

关于某除湿级叶片强度和振动的有限元分析

罗晶, 袁奇, 刘昕

(西安交通大学 能源与动力工程学院, 陕西 西安 710049)

摘要: 以某叶高为 139 mm 的除湿级动叶片为研究对象, 建立汽轮机除湿级叶片的三维实体模型和有限元模型, 并利用 ANSYS(有限元软件)分析该叶片的强度与振动特性, 得到了单个叶片和成组叶片在不同运行工况下的应力分布、动频及相应振型, 根据计算结果对叶片的强度与频率进行安全性校核。研究表明: 本研究所采用的强度与振动计算方法能够有效的模拟叶片的实际运行情况, 可为叶片的强度和振动校核提供参考依据, 有利于该类型叶片的优化设计和安全性校核。

关键词: 汽轮机; 除湿级叶片; 有限元分析; 强度; 振动

中图分类号: TK263.3 文献标识码: A

DOI:10.16146/j.cnki.rndlgc.2015.03.016

引言

在核动力汽轮机、地热汽轮机和其它低参数汽轮机中汽轮机进口初参数低, 使得这些汽轮机不能采用中间再热循环, 因此湿度问题在这类汽轮机中比较突出。目前, 国内外的科研工作者正在开展高效的除湿技术研究, 已达到降低汽轮机通流中蒸汽湿度的目的。采用除湿级进行除湿是一种典型且非常高效的内部除湿技术, 非常适合单缸汽轮机^[1]。除湿级采用的带冠叶片工作在高转速、变负荷、湿蒸汽等恶劣条件下, 加之有除湿结构, 其安全性变得更为重要^[2]。对除湿级叶片强度、振动等特性进行系统分析, 具有重要的现实意义。

本研究通过三维建模软件 UG 建立除湿级叶片的三维实体模型, 然后在有限元软件 ANSYS 中对叶片进行三维建模、计算, 得到单个叶片和成组叶片在不同运行工况下的应力分布、动频以及相应振型, 用屈服极限对强度进行校核, 校核固有频率与激振力频率避开率, 同时使用安全倍率法校核叶片成组的振动安全性。

1 计算模型

1.1 汽轮机叶片实体模型的建立

根据提供的叶片型线部分原始截面数据在 UG

完成叶片的实体造型, 建立的单叶片及成组叶片如图 1 所示。动叶片顶部附有焊接型草帽型的围带, 叶冠内部中间开有疏水孔, 动叶中高速旋转的叶栅会将附在上面的水分靠离心力甩向外缘, 特殊草帽型的围带可收集水分并使之通过围带上的小孔排出后, 抛入设在静子上的排水槽。

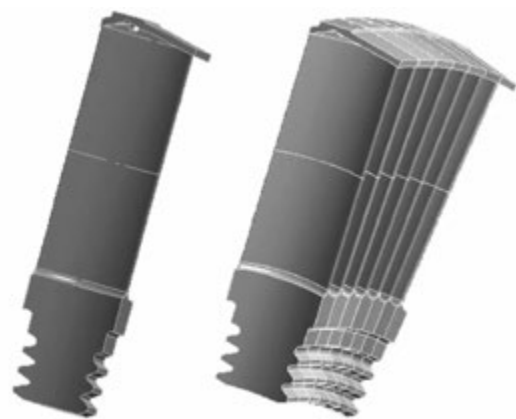


图1 单叶片、7只叶片成组的三维实体模型
Fig.1 3-dimensional entity model for a single blade and a group of seven blades

1.2 叶片的有限元模型及边界处理

UG 软件拥有强大的三维实体建模功能, 完成建模后无需任何数据转换就能将 UG 中三维模型直接导入 ANSYS 中, 在 ANSYS 中选取十节点四面体单元, 网格自由划分, 单只叶片共 33 682 单元, 57 880 节点。得到的三维有限元模型如图 2 所示。

在分析叶片振动特性时, 对于单叶片, 考虑到实际情况下整圈叶片工作时叶根的周向两侧面存在约束, 故在叶根齿面与叶轮接触部位全约束的基础上, 在叶根周向两侧对称面设置法向约束, 如图 3 所示。此外, 还在叶根周向两侧对称面设置自由的无约束情况, 并将两种情况分别进行计算加以比较。

