

冷端设备运行方式优化

赵国祥, 裴 卫, 黄朝阳

(南通天生港发电有限公司, 江苏 南通 226003)

摘 要: 对影响凝汽器端差的主要因素以及它们之间的关系进行了分析, 解释了相关概念, 并以我厂 2×330MW 机组为例探索了冷端设备优化运行的方法。

关键词: 凝汽器; 冷端设备; 端差; 温升; 优化

冷端设备是汽轮机组的重要组成部分, 其工作正常与否直接关系到汽轮机组安全经济运行, 通过控制凝汽器端差及温升优化冷端运行方式是运行实际中非常重要的手段。

1 分析凝汽器端差及温升的意义

凝汽器内排汽压力对应的饱和温度 t_c 是冷却水入口温度 t_{w1} 、冷却水温升 Δt 、凝汽器传热端差 δt 之和, 如图 1 所示:

$$t_c = t_{w1} + \Delta t + \delta t$$

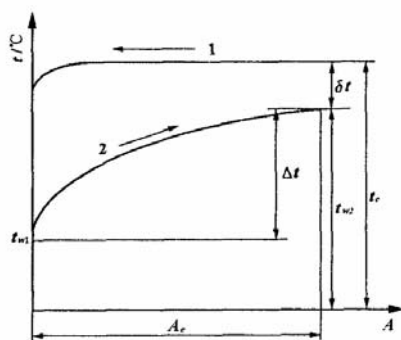


图1 凝汽器中蒸汽和冷却水温度沿冷却表面的分布
1—饱和蒸汽放热过程;2—冷却水吸热过程

上式中冷却水入口温度 t_{w1} 对于我厂来说即长江水温, 该量不能反映凝汽器性能的优劣, 凝汽器冷却水温升 Δt 主要决定于循环水量, 而端差则综合反映凝汽器传热性能、管壁清洁系数、真空严密性、循环水量等。所以分析凝汽器端差用来指导运行实践意义重大。

凝汽器冷却水温升 Δt 变化及凝汽器总的换热系数 k 变化对凝汽器传热端差 δt 的影响要比冷却水量 Dw 变化对端差 δt 的影响要快。在冷却水温度不变的情况下, 冷却水量增加使得传热端差增大, 同

时冷却水温下降而导致传热端差减小, 由于冷却水温下降而使传热端差变小的速率要比冷却水量增加使得传热端差增大的速率要大, 且冷却水量增加使得凝汽器总的换热系数增大而使传热端差减小 (减小的速率要大于因冷却水量增加而增大的传热端差), 也就是说冷却水量增大最终使得凝汽器端差减小。

实际上参数 δt 、 Δt 、 Dw 、 k 之间是相互联系的, 且关系十分复杂, 不能孤立地分析其中任何两个参数。冷却水量增大虽然最终使得凝汽器端差减小、有效的降低循环水温升, 使排汽温度下降, 真空得以提高, 但同时循环水泵的耗电量也上升, 因而需通过循环水泵的经济调度确定合理的循环水量。现场用于降低凝汽器传热端差提高效率的最为有效的手段是确定合理的循环水量及提高凝汽器总的换热系数, 而提高总的换热系数的最有效的方法是提高凝汽器管壁清洁系数和降低漏入真空系统的空气量。

2 提高凝汽器总的换热系数

2.1 提高凝汽器管壁清洁系数

当凝汽器热负荷一定时, 随着清洁系数的降低, 凝汽器压力将会升高, 并且凝汽器压力升高的幅度越来越大, 即清洁系数越低, 其对凝汽器压力的影响越大。当凝汽器入口水温一定时, 随着清洁系数的降低, 凝汽器压力将会升高, 并且升高的幅度越来越大, 也就是说, 清洁系数越低, 其对凝汽器压力影响越大。随着凝汽器负荷的增加, 凝汽器压力受清洁系数变化的影响越大, 因此, 夏季运行中随着凝汽器负荷的增加, 尤其应增加对凝汽器清洁度的重视。

