,即

$$q = \frac{c_p \bar{T} q_m \Delta T}{A_h} \quad (6)$$

$$h = \frac{q}{T_w - \bar{T}} \quad (7)$$

式中  $q$  为通道端壁的等效热流密度,  $\text{W/m}^2$ ;  $\bar{T}$  为特征温度,为流体平均温度,  $\text{K}$ ;  $\Delta T$  为加热段出口截面与进口截面平均静温之差,  $\text{K}$ ;  $A_h$  为加热端壁总面积 ( $2 \times L_e \times W$ ),  $\text{m}^2$ ;  $T_w$  为端壁壁温,  $\text{K}$ 。

通道内平均努塞尔数定义为

$$\overline{Nu} = \frac{h D_h}{\lambda \bar{T}} \quad (8)$$

值得一提的是,一些文献将冷却空气带走的热量平均到包括通道端壁和柱肋表面的总固体壁面积  $A$  上<sup>[4,17]</sup>,如式(9)所示,因为  $A$  比  $A_h$  增大许多,则  $q_e$  比  $q$  小许多,此时按式(7),式(8)计算得到的平均对流换热系数  $h_e$  和  $\overline{Nu}_e$  甚至会小于未加柱肋的光通道的对流换热系数及  $\overline{Nu}_e$ ,给换热强化的分析带来困惑。所以作者认为采用式(6)~(8)计算通道的平均

换热效果是合理的。

$$q_c = \frac{c_p \bar{T} q_m \Delta T}{A} \quad (9)$$

加热段阻力系数的计算公式为下式,式中 $\Delta p$ 为加热段进出口压降。

$$f = \frac{\Delta p D_h}{L_c \rho_{in} u_{in}^2 / 2} \quad (10)$$

### 2.3 网格划分与独立性验证

为了实现流固耦合传热计算,对流体和固体计算区域分别划分结构化网格,且流固耦合面上流体与固体面划分的节点数分布一致。网格划分结果如图4所示,对于流体域网格,采用外O-block和C-block分别对通道的整圆柱肋和半圆柱肋进行划分,在柱肋侧面和通道的上下壁面分别绘制了边界层网格,对固体域网格采用内O-block对通道的固体柱肋进行了划分。基于以上的网格划分方式,生成了四套不同密度的网格系统,网格数分别是178万,240万,308万和410万。

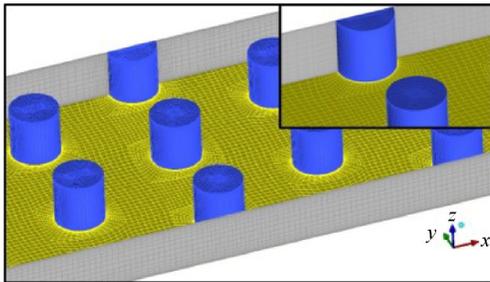


Fig. 4 Grid system

图5给出四种网格数下采用Realizable  $k-\varepsilon$  湍流模型计算得到的进口  $Re$  为  $1.5 \times 10^4$ , 壁面双面等壁温加热的通道内的  $\overline{Nu}_c$  数值的对比。可以看出随着网格数的增加,  $\overline{Nu}_c$  减小。从308万增至410万网格,通道内  $\overline{Nu}_c$  降低了0.028%, 变化非常小,因此在综合考虑计算精度与计算资源后,后续计算均采用308万左右的网格。

### 2.4 湍流模型验证

湍流代表的是高  $Re$  流动问题的微观非常特征,同时具有在时间上的高频脉动性与空间上的尺度多重性,故湍流的模拟十分困难。目前,主要方法有直接模拟法(DNS)、雷诺时均模拟法(RANS)和大涡模拟法(LES)等。直接模拟法是对Navier-Stokes方程的直接求解,不引入人为干预,精度更高,但该方法需求的内存与计算量过大,在工程数值计算方面无法广泛适用。大涡模拟法采用对小尺度涡近似考虑、对大尺度涡进行直接模拟的方法,但为提高精

