

燃气透平叶片前缘冲击/气膜复合冷却的 管网耦合方法研究

包林俊, 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: 为方便燃气透平叶片前缘冲击/气膜复合冷却结构的设计与研发,提出了一种管网耦合计算方法。利用 Python 编制了叶片冷却结构设计的一维管网程序,并采用冲击冷却的实验结果对管网程序进行了验证;结合 ANSYS CFX 三维数值计算软件,搭建了用于叶片前缘冲击/气膜复合冷却的管网耦合设计计算平台,设计了用于计算内部流场的管网模型,并提出了管网耦合计算中的外部气膜冷却修正方法;通过与湍流模型验证和网格无关性考核后的三维气热耦合计算结果进行对比分析,验证了管网耦合计算方法的可靠性。结果表明:所设计的管网模型对叶片内部冷却具有较好的模拟精度,可用于管网耦合过程中内部流场的计算;与三维气动计算相比,采用气膜冷却修正方法得到的平均气膜冷却效率的相对误差在 2.18%~12.2%之间,验证了气膜冷却修正方法的可靠性;管网耦合计算结果与三维气热耦合计算结果吻合良好,两种方法计算的叶片壁面温度分布一致,但采用管网耦合方法可以大大节约计算时间,耗时为三维气热耦合计算的 1/18。管网耦合计算方法可应用于叶片前缘冲击/气膜复合冷却的设计与研究。

关键词: 冲击/气膜复合冷却;管网计算;管网耦合;气膜冷却修正

中图分类号: TK474.7 **文献标志码:** A

DOI: 10.7652/xjtuxb202406011 **文章编号:** 0253-987X(2024)06-0114-14

Study on Flow Network Coupling Method for Compound Impingement and Film Cooling in Gas Turbine Blade Leading Edge

BAO Linjun, LIU Zhao, ZHANG Weixin, FENG Zhenping

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

Abstract: In order to facilitate the design and research of gas turbine blade leading edge compound impingement/film cooling, a flow network coupling method is proposed. The flow network calculation program for blade cooling design is programmed with Python and verified by the experimental data of impingement cooling. Combined with ANSYS CFX, the flow network coupling design and computing platform for blade leading edge compound impingement and film cooling is built, and the flow network model for the internal cooling calculation is designed. Meanwhile, the film cooling correction method for flow network coupling program is developed. Numerical simulations are conducted after turbulence model verification and grid independence test, then results are compared with that of the home-made code, and reliability of the home-made code is verified by conjugate numerical study. The results show that the flow network

model has good simulation accuracy, and can be used for the internal flow calculation during the flow network coupling. The relative difference of the averaged film cooling effectiveness calculated by the film cooling corrected flow network method and the CFD is between 2.18% and 12.2%, which verifies the reliability of the film cooling correction. The flow network coupling result is consistent with the CFD conjugated study. The blade temperature distribution calculated by the two methods is consistent with each other, but time needs for the flow network coupling calculation is only 1/18 of the CFD conjugated study, that is a massive time saver. Consequently, flow network coupling method can be applied to the design and research of blade leading edge compound impingement/film cooling.

Keywords: compound impingement and film cooling; flow network calculation; flow network coupling; film cooling correction

管网计算是一种一维数值求解方法,其由管道内部流体一元流动理论发展而来,结合了网络拓扑方法,将透平内部的复杂流路简化为由节点和节流单元组成的管网网络图。在给定参数条件下,管网计算可以求得透平叶片内部流体的温度、压力、流量分布。由于不要求解复杂的 N-S 方程,只需要对各节点和节流单元建立线性方程组并进行求解,因此具有计算速度快、容易收敛的优点。

Jelisavcic 等^[1]首先开发了用于模拟燃气透平内部流体流动换热的一维管网计算程序。Rama 等^[2]将三维数值计算与管网计算相结合,将三维数值计算得到的流动损失与换热系数输入管网程序进行迭代计算。Andreini 等^[3]则在此基础上,利用三维数值计算模拟叶片外部流场,进一步完善了燃气透平的管网耦合计算。王新军等^[4]开发了某燃气透平第一级冷却空气网络系统的程序,计算得到冷却空气的流量、压力和温度分布。迟重然等^[5]搭建了叶片参数化设计平台,并基于管网计算对燃气透平第一级动叶进行了冷却结构设计。李守祚等^[6-7]、韩俊等^[8]将管网计算方法应用于涡轮导叶,搭建了高压透平导叶传热计算平台,并对其进行了冷却结构方案设计。董爱华等^[9]、史亮等^[10]将管网计算方法应用于透平动叶,研究了动叶冷却结构的传热特性,并提出了改型设计方案。史亮等^[11]、章锁诚等^[12]开发了双层壁冷却结构的管网耦合算法,并对其进行了结构改型设计。

燃气透平叶片前缘由于直接受到主流高温燃气的冲击,需要承受极大的热负荷,因此叶片前缘冷却一直以来都是燃气透平设计与研究者关注的焦点。叶片前缘通常采取单排孔冲击冷却与多排孔气膜冷却相结合的复合冷却方法,国内外学者利用实验与数值方法进行了大量研究。Liu 等^[13]用数值方法研

究了吹风比与气膜孔展向角对前缘冲击/气膜复合冷却换热的影响。Ravelli 等^[14]用数值方法研究了不同冲击孔布置对前缘冲击/气膜复合冷却换热效果的影响。杨力等^[15-16]用实验与数值方法研究了气膜抽吸作用对前缘冲击冷却流动换热特性的影响。杜长河等^[17]、邓清华等^[18]数值研究了气膜抽吸对冲击冷却流动换热的影响。程想等^[19]用实验方法研究了冲击孔位置对涡轮叶片冲击/气膜复合冷却特性影响。张志欣等^[20]数值研究了气膜孔角度对实际叶片前缘冲击/气膜复合冷却换热的影响。Yang 等^[21]用实验与数值方法探究了叶栅端壁冲击/气膜复合冷却的换热特性。

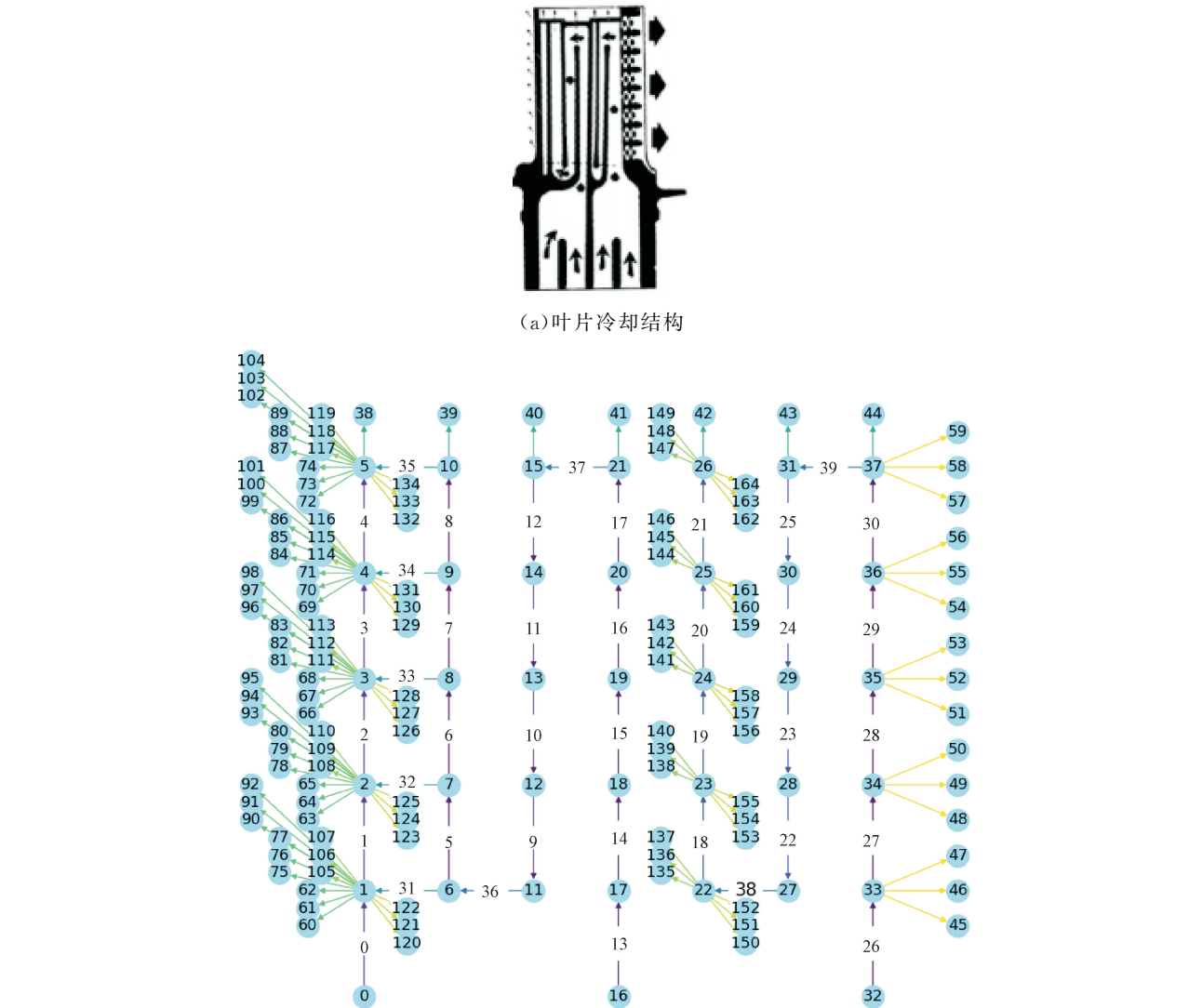
综合各类文献可以发现,气膜冷却常作用于叶片的外壁面,由于外部流场具有复杂的流动换热特性,难以通过管网计算进行一维数值求解。因此,以往学者在利用管网计算方法进行透平叶片冷却结构的设计时,通常忽略了气膜冷却的影响,并且用于研究叶片前缘冲击/气膜复合冷却的管网计算方法也尚未见到报道。本文以叶片前缘冲击/气膜复合冷却模型为研究对象,提出了管网耦合计算方法,利用 Python 编制了用于叶片冷却结构设计的一维管网计算程序,并结合 ANSYS CFX 三维数值计算软件,搭建了用于前缘冲击/气膜复合冷却研究的管网耦合设计计算平台,将管网耦合计算的结果与全三维气热耦合计算的结果进行了对比,验证了管网耦合计算方法的有效性。

