

DOI: 10.19666/j.rlfed.202403060

面向新型电力系统汽轮机高压转子蠕变/疲劳寿命损耗研究

陈思远¹, 黄畅¹, 王卫良¹, 吕俊复^{2,3}, 柯希玮^{2,3}, 刘志东⁴, 马庆中⁵
(1.暨南大学重大工程灾害与控制教育部重点实验室国际能源学院(能源电力研究中心), 广东 珠海 519070;
2.清华大学能源与动力工程系, 北京 100084; 3.怀柔实验室山西研究院, 山西 太原 030006;
4.广东珠海金湾发电有限公司, 广东 珠海 519050; 5.山西国锦煤电有限公司, 山西 交城 030500)

[摘要] 针对火电机组深度调峰变工况过程中蒸汽温度大幅变化, 引起机组部分结构热应力大幅增加, 结构加速损坏, 安全事故频发的问题, 以 300 MW 汽轮机调节级转子为对象, 利用 Ansys 软件对叶片热应力、气动力和离心力进行分析。首先对叶根部位开展结构优化, 大幅消除常规计算普遍存在的不合理局部应力集中现象; 然后研究揭示了火电机组深度调峰过程稳态和瞬态等不同情况下调节级温度场、应力场的分布规律及其对机组安全性能的影响特性。研究表明: 稳态工况不同喷嘴组温差 50 °C 时, 最大等效应力升高约 24%; 瞬态工况升负荷速率 5%THA/min 比 2%THA/min 引起转子低周疲劳损伤提升约 3 倍; 相较于稳态工况, 每天增加一次速率 2%THA/min 从半负荷到满负荷的升负荷过程, 综合损伤提升 38% 左右。

[关键词] 深度调峰; 调节级; 汽轮机转子; 热应力; 蠕变疲劳

[引用本文格式] 陈思远, 黄畅, 王卫良, 等. 面向新型电力系统汽轮机高压转子蠕变/疲劳寿命损耗研究[J]. 热力发电, 2024, 53(10): 106-113. CHEN Siyuan, HUANG Chang, WANG Weiliang, et al. Research on creep/fatigue life of high pressure rotor in steam turbine for new power systems[J]. Thermal Power Generation, 2024, 53(10): 106-113.

Research on creep/fatigue life of high pressure rotor in steam turbine for new power systems

CHEN Siyuan¹, HUANG Chang¹, WANG Weiliang¹, LYU Junfu^{2,3}, KE Xiwei^{2,3},
LIU Zhidong⁴, MA Qingzhong⁵

(1.MOE Key Lab of Disaster and Control in Engineering, International Energy School (Energy and Electricity Research Center), Jinan University, Zhuhai 519070, China; 2. Department of Energy and Power Engineering, Tsinghua University, Beijing 100084, China;
3.Shanxi Research Institute of Huairou Laboratory, Taiyuan 030006, China;
4.Guangdong Zhuhai Jinwan Power Generation Co., Ltd., Zhuhai 519050, China;
5.Shanxi Guojin Coal Power Co., Ltd., Jiaocheng 030500, China)

Abstract: Under deep peak shaving and variable operating conditions of thermal power units, significant changes in steam temperature have caused a significant increase in thermal stress in some structures of the units, which accelerated structural damage, and resulted in frequent safety accidents. To solve these problems, by taking the regulating stage rotor of a 300 MW steam turbine as the object, and Ansys software is used to analyze the thermal stress, aerodynamic force, and centrifugal force of the blades. Firstly, structural optimization is carried out on root of the blade to significantly eliminate the unreasonable local stress concentration phenomenon commonly found in conventional calculations. Then, the distribution laws of temperature and stress fields in the regulating stage under different conditions such as steady-state and transient during the deep peak shaving process of thermal power

收稿日期: 2024-03-02

基金项目: 珠海市产学研合作项目 (2220004003010); 中央高校基本科研业务费专项资金资助 (21622420)

Supported by: Zhuhai Industry-University-Research Cooperation Project (2220004003010); Fundamental Research Funds for the Central Universities (21622420)

第一作者简介: 陈思远 (1997), 男, 硕士研究生, 主要研究方向为深度调峰下汽轮机运行安全性的数值模拟, chensy@stu2021.jnu.edu.cn.

通信作者简介: 王卫良 (1982), 男, 教授, 主要研究方向为高效热力系统、火力发电节能降碳、“碳中和”与能源发展战略等, wangwl@jnu.edu.cn.

units are revealed. Moreover, the effects of the temperature and stress fields on safety performance of the unit are also investigated. The results indicate that, the maximum equivalent stress increases by about 24% under steady-state conditions with temperature difference of different nozzle groups of 50 °C. The transient load increase rate of 5% THA/min is about three times higher than that of 2% THA/min, causing low cycle fatigue damage to the rotor. Compared with steady-state operating conditions, increasing the load once a day at a rate of 2% THA/min from half load to full load increases the overall damage by about 38%.

