

汽轮机调节级非定常流动的数值模拟及 气流激振力研究

屈焕成¹, 张荻¹, 谢永慧¹, 曹守洪², 吴其林²

(1. 西安交通大学能源与动力工程学院, 710049, 西安; 2. 东方汽轮机有限公司, 618000, 四川德阳)

摘要: 针对汽轮机调节级的非定常效应产生气流激振力的问题, 基于 ANSYS CFX 软件, 采用 RNG $k-\epsilon$ 湍流模型、双时间步法、滑移界面模型和结构化六面体网格对带有进汽室和加强筋的汽轮机调节级进行了全周三维非定常黏性流场的数值模拟。研究发现: 调节级非定常时均轮周效率低于定常轮周效率; 动叶在进出堵塞区域时存在较大的轴向汽流力和切向汽流力; 低频气流激振力的基频为 50 Hz; 气流压力和静熵在不同截面的周向分布差异较大, 在向下游运动过程中逐渐趋于平均; 堵塞区域的动叶通道掺混损失及鼓风损失较大, 其将影响动叶的做功能力, 进入堵塞区域时动叶吸力面首先受到影响。

关键词: 汽轮机; 调节级; 非定常流; 气流激振力

中图分类号: O21.8; TG558 **文献标志码:** A **文章编号:** 0253-987X(2011)11-0039-06

Numerical Simulation of Unsteady Flow Phenomena and Excitation Force in Control Stage of Steam Turbine

QU Huancheng¹, ZHANG Di¹, XIE Yonghui¹, CAO Shouhong², WU Qilin²

(1. School of Energy and Power Engineering, Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049, China;

2. Dongfang Steam Turbine Works, Deyang, Sichuan 618000, China)

Abstract: The prominently unsteady effect of the control stage in a steam turbine will result in strong flow excitation force. On the basis of the software ANSYS CFX, a 3-D unsteady viscous model for the control stage of a steam turbine with a partial admission room and a reinforced rib was constructed with the RNG $k-\epsilon$ turbulence model, the dual time step method, the sliding interface model and the structural hexahedron mesh. The simulation results show that the time-averaged unsteady wheel efficiency is lower than steady wheel efficiency. There are greater unsteady axial and circumferential forces in the inlet and outlet blocked areas of the rotor blades. Spectrum analysis indicates that the typical low frequency of the exciting force is 50 Hz. The circumferential distributions of pressure and static entropy are nonuniform and the nonuniformity decreases gradually towards the downstream sections. The mixing and windage losses are larger in the blocked channel, leading to the decrease in the blade work. In addition, the suction pressure of the rotor blade is affected significantly earlier than that of pressure side when the flow passes the blocked channel.

Keywords: steam turbine; control stage; unsteady flow; flow excitation force

电站及工业中的汽轮机通常采用调节级来调节主蒸汽流量,进而达到调节机组负荷的目的.调节级只能对部分进汽起到调节的作用,这部分进汽具有很强的非定常效应,周向流动不均匀,会产生强烈的激振力,因此对叶片的安全性、可靠性提出了更高的要求.

Bohn 等^[1]对调节级流动的周向非均匀特性和衰减过程进行了实验研究,并为调节级流动特性提供了详实的实验数据;He^[2]采用准三维数值计算方法对 12/14 的静动叶栅通道的部分进汽特性进行了模拟;Lampart 等^[3]采用二维数值模型对调节级进行了全周气动分析,使用傅里叶变换得到了动叶轴向力和切向力的频谱图;Naoto 等^[4]对带有两级部分进汽的调节级进行了全周的二维数值模拟,指出第一级进汽段存在最佳的位置,可使透平效率达到最高;Daniel 等^[5]对火箭引擎单级超声速透平全周进汽和部分进汽进行了三维非定常流动的数值分析,得到了部分进汽与全周进汽在动叶出口上的相对马赫数及其对应的亚声速和超声速.瑞典皇家科学院的 Fridh 等^[6-7]对调节级部分进汽的机理进行了理论、实验和数值研究,三者结果吻合良好,同时给出了沿着流动方向上的不同截面的环形静压分布.早期在国内也对部分进汽进行了研究^[8-12],如:蔡颐年^[8]对部分进汽损失做了相关分析;徐星仲等^[9]对部分进汽的动叶排的非定常流动进行了初步的数值研究;訾宏达等^[10]对调节级的三维非定常流动进行了数值研究,对鼓风损失做了详细的分析.

