

DOI: 10.19666/j.rlfed.202207178

大型汽轮机低压次末级动叶片优化前后 典型故障原因分析

张永海¹, 谷伟伟¹, 王春燕¹, 马汀山¹, 居文平^{1,2},
张学延¹, 马静波³, 杨 军⁴, 史志刚¹

(1.西安热工研究院有限公司, 陕西 西安 710054; 2.西安西热节能技术有限公司, 陕西 西安 710054;
3.华能伊敏煤电有限责任公司伊敏电厂, 内蒙古 呼伦贝尔 021130;
4.大唐杨凌热电有限公司, 陕西 杨凌 712100)

[摘 要] 某型汽轮机低压次末级动叶片优化前后均出现了次叶片断裂和裂纹故障问题, 为了查明该型叶片故障原因以防止后续再次发生, 对叶片故障情况、运行参数及历史记录等进行检查, 对部分故障叶片材料和断口进行理化检验分析, 并采用有限元法对优化前后叶片离心应力和轮系振动特性进行数值分析。结果表明: 叶片断口为高周疲劳断裂; 优化前叶片出汽侧内弧面顶部与围带连接过渡处产生裂纹并断裂的主要原因是工作状态下叶片产生较大的扭转恢复, 使围带发生严重挤压, 在出汽侧内弧面顶部与围带连接过渡处产生应力集中和疲劳损伤, 叶根结构设计不合理是叶片叶根发生高周疲劳开裂的主要因素, 而叶片叶轮系统 6 节径 1 阶振动落入“三重点”共振区是叶片故障的次要因素; 优化后叶片叶根断裂的主要原因为叶根结构设计不合理, 而叶片叶轮系统 11 节径 2 阶振动落入“三重点”共振区是叶片叶根故障产生的次要因素。

[关 键 词] 汽轮机; 动叶片; 裂纹; 离心应力; 疲劳

[引用本文格式] 张永海, 谷伟伟, 王春燕, 等. 大型汽轮机低压次末级动叶片优化前后典型故障原因分析[J]. 热力发电, 2023, 52(1): 158-164. ZHANG Yonghai, GU Weiwei, WANG Chunyan, et al. Reason analysis on typical failures of low-pressure second last stage moving blades of large scale steam turbine before and after optimization[J]. Thermal Power Generation, 2023, 52(1): 158-164.

Reason analysis on typical failures of low-pressure second last stage moving blades of large scale steam turbine before and after optimization

ZHANG Yonghai¹, GU Weiwei¹, WANG Chunyan¹, MA Tingshan¹, JU Wenping^{1,2},
ZHANG Xueyan¹, MA Jingbo³, YANG Jun⁴, SHI Zhigang¹

(1. Xi'an Thermal Power Research Institute Co., Ltd., Xi'an 710054, China; 2. Xi'an TPRI Energy Conservation Technology Co., Ltd., Xi'an 710054, China; 3. Huaneng Yimin Coal & Electricity Co., Ltd., Power Plant, Hulunbuir 021130, China; 4. Datang Yangling Thermal Power Co., Ltd., Yangling 712100, China)

Abstract: Blade fractures and cracks occurred on low pressure second last stage moving blade of a steam turbine before and after the blade optimization. In order to find out the cause of this type blade failures and prevent subsequent reoccurrence, the blade failure, operating parameters and historical records were checked, and the materials and fractures of some failed blades were analyzed through physical and chemical inspection. Moreover, the centrifugal stress of the blade and the vibration characteristics of the gear train before and after optimization were numerically analyzed by finite element method. The results show that, the blade fracture is a high peripheral fatigue fracture. Before optimization, the main reason for cracks and fractures at the connection transition between the top of the inner cambered surface and the shroud on the steam outlet side of the blade is that the blade has a

收稿日期: 2022-07-06 网络首发日期: 2023-01-03

基金项目: 中国华能集团有限公司总部科技项目 (HNKJ21-H66); 西安西热节能技术有限公司科技项目 (GB-22-TZK15)

Supported by: Science and Technology Project of China Huaneng Group Co., Ltd. (HNKJ21-H66); Science and Technology Project of Xi'an TPRI Energy Conservation Technology Co., Ltd.(GB-22-TZK15)

第一作者简介: 张永海 (1977), 男, 硕士, 高级工程师, 主要研究方向为汽轮机部件故障原因分析及安全评估等, zhangyonghai@tpri.com.cn.

large torsional recovery under working conditions, resulting in severe compression of the shroud, and stress concentration and fatigue damage occur at the connection transition between the top of the inner cambered surface and the shroud on the steam outlet side. The unreasonable design of blade root structure is the main factor for high cycle fatigue cracking of blade root, while the vibration of the sixth pitch diameter of the first stage of blade impeller system falling into the “3-coincide point” resonance area is the secondary factor for blade failure. After optimization, the main reason for the fracture is the unreasonable design of the blade root structure, and the vibration of the eleventh pitch diameter of the second stage of the blade impeller system falling into the “3-point” resonance area is the secondary factor causing the blade root failure.

