DOI: 10.3901/JME.2020.16.098

深度调峰工况下汽轮机低压缸最小流量的确定*

曹丽华¹ 王文龙¹ 罗桓桓² 胡鹏飞¹ 王勇² 孙亮²

(1. 东北电力大学能源与动力工程学院 吉林 132012;

2. 国网辽宁省电力有限公司 沈阳 110004)

摘要: 在火电机组深度调峰工况下, 汽轮机进汽量明显减少, 低压缸甚至处于小流量工况下, 严重威胁叶片的安全稳定运行。为了研究深度调峰工况下, 叶片强度极限内最小流量确定的问题, 利用 ANSYS-Workbench 软件对末级叶片进行流固耦合运算和模态分析。结果表明, 最大等效应力与最大变形量所处位置不一致, 最大等效应力出现在叶顶, 最大变形量出现在叶片中部。随着流量的减小, 最大等效应力和最大变形量呈先减小后增大的趋势。 $G_1/G_0=0.1$ 时, 最大等效应力为 451.52 MPa, 较额定工况时增加了 18.94%, 最大变形量为 0.725 74 mm, 较额定工况时降低了 7.8%。 $G_1/G_0<0.1$ 时, 最大等效应力超出强度极限, 不满足强度要求。随着流量的减小, 叶片固有频率均能避开激振力频率, 叶片不会发生共振。综合考虑应力、应变、频率、振型等强度因素, 低压缸最小流量不得低于额定流量的 10%。

关键词: 汽轮机; 最小流量; 流固耦合; 模态分析; 应力分析

中图分类号: TK263

Determination of Minimum Flow Rate of Low Pressure Cylinder of Steam Turbine under Deep Peak Load Regulation Conditions

CAO Lihua¹ WANG Wenlong¹ LUO Huanhuan² HU Pengfei¹ WANG Yong² SUN Liang²

(1. School of Energy and Power Engineering, Northeast Electric Power University, Jilin 132012;

2. State Grid Liaoning Electric Power Supply Co., Ltd., Shenyang 110004)

Abstract: The inlet flow rate of steam turbine obviously is reduced when the thermal power unit is involved in peak load operation, even under the small volume flow condition, which has the great influence on the safety of steam turbine. The fluid-structure coupling and modal analysis of the last stage blade is calculated by ANSYS-Workbench to determine the minimum flow rate within the stress limit of blade under deep peak regulation conditions. The results show that the position of blade maximum equivalent stress is different from that of blade maximum deformation. The maximum equivalent stress is located at the tip of the blade and the maximum deformation is at the middle of the blade. The maximum equivalent stress and maximum deformation decrease first and then increase with the decrease of flow rate. Under $G_1/G_0=0.1$ conditions, the maximum equivalent stress is 451.52 MPa, 18.94% higher than that at rated working condition. The maximum deformation is 0.725 74 mm, 7.8% lower than that at rated working condition. The maximum equivalent stress exceeds the stress limit and does not meet the stress requirements under $G_1/G_0<0.1$ condition. There is a big difference between the natural frequency and the exciting force frequency of blade, so the blade will not resonate. Therefore, the minimum flow rate of the low pressure cylinder should not be less than 10% of the rated flow rate when the influences of stress, strain, mode of vibration, frequency and other intensity factors are comprehensively considered.

Key words: steam turbine; minimum flow rate; fluid-structure coupling; modal analysis; stress analysis

0 前言

随着全球经济的飞速发展, 能源需求量不断增

加, 世界各国对风能、太阳能等新能源并网发电更加青睐。在中国, 为了消纳更多新能源并网发电, 传统燃煤机组长期处于调峰工况运行, 这对汽轮机末级叶片的强度提出更高的要求。在调峰工况下, 末级叶片流动极为复杂, 会出现脱流^[1]、逆流^[2]和倒吸^[3]现象。这使得叶片应力增加^[4], 甚至引起叶片超温变形以及诱发叶片共振^[5-6], 严重影响叶片的安全

