

低压缸切缸工况下流动与鼓风特性数值研究

胡建东¹,穆祺伟²,王耀文²,蔡健¹

(1. 胜利国电(东营)热电有限公司,山东 东营 257000;2. 西安热工研究院有限公司,陕西 西安 710054)

摘要:为了研究低压缸切缸工况时机组的运行能力,以国内某电厂汽轮机低压缸为研究对象,建立低压缸单边八级叶栅单通道流场三维计算模型,分析不同入口流量下其内部流动结构和气动性能以及末级动叶的鼓风加热特性。结果表明:随着低压缸入口流量的持续减小,排汽出口和末级叶栅内会陆续出现排气回流和汽流分离现象,并伴随有动叶入口的负攻角现象;当低压缸入口流量减小至1.19%额定流量时,工质做功无法弥补低压缸转子旋转耗功,低压缸整机无法输出功率;当低压缸入口流量降低至7.44%额定流量时,末级通道动静交界面靠近叶顶区域和末级动叶通道靠近叶顶区域出现局部高温区,出现切缸工况末级动叶的鼓风加热效应;同时,切缸工况下末级静叶鼓风加热温度抬高程度显著大于末级动叶,相较于额定工况末级静叶和末级动叶表面最高温度分别抬高了约105.96%和71.91%。

关键词:低压缸;切缸工况;鼓风加热;数值模拟

中图分类号:TK263.1 文献标识码:A DOI:10.16146/j.cnki.rndlge.2024.03.017

[引用本文格式]胡建东,穆祺伟,王耀文,等.低压缸切缸工况下流动与鼓风特性数值研究[J].热能动力工程,2024,39(3):132-141. HU Jian-dong, MU Qi-wei, WANG Yao-wen, et al. Numerical study on flow and windage characteristics in low pressure cylinder under cylinder cut-off conditions[J]. Journal of Engineering for Thermal Energy and Power, 2024, 39(3): 132-141.

Numerical Study on Flow and Windage Characteristics in Low Pressure Cylinder under Cylinder Cut-off Conditions

HU Jian-dong¹, MU Qi-wei², WANG Yao-wen², CAI Jian¹

(1. Shengli Guodian (Dongying) Thermal Power Co., Ltd., Dongying, China, Post Code: 257000;
2. Xi'an Thermal Power Research Institute Co., Ltd., Xi'an, China, Post Code: 710054)

Abstract: In order to study the operation capacity of the low-pressure cylinder cut-off condition, the three-dimensional numerical model of the single-channel flow field of the eight-stage cascade of the low-pressure cylinder was established by taking the low-pressure cylinder of the stream turbine in a domestic power plant as the research object, while the internal flow structure and aerodynamic performance of the low-pressure cylinder under different inlet flow rates and the windage heating characteristics of the final moving blade were analyzed. Results show that with the continuous decrease of the low-pressure cylinder inlet flow rate, the exhaust backflow and steam flow separation occur at the exhaust outlet and in the last stage cascade accompanied by the negative attack angle at the inlet of the rotor blade; when the inlet flow rate of low-pressure cylinder is reduced to 1.19%, the work done by the working medium cannot compensate for low-pressure cylinder rotor rotational work, and the whole machine of the low-pressure cylinder cannot output power; when the inlet flow rate of low-pressure cylinder is reduced to 7.44%, a local high temperature region is appeared in the dynamic and static interface of the last stage channel near the top of the blade and in the last stage rotor blade channel near the top of the blade, which is manifested as the windage heating effect of the last stage rotor blade under the cylinder cut-off condition; meanwhile,

the last stage stator blade windage heating temperature elevation is significantly higher than that of the rotor blade, compared with the rated condition, the maximum temperatures on the surfaces of the last stage stator and rotor blades under the cylinder cut-off condition are increased about 105.96% and 71.91%.

Key words: low-pressure cylinder, cylinder cut-off condition, windage heating, numerical simulation

引言

“碳达峰、碳中和”国家战略的提出,大力推动了太阳能、风电、水电等清洁能源装机容量持续快速增长^[1]。然而,电力系统调峰错峰能力难以满足现有的清洁能源并网消纳的要求^[2]。对于该问题的解决,供热机组的汽轮机低压缸切缸改造已经成为国内常见改造方式^[3]。切缸运行时,汽轮机低压缸将产生汽流分离和出口回流现象。同时,末级动叶处于鼓风运行状态,导致叶片加热和温度显著抬高的现象,严重影响末级长叶片的强度,从而影响汽轮机的安全运行^[4,5]。

近年,汽轮机低压缸切缸工况的相关研究在国内外被广泛开展,并取得了一定的进展。实验测量方面:Moore 等人^[6]研究了蒸汽在喷管内的相变凝结流动特性;White 等人^[7]分析了跨音速静叶栅中蒸汽的非平衡相变凝结过程;Bakhtar 等人^[8]对比了汽轮机中蒸汽相变凝结流动的实验特征与成核理论,获得了较好的一致性;Troyanovskii 等人^[9]发现,汽轮机入口流量减小时叶片根部会出现涡流,而后在静叶和动叶间隙的顶部会出现另一个涡流;Lagun 等人^[10]测量得到了静叶和动叶间隙顶部涡流的旋转速度,认为其转速接近动叶片顶的线速度;宁哲等人^[11]分析了小流量时汽轮机末级流场的速度分布,发现高速旋转的末级动叶会对静叶和动叶间隙顶部的漩涡区做功使其温度升高;蔡小舒等人^[12]改进了湿蒸汽联合探针并对直接空冷汽轮机末级后流场的温度和湿度进行了测量,得到了高背压下低压缸末级叶栅通道内的鼓风状态流场结构。