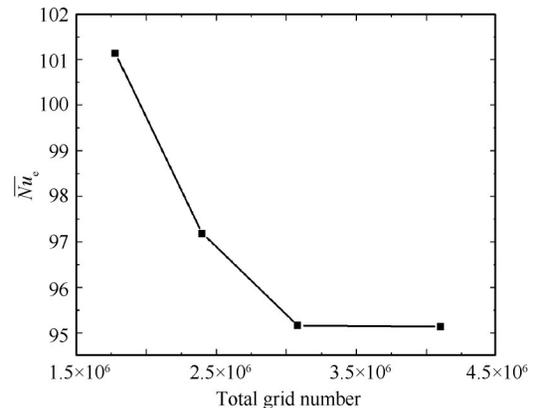


Fig. 5 Variation of  $\overline{Nu}_c$  in the channel with total grid numbers

度需划分更小的网格,目前有关大涡模拟的理论研究还在推进。

雷诺时均模拟法是针对时均化的动量方程(2)中的最后一项雷诺应力给出模型的一种方法。Standard  $k-\varepsilon$  模型是广泛应用的雷诺时均湍流模型,但在该模型中假定了粘性系数在对应的每一个雷诺应力的分量时均保持一致,所以对弯曲壁面流动、强旋流或者弯曲曲线流动的模拟会产生一定的失真。为了弥补这一缺陷,后续有研究者便提出了RNG  $k-\varepsilon$  模型以及Realizable  $k-\varepsilon$  模型。RNG  $k-\varepsilon$  模型以及Realizable  $k-\varepsilon$  模型针对近壁面受粘性影响严重的区域,采用壁面函数法和两层模型进行处理。而增强壁面函数法将这两种方法相结合,若近壁面的网格质量较好,则采用双层模型,若网格粗劣则采用壁面函数法。增强壁面函数法与普通两层模型相比运用了更灵活的近壁区处理方式,从而提高了计算效率。SST  $k-\omega$  模型通过考虑低水平涡粘度比,在模拟粘性底层内的流动和壁面处的流动分离与脱落有较好的效果。

正如2.1节所描述的,本研究的物理模型是基于Chyu<sup>[4]</sup>研究中的实验段建立的,验证湍流模型适用性的数据来自于Chyu<sup>[4]</sup>和Metzger等<sup>[3]</sup>的实验所获得的通道在不同进口  $Re$  下的  $\overline{Nu}_c$ ,而且本文关注的也是高温高压进口气流和高热载壁面加热条件下肋柱通道内的平均换热和流动特性,所以没有选择直接模拟方法或大涡模拟法,而是选择了雷诺时均模拟法。预选的三种雷诺时均湍流模型,即RNG  $k-\varepsilon$  模型/增强壁面函数、Realizable  $k-\varepsilon$  模型/增强壁面函数以及SST  $k-\omega$  模型,成熟度好,特别是在面向工程应用的内流通道湍流模拟中得到广泛应用。模型验证工况选择文献[4]的实验工况。引言中已提及,文献[4]

是在文献[3]上的延伸研究,实验结果有相互印证的价值,且在Chyu<sup>[4]</sup>对其实验结果的讨论中,认为由于实验条件的限制,在低 $Re$ 条件下其实验结果更准确,而在较高 $Re$ 条件下Metzger等<sup>[3]</sup>的实验结果更准确。将模拟计算得到的 $\overline{Nu}_e$ 与文献[3-4]的实验结果进行了对比,如图6所示。

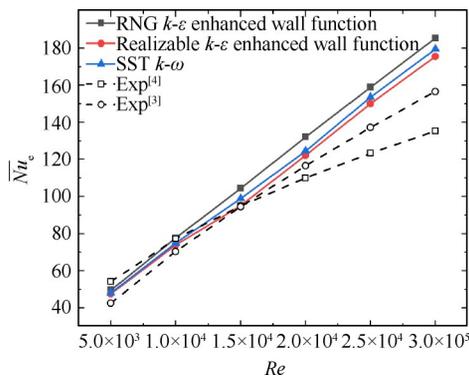


Fig. 6 Variation of  $\overline{Nu}_e$  with  $Re$  under different turbulence models

从图6可以看出,使用三种湍流模型的计算结果都反映出 $Nu_e$ 随 $Re$ 的增大而增大的变化趋势,且在低 $Re$ 条件下( $\leq 1.5 \times 10^4$ )使用三种湍流模型的计算结果与实验结果都吻合良好,偏差小于7.40%。但在较高 $Re$ 条件下( $> 1.5 \times 10^4$ ),采用Realizable  $k-\epsilon$ 湍流模型的计算结果更接近实验结果,且与Metzger等<sup>[3]</sup>的实验结果偏差小于12.04%。这表明,在 $Re$ 不太高的条件下,采用Realizable  $k-\epsilon$ 湍流模型计算带柱肋的矩形通道换热可以获得可靠的结果。但图6也显示出计算结果与实验结果的偏差随 $Re$ 的增大而增大。这是因为在高雷诺数条件下,湍流脉动更强、带柱肋通道内涡系更加复杂,多尺度效应和瞬态特征更显著,而Realizable  $k-\epsilon$ 湍流模型对这些瞬态特征都进行了平均处理,所以偏差较大。因此为了更好地捕捉高雷诺数下复杂流场的微观特征,提高计算精度,可以采用更精确的湍流模型。

## 2.5 计算条件

如前所述,目前开展的大多数叶片冷却实验研究是基于常温常压的进口气流条件,为了对比、掌握在冷却气流实际进口气流条件下叶片的冷却性能,本文设置了两种进口气流条件:(1)近实验工况,即常温常压工况:通道进口气流温度287K,压力为一个标准大气压;(2)近实际工况(叶片冷却气流来自压气机产生的高温高压气体),即高温高压工况。近实际工况冷却气流进口温度、压力的选取依据如下。

