

DOI:10.3969/j.issn.1674-1951.2019.04.002

660 MW 超临界机组滑压运行优化试验与分析

Analysis and optimization test for 660 MW supercritical unit
under sliding-pressure operation

陈水林¹, 张晓蕾², 吴顺¹
CHEN Shuilin¹, ZHANG Xiaolei², WU Shun¹

(1. 江西赣能股份有限公司丰城二期发电厂, 江西 丰城 331100; 2. 国电江西丰城电厂, 江西 丰城 331100)
(1. Fengcheng Phrase II Power Plant of Jiangxi Ganneng Company Limited, Fengcheng 331100, China;
2. Guodian Jiangxi Fengcheng Power Plant, Fengcheng 331100, China)

摘 要:随着社会经济水平和人民生活水平的不断提高,对电量的需求量也逐渐上升,电网总负荷随之增加,电网的峰谷负荷差异越来越大,对机组调峰能力的要求越来越高。目前,汽轮机低负荷时的有效运行方式是滑压运行,使机组处于相对经济的工况,降低了机组的供电煤耗。研究汽轮机的低负荷运行方式,以降低汽轮机的能耗,具有重要意义。通过滑压试验,确定滑压的起始负荷点和定压运行的初始压力,制作负荷与机前主蒸汽压力的数值对应关系表,指导机组经济运行。

关键词:660 MW; 超临界机组; 滑压运行; 定压运行; 运行优化; 优化试验; 机组热耗率; 循环热效率

中图分类号:TM 621 **文献标志码:**A **文章编号:**1674-1951(2019)04-0006-04

Abstract: With the continuous improvement of economic level and living standard, the demand for electricity is gradually rising, and the total load of power grid is increasing, which increases the disparity between peak loads and valley loads. The demand for peak load regulating is more urgent. At present, the effective operation mode of steam turbine under low load is sliding-pressure operation, which is more economic and more coal-saving. It is of great significance to study the low-load operation mode of steam turbines in order to reduce the energy consumption. Through sliding-pressure test, the initial load point of sliding-pressure operation and the initial pressure of constant-pressure operation are determined. The relationship between the load and the main steam pressure in front of the engine is given to guide the economic operation of the unit.

Keywords: 660 MW; supercritical unit; sliding-pressure operation; constant-pressure operation; operation optimization; optimization tests; heat consumption rate of unit; cycle thermal efficiency

1 汽轮机设备概述

某发电厂 2 × 660 MW 汽轮发电机组主机设备为 N660-24.2/566/566 型(高中压合缸)超临界、一次中间再热、单轴、三缸四排汽、凝汽式汽轮机,该机组于 2007 年 1 月投产发电^[1]。

汽轮机主要技术参数:额定功率,660 MW;汽阀全开容量(VWO),739 MW;高压主蒸汽压力调节阀(以下简称主汽阀)前蒸汽压力,24.2 MPa;高压主汽阀前蒸汽温度,566 ℃;再热蒸汽温度,566 ℃;高压

缸通流级数,调节级+11 压力级;中压缸通流级数,8 压力级;低压缸通流级数,4 × 7 压力级;末级动叶片长度,1 050 mm;热力系统,3 台高压加热器(以下简称高加)+1 台除氧器+4 台低压加热器(以下简称低加);给水泵,2 台 50% 锅炉最大连续蒸发量(BMCR)汽动给水泵(以下简称汽泵)+1 台 30% BMCR 电动给水泵(以下简称电泵)。

2 超临界机组变压运行经济性的判别依据

相比定压运行,滑压运行可以减少调节阀节流损失、提高高压缸的相对内效率,减少给水泵耗功;而且从水蒸汽的热力性质来说,超临界机组采用滑压运行方式提高机组效率的优势较为明显。660 MW 超临界机组,高压调节阀有 4 个,对应 4 组调节

