

航空发动机内冷涡轮叶片使用载荷多场耦合分析

王艳艳^{1*} 李宗阳²

(1. 上海飞机设计研究院, 上海 201210; 2. 上海机电工程研究所, 上海 201109)

摘要: 为准确估计航空发动机内冷涡轮叶片实际状态下的使用载荷, 将气热耦合与热-结构有限元分析相结合, 提出了一种使用载荷多场耦合分析方法。该方法首先通过气热耦合求解的方式对涡轮叶片的叶外燃气流、叶内冷却流及叶片固体传热进行计算, 以获得叶片实际工作状态下准确的温度与气动分布, 然后利用守恒插值程序实现耦合载荷信息向热-结构有限元模型的精确传递, 进而通过热-结构有限元分析实现使用载荷多场耦合分析。实验数据验证与实例计算结果表明了气热耦合及使用载荷多场耦合分析的有效性与准确性。最后进行了参数敏感性分析定量给出了各边界条件不确定性对耦合计算结果的影响程度。

关键词: 涡轮叶片; 使用载荷; 多场耦合分析; 气热耦合; 敏感性分析

中图分类号: V232.4

文献标识码: A



0 引言

随着维修思想从定时维修到视情维修的转变, 在发动机运行状态监视与健康管理中, 对基于飞机的使用寿命进行监视作为关键环节, 备受关注^[1-3]。目前在国内, 大部分仍然依据发动机的工作时间以及飞行循环数的指标对关键部件进行健康监测及管理。这种方法忽略了发动机的实际使用情况和性能变化, 极大地影响了评估结果的可靠性^[4]。事实上, 发动机部件在使用过程中所受的应力、应变及温度等载荷是影响其使用寿命的关键因素。内冷式涡轮转子叶片作为高温、高负荷、结构复杂的典型热端部件, 其使用载荷尚缺乏可靠的、便捷的测量装置, 因此研究其实际工作状态下的使用载荷分析方法, 对于开展使用寿命监视、改善发动机的使用安全性具有较大的工程价值。

有限元方法常用于涡轮叶片的载荷分析, 但目前国内关于涡轮叶片使用载荷的分析大多只考虑离心力, 对于叶片的气动力、热应力以及温度分布

等考虑得不够全面或只是假定为某种经验的分布形式, 这势必影响到实际载荷计算的全面性和精度^[5-7]。特别是随着航空发动机推重比和性能的提升, 传热与气动参数已成为影响叶片实际使用寿命至关重要的因素。有学者对内冷涡轮叶片的叶外燃气流、叶内冷却流及叶片的固体传热进行气热耦合计算, 发现这种方法能够准确预测叶片的传热与气动参数, 获取的温度更准确, 气动分布更为合理^[8]。国外关于内冷涡轮叶片气热耦合的研究比较深入, 并进行了实验测试验证^[9], 其相关应用涉及到内冷叶片的传热设计、载荷分析、寿命预测等多个方面。国外很多学者都尝试了将气热耦合方法与热-结构有限元分析相结合, 用于燃气轮机内冷涡轮叶片的温度、热应力及寿命等方面的分析, 并考虑了进口燃气、冷却气流、热障涂层、工况等因素的影响^[10-13]。国内关于内冷涡轮叶片气热耦合的研究及应用主要集中于传热分析与设计^[14-22], 将气热耦合方法与结构分析相结合实现涡轮叶片使用载荷分析的研究不多。

为满足航空发动机内冷涡轮叶片使用寿命监

* 通信作者. E-mail: wangyanyan@comac.cc

引用格式: 王艳艳, 李宗阳. 航空发动机内冷涡轮叶片使用载荷多场耦合分析[J]. 民用飞机设计与研究, 2024(3):56-64. WANG Y Y, LI Z Y. Multi-field conjugate analysis of working load for aeroengine internal cooling turbine blade [J]. Civil Aircraft Design and Research, 2024(3):56-64 (in Chinese).

视对于载荷分析的需求,本文将三维气热耦合与热-结构有限元分析相结合,提出一种涡轮叶片使用载荷的多场耦合分析方法。该方法利用气热耦合分析的温度、压力信息,作为后续传热分析与结构分析的边界条件,可比较全面地考虑叶片的温度、热应力、气动力及离心力等载荷,为使用寿命监视提供可靠依据。

1 使用载荷多场耦合分析方法

1.1 多场耦合分析流程

内冷高压涡轮转子叶片作为高温、高负荷、结构复杂的典型热端部件,所受主要载荷包括离心力、热应力、气动力,涉及流-热-固多个物理场耦合。本文采用气热耦合与热-结构有限元分析相结合的方法对其使用载荷进行分析^[8]。图1示意了多物理场之间的耦合关系以及相互间信息传递的过程。首先对涡轮叶片的叶外燃气流、叶内冷却流及叶片固体传热进行气热耦合计算,以获得叶片实际工作状态下准确的温度与真实的压力边界信息。然后在保证叶片的几何模型在气热耦合模块、传热模块及结构分析模块中保持一致的前提下,通过信息插值程序传递温度和压力边界信息,以便在不同分析模块之间进行有效的数据交互,最后综合传热模块与结构分析模块对叶片使用载荷进行分析。对于耦合问题求解,由于叶片变形较小,可忽略叶片变形对气热耦合流场的影响,采用松散耦合的方法实现耦合信息在多物理场中的单向传递。本文多场耦合分析的软件平台

