

用于深度调峰机组的系列长叶片开发与应用

翁振宇,关 淳,马义良,刘云锋

(哈尔滨汽轮机厂有限责任公司,黑龙江 哈尔滨 150046)

摘 要:为了保证深度调峰机组长期运行的安全性,以哈尔滨汽轮机厂有限责任公司(HTC)200~600 MW 等级主力机型的低压末两级长叶片为研究对象,通过对叶片结构的优化设计,在尽可能降低改造成本的前提下,研制了适用于深度调峰机组的系列新型低压长叶片。制定了哈汽公司不同功率等级主力机型深度调峰工况下的叶片改造方案,以应对调峰工况的主要风险。

关 键 词:深度调峰;叶片改造;调峰风险;低成本

中图分类号:TK263.3

文献标识码:A

DOI:10.16146/j.cnki.mdjgc.2022.02.009

[引用本文格式]翁振宇,关 淳,马义良,等.用于深度调峰机组的系列长叶片开发与应用[J].热能动力工程,2022,37(2):63-69. WENG Zhen-yu, GUAN Chun, MA Yi-liang, et al. Development and application of series long blades for deep peak regulation units[J]. Journal of Engineering for Thermal Energy and Power, 2022, 37(2): 63-69.

Development and Application of Series Long Blades for Deep Peak Regulation Units

WENG Zhen-yu, GUAN Chun, MA Yi-liang, LIU Yun-feng

(Harbin Turbine Company Limited, Harbin, China, Post Code:150046)

Abstract: In order to ensure the long-term operation safety of the deep peak regulation units, the low-pressure last two stage long blades of the main type of Harbin Turbine Company (HTC) units from 200 MW to 600 MW are taken as the research objects and the optimization design of blade structure is conducted. On the premise of reducing the transformation cost as much as possible, a series of new low-pressure long blades that are suitable for deep peak regulation units are studied. The blade transformation scheme for the main type of HTC units with different power levels under the deep peak regulation condition is drawn up, so as to deal with the main risks of the peak regulation condition.

Key words: deep peak regulation, blade transformation, peak regulation risk, low cost

引 言

近年来,风电、水电、太阳能发电等新能源装机容量快速增长,但由于我国电力系统结构性矛盾问题,火电机组的调峰深度和调峰速率都无法满足我国电网对可再生能源的充分消纳,弃风、弃光现象严重^[1-5]。为提高我国清洁能源的利用率,降低清洁能源在并网供电过程中对局部电网产生冲击的可能性,保证电网的安全稳定运行,急需对我国火电机组的调峰能力进行深度拓展。

目前,我国大容量机组的调峰深度不到 50%,北方地区热电机组的调峰深度只有 20%,调峰深度普遍不够^[6]。当前调峰技术一方面受限于锅炉侧最低起燃温度的要求,另一方面受限于汽轮机侧低压末两级长叶片机械安全性问题。然而,我国现役的绝大部分火电机组设计之初均未考虑深度调峰、零出力改造等非设计工况点的叶片安全性和效率,如何将现阶段机组改造成能够满足深度调峰的机组需要做进一步研究^[7-9]。

根据理论研究和实机运行反馈,调峰机组低压

末两级长叶片将长期低负荷运行,存在水蚀、鼓风、动应力等三方面风险^[10-11]。叶片根部的脱流和叶片顶部的涡流汽流中夹带的水滴随蒸汽倒流冲刷叶片,使叶片根部、顶部水蚀严重,长期运行会给叶片带来严重的安全隐患。低负荷运行时,低压末两级长叶片存在鼓风现象,叶片运行温度升高,会导致动叶片许用应力下降,还会降低叶片频率,严重的将引发叶片共振风险。由于受到涡流激振作用,低负荷工况叶片动应力存在高值区域,长期运行疲劳损伤严重,将引起疲劳断裂。

为了保证深度调峰机组长期运行的安全性,以哈尔滨汽轮机厂有限责任公司(简称哈汽公司)200~600 MW 等级主力机型的低压末两级长叶片为研究对象,通过深度优化设计,在尽可能降低改造成本的前提下,研制了适用于深度调峰机组的系列低压长叶片,以应对调峰风险。

