

气膜冷却叶片热冲击分析网格生成技术

关鹏¹, 艾延廷¹, 石小江², 包天南¹

(1. 沈阳航空航天大学 辽宁省航空推进系统先进测试技术重点实验室 辽宁 沈阳 110136;

2. 中航工业燃气涡轮研究院 航空发动机高空模拟技术重点实验室 四川 江油 621703)

摘要: 针对涡喷2型航空发动机涡轮的导向叶片, 建立气膜冷却叶片几何模型, 利用分块拓扑法在不切割几何体的情况下生成高质量的结构化网格, 并根据湍流模型的要求对近壁面网格尺寸进行优化。根据该型发动机地面实验数据, 以发动机技术状态参数为依据定义边界条件, 对生成的网格进行稳态及瞬态数值模拟。研究表明: 一体化网格生成可以减小系统误差, 提高计算精度; 第一层网格厚度对网格质量影响较大, 应综合考虑 y^+ 的精确值进行设定; 数值模拟结果同实验数据基本吻合, 此网格生成方法具有工程应用价值。

关键词: 气膜冷却叶片; 热冲击; 结构化网格; 分块拓扑; 第一层网格厚度; 温度场

中图分类号: V235.11 文献标识码: A

DOI: 10.16146/j.cnki.rndlge.2016.10.005

引言

在现代航空燃气涡轮发动机的设计研发中, 涡轮前温度的限制是制约发动机性能的关键因素^[1]。涡轮导向叶片承受来自燃烧室内高温燃气的直接冲击, 相对于气流力和机械振动载荷而言, 温度载荷是其工作过程中的主要载荷形式。叶片抗热损伤性能的研究, 对提高发动机综合性能具有重要意义, 已经成为发动机设计的研究热点之一^[2]。由于材料的限制, 导向叶片耐热性的提高依赖合理的冷却结构设计, 如对流冷却、喷射式冷却、气膜冷却和发散冷却等。其中, 气膜冷却效果比对流和喷射式好, 相对发散冷却来说技术上比较成熟。传统的气膜冷却叶片设计中采用壁面绝热冷却效率对气膜孔冷却效果

进行评估^[3~5]。考虑到叶片的展向换热速度较高, 气动设计与冷却结构设计是相辅相成的, 因此, 气热耦合计算成为气膜冷却叶片设计的必要手段之一^[6]。

气膜冷却叶片冷却结构复杂, 网格生成存在困难, 尤其在气热耦合计算中不同的湍流模型对近壁面网格尺寸有较高要求^[7], 如何在保证近壁面微网格尺寸的前提下获得高质量的网格结构是网格生成技术的难点。为此, 国内外开展了许多相关研究, Yoshiara 采用基于非结构化网格的气热耦合求解器研究了 MARKII、C3X 型叶片的传热过程, 说明了传热计算的精度依赖于网格的质量和转捩模型的精度^[8]; Alizadeh 在传统的气热耦合的基础上, 用一维的流体网络法代替冷却结构的计算, 提高了耦合计算的效率^[9]; 周驰等人建立了涡轮流场与叶片温度场的气热耦合数学模型, 并阐述了详细的计算方法和耦合方法^[10]; 陈凯等人详细描述了全尺寸的气膜冷却扭叶片的几何生成技术和复杂结构化网格生成技术, 并给出了该类网格生成时应遵循的原则^[11]。

本研究在文献[11]的基础之上对其网格创建方法加以改进, 以 ICEM 为基本工具讨论在不切割气体域的前提下实现全结构化网格划分, 着重描述近壁面网格生成以及气孔与内外流道交接面处的网格处理方法。为测试不同网格的实用价值, 以中国燃气涡轮研究院熊庆荣等人的实验研究为基础^[12], 对包括文献[11]所述网格(简称: 分区网格)的3种不同的网格模型进行计算验证, 总结不同网格的可行性与实用性。

收稿日期: 2015-05-29; 修订日期: 2015-09-11

作者简介: 关鹏(1984-), 男, 辽宁鞍山人, 沈阳航空航天大学博士研究生。

通讯作者: 艾延廷(1963-), 男, 辽宁葫芦岛人, 沈阳航空航天大学教授。

1 气膜冷却叶片几何建模

1.1 叶片建模

几何建模的主要工作是建立叶片与气体域模型,其实质是找到一种数学方法描述模型的几何结构。气膜冷却叶片几何结构复杂,其径向具有一定的弧度,轴向弯曲呈弓形,因此其侧面是空间曲面。这种不等截面的空间几何结构会给六面体网格的近壁面加密带来一定的困难,因此需要对叶片结构进行一定的简化,包括:叶片简化为无扭转(导向叶片的扭转角较小),内部冷却气流通道简化为上方向进气等。本研究选取涡喷2高压涡轮导向叶片为原型,以Workbench提供的建模工具DM实现计算区域的建模,叶片模型如图1所示。