1 管网耦合计算方法及程序验证

管网计算方法旨在将燃气透平叶片内部冷却气体沿复杂流道的流动简化为一维节流单元的流动,因此首先需要根据内部冷却结构建立适合管网计算求解的管网模型。本文利用复杂网络分析库

networkx 搭建了管网模型设计模块,通过该模块可快速进行冷却结构的降维设计,并通过一维管网拓

扑图体现节流单元的连接方式。图 1 给出了利用该模块设计的某透平叶片冷却结构的管网计算模型。



蓝色圆圈代表节点,圈内数字为节点编号;箭头代表节流单元,箭头上数字为节流单元编号。
(b)管网计算模型示意图

图 1 叶片冷却结构及管网计算模型示意图
Fig. 1 Sketch map of blade cooling structure and flow network calculation model

1.1 管网计算方法

管网计算模型给出了节流单元的连接方式、单元的类型以及几何参数,再根据计算边界条件以及初始条件得到各节点的参数,便可进行管网计算的求解。图 2 给出了管网计算的求解流程,求解过程分为压力迭代计算和温度迭代计算两个部分。

压力迭代计算需要求解节点的连续性方程

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

式中:下标 i 和 j 分别表示进、出口节点编号; q_{ij} 表示从节点 i 流向节点 j 的流量。

与此同时,在考虑变截面、摩擦、换热、压缩、旋转等因素下,还需求解节流单元的一维动量方程

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

式中: A 为流道截面积; D_h 为当量直径; C_f 为摩擦阻力系数; ω 为旋转角速度; r 为旋转半径。求解过程中利用一阶差分法离散一维动量方程,得到线性方程

$$q_{ij} = \frac{p_i}{N_{ij}} - \frac{p_j}{N_{ij}} + \frac{M_{ij}}{N_{ij}} \quad (3)$$

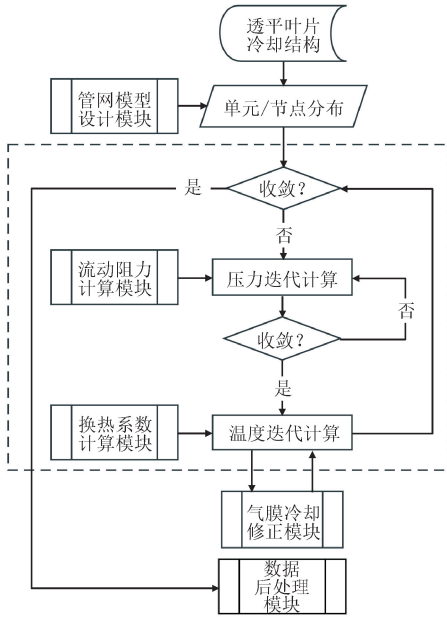


图2 管网计算的求解流程

Fig. 2 Solving process of flow network calculation

式中: N_{ij} 表示节流单元内部冷却流道横截面积变化、通道内流动阻力、换热引起温度变化等所带来的压力损失; M_{ij} 表示叶片旋转带来的压力损失。

将式(1)与式(3)联立,可以得到线性方程组

$$\mathbf{H}\mathbf{p} = \mathbf{d} \quad (4)$$

式中: 向量 $\mathbf{p}$ 为待求解的压力; $\mathbf{H}$ 为系数矩阵, 对角线元素 $H_{ii} = -\sum 1/N_{ij}$, 当节点 i 和 j 之间存在节流单元时, $H_{ij} = -1/N_{ij}$, 如果不存在节流单元, 则 $H_{ij} = 0$, 当节点 i 为压力边界时, $H_{ii} = 1$ 且 $H_{ij} = 0$; $\mathbf{d}$ 为与压力无关的向量, 元素 $d_i = \sum M_{ij}/N_{ij}$, 当节点 i 为压力边界时, $d_i = p_{bi}$, p_{bi} 为压力边界值, 当节点 i 为流量边界时, $d_i = \sum M_{ij}/N_{ij} - q_{bi}$, q_{bi} 为流量边界值。

在压力迭代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。

温度计算需要求解节流单元的能量方程

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

式中: h_i^* 、 h_j^* 为节流单元的进出口总焓; Q 表示与外界的换热量, 其具有不同的计算方式。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

$$T_{cj} = \frac{2U_a}{2c_p q_{ij} + U_a} T_w + \frac{2c_p q_{ij} - U_a}{2c_p q_{ij} + U_a} T_{ci} + \frac{q_{ij}\omega^2(r_j^2 - r_i^2)}{2c_p q_{ij} + U_a} \quad (6)$$

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

若考虑叶栅通道流动带来的叶片外部换热, 即给定第三类边界条件时, 由于一个内部节流单元可能对应若干外部换热单元, 此时式(5)可以表示为

$$T_{cj} = \sum_x \frac{2U_{ax}}{2c_p q_{ij} + U_a} T_{gx} + \frac{2c_p q_{ij} - U_a}{2c_p q_{ij} + U_a} T_{ci} + \frac{q_{ij}\omega^2(r_j^2 - r_i^2)}{2c_p q_{ij} + U_a} \quad (7)$$

式中: U_{ax} 为对应外部单元的当量换热系数, 表示为

$$U_{ax} = \left[\frac{1}{h_{gx} A_{gx}} + \frac{2\delta_x}{\lambda(A_{gx} + A_{cx})} + \frac{1}{h_c A_{cx}} \right]^{-1} \quad (8)$$

其中 A_{gx} 表示外部单元的换热面积, δ_x 为壁面厚度, λ 为叶片材料导热系数。叶片外部的换热系数 h_{gx} 及燃气温度 T_{gx} 需由第三类边界条件给定, 冷气侧换热系数 h_c 则需由换热经验公式计算。需要说明的是, 如果内部节流单元对应的外部换热单元受到气膜冷却的影响, 则需要进入气膜冷却修正模块, 具体的修正方法会在后文进行阐述。