Key words: steam turbine; moving blade; crack; centrifugal stress; fatigue

叶片在汽轮机中承担着将蒸汽热能转化为机械能的重要任务,是汽轮机最精细的核心零部件之一,其可靠性直接关系整个汽轮发电机组的安全运行。机组运行过程中,汽轮机叶片承受巨大离心力、蒸汽弯应力、化学腐蚀、振动以及湿蒸汽区水滴冲刷等因素的共同作用。由于设计、制造、安装、检修以及运行不当等原因,汽轮机动叶片极易发生各种故障,小则造成机组停机或汽轮机通流部件损坏,大则导致机组设备事故甚至报废。

宋文希等^[1]分析了某 600 MW 汽轮机低压第 6 级叶片断裂原因,认为导致叶片断裂的原因是 6 节径 1 阶振动频率未能有效避开“三重点”共振区域。张永海等^[2]分析了某亚临界 600 MW 机组汽轮机低压第 5 级叶片断裂原因,认为叶片 8 节径 1 阶振动频率落入“三重点”共振区是叶片断裂主要原因。嵇安森^[3]对 2 台引进型 600 MW 汽轮机 474 mm 叶片失效原因进行分析,认为大多数叶片二阶单节线扭振落入共振区使叶片安全裕度下降,累积疲劳导致叶片失效。刘志江等^[4]对某 300 MW 汽轮机次末级叶片断裂进行分析,发现叶片故障主要原因是其围带强度不足及加工缺陷。上述研究主要针对额定负荷运行汽轮机叶片故障,对同一系列叶片故障原因跟踪研究则较少^[5-16]。

我国某大型汽轮机低压次末级动叶片在发生多次断裂故障后制造厂进行了优化设计,但投运后仍然发生多次叶片事故。该型叶片在国内同类汽轮机组上应用较多,为了预防该汽轮机叶片发生类似故障,并为机组安全运行及检修提供技术参考和借鉴,本文对该型优化前后的汽轮机低压次末级动叶片数次典型故障原因进行研究分析。

1 故障叶片概况

某汽轮机低压次末级动叶片(515 mm)为国内 20 世纪 80 年代自主研发设计,该叶片主要用于亚临界、超临界 300 MW 等级和 600 MW 等级机组,以

及超超临界 660 MW 机组汽轮机低压次末级。至今为止,该型叶片的投运机组数量超过 200 台。2007 年制造厂采用全三维设计技术对该叶片型线结构进行优化设计,叶片围带改为自带拱型围带的整体连接结构,对叶根内外弧端面边缘尖角部位进行倒圆,保留了原有的圆弧枞树型叶根^[17]。优化后实际应用中,叶片仍出现了叶片断裂和叶根裂纹问题。

1.1 超临界 600 MW 汽轮机叶片型线优化前故障

某电厂 3 号汽轮机为超临界 600 MW、一次中间再热、三缸四排汽、单轴、双背压、凝汽式汽轮机。2015 年 11 月 6 日 08:33 时,主机轴系振动发生阶跃性变化。11 月 9 日 21:30 时,3 号机组打闸停机。11 月 25 日汽轮机低压 II 缸揭缸后检查发现低压转子正、反向次末级动叶片有断裂脱落以及开裂情况,故障情况如图 1 所示。



图 1 某汽轮机叶片型线优化前故障情况
Fig.1 Failure situation of a steam turbine blade before optimization

由图 1 可见:正向叶片断裂和开裂各 1 片,反向叶片断裂 1 片,开裂 2 片;出汽侧顶部靠围带处缺失小块叶片,大小约为 50 mm×25 mm。

1.2 超临界 600 MW 汽轮机叶片型线优化后故障

某电厂 5 号汽轮机为超临界、一次中间再热、三缸四排汽、单轴、双背压、凝汽式汽轮机。2018 年 10 月 13 日 A 级检修期间,发现低压 B 转子次末级叶片共 19 片叶片在叶根部存在裂纹故障,裂纹位于叶根第一齿出汽侧内弧端面 R 角处。对叶根部裂纹进行磁粉检测,发现第 62 号叶片裂纹最大长度为 16 mm (图 2)。