1 研究对象和方法

如图 1 所示,以哈汽公司超临界空冷 300 MW 等级次末级 352 mm 叶片、超高压湿冷 135 MW 等级

低压末级 668 mm 叶片、亚临界 300 MW 等级低压次末级 515 mm 叶片、末级 900 A 叶片以及末级 1 000 mm叶片为对象,着重开展优化设计研究。这些火电机组都是哈汽公司成熟的机组,涵盖了200~600 MW 功率等级的主力机型,已运行多年,急需调峰改造。

研究方法主要基于有限元仿真计算和动频测试试验相结合的手段,对目标叶片进行全三维建模和六面体网格划分,采用循环对称方法进行整圈叶片强度和振动强度计算,工作转速设置为 3 000 r/min,叶片工作温度由依托机组的实际温度而定,末级一般为 50~70 ℃,次末级约为 90 ℃。叶片静强度的安全性采用峰值应力与许用应力的比值来表征,其中峰值应力指的是有限元仿真计算得到的最大应力值,许用应力根据材料标准查询获得,两者比值可以评估叶片强度的安全余量。通过叶片结构优化设计、仿真核算以及喷涂工艺三方面,提高叶片耐振强度和抗水蚀能力,开发出一系列调峰长叶片,以适应调峰工况下存在的水蚀、鼓风和动应力等风险,确保调峰机组长期运行的安全性。

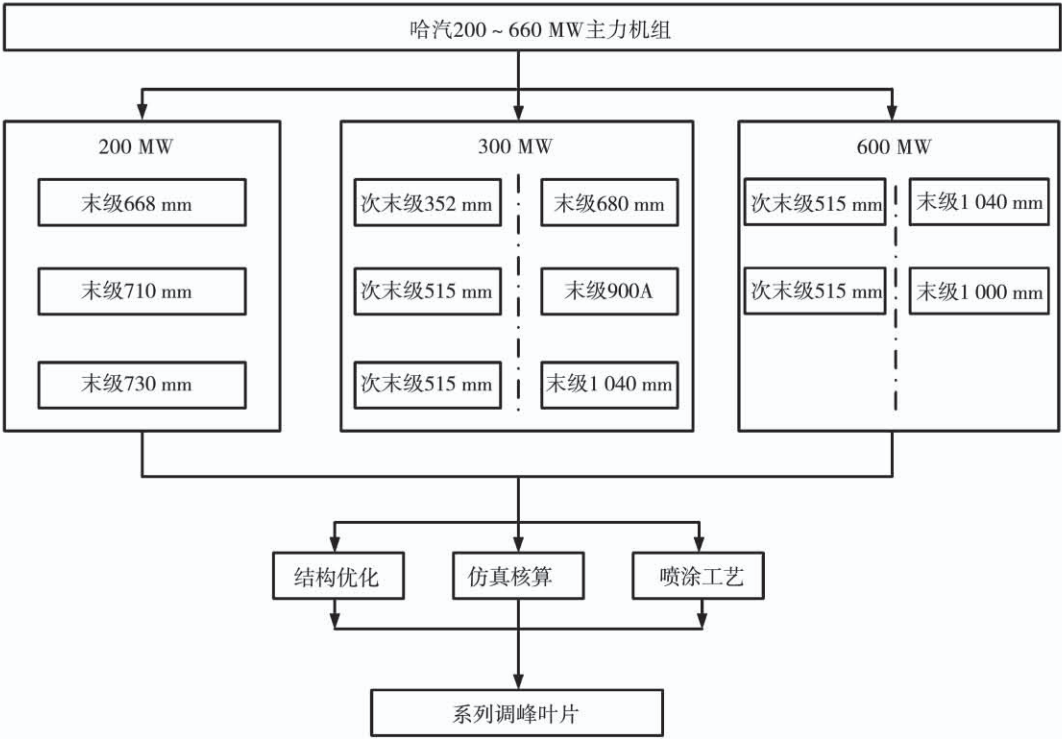


图 1 研究技术路线

Fig. 1 Technical route of the research

2 计算结果与分析

2.1 352 mm 叶片优化设计

352 mm 叶片为哈汽公司常用于 300 MW 等级空冷机组的低压次末级叶片,该叶片为圆弧枞树型叶根,自带围带,纯凝工况下运行能够满足安全性要求。但针对有低负荷运行需求的调峰机组而言,其在低负荷工况下运行存在较大风险,为此基于转子利旧原则,通过对叶片结构的重新设计,保留叶根型线不变,开发出加强型 352 mm 叶片,能够直接替换原机组低压次末级叶片,无需更换转子。图 2 为原 352 mm 叶片和加强型 352 mm 叶片对比图。相比而言,加强型 352 mm 叶片具有以下特点:

- (1) 叶片材料等级由 755 MPa 提升为 890 MPa,提高许用应力值;
- (2) 在峰值应力与许用值比值为 65% 的位置增加一道松拉筋,增加结构阻尼,减小动应力;
- (3) 出汽边超音速火焰喷涂防护,提高低负荷耐水蚀能力。

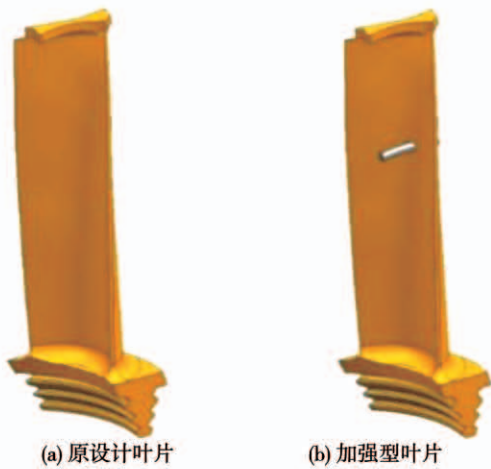


图 2 352 mm 叶片对比

Fig. 2 Comparison between 352 mm blades

对低压次末级叶片的优化设计能够有效提高叶片在低负荷工况下的耐振强度,从而提高机组在低负荷工况运行时叶片的安全性。表 1 为加强型 352 mm 叶片静应力考核结果,采用峰值应力与许用值的比值来表征考核位置是否合格。从表 1 可以看出,叶片最大应力位于拉筋孔倒圆处,计算值为许用

值的 56%,安全裕度足够。

表 1 加强型 352 mm 叶片静应力考核

Tab. 1 Static stress analysis of enhanced 352 mm blade

位置	峰值应力与许用值比值/%
叶型顶部	33
叶身拉筋孔	56
叶型根部	34
叶根	34

表 2 为设计工况下叶片共振转速试验结果。由表 2 可以看出,按叶片振动设计标准,加强型叶片在 2 820 ~ 3 090 r/min 之间并不存在 M0 ~ M8 共振节径,表明共振转速避开率满足设计要求。同时由于叶片增加了一道松拉筋,提高了接触刚度,提高了动应力许用值,使叶片能够在低负荷工况下运行。

表 2 加强型 352 mm 叶片共振转速试验结果

Tab. 2 Test results of resonance speeds of

enhanced 352 mm blade

共振节径	共振转速/ $r \cdot \min^{-1}$
一阶 M11	3 092
一阶 M12	2 850
一阶 M13	2 680
一阶 M14	2 550

2.2 515 mm 叶片优化设计

哈汽公司当前绝大多数 300 和 600 MW 等级低压次末级叶片均为 515 mm 叶片,该叶片为圆弧枞树型叶根,自带围带,纯凝工况下运行能够满足安全性要求。但针对有超低负荷运行需求的调峰机组而言,其在低负荷工况下运行存在较大风险。为此哈汽公司基于转子利旧原则,通过对叶片结构的重新设计,保留叶根型线不变,增加拉筋结构,开发了加强型 515 mm 叶片,能够直接替换原机组低压次末级叶片,无需更换转子。图 3 为原 515 mm 叶片和加强型 515 mm 叶片对比图。相比而言,加强型叶片具有以下特点:

- (1) 调整了叶片整体偏心,降低静应力以增加动应力许用值;
- (2) 叶片材料等级由 755 MPa 提升为 890

MPa,提高许用应力值;

(3) 在峰值应力与许用值比值为 60% 的位置增加一道松拉筋,增加结构阻尼,减小动应力;

(4) 在峰值应力与许用值比值为 60% 的位置增加一道松拉筋,改变连接刚度,改善叶片共振转速;