式(5)~(7)为节流单元能量方程的不同表示形式, 而要求得各节点的温度, 还要求解节点的能量方程

$$T_i = \frac{\sum_j c_{p,ij} \min(q_{ij}, 0) T_{ij}}{\sum_j c_{p,ij} \min(q_{ij}, 0)} \quad (9)$$

式中: T_i 表示节点温度; T_{ij} 表示与节点相连的节流单元温度。式(9)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前, 都需要进行一次压力迭代计算。当温度迭代计算收敛后, 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 CoolProp 开源物性库进行实时更新。

节流单元的阻力系数及换热系数关联式都以函数的形式储存在子程序模块中, 在压力计算与温度计算时, 可以根据元件种类调用相应的阻力与换热关联式。

元件的阻力系数通常由摩擦阻力系数 C_f 或者流量系数 C_D 表示。针对内部直通道, 在 $Re > 4\,000$ 的湍流状态, 可按照光滑圆管的柯纳柯夫(Konakov)公式^[22]计算流阻

$$C_f = (1.8 \lg Re - 1.5)^{-2} \quad (10)$$

针对冲击腔内横流通道的, 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^[22]可以达到较好的计算结果

$$C_f = 0.0032 + 0.221Re^{-0.237} \quad (11)$$

针对气膜孔等出流结构,既要考虑出流的局部阻力,又要防止冷气倒灌现象,因此需要引入出流系数 C_D ,可用普通孔的流量系数^[16]进行计算

$$C_D = 0.082 + 0.0085 \frac{l}{D_h} \quad (12)$$

式中: l 为流道长度。

元件的换热系数则通常由努塞尔数 Nu 表示,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^[23]计算

$$Nu = 0.023Re^{0.8}Pr^{0.4} \quad (13)$$

针对前缘冲击冷却的平均换热系数,采用了 Chupp 等^[24]提出的半圆形靶面冲击冷却换热关联式

$$Nu_{av} = 0.63Re^{0.7} \left(\frac{d}{P} \right)^{0.5} \left(\frac{d}{D} \right)^{0.6} \cdot \exp \left[\left(-1.27 \frac{L}{d} \left(\frac{d}{P} \right)^{0.5} \left(\frac{d}{D} \right)^{1.2} \right) \right] \quad (14)$$

对于前缘冲击驻点附近的换热,可采用

$$Nu_{stag} = 0.44Re^{0.7} \left(\frac{d}{P} \right)^{0.8} \exp \left[-0.85 \frac{L}{d} \frac{d}{P} \left(\frac{d}{D} \right)^{0.4} \right] \quad (15)$$

式中: d 为冲击孔径; D 为靶面直径; L 为射流与靶面距离; P 为冲击孔径向孔距。式(14)与(15)可在 $3000 < Re < 15000$ 的范围内使用。

1.2 管网程序验证

冲击冷却为本文研究对象中最主要的内部冷却方式,因此在开展冲击/气膜复合冷却的研究前,需要验证管网程序在计算冲击冷却时的精度。如图3(a)所示,选取了文献[15]中的前缘冲击冷却实验模型作为验证模型,该模型沿流程均匀布置了10排冲击孔,冷气由上游流入,通过冲击孔对冲击靶面进行冷却,再由下游出口流出。图3(b)给出了管网模型设计程序生成的一维管网计算模型。在管网计算中,采用与文献[15]中相同的边界条件,调用换热关联式(15)进行冲击冷却的换热计算。

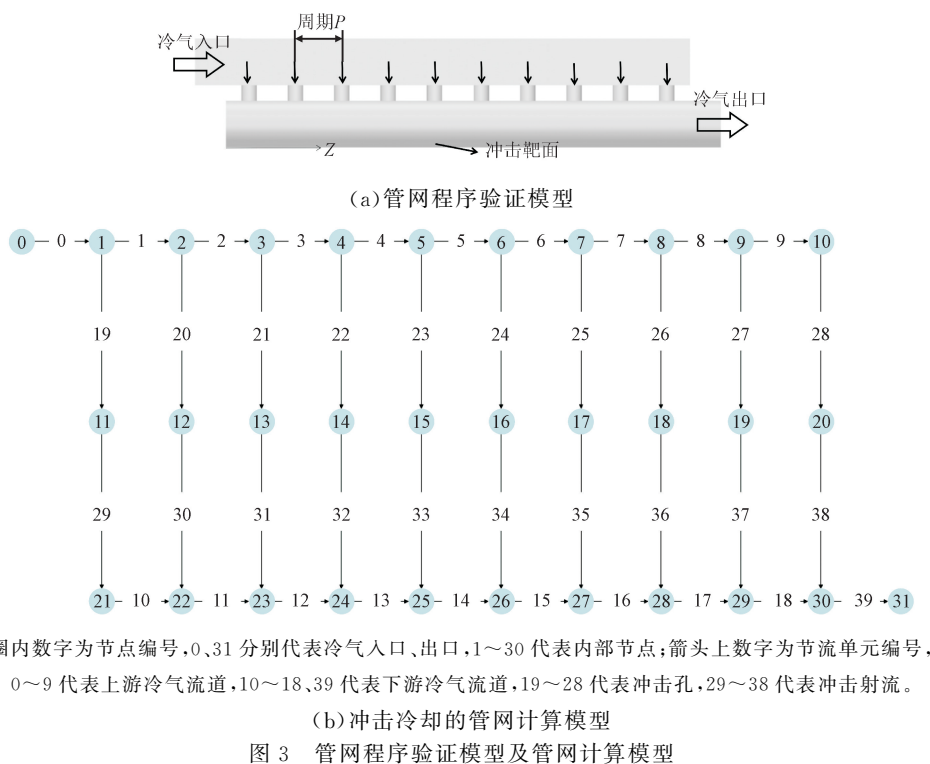


Fig. 3 The validation model and flow network calculation model of leading edge model

管网计算与实验测量的平均努塞尔数对比如图4所示,横坐标 $Z \cdot P^{-1}$ 为展向位置与冲击孔周期的比值,纵坐标为各冲击驻点附近的平均努塞尔数。可以看出,管网计算得到的平均努塞尔数沿展向呈上升趋势,总体变化幅度不大。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,因此在实验数据中,下游的平均努塞尔数呈下降趋势。为了在管网计算中模拟横流作用,对于式(15)提出了横流修正因子 $\xi_G = 1 - 0.01(G_c/G)^2$,其中 G_c 、 G 分别表示横流与冲击射流流量。由此得到了

修正后的管网计算平均努塞尔数。当 $Z \cdot P^{-1} > 6$ 时,管网计算得到的平均努塞尔数沿展向变化的误差明显减小。修正前管网计算得到的平均努塞尔数最大误差为 18.7%,修正后的最大误差为 17.9%,仅从数值大小而言,计算结果都与实验结果吻合较好。需要说明的是,横流修正因子仅用于改善管网计算结果的变化趋势,而在后续前缘冲击/气膜复合冷却的研究中,由于横流作用并不明显,因此不需要采用横流修正因子。

实验测量的冲击靶面整体平均努塞尔数为 46.83,修正前管网计算得到的整体平均努塞尔数为 48.69,修正后为 44.57,与实验结果的相对误差均小于 5%。综上所述可知,管网程序在计算冲击冷却换热时可以得到较为准确的结果,可在此基础上开展后续研究。

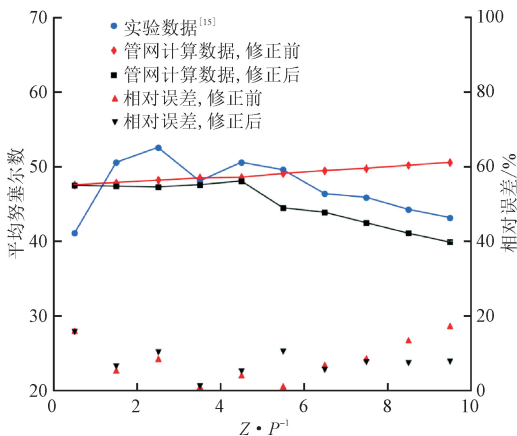


图4 管网计算与实验测量的平均努塞尔数对比

Fig. 4 Comparison of average Nusselt numbers calculated by flow network and measured by experiment

