

# 气膜抽吸作用下透平叶片冲击冷却的一维管网计算方法研究

包林竣, 刘钊, 张韦馨, 丰镇平

(西安交通大学能源与动力工程学院, 710049, 西安)

**摘要:** 为了研究透平叶片冲击冷却结构的一维管网计算方法, 利用 Python 自主编制了一维管网程序。分别选取平板冲击冷却、有无靶面气膜抽吸的前缘冲击冷却模型为研究对象, 通过分析冲击冷却的内部流动换热特性, 提出了局部阻力修正方法, 并考虑了气膜抽吸的作用, 提出了靶面气膜抽吸的前缘冲击冷却的换热修正方法。将管网计算结果分别与实验数据以及经湍流模型验证和网格无关性考核后的三维计算流体动力学(CFD)计算结果进行对比, 对所编制的一维管网程序进行了验证。结果表明: 所编制的一维管网程序在计算平板冲击冷却时计算精度较高, 计算结果与实验数据吻合较好, 相对误差不超过 12.4%。对于前缘冲击冷却, 经局部阻力修正后的一维管网程序流动计算结果误差较小, 与三维 CFD 计算结果基本一致。由于气膜抽吸的作用, 靶面气膜抽吸的前缘冲击冷却的计算精度有待进一步改进。综合考虑了气膜孔结构参数以及气膜孔出流比的影响后, 提出了换热修正因子, 并设计了管网模型的修正方案, 经修正后靶面气膜抽吸的前缘冲击冷却的管网计算精度显著提高, 相对误差基本在 10% 左右。

**关键词:** 冲击冷却; 管网计算; 气膜抽吸; 修正方法

**中图分类号:** TK474.7 **文献标志码:** A

**DOI:** 10.7652/xjtuxb202411006 **文章编号:** 0253-987X(2024)11-0065-13

## Research on One-Dimensional Flow Network Calculation Method for Impingement Cooling of Turbine Blades under Suction Effect of Air Film

BAO Linjun, LIU Zhao, ZHANG Weixin, FENG Zhenping

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

**Abstract:** To explore the one-dimensional network calculation method for impingement cooling of turbine blades, an independent one-dimensional network program is developed using Python. The research focuses on impingement cooling models for flat plate cooling and leading edge impingement cooling with or without target surface air film suction. Through an analysis of the internal flow and heat transfer characteristics of impingement cooling, a local resistance correction method is introduced. Considering the impact of air film suction, a heat transfer correction approach for leading edge impingement cooling with target surface air film suction is proposed. The results of the network calculations are compared with experimental data and three-dimensional CFD results that are verified through turbulence model validation and grid independence assessments, confirming the accuracy of the one-dimensional network program. The findings reveal that the

收稿日期: 2024-01-30。 作者简介: 包林竣(1999—), 男, 硕士生; 刘钊(通信作者), 男, 教授, 博士生导师。 基金项

目: 国家自然科学基金资助项目(52076168)。

网络出版时间: 2024-06-13

网络出版地址: <https://link.cnki.net/urlid/61.1069.T.20240612.1605.006>

one-dimensional network program demonstrates high precision in calculating plate impingement cooling, showing close agreement with experimental data and a relative error not exceeding 12.4%. In the case of leading edge impingement cooling, the flow calculation results of the one-dimensional network program, following local resistance correction, exhibit minor errors but are overall consistent with the outcomes of three-dimensional CFD calculations. Given the influence of air film suction, it is necessary to further enhance the calculation accuracy of leading edge impingement cooling with target surface air film suction. After considering the effects of air film pore structural parameters and air film pore outflow ratio, a heat transfer correction factor is proposed, and a correction scheme for the network model is devised. Post-correction, the calculation accuracy of leading edge impingement cooling with target surface air film suction is notably improved, with a relative error of approximately 10%.

**Keywords:** impingement cooling; flow network calculation; film coolant extraction; correction method

随着燃气透平进口温度的不断提高,透平叶片所承受的热负荷随之增大,为了使在高温燃气中的透平叶片能够安全工作,采用先进冷却技术降低透平叶片温度成为目前研发的重点。在众多的冷却技术中,冲击冷却是提高局部换热系数最有效的方法之一,由于冲击射流会削弱结构强度,因此常用于热应力较大的区域,如静叶的中弦区域及静叶和动叶的前缘区域<sup>[1]</sup>。

静叶中弦区域的靶面曲率较小,通常可简化为平板结构研究。针对平板冲击冷却换热,Florschuetz等<sup>[2]</sup>总结了带横向流的实验关联式。Yang等<sup>[3]</sup>研究了不同雷诺数时平板冲击冷却的流动换热特性。叶片前缘区域的曲率较大,不能简化为平板,常作为凹形靶面研究。对于凹形靶面,对冲击射流的流动与结构参数以及靶面半径等参数的影响研究已经较为深入<sup>[4]</sup>。早在1969年,Chupp等<sup>[5]</sup>实验研究了半圆形靶面的单排冲击冷却换热,并给出了冲击冷却努塞尔数的实验关联式。苑中显等<sup>[6]</sup>采用液晶显示技术,对实际叶片前缘冲击冷却换热,并与半圆形靶面进行了对比。刘钊等<sup>[7]</sup>数值研究了马赫数以及冲击孔结构参数对叶片前缘冲击冷却流动和换热的影响。实际叶片前缘区域通常采取冲击冷却与气膜冷却相结合的复合冷却方法,因此对于内部冲击冷却需要考虑气膜孔抽吸的影响。Ekkad等<sup>[8]</sup>采用液晶显示技术,对带气膜孔抽吸的冲击冷却换热特性进行了研究,结果表明,气膜孔抽吸作用使通道内横流的影响减弱,靶面努塞尔数呈周期性分布。Yang等<sup>[9-10]</sup>研究了有无气膜抽吸时前缘冲击冷却特性,并探究了气膜孔位置对前缘冲击冷却的影响。Liu等<sup>[11]</sup>研究了气膜孔展向角对靶面换热的影响,张志欣等<sup>[12]</sup>数

值研究了气膜孔角度对实际叶片前缘冲击冷却的影响。杜长河等<sup>[13]</sup>、邓清华等<sup>[14]</sup>数值研究了气膜抽吸对冲击冷却流动换热的影响。

管网计算是一种一维热流计算方法,可应用于透平叶片内部冷却结构的设计,采用降维设计的思想,将透平叶片内部复杂的冷却流道简化为由节点和节流单元组成的管网网络图。Majumdar等<sup>[15]</sup>开发了一种包含12种流体管道流阻数据库的管网计算软件。Jelisavcic等<sup>[16]</sup>在前人的研究基础上,开发了用于求解叶片内外流场的管网耦合算法。国内的迟重然等<sup>[17]</sup>、李守祚等<sup>[18]</sup>搭建了管网设计平台,基于管网计算,分别对燃气透平第一级动叶及高压透平导叶进行了冷却结构优化设计。刘维等<sup>[19]</sup>、章锁诚等<sup>[20]</sup>将管网耦合算法应用于冷却结构设计,分别对某航空涡轮第二级动叶及双层壁冷却叶片进行了优化设计。董爱华等<sup>[21]</sup>、包航凯等<sup>[22]</sup>应用管网计算对Mark II叶片内部流道进行了改型设计,有效地改善了其冷却性能。杨力<sup>[23]</sup>将管网计算应用于动叶前缘冲击冷却及内部阵列冲击冷却的研究,并对内部冷却结构进行了优化设计。

综合各类文献可以发现,管网计算被广泛应用于透平叶片内部冷却结构的设计。对于冲击冷却而言,复杂的流动换热特性以及气膜抽吸的影响大大降低了管网计算的精度。为了使管网计算能更好地应用于透平叶片冲击冷却结构,并提高其计算精度,本文分别以平板及前缘冲击冷却模型为研究对象,利用Python开发了用于设计分析冲击冷却的管网计算程序,结合ANSYS CFX三维计算软件,对管网计算程序的精度进行校验与修正。对于前缘冲击冷却结构,着重分析了靶面气膜抽吸对冲击冷却流

动与换热的影响,提出了管网计算的修正方法。

## 1 管网计算方法及程序

图 1 给出了一维管网计算程序的流程。在进行管网计算之前,首先需要根据透平叶片冷却结构,设计一维管网模型,并且给定相应的几何参数与边界条件,主要步骤如下:

(1)根据透平叶片冷却结构,利用管网模型设计模块生成节流单元与节点分布矩阵,并采用 Python 的复杂网络分析库 Networkx 生成一维管网拓扑图;

(2)导入冷却结构几何参数,给定流动换热边界条件以及各节点、节流单元温度和压力初始条件;

(3)进行管网计算求解,满足精度要求后输出计算结果并进行后处理。

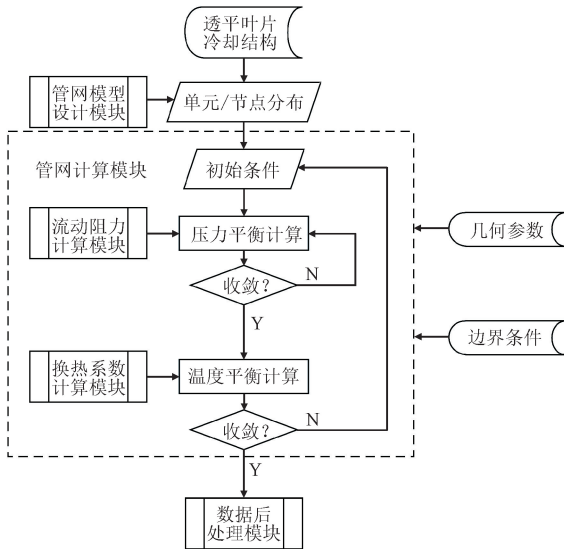


图 1 一维管网计算程序的流程

Fig. 1 Flow charts of 1D flow network calculation

为了简化计算流程,把求解步骤分为压力迭代计算和温度迭代计算两个部分。其中,节点的连续性方程如下

$$\sum_j q_{ij} = 0; \quad q_{ij} = -q_{ji} \quad (1)$$

式中:  $q_{ij}$  为从节点  $i$  流向节点  $j$  的流量,该方程只在内部节点上成立。

压力迭代计算时需求解节流单元的一维动量方程<sup>[17]</sup>,形式为

$$\left[1 - \left(\frac{q}{A}\right)^2 \frac{RT}{p^2}\right] \frac{dp}{dr} = \frac{p}{RT} r \omega^2 - \frac{RT}{p} \frac{q^2}{A} \frac{d(1/A)}{dr} - \left(\frac{q}{A}\right)^2 \frac{R}{p} \left[\frac{c_f T}{2D_h} + \frac{dT}{dr}\right] \quad (2)$$

式中:  $A$  为流道截面积;  $D_h$  为当量直径;  $r$  为回转半径;  $\omega$  为旋转角速度;  $T$  为温度;  $p$  为压力;  $L$  为换热

单元管道长度;摩擦阻力系数  $c_f$  需由经验公式计算。

经过一阶差分处理,忽略高阶小量,可得到动量方程的离散格式

$$e(p_j - p_i) = A_{ij} - B_{ij} q_{ij}^2 - c_f C_{ij} q_{ij}^2 - D_{ij} q_{ij}^2 \quad (3)$$

式中:各项系数为

$$\begin{aligned} A_{ij} &= \frac{p_i + p_j}{R(T_i + T_j)} \frac{\omega^2(r_j^2 - r_i^2)}{2} \\ B_{ij} &= \frac{R(T_i + T_j)}{2(p_i + p_j)} \left(\frac{1}{A_j^2} - \frac{1}{A_i^2}\right) \\ C_{ij} &= \frac{q_{ij}}{|q_{ij}|} \frac{RL}{8D_h} \frac{T_i + T_j}{p_i + p_j} \left(\frac{1}{A_i} + \frac{1}{A_j}\right)^2 \\ D_{ij} &= \frac{R(T_j - T_i)}{2(p_i + p_j)} \left(\frac{1}{A_j} + \frac{1}{A_i}\right)^2 \\ e &= 1 - \frac{q_{ij}^2 R(T_i + T_j)}{2(p_i + p_j)^2} \left(\frac{1}{A_j} + \frac{1}{A_i}\right)^2 \end{aligned}$$

$A_{ij}$ 、 $B_{ij}$ 、 $C_{ij}$ 、 $D_{ij}$  分别代表节流单元内部旋转、变截面、摩擦阻力、温度变化所带来的压力损失。当流体位于横截面积变化很大的流道中流动时,系数  $e$  对求解压力和流量具有很大的影响,而在截面面积变化较小时,系数  $e$  约等于 1。

将式(1)与式(3)联立,可以得到线性方程组

$$\sum_j (p_i/H_{ij}) - \sum_j (p_j/H_{ij}) + \sum_j (A_{ij}/H_{ij}) = 0 \quad (4)$$

式中:  $H_{ij} = (B_{ij} + D_{ij} + C_{ij}) q_{ij}$ 。在压力计算的每一次迭代中,需要代入上一次迭代得到的节点压力与节流单元流量,求解式(4)中的线性方程组后,可以得到新的压力与流量,相邻两次计算结果小于残差条件时计算收敛。

温度迭代计算需要求解节流单元的能量方程

$$a_{ij}(h_j^* - h_i^*) = \frac{q_{ij} \omega^2 (r_j^2 - r_i^2)}{2} + Q \quad (5)$$

式中:  $Q$  为与外界的换热量;  $h_i^*$ 、 $h_j^*$  为节流单元的进、出口总焓。

当只考虑内部流体换热,即给定等温边界时,  $Q = U_a(T_w - T_c)$ ,此时式(5)可表示为

$$\begin{aligned} T_{c,j} = & \frac{2U_a}{2c_p q_{ij} + U_a} T_w + \frac{2c_p q_{ij} - U_a}{2c_p q_{ij} + U_a} T_{c,i} + \frac{q_{ij} \omega^2 (r_j^2 - r_i^2)}{2c_p q_{ij} + U_a} \end{aligned} \quad (6)$$

式中:  $T_w$  为冷气侧壁面温度;  $T_c$  为冷气静温;  $c_p$  为比定压热容; 冷气当量换热系数  $U_a = h_c A_c$ , 其中  $A_c$  为换热面积,  $h_c$  为换热系数,需要通过换热经验公式计算。

要得到节点的温度,还需求解节点的能量方程

$$T_i = \frac{\sum_j c_{p,ij} \min(q_{ij}, 0) T_{ij}}{\sum_j c_{p,ij} \min(q_{ij}, 0)} \quad (7)$$

式中:  $T_{ij}$ 、 $c_{p,ij}$  为与节点相连的节流单元平均温度和比定压热容。式(7)表示了节点的温度按所有流入单元的冷气温度掺混来计算。

每一次温度迭代计算结果都会作为下一次计算的初始条件,当温度迭代收敛后输出计算结果并进行后处理。求解过程中,工质的物性参数可以调用 Python 的开源物性库 CoolProp 实时更新,节流单元的阻力与换热系数则需要调用子程序模块来进行计算。根据上述管网计算流程和方法,编制了一维管网设计计算程序。

### 1.1 摩擦阻力与换热关联式

在管网计算中,摩擦阻力系数  $c_f$  需要根据冷却元件的类型选取合适的实验关联式,对上游通道以及各类孔结构内部的摩擦阻力系数,在  $Re > 4\,000$  的湍流状态可按照光滑圆管的柯纳柯夫(Konakov)公式<sup>[24]</sup>计算

$$c_f = \frac{1}{(1.8 \lg Re - 1.5)^2} \quad (8)$$

由于冲击射流在到达靶面后形成未充分发展的黏性底层,因此冲击腔内的壁面射流单元需要按照粗糙管处理,应用相同当量直径的尼古拉兹试验关联式<sup>[24]</sup>可以达到较好的计算结果

$$c_f = 0.003\,2 + 0.221 Re^{-0.237} \quad (9)$$

为保证管网模型的换热特性与实际流动元件相符,还需要针对不同元件选取合适的换热系数关联式。元件的换热系数通常由努塞尔数  $Nu$  表示。

针对平板冲击冷却换热,通常采用 Florschuetz 等<sup>[2]</sup>提出的带横向流的实验关联式计算

$$\frac{Nu}{Nu_1} = 1 - 0.596 \left(\frac{x}{D_h}\right)^{-0.103} \left(\frac{y}{D_h}\right)^{-0.38} \left(\frac{z}{D_h}\right)^{0.803} \left(\frac{G_c}{G}\right)^{0.561} \quad (10)$$

