

小流量工况下汽轮机低压缸流动换热特性分析^{*}

王新龙¹, 刘众元², 张嘉杰^{1,2},
马素霞^{1,2}, 李 勇¹, 屈治国³

(1. 太原理工大学 电气与动力工程学院, 太原 030024;

2. 怀柔实验室山西研究院, 太原 030032;

3. 西安交通大学 能源与动力工程学院 热流科学与工程教育部重点实验室, 西安 710049)

(本刊青年编委李勇来稿)

摘要: 随着供热机组普遍实施低压缸零出力改造, 汽轮机低压缸经常需要在极低流量下运行。为深入理解这一工况下的流动行为, 本研究以某电厂汽轮机低压缸为例, 构建了末级流道的数值计算模型, 通过仿真分析变工况特别是小流量条件下缸内流动状态与气动性能, 着重观察了末级流场结构和动叶片表面的温度变化。研究发现, 在小流量运行时, 低压缸末级内会发生气流分离和回流, 分离最初出现在动叶根部, 随着流量降低逐渐向叶顶蔓延。通道内生成局部涡流, 动叶进口处出现负攻角, 对蒸汽的正常流动形成明显阻碍。当负荷下降至 15% THA (即额定负荷的 15%) 时, 末级静叶顶端出汽边开始出现局部高温区, 显示出鼓风加热效应; 随着流量进一步减少, 高温区域不断扩大, 最高温度持续上升。在负荷降至 10% THA 时, 动叶表面最高温度相比额定工况上升了 40.29%。该研究为实施零出力改造后的供热机组低压缸安全运行提供了参考依据。

关键词: 小流量; 低压缸流场; 鼓风加热; 喷水减温

中图分类号: TK26 **文献标志码:** A **DOI:** 10.21656/1000-0887.460162

Analysis of Flow and Heat Transfer Characteristics in the Steam Turbine Low-Pressure Cylinder Under Low Flow Conditions

Wang Xinlong¹, Liu Zhongyuan², Zhang Jiajie^{1,2},
Ma Suxia^{1,2}, Li Yong¹, Qu Zhiguo³

(1. College of Electrical and Power Engineering, Taiyuan University of Technology,
Taiyuan 030024, P.R. China;

2. Shanxi Research Institute of Huairou Laboratory, Taiyuan 030032, P.R. China;

3. Key Laboratory of Thermo-Fluid Science and Engineering, MOE,
School of Energy and Power Engineering, Xi'an Jiaotong University,
Xi'an 710049, P.R. China)

(Contributed by Li Yong, Member of the Youth Editorial Board of AMM)

^{*} 收稿日期: 2025-09-04; 修订日期: 2025-11-15

基金项目: 山西省科技重大专项(202201090301001)

作者简介: 王新龙(2000—), 男, 硕士生(E-mail: 18919044734@163.com);

张嘉杰(1988—), 男, 教授, 博士(通信作者, E-mail: zhangjiajie@tyut.edu.cn)。

引用格式: 王新龙, 刘众元, 张嘉杰, 马素霞, 李勇, 屈治国. 小流量工况下汽轮机低压缸流动换热特性分析[J]. 应用数学和力学, 2026, 47(7): 858-868.

Abstract: With the widespread implementation of zero-output transformation of low-pressure cylinders in heating units, the low-pressure cylinders of steam turbines often need to operate at extremely low flow rates. To get a deeper understanding of the flow behavior under this working condition, the low-pressure cylinder of a steam turbine in a certain power plant was studied, a numerical calculation model for the final-stage flow channel was constructed, and the structure of the final-stage flow field and the temperature changes on the surface of the moving blades were inspected through simulation analysis of the flow state and aerodynamic performance in the cylinder under variable working conditions, especially at low flow rates. The research results indicate that, at low flow rates, the gas separation and backflow will occur in the final stage of the low-pressure cylinder. The separation initially occurs at the moving blade root and gradually spreads to the blade top as the flow rate decreases. Local vortices emerge in the channel, and a negative attack angle appears at the moving blade inlet, which significantly hinders the normal steam flow. When the load drops to 15% THA, a local high-temperature zone will appear at the steam outlet edge on the top of the last stage stator blade, showing the blower heating effect. As the flow rate further decreases, the high-temperature area will keep expanding and the maximum temperature will continue to rise. When the load decreases to 10% THA, the maximum surface temperature of the moving blade will rise by 40.29% compared with the rated working condition. This research provides a reference basis for the safe operation of the low-pressure cylinder of the heating unit after the zero-output transformation.

Key words: small flow; low-pressure cylinder flow field; windage heating; spray attemperation

0 引 言

随着“双碳”目标的提出,我国清洁能源装机容量逐步增长^[1].然而,当前电网的调峰能力难以满足现有清洁能源并网消纳的要求^[2],火电机组的灵活运行已成为促进“双碳”目标尽快达成的关键课题.目前,国内大部分电厂对汽轮机低压缸实施了切除改造,使其在小流量条件下也能够平稳运行^[3].小流量工况下,汽轮机低压缸排气通道内容易产生回流现象,末级动叶区域也会出现流动分离.由于蒸汽流量降低,流道内产生的热量无法被及时带走,致使叶片的温度急剧上升,这对末级长叶片的强度构成严重威胁,进而影响汽轮机的安全运行^[4].因此,深入研究低压缸在小流量状态下的运行特性具有重要的工程实际意义.

