文章编号:1001-2060(2025)05-0011-10

结合实际运行工况的透平叶片服役寿命评估

张山子1,沈逸文1,陈明敏1,何磊1,朱 彤2

(1. 上海电气燃气轮机有限公司,上海 200240; 2. 同济大学 机械与能源工程学院,上海 201804)

摘 要:燃气轮机通常在非额定负荷工况下工作,但在实际电厂燃气轮机部件损伤估计使用的等效运行小时数统 计方法中并未详细区分负荷状态,导致燃气轮机透平叶片的服役寿命评估偏离实际损伤状态。为了提升透平叶片 服役寿命评估的准确性,将运行负荷分为0~60%、60%~85%和85%~100%3个负荷区间,以区间上限表征该负 荷区间的状态,基于3个负荷区间透平叶片的边界参数,研究运行负荷变化对透平叶片蠕变寿命和低周疲劳寿命 的影响,并结合某燃气轮机电厂两年实际运行工况的统计数据,对比研究电厂现用分析方法结果与基于部分负荷 工况的透平叶片损伤寿命改进评估方法的结果。结果表明:60%负荷和85%负荷的5万小时最大蠕变应变分别是 额定负荷设计工况的0.83和0.97倍,低周疲劳寿命分别是设计工况的4.01和1.78倍;基于部分负荷工况的总损 伤比现有方法计算的总损伤降低了29.3%,认为所提改进方法对问题的描述和计算更精准,分析结果更可靠,可为 定制化检修服务提供依据。

关键 词:透平叶片;蠕变;低周疲劳;寿命评估

中图分类号:TK221 文献标识码:A DOI:10.16146/j.cnki.rndlgc.2025.05.002

[引用本文格式]张山子,沈逸文,陈明敏,等.结合实际运行工况的透平叶片服役寿命评估[J].热能动力工程,2025,40(5):11-20. ZHANG Shanzi,SHEN Yiwen,CHEN Mingmin, et al. Study on service life evaluation of turbine vanes combined with actual operating conditions[J]. Journal of Engineering for Thermal Energy and Power,2025,40(5):11-20.

Study on Service Life Evaluation of Turbine Vanes Combined with Actual Operating Conditions

ZHANG Shanzi¹, SHEN Yiwen¹, CHEN Mingmin¹, HE Lei¹, ZHU Tong²

(1. Shanghai Electric Gas Turbine Co., Ltd., Shanghai, China, Post Code: 200240;

2. School of Mechanical Engineering, Tongji University, Shanghai, China, Post Code: 201804)

Abstract: Gas turbines often operate under non-rated load conditions. However, in the equivalent operating hours statistical methods for estimating component damage of gas turbine in actual power plants, load interval have not been detailedly distinguished, resulting in deviations of the service life assessment of gas turbine blades from the actual damage status. To enhance the accuracy of the service life assessment of turbine blades, the operating loads were divided into three load intervals including 0 - 0%, 60%-85%, and 85% - 100%. The upper limit of each interval represented the state of the load interval. Based on the boundary parameters of turbine blades in these three load intervals, the influence of operating load variations on the creep life and low-cycle fatigue life of turbine blades was investigated. Additionally, combined with the statistical data of the actual operating conditions of a certain gas turbine power plant over two years, the comparison between the results of the existing analysis method and the results

收稿日期:2025-01-04; 修订日期:2025-01-20

基金项目:上海市科委 2020 年度"科技创新行动计划"社会发展科技攻关项目(20dz1204902)

Fund-supported Project: Shanghai Science and Technology Commission's "Science and Technology Innovation Action Plan" Social Development Science and Technology Research and Development Project in 2020 (20dz1204902)

作者简介:张山子(1992-),男,上海电气燃气轮机有限公司高级工程师.

of the improved evaluation method of damage life of turbine vane based on partial load condition was studied. The results indicate that at 60% and 85% loads for 50 000 hours, the maximum creep strains are 0.83 and 0.97 times that under the rated load design condition, respectively, and the low-cycle fatigue lives are 4.01 and 1.78 times that under the design condition. The total damage based on partial load condition is 29.3% lower than that calculated by the existing methods. It is considered that the proposed improved method is more accurate in describing and calculating problems, and the analysis results are more reliable, which can provide a basis for customized maintenance services.