数值模拟研究方面:朱秋良等人^[13]、赵金峰等人^[14]和 Harvey 等人^[15]为分析切缸工况低压缸内蒸汽工质的流动和结构特点,采取数值模拟的研究

方法,建立了低压缸流场模型;石红晖等人^[16]分析了不同流量工况下末级叶栅内气动参数和流场结构的变化规律,分析发现,切缸工况下末级动叶片根处出现的汽流分离最大可以扩展至 60% 相对叶高;徐佳敏等人^[17]将进汽流量、进汽温度作为研究变量,分析变量与低压缸内部流动性能间的关系;胡平等^[18]利用 URANS 方法,对切缸工况低压缸末级运行情况完成了非定常分析;徐佳敏等人^[19]、徐美超等人^[20]和刘艺苗等人^[21]针对低压缸切缸工况的温度场展开分析,重点关注其传热特性,并分析了鼓风加热现象的影响因素;宋文希等人^[22]研究发现,低压缸末级静叶与动叶之间,存在着鼓风加热温度抬高最大区域;曹丽华等人^[23]通过数值模拟研究了低压缸极低负荷工况,研究表明,冷却蒸汽流量越大冷却蒸汽温度越高,低压缸排汽温度越低。

本文利用建立的低压缸单边八级叶栅单通道流场计算模型对复杂的供热机组低压缸切缸工况下的流动与鼓风特性以及切缸工况下局部加热区拓展和加热温度的抬高变化规律进行了分析,揭示了低压缸切缸工况下的流动、性能指标、温度变化规律。

1 数值计算模型

1.1 计算模型

以国内某电厂汽轮机的低压缸为研究对象,研究建立了低压缸单边八级叶栅单通道流场三维计算模型。为提高计算效率,按照对称性建模原则建立模型,选取八级叶栅通道中的单个流道为研究对象。同时,为了保证数值计算结果收敛可靠,建模时延长了末级动叶计算域处的低压缸出口流道。低压缸单通道流场计算模型如图 1 所示。各级叶栅几何参数如表 1 所示。

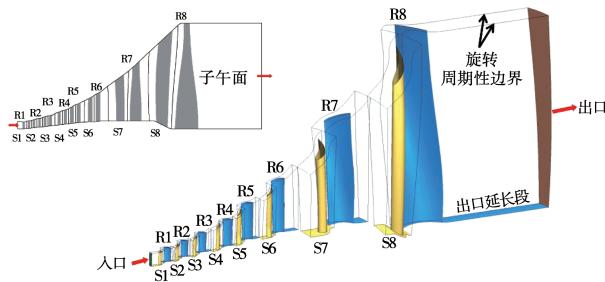


图 1 汽轮机低压缸单通道流场计算模型

Fig. 1 Calculation model of single-channel flow field of low pressure cylinder of steam turbine

表 1 各级叶栅几何参数

Tab. 1 Geometric parameters of cascades at all stages

级 数	叶片	叶片数	平均叶高/mm	平均直径/mm
1	S1	232	62.33	1 663.50
	R1	212	66.63	1 675.70
2	S2	232	75.52	1 692.44
	R2	218	77.88	1 710.03
3	S3	210	88.78	1 728.90
	R3	195	93.43	1 745.95
4	S4	180	116.66	1 786.14
	R4	184	128.24	1 811.53
5	S5	154	150.04	1 847.60
	R5	150	173.83	1 884.59
6	S6	142	216.93	1 941.89
	R6	138	253.93	1 986.70
7	S7	58	389.18	2 129.18
	R7	64	511.03	2 251.03
8	S8	48	791.02	2 463.73
	R8	55	948.50	2 548.49

1.2 数值方法与边界条件

利用级内功率 P_u 、级静效率 η_{oi} 和级总效率 η_{ot} ^[24] 3 个参数,作为定量分析低压缸切缸工况下汽轮机低压缸各透平级的指标。具体公式为:

$$P_u = G \cdot h_u \quad (1)$$

$$\eta_{oi} = \frac{h_{01} - h_{02}}{h_{01} - h_{2s}} \quad (2)$$

$$\eta_{ot} = \frac{h_{01} - h_2}{h_{01} - h_{2s}} \quad (3)$$

式中: G —蒸汽工质质量流量, kg/s; h_u —汽轮机级组有效焓降, kJ/kg; h_{01} —汽轮机级组进口焓, kJ/kg; h_{02} —汽轮机级组出口焓, kJ/kg; h_{2s} —汽轮机级组出口等熵静焓, kJ/kg; h_2 —汽轮机级组出口静焓, kJ/kg。

同样采用总功率 P (kW)、总静效率 η_i (%) 和总效率 η_t (%) 3 个参数,作为定量分析低压缸切缸工况下汽轮机低压缸整机性能变化的指标^[24]。具体公式为:

$$P = \sum P_u \quad (4)$$

$$\eta_i = \frac{H_{01} - H_{02}}{H_{01} - H_{2s}} \quad (5)$$

$$\eta_t = \frac{H_{01} - H_2}{H_{01} - H_{2s}} \quad (6)$$

式中: H_{01} —低压缸进口总焓, kJ/kg; H_{02} —低压缸出口总焓, kJ/kg; H_{2s} —低压缸出口等熵静焓, kJ/kg; H_2 —低压缸出口静焓, kJ/kg。

需要说明的是,数值计算时将低压缸入口总压、总温、速度方向、排汽出口平均静压 4 个参数作为边界条件进行给定。本文确定 8 组低压缸数值计算工况,如表 2 所示。以额定工况 1 为例,给定低压缸入口总压为 1.161 MPa,入口总温为 372.200 ℃,速度方向由低压缸进口指向排汽出口,给定排汽出口背压 4.9 kPa,低压缸质量流量约为 350.824 t/h。在额定工况 1 的基础上,参考实际运行工况,通过逐步降低给定的低压缸入口总压、总温参数和相对于额定工况 1 的相对质量流量,实现降低低压缸整体进汽流量和参数,达到数值计算切缸工况的目的。