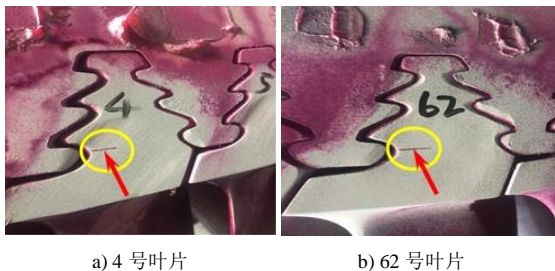


图 2 某汽轮机叶片优化后叶根裂纹形貌

Fig.2 Root crack morphology of a steam turbine blade after optimization

2 勘查分析

为了详细分析该型叶片故障原因,调取了机组轴系振动、热力系统运行数据、机组负荷、电网周波及汽水品质等运行数据。

故障现场发现优化前的叶片围带工作面有明显碰磨痕迹,部分工作面碰磨后出现卷角情况,具体如图 3 所示。由此说明在机组运行过程中叶片围带之间存在松动及挤压情况。

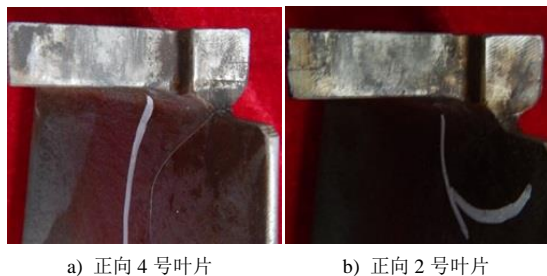


图 3 优化前叶片围带工作面碰磨痕迹

Fig.3 Wear traces on blade shroud working face before optimization

该型叶片在国内各类汽轮机组上发生多起故障,经过广泛调研发现,该型叶片有 2 种主要类型故障:叶片叶根断裂和叶片内弧侧出汽边顶部与围带连接过渡处型线断裂。该型叶片的 2 种故障在汽轮机低压机侧和调侧的次末级均曾出现,也有部分级叶片长期运行后未发生故障,说明该级叶片故障的发生无规律性。

该型叶片采用 3 齿圆弧枞树型叶根,圆弧枞树型叶根的优点是承载能力强、拆装方便,缺点是强度设计计算复杂,对加工和安装的精度要求非常高,需要叶片叶根各齿均匀承担整个叶片离心应力载荷。枞树型叶根损坏主要有 2 种:1) 在叶根应力集中处交变应力作用下引起疲劳断裂;2) 由于制造、安装及设计等原因而使叶片载荷作用在少数叶根齿上时,单个叶根齿的强度裕量较少,在交变应力作用下引起的疲劳断裂。因此,该型叶片叶根故障与叶根安装状态有一定的关联性。

在叶根尖角处倒圆处理及设计优化后,该级叶片在部分机组汽轮机上出现了较多叶根出汽侧内弧第一齿倒圆位置开裂情况。图 4 为某电厂叶根尖角处倒圆优化处理前后裂纹形貌。由图 4 可见,经过优化后该型叶片仍未能够彻底解决叶根第一齿出汽侧内弧端面处的尖锐部位应力集中问题,该处的裂纹萌生和扩展速度仅有所减缓。多个电厂在大修期间检查发现叶根仍然存在诸多裂纹,但叶根断裂的情况大大减少。

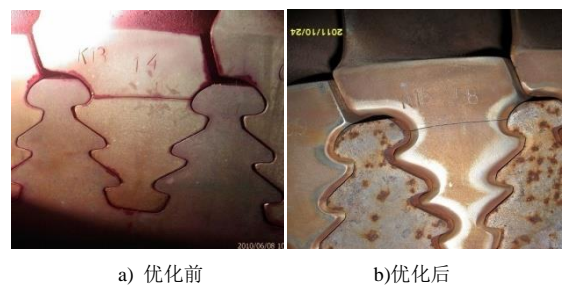


图 4 叶片叶根尖角处倒圆优化处理前后故障形貌

Fig.4 Failure morphology of the blade root sharp corner before and after optimization treatment

部分叶片故障是在机组检修过程中发现的,事故过程中不存在启动不当、停机不当、甩负荷不当及转子振动过大、扭振、过负荷、超速及进汽参数超标等致使低压次末级动叶片故障发生的情况,现场未见有水/冷蒸汽冲击现象或特征,但存在部分机组汽轮机汽水品质超标情况。

3 材料检验及断口分析

选取亚临界和超临界 600 MW 等级汽轮机 2 种故障叶片进行材料检验和断口分析。

3.1 材料检验

对优化前后的故障叶片材质分别进行化学成分分析、金相组织分析、力学性能检验、硬度测试、显微组织评定、非金属夹杂物含量测定和断口源区

能谱分析。检测结果表明：叶片样品室温下的规定塑性延伸强度略高于标准对叶片材料要求的上限值，但符合标准要求，其他检测结果均正常。

3.2 断口分析

3.2.1 型线断口分析

叶片型线断口较为平滑，断口源区位于叶身出汽侧顶部与围带过渡 R 角的内弧侧，叶片源区及扩展区可见明显的碰磨痕迹，断口扩展区未碰磨处可见明显准解理特征，源区有二次裂纹，在扩展区宏观扩展弧线区域存在疲劳条纹；断口上存在与叶身横向呈约 45° 的扩展弧线，由源区向叶身扩展。这说明裂纹的扩展可细分为 2 个方向：过渡 R 角向叶身内部和叶片内弧向外弧；断口靠外弧侧的明显撕裂区域为断口在打断过程中产生。裂纹扩展过程中，由于裂纹上部型线部分较小，裂纹扩展较慢，离心拉应力不足以将裂纹断口两面拉开，造成裂纹断口的严重磨损。宏观断口及扫描电镜形貌如图 5 所示。由图 5 可见，叶片型线断口为疲劳断裂。