我厂每台机组凝汽器两侧各安装一套凝汽器

胶球清洗装置，型式：DN1800 立式布置，型号：CSF-18III。

主要技术参数：

- (1) 凝汽器冷却水设计流量：35000m³/h(夏季)
(考虑 VWO 工况时为 40000 m³/h)
- (2) 循环水进出水管径：Φ1820×12
- (3) 循环水入口最高水温：35℃
- (4) 循环水设计温度：20℃
- (5) 循环水设计温升：<9℃
- (6) 凝汽器入口循环水最大压力：0.18MPa (g)
- (7) 凝汽器冷却管内平均流速： 2.0m/s
- (8) 凝汽器冷却管管径：Φ25×0.5mm(TP304h 和 TP316 不锈钢管)

(9) 凝汽器冷却管数量： 21144 根

(10) 凝汽器设计水阻：<60kPa

冷却水水质：长江水

循环水水质分析：

循环水水质	7.8-8.4 pH
悬浮性固体	21.9—440.0 mg/L
总硬度	2.0-3.3 mmol/L
硫酸根	14.8-35.36 mg/L
氯化物	7.2-38.8 mg/L
溶解固形物	156.4-386.7 mg/L
电导率	217-520 μs/cm

循环水处理方式： 杀菌处理

原先胶球清洗的持续时间及次数是根据定期工作规定确定的，单日日班清洗凝汽器 A 侧，双日日班清洗凝汽器 B 侧，清洗时间为 1h，采用在湿态状况时比重为 0.98～1.06 的海绵球，胶球具有一定硬度并富有弹性，胶球的气孔均匀、孔间连通吸水性强，湿态球的比重与水相近，胶球在进入水室后从水室底部至顶部分层均匀悬浮，从而保证能清洗底部至顶部的每一根冷却水管。在水温 11~35℃运行时，胶球球径涨大不超过 0.5mm，且在运行期间保持稳定，以防止胶球堵塞冷却水管。使用期内不老化，运行中胶球球径应比凝汽器冷却管内径大 1~2mm，加球数为 1000 个（凝汽器单侧进水管数的 20%），在全年大部分时间中是能满足凝汽器的清洗要求的。但在夏季浮游生物大量繁殖时，海瓜子会经常堵塞胶球清洗收球网，1A 侧收球网堵塞比较明显，不能满足凝汽器的清洗要求。

为确保凝汽器冷却管内壁的清洁，去除污垢及

浮游生物等，提高冷却管的传热系数，我们采用根据凝汽器端差结合循环水量的方法确定胶球清洗持续时间及次数，提高凝汽器管壁清洁系数。夏季时根据凝汽器端差变化趋势增加清洗持续时间及次数，定期活动收球网，胶球清洗装置收球率能保证 90%以上，当循环水流速在设计流速时，收球网处于收球位置时水阻不大于 250mmH₂O，处于运行位置时不大于 50mmH₂O。解决了收球网在夏季因浮游生物大量繁殖堵塞的问题（按规定循环水入口温度≤14℃，端差不大于 9℃；14℃<循环水入口温度<30℃，端差不大于 7℃；循环水入口温度≥30℃，端差不大于 5℃）。

2.2 降低漏入真空系统的空气量

我厂#1、2 机组真空系统自 2005、2006 年投产以来严密性试验一直维持在 0.2-0.3kPa/min 左右，两台机组真空系统漏入的干空气量约为 40-60kg/h，真空系统连通、单真空泵运行方式的条件难以满足。因为水环式真空泵在最低吸入压力 3.3 kPa 时抽出干空气量最多是 40 kg/h，而且在夏季水环式真空泵冷却水温达三十几度，水环式真空泵本身与外界冷却水交换量很少，其工作水环温度更高，工作水环存在汽化现象，影响水环式真空泵的出力，此时抽出干空气量达不到 40 kg/h。真空泵具体参数见表 1。

表 1 真空泵参数

序号	名称	单位	数据	备注
1	真空泵吸入压力	MPa(a)	0.0033	最低吸入压力
2	真空泵干空气出力	kg/h	40	
3	真空泵转速	r/min	590	
4	噪音(离设备1米处)	dB(A)	≤85	
5	热交换器冷却水量	t/h	25.4	0.4 ~0.6MPa
6	系统工作补水量	t/h	0.5	0.4 ~0.6MPa
7	电机功率	kW	160	
8	振幅	mm	≤0.04	