假设飞机巡航高度为海拔10km,则压气机进口温度223K,压力为26420Pa。对于第四代航空发动机,增压比较大,设为40。则压气机出口空气压力为1.05MPa,温度为633K。所以,压力为1.05MPa,温度为633K的压缩空气作为本计算高温高压工况的进口气流条件。

所以本文计算的两种进口气流条件分别为常温常压进口气流条件(287K, 0.10MPa)和高温高压进口气流条件(633K, 1.05MPa)。每一种进口气流条件下,调整空气进口质量流量,使进口雷诺数范围为 $5 \times 10^3 \sim 1 \times 10^5$ ,壁温根据热载条件(1.1~1.9)和空气进口温度确定,在633K的空气进口温度下,1.9的热载条件可以使得加热面的壁温达到1202.7K,接近目前涡轮静叶内部冷却的实际工况条件,对不同工况的计算结果的对比分析可为常温常压下实验结果的修正提供指导。

## 3 计算结果及分析

### 3.1 热载对通道内流动换热特性的影响

首先在进口雷诺数 $Re$ 为 $6 \times 10^4$ ,高温高压进口气流条件(633K, 1.05MPa)下对柱肋通道的流动换热特性进行了模拟计算。为了更好地理解通道换热和阻力的一些特征,先就通道内的流场和温度变化进行分析。图7为三种热载条件下柱肋通道在 $z$ 方向中心面( $z=0$ )上的速度 $v_{xy}$ 的矢量图。

在不同热载的作用下,流体在扰流柱通道内部流动的典型特征是相同的。如图7中所示,气流在流经柱肋时在柱前缘出现较强的冲击现象,流体分别向柱的两侧流动,柱肋近壁面的边界层不断发展,在柱肋侧后方发生流动分离,最终在尾缘部分形成尾迹区。空气从通道进口到出口,掠过交叉排列的圆形柱肋时, $v_{xy}$ 不断提高,这是因为空气沿途吸热、压力降低导致的气体膨胀加速,在高热载条件下更明显。各排柱肋前缘受到来流冲击的强度不同,来流正面冲击第一排柱肋,强度较大;而由于第一排肋柱对通道流通面积的阻挡,正面冲向第二排柱肋的气流速度提高,冲击强度更大;第一、二排肋柱对来流的扰动使得在后面各排柱肋前缘气流混合、偏转,对前缘的冲击速度减小。

图8给出的 $T_w/T_{in}=1.9$ 条件下,第二、四、六排柱肋前 $yz$ 平面( $x=-0.07366m, -0.01016m, 0.05334m$ )上的流向速度 $v_x$ 云图。肋柱间气流的 $x$ 方向速度不断增加,而肋柱前方气流 $x$ 方向速度减小。各排柱肋的尾迹流大小及分布也不尽相同,高热载条件下尾迹区

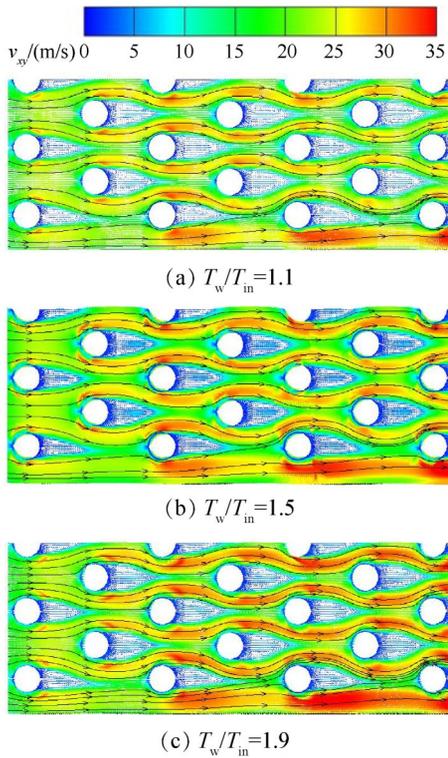


Fig. 7  $v_{xy}$  distributions on the central plane of channel in  $z$  direction ( $z=0$ ) under different heat loads ( $T_{in}=633K, Re=6\times 10^4$ )

气流受主流的携带,  $v_{xy}$  也有所提高。

图9给出了在第二、四、六排柱肋后方尾迹区域  $yz$  平面 ( $x=-0.05334m, 0.01016m, 0.07366m$ ) 上的二次流速度  $v_z$  的矢量图, 肋柱后方尾涡区二次流速度逐排减小。

图10为三种热载条件下, 通道加热段端壁上局部努塞尔数的分布。从图10可以看出热载一定的情况下, 柱肋前缘由于来流的冲击作用局部努塞尔数较高, 而且在第二排前缘处局部努塞尔数最大, 之后柱肋前缘处换热随排数逐渐减弱。这是由图7和图8显示速度分布特征决定的, 来流流经第一排柱肋的肋间通道后, 速度增大, 因此对第二排柱肋前缘的冲击速度大, 换热得到加强, 而气流经过第一、二排柱肋后, 气流掺混、流向偏转, 对后排柱肋前缘的冲击效应减弱, 局部换热也随之减小。而在柱肋间区域的换热则随着排数逐渐增强, 这也与前文的速度场分布特征有关。由于沿流向空气被加热, 柱肋间气流不断膨胀加速, 气流与壁面间的换热增强; 同时, 空气物性因温度升高会发生变化, 对气流与壁面间的换热产生不利影响, 但总体上, 肋柱间区域还是因为气流加速, 换热逐渐增强。但对于柱肋尾迹区换热, 情况不同, 图10显示第四排柱肋尾迹区换热最