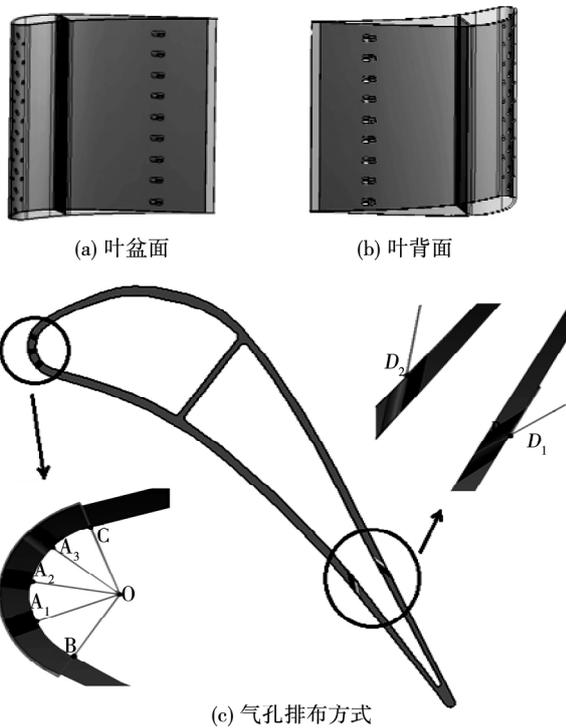


图1 气膜冷却叶片三维模型

Fig. 1 3D model of film cooling blade

叶片壁厚均值为1 mm,高度为60 mm,弦长为70 mm。两个冷却腔室之间以换热肋片隔开,这样做可以有效分配冷气流量且可以起到加强换热的作用。气冷叶片前缘开设3排气孔,孔径为0.7 mm,尾缘开设2排气孔,孔径为1 mm,前缘中心线位置孔数为10个,其余位置每排孔数为9个。冷却气孔

位置如图1(c)所示。前3排开孔位置对应BC的弧长百分比为30%、57%、82%,即图示点 A_1 、 A_2 、 A_3 。后2排开孔位置为66%弦长处。冷却气孔 A_1 、 A_2 、 A_3 与流向夹角均为 90° , A_1 和 A_3 与径向夹角为 30° , A_2 与径向夹角为 45° , D_1 、 D_2 与流向夹角为 30° ,径向夹角为 90° 。

1.2 气体域建模

气体域主要包括冷却内腔体,外部燃气流道和冷却气孔,传统的方案是将3个区域分别处理,再分别绘制网格,最后通过CFD(计算流体力学)软件进行网格组装,通常采用GGI(交接面)形式。GGI连接方式是一般网格交界面的简称,这种形式根据交界面的网格节点排布方式,通过差值计算将A区域节点的数值计算结果分配到B区域上,再根据网格疏密程度平均分配节点数值。这种传统形式建立的连接结构数据传递是非连续的,不同域间的数据交换必然带来不可忽视的系统误差。对于气孔和内外流道间的计算区域来说,其流动状态和换热状态都是非常复杂的,该区域求解的精确与否直接决定数值计算的最终结果。因此,应采用一体化建模形式,即在不切割内外流道的情况下生成网格(简称:整体网格),从而避免因网格连接而造成的系统误差。

根据以上分析,采取如下建模方式:将叶片端面设为基准面建立气体域外轮廓草图,通过流线型边缘设计,使燃气流道尽可能符合叶片表面的形状,经拉伸、布尔运算等操作一次成型气体域模型,其几何结构如图2所示。

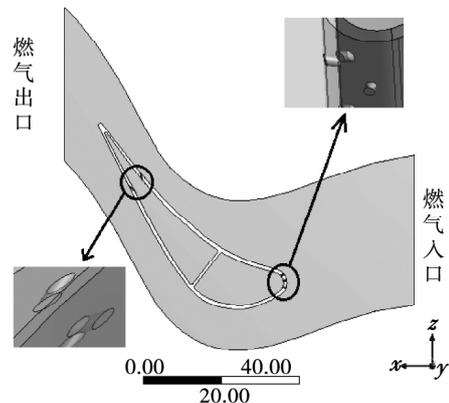


图2 气体几何模型(mm)

Fig. 2 Geometry model of gas domain(mm)

2 分块化结构拓扑与网格生成

网格的基本单元类型分为结构化和非结构化两类^[13]。结构化网格的特点是每一个节点与其相邻位置之间的连接关系固定不变,因而计算机不需要设置相应的数据去确认节点间的位置关系。结构化网格具有网格生成质量好,数据结构简单,容易实现区域边界拟合,易于计算流体数据等特点。对于同一物理问题在同样节点数下,结构化网格的求解速度是非结构网格的 3 倍,且求解精度更高^[14]。热冲击属于瞬态过程,需要进行一系列稳态计算以求逼近叶片的真实换热过程。由于进行多步稳态求解时,每个时间子步都要求达到收敛精度,计算时间较长,收敛性也难以得到保证,因而选用结构化网格。应用网格绘制工具 ICEM 可以实现分区结构化网格生成,从而很好的解决复杂几何体统一生成贴体六面体网格的问题。具体方法是:将计算域分成若干个子域,为每一个子域分配一个六面体的单元块,建立点与点,线与线,面与面的映射关系,从而将每个块内的结构化网格组合在一起形成整个计算域网格结构。