式中:  $x$  为冲击孔沿流向间距;  $y$  为冲击孔沿展向间距;  $z$  为冲击孔与靶面的距离;  $G_c$  为冲击腔内横流流量;  $G$  为冲击射流流量; 第 1 排冲击冷却的换热系数  $Nu_1$  由下式计算

$$Nu_1 = 0.363 \left(\frac{x}{D_h}\right)^{-0.554} \left(\frac{y}{D_h}\right)^{-0.422} \left(\frac{z}{D_h}\right)^{0.068} Re^{0.727} Pr^{0.333} \quad (11)$$

针对前缘冲击冷却的平均换热系数,在  $3\,000 <$

$Re < 15\,000$  的范围内,可采用 Chupp 等<sup>[5]</sup>提出的半圆形靶面冲击冷却换热关联式计算

$$Nu = 0.63 Re^{0.7} \left(\frac{d}{P}\right)^{0.5} \left(\frac{d}{D}\right)^{0.6} \exp \left[ \left( -1.27 \frac{L}{d} \left(\frac{d}{P}\right)^{0.5} \left(\frac{d}{D}\right)^{1.2} \right) \right] \quad (12)$$

对于前缘滞止区附近的换热的  $Nu_{\text{stag}}$ ,可采用下式进行计算

$$Nu_{\text{stag}} = 0.44 Re^{0.7} \left(\frac{d}{P}\right)^{0.8} \exp \left[ -0.85 \frac{L}{d} \frac{d}{P} \left(\frac{d}{D}\right)^{0.4} \right] \quad (13)$$

式中:  $d$  为冲击孔径;  $D$  为靶面直径;  $L$  为冲击孔与靶面距离;  $P$  为冲击孔沿展向间距。

对于内部通流面积较大的直通道,可简化成相同当量直径的圆管,同其他孔结构按照水力光滑管的迪图斯-贝尔特(Dittus-Boelter)公式<sup>[25]</sup>计算

$$Nu = 0.023 Re^{0.8} Pr^{0.4} c_t \quad (14)$$

式中:  $d$  为管道直径;  $c_t$  为温差修正系数。

对于冲击腔内的壁面射流单元,综合考虑了温差效应及沿程摩擦阻力的影响,采用格林尼斯基公式<sup>[25]</sup>计算

$$Nu = \left( \frac{(c_t/8)(Re - 1\,000)Pr}{1 + 12.7 \sqrt{c_t/8}(Pr^{2/3} - 1)} \right) \left( 1 + \left(\frac{d}{l}\right)^{2/3} \right) c_t \quad (15)$$

式中:  $l$  为管道长度。该公式适用范围为  $2\,300 < Re < 10^6$ ,  $0.6 < Pr < 10^5$ 。

各元件的摩擦阻力系数关联式和换热关联式都以函数的模式储存在子程序模块中,在压力迭代计算和温度迭代计算时可以识别元件种类并调用相应的关联式。

### 1.2 局部阻力修正

当流体流过各种局部障碍结构时,流体突然变形产生的阻力称为局部阻力,会带来压力损失。过去国内外学者在管网计算程序的开发中,往往只考虑了沿程摩擦阻力带来的影响,而忽略了局部阻力。在本文管网计算程序前期的验证过程中,发现忽略局部阻力会使管网计算得到的压力及流量分布与三维计算流体力学(CFD)计算结果相差甚远,因此需要引入局部阻力系数  $\zeta$ 。

$$\text{局部阻力 } h_j = \zeta \frac{V^2}{2g}, \text{ 摩擦阻力 } h_f = c_f \frac{L}{D_h} \frac{V^2}{2g},$$

其中  $V$  为流体速度。对比两者的计算公式,再结合式(3)中考虑摩擦阻力的压力损失项  $C_{ij}$ ,可以提出

局部阻力带来的压力损失系数  $E_{ij} = \frac{R(T_i + T_j)}{8(p_i + p_j)}$ 。  
 $\left(\frac{1}{A_i} + \frac{1}{A_j}\right)^2$ , 此时式(3)可修正为  

$$e(p_j - p_i) = A_{ij} - B_{ij}q_{ij}^2 - c_i C_{ij}q_{ij}^2 - D_{ij}q_{ij}^2 - \mathcal{E}_{ij}q_{ij}^2 \quad (16)$$

局部阻力系数基本只能通过实验关联式来计算,往往与冷却元件的结构类型、与相邻节流单元的连接方式、冷气的流动方向有关,本节中给出了部分元件的局部阻力系数经验公式。

(1) 截面突扩、突缩<sup>[26]</sup>

$$\begin{cases} \zeta_1 = (1 - A_1/A_2)^2 \\ \zeta_2 = (A_2/A_1 - 1)^2 \end{cases} \quad (17)$$

$$\zeta_2 = 0.5(1 - A_2/A_1) \quad (18)$$

式中:  $A$  为截面积;下标 1、2 分别代表冷气流入单元和冷气流出单元。

(2) 直角汇流三通<sup>[26]</sup>

$$\begin{cases} \zeta_{13} = 1.55(q_2/q_3) - (q_2/q_3)^2 \\ \zeta_{23} = K_1 \left[ \left(1 + \frac{q_2 A_3}{q_3 A_2}\right)^2 - 2\left(1 - \frac{q_2}{q_3}\right) \right] \end{cases} \quad (19)$$

式中:  $q$  为质量流量;下标 1、2、3 分别代表主流流入单元和直角流入单元和汇流流出单元;  $K_1$  为三通管汇流面积比决定的参数。

(3) 分流三通<sup>[27]</sup>

$$\begin{cases} \zeta_{12} = K_2 \left[ 1 + \left(\frac{V_2}{V_1}\right)^2 - 2\frac{V_2}{V_1} \cos \alpha \right] \\ \zeta_{13} = 0.35 \left[ 1 - \left(\frac{V_3}{V_1}\right) \right]^2 \end{cases} \quad (20)$$

式中:  $\alpha$  为分流管夹角;下标 1、2、3 分别代表主流流入单元和分流流出单元和主流流出单元;  $K_2$  为分流速度比决定的参数。

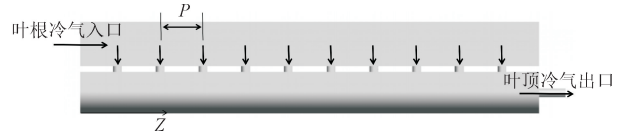
由于局部阻力形成因素十分复杂,本节只给出了 3 种典型结构的局部阻力系数经验公式。在具体研究时往往存在非典型的局部损失结构,并且节流单元中可能存在多种局部损失的叠加,因此需要分析具体的冷却结构,选用合适的经验公式进行计算。

## 2 计算模型与数值方法验证

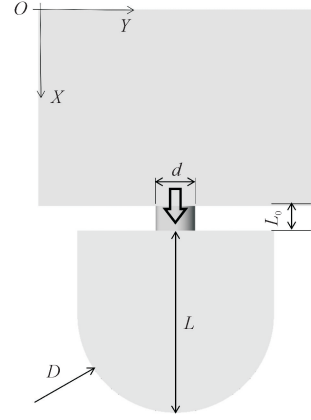
### 2.1 计算模型与边界条件

前缘冲击冷却模型如图 2(a)所示。为了更好地模拟透平叶片前缘的配气方式,在上游增设了供气腔,下游出口增设了叶顶出气孔。采用单排冲击孔进行冲击冷却,沿展向均匀布置了 10 个冲击孔,间距  $P=24.2$  mm,冷气由叶根冷气入口流入,通过冲击孔对冲击靶面进行冷却,再由叶顶出气孔流出。前缘冲击冷却结构被简化为半圆形靶面与下游垂直通流部

分,半圆形靶面直径  $D=25.4$  mm,冲击孔直径  $d=5.1$  mm,冲击孔长度  $L_0=3.1$  mm,冲击孔到靶面的距离  $L=23.6$  mm,叶顶孔的直径与冲击孔保持一致。