Key words: turbine blade, creep, low-cycle fatigue life, life evaluation

引 言

高温部件是决定地面重型燃气轮机长服役寿命 设计的核心因素,透平叶片是燃气轮机中最重要的 高温部件,也是燃气轮机结构中承受负荷极端载荷 的部件,因此,透平叶片的寿命是整个燃气轮机寿命 设计的关键因素。工程上常用的透平叶片寿命评估 方法是将透平叶片的服役寿命简化拆分为两部 分^[1]:一部分为高温蠕变寿命,评估持续稳定保载 运行过程导致的高温蠕变损伤:另一部分为疲劳寿 命,评估载荷变化过程导致的疲劳损伤。最后通过 对两部分寿命的叠加分析确定透平叶片的服役寿 命。肖力伟等人[2-3]用流 - 热 - 固耦合分析方法研 究了设计工况透平叶片的蠕变寿命;李锦红等人^[4] 研究了5种工况的蠕变累积损伤并与持久试车结果 对比验证:全昌彪等人^[5]用 θ 法研究了透平叶片的 蠕变。除上述研究外,文献[6-10]的研究也多集 中在透平叶片的蠕变寿命分析方法理论层面,针对 工程应用方面的研究较少。针对疲劳寿命评估方法 的研究也较多,魏佳明等人[11]利用考虑平均应力修 正的 Manson-Coffin 方法对某型燃气轮机叶片进行 了疲劳寿命分析:Ramaglia 等人^[12]针对各向异性材 料使用势能函数损伤参量分析了低周疲劳寿命;彭 立强等人[13]基于临界面模型分析验证了实际叶片 的疲劳损伤。

燃气轮机的运行方式灵活多变,通过对国内某 重型燃气轮机机群运行数据统计发现,很多机组长 期在非额定设计工况下运行。而燃气轮机的运行工 况会影响透平叶片的服役环境,进而影响透平叶片 的服役寿命。

国内引进的重型燃气轮机技术主要来自德国西 门子、美国通用电气和日本三菱重工三家公司^[14], 虽然不同型号产品供应商的燃气轮机部件损伤评估 方法不同,但都遵循使用等效运行小时数(Equivalent Operating Hours, EOH)统计方法来制定检修间隔策 略^[15-21]。EOH的计算公式可简化为运行部分和启 停部分^[22],分别对应高温蠕变损伤和低周疲劳损 伤。EOH 计算方法中考虑影响机组运行寿命的因 素^[23]包括:燃料类型、水或蒸气注入的影响、运行温 度、峰值负荷、启动类型、停机类型等。在这些因素 中,仅认为峰值负荷会对机组运行寿命有额外的影 响,其他因素均按基本额定负荷计算,未区分不同负 荷的影响,这导致燃气轮机透平叶片的服役寿命评 估偏离实际损伤状态。

本文将运行负荷分为0~60%、60%~85%和 85%~100%3个区间,以区间上限表征该负荷区 间的状态,精细考虑各负荷区间透平叶片的服役参 数,研究负荷变化对透平叶片蠕变寿命和低周疲劳 寿命的影响,并结合某电厂燃气轮机两年实际运行 工况的统计数据对比分析不同分析方法对透平叶片 损伤寿命的评估结果,一种结果均按额定负荷工况 计算,另一种结果按不同负荷工况分别计算。本文 所提出的计算方法可补充现有 EOH 方法中部分负 荷影响的空白,进一步提高等效运行小时数表征透 平叶片损伤的准确性,为燃气透平叶片定制化检修 服务提供计算依据。

分析模型

1.1 分析对象及网格划分

某型 300 MW 等级重型燃气轮机的透平静叶片 三维模型如图 1 所示。该透平静叶是复杂的空心叶 片,内部有多条冷却通道蛇形排布,在内冷通道的壁 面上布置有带一定倾斜角度的扰流肋,叶身有气膜 孔和尾缘劈缝,外缘板上游侧有冲击冷却腔室和气 膜孔。



Fig. 1 3D model of blade

选取单只透平静叶与对应扇区的透平静叶持环 以及密封环的周期结构作为分析模型,进行网格划 分,单元类型为 SOLID186 和 SOLID187。透平静叶 网格划分如图 2 所示。



图 2 透平静叶网格划分 Fig. 2 Meshing of turbine stator vane

选取叶片靠近内缘板出气端位置处为监测关键 位置,通过监测关键位置的应力来校验网格的影响。 分别计算网格数约为 30 万、50 万、100 万和 200 万 单元模型的静强度分析,并提取分析结果,如图 3 所 示。这些模型中对应的整体单元大小分别为 12,6, 3 和 1.5 mm。由图 3 可知,监测位置的应力随着单 元数量的增加先增加后维持,当增加到 100 万单元 以上,应力结果与网格无关。考虑计算的精确性和 效率,保留 200 万单元模型中关键位置的网格尺寸 和密度,缩减远端及其他次要位置的网格数量,最终 形成136万单元的网格模型。