(5) 叶片出汽边进行喷涂防护,提高低负荷耐水蚀能力。

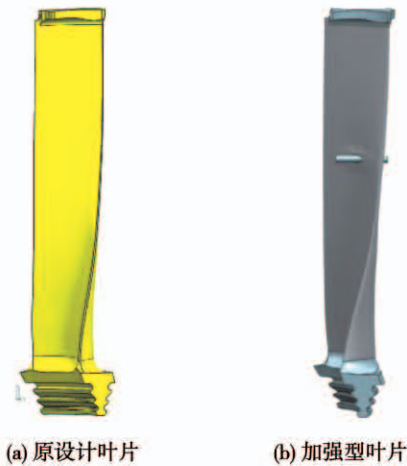


图 3 515 mm 叶片对比

Fig. 3 Comparison between 515 mm blades

对低压次末级叶片的优化设计能够有效提高叶片在低负荷工况下的耐振强度,从而提高机组在低负荷工况运行时的叶片安全性。表 3 为加强型 515mm 叶片静应力考核的结果,由表 3 可知,叶片最大应力位于拉筋孔倒圆处,计算值为许用值的 65%,安全裕度足够。

表 3 加强型 515 mm 叶片静应力考核

Tab. 3 Static stress analysis of enhanced 515 mm blade

位置	峰值应力与许用值比值/%
叶型顶部	29
叶身拉筋孔	65
叶型根部	51
叶根	48

针对于低负荷鼓风问题,进一步计算和测试了加强型 515 mm 叶片共振转速,表 4 为设计工况下叶片共振转速试验结果。根据设计工况下叶片共振转速试验值和计算值,可以进一步推测叶片在低负

荷鼓风工况(极端情况温度上升至 200℃)下的共振转速,结果如表 5 所示。可以看出,设计工况和鼓风工况下,按叶片振动设计标准,叶片在第 M0 ~ M8 节径内的共振转速未进入 2 820 ~ 3 090 r/min 之间。因此,温度在 200 ℃ 以内时,整圈叶片共振转速避开率满足设计要求。

表 4 加强型 515 mm 叶片共振转速试验结果

Tab. 4 Test results of resonance speeds of enhanced 515 mm blade

共振节径	共振转速/r · min ⁻¹
一阶 M5	2 545
一阶 M6	2 120

表 5 鼓风工况下加强型 515 mm 叶片共振转速

Tab. 5 Resonance speeds of enhanced 515 mm blade under blast condition

共振节径	共振转速/r · min ⁻¹
一阶 M5	2 501
一阶 M6	2 084

2.3 668 mm 叶片优化设计

668 mm 叶片是哈汽公司 135 MW 等级机组末级叶片,原设计 668 mm 叶片为自带围带整圈连接,设计工况下具备足够的耐振强度,能够满足安全性需求。但对于调峰工况,低负荷工况的涡流激振会增大叶片动应力风险。为此,哈汽公司基于转子利旧原则,在原叶片基础上设计了加强型 668 mm 叶片,叶根形式不变,增加凸台拉筋结构,并对局部叶型加厚,提高叶片动静强度。

表 6 为加强型 668 mm 叶片静应力核算结果,由表 6 可知,加强型 668 mm 叶片叶型应力水平较低,最大应力处于叶型根部,峰值应力为许用值的 45%,具有足够的安全裕度。

表 6 加强型 668 mm 叶片静应力考核

Tab. 6 Static stress analysis of enhanced 668 mm blade

位置	峰值应力与许用值比值/%
叶型顶部	25
凸台拉筋	34
叶型根部	45

针对低负荷鼓风问题,进一步计算和测试了加强型 668 mm 叶片的共振转速,表 7 为设计工况下叶片共振转速试验结果。根据设计工况下叶片共振转速试验值和计算值,进一步推测了加强型 668 mm 叶片在低负荷鼓风工况(极端情况温度上升至 200 ℃)下的共振转速,结果如表 8 所示。可以看出,设计工况和鼓风工况下,按叶片振动设计标准,叶片在第 M0 ~ M8 节径内的共振转速未进入 2 820 ~ 3 090 r/min 之间。因此,当温度在 200 ℃ 以内时,整圈叶片共振转速避开率满足设计要求。

表 7 设计工况下加强型 668 mm 叶片共振转速试验结果

Tab. 7 Test results of resonance speeds of enhanced 668 mm blade under design condition