Stage 混合平面方法主要思想是对交界面两侧气流参数进行周向平均处理,实现动静交界面上下游数据的近似传递,常用于稳态计算^[25]。本文中采用该方法处理动叶和静叶相交界面,使界面速度场保持连续性。模型中大部分壁面设为绝热无滑移壁面,动叶片流道设为旋转计算域,转速为 3 000 r/min,叶片通流部分周向边界为旋转周期型。

表 2 低压缸数值计算工况

Tab. 2 Calculation cases of low-pressure cylinder

工况	入口总压/MPa	入口总温/°C	相对质量流量/%
1	1.161 0	372.200	100.00
2	0.547 3	360.700	46.29
3	0.342 8	355.000	29.49
4	0.086 5	347.170	7.44
5	0.055 3	346.880	4.74
6	0.041 5	346.755	3.55
7	0.027 8	346.627	2.36
8	0.014 3	346.501	1.19

1.3 网格无关性分析与湍流模型验证

建模时需要综合考量计算精度和计算效率,以在提高模拟计算精度的同时有效控制网格的数量,从而提高整体计算效率。低压缸计算模型的整体及局部网格如图 2 所示。由于汽轮机低压缸叶片相对较长,为了提高叶片的可靠性,实际生产中将低压缸叶片做成弯扭型叶片。在弯扭叶片建模时,利用了 H-O-H 拓扑结构,即在叶片近壁面区域使用 O 型网格剖分,以提高叶片前缘和尾缘的网格质量,在主流区域使用 H 型网格剖分,以提高流道中部区域网格质量。为了更加准确地模拟复杂流场中的局部流动结构,在近壁面区域加密了计算网格,不同区域采用不同的处理方式以达到优化计算精度和计算效率的目的。

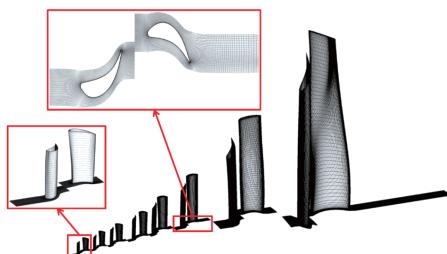


图 2 汽轮机低压缸整体及局部网格

Fig. 2 Overall and local grids of low-pressure cylinder of steam turbine

不同网格数下低压缸排汽平均流速和末级动叶 R8 的表面平均温度的误差分析如表 3 所示。在上文所述计算网格生成策略下,对低压缸单通道流场计算网格的流向和展向节点数进行了逐步均匀增大,得到了 730 万至 1 450 万共 4 套不同密度的计

算网格。表 3 列出了 5 种网格数下的流动和传热参数,模型 4 中用外推法计算得到 2 000 万网格数的数据,在此基础上给出不同网格数下的数值计算误差。随着计算网格数增加,蒸汽工质的质量平均流速和末级动叶 R8 的表面平均温度略有升高,计算误差逐渐减小。

表 3 不同网格数下排气平均流速和末级动叶 R8 表面平均温度计算误差分析

Tab. 3 Calculation error analysis of average exhaust flow rate and R8 surface temperature of the last stage rotor blade under different grid numbers

网格数/万	速度/m·s ⁻¹	误差/%	温度/K	误差/%
736	613.264	0.085 86	333.224	0.056 99
974	613.632	0.025 90	333.322	0.027 59
1 212	613.777	0.002 28	333.393	0.006 30
1 450	613.788	0.000 49	333.406	0.002 40
2 000	613.791	0	333.414	0

从表 3 中看出,排汽平均流速对网格数的敏感度高于表面平均温度的敏感度。当网格数增加至 1 212 以上时,缸内平均流速和表面平均温度的相对误差小于 0.1%。若继续增加网格数则不能明显提高计算精度,反而会造成模型计算量的增加。综合考虑计算精度和计算效率,确定使用 1 212 万网格数量的汽轮机低压缸通流计算模型。

蒸汽工质在汽轮机低压缸中膨胀做功时,在末几级叶片中会出现湿蒸汽,当入口流量变化时湿蒸汽的干度也不同。因此,模型计算时不能简单地将工质近似为理想气体。本文最终选择的工质是采用水和水蒸气物性 IAPWS-IF97 计算模型计算得到的水蒸气 Steam 5vl, 气体模型选用平衡分数, 液体模型选用平衡组分, 其他不同压力和温度下蒸汽工质的物性参数通过插值法计算得到, 并利用 Ansys-CFX 18.0 软件对低压缸流场完成预处理和稳态计算。

在湍流求解和传热计算方面,选用 SST $k-\omega$ 两方程模型,该湍流模型对于存在流动分离的流场计算具有良好的适应性和收敛性,传热计算选用了总能量平衡方法并考虑了流体的粘性热效应。表 4 对比了各工况下低压缸进汽质量流量的数值计算值与工程设计值。从表 4 中可以看出,数值计算值与工

程设计值的误差大体上随入口总压的降低先减小后增大,但最大误差仍不超过 10%,基本在 5% 左右。综合考虑验证结果,认为本文进行的数值计算结果可靠。

表 4 进汽流量数值计算值与工程设计值对比验证

Tab. 4 Comparison and verification of intake flow numerical calculation values and engineering design values

工况	数值计算值/ $t \cdot h^{-1}$	工程设计值/ $t \cdot h^{-1}$	误差/%
1	350.824	332.730	5.438
2	162.403	154.926	4.826
3	103.450	98.811	4.694
4	26.085	24.809	5.143
5	16.631	15.809	5.199
6	12.448	11.809	5.409
7	8.291	7.809	6.174
8	4.175	3.809	9.607