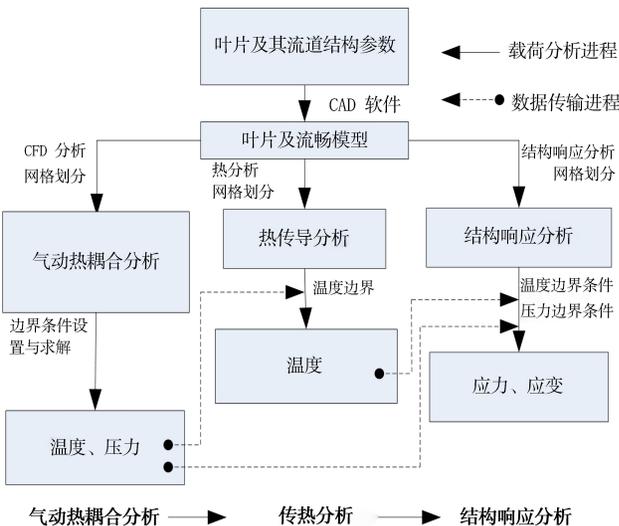


图1 叶片多场耦合分析以及耦合信息传递的流程图

采用ANSYS Workbench。

1.2 多场耦合分析流程

气热耦合用于对叶片使用载荷分析所需的温度、压力边界条件进行求解,是实现使用载荷精确分析的关键。因此,本文先介绍内冷涡轮叶片气热耦合实现的原理,并对其有效性与准确性进行实验验证。

1.2.1 控制方程

气热耦合分析的流体控制方程采用雷诺平均的守恒型 N-S 方程组,在不考虑质量力与外部热源的情况下,其统一形式可表示为:

$$\frac{\partial U}{\partial t} + \frac{\partial(F - F_1)}{\partial x} + \frac{\partial(G - G_1)}{\partial y} + \frac{\partial(H - H_1)}{\partial z} = 0 \quad (1)$$

式中, U 为守恒变量, F, G, H 为 3 个坐标方向的无黏通量, F_1, G_1, H_1 为黏性通量,各变量的具体表达式见文献[19]。

气热耦合要求在计算流体域的同时对非流动固体域的传热进行同步计算。由于在固体域只有热传导方式存在,无内热源的热传导控制方程可简化为:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho C_p T) = \nabla \cdot (k \nabla T) \quad (2)$$

本文采用 CFX 软件中的有限体积法对上述控制方程求解。其中 ρ 代表材料密度, C_p 代表材料比热容, T 代表材料导热区域的温度差, t 代表时间, ∇ 代表拉普拉斯算子, k 代表材料的导热系数。

1.2.2 气热耦合过程

内冷涡轮叶片的气热耦合计算域包括外部燃气流场、内部冷却气体流场以及叶片固体域。在气热耦合分析时,叶片与内外流场的对流换热分析以及叶片固体的导热分析同时迭代计算,以确定最终的温度、气动分布,其耦合过程见图2。

在气热耦合分析的过程中,流体域与固体域采用不同的控制方程,其流固耦合面应满足温度连续与热通量连续两个条件^[14],即公式(3)和公式(4),其中 T_{fluid} 代表流体边界温度, T_{solid} 代表固体边界温度, K_{solid} 代表固体边界热传导系数, K_{fluid} 代表流体边界系数:

$$T_{fluid} = T_{solid} \quad (3)$$

$$K_{solid} \frac{\partial T}{\partial n} \Big|_{solid} = K_{fluid} \frac{\partial T}{\partial n} \Big|_{fluid} \quad (4)$$

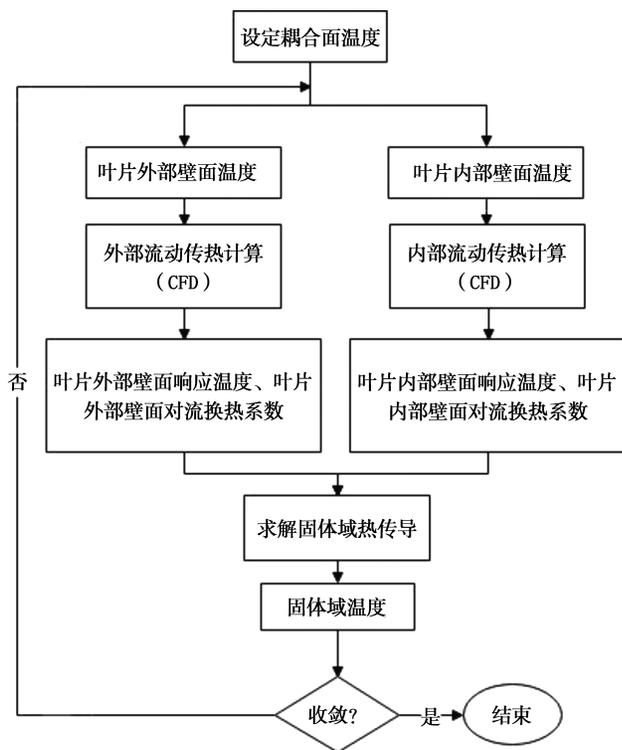


图 2 气热耦合分析过程

1.2.3 气热耦合过程

本文采用文献[9]中具有气热耦合实验数据的 Mark II 直叶片进行验证。其实验条件与内冷涡轮叶片的真实使用情况相似,所获得的数据较为完整,能够用来验证气热耦合过程的有效性。