级喷嘴,采用不同的喷嘴进汽运行方式,机组的经济性会受到较大影响。只有在综合权衡理想循环热效率、高压缸相对内效率、给水泵耗功以及再热汽温等因素的影响后,对应实际循环热效率最高的运行方式才是最佳选择^[2-3]。此次试验依据该类型机组配汽机构流量特性,着重比较部分负荷下两阀全开滑压工况与高压调节阀 GV4 略开的三阀变压工况的经济性能指标^[4],找到合理的滑压运行曲线,提高汽轮机组的运行效益^[3,5]。

另外,当 660 MW 超临界机组在低负荷下滑压运行时,汽轮机内外部的温度基本不会发生较大的变化,在一定程度上降低了汽轮机热应力,机组运行的可靠性得以提高。同时,由于汽轮机锅炉的受热面与主汽管道大部分时间都处在低额定电压的工作状态,一定程度上提高了炉侧设备的使用寿命。

3 试验工况及参数测量

试验条件:试验时机组为单元制运行。一切与试验无关的汽水阀门均关闭严密,主汽及再热蒸汽参数维持额定值且稳定运行,加热器全部正常投入,疏水系统正常运行,试验期间要求凝汽器停止补水,锅炉停止定期排污及连续排污。

试验方法:机组采用喷嘴配汽形式,日常调峰工况下为顺序阀运行方式,即高压调节阀 GV2, GV3 首先同时开启,在总阀位指令接近 60% 时两阀基本全开,之后高压调节阀 GV4, GV1 按先、后顺序依次打开参与负荷调节^[6-7]。此次试验依据 #5 机组配汽机构的阀门流量特性,共完成 12 个典型工况的测试及对比。另外,总阀位指令在 60% 以下时,高压调节阀 GV2 和高压调节阀 GV3 将处于滑压状态,对机组运行经济性略有不利。

滑压运行试验步骤:先确定机组滑压起始负荷点及定压运行初压^[7-10],其后再确定机组滑压运行曲线。试验过程及工况见表 1:调整到试验负荷后,稳定 60 min,然后开始进行采集和记录试验数据,记录时间为 60 min。

4 660 MW 超临界机组滑压运行试验过程

4.1 确定两阀全开及三阀全开极限负荷点

通过试验得出机组两阀全开及三阀全开极限负

荷点数据见表 2。

表 2 两阀全开及三阀全开极限负荷点
Tab. 2 Load limitations with 2 fully opened valves and 3 fully opened valves

项目	两阀全开	三阀全开
机组负荷/MW	512	647
主汽压力/MPa	24. 17	24. 17
主汽温度/℃	572. 17	566. 30
主汽流量/(t · h ⁻¹)	1 394. 9	1 860. 3
再热蒸汽压力/MPa	3. 28	4. 40
再热蒸汽温度/℃	560. 8	564. 8
给水泵汽机用汽/(t · h ⁻¹)	87. 4	109. 1
高压缸相对内效率/%	83. 38	84. 37
中压缸相对内效率/%	93. 09	92. 67
高压调节阀 GV2/3 开度/%	100. 0/100. 0	100. 0/100. 0
高压调节阀 GV4 开度/%	3. 7	100. 0
高压调节阀 GV1 开度/%	0. 0	3. 7
机组热耗率/[kJ · (kW · h) ⁻¹]	7 778	7 715

从表 2 可以看出,机组三阀全开极限负荷 647 MW,两阀全开极限负荷 512 MW,由此确定了机组滑压运行起始滑压负荷点。另外,此试验提供了在单一调节阀故障或单一侧主汽阀故障时,控制机组负荷上限的重要依据。

4.2 机组定压运行初压的确定

为验证机组高负荷时定压运行的经济性,进行了 3 个负荷工况的试验,分别是 660 MW 负荷 - 主汽压力 24. 25 MPa(工况 1)、660 MW 负荷 - 主汽压力 23. 76 MPa(工况 2)、660 MW 负荷 - 主汽压力 23. 10 MPa(工况 3),试验结果见表 3。