Key words: deep peak shaving; regulating stage; steam turbine rotor; thermal stress; creep and fatigue

在新型电力系统中,随着风电、太阳能等可再生资源大规模接入,对调峰电源的需求也逐渐升高^[1-2],但各类水电机组、抽水蓄能机组等受环境及自然条件影响,调峰能力有限^[3],调峰困难已成为目前限制风电等可再生能源并网发电的主要原因之一^[4]。在燃煤机组产能过剩和电网对可再生能源大量吸纳的双重压力下,煤电机组自身特点及良好的调峰性能,使其成为电网灵活调峰的基础,承担着电网调峰的艰巨任务。目前,受电网负荷峰谷差较大的影响,各燃煤机组降出力 and 超基本调峰范围运行已成为常态,形成了深度调峰的运行方式。

涡轮叶片作为汽轮机核心部件之一,承受着高温、高压及高速旋转的极端条件。随着燃煤机组执行深度调峰的运行方式,汽轮机在变工况^[5]过程中,转子受到低周疲劳损伤^[6-7],而在稳定运行阶段又受到了高温蠕变损伤^[8],因此汽轮机叶片结构在变工况下的可靠性分析显得尤为重要。对于转子的应力场计算,常用的有解析法^[9]、有限元法^[10-12]与神经网络法^[13-16] 3 种方法。关于耦合损伤的计算方法,目前常采用的有线性累积寿命预测法、Manson-Coffin 模型预测方法、断裂力学预测方法和损伤力学预测方法^[17]。Song 等人^[18]研究了部分进汽下双列速度级的空气动力学性能。Sakai 等人^[19]采用了准三维的计算方法,对不同进汽方式下动叶片的效率和强度进行了详细分析。李勇等^[20]针对转子启停和变负荷过程蒸汽参数难以确定的问题,给出了变工况计算的起点负荷,能够在已知启动曲线的前提下方便开展汽轮机变工况下的热应力计算。Starkloff 等人^[21]利用 Apros 软件建立了大型汽轮机机组运行模型,研究了机组在变工况运行下的特性。Zhu 等人^[22]利用 Ansys 对燃气轮机涡轮叶片进行了热弹塑性应力应变分析,估算了燃气轮机叶片的疲劳寿命。彭立强^[23]通过 Ansys 仿真分析得到了燃气轮机叶片在离心力、气动压力以及热载荷共同作用下的应力应变分布。石睿等^[24]对汽轮机调节级叶片在 95% 工况以及 85% 工况下进行了瞬态应力分析,并得到稳定工况下调节级转子的热应力。蔡伟^[25]

在研究某涡扇发动机高压涡轮叶片时分别计算了其低周疲劳损伤和蠕变损伤,再通过线性累计损伤预测了叶片工作的总损伤。上述文献并未研究汽轮机调节级叶片在深度调峰工况下应力的变化及其对结构寿命的影响。

在变工况稳态和瞬态下,本文预测调节级转子耦合温度载荷、气动力载荷和离心载荷 3 种载荷时的蠕变损伤以及变工况瞬态下低周疲劳损伤。研究结论可为核算调节级转子寿命提供依据,对汽轮机机组安全经济运行有重要意义。

1 调节级单流道以及全流道数值模拟

研究单流道流场,进而研究转子应力,优化转子结构。研究全周流道,模拟部分进汽下调节级流场,进而研究转子应力。最后将单流道流场与全周流场仿真结果进行分析对比。

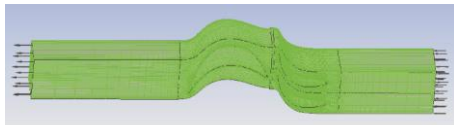
通过控制周向上不同位置静子的入口蒸汽参数作为流场边界条件,进一步模拟转子应力的变化,分析结构寿命。

1.1 流体域网格划分

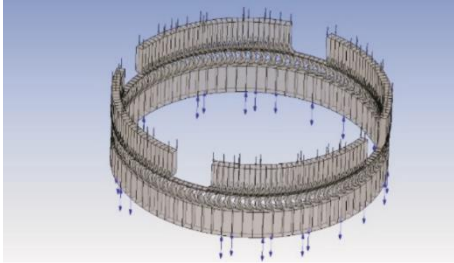
通过 BladeGen 设置叶片参数,得到流场几何结构。再通过 TurboGrice 进行网格划分,采用了六面体网格为主的非结构化网格进行划分,最后导入 CFX 进行流体域仿真。调节级全周流道模型共有 4 个喷嘴组,每个喷嘴组对应 32 个静子,全周共 128 个静子和 160 个转子。4 个喷嘴组都采用入口温度 538 °C,入口压力 16.50 MPa,出口压力 12.36 MPa。图 1 为单流道流场几何模型与全流道流场几何模型。

1.2 网格无关性验证与模型验证

数值模拟模型采用 IAPWS 水蒸气物性库的 IAPWS IF97,湍流模型选择 SST 湍流模型。边界条件为入口温度 538 °C,入口压力 16.50 MPa,出口压力 12.36 MPa。数值模拟边界条件与火电厂提供的热平衡图上所给参数相同。通过计算不同网格数下转子的气动力矩作为判断标准,表 1 给出了不同网格数下转子力矩误差。



a) 单流道流体域模型



b) 全周流道流体域模型

图 1 单流道与全周流道几何模型

Fig.1 Geometric models of single channel and full cycle channel

表 1 不同网格数下转子力矩误差

Tab.1 The rotor torque and errors with different grid numbers

静子网格数/万	转子网格数/万	动叶力矩/(N·m)	力矩误差/%
26.8	32.6	459.2	
15.4	19.9	459.7	0.11
12.2	15.7	462.9	0.80
8.6	10.8	467.0	1.70
5.4	6.9	481.2	4.80

