

服役工况载荷谱下发动机涡轮叶片的热机械疲劳寿命预测

杨文军^{a,b}, 李思成^{a,b}, 金星卓^a, 李集辰^a, 高继然^a

(沈阳航空航天大学 a. 机电工程学院, b. 飞行器快速试制技术研究教育部重点实验室, 沈阳 110136)

摘要: 为解决复杂多场耦合服役工况下涡轮叶片的热机械疲劳损伤问题, 基于发动机服役工况载荷谱, 结合改进的Morrow低周疲劳损伤和蠕变损伤模型, 进行发动机涡轮叶片的热机械疲劳寿命预测。首先, 考虑叶栅间的转静干涉效应, 完成了涡轮叶片的三维流场建模与多场耦合仿真。然后, 基于服役工况载荷谱下和多场耦合响应特性, 确定了涡轮叶片疲劳损伤关键考核位置。其次, 利用改进的Morrow低周疲劳损伤模型, 并与传统模型和试验结果进行了比较检验。最后, 根据线性累积损伤准则及Morrow低周疲劳损伤和L-M蠕变损伤, 预测了服役工况下涡轮叶片的热机械疲劳寿命。结果表明, 数值仿真计算结果与试验数据吻合良好, 验证了涡轮叶片三维非定常流场模拟和改进Morrow低周疲劳损伤模型的准确性。在服役工况发动机载荷谱和多场耦合作用下, 考虑Morrow低周疲劳损伤和L-M蠕变损伤, 涡轮叶片的热机械疲劳寿命为 6.028×10^3 h, 最小寿命区域位于进气口叶根前缘考核位置A, 此处为涡轮叶片的重点检修部位, 可为复杂服役工况涡轮叶片的热机械疲劳寿命预测提供理论参考和依据。

关键词: 涡轮叶片; 服役工况; 载荷谱; 多场耦合; 热机械疲劳; 寿命预测

中图分类号: V21 **文献标志码:** A

DOI: 10.3969/j.issn.2095-1248.2025.05.003

Thermo-mechanical fatigue life prediction of engine turbine blade under service operating condition load spectrum

YANG Wenjun^{a,b}, LI Sicheng^{a,b}, JIN Xingzhuo^a, LI Jichen^a, GAO Jiran^a

(a. College of Mechanical and Electrical Engineering, b. Key Laboratory of Rapid Development & Manufacturing Technology for Aircraft, Ministry of Education, Shenyang Aerospace University, Shenyang 110136, China)

Abstract: In order to solve the thermo-mechanical fatigue damage problem of turbine blade under the complex multifield coupling service conditions, combining the improved Morrow low-cycle fatigue damage and creep damage models based on the load spectrum of the engine's service conditions, the prediction of the thermo-mechanical fatigue life of engine turbine blade was achieved. Firstly,

收稿日期: 2025-01-03 修回日期: 2025-03-03 接受日期: 2025-03-07

基金项目: 国家自然科学基金(项目编号: 52205116); 辽宁省自然科学基金博士启动基金(项目编号: 2024-BS-157); 辽宁省教育厅面上项目(项目编号: JYTMS20230258); 教育部重点实验室开放基金(项目编号: LJ232410143008); 国防航空制造工艺数字化国防重点学科实验室开放基金(项目编号: SHSYS202406)。

作者简介: 杨文军(1988—), 男, 内蒙古赤峰人, 副教授, 博士, 主要研究方向为叶片气弹耦合动力学与热-机疲劳寿命预测, E-mail: ncywj@163.com。

considering the rotor-stator interference effect between cascades, the three-dimensional flow field modeling and multi-field coupling simulation of the turbine blade were completed. Further, based on the engine load spectrum and multi-field coupling response characteristics under service operating condition, the key assessment positions of fatigue damage of the turbine blade were determined. then, an improved Morrow low-cycle fatigue damage model was developed and compared with traditional models and experimental results for verification. Finally, using the linear cumulative damage criterion, as well as the Morrow low-cycle fatigue damage and L-M creep damage, thermo-mechanical fatigue life of the turbine blade was predicted under service conditions. The results show that the numerical simulation results are in good agreement with the experimental data, verifying the accuracy of the three-dimensional unsteady flow field simulation of the turbine blade and the improved Morrow low-cycle fatigue damage model. Under the engine load spectrum and multi-field coupling effect of service conditions, considering the Morrow low-cycle fatigue damage and L-M creep damage, the thermo-mechanical fatigue life of the turbine blade is 6.028×10^3 h. The area with the minimum life is located at the leading edge of the blade root at the air inlet, the assessment position A, which is the key maintenance part of the turbine blade. This study can provide a theoretical reference and basis for the thermo-mechanical fatigue life assessment of turbine blade under complex service operating condition.