* 国家重点研发计划资助项目(2017YFB0902100)。20191010 收到初稿, 20200312 收到修改稿

稳定运行。

近年来,国内外学者对小容积流量工况下末级叶片的流动特性进行了深入研究。蔡小舒等^[7]采用试验手段测量了末级流场和湿度,并且指出空冷机组叶片中部湿度最大。MEGERLE等^[8-9]采用试验和数值模拟相结合的手段研究了小容积流量工况下末级叶片的流动,指出试验和模拟结果具有良好的一致性,在极低流量工况下,末级叶片处于压气机状态,需要消耗大量的能量才能使汽流通过叶片。HUANG等^[10]对不同容积流量工况下末两级叶片分离流动进行了研究,指出随着流量的减小,功率也减小。但是上述学者仅从流场角度研究了小容积流量工况下的流动特性,并未考虑由于流场严重恶化引起的压力脉动对叶片结构产生的影响。

谢永慧等^[11]利用流固耦合方法研究了水滴撞击叶片的动力学响应。研究表明,最大应力出现在水滴与叶片的接触面上并且随着应力波的传递,应力的影响范围逐渐加大。KATSUTOSHI等^[12]研究了不同容积流量工况下,应力沿不同路径的分布。胡丹梅等^[13]利用流固耦合方法研究了风力机叶片的流场、应力及应变问题。BRAHIMI等^[14]利用流固耦合方法研究压比对叶片表面的气动弹性响应。研究表明,压比对叶片稳定性有影响,随着压比的增加,激振频率和能量损失的传递速度加快。旋转机械在工作状态时,往往同时受到气动载荷、离心载荷以及热载荷相互作用的影响,使得叶片应力、应变以及频率等响应产生较大差别。然而,上述学者忽略了热应力或离心力等部分载荷对叶片响应的影响。

朱宝田等^[15]利用模态叠加的方法分析了影响叶片动应力的主要因素,并以800 mm叶片加以佐证。肖俊峰等^[16]利用八节点法建立有限元模型,对叶片组进行模态分析,得到了叶片组的频率和振型,为工程实际提供理论参考。王仲博^[17]对小容积流量工况下末级叶片的稳定性进行了试验研究,得到了叶片的动频率、动应力等数据,为机组深度调峰提供了技术参考。刘东远等^[18]对末级叶片进行模态分析,给出一种计算叶片应力的方法,优化了计算动应力、频率及激振力的模型。谢永慧等^[19]对带围带叶片进行了模态分析,得到了叶片的振动特性。当激振频率和固有频率重合或者接近时,叶片会发生共振现象,严重影响叶片的安全稳定运行。但是,上述学者没有对叶片共振进行校核。

综上所述,汽轮机小流量工况下末级叶片流场极为复杂,甚至出现脱流、逆流、倒吸等现象使得

叶片应力急剧增加。在弯应力、离心力、热应力等的相互作用下,叶片发生扭曲变形。当激振力频率和固有频率重合或相近时,叶片发生共振,造成叶片断裂事故。因此,本文利用流固耦合和模态分析的方法研究应力、应变、振型、频率等对叶片强度的影响以及在强度极限内低压缸最小流量确定问题。

1 理论基础

1.1 流固耦合

在小容积流量工况下,末级叶片的工作环境非常复杂,同时受到叶片压力脉动引起的弯应力、叶片旋转引起的离心力以及叶片温度变化引起的热应力的共同作用,并且在不同阶段各应力的主导作用也有所不同。因此,很难用单一应力水平来评价叶片的强度,必须采用叶片等效应力评价叶片强度才更加接近实际情况。等效应力表示在一定的变形条件下,材料的弹性形变能达到一定数值时,材料发生屈服。它能够表示模型内部应力分布情况并且可以快速确定模型的最危险位置。其值可由式(1)得到

$$\sigma = \sqrt{\frac{(\alpha_1 - \alpha_2)^2 + (\alpha_2 - \alpha_3)^2 + (\alpha_3 - \alpha_1)^2}{2}} \quad (1)$$