从表 1 中可以看出, 单个静子流道加上单个转子流道构成的单流道模型网格数为 59.4 万时, 力矩几乎不变, 满足网格无关性要求。由于进行全周流道模拟时, 网格数量过大, 需要过高的计算资源, 因此在计算资源满足且精度允许的情况下适当选择较小网格数进行数值模拟计算。石睿^[24]等采用力矩误差不超过 5% 为标准, 进行数值模拟。本文同样采用力矩误差不超过 5%, 选择单流道模型网格数为 12.3 万, 全周流道总网格数为 1 310 万。

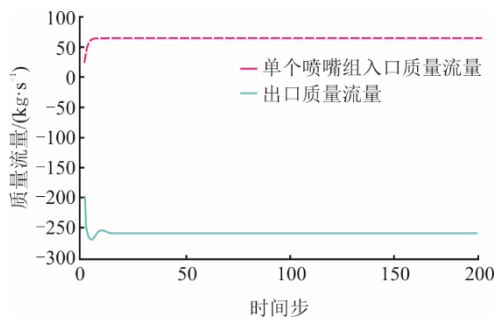


图 2 入口质量流量与出口质量流量

Fig.2 Inlet mass flow rate and outlet mass flow rate

通过模拟计算得出全周出口质量流量为

260.4 kg/s, 与火电厂热平衡图所给 261.1 kg/s 基本相同, 即本模型符合要求。

2 调节级流体域与固体域变工况数值模拟

针对新型电力系统下火电机组深度调峰与快速调频的需求, 探索采取多气源供汽等非常规调节方式进行机组调控带来的安全影响。单流道进行 5 种稳态工况模拟, 分别为 THA 工况、95%THA 工况、85%THA 工况、75%THA 工况、50%THA 工况。

全周流道由 4 个喷嘴组组成。通过控制不同喷嘴组对应的静子入口蒸汽参数实现变工况数值模拟。全周流道模拟分为 2 种, 第 1 种各个喷嘴组边界条件都相同, 升负荷工况时, 4 个喷嘴组边界条件一起进行相同变化; 第 2 种各个喷嘴组边界条件不同, 升负荷工况时主要提升单个喷嘴组的边界条件, 第 2 种工况各喷嘴组边界条件见表 2。

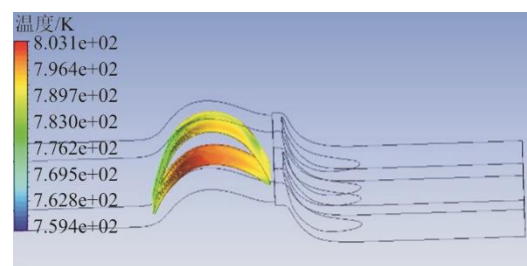
表 2 各喷嘴组边界条件

Tab.2 Boundary conditions of each nozzle group

工况	喷嘴组	入口温度/°C	入口压力/MPa	出口压力/MPa
96.5%THA	S1	538.0	16.50	11.93
	S2	538.0	16.50	11.93
	S3	538.0	16.50	11.93
	S4	516.2	14.20	11.93
88.8%THA	S1	538.0	16.50	10.98
	S2	538.0	16.50	10.98
	S3	504.0	12.85	10.98
	S4	504.0	12.85	10.98
74.7%THA	S1	538.0	16.50	9.23
	S2	486.0	11.15	9.23
	S3	486.0	11.15	9.23
	S4	486.0	11.15	9.23

2.1 单流道与全流道稳态流体域模拟

图 3 为 THA 工况下单流道转子表面的温度载荷以及气动载荷。



a) 温度载荷

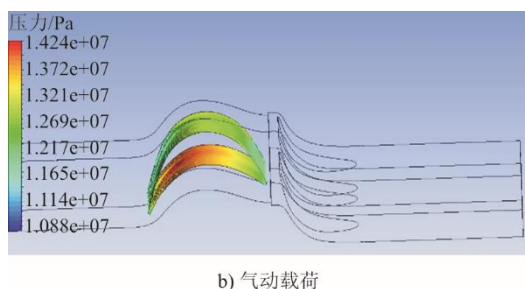


图 3 THA 工况下单流道转子表面温度载荷和气动载荷
Fig.3 Temperature load and aerodynamic load on surface of the rotor with single channel under THA condition

图 4 为 THA 工况下全流道转子表面温度载荷以及气动载荷。

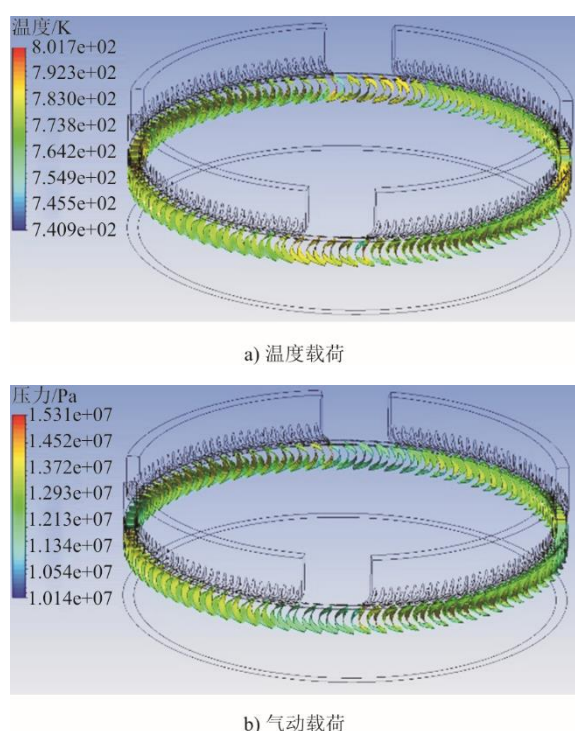


图 4 THA 工况下全流道转子表面温度载荷和气动载荷
Fig.4 Temperature load and aerodynamic load on surface of the rotor with full flow channel under THA condition

