

汽轮机阀门活动试验工况下高压第一级动叶热应力分析

石睿¹, 乔志刚², 姜伟¹, 谢诞梅¹

(1. 武汉大学动力与机械学院, 湖北武汉 430072; 2. 阳江核电有限公司, 广东阳江 529500)

摘要: 针对阀门活动试验工况下的叶片安全问题, 以某1 000 MW核电汽轮机高压缸第一级动叶片及其进汽腔为研究对象, 通过商业仿真软件 ANSYS, 对机组额定工况以及95%和85%额定工况下的阀门活动试验工况进行了数值模拟, 并通过瞬态流-热-固耦合方法, 对进汽腔后第一级动叶进行了热应力及变形分析。结果表明: 在全周进汽下, 调节阀关闭使进汽腔后出现非均匀流场, 动叶热应力受流场影响有较大波动, 3种工况下叶片所受极值热应力在18~55 MPa之间, 叶片瞬态最大变形量在0.498~0.52 mm之间; 降低至机组额定功率的95%和85%进行阀门试验, 使叶片平均极值热应力分别上升15.1%和23.2%, 由于热应力极值小于材料的疲劳极限, 认为95%和85%额定功率下的阀门活动试验对叶片安全运行产生威胁不大。

关键词: 核电汽轮机; 阀门活动试验; 流-热-固耦合; 动叶热应力

中图分类号: TK267 文献标识码: A DOI: 10.16146/j.cnki.rndlge.2023.01.006

[引用本文格式] 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 Zhi-gang, JIANG Wei, et al. Thermal stress analysis of high-pressure first stage blade under valve movability test condition of steam turbine[J]. Journal of Engineering for Thermal Energy and Power, 2023, 38(1): 49-56.

Thermal Stress Analysis of High-Pressure First Stage Blade under Valve Movability Test Condition of Steam Turbine

SHI Rui¹, QIAO Zhi-gang², JIANG Wei¹, XIE Dan-mei¹

(1. School of Power and Mechanical Engineering, Wuhan University, Wuhan, China, Post Code: 430072;

2. Yangjiang Nuclear Power Co., Ltd., Yangjiang, China, Post Code: 529500)

Abstract: Aiming at the safety problems of the blade under valve movability test condition, a 1 000 MW nuclear steam turbine unit's high-pressure cylinder inlet cavity and its first stage blade were taken as research target, and the valve movability test conditions under rated operating conditions and 95% and 85% operating conditions were numerically simulated by commercial simulation software ANSYS. The thermal stress and deformation analysis of first stage blade at the rear of steam inlet cavity was carried out by using the transient fluid-thermal-structural coupling method. The results show that under the full-arc admission, the closing of the regulating valve causes a non-uniform flow field after the steam inlet cavity, and the thermal stress of the blade is influenced by the flow field with large fluctuations, and the extreme thermal stress of the blade under the three operating conditions is within 18 MPa to 55 MPa, and the maximum transient deformation of the blade is within 0.498 mm to 0.52 mm. The average extreme thermal stresses of the blade for valve test rise 15.1% and 23.2% respectively under 95% and 85% platform power, due to the extreme value of thermal stress is less than the fatigue limit of the blade material, it is considered

收稿日期: 2022-02-22; 修订日期: 2022-05-30

基金项目: 国家自然科学基金项目(51776142)

Fund-supported Project: National Natural Science Foundation of China(51776142)

作者简介: 石睿(1998-), 男, 武汉大学硕士研究生.

通讯作者: 谢诞梅(1962-), 女, 武汉大学教授.

that valve movability test under 95% and 85% platform power pose little threat to the safe operation of the blades.

Key words: nuclear steam turbine, valve movability test, fluid-thermal-structural coupling, blade thermal stress

引 言

汽轮机调节系统通过调节汽轮机阀门开度实现对机组转速、功率、压力等参数的动态控制,定期进行阀门活动试验,检查阀门是否卡涩,是维持汽轮机机组正常运行的重要保障^[1-2]。汽阀关闭使得机组处于进汽不均的状态,由于进汽不均导致的非定常流场,会对其后的叶片及转子产生威胁。SONG Li-ming 等人^[3]研究了部分进汽下双列速度级的空气动力学性能。Sakai 等人^[4]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。Gao 等人^[5]认为,调节级气流的不稳定会影响到后续几级。文献[6-7]指出对角线进汽是消除部分进汽不利影响的一种有效方法。周立明等人^[8]研究指出部分进汽下动叶承受最大瞬时扭矩明显增大。文献[9-12]主要对部分进汽的低负荷工况下叶片颤振、流动分离引起的非定常压力进行了研究。进汽不均会使动叶蒸汽温度、流量呈现出周期性的剧烈变化,这会导致金属材料的低周疲劳甚至失效^[13],因此交变热应力也是研究的重点。张瑞青^[14]对超超临界汽轮机调节级的动叶栅进行了分析,得到了变工况下的热应力分布规律。郭亚楠等人^[15]研究了甩负荷工况下蒸汽流量剧烈变化对高压缸热应力及变形的影响。张红梅等人^[16]对汽轮机叶片的热应力分析规范提出了建议。上述文献研究的进汽不均现象多发生在小流量工况下,而核电站的汽轮机蒸汽阀门活动试验多在大负荷工况下进行,以减少对发电生产的影响。