本文研究基于 ANSYS CFX 软件,采用 RNG $k-\epsilon$ 方程模型及结构化网格构建了带有进汽室和加强筋的调节级全周计算模型,分析了流动的周向分布,给出了轴向汽流力和切向汽流力随时间的变化规律.

1 数值计算方法

1.1 物理模型

调节级在结构上不具对称性,进汽也不对称,汽体流动是以一个圆周为周期,所以只有采用全周模型模拟才能得到精确的调节级流动特性.本文中的调节级(见图 1)带有 4 组进汽室(IN1、IN2、IN3、IN4)和喷嘴,每组进汽室的出口有 13 个加强筋,每组喷嘴有 30 个静叶通道,IN1 与 IN4、IN2 与 IN3 之间有 4 个静叶通道堵塞,全周共 72 个动叶,静叶弦长为 36.24 mm(轴向弦长 23.94 mm),动叶弦长为 63.98 mm(轴向弦长 62.72 mm).通过堵塞不同

的进口可以对部分进汽度进行调节,如部分进汽度为 0.70 时,IN4 被堵塞.

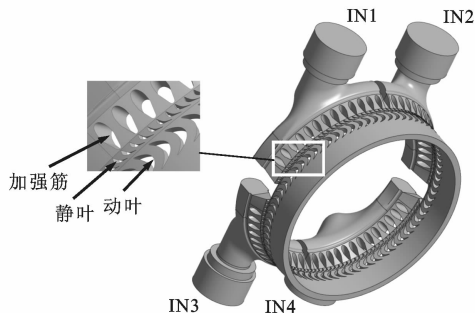


图 1 调节级全周模型

1.2 控制方程及湍流模型

采用三维非定常雷诺时均 N-S 方程可以描述调节级的内部流场,直角坐标系下的三维黏性可压缩非定常流动控制微分方程组的通用式为

$$\frac{\partial(\rho\phi)}{\partial t} + \text{div}(\rho\mathbf{U}\phi) = \text{div}(\Gamma_{\phi}\text{grad}\phi) + S_{\phi} \quad (1)$$

式中: ρ 为流体密度; t 为时间; $\mathbf{U}$ 为速度矢量; ϕ 为通用变量,可以代表 u 、 v 、 w 、 T 、 k 和 ϵ 等求解变量; Γ_{ϕ} 为广义扩散系数; S_{ϕ} 为广义源项.将式(1)对不同变量展开,可以得到连续方程、动量方程和能量方程,采用 IAPW IF97 公式^[13]拟合的水蒸气状态方程可以封闭方程组.

控制方程离散采用基于单元中心(即内节点法)的有限容积法进行,方程中的扩散项和源项离散采用二阶中心差分法进行,对流项离散采用 Barth 和 Jespersen^[14]提出的高精度离散格式进行,时间项离散采用 Jameson^[15]的双时间步隐式时间迭代方法进行.

本文的紊流计算模型采用了 RNG $k-\epsilon$ 方程^[16]紊流模型.RNG $k-\epsilon$ 湍流模型理论是将非稳态 N-S 方程相对于一个平衡态做 Gauss 统计展开,用脉动频谱的波数滤波法消除小尺度涡,将影响归并到涡黏性之中,从而改善耗散率 ϵ 的模拟结果.RNG $k-\epsilon$ 模型与标准 $k-\epsilon$ 模型的不同之处是, ϵ 方程源项中加入了一个非线性的附加项 R_{ϵ} ,该项对于提高大应变率流动计算的精度非常重要.附加项的表达式为

$$R_{\epsilon} = \frac{C_{\mu}\rho\eta^3(1-\eta/\eta_0)}{1+\beta\eta^3} \frac{\epsilon^2}{k} \quad (2)$$

式中: $\eta=S_{\mu}k/\epsilon$; $\eta_0=4.377$; $\beta=0.012$.

由于 RNG $k-\epsilon$ 模型采用了高 Re 数 $k-\epsilon$ 方程,因而叶片近壁面需要采用壁面函数法来处理.

1.3 计算网格及边界条件

为了适应进汽室、叶栅通道等的复杂结构拓扑,本文将计算域分解为若干个子区域,每个子区域剖分采用六面体结构化网格进行.动、静叶片交界面间的信息传递采用滑移界面方法^[17]来处理.叶片近壁面采用 O 型网格,远壁面采用 H 型网格.