2 计算结果与分析

2.1 流动结构

低压缸不同入口流量下末两级叶栅通道内部流场结构如图 3 所示。从图 3 中看出,额定工况 1 的低压缸次末级和末级叶栅通道流场稳定均匀,并不存在流固分离和排汽涡流现象,与汽轮机设计工况要求吻合,能够保证汽轮机的稳定运行。工况 3,当入口流量减小至 29.49% 额定流量时,末级叶片排汽区域出现了小范围的涡流区。工况 4,当入口流量降至 7.44% 额定流量时,在末级叶片叶根处出现流固分离现象,随着入口流量的持续减小,汽流分离区逐渐由叶根向叶顶发展,甚至向上游高压透平级发展,并且末级叶片排汽的涡流区域逐渐增大。工况 5,当入口流量降至 4.74% 额定流量时,末级叶片排汽侧出现大范围的涡流,涡流区域位于叶根处,其面积持续增大至接近约 1/2 排汽出口面积。工况 7,入口流量降至 2.36% 额定流量时,次末级排汽区域也出现流固分离现象,末级叶片叶顶部位流固分离最严重。在极低入口流量的工况 7 和工况 8,叶顶排汽区域汽流未出现涡流,其他大部分区域均为涡流区域。

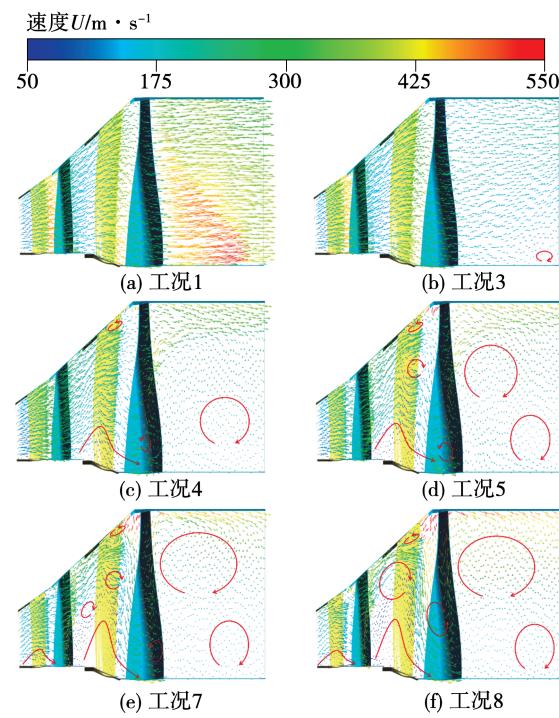


图 3 汽轮机低压缸末两级内部流场结构
Fig. 3 Internal flow field structures of the last two stages of low-pressure cylinder of steam turbine

为了更详细地说明低压缸切缸工况流场结构,以低压缸末级叶片流道不同叶高截面为研究对象,对不同叶高截面的速度矢量分布进行分析。本文分别取 5% 和 95% 叶高截面代表叶根范围和叶顶范围,不同叶高截面的速度矢量分布如图 4 所示。从图 4 见,在工况 1 和工况 3 条件下,末级叶片流道内未出现涡流,也不存在汽流负攻角,不同叶高截面流场整体均匀顺畅。当入口流量降至 7.44% 额定流量,即工况 4 时,末级静叶通道的叶根和叶顶区域的入口侧出现了部分涡流,当入口流量降至 4.74% 额定流量,即工况 5 时,在末级动叶入口处发生汽流负攻角。随着低压缸入口流量的进一步降低,静叶通道内涡流区域逐渐增大、强度逐渐增强,末级静叶通道内局部涡流现象与低压缸入口流量呈负相关。当入口流量降低至 3.55% 额定流量,即工况 6 时,末级静叶通道叶顶区域的涡流逐渐向出汽侧发展,涡流区域面积约为 1/2 通流面积。入口流量最小的工况 8 涡流区域扩大至整个末级静叶通道的叶顶区域,同时叶根区域出现局部涡流,由于动叶通道叶根区域汽流轴向速度分量远小于周向速度分量,蒸汽在动叶通道内轴向方向上接近于停滞状态。

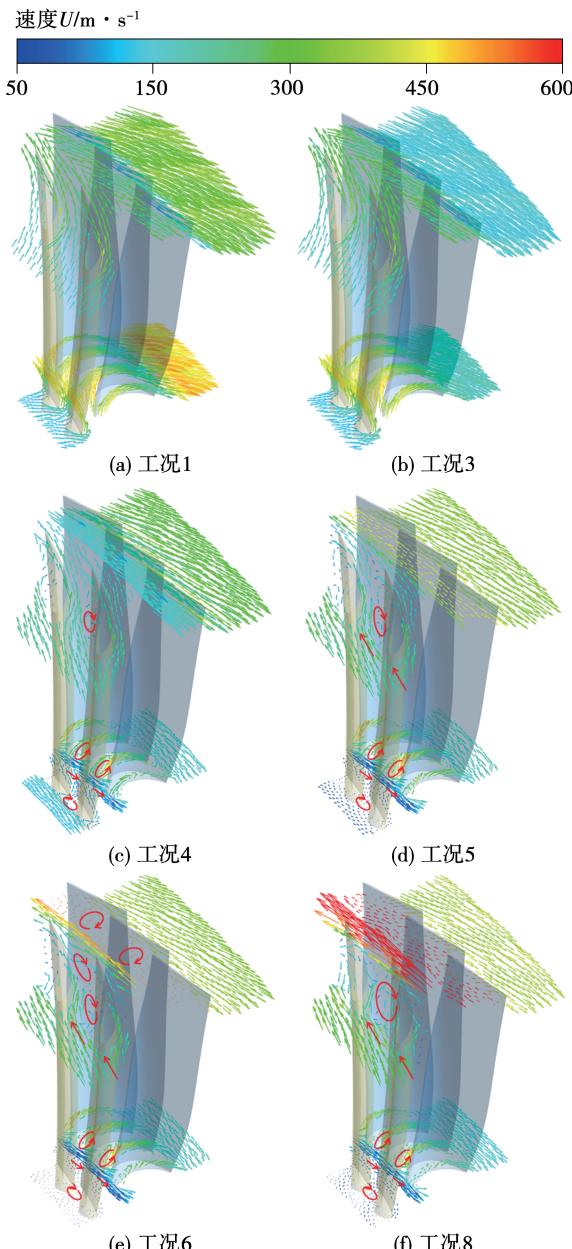


图4 汽轮机低压缸末级叶栅不同叶展平面流动结构

Fig. 4 Flow structures of different blade spans in the last stage cascade of low-pressure cylinder of steam turbine

