

DOI: 10.19666/j.rlfed.202207180

# 汽轮机低压缸零出力流动与温升特性 数值研究

翟鹏程<sup>1,2</sup>, 王汀<sup>1,2</sup>, 于龙文<sup>1,2</sup>, 穆祺伟<sup>1,2</sup>, 张奔<sup>1,2</sup>, 杨荣祖<sup>1,2</sup>,  
王宏武<sup>1,2</sup>, 谢天<sup>1,2</sup>, 王耀文<sup>1,2</sup>, 石慧<sup>1,2</sup>, 孙添一<sup>3</sup>, 李志刚<sup>3</sup>, 李军<sup>3</sup>

(1.西安热工研究院有限公司, 陕西 西安 710054;

2.高效灵活煤电及碳捕集利用封存全国重点实验室, 陕西 西安 710054;

3.西安交通大学叶轮机械研究所, 陕西 西安 710049)

**[摘要]** 小流量下汽轮机低压缸末级内部流动与温升现象十分复杂, 为火电调峰与低压缸零出力改造带来挑战。为此, 以某电厂汽轮机低压缸为研究对象, 建立了低压缸五级叶栅单通道流场计算模型, 数值研究了不同工况下低压缸工作性能、流动结构与温升特性。结果表明: 当低压缸通流流量降低至设计工况的3.84%时, 低压缸无法输出功率; 流量很小时, 低压缸进入鼓风状态, 末级叶栅出现下端壁分离区、静叶分离区、机匣环面涡、末级动叶涡等流动结构, 且在末级叶栅转-静间隙叶顶位置出现显著鼓风加热现象; 流量降低至设计工况的2.23%时, 末级静叶、动叶表面平均温度分别升高219.6 K与243.7 K。鼓风状态下, 低压缸工作性能、内流结构均会发生显著变化, 末级叶栅内温度升高使叶片工作环境恶化, 机组小流量运行需对其加以考虑。

**[关键词]** 低压缸; 数值研究; 鼓风状态; 流动结构; 温升特性

**[引用本文格式]** 翟鹏程, 王汀, 于龙文, 等. 汽轮机低压缸零出力流动与温升特性数值研究[J]. 热力发电, 2023, 52(4): 128-134. ZHAI Pengcheng, WANG Ting, YU Longwen, et al. Numerical investigation on off-design flow and temperature rise characteristics of steam turbine low pressure cylinder[J]. Thermal Power Generation, 2023, 52(4): 128-134.

## Numerical investigation on off-design flow and temperature rise characteristics of steam turbine low pressure cylinder

ZHAI Pengcheng<sup>1,2</sup>, WANG Ting<sup>1,2</sup>, YU Longwen<sup>1,2</sup>, MU Qiwei<sup>1,2</sup>, ZHANG Ben<sup>1,2</sup>, YANG Rongzu<sup>1,2</sup>,  
WANG Hongwu<sup>1,2</sup>, XIE Tian<sup>1,2</sup>, WANG Yaowen<sup>1,2</sup>, SHI Hui<sup>1,2</sup>, SUN Tianyi<sup>3</sup>, LI Zhigang<sup>3</sup>, LI Jun<sup>3</sup>

(1. Xi'an Thermal Power Research Institute Co., Ltd., Xi'an 710054, China;

2. National Key Laboratory of Efficient Coal, Electricity and Carbon Capture, Utilization and Storage, Xi'an 710054, China;

3. Institute of Turbomachinery, Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049, China)

**Abstract:** The internal flow and temperature rise characteristics in the last stage of steam turbine low pressure cylinder under low flow rate condition is quite complex, which makes thermal power peak load regulation and cut-off transformation more challenging. By taking the low pressure cylinder of a steam turbine in a power plant as the research object, a five-stage cascade single-channel calculation model of the low pressure cylinder was established, and the working performance, flow structure and temperature rise characteristics of the low-pressure cylinder under different working conditions were numerically investigated. The research shows that, when the flow rate of the low-pressure cylinder decreases to 3.84% of the design condition, the low-pressure cylinder outputs no positive power. When the flow rate is quite low, the low pressure cylinder enters the windage condition, and the flow structures such as the hub endwall separation area, the vane separation area, the casing torus vortex, and the last stage bucket vortex appear in the last stage cascade, by concomitant of obvious windage heating effect at the tip position of rotor-

收稿日期: 2022-07-28 网络首发日期: 2022-10-09

基金项目: 中国华能集团有限公司总部科技项目 (HNKJ21-H71)

Supported by: Science and Technology Project of China Huaneng Group Co., Ltd. (HNKJ21-H71)

第一作者简介: 翟鹏程 (1990), 男, 硕士, 主要研究方向为火电机组深度调峰技术, zhaipengcheng@tpri.com.cn.

stator clearance area of last stage cascade under low flow rate condition. When the flow rate decreases to 2.23% of the design condition, the average surface temperatures of the last stage vane and blade increase by 219.6 K and 243.7 K, respectively. The working performance and internal flow structure significantly change under windage condition. The temperature rise in the last stage cascade deteriorates the working environment of the blades, which needs to be taken into consideration when the steam turbine works under low flow rate condition.