考虑到计算时间和计算硬件的要求,本文将静、动叶通道简化为 16/9 进行网格无关性验证.在网格节点数分别为 40 万、65 万、90 万、115 万的情况下进行稳态分析,由此获得了定常轮周效率.研究发现,随着网格节点数的不断增加,相邻区域网格的定常轮周效率的偏差逐渐减小,其中网格节点数为 90 万~115 万时的最低相对偏差为 0.05%.为了保证计算精度,同时减少计算量,本文的网格节点数定为 115 万.

加强筋和进汽室的网格节点数与动、静叶的标准相同.加强筋单通道网格节点数在径向/周向/流向 3 个方向上的关系是 20/35/40,静叶单通道网格节点数在 3 个方向的关系是 23/29/54,动叶单通道网格节点数在 3 个方向的关系是 33/28/64,具体网格处理如图 2 所示,整个非定常计算域的网格节点数约为 1 160 万.

非定常计算工况如表 1 所示,其中进口总温为 T_o ,进口总压为 $p_{o,in}$,出口静压为 $p_{s,out}$.

表 1 非定常计算工况

T_o/K	$p_{o,in}/MPa$	$p_{s,out}/MPa$	$n/r \cdot min^{-1}$
807.15	16.065	12.678	3 000

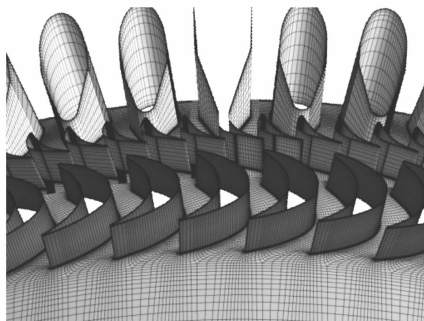


图 2 典型位置处的网格示意

2 结果及分析

透平轮周效率定义为

$$\eta = \frac{\omega}{h_s^*}$$

(3)

式中: ω 为动叶轮周做功; h_s^* 为级等熵焓降.

表 2 给出了时间 t 内调节级全周非定常平均等熵效率和定常等熵效率的计算结果.从表 2 可以发现,非定常平均等熵效率比定常的降低了 3.12%,因为部分进汽具有强烈的非定常效应,由此增加了掺混损失,同时表明非定常计算能够精确地描述实际调节级的流动特性.

表 2 调节级等熵效率的计算结果

$\eta/\%$		对误差
非定常平均	定常	
74.50	76.90	3.12

部分进汽和进口流动存在着非对称性,它将导致堵塞段动叶负荷近乎为 0,这种现象随着动叶旋转呈现周期性变化.为了考察这种变化,本文对动叶承受的轴向力 F_A 和切向力 F_T 进行了监测,发现在第 3 和第 4 个流动周期内的轴向力和切向力变化基本一致,因此我们认定该调节级非定常流动已趋于收敛.图 3 仅给出了一个流动周期内(5 120 个时间步)的动叶受力变化情况,图 3 中上部为静叶栅通道示意,其描述不同时间步下动叶相对静叶的位置.从图 3 可以看出,位置 A 处轴向力明显下降,切向力明显上升.由于位置 A 处于 4 个堵塞静叶通道的下游,动叶压力面受到了高速来流冲击,吸力面大部分被滞流流体覆盖,所以切向力出现正向极值,吸力面前缘附近的高速来流与滞流流体掺混,由此产生大量的掺混损失,形成低压区域,最终导致轴向力出现负极值.在堵塞区域中,流道内充满着滞流流体,动叶承受的轴向力和切向力突降为 0,如图 3 位置 B 处所示.当动叶即将离开堵塞区域时(见位置 B),其吸力面通道首先受到来流的影响,压力面在逐渐充满高速汽流后出现滞流流体,所以切向力为负向极值,而高速流体冲击下的动叶轴向力为正向极值.在 A、O、B 这 3 处以外,动叶轴向力大致为 $0.25F_{\max}$,切向力为 $0.63F_{\max}$,该部分轴向力和切向力主要来自上游静叶尾迹的影响,并呈正弦函数周期性变化.

采用 FFT 对轴向力和切向力进行频谱分析,得到了相应的频谱图,如图 4、图 5 所示.由图 4、图 5 可知,轴向力和切向力的一阶低频激振力频率均为 50 Hz,与汽轮机转速吻合,而其余各阶低频激振力频率为 50 Hz 的整数倍.受上游静叶尾迹压力的影响,动叶的高频汽流激振力(理论上基频为 6.4 kHz)远低于部分进汽带来的低频激振力(图中无法呈现).

