

扩大单元制循环水系统等温升与等流量配水仿真研究

敖丽华, 徐俊华

(国家能源集团江西丰城发电有限公司, 江西 丰城 331100)

摘要:文中以某火力发电厂为例,对于其开式循环冷却而言,单台机组循环水流量不仅取决于水泵的运行方式,而且与水系统配水方式直接相关。仿真表明,相较等流量配水,等温升配水虽然可以降低4台机组的平均排汽压力,但锅炉总燃煤量和节能效果随进水温度发生变化。为实现凝汽器等温升配水,必然要对凝汽器回水门进行深度节流,结合数值仿真和运行实际,建议维持该厂现有凝汽器配水方式,并尽量降低回水压力,减小回水门节流损失,提升循环水系统整体运行效益。

关键词:汽轮机组;循环水系统;凝汽器;等流量配水;等温升配水

中图分类号:TK 264 **文献标志码:**A **文章编号:**1006-348X(2025)04-0067-04

0 引言

循环水系统是火力发电厂一个重要的环节,循环水泵所耗用的电能约占电厂总发电量的1%~1.5%,它又是改变汽轮机真空的重要可调节因素^[1-2]。合理选择循环水系统的运行方式,对于提高发电厂的经济性有重要意义^[3-4]。

某火力发电厂4×340 MW汽轮机组采用扩大单元制循环水系统,共配置8台双速斜流式循环水泵;凝汽器采用开式循环冷却,冷却水取自赣江。在四季水温及负荷工况变化时,可以通过改变循环水泵的电机转速和循环水泵的投运数量,调节循环水系统的总流量和总功耗^[5-7]。对于开式循环冷却而言,单台机组循环水流量不仅取决于循环水泵的运行方式,而且与循环水系统配水方式直接相关。由于4台机组负荷往往不同且时有较大差别,循环水系统如何有效配水成为冷端系统高效运行所需解决的问题。

1 设备概况

1.1 汽轮机组

1-4号汽轮机系某汽轮机有限公司引进美国西屋公司技术制造的N300-16.7/538/538型亚临界、一次

中间再热、高中压合缸、双缸双排汽、单轴、冷凝式汽轮机,分别于1997—2000年投产发电。4台机组在2008—2010年陆续完成高、中压缸通流部分改造,改造后机组铭牌变更为N340-16.7/538/538型。末级叶片排汽损失特性直接影响着汽轮机组冷端运行状态。由于1-4号机组低压缸结构相同且均未改造,可依据制造厂提供的排汽损失曲线,得到汽轮机组不同负荷下的背压-热耗修正曲线^[8],如图1所示。

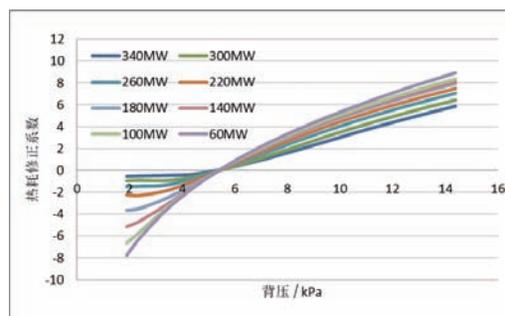


图1 背压修正曲线

1.2 凝汽器

1-4号机组配套凝汽器为双流程、单壳体、表面式N-18500型凝汽器。设计循环水流量33 074 t/h,清洁系数0.85;主凝区冷却管数19 860根,主凝区冷却管外径×壁厚Φ25×0.5 mm;空气冷却区管数2 410根,空气冷却区冷却管外径×壁厚Φ25×0.7 mm。

1.3 循环水系统

1-4号机组循环水系统如图2所示,采用开式循环

收稿日期:2025-03-15

作者简介:敖丽华(1972),男,本科,工程师,主要从事火力发电厂设备经济运行及检修维护管理。

冷却,冷却水取自赣江。循环水系统配置八台循环水泵,并设置四条母管。循环水泵进行过高速改造。

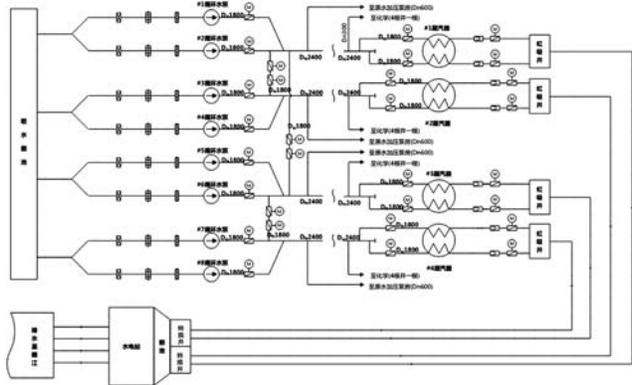


图2 循环水系统示意图

循环水泵额定流量为 $5.5 \text{ m}^3/\text{s}$,即 $19\,800 \text{ t/h}$;循环水泵效率 87% ;额定扬程:高速 $H=32.8 \text{ m}$;转速:高速 370 rpm /低速 330 rpm ;最小淹没深度: 3.0 m (改造前为 4.0 m);配套电机功率:高速 $2\,300 \text{ kW}$ /低速 $1\,800 \text{ kW}$;电机电压: 6 kV ;额定频率: 50 Hz 。