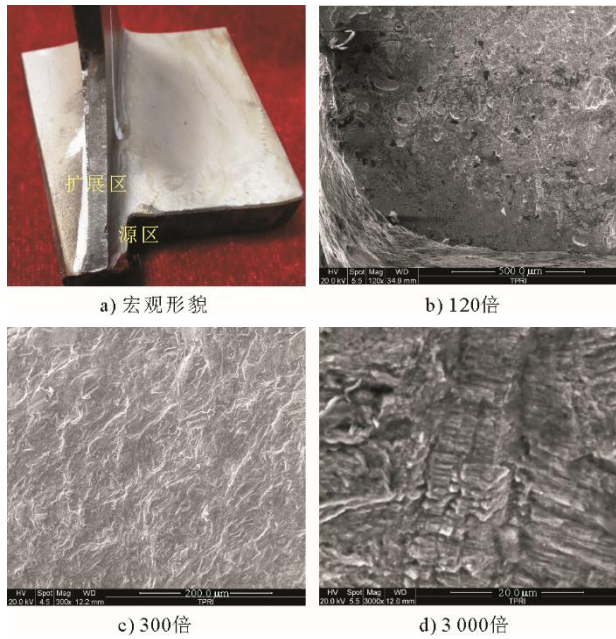


图 5 叶片出汽侧顶部与围带处裂纹断口形貌

Fig.5 Fracture morphology of cracks at the top and shroud of blade outlet side

3.2.2 叶根断口分析

对打开后的叶片叶根断口进行宏观检查，断口形貌如图 6 所示。由图 6 可见，叶片叶根部位断口较平坦，断口上覆盖红褐色的氧化产物，裂纹断面分为裂纹源区及裂纹扩展区，源区位于叶根第一齿出汽侧端面 R 角与第一齿面结合处，其他断面为扩展区，有明显可见疲劳弧线及疲劳条

带。裂纹走向为穿晶型，裂纹尖端较尖，未见分叉呈轻微波浪形，具有机械疲劳裂纹特征。裂纹附近及整个齿面均未见腐蚀坑、机械损伤等。可见叶根失效类型为高周疲劳，源区位于出汽侧端面 R 角与第一齿面结合处。