本文研究了不同额定功率下阀门活动试验对高压缸进汽腔后流场的影响,并通过瞬态热流固耦合对高压第一级动叶的热应力及变形进行了定量分析,确定了动叶上的热应力极值区域,为高温下的动叶强度校核和寿命预测提供了依据,对核电汽轮机组的安全经济运行具有参考意义。

1 高压缸进汽腔及第一级全周数值模拟

本文研究的半转速核电汽轮机高压缸有 4 组进汽阀门。正常运行时,4 组阀门同时进汽,而在进行

阀门活动试验时,机组会降低功率,并关闭其中 1 组进汽阀门,检查其阀门活动性能及快速关闭时间。为了模拟在试验工况中关闭 1 组阀门后的流动情况,建立了高压缸进汽腔及第一级全周静叶、动叶模型,对额定工况以及 95% 和 85% 额定功率下的试验工况进行了稳态数值模拟,得到了其流场分布特征。将周向上不同位置的静叶进口蒸汽参数,作为单向热-流-固耦合中瞬态流场计算的边界条件,从而进一步模拟动叶在旋转过程的热应力变化。

1.1 网格划分

高压进汽腔的流体域采用了六面体网格为主的非结构化网格进行划分,在进汽腔出口处的网格进行了适应性加密,整体网格数量为 306 万,图 1 分别给出了进汽腔和第一级网格离散图。

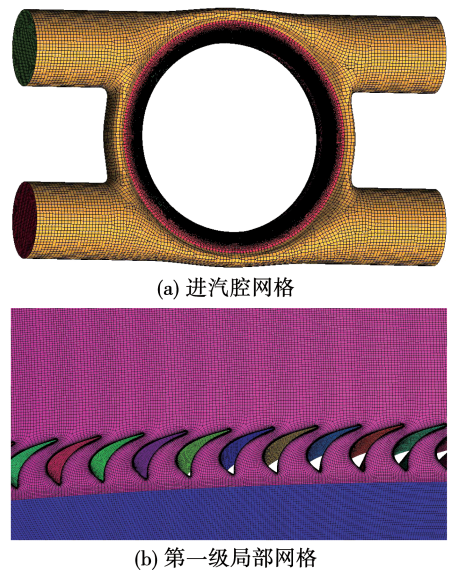


图 1 高压进汽腔及第一级网格

Fig. 1 Meshes of the high-pressure steam inlet cavity and the first stage

由图 1(b)可见,全周叶栅通道为一体结构化网格,排除了周期性交界面带来的参数波动,同时也可以降低计算资源的消耗。

1.2 数值方法与网格敏感性分析

数值模型采用了基于 IAPWS 水蒸气物性库的非平衡相变模型,湍流模型使用 SST 模型。边界条件设置为入口静压 6.43 MPa,温度 280.1 °C,出口

质量流量 4.859 kg/s,保证了数值模拟参数同热平衡图上的参数相同。考虑到计算精度和时间,采用单流道叶栅进行网格敏感性分析,并将第一级动叶的气动力矩作为判断标准。表1分别给出了不同网格数量下的动叶力矩。

表1 不同网格数量下动叶力矩对比

Tab.1 Comparison of torques of blade with different mesh numbers

静叶网格数/万	动叶网格数/万	动叶力矩/N·m	力矩误差/%
57.90	44.43	545.7	-
49.28	39.31	544.88	-0.0015
18.55	14.68	548.56	0.0052
12.41	13.64	549.39	0.680
8.43	7.18	564.25	3.40

从表1中可以看出,在单流道网格为102万时,力矩变化极小,达到了网格无关性要求。但若采用该网格配置,整圈的网格数量将会达到1.19亿(静叶数84,动叶数158),对计算资源要求过高。因此在计算资源和精度允许下需要对网格进行适当的稀化,XIE Y等人^[17]在研究透平部分进汽时,单流道网格数量为11万。在本文中,考虑到最大的力矩误差不超过5%,采取了数量较少的16万网格进行计算,全周网格数为1842.56万。