从图 3、图 4 可以看出：无论单流道还是全流道仿真模拟，转子尾缘部分的温度变化相较于前缘部分更加剧烈，所以更可能产生较大热应力；并且全周流道最高温度与单流道相差不大，但最低温度低于单流道最低温度，出现更大的温差。

2.2 单流道稳态固体域仿真

为进一步研究应力变化，需要进行流固耦合分析。由于调节级叶片的形变对流场及温度场的影响较小，本文采用单向流-热-固耦合的方式进行研究。本文叶片材料选取 2Cr12ViMo121V。2Cr12ViMo121V 具有良好的耐高温性、抗疲劳性等

特性，适用于调节级高温区叶片材料，该材料物性参数见表 3。

表 3 2Cr12ViMo121V 材料物性
Tab.3 Properties of material 2Cr12ViMo121V

线性膨胀/ ($\times 10^{-6}/^{\circ}\text{C}$)	热导率/ ($\text{W}\cdot(\text{m}\cdot\text{k})^{-1}$)	弹性模量/ GPa	定压比热/ ($\text{J}\cdot(\text{kg}\cdot\text{K})^{-1}$)	抗拉极限/ MPa
11.82	29.1	198	721	689

将 CFX 计算出的转子表面温度分布导入 Steady-Thermal, 计算转子温度载荷, 耦合气动载荷、离心载荷以及温度载荷, 得到转子的等效应力。图 5 为 50%THA 工况下转子的等效应力。

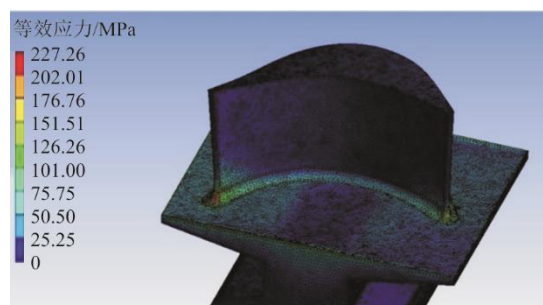


图 5 50%THA 工况下转子等效应力
Fig.5 Cloud diagram of rotor equivalent force under 50%THA working condition

通过图 5 可以看出，最大等效应力出现在叶片尾缘部分，叶根与底座的连接处，最大等效应力为 227.3 MPa。考虑到连接处的倒角可能导致叶片应力集中，进而影响叶片的等效应力，所以进行倒角大小的调整。表 4 为以不同半径的圆弧连接叶根与底座，叶片所受等效应力大小。

表 4 不同半径圆弧下叶片最大等效应力
Tab.4 Maximum equivalent stress of blades with different radius arcs

半径/mm	等效应力/MPa
0	523.5
1.0	258.8
2.3	227.2
2.8	234.9
3.0	242.8

从表 4 中可以看出，当以半径大于 2.3 mm 的圆弧连接叶根与底座时，应力变化不大。以半径为 2.3 mm 的圆弧连接时，应力最小，且对流场影响较小。所以固体域选择半径为 2.3 mm 的圆弧连接叶根与底座最佳。

2.3 全流道稳态固体域蠕变寿命预测

与单流道求解方法相同，将全周流道流体域仿

真结果耦合到固体域上求解等效应力。图 6 为 50%THA 工况各个喷嘴组边界条件相同情况下全流道转子所受等效应力。

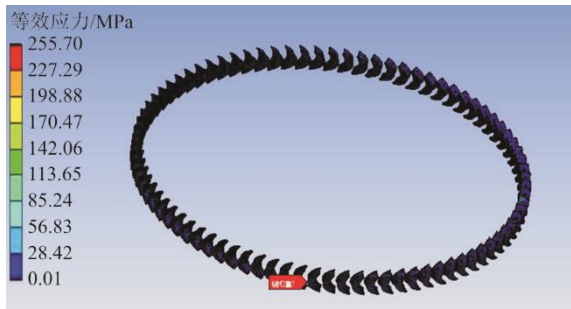


图 6 50%THA 工况全周流道转子等效应力
Fig.6 Equivalent stress of the rotor with full flow channel under 50%THA condition

从图 6 可以看出，转子最大应力依然出现在转子尾缘部分，且最大等效应力大于单流道仿真结果。

图 7 是不同稳态工况下，单流道（S1）、全周流道各喷嘴组入口边界条件相同（S2）以及全周流道各喷嘴组入口边界条件不同时（S3）的最大等效应力。

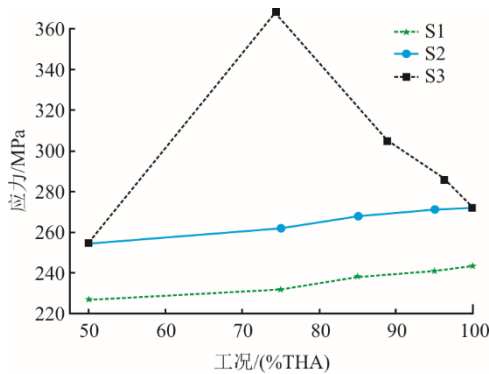


图 7 不同稳态工况下最大等效应力
Fig.7 Maximum equivalent stress under different steady-state conditions