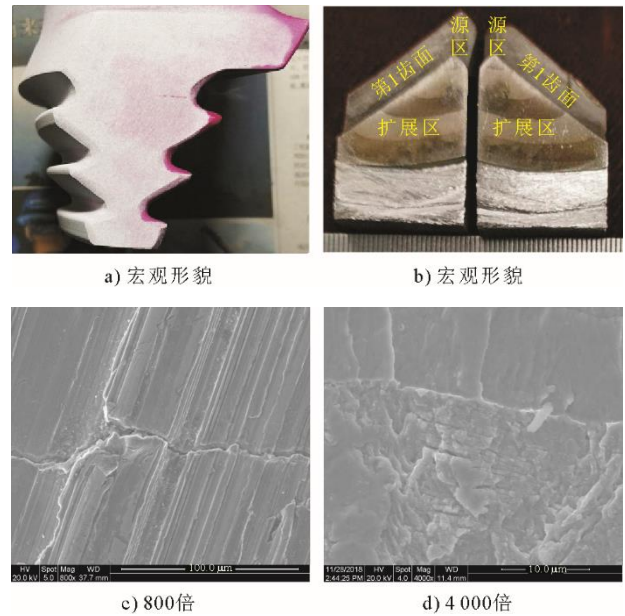


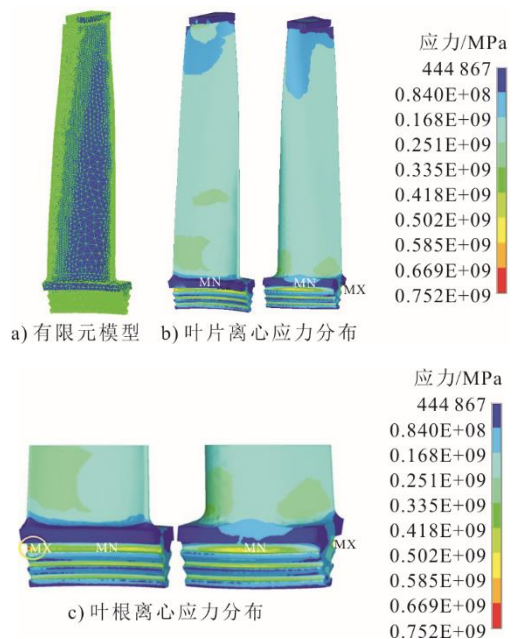
图 6 叶片叶根裂纹断口形貌

Fig.6 Fracture morphology of the blade root crack

4 离心应力及振动特性

4.1 离心应力

采用有限元法，对工作状态下优化前后该型动叶片离心应力进行数值分析。优化前叶片的有限元模型及离心应力分布情况如图 7 所示。



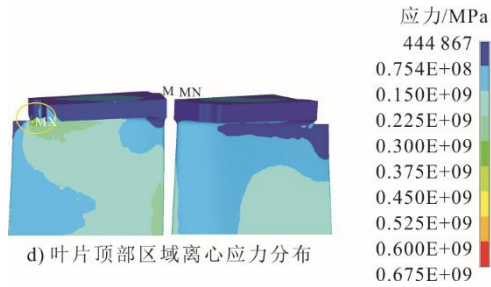


图7 优化前叶片有限元模型及离心应力分析情况
Fig.7 Finite element model of the blade and centrifugal stress analysis before optimization

由图7可见：叶片的最大离心应力约752 MPa，位于叶根第一齿出汽侧内弧端面边缘尖角处附近，略大于材料的屈服强度747 MPa，而小于材料的抗拉强度；叶片内弧侧出汽边顶部与围带连接过渡处（裂纹源区）的最大离心应力约675 MPa，小于材料的屈服强度771~831 MPa。根据计算结果可知，由于该型优化前叶片型线结构设计问题，致使叶片内弧侧出汽边顶部与围带连接R角过渡处和叶根第一齿上部的齿槽出汽侧内弧边缘的2个结构不连续位置存在应力集中，在离心力和蒸汽作用力共同作用下逐渐产生疲劳损伤和裂纹并最终疲劳断裂，叶片叶根和型线结构不连续是断裂和裂纹产生的主要因素。

优化后叶片的有限元模型及离心应力分布情况如图8所示。

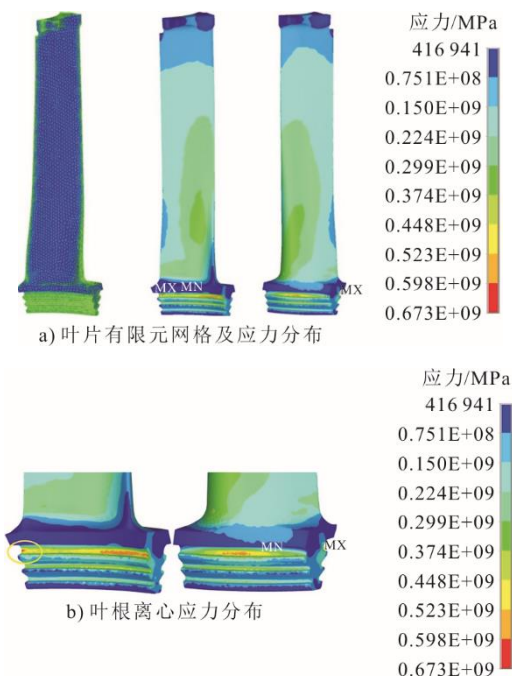


图8 优化后叶片有限元模型及离心应力分析情况
Fig.8 Finite element model of the blade and centrifugal stress analysis after optimization

由图8可见，叶片的最大离心应力为673 MPa，小于材料的屈服强度747 MPa，最大离心应力区域位于叶根第一齿上部的齿槽出汽侧内弧边缘附近。优化后叶片叶根第一齿上部的齿槽出汽侧内弧边缘附近存在应力不连续和应力集中问题，这是叶片叶根裂纹和断裂的主要因素。

优化前后叶片的离心应力数值计算结果表明，经过制造厂的优化设计，该叶片型线部分和叶根部位的离心应力分布有所改善，叶片叶身与围带过渡R角处的故障率大大降低，但未能彻底解决叶根第一齿上部的齿槽出汽侧内弧边缘处由于结构不连续而导致的应力集中问题^[18-24]。

4.2 动态振动特性

根据整圈叶片三重点振动理论，对于全周连接的（叶片组）叶片，在满足式(1)所示条件时，会激发叶片叶轮系统的“三重点”共振^[25]：

$$f_{dm} = k \times n / 60 = m \times n / 60 \quad (1)$$

式中： f_{dm} 为节径数 m 时叶片的动频率； k 为激振谐波阶次； m 为整圈叶片振动节径数； n 为转子转速。

对工作状态下优化前叶片叶轮系统动态振动特性进行数值计算，结果见表1。不同节径的动频率关系曲线如图9所示。

表1 优化前叶片叶轮系统动频率计算结果 单位：Hz
Tab.1 Calculation results of dynamic frequency of the blade impeller system before optimization

节数	1	2	3	4	5	6
第1阶	186.5	201.4	220.4	247.5	274.4	300.8
第2阶	339.3	394.0	415.2	443.2	478.6	507.1
节数	7	8	9	10	11	12
第1阶	328.8	360.2	395.5	436.1	474.4	505.2
第2阶	526.2	539.1	548.8	557.9	569.7	588.3