(a) 前缘冲击冷却模型

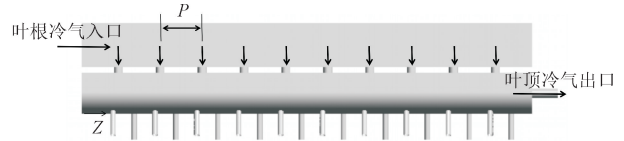


(b) 前缘冲击冷却模型横截面

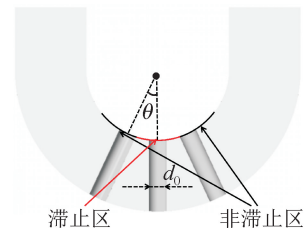
图 2 无气膜孔的前缘冲击冷却模型

Fig. 2 Model of blade leading edge impingement cooling without film holes

图 3(a)、3(b)给出了靶面气膜抽吸的前缘冲击冷却模型。在前缘冲击冷却模型的基础上,该模型在靶面上布置了 3 排气膜孔,分别位于靶面滞止线处以及两侧,交错排列,气膜孔直径  $d_0=3.18$  mm,两侧气膜孔与半圆形靶面圆心的夹角  $\theta=25^\circ$ 。需要说明的是,本节只研究气膜抽吸对前缘冲击冷却的影响,不进行气膜冷却的分析,因此靶面上气膜孔均为垂直孔,计算模型也不包含外流场。



(a) 靶面气膜抽吸的前缘冲击冷却模型



(b) 气膜孔分布情况

图 3 靶面气膜抽吸的前缘冲击冷却模型

Fig. 3 Model of compound impingement and film cooling in blade leading edge

针对本文主要研究对象,参考了文献[11]后,在给定边界条件时进行了以下处理:

(1)对于冷气入口给定质量流量  $q_{\text{inlet}} = 4.11 \text{ g/s}$  及总温  $T_{\text{inlet}} = 200 \text{ K}$ ;

(2)对于叶顶冷气出口以及气膜孔出口,在研究气膜孔出流比的影响时,设置为不同的出口边界,其他情况下均设置为相同的静压出口,一般取  $1.013 \text{ MPa}$ ;

(3)上游横流及冲击孔单元并非主要研究对象,按绝热边界处理;

(4)对于冲击射流、壁面射流以及气膜孔单元,由于仅考虑内部换热,为了简化计算,均给定壁面温度  $T_w = 235 \text{ K}$ 。

管网计算的边界条件与三维数值计算保持一致,将边界条件按上述方法处理后,保证了研究对象精度,简化了计算流程,使计算结果更容易收敛。

## 2.2 数值方法验证及网格无关性考核

采用文献[9]中关于前缘冲击冷却的实验数据对所采用的三维数值方法进行了验证,考核了标准  $k-\omega$ 、SST  $k-\omega$ 、标准  $k-\epsilon$  和 RNG  $k-\epsilon$  湍流模型在计算叶片前缘冲击冷却时的精度,验证了本文所采用数值方法的适用性。图 4(a) 和 4(b) 分别给出了 4 种湍流模型计算的展向及流向平均努塞尔数  $Nu_{\text{ave}}$  与实验数据的对比,  $Z$  为前缘展向距离。结果表明,标准  $k-\omega$  与 SST  $k-\omega$  模型的计算结果都与实验数据吻合良好,而标准  $k-\epsilon$  和 RNG  $k-\epsilon$  模型计算结果不但在数值上相差较大,并且会导致较明显的传热峰值偏移。结合课题组前期冲击冷却方面的研究工作<sup>[7]</sup>,在后续研究中,本文选择了 SST  $k-\omega$  模型进行数值计算。

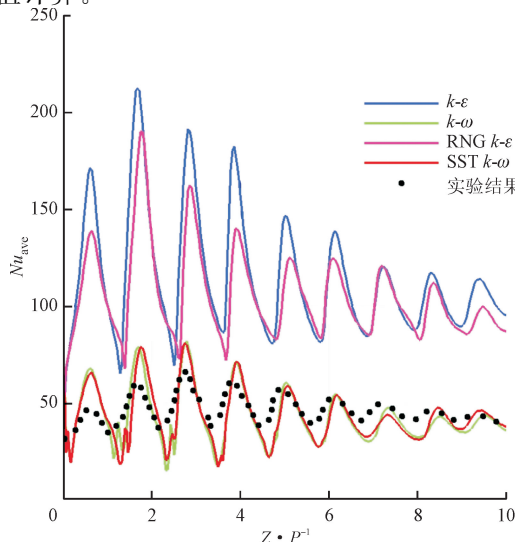


图4 湍流模型验证结果

Fig. 4 Results of turbulence models validation

对于图 2 中的前缘冲击冷却模型,分别选择了约 90 万、180 万、360 万、450 万网格,计算采用 SST  $k-\omega$  湍流模型。根据 SST  $k-\omega$  湍流模型的要求,4 套网格均保证了壁面无量纲距离  $y^+ < 1$ 。不同网格数下靶面展向  $Nu_{\text{ave}}$  的结果如图 5 所示。结果表明:360 万网格与 450 万网格的计算结果非常接近,为了在保证计算精度的基础上节约计算资源,选用 360 万网格进行数值计算。

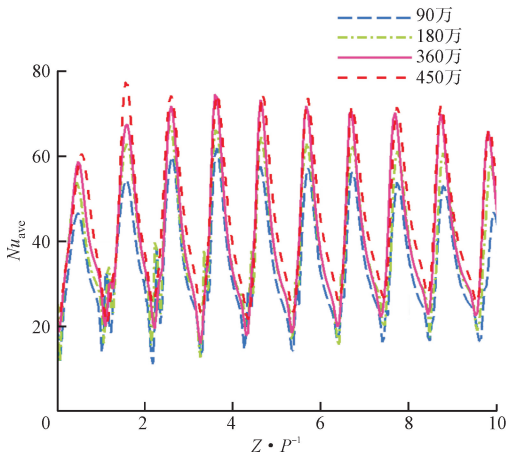


图5 网格无关性考核结果

Fig. 5 Results of grid independence validation

## 3 一维管网程序在冲击冷却应用中的验证

为校验所编制的一维管网计算程序的精度,分别对平板冲击冷却模型、有无靶面气膜抽吸的前缘冲击冷却模型进行了管网计算。将管网计算的结果分别与实验数据以及三维 CFD 计算结果进行对比,分析了误差产生的原因并提出了修正方法。

### 3.1 平板冲击冷却的管网程序验证

对于管网计算在平板冲击冷却中的应用,已经有学者进行过详细的研究<sup>[23]</sup>,课题组前期也对平板冲击冷却进行过详细的研究<sup>[3]</sup>。在前人的研究基础上,选用了课题组前期的实验模型进行管网计算程序的验证。

图 6(a) 给出了平板验证模型。模型沿展向均匀布置了 16 排冲击孔,根据静叶中弦区域的配气方式,冷气入口方向与冲击射流方向保持一致,冲击射流到达靶面后,由下游出口流出。图 6(b) 给出了管网模型设计程序生成的一维拓扑图,其中节点 0 为冷气入口,节点 34 为冷气出口,节流单元 17~32 为冲击射流单元,节流单元 33~48 为冲击腔室内横流单元。在管网计算中,平板冲击冷却的换热,调用了关联式(10)、(11)进行管网计算。

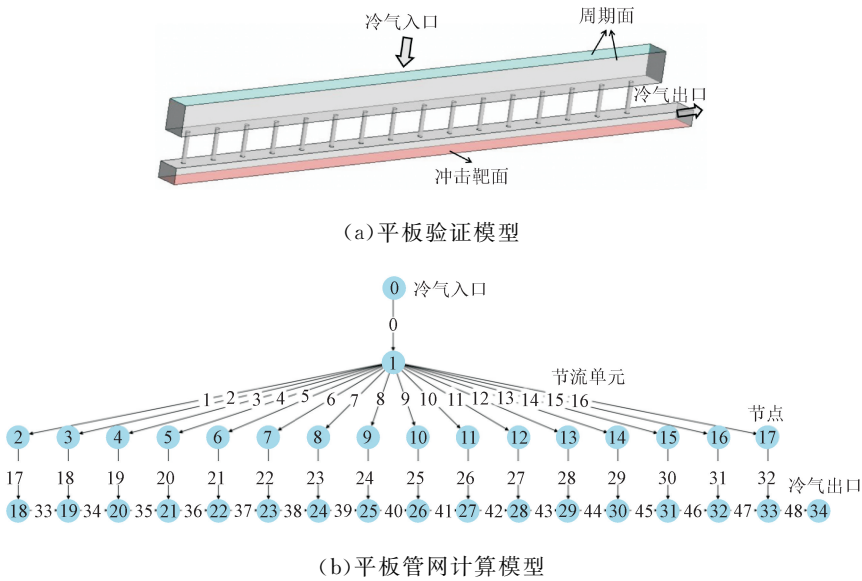


图 6 平板验证模型及管网计算模型

Fig. 6 Validation model and flow network calculation model of flat plate

图 7 给出了平板模型的验证结果,横坐标  $X/X_n$  ( $X_n$  为冲击孔展向节距) 为冲击靶面沿流向的无量纲位置,纵坐标为各冲击驻点附近的  $Nu_{ave}$ 。结果表明,管网计算结果可以很好地模拟平板冲击冷却受横流影响的现象,各冲击孔对应的靶面努塞尔数沿横流方向变化较大,总体呈下降趋势。管网计算结果与实验数据吻合良好,最大相对误差为 12.4%,实验