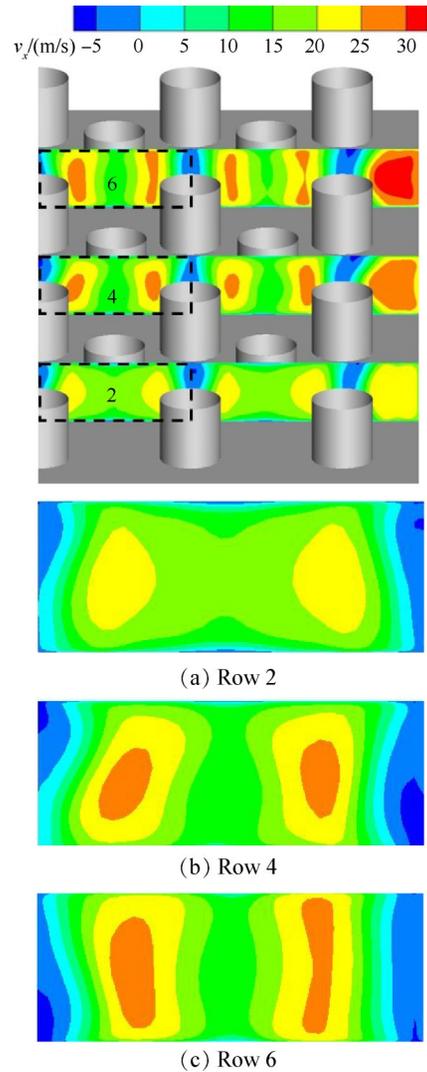


Fig. 8  $v_x$  distributions on the  $yz$  planes before the leading edge of pin-fins of row 2, 4 and 6 ( $T_{in}=633K, Re=6\times 10^4, T_w/T_{in}=1.9$ )

差, 后面各排柱肋尾迹区的换热又有所改善, 这是因为尾迹区二次流速度沿排减小, 弱化了换热, 但同时主气流受热膨胀加速对尾迹区气流产生携带作用, 这种作用沿排增强, 使得后排柱肋尾迹区换热又有所改善。

图11为三种热载条件下端壁上各排柱肋周围  $\overline{Nu}_{pin}$  随排数的变化, 排平均等效面积的划分如图11的上方所示。结合图10的结果可以发现, 第二排柱肋前缘冲击带来的换热强化效果明显, 周围  $\overline{Nu}_{pin}$  较大, 第三排肋柱周围  $\overline{Nu}_{pin}$  较低, 但第三排肋柱之后因为肋柱间气流膨胀加速带来了平均换热的增强, 最后一排柱肋周围的  $\overline{Nu}_{pin}$  有所降低, 这是因为源于文献[4]实验段的计算模型中, 最后一排柱肋后方尺寸只取了柱间距的一半, 柱肋对其下游气流的扰动带来的强化换热效果没有完全发挥。

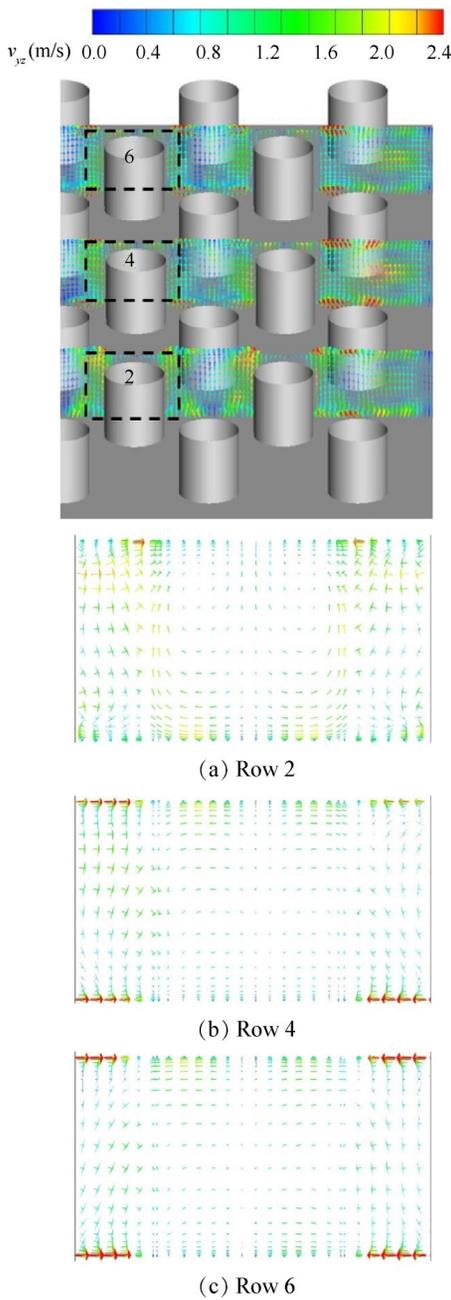


Fig. 9  $v_{yz}$  distribution on the  $yz$  planes in the wake region of pin-fins of row 2, 4 and 6 ( $T_{in}=633K, Re=6\times 10^4, T_w/T_{in}=1.9$ )