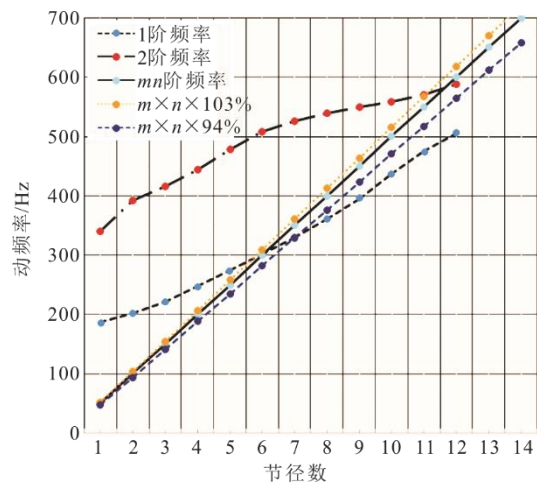


图9 优化前叶片叶轮系统动频率-节径数关系
Fig.9 Relationship between vibration frequency and pitch diameter of the blade impeller system before optimization

依据文献[25]及图 9 可知,优化前叶片叶轮系统 6 节径 1 阶动频率 (300.8 Hz) 避开“三重点”共振区域 (2 820~3 090 r/min) 的概率较小,在考虑加工和安装误差因素时,叶片叶轮系统 6 节径 1 阶振动会落入 $m \times n = k \times n = 6 \times 50 = 300$ Hz 共振范围,是叶片叶根和围带与型线过渡处故障的次要因素。

对工作状态下优化后叶片叶轮系统动态振动特性进行数值计算,结果见表 2。不同节径的动频率关系曲线如图 10 所示。

表 2 优化后叶片叶轮系统的动频率计算结果 单位: Hz
Tab.2 Dynamic frequency calculation results of the optimized blade impeller system

节数	1	2	3	4	5	6
第 1 阶	181.3	190.3	205.1	219.1	230.9	243.3
第 2 阶	315.1	350.1	397.8	460.1	500.8	521.9
节数	7	8	9	10	11	12
第 1 阶	257.8	275.4	296.4	320.9	348.5	378.7
第 2 阶	533.7	541.1	546.3	550.3	553.7	557.1

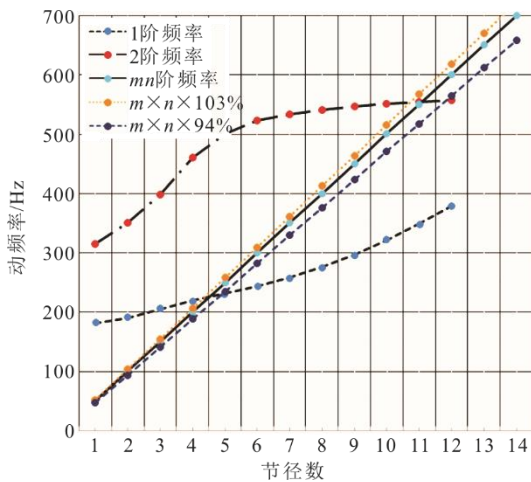


图 10 优化后叶片叶轮系统动频率-节径数关系

Fig.10 Relationship between vibration frequency and pitch diameter of the blade impeller system after optimization

由图 10 可见,考虑叶片加工制造和安装因素,工作状态下叶片叶轮系统的 11 节径 2 阶振动会落入 $m \times n = k \times n = 11 \times 50 = 550$ Hz 的共振范围。尽管在汽轮机叶片设计时所参考的叶片叶轮系统调频规范只是明确指出对于节径数小于 8 的叶片叶轮系统振动应避开“三重点”共振,但在运行过程中只有叶片不存在其他相应设计问题或缺陷的情况下,8 节径以上的叶片叶轮系统“三重点”共振才不会对叶片造成振动疲劳损伤,由于该级叶片叶根存在离心应力分布不合理,导致工作状态下叶片叶根部产生应力集中及振动疲劳损伤。系统 11 节径 2 阶振

动落入“三重点”共振区域,是叶片叶根故障的次要因素。

5 结 论

本文通过对某型优化前后的汽轮机低压次末级动叶片多次典型故障原因勘察、材料检验、断口分析及数值计算后,得出如下结论。

1) 优化前叶片出汽侧内弧面顶部与围带连接过渡处产生裂纹并断裂的主要原因是工作状态下叶片产生较大的扭转恢复,使围带发生严重挤压,在出汽侧内弧面顶部与围带连接过渡处产生应力集中和疲劳损伤,叶根结构设计不合理是叶片叶根发生高周疲劳开裂的主要因素,而叶片叶轮系统 6 节径 1 阶振动落入“三重点”共振区是叶片故障存在的次要因素。