2.1 近壁面尺寸的确定

湍流的形式由流体域内时间与空间的波动组成,是一个非稳态且复杂的过程。湍流形态计算的准确性是热流耦合中流固换热求解的关键。为了更好的处理低雷诺数下的近壁面数值计算,同时有效的预测温度的传播可以选用 $k-\omega$ 湍流模型。CFX 的 $k-\omega$ 模型是基于威尔科克斯对该模型的发展而成的修正模型。此模型求解了输运方程,一个关于湍流动能 k ; 另一个关于湍流频率 ω 。

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho U k) = \nabla \cdot \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{2} \right) \nabla k \right] + P_k - 0.09 \rho k \omega \frac{\partial(\rho \omega)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho U \omega) = \nabla \cdot \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{2} \right) \nabla \omega \right] + \frac{5\omega}{8k} P_k - 0.075 \rho \omega^2 \quad (1)$$

式中: ∇ —拉普拉斯算子, μ_t —湍流黏度, μ —流体黏度, $\text{Pa} \cdot \text{s}$; P_k —湍流生成速率,由 $k-\varepsilon$ 模型求得。为了避免停滞区域湍流动能的增加,在生成项中引入一个限制数,即 $\bar{P}_k = \min(P_k, \varepsilon_{\text{lim}} \varepsilon)$ 。对于 $k-\omega$ 模型, $c_{\text{lim}} = 10$ 。公式中除独立变量密度 ρ ,

kg/m^3 和速度 U , m/s 外,其它由 $N-S$ 方程求得。

针对低雷诺数的情况, $k-\omega$ 模型一般要求 $y^+ < 1$, y^+ 表示离壁面最近的网格节点到壁面的距离,为无量纲变量,它和黏度系数 ν 的关系可以由(2)式表示。

$$y^+ = \frac{\sqrt{\tau_\omega / \rho} \cdot \Delta n}{\nu} \quad (2)$$

式中: τ_ω —壁面剪切应力 Pa ,由所取湍流模型求得; Δn —离壁面最近的两个节点间的距离 mm ,即第一层网格的厚度。

由式(1)、式(2)可知,近壁面网格的厚度必须由 CFD 模拟的结果确定。对于简单流场可以先利用动量方程对流体雷诺数进行计算,再根据流动方向的特征长度估算第一层网格的厚度。根据实际发动机设计参数估算第一层网格厚度应低于 $4 \mu\text{m}$ 。

2.2 燃气流道拓扑结构

如图 2 所示,气体通道由 3 个部分组成,包括两个冷气腔体和一个燃气流道。外流道和两个内冷腔可以看作互相嵌套的曲面六面体,它们共用上下端面。因此,只要在流道内沿叶片弦向分块,将流道分割成若干个小块,并使这些块的边界与叶片的边缘相互关联从而拟合出叶片的几何形状。在叶片的周向以相同的方式处理,在径向平面采用局部切割方法沿气孔的边线切割块结构,再删除固体区分块即可生成流体域的雏形。拓扑结构生成应遵循先整体后局部的原则,在考虑气孔结构分块拓扑之前应采用 O 网格对叶片周围及内冷腔体的近壁面处进行划分以便为近壁面处的网格加密。在叶片的前缘以气孔为基准将流体域切割为若干层,这些叠层分别表示冷热参混区和普通流域。在参混区,由于冷热气参混,还需要进行局部加密。拓扑结构及表面网格如图 3 所示。

在气孔处详细处理块结构分布,是气体域网格生成的关键。考虑到气孔结构微小且对整体网格节点数影响较大,对其进行加密将大幅增加网格节点数,通常在气孔处只能采用比较粗大的网格,但稀疏的网格节点显然不能表述气孔附近复杂的流动状态。将同列及同行的气孔划分至一个块,只对块内的网格节点进行局部加密,这样不仅可以增加气孔内网格的密度,同时又避免了网格数量的急剧增加。为实现气孔内的近壁面加密,将气孔近似看成一个

六面体结构,为每个气孔设置一个小块,取气孔进出口平面为基准面建立内凹 O 型拓扑结构。这种加密的网格延展至与气孔相邻的两个拓扑块的内部,在它们的外边界面形成 5 个相邻的梯形块结构,从而实现近壁面网格的内闭合。采用这种方式既避免了气孔与内外流道交界面上节点的间断,又防止了因气孔边缘几何结构突变而产生的负网格。气孔内部的分块结构及孔内网格如 4 图所示。