1.3 管网耦合计算方法

叶片外壁面的温度 T_w 是评价燃气透平叶片冷却设计性能的重要指标之一。在管网计算中,可以通过求解下式对其进行计算

$$Q = \frac{T_g - T_w}{(h_g A_g)^{-1}} = \frac{T_g - T_c}{U_a} \quad (16)$$

式中:叶片外部的换热系数 h_g 及燃气温度 T_g 需要通过求解叶栅通道的外部流场得到。然而,外部流场的流动换热特性十分复杂,会受到叶栅结构、流场转捩、气膜扰动等复杂的因素影响,因此难以与内部流场一样采用归纳的实验关联式进行计算。

为了得到叶片外壁面的温度,通常需要进行耦合计算,常规的耦合计算需要在叶片内部流体域、叶片固体域、叶片外部流体域之间设置耦合交界面,利用三维 CFD 计算软件来进行气热耦合计算。虽然

三维气热耦合计算可以得到详细的计算结果,但也需要庞大的计算资源,为了减少叶片冷却结构设计的时间,在设计前期,可以应用管网耦合计算方法进行计算。图 5(a)中给出了本文搭建的管网耦合框架,首先根据透平叶片冷却结构,选用合适的气动计算模型并进行网格划分,该模型通常只需要考虑外部流场,存在冷气出流的情况下则还需考虑冷气出流结构,再利用 ANSYS CFX 三维计算软件进行叶栅通道的气动计算,同时利用管网程序进行内部流体计算,通过管网耦合模块进行数据传递以及耦合换热计算。管网耦合的数据传递如图 5(b)所示,具体的计算步骤如下:

(1)在 CFX-Pre 中设置初次气动计算的算例,并对外壁面温度 T_w 进行预设;

(2)利用 ANSYS CFX 进行气动计算,得到外部流场的换热系数 h_g 及燃气温度 T_g ,为了提高计算精度,通常取各外部换热单元的平均值;

(3)将步骤(2)中得到的外流场换热参数作为管网计算的第三类边界条件,利用管网程序计算内部流场,再由式(16)计算各外部换热单元的温度;

(4)将步骤(3)中计算得到的外壁面温度 T_w 作为等温边界条件赋给 CFX-Pre, T_w 可以是整个叶片外壁面温度的平均值,也可以是各外部换热单元的温度;

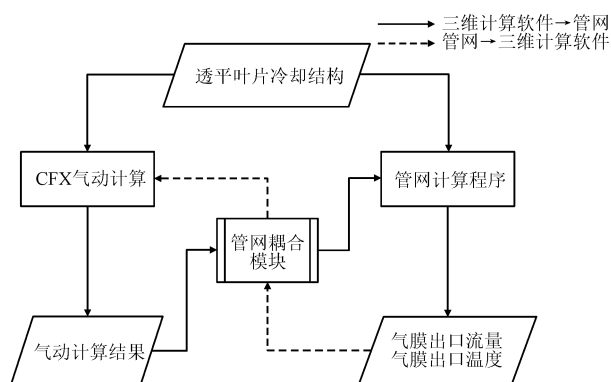
(5)重复步骤(2)~(4),直到外壁面温度 T_w 达到收敛精度要求。

步骤(2)中,外部流场的换热系数 h_g 通常的计算式为

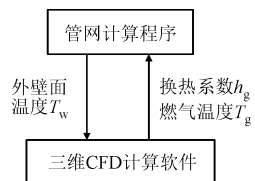
$$h_g = \frac{q_w}{T_f - T_w} \quad (17)$$

式中: q_w 为燃气侧热流密度; T_f 为参考温度,通常取主流燃气温度 T_∞ 。

管网耦合的数据传递需要用到两种计算工具之间可互相识别与执行的指令,本文通过 Python 内置的文件读写模块,调用与修改外部 .ccl 以及 .cse 等 CFX 脚本指令文件,利用 os 系统交互模块,在程序内部实现 CFX 自动运算以及数据传递的操作。由于除了初次计算外,无需在 ANSYS CFX 三维计算软件的前端窗口进行操作,因此具有较好的便利性。依赖于 CFD-Post 的数据存储与定位功能,在管网耦合模块中,还可以得到管网模型中节流单元的几何数据,也可以根据三维计算模型的网格数据,将叶片外壁面温度在网格单元上进行插值计算,从而得到叶片外壁面的温度分布情况。



(a) 管网耦合框架



(b) 管网耦合的数据传递

图5 管网耦合的计算框架

Fig. 5 The flow network coupling calculation architecture

2 计算模型与数值方法验证

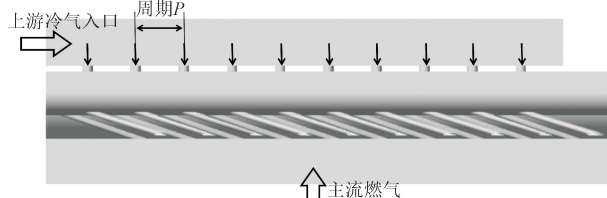
2.1 计算模型

本文以透平叶片前缘冲击/气膜复合冷却模型为研究对象,图6中给出了气热耦合计算模型、气动计算模型以及气膜孔的分布情况。

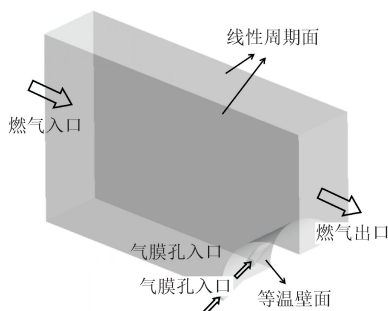
图6(a)给出了气热耦合的计算模型,计算模型参考文献[13],为了更好地模拟实际叶片前缘的配气方式,在上游开设了冷气腔室,冷气由上游流入,通过冲击孔对冲击靶面进行冷却,由气膜孔全部流出,与外流场主流燃气掺混。沿展向布置了10个冲击孔,冲击孔间距 $P=24.2$ mm,冲击孔直径 $d=5.1$ mm,半圆形冲击靶面直径 $D=25.4$ mm,冲击孔到靶面的距离 $L=23.6$ mm。边界条件参考文献[13],冷气进口温度为 200 K,质量流量为 4.11 g/s,冷气出口与外流场耦合,主流燃气入口温度为 300 K,速度 15 m/s,燃气出口为大气压,流体域与固体域交界面均设为流固耦合边界。

气动计算模型如图6(b)所示,为了缩短计算时间,对内部流道结构进行了简化处理,仅保留了气膜孔出流结构。与此同时,采用对称以及线性周期,周期与气热耦合模型中冲击孔的间距保持一致。其中,主流燃气边界条件与气热耦合模型一致,外壁面温度以及气膜孔入口质量流量以及温度都由管网计算得到。气膜孔的分布如图6(c)

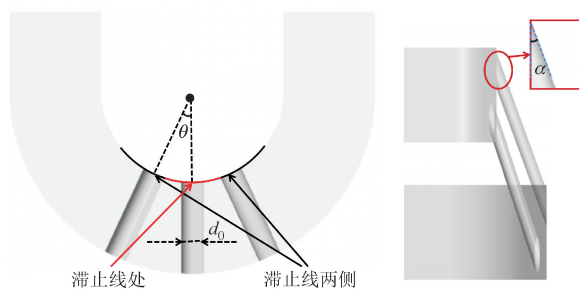
所示,每一冲击孔都对应3列气膜孔,分别位于前缘滞止线处以及滞止线两侧,气膜孔直径 $d_0=3.18$ mm,气膜孔的径向角 $\alpha=20^\circ$,交错排列,两侧气膜孔沿滞止线的夹角 $\theta=25^\circ$ 。



(a) 气热耦合计算模型



(b) 气动计算模型



(c) 气膜孔分布情况

图6 前缘冲击/气膜复合冷却模型

Fig. 6 Model of compound impingement and film cooling in blade leading edge

2.2 数值方法验证及网格无关性考核

数值方法的验证分别采用文献[15]中关于前缘冲击冷却的实验数据以及文献[14]中关于前缘气膜冷却的实验数据,考核了标准 $k-\omega$ 、SST $k-\omega$ 模型、标准 $k-\epsilon$ 和 RNG $k-\epsilon$ 共4种湍流模型在计算叶片前缘冲击/气膜复合冷却时的精度,验证了本文所采用数值方法的适用性。图7(a)和(b)分别给出了冲击冷却与气膜冷却的验证结果,分别以流向平均努塞尔数以及流向平均气膜冷却效率作为参考,图中 $S \cdot D^{-1}$ 为流向位置与靶面直径的比值。结果表明,计算冲击冷却时,标准 $k-\omega$ 模型与 SST $k-\omega$ 模型的计算结果均与实验数据吻合良好,计算气膜冷却时,标准