在对成组叶片进行分析时, 由于围带为焊接, 故在叶片围带接触面设置绑定接触, 在叶根两侧和叶

收稿日期: 2014-04-13; 修订日期: 2014-07-01

作者简介: 罗晶(1992-), 男, 贵州遵义人, 西安交通大学硕士研究生。

轮接触的叶根齿面设置全约束,叶根周向对称面设置法向约束。该除湿级整圈叶片有 149 只,包含 20 组 7 只叶片成组和 1 组 9 只叶片成组,故分别分析了 7 只叶片成组和 9 只叶片成组的强度与振动情况。

片不会和叶轮发生耦合振动,计算时未考虑叶轮。在叶片、叶根和叶轮接触的部位设置全约束,叶根两侧周向对称面法向约束,并施加绕轴心的设计转速 3 900 r/min 旋转角速度。图 4 给出了设计工况下单个叶片和叶片成组时的等效应力分布云图。

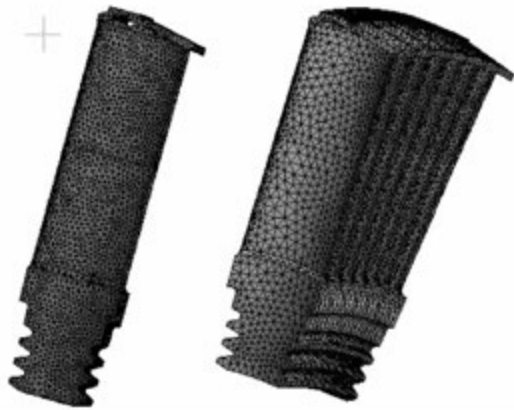


图 2 单叶片、7 只叶片成组的有限元模型
Fig. 2 Finite element model for a single blade and a group including seven blades

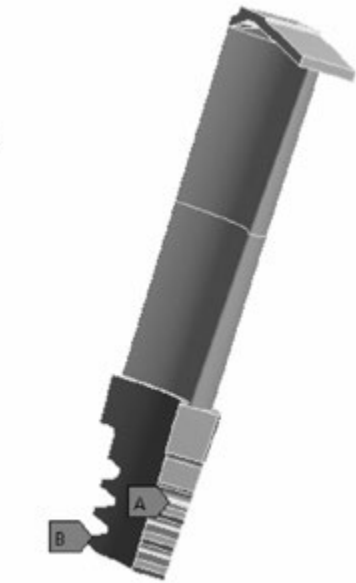


图 3 单叶片约束
Fig. 3 Constraints in single blade

1.3 叶片材料属性

叶片材料为 0Cr17Ni4Cu4Nb,弹性模量为 250 GPa,泊松比为 0.27,工作温度下材料屈服极限为 770 MPa。

由图 4 中可以看出,在设计工作转速下,叶片型线部分应力分布均匀,经探针探测得顶部除湿孔的最大应力约为 72 MPa,整个叶片的最大等效应力出现在叶根第一齿处,其值为 542.55 MPa,小于材料屈服极限 770 MPa,叶片整体应力分布满足强度要求。

2 叶片强度振动的数值计算

2.1 叶片的稳态应力分布

由于叶轮刚度很大(叶轮厚度为 264 mm),叶

表 1 叶片不同运行工况时最大等效应力

Tab. 1 Maximum equivalent stress of blades under the different operating conditions

工 况	转速/ $r \cdot \min^{-1}$	单叶片最大等效应力/MPa	7 只叶片成组最大等效应力/MPa	9 只叶片成组最大等效应力/MPa
设计工况	3900	542.55	471.67	478.75
超速工况	4485	717.34	623.66	632.99
变工况 1	2242	179.39	155.94	158.30
变工况 2	2730	265.94	231.19	234.68

同理,改变汽轮机旋转转速,计算变工况 1(转速为 2 242 r/min)、变工况 2(转速为 2 730 r/min)以及超速工况(转速为 4 485 r/min)下叶片的应力分布,最大等效应力均在叶根第一齿圆角处,各工况的最大等效应力如表 1 所示,可以看出叶片最大等效应力在超速工况时达到峰值 717.34 MPa,仍小于

叶片材料屈服极限,叶片满足强度要求。

2.2 叶片振动特性分析

叶片的固有频率、振型是进行叶片振动特性分析的基础^[3]。实际叶片工作在一定的转速下,由于离心力的作用使得叶片固有频率增加,因此需要计算叶片在离心力作用下的固有频率。将静力分析的