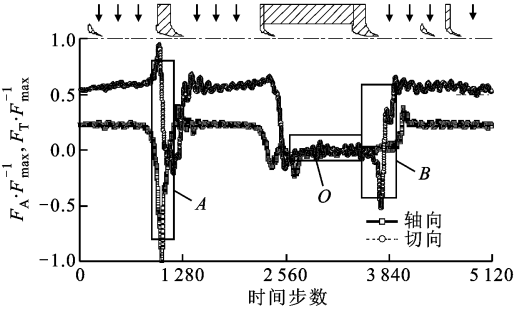


图 3 不同时间步动叶承受的轴向力和切向力

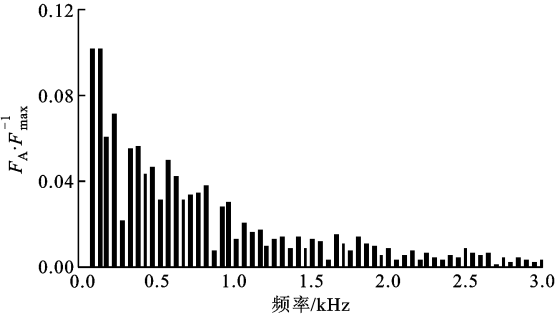


图 4 动叶轴向力频谱图

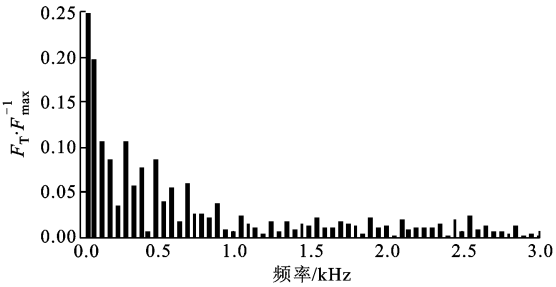


图 5 动叶切向力频谱图

本文选择图 3 中第 5 120 个时间步(记该时刻为 t_{TM})进行参数周向分布分析. t_{TM} 时刻的静压 p_s 在不同截面(截面 1~截面 3)的周向分布如图 6 所示,其中截面 1 位于加强筋、静叶之间,截面 2 位于静叶、动叶之间,截面 3 位于动叶尾缘下游,上游阴影部分为 IN4 的堵塞区域.从图 6 看到,IN4 的堵塞导致加强筋出口压力接近于下游静叶出口压力,二者的相对压力均在 0.79 附近,其他位置的相对压力在 0.98 左右.当汽流通过静叶通道时,进汽段相对压力下降为 0.83,而堵塞区域压力变化不大.在位置 A 处,静叶前缘的压力变化出现了突变,其相对压力最大值达到了 0.35,最小值为 0.52 左右,与图 3 分析结果一致,即在 A 处形成的局部低压区域使得该处叶片轴向力出现极值.动叶做功之后,进汽段的压力稍有下降,而堵塞区域汽流相对滞流,受到来流掺混和动叶鼓风的作用,堵塞区域的压力稍有上

升,A 处最为明显.汽流静压周向分布且沿流动方向趋于均匀分布.

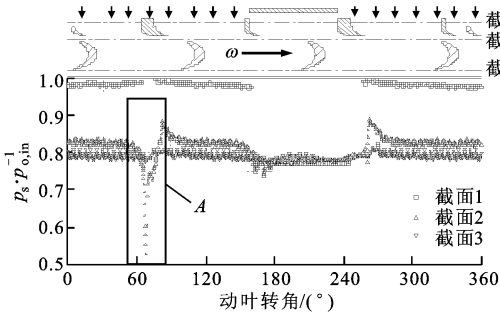


图 6 t_{TM} 时刻不同截面静压周向分布

t_{TM} 时刻不同截面的静熵 s 周向分布如图 7 所示.从图 7 可以发现:气流在进汽段沿流动方向的熵值增大,说明流动过程伴有损失;气流在进入堵塞区域后的熵值剧增,截面 1~截面 3 堵塞区域的熵值较相同截面其他位置的都大,堵塞区域的流体近乎滞流,损失较大;气流在接近下游的堵塞区时,因受到周围进汽段汽流的影响,熵值减小,从而导致静熵周向分布且沿流动方向趋于平均分布.