**Key words:** low pressure cylinder; numerical investigation; windage condition; flow structure; temperature rise characteristics

“十三五”以来,我国并网新能源装机容量持续迅猛增长<sup>[1]</sup>,但其也导致了电网系统调峰问题日益严峻<sup>[2]</sup>。在中国“三北”地区冬季供暖期,大量热电联产机组因供暖而难以调峰,导致出现了较为严重的弃光、弃风和弃水问题<sup>[3-4]</sup>。在此背景下,为解决电网调峰矛盾,提升火电机组灵活运行能力,挖掘其深度调峰潜力势在必行<sup>[5-6]</sup>。针对该要求,许多电厂进行了汽轮机低压缸零出力改造,使低压缸在小流量下安全平稳运行,提高火电机组的深度调峰能力<sup>[7]</sup>。

汽轮机低压缸流量较低时,缸内流动与温度场会出现以下问题<sup>[8-11]</sup>:末级叶片会出现大量三维涡结构,末级叶栅通道出口处回流现象显著;末级叶片会进入鼓风状态,叶片表面温度在鼓风加热效应下会大幅升高,对长叶片强度产生负面影响,危害汽轮机的安全运行。据统计,由叶片引发的事故占汽轮机组总安全事故的40%左右<sup>[12]</sup>,因此,对汽轮机低压缸在小流量下的运行状态进行研究具有重要的工程意义。

国内外学者对汽轮机低压缸小流量工况流动特性的研究表明,末级动叶处出现的汽流分离现象会随低压缸工质流量的减小而加剧,且影响位置逐渐向叶顶以及上游叶栅发展<sup>[13-16]</sup>。Zhang等人<sup>[17]</sup>将汽轮机非设计工况运行时,低压缸末级涡结构总结为回流涡、分离涡、转-静间隙涡等。Megerle等人<sup>[18-19]</sup>对小体积流量工况下,汽轮机低压缸的流量特性与流动结构进行了总结,并讨论了数值研究其激振频率、湍流尺度的准确性。西门子公司团队也数值研究了低负载工况下,低压缸末级内部流动的不稳定特性<sup>[20]</sup>。

低压缸零出力时,其进汽流量远低于设计工况,部分区域蒸汽流速低,在叶片的搅动下产生鼓风损失,导致各级有效焓降减少,出现鼓风加热现象<sup>[21]</sup>。刘艺苗<sup>[22]</sup>研究表明,低压缸入口流量减小至阈值时,末级动静叶间隙顶部会出现显著的涡流,随即进入鼓风状态。对于汽轮机鼓风运行时低压缸出现的温升现象,宋文希等<sup>[23]</sup>研究发现,末级静叶与动叶之间区域鼓风加热最为剧烈。

小流量下汽轮机低压缸末级内部流动与温升现象十分复杂。本文建立了汽轮机低压缸5级叶栅单通道流场计算模型,研究了变工况,尤其是小流量工况下低压缸内部流动结构,分析了鼓风状态下末级叶片的温升特性。本文研究可为汽轮机小流量安全平稳运行、低压缸切除改造提供参考。

## 1 计算模型与数值方法

### 1.1 计算模型

本文针对某电厂的某汽轮机厂生产的CJK350/269—24.2/0.4/566/566型超临界、一次中间再热、单轴、双缸双排汽间接空冷抽凝式供热机组的低压缸通流区域5级叶栅开展了数值分析。

首先采用MSCAN全局摄影测量系统,通过拍摄被测物体的多幅2D图像,利用特定算法对上述图像进行迭代,计算出物体表面关键信息点的三维坐标值,从而获得低压缸转子的三维几何模型。图1给出了低压缸通流区域的子午面和三维模型示意,其中蓝色区域为静叶(S),橙色区域为动叶(R)。表1给出了各级叶栅叶片数目、叶高和平均直径。

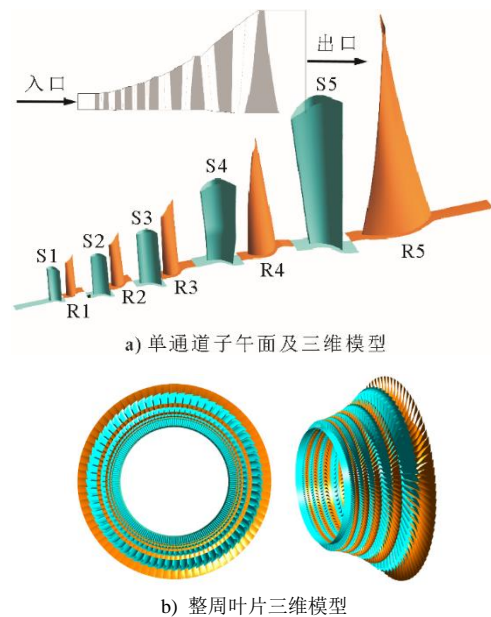


图1 汽轮机低压缸通流区域计算模型  
Fig.1 Computational model of the steam turbine low pressure flow passage