式中, σ 为等效应力; α_1 、 α_2 、 α_3 分别为第一、第二、第三主应力。

为了能够精准确定叶片的应力、应变的变化需要对末级叶片进行流固耦合运算。流固耦合是研究流场恶化对结构变形的影响以及结构变形作用于流场引起流场进一步恶化的学科,分为单向流固耦合和双向流固耦合。在一些领域,如旋转结构强度分析、塔吊在风中的强度分析等流体对固体的作用非常显著而固体变形对结果的影响可以忽略时,多采用单向流固耦合分析^[20]。相比风机等长度较大的叶片流固耦合研究,KATSUTOSHI等^[12]的研究均表明对于叶片长度较小的汽轮机或航空发动机,采用单项流固耦合手段模拟应力、应变的变化规律,满足精度要求。同时,李春旺等^[21]也指出离心力场和温度场是影响叶片振动的主要因素,结构变形对流场产生影响后再作用到叶片表面时,叶片振动几乎不变。根据上述研究经验,考虑流场对叶片的主要影响作用,本文采用单向流固耦合方法对末级叶片强度进行分析,过程如图1所示,流动方程如式(2)~(6)所示

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \text{div}(\rho \mathbf{u}) = 0 \quad (2)$$

$$\frac{\partial(\rho T)}{\partial t} + \text{div}(\rho u T) = \text{div}\left(\frac{C_k}{C_p} \text{grad} T\right) + S_T \quad (3)$$

$$\frac{\partial(\rho u)}{\partial t} + \text{div}(\rho u u) = \text{div}(\mu \text{grad} u) - \frac{\partial \rho}{\partial x} + S_u \quad (4)$$

$$\frac{\partial(\rho v)}{\partial t} + \text{div}(\rho v u) = \text{div}(\mu \text{grad} v) - \frac{\partial \rho}{\partial y} + S_v \quad (5)$$

$$\frac{\partial(\rho w)}{\partial t} + \text{div}(\rho w u) = \text{div}(\mu \text{grad} w) - \frac{\partial \rho}{\partial z} + S_w \quad (6)$$

式中, ρ 为流体密度, kg/m^3 ; t 为时间, s ; u 为速度矢量; C_k 为流体的传热系数, $\text{W}/(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})$; C_p 为流体的比定压热容, $\text{J}/(\text{kg} \cdot ^\circ\text{C})$; S_T 为黏性耗散产生的能源项; μ 为动力黏度, $\text{N} \cdot \text{s}/\text{m}^2$; u 、 v 和 w 分别为速度矢量 u 在 x 、 y 和 z 方向的分量; S_u 、 S_v 和 S_w 为动量守恒方程的广义源项。湍流的湍动能和比耗散率方程如式(7)、(8)所示

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_i}\left(\Gamma_k \frac{\partial k}{\partial x_i}\right) + G_k - Y_k + S_k \quad (7)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \omega) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \omega u_i) = \frac{\partial}{\partial x_i}\left(\Gamma_\omega \frac{\partial \omega}{\partial x_i}\right) + G_\omega - Y_\omega + D_\omega + S_\omega \quad (8)$$

式中, Γ_k 为流体湍动能有效扩散项; Γ_ω 为 ω 对应的有效扩散项; G_k 为速度梯度引起的湍动能产生项; G_ω 为 ω 方程的湍动能产生项; Y_k 为湍动能发散项; Y_ω 为 ω 对应发散项; D_ω 为流动的正交发散项; S_ω 为用户自定义项。

图 1 单向流固耦合过程图

1.2 模态分析

对于高速旋转的汽轮机叶片在实际工作中,除了受到各种应力作用的影响引起变形外,颤振也会引起破坏,仅凭不同负荷下应力和应变的分布情况不足以反映叶片安全情况。当激振力频率与固有频率重合或者接近的情况下叶片发生共振,导致叶片出现裂纹甚至断裂。因此,除了对叶片应力、应变