Key words: turbine blade; service operating condition; load spectrum; multi-field coupling; thermo-mechanical fatigue; life prediction

涡轮叶片是航空发动机中至关重要的热端部件,其工作环境极为严酷,需承受高温、高压和高转速等多种载荷^[1]。据统计,在发动机零部件失效事故中,与疲劳破坏相关的事故占比高达49%,其中70%以上是由转子叶片失效所致^[2]。因此,开展服役工况载荷谱下发动机涡轮叶片的热机械耦合分析与疲劳寿命预测具有重要的意义。

在发动机运行过程中,其热端部件所处环境温度不断变化,与温度相关的叶片材料力学性能也发生变化,此时叶片还受到循环机械载荷的作用,循环变化的温度载荷和机械载荷则会耦合叠加产生热机械疲劳。由于循环温度与循环机械载荷同时作用于叶片,使得叶片从开始循环至疲劳断裂失效过程中经历复杂的损伤演化^[3-5]。彭立强^[6]在针对燃气轮机涡轮叶片的研究中,开展了多场耦合应力、应变的分析工作。得到涡轮叶片在3种载荷作用下的应力、应变分布,并结合修正寿命模型计算了叶片的疲劳/蠕变寿命。Zhu等^[7]针对涡轮叶片

进行了多场耦合分析,得到涡轮叶片在复杂工况下的应力、应变分布情况,利用疲劳寿命预测模型,对燃气轮机涡轮叶片的疲劳寿命进行了预测。王荣桥等^[8]建立了涡轮叶片热机械疲劳试验系统,利用该试验系统进行了单晶涡轮叶片考核截面的热机械疲劳试验,再现了涡轮叶片在服役状态下的失效模式,并基于上述试验结果进行涡轮叶片的寿命预测。蒋康河等^[9]针对涡轮叶片气膜孔,对单晶热机械疲劳试验进行了设计和实施,试验涵盖了不同的应力范围、横向取向及制孔工艺。通过对比分析有无气膜孔、气膜孔横向取向的差异及不同制孔工艺,深入探究了它们对单晶热机械疲劳寿命所产生的影响。Wang等^[10]研究了金属材料不同取向的镍基单晶高温合金的热机械疲劳行为、失效机制和寿命预测方法,建立了基于临界面的寿命预测模型。王伟政^[11]采用引入尚德广疲劳损伤参量的方式,并考虑临界平面法,修正SWT寿命预测模型,并与其他寿命预测模型进行对比,证明了修正的寿命预测模型具有更

好的准确性。

然而,由于服役工况下多场耦合载荷环境的复杂性,现阶段仍缺乏对发动机涡轮叶片热机械疲劳寿命进行准确预测的有效方法。因此,本文以亚琛 1.5 级涡轮为研究对象,首先,建立涡轮叶片的三维流场模型,并进行网格无关性分析与特性曲线对比,验证 CFD 仿真模型的准确性。然后,考虑服役工况下发动机工作载荷谱,开展热-流-固耦合响应特性仿真,获得涡轮叶片疲劳损伤关键考核位置。最后,基于改进 Morrow 低周疲劳损伤和 L-M 蠕变损伤模型,依据线性累积损伤原则和多场耦合响应

特性,以实现服役工况下发动机涡轮叶片热机械疲劳寿命的准确预测。

1 考虑转静干涉的涡轮叶片三维流场仿真

1.1 1.5 级涡轮叶片 CFD 数值建模

本文以亚琛 1.5 级涡轮叶片为研究对象^[12-13],其由一级转子和两级静子组成,几何尺寸如图 1 所示。其中转子叶片数量为 41,静子叶片数量为 36,转子叶顶间隙为 0.4 mm,旋转速度为 3 500 r/min。为提高计算效率,以转子与静子叶片的单扇区流体域作为有效计算域。

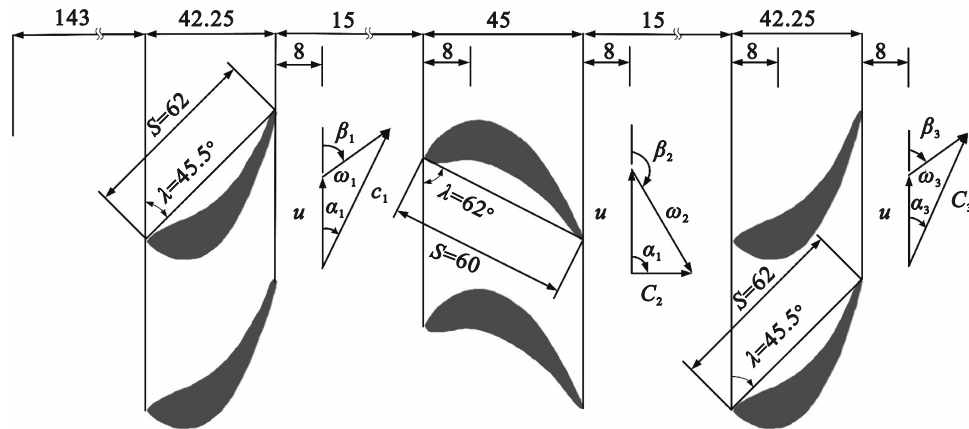


图 1 涡轮叶片几何尺寸

利用 Turbo grid 前处理软件完成了流场网格划分,对转子与静子叶片的叶根和叶顶区域进行了网格局部细化处理,叶片近壁面区域采用 H 型和 O 型网格拓扑。涡轮叶片单通道流场网格如图 2 所示。其中,流体域设定为理想气体;第一级静子入口设定为压力入口,总压为 1.5×10^5 Pa,总温为 308 K;第三级静子出口设定为压力出口,出口静压为 1.3×10^5 Pa;转静干涉交界面采用滑移网格处理,定义周期性边界条件以实现整周流场的模拟。