1) 验证叶片的几何模型

Mark II 叶片高度 76.2 mm,弦长 136.22 mm,叶栅间距 129.74 mm,安装角与出气角分别为 63.69°、70.96°,叶片的径向有 10 个圆孔型冷却通道。本文利用 Gambit 建模软件对点线特征高保真的优点,依据文献[9]提供的叶型坐标数据完成叶片型面的建立,并以通用 IGES 形式传递给 Workbench 的 DM 软件完成叶片的叶身、流道及冷却孔的三维模型建立。由于 Mark II 是直叶片,划分网格的方法采取 cooper 方法。此外,结构网格划分过程中,在耦合面的流体区域划分 30 层的加密网格,网格膨胀率为 1.15,确保第一层网格 $y^+ < 1$,流体区域网格总数为 560 万,固体区域采用三维 20 节点体单元,节点总数为 68 万。叶片中截面的几何结构与网格如图 3 所示。

表 1 5411 试验中 Mark II 的进口边界条件

| 冷却孔 | 内部流场边界条件 | | | 外部燃气流场边界条件 | |
|-----|---------------------------------|------------|---------|------------|---------------------|
| | 入口质量流量 /kg · s ⁻¹ | 入口总温 /K | 出口静压/Pa | | |
| 1 | 0.024 6 | 326 | 202 650 | 入口总压/Pa | 337 097 |
| 2 | 0.023 7 | 316 | | 入口总温/K | 788 |
| 3 | 0.023 8 | 322 | | 入口湍流强度/% | 6.5 |
| 4 | 0.024 7 | 328 | | 入口湍流黏度 | 10 |
| 5 | 0.023 3 | 308 | | 入口马赫数 | 0.19 |
| 6 | 0.022 8 | 305 | | 入口雷诺数 | 5.6×10 ⁵ |
| 7 | 0.023 8 | 313 | | 出口静压 / Pa | 175 713 |
| 8 | 0.007 75 | 335 | | 出口马赫数 | 1.04 |
| 9 | 0.005 11 | 330 | | 出口雷诺数 | 2.0×10 ⁶ |
| 10 | 0.003 34 | 354 | | | |

2) 计算条件

本文选取文献[9]中的 5411 试验工况进行气热耦合方法的验证。由图 4 给出的计算域与边界条件组成可见,气热耦合分析模型采用单叶片通道周期性边界形式,耦合交界面设置为无滑移壁面,外流道的上下壁面设置为绝热边界,内部冷却气体流

场与外部燃气流场的进出口边界条件见表 1。外部流场的工质选用理想燃气,叶片材料为 ASTM 标准的 310 不锈钢,其具体性能参数参考文献[15]。

涡轮内的流动存在较强的湍流,边界层的流动状态会对叶片的传热过程产生重大影响。因此,需选择合适的湍流模型才能确保内冷叶片气热耦合的

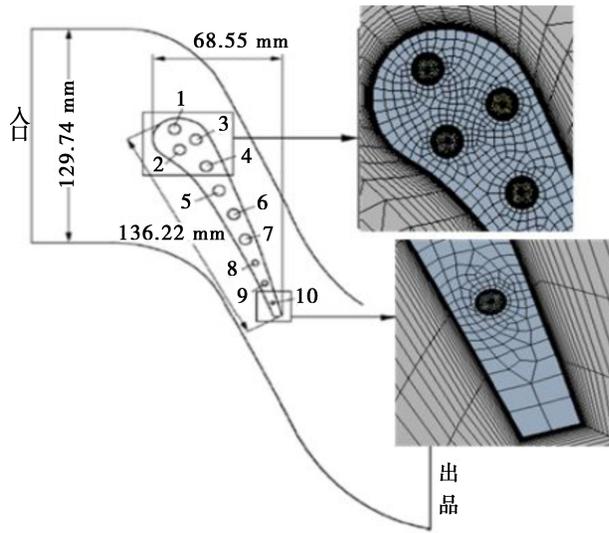


图3 Mark II叶片中截面的几何结构与网格

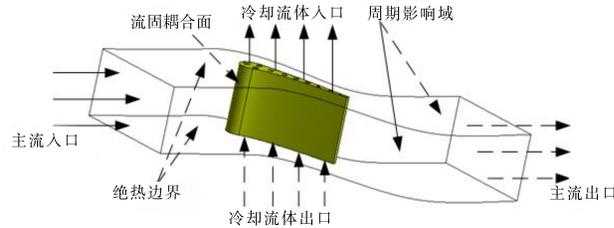


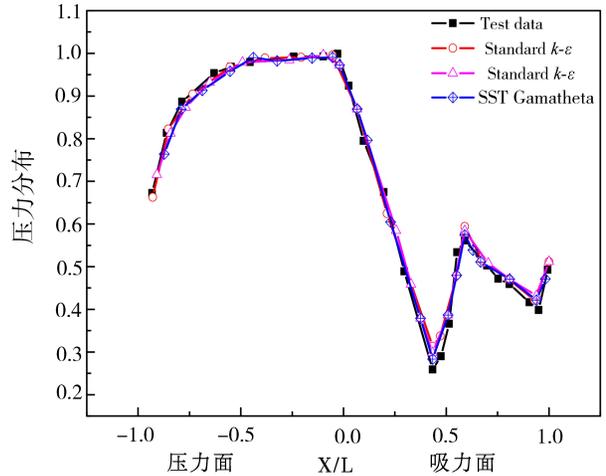
图4 气热耦合分析的计算域和边界条件

精确性与有效性。为此,本文选取标准 $k-\epsilon$ 、标准 $k-\omega$ 以及考虑边界层转捩的 SST- $k-\omega$ GamaTheta 等 3 种典型的湍流模型,对比各湍流模型在内冷涡轮叶片气热耦合分析中的适用性与精度,并作为后续发动机内冷涡轮叶片气热耦合分析的湍流模型选择依据。