循环水泵能够在赣江水位降低至 13.5 m 时稳定运行(单机双泵),且循环水流量和扬程满足机组在夏季工况带满负荷运行要求(夏季额定背压不大于 11.8 kPa),水泵机组的最大振动双振幅极限值应小于 0.05 mm (在电机顶部),保证机组安全稳定经济运行。

1.4 循环水泵运行方式

根据现场条件,4台机组可区分为两机运行、三机运行以及四机运行。通常,两机运行可投运2-4台循环水泵,三机运行可投运3-6台循环水泵,四机运行可投运4-8台循环水泵。在不同机组运行数量和不同循环水泵投运台数下,循环水泵又可选择高、低速运行。图3为高速工况循环水系统运行特性。

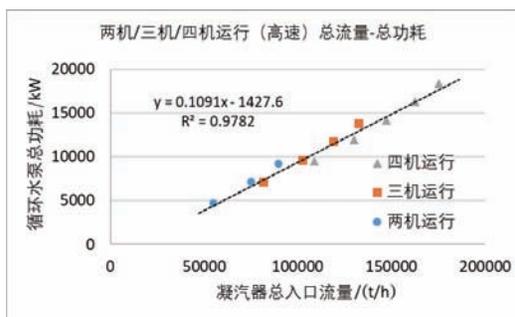


图3 高速工况循环水系统运行特性

在全厂总负荷不变时,厂内各机组负荷可能存在差异。对于开式循环冷却而言,单台机组循环水流量不仅取决于循环水泵的运行方式,而且与循环水系统

配水方式直接相关。因此,有必要研究各凝汽器冷却水流量的分配方式及其经济性规律,为冷端系统运行优化提供理论依据。

2 仿真分析

2.1 初步分析

为简化问题,以同型号且性能相同的A、B两台汽轮机组为例,开展仿真初步分析。

以总功率 400 MW ,机组A和机组B分别为 280 MW 和 120 MW 为例,当总冷却水流量达到 $53\,490 \text{ t/h}$ 时,分别模拟了等温升配水和等流量配水下的机组排汽压力、凝汽器热负荷和锅炉总热负荷。

$$\text{由凝汽器热负荷为: } Q = N \times \left(HR - \frac{3600}{\eta} \right);$$

那么,对于机组A和机组B,有:

1) 循环水流量调整前,机组A凝汽器热负荷为:

$$Q_{A高1} = N_{A高} \times \left(HR_{A高1} - \frac{3600}{\eta} \right);$$

2) 循环水流量调整后,机组A凝汽器热负荷为:

$$Q_{A高2} = N_{A高} \times \left(HR_{A高2} - \frac{3600}{\eta} \right);$$

3) 循环水流量调整前、后,机组A凝汽器热负荷变幅为: $\delta Q_{A高} = Q_{A高1} - Q_{A高2} = N_{A高} \times (HR_{A高1} - HR_{A高2}) = N_{A高} \times \delta HR_{A高}$;

4) 循环水流量调整前,机组B凝汽器热负荷为:

$$Q_{B低1} = N_{B低} \times \left(HR_{B低1} - \frac{3600}{\eta} \right);$$

5) 循环水流量调整后,机组B凝汽器热负荷为:

$$Q_{B低2} = N_{B低} \times \left(HR_{B低2} - \frac{3600}{\eta} \right);$$

6) 循环水流量调整前、后,机组B凝汽器热负荷变幅为: $\delta Q_{B低} = Q_{B低1} - Q_{B低2} = N_{B低} \times (HR_{B低1} - HR_{B低2}) = N_{B低} \times \delta HR_{B低}$;

7) 当总功率为 400 MW ,总冷却水流量为 $53\,490 \text{ t/h}$ 时,循环水流量调整前、后机组A和机组B凝汽器总热负荷变幅为: $\Sigma \Delta Q = \delta Q_{A高} + \delta Q_{B低} = N_{A高} \times (HR_{A高1} - HR_{A高2}) + N_{B低} \times (HR_{B低1} - HR_{B低2}) = 280\,000 \times (7\,953.222 - 7\,995.316) + 120\,000 \times (8\,318.017 - 8\,217.948) = 221\,960 \text{ kJ}$ 。