故本文基于流场仿真 CFX 软件,利用普适性良好的 RNG $k-\varepsilon$ 湍流模型,开展对涡轮叶片三维流场的数值模拟。

湍动能和湍流耗散率的微分传递方程^[14]

如式(1)、(2)所示。

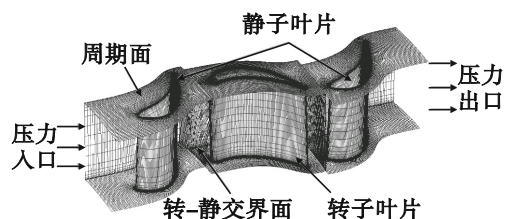


图 2 涡轮叶片单通道流场网格

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho k u_i)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left\{ \left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right\} + P_k + P_b - \rho \varepsilon \quad (1)$$

$$\frac{\partial(\rho \varepsilon)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho \varepsilon u_i)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left\{ \left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right\} + \frac{\varepsilon}{k} (C_{\varepsilon 1} P_k - C_{\varepsilon 2} \rho \varepsilon) \quad (2)$$

式中: ρ 为流体密度; k 为湍流动能; ε 为湍流动能耗散率; u_i 为流体速度分量; x_i 为空间坐标; μ 为动力黏度; P_k 为由平均速度梯度引起的湍动能 k 的产生项; P_b 为由浮力引起的湍动能 k 的产生项,此次流场分析中,不考虑浮力作用,故此 $P_b=0$; μ_t 为湍流黏度,可由式(3)获得。

$$\mu_t = C_\mu \frac{\rho k^2}{\varepsilon} \quad (3)$$

1.2 数值仿真模型的分析与验证

为了保证仿真计算的准确性和高效性,对所建立的数值模型进行了网格无关性验证。基于不同网格划分方案,建立了3种网格密度的数值模型,并比较其计算精度。同时,在第一级静子叶片与第二级转子叶片尾缘后 8.8 mm 处设置监测面,位置如图 3 所示。

转子和静子叶片尾缘后 8.8 mm 处特性曲

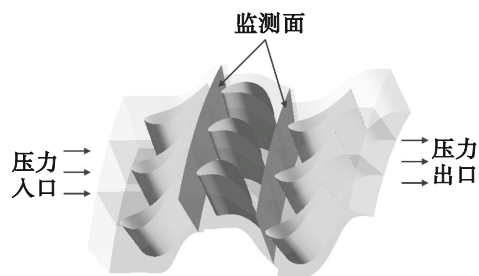


图 3 监测面位置

线如图 4、图 5 所示。经过对比发现,随着网格数量的增加,在中、细网格下转静子叶片的总压及流动角特性曲线变化不再明显,表明计算网格满足了无关性要求。进一步将数值仿真与试验结果进行对比,发现两者性能曲线趋势基本一致,验证了所建立数值模型的准确性。为兼顾计算精度与求解效率,后续仿真采用中网格模型。