试验负荷 660 MW,主汽压力 24. 25 MPa,对应高压调节阀 GV1 开度为 50. 0%、其余 3 个高压调节阀全开,计算高压缸效率为 85. 43%,修正后热耗率为 7 698 kJ/(kW · h)。维持负荷,机组主汽压力由额定 24. 25 MPa 滑压至 23. 76 MPa,高压调节阀 GV1 开度由 50. 0% 上升到 73. 0%,高压缸效率从 85. 43% 上升至 85. 58%,修正后热耗率为 7 703 kJ/(kW · h),因主汽压力降低,机组热耗率增加约 5 kJ/(kW · h)。维持负荷,主汽压力继续降至 23. 10 MPa,对应高压调节阀 GV1 开度为 100. 0%,计算高压缸效率为 86. 08%,修正后热耗率为 7 706 kJ/(kW · h),热耗率

表 1 滑压运行计划试验工况
Tab. 1 Testing condition of sliding-pressure operation

序号	运行方式	550 MW	500 MW	450 MW	400 MW	350 MW	300 MW
1	顺序阀定压	√					
2	顺序阀变压	√	√	√	√	√	√
3	两阀滑压		√	√	√	√	√

表 3 660 MW 负荷机组初压试验工况

Tab.3 Testing condition of a 660 MW unit under initial pressure

项目	工况 1	工况 2	工况 3
发电机功率/MW	667	666	664
主汽压力/MPa	24.25	23.76	23.10
主汽温度/℃	565.75	566.30	566.76
主汽流量/(t·h ⁻¹)	1 890.19	1 903.50	1 911.78
高缸排汽温度/℃	317.87	319.62	321.35
中缸进汽温度/℃	564.22	565.26	564.08
高压缸效率/%	85.43	85.58	86.08
中压缸效率/%	93.65	93.54	93.39
试验热耗率/ [kJ·(kW·h) ⁻¹]	7 698	7 703	7 706
高压调节阀 GV1 开度/%	50.0	73.0	100.0
高压调节阀 GV2 开度/%	100.0	100.0	100.0
高压调节阀 GV3 开度/%	100.0	100.0	100.0
高压调节阀 GV4 开度/%	100.0	100.0	100.0

增加约 3 kJ/(kW·h)。

根据以上 3 个 660 MW 初始压力试验工况,绘制负荷热耗率随主汽压力变化曲线如图 1 所示。对比机组的经济性,滑压运行时机组内效率的增加量不足以抵消循环效率的下降量,机组热耗率上升,定压运行要优于滑压运行。

由以上分析可知,在 660 MW 负荷时,随着主汽压力的降低,热耗率有缓慢增加的趋势;整体来看,额定负荷运行,主汽压力降低 1.10 MPa 使热耗率增加

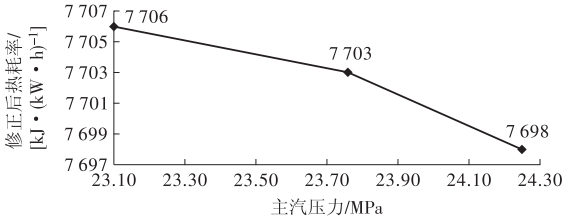


图 1 660 MW 负荷热耗率随主汽压力变化曲线

Fig.1 Curve of the heat consumption rate of a 660 MW unit changes with main steam pressure

约 8 kJ/(kW·h),但机组长期超压运行不利于设备安全运行。综合上述分析建议,定压运行初压选取为额定初压 24.20 MPa。

4.3 两阀点滑压工况

根据机组特性及日常运行工况,510 MW 以上机组基本采用定压运行,维持主汽压力 24.20 MPa,由此确定 6 个不同负荷点 300,350,400,450,500,550 MW 进行本次试验,试验数据见表 4。

从表 4 可以看出:机组在前 5 个负荷点下保持主汽压力采用两阀全开、第三阀调节的滑压运行方式,即高压调节阀 GV4 开启 10.0% 以上关闭至 3.7% 时(高压调节阀 GV4 此时处于开启临界点),主汽压力升高 1.00 MPa 左右,高压缸排汽温度下降 6.00 ~ 10.00 ℃,汽轮机中压缸相对内效率没有大的变化,对高压缸相对内效率影响较大,下降均超过 0.5 个百分点,但由于高压调节阀 GV4 在 3.0% 位置基本没有汽流通过,机组节流损失减小,主汽压力的高汽压带来循环热效率上升较多。可见,在 510 MW 负荷以下,机组热耗率随主汽压力的降低逐步升高。