共振节径	共振转速/ $r \cdot \min^{-1}$
一阶 M4	2 620
一阶 M5	2 064

表 8 鼓风工况下加强型 668 mm 叶片共振转速

Tab. 8 Resonance speeds of enhanced 668 mm blade at 200 ℃

共振节径	共振转速/ $r \cdot \min^{-1}$
一阶 M4	2 601
一阶 M5	2 049

2.4 900 mm 叶片优化设计

哈汽公司早期设计的 900 mm(900A)叶片是常用于 300 MW 等级机组的低压末级叶片,该叶片为圆弧枞树型叶根,自带围带,带有穿孔拉筋,纯凝工况下运行能够满足安全性要求。但针对有超低负荷运行需求的调峰机组而言,其在低负荷工况下运行存在较大风险,为此基于转子利旧原则,重新设计了 835 mm 叶片,能够直接替换原机组低压次末级叶片,无需更换转子。图 4 为原 900A 叶片和 835 mm 叶片对比图。由图 4 可知,新设计的 835 mm 叶片具有以下特点:

- (1) 调整了叶片偏心,降低叶根处静应力以增加动应力许用值;
- (2) 叶片材料更换为 15Cr 钢,提高材料强度等级,提高许用应力,且材料硬度较大,针对水蚀问题,

- 无需额外喷涂防护;
- (3) 在峰值应力与许用值比值为 48% 的位置穿松拉筋,增加结构阻尼,减小动应力;
- (4) 在峰值应力与许用值比值为 81% 的位置凸台拉筋,改变连接刚度,改善叶片共振转速。

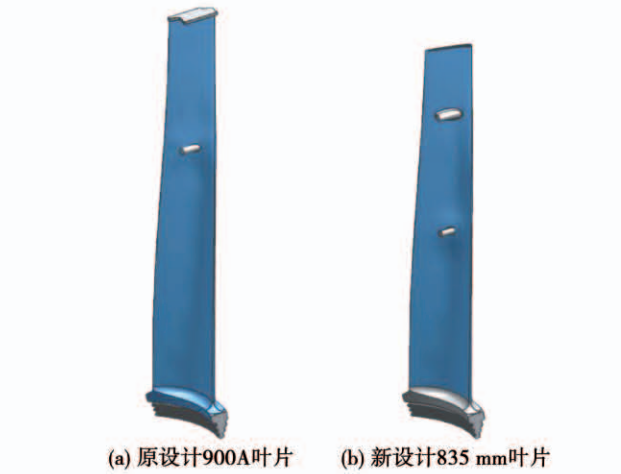


图 4 叶片对比

Fig. 4 Comparison between the blades

对低压末级 900A 叶片的优化设计能够有效提高叶片在低负荷工况下的耐振强度,从而提高机组在低负荷工况下运行时的叶片安全性。表 9 为 835 mm 叶片静应力考核结果。由表 9 可知,叶片最大应力位于拉筋孔倒圆处,计算值为许用值的 73%,安全裕度足够。

表 9 835 mm 叶片静应力考核

Tab. 9 Static stress analysis of 835 mm blade

位置	峰值应力与许用值比值/%
凸台拉筋	25
叶身拉筋孔	73
叶型根部	34
叶根	54

针对于低负荷鼓风问题,进一步计算 835 mm 叶片共振转速。表 10 为 835 mm 叶片共振转速的计算结果。可以看出,叶片共振转速计算值二阶 M7 距离共振考核上限 3 090 r/min 较远,具有足够避开率,而一阶 M4 和二阶 M8 距离考核下限 2 820 r/min 较近,后续需要根据实际试验结果,通过叶片顶部截

断的调频方式,将一阶 M4 和二阶 M8 共振转速调至 3 090 r/min 以上,保证叶片共振考核合格。

表 10 835 mm 叶片共振转速计算值

Tab. 10 Calculated values of resonance speed of 835 mm blade

共振节径	共振转速/ $\text{r} \cdot \text{min}^{-1}$
一阶 M4	2 816
二阶 M7	3 394
二阶 M8	2 836

从长期运行安全性考虑,哈汽公司针对末级长叶片的动应力及水蚀问题,开发了叶片振动在线监测系统^[11]。该系统能够通过叶片振动幅值,反映叶片动应力变化情况,并给出危险提示,从而帮助电厂运行人员在切缸过程中主动避开动应力峰值区域,避免叶片损伤严重。

另一方面,从气动效率方面考虑,由于末级动叶高由 900 mm 降低至 835 mm,需要重新设计末级热力方案,优化焓降分配,并根据新版热力方案重新设计末级导叶,以实现末级动静叶之间的气动匹配,确保新设计末级动叶仍然能满足气动效率设计要求。经气动核算,新设计的 835 mm 动叶末级气动效率相比原 900A 动叶高约 1%。新设计的 835 mm 叶片不仅满足了调峰机组低负荷叶片安全性,又满足了末级气动效率和设计要求。