测量的冲击靶面整体  $Nu_{ave}$  为 29.18,管网计算得到的整体  $Nu_{ave}$  为 28.21,与实验结果的相对误差仅为 3.35%。由于已有的管网计算模型与实验关联式在计算平板冲击冷却时可以得到较好的结果,因此本文没有对平板模型进行详尽的三维数值分析,对于流动计算结果的校验将在前缘模型的验证部分完成。

3.2 前缘冲击冷却的管网程序流动计算结果验证

为了验证一维管网程序的流动计算结果,需要结合三维 CFD 计算结果分析透平内部流动特征,并进行局部阻力修正。

根据图 2 和图 3 中冲击冷却的几何模型,在图 8 中分别给出了有无靶面气膜抽吸的前缘冲击冷却管网模型。图 8(a)中节点 0 为冷气入口,节点 31 为冷气出口,节流单元 10~18 为冲击腔室内横流单元,节流单元 19~28 为冲击孔单元,节流单元 29~38 为冲击射流单元,叶顶孔单元的编号为 39。图 8(b)中的管网模型则在每一冲击射流对应的靶面节点处增设了 3 个气膜孔单元,靶面气膜孔单元的编号为 40~59。

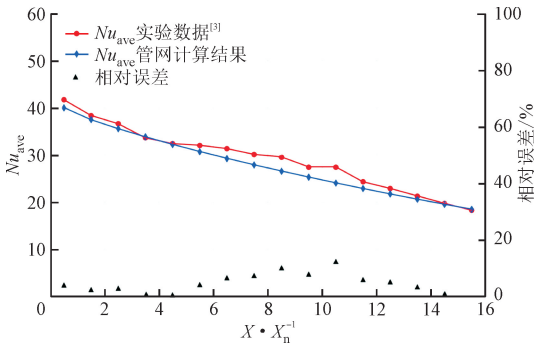
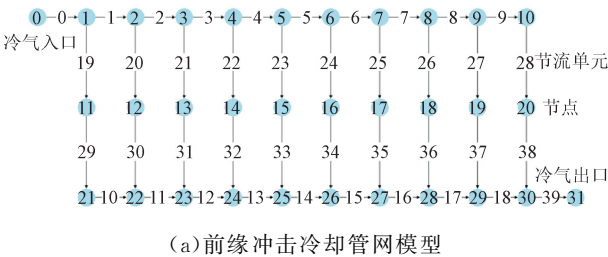
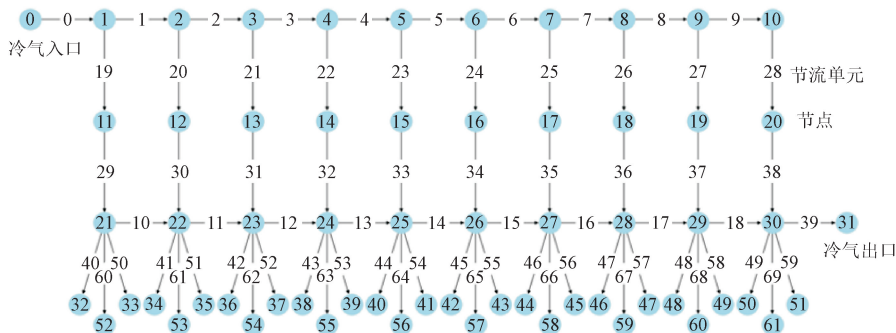


图 7 管网计算结果与实验结果对比(平板)

Fig. 7 Comparison of results calculated by flow network and measured by experiment(flat plate)



(a)前缘冲击冷却管网模型



(b) 靶面气膜抽吸的前缘冲击冷却管网模型

图 8 前缘冲击冷却的管网计算模型

Fig. 8 Flow network calculation model of blade leading edge impingement cooling

由于流动计算时需要考虑局部阻力带来的压力损失,因此需要在管网计算中运用 1.2 节提出的局部阻力修正方法。为了合理地选用局部阻力系数的计算公式,需要通过三维 CFD 计算来分析透平内部压力损失情况。图 9(a)给出了前缘冲击冷却模型的总压损失分布,可以发现,总压损失主要存在于冲击孔、冲击射流及叶顶孔结构。对于冲击孔结构,其入口处类似于直角分流三通,可采用式(20)进行计算;其出口处为截面突扩结构,采用式(17)计算。分析冷气在冲击腔内的流动方式后,不难发现其可简化为冲击射流与壁面射流两部分,为了简化计算,除了近靶面附近的壁面射流外,其余沿展向的横流都忽略不计。经过以上方式简化处理后,可将冲击射流与壁面射流单元连接处近似为直角汇流三通,采用式(19)进行计算。叶顶出流单元可视为壁面射流单元与叶顶孔单元串联得到,壁面射流在达到叶顶壁面后存在一个直角转弯损失,可近似为直角折管,局部阻力系数  $\zeta = 1.3$ ;冲击孔入口为截面突缩结构,用式(18)计算;出口可视为向无限大截面突扩的结构,式(17)计算的近似结果为  $\zeta = 1.0$ 。

图 9(b)给出了靶面气膜抽吸的前缘冲击冷却的总压损失分布,与无靶面气膜抽吸时对比,气膜孔出流以及相邻壁面射流碰撞形成的喷泉流会带来总压损失。其中,气膜孔出流单元与叶顶出流单元相似,可采取相同的处理方法。分析了冷气在冲击腔内的流动特征后,发现一部分冷气由于靶面气膜孔的抽吸而流出,而还有一部分会与相邻射流单元碰撞形成喷泉流,并且由于叶顶孔的抽吸而形成横流。为了简化计算,可将冲击射流与喷泉流模化为单一节流单元,冲击射流内部到达靶面的局部转弯损失<sup>[26]</sup>阻力系数取  $\zeta = 1.3$ ,喷泉流可近似为直角汇流,局部阻力系数的近似结果<sup>[28]</sup>为  $\zeta = 3.0$ 。

表 1 给出了管网计算与三维 CFD 计算得到的总压损失对比。从中可以发现,在前缘冲击冷却模型中,冲击孔及叶顶出流结构管网计算结果的相对误差较小,精度较高。由于冲击射流的总压损失复杂的流动特性,简化处理会带来一定的误差,但仍然具有较好的计算精度。在靶面气膜抽吸的前缘冲击冷却模型中,局部阻力修正后管网计算结果的相对误差较小,具有良好的计算精度。对比两种模型的压力损失不难发现,无靶面气膜孔时,由于冷气全部由叶顶孔流出,相比其他结构,叶顶出流结构存在极大的流动损失,而存在靶面气膜孔抽吸的情况下,叶顶出流结构的流动损失大大减小。

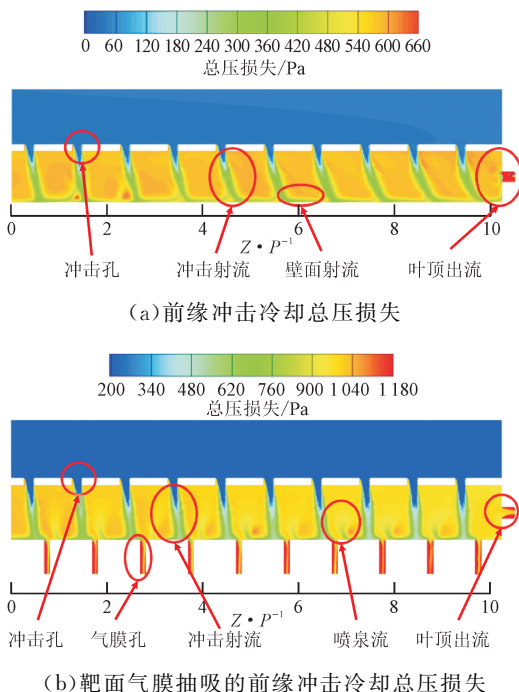


图 9 前缘冲击冷却的总压损失分布

Fig. 9 Total pressure loss of leading edge impingement cooling

表 1 管网计算与三维 CFD 计算的总压损失比较

Table 1 Comparison of the total pressure loss calculated by flow network and CFD

| 单元类型 | 前缘冲击冷却  |         |        | 靶面气膜抽吸的前缘冲击冷却 |         |        |
|------|---------|---------|--------|---------------|---------|--------|
|      | 管网计算    | CFD 计算  | 相对误差/% | 管网计算          | CFD 计算  | 相对误差/% |
|      | 总压损失/Pa | 总压损失/Pa |        | 总压损失/Pa       | 总压损失/Pa |        |
| 冲击孔  | 180.1   | 195.3   | 7.78   | 229.5         | 264.3   | 13.17  |
| 冲击射流 | 163.1   | 203.6   | 19.89  | 536.3         | 469.7   | 14.18  |
| 叶顶出流 | 19 830  | 22 470  | 11.75  | 239.2         | 230.1   | 3.95   |
| 气膜孔  |         |         |        | 242.1         | 280.5   | 13.69  |