表 4 定、滑压工况机组热耗对比

Tab.4 Comparison of heat consumption under constant-pressure and sliding-pressure operation conditions

项目	300 MW		350 MW		400 MW	
	两阀	三阀	两阀	三阀	两阀	三阀
机组负荷/MW	303	306	354	349	405	398
主汽压力/MPa	13.90	14.72	15.75	16.71	17.50	19.04
主汽温度/℃	571.47	571.72	572.60	571.70	572.50	569.70
再热蒸汽压力/MPa	1.95	1.89	2.19	2.13	2.61	2.53
再热蒸汽温度/℃	548.70	548.24	555.72	551.47	557.00	548.30
高压缸排汽温度/℃	317.00	312.00	318.00	308.00	319.00	304.00
给水泵汽机用汽/(t·h ⁻¹)	48.78	51.69	55.14	58.60	58.30	63.78
凝汽器真空度/%	95.31	95.40	95.59	95.63	95.17	95.16
调节级汽压/MPa	8.29	8.24	9.59	9.22	11.06	10.51
高压缸相对内效率/%	83.60	82.90	83.63	83.25	83.89	83.58
中压缸相对内效率/%	96.50	96.24	95.38	95.37	94.27	94.40
高压调节阀 GV4 开度/%	10.8	3.7	12.8	3.7	17.2	3.7
机组热耗率/[kJ·(kW·h) ⁻¹]	8 135	8 121	8 010	7 968	7 931	7 885
热耗率差值/[kJ·(kW·h) ⁻¹]	14		42		46	

项目	续表					
	450 MW		500 MW		550 MW	
	两阀	三阀	两阀	三阀	两阀	三阀
机组负荷/MW	455	453	506	503	551	551
主汽压力/MPa	20.27	21.60	22.65	23.90	23.45	24.35
主汽温度/℃	573.76	572.66	572.75	572.75	570.40	571.40
再热蒸汽压力/MPa	2.81	2.79	3.13	3.10	3.56	3.69
再热蒸汽温度/℃	558.50	557.71	560.66	555.16	559.10	564.00
高压缸排汽温度/℃	312.00	302.00	308.00	299.00	312.00	308.00
给水泵汽机用汽/(t·h ⁻¹)	70.05	89.11	83.38	88.46	92.70	94.79
凝汽器真空度/%	94.93	94.92	94.78	94.83	94.08	94.19
调节级汽压/MPa	12.21	11.97	13.53	13.27	14.95	14.81
高压缸相对内效率/%	84.38	84.08	84.45	84.10	84.71	84.53
中压缸相对内效率/%	93.64	93.83	93.10	93.20	92.74	92.65
高压调节阀 GV4 开度/%	11.5	3.7	10.5	3.7	18.3	12.8
机组热耗率/[kJ·(kW·h) ⁻¹]	7 854	7 807	7 782	7 753	7 749	7 731
热耗率差值/[kJ·(kW·h) ⁻¹]	47		29		18	

4.4 试验得出的变压运行曲线

变压优化试验的目的是提高某主汽流量下的实际循环效率。根据机组设计原始变压运行曲线可得出机组负荷与机前主汽压力的关系见表 5^[1]。

由于主汽流量与电负荷并非线性关系,特别是当机组背压发生变化后,机组负荷与主汽流量的关系会发生显著的变化,以机组负荷变化进行主汽压力控制的变压控制方式不能保证机组在试验工况以外的不同环境温度下的经济性。因此,此次试验依据汽轮机原理,通过主汽流量的变化(即调节级压力变化)来改变主汽压力,以适应现场实际情况^[5]。本次试验给出了负荷与调节级压力、机前主汽压力的数值对应关系,见表 6。