图 3 透平静叶关键位置处应力随网格 模型规模变化曲线

Fig. 3 The stress curve at the key position of the turbine vane varies with the size of the grid model

1.2 分析理论

对于燃气轮机透平叶片,蠕变损伤程度是叶片 温度、叶片应力和持续时间的函数,采用 Norton 方 程本构关系分析透平叶片的蠕变损伤:

$$\frac{\mathrm{d}\boldsymbol{\varepsilon}}{\mathrm{d}t} = C_1 \times \boldsymbol{\sigma}^{C_2} \times \mathrm{e}^{\frac{-C_3}{T}} \tag{1}$$

式中: ε —蠕变应变,mm/mm;t—时间,h; σ —应力, MPa;e—自然常数;T—温度,K; C_1 、 C_2 和 C_3 —蠕变 参数。

Norton 方程是一种隐式蠕变分析方法,仅考虑 蠕变第二阶段稳定蠕变的影响。该方法需要的材 料参数较少且具有较高的可靠性,在工程上较为 常用^[24]。基于 Norton 方程的蠕变分析需要初始 应力应变,因此在蠕变分析前先开展弹塑性强度 分析。

低周疲劳寿命采用基于应变的低周疲劳寿命预 测方法评估。文献[25]的实验研究表明,材料疲劳 循环中的平均应力对疲劳损伤有显著影响。因此, 在计算中使用 Morrow 修正的基于应变的寿命预测 方法:

$$\frac{\Delta\varepsilon}{2} = \frac{B}{E} \left(1 - \frac{\sigma_{\rm m}}{B} \right) (2N_{\rm f})^{\rm b} + D (2N_{\rm f})^{\rm d} \qquad (2)$$

式中: $\Delta \varepsilon$ —应变幅值,mm/mm;E—弹性模量,MPa; B—疲劳强度系数,MPa;D—疲劳延性系数; σ_m —给 定载荷循环的平均应力,MPa; N_f —疲劳寿命次数, 次;上标 b 和 d—疲劳强度指数和疲劳延性指数。 基于应变的低周疲劳寿命评估开展步骤为:依 据燃气轮机的测点数据对瞬态过程的气动载荷和热 载荷进行折合后计算,获得气动载荷和瞬态温度场; 加载气动载荷和温度场开展瞬态分析,获得一个启 停过程中的所有应变结果;提取瞬态过程中的等效 应变作为损伤参数,结合疲劳寿命预测方法评估疲 劳寿命^[26-27]。

采用线性累积损伤理论评估总损伤^[28]。假设 蠕变损伤和低周疲劳损伤相互独立,可以线性叠加。 采用 Miner 线性累积方法评估疲劳损伤^[29],线性累 积损伤准则如式(3)~式(5)所示:

$$D_{\text{total}} = D_{\text{f}} + D_{\text{c}} \tag{3}$$

$$D_{\rm f} = \sum_{i=1}^{m} \frac{n_i}{N_{{\rm f},i}}$$
(4)

$$D_{\rm c} = \sum_{j=1}^{\kappa} \frac{t_j}{t_{\rm R,j}} \tag{5}$$

式中: D_{total} —总损伤; D_{f} —低周疲劳损伤; D_{c} —蠕变 损伤; n_{i} —第i种模式实际循环总数; $N_{f,i}$ —第i种模 式低周疲劳寿命; t_{j} —第j种模式运行小时数,h; $t_{R,j}$ —第j种模式蠕变寿命,h; $i = 1, 2, \dots, m; j = 1,$ 2, …, k_{o}

1.3 部分负荷工况边界条件

透平叶片寿命评估需要的边界条件包括:气动 压力载荷、热载荷和离心力载荷。对于透平静叶片, 不考虑离心力载荷作用。而气动压力载荷和热载荷 的变化需要对应工况下的燃气轮机参数,尤其是压 气机出口及透平出口的流量和温度以。

结合现役某燃气轮机电厂的机组运行数据,通 过给定功率等参数开展性能匹配计算,获取各工况 压气机出口以及透平出口的流量和温度,如表1所 示。考虑国内重型燃气轮机电厂多为联合循环,透 平出口温度保持不变。