2) 优化后叶片叶根断裂的主要原因为叶根结构设计不合理,而叶片叶轮系统 11 节径 2 阶振动落入“三重点”共振区域是叶片叶根故障产生的次要因素。

[参 考 文 献]

- [1] 宋文希,谷伟伟,张永海,等.某 600 MW 汽轮机低压第 6 级动叶片断裂原因分析[J].汽轮机技术,2018,60(1):66-68.
SONG Wenxi, GU Weiwei, ZHANG Yonghai, et al. Fracture reason analysis for the low pressure 6th stage blade of a 600 MW unit steam turbine[J]. Turbine Technology, 2018, 60(1): 66-68.
- [2] 张永海,肖俊峰,谷伟伟,等.600 MW 机组汽轮机低压第 5 级动叶片断裂故障分析[J].热力发电,2013,42(11):130-133.
ZHANG Yonghai, XIAO Junfeng, GU Weiwei, et al. Reason analysis for the fifth stage blade fracture in low pressure cylinder of a 600 MW unit steam turbine[J]. Thermal Power Generation, 2013, 42(11): 130-133.
- [3] 稽安森.引进型 300 MW、600 MW 汽轮机低压次末级 (474 mm) 叶片失效分析研究[J].汽轮机技术,2002,44(4):224-227.
JI Ansen. Study and analysis of the low-tension secondary last stage 474 mm blade's inefficacy of the import 300 MW and 600 MW steam turbine[J]. Turbine Technology, 2002, 44(4): 224-227.
- [4] 刘志江,袁平,蔡礼东.一台 300 MW 汽轮机次末级叶片断裂损伤原因分析[J].中国电力,2000,33(6):7-10.
LIU Zhijiang, YUAN Ping, CAI Lidong. Cause analysis of cracking damage on the second last stage blades of one 300 MW steam turbine[J]. Electric Power, 2000, 33(6): 7-10.
- [5] 陈瑞龙.汽轮机低压叶片断裂原因分析[J].热力发电,2011,41(5):99-101.
CHEN Ruilong. Cause analysis of low-pressure blade rupture one steam turbine[J]. Thermal Power Generation, 2011, 41(5): 99-101.
- [6] 牛玉静,冯文吉,蒋成虎,等.汽轮机低压转子叶片断