结果导入模态分析中,即把转速产生的离心力作为 预应力,计算此时叶片的固有频率(动频)。

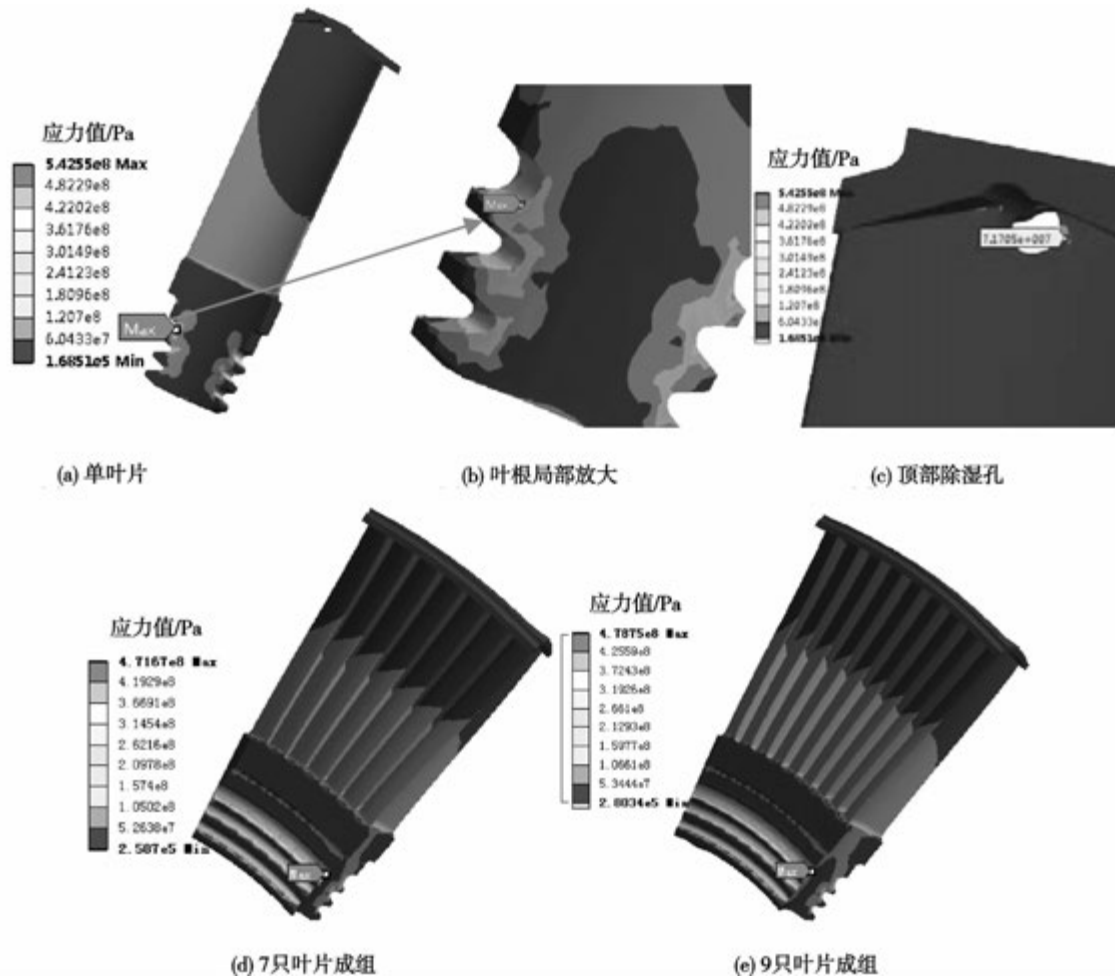


图 4 单个叶片、7 只叶片成组、9 只叶片成组在设计工况下应力分布图/Pa
 Fig.4 Stress distribution of the single blade,a group of seven blades,a group of nine blades under the design operating condition

利用 ANSYS 对单叶片 2 种约束情况、7 只成组叶片和 9 只成组叶片进行分析,分别计算转速为 2 242、2 730 和 3 900 r/min(即变工况 1、变工况 2 和设计工况)时的固有频率和相应振型。单叶片在对称面法向未约束时前 6 阶振型如图 5 所示,由于后期校核需要,将 6 000 Hz 以下的叶片固有频率在 Origin8.5 中进行处理,结果如图 6 - 图 9 所示。