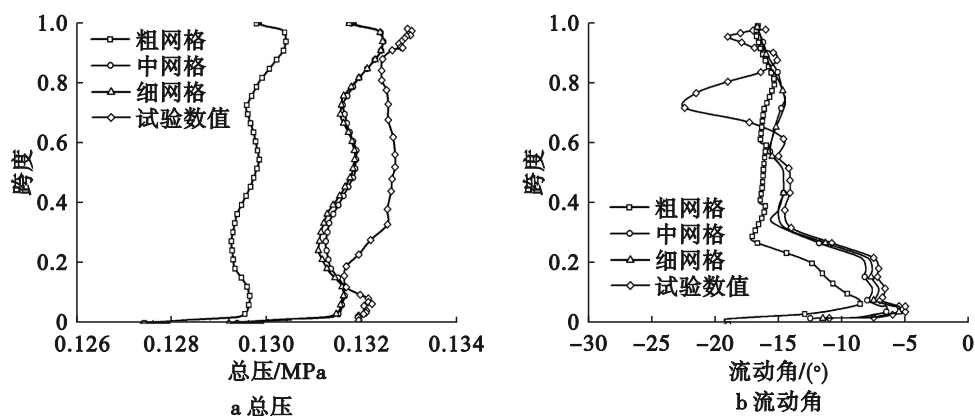


图 4 转子叶片尾缘后 8.8mm 处特性曲线

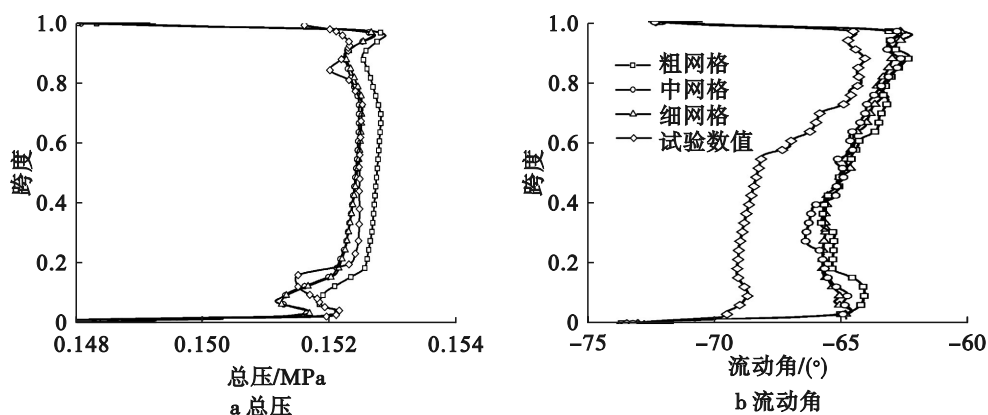


图 5 静子叶片尾缘后 8.8mm 处特性曲线

2 涡轮叶片热-流-固耦合响应特性

2.1 服役工况下发动机载荷谱编制

在进行发动机涡轮叶片的热机械疲劳寿命预测之前,首先要获得发动机的实际服役工况载荷谱^[15](如图 6 所示),然后剔除飞行任务

剖面中的伪读数及不具备实际意义的无效幅值,最后开展峰谷值检测及雨流计数法等统计分析。在本文中,将某型发动机在一次完整工作循环期间的发动机转速、发动机排气温度等关键参数作为研究重点,运用科学的统计分析方法,最终获得该发动机的工作循环载荷谱。

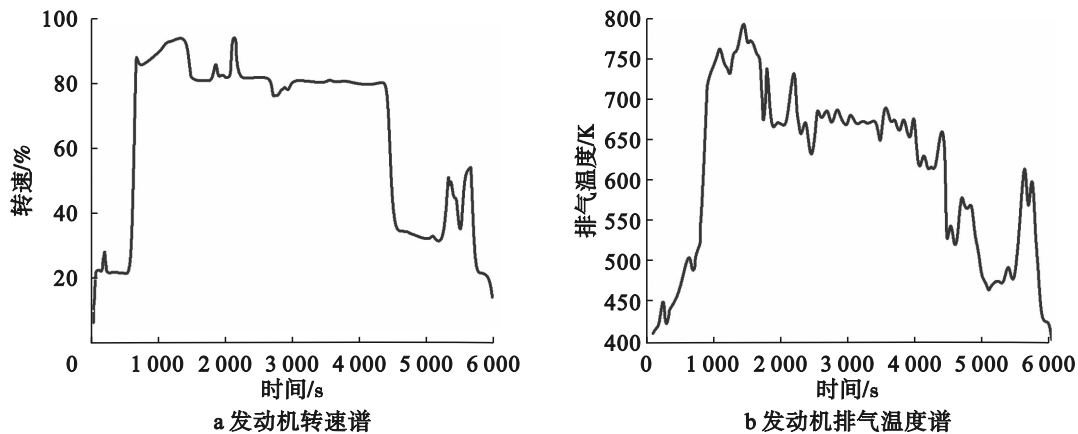


图 6 发动机的实际服役工况载荷谱

某型发动机的设计最大转速 n 为 14 460 r/min,对转速谱采用雨流计数法^[16]统计之后,将幅值变化较小、对疲劳寿命影响微弱的循环数据进行剔除。接着,将转速的峰谷值范围划分成 5 个区间。随后,针对发动机涡轮转速谱展开数

据处理工作,统计飞机在一次起飞—巡航—降落过程中主工作循环及各类次工作循环的变化次数,最终得到的主次循环转速区间如表 1 所示。

表 1 主、次循环转速区间

循环类别	工况	工作转速区间/($r \cdot \min^{-1}$)	循环次数
主工作循环	1	0—13882(96% n)—0	1
	2	4 338(30% n)—8 243(57% n)—4 338(30% n)	2
	3	10 845(75% n)—11 857(82% n)—10 845(75% n)	1
次工作循环	4	11 857(82% n)—12 870(89% n)—11 857(82% n)	1
	5	11 857(82% n)—13 882(96% n)—11 857(82% n)	1

通过文献[11]可知,在发动机运行过程中进气温度和排气温度的比值 T_1/T_4 约为 1.65,本文在计算进气口温度 T_1 时,根据 T_1/T_4 约为 1.65 求出了各服役工况转速下进气口温度值。不同转速下发动机进气、排气温度统计结果如表 2 所示。

2.2 涡轮叶片热-流-固耦合仿真计算

航空发动机涡轮叶片在不同转速下均受到气动力、离心力和热应力的综合作用,本文利用多场耦合的分析方法,分析了涡轮叶片工作时的应力、应变响应。在计算中假设各个服役工况转速区间下,流场内部的气体压力和流速均处于稳定不变的状态,流场内部的高温气

表 2 发动机进气、排气温度统计结果

工作转速/%	排气温度/K	进气口温度/K
75	575	949
82	655	1 080
89	733	1 209
96	778	1 283

表 5 不同温度下线膨胀系数

T/°C	$\alpha/(10^{-6} \cdot ^\circ\text{C}^{-1})$
20~300	12.45
20~400	12.86
20~500	13.26
20~600	13.53
20~700	14.04
20~800	14.55
20~900	15.06

表 6 不同温度下屈服强度和抗拉强度

T/°C	$\sigma_{0.2}/\text{MPa}$	σ_b/MPa
20	985	1 320
700	930	1 220
760	955	1 210
850	905	1 030
900	580	850
950	455	740