2.2 变工况指标变化

低压缸各透平级的变工况性能指标如图5所示。根据图5中性能指标变化趋势可以看出,在工况1~8中,随着低压缸入口流量和入口工质参数的逐步降低,除末级透平外的其他各级透平的级功率、级静效率和级总效率总体均呈现降低趋势。在工况4~8下,第8级末级透平处于负功率输出状态;在工况5~8下,第7级次末级透平处于负功率输出状态;在工况8下,第6级透平也处于负功率输出状态。

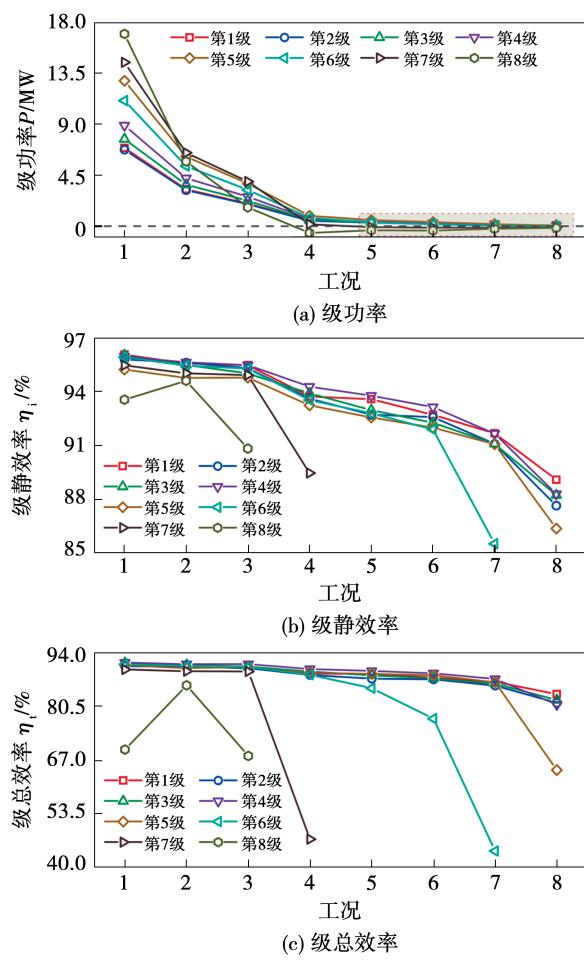


图5 汽轮机低压缸变工况下各透平级性能指标

Fig. 5 Performance indicators of each turbine stage of low-pressure cylinder of steam turbine under variable operating conditions

低压缸整机的变工况性能指标如图6所示。根据图6中性能指标变化趋势可以看出,在工况1~8中,随着低压缸入口流量和入口工质参数的逐步降低,低压缸整机输出功率呈现降低趋势。当入口流量减小至2.36%额定流量,即工况7时,整机的输出功率已不及额定工况时的1%。当入口流量继续减小至1.19%额定流量,即工况8时,整机表现为负功率输出。此外,随着入口流量的减小,总静效率和总效率均表现出先升高而后持续降低的趋势。在工况2时,整机的总静效率和总效率均有最大值,分别为96.97%和94.59%。切缸工况3~8下,低压缸整机的总效率随流量减小而降低的幅度略高,总静效率降低的幅度略低。需要注意的是,对于最小流量工况8,低压缸整机的总效率表现为负值,对应于图5(a)中工况8时整机的负功率输出。

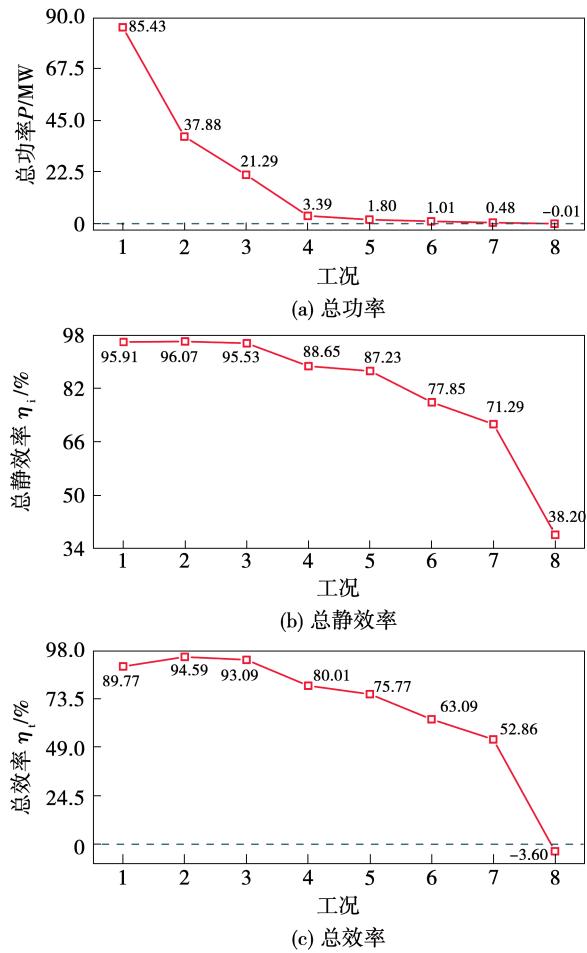


图 6 汽轮机低压缸变工况下整体性能指标

Fig. 6 Overall performance indicators of low-pressure cylinder of steam turbine under variable operating conditions