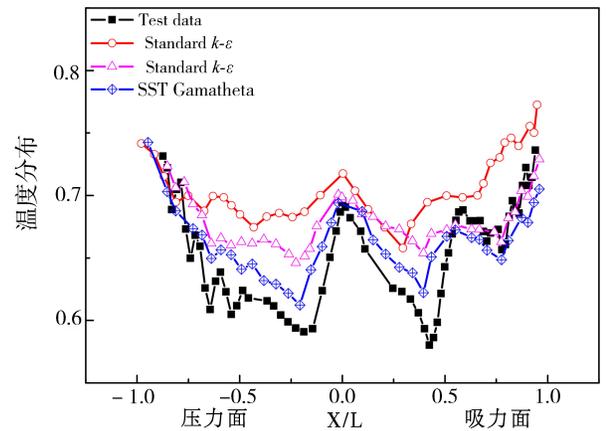
3) 结果对比分析

图 5 给出了叶片中径壁面上压力面与吸力面的无量纲温度与压力分布,图中 X 是横坐标位置, L 是叶片的轴向弦长, X/L 为负表示叶片的压力面。

从图 5 可以看出,各湍流模型对于压力分布的计算结果与实验结果吻合度很高,且附面层内任意位置的压强值都与其边缘处一致,所以可推断各湍流模型的区别主要在对附面层内流场的处理上;温度分布的计算结果则与湍流模型具有紧密关系。标准 $k-\epsilon$ 与标准 $k-\omega$ 湍流模型计算的温度分布与实验值差别较大,特别是标准 $k-\epsilon$ 模型,其壁面最大误差高达 16%。这是由于 $k-\epsilon$ 与 $k-\omega$ 湍流模型都是在全湍流假设的前提下,并不能保证叶片边界层的转捩流动的精确模拟^[15]。而 SST- $k-\omega$ GamaTheta 湍流



(a) 压力面与吸力面的无量纲压力分布



(b) 压力面与吸力面的无量纲温度分布

图5 叶片中径壁面上压力面与吸力面的压力、温度分布

模型的计算结果与实验值吻合较好,在压力面的前缘($-0.5 < X/L < 0$)与吸力面的前缘($0 < X/L < 0.5$),其壁面最大误差也不超过 5%。SST- $k-\omega$ GamaTheta 湍流模型有效结合了 $k-\epsilon$ 与 $k-\omega$ 湍流模型各自的优点,且引入了转捩模型,比较适合涡轮叶片气热耦合此类问题的模拟。

算例结果初步表明,气热耦合分析无需预先给定内冷涡轮叶片壁面的换热系数就可方便求取其温度、气动分布。因此,通过选取合适的湍流模型,用气热耦合方法分析叶片壁面温度与压力分布的方法是可行的,尤其适合带有复杂内部冷却通道的涡轮叶片。

2 航空发动机内冷涡轮叶片使用载荷多场耦合应用分析

2.1 模型建立与边界条件

2.1.1 气热耦合分析

高压涡轮工作叶片为空心气冷式,由叶冠、叶

身、伸根、榫头等部分组成,叶身型芯沿弦向有三个异型冷却孔。由于叶片结构复杂,在三维建模软件 UG 中按照设计图纸对叶片进行实体建模。考虑到叶片周期性,只需建立单个叶片通道的气热耦合分析模型,其结构示意图如图 6 所示,外流场的进气角度参考该涡轮叶片气动设计报告按其设计状态给定。计算网格由 ICM- CFD 采用非结构网格方法划分,整个模型的网格单元数约为 970 万。边界条件设置与上节算例类似。计算工况选取该型发动机的设计状态,其进出口边界条件如表 2 所示。流体工质选用可压缩理想气体,叶片材料为 K4002,其比热容、热传导系数等性能参数拟合温度的函数,具体方法见文献[15]。气热耦合数值计算由 CFX 软件求解,湍流模型选用考虑了边界层转换的 SST- $k-\omega$ GamaTheta 模型。

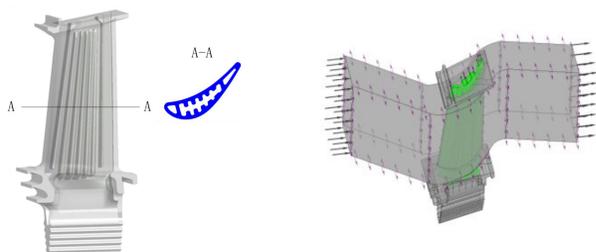


图 6 涡轮叶片结构及气热耦合分析模型

表 2 气热耦合分析的边界条件

| 变量 | 单位 | 值 | 边界定义 |
|---------------|-----|-------|----------|
| $T_{t,m-in}$ | K | 1 403 | 主流入口总温 |
| $P_{t,m-in}$ | KPa | 1 172 | 主流入口总压 |
| $P_{s,m-out}$ | KPa | 938 | 主流出口静压 |
| $T_{t,c-in}$ | K | 730 | 冷却流体入口总温 |
| $P_{t,c-in}$ | KPa | 1 069 | 冷却流体入口总压 |
| $P_{s,c-out}$ | KPa | 938 | 冷却流体出口静压 |
| n | % | 100 | 相对转子速度 |