$k-\omega$ 模型与标准 $k-\epsilon$ 模型的计算结果更接近实验数据。综合冲击冷却及气膜冷却的验证结果,再结合课题组前期对冲击/气膜复合冷却方面的研究工作^[20-21],选用了标准 $k-\omega$ 模型进行数值计算。

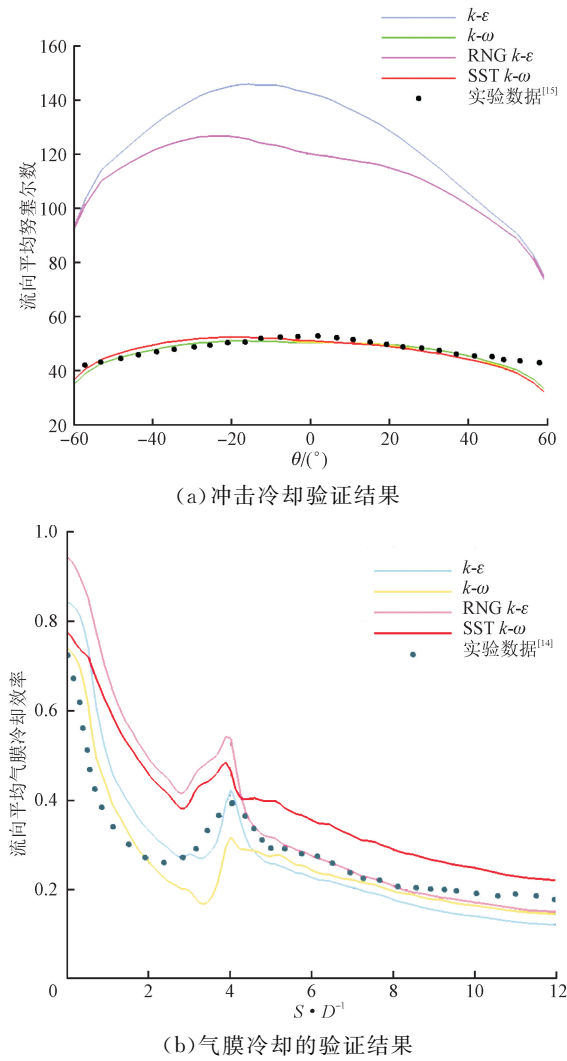


图 7 湍流模型验证结果

Fig. 7 Results of turbulence models validation

本节还进行了网格无关性考核,对于图 8(a)中的气热耦合计算模型,分别选择了约 220 万、420 万、620 万、840 万节点数的 4 套网格进行计算,采用外壁面流向平均温度作为考核指标。对于图 8(b)中的气动计算模型,分别选择了约 20 万、40 万、80 万、160 万节点数的 4 套网格进行计算,采用外壁面流向平均气膜冷却效率作为考核指标。计算采用标准 $k-\omega$ 湍流模型,计算采用的网格均保证了结构 $y^+ < 1$ 。网格无关性考核结果如图 8 所示,综合考量了计算精度与时间,选取 620 万网格进行气热耦合计算,选取 40 万网格进行气动计算。

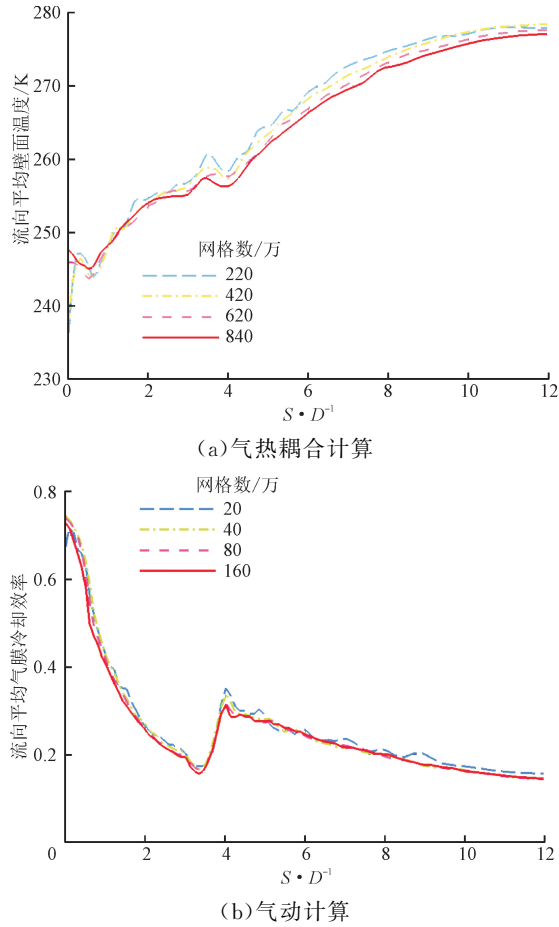


图 8 网格无关性考核结果

Fig. 8 Results of grid independence validation

3 管网耦合方法在前缘冲击/气膜复合冷却中的应用

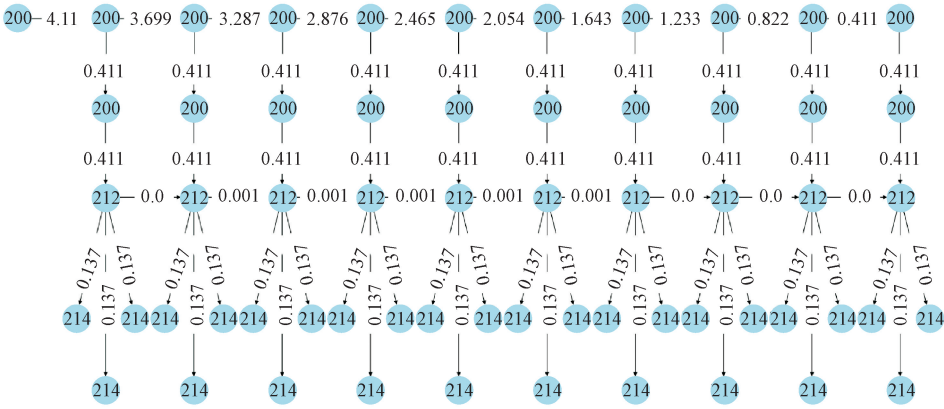
燃气透平叶片前缘冲击/气膜复合冷却主要包括了内部冲击冷却以及外部气膜冷却,因此需要设计合适的内部冷却管网模型,在综合考虑气膜冷却对外部流场的影响后划分外部换热单元,提出用于前缘冲击/气膜复合冷却的管网耦合计算方法。

3.1 管网耦合的内部冷却管网模型验证

在管网耦合计算中,需要利用管网程序计算内部流场,因此需要根据前缘冲击/气膜复合冷却的内部冷却结构设计合适的管网模型。

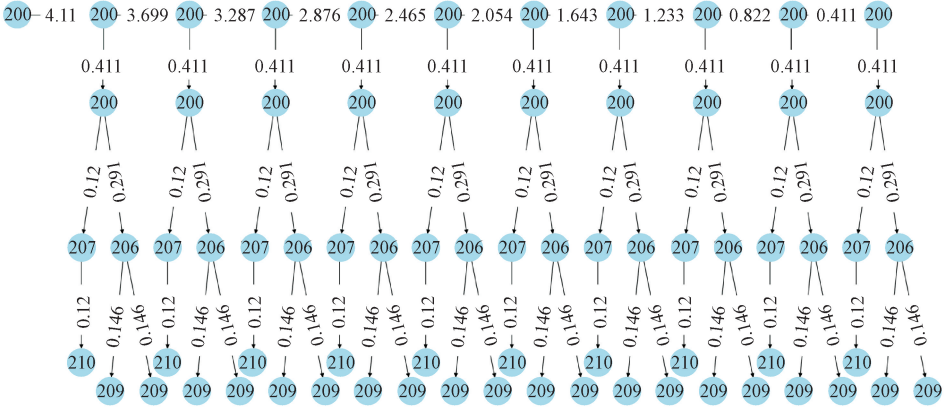
图 9 给出了两种不同的管网模型方案,两种方案都根据图 6(a)中的三维气热耦合模型降维设计而来。图 9(a)的管网模型为方案 1,在图 3(b)中冲击冷却的管网模型基础上进行了改型,其上游节点与冲击孔单元一一对应,下游冲击靶面节点与冲击射流单元一一对应,每一靶面节点都与 3 列气膜孔单元相连,相邻靶面节点通过横流单元连接。图 9