根据图 6 - 图 7 可知,叶片的静频和动频都随振型阶次的增加而增大,且动频在转速增加时也在增大,但增加幅度较小。分析认为,这与该叶片结构较短有关,叶片振动离开平衡位置时,此时型线以上部分离心力产生的附加弯矩与叶片弹性力共同促使叶片返回中间位置,离心力的存在相当于增加了叶片刚性,从而使叶片振动频率增加,而该叶片较短为

139 mm,型线部分离心力对整个叶片的振动影响较小,故动频随转速的增加幅度较小。

叶片的振型根据叶顶支承情况不同而有不同的振动型式,叶根固定叶顶自由的叶片的振动型式称为 A 型振动;叶根固定而叶顶铰支的叶片,产生的顶部不动的振动型式称为 B 型振动^[1]。叶片顶部用围带联成叶片组 B 型振动与单个叶片的 B 型振动类似,也可以分为不同阶次的振动。但是叶片组的 B 型振动,其同一阶次的振动中有不同的振动型式,这是因为组内叶片振动的相位不同。如果组内叶片数为 Z,则有 Z - 1 种振动型式,这些不同的振型有不同的频率,但它们的频率都较为接近,图 8 - 图 9 很好的反应了这一点,如图 8 中切向 B₀型振动和切向 B₁型振动均有 6 种频率很接近的振动型式。

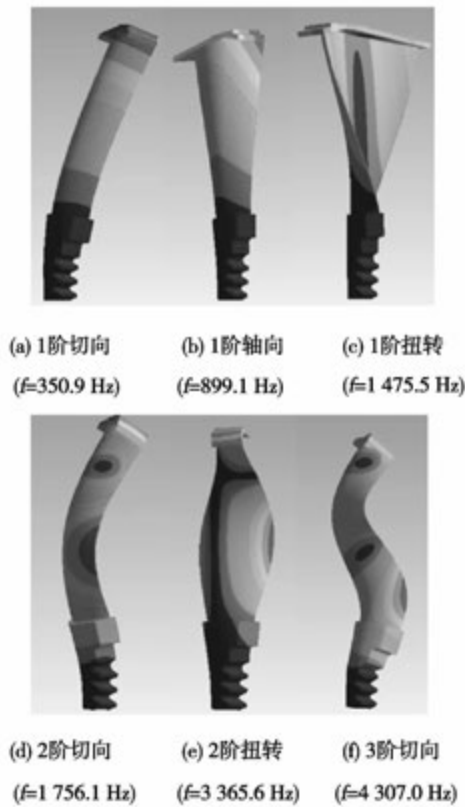


图5 叶根两侧周向对称面法向未约束时单叶片静频及对应振型

Fig.5 Static frequencies and corresponding vibration patterns of the single blade with no constraint in circumferential symmetry plane of blade root

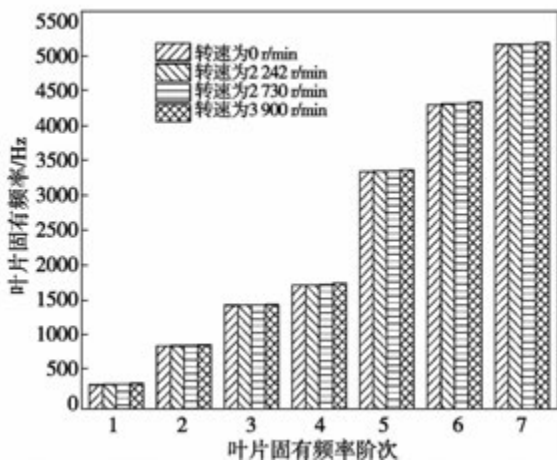


图6 叶根两侧周向对称面法向无约束时单叶片固有频率

Fig.6 Natural frequencies of the single blade with no constraint in circumferential symmetry plane of blade root