表1 各工况的燃气轮机参数

Tab. 1 Gas turbine parameters for each working condition

负荷/	压气	机	透平			
%	流量/kg·s ⁻¹	温度/℃	流量/kg·s ⁻¹	温度/℃		
60%	526.4	396.8	546.9	582.5		
85%	630.7	422.1	658.0	582.5		
100%	710.6	443.8	742.8	582.5		

考虑不同负荷工况下叶片表面的气动压力载荷 与进口压力呈高度相关性,工程上以该叶片气动进 口压力作为参照量,对整个叶片外部的三维气动载 荷进行等比例缩放,缩放系数如图4所示。从图中 可以看出,60%和85%负荷工况叶片外部的三维气 动载荷缩放系数分别为0.72和0.88,气动载荷的 变化与负荷变化正相关。





由于该机组透平叶片的冷却空气直接从压气机 抽取,因此认为透平叶片内部冷却空气压力与抽取 位置处的空气压力呈正比。叶片内部的气动压力载 荷通过实际机组中在抽取位置处的压力监测数据插 值获得,其缩放系数如图5所示。由图5可知,60% 和85%负荷工况叶片内部冷却空气压力载荷的缩 放系数分别为0.74和0.90,叶片内部的冷却空气 压力载荷的变化与负荷变化正相关。



图 5 透平静叶内部冷却空气压力载荷缩放系数 Fig. 5 Scale factor of pressure load of cooling air inside turbine stator vane

1.3.2 热载荷

运行负荷发生变化,则透平叶片的外部和内部 传热边界条件均发生变化。分别对 60% 和 85% 负 荷工况进行三维传热分析,不同负荷工况下透平静 叶压力面和吸力面温度分布云图如图 6 所示。





由图 5 可知,60% 和 85% 负荷工况的透平叶片 最高归一化温度分别为 0.967 和 0.986,透平叶片 上整体温度分布一致,负荷变化对透平叶片最低温 度的影响不大。随着负荷的提高,叶片通流部分整 体温度提升,高温区域的面积增大,尤其是叶片压力 面侧,温度明显提升。因此,负荷对透平叶片温度的 影响并不是线性的,而是内外部气流综合作用在金 属基体上并达到热平衡的结果。

2 部分负荷工况分析结果

2.1 部分负荷工况对蠕变寿命的影响

60%和85%负荷工况下的透平叶片归一化蠕 变应变结果如图7所示。由图7可知,蠕变应变主 要发生在叶身吸力面中上区域、吸力面侧叶身与外 缘板倒圆、靠近内缘板进气前缘以及靠近内缘板尾 缘劈缝区域。部分负荷工况下明显产生蠕变应变的 区域与额定设计工况吻合,但负荷降低后,透平叶片 的整体温度下降,蠕变应变幅值也随之减小,蠕变应 变区域范围明显变小。



图 7 60%和 85%负荷工况下透平静叶 50 000 h 的归一化蠕变应变结果

Fig. 7 Normalized creep strain results of turbine stator vane after 50 000 hours under 60% and 85% load conditions

图 8 为 3 种负荷工况下透平叶片最大蠕变应变 随运行持续时间变化的曲线。从图中可以看出, 60% 和 85% 负荷工况下的最大蠕变应变历程、趋势 和位置与设计工况相同。



图 8 不同负荷工况下透平静叶归一化最大蠕变应变 随运行持续时间变化的曲线

Fig. 8 Variation curve of normalized maximum creep strain of turbine stator vane under different load conditions with operating duration 表 2 为不同负荷工况下最大蠕变应变位置处的结果。由表 2 可知,在 50 000 h 持续时间作用下, 60%、85%和100%负荷工况透平叶片的蠕变应变 比不同,随着负荷的降低,蠕变损伤减小。60%和 85%负荷的蠕变损伤分别是设计工况的 0.83 和 0.97 倍。

表 2 不同负荷工况下最大蠕变应变位置处的结果

Tab. 2 Results of maximum creep strain position under different load conditions

各井 (M	归一化	归一化	50 000 h 归一化	蠕变
贝何/%	温度	最高应力	最大蠕变应变	应变比
60	0.825	0.656	0.74	0.83
85	0.846	0.663	0.86	0.97
100	0.862	0.664	0.89	1.00

2.2 部分负荷工况对低周疲劳寿命的影响

60%和85%负荷工况的透平叶片低周疲劳寿命 如图9所示。由图9可知,叶片大部分区域的低周疲 劳寿命次数很多,仅靠近内缘板尾缘劈缝区域的低周 疲劳寿命次数最少,归一化低周疲劳寿命分别为 0.675和0.299。随着负荷工况的提高,透平叶片尾 缘劈缝处低周疲劳寿命低的区域扩大,如图10所示。