(b)的管网模型为方案 2,考虑了气膜抽吸对内部流动的影响,将下游冲击射流模化为两部分,分别与滞止线处气膜孔以及两侧气膜孔相连,并且忽略了相邻靶面节点间的横流单元。



蓝色圆圈代表节点,圈内数字为节点温度,单位为 K;箭头代表节流单元,箭头上数字为节流单元冷气流量,单位为 g/s。

(a) 方案 1



蓝色圆圈代表节点,圈内数字为节点温度,单位为 K;箭头代表节流单元,箭头上数字为节流单元冷气流量,单位为 g/s。

(b) 方案 2

图 9 不同方案下前缘冲击/气膜复合冷却的管网模型与计算结果

Fig. 9 The flow network calculation model and the results of compound impingement and film cooling in blade leading edge under different schemes

为了验证管网计算的精度并选择合适的设计方案,表 1 给出了两种方案计算得到的气膜孔平均质量流量以及出口平均温度。表中,相对误差 1、2 分别表示方案 1、2 与三维气热耦合的相对误差。结合两种方案的计算结果,分别与三维气热耦合计算结果进行了对比,结果表明:同一列气膜孔的质量流量以及出口温度沿展向变化不明显,而滞止线处气膜孔与两侧气膜孔之间则存在明显差异。方案 1 把气膜孔入口节点默认为同一个,因此难以计算出各列气膜孔之间的差异,管网计算得到的滞止线处气膜孔流量存在 20% 的相对误差,与此同时,下游横流单元的平均质量流量均低于 0.001 g/s,远小于其他节流单元,因此可以忽略不计。方案 2 保证了气膜孔入口节点的独立性,较好地计算出了各列气膜孔之间的差异,滞止线处气膜孔流量的相对误差为

4.54%。两种方案气膜孔出口平均温度计算结果的相对误差都较小,但方案 2 仍明显优于方案 1。

表 1 气膜孔平均质量流量及出口平均温度对比
Table 1 Comparison of average mass flow and temperature of film hole outlet

计算方法	流量/(g·s ⁻¹)		温度/K	
	滞止线处 气膜孔	两侧 气膜孔	滞止线处 气膜孔	两侧 气膜孔
方案 1	0.137 4	0.136 8	213.7	213.7
方案 2	0.119 7	0.145 6	210.1	208.9
三维气热耦合	0.114 5	0.148 3	211.7	209.6
相对误差 1	20.0%	7.75%	0.95%	1.96%
相对误差 2	4.54%	1.82%	0.76%	0.33%

综合以上因素可知,方案 2 的管网模型在计算前缘冲击/气膜复合冷却时具有更好的精度,可用于

管网耦合计算中内部流场的计算。

3.2 管网耦合的外部气膜冷却修正方法

对于前缘冲击/气膜复合冷却,气膜冷却会对叶片外部流场的流动与换热特性造成影响。一方面,经气膜孔出流的冷气会与近壁面处高温燃气掺混并引发扰动,导致了燃气侧热流密度 q_w 较无气膜出流时存在较大的差距;另一方面,由于冷气会在叶片外壁面形成气膜,与叶片外壁面进行换热的对象由主流燃气变成了气膜,此时式(17)中的参考温度 T_f 就变成了气膜温度。因此,需要对近壁面流场的换热系数以及气膜温度进行修正,并根据气膜孔的分布划分合理的外部换热单元。

气膜温度 T_f 可由 Chowdhury 等^[25] 给出的经验公式进行计算

$$T_f = T_r(1 - \bar{\eta}_{\text{area}}) + \bar{\eta}_{\text{area}} T_c \quad (18)$$

式中: T_r 为燃气在绝热表面的滞止温度,在主流速度较低时可取主流燃气温度; T_c 为内部节流单元的平均温度; $\bar{\eta}_{\text{area}}$ 为面平均气膜冷却效率。

绝热气膜冷却效率是评判气膜冷却能力的重要指标,通常由下式进行定义

$$\eta = \frac{T_{\infty} - T_{\text{aw}}}{T_{\infty} - T_c} \quad (19)$$

对于式(18)中的面平均气膜冷却效率 $\bar{\eta}_{\text{area}}$,首先可以通过 Bunker 等^[26] 提出的实验关联式计算展向平均气膜冷却效率

$$\bar{\eta} = \frac{0.4231}{(x/MS_e)^{0.2067}} \quad (20)$$

式中: x 为距气膜孔出口的距离; M 为吹风比; S_e 为气膜孔沿展向的等效宽度。在气膜孔沿展向的覆盖范围内取若干采样点进行平均即可得到单个气膜孔的面平均气膜冷却效率。

由于式(20)只考虑了单个气膜孔的影响,气膜冷却效率的叠加可由 Sellers 等^[27] 提出的公式计算

$$\bar{\eta}_{\text{area}} = \eta_1 + \eta_2(1 - \eta_1) + \dots + \eta_n(1 - \eta_1) \cdot \dots \cdot (1 - \eta_{n-1}) \quad (21)$$

式中: $\eta_1 \sim \eta_n$ 分别为单个气膜孔在单独工作时的面平均气膜冷却效率。

由式(20)、(21)可进行平均气膜冷却效率的计算,再结合式(17)、(18)可得到气膜温度与外壁面换热系数,由此可对管网计算进行气膜冷却修正。修正后的管网耦合框架以及数据传递过程如图 10 所示。首先,需要将三维气动计算得到的外壁面热流密度、主流温度以及气膜孔出口静压传递给管网计算程序;其次,将换热参数以及气膜孔参数传递至气膜冷却修正模块,可以得到气膜冷却参数并进行管网计算;最后,将管网计算得到的外壁面温度以及气

膜孔出口参数传递至三维 CFD 计算软件作为边界条件,进行下一次三维气动计算。

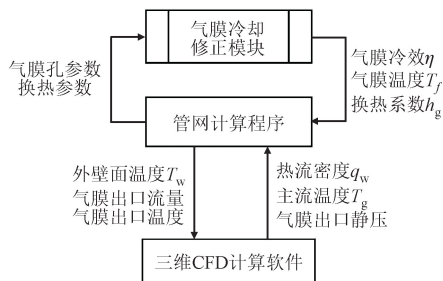


图 10 气膜冷却修正后的管网耦合框架

Fig. 10 The flow network coupling calculation architecture after film-cooling correction

外部换热单元需要与内部单元相对应,通常更细致的划分可以得到更精确的外壁面温度分布值,但同时也会增加前处理的烦琐程度,并且使管网耦合计算难以收敛。常规的划分方式是将每一内部单元对应的外部换热单元划分为叶片吸力面侧与压力面侧两部分,这种划分方式考虑了两侧换热系数与换热面积的差异,具有一定的合理性。但是,针对前缘冲击/气膜复合冷却,由于气膜冷却对换热系数的分布存在较大的影响,为了对外部换热单元进行合理划分,需要分析气膜冷却的作用效果。考虑到外部流场的复杂性,需要通过三维气动计算进行气膜冷却的作用分析。图 11 给出了绝热气膜冷却效率的云图分布。分析发现,气膜冷却在不同区域的作用效果存在较大差异。为了使耦合计算结果更加精确,将每个周期的外部换热单元都划分为 6 个部分。如图 11 所示,在采用经验公式进行计算时,单元 1、3 被视为无气膜覆盖区域,单元 2 被视为滞止线处气膜孔单独作用的区域,单元 4、6 为单侧气膜孔以及滞止线处气膜孔叠加作用的区域,单元 5 为滞止线处气膜孔与两侧气膜孔叠加作用的区域,具有