1.3 全周稳态流场计算

在数值模型的基础上,对额定工况、95%以及85%额定功率下的高压缸进汽腔和第一级的流道进行了全周稳态模拟,计算模型采用压力入口边界条件和流量出口边界条件。图2为高压进汽腔及第一级全周的流场计算模型,其中95%和85%额定功率是进行汽轮机阀门活动试验的工况,在数值模拟时会将右下角进口D设为壁面,以模拟关闭1组主汽阀。

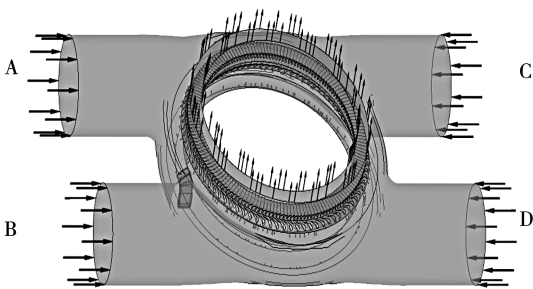
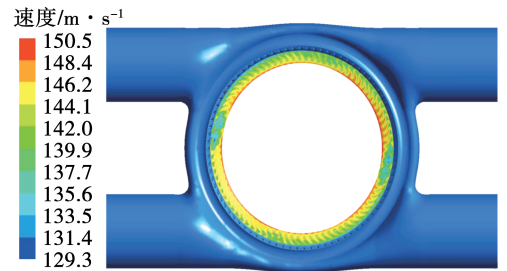


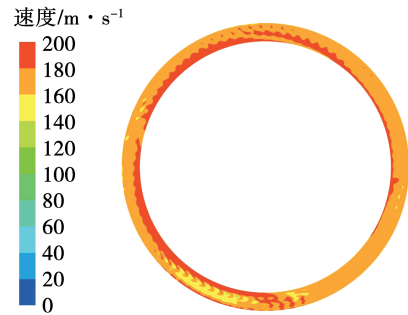
图2 进汽腔和第一级数值模拟模型

Fig.2 Numerical simulation model of the steam inlet cavity and the first stage

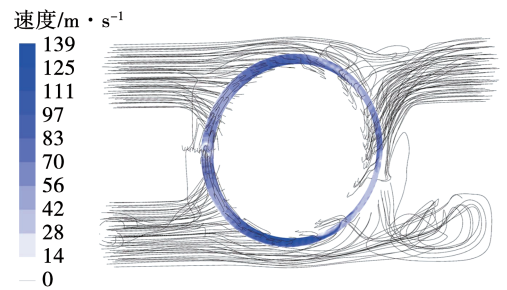
图3分别给出了额定工况及95%额定功率下高压缸第一级静叶出口的流速分布。由图3可知,在额定工况下,出现了两个低速区,这说明即使在全周进汽下,进汽腔后的流场也并非完全均匀,可能会对其后动叶的运行产生一定的影响。关闭其中1组进汽阀后,流场的非均匀特性更为显著(在图3(b)右下角中有较大的低速区),非均匀流场意味着进汽腔后的动叶在旋转时,动叶蒸汽温度、流量会呈现出周期性的剧烈变化。从图3(c)中的流线分布来看,在关闭右下角进汽阀后,其他进汽通道的蒸汽进入该管道并折返补充了该部分的流量,但在更长距离流动过程中存在的压力损失,导致出现了低速区。



(a) 额定工况



(b) 95%功率



(c) 95%功率进汽腔流线分布

图3 额定工况、95%功率第一级静叶出口流速分布

Fig.3 First stage nozzle outlet flow velocity distribution under rated working condition and 95% platform power

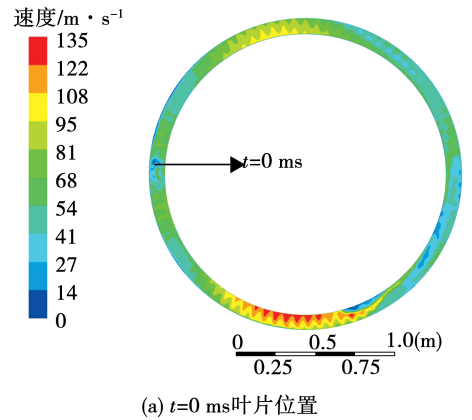
2 高压第一级动叶流 - 热 - 固耦合分析

叶片受热应力水平与流场状况影响较大,为了模拟单动叶在变化流场中的瞬态热应力,需要进行耦合分析。考虑到动叶片的热变形对于流场和温度场的影响较小,本文只考虑动叶片与流场的单向流 - 热 - 固耦合。全周稳态计算中的周向上不同位置的静叶进口参数(温度、压力、流量等),是瞬态流场计算的边界条件,瞬态流场计算得到的不同时刻叶片表面温度作为第一类边界条件施加到叶片表面求解温度场,最后由叶片的温度场求解叶片受到的热应力及变形。