近年来,围绕汽轮机低压缸在小流量工况下的运行稳定性问题,研究人员已展开诸多探讨并取得相应进展.在流动特性研究方面,石红晖等^[5]、谈晓辉等^[6]及 Teufelberger^[7]通过数值模拟技术,构建了汽轮机低压缸内部流场的计算模型,深入探究了小流量条件下低压缸内部蒸汽介质的流动规律.研究表明,随着容积流量的减小,低压缸末级动叶入口进气角增大,形成负攻角,继而引发流动分离和回流现象.同时,流动状态的改变导致低压缸鼓风发热加剧,使叶片温度升高,动应力增大,对叶片强度构成威胁.徐佳敏^[8]研究发现末级叶片的最高温度出现在静叶片叶顶出气边附近,且进气流量越小,回流越严重.齐晗兵等^[9]对轴向前掠、轴向后掠和原叶片进行了数值计算,发现前掠减小了流道主流区的总压损失,后掠增加了流道主流区的总压损失.郭瑞等^[10]研究发现汽轮机在部分进气时调节级附近会形成极不均匀的流场,不仅影响调节级动叶轮周力的分布,还会对临近密封间隙内的流场产生扰动.Troyanovskii 等^[11]通过实验对小流量工况下汽轮机末级的流动特性进行了研究,发现动叶根部会出现回流漩涡,随着进口流量的继续降低,漩涡的高度增加,动静叶间隙顶部开始出现漩涡.在振动方面,马建伟^[12]研究了末级长叶片非定常气动与振动特性,发现汽轮机低压缸末级动叶所受的非定常流体激振力随着进口质量流量的减小出现先减小后增加的变化趋势.针对汽轮机低压缸末级叶片在恶劣工况下长期工作的情况,陆传根等^[13]采用对末级叶片实测其静频率,建立了一片一户专门档案的方法,用于评估和预测叶片运行的可靠性.王加兴^[14]分析了小流量工况下低压缸末级叶片的应力变化规律,结果表明小流量工况下末级叶片的等效应力从叶根至叶顶逐渐减小,并且随着工况的减小最大等效应力逐渐增加.

在传热方面,曹丽华等^[15]采用数值方法对极低负荷条件下低压缸内的温度分布进行了分析,徐美超^[16]探讨了小流量工况下低压缸内部温度场的变化特性,指出当进气量降至额定值的约20%时,末级动叶将进入鼓风状态,且鼓风发热效应随流量减少更为明显.陈昆^[17]对低压缸鼓风工况的演化过程进行了系统研究,发现鼓风现象最初出现于末级顶部区域,并逐步向前级扩展.Filippenko等^[18]引入了相对温度的概念用以表征小流量下的温度场,并对末级动叶沿径向的温度分布进行了研究.

随着供热机组的改造,低压缸常运行于小流量工况下,针对由此引发的运行问题,本文建立了末级流道的数值计算模型,对不同负荷(侧重于小流量条件)下低压缸内部的流动特性与气动性能进行了研究.研究成果对保障汽轮机在变工况,尤其是小流量条件下的安全稳定运行具有参考价值.

本文的创新性主要体现在:在数值方法上,构建了综合考虑喷水减温过程与水蒸气平衡凝结的复杂多相流模型,更真实地模拟了小流量工况下的物理过程;在计算工况上,将分析工况拓展至10%THA(turbine heat acceptance,汽轮机热耗验收工况,即额定负荷)的超低负荷,系统揭示了从30%THA至10%THA过程中涡系结构的动态演变及其与鼓风加热效应的耦合机制.

1 计算模型和数值方法

1.1 计算模型

以国内350 MW汽轮机的低压缸为研究对象,针对该汽轮机低压缸末级叶栅开展数值分析,其中静叶片和动叶片均为94只.根据进出口角度及叶片厚度生成静叶片和动叶片几何模型.静叶流道和动叶流道由BladeGen生成.考虑到汽轮机低压缸出口处喷水减温装置的存在,选择在内缘导流环上设置16个喷水口^[19].在稳态工况下,低压缸同级叶栅通道内各叶片通道流场相似,同时考虑到级的周向对称性,最终选择5个静叶片、5个动叶片和1/16的排气通道作为流体域,如图1所示.这种简化基于该汽轮机低压缸末级94个叶片在稳态工况下具有严格的周向周期性对称的假设,单个通道的仿真结果能够有效反映整周的流动与传热特性^[20-21].

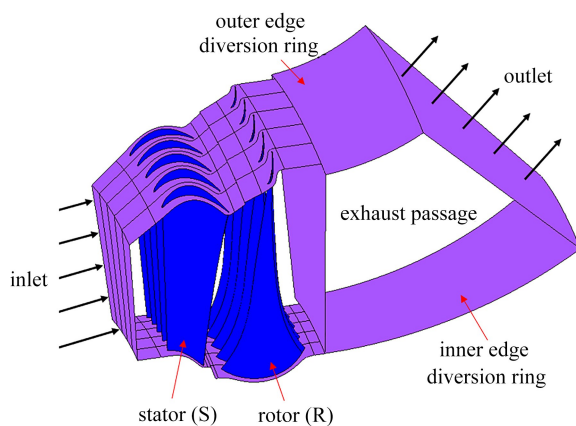


图1 流体域几何模型

Fig. 1 The geometry model for the fluid domain

静叶流道和动叶流道由TurboGrid生成六面体高质量网格,排气通道由Mesh划分网格.为了准确捕捉到流场中的复杂流动结构,对近壁面区域的网格进行了加密处理.图2为动叶片hub面和shroud面网格划分情况.本文选择30%THA工况进行了网格无关性验证,如图3所示.当网格数大于250万时,随着网格数的增加,计算结果无明显变化.结合计算精度和成本,最终选择250万网格数进行计算.为确保近壁区流动模拟的准确性,本文对网格有效性进行了验证.数值模拟中所采用的SST $k-\omega$ 模型带有automatic wall treatment功能,其要求壁面 y^+ 值大于30以准确应用壁面函数,同时小于300以保证对边界层外区的合理解析,图4为静叶、动叶的 y^+ 值分布,可以看出,所有壁面区域的 y^+ 值均介于35至250之间,满足所选湍流模型对近壁网