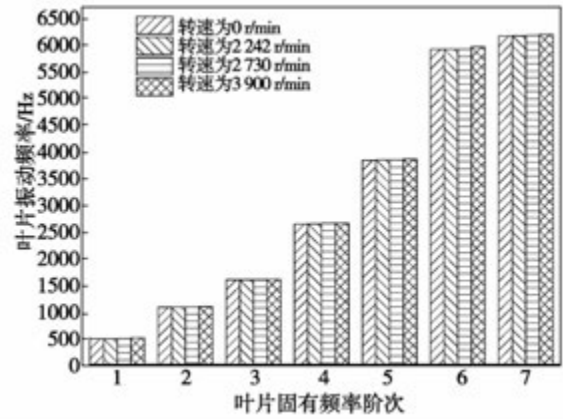


图7 叶根两侧周向对称面法向约束时单叶片固有频率

Fig.7 Natural frequencies of the single blade with frictionless support in circumferential symmetry plane of blade root

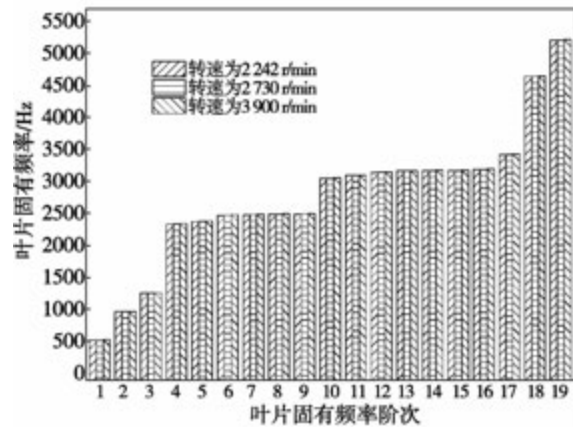


图8 7只叶片成组不同转速下固有频率

Fig.8 Natural frequencies of the group of seven blades under the different rotating speeds

3 叶片振动安全性校核

3.1 叶片避开率校核准则

叶片固有频率首先采取避开率法进行校核。汽轮机叶片在工作时,不断地受到脉动气流力的作用,使叶片产生振动,特别是当激振力频率等于叶片自振频率而产生共振时,会造成叶片疲劳断裂^[3]。激振力分频率为 Kn_s 的低频激振力和频率为 $Z_1 n_s$ 的高频激振力。为避免产生危险的共振,必须避免叶片自振频率和激振力频率相等,并避开一定范围,即满足避开率的最小规定裕量。

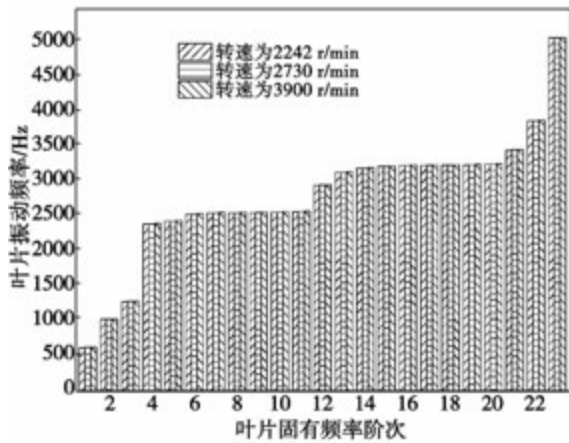


图 9 9 只叶片成组不同转速下固有频率
Fig.9 Natural frequencies of the nine – grouped blades under the different rotating speeds

对于低频激振力频率 Kn_s 和 A_0 型振动的频率避开率为:

$$\Delta f = \left| \frac{Kn_s - f_d}{Kn_s} \right| \times 100\% \quad (1)$$

表 2 设计工况(转速为 3 900 r/min) 避开率不满足规定的振型

Tab.2 Vibration pattern whose avoidance ratio is lower than the rating value under the design operating condition (3900 r/min)

叶片类型	振型	频率/Hz	激振力频率/Hz	激振力频率与叶片振动避开率/%	避开率最小裕量/%	分析结果
单叶片(法向无约束)	切向 A_2	4 346.2	4 420	1.7	5	可能共振

表 3 变工况 1(转速为 2 242 r/min) 避开率不满足规定的振型

Tab.3 Vibration pattern whose avoidance ratio is lower than the rating value under the variable condition1(2 242 r/min)

叶片类型	振型	频率/Hz	激振力频率/Hz	激振力频率与叶片振动避开率/%	避开率最小裕量/%	分析结果
单叶片(法向约束)	切向 A_1	2 653.4	2 543.2	4.3	5	可能共振
7 只叶片成组	切向 B_0	2 388.0	2 543.2	6.1	15	可能共振
7 只叶片成组	切向 B_0	2 540.4	2 543.2	0.1	15	可能共振
9 只叶片成组	切向 B_0	2 365.6	2 543.2	7.0	15	可能共振
9 只叶片成组	切向 B_0	2 541.6	2 543.2	0.1	15	可能共振