强度校核以外还需要对叶片进行模态计算,进而求得叶片的频率和振型,校核叶片是否发生共振。

任何机构的运动可以用内力、外力以及惯性力的平衡方程表示^[22],如式(9)所示

$$M\ddot{x} + C\dot{x} + Kx = F \quad (9)$$

式中, M 为质量矩阵; C 为阻尼矩阵; K 为刚度矩阵; F 为结构受力; x 、 $\dot{x}$ 、 $\ddot{x}$ 分别为位移、速度、加速度。

式(9)的求解非常困难,需要借助模态分析法将物理坐标转变成模态坐标,使公式分解为若干可求解的微分方程。对式(9)进行拉布拉斯变换得

$$(s^2 M + sC + K)x(s) = F(s) \quad (10)$$

根据矩阵正交性可得

$$\begin{cases} \phi^T M \phi = M_i \\ \phi^T K \phi = K_i \\ \phi^T C \phi = C_i \end{cases} \quad (11)$$

则式(11)可转化为

$$(K_i - \omega^2 M_i + j\omega C_i)q = \phi^T F \quad (12)$$

式中, j 为虚部; q 为模态坐标; ϕ 为振型。

式(9)就转变为模态坐标系下的 i 个方程如式(13)所示

$$(K_i - \omega_i^2 M_i + j\omega_i C_i)q_i = \sum_{j=1}^n \phi_j F_j \quad (13)$$

式中, C_i 、 M_i 、 K_i 分别为模态阻尼、模态质量、模态刚度; ϕ_i 为 i 个模态振型; n 为自由度; ω_i 为 i 个特征值即模态固有频率。

2 模型及网格划分

本文以某 300 MW 汽轮机末级为研究对象,利用 Gambit 建立三维物理模型,如图 2a 所示。在 Turbogrid 中画网格并在 CFX 中完成流体部分的运算,边界条件如下:进口额定温度为 63°C ,进口额定质量流量为 $3.334\ 78\ \text{kg/s}$,出口额定背压为 $4.9\ \text{kPa}$ 。在 ANSYS-Workbench 中完成叶片结构部分的运算。选取 2Cr13 作为动叶片材料^[23],具体参数如表 1 所示。对叶片顶部和根部网格进行加密处理,其网格如图 2b 所示。经无关性验证后,最终确定网格数为 1 980 000。由于叶片在实际运行中存在微小的形变,根据叶片设计强度和工程实际测算,在叶片根部和顶部施加远端约束,轴向位移由汽流确定,径向位移由离心力确定,周向位移为零。基于 ANSYS CFX 商业软件,采用 $k-\omega$ 湍流模型对叶片流场进行计算。将定常流场计算得到的压力载荷、离心载荷以及热载荷等施加到叶片表面,对叶片进行流固耦合以及模态运算。

图 2 物理模型和网格示意图

表 1 末级叶片基本参数

名称	数值	名称	数值
动/静叶个数	80/52	弹性模量/GPa	191
叶高/mm	970	泊松比	0.27
转速/(r · min ⁻¹)	3 000	密度/(kg · m ⁻³)	7 850
材料	2Cr13	屈服强度/MPa	460

3 结果分析

3.1 流场特性分析

图 3 是额定背压、不同流量工况下的三维流线图。由图 3a 可知，在额定工况下，流线平稳流过叶片。当 $G_1/G_0=0.3$ 时(G_0 为额定工况下的流量， G_1 为变工况后的流量)，在动静叶间隙顶部出现小漩涡，动叶压力面出现脱流，吸力面根部出现逆流。随着流量的减小，动静叶间隙顶部旋涡逐渐变大，动叶压力面脱流强度和影响范围逐渐变大，动叶吸力面根部的逆流沿叶高方向向叶片顶部发展。当 $G_1/G_0=0.02$ 时，动静叶间隙旋涡影响到 65% 相对叶高，动叶压力面脱流扩展到整个叶高，动叶吸力面根部的逆流发展到 30% 相对叶高，并且在 65%~95% 相对叶高范围内出现倒吸现象。这主要是由于在小流量工况下末级叶片出现负反动度，末级叶片焓降重新分配，导致叶片偏离设计工况，出现脱流、逆流和倒吸现象。