从图 7 可以看出，全周流道当喷嘴组入口边界条件不同时，最大等效应力大于当各个喷嘴组入口边界条件相同时。

为验证最大等效应力与哪一项边界条件相关，设计了 2 种工况，工况 1 各个喷嘴组入口压力相同，但其中一个喷嘴组入口温度与其他喷嘴组相差 50 °C；工况 2 各个喷嘴组入口压力相同，但其中一个喷嘴组入口温度与其他喷嘴组相差 100 °C。图 8 为工况 1 条件下的转子表面温度云图。

从图 8 可以看出，入口温度低的喷嘴组对应的转子表面温度也较低，转子表面的温差也更大。通过耦合温度到转子结构上计算出工况 1 转子最大等

效应力为 338.1 MPa，最大等效应力提升约 24%；工况 2 转子最大等效应力为 387.3MPa，最大等效应力提升约 42%。可以发现温度是引起等效应力变化的主要原因。

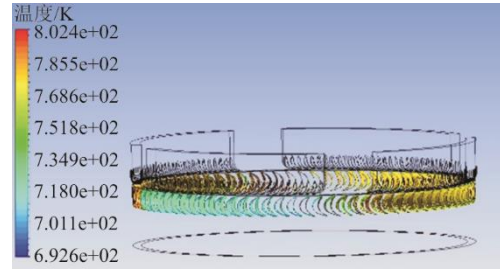


图 8 工况 1 下转子表面温度
Fig.8 Contour of temperature on rotor surface under condition 1

通过图 7 可以发现，单流道与全周流道各喷嘴组入口边界条件相同时，全流道最大等效应力仿真结果大于单流道。这是由于汽轮机调节级存在部分进汽的情况，使得全周流道相较于单流道出口温度更低，出口温度与入口温度的温差更大，从而产生更大的热应力。

在工况相同时，对比单流道仿真最大等效应力与全周流道最大等效应力发现，单流道与全周流道仿真误差最大约为 12.6%。为更精确预测寿命，选择全流道仿真结果来进行蠕变疲劳寿命预测，表 5 为材料蠕变极限。

表 5 2Cr12ViMo1W1V 蠕变极限
Tab.5 Creep limit of 2Cr12ViMo1W1V

温度/°C	应力/MPa (时间为 10 000 h)	应力/MPa (时间为 100 000 h)
454	517	462
482	442	372
510	365	276
538	277	199
566	193	124

本文采用 Norton 蠕变定律进行蠕变损伤计算，其不考虑温度变化。根据计算出的温度分布以及转子最大等效应力，结合 Norton 蠕变定律：

$$\varepsilon = C_0 \sigma^{C_1} t^{C_2} \quad (1)$$

式中： ε 为总蠕变； C_0 、 C_1 、 C_2 为蠕变常数，可根据蠕变极限算出； σ 为等效应力； t 为时间。

根据计算出的温度分布以及最大等效应力，结合材料蠕变极限、Norton 蠕变定律，计算出汽轮机转子在 2 种全周流道下的蠕变寿命如图 9 所示。

从图 9 可以看出，喷嘴组入口边界条件相同比

入口边界条件不同时寿命更长，更安全。当喷嘴组边界条件不同时，尤其是单个喷嘴组达到额定工况，其他喷嘴组未达到额定工况时寿命最短，相较于喷嘴组入口边界条件相同的情况下，寿命减小 53.1%。

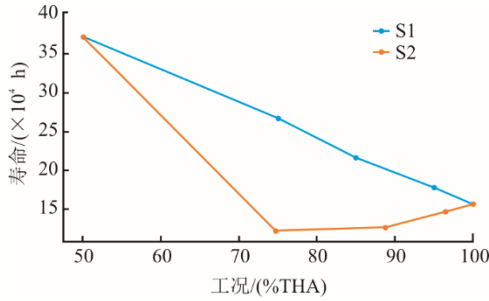
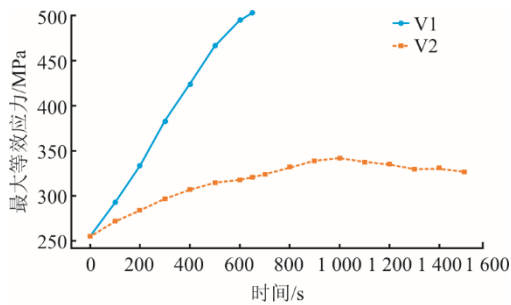


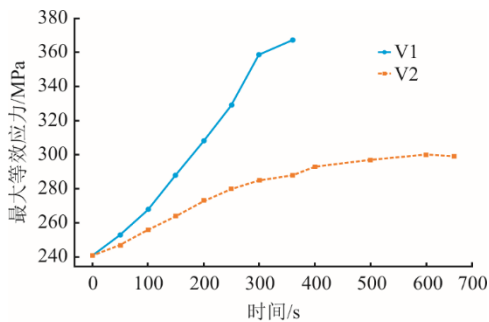
图 9 全周流道 2 种不同配汽方式下汽轮机转子蠕变寿命
Fig.9 Creep life of turbine rotor under two different steam admission configurations in full-annulus flow path