体符合理想气体状态方程。本文所采用的 DZ125 高温合金在不同温度下的材料参数^[17]如表 3—6 所示。

表 3 不同温度下弹性模量和泊松比

T/°C	E/GPa	μ
20	127.0	0.410
250	123.0	0.405
500	112.5	0.410
600	108.5	0.415
700	104.5	0.430
800	102.0	0.430
900	97.0	0.435

表 4 不同温度下热导率

T/°C	$\lambda/(W \cdot m^{-1} \cdot ^\circ\text{C}^{-1})$
200	9.67
300	11.47
400	13.44
500	14.99
600	16.79
700	17.96
800	19.63
900	19.51

利用 Workbench 软件,将 5 个不同的模块连接以实现涡轮叶片的热-流-固耦合分析,构建的仿真计算流程图如图 7 所示。

2.3 多场耦合下涡轮叶片响应特性分析

选择发动机最大转速区间,对涡轮叶片进行了热-流-固耦合仿真分析。涡轮叶片在气动力、离心力和热应力的综合作用下,其等效应力和等效应变分布如图 8 所示。

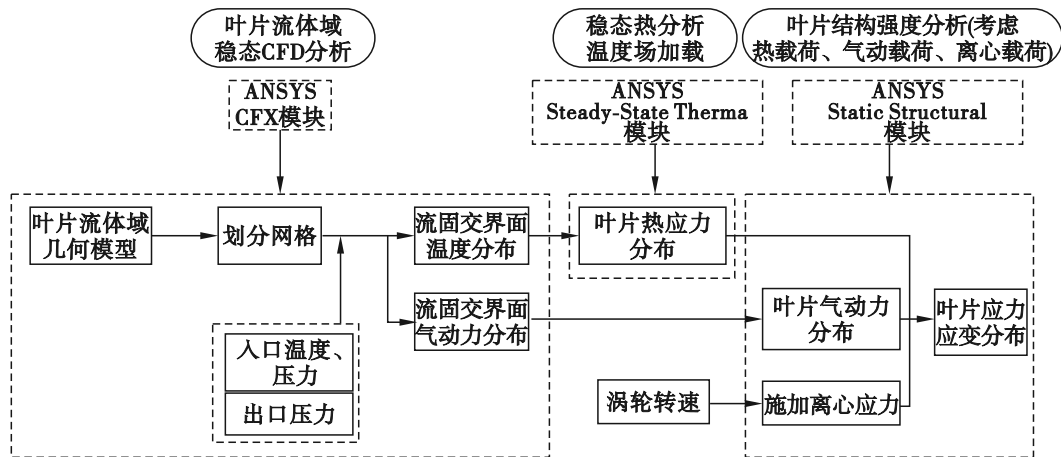


图 7 仿真计算流程图

仿真计算结果表明,涡轮叶片的最大等效应力值达到了 1 306 MPa,这一最大应力出现的位置在叶根中部区域。与叶片的其他部位相比,叶根中部区域的应力偏高。另外,涡轮叶片的最大等效应变值为 0.837%,出现的位置是进气口叶根前缘区域。根据图 8 在最大转

速区间的应力、应变分布情况及发动机涡轮叶片外场的检修数据,选择以下两个位置来计算涡轮叶片的疲劳寿命:考核位置 A(叶片等效应力最大点,位于叶根中部区域)和考核位置 B(叶片等效应变最大点,位于进气口叶根前缘区域)。

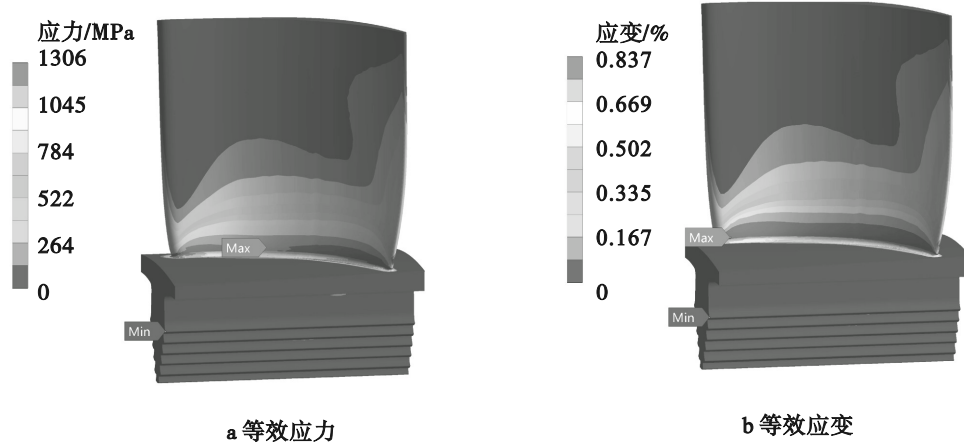


图 8 涡轮叶片等效应力和等效应变分布

3 涡轮叶片热机械疲劳寿命预测

本文基于线性累积损伤原则,考虑服役过程中低周疲劳损伤和高温蠕变损伤,开展发动机涡轮叶片的热机械疲劳寿命预测。线性累积损伤原则认为,蠕变和疲劳可以被作为 2 个相互独立的损伤过程来考虑,通过把疲劳和蠕变损伤按照线性累积损伤原则进行叠加,最终得到发动机涡轮叶片的热-机疲劳寿命。