图3 额定背压、不同流量工况下的三维流线图

3.2 叶片应力分析

图4是额定背压、不同流量工况下末级动叶片等效应力图。如图4a所示,在额定工况下,叶片最大等效应力为366 MPa,位于叶片顶部出汽边侧,最小等效应力为0.082 54 MPa,位于叶片进汽边侧。这主要是因为沿叶高方向叶顶处厚度最薄,沿汽流流动方向出汽边侧最薄弱,因此,其应力值在整个叶片中最高。随着流量的减小,最大等效应力位置逐渐向叶顶进汽边侧移动。当 $G_1/G_0=0.3$ 时,最大等效应力为231 MPa,较额定工况下的最大等效应力降低了40.2%,最小等效应力为5.565 9 MPa,比额定工况下的最小等效应力增加了64倍。在该阶段,叶片压力脉动引起的弯应力占主导作用,虽然流场恶化使得整体的应力水平增加,但是流量减小,作用在叶片上的载荷减小,所以最大等效应力明显减小。当 $G_1/G_0=0.15$ 时,叶片最大等效应力为330.74 MPa,较额定工况下的最大等效应力降低了9.63%。当 $G_1/G_0=0.1$ 时,叶片最大等效应力为451.52 MPa,较额定工况下的最大等效应力增加了18.94%。这主要

是由于 $G_1/G_0<0.3$ 工况以后,流场严重恶化,开始进入鼓风状态,叶片耗功散热,叶片表面温度升高,使得叶片热应力急剧增加,此时,叶片的最大等效应力增加。当 $G_1/G_0=0.08$ 时,叶片完全处于鼓风状态,叶片热应力进一步增大,最大等效应力为521.64 MPa。流量减小到切缸工况($G_1/G_0=0.02$)最大等效应力急剧增加到861.91 MPa,严重威胁叶片的安全稳定运行。

图5为某300 MW汽轮机末级动叶片的应力分布试验结果与数值计算结果的对比。为保证数据的准确性,模拟边界参数与测试环境相同,均为实际运行时低压缸小容积流量下的工况参数。测点1和3是动叶栅圆周上对称分布的测点,根据试验测点可在模拟计算中提取到相应位置的计算结果,具体位置如图6所示。由图5可以看出,该测试结果与模拟结果的变化趋势基本吻合,说明本文的计算结果具有较高的可信度。在流量较小时,趋势偏离较大,是因为此时低压缸已处于鼓风状态,部分测试原件被损坏导致测试结果不准确。

图4 额定背压、不同流量工况下末级动叶片等效应力图

图5 末级动叶片应力分布试验值与数值计算结果对比

图6 试验测点与模拟数据提取点示意图

3.3 叶片变形分析

图7是额定背压、不同流量工况下动叶片变形图。叶片变形量受应力、约束条件、泊松比、弹性模量等因素的影响。如图7a所示,在额定工况下,

叶片最大变形量为 0.787 17 mm, 位于叶片中部 52% ~ 70% 相对叶高处, 此处最大等效应力为 40.74 MPa, 而在等效应力最大位置处变形量为 0.438 3 mm, 最大等效应力和最大变形位置明显不一致, 这主要是由影响等效应力和变形量的因素不一致引起的。随着流量的减小, 叶片变形量发生微弱变化。当 $G_1/G_0=0.3$ 时, 最大变形量位于叶片出汽边 30% ~ 55% 相对叶高范围内。随着流量的减小, 叶片变形最大的位置逐渐沿出汽边侧向叶顶方向移动。在 $G_1/G_0=0.15$ 时, 叶片最大变形量为 0.553 56 mm, 较额定工况下的变形量下降了 29.68%。 $G_1/G_0=0.1$ 时, 叶片最大变形量为 0.725 74 mm, 较额定工况下的最大变形量减小了 7.8%。而在 $G_1/G_0=0.08$ 时, 叶片最大变形量为 0.790 8 mm, 较额定工况下的最大变形量提高了 0.46%, 这主要是由于压力脉动引起的变形与离心力引起的变形方向相反, 离心力平衡了一部分有压力脉动引起的变形。随着流量的减小, 叶片热应力剧增, 并且方向与离心力相反, 加速叶片变形, 因此, 总的变形量增加了。当 $G_1/G_0=0.02$ 时, 叶片出现两处最大变形位置, 分别位于进汽边侧 30% ~ 50% 相对叶高以及出汽边侧 70% ~ 87% 相对叶高范围内, 严重威胁汽轮机叶片的安全稳定运行。