图 9 60 % 和 85 % 负荷工况下透平叶片(流道区域) 的归一化低周疲劳寿命云图

Fig. 9 Normalized low-cycle fatigue life of turbine vane in channel region at 60% and 85% load conditions



(a) 60%负荷



(b) 85%负荷



(c) 100%负荷

图 10 不同负荷工况下透平静叶尾缘劈缝区域的 归一化低周疲劳寿命变化

Fig. 10 Variations of normalized low-cycle fatigue life in the split zone of trailing edge of turbine stator vane under different load conditions

不同负荷工况下透平叶片上最小低周疲劳次数 位置启停历程中的最高温度、最大应力、最大应变、 低周疲劳寿命次数和寿命次数比如表3所示。由表 3 可知,60% 和 85% 负荷低周疲劳寿命分别是设计 工况的 4.01 和 1.78 倍,表明燃气轮机在不同负荷 下运行时,透平静叶的低周疲劳损伤是不同的,且随 机组负荷的下降,损伤程度呈现加速减轻现象。因 此,仅以设计工况损伤评估所有运行过程的低周疲 劳寿命结果是偏保守的,用 3 种负荷区间分别考虑 区间内损伤寿命的评估方法更精准。

表 3 不同负荷工况下最小低周疲劳位置处的结果 Tab. 3 Results of minimum low-cycle fatigue position under different load conditions

负荷/%	归一化	归一化	最大应变	归一化	寿命
	温度	最高应力	/ 10 - 3	低周疲劳寿命	次数比
60	0.825	0.737	4.418	0.675	4.01
85	0.846	0.775	4.687	0.299	1.78
100	0.862	0.785	4.775	0.168	1.00

3 透平叶片服役寿命评估结果

通过研究国内投运的燃气轮机可以发现,多数 燃气轮机在部分负荷工况下长期服役,在这种情况 下使用设计工况参数评估燃气轮机部件的损伤寿命 有一定失真。图 11 为某电厂 2017~2019 年的燃气 轮机运行的输出功率和转速数据。该燃气轮机的设 计功率为 310 MW。由图 11 可知,在实际服役过 程中,功率在 200~300 MW 之间波动,属于典型的 部分负荷运行。

对该电厂的运行数据按照负荷段进行统计,结 果如表4所示。从累计运行时间可以看出,机组在 60%~85%负荷区间运行时间最长,在60%负荷以 下运行时间最短;从累计启动次数可以看出,机组在 85%~100%负荷区间启动次数最多,在60%~ 85%负荷区间启动次数最少。



图 11 某电厂燃气轮机 2017~2019 年机组功率和转速运行数据

Fig. 11 Unit power and speed operation data of gas turbine in a power plant from 2017 to 2019

表 4 某电厂燃气轮机 2017~2019 年机 组运行数据的统计结果

Tab. 4 Statistical results of unit operation data of gas turbine in a power plant from 2017 to 2019

负荷	累计运行	累计运行	累计启动	累计启动
区间/%	时间/h	时间占比/%	次数/次	次数占比/%
(0,60]	3 127	17.1	17	35.4
(60,85]	10 160	55.5	4	8.3
(85,100]	5 028	27.4	27	56.3
(0,100]	18 315	100.0	48	100

对该电厂近年的机组累计运行时间和启动次数 进行统计和拟合,结果如图 12 所示。由图 12 可知, 该电厂的运行模式介于满负荷持续运行^[30](模式 A, 每次启动运行410 h)和实用基本负荷运行(模式 B, 每次启动运行140 h)之间,每次启动运行286.5 h。



图 12 某燃机电厂近年的机组累计运行时间和启动次数 Fig. 12 Cumulative running time and start-up times of gas turbine units in a power plant in recent years 按照该运行模式分别使用设计工况结果和考虑 部分负荷工况结果的方法计算总损伤,结果如表 5 所示。从表 5 可以看出,基于部分负荷工况的总损 伤小于使用设计工况结果计算的总损伤。总损伤降 低了 29.3%,其中蠕变损伤降低了 30.4%,低周疲 劳损伤降低了 26.3%。部分负荷工况下透平叶片 的蠕变损伤和低周疲劳损伤的下降是由相应工况下 透平叶片的服役边界条件降低导致的,而其中随机 组运行负荷变化最明显的是热载荷。在 60% ~ 85%负荷区间的运行过程中,蠕变损伤占比达到 95.5%,而从表5可知该负荷区间的蠕变应变比与 设计工况相当,故两种分析方法的总损伤结果差别 不明显。但低于 60%负荷运行时间占比增大和 60%~85%负荷区间启停次数增加的情况下,这两 种方法总损伤结果的偏差会较为明显。基于部分负 荷工况的计算方法对运行过程的描述和计算更加精 细,结果相对更加可靠。