3.1 低周疲劳损伤模型

根据 Manson-Coffin 理论,对涡轮叶片进行低周疲劳寿命预测,其表达式为

$$\frac{\Delta \varepsilon_{\text{eq}}}{2} = \frac{\sigma'_f}{E} (2N_f)^b + \varepsilon'_f (2N_f)^c \quad (4)$$

式中: $\frac{\Delta \varepsilon_{\text{eq}}}{2}$ 为等效应变幅; σ'_f 为疲劳强度系数; E 为弹性模量; ε'_f 为疲劳延性系数; b 为疲劳强度指数; c 为疲劳延性指数; N_f 为疲劳寿命。

等效应变幅为

$$\Delta \varepsilon_{\text{eq}} = \varepsilon_{\text{max}} - \varepsilon_{\text{min}} \quad (5)$$

式中: ε_{max} 和 ε_{min} 分别为涡轮叶片在每个转速区间最高和最低转速下考核位置处的等效应变。

本文以 Manson-Coffin 理论为基础,首先,采用改进的四点关联法^[18]对疲劳常数进行修正,并且考虑了尺寸系数 ε_d ^[19] 和表面加工效应等方面对寿命的影响^[20] 及在高转速、高温气体冲击的环境下,涡轮叶片不仅受到拉伸应力,还会受到振动应力的影响。此外,由于叶片温

度的循环变化,叶片还受到温度载荷带来的热应力的影响。因此,采用多场耦合的方法得到平均应力,来表示上述 3 种载荷对叶片低周疲劳寿命的影响。所以改进的 Morrow 公式为

$$b = - \left(-0.083 + 0.1661 \lg \frac{\sigma_f}{\sigma_b} \right) \quad (6)$$

$$c = - \left\{ 0.52 + 0.251 \lg \varepsilon_f - \frac{1}{3} \left[1 - 81.8 \left(\frac{\sigma_b}{E} \right) \left(\frac{\sigma_f}{\sigma_b} \right)^{0.179} \right] \right\} \quad (7)$$

$$\sigma'_f = 2.383 \sigma_b \left(\frac{\sigma_f}{\sigma_b} \right)^{0.95} \quad (8)$$

$$\varepsilon'_f = 0.413 \times 2^{-c} \varepsilon_f \left[1 - 82 \left(\frac{\sigma_b}{E} \right) \left(\frac{\sigma_f}{\sigma_b} \right)^{0.179} \right]^{-\frac{1}{3}} \quad (9)$$

$$\beta = \beta_s \beta_c \beta_p \quad (10)$$

$$b' = \frac{\lg(\sigma_{-1} \varepsilon_d \beta) - \lg(\sigma'_f - \bar{\sigma}_m)}{\lg \sigma_{-1} - \lg(\sigma'_f - \bar{\sigma}_m)} b \quad (11)$$

$$\frac{\Delta \varepsilon_{\text{eq}}}{2} = \frac{\sigma'_f - \bar{\sigma}_m}{E} (2N_f)^{b'} + \varepsilon'_f (2N_f)^c \quad (12)$$

式中: $\varepsilon_d = 0.5$; $\beta_s = 1.0$; $\beta_c = 1.0$; $\beta_p = 0.6$ 。

为验证本文提出的改进 Morrow 模型的准确性,依据文献[11]中模拟涡轮叶片试验件的低周疲劳试验寿命,将本文预测模型与模拟件试验寿命进行对比,如图 9 所示。

从图 9 中的数据可以看出,本文提出的修正寿命预测模型与另一种传统预测模型相比,在涡轮叶片疲劳寿命预测方面,能够更加接近

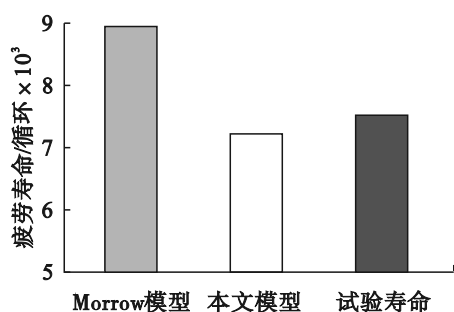


图9 不同模型低周疲劳试验寿命与模拟件试验寿命的比较

试验值,在预测精度上实现了一定程度的提升,

证明所提出的寿命模型具有一定的可信度。

结合应力场与应变场分析结果,利用本文提出的修正预测寿命模型,首先,计算它们在各个转速区间的低周疲劳损伤;其次,依据Miner线性累积损伤原则,对考核位置A和B在各个转速区间下所产生的损伤进行线性叠加处理;最后,得到了发动机涡轮叶片的低周总疲劳损伤和疲劳寿命。各工况下考核位置A、B的低周疲劳损伤及寿命结果如表7、表8所示。