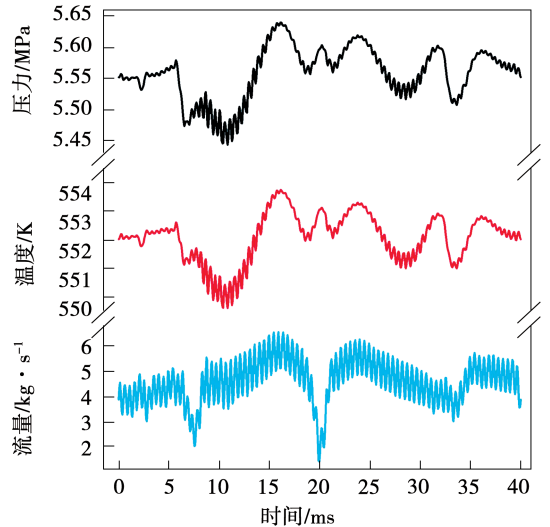
2.1 动叶旋转全周过程中流场变化

全周叶栅不同位置的流场对应单动叶旋转到该位置时的流场,因此可以提取全周流场中的温度、压力以及流量作为单流道计算时流场的边界条件。该半速汽轮机动叶旋转一周的时间约为 0.04 s,出于减少计算时间和保留进出口边界的瞬态特征的考虑,取瞬态计算步数为 610 步,每步的计算时间为 0.065 7 ms。图 4 给出了 $t = 0$ ms 时刻的叶片位置,以及 95% 额定功率下的第一级静叶进口边界条件随时间变化的图像。

表 2 提取了 95% 和 85% 两个典型工况的参数变化。



(a) $t = 0$ ms 叶片位置



(b) 高压第一级静叶进口压力、温度和流量变化

图 4 95% 额定功率高压第一级静叶进口边界条件随时间变化

Fig. 4 Variation of high-pressure first stage nozzle inlet boundary conditions with time under 95% platform power

表 2 典型工况下第一级静叶进口边界条件变化特征

Tab. 2 Characteristics of the variation of first stage nozzle inlet boundary conditions under typical working conditions

额定功率/%	温度范围/K	静压范围/MPa	流量范围/kg · s ⁻¹	温度极大值时间/s	流量极小值时间/s
100	552 - 553	5.90 - 5.96	2.76 - 6.44	0.024	0.020
95	550 - 554	5.44 - 5.64	1.39 - 6.56	0.016	0.020
85	549 - 554	4.78 - 4.96	1.31 - 5.78	0.016	0.020

从图 4 和表 2 中可知,温度和静压的变化范围相对较小,但蒸汽出口流量变化很大,相差约 2 ~ 4 倍,其极小值出现时间大致相同,为 0.02 s 左右,即叶片旋转半周的时间。由于选取 $t = 0$ s 时刻基准区域靠近叶片左侧中心区域,叶片旋转半周时恰好对应流场的低速区。可见,由于进汽方式和关闭调节阀造成的进汽不均,对级后流场的流量影响较大。

图 5 给出了在 95% 额定功率下 $t = 0$ ms 初始时刻的流场流线图。蒸汽在流经动叶时,存在一定的负攻角,在叶片压力面靠近前缘的位置产生了分离涡,由动叶表面流线可以清楚地观察到流体聚集线,旋涡的出现往往都会伴随着功率的耗散和温度升高的现象,叶表温度的升高会增大叶片温度梯度,从而使热应力增大。

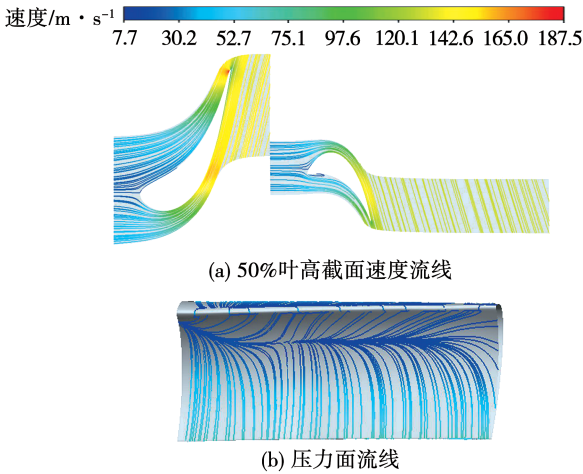


图 5 95%额定功率稳态模拟流场速度流线分布

Fig. 5 Steady-state simulated flow field velocity streamline distribution under 95% platform power