表 1 汽轮机叶栅几何参数

Tab.1 Geometric parameters of the steam turbine cascades

级数	叶片数	平均叶高/mm	平均直径/mm
第 1 级	静叶 S1	192	104.81
	动叶 R1	180	113.92
第 2 级	静叶 S2	142	135.72
	动叶 R2	120	151.92
第 3 级	静叶 S3	122	181.08
	动叶 R3	100	214.97
第 4 级	静叶 S4	84	297.23
	动叶 R4	98	350.32
第 5 级	静叶 S5	68	548.02
	动叶 R5	80	678.34

## 1.2 数值方法

采用 NUMECA Autogrid5 软件对汽轮机低压缸单通道流场计算模型进行六面体网格剖分。为适应叶片几何外形,采用 H-O-H 拓扑策略,在叶片近壁面区域采用了 O 型网格剖分,从而提高叶片前缘和尾缘的网格质量;在主流区域则采用了 H 型网格剖分,并对近壁面区域计算网格进行加密处理。图 2 给出了计算网格示意。

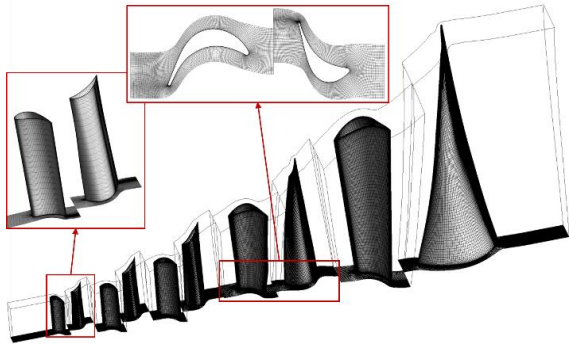


图 2 计算网格示意

Fig.2 Schematic diagram of the computational mesh

分别以低压缸整周流量与出口平均温度为指标,在设计工况下分别对 3 套不同节点数的网格收敛指数 (grid convergence index, GCI)<sup>[24-25]</sup> 进行计算,结果见表 2。由表 2 可见,网格总节点数为  $11.79 \times 10^6$  时,以 2 个指标计算得到的 GCI 值均小于 0.5%,可以认为该网格规模足以获得网格无关解,因此选用这套网格进行后续计算。

选用 ANSYS CFX 软件对汽轮机低压缸单通道流场进行数值计算。汽轮机低压缸中,会发生工质的凝结,为更好地模拟该相变过程,选择基于 IAPWS IF97 工业标准的真实水蒸气模型 Steam 1vl 作为计算工质。雷诺时均 N-S 模型 (RANS) 被广泛应用于湍流问题的数值模拟,本文选用 RANS 方

法中的 SST  $k-\omega$  模型,以准确预测流动分离情况。

表 2 不同网格数时的 GCI 值

Tab.2 GCI values for different grid numbers

节点数/( $\times 10^6$ )	流量/( $\text{kg}\cdot\text{s}^{-1}$ )	GCI <sup>①</sup> /%	温度/K	GCI <sup>②</sup> /%
7.75	100.256	1.131	319.985	0.673
11.79	101.685	0.440	322.464	0.277
17.94	102.245		323.486	

①以低压缸整周流量为指标计算得到的值。

②以出口平均温度为指标计算得到的值。

## 1.3 边界条件

数值模拟中,给定计算域入口总压、总温,排气背压为 12 kPa。静叶及动叶叶栅通道两侧边界设置为旋转周期性边界条件,其余壁面均为绝热无滑移壁面。采用冻结转子 (frozen-rotor) 方法处理转-静交界面<sup>[26]</sup>,动叶转速为 3 000 r/min。表 3 给出了本文计算的 8 个工况对应的边界条件。表 3 中,总压、进气温度均为机组运行时测得参数,工况 1 为设计工况。

表 3 各工况边界条件

Tab.3 Boundary conditions of different cases

工况	入口总压/kPa	进汽温度/K	整周流量/( $\text{t}\cdot\text{h}^{-1}$ )
1	489	549.75	366.048
2	457	550.55	341.532
3	354	556.45	262.188
4	252	532.15	190.332
5	209	519.05	159.624
6	24	531.45	16.596
7	21	531.75	14.040
8	15	531.35	8.172