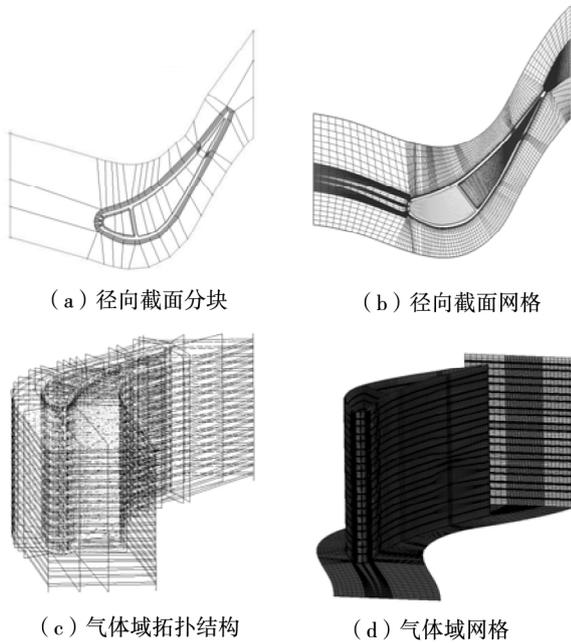


图 3 流道拓扑及网格
Fig. 3 Calculation model and mesh division

2.3 叶片网格划分

叶片的拓扑结构类似气体域分块结构,整个叶片的两个内腔同样可以视为近六面体结构,沿弦向划分若干块,建立内外边界与块边界间的映射关系。叶片尾部较为尖窄,不易于块的合理过渡,因而此处网格变形较大,稍有不慎可能产生负网格。本文对叶片的尾缘采用 Y 形剖分结构,从而避免了尖角的产生。叶片气孔处与燃气通道的处理方式大体相同,区别是不需要为叶片的近壁面网格加密。可以近似将径向和流向气孔看成一排,按前缘冷却气孔的孔径截成横向和纵向的分块,最后删除气孔间的分块即可。气孔边缘节点数应与气体域的孔间节点数相同。叶片几何拓扑及网格如图 5 (a) ~ (d) 所示。

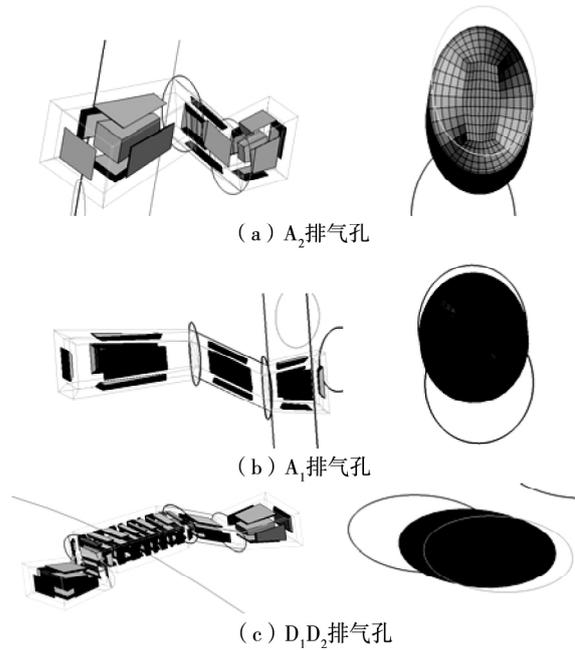


图 4 气孔拓扑结构及内部网格
Fig. 4 Air hole and mesh division

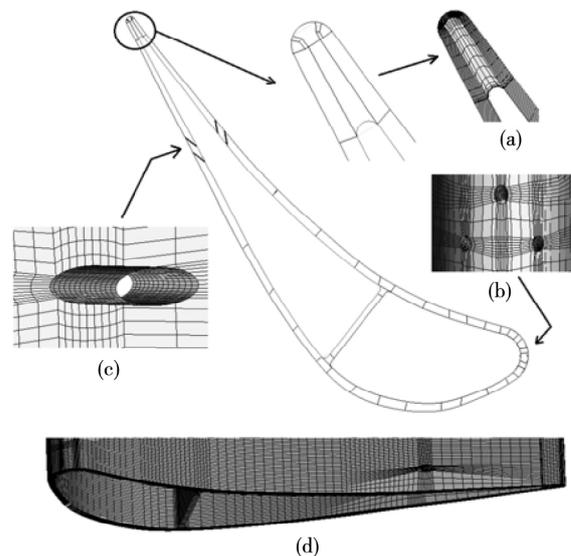


图 5 叶片拓扑结构
Fig. 5 Topological structure of blade

2.4 网格质量的检查

Workbench ICEM 对网格质量的衡量标准常见的包括:最小面角、最大面角、最大长宽比、最大体积比、矩阵(2×2×2)等,针对 CFX 求解器一般要求网格质量(矩阵(2×2×2))大于 0.4。不同情况下的网格质量如表 1 所示,由表 1 可以看出,叶片网格总

体质量较好,气体域网格质量随着第一层网格厚度的减小逐渐下降。这种变化趋势反映了气孔与内外腔体连接面上网格单元体的扭曲,是一种很难被完全消除的影响因素。因此,近壁面第一层厚度并非越低越好,必须根据流场条件对 y^+ 的分布进行分析。

表 1 结构化网格质量评定

Tab. 1 Structured - mech quality assessment

数值	叶片	气体域(近壁面厚度/ μm)			
		1	2	3	4
最小面角/($^\circ$)	8.2	-30.5	17.4	19.5	21.5
最大面角/($^\circ$)	89.6	89.8	89.9	89.9	89.9
最大长宽比	49.2	-1 804	1 349	1 040	663
最大体积比	53.2	-4 089	1 525	919	735
矩阵($2 \times 2 \times 2$)	0.55	-0.8	0.27	0.42	0.43