对比图 10 和图 11 中热载  $T_w/T_{in}=1.1$  和 1.9 两种条件下局部努塞尔数分布, 可以发现, 从第一排柱肋下游看起, 高热载下柱肋前缘、尾迹区、柱肋之间区域换热全部小于低热载的情况, 尤其是在第三排之后。这是因为对于第一与第二排柱肋区域, 由于加热时间短, 空气物性变化不大, 局部努塞尔数变化随热载仅有少许降低; 第三排之后, 随着壁面对流体加热时间的增大, 空气温度升高, 物性的综合变化以及气流的膨胀加速导致通道内换热在高热载条件下有明显降低。在 Lee 等<sup>[17]</sup>的研究中发现, 低热载条件下, 柱

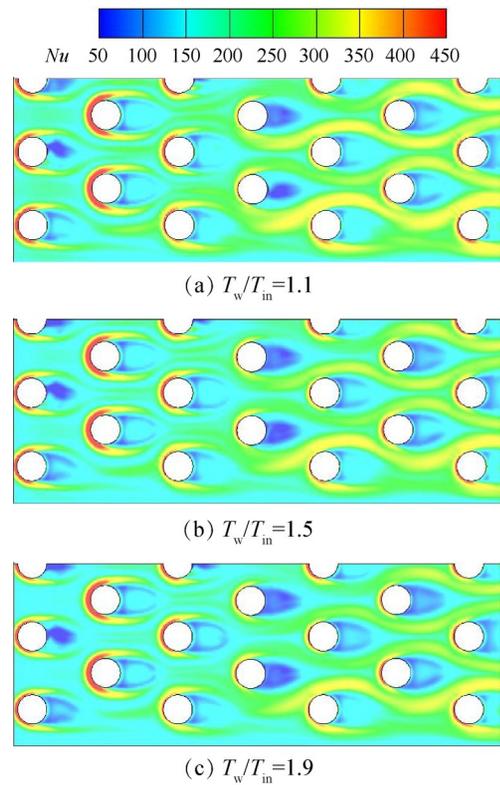


Fig. 10  $Nu$  distributions on the end wall under different heat loads ( $Re=6\times 10^4$ )

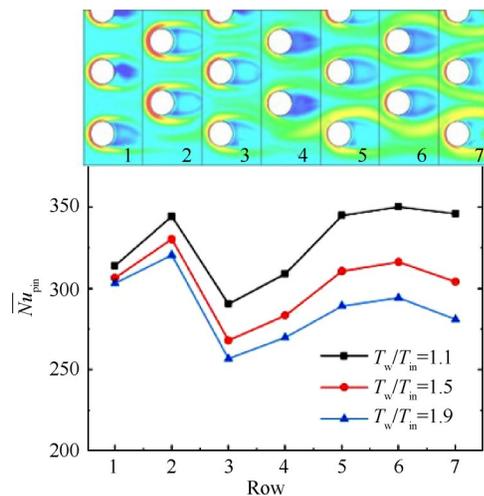


Fig. 11 Variation of  $\overline{Nu}_{pin}$  with row numbers under different heat loads ( $Re=6\times 10^4$ )

肋周围涡系脱落更加提前, 而高热载条件下柱肋周围涡的分离出现在更靠后的柱肋排区域, 柱肋表面流动分离角也变小。这种高热载条件下的稳定性也降低了通道内流体的能量交换, 也就是说热载对通道内换热效果的作用主要集中在受热时间更长的后排柱肋区域。

两个端壁上整体  $\overline{Nu}$ , 通道流动阻力系数随热载  $T_w/T_{in}$  的变化如图 12 所示。由图 12 可知, 随着热载的增加,  $\overline{Nu}$  降低, 而通道阻力系数  $f$  增大。从  $T_w/T_{in}=1.1$

增至1.9,  $\overline{Nu}$ 降低了13.3%, 阻力系数 $f$ 增大了19.5%。随着阻力系数的增大, 压降也会跟着增大。通道内阻力系数的增大有两个方面的原因:(1)随热载的增大, 空气的粘性也增大(见图2)。(2)高热载条件下沿着流动方向空气的膨胀加速更加显著, 这会带来更大的压降。