## 2 结果与讨论

### 2.1 工作性能

图 3 给出了汽轮机低压缸各级叶栅的工作性能指标。级内功率  $N_u$  定义为:

$$N_u = Gh_u \quad (1)$$

式中:  $G$  为流量;  $h_u$  为透平级焓降。

级静效率  $\eta_s$  定义为:

$$\eta_s = \frac{H_{01} - H_{03}}{H_{01} - H_{3s}} \quad (2)$$

式中:  $H_{01}$  为透平级进口总焓;  $H_{03}$  为透平级的出口总焓;  $H_{3s}$  为透平级的等熵出口静焓。

级总效率  $\eta_t$  定义为:

$$\eta_t = \frac{H_{01} - H_3}{H_{01} - H_{3s}} \quad (3)$$

式中:  $H_3$  为透平级的出口静焓<sup>[27]</sup>。

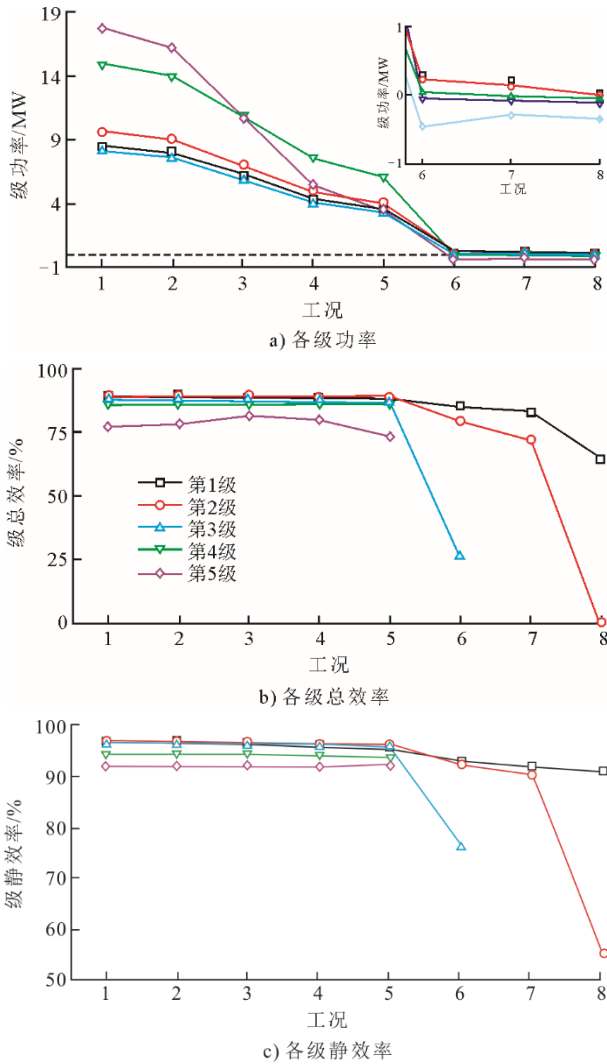


图3 各工况低压缸各级工作性能  
Fig.3 Working performance of each stage of the low pressure cylinder under different working conditions

由图3可见, 低压缸各级叶栅的级功率、级静效率和级总效率基本呈现出随主流入口总压降低而持续减小的趋势。需要注意的是, 图3a)中工况6末两级叶栅输出功率为负, 而工况7与工况8中末三级叶栅均为负功率, 由于负效率并无实际意义, 因此图中已将其对应数据点省略。此时, 由于供汽压力过低、工质流量过小, 以至于蒸汽在级内的膨胀做功已不足以支持该级动叶叶栅以3000 r/min的转速旋转。

图4给出了各工况下, 汽轮机低压缸的整体工作性能指标。由图4a)可见, 随着进口总压降低, 通流流量持续减小, 最低为工况8, 对应流量约为设计工况(工况1)的2.23%。同时随着蒸汽流量的减小, 低压缸整体的功率持续下降, 尤其是当流量减小至额定工况的3.84%(工况7)时, 低压缸整体呈现出负功率输出, 此时汽轮机低压缸部分已由动力

机械转变为耗功机械, 需要借助外来机械功输入来维持其正常转速。变化趋势方面, 输出功率与流量的变化趋势基本相同, 但低压缸的整机总效率与整机静效率则随蒸汽流量减小先基本保持不变而后发生突降。这说明当入口总压不太低时(工况1—工况5), 尚可以维持工质在汽轮机叶栅通道中正常流动形态, 使整机总效率维持在90%以上。