- 裂原因分析[J]. 上海金属, 2017, 39(1): 65-69.
NIU Yujing, FENG Wenji, JIANG Chenghu, et al. Fracture analysis of low-pressure rotor for steam turbine[J]. Shanghai Metals, 2017, 39(1): 65-69.
- [7] 陈红冬, 魏继龙, 焦庆丰, 等. 300 MW 机组低压转子次末级叶片断裂故障原因分析及处理[J]. 中国电力, 2008, 41(5): 15-18.
CHEN Hongdong, WEI Jilong, JIAO Qingfeng, et al. Fault analysis and treatment for the rupture on the third last-stage blading of 300 MW HP rotors[J]. Electric Power, 2008, 41(5): 15-18.
- [8] 张永海, 谷伟伟, 曾立飞, 等. 某电厂给水泵汽轮机第3级动叶片断裂原因分析[J]. 汽轮机技术, 2020, 62(6): 455-458.
ZHANG Yonghai, GU Weiwei, ZENG Lifei, et al. Fracture reason analysis for 3th stage blade of the feed pump steam turbine of a power plant[J]. Turbine Technology, 2020, 62(6): 455-458.
- [9] 薛育龙, 张文奇, 李改娣, 等. 超临界350 MW 机组给水泵汽轮机第5级动叶片断裂原因调查分析[J]. 汽轮机技术, 2022, 64(2): 136-140.
XUE Yulong, ZHANG Wenqi, LI Gaidi, et al. Fracture analysis on the fifth stage moving blade of feed water pump turbines of a supercritical 350 MW unit[J]. Turbine Technology, 2022, 64(2): 136-140.
- [10] 薛朝因, 高登攀, 张永海, 等. 基于现场热力参数的汽轮机通流部分故障诊断及应用[J]. 热力发电, 2021, 50(4): 143-148.
XUE Zhaonan, GAO Dengpan, ZHANG Yonghai, et al. Fault diagnosis method of turbine flow passage based on on-site thermal parameters and its application[J]. Thermal Power Generation, 2021, 50(4): 143-148.
- [11] 谷伟伟, 张永海, 李园, 等. 某电厂600 MW 机组轴流引风机叶片断裂原因分析[J]. 热力发电, 2017, 46(12): 129-132.
GU Weiwei, ZHANG Yonghai, LI Yuan, et al. Reason analysis for fracture occurred in axial induced draft fan blade of a 600 MW unit[J]. Thermal Power Generation, 2017, 46(12): 129-132.
- [12] 徐开, 史啸曦, 刘伟平, 等. 1 000 MW 超超临界机组小汽轮机 22Cr12NiWMoV 叶片失效分析[J]. 发电设备, 2022, 36(2): 100-105.
XU Kai, SHI Xiaoxi, LIU Weiping, et al. Fracture failure analysis of 22Cr12NiWMoV blade of small turbine in a 1 000 MW USC unit[J]. Power Equipment, 2022, 36(2): 100-105.
- [13] 肖中图, 史志刚, 李春光, 等. 给水泵汽轮机动叶片微动磨损疲劳断裂的失效特征分析[J]. 热力发电, 2021, 50(6): 157-162.
XIAO Zhongtu, SHI Zhigang, LI Chunguang, et al. Failure characteristics analysis for fretting wear fatigue fracture of feed pump turbine blades[J]. Thermal Power Generation, 2021, 50(6): 157-162.
- [14] 刘俊建. 汽动给水泵汽轮机叶片失效分析[J]. 上海金属, 2018, 40(6): 90-95.
LIU Junjian. Analysis on failure of turbine blade of steam-driven feedwater pump[J]. Shanghai Metals, 2018, 40(6): 90-95.
- [15] 刘志敏, 石永锋. 汽轮机低压转子末级叶片断裂分析[J]. 发电设备, 2021, 35(4): 253-257.
LIU Zhimin, SHI Yongfeng. Fracture analysis for the last stage blade in low-pressure rotor of steam turbine[J]. Power Equipment, 2021, 35(4): 253-257.
- [16] 李永乐, 骆贵兵, 杨辉. 静叶可调轴流式引风机叶片断裂原因分析及对策[J]. 热力发电, 2021, 50(4): 114-119.
LI Yongle, LUO Guibing, YANG Hui. Cause analysis and countermeasures for blade fracture of static blade adjustable axial flow induced draft fan[J]. Thermal Power Generation, 2021, 50(4): 114-119.
- [17] 张春梅, 周克澄. 515 mm 叶片的安全性分析[J]. 机械工程师, 2011(12): 162-163.
ZHANG Chunmei, ZHOU Kecheng. Safety analysis of 515mm blade[J]. Mechanical Engineer, 2011(12): 162-163.
- [18] 谷伟伟, 张永海, 余小兵, 等. 某电厂汽轮机低压缸零出力供热工况低压末级叶片动强度分析[J]. 热力发电, 2018, 47(5): 63-70.
GU Weiwei, ZHANG Yonghai, YU Xiaobing, et al. Dynamic strength analysis of the low pressure last stage blade under zero-output heating conditions of low pressure cylinder in a power plant[J]. Thermal Power Generation, 2018, 47(5): 63-70.
- [19] 谷伟伟, 张永海, 余小兵, 等. 超超临界汽轮机调节级叶片汽流弯应力数值计算[J]. 热力发电, 2014, 43(9): 33-37.
GU Weiwei, ZHANG Yonghai, YU Xiaobing, et al. Numerical analysis on stream bending stress on control stage blade of an ultra supercritical unit steam turbine[J]. Thermal Power Generation, 2014, 43(9): 33-37.
- [20] 张先鸿, 王焱. 700 毫米长叶片枫树型叶根各齿受力分布的计算分析[J]. 热力透平, 1990(1): 50-54.
ZHANG Xianhong, WANG Ruo. Calculation and analysis of the force distribution on the roots of 700 mm long fir-tree-shaped leaves[J]. Thermal Turbine, 1990(1): 50-54.
- [21] 谈伟, 李文福. 三齿枫树型叶根轮槽型线优化设计[J]. 热力透平, 2019, 48(4): 275-279.
TAN Wei, LI Wenfu. Optimization on groove profile in trident fir-tree blade root[J]. Thermal Turbine, 2019, 48(4): 275-279.
- [22] 史进渊, 杨宇, 邓志成, 等. 汽轮机零部件强度有限元分析的设计判据[J]. 热力透平, 2011, 40(1): 22-27.
SHI Jinyuan, YANG Yu, DENG Zhicheng, et al. Design criteria of strength finite element analysis for steam turbine components[J]. Thermal Turbine, 2011, 40(1): 22-27.
- [23] 王娟丽, 尹明艳, 周帅, 等. 汽轮机末级叶片的气动优化及分析[J]. 东方汽轮机, 2019(3): 15-19.
WANG Juanli, YIN Mingyan, ZHOU Shuai, et al. Aerodynamic optimization and analysis for last stage of steam turbine[J]. Dongfang Turbine, 2019(3): 15-19.
- [24] 丁有宇. 汽轮机强度计算手册[M]. 北京: 中国电力出版社, 2010: 186-216.
DING Youyu. Steam turbine strength calculation manual[M]. Beijing: China Electric Power Press, 2010: 186-216.
- [25] 杨光海. 汽轮机叶片的安全防护[M]. 北京: 机械工业出版社, 1992: 52-66.
YANG Guanghai. Safety protection of turbine blades[M]. Beijing: China Machine Press, 1992: 52-66.

(责任编辑 杜亚勤)