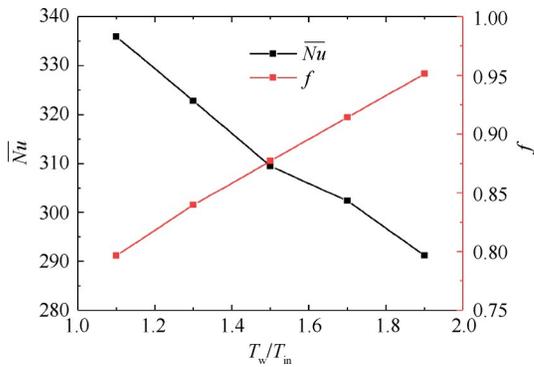


Fig. 12 Variation of  $\overline{Nu}$  and  $f$  with heat loads ( $Re=6 \times 10^4$ )

### 3.2 进口气流条件对通道内的流动换热特性的影响

上一节分析了高温高压进口气流条件下(633K, 1.05MPa)热载对于柱肋通道内流动换热影响, 本节将对对比常温常压进口气流条件(287K, 0.10MPa)通道内的流动换热与高温高压进口气流条件下结果的不同, 以了解在常温常压进口气流、低热载条件下所获得的实验结果与高温高压进口气流、高热载的实际工况下叶片内部冷却性能的差异。

冷却气体进口气流条件以及热载条件主要影响到气体在通道内的温度、压力水平, 进而影响到气体的物性, 同时也会对气体的膨胀加速程度产生影响。图13给出了在进口雷诺数为  $6 \times 10^4$ 、两种进口气流条件和两种热载条件下的气流  $Pr_{pin}$  随流向排数的变化。可以看出低热载条件下, 气流  $Pr_{pin}$  沿流向几乎不变; 而在高热载条件下, 常温常压进口气流条件的  $Pr_{pin}$  沿流向降低, 高温高压进口气流条件的  $Pr_{pin}$  沿流向反而升高。但即使到出口, 高温高压进口气流、高热载条件下的气流  $Pr_{pin}$  仍然低于常温常压进口气流、低热载条件下的气流  $Pr_{pin}$ , 这表明高温高压进口气流条件下, 通道内气体的动量扩散能力低于常温常压进口气流条件下的气体, 通道内的气流在受到柱肋扰动后能更快地稳定下来, 对通道内柱肋阵列的强化换热不利。

图14为冷却气流两种进口气流条件下, 两端壁  $\overline{Nu}$  和通道阻力系数  $f$  随热载的变化。发现在相同热载条件下, 进口气流条件对通道阻力系数影响不大。但因为在相同进口  $Re$  条件下, 进口温度高, 空气动力

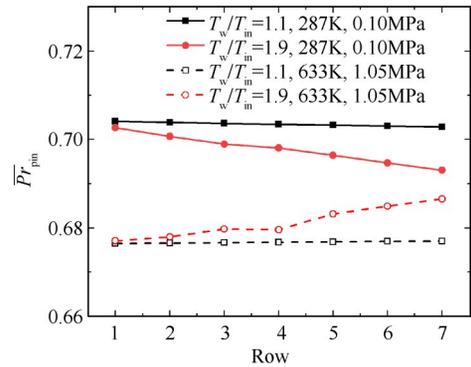


Fig. 13 Variation of  $\overline{Pr}_{pin}$  with row numbers under different inlet flow conditions and heat loads ( $Re=6 \times 10^4$ )

粘性系数大, 根据式(5), 气流质量流量也增大, 所以高温高压进口气流条件下通道的压降仍然会增大。

图14还显示出, 在相同热载条件下, 高温高压进口气流条件下端壁上  $\overline{Nu}$  明显小于常温常压进口气流条件下的值。在前文提到, 目前多数实验研究结果都是基于常温常压进口气流条件和低热载条件获得的, 但是涡轮叶片冷却的实际工况和条件却是高温高压进口气流条件和高热载条件。本文的计算结果表明, 接近涡轮叶片内部冷却实际工作条件下的端壁  $\overline{Nu}$  比相当于常温常压、低热载的实验条件下通道内  $\overline{Nu}$  下降了15.8%。

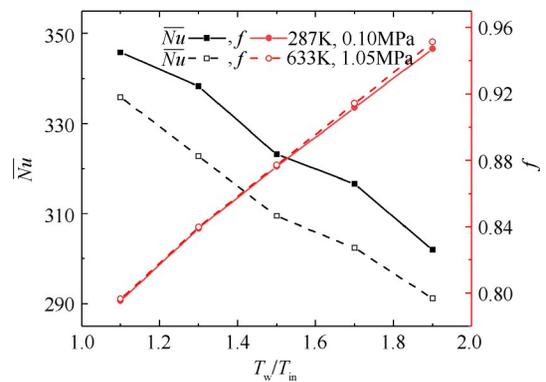


Fig. 14 Variation of  $\overline{Nu}$  and  $f$  under different inlet flow conditions with heat loads ( $Re=6 \times 10^4$ )