表 5 两种总损伤计算方法结果对比

Tab.	5 (Comparison	of	the	results	of	two	kinds	of	total	damage	calculation	methods
	-	C 0	~			~			~		www.		

计算方法	负荷区间	蠕变损伤	低周疲劳损伤	总损伤	蠕变损伤占比/%	低周疲劳损伤占比/%
设计工况	-(0,100]	0.148	0.057	0.205	72.1	27.9
考虑部分	(0,60]	0.009	0.007	0.016	55.7	44.3
负荷工况	(60,85]	0.054	0.003	0.056	95.5	4.5
	(85,100]	0.041	0.032	0.073	55.8	44.2
	总和	0.103	0.042	0.145	71.3	28.7

注:表中"一"表示无数据。

电厂用于评估燃气轮机运行情况的等效运行小 时数统计方法简化为:

$$EOH = FH + 10NS$$
(6)

考虑细分部分负荷工况的等效运行小时数统计 方法简化为:

$$EOH_{w} = (0.83FH_{1} + 0.97FH_{m} + FH_{h}) + 10\left(\frac{NS_{1}}{4.01} + \frac{NS_{m}}{1.78} + NS_{h}\right)$$
(7)

式中:EOH—等效运行小时数,h;FH—燃烧小时数, h;NS—启动次数;EOH_w—考虑细分部分负荷工况 的等效运行小时数,h;下标 l—(0,60]负荷区间;下 标 m—(60,85]负荷区间;下标 h—(85,100]负 荷区间。

按照上述两种方法计算某燃气轮机电厂近年的累计数据,等效运行小时数分别为18795h和17813.5h。

4 结 论

(1)不同负荷工况对透平叶片蠕变寿命和低周 疲劳寿命的影响不同。

(2) 60% 和 85% 负荷的 50 000 h 最大蠕变应 变分别是额定设计工况的 0.83 和 0.97 倍,低周疲 劳寿命分别是额定设计工况的4.01和1.78倍。

(3) 基于典型部分负荷工况计算得到的总损伤 比现有方法计算的总损伤降低了 29.3%,说明该方 法对运行过程的描述和计算更精准,分析结果更加 可靠,可为定制化检修服务提供依据。

参考文献:

- [1] SARAVANAMUTTOO H I H, ROGERS G F C, COHEN H, et al. Gas turbine theory[M]. 7th ed. New York : Pearson, 2017.
- [2] 肖力伟,刘建军,李 晨,等. 燃气轮机透平叶片流 热 固耦
 合分析及蠕变寿命预测[J]. 燃气轮机技术,2018,31(2):
 23 28.
 XIAO Liwei, LIU Jianjun, LI Chen, et al. Fluid-thermal-mechanical

coupling analysis and creep life prediction of gas turbine blade [J]. Gas Turbine Technology,2018,31(2):23 – 28.

[3] 肖力伟.基于流热固耦合方法的燃气轮机透平叶片强度与寿命分析[D].北京:中国科学院工程热物理研究所,2018: 47-54.

XIAO Liwei. Strength and life analysis of gas turbine blade based on fluid-thermal-mechanical coupling method [D]. Beijing; Institute of Engineering Thermophysics, Chinese Academy of Sciences, 2018.

[4] 李锦红,张 勇,张如刚,等.基于梁理论的涡轮冷却叶片蠕变 计算[J]. 燃气涡轮试验与研究,2019,32(3):42-46. LIJinhong, ZHANG Yong, ZHANG Rugang, et al. Creep calculation of turbine cooling blade based on the beam theory [J]. Gas Turbine Experiment and Research, 2019, 32(3):42 - 46.

 [5] 全昌彪,廖明夫,米 栋,等.基于θ映射法的燃气涡轮叶片高 温蠕变变形分析[J].燃气涡轮试验与研究,2018,31(6):25-29,55.

QUAN Changbiao, LIAO Mingfu, MI Dong, et al. High temperature creep deformation analysis of gas turbine blade based on θ -projection method [J]. Gas Turbine Experiment and Research, 2018, 31(6):25-29,55.