2.4 全流道瞬态固体域疲劳寿命预测

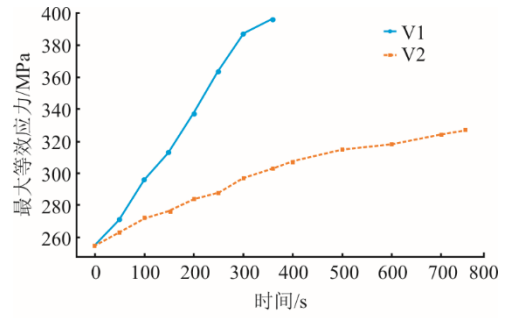
深度调峰工况下，入口温度以及压力的变化可能导致转子温度变化更加剧烈。因此设计 2 种不同变工况速率，研究其不同变工况段瞬态变工况时最大等效应力。采用各个喷嘴组入口参数相同的情况进行计算，速率 1 以每分钟上升 5%THA 工况计算：入口温度速率+5 °C/min，入口压力速率 2.10 MPa/min，出口压力速率 1.55 MPa/min，图中以 v1 表示；速率 2 以每分钟上升 2%THA 工况计算：入口温度速率+2 °C/min，入口压力速率 0.83 MPa/min，出口压力速率 0.62 MPa/min，图中以 V2 表示。



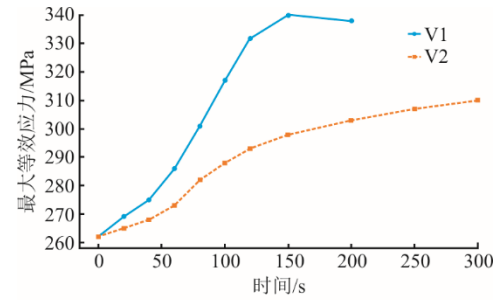
a) 50%THA 工况升至 100%THA 工况最大等效应力



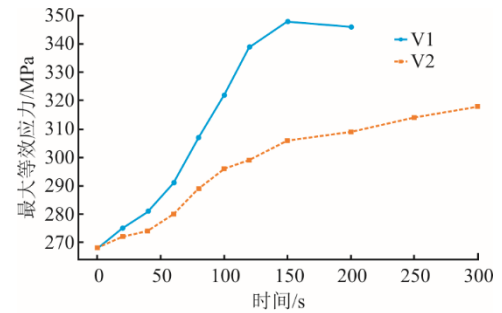
b) 30%THA 工况升至 50%THA 工况最大等效应力



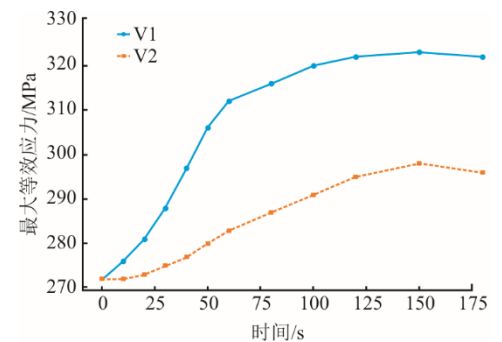
c) 50%THA 工况升至 75%THA 工况最大等效应力



d) 75%THA 工况升至 85%THA 工况最大等效应力



e) 85%THA 工况升至 95%THA 工况最大等效应力



f) 95%THA 工况升至 100%THA 工况最大等效应力

图 10 变工况瞬态最大等效应力
Fig.10 Transient maximum equivalent stress under variable operating conditions

对比图 10 中曲线可以看出，当需要长时间、大幅度进行变工况时不宜采用过快的变化速率，这会使叶片最大等效应力大幅增加，对叶片结构产生破坏。

当降负荷时，温度变化同样会有入口蒸汽参数的变化，导致转子表面温度变化。图 11 为采用 5%THA/min 和 2%THA/min 速率，从 100%THA 工况降负荷至 50%THA 时最大等效应力变化曲线。

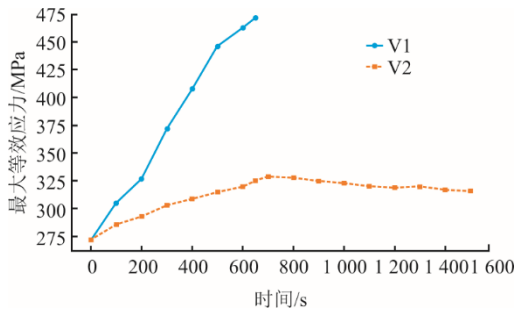


图 11 降负荷最大等效应力

Fig.11 Maximum equivalent stress during load reduction

对比图 10a)和图 11 可以发现,以相同速率进行变负荷时,升负荷过程中最大等效应力大于降负荷过程。本文研究使用的材料热导率随温度有一定的升高,所以在升温过程中转子的外部受到热流的直接作用,温度迅速上升,而内部由于热量传递较慢,所以温度升得慢。外部与内部之间会形成较大的温度梯度,这将导致内部热应力增加。在降温过程中,转子的外部首先接触到降温蒸汽,由于转子内部温度较高,热导率较高,热量可以较快地从高温的内部传递到外部,帮助减少内外之间的温度梯度,这将促进温度分布更均匀,并且可能导致热应力较升温时小,低负荷转子最大等效应力较小。所以降负荷过程种最大等效应力小于升负荷,但两者之间最大等效应力相差不大。