2.2 动叶瞬态温度场计算

流场计算得到的叶片表面温度作为第一类边界条件,通过插值的方式施加到叶片表面进行瞬态热模拟。叶片的材料为 X20Cr13,其性能如表 3 所示。计算得到 95% 额定功率下叶片的瞬态温度场如图 6 所示。分别给出了沿叶片相对叶高 0%, 25%, 50%, 75% 和 100% 截面上的温度分布。

表 3 X20Cr13 材料性能数据

Tab. 3 Material properties data of X20Cr13

密度/ $g \cdot cm^{-3}$	屈服极 限/MPa	弹性模 量/GPa	导热系数/ $W \cdot (m \cdot s)^{-1}$	比热容/ $J \cdot (g \cdot K)^{-1}$	疲劳极 限/MPa
7.8	148 0	200	30.0	0.46	385

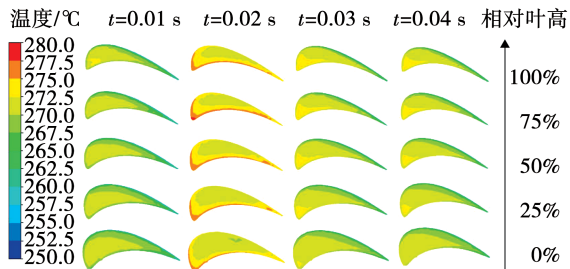


图 6 95%额定功率动叶不同叶高截面温度分布

Fig. 6 Temperature distribution of different height cross-section of blade under 95% platform power

由图 6 可知,叶片温度分布在不同时刻随着叶片转动产生了较大改变。在 $t = 20 \text{ ms}$ 时叶片外缘温度明显高于其他时刻,这与前文提到的流量极小值对应。可见,较小的蒸汽流量造成了鼓风效应,从而使叶片表面温度上升;另一方面,叶片的截面平均温度沿叶高方向逐渐增大,这意味着叶片的热膨胀变形量沿叶高方向越来越大。

2.3 动叶瞬态热应力数值模拟

热应力计算主要关注动叶片在非均匀流场下,叶片的瞬态热应力变化及其形变,T 型叶根处叶片温度的变化主要受固体导热影响,在计算时间内不会有较大变化,因此将固定约束设置在叶根上。图 7 给出了叶片的约束方式,叶根处深色标记的面为固定约束的施加区域。

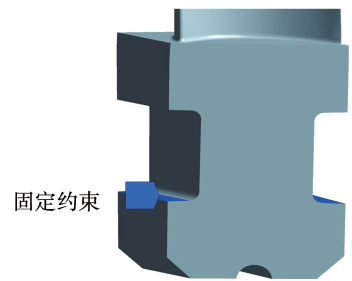


图 7 热应力分析叶片约束设置

Fig. 7 Blade constraint setting in thermal stress analysis

将计算得到的叶片瞬态温度场作为边界条件分时间步导入到叶片表面,对动叶的瞬态热应力进行求解,计算步长与前文计算保持一致为 $0.065 7 \text{ ms}$ 。高压级的动叶片长度较短,因此暂不考虑离心应力的影响。图 8 分别给出了 3 种典型工况下 $t = 0 \text{ ms}$ 时刻,热应力极值最小时刻以及最大时刻的热应力分布云图。其中,深色标记为叶片上 Von-Mises 等效热应力最大值出现的位置。

不同时刻叶片的热应力大小不同,但其分布特征相似,在叶片前缘和尾缘等位置其热应力要稍高于其他部位;叶片与叶根、叶冠的连接处应力也较大,原因是在这些区域存在着较大的温度梯度,热膨胀变形不均匀,从而产生了较大的热应力。热应力极值主要出现在叶片出汽边和叶片吸力面靠近叶根的部位。图 9 显示了在这两个位置布置的监测点,记录了不同工况下其热应力极值,如表 4 所示。