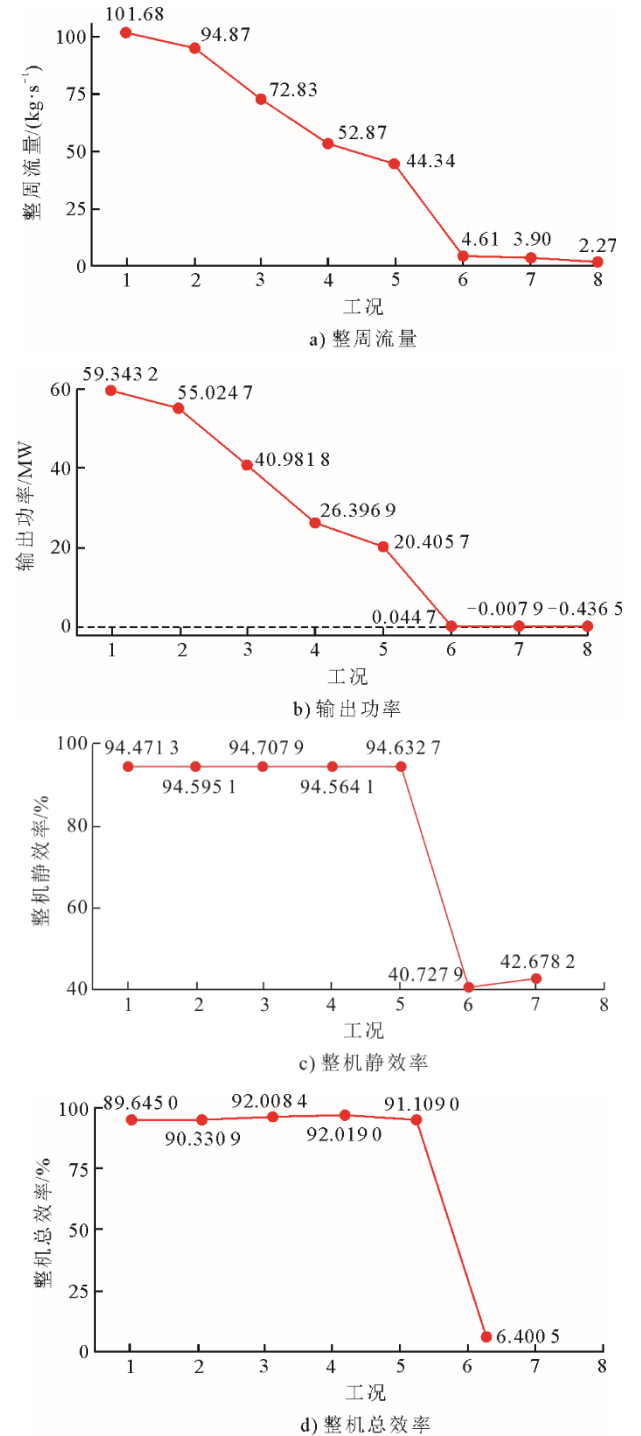


图4 各工况低压缸整体工作性能  
Fig.4 Overall working performance of the low pressure cylinder under different conditions

## 2.2 流动分析

图 5 给出了变工况下汽轮机低压缸通流区域的速度矢量分布。

由于流量较高时, 其流动结构不会发生较大变化, 因此将工况 2、工况 3 省略。对于工况 5, 此时蒸汽流量为设计工况的 43.6%, 末级动叶叶根处出现流动分离, 如图 5c) 中流动结构①所示。流量进一步减小时, 该分离流的影响范围逐渐向叶顶发展并最终形成下端壁分离区 (hub separation area) [16], 如图 5d) 中区域 A。在该分离区的影响下, 鼓风状态时的出流几乎全部由末级动叶叶尖位置排出。

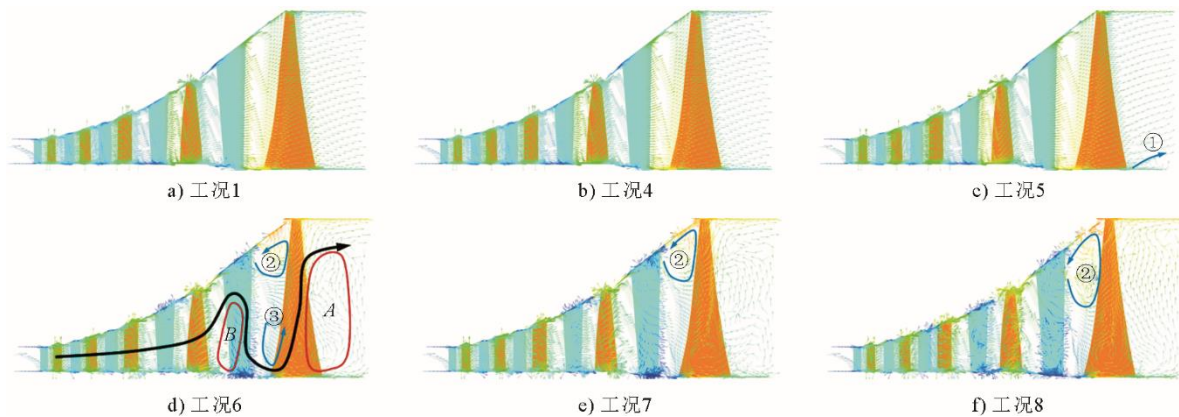


图 5 低压缸通流区域速度矢量图

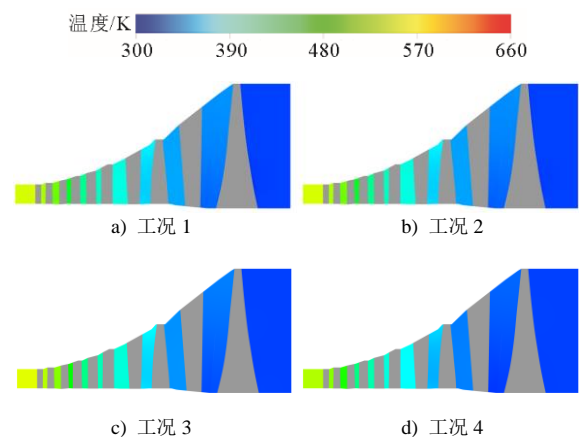
Fig.5 Velocity vectors at low pressure cylinder flow passage