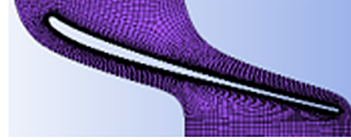
格的 y^+ 要求,能够有效且准确地解析边界层内的流动。

喷水减温通过创建 particle injection region 实现,喷嘴直径 6 mm,喷射角度为 65° 。为准确模拟汽轮机低压缸内水蒸气凝结过程,计算工质选择基于 IPAWS IF97 工业标准的 Steam3vl 模型,组分模型中 Steam3v 定义为 equilibrium fraction,液体模型 Steam3l 定义为 equilibrium constraint,湍流模型选择 SST $k-\omega$ 模型。



(a) Hub 面网格

(a) The hub surface mesh



(b) Shroud 面网格

(b) The shroud surface mesh

图 2 动叶片面网格

Fig. 2 The rotor surface mesh

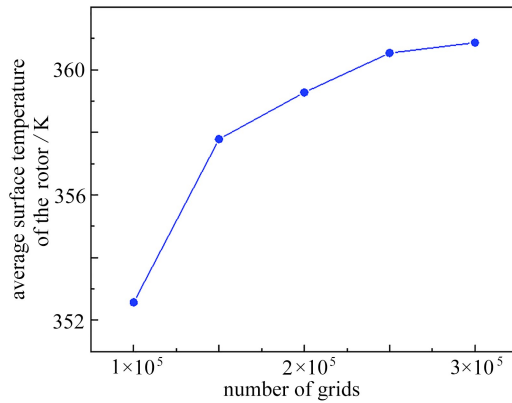


图 3 网格无关性验证

Fig. 3 Grid independence verification

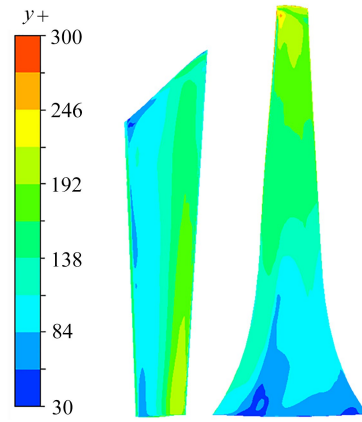


图 4 静叶和动叶 y^+ 值分布

Fig. 4 Distribution of y^+ values of the stator and the rotor

注 为了解释图中的颜色,读者可以参考本文的电子网页版本,后同。

1.2 数学模型

由于排气通道内喷水减温与来流蒸汽之间传热传质的复杂性,本文采用 Euler-Lagrange 法,将水蒸气和减温水蒸发的水蒸气设定为连续相,将喷水减温水滴设定为离散相。

连续相采用 RANS 方程。质量守恒方程为

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i) = S_m. \quad (1)$$

动量方程为

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho u_i) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_i u_j) = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \mu \left(\frac{\partial u_j}{\partial x_i} + \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \right) + \rho g + F + S_u. \quad (2)$$

Reynolds 平均能量方程为

$$\frac{\partial(\rho h_{tot})}{\partial t} + \frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho U h_{tot}) = \nabla \cdot (\lambda \nabla T) + \nabla \cdot (U \cdot \tau) + S_E, \quad (3)$$

式中, h_{tot} 为总焓, p 为静压, λ 为考虑湍流影响的导热系数, S_E 源项代表离散相和连续相之间的能量传递。

喷水减温水滴存在于来流蒸汽的运动中,其离散相运动方程为

$$m_p \frac{dU_p}{dt} = F_D + F_B + F_R + F_{VM} + F_P, \quad (4)$$

式中, m_p 为减温水滴的质量, U_p 为水滴速度, F_D 为水滴所受的曳力, F_B 为由于水滴重力而产生的浮力, F_R 为由于旋转域而产生的力, F_{VM} 为虚拟质量力, F_p 为压力梯度力。

当水滴温度高于沸点时, 传质方程为

$$\frac{dm_p}{dt} = -\frac{Q_c + Q_R}{V}, \quad (5)$$

式中, V 为水滴的汽化潜热, Q_c 和 Q_R 分别为对流换热和辐射换热。

当水滴温度低于沸点时, 传质方程为

$$\frac{dm_p}{dt} = \pi d_p \rho_D Sh \frac{W_c}{W_G} \ln \left(\frac{1 - X_s^V}{1 - X_{vap}^V} \right), \quad (6)$$

式中, d_p 为水滴直径, ρ_D 为连续相的扩散率, Sh 为 Sherwood 数, W_c 和 W_G 为工质水蒸气和水滴蒸发的水蒸气的分子质量, X_s^V 为液滴表面蒸发组分的平衡蒸汽摩尔分数, X_{vap}^V 为液滴蒸发的蒸汽的摩尔分数。

连续相的质量源项为

$$\frac{dS}{dt} = -\frac{dm_p}{dt}. \quad (7)$$

流体域计算求解器为 ANSYS CFX。

1.3 边界条件

在数值计算边界条件设定中, 低压缸入口给定总温和质量流量, 出口给定平均静压。额定工况下低压缸入口总温 512.05 K, 质量流量为 340 t/h, 出口静压为 11 kPa。

为了保证动静叶交界面的速度场连续, 在动静叶交界面的处理中采用 mixing-plane 方法。其中, 动叶通道设定为旋转域, 转速为 3 000 r/min。静叶及动叶通道的周向边界设置为旋转周期性边界, 其余壁面均设置为绝热无滑移壁面, 水滴直径服从 R-R 分布, 平均直径设定为 80 μm , 均匀性指数为 2。

2 结果讨论与分析

2.1 整体性能

图 5 为不同负荷下的等熵效率和总压损失系数。等熵效率和总压损失系数对应的计算公式如下:

等熵效率 η_{is} 为

$$\eta_{is} = \frac{h_{in} - h_{out}}{h_{in} - h_{out,s}}, \quad (8)$$

其中, h_{in} 和 h_{out} 分别为末级进出口的实际比焓, $h_{out,s}$ 为出口压力下等熵膨胀对应的比焓。

总压损失系数 Y_p 为

$$Y_p = \frac{p_{t,in} - p_{t,out}}{p_{t,in} - p_{out}}, \quad (9)$$

其中, $p_{t,in}$ 和 $p_{t,out}$ 分别为末级进出口的总压, p_{out} 为出口静压。

由图 5 可知, 等熵效率随 THA 降低呈显著递减趋势。30% THA 工况时, 等熵效率达 85%, 此时蒸汽流动并未显著偏离设计状态, 流道内气动损失小, 能量转换高效; 当负荷降至 10% THA 时, 效率降至约 53%。由于小流量下动叶攻角偏离设计值, 分离涡、回流涡等涡结构导致流动损失激增, 此时蒸汽做功能力大幅衰减, 反映出低负荷对汽轮机末级能量转换效率的抑制作用。

总压损失系数与等熵效率呈反向变化规律。30% THA 工况时, 总压损失系数最低, 流道内蒸汽流动顺畅, 不可逆损失较小; 当负荷降低时, 总压损失系数持续上升, 10% THA 时达约 0.72。此时来流蒸汽因做功膨胀, 压力逐渐降低, 动叶流道内逆压梯度加剧, 流动分离、回流涡等现象使蒸汽总压损耗急剧增加, 体现出低负荷下末级流场气动损失的恶化过程。

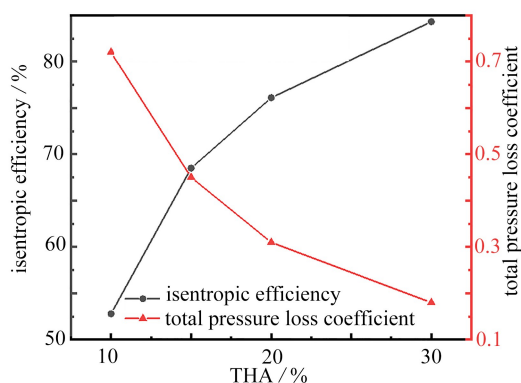


图 5 汽轮机低压缸不同负荷下性能指标

Fig. 5 Performance indicators of the low-pressure cylinder of the steam turbine under different loads

2.2 流场结构

2.2.1 低压缸末级流场

在汽轮机小流量运行时,随着 THA 逐步降低,低压缸内涡结构呈现出显著的动态演变,成为流动失稳的核心驱动因素,低压缸末级流场如图 6 所示。

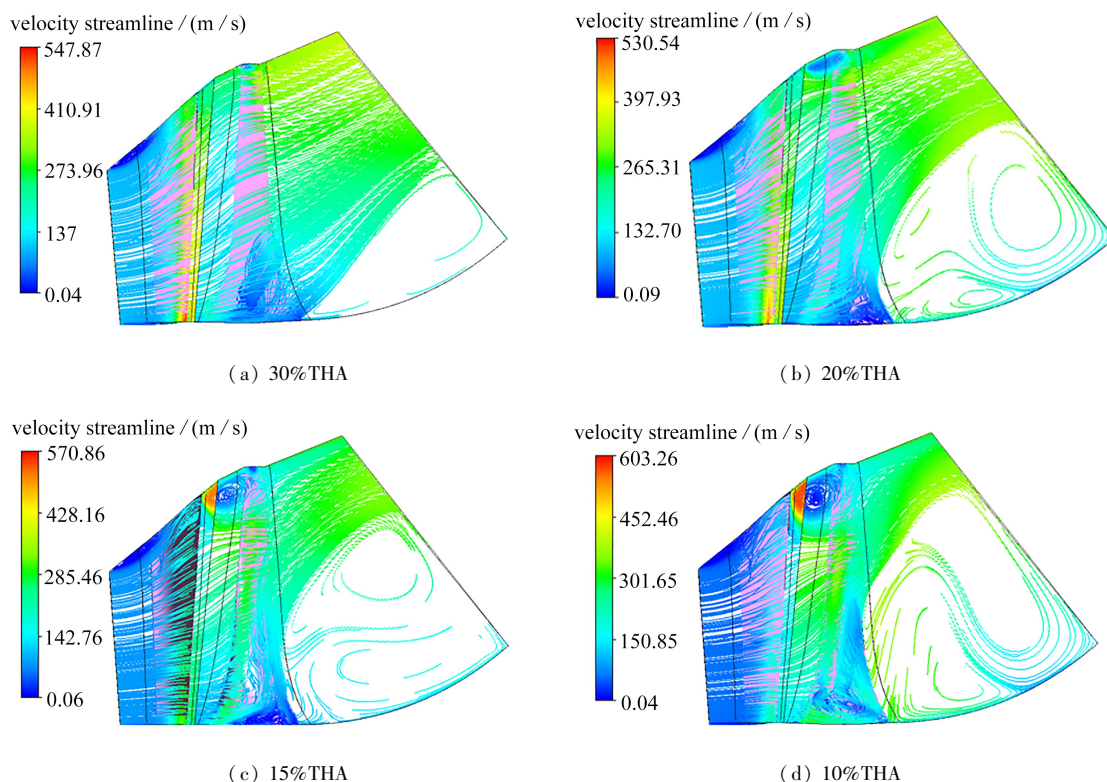


图 6 不同负荷下低压缸末级流场

Fig. 6 The last-stage flow field of the low-pressure cylinder under different loads