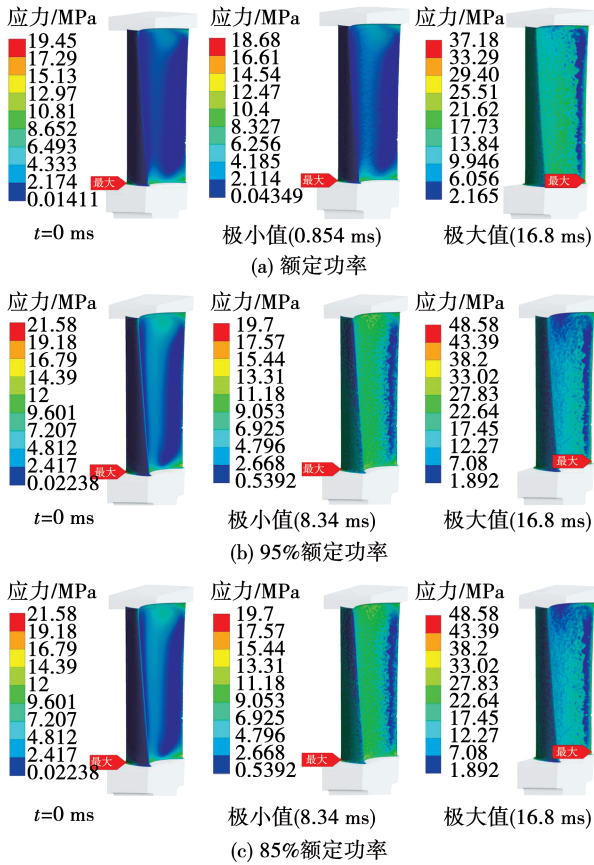


图8 不同额定功率下高压第一级动叶热应力云图
Fig. 8 Thermal stress nephogram of high-pressure first stage blade at different power

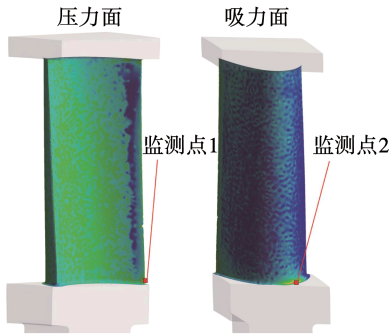


图9 叶片热应力监测点
Fig. 9 Thermal stress monitoring points on the blade

在3种典型工况下,监测点1处的应力波动都要大于监测点2处,其应力最大值约等于热应力极值变化的最大值。

3种工况下变形量相差很小,其分布特征也大致相同。图10展示了95%额定功率下 $t=0$ ms时刻叶片热变形量极值最小时刻以及最大时刻的叶片

变形云图。不同时刻叶片的变形量分布大致相同,其变形量沿着叶高方向不断增加,最大变形量在叶片前缘或尾缘靠近叶顶的位置。

表4 不同额定功率下监测点处热应力极值

Tab. 4 Extreme values of thermal stress at monitoring points under different platform power

位置	功率/%	最大应力/MPa	最小应力/MPa	波动值/MPa
监测点1	100	37.2	2.96	34.2
	95	49.4	2.44	47.0
	85	55.9	2.53	53.4
监测点2	100	33.0	18.7	14.3
	95	38.6	19.3	19.3
	85	43.4	19.7	23.7

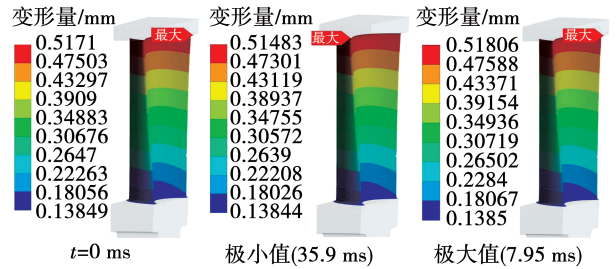


图10 95%额定功率叶片热变形量云图
Fig. 10 Nephogram of blade thermal deformation under 95% platform power

3 动叶瞬态热应力及形变结果分析

叶片变形量及热应力极值可以在一定程度上反映叶片受到流场的影响。图11给出了3种典型工况下叶片上最大变形量随时间变化的关系。由图11可知,不同工况下叶片的最大变形量在0.498 ~ 0.52 mm之间变化,且变化较小。虽然阀门活动试验在一定程度上增加了叶片的变形量,但在95%和85%额定功率下,叶片平均最大变形量仅增加了约0.016 mm,变化较小。在额定工况下,叶片变形量极值出现在20 ms;在试验工况下,在8 ms左右存在另外1个峰值。这两个峰值分别与图4中流量的两个极小值对应。这进一步说明流量变化是影响叶片变形量的主要因素。在额定工况下,由于进汽方式导致的不均匀流场,会使动叶产生周期性的变形,同时阀门活动试验会使叶片的热变形加剧。