3 计算实例

3.1 边界条件

为检验生成网格的合理性,以叶片实际测量温度为依据,采用 CFX 稳态及瞬态算法对网格的准确性、收敛性进行验证。取高温合金 K417 作为叶片材料^[15],采用理想气体作为气体模型。取文献[12]中相关发动机的技术状态参数,根据相关数据可以估算出冷气入口总温为 491.8 K,冷气入口总流量 2.35 g/s,燃气入口总压 522.23 kPa,总温 1 312.84 K,出口总压 520.23 kPa^[16]。选取普朗特数 Pr 为 7.24^[17],边界设置为无滑移壁面,燃气两侧采用周期性边界条件,求解格式为二阶向后欧拉法,求解精度为 10^{-6} 。设置瞬态计算总时间为 50 s,单个时间步为 0.5 s。

3.2 计算结果

应用 CFX 基于以上述边界条件对流体域进行稳态求解。 y^+ (网格距离)的分布如图 6 所示,由图可知,前缘及气孔周围的 y^+ 值较高,前面已经分析过气孔处网格曲面的扭曲,在气孔的边缘这种情况尤为明显。在第一层网格厚度为 4 μm 时 y^+ 超过 5 不能满足 $k-\omega$ 模型的需求。综合网格质量和 y^+

值最终确定第一层网格厚度为 3 μm 。此时的 y^+ 值并不是严格小于 1 的,其值在极小范围内大于 2 且不超过 3,因而可以满足计算要求。应用此网格在规定的尺度下进行瞬态计算,结果证明该网格收敛性较好。取叶片不同位置温度上升曲线如图 7 所示,由图可见,在 30 s 后叶片前后缘表面中心处温度变化较小。

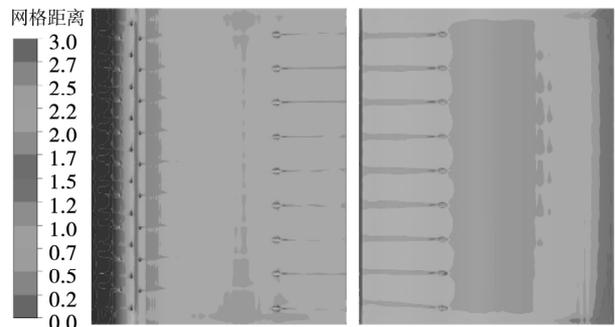


图 6 y^+ 的分布计算结果

Fig. 6 Contour of calculated y^+

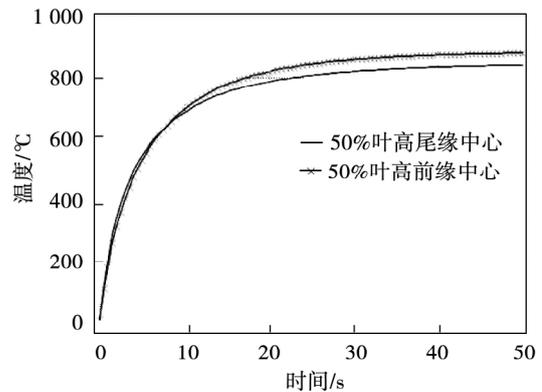


图 7 叶片不同节点的温度变化曲线

Fig. 7 Temperature variation with different points on the blade

为比较不同网格结构的计算性能,分别采用非结构化网格、分区网格及整体网格进行同样边界条件下的瞬态热流耦合数值计算。利用 ICEM 强大的四面体网格自动划分功能,采用八叉树方法生成非结构化网格。网格生成过程遵循先整体后局部的原则,即先生成体网格,再生成面网格,最后生成近壁面的棱柱网格,网格结构如图 8 所示。其中,所有的燃气网格数及叶片网格数均设为 300 万和 60 万。