为了进一步了解这两种进口气流条件下的  $Nu$  分布的不同, 图15给出了进口气流  $Re=6 \times 10^4$ , 高温高压进口气流条件(633K, 1.05MPa)、高热载条件( $T_w/T_{in}=1.9$ )下和常温常压进口气流条件(287K, 0.10MPa)在低热载条件( $T_w/T_{in}=1.1$ )条件下端壁上各排柱肋周围  $\overline{Nu}_{pin}$  随排数的变化。由图15可以看出, 随着排数的增加, 两种进口气流条件下  $\overline{Nu}_{pin}$  的差值越来越大。在第6排柱肋区域  $\overline{Nu}_{pin}$  降低了20.5%, 在第7排柱肋

区域 $\overline{Nu}_{pin}$ 降低了23.0%。这充分说明,必须对常温常压、低热载实验条件下所得的努塞尔数大小及分布进行合理修正,才能实现实际涡轮叶片内部冷却的精细化设计。

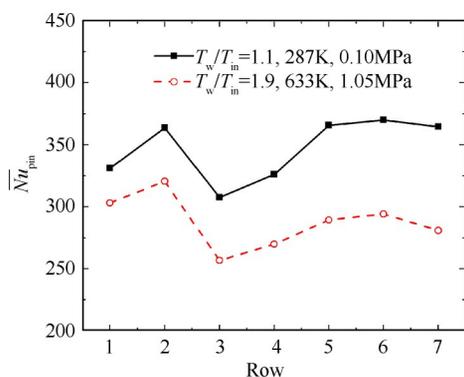


Fig. 15 Variation of  $\overline{Nu}_{pin}$  with row numbers under two different conditions ( $Re=6 \times 10^4$ )

### 3.3 进口 $Re$ 数对通道内换热性能的影响

如式(5)所示,进口 $Re$ 综合了冷却空气进口流量和进口工况下的动力粘性系数,它对通道内流动换热有重要影响。图16比较了高温高压进口气流条件、高热载条件(633K, 1.05MPa,  $T_w/T_m=1.9$ )与常温常压进口气流条件、低热载条件(287K, 0.10MPa,  $T_w/T_m=1.1$ )下的两端壁 $\overline{Nu}$ 随进口 $Re$ 的变化。

由图16可见,两种进口气流条件下 $\overline{Nu}$ 都随 $Re$ 的增大而增大。在低 $Re$ 条件下,两种进口气流条件下 $\overline{Nu}$ 相差较小,随着 $Re$ 的增加,高温高压进口气流、高热载条件下的 $\overline{Nu}$ 低于常温常压进口气流、低热载条件下的 $\overline{Nu}$ 的幅度在扩大; $Re=1 \times 10^5$ 时,高温高压进口气流、高热载条件下的 $\overline{Nu}$ 比常温常压进口气流、低热载条件下的 $\overline{Nu}$ 降低了18.4%。而实际稳定工作状态下的涡轮叶片,其内部冷却气流流动的 $Re$ 处于较高水平,这种降低更值得考虑。

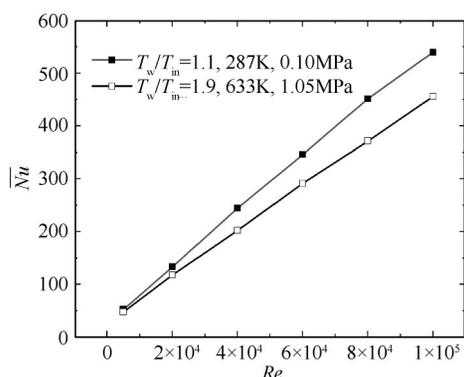


Fig. 16 Variation of  $\overline{Nu}$  with  $Re$  under two different conditions

## 4 结论

本文采用数值模拟方法研究了柱肋通道内流动换热特性受端壁热载和进口气流条件的影响,主要结论如下:

(1) 气流进口参数一致的情况下,端壁热载增大,导致肋柱通道内端壁的平均努塞尔数减小,阻力系数增大。进口 $Re=6 \times 10^4$ ,高温高压进口气流条件下,热载从1.1增至1.9, $\overline{Nu}$ 降低了13.3%,阻力系数增大了19.5%。

(2) 端壁热载和进口气流 $Re$ 相同条件下,与常温常压进口气流条件相比,高温高压进口气流条件会导致通道内端壁的平均努塞尔数减小,但对阻力系数影响不大。进口 $Re=6 \times 10^4$ ,接近实际工况(高温高压进口气流条件与热载条件为1.9)下的冷却通道与实验状态(常温常压进口气流条件与热载条件为1.1)下的冷却通道相比, $\overline{Nu}$ 降低了15.8%。

(3) 随进口气流 $Re$ 的增大,通道内端壁上的 $\overline{Nu}$ 增大,但高温高压进口气流条件、高热载条件下的 $\overline{Nu}$ 低于常温常压进口气流条件、低热载条件下的 $\overline{Nu}$ 幅度在扩大,所以在叶片冷却的高雷诺数下的设计点更需要关注这种差异,给定合适的设计裕量。