2.1.2 热-结构有限元分析

确保热-结构有限元分析与气热耦合分析中的叶片几何模型一致,使得气热耦合分析的温度、压力等耦合信息可以精确施加到热-结构分析模型中,保证了使用载荷多场耦合分析的精度。传热分析的有限元模型网格采用 SOLID70 热实体单元,结构分析采用 SOLID70 的等效结构单元 SOLID185。其中,传热分析的温度载荷以体载荷的形式加载到

结构分析的单元中,而气动载荷则以面载荷形式加载到叶片叶身外表面,离心载荷以旋转角速度的形式设定。在叶片热-结构分析中施加的边界约束条件为:对榫头挡圈位置端面施加轴向位移约束;在叶片每个榫齿接触面(上表面)施加法向位移约束。

2.2 计算结果分析

图 7 给出了设计状态下叶片的温度场分布,在该状态下,叶身最高温度为 1 329.3 K,出现在尾缘 50%叶高附近,最高温度的位置与燃烧室出口燃气温度的径向分布有关。叶身平均温度为 1 122.3 K。图 8 给出了中截面的温度分布图。可以看出,该截面的叶片前缘和尾缘处温度偏高,最高温度在尾缘处,截面平均温度为 1 145.2 K。由于异型冷却腔的存在,中弦区域的温度相对较低,最低温度在中弦冷却腔的肋壁处。

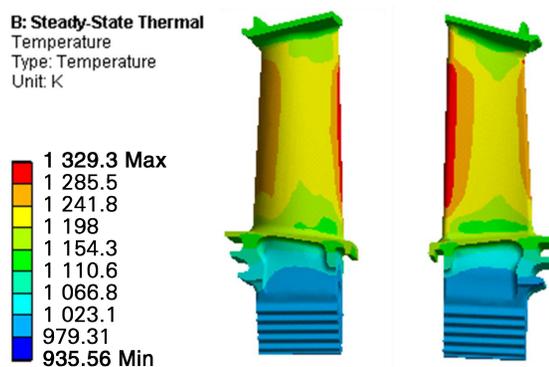


图 7 设计状态下叶片的温度场分布

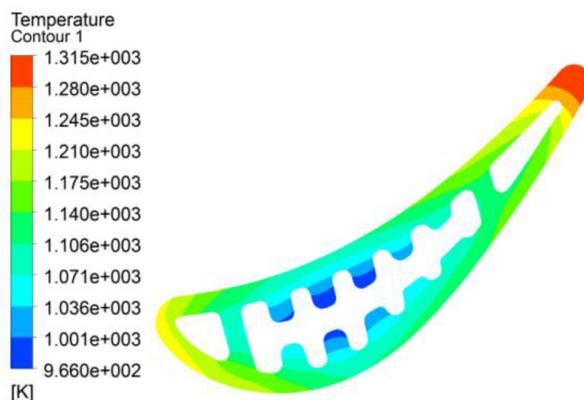


图 8 设计条件下的叶片中截面温度偏差

图 9 给出了设计状态下涡轮叶片的整体等效应力分布,考虑了离心力、热应力以及气动力的综合作用。由计算结果可见,叶片较明显的应

力集中部位出现在榫齿、梨形冷却孔以及叶背根部过渡圆角等处。由于本文对榫齿施加了位移约束,故榫齿处的应力值与实际情况不符,但由圣维南原理可知伸根冷却孔及叶身的应力值是准确的。其中,伸根梨形冷却孔的径向位置较低,且此处的截面面积变小,因此榫头梨形冷却孔的应力较大,达到 603.2 MPa。另外,由于叶片空间扭曲,其积叠线与径向线存在偏离,因而产生较大的弯矩,叶根截面处叶背的应力水平明显高于叶盆,叶背根部过渡圆角处的应力值约为 456.2 MPa。叶根截面以上的应力则沿叶高方向逐渐递减。

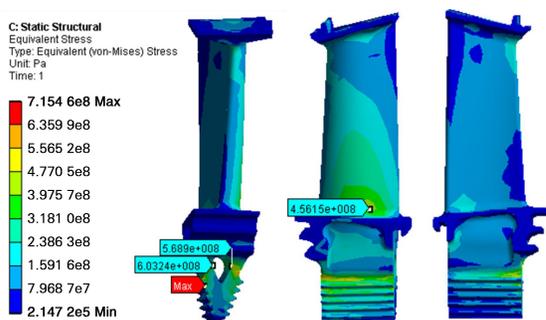


图9 设计状态下涡轮叶片的整体等效应力分布

2.3 气热参数敏感性分析

气热耦合决定了叶片温度分布的准确性,是使用载荷多场耦合分析的关键环节。在发动机实际使用过程中,由于性能衰退、参数测量误差以及性能仿真模型误差等因素,气热耦合的边界条件会存在一定的不确定性。为此,本文进一步研究边界条件不确定性对气热耦合结果的影响。