图 10(a)给出了前缘冲击冷却的管网计算与三维 CFD 计算得到的沿展向各个冲击孔的质量流量,给出了局部阻力修正前后的管网计算结果。结果表明:修正前后的管网计算结果都与三维 CFD 计算结果吻合良好,相对误差在 5%以内;经局部阻力修正后的结果沿展向的变化幅度较大,更贴近 CFD 计算结果。

图 10(b)给出了靶面气膜抽吸的前缘冲击冷却的各排气膜孔出口总质量流量对比,给出了局部阻力修正前后的管网计算结果。结果表明,修正后的管网计算结果与三维 CFD 计算结果吻合良好,在计算出流流量时具有较高的精度,相对误差在 1%左右,而修正前的管网计算结果明显低估了叶顶孔的

流量;与此同时,在给定相同的出口静压条件下,靶面各排气膜孔的出流质量流量基本相同,并且明显高于叶顶孔。值得一提的是,由于靶面气膜孔的抽吸作用,冲击腔内横流的影响减弱,各个冲击孔的质量流量无明显差距。

总体来说,经过局部阻力修正后的管网程序流动计算的结果精度较高,可以在前缘冲击冷却中得到较好的应用。

3.3 前缘冲击冷却的管网程序换热计算结果验证

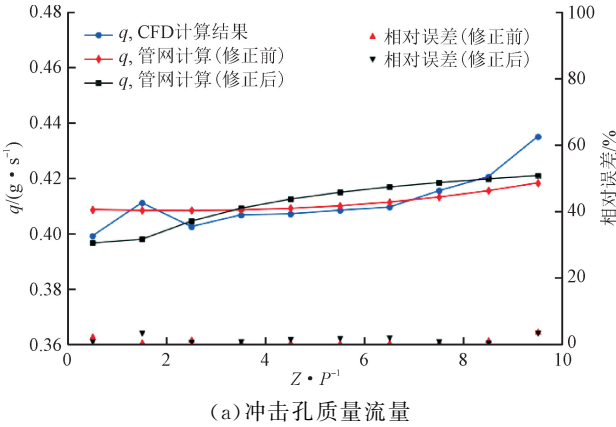
由于采用式(12)计算得到的  $Nu_{ave}$  随着射流雷诺数的增大而增大,图 10(a)中管网计算得到的冲击孔质量流量沿展向逐渐增大,因此管网计算得到的  $Nu_{ave}$  也会随展向逐渐增大。三维 CFD 计算的结果表明,由于横流在冲击腔内的堆积,下游的冲击冷却换热会受到一定程度的削弱,这一现象与管网计算结果不符。对于式(12)提出了修正因子  $\xi_G$

$$\xi_G = 1 - 0.01(G_c/G)^2 \tag{21}$$

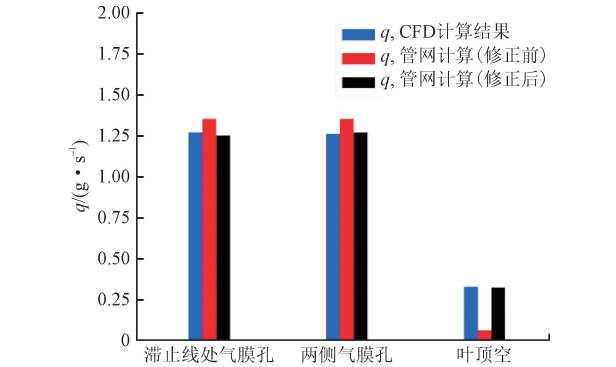
式中: $G_c$  为冲击腔内横流流量; $G$  为冲击射流流量。

将式(21)中的修正因子与式(12)相乘,可以得到横流作用下前缘冲击冷却的努塞尔数。由于横流对于前缘冲击冷却的影响远小于平板,因此该修正因子仅仅保证了计算结果的变化趋势能得到改善。如图 11 所示,横流修正后的计算结果可以较好地模拟  $Nu_{ave}$  沿展向的变化趋势,除了第 1 个与第 2 个射流存在较大的误差外,其余都吻合良好,相对误差在 10%以内。

图 12 分别给出了有无靶面气膜抽吸时管网计算与三维 CFD 计算得到的  $Nu_{ave}$  对比。图中三维 CFD 计算结果表明,当存在靶面气膜抽吸时,冲击冷却的  $Nu_{ave}$  明显增大,并且沿展向无明显变化,由于仍采用式(12)计算管网换热,因此结果明显偏小,相对误差均超过 20%。有理由相信,当计算实际叶片前缘的冲击冷却换热时,这一误差会更大,因此需要充分考虑靶面气膜抽吸对换热的影响,并对用于靶面气膜抽吸的前缘冲击冷却的一维管网程序提出修正。



(a) 冲击孔质量流量



(b) 气膜孔出口质量流量

图 10 管网计算与三维 CFD 计算的质量流量对比  
Fig. 10 Comparison of the mass flow rate calculated by flow network and CFD

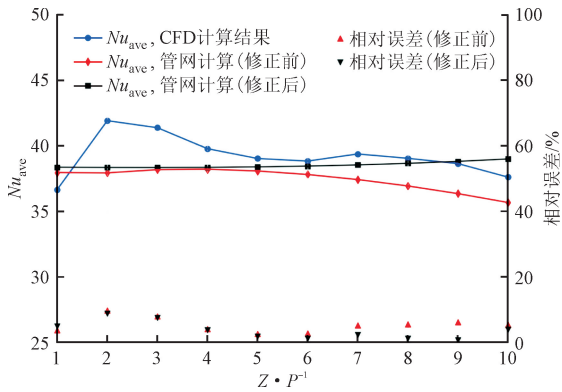


图 11 横流修正前、后的  $Nu_{ave}$

Fig. 11 Average Nussel number before and after the cross-flow correction

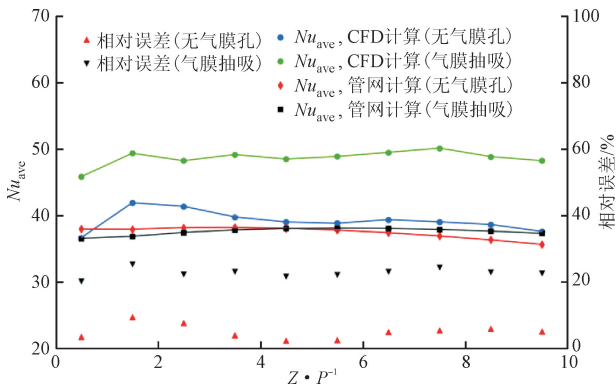


图 12 管网计算与三维 CFD 计算的  $Nu_{ave}$  对比

Fig. 12 Comparison of the average Nussel number calculated by flow network and CFD

图 13 给出了有无靶面气膜抽吸时靶面努塞尔数分布。从中可以发现与无气膜孔时相比,靶面气膜抽吸会带来较高的传热峰值,使气膜孔周围形成明显的传热增强区域;与此同时,气膜抽吸会阻断避