## 2.3 温升特性

图 6 与图 7 分别给出了各工况下汽轮机低压缸子午面与末级动叶表面 (吸力面) 温度分布。由图 6a) — 图 6e) 可见: 在流量下降至设计工况的 43.61% 前 (工况 5), 低压缸温度场呈正常的逐级下降分布趋势, 由供气温度降低至约 300 K 并排出; 同时, 末级动叶出气边的高温区面积也随着入口流量的减小而逐渐减小。但流量进一步降低时, 末级进入鼓风状态, 温度分布出现较大变化: 对流量稍大的工况 6 与工况 7, 整个流域内不会出现明显的温度降低; 而对流量最小的工况 8, 末级叶栅对应位置温度显著升高。鼓风状态下, 末级动、静叶叶顶位置鼓风加热现象较为明显, 如图 6f) — 图 6h) 中红色虚线圈出位置。此时工质流量越低, 高温区影响范围越广且温升幅度越大。

图 8 给出了各工况下末级静叶和动叶表面平均温度和最高温度的变化。由图 8 可见, 汽轮机叶栅正常运行时, 叶片表面温度随流量的减小而降低, 这与图 7a) — 图 7e) 相符。同时, 对比动叶与静叶的温度变化趋势可见, 动叶表面温度对流量变化更加

敏感。进入鼓风状态后, 叶片表面温度跃升, 且虽然工况 6 — 工况 8 中动叶表面平均温度始终略高于静叶, 但最高温度却出现在静叶处。由图 6h) 可见, 鼓风加热效应在末级叶栅转-静间隙处最为剧烈。结合上述现象可知, 鼓风状态下, 静叶温度分布更不均匀, 产生热应力也更强。相比设计工况, 2.23% 流量工况下 (工况 8), 末级静叶、动叶表面平均温度分别升高了 219.6 K 与 243.7 K, 最高温度则分别升高了 272.9 K 与 223.3 K。



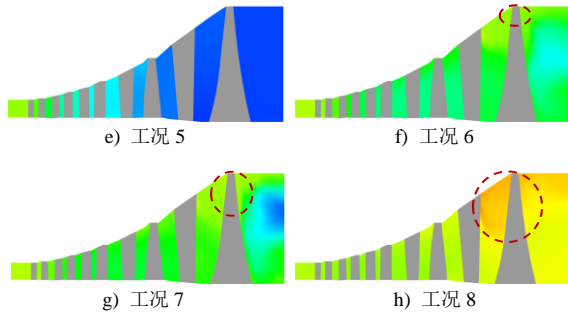


图 6 低压缸子午面温度分布

Fig.6 Temperature distributions at low pressure cylinder meridional surface

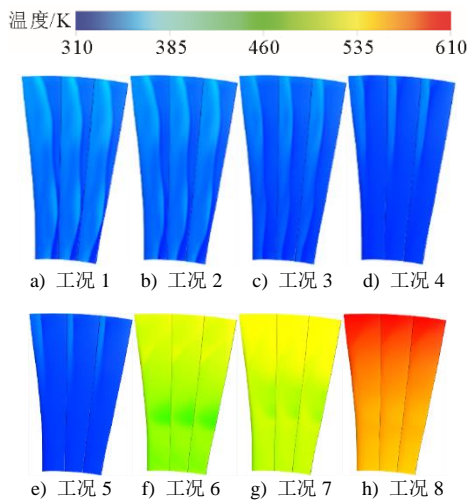


图 7 末级动叶表面温度分布

Fig.7 Temperature distributions on surface of the last stage moving blade

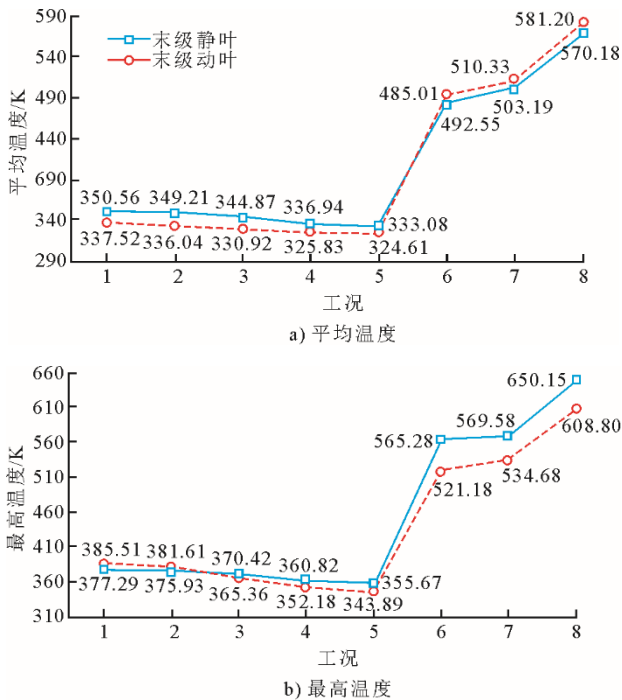


图 8 各工况末级叶片表面均温与最高温度

Fig.8 The average and maximum temperature on surface of the last stage blade under different conditions