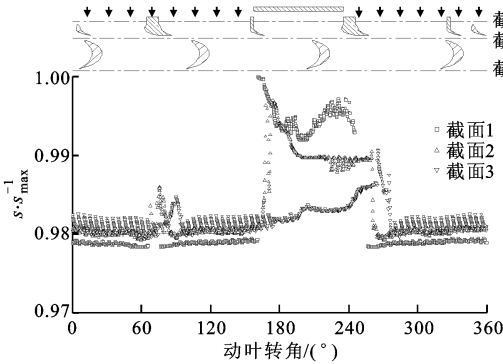
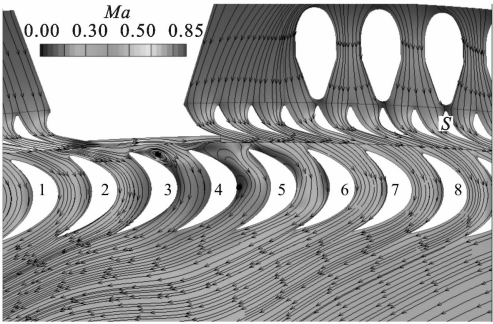


图 7 t_{TM} 时刻不同截面的静熵周向分布

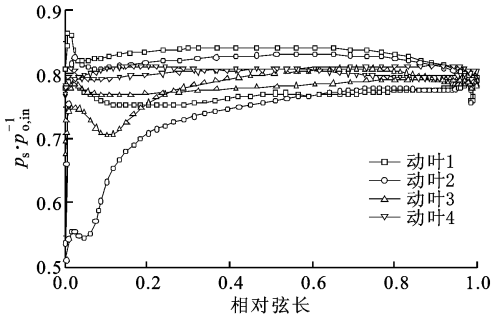
图 8 给出了 t_{TM} 时刻、位置 A、50%叶高处的马赫数云图和流线分布.从图 8 可以看出,位置 A 处的流动特征比较明显,进汽段汽流通过静叶流道后明显加速,在静叶出口的速度达到最大,之后进入动叶通道.在动叶 2 的吸力面前缘附近,进汽段汽流受动叶旋转的影响而周向运动,并在运动过程中与动叶内部滞流流体进行掺混,从而产生较大的掺混损失;部分汽流通过动叶 3、动叶 4 的压力面通道流出,并在吸力面产生旋涡;动叶 5 上游静叶通道内的汽流与周向来流和动叶内的滞流汽流掺混,并从动叶 5 吸力面通道流出;从动叶 6 通道开始,流动开始恢复进汽状态.可见,部分进汽对动叶 3~动叶 5 的做功影响很大.



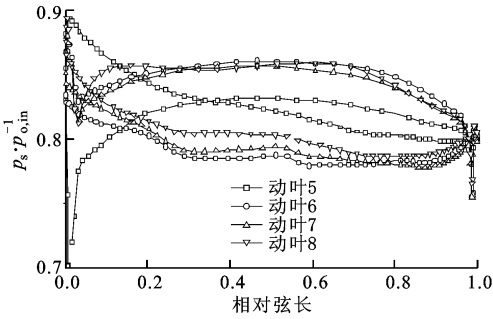
1~8:动叶序号;S:标识静叶
图 8 动叶在 t_{TM} 时刻、位置 A、50%叶高处的马赫数云图及流线分布

叶片表面压力分布是衡量叶片气动性能的重要参数,决定着叶片的做功能力,影响着叶片的气动效率.

为了便于分析图 8 动叶的做功能力,图 9 给出了 t_{TM} 时刻动叶在 50%叶高处的压力分布.从图 9 可以看出:受堵塞区域的影响,动叶 2 的吸力面压力变化较大,其前缘压力剧降;动叶 3~动叶 5 的压力面和吸力面的压差减小,动叶的做功能力大幅下降;从动叶 6 开始,动叶表面压力开始恢复,直至动叶 8 做功水平恢复正常.



(a)动叶 1~动叶 4



(b)动叶 5~动叶 8

图 9 动叶在 t_{TM} 时刻、50%叶高处的静压分布

动叶旋转 360° ,整个流动周期内的叶片负荷变化巨大.为了更好地说明叶栅在进汽段和堵塞段的负荷随时间的变化,本文对特定区域的叶栅在较短时间内的负荷变化进行了研究.记动叶旋转经过一个静叶通道的时间为 t , t 的末端时刻即为 t_{TM} .