表 4 变工况 2(转速为 2 730 r/min) 避开率不满足规定的振型

Tab.4 Vibration pattern whose avoidance ratio is lower than the rating value under the variable condition2(2 730 r/min)

叶片类型	振型	频率/Hz	激振力频率/Hz	激振力频率与叶片振动避开率/%	避开率最小裕量/%	分析结果
7 只叶片成组	切向 A_1	3 091.3	3 094	0.1	5	可能共振
7 只叶片成组	切向 B_1	3 133.9	3 094	1.3	5	可能共振
7 只叶片成组	切向 B_1	3 228.2	3 094	11.6	5	可能共振
9 只叶片成组	切向 A_1	3 104.2	3 094	0.3	5	可能共振
9 只叶片成组	切向 B_1	3 165.4	3 094	2.3	5	可能共振
9 只叶片成组	切向 B_1	3 222.3	3 094	4.1	5	可能共振

与高频激振力 $Z_1 n_s$ 的频率避开率为:

$$\Delta f = \left| \frac{Z_1 n_s - f_d}{Z_1 n_s} \right| \times 100\% \quad (2)$$

式中: n_s —上述考虑到允许转速变化时的每秒转速;
 f_d — A_0 型振动的动频; K —激振力的阶次, $K=2-6$,
该叶片静频较大,取 K 值为 6; Z_1 —整圈喷嘴数,该
除湿级中 $Z_1=68$ 。

3.2 叶片避开率校核结果

校核时避开率最小规定裕量按文献 [1] 中选取,将 2.2 节计算出的单叶片和成组叶片在不同工况下运行的动频进行避开率校核,对校核结果中不满足避开率的可能发生共振的振型进行整理,如表 2-表 4 所示。

在设计工况中,由表 2 可知,单只叶片在两侧对称面法向未约束时,其切向 A_2 型振动可能与高频激振力发生共振。实际情况下,由于叶片在高速旋转时叶轮回向伸长,叶片周向约束减弱,两侧对称面的状态处于法向自由和法向被约束两种状态之间,频率会有所升高,可能会接近共振点。

由表3中变工况1叶片振动校核结果可知,单个叶片法向约束的切向 A_1 型振动固有频率与高频激振力频率小于避开率要求。7只成组和9只成组叶片的切向 B_0 型振动固有频率在变工况1的高频激振力频率附近,有共振可能。

由变工况2叶片振动校核结果可知,7只叶片和9只叶片成组的切向 A_1 和切向 B_1 型振动固有频率在变工况2的高频激振力频率($f=3\ 094\ \text{Hz}$)附近,有共振可能。

3.3 叶片安全倍率校核准则

3.2节校核仅考虑叶片综合应力小于许用应力及叶片固有频率与激振力频率的避开率,而没有考虑叶片材料承受应力的能力和静应力大小的关系。

对于不调频叶片,引入安全倍率概念,就是要保证在共振条件下安全倍率满足要求时仍能长期安全的工作。即进行不调频叶片的安全评价,主要应判明在叶片共振时的动应力是否在许用耐振强度值以内。在文献[4]中给出了3种危险振动主振型中,其中仅有变工况1的切向 B_0 型振动处于3种危险主振型之内,因此对变工况1的 B_0 型振动采用安全倍率法进行校核。

不调频叶片的安全准则为:

$$A_b = \frac{(\sigma_a^*)}{(\sigma_{s,b})} = \frac{k_1 k_2 k_d \sigma_a^*}{k_3 k_4 k_5 k_\mu \sigma_{s,b}} \geq [A_b] \quad (3)$$

式中: σ_a^* —耐振强度; $\sigma_{s,b}$ —叶片振动方向的蒸汽弯曲应力; k_1 —介质腐蚀修正系数; k_2 —叶片表明质量修正系数; k_3 —应力集中修正系数; k_4 —通道修正系数; k_5 —流畅不均匀修正系数; k_d —尺寸修正系数; k_μ —叶片成组影响系数; $[A_b]$ —许用安全倍率。