30%THA 工况下,动静叶间隙泄漏流仅在叶顶区域形成“动静间隙涡”,涡核直径约 0.05 倍叶高,此时涡系能量局限于叶顶边界层,未对主流场造成显著扰动,此时流动并未显著偏离设计工况,但是排气通道内已经有回流涡出现。负荷降至 20%THA 时,蒸汽流量减小打破动叶攻角平衡,压力面前缘率先出现分离涡,叶根区域生成小型分离涡(直径约 0.15 倍叶高),同时静叶尾缘涡间距扩大(从 0.15 倍弦长至 0.25 倍弦长),涡核向下游延伸至动叶通道 1/3 弦长,该涡与静叶脱落涡耦合,使局部流线弯曲 15°,标志着涡结构开始干预主流能量分布。

当负荷降至 15%THA 时,气流已显著失稳.此时,动静间隙涡与动叶通道涡相互交织,将能量汇聚于叶片中高部(50%叶高~70%叶高),造成该区域主流流速急剧降低.负荷继续下降至 10%THA 时,涡系结构发生剧烈改变,开始完全主导流动.间隙涡演变为巨大的“环形阻塞涡”,涡核直径达到叶高的 0.25 倍,整整占据了 40%的流道面积,将主气流强烈挤压至叶根区域,形成一股狭窄的“高速射流”.同时,低压缸出口产生的回流涡向上游蔓延,与环形阻塞涡耦合形成“双涡环”结构,在叶片中段围出一个约占 60%叶高的“闭合回流区”,使得蒸汽进入该区域后滞留时间明显延长.

2.2.2 动叶叶根处流场

在汽轮机小流量工况下,叶根区域作为流动失稳敏感区,其流线与熵场随着负荷的减小呈现显著协同演变,不同负荷下动叶叶根处流场如图 7 所示.

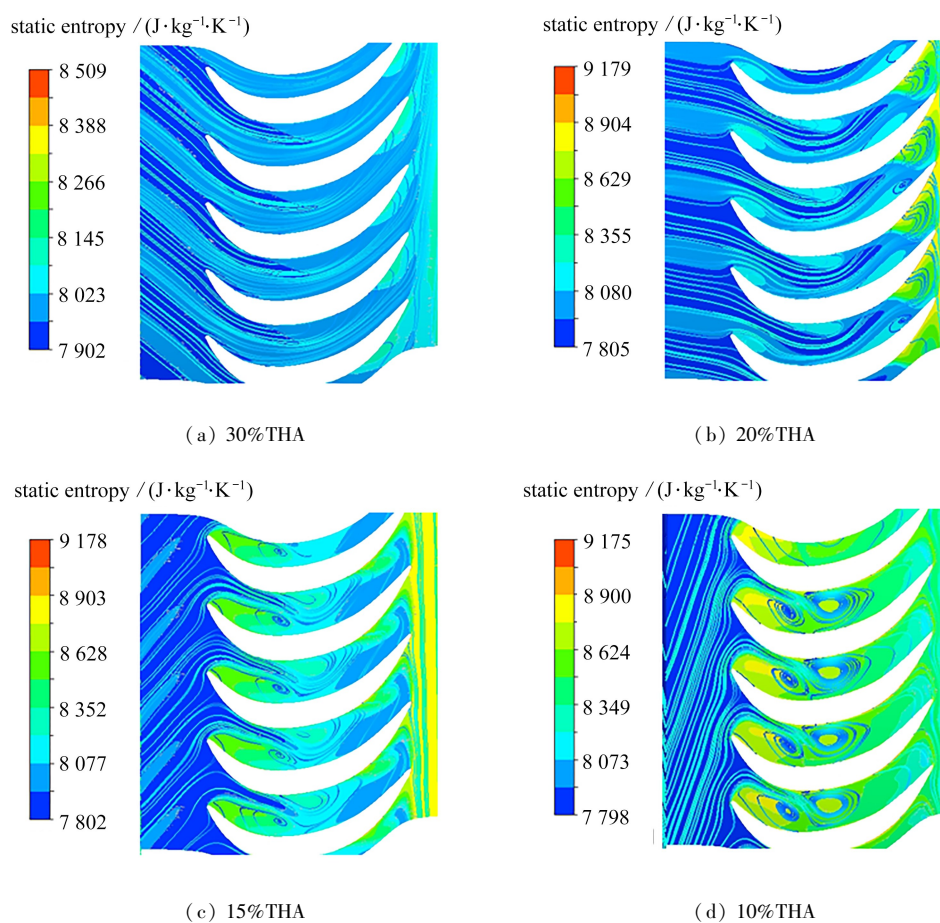


图7 不同负荷下叶根处流场

Fig. 7 Flow fields at leaf roots under different loads

在 30%THA 工况下(图 7(a)),攻角接近设计值,近叶根流线紧密贴合叶型呈轴向有序附着,边界层稳定,熵场分布均匀、高熵区极少,体现低耗散特征;降至 20%THA(图 7(b)),攻角转为轻度负攻角,动叶压力面近前缘因负攻角触发小尺度分离涡,流线局部褶皱形成微型回流,对应熵场分离涡核心区出现条状高熵带,黏性耗散使熵值局部上升;到 15%THA(图 7(c)),攻角重度负偏且稳定性恶化,静叶尾涡与动叶分离涡耦合形成多层嵌套复杂涡结构,分离涡覆盖动叶长度 1/3,流线混乱度显著提升,高熵区沿叶高扩展 20%,涡系相互作用延长蒸汽滞留时间,黏性耗散和热交换加剧,熵增速度快于 20%THA 工况;降至 10%THA(图 7(d)),攻角极负偏,动叶分离涡与叶根回流涡形成闭合回流区,气流脱离叶片,主流被挤向吸力面狭窄区域,高熵区占据 35%叶高,回流区蒸汽因长时间滞留和鼓风效应叠加,能量品质急剧下降、熵增最剧烈.可见,攻角负偏程度串联起流线形态演变与熵场耗散加剧,负荷越低,攻角负偏越显著,流动分离与涡相互作用越剧