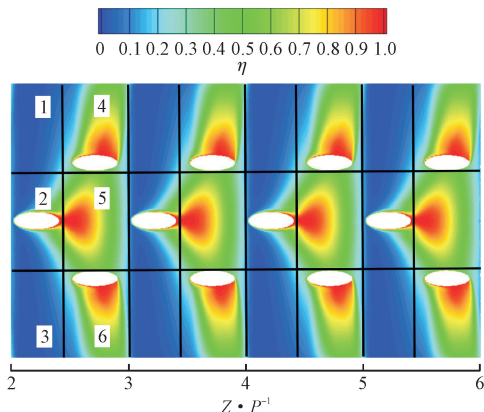


图 11 绝热气膜冷却效率云图分布

Fig. 11 Cloud map of adiabatic cooling effectiveness

最高的冷却效率。气膜冷却单元 1~3 与图 9(b)中滞止线处气膜孔连接的内部单元对应,而单元 4~6 则与两侧气膜孔连接的内部单元对应。

表 2 给出了由式(20)、(21)一维计算的平均气膜冷却效率与三维计算结果的对比,结果表明:单元 4~6 的一维计算结果与三维计算结果吻合良好,相对误差都在 5% 以内;单元 2 中只有部分区域被气膜覆盖,因此一维计算结果偏大,相对误差为 12.2%;单元 1、3 处的气膜冷却效率明显低于其他单元,故可近似为无气膜覆盖区域。由此验证了气膜冷却修正方法的合理性。

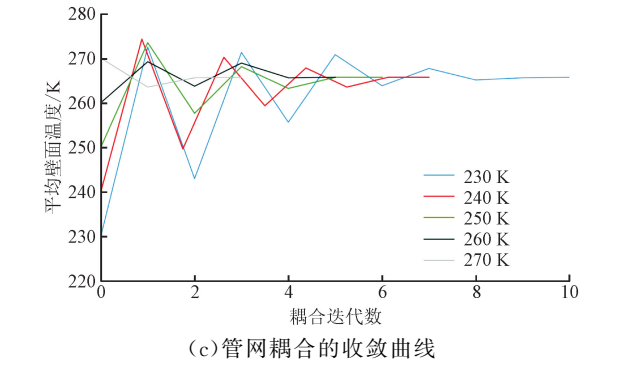
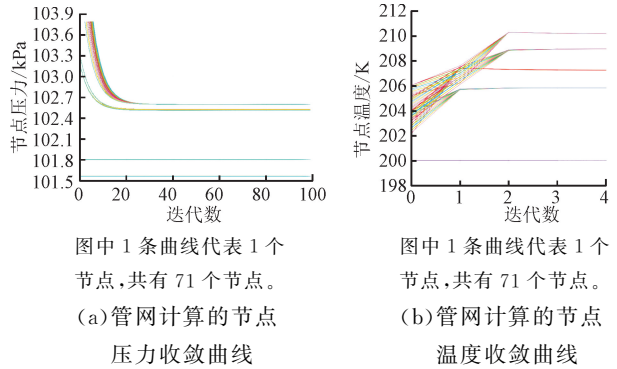
表 2 平均绝热气膜冷却效率对比

计算方法	平均绝热气膜冷却效率			
	单元 1、3	单元 2	单元 4、6	单元 5
一维计算	0	0.221	0.404	0.544
三维计算	0.047	0.197	0.413	0.569
相对误差		12.2%	2.18%	4.39%

3.3 管网耦合计算的三维气热耦合验证

图 12(a)、(b)给出了管网计算方案 2 中 71 个节点的压力和温度收敛过程,其中压力计算的收敛因子为 0.2,压力迭代的步数在 80~300 范围内,温度迭代的步数在 3~12 范围内,每次管网计算的时间不超过 30 s。图 9(c)给出了初始壁温 230、240、250、260、270 K 条件下管网耦合计算的收敛过程,以每一次耦合得到的外壁面平均温度为评价收敛的指标,迭代步数在 3~10 范围内。

对比了管网耦合与三维气热耦合的计算资源与时间,两种方法均在 4 核 8 线程的计算资源下运行。管网耦合的气动计算部分以外壁面平均换热系数为收敛指标,每次计算的收敛步数不超过 500,运算时间不超过 500 s,管网耦合的总运算时间不超过 1.5 h。三维气热耦合计算以外壁面平均温度为收敛指标,运行 1 200 步后收敛,运算时间为 27 h。



(c)管网耦合的收敛曲线

图 12 管网耦合计算的收敛过程

Fig. 12 Convergence process for the flow network coupling calculation

管网耦合与三维气热耦合的计算结果对比如图 13 所示。根据 scipy 科学计算库中的插值函数,分别采用 3 种不同的插值方式对管网耦合计算得到的叶片外壁面温度进行插值处理。图 13(b)中采取的最近邻插值方法得到的结果更直观地体现了外壁面单元的平均温度,可以根据壁面高温区域的分布对冷却结构提出改型设计,具有较大的参考价值。图 13(c)中采用的三次样条插值方法得到的云图可以在一定程度上模拟壁面温度沿流向的变化趋势,在研究气膜冷却的作用效果时有一定的参考价值。图 13(d)中采用的线性插值方法与三次样条插值方法得到的结果类似,但是相邻温度范围的过渡不够

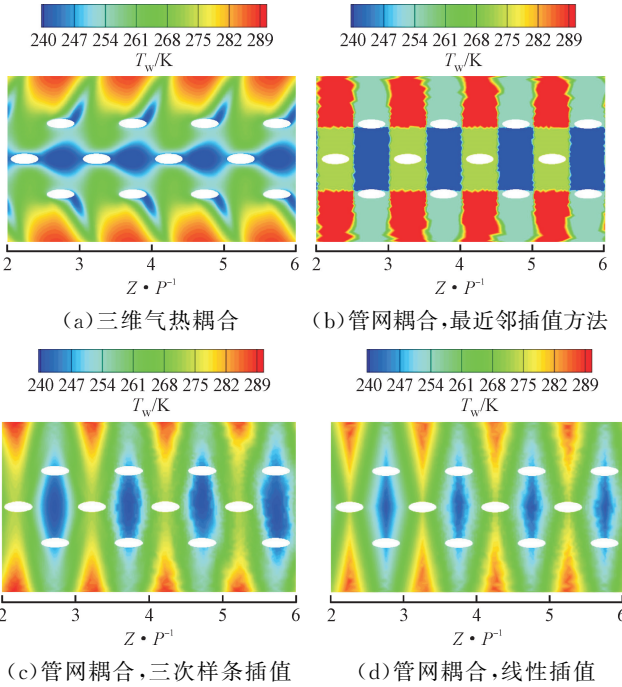


图 13 三维气热耦合与管网耦合计算结果对比

Fig. 13 Comparison of CFD gas-thermal coupling and the flow network coupling calculation results

自然,在实际设计过程中,可根据研究需求选用不同的插值方式。根据图 13(a)中给出的三维气热耦合计算结果云图,发现由于不同周期间气膜冷却的相互作用,壁面低温区域沿展向存在一定的偏移量,这一现象在两侧气膜孔附近更为明显。为了缩短计算时间,管网耦合计算中的三维气动部分对内流场进行了简化并且采用了线性周期,因此难以模拟这一现象。

根据 3.2 节中划分的外部换热单元,对于三维气热耦合计算结果,考虑了沿展向的偏移量后,对不同区域采取了面平均处理,结合管网耦合计算结果,在图 14 中的无量纲插值云图中给出了沿展向 10 个周期内各换热单元的温度误差。结果表明,除了第 1 个和第 10 个周期以外,其他各周期的温度误差基本一致,最大温差出现在第 3 个周期的换热单元 2 处,温差为 8.1 K,最小温差出现在第 5 个周期的换热单元 5 处,温差为 1.6 K。

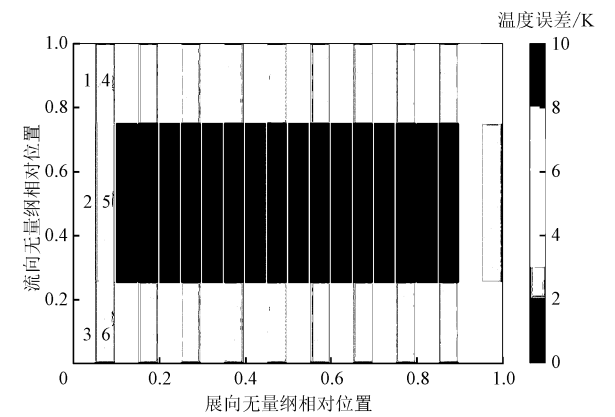


图 14 管网耦合与三维气热耦合计算的温度误差
Fig. 14 Temperature error of the flow network coupling and CFD gas-thermal coupling calculation results