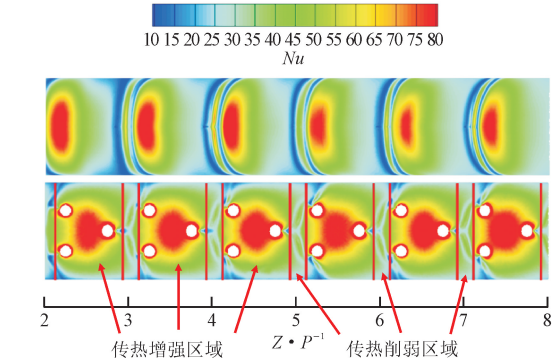


图 13 靶面努塞尔数云图

Fig. 13 Distribution of Nussel numbers of target surface

免射流,影响传热增强区域的范围,并在相邻两周期间形成传热削弱区域。传热增强区域与传热削弱区域在靶面呈周期性分布,为了得到更精确的计算结果,需在管网模型中分别进行模化。

### 3.4 气膜抽吸作用下前缘冲击冷却管网模型及其换热修正方法

对于靶面气膜抽吸对冲击冷却的影响,多年来学者们进行了许多研究<sup>[9-14]</sup>,可以发现靶面气膜抽吸会增强冲击冷却的换热效果,且气膜孔的位置参数以及冷气出流比会影响传热增强幅度。

结合流动计算与换热计算的分析结果,图 14 给出了靶面气膜抽吸的前缘冲击冷却管网模型的修正方案。将冲击射流模化为两列射流单元,其中射流单元 29~38 受到靶面气膜孔的抽吸,对传热增强区域进行换热后从靶面气膜孔单元 50~79 流出;射流单元 39~48 受到叶顶孔的抽吸,经偏移后对传热削弱区域进行换热,在冲击腔内形成成横流单元 10~18 后从叶顶孔单元 49 流出。修正后的管网模型可以在一定程度上反映气膜孔出流比变化对传热增强区域的影响,还可以模拟出靶面气膜孔出流比的影响。

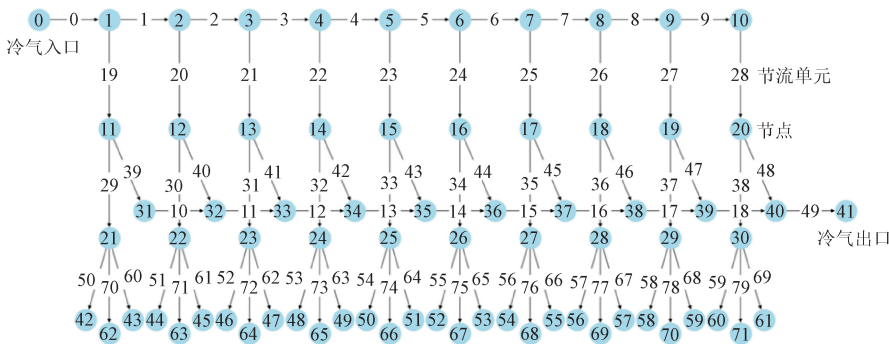


图 14 靶面气膜抽吸的前缘冲击冷却的管网模型(修正后)

Fig. 14 Flow network calculation model of compound impingement and film cooling in blade leading edge (corrected)

针对传热增强区域的换热计算,文献[23]分别考虑了无气膜孔分布区域的中心与冲击孔中心的距离

$Z_0$ 、气膜孔沿展向的间距  $P_f$ 、气膜孔与半圆形靶面圆心的夹角  $\theta$  对前缘冲击冷却的影响,并给出了前缘滞

止区域附近换热系数修正因子  $\xi_Z$ 、 $\xi_P$ 、 $\xi_\theta$  的表达式

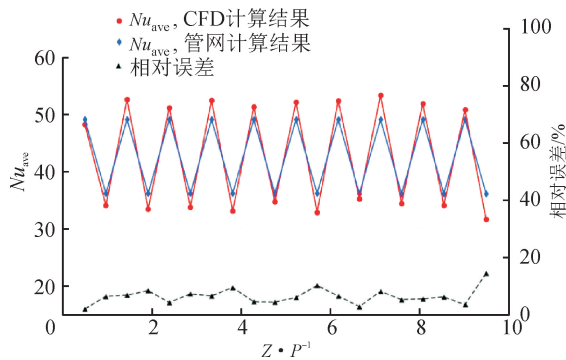
$$\begin{cases} \xi_Z = -30.5\left(\frac{Z_0}{P}\right)^3 + 5.0\left(\frac{Z_0}{P}\right)^2 + 0.66\left(\frac{Z_0}{P}\right) + 1 \\ \xi_P = -0.055\left(\frac{P}{P_i}\right)^2 - 0.165\left(\frac{P}{P_i}\right) + 1.11 \\ \xi_\theta = -0.049\left(\frac{\theta}{23}\right)^2 - 0.20\left(\frac{\theta}{23}\right) + 1.15 \end{cases}$$

(22)

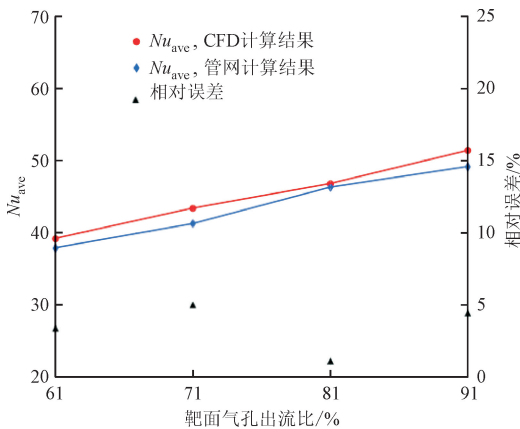
将式(22)中的修正因子与式(13)相乘,可以得到气膜抽吸作用下前缘冲击冷却的努塞尔数。针对传热削弱区域的换热计算,由于该区域的冷气量较少,与无气膜孔时的换热情况相差不大,仍可采用式(12)进行换热计算。

图 15(a)给出了修正后的管网计算与三维 CFD 计算得到的各区域  $Nu_{ave}$ 。从中可以发现,修正后的管网计算结果与三维 CFD 计算结果吻合良好,相对误差基本在 10% 以内,同时可以较好地模拟传热增强区域与传热削弱区域的周期性分布。

与此同时,通过改变气膜孔出口的压力边界调整了气膜孔出流比,图 15(b)分别给出了气膜孔出流



(a) 修正后的  $Nu_{ave}$



(b) 不同气膜孔出流比时的  $Nu_{ave}$

图 15 修正后管网计算与三维 CFD 计算的  $Nu_{ave}$   
Fig. 15 Comparison of the average Nussel number calculated by flow network and CFD after the correction

比为 61%、71%、81%、91% 时传热增强区域的整体  $Nu_{ave}$ 。结果表明:随着气膜孔出流比的增加,传热增强区域的  $Nu_{ave}$  也随之增大,修正后的一维管网程序可以较好地模拟这一现象;管网计算结果与三维 CFD 计算结果相对误差较小,验证了管网模型修正方案的合理性。

4 结 论

利用 Python 自主编制了用于透平冲击冷却结构的一维管网计算程序,结合实验数据和 ANSYS CFX 软件三维计算结果,对管网程序进行验证。分析了冲击冷却的流动换热特性后,分别对有无靶面气膜抽吸的前缘冲击冷却模型提出了局部阻力修正和换热修正方法,得到的主要结论如下。

(1)对于平板冲击冷却模型,管网程序计算得到的靶面努塞尔数与实验数据吻合较好,平均相对误差为 4.48%,最大相对误差不超过 12.4%,管网程序计算结果可以很好地模拟平板冲击冷却换热沿展向变化的特性,对比结果验证了管网程序的计算精度。

(2)对于前缘冲击冷却模型,根据其内部流动特性,提出了局部阻力修正方法,修正后的管网程序计算结果与三维 CFD 计算结果吻合较好,局部总压损失的相对误差不超过 19.89%,冲击孔质量流量相对误差不超过 5%,气膜孔质量流量相对误差在 1% 左右,验证了管网程序流动计算的精度。

(3)对于前缘冲击冷却的换热计算,考虑了横流对冲击冷却换热的影响,经横流修正后的管网程序在计算无气膜孔的前缘冲击冷却换热时具有较高的精度, $Nu_{ave}$  的相对误差不超过 10%。但是,对于靶面气膜抽吸的前缘冲击冷却,换热计算结果存在较大误差,需要进一步修正。

(4)考虑了气膜孔位置参数的影响后,引入了传热增强区域的换热修正因子  $\xi_Z$ 、 $\xi_P$ 、 $\xi_\theta$ ,综合考虑了气膜孔出流比的影响,提出了靶面气膜抽吸的前缘冲击冷却管网换热修正模型,修正后管网程序的换热计算结果相对误差基本在 10% 以内,计算精度显著提高,并且可以较好地模拟气膜孔出流比对换热的影响。

参考文献:

[1] HAN J C, DUTTA S, EKKAD S. Gas turbine heat transfer and cooling technology [M]. 2nd ed. Boca Raton: CRC Press, 2013.