仍以表2给定的计算条件为参考状态,选取涡轮叶片进口燃气总温、进口燃气总压、冷却孔进口冷气总温、进口冷气总压以及转速5类边界条件进行研究,并根据实际情况给出各参数的不确定范围,如表3所示。同时,为衡量各参数变化对气热耦合分析结果的影响程度,且考虑到榫头不直接与高温燃气接触,引入以下3个指标:叶片最高温度 T_{MAX} ,叶身平均温度 T_{AVE} ,冷却效率 η 。其中,涡轮叶片的冷却效率定义为:

$$\eta = \frac{T_{t,m-in} - T_{AVE}}{T_{t,m-in} - T_{t,c-in}} \quad (5)$$

式中, $T_{t,m-in}$ 为涡轮叶片进口燃气温度, $T_{t,c-in}$ 为叶片冷却孔进口冷气温度。

表3 各参数边界条件的不确定度范围

| 变量 | 单位 | 参考条件 | 范围 |
|--------------|-----|-------|-------------|
| $T_{t,m-in}$ | K | 1 403 | 1 360~1 445 |
| $P_{t,m-in}$ | KPa | 1 172 | 1 138~1 207 |
| $T_{t,c-in}$ | K | 730 | 710~750 |
| $P_{t,c-in}$ | KPa | 1 069 | 1 034~1 103 |
| n | % | 100 | 96~104 |

2.3.1 叶片进口总温、总压的影响

图10给出了涡轮叶片进口燃气温度对气热耦合分析结果的影响。可以看出,进口燃气温度平均升高10 K,会导致叶片最高温度平均升高约7.4 K,叶身平均温度升高约5.2 K。叶片直接暴露在燃气中,其最高温度点常与燃气有直接接触,因此随着入口燃气温度变化,叶片最高温度的变化比叶身平均温度的变化更为明显。另一方面,随着入口燃气温度的不断升高,入口燃气与入口冷气的温度差进一步增大,导致其热通量增加,这正是入口燃气温度升高冷却效率会有所上升的原因。

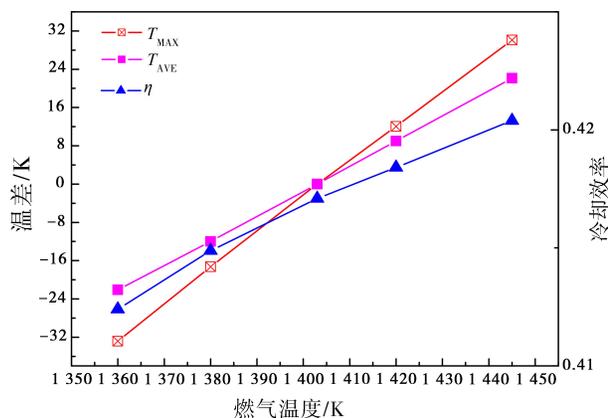


图10 进口燃气温度对气热耦合分析结果的影响

图11给出了涡轮叶片进口总压对气热耦合分析结果的影响。可以看出,入口燃气压力的升高会使燃气与叶片换热更为充分,进而导致叶片最高温度与叶身平均温度的小幅升高。燃气压力相对升高1%,会导致叶片最高温度平均升高约2.1 K,叶身平均温度升高约0.8 K。另一方面,随着入口燃气压力的提升,由于入口燃气温度与冷却孔进口冷气温度保持不变,故叶片的冷却效率会有所降低。与图10横向比较可知,入口燃气压力对耦合分析结果的影响要远小于入口燃气温度的影响。

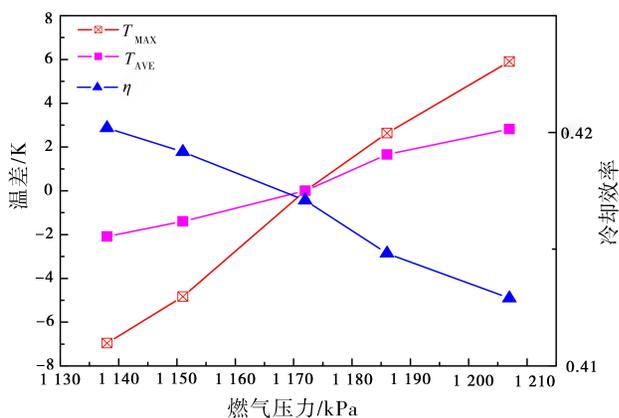


图 11 进口总压对气热耦合分析结果的影响

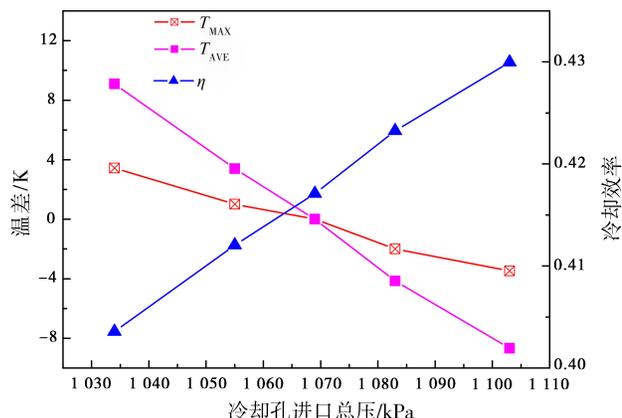


图 13 冷却孔进口总压对气热耦合分析的影响

2.3.2 冷却孔进口总温、总压的影响

图 12 给出涡轮叶片冷却孔进口总温对气热耦合分析结果的影响。进口冷气温度平均升高 10 K, 会导致叶片最高温度平均升高约 2.2 K, 叶身平均温度升高约 5.7 K。另一方面, 随着入口冷气温度的升高, 入口燃气与入口冷气的温度差进一步减小, 导致总的热通量减小, 因而冷却效率会有所下降。