表 3 给出了外壁面换热单元的最高温度、最低温度以及平均温度值的对比。温度最高的区域出现在第一个周期的换热单元 1、3 处,温差为 3.1 K。温度最低的区域也出现在第 5 个周期的换热单元 5 处,温差为 1.6 K。各换热单元的平均温差为 4.1 K,相对误差均在 1% 左右。

计算方法	壁面单元温度/K		
	最高	最低	平均
管网耦合	289.5	239.5	265.7
三维气热耦合	286.4	237.9	261.6
相对误差	1.08%	0.67%	1.57%

总体来说,三维气热耦合计算结果具有连续性更好、过渡更自然的优点,并且可以体现不同周期间气膜冷却的相互作用。管网耦合计算结果虽然高估了外壁面温度,但是在前者 1/18 的计算时间内,仍然可以得到与其接近的计算结果,误差在一维计算可以接受的范围内。与此同时,管网耦合计算结果还可以在一定程度上体现温度沿流向的变化趋势。综上所述可知,本文提出的管网耦合计算方法具有较高的计算精度,可用于前缘冲击/气膜复合冷却结构的设计与研究。

4 结 论

本文提出了一种用于燃气透平叶片前缘冲击/气膜复合冷却的管网耦合计算方法,针对前缘冲击/气膜复合冷却结构,设计了管网计算模型,提出了气膜冷却修正方法,通过与全三维气热耦合的计算结果进行对比,验证了方法的有效性。本文结论如下。

- (1)针对前缘冲击/气膜复合冷却的内部冷却结构,对比了管网计算与三维气热耦合计算得到的内部流场,选取了合理的管网模型。相比三维气热耦合计算结果,该模型计算得到的气膜孔出口流量误差不超过 4.54%,出口温度误差不超过 0.76%,具有较高的精度,可用于管网耦合计算中内部流场的计算。
- (2)考虑了气膜冷却对叶片外壁面流动换热的影响,提出了管网耦合的外部气膜冷却修正方法。根据三维气动计算得到的外部气膜冷却效率的云图分布,划分了外部换热单元。利用经验公式计算的平均气膜冷却效率与三维气动计算结果的相对误差在 2.18%~12.2% 范围内,验证了气膜冷却修正方法的合理性。

(3)将管网耦合与三维气热耦合计算结果进行了对比分析。结果表明,管网耦合计算收敛快,耗时为三维气热耦合计算的 1/18。与此同时,温度最高区域的温差为 3.1 K,温度最低区域的温差仅为 1.6 K,总体平均温差为 4.1 K。与三维气热耦合计算相比,管网耦合计算结果虽然高估了外壁面温度,但仍具有较高的计算精度,并且节约了大量计算时间,因此本文提出的管网耦合计算方法可用于前缘冲击/气膜复合冷却结构的设计与研究。

参考文献:

[1] 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, NY, USA: ASME, 2005: 399-410.
- [2] RAMA KUMAR B V N, PRASAD B V S S S. A combined CFD and network approach for a simulated turbine blade cooling system [J]. Indian Journal of Engineering and Materials Sciences, 2006, 13(3): 195-201.
- [3] ANDREINI A, BONINI A, DA SOGHE R, et al. Conjugate heat transfer calculations on GT rotor blade for industrial applications: part II improvement of external flow modeling [C]//ASME Turbo Expo 2012; Turbine Technical Conference and Exposition. New York, NY, USA: ASME, 2012: 681-692.
- [4] 王新军, 张成利, 王松, 等. 燃气透平第一级冷却空气系统流体的动力特性 [J]. 动力工程学报, 2010, 30(2): 101-104, 109.
WANG Xinjun, ZHANG Chengli, WANG Song, et al. Fluid dynamic characteristics in first stage cooling air system of a gas turbine [J]. Journal of Chinese Society of Power Engineering, 2010, 30(2): 101-104, 109.
- [5] 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.
- [6] 李守祚, 罗磊, 杜鑫, 等. 高温涡轮导叶冷却结构方案对比分析研究 [J]. 节能技术, 2017, 35(6): 488-492, 497.
LI Shouzu, LUO Lei, DU Xin, et al. Comparison and analysis of cooling structure for high temperature turbine stator [J]. Energy Conservation Technology, 2017, 35(6): 488-492, 497.
- [7] 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.
- [8] 韩俊, 温风波, 王松涛, 等. 某高压涡轮第一级导叶传热设计计算 [J]. 哈尔滨工业大学学报, 2013, 45(9): 42-46.
HAN Jun, WEN Fengbo, WANG Songtao, et al. Heat transferring design for the first guide blade of a high pressure turbine [J]. Journal of Harbin Institute of Technology, 2013, 45(9): 42-46.
- [9] 董爱华, 钱潇如, 韩万金, 等. 应用管网算法预测旋转对动叶冷却结构性能的影响 [J]. 汽轮机技术, 2019, 61(4): 241-245.
DONG Aihua, QIAN Xiaoru, HAN Wanjin, et al. A retrofit design verification of mark II cooling structure based on fluid network [J]. Turbine Technology, 2019, 61(4): 241-245.
- [10] 史亮, 颜培刚, 韩万金, 等. 管网耦合计算在涡轮气冷叶片优化中的应用 [J]. 机械工程学报, 2016, 52(18): 140-152.
SHI Liang, YAN Peigang, HAN Wanjin, et al. Applications of network coupling computing in gas-cooled turbine blades optimization [J]. Journal of Mechanical Engineering, 2016, 52(18): 140-152.
- [11] 史亮, 孙彦博, 韩万金, 等. 管网方法在双层壁冷却结构设计中的应用 [J]. 哈尔滨工业大学学报, 2017, 49(7): 78-85.
SHI Liang, SUN Yanbo, HAN Wanjin, et al. Application of network method in the design of double wall cooling structure [J]. Journal of Harbin Institute of Technology, 2017, 49(7): 78-85.
- [12] 章镇诚, 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, 38.
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, 38.
- [13] LIU Zhao, YE Lv, WANG C, 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.
- [14] RAVELLI S, DOBROWOLSKI L, BOGARD D G. Evaluating the effects of internal impingement cooling on a film cooled turbine blade leading edge [C]//ASME Turbo Expo 2010: Power for Land, Sea, and Air. New York, NY, USA: ASME, 2010: 1655-1665.
- [15] 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.
- [16] 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.
- [17] 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.
- [18] 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.
- [19] 程想, 丁侯中, 万红牛, 等. 冲击孔位置对涡轮叶片冲击/气膜复合冷却特性影响的实验研究 [J]. 西安交通大学学报, 2023, 57(12): 59-71.
- CHENG Xiang, DING Yuzhong, WAN Hongniu, et al. Experimental investigation on effects of the impingement hole position on impingement/film cooling characteristics of turbine vanes [J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2023, 57(12): 59-71.
- [20] 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.
- [21] YANG Xing, LIU Zhansheng, ZHAO Qiang, et al. Experimental and numerical investigations of overall cooling effectiveness on a vane endwall with jet impingement and film cooling [J]. Applied Thermal Engineering, 2019, 148: 1148-1163.
- [22] 陈卓如. 工程流体力学 [M]. 2版. 北京: 高等教育出版社, 2004: 261-267.
- [23] 杨世铭, 陶文铨. 传热学 [M]. 4版. 北京: 高等教育出版社, 2006: 246-268.
- [24] 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.
- [25] CHOWDHURY N H K, ZIRAKZADEH H, HAN J. A predictive model for preliminary gas turbine blade cooling analysis [J]. Journal of Turbomachinery, 2017, 139(9): 091010.
- [26] BUNKER R S. Gas turbine engines: turbine cooling [M]//Encyclopedia of Aerospace Engineering. New York, USA: Wiley, 2010.
- [27] SELLERS J P Jr. Gaseous film cooling with multiple injection stations [J]. AIAA Journal, 1963, 1(9): 2154-2156.

(编辑 陶晴)