取 50 s 时的叶片温度场计算结果与地面试验结果进行对比。

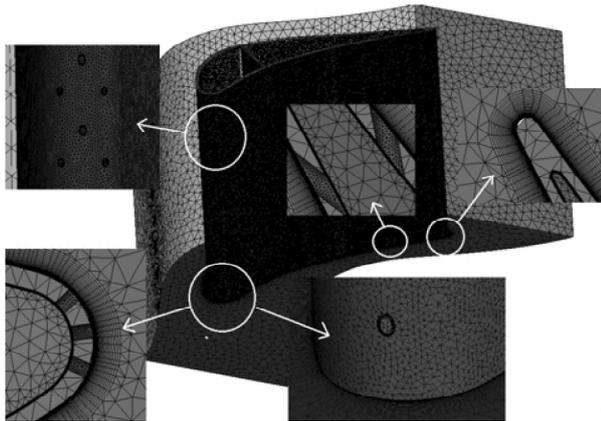


图 8 非结构化网格

Fig. 8 Unstructured mesh

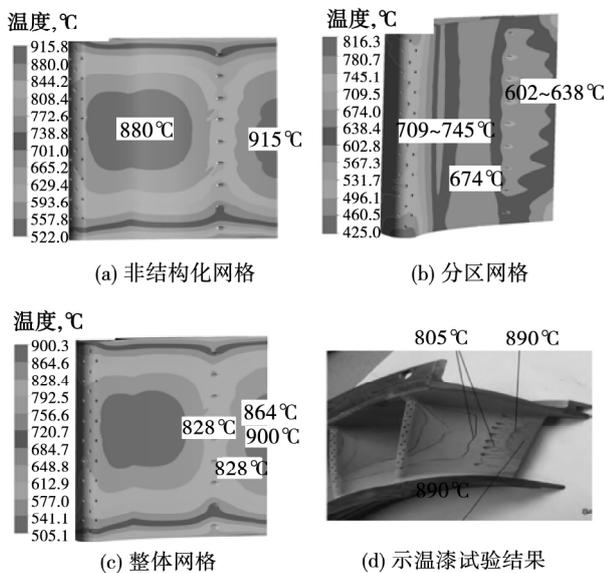


图 9 不同网格计算结果与实验对比

Fig. 9 Calculation results with different meshes compared to experimental results

图 9 显示了 50 s 时不同网格下的叶片温度云图及示温漆试验结果。由图 9(a) 和图 9(c) 可知 , 非结构化网格与整体网格的计算结果较为接近。在相同位置处数值模拟的结果接近实验结果 , 误差分别为 3% 和 5% 左右。观察叶片前缘发现结果存在差异 , 由于网格生成时此处的 y^+ 值略高 , 因而对计算结果的精确性造成一定影响。根据计算结果 , 非

结构化网格与结构化网格最接近实验值 , 满足瞬态换热分析的要求。同时 , 笔者注意到在采用非结构化网格时 , 计算用时是采用结构化网格的三倍 , 因而非结构化网格更加耗费计算资源。由图 9(b) 可知采用 GGI 形式连接气孔与内外气体流道的方式所生成的网格 , 温度值与温度分布结果均与实际不符 , 可以判断分区网格生成策略不能满足热冲击仿真模拟的需要。

4 结 论

以涡喷 2 高压涡轮导向叶片为原型 , 详细叙述了气膜冷却叶片从几何建模到网格生成的过程 , 提供了从几何建模到复杂网格生成的一系列关键性技术要素。针对热流耦合计算对近壁面网格厚度的严格要求 , 系统地说明了气膜冷却叶片近壁面网格加密及第一层网格尺寸的确定方法。摒弃了在气体域建模中拆解几何模型的方法 , 采用结构化网格 , 一体化分块拓扑形式完成对气体域网格的生成。主要结论如下:

(1) 在处理气孔内网格时 , 利用气孔进出口截面生成内 O 型网格 , 并使贴体网格贯通相邻分块区域 , 在相邻块的边缘区内完成近壁面网格的内闭合 , 采用这种方式实现了一体化气体域网格生成 , 避免了因建模而产生的系统误差 , 优化了气体域的网格结构;

(2) 近壁面网格质量随着第一层网格厚度的减小而下降 , 当厚度缩小至 $1 \mu\text{m}$ 时出现了负网格结构 , 随着近壁面网格厚度的增加 y^+ 值逐渐加大。因此 , 只有综合考虑网格质量与 y^+ 的计算结果才能最终确定第一层网格的厚度;

(3) 以相关发动机技术参数为依据 , 估算导向叶片的工作环境。采用相同工况的边界条件对 3 种气膜冷却叶片的网格结构进行稳态和瞬态分析。并将温度计算的结果与该型发动机地面示温漆实验相对比 , 发现结构化与非结构化网格均能很好的模拟热冲击叶片温度场 , 但非结构网格计算时间较长。此外 , 拆解几何模型的方法计算结果误差较大 , 不能满足热冲击仿真模拟计算的需要。

参考文献:

- [1] 韩介勤, 桑地普·杜达, 斯瑞纳斯·艾卡德. 燃气轮机传热和冷却技术 [M]. 程代京, 谢永慧, 译. 西安: 西安交通大学出版社, 2005.
HAN Je-qin, Dutta S, Ekkad S V. Heat transfer and cooling technology for gas turbine [M]. Xian: Xi'an Jiao Tong University press, 2005.
- [2] V. Antonovich, A. S. Tsybenko, E. V. Shtefan. State of thermal stress of nozzle vanes in shutdown regimes [J]. Strength of Materials, 1983, 15(2): 251-255.
- [3] 刘存良, 朱惠人, 白江涛. 收缩-扩张形气膜孔提高气膜冷却效率的机理研究 [J]. 航空动力学报, 2008, 23(4): 599-604.
LIU Cun-liang, ZHU Hui-ren, BAI Jiang-tao. Study on the physics of film-cooling effectiveness enhancement by the converging-expanding hole [J]. Journal of Aerospace Power, 2008, 23(4): 599-604.
- [4] Yu Y, Yen C H, Shih T I P, et al. Film cooling effectiveness and heat transfer coefficient distributions around diffusion shaped holes [J]. Journal of Heat Transfer, 2002, 124: 820-827.
- [5] Drost U, Bolcs A, Hof A. Utilization of the transient liquid crystal technique for film cooling effectiveness and heat transfer investigations on a flat plate and a turbine airfoil [R]. ASME Paper No. 97-GT-026, 1997.
- [6] 张村元, 钟易成, 徐伟祖, 等. 涡轮导叶前缘多排孔冷气掺混数值模拟 [J]. 航空动力学报, 2013, 28(3): 1744-1751.
Zhang Cun-yuan, Zhong Yi-cheng, Xu Wei-zu, et al. Numerical simulation of coolant air injection at leading edge of turbine stator with rows of holes [J]. Journal of Aerospace Power, 2013, 28(3): 1744-1751.
- [7] P. De La Calzada, M. Valdes & M. A. Burgos. Heat transfer in separated flows on the pressure side of nozzle blades [J]. Numerical Heat Transfer, 2011, 60(8): 666-684.
- [8] Yoshiara T, Sasaki D, Nakahashi K. Conjugate heat transfer simulation of cooled turbine blades using unstructured-mesh CFD solver // 49th AIAA aerospace sciences meeting [C]. Florida: AIAA, 2013: 1-10.
- [9] Alizadeh M, Lzadi A, Fathi A. Sensitivity analysis on turbine blade temperature distribution using conjugate heat transfer simulation [J]. Journal of Turbomachinery, 2014, 136: 011001-1.
- [10] 周 驰, 冯国泰, 王松涛, 等. 涡轮叶栅气热耦合数值模拟 [J]. 工程热物理学报, 2003, 24(2): 224-227.
ZHOU Chi, FENG Guo-tai, WANG Song-tao, et al. Numerical simulation method of heat-flow coupling in turbine cascade [J]. Journal of Engineering Thermophysics, 2003, 24(2): 224-227.
- [11] 陈 凯, 董 平, 黄洪雁, 等. 全气膜覆盖掠叶片的几何成型与网格生成技术 [J]. 热能动力工程, 2009, 24(4): 421-426.
CHEN Kai, DONG Ping, HUANG Hong-yan, et al. Geometrical configuration of full-size air-film cooling of swept blades and grid generation techniques [J]. Journal of engineering for thermal energy and power, 2009, 24(4): 421-426.
- [12] 熊庆荣, 石小江, 侯敏杰, 等. 基于示温漆的高压涡轮导向叶器表面温度测试 [J]. 燃气涡轮试验与研究, 2014, 27(3): 44-48.
XIONG Qing-rong, SHI Xiao-jiang, HOU Min-jie, et al. Surface temperature measurement of turbine nozzle based on temperature-sensitive paint [J]. Gas Turbine Experiment and Research, 2014, 27(3): 45-48.
- [13] 陈睿智, 席 平, 王 帅. 几何特征的六面体网格剖分方法 [J]. 北京航空航天大学学报, 2014, 40(4): 530-535.
CHEN Rui-zhi, XI Ping, WANG Shuai. Hexahedral mesh generation method for geometric features [J]. Journal of Beijing University of Aeronautics and Astronautics, 2014, 40(4): 530-535.
- [14] Liu Yutong, Pekkan K. The effects of different mesh generation methods on computational fluid dynamic analysis and power loss assessment in total cavopulmonary connection [J]. Transactions of the ASME. Journal of Biomechanical Engineering, 2004, 126(5): 594-603.
- [15] 《中国航空材料手册》编辑委员会. 中国航空材料手册 [M]. 北京: 中国标准出版社, 2002: 585-593.
Editorial board of China Aeronautical Materials Handbook. China aeronautical materials handbook [M]. Beijing: China Standards Press, 2002: 585-593.
- [16] 廉筱纯, 吴 虎. 航空发动机原理 [M]. 西安: 西北工业大学出版社, 2005: 152-161.
LIAN Xiao-chun, WU Hu. Principle of aeroengine [M]. Xian: Northwestern Polytechnical University press, 2005: 152-161.
- [17] 方神光, 吴保生. 紊动浮射流中的普朗特数取值研究. 应用 [J]. 基础与工程科学学报, 2006, 14(3): 435-443.
Fang Shen-guang, Wu Bao-sheng. Study on the value of prandtl number in turbulent buoyant jet [J]. Journal of Basic Science and Engineering, 2006, 14(3): 435-443.

(单丽华 编辑)

temperature and the output power as the independent variable and the objective function, respectively. The system performance was compared under two conditions and the influences of system stages on the performance were analyzed. The results show that the use of diversion technology can improve the optimal evaporation temperature and the performance. With the increase of the stages, the performance is gradually improved. When the stage is five, the output power and the thermal efficiency with diversion are increased by 189.47 kW and 0.31% relative to ORC system, respectively. There is a great significance in using cascade diversion technology in term of achieving a greater degree of energy recycling. **Key words:** cascade diversion, Organic Rankine cycle, evaporation temperature, genetic algorithm, stages of system

某系统散热器用热管传热性能试验研究 = **Experimental Study for the Heat Transfer of Heat Pipe used as Heat Sink for Metro Vehicle Traction Drive System** [刊, 汉] JIAO Xue-jun(CRRC Zhuzhou Times Equipment Technology Co., Ltd, China, Post Code: 412000), PAN Ming-wang, HE Rong(CRRC CSR-AVC Thermal Technologies(Zhuzhou) Co. Ltd., China, Post Code: 412000) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. -2016, 31(10) . -20 ~24