根据转子最大等效应力变化曲线计算出危险部分的低周疲劳寿命。图 12 为速率 2%THA/min 进行升负荷运行,转子低周疲劳损伤。

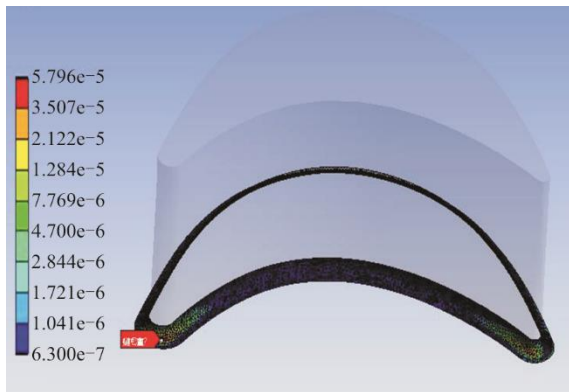


图 12 2%THA/min 升负荷工况转子低周损伤

Fig.12 Low cycle damage of the rotor under 2%THA、min load ascending condition

表 6 为不同变工况速率,不同变工况幅度下转子低周疲劳损伤。从表 6 可以看出,进行半负荷到满负荷变工况时,以速率 5%THA/min 变工况转子损伤比速率 2%THA/min 变工况转子损伤提升 296%。所以当进行长时间、大幅度变工况时,不建

议采用快速变工况。采用线性损伤定律,将疲劳损伤和蠕变损伤进行相加,每天进行一次速率 2%THA/min 从半负荷到满负荷的深度调峰,相较于一直维持在额定工况损伤提升 38%。

表 6 转子低周疲劳损伤
Tab.6 Low-cycle fatigue damage of the rotor

幅度	不同变工况速率	
	2%THA/min	5%THA/min
50%THA~100%THA	5.8×10^{-5}	2.3×10^{-4}
50%THA~75%THA	4.1×10^{-5}	1.4×10^{-4}
75%THA~85%THA	3.2×10^{-5}	4.7×10^{-5}
85%THA~95%THA	3.8×10^{-5}	5.7×10^{-5}
95%THA~100%THA	2.6×10^{-5}	4.0×10^{-5}

3 结 论

本文针对 300 MW 机组调节级转子在深度调峰变负荷过程可能存在的安全性问题,基于单流道与全流道 2 种模型分别研究其在稳态工况和瞬态变工况下转子所受等效应力情况,分析转子蠕变疲劳损伤,得出以下结论。

- 1) 转子所受等效应力集中在转子尾缘部分转子与底座的连接处,该部位更易损坏。
- 2) 叶片与底座通过半径为 2.3 mm 的圆弧连接,能够最大减小应力集中。
- 3) 基于调节级存在部分进汽的特殊情况,重点对比了采用全周流道仿真与采用单流道仿真的差异,发现在全周流道仿真模拟下,转子所受等效应力比单流道情况大约 13%。
- 4) 稳态工况下当不同喷嘴组入口温度和压力不同时,最大等效应力明显增加。当单个喷嘴组与其余 3 个喷嘴组边界条件相差 50 °C 时,最大等效应力提升约 24%;相差 100 °C 时,最大等效应力提升约 42%。
- 5) 在升负荷速率为 5%THA/min 的瞬态工况下,转子低周疲劳损伤相比于升负荷速率为 2%THA/min 时增加约 3 倍;相较于稳态工况,每天增加一次速率 2%THA/min 的从半负荷到满负荷的升负荷过程,综合损伤增加 38%左右。

[参 考 文 献]

- [1] 国家能源局安排可再生能源“十四五”规划编制[J]. 农村电气化, 2020(5): 33.
The National Energy Administration arranges for the preparation of the 14th Five Year Plan for renewable energy[J]. Rural Electrification, 2020(5): 33.
- [2] 于国强,刘克天,胡尊民,等. 大规模新能源并网上火电机组深度调峰优化调度[J]. 电力工程技术, 2023, 42(1): 243-250.