表7 考核位置A低周疲劳损伤寿命及结果

工况	转速范围	循环次数	循环寿命	循环损伤	疲劳寿命
1	0—96% <i>n</i> —0	1	5.163×10^4	1.936×10^{-5}	
2	30% <i>n</i> —57% <i>n</i> —30% <i>n</i>	2	1.343×10^8	1.489×10^{-8}	
3	75% <i>n</i> —82% <i>n</i> —75% <i>n</i>	1	2.596×10^8	3.852×10^{-9}	5.139×10^4
4	82% <i>n</i> —89% <i>n</i> —82% <i>n</i>	1	1.262×10^8	7.923×10^{-9}	
5	82% <i>n</i> —96% <i>n</i> —82% <i>n</i>	1	1.423×10^7	7.027×10^{-8}	

表8 考核位置B低周疲劳损伤寿命及结果

工况	转速范围	循环次数	循环寿命	循环损伤	疲劳寿命
1	0—96% <i>n</i> —0	1	4.402×10^4	2.271×10^{-5}	
2	30% <i>n</i> —57% <i>n</i> —30% <i>n</i>	2	5.325×10^7	3.756×10^{-8}	
3	75% <i>n</i> —82% <i>n</i> —75% <i>n</i>	1	1.095×10^8	9.132×10^{-9}	4.375×10^4
4	82% <i>n</i> —89% <i>n</i> —82% <i>n</i>	1	8.789×10^7	1.138×10^{-8}	
5	82% <i>n</i> —96% <i>n</i> —82% <i>n</i>	1	1.118×10^7	8.945×10^{-8}	

从计算结果可以看出,每个服役工况对叶片寿命的影响并不相同,次服役工况对涡轮叶片的疲劳寿命影响低于主服役工况。同时,低周疲劳损伤以应变为主,叶根前缘区域考核位置B的损伤值明显大于叶根中部区域考核位置A,故涡轮叶片考核位置B会先发生疲劳破坏,其低周疲劳寿命为 4.375×10^4 循环。

3.2 蠕变损伤模型

蠕变是金属材料在临界温度不小于金属材料的0.3~0.5倍熔点温度并承受持续载荷作用下,发生与时间相关的塑性变形^[1]。普通叶片材料的熔点大约在1400℃,这意味着在工作温度超过700℃的涡轮叶片中,都会出现蠕

变现象。这种现象可能导致发动机效率降低、叶片与机匣之间的摩擦增大,同时还可能引发叶片的断裂等严重问题。由于涡轮叶片只有在主循环工况下的温度能达到700℃左右,故本文只考虑叶片主循环工况下的蠕变损伤。

采用工程上推荐的L-M^[21]法进行蠕变寿命预测,其表达式为

$$P = \frac{T(\lg t_b + C)}{100\,000} \quad (13)$$

$$T = \left(9 \times \frac{\theta}{5} + 32 \right) + 460 \quad (14)$$

$$\lg \sigma = a_0 + a_1 P + a_2 P^2 + a_3 P^3 \quad (15)$$

式中: P 为热强综合参数; T 为绝对温度; t_b 为蠕变寿命; C 为常数; θ 为叶片温度; a_0 、 a_1 、 a_2 、 a_3

均是常数; σ 为平均应力。

DZ125高温合金拉森米勒公式的参数可由航空材料手册获得^[17],如表9所示。

表9 DZ125高温合金拉森米勒公式的参数

参数	C	a_0	a_1	a_2	a_3
数值	14.147	4.225	-8.193	31.453	-63.835

将表9中的参数带入式(13)~(15)中,可得到叶片考核点A、B处的蠕变损伤及寿命预测结果,如表10所示。由表10数据可知,考核位置A处的温度相较于B处更低。虽然A处的应力水平相对较大,但在单次工作循环中,A处的温度低于B处,所以A处的蠕变损伤明显小于B处。

表10 考核点A、B处的蠕变损伤及寿命预测结果

考核部位	温度/ °C	平均应力/MPa	蠕变损伤	蠕变寿命/h
A	670	654	1.253×10^{-4}	1.200×10^4
B	700	596	2.535×10^{-4}	5.918×10^3

3.3 服役工况下热机械疲劳寿命预测

在计算涡轮叶片热机械疲劳寿命时,首先,分别计算各转速区间内单次工作循环的低周疲劳损伤和蠕变损伤,然后依据线性累积损伤准则进行线性叠加,得到单次工作循环下叶片的总损伤,最后得到涡轮叶片考核位置的损伤及寿命,如表11所示。

表11 叶片考核位置的损伤及寿命

考核位置	单次工作循环疲劳损伤	单次工作循环蠕变损伤	单次工作循环总损伤	叶片实际寿命/h
A	1.946×10^{-5}	1.253×10^{-4}	1.448×10^{-4}	1.151×10^4
B	2.286×10^{-5}	2.535×10^{-4}	2.764×10^{-4}	6.028×10^3

由表11中的数据分析可知,发动机经过一次工作循环,涡轮叶片产生低周疲劳的同时也伴随着高温蠕变现象,并且在考核位置A处的蠕变损伤占总损伤比例的86.5%,低于在考核

位置B处的91.7%。所以温度越高,蠕变损伤在总寿命中影响越大。涡轮叶片的寿命主要取决于其最容易出现疲劳断裂的部位,因此,该涡轮叶片的热机械疲劳寿命为 6.028×10^3 h,在考核位置B进气口叶根前缘区域,这与涡轮叶片外部故障失效的统计结果相符,该区域应被视为涡轮叶片检修和维护的重要区域。