Gravity heat pipe heat sink cooling technology is preferred for metro vehicle traction drive system. This paper first analyzed the factors affecting the heat transfer capability of the heat pipe as a heat sink for a subway, and it was found that the liquid filling is the key to the performance of a heat pipe. Then the Nusselt vertical wall film condensation theory formula was corrected to be suitable for the engineering application, and used to determine the filling quantity of metro traction system radiator with heat pipe, which was calculated at 2.85 g. Additionally, according to the national standard test method for heat pipe, heat transfer performance of different filling quantities of heat pipe were studied, and the thermal resistances with different liquid filling amount were obtained under rated power. The optimum filling amount was then determined to be 3 g through the analysis of experimental data, indicating the good agreement between test results and theory calculation. Meanwhile, the heat transfer limit test verified that the 3 g filling amount has an appropriate design margin and can ensure the traction system reliability under overload conditions. **Key words:** metro vehicle traction drive system, heat sink, gravity heat pipe, liquid filling quantity, heat transfer experiment

气膜冷却叶片热冲击分析网格生成技术 = **Grid Generation Technology for the Analysis of Air-film Cooling Vane subjected to Thermal Shock Load** [刊, 汉] GUAN Peng, AI Yan-ting, BAO Tian-nan(Liaoning Key Laboratory of Advanced Measurement and Test Technology for Aircraft Propulsion System, Shenyang Aerospace University, Shenyang, Liaoning, China, Post Code: 110136), SHI Xiao-jiang (Key Laboratory of Aeroengine High Altitude Simulation Technology, AVIC Gas Turbine Research Institute, Jiangyou, Sichuan, China, Post Code: 621703) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. -2016, 31(10) . -25 ~31

Mesh division is the basis for thermal shock numerical simulation of film cooling blade and turbine cascade. Because of the complicated structure of film cooling blade as well as strict requirements on the first layer thickness for numerical heat transfer simulation, grid generation scheme is the key of this issue. In this paper, the geometry of

Gas Turbine II nozzle guide vane was used, and structured grids of high quality were generated using the method of block topology without cutting geometry. The near wall grid size was optimized according to the requirement of turbulence model. Based on the ground experimental data, boundary conditions were defined and the generated grids were tested in both steady-state and transient simulations. The results show that integration of grid generation can reduce the system error and improve the calculation accuracy. The first layer has a greater influence on the quality of grid, so it should be determined by considering the y^+ value. The simulation results using this structured grid agree well with the experimental data, indicating the engineering application value of the grid generation technology presented in this paper. **Key words:** film-cooling, thermal shock load, structured grid, block topology, first layer thickness, temperature field

1 000 MW 核电汽轮机高压缸启动过程热应力及汽密性分析 = **Numerical Analysis of Thermal Stress and Steam Tightness for the High-pressure Cylinder of a 1 000 MW Nuclear Steam Turbine in the Startup Phase** [刊, 汉] WEI Hong-ming, CAI Lin, HOU Xiu-qun, XIE Dan-mei, GAO Jian-shu (Power and Mechanical School, Wuhan University, Wuhan, Hubei, China, Post Code: 430072) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. -2016, 31(10). -32 ~ 37

Steam turbine high-pressure casing is the steam passage component with high temperature and pressure, where its inner wall surface contacts with steam directly. When the unit commitment and load change, the drastic change of steam parameters is likely to cause deformation of cylinder body. The operating data of nuclear power plant show that the high-pressure cylinder of nuclear power steam turbine is prone to excessive stress, deformation and steam leakage phenomenon. In this paper, the finite element method was used to calculate the startup process of 1000MW nuclear power half-speed turbine high-pressure cylinder, and the temperature and stress situation of high pressure cylinder during the boot process were analyzed, followed by the study of the vapor tightness of cylinder split. The results show that during the boot process, the maximum thermal stress of high-pressure cylinder occurs in the moment the unit just reaches the rated load (217 MPa). And the temperature difference and stress of the shaft seal of high-pressure cylinder is relatively large, while the contact pressure of split is fairly small. **Key words:** nuclear turbine, cylinder deformation, thermal stress, steam tightness

循环流化床锅炉散热损失的测试与估算分析 = **Test and Estimation of Heat Loss for Circulating Fluidized Bed Boiler** [刊, 汉] JIAO Tong-shuai, YAN Wei-ping (North-China Electric Power University, Baoding, China, Post Code: 071003) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. -2016, 31(10). -38 ~ 42

With the current national standard and industry standard, the separator and the boiler body are considered to be in the same specific heat load when estimating the heat loss of circulating fluidized bed boiler. In order to evaluate the rationality of this method, a 440t/h circulating fluidized bed coal-fired utility boiler was tested to quantify the heat loss and its uncertainty was analyzed. The boiler was divided into 134 zones and 1333 measurement points. And the heat loss of the boiler system was measured at 0.731% with the uncertainty of 0.08%, indicating great test accuracy. According to the national standard and industry standard, the estimated heat loss, however, was only 0.432%.