烈,熵增的空间范围和速率也越大。

2.3 温度分布

2.3.1 子午面温度分布

在汽轮机深度调峰运行中,随着负荷从 30%THA 降至 10%THA,低压缸子午面温度场与流动失稳、涡结构发展深度耦合,不同负荷下子午面温度如图 8 所示。

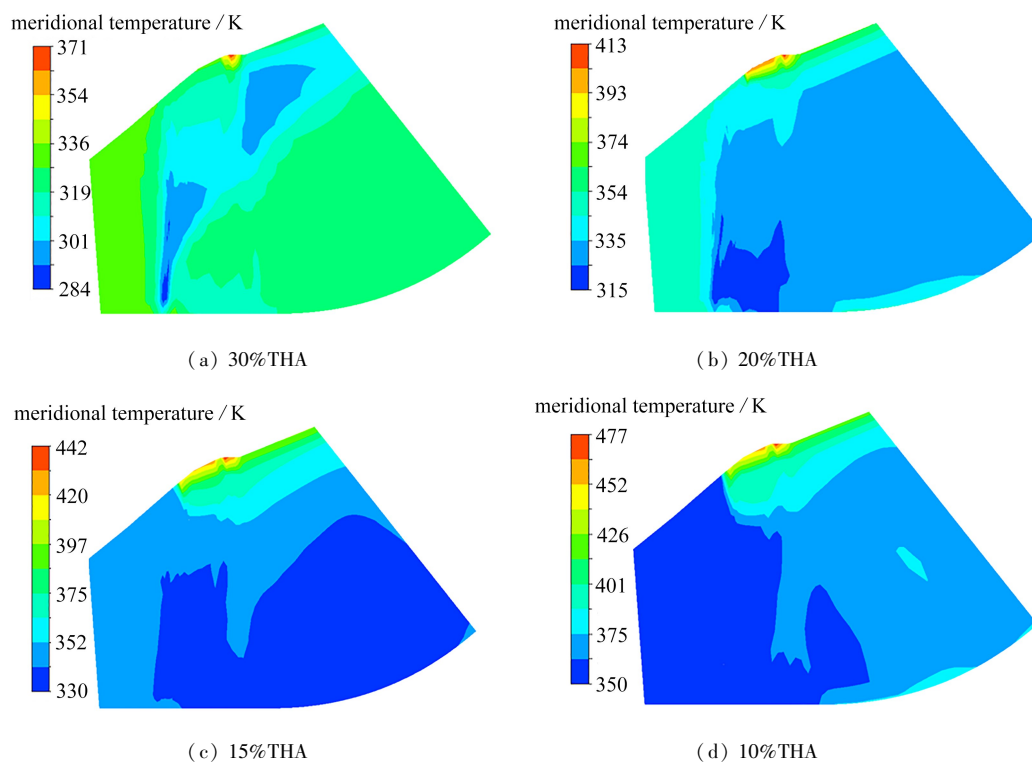


图 8 不同负荷下子午面温度

Fig. 8 Meridional temperature contours under different loads

当负荷处于 30%THA 工况时,子午面温度场分布均匀规整,高温区集中在叶顶前缘附近,温度梯度沿叶高方向呈线性变化。此时蒸汽流动较为稳定,叶片表面与蒸汽之间的对流换热以强制对流为主导,热量能够被主流蒸汽顺利带走,未出现明显积聚。负荷降至 20%THA 时,动静间隙涡引起的能量耗散开始显现。泄漏涡将叶顶区域蒸汽的动能转化为热能,使该处温度峰值升高至 413 K;同时,动叶通道内的分离涡造成局部蒸汽滞留,形成一个温度介于 383~393 K 的“次高温区”,高温区域沿径向向下扩展约 20%叶高。此时对流换热强度减弱,局部热量难以迅速散出,标志着“流动失稳-热量积聚”耦合机制开始形成流动的不稳定性已对原有传热路径产生明显干扰。

在 15%THA 工况时,动静间隙涡和叶根处分离涡相互作用,成为影响温度场变化的关键因素。这两个涡在叶片中高部(50%叶高~70%叶高)形成“能量捕获区”,蒸汽在这里停留时间变长,通过导热和辐射不断积累热量,积聚产生的热量无法及时被来流蒸汽带走,使得叶片顶部到中部出现高温区(温度高于 409K)。而叶片根部因为主流射流的强烈冷却,温度较低(低于 353 K),整体温度场呈现上高下低的不对称分布,叶片顶部和根部的温差达到 110 K。在 10%THA 工况下,动静间隙涡和叶根处回流涡组成的双涡环,导致温度场整体恶化。动静间隙涡产生“热阻塞效应”,把高温区域(最高温度 477 K)限制在 30%叶高范围内,形成一道“热屏障”;叶根回流涡则挤压低温区域,让叶根低温区(温度低于 352 K)变得零散分布,