图 10 为不同时间步进汽段标识静叶 S 在 50%叶高处的静压分布.从图 10 可以发现,在静叶吸力面的 50%弦长到尾缘处的压力波动很明显,这是由动、静叶之间强烈的互相干涉引起的.

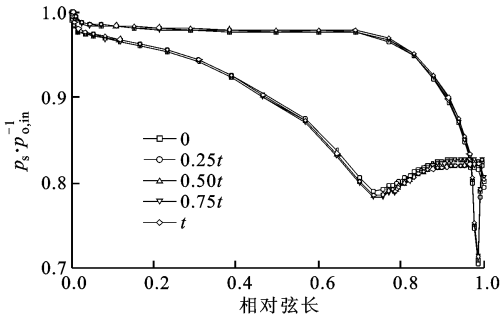


图 10 进汽段标识静叶 S 在 50%叶高处的静压分布

图 11 为不同时间步进汽段的动叶 8 在 50%叶高处的静压分布.从图 11 可见,各时间步下静压分布并不相同,在压力面前 4/5 弦长处、吸力面前 1/2 弦长处的压力波动很明显,表明上游静叶尾迹对动叶影响很大,而对动叶尾缘影响较小.

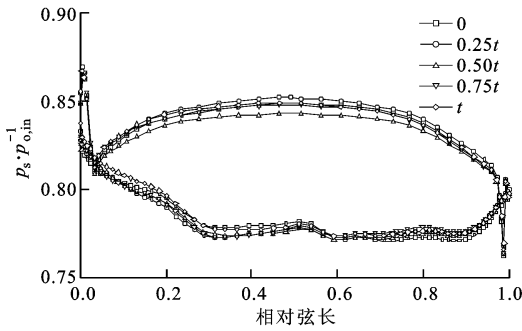


图 11 进汽段的动叶 8 在 50%叶高处的静压分布

从图 8 分析得到,当动叶进入堵塞区域时,其表面负荷变化剧烈.图 12 给出了动叶 3 进入堵塞区域时,其在 50%叶高处的静压经过一个静叶通道的时间历程.从图 12 可以看出,当动叶进入堵塞区域时,压力面压力逐渐下降,吸力面前缘压力变化较大,在 $0 \sim t$ 时间段内,堵塞区域对动叶的影响发生在前缘至 1/2 弦长处,压力波动值随之越来越大,最终发展成为类似图 9 所示的动叶 4、动叶 5 的压力曲线.

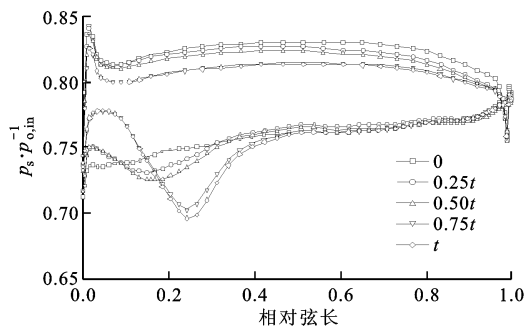


图12 动叶3进入堵塞段在50%叶高处的静压分布

3 结 论

本文采用 RNG $k-\epsilon$ 湍流模型、双时间步法、滑移界面模型及结构化六面体网格对带有进汽室和加强筋的汽轮机调节级进行了三维非定常黏性流动的数值模拟,获得了该调节级内部非定常流动特征,分析了流场的详细情况。由于调节级的非定常效应对气动性能的影响更为显著,所以非定常时均轮周效率和定常轮周效率相差很大。部分进汽受轴向和切向非定常汽流力的影响,使得动叶轴向和切向汽流的低频激振力的基频为 50 Hz,与汽轮机的转速一致。

基于不同截面的周向压力和静熵分布,以及局部流线和马赫数分布,本文给出了堵塞区域的压力和熵增变化,并随着汽流向下游运动,压力和静熵分布趋于均匀化。从进汽段和堵塞区域的动叶压力分布可以看出,部分进汽带来的掺混损失和鼓风损失,使得动叶的做功能力下降。

通过不同时间步在进汽段的静、动叶表面静压分布,发现上游静叶尾迹对动叶压力面前 4/5 弦长区域、吸力面前 1/2 弦长区域影响较大,在进、出堵塞区域,动叶吸力面的影响首当其冲。

参考文献:

- [1] BOHN D E, FUNKE H H. Experimental investigations into the nonuniform flow in a 4-stage turbine with special focus on the flow equalization in the first turbine stage [C]//Proceedings of ASME Turbo Expo. New York, USA: ASME, 2003:38547.
- [2] HE L. Computation of unsteady flow through steam turbine blade rows at partial admission [J]. Journal of Power and Energy, 1997, 211(3): 197-205.
- [3] LAMPART P, SZYMANIAK M, RZADKOWSKI R. Unsteady load of partial admission control stage rotor of a large power steam turbine [C]//Proceedings of ASME Turbo Expo. New York, USA: ASME, 2004;

53886.