2.3 鼓风加热特性

低压缸末两级(第 7 级和第 8 级)子午面温度分布如图 7 所示。根据图 7 中变工况温度分布变化趋势可以看出,随着低压缸入口流量和入口工质参数逐步降低,末两级子午面的温度分布逐渐由正常分布变化为因鼓风加热而产生的局部加热区拓展和加热温度的抬高。

其中,由额定工况 1 至入口流量较大的工况 3,末两级子午面温度分布整体呈现从上级叶栅至下级排汽区逐渐降低的状态。当工况 4 低压缸入口流量减小至 7.44% 额定流量时,末级动叶蒸汽过热度大并在小流量工况下出现鼓风加热现象,具体位置发生在末级叶栅通道的动静交界面靠近叶顶区域和末级动叶通道靠近叶顶区域。当低压缸入口流量进一步减小至 3.55% 额定流量,即工况 6 时,鼓风加热区域进一步拓展,仅在末级叶片的中叶展区域保持

了局部相对低温区域,而叶顶和叶根部区域均因鼓风加热呈现出较高的温度分布。工况 8 的末两级子午面温度鼓风加热区域广泛,且整体加热温度的抬高更显著。

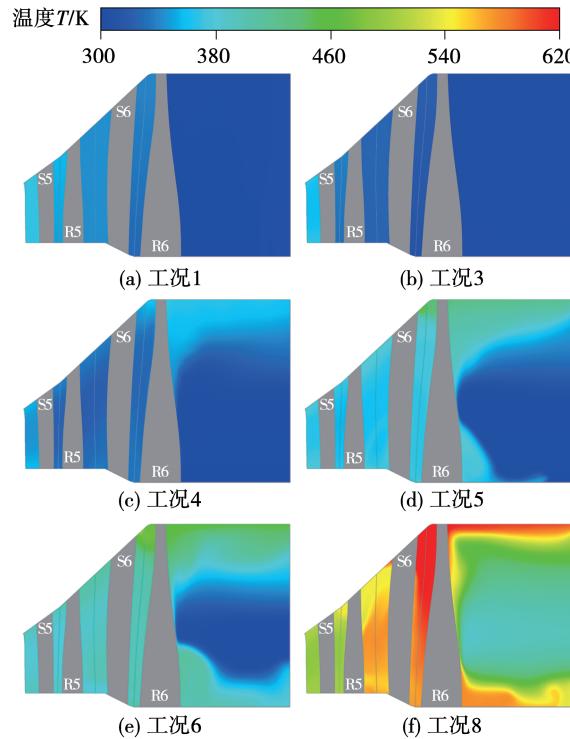


图 7 汽轮机低压缸子午面温度分布

Fig. 7 Temperature distributions on meridian surface of low-pressure cylinder of steam turbine

低压缸末级动叶的表面温度分布如图 8 所示。根据图 8 中变工况温度分布的发展趋势可以看出,逐步降低低压缸入口流量和入口工质参数,因鼓风加热而造成末级动叶表面温度抬高。其中,由额定工况 1 至入口流量较大的工况 3 时,末级动叶表面温度随入口流量的减小而逐渐降低。在工况 4~8 下,随着入口流量的持续减小,末级动叶的鼓风加热效应逐渐显著,动叶表面最高温度也逐渐提升。在工况 8 条件下末级动叶的叶顶区域出现了显著的局部高温区。

低压缸变工况下末级叶片表面平均温度及最高温度如图 9 所示。图 9(a)表明,随着低压缸入口流量的逐步降低,末级静叶 S8 和动叶 R8 表面平均温度在工况 3 时出现最小值,之后呈现抬高趋势。这是由于在工况 4 之后,末级动叶因鼓风加热效应造成末级静叶 S8 和动叶 R8 表面平均温度出现抬高趋势。以工况 3 的末级静叶 S8 表面平均温度为基

准,则工况4~8末级静叶S8表面平均温度分别抬高约6.46%,19.32%,29.00%,47.01%和84.53%。以工况3下末级动叶R8表面平均温度为基准,则工况4~8末级动叶R8表面平均温度分别抬高约10.95%,26.40%,31.72%,56.26%和83.21%。