2.3.2 动叶叶片表面温度

随着 THA 逐步降低(工况从 30%THA 向 10%THA 过渡),叶片表面高温区域呈现出范围持续扩大、温度水平不断上升的趋势,如图 9 所示。

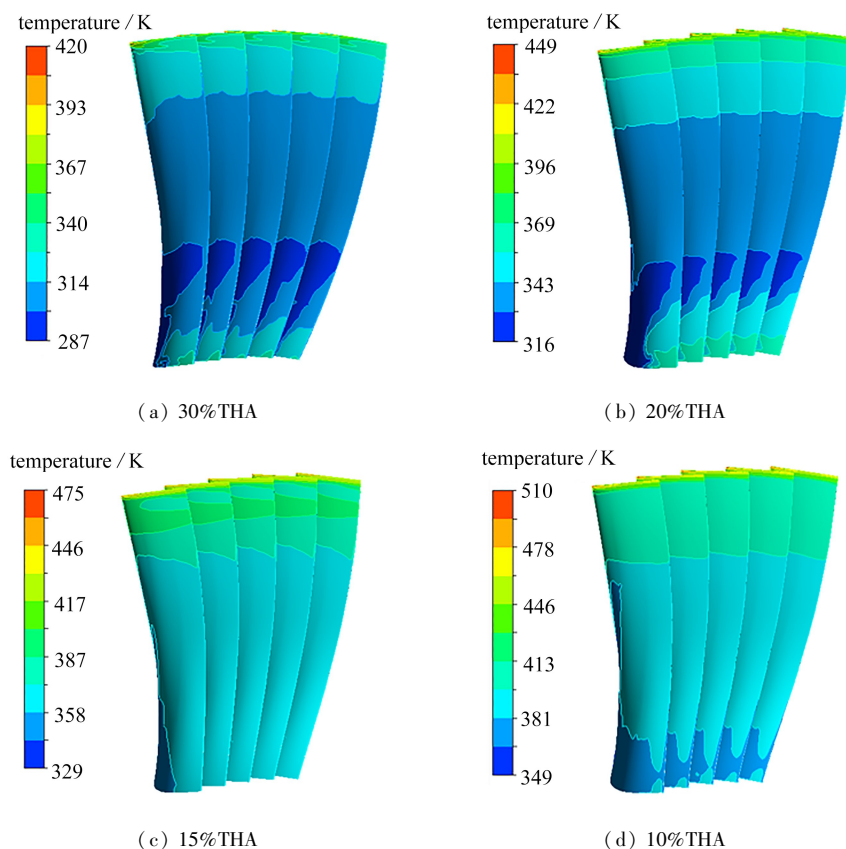


图9 不同负荷下动叶片表面温度

Fig. 9 Surface temperature contours of moving blades under different loads

在 30%THA 工况下,叶片整体温度分布较为均匀,高温区(温度 >475 K)主要集中在叶顶以及前缘局部位置,此时蒸汽流动接近设计工况,边界层分离与回流效应尚未显著影响温度的均匀分布.降至 20%THA 时,由于蒸汽流量的减小,动叶攻角偏离设计值,压力面前缘处边界层分离加剧,低速区蒸汽动能向热能转化的速率加快.高温区开始沿叶高方向发展,叶片中上部的温度梯度大幅增大,460 K 以上的高温区域的占比持续提升.

当工况降至 15%THA 时,高温区进一步发展至叶片中下区域,温度峰值突破 449 K.此时,叶顶间隙泄漏流与主流的相互作用愈发强烈,诱发环形涡流,涡流中心因压力低、流速缓,热量积聚效应凸显,推动高温区沿叶高方向快速扩展.10%THA 工况时,高温区已覆盖叶身近半区域,原本相对规整的低温区(温度 <300 K)受回流、鼓风效应的双重挤压,呈现出碎片化分布特征,温度场均匀性被严重破坏,凸显出小流量工况下流动与传热耦合作用的复杂性.

3 结 论

1) 小流量工况下,低压缸末级的能量转换效率随负荷降低呈非线性下降.在 30%THA 工况附近,蒸汽流动仍较为接近设计状态,等熵效率最高可达 85%,总压损失系数仅为 0.18.而当负荷进一步降至 10%THA 时,动叶进口攻角严重偏离设计值,导致分离涡和回流涡广泛发展,流动损失急剧增大,效率跌落至 53%,总压损失系数上升至 0.72,蒸汽做功能力明显减弱.与此同时,末级焓降分配失衡,伴随出现的鼓风效应也显著增加了轴功消耗.

2) 涡系发展是流动失稳的核心因素.30%THA 时,叶顶间隙仅形成直径 0.05 倍叶高的剪切涡;20%THA 时,静叶尾缘涡间距扩大,动叶压力面近前缘出现分离涡;15%THA 时,动静间隙涡与通道涡形成“涡对耦合”,主流流速在叶中区域骤降;10%THA 时,叶顶环形阻塞涡占据约 40% 流通面积,与叶根回流涡构成双涡

环,在子午面形成覆盖约60%叶高的闭合回流区。

3) 流动失稳显著影响传热路径。30%THA时,子午面温度场呈线性分布,高温区局限于叶顶前缘;20%THA时,动静间隙涡引发温度峰值上升至413 K;15%THA时,双涡耦合导致叶中区域形成“能量捕获区”,叶顶和叶根温差达110 K;10%THA时,叶顶阻塞涡形成“热屏障”(峰值477 K),叶根低温区碎片化分布。叶片表面温度随流量减小呈全域上升,10%THA时高温区覆盖近半叶身。

参考文献(References):