当总功率为 400 MW ,总冷却水流量为 $53\,490 \text{ t/h}$ 时,采用冷却水等温升配水相比等流量配水,机组A和

机组B的平均排汽压力可下降0.0885 kPa;然而,锅炉总热负荷增加221 960 kJ。在相同总上网电量下(忽略不同配水方式下循泵功耗的差异),两机总煤耗略有升高。

当总功率为500 MW,总冷却水流量为53 490 t/h时,循环水流量调整前、后机组A和机组B凝汽器总热负荷变幅为: $\Delta Q = \delta Q_{A高} + \delta Q_{B低} = N_{A高} \times (HR_{A高1} - HR_{A高2}) + N_{B低} \times (HR_{B低1} - HR_{B低2}) = 330\ 000 \times (7\ 924.557 - 7\ 962.828) + 170\ 000 \times (8\ 145.154 - 8\ 063.252) = 129\ 3910\ \text{kJ}$ 。

2.2 四机运行配水仿真研究

以全厂总负荷1000 MW保持不变,四机运行按不同形式进行差异化负荷分配,如图4所示。

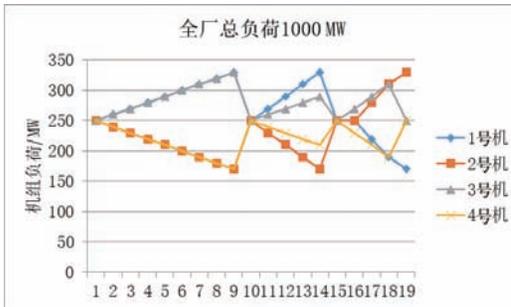


图4 全厂1000 MW负荷分配

由图5-6可知,当循环水泵运行数量为4台,进水温度10℃时,在等温升配水下,各机组平均排汽压力略低,但各机组锅炉总热负荷略高(锅炉总燃煤量上升);且各机负荷越是悬殊,差异越是显著。

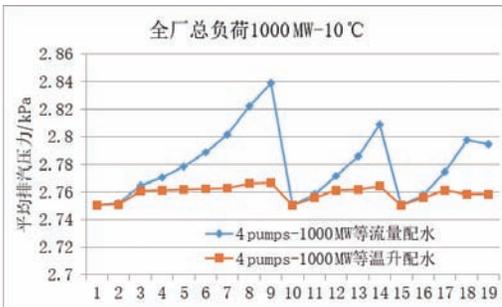


图5 10℃下平均排汽压力对比

表1 总功率400 MW等温升配水和等流量配水对比

总功率400 MW	机组功率/(MW)	等温升配水				等流量配水			
		流量(t/h)	冷却水温升(℃)	排汽压力(kPa)	热耗(kJ/kWh)	流量(t/h)	冷却水温升(℃)	排汽压力(kPa)	热耗(kJ/kWh)
机组A	280	36 531	7.911	4.371	7 953.2	26 745	10.906	5.192	7 995.3
机组B	120	16 959	7.911	4.028	8 318.0	26 745	4.912	3.384	8 217.9

表2 总功率500 MW等温升配水和等流量配水对比

总功率500 MW	机组功率/(MW)	等温升配水				等流量配水			
		流量(t/h)	冷却水温升(℃)	排汽压力(kPa)	热耗(kJ/kWh)	流量(t/h)	冷却水温升(℃)	排汽压力(kPa)	热耗(kJ/kWh)
机组A	330	34 711	9.748	4.977	7 924.6	26 745	12.761	5.899	7 962.8
机组B	170	18 779	9.748	4.591	8 145.2	26.745	6.723	3.861	8 063.3

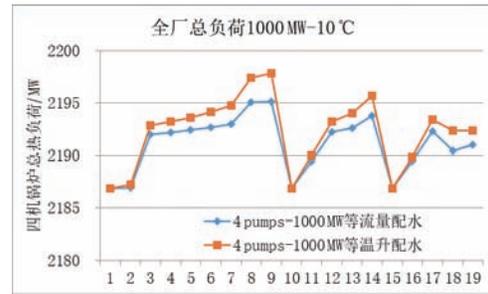


图6 10℃下锅炉总热负荷对比

由图7-8可知,当循环水泵运行数量为4台,进水温度20℃时,在等温升配水下,各机组平均排汽压力略低,但各机组锅炉总热负荷略高(锅炉总燃煤量上升);且各机负荷越是悬殊,差异越是显著。