- [6] SANAYE S, HOSSEINI S. Prediction of blade life cycle for an industrial gas turbine at off-design conditions by applying thermodynamics, turbo-machinery and artificial neural network models[J]. Energy Reports, 2020, 6:1268 - 1285.
- [7] YANG S, YUN J, MOON B, et al. Creep performance evaluation considering the operating environment of gas turbine blades with rejuvenation maintenance [J]. Journal of Mechanical Science and Technology, 2022, 36(1):127-134.
- [8] GU S,GAO H, WEN Z, et al. Creep characteristics of directionally solidified turbine blades based on the difference in original casting characteristics [J]. Journal of Alloys and Compounds, 2021, 884:161055.
- [9] LI Z, WEN Z, PEI H, et al. Creep life prediction for a nickel-based single crystal turbine blade [J]. Mechanics of Advanced Materials and Structures, 2022, 29 (27):6039 – 6052.
- [10] GREEN R, DOUGLAS J, MOFFAT A, et al. An approach to identify bounding damage locations for condition based structural integrity assessments of gas turbine components [C]//Proceedings of the ASME Turbo Expo 2019:Turbomachinery Technical Conference and Exposition, 2019:GT2019 – 91804.
- [11] 魏佳明,王 博,蓝吉兵,等. 定向结晶涡轮叶片低循环寿命 分析及结构优化[J]. 热能动力工程,2020,35(1):44-48.
 WEIJiaming, WANG Bo, LAN Jibing, et al. Low cycle fatigue life analysis and structure optimization of directional crystallization turbine blade[J]. Journal of Engineering for Thermal Energy and Power,2020,35(1):44-48.
- [12] RAMAGLIA A D, VILLARI P. Creep and fatigue of single crystal and directionally solidified nickel-base blades via a unified approach based on Hill48 potential function; Part 2-Low cycle fatigue[C]//Proceedings of the ASME Turbo Expo 2013:Turbine Technical Conference and Exposition, 2013:GT2013 – 94676.
- [13] 彭立强,王 健.涡轮叶片高温多轴低周疲劳/蠕变寿命研究
 [J].航空动力学报,2009,24(7):1549-1555.
 PENG Liqiang, WANG Jian. Research on low cycle-multiaxial fatigue-creep life prediction at high temperature for turbine blade
 [J]. Journal of Aerospace Power,2009,24(7):1549-1555.
- [14] 夏际先,王万里,周盈涛,等.国内燃气轮机热端部件检修技

术研究进展[J]. 安徽电气工程职业技术学院学报,2022, 27(3):81-87.

XIAJixian, WANG Wanli, ZHOU Yingtao, et al. Progress of maintenance technology of domestic gas turbine thermal end components [J]. Journal of Anhui Electrical Engineering Professional Technique College, 2022, 27(3):81-87.

- [15] 何 磊,刘明昊,崔耀欣,等.西门子 SGT5-2000E 燃气轮机的 维护和检修[J].热力透平,2008,37(1):63-67.
 HE Lei,LIU Minghao,CUI Yaoxin, et al. Maintenance and overhaul for Siemens SGT5-2000E gas turbine[J]. Thermal Turbine, 2008,37(1):63-67.
- [16] 徐 刚,王 鑫. V94. 3A 型燃气轮机寿命估算方法及应用
 [J].发电设备,2011,25(6):381-383.
 XU Gang, WANG Xin. Life estimation of V94. 3A gas turbines and the application [J]. Power Equipment, 2011, 25(6): 381-383.
- [17] 高帅,郭逢泽,杜威. V94. 3A 燃气轮机当量小时(EOH)计算
 [J].河南科技,2014,33(5):152-153.
 GAOShuai,GUO Fengze,DU Wei. Equivalent hour (EOH) calculation of V94. 3A gas turbine[J]. Henan Science and Technology,2014,533(5):152-153.
- [18] 龚文强,王庆韧. 燃气轮机热端部件寿命的等效运行时间分析[J]. 电力技术,2010,19(8):28-30.
 GONG Wenqiang, WANG Qingren. Analysis on service life of hotend components of gas turbine using equivalent operation time method[J]. Electric Power Technology,2010,19(8):28-30.
- [19] 毛 丹,诸粤珊. 三菱 M701F 型燃气轮机维修理念分析[J]. 燃气轮机技术,2010,23(3):53-57.
 MAO Dan,CHU Yueshan. An analysis of the M701F gas turbine maintenance conception [J]. Gas Turbine Technology, 2010, 23(3):53-57.
- [20] 王登银. 燃气轮机热端部件寿命的等效运行时间分析[J]. 技术与市场,2017,2407):109-110.
 WANG Dengyin. Analysis of equivalent operation time for the life of gas turbine hot-end components [J]. Technology & Market, 2017,24(7):109-110.
- [21] 王华锴. 燃气轮机热端部件寿命的等效运行时间分析[J]. 内燃机与配件,2021(21):140-141.
 WANGHuakai. Analysis of equivalent operation time for the life of gas turbine hot-end components[J]. Internal Combustion Engine and Parts,2021(21):140-141.
- [22] 周 硕,刘广建,段立强. 燃气轮机检修期判别研究[J]. 燃气 轮机技术,2021,34(4):35-41.
 ZHOU Shuo, LIU Guangjian, DUAN Liqiang. Study on maintenance period of gas turbine[J]. Gas Turbine Technology,2021, 34(4):35-41.
- [23] KNORR R H, JARVIS G. Maintenance of industrial gas turbines