- [4] SAKAI N, HARADA T, IMAI Y. Numerical study of partial admission stages in steam turbine: efficiency improvement by optimizing admission arc position [J]. JSME International Journal, 2006, 49(2): 212-217.
- [5] DORNEY D J, GRIFFIN L W, SONDARK D L. Full and partial admission performance of the simplex turbine [C]//38th AIAA/ASME/SAE/ASEE Joint Propulsion Conference & Exhibit, Reston, USA: AIAA, 2002: 3638.
- [6] FRIDH J E, BUNKUTE B, FAKHRAI R, et al. An experimental study on partial admission in a two-stage axial air test turbine with numerical comparisons [C]//Proceedings of ASME Turbo Expo. New York, USA: ASME, 2004: 53774.
- [7] HUSHMANDI N B, HU J, FRIDH J, et al. Numerical study of unsteady flow phenomena in a partial admission axial steam turbine, GT2008-50538 [R]. New York, USA: ASME, 2008.
- [8] 蔡颐年. 蒸汽轮机[M]. 西安:西安交通大学出版社, 1988: 111-113.
- [9] 徐星仲,徐力平,蔡虎,等. 处于部分进汽时动叶片排内非定常流动现象的数值研究[J]. 工程热物理学报, 2001, 22(1): 36-39.
- XU Xingzhong, XU Liping, CAI Hu, et al. Numerical investigation into cascade flow under partial admission [J]. Journal of Engineering Thermophysics, 2001, 22 (1): 36-39.
- [10] 曾宏达,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, 2007, 27(5): 721-724, 761.
- ZI Hongda, FANG Ren, XU Xingzhong, et al. Numerical simulation of 3D unsteady flow in governing stages of steam turbines under partial admission condition [J]. Journal of Power Engineering, 2007, 27 (5): 721-724, 761.
- [11] 晏鑫,李军,丰镇平,等. 大功率汽轮机调节级全三维气动性能的数值研究[C]//中国工程热物理第十二届学术年会热机气动热力学分会. 重庆:中国工程热物理学会, 2006: 062034.
- [12] 刘子亘,曹世裕,韩万金. 调节级局部进汽对下游动叶气动负荷影响的数值研究[J]. 汽轮机技术, 2010, 52 (1): 41-44.
- LIU Zigen, CAO Shiyu, HAN Wanjin. Numerical simulation of effect of adjust stage local intake on aerodynamic load of downstream rotor blade [J]. Turbine Technology, 2010, 52 (1): 41-44.
- [13] International Association for the Properties of Water

and Steam. Release on the IAPWS industrial formulation 1997 for the thermodynamic properties of water and steam [EB/OL]. [2007-08-26]. <http://www.iapws.org/relguide/IF97-Rev.pdf>.

[14] BARTH T J, JESPERSON D C. The design and application of upwind schemes on unstructured meshes, AIAA-89-0366 [R]. Reston, USA: AIAA, 1989.

[15] JAMSON A. Time dependent calculation using multigrid with applications to unsteady flows past airfoils and wings [C]// AIAA 10th Computational Fluid Dynamics Conference. Reston, USA: AIAA, 1991: 1596.

[16] YAKHOT V, ORZAG S A. Renormalization group analysis of turbulence: basic theory [J]. Journal of Scientific Computing, 1986, 1(1): 3-11.

[17] 谢永慧, 蓝吉兵, 樊涛. 透平级三维粘性非定常流动及气流激振力研究 [J]. 中国电机工程学报, 2008, 28(5): 78-84.

XIE Yonghui, LAN Jibing, FAN Tao. Investigation of three dimensional viscous unsteady flow and excitation force of turbomachinery stage [J]. Proceedings of the CSEE, 2008, 28(5): 78-84.

(编辑 苗凌)