3.4 叶片模态分析

由图8可知, 随着流量的减小, 叶片最大等效应力呈先减小后增加的趋势, 这与前面的分析是一致的。 $G_1/G_0<0.1$ 时, 叶片最大等效应力超出强度极限, 不满足强度要求。因此, 对 $G_1/G_0=0.1$ 工况进行模态分析, 进一步确定叶片是否满足动强度要求。叶片模态分析需要以实际工作状态下的弯应力、离

心力、热应力等为基础进行。首先,得到叶片的各阶频率如表 2 所示。然后,对叶片进行模态扩展,

得到各阶模态振型如图 9 所示。

图 7 额定背压、不同流量工况下动叶片变形图

由图 9 可知，叶片的 1、3、4 阶振型为轴向振动，2 阶振型为切向振动，5、6 阶振型为扭转振动。由表 2 可知，与室温静态(未考虑离心力和热应力)相比，工作状态下的固有频率有较大差异。其中，一阶固有频率变化最为明显，增长率为 21.8%，其

余各阶固有频率均有不同程度的降低趋势，这主要是应力场和温度场相互作用的结果。离心力作用在叶片的方向与压力脉动作用在叶片上的方向相反，阻碍叶片变形，使叶片产生“应力刚化”现象，叶片固有频率增大，而温度升高，热应力增大，叶片刚度降低，叶片固有频率则减小。叶片 1 阶固有频率升高说明此时离心力占主导地位，2 到 6 阶固有频率降低说明此时热应力对叶片固有频率的影响比离心力对固有频率的影响更加显著。因此，在研究频率对叶片强度的影响时综合考虑应力场和温度场的相互作用是十分有必要的。

图 8 不同相对流量工况下叶片最大等效应力图

表 2 叶片各阶振动频率及振型描述

状态	1 阶	2 阶	3 阶	4 阶	5 阶	6 阶
室温静态/Hz	109.14	236.62	414.50	482.65	750.26	979.95
工作状态/Hz	139.72	222.52	375.83	441.29	684.31	866.77
振型描述	轴向 振动	切向 振动	轴向 振动	轴向 振动	扭转 振动	扭转 振动

(a) 1阶振型

(b) 2阶振型

(c) 3阶振型

(d) 4阶振型

图 9 $G_1/G_0=0.1$ 工况下动叶片各阶振型图

叶片不仅要满足强度要求, 而且要求避开共振频率。叶片固有频率和激振力频率的相对变化称为相对差, 当相对差小于 0.2 时, 叶片不发生共振^[24]。正常运行的汽轮机转速为 3 000 r/min, 激振力频率 $50n$ Hz ($n=1, 2, 3, 4, 5, 6$)。图 10 是额定转速下不同流量工况下叶片激振频率与固有频率的对比图。

图 10 不同流量工况固有频率和激振频率对比

由图 10 可知, 随着流量的减小, 叶片固有频率先增大后减小的趋势。当 $G_1/G_0=0.10$ 时, 叶片固有频率与激振力频率相距最远, 相对差为 0.64。当 $G_1/G_0=0.02$ 时, 叶片固有频率与激振力频率相距最近, 相对差为 0.42。因此, 叶片在各阶模态下均不产生共振。综合考虑应力、应变、频率、振型等强度因素, 低压缸的最小流量比(G_1/G_0)不得低于 0.1。

4 结论

(1) 叶片的脱流、回流和倒吸现象使得动应力增加, 容易诱发颤振。

(2) 叶片最大等效应力和最大变形量出现位置不一致。最大等效应力位于叶顶, 最大变形量位于

叶片中部。随着流量的减小, 最大等效应力最大变形量呈先减小后增加的趋势。当 $G_1/G_0=0.1$ 时, 最大等效应力较额定容积流量工况增加了 18.94%, 最大变形量降低了 7.8%, 满足强度要求。当 $G_1/G_0<0.1$ 时, 最大等效应力超出强度极限, 不满足强度要求。