[C]//Proceedings of the ASME 1975 International Gas Turbine Conference and Products Show, 1975.

- [24] RAMAGLIA A D, VILLARI P. Creep and fatigue of single crystal and directionally solidified nickel-base blades via a unified approach based on Hill48 potential function: Part 1-Plasticity and creep[C]//Proceedings of the ASME Turbo Expo 2013:Turbine Technical Conference and Exposition, 2013.
- [25] 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.

PENG Liqiang. Research on fatigue life of large gas turbine blades [D]. Dalian; Dalian University of Technology, 2008.

[26] 张山子,沈逸文,朱 彤. 基于子模型法的轮盘轮缘低周疲劳 寿命评估[J]. 热力透平,2020,49(4):257-261,275.
ZHANG Shanzi, SHEN Yiwen, ZHU Tong. Low cycle fatigue life evaluation of disk groove based on sub-model method[J]. Thermal Turbine, 2020,49(4):257-261,275.

(上接第10页)

- [12] 崔 凝,王兵树,马永光,等.变几何多级轴流压气机动态仿 真模型的研究与应用[J].动力工程,2007,27(6):856-862.
 CUI Ning, WANG Bingshu, MA Yongguang, et al. Study and application of dynamic simulation models for multistage axial-flow compressors with variable geometry[J]. Journal of Chinese Society of Power Engineering,2007,27(6):856-862.
- [13] 夏凯. 轴流压气机转角气动特性计算的级叠加方法研究[D]. 北京:中国舰船研究院,2019.

XIA Kai. Stage-stacking method for calculating aerodynamic characteristics of rotating angle of axial compressor[D]. Beijing; China Ship Research and Development Academy, 2019.

[14] 张晓诗,李 游.某型高压压气机低转速可调静叶角度优化

- [27] 解其林,张山子. 透平叶片内部结构的低周疲劳寿命优化设计[J]. 热力透平,2021,50(3):156-160.
 XIE Qilin, ZHANG Shanzi. Optimization design of low cycle fatigue life of turbine blade internal structure[J]. Thermal Turbine,2021,50(3):156-160.
- [28] 轩福贞,宫建国.基于损伤模式的压力容器设计原理[M].北 京:科学出版社,2020.

XUAN Fuzhen, GONG Jianguo. Fundamental and approaches for damage mode-based design of pressure vessels[M]. Beijing: Science Press, 2020.

- [29] MINER M A. Cumulative damage in fatigue [J]. Journal of Applied Mechanics, 1945, 12(3): A159 - A164.
- [30] Gas turbines-Procurement-Part 9: Reliability, availability, maintainability and safety: ISO 3977-9:1999(E)[S].

(刘 颖 编辑)

试验研究[J].装备制造技术,2020(5):50-52.

ZHANG Xiaoshi, LI You. Variable stator vane schedule optimization for a high-pressure compressor at low speed[J]. Equipment Manufacturing Technology,2020(5):50-52.

[15] 吕文灿.静叶可调轴流压气机的特性计算[J].动力工程, 1981(4):34-41.

> LYU Wencan. Characteristic calculation of the axial-flow compressor with adjustable blades stationary [J]. Journal of Chinese Society of Power Engineering, 1981(4):34-41.

[16] STEINKE R J. Design of 9. 271, pressure-ratio 5-stage core compressor and overall performance for first 3-stage[R]. NASA Technical Paper 2597,1986.

(刘 颖 编辑)