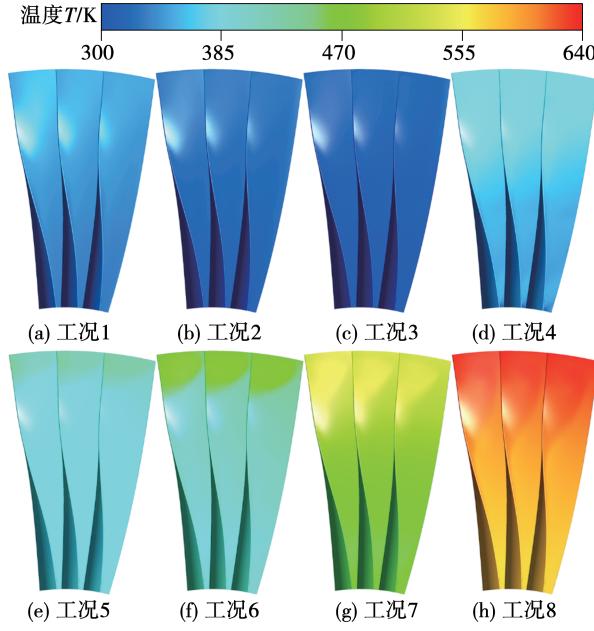


图8 末级动叶表面温度分布

Fig. 8 Surface temperature distributions of last stage rotor blade

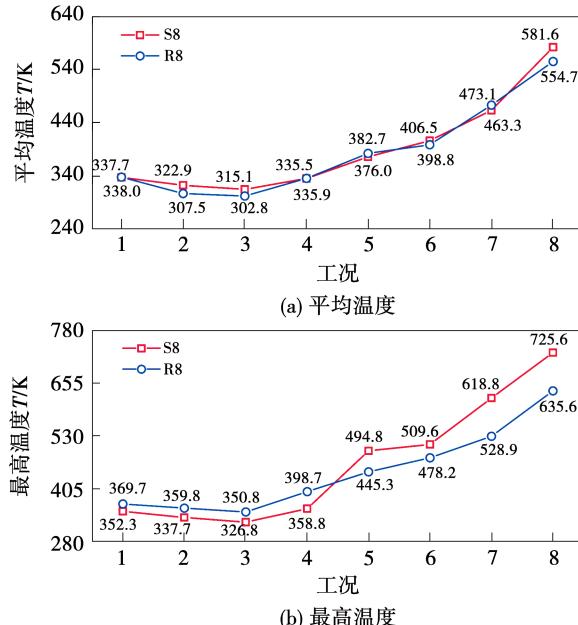


图9 变工况下末级叶片表面平均温度及最高温度

Fig. 9 Average surface temperature and the maximum temperature of the last stage blade under variable operating conditions

图9(b)表明,随着低压缸入口流量逐步降低,末级静叶S8和动叶R8表面最高温度和平均温度的变化趋势一致,均先降低后升高。同时可以看出,静叶S8表面最高温度的提升幅度显著大于动叶R8,同样在29.49%额定流量的工况3时出现最小值。以工况3下末级静叶S8表面最高温度为基准,则工况4~8下末级静叶S8表面最高温度分别抬高约9.80%,51.41%,55.94%,89.36%和122.03%。以工况3下末级动叶R8表面最高温度为基准,则工况4~8下末级动叶R8表面最高温度分别抬高约13.67%,26.96%,36.32%,50.77%和81.19%。在低压缸入口流量相对较大的工况1~4,末级静叶S8表面最高温度低于末级动叶R8表面最高温度;但当入口流量减小至4.74%额定流量,即工况5及以下时,静叶表面最高温度反而高于动叶,表明鼓风加热效应对末级静叶的影响大于动叶。

3 结论

利用建立的汽轮机低压缸流场的三维计算模型,对低压缸切缸工况下流动与鼓风特性开展数值研究。当低压缸入口流量逐步降低时,会显著影响低压缸各透平级性能与整机性能,同时因鼓风加热效应产生局部高温区和高温,具体结论如下:

(1) 低压缸入口流量的降低,将会造成低压缸排汽出口和末级叶栅内出现排气回流和汽流分离现象,并伴随动叶入口的负攻角现象。在入口流量降低至29.49%额定流量时,排气回流出现在排汽出口接近叶根处,当入口流量降低至7.44%额定流量时,在末级动叶叶根处会产生汽流分离现象,当入口流量进一步降低时,汽流分离区将向叶顶区域和上游叶栅拓展。

(2) 低压缸效率和整体功率随着低压缸入口流量的降低而持续下降。低压缸入口流量降低,将导致末级透平开始出现负功率输出状态,并随着入口流量的进一步降低,负功率输出透平级数逐渐前移。在入口流量降低至1.19%额定流量时,出现工质做功无法弥补低压缸转子旋转耗功的情况,对外表现为低压缸整机功率为负值,已无法输出功率。

(3) 低压缸入口流量降低,增强了低压缸的末级动叶的鼓风发热效应。在入口流量降低至

7.44% 额定流量时,局部加热区将出现在低压缸末级通道动静交界面靠近叶顶区域和末级动叶通道靠近叶顶区域,且随着入口流量的继续减小,局部加热区逐步拓展,加热温度逐步抬高。

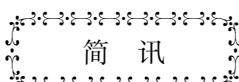
(4) 低压缸末级静叶的鼓风加热效应显著大于末级动叶,以低压缸进汽额定流量为基础,在低压缸切缸最小流量工况,末级动叶表面平均温度和最高温度分别抬高约 64.10% 和 71.91%,而末级静叶表面平均温度分别抬高约 72.19% 和 105.96%。在低压缸切缸最小流量工况,末级静叶的表面平均温度和最高温度分别为末级动叶的 104.84% 和 114.17%。