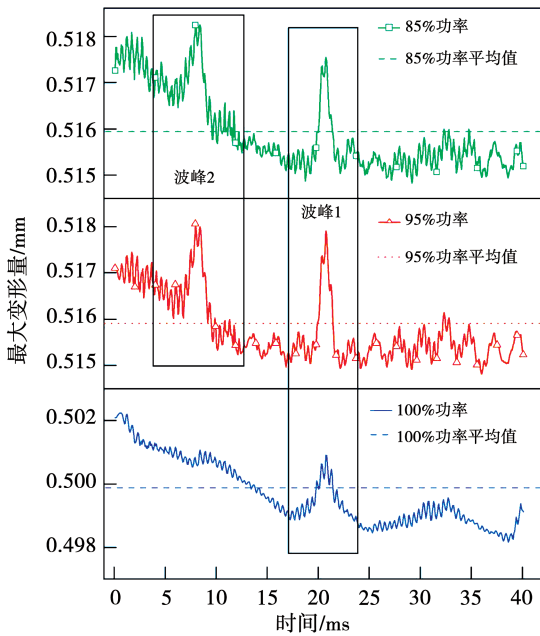
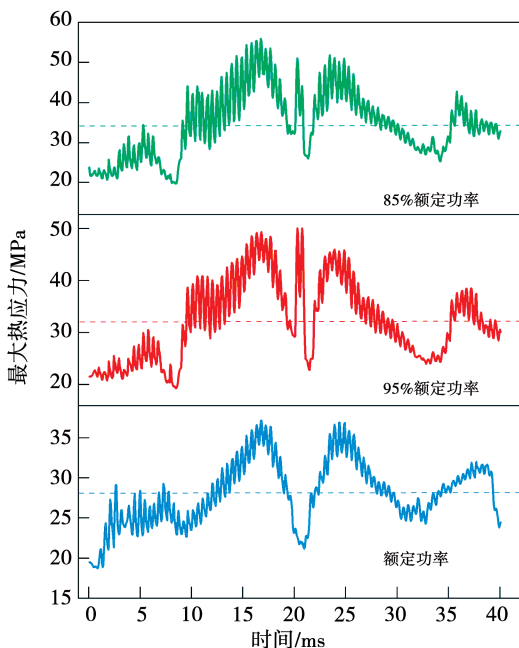


图11 不同工况下动叶变形量极值随时间的变化

Fig. 11 Variation of the extreme value of blade deformation with time under different working conditions

图12给出了不同工况下高压第一级动叶的热应力极值的变化,虚线表示热应力极值的平均值。叶片的热应力极值在18~55 MPa之间波动,远小于叶片金属材料的强度极限,对叶片产生的损伤有限。额定工况下叶片的平均热应力极值为28.07 MPa,95%和85%阀门活动试验工况下的平均热应力极值分别上升了15.1%和23.2%。

图12 不同额定功率下动叶热应力极值随时间的变化
Fig. 12 Variation of the extreme value of thermal stress of blade with time under different working conditions

计算得到的最大热应力不超过56 MPa,小于X20Cr13的疲劳极限,因此计算的3种工况下交变热应力对叶片产生的威胁不大。

4 结论

本文以某1 000 MW核电汽轮机高压缸动叶片及其进汽腔为研究对象,对额定工况及95%和85%额定功率下的阀门活动试验进行了稳态数值模拟,并通过热-流-固耦合分析,计算了只有瞬态温度载荷时动叶上瞬态热应力的分布及变化,得到如下结论:

(1) 在3种典型工况下,进汽腔后的流场都存在非均匀特性,阀门活动试验工况下更加显著,叶片旋转过程中流量与叶片热应力及变形量极值的变化成负相关趋势。

(2) 非均匀流场会对动叶的热形变产生影响,3种典型工况下叶片的最大变形量在0.498~0.520 mm之间波动,95%和85%额定功率下叶片平均变形量极值增大了约0.016 mm。

(3) 叶片热应力极值在18~55 MPa之间波动,主要出现在叶片出汽边接近叶根处,95%和85%额定功率的阀门活动试验工况下叶片平均热应力极值较额定工况分别上升了15.1%和23.2%。3种工况下叶片热应力极值均未超过叶片材料的疲劳极限,认为试验工况下的交变热应力对叶片安全运行产生的威胁可能性不大。

参考文献:

- [1] 蔡熹. 核电机组高压调节阀活动试验失败原因分析[J]. 设备管理与维修, 2019(21): 102-103.
CAI Xi. Analysis of the reasons for the failure of the activity test of the high pressure control valve of the nuclear power unit[J]. Plant Maintenance Engineering, 2019(21): 102-103.
- [2] 石兆元, 黄海跃. 1 000 MW 核电汽轮机阀门活动试验的设计优化研究[J]. 热力透平, 2015, 44(4): 276-279.
SHI Zhao-yuan, HUANG Hai-yue. Design optimization study of valve activity test for 1 000 MW nuclear turbine[J]. Thermal Turbine, 2015, 44(4): 276-279.
- [3] SONG Li-ming, LI Jun, WEN Ke-song. Aerodynamic performance analysis of partial admission dual row control stage at different working conditions[J]. Journal of Mechanical Science and Tech-