耐振强度表示叶片材料在静动应力复合作用下的动强度指标,可由叶片底部截面的平均应力 σ_m 查复合疲劳强度曲线中得出, σ_m 可由式(4)计算得到。

$$\sigma_m = 1.2(\sigma_c + \sigma_{c,b} + \sigma_{s,b}) \quad (4)$$

式中: σ_c 、 $\sigma_{c,b}$ 和 $\sigma_{s,b}$ —计算截面上的离心应力、离心弯曲应力和蒸汽弯曲应力。

3.4 叶片安全倍率准则校核结果

对变工况1的切向 B_0 型振动,由除湿级叶片的热力参数和几何参数,按文献[5]选取 $k_1=0.8$, $k_2=1$, $k_3=1.3$, $k_4=1$, $k_5=1$, $k_d=0.9$, $k_\mu=1$,对于 B_0

型振动与 $Z_1 n_s$ 共振的叶片取 $[A_b]=10$ 。型线底部截面的离心应力由有限元计算为63 MPa, $\sigma_{s,b}$ 为3.92 MPa,叶片弯曲很小,离心弯应力忽略不计,带入式(4)得叶片底部截面平均应力:

$$\sigma_m = 1.2(63 + 0 + 3.92) \approx 80.30\ \text{MPa}$$

结合变工况1查复合疲劳强度曲线得钢材耐振强度至少可达250 MPa,将数据带入式(3),安则全倍率为:

$$A_b = \frac{(\sigma_a^*)}{(\sigma_{s,b})} = \frac{0.8 \times 1 \times 0.9 \times 250}{1.3 \times 1 \times 1 \times 1 \times 3.92} = 35.32 \geq [A_b] = 10$$

变工况1成组叶片的 B_0 型振动满足安全倍率法校核振动的要求。

4 结 论

(1) 该除湿级叶片在变工况1、变工况2、设计工况和超速工况下有限元计算得出叶片最大等效应力出现在叶根第一齿圆角处,其值均小于叶片材料屈服极限770 MPa,叶片强度满足要求。

(2) 设计工况单只叶片在法向自由时的切向 A_2 型振动可能与高频激振力发生共振。设计工况7只叶片成组与9只叶片成组未发现与高频激振力接近的振动固有频率。

(3) 变工况1单个叶片法向约束的切向 A_1 型振动固有频率在高频激振力频率附近,7只成组和9只成组叶片的切向 B_0 型振动固有频率在变工况1的高频激振力频率附近,均可能发生共振。变工况2的7只叶片成组和9只叶片成组的切向 A_1 和切向 B_1 型振动固有频率在变工况2的高频激振力附近,可能发生共振。

(4) 使用安全倍率法对可能危险的振动工况进行校核。仅有变工况1成组叶片的 B_0 型振动在该准则考虑的危险振动范围内。计算求得该振动的安全倍率值为35,大于许用安全倍率10,动强度安全裕量足够。

参考文献:

- [1] 张银勇. 汽轮机内除湿级除湿特性研究[D]. 哈尔滨: 哈尔滨工程大学, 2006.
ZHANG Yin-yong. The research of the characteristic of removing wetness in a rotor blade of a steam turbine [D]. Harbin: Harbin

Engineering University, 2006

[2] 李剑钊. 船用汽轮机除湿级带冠叶片振动特性及寿命分析 [D]. 北京: 中国舰船研究院, 2005.

LI Jian-zhao. An analysis of the vibration characteristics and service life of shrouded blades for the wetness removal stage of a marine steam turbine [D]. Beijing: China Ship Research and Development Academy, 2005.

[3] 赵亚英. 汽轮机末级叶片动力特性的有限元分析 [J]. 沈阳理工大学学报, 2013, 32(1): 46 - 50.

ZHAO Ya-ying. Finite element calculation on dynamic characteristics of steam turbine last stage blades [J]. Journal of Shenyang Ligong University, 2013, 32(1): 46 - 50

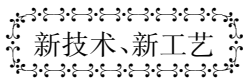
[4] 沈士一. 汽轮机原理 [M]. 北京: 中国电力出版社, 1992.

SHEN Shi-yi. Steam turbine principle [M]. Beijing: China Electric Power Press, 1992.

[5] 汽轮机叶片强度振动安全准则工作小组. 汽轮机不调频叶片振动强度安全准则 [J]. 热力发电, 1979(1): 85 - 102.