表 5 机组负荷与机前主汽压力的关系

Tab.5 Relationship between load and main steam pressure in front of the engine

负荷/MW	495	330	264	198	0
机前主汽压力/MPa	24.2	15.8	12.9	10.2	10.2

表 6 负荷与机前主汽压力的关系

Tab.6 Relationship between load and main steam pressure in front of the engine

负荷/MW	调节级压力/MPa	机前主汽压力/MPa
550	14.81	24.20
510	13.39	24.20
500	13.27	23.90
450	11.96	21.60
400	10.50	19.04
350	9.23	16.78
300	8.24	14.73

5 结束语

当汽轮机处于低负荷运行状态时,机组的热经济效益会受到较大的影响。但是,在影响汽轮机组低负荷运行热经济性的主要因素中,能够进行人为调节的只有机组的运行方式。滑压运行方式是通过进行变负荷滑压运行试验,进一步明确机组在变负荷运行时的特性,为确定汽轮机组在变负荷时最优运行压力提供准确依据,使机组保持最佳运行方式,降低机组的供电损耗。

根据此次试验结果,推荐 #5 机组采用“定-滑-定”复合变压运行方式:510 MW 负荷为变压运行拐点,在 510~660 MW 负荷区间采用定压运行方式,主汽阀额定压力不变,进一步增加负荷到 100% 额定负荷。510~300 MW 负荷区间采用两阀全开滑压运行方式,主汽阀从最低压力滑变到额定压力。

对于机组负荷低于 300 MW 的工况,正常运行时不常有,若机组带低于 300 MW 负荷,应把机组的安全运行放在首位,防止低压级蒸汽湿度过低引起叶片严重水蚀。由上述参数可知,在接近 300 MW 时高压调节阀 GV4 的节流损失量和循环热效率提高量相当,机组热耗相差不大,特别是在机组机前主、再热汽温进口偏差大于 28℃时,应开启高压调节阀 GV4 降低汽压运行,提高再热汽温运行保证机组的安全。另外,200 MW 以下负荷区域依据运行规程操作,为保持水动力特性,应保持 10.20 MPa 压力运行。

参考文献:

[1]上海汽轮机有限公司.引进型超临界(下转第 18 页)