后经改造，真空泵加装前置喷射器，真空泵吸入压力提高至13 kPa（饱和温度51℃），真空泵工作水环达不到汽化点，加装了前置喷射器的真空泵抽吸能力大大增加，基本上在任何季节都能抽吸凝汽器内不凝气体40kg/h左右。

2011年，采用智能检测仪对真空系统进行查漏，查出多处漏点，经处理后，最好时#1、2机组真空下降速度分别为0.16kPa/min、0.12 kPa/min，两台机组真空系统干空气泄漏量不足30 kg/h，只要能保持两台机组真空下降速度之和小于0.4kPa/min，单台加

装了前置喷射器的真空泵在夏季也可以完全抽走漏入的空气，漏入的空气不会在凝汽器内积聚，不能另外产生热阻影响凝汽器端差。

3 通过循环水泵的经济调度确定合理的循环水量

3.1 系统简介

我厂 2×330MW 机组循环水系统配置 4 台 641LRXA-14 循环水泵，正常运行时两根母管之间由联络阀联通，因#2 机组循环水管路较长流阻较大，在同等条件下#2 机组循环水量较#1 机组少，这是#2 机组真空较#1 机偏低的原因之一。其中 1B、2B 循电动机为双速电机（额定转速 372/331r/min，循环水量 18000t/h～20000t/h）。

全年长江水温度 5～32℃之间，其中上一年 12 月至本年 4 月长江水温度 5～14℃之间；5-7 月、9-11 月长江水温度 14～30℃之间；8 月份长江水温度 30～32℃之间。

在循环水泵不同运行方式下耗功与循环水流量的关系见表 2。

表 2 循环水泵耗功与流量关系

运行方式	耗功/kW	流量/(t/h)	两种方式 功率差/kW
双泵	2190～2440	31067～32177	1000～1300
三泵，其中一台 B 泵极数可调	3150～3470	51250～62087	
四泵并联，其中 2 台 B 泵极数可调	4382～4930	63144～78593	1300～1600

3.2 凝汽器端差、温升指标的应用

确定合理的循环水量不仅与循泵运行方式、长江水温、机组负荷有关，而且与真空严密性、凝汽器清洁度等有关较难定量，为突出重点，方便阐述问题，重点说明在不同长江水温、机组负荷下如何确定利用凝汽器端差指标合理的循环水量。

现场上确定循环水量一般是比较启停循泵前后机组真空、在线煤耗变化来评价启停循泵是否合理。这种方法的优点是比较简单、直观，缺点是不够精确、全面，如在启停循泵期间负荷变化会影响真空、其它参数变化会影响在线煤耗、不能指导两台机组之间循环水量分配是否合理，最大的缺点是不能发现由真空严密性、凝汽器清洁度下降引起的真空下降。如能结合凝汽器端差及温升来指导确定

循环水量则能很好的弥补上述缺点。

为了进一步说明问题，在此引入凝汽器最佳真空的定义：即增加循环水量 ΔD_w 使汽轮机电功率 ΔN_T 的增加值与循环水泵的耗电量 ΔN_P 增加值之间的差值达到最大时所对应的真空称为最佳真空，如图 2 所示。

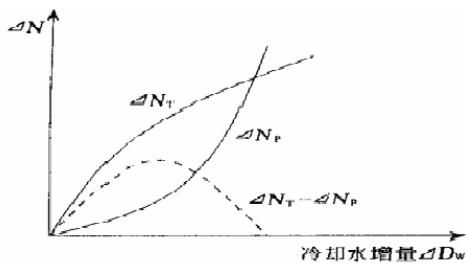


图 2 凝汽器最佳真空关系曲线

由图 2 可以看出当凝汽器排汽量和冷却水进水温度一定，循环水量增加到一定程度时，机组收益率 $\Delta N_T - \Delta N_P$ 达到峰值，当凝汽器排汽量和冷却水进水温度变化时，最佳循环水量也随着改变，考虑凝汽器真空提高引起汽轮机排汽阻力等产生的负面影响，使得凝汽器的最佳循环水流量比常规方法确定的最佳循环水流量要小。总结本厂机组历史数据得出在不同情况下合理的循环水量所对应的凝汽器端差及温升，如表 3。