- [2] FLORSCHUETZ L W, TRUMAN C R, METZGER D E. Streamwise flow and heat transfer distributions for jet array impingement with crossflow [J]. *Journal of Heat Transfer*, 1981, 103(2): 337-342.
- [3] YANG Xing, WU Hang, FENG Zhenping. Jet impingement heat transfer characteristics with variable extended jet holes under strong crossflow conditions [J]. *Aerospace*, 2022, 9(1): 44.
- [4] 刘钊, 杨星, 丰镇平. 燃气轮机透平叶片传热和冷却研究: 内部冷却 [J]. *热力透平*, 2013, 42(4): 265-275.  
LIU Zhao, YANG Xing, FENG Zhenping. Study on heat transfer and cooling in gas turbine blade: internal cooling [J]. *Thermal Turbine*, 2013, 42(4): 265-275.
- [5] CHUPP R E, HELMS H E, MCFADDEN P W, et al. Evaluation of internal heat-transfer coefficients for impingement-cooled turbine airfoils [J]. *Journal of Aircraft*, 1969, 6(3): 203-208.
- [6] 苑中显, 阎小军, 王秋旺, 等. 实际叶型前缘冲击冷却换热的液晶显示实验研究 [J]. *西安交通大学学报*, 1999, 33(11): 55-58.  
YUAN Zhongxian, YAN Xiaojun, WANG Qiuwang, et al. Liquid crystal thermography applied to jet impingement heat transfer for leading edge of blade [J]. *Journal of Xi'an Jiaotong University*, 1999, 33(11): 55-58.
- [7] 刘钊, 丰镇平, 宋立明. 实际叶片前缘冲击冷却流动和换热的数值研究 [J]. *西安交通大学学报*, 2011, 45(1): 5-9.  
LIU Zhao, FENG Zhenping, SONG Liming. Numerical study on flow and heat transfer of impingement cooling on leading edge of actual turbine blade [J]. *Journal of Xi'an Jiaotong University*, 2011, 45(1): 5-9.
- [8] EKKAD S V, HUANG Yizhe, HAN J C. Impingement heat transfer on a target plate with film cooling holes [J]. *Journal of Thermophysics and Heat Transfer*, 1999, 13(4): 522-528.
- [9] YANG Li, REN Jing, JIANG Hongde, et al. Experimental and numerical investigation of unsteady impingement cooling within a blade leading edge passage [J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2014, 71: 57-68.
- [10] YANG Li, KAN Rui, REN Jing, et al. Effect of film cooling arrangement on impingement heat transfer on turbine blade leading edge [C]//ASME Turbo Expo 2013: Turbine Technical Conference and Exposition. New York, USA: ASME, 2013: V03AT12A037.
- [11] LIU Zhao, YE Lü, WANG Changye, et al. Numerical simulation on impingement and film composite cooling of blade leading edge model for gas turbine [J]. *Applied Thermal Engineering*, 2014, 73(2): 1432-1443.
- [12] 张志欣, 李冯, 刘钊, 等. 气膜孔角度对动叶前缘冲击/气膜复合冷却的影响 [J]. *工程热物理学报*, 2021, 42(1): 130-135.  
ZHANG Zhixin, LI Feng, LIU Zhao, et al. Effect of film hole angle on combined impingement and film cooling on a blade leading edge model [J]. *Journal of Engineering Thermophysics*, 2021, 42(1): 130-135.
- [13] 杜长河, 范小军, 李亮, 等. 抽吸孔对旋流和冲击冷却流动传热特性的影响 [J]. *西安交通大学学报*, 2017, 51(1): 19-24.  
DU Changhe, FAN Xiaojun, LI Liang, et al. Comparative analysis for bleed hole influences on flow and heat transfer behavior of vortex and impingement cooling [J]. *Journal of Xi'an Jiaotong University*, 2017, 51(1): 19-24.
- [14] 邓清华, 王辉辉, 何伟, 等. 气膜抽吸与叶片前缘内部壁面射流的作用机制 [J]. *西安交通大学学报*, 2022, 56(10): 160-169.  
DENG Qinghua, WANG Huihui, HE Wei, et al. Mechanism of action between film suction and wall jet in leading edge of blades [J]. *Journal of Xi'an Jiaotong University*, 2022, 56(10): 160-169.
- [15] MAJUMDAR A K, BAILEY J W, HOLT K A, et al. Mathematical modeling of free convective flows for evaluating propellant conditioning concepts [C]//32nd Joint Propulsion Conference and Exhibit. Reston, VA, USA: AIAA, 1996: AIAA 1996-3117.
- [16] JELISAVCIC N, MARTIN T J, MORAL R J, et al. Design optimization of networks of cooling passages [C]//ASME 2005 International Mechanical Engineering Congress and Exposition. New York, USA: ASME, 2005: 399-410.
- [17] 迟重然, 温风波, 王松涛, 等. 涡轮动叶冷却结构设计方法 II: 管网计算 [J]. *工程热物理学报*, 2011, 32(6): 933-936.  
CHI Zhongran, WEN Fengbo, WANG Songtao, et al. Cooling structure design for turbine blades II: pipe-net calculation [J]. *Journal of Engineering Thermophysics*, 2011, 32(6): 933-936.
- [18] 李守祚, 罗磊, 王松涛. 涡轮导叶冷却结构设计及性能分析 [J]. *热能动力工程*, 2021, 36(10): 18-26.  
LI Shouzu, LUO Lei, WANG Songtao. Cooling structure design and performance analysis for turbine guide vanes [J]. *Journal of Engineering for Thermal Energy and Power*, 2021, 36(10): 18-26.

- [19] 刘维, 温风波, 罗磊, 等. 考虑涡轮传热性能的气动设计耦合计算方法研究 [J]. 推进技术, 2018, 39 (11): 2463-2471.
- LIU Wei, WEN Fengbo, LUO Lei, et al. A conjugate heat transfer analysis procedure in turbine aerodynamic design considering heat transfer performance [J]. Journal of Propulsion Technology, 2018, 39 (11): 2463-2471.
- [20] 章锁诚, 夏硕成, 迟重然, 等. 双层壁叶片的模型化方法与冷却设计流程研究 [J]. 热能动力工程, 2021, 36(10): 11-17.
- ZHANG Suocheng, XIA Shuocheng, CHI Zhongran, et al. Study on the modeling method and cooling design procedure of double-wall turbine blades [J]. Journal of Engineering for Thermal Energy and Power, 2021, 36 (10): 11-17.
- [21] 董爱华, 钱潇如, 韩万金, 等. 应用管网算法校验 Mark II 冷却结构的改型设计 [J]. 汽轮机技术, 2018, 60(6): 401-406.
- DONG Aihua, QIAN Xiaoru, HAN Wanjin, et al. A retrofit design verification of Mark II cooling structure based on fluid network [J]. Turbine Technology, 2018, 60(6): 401-406.
- [22] 包航凯, 汪日丰, 贺纓, 等. 内部通道肋片结构对 Mark II 叶片冷却性能影响的降维模型研究 [J]. 热科学与技术, 2020, 19(3): 233-239.
- BAO Hangkai, WANG Rifeng, HE Ying, et al. Study on influence of ribbed structure in internal channel on cooling performance of Mark II blade using dimensionality reduction model [J]. Journal of Thermal Science and Technology, 2020, 19(3): 233-239.
- [23] 杨力. 基于冲击的燃气轮机透平叶片冷却结构研究 [D]. 北京: 清华大学, 2015.
- [24] 陈卓如. 工程流体力学 [M]. 2 版. 北京: 高等教育出版社, 2004: 261-298.
- [25] 杨世铭, 陶文铨. 传热学 [M]. 4 版. 北京: 高等教育出版社, 2006: 246-268.
- [26] 归柯庭, 汪军, 王秋颖. 工程流体力学 [M]. 3 版. 北京: 科学出版社, 2020: 185-191.
- [27] 伊杰里奇克 И Е. 水力摩阻手册 [M]. 北京: 航空发动机编辑部, 1985: 260-264.
- [28] 格日乐, 卜桂玲. 矿山流体机械 [M]. 北京: 北京理工大学出版社有限责任公司, 2019: 50-52.

(编辑 杜秀杰)