- [1] Huang D. Models of steam force and torque of a rotor subjected to the leakage of tip clearance[J]. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers (Part A): Journal of Power and Energy*, 2002, **216**(5): 355-361.
- [2] 刘吉臻. 大规模新能源电力安全高效利用基础问题[J]. 中国电机工程学报, 2013, **33**(16): 1-8. (Liu Jizhen. Basic issues of the utilization of large-scale renewable power with high security and efficiency[J]. *Proceedings of the CSEE*, 2013, **33**(16): 1-8. (in Chinese))
- [3] Ge L J, Zhang C H, Hao M, et al. Vibration analysis of the steam turbine shafting caused by steam flow[J]. *TELKOMNIKA Indonesian Journal of Electrical Engineering*, 2013, **11**(8): 23-43.
- [4] 徐鹏, 胡辉. 小流量工况下汽轮机末级定常流动特性数值研究[J]. 南方农机, 2021, **52**(21): 86-88. (Xu Peng, Hu Hui. Numerical study on the steady flow characteristics of the final stage of steam turbine under low flow conditions[J]. *China Southern Agricultural Machinery*, 2021, **52**(21): 86-88. (in Chinese))
- [5] 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]. *Journal of Chinese Society of Power Engineering*, 2022, **42**(2): 109-114. (in Chinese))
- [6] 谈晓辉, 张奔, 王耀文, 等. 小流量工况下汽轮机低压缸内流动与鼓风加热特性数值研究[J]. 汽轮机技术, 2022, **64**(6): 445-450. (Tan Xiaohui, Zhang Ben, Wang Yaowen, et al. Numerical study on flow and windage heating characteristics in low pressure cylinder of steam turbine under small mass flow conditions[J]. *Turbine Technology*, 2022, **64**(6): 445-450. (in Chinese))
- [7] Teufelberger A. Ventilation von dampfturbinen bei schwachlast, leerlauf und leistungsaufnahme[J]. *VDI Berichte*, 1980, **361**: 145-152. (in German)
- [8] 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. (in Chinese))
- [9] 齐哈兵, 陈勇, 张德实, 等. 掠高对涡轮静叶栅气动性能的影响[J]. 流体机械, 2008, **36**(11): 23-27. (Qi Hanbing, Chen Yong, Zhang Deshi, et al. Influence of swept height on turbine static cascade aerodynamics[J]. *Fluid Machinery*, 2008, **36**(11): 23-27. (in Chinese))
- [10] 郭瑞, 杨建刚, 曹浩, 等. 偏心及部分进汽下密封间隙流体激振力数值研究[J]. 流体机械, 2011, **39**(1): 20-24. (Guo Rui, Yang Jiangang, Cao Hao, et al. Numerical investigation of seal clearance flow excited force under eccentricity and the partial admission mode[J]. *Fluid Machinery*, 2011, **39**(1): 20-24. (in Chinese))
- [11] Troyanovskii B, Lagun V, Maiorskii E, et al. Designing steam turbine last stages[J]. *Teploenergetika*, 1970 (17): 16-20.
- [12] 马建伟. 超低负荷多级湿蒸汽透平非定常气动特性的数值研究[D]. 哈尔滨: 哈尔滨工业大学, 2020. (Ma Jianwei. Numerical study on unsteady aerodynamic characteristics of ultra-low load multi-stage wet steam turbine [D]. Harbin: Harbin Institute of Technology, 2020. (in Chinese))
- [13] 陆传根, 林兴华. 流体机械叶片的频率测试及可靠性分析[J]. 流体机械, 2004, **32**(9): 36-37. (Lu Chuangen, Lin Xinghua. Reliability analysis and frequency test of fluid mechanical blade[J]. *Fluid Machinery*, 2004, **32**

- (9): 36-37. (in Chinese))
- [14] 王加兴. 小流量工况下汽轮机末级叶片安全性分析[D]. 吉林: 东北电力大学, 2021. (Wang Jiaying. Safety analysis of the final stage blades of steam turbines under low flow conditions[D]. Jilin: Northeast Electric Power University, 2021. (in Chinese))
- [15] 曹丽华, 张浩龙, 林文斌, 等. 汽轮机排汽通道内湿蒸汽流动的数值研究[J]. 热能动力工程, 2015, **30**(3): 387-393. (Cao Lihua, Zhang Haolong, Lin Wenbin, et al. Numerical study of the wet steam flow in the steam exhaust passage of a steam turbine[J]. *Journal of Engineering for Thermal Energy and Power*, 2015, **30**(3): 387-393. (in Chinese))
- [16] 徐美超. 小容积流量下汽轮机末级叶片动力特性研究[D]. 吉林: 东北电力大学, 2021. (Xu Meichao. Study on dynamic characteristics of the last stage blade of steam turbine under low volume flow conditions[D]. Jilin: Northeast Electric Power University, 2021. (in Chinese))
- [17] 陈昆. 汽轮机低压缸零出力运行通流部分的鼓风工况与冷却安全性研究[D]. 济南: 山东大学, 2023. (Chen Kun. Research on the windage condition and cooling safety of the flow passage of the low-pressure cylinder of zero-output operation steam turbine[D]. Jinan: Shandong University, 2023. (in Chinese))
- [18] Filippenko V, Frolov B, Chernobrovkin A, et al. Analyses of temperature distribution on steam turbine last stage low pressure buckets at low flow operations[C]//*ASME 2011 Turbo Expo: Turbine Technical Conference and Exposition*. Vancouver, British Columbia, Canada: ASMEDC, 2011: 2463-2469.
- [19] 徐美超, 曹丽华, 司和勇, 等. 汽轮机低压缸喷水减温对末级叶片气动性能和强度性能的影响[J]. 中国电机工程学报, 2021, **41**(7): 2446-2454. (Xu Meichao, Cao Lihua, Si Heyong, et al. Effect of water spray in exhaust passage of steam turbine on aerodynamic and strength performance of the last stage blade[J]. *Proceedings of the CSEE*, 2021, **41**(7): 2446-2454. (in Chinese))
- [20] 侯丽娜, 杜刚, 陈江. 引气方式对轴流压气机性能影响研究[J]. 应用数学和力学, 2014, **35**(10): 1124-1134. (Hou Lina, Du Gang, Chen Jiang. Effects of bleeding on the aerodynamic performance of axial-flow compressors[J]. *Applied Mathematics and Mechanics*, 2014, **35**(10): 1124-1134. (in Chinese))
- [21] 姚明辉, 王兴志, 吴启亮, 等. 基于 RBF 神经网络的压气机叶片面压力场预测研究[J]. 应用数学和力学, 2023, **44**(10): 1187-1199. (Yao Minghui, Wang Xingzhi, Wu Qiliang, et al. RBF neural network based prediction on blade surface pressure fields in compressors[J]. *Applied Mathematics and Mechanics*, 2023, **44**(10): 1187-1199. (in Chinese))