(2) 如果选取显示差异项,仅展示发布控制块、发布数据集、订阅虚端子 3 个模块的变化,如图 8 所示。

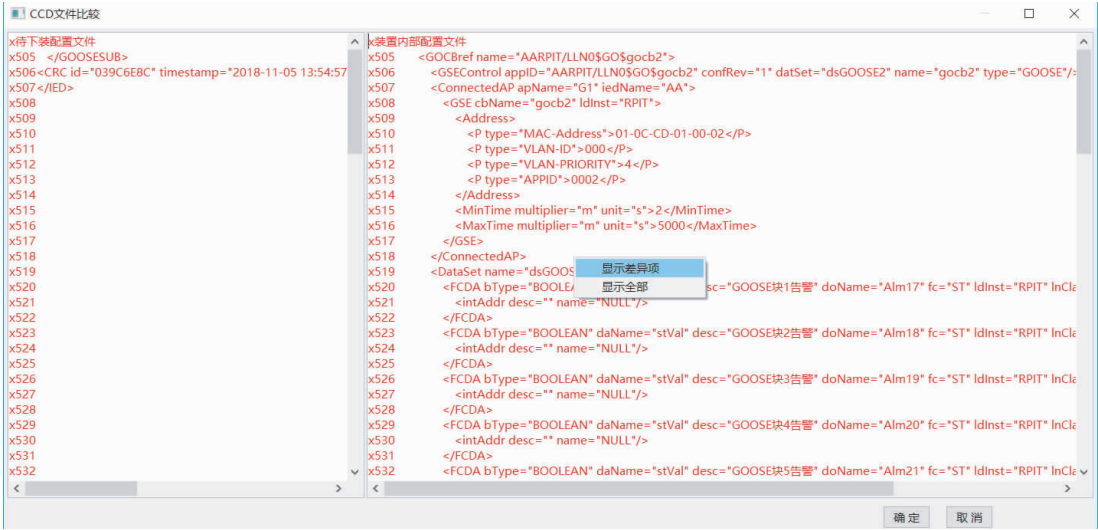


图 8 SCD 文件有差异 IED 的主要模块展示

Fig.8 Main module display of IED with differences in SCD file

6 试验验证及结论

本文提出的基于智能变电站 SCD 版本可视化管控技术已在多个智能变电站新建、改建和扩建中使用,极大地方便了各方人员参与 SCD 文件版本管控。此技术可在智能变电站 SCD 文件版本管控中推广使用,为智能变电站建设做出应有的贡献。

参考文献:

[1] Communication networks and systems in substations Part 7 – 1; Basic communication structure for substation and feeder equipment; principles and models; IEC 61850 – 7 – 1 [S].

[2] Communication networks and systems in substations Part 6; Configuration description language for communication in

(上接第 9 页) 600 (660) MW 中间再热凝汽式汽轮机说明书 [Z]. 2005.

[2] 刘双白. 汽轮机定滑压运行曲线测试方法研究 [J]. 华北电力技术, 2007, 35 (12): 9 – 12.

[3] 郑体宽. 热力发电厂 [M]. 北京: 水利电力出版社, 1995.

[4] 游永坤, 姚华. 机组滑压优化运行试验方法与阀点滑压分析 [J]. 华北电力技术, 2008 (10): 16 – 19.

[5] 沈士一. 汽轮机原理 [M]. 北京: 中国电力出版社, 1998.

[6] 万忠海. 丰城二期发电厂 #5 机组热耗、煤耗试验报告 [R]. 南昌: 江西省电力科学研究, 2015.

[7] 刘焕武, 刘广武, 刘炎. 600 MW 汽轮机滑压运行优化试验研究 [J]. 东北电力技术, 2013, 34 (4): 40 – 43.

[8] 胡冰, 张仲民, 武永运, 等. 应用 BP 神经网络确定汽轮机组滑压运行的最优初压 [J]. 热力发电, 2003, 32 (7): 24 – 27.

electrical substation related to IEDs; IEC 61850 – 6 [S].

[3] 吴永超, 王增平, 吕燕石, 等. 变电站配置语言的应用及解析 [J]. 电力系统保护与控制, 2009, 37 (15): 38 – 41.

[4] 刘贞, 殷小虹. 智能变电站的实现 [J]. 机电信息, 2009 (36): 26 – 29.

[5] 王松, 宣晓华, 陆承宇. 智能变电站配置文件版本管理方法 [J]. 电力系统自动化, 2013, 37 (17): 1 – 4.

[6] 吴茂昌. 基于 MVC 模式的 Java 主流框架整合技术研究 [J]. 计算机与数字工程, 2009, 37 (10): 91 – 93, 111.

(本文责编: 刘芳)

作者简介:

王瑞彪 (1977—), 男, 山西太原人, 工程师, 从事电力系统自动化方面的研究 (E-mail: 68763409@ qq. com)。

[9] 周志平, 范鑫, 李明, 等. 超临界 600 MW 机组滑压运行参数优化分析与试验 [J]. 热力发电, 2012, 53 (2): 10 – 12.

[10] 李永玲, 张春发, 王惠杰, 等. 汽轮机组滑压运行最优初压的确定 [J]. 热力发电, 2006 (4): 42 – 43.

(本文责编: 白银雷)

作者简介:

陈水林 (1975—), 男, 江西鄱阳人, 工程师, 从事火力发电厂集控运行管理工作 (E-mail: 870421236@ qq. com)。

张晓蕾 (1981—), 女, 广东乳源人, 工程师, 从事火力发电厂节能管理工作 (E-mail: 754372801@ qq. com)。

吴顺 (1981—), 男, 甘肃武威人, 工程师, 从事火力发电厂集控运行管理工作 (E-mail: 183660301@ qq. com)。