本文的分析结果表明,在将常温常压进口气流和低热载的实验条件下所获得的实验数据用于涡轮叶片内部冷却设计时,应该考虑涡轮叶片冷却的实际工况条件,需要对实验数据进行合理修正,以获得可靠设计。

致谢:感谢国家科技重大专项基金的资助。

## 参考文献

- [1] Han J-C. Turbine Blade Cooling Studies at Texas A&M University: 1980-2004 [J]. *Journal of Thermophysics and Heat Transfer*, 2006, 20(2): 161-187.
- [2] 倪萌,朱惠人,裘云,等. 航空发动机涡轮叶片冷却技术综述[J]. *燃气轮机技术*, 2005, 18(4): 25-33.
- [3] Metzger D E, Berry B A, Bronson J P. Developing Heat Transfer in Rectangular Ducts with Staggered Arrays of Short Pin Fins [J]. *Journal of Heat Transfer*, 1982, 104(4): 700-706.
- [4] Chyu M K. Heat Transfer and Pressure Drop for Short Pin-Fin Arrays with Pinendwall Fillet [J]. *Journal of Heat Transfer*, 1990, 112(4): 926-932.
- [5] Chyu M K, Siw S C, Moon H K. Effects of Height-to-Diameter Ratio of Pin Element on Heat Transfer from Staggered Pin-Fin Arrays [C]. Orlando: *Proceedings of*

- ASME Turbo Expo, 2009.
- [ 6 ] 杨成凤, 张靖周, 谭晓茗. 水滴形叉排扰流柱阵列矩形通道内流动和换热数值模拟[J]. 航空动力学报, 2004, 19(3): 361-365.
- [ 7 ] 王奉明, 张靖周, 王锁芳. 不同形状扰流柱矩形通道内流动特性研究[J]. 航空学报, 2007, 28(1): 37-41.
- [ 8 ] Li P, Fan X, Chen Z. Numerical Study on the Heat Transfer of Micro Elliptic Pin Fins in a Rectangular Minichannel[J]. *Numerical Heat Transfer, Part A: Applications*, 2016, 70(11): 1242-1252.
- [ 9 ] Jin W, Jia N, Wu J, et al. Numerical Study on Flow and Heat Transfer Characteristics of Pin-Fins with Different Shapes[C]. *Phoenix: Turbomachinery Technical Conference and Exposition*, 2019.
- [ 10 ] Siw S C, Fradeneck A D, Chyu M K, et al. The Effects of Different Pin-Fin Arrays on Heat Transfer and Pressure Loss in a Narrow Channel[C]. *Montreal: Turbine Technical Conference and Exposition*, 2015.
- [ 11 ] Zhang P, Rao Y, Li Y. A Numerical Study of Heat Transfer and Flow Structure in Channels with Miniature V Rib-Dimple Hybrid Structure on One Wall[C]. *Oslo: Turbomachinery Technical Conference and Exposition*, 2018.
- [ 12 ] Lau S C, Kim Y S, Han J C. Local Endwall Heat/Mass-Transfer Distributions in Pin Fin Channels[J]. *Journal of Thermophysics and Heat Transfer*, 1987, 1(4): 365-372.
- [ 13 ] Chyu M K, Hsing Y C, Shih T I-P, et al. Heat Transfer Contributions of Pins and Endwall in Pin-Fin Arrays Effect of Thermal Boundary Condition Modeling[J]. *Journal of Turbomachinery*, 1999, 121(2): 257-263.
- [ 14 ] Axtmann M, Poser R, Von Wolfersdorf J, et al. Endwall Heat Transfer and Pressure Loss Measurements in Staggered Arrays of Adiabatic Pin Fins[J]. *Applied Thermal Engineering*, 2016, 103: 1048-1056.
- [ 15 ] 朱惠人, 郭涛, 张丽, 等. 液晶瞬态技术测量带侧向流扰流柱通道端壁换热[J]. 推进技术, 2007, 28(6): 620-623. (ZHU Hui-ren, GUO Tao, ZHANG Li, et al. Measurement of Endwall Heat Transfer in Pin-Fin Array Duct with Lateral-Flow by Using Transient Liquid Crystal Technique [J]. *Journal of Propulsion Technology*, 2007, 28(6): 620-623.)
- [ 16 ] Jenkins S C, Shevchuk I V, Wolfersdorf J V, et al. Transient Thermal Field Measurements in a High Aspect Ratio Channel Related to Transient Thermochromic Liquid Crystal Experiments [J]. *Journal of Turbomachinery*, 2012, 134(3).
- [ 17 ] Lee C S, Shih T I-P, Bryden K M, et al. Effects of High Heating Loads on Unsteady Flow and Heat Transfer in a Cooling Passage with a Staggered Array of Pin Fins[C]. *Phoenix: Turbomachinery Technical Conference and Exposition*, 2019.
- [ 18 ] 杨世铭, 陶文铨. 传热学[M]. 北京: 高等教育出版社, 2007.
- [ 19 ] 陶文铨. 数值传热学[M]. 西安: 西安交通大学出版社, 2001.

(编辑:朱立影)