表 3 凝汽器端差与温升关系

长江水温	端差标准	实际端差	温升	运行方式
5～14℃	≤9℃	7℃≤δ≤10℃	10℃≤Δt≤14℃	以两泵并联运行为主
14～30℃	≤7℃	4℃≤δ≤7℃	8℃≤Δt≤10℃	以三泵并联运行为主
30～32℃	≤5℃	4℃	8℃	以四泵并联运行为主

单台循泵极数发生变化后，水量改变约为 1500～2000t/h。

3.3 循泵调度模式

假设凝汽器管壁清洁度、真空系统严密性不变，不影响凝汽器的端差及温升；及时排出凝汽器水室空气，维持循环水出水顶部负压 25-30kPa，尽量多地利用虹吸，降低循环水母管压力，降低循泵耗电；减少冷凝器多余热负荷，主、再热汽管道及汽机各部疏水阀应严密关闭，汽机旁路应可靠关闭。低速泵简称为低，高速泵简称为高，1A、2A 简称为大。

(1) 在长江水温 5～8℃时，考虑到循环水系统

运行的安全性应采用“两低”的运行方式，运行情况如下：

1) 两机组负荷较轻时，循环水量明显富裕，应采取收小循环水出水门、部分开启循环水进出水阀连通门等手段保持排汽温度 28°C 以上，保证蒸汽干度，改善汽轮机末几级叶片工作环境。

2) 两机组负荷 550MW 以上时，排汽温度 28.5°C 左右，凝汽器端差 10°C ，温升 $\leq 14^{\circ}\text{C}$ ，循环水量能够满足机组负荷的要求。

(2) 在长江水温 $9\sim 13^{\circ}\text{C}$ 时，应采用“一大一低”的运行方式，运行情况如下，高负荷时，排汽温度 $30\sim 31^{\circ}\text{C}$ 左右，凝汽器端差 $\leq 7^{\circ}\text{C}$ ，温升 $\leq 13^{\circ}\text{C}$ ，循环水量能够满足机组负荷的要求。

(3) 在长江水温 $14\sim 30^{\circ}\text{C}$ 时，应根据凝汽器端差及温升情况采用“两大”、“两大一小”、“两大一高”、“两高一大”的方式运行，根据区间内不同长江水温、不同负荷进行循泵的调度，控制凝汽器端差 $\leq 7^{\circ}\text{C}$ ， $8^{\circ}\text{C} \leq \text{温升} \leq 10^{\circ}\text{C}$ ，以满足机组对循环水量的要求。

(4) 在长江水温 $30\sim 32^{\circ}\text{C}$ 时，应采用“两大一高”、“两高一大”、“两大两高”的方式运行，根据不同负荷进行循泵的调度，控制凝汽器端差 $\leq 4.5^{\circ}\text{C}$ ，温升 8°C 左右，以满足机组对循环水量的要求。

4 结论

通过对凝汽器端差 δt 、温升 Δt 、循环水量 D_w 、凝汽器总的换热系数 k 之间关系的分析，得出指导冷端设备经济运行的思路，结合我厂 $2 \times 330\text{MW}$ 机组的实际情况，提出如何利用凝汽器端差监控凝汽器总的换热系数，以及利用凝汽器端差和温升来指导循泵调度的具体方法，给机组冷端设备的经济运行带来了方便。

参考资料：

- [1] 南通天生港发电厂汽机辅机技术协议书[Z].
- [2] 南通天生港发电厂 $2 \times 330\text{MW}$ 机组运行的历史数据（旬报表）[Z].

作者简介：

赵国祥（1973-），江苏如皋人，本科学历，工程师，检修部主任助理，主要从事火电厂气机检修技术与管理工

作；

裴 卫（1972-），江苏如皋人，本科学历，工程师，发电部主任助理，主要从事火电厂电力生产运行管理工作；

黄朝阳（1973-），江苏南通人，本科，工程师，高级技师，发电部汽机专工，主要从事火电厂气机运行技术与管理工