### 3 结 论

1) 随着入口压力的降低, 汽轮机低压缸的流量与功率持续下降; 当流量降低至设计工况的 4.53% 时, 末两级叶栅便无法有效输出功率; 继续降低至 3.84%, 水蒸气工质在叶栅通道内的膨胀做功已不足以维持动叶旋转, 低压缸无法输出功率; 流量降低时, 低压缸效率先基本维持不变, 并在进入鼓风状态后突降。

2) 流量减小时, 末级动叶下游端壁会出现流动分离; 鼓风状态下, 末级叶栅内会出现静叶分离区、机匣环面涡、末级动叶涡等流动结构。

3) 在小流量工况下, 汽轮机低压缸的末级叶片叶栅通道内会出现鼓风加热效应; 末级叶栅转-静间隙叶顶位置温升最为显著; 流量降低至设计工况的 2.23% 时, 末级静叶、动叶表面平均温度分别升高 219.6、243.7 K。

4) 汽轮机在小流量工况下运行时, 末级叶片温度显著升高, 易出现热疲劳现象, 且伴随而来的蒸汽湿度增加也会加剧末级长叶片的水蚀。因此电厂应严格控制零出力工况运行时间, 加强末级叶片的金属检测, 保证机组的安全稳定运行。

### [参 考 文 献]

[1] 李琼慧, 王彩霞. 新能源发展关键问题研究[J]. 中国电力, 2015, 48(1): 33-36.  
LI Qionghui, WANG Caixia. Study on the major issues of renewable energy development[J]. Electric Power, 2015, 48(1): 33-36.

[2] 周子程, 王海霞, 吕泉, 等. 计及主客体因素的火电机组深度调峰补偿模型[J]. 南方电网技术, 2017, 11(5): 47-55.  
ZHOU Zicheng, WANG Haixia, LYU Quan, et al. Deep peak load regulation compensation model of thermal power units considering subjective and objective factors[J]. Southern Power System Technology, 2017, 11(5): 47-55.

[3] 舒印彪, 张智刚, 郭剑波, 等. 新能源消纳关键因素分析及解决措施研究[J]. 中国电机工程学报, 2017, 37(1): 1-9.  
SHU Yinbiao, ZHANG Zhigang, GUO Jianbo, et al. Study on key factors and solution of renewable energy accommodation[J]. Proceedings of the CSEE, 2017, 37(1): 1-9.

[4] 吕泉, 陈天佑, 王海霞, 等. 热电厂参与风电调峰的方法评述及展望[J]. 中国电力, 2013, 46(11): 129-136.  
LYU Quan, CHEN Tianyou, WANG Haixia, et al. Review and perspective of integrating wind power into CHP power system for peak regulation[J]. Electric Power, 2013, 46(11): 129-136.

[5] 龚胜, 石奇光, 冒玉晨, 等. 我国火电机组灵活性现状与技术发展[J]. 应用能源技术, 2017(5): 1-6.  
GONG Sheng, SHI Qiguang, MAO Yuchen, et al. Present