4 结论

本文以亚琛1.5级涡轮叶片为研究对象,基于发动机服役工况载荷谱,结合改进的Morrow低周疲劳损伤和蠕变损伤模型,实现了发动机涡轮叶片的热机械疲劳寿命预测。主要结论如下:

1) 考虑叶栅间的转静干涉效应,建立了涡轮叶片三维非定常流场模型。通过与试验数据的比较,发现监测面温度、压力和流动角特性曲线基本吻合,验证了所建立数值模型的准确性。进一步搭建了热-流-固分析平台,获得了涡轮叶片的多场耦合响应特性。

2) 依据服役工况下发动机载荷谱和多场耦合响应特性,得到了涡轮叶片在气动力、离心力及温度载荷耦合作用下的应力、应变分布,确定了涡轮叶片疲劳损伤关键考核位置。叶根中部区域为考核位置A,等效应力最大为1306.9 MPa;进气口叶根前缘区域为考核位置B,最大等效应变为 8.3×10^{-3} 。

3) 发展了改进的Morrow低周疲劳损伤模型,并通过传统模型和试验结果验证了修正后模型的准确性。利用线性累积损伤准则,计及Morrow低周疲劳损伤和L-M蠕变损伤,计算获得了涡轮叶片的热机械疲劳寿命为 6.028×10^3 h,最小寿命区域位于进气口叶根前缘,为服役工况下涡轮叶片的重点检修部位。

参考文献(References):

[1] 闫晓军, 聂景旭. 涡轮叶片疲劳[M]. 北京: 科学

- 出版社,2014.
- [2] 苏清友.航空涡喷、涡扇发动机主要零部件定寿指南[M].北京:航空工业出版社,2004.
- [3] Vöse F, Becker M, Fischersworing-Bunk A, et al. An approach to life prediction for a nickel-base superalloy under isothermal and thermo-mechanical loading conditions[J]. *International Journal of Fatigue*, 2013, 53(10):49-57.
- [4] 孙彦博,何建元,孙景国,等.某涡轮叶片热-机械疲劳寿命预测与试验验证[J]. *热能动力工程*, 2022, 37(12):80-86.
- [5] Qian Z M, Li G Q, Mi D, et al. Thermomechanical fatigue life prediction method of the trailing edge holes in the turbine blade for turboshaft engine[J]. *Journal of Physics: Conference Series*, 2022, 2168(1):012003.
- [6] 彭立强.大型燃气轮机涡轮叶片疲劳寿命研究[D].大连:大连理工大学,2008.
- [7] Zhu J J, Yang Z C. Thermo-elasto-plastic stress and strain analysis and life prediction of gas turbine blade [C]//2010 International Conference on Measuring Technology and Mechatronics Automation. Changsha: IEEE, 2010:1019-1022.
- [8] 王荣桥,荆甫雷,胡殿印.单晶涡轮叶片热机械疲劳试验技术[J]. *航空动力学报*, 2013, 28(2):252-258.
- [9] 蒋康河,陈竞炜,荆甫雷,等.镍基单晶高温合金DD6气膜孔热机械疲劳试验[J]. *航空动力学报*, 2019, 34(5):980-986.
- [10] Wang R Q, Zhang B, Hu D Y, et al. A critical-plane-based thermo-mechanical fatigue lifetime prediction model and its application in nickel-based single-crystal turbine blades[J]. *Materials at High Temperatures*, 2019, 36(4):325-334.
- [11] 王伟政.航发高压涡轮叶片低周疲劳/蠕变寿命研究[D].大连:大连理工大学,2018.
- [12] Yao J, Jameson A, Alonso J J, et al. Development and validation of a massively parallel flow solver for turbomachinery flows [J]. *Journal of Propulsion and Power*, 2001, 17(3):659-668.
- [13] Collie J C, Moses H L, Schetz J A. Recent advances in simulating unsteady flow phenomena brought about by passage of shock waves in a linear turbine cascade [J]. *Journal of Turbomachinery*, 1993, 115(4):687-698.
- [14] Li N, Liu Y Q, Li L, et al. Numerical simulation of wind turbine wake based on extended k-epsilon turbulence model coupling with actuator disc considering nacelle and tower [J]. *IET Renewable Power Generation*, 2021, 14(18):3834-3842.
- [15] 付娜.某航空发动机涡轮盘和叶片的强度分析与寿命计算[D].西安:西北工业大学,2006.
- [16] 周俊,童小燕.雨流计数的快速实现方法[J]. *科学技术与工程*, 2008, 8(13):3544-3547, 3558.
- [17] 《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.
- [18] 姚卫星.结构疲劳寿命分析[M].北京:国防工业出版社,2003.
- [19] 史进渊.汽轮机叶片尺寸系数的计算公式[J]. *汽轮机技术*, 1991, 33(5):36-38.
- [20] 王小宏.航空发动机涡轮叶片的强度分析和寿命预测[D].兰州:兰州理工大学,2016.
- [21] 饶寿期.航空发动机的高温蠕变分析[J]. *航空发动机*, 2004, 30(1):10-13.

(责任编辑:吴萍 英文审校:侯宁)