(3) 当 $G_1/G_0=0.1$, 固有频率和激振力频率相对差为 0.64, 随着流量的减小, 各阶激振力频率均能避开叶片固有频率, 不会发生共振现象。

(4) 综合考虑应力、应变、振型、频率等强度因素的影响, 叶片最小流量比(G_1/G_0)不得低于 0.1。

参 考 文 献

- [1] MATTHIAS B, JOERG R S. Flow patterns in high pressure steam turbines during low-load operation[J]. Journal of Turbomachinery, 2014, 136(6): 1-12.
- [2] SEGAWA K, SENOO S, HAMATAKE H, et al. Steady and unsteady flow measurements under low load conditions in a low pressure model steam turbine[C]// International Conference on Nuclear Engineering, 2012, 833-839.
- [3] SENOO S, SEGAWA K, HAMATAKE H, et al. Computations for unsteady compressible flows in a multistage steam turbine with steam properties at low load operations[J]. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 2011, 133(10): 1-10.
- [4] 陆颂元, 肖振德. 国产 200 MW 汽轮机发电机组非正常工况转子动应力计算及分析[J]. 中国电机工程学报, 1990, 10(4): 26-34.

LU Songyuan, XIAO Zhende. Dynamic stress calculation and analysis for 200 MW turbogenerator at extreme operating condition[J]. Proceedings of the CSEE, 1990,

- 10(4): 26-34.
- [5] RAO A R, DUTTA B K. Blade vibration triggered by low load and high back pressure[J]. Engineering Failure Analysis, 2014, 46(23): 40-48.
- [6] BEEVERS A, HAVAKECHIAN S, MEGERLE B. On the prediction and theory of the temperature increase of low pressure last stage moving blades during low volume flow conditions and limiting it through steam extraction-methods[J]. Journal of Turbomachinery, 2015, 137(10): 1-11.
- [7] 蔡小舒, 宁廷保, 牛凤仙, 等. 300 MW 直接空冷汽轮机低压末级鼓风态流场及湿度测量[J]. 中国电机工程学报, 2008, 29(2): 7-13.
- CAI Xiaoshu, NING Tingbao, NIU Fengxian, et al. Measurement of flow and wetness in windage condition in a 300 MW direct air-cooling low pressure steam turbine[J]. Proceedings of the CSEE, 2008, 29(2): 7-13.
- [8] MEGERLE B, STEPHEN R T, WILLIAM M I, et al. Numerical and experimental investigation of the aerodynamic excitation of a model low-pressure steam turbine stage operating under low volume flow[J]. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 2013, 135(1): 1-7.
- [9] SIGG R, HEINZ C, CASEY M V, et al. Numerical and experimental investigation of a low-pressure steam turbine during windage[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers. Part A: Journal of Power and Energy, 2009, 223(6): 697-708.
- [10] HUANG Kezhen, CAI Lin, GAO Jianshu, et al. Numerical investigation of condensing flow of low pressure steam turbine at different flow rate conditions[J]. Thermal Science, 2017, 21(1): 161-167.
- [11] 谢永慧, 汪勇, 张荻. 水滴高速撞击下汽轮机叶片的动力响应[J]. 中国电机工程学报, 2008, 28(17): 76-81.
- XIE Yonghui, WANG Yong, ZHANG Di. Study on dynamic response of steam turbine blade with high speed water droplet impact[J]. Proceedings of the CSEE, 2008, 28(17): 76-81.
- [12] KATSUTOSHI K, SHIGEYOSHI O, et al. Numerical analysis of stress on pump blade by one-way coupled fluid-structure simulation[J]. Journal of Fluid Science and Technology, 2010, 5(2): 219-234.
- [13] 胡丹梅, 张志超, 孙凯, 等. 风力机叶片流固耦合计算分析[J]. 中国电机工程学报, 2013, 33(17): 98-104.
- HU Danmei, ZHANG Zhichao, SUN Kai, et al. Computational analysis of wind turbine blades based on fluid-structure interaction[J]. Proceedings of the CSEE, 2013, 33(17): 98-104.
- [14] BRAHIMI F, OUIBRAHIM A. Blade dynamical response based on aeroelastic analysis of fluid structure interaction in turbomachinery[J]. Energy, 2016, 115(1): 986-995.
- [15] 朱宝田, 吴厚钰. 汽轮机叶片动应力计算方法的研究[J]. 西安交通大学学报, 2000, 34(1): 26-30.
- ZHU Baotian, WU Houyu. Dynamic stress calculation of steam turbine blade[J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2000, 34(1): 26-30.
- [16] 肖俊峰, 朱宝田. 基于模态综合方法的汽轮机叶片组振动特性研究[J]. 中国电机工程学报, 1999, 19(6): 77-79.
- XIAO Junfeng, ZHU Baotian. Study of the vibration characteristics for steam turbine bladed group based on modal synthesis method[J]. Proceedings of the CSEE, 1999, 19(6): 77-79.
- [17] 王仲博. 小容积流量下汽轮机末级长叶片可靠性的试验研究[J]. 中国电机工程学报, 1987, 4(7): 45-51.
- WANG Zhongbo. Research and experiment of reliability of last blades of steam turbine at small flow[J]. Proceedings of the CSEE, 1987, 4(7): 45-51.
- [18] 刘东远, 孟庆集. 汽轮机叶片动应力计算及其优化[J]. 中国电机工程学报, 1999, 19(2): 15-19.
- LIU Dongyuan, MENG Qingji. Dynamic stress calculation and optimization of steam turbine blade[J]. Proceedings of the CSEE, 1999, 19(2): 15-19.
- [19] 谢永慧, 张荻. 汽轮机阻尼围带长叶片振动特性研究[J]. 中国电机工程学报, 2005, 25(18): 86-90.
- XIE Yonghui, ZHANG Di. Numerical model for vibration characteristic of steam turbine blade with damped shroud[J]. Proceedings of the CSEE, 2005, 25(18): 86-90.
- [20] 宋学官, 蔡林, 张华. ANSYS 流固耦合分析与工程实例[M]. 北京: 中国水利水电出版社, 2012.
- SONG Xueguan, CAI Lin, ZHANG Hua. ANSYS fluid-structure coupling analysis and engineering example[M]. Beijing: China Water and Power Press, 2012.
- [21] 李春旺, 李海云, 王澈, 等. 航空发动机涡轮叶片振动模态影响因素研究[J]. 空军工程大学学报, 2014, 15(1): 5-9.
- LI Chunwang, LI Haiyun, WANG Che, et al. A study of influencing factors on frequencies and mode shapes of aeroengine turbine blades[J]. Journal of Air Force Engineering University, 2014, 15(1): 5-9.
- [22] 丁平, 黄燕晓. 基于 ANSYS 的飞机发动机压气机叶片