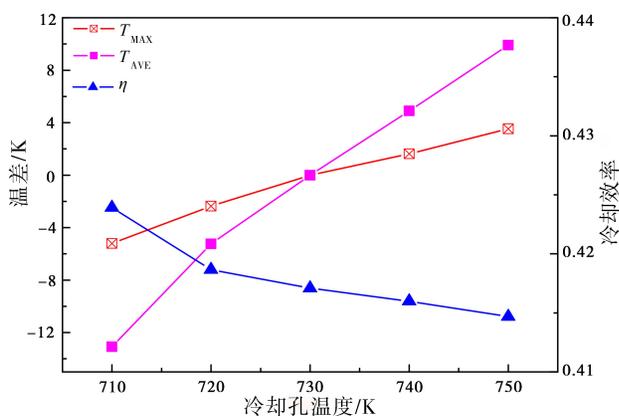


图 12 冷却孔进口总温对气热耦合分析的影响

图 13 给出涡轮叶片冷却孔进口总压对气热耦合分析结果的影响。冷气压力的升高会使内部冷气与叶片换热更为充分, 进而导致叶片最高温度与叶身平均温度的小幅降低, 叶片冷却效率却有较大的增加。进口冷气压力相对升高 1%, 会导致叶片最高温度平均升高约 1.1 K, 叶身平均温度升高约 2.8 K。

与图 10、图 11 中计算结果对比发现, 入口冷气温度与压力的变化对叶身平均温度的影响要比叶片最高温度显著。与外部燃气不同, 冷气直接与叶

片内部壁面接触, 它主要影响叶片的平均温度。

2.3.3 转速的影响

图 14 给出了转速对气热耦合分析结果的影响。可以看出, 转速的升高会加快叶片与燃气的换热, 小幅提高叶片温度, 但转速不确定性对气热耦合结果比较有限。相对转速升高 1%, 会导致叶片最高温度平均升高约 1.4 K, 叶身平均温度升高约 0.6 K。其他参数不变, 叶身平均温度的小幅升高会导致叶片的冷却效率小幅降低。

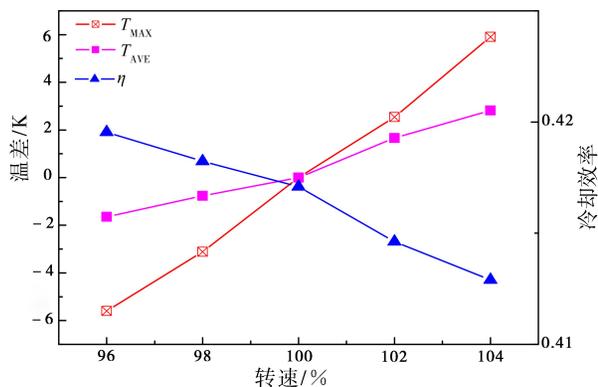


图 14 转速对气热耦合分析的影响

3 结论

本文将气热耦合方法与热-结构有限元分析相结合, 提出了一种内冷涡轮叶片使用载荷多场耦合分析的方法。经实验数据验证与实例计算, 可形成如下主要结论:

- 1) 利用具有实验数据的 Mark II 叶片对不同湍流模型的气热耦合精度对比发现, 各湍流模型对于压力分布的计算结果与实验值吻合很好, 但温度分布的计算结果则与湍流模型具有紧密关系,

SST- $k-\omega$ GamaTheta 湍流模型的温度计算结果与实验值吻合最好,其最大误差不超过5%。

2) 将该方法应用于航空发动机具有异型冷却孔的涡轮转子叶片,得到了设计状态下叶片的温度与应力分布,叶身最高温度处于50%叶高的尾缘附近,伸根梨形冷却孔与叶背根部处有明显应力集中。参数敏感性分析则进一步定量给出了各边界参数不确定性对耦合结果的影响程度。

3) 该方法综合考虑了内冷涡轮叶片实际工作状态下的温度、热应力、气动力及离心力等载荷要素,可为航空发动机结构健康状态评估及使用寿命单机监视提供可靠依据。

参考文献:

- [1] E-32 Aerospace Propulsion Systems Health Management. Guide to life usage monitoring and parts management for aircraft gas turbine engines: AIR 1872B[S]. [S. l.]: SAE International, 2011: 1-56.
- [2] VOIPONI A J. Gas turbine engine health management: past, present, and future trends[J]. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 2014, 136(5): 1-20.
- [3] LI B W, ZHAO Y, ZHANG Y, et al. An approach to indirect estimation of high pressure turbine inlet temperature of turbofan engines based on gas path thermodynamic relations [J]. Journal of Mechanical Science and Technology, 2015, 29(11): 4971-4979.
- [4] 王永旗,徐可君,夏毅锐. 基于飞行参数的双发飞机发动机疲劳损伤差异分析[J]. 推进技术, 2014, 35(1): 101-106.
- [5] 章的,钱正明,米栋,等. 某航空发动机燃气涡轮叶片低循环疲劳寿命研究[J]. 机械强度, 2022, 44(4): 1013-1016.
- [6] 夏毅锐,徐可君,王永旗. 基于某型航空发动机飞行参数的涡轮转子叶片疲劳/持久寿命分析[J]. 应用力学学报, 2011, 28(2): 177-184, 216.
- [7] 马雄,李翠,杨飘. 航空发动机涡轮叶片疲劳寿命预测和可靠性分析[J]. 科学技术创新, 2024(2): 209-212.
- [8] 李本威,赵勇,蒋科艺,等. 典型使用条件对发动机涡轮叶片蠕变寿命消耗的影响研究[J]. 推进技术, 2017, 38(5): 1107-1114. DOI: 10.13675/j.cnki.tjjs.2017.05.019.
- [9] HYLTON L D, MIHELIC M S, TURNER E R, et al. Analytical and experimental evaluation of the heat transfer distribution over the surfaces of turbine vanes; NASA CR-168015[R]. [S. l. :s. n.],1983: 1-217.
- [10] BOLAINA C, TELOXA J, VARELA C, et al. Thermo-mechanical stress distributions in a gas turbine blade under the effect of cooling flow variations[J]. Journal of Turbomachinery, 2013, 135(6): 064501.
- [11] REYHANI M R, ALIZADEH M, FATHI A, et al. Turbine blade temperature calculation and life estimation-a sensitivity analysis[J]. Propulsion and Power Research, 2013, 2(2): 148-161.
- [12] ALIZADEH M, IZADI A, FATHI A. Sensitivity analysis on turbine blade temperature distribution using conjugate heat transfer simulation[J]. Journal of Turbomachinery, 2014, 136(1): 011001.
- [13] STAROSELSKY A, MARTIN T J, CASSENTI B. Transient thermal analysis and viscoplastic damage model for life prediction of turbine components[J]. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 2015, 137(4): 042501. 1-042501. 10.
- [14] 刘振侠,张丽芬. 采用热-流耦合方法对气冷涡轮叶片换热的计算[J]. 西北工业大学学报, 2007, 25(2): 315-319.
- [15] 董平,黄洪雁,冯国泰. 高压燃气涡轮径向内冷叶片气热耦合的数值分析[J]. 航空动力学报, 2008, 23(2): 201-207.
- [16] 虞跨海,杨茜,岳珠峰. 高压涡轮冷却叶片叶顶结构气动与传热[J]. 推进技术, 2012, 33(2): 174-178.
- [17] 李钰洁,刘永葆. 叶顶间隙对高压涡轮动叶应力影响的数值研究[J]. 航空动力学报, 2014, 29(7): 1695-1700.
- [18] 杨杰,张姝,刘志超. 基于某航空发动机涡轮叶片的热流固耦合分析[J]. 机械, 2022, 49(10): 74-80.
- [19] 韩永志,高行山,李立州,等. 基于Kriging模型的涡轮叶片多学科设计优化[J]. 航空动力学报, 2007, 22(7): 1055-1059.
- [20] 董平. 航空发动机气冷涡轮叶片的气热耦合数值模拟研究[D]. 哈尔滨:哈尔滨工业大学, 2011.
- [21] 王孟君,薛伟鹏,陈阿龙,等. 基于参数化建模的涡轮叶片气热耦合分析方法研究[J]. 推进技术, 2024, 45(4): 105-115.
- [22] 徐建新,许立敬. 基于流热固耦合的航空发动机涡轮叶片仿真分析[J]. 航空科学技术, 2023, 34(2): 26-33.

作者简介

王艳艳 女,硕士,工程师。主要研究方向:多物理场耦合分析技术。E-mail: wangyanyan@comac.cc

李宗阳 男, 硕士, 工程师。主要研究方向: 多物理场耦合分析技术。E-mail: 2459418534@qq.com

Multi-field conjugate analysis of working load for aeroengine internal cooling turbine blade

WANG Yanyan^{1*} LI Zongyang²

- (1. Shanghai Aircraft Design and Research Institute, Shanghai 201210, China;
2. Shanghai Electro-Mechanical Engineering Institute, Shanghai 201109, China)

Abstract: In order to accurately estimate the working load in the actual state of air-thermal coupling and heat-structure finite element analysis, a multi-field coupling analysis method is proposed. This method first calculates the outer gas flow, inner cooling flow and blade solid heat transfer of the turbine blade to obtain the accurate temperature and aerodynamic distribution of the blade in the actual state, and then transfer the coupling load information to the heat-structure finite element model, and then realize the load multi-field coupling analysis through the heat-structure finite element analysis. The results of experimental data verification and example calculation show the effectiveness and accuracy of gas-thermal coupling and using load multi-field coupling analysis. Finally, the parameter sensitivity analysis quantitatively gives the degree of the uncertainty of each boundary condition affecting the coupling calculation.

Keywords: turbine blade; use load; multi-field coupling analysis; gas-thermal coupling; sensitivity analysis

* Corresponding author. E-mail: wangyanyan@comac.cc