- nology, 2016, 30(1): 157 - 169.
- [4] SAKAI N, HARADA T, IMAI Y. Numerical study of partial admission stages in steam turbine[J]. JSME International Journal, Series B: Fluids and Thermal, 2006, 49(2): 212 - 217.
- [5] GAO L, DAI Y, WANG Z, et al. Rotor dynamic stability under partial admission conditions in a large power steam turbine [C]// ASME: Structures and Dynamics: Rotor Dynamics and Magnetic Bearings, 2009.
- [6] CUI Y, LIU Z S, YU D R, et al. Establishment of nonlinear dynamic model for prediction of rotordynamic instability of steam turbine rotor-bearing system caused by partial admission [J]. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 2012, 134 (7): 74501 - 74504.
- [7] ZARYANKIN A E, ZROICHKOV N A, ARIANOV S V, et al. Reduction of nonuniformity of flow parameters at an inlet to a nozzle row of the first uncontrolled stage of steam turbine with partial steam admission [J]. Thermal Engineering, 2006, 53 (11): 862 - 867.
- [8] 周立明, 施培丽, 初 鹏, 等. 工业汽轮机调节级部分进汽瞬态数值研究[J]. 机电工程, 2014, 31(10): 1258 - 1261, 1273.
ZHOU Li-ming, SHI Pei-li, CHU Peng, et al. Numerical simulation of unsteady flow in the control stage of an industry steam turbine under partial admission condition [J]. Journal of Mechanical & Electrical Engineering, 2014, 31(10): 1258 - 1261, 1273.
- [9] 姜 伟, 谢诞梅, 陈 畅, 等. 基于时域分析法的汽轮机末级叶片颤振预测及分析[J]. 振动与冲击, 2015, 34(11): 194 - 199.
JIANG Wei, XIE Dan-mei, CHEN Chang, et al. Flutter prediction and analysis for a steam turbine last-stage blade based on time domain analysis method [J]. Journal of Vibration and Shock, 2015, 34(11): 194 - 199.
- [10] 王明坤, 刘姗姗, 王晓斐, 等. 超超临界汽轮机调节级叶片的汽流激振力研究[J]. 汽轮机技术, 2014, 56(3): 195 - 198, 202.
WANG Ming-kun, LIU Shan-shan, WANG Xiao-fei, et al. Research on the steam exciting force of governing stage blade of ultra-supercritical turbine [J]. Turbine Technology, 2014, 56(3): 195 - 198, 202.
- [11] ZHANG J, XIE D, WU F, et al. Unsteady aerodynamics on multi-passage LP last stage induced by flow separation under low load flow [C]// ASME Turbo Expo 2019: Turbomachinery Technical Conference and Exposition, 2019.
- [12] 訾宏达, 方 韧, 徐星仲, 等. 汽轮机部分进汽调节级三维流场的非定常数值模拟 [J]. 动力工程学报, 2007, 27(5): 721 - 724, 761.
ZI Hong-da, FANG Ren, XU Xing-zhong, et al. Numerical simulation of 3-D unsteady flow in governing stages of steam turbines under partial admission condition [J]. Journal of Chinese Society of Power Engineering, 2007, 27(5): 721 - 724, 761.
- [13] 张红梅. 超超临界汽轮机高温叶片强度分析 [D]. 上海: 上海交通大学, 2011.
ZHANG Hong-mei. Strength analysis of high-temperature blade for ultra supercritical steam turbine [D]. Shanghai: Shanghai Jiao Tong University, 2011.
- [14] 张瑞青. 超超临界汽轮机调节级动叶栅热应力分析 [J]. 科技资讯, 2012(28): 71 - 72.
ZHANG Rui-qing. Thermal stress analysis of the rotor cascades of ultra-supercritical turbine [J]. Science and Technology Information, 2012(28): 71 - 72.
- [15] 郭亚楠, 谢诞梅, 梅子岳, 等. CPR1000 核电汽轮机高压缸负荷工况热应力及变形分析 [J]. 热能动力工程, 2019, 34(2): 31 - 38.
GUO Ya-nan, XIE Dan-mei, MEI Zi-yue, et al. Thermal stress and deformation of high pressure casing of CPR1000 nuclear steam turbine in the load rejection condition [J]. Journal of Engineering for Thermal Energy and Power, 2019, 34(2): 31 - 38.
- [16] 张红梅, 张 琪, 陈 勇. 超超临界汽轮机叶片热应力分析 [J]. 热力透平, 2011, 40(4): 262 - 266, 298.
ZHANG Hong-mei, ZHANG Qi, CHEN Yong. Thermal stress analysis of high temperature blade for USC steam turbines [J]. Thermal Turbine, 2011, 40(4): 262 - 266, 298.
- [17] XIE Y, GAO K, LAN J, et al. Computational fluid dynamics modeling three-dimensional unsteady turbulent flow and excitation force in partial admission air turbine [J]. Mathematical Problems in Engineering, 2013(4): 708 - 716.

(姜雪梅 编辑)