- YU Guoqiang, LIU Ketian, HU Zunmin, et al. Optimal scheduling of deep peak regulation for thermal power units in power grid with large-scale new energy[J]. *Electric Power Engineering Technology*, 2023, 42(1): 243-250.
- [3] 邹兰青. 规模风电并网条件下火电机组深度调峰多角度经济性分析[D]. 北京: 华北电力大学, 2017: 1.
ZOU Lanqing. Multi-angle economic analysis for deep peak regulation of thermal units with large scale wind power connect power system[D]. Beijing: North China Electric Power University, 2017: 1.
- [4] 周子程. 火电机组深度调峰补偿模型的研究[D]. 大连: 大连理工大学, 2017: 1.
ZHOU Zicheng. Research on deep peak load regulation compensation model of thermal power units[D]. Dalian: Dalian University of Technology, 2017: 1.
- [5] 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: 1.
WANG Weizheng. Study on cycle fatigue-creep life of high-pressure turbine blade[D]. Dalian: Dalian University of Technology, 2018: 1.
- [6] HOU J, WICKS B J, ANTONIOU R A. An investigation of fatigue failures of turbine blades in a gas turbine engine by mechanical analysis[J]. *Engineering Failure Analysis*, 2002, 9(2): 201-211.
- [7] 姜涛, 薛润东, 刘高远, 等. 某发动机二级涡轮叶片断裂失效分析[J]. *材料工程*, 2003(增刊 1): 162-165.
JIANG Tao, XUE Rundong, LIU Gaoyuan, et al. Failure analysis of the second stage turbine blade fracture in a certain engine[J]. *Materials Engineering*, 2003(Suppl.1): 162-165.
- [8] 王海涛, 刘岩, 杨彦磊. 蠕变疲劳交互作用下的高温转子寿命预测研究[J]. *热力透平*, 2016, 45(4): 253-258.
WANG Haitao, LIU Yan, YANG Yanlei. Life prediction of high temperature turbine rotor under creep and fatigue interaction[J]. *Thermal Turbine*, 2016, 45(4): 253-258.
- [9] 张亚平, 王强, 王尧. 百万等级核电汽轮机转子热应力计算和控制[J]. *东方汽轮机*, 2018(1): 60-65.
ZHANG Yaping, WANG Qiang, WANG Yao. Thermal stress calculation and control for rotor of 1000 MW nuclear turbine[J]. *Dongfang Steam Turbine*, 2018(1): 60-65.
- [10] 孟召军, 李赛, 王光定, 等. 600 MW 超超临界汽轮机转子热应力有限元分析[J]. *汽轮机技术*, 2016, 58(3): 172-174.
MENG Zhaojun, LI Sai, WANG Guangding, et al. Finite analysis of thermal stress on 600 MW ultra-supercritical steam turbine rotor[J]. *Steam Turbine Technology*, 2016, 58(3): 172-174.
- [11] LIU S G, LIANG S Y, HUANG X B. Analysis of optimization operation for ultra-supercritical pressure generating units[C]//2011 2nd International Conference on Mechanic Automation and Control Engineering, Inner Mongolia, China, 2011.
- [12] ZHAO X T, HE Q, DU D M. Thermal stress analysis of rotor of ultra supercritical steam turbine[C]//2013 International Symposium on Vehicle, Mechanical, and Electrical Engineering, Taiwan, China, 2014.
- [13] 史进渊, 杨宇, 邓志成, 等. 基于人工神经网络的汽轮机转子等效应力的在线计算方法[J]. *动力工程*, 2009, 29(4): 316-319.
SHI Jinyuan, YANG Yu, DENG Zhicheng, et al. On-line calculation method based on artificial neural network for equivalent stresses in steam turbine rotors[J]. *Power Engineering*, 2009, 29(4): 316-319.
- [14] DOMINICZAK K, RZADKOWSKI R, RADULSKI W, et al. Online prediction of temperature and stress in steam turbine components using neural networks[C]//Turbine Technical Conference and Exposition, GT 2015, Montreal, QC, Canada, 2015.
- [15] DOMINICZAK K, RZADKOWSKI R, RADULSKI W, et al. Temperature and stress online prediction in steam turbine rotor using neural networks[C]//14th International Federation for the Promotion of Mechanism and Machine Science World Congress, Taipei, Taiwan, 2015.
- [15] RZADKOWSKI R, DOMINICZAK K, RADULSKI W, et al. Thermoelastic steam turbine rotor control based on neural network[C]//International Conference on Vibration Problems, ICOVP 2015, February 18, 2015 Warangal, India.
- [17] 朱煜. 超超临界 1 200 MW 汽轮机中压缸结构强度研究[D]. 上海: 上海交通大学, 2017: 1.
ZHU Yu. Study on structure strength for 1 200 MW USC stream turbine intermediate pressure inner casing[D]. Shanghai: Shanghai Jiao Tong University, 2017: 1.
- [18] SONG L, LI J, WEN K. Aerodynamic performance analysis of partial admission dual row control stage at different working conditions[J]. *Journal of Mechanical Science and Technology*, 2016, 30: 157-169.
- [19] SAKAI N, HARADA T, IMAI Y. Numerical study of partial admission stages in steam turbine (Efficiency improvement by optimizing admission arc position)[J]. *JSME International Journal Series B Fluids and Thermal Engineering*, 2006, 49(2): 212-217.
- [20] 李勇, 杨磊磊. 汽轮机变工况各级热力参数计算方法研究[J]. *汽轮机技术*, 2015, 57(5): 321-325.
LI Yong, YANG Leilei. Research on calculation method of varying condition thermal parameters for steam turbine[J]. *Steam Turbine Technology*, 2015, 57(5): 321-325.
- [21] STARKLOFF R, ALOBAID F, KARNER K, et al. Development and validation of a dynamic simulation model for a large coal-fired power plant[J]. *Applied Thermal Engineering*, 2015, 91: 496-506.
- [22] ZHU J, YANG Z. Thermo-elasto-plastic stress and strain analysis and life prediction of gas turbine blade[C]//2010 International Conference on Measuring Technology and Mechatronics Automation. IEEE, 2010, 3: 1019-1022.
- [23] 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: 1.
PENG Liqiang. Research on fatigue life of large gas turbine blades[D]. Dalian: Dalian University of Technology, 2008: 1.
- [24] 石睿, 乔志刚, 姜伟, 等. 汽轮机阀门活动试验工况下高压第一级动叶热应力分析[J]. *热能动力工程*, 2023, 38(1): 49-56.
SHI Rui, QIAO Zhigang, JIANG Wei, et al. Thermal stress analysis of high-pressure first stage blade under valve movability test condition of steam turbine[J]. *Thermal Power Engineering*, 2023, 38(1): 49-56.
- [25] 蔡伟. 某涡扇发动机涡轮叶片寿命计算分析[D]. 成都: 电子科技大学, 2014: 1.
CAI Wei. Life prediction and analysis of a turbofan engine turbine blade[D]. Chengdu: University of Electronic Science and Technology of China, 2014: 1.

(责任编辑 邓玲惠)