2.5 1 000 mm 叶片优化设计

1 000 mm 叶片是哈汽公司 300 和 600 MW 等级成熟的低压末级叶片,纯凝工况下有着较好的运行业绩。但对于调峰机组,末级叶片将在低负荷工况下长时间运行,超出原设计考虑范围,将出现动应力、鼓风、水蚀等安全风险。

针对低压末级 1 000 mm 叶片低负荷运行风险,哈汽公司开发了用于调峰工况的新型 900B 叶片,叶根形式与 1 000 mm 叶片完全一致,可以直接整圈替换原机组低压末级 1 000 mm 叶片。新型 900B 叶片结构更加合理,采用凸台拉筋,可以保障拉筋的安全性。并且圆弧枫树型叶根的应力分布合理,不会产生较大的集中应力,安全裕度更大。图 5 和图 6 分别为 1 000 mm 叶片和新型 900B 叶片静应力考核

结果,采用峰值应力与许用值的比值来表征考核位置的叶片静应力是否合格。由图 5 和图 6 可知,新型 900B 叶片静强度裕度更大,安全性更好。

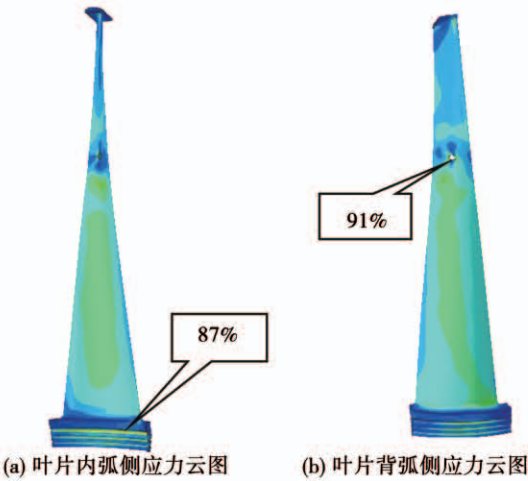


图 5 1 000 mm 叶片应力考核结果
Fig. 5 Static stress calculation results of 1 000 mm blade

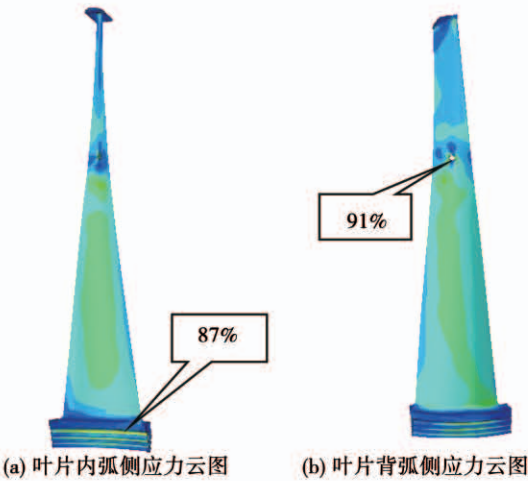


图 6 新型 900B 叶片静应力考核结果
Fig. 6 Static stress calculation results of newly designed 900B blade

此外,新型 900B 叶片结构上采用枫树型叶根、整体围带和凸台拉筋的结构,结构阻尼大,可以减小动应力。表 11 为新型 900B 叶片共振转速试验结果,叶片在第 M0 ~ M8 节径内的共振转速未进入 2 820 ~ 3 090 r/min 之间,振动考核合格。并且该新型 900B 叶片已完成动应力测试试验,低负荷工况下叶片耐振强度足够,能够适应深度调峰工况的动应力风险。

由于新设计 900B 叶片与原 1 000 mm 叶片叶高不同,哈汽公司重新进行了低压缸热力方案设计,并根据新版热力方案重新设计了末级导叶,以兼顾低压末级叶片安全性和气动效率。

表 11 新型 900B 叶片共振转速

Tab. 11 Resonance speeds of newly designed 900B blade

共振节径	共振转速/ $r \cdot \min^{-1}$
一阶 M3	2 814
二阶 M7	2 550
二阶 M8	2 038

3 结 论

以哈汽公司 200 ~ 600 MW 等级的主力机型低压末两级长叶片为研究对象,通过有限元仿真计算,结合叶片振动特性试验,开发了适用于深度调峰机组的系列新型低压长叶片,新型叶片的强度和振动特性能够满足深度调峰工况的安全性要求。主要结论为:

(1) 对于 200 MW 等级及以下机组,低压末级 668 mm 叶片改为增加凸台拉筋的加强型 668 mm 叶片,叶片出汽边进行超音速火焰喷涂,能够适应深度调峰工况安全运行。

(2) 对于 300 和 600 MW 等级机组低压次末级叶片,需要将 352 mm 叶片和 515 mm 叶片分别改造为加强型 352 mm 叶片和加强型 515 mm 叶片,在原叶片基础上增加穿孔松拉筋结构,能够提高叶片耐振强度;出汽边进行超音速火焰喷涂,解决低负荷水蚀问题。

(3) 对于 300 和 600 MW 等级机组低压末级叶片,需要将 900 mm 叶片和 1 000 mm 叶片分别改造为 835 mm 叶片和新型 900B 叶片。其中 835 mm 叶片为双拉筋结构,材料为 15Cr 钢,无需超音速火焰喷涂防护;新型 900B 叶片静强度安全裕度大,具备优良的耐振强度,能够适应深度调峰工况运行。

(4) 哈汽公司其余主力机组低压长叶片可直接更换为出汽边带喷涂的新叶片,以适应深度调峰工况运行。

参考文献:

[1] 葛 挺.“十四五”期间火电技术发展方向分析[J].河南电力,2020(S2): 1-3.
GE Ting. Analysis on the development direction of thermal power technology during the 14th five year plan[J]. Henan Electric Power,2020(S2): 1-3.

[2] 李志强,陈晓利,高继录,等.350 MW 火电机组热电解耦深度调峰技术研究[J].汽轮机技术,2020,62(5): 389-392.
LI Zhi-qiang, CHEN Xiao-li, GAO Ji-lu, et al. Research on deep peak regulation technology of thermo-electronic coupling for 350 MW thermal power units[J]. Turbine Technology, 2020, 62(5): 389-392.

[3] 侯玉婷,李晓博,刘 畅,等.火电机组灵活性改造形势及技术应用[J].热力发电,2018,47(5): 8-13.
HOU Yu-ting, LI Xiao-bo, LIU Chang, et al. Flexibility reform situation and technical application of thermal power units[J]. Thermal Power Generation, 2018, 47(5): 8-13.

[4] 朱凌志,陈 宁,韩华玲,等.风电消纳关键问题及应对措施分析[J].电力系统自动化,2011,35(22): 29-34.
ZHU Ling-zhi, CHEN Ning, HAN Hua-ling, et al. Key problem and solutions of wind power accommodation[J]. Automation of Electric Power Systems, 2011, 35(22): 29-34.

[5] 潘尔生,田雪沁,徐 彤,等.火电灵活性改造的现状、关键问题与发展前景[J].电力建设,2020,41(9): 58-68.
PAN Er-sheng, TIAN Xue-qin, XU Tong, et al. Status, critical problems and prospects of flexibility retrofit of thermal power in China[J]. Electric Power Construction, 2020, 41(9): 58-68.

[6] 毕庆生,田春光,吕项羽,等.大型供热机组深度参与电网调峰的一种新模式[J].汽轮机技术,2014,56(1): 69-71.
BI Qing-sheng, TIAN Chun-guang, LYU Xiang-yu, et al. A new model of large heating units deeply involved in the peak regulation of power network[J]. Turbine Technology, 2014, 56(1): 69-71.

[7] 张钦鹏,王学栋,李 峰.330 MW 汽轮机组切除低压缸运行的供热能力和调峰能力分析[J].山东电力技术,2020,47(12): 72-76.
ZHANG Qin-peng, WANG Xue-dong, LI Feng. Analysis of heating capacity and peak-regulating capacity of 330 MW steam turbine unit with low-pressure cylinder off operation[J]. Shandong Electric Power, 2020, 47(12): 72-76.

[8] 陈晓利,高继录,郑 飞,等.多种深度调峰模式对火电机组性能影响分析[J].热能与动力工程,2020,35(12): 26-30.
CHEN Xiao-li, GAO Ji-lu, ZHENG Fei, et al. Comparative analysis of various deep peak regulation modes for thermal power units[J]. Journal of Engineering for Thermal Energy and Power, 2020, 35(12): 26-30.