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 Qiong-hui, WANG Cai-xia. Study on the major issues of renewable energy development [J]. Electric Power, 2015, 48 (1) : 33 - 36.
- [2] 张正陵.中国“十三五”新能源并网消纳形势、对策研究及多情景运行模拟分析[J].中国电力,2018,51(1):1-9.
ZHANG Zheng-ling. Research on situation and countermeasures of new energy integration in the 13th five-year plan period and its multi-scenario simulation[J]. Electric Power, 2018, 51(1) : 1 - 9.
- [3] 陆英栋,杨自春,张磊,等.小容积流量下船用核湿汽轮机末级流场稳定性分析[J].核动力工程,2019,40(5):67-73.
LU Ying-dong, YANG Zi-chun, ZHANG Lei, et al. Stability analysis of final-stage flow field in low volume flow working conditions for marine nuclear wet steam turbine[J]. Nuclear Power Engineering, 2019 , 40(5) : 67 - 73.
- [4] 曹祖庆.汽轮机变工况特性[M].北京:水利水电出版社,1991.
CAO Zu-qing. Variable operating conditions characteristics of steam turbines[M]. Beijing: China Water & Power Press, 1991.
- [5] 蔡蕾,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 Zheng-ping, LU Hong-zhi, et al. Numerical simulation of 3-dimensional flow in last two stages of air-cooled steam turbines [J]. Journal of Chinese Society of Power Engineering, 2005 , 25(5) : 647 - 651.
- [6] MOORE M J, WALTERS P T, CRANE R I, et al. Predicting the fog drop size in wet steam turbines[J]. Wet Steam, 1973, 4 : 101 - 109.
- [7] WHITE A J, YOUNG J B, WALTERS P T. Experimental validation of condensing flow theory for a stationary cascade of steam turbine blades[J]. Philosophical Transactions of the Royal Society, 1996, 354 : 59 - 88.
- [8] BAKHTAR F, WHITE A J, MASHOMOUSHY T. Theoretical treatments of two dimensional two-phase flows of steam and comparison with cascade measurements[J]. Journal of Mechanical Engineering Science, 2005, 219 (12) : 1335 - 1355.
- [9] TROYANOVSKII B, LAGUN V, MAIORSKII E, et al. Designing steam turbine last stages[J]. Teploenergetika, 1970, 17 : 16 - 20.
- [10] LAGUN V, SIMOYU Z, FRUMIN Y, et al. Features of operation of a turbine stage with low Dm/l ratio under conditions of low loads [J]. Teploenergetika, 1971, 18 : 21 - 24.
- [11] 宁哲,安敏善,孟凡林,等.空冷 200 MW 汽轮机末级流场试验研究[J].热力发电,1991,20(3):43-52.
NING Zhe, AN Min-shan, MENG Fan-lin, et al. Experimental study on the final stage flow field of an air-cooled 200 MW steam turbine [J]. Thermal Power Generation, 1991, 20(3) : 43 - 52.
- [12] 蔡小舒,牛凤仙,宁廷保,等.300 MW 直接空冷汽轮机低压末级湿蒸汽测量研究[J].中国电机工程学报,2009,29(2):1-7.
CAI Xiao-shu, NIU Feng-xian, NING Ting-bao, et al. Measurement of wet steam in a 300 MW direct air-cooling low pressure turbine[J]. Proceedings of the CSEE, 2009, 29(2) : 1 - 7.
- [13] 朱秋良,韩旭,袁云云,等.汽轮机低压缸零出力工况末级流场稳定性研究[C].北京:中国工程热物理学会热机气动热力学学术会议论文,2021.
ZHU Qiu-liang, HAN Xu, YUAN Yun-yun, et al. Research on the stability of the last stage flow field in the low pressure cylinder of a steam turbine under zero output condition [C]. Beijing: Academic Conference Paper on Thermodynamics of Thermal Engines and Aerodynamics, Chinese Society of Engineering Thermophysics, 2021.
- [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 Jin-feng, FENG Zhong-bao, CAO Li-hua, 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] HARVEY N W, HODSON H P, BREAR M J. Pressure surface separations in low-pressure turbines – Part 1: Midspan behavior[J]. Journal of Turbomachinery, 2002, 124 (3) : 393 - 401.
- [16] 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 Hong-hui, ZHANG Pan, CAO Rong-xiu, 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.
- [17] 徐佳敏,刘网扣,林润达.小流量工况下低压缸进排汽参数对

- 流场和叶片温度的影响[J].发电设备,2020,34(1):27–31.
XU Jia-min, LIU Wang-kou, LIN Run-da. Influence of inlet and outlet parameters of low pressure cylinder on the flow field and blade temperature under small flow conditions[J]. Power Equipment, 2020, 34(1): 27–31.
- [18] 胡平,杨锐,竺晓程,等.小流量工况汽轮机末级流动不稳定数值研究[J].热能动力工程,2019,34(10):18–26.
HU Ping, YANG Rui, ZHU Xiao-cheng, et al. Numerical investigation of the flow instability of steam turbine last stage under low mass flow condition[J]. Journal of Engineering for Thermal Energy and Power, 2019, 34(10): 18–26.
- [19] 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):167–169,202.
XU Jia-min. 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, 202.
- [20] 徐美超,曹丽华,赵金峰,等.小容积流量下汽轮机末级流场涡流特性研究[J].汽轮机技术,2019,61(5):321–325,378.
XU Mei-chao, CAO Li-hua, ZHAO Jin-feng, et al. Analysis on vortex characteristics in last stage of steam turbine during the low volume flow conditions [J]. Turbine Technology, 2019, 61 (5) : 321 – 325 ,378.
- [21] 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.
- LIU Yi-miao. Study on the flow characteristics of low pressure section in steam turbine under low volume flow conditions [D]. Beijing: North China Electric Power University, 2018.
- [22] 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 Wen-xi, ZHU Peng-bo, 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.
- [23] 曹丽华,李禹,司和勇.超低负荷工况下大功率汽轮机低压缸内温度场分布特性研究[J].中国电机工程学报,2021,41(3):1018–1025.
CAO Li-hua, LI Yu, SI He-yong. Research on temperature distribution characteristics in low pressure cylinder of large steam turbine under ultra-low load conditions [J]. Proceedings of the CSEE, 2021, 41(3) : 1018 – 1025.
- [24] 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.
WANG Xin-jun, LI Liang, SONG Li-ming, et al. Principles of steam turbines [M]. Xi' an: Xi' an Jiaotong University Press, 2014.
- [25] 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 Jian-wei. Numerical study on unsteady aerodynamic characteristics of ultra-low load multi-stage wet steam turbine[D]. Harbin: Harbin Institute of Technology, 2020.

(丛 敏 编辑)



英国 HydroWing 公司开发新型驳船来降低潮汐能技术的成本

据官方报道,潮汐能技术公司 HydroWing 正在设计一艘新驳船,有助于降低其潮汐流阵列技术的安装和维护成本。HydroWing 的潮汐能技术主要包括一个具有专利的机翼系统,可在不破坏基座的情况下移除涡轮机组,使机翼的运行和维护得到简化。

HydroWing 母公司—Inyanga 海洋能源集团总经理 Richard Parkinson 表示:“四船体驳船标志着海上运营商的一个重大进步,其模块化设计非常便于运输和组装。”新驳船的设计包括 4 艘趸船,每艘趸船重 25 吨,能确保降低生产成本,并且阻力小,更容易拖曳,因此可以由当地可用的小型拖船处理。其模块化结构,可以通过公路运输和现场组装。所有这些因素都有助于降低每次干预的成本。此外,驳船处于永久待机状态,可以快速部署,这将有助于驳船运营商减少生产停机时间。公司已申请专利,以保护其独特的四船体驳船设计。

(孙嘉忆摘译自 <https://www.powerengineeringint.com>)