- 模态分析[J]. 中国民航飞行学院学报, 2010, 21(4): 23-26.
- DING Ping, HUANG Yanxiao. Modal analysis of aircraft engine compressor blade based on ANSYS[J]. Journal of Civil Aviation Flight University of China, 2010, 21(4): 23-26.
- [23] 谢永慧, 张荻. 大功率汽轮机末级长叶片三维动态应力及服役寿命的研究[J]. 动力工程, 2007, 27(1): 11-16.
- XIE Yonghui, ZHANG Di. Study on 3-dimensional dynamic stress and service life of large steam turbines last stage blades[J]. Journal of Power Engineering, 2007, 27(1): 11-16.
- [24] 欧阳德, 付小平, 宋兆泓. 某发动机二级涡轮叶片共振断裂可靠性分析[J]. 燃气涡轮试验与研究, 1997(4): 39-41.
- OUYANG De, FU Xiaoping, SONG Zhaohong. Reliability analysis of resonant fracture of secondary turbine blade of an engine[J]. Gas Turbine Test and Research, 1997(4): 39-41.

作者简介: 曹丽华, 女, 1973 年出生, 博士, 教授, 博士研究生导师。主要研究方向为火电厂节能减排、灵活性改造及汽轮机经济运行与优化等。
E-mail: clh320@126.com

王文龙, 男, 1993 年出生。主要研究方向为火电厂节能减排、灵活性改造及汽轮机经济运行与优化等。
E-mail: ww1862169@163.com