- situation and development of flexible technology of thermal power units in China[J]. Applied Energy Technology, 2017(5): 1-6.
- [6] 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 Yuting, LI Xiaobo, LIU Chang, et al. Flexibility reform situation and technical application of thermal power units[J]. Thermal Power Generation, 2018, 47(5): 8-13.
- [7] 徐佳敏. 深度调峰工况下 600 MW 汽轮机低压缸流场数值计算与分析[J]. 汽轮机技术, 2020, 62(3): 167-169.  
XU Jiamin. Numerical calculation and analysis of flow field of low pressure cylinder of 600 MW steam turbine in depth peak load conditions[J]. Turbine Technology, 2020, 62(3): 167-169.
- [8] 曹祖庆. 汽轮机变工况特性[M]. 北京: 水利水电出版社, 1991: 119-124.  
CAO Zuqing. Variable condition characteristics of steam turbine[M]. Beijing: China Water & Power Press, 1991: 119-124.
- [9] GERSCHÜTZ W, CASEY M, TRUCKENMÜLLER F. Experimental investigations of rotating flow instabilities in the last stage of a low-pressure model steam turbine during windage[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers Part A Journal of Power & Energy, 2005, 219(6): 499-510.
- [10] 綦蕾, 邹正平, 陆宏志, 等. 空冷汽轮机末两级变工况三维流动的数值模拟[J]. 动力工程学报, 2005, 25(5): 647-651.  
QI Lei, ZOU Zhenping, LU Hongzhi, et al. Numerical simulation of 3-dimensional flow in last two stages of air-cooled steam turbines[J]. Chinese Journal of Power Engineering, 2005, 25(5): 647-651.
- [11] 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): 101002.
- [12] 吴厚钰. 透平零件结构和强度计算[M]. 北京: 机械工业出版社, 1982: 56-118.  
WU Houyu. Structure and strength calculation of turbine components[M]. Beijing: China Machine Press, 1982: 56-118.
- [13] NEIL W H, HOWARD P H, MICHAEL J B. Pressure surface separations in low-pressure turbines-part 1: midspan behavior[J]. Journal of Turbomachinery, 2002, 124(3): 393-401.
- [14] 赵金峰, 冯忠宝, 曹丽华, 等. 小流量工况下汽轮机末级的脱流特性研究[J]. 汽轮机技术, 2019, 61(3): 192-194.  
ZHAO Jinfeng, FENG Zhongbao, CAO Lihua, et al. Study on flow separation characteristics of the last stage in steam turbine under small flow rate conditions[J]. Turbine Technology, 2019, 61(3): 192-194.
- [15] 石红晖, 张攀, 曹蓉秀, 等. 小流量条件下低压缸末级流动特性研究[J]. 动力工程学报, 2022, 42(2): 109-114.  
SHI Honghui, ZHANG Pan, CAO Rongxiu, et al. Investigations on the flow characteristics of the last stage of the low-pressure cylinder under small flow rate conditions[J]. Chinese Journal of Power Engineering, 2022, 42(2): 109-114.
- [16] DIURNO T, ANDREINI A, FACCHINI B, et al. Numerical investigation of potential flow induced vibrations of steam turbine last stage rotor at low load operation: part 2: rotating instabilities detection[C]. ASME Turbo Expo, Rotterdam, 2022: GT2022-81921.
- [17] ZHANG J, XIE D, WU F, et al. Unsteady aerodynamics on multi-passage LP last stage induced by flow separation under low load flow[C]. ASME Turbo Expo, Phoenix, 2019: GT2019-90661.
- [18] MEGERLE B. Unsteady Aerodynamics of low-pressure steam turbines operating under low volume flow conditions[D]. Lausanne: École Polytechnique Fédérale de Lausanne, 2014: 1.
- [19] MEGERLE B, MCBEAN I, RICE T S, et al. Turbulent scale resolving modelling of rotating stall in low pressure steam turbines operated under low volume flow conditions[C]. ASME Turbo Expo, Montréal (CA), 2015: GT2015-42498.
- [20] OLIVER P. Prediction of rotating instabilities in low pressure steam turbines operating at low load[C]. ASME Turbo Expo, Rotterdam, 2022: GT2022-80368.
- [21] 陈永辉, 包伟伟, 张敏, 等. 超临界 350 MW 机组低压缸切缸技术冷却蒸汽热力分析[J]. 热力发电, 2019, 48(5): 133-138.  
CHEN Yonghui, BAO Weiwei, ZHANG Min, et al. Thermodynamic analysis of LP cylinder cooling steam of a supercritical 350 MW unit[J]. Thermal Power Generation, 2019, 48(5): 133-138.
- [22] 刘艺苗. 汽轮机低压段小容积流量工况下流动特性研究[D]. 北京: 华北电力大学, 2018: 1.  
LIU Yimiao. Study on the flow characteristics of the low pressure section in steam turbine under low volume flow conditions[D]. Beijing: North China Electric Power University, 2018: 1.
- [23] 宋文希, 朱蓬勃, 高庆, 等. 汽轮机低压通流区鼓风态流场数值分析[J]. 热力透平, 2019, 48(1): 20-25.  
SONG Wenxi, ZHU Pengbo, GAO Qing, et al. Numerical investigation on windage flow field characteristics in low pressure flow passage of turbine[J]. Thermal Turbine, 2019, 48(1): 20-25.
- [24] ROACHE P J. Quantification of uncertainty in computational fluid dynamics[J]. Annual Review of Fluid Mechanics, 1997, 29(1): 123-160.
- [25] TOUIL K, GHENAIET A. Simulation and analysis of vane-blade interaction in a two-stage high-pressure axial turbine[J]. Energy, 2019, 172: 1291-1311.
- [26] DENTON J D. The Calculation of three-dimensional viscous flow through multistage turbomachines[J]. Journal of Turbomachinery, 1992, 1(1): 18-26.
- [27] 王新军, 李亮, 宋立明, 等. 汽轮机原理[M]. 西安: 西安交通大学出版社, 2014: 41-57.  
WANG Xinjun, LI Liang, SONG Liming, et al. Steam turbine principle[M]. Xi'an: Xi'an Jiaotong University Press, 2014: 41-57.

(责任编辑 刘永强)