Safety criteria working group of strength and vibration in steam turbine blade. Safety criteria of strength and vibration in turbine blades of the various stages [J]. Thermal Power Generation, 1979(1): 85 - 102.

(丛敏编辑)



Exelon 将是 GE 的新的 7HA.02 燃气轮机的第一个用户

DOI:10.16146/j.cnki.rndlgc.2015.03.017

据《Gas Turbine World》2013 年 9 - 10 月刊报道, 针对 7HA.02 燃气轮机的订单是 GE 的 H 级燃机从蒸汽发展转变到空气冷却机组的一个里程碑, 空气冷却的燃机将以超过 61% 的联合循环效率运行。

在今年 9 月末, GE 宣布了来自美国电力公用事业公司 Exelon 对于 4 台它新生产的 60 Hz 7HA.02 燃气轮机的订单。

所有 4 台燃气轮机将在 2016 年和用于在没有补燃情况下每台额定输出功率为 1 000 MW 的 2 个 2 × 1 联合循环动力装置的汽轮机和发电机一起发运。

除了比 7HA.02 燃气轮机提供接近 20% 更多的输出功率和排气流量外, 对于效率、压比和排气温度, 7HA.02 的设计额定值均与 7HA.01 的设计额定值相同。

主要的性能 and 设计规格如下:

• 7HA.02 燃气轮机

毛(总)输出功率为 330 MW(相比较, 7HA.01 为 275 MW), 排气流量为 690.4 kg/s(相比较, 7HA.01 均与 575.6 kg/s); 简单循环效率、压比和排气温度均与 7HA.01 相同, 分别为 41.4%、21.5:1 和 619 °C。

• 联合循环

在没有余热锅炉补燃的情况下, 2 × 1 联合循环装置的额定净输出功率为 976 MW(相比较, 7HA.01 为 405 MW), 净效率为 61.2%(与 7HA.01 相同)。

• 联合循环负荷变化

在启动指令 30 min 内交付联合循环装置全输出功率; 能够以 60 MW/min 速率升高装置的负荷并降低到 40% 装置负荷。

(吉桂明 摘译)

vaneless diffuser. **Key Words:** compressed air energy storage, centrifugal compressor, impeller, diffuser, aerodynamic design, optimization

某除湿级叶片强度振动有限元分析 = **Finite Element Analysis of the Strength and Vibration of a Blade in a Wetness Removal Stage** [刊, 汉] LUO Jing, YUAN Qi, LIU Xin (College of Energy Source and Power Engineering, Xi'an Jiaotong University, Beijing, China, Post Code: 710049) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. - 2015, 30(3) . - 372 - 377

With a blade of 139 mm high in a wetness removal stage serving as the object of study, established was a three-dimensional entity model and finite element one of a blade in a wetness removal stage and analyzed were the strength and vibration characteristics of the blade by making use of the finite element software Ansys. In this connection, the stress distribution, dynamic frequencies and corresponding vibration patterns of a single blade and group-forming blades under various operating conditions were obtained and in the meantime, a safety check was conducted of the strength and frequency of the blades according to the calculation results. The research results show that the methods adopted for calculating the strength and vibration can effectively simulate the real operating conditions of the blades, thus offering reference and underlying basis for checking strength and vibration of blades and contributing to the optimized design and safety check of the blades and their kind. **Key Words:** steam turbine, wetness removal stage blade, finite element analysis, strength and vibration

多台阶旋流燃烧器的湍流燃烧流场分析 = **Analysis of the Turbulent Flow Combustion Flow Field in a Multi-step Swirling Burner** [刊, 汉] ZENG Zhuo-xiong (College of Energy Source and Mechanical Engineering, Shanghai University Electric Power, Shanghai, China, Post Code: 200090) , TIAN Jia-ying, XUE Feng, XU Yi-hua (College of Aircraft Engineering, Nanchang Hangkong University, Nanchang, China, Post Code: 330063) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. - 2015, 30(3) . - 378 - 385

A numerical simulation was performed of the non-premixed combustion flow in a three-dimensional multi-step methane swirling burner by using the Realizable $k - \varepsilon$ turbulent flow model and the influence of the number of steps, axial speed ratio, inlet temperature and swirling number etc. parameters on the hot-state turbulent flow field in the burner was analyzed. It has been found that increase the number of steps will make the total pressure loss to decline, to increase the axial speed ratio will force both combustion efficiency and overall temperature to drop and the