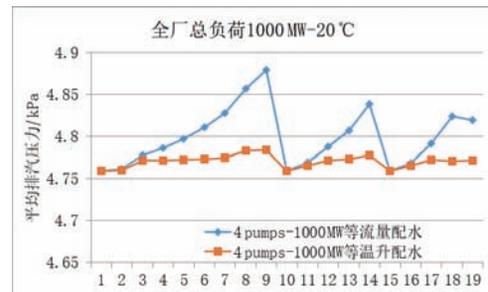


图7 20℃下平均排汽压力对比

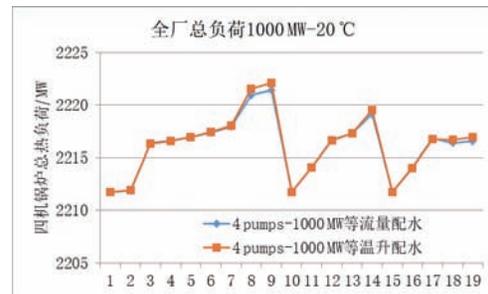


图8 20℃下锅炉总热负荷对比

由图9-10可知,当循环水泵运行数量为4台,进水温度30℃时,在等温升配水下,各机组平均排汽压力略低;同时,各机组锅炉总热负荷略低(锅炉总燃煤量下降);且各机负荷越是悬殊,差异越是显著。

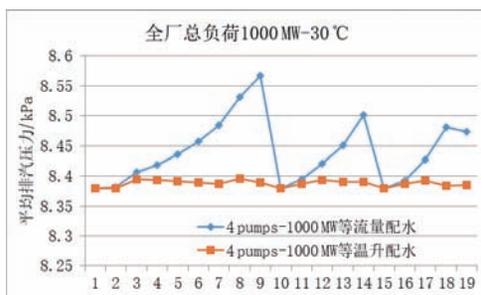


图9 30℃下平均排汽压力对比

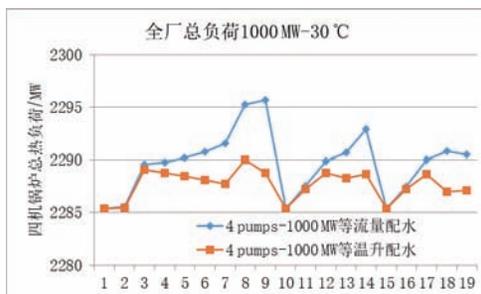


图10 30℃下锅炉总热负荷对比

3 结语

在全厂总负荷不变时,厂内各机组负荷可能存在差异。凝汽器真空与循环水流量密切相关,对于开式循环冷却而言,单台机组循环水流量不仅取决于循环水泵的运行方式,而且与循环水系统配水方式直接相关。

仿真显示,虽然等温升配水可以降低四台机组的平均排汽压力,但锅炉总燃煤量和节能效果随进水温

度发生变化。事实上,由于四台凝汽器距离循泵房距离远近不同,且各凝汽器自身水阻不同,为实现凝汽器等温升配水,必然要对凝汽器回水门进行深度节流。由前文可知,回水门节流会使得总冷却水流量下降,循泵总耗功增加。因此,运行中,建议维持现有凝汽器配水方式,并尽量降低回水压力,减小回水门节流损失,提升循环水系统整体运行效益。

参考文献:

- [1] 王攀,王泳涛,王玉玉. 汽轮机冷端优化运行和最佳背压的研究与应用[J]. 汽轮机技术, 2016, 58(01): 55-57, 60.
- [2] 李学忠,孙伟鹏,江永. 循环水泵双速节能改造及汽轮机冷端运行优化[J]. 中国电力, 2011, 44(02): 54-57.
- [3] 楼可炜,孙永平,秦攀,等. 600 MW 机组循环水泵最佳运行方式的确定方法[J]. 浙江电力, 2011, 30(09): 47-50.
- [4] 李建平,胡勇,吕海涛,等. 基于实时稳态模型的汽轮机冷端系统闭环优化控制[J]. 汽轮机技术, 2017, 59(04): 299-302.
- [5] 石涛,孙永平,朱朝阳,等. 母管制双速循环水泵冷端系统的运行优化[J]. 动力工程学报, 2011, 31(04): 285-289, 311.
- [6] 刘吉臻,王玮,曾德良,等. 火电机组定速循环水泵的全工况运行优化[J]. 动力工程学报, 2011, 31(09): 682-688.
- [7] 肖增弘,董立羽,王雷. 广义经济调度模型下火电厂循环水系统的优化运行及可视化实现[J]. 电力技术经济, 2008, 22(06): 43-47.
- [8] 徐曙,程贵兵,蒋北华. 冷端参数变化对汽轮机排汽温度影响的定量计算[J]. 汽轮机技术, 2015, 57(04): 255-257, 294.