

文章编号: 2095-0411 (2014) 03 - 0051 - 05

600 MW 机组凝汽器最佳冷却倍率的分析计算*

王政伟, 郭莉莉, 史万涛, 胡 哲
(常州大学 石油工程学院, 江苏 常州 213016)

摘要: 采用 cycle-tempo 软件, 通过某厂热力系统的质量和能量守恒方程, 构建其 600 MW 热力发电机组的静态系统模型。通过理论分析冷却水流量、初温以及工况的变化对凝汽器性能的影响, 并结合模型在冷却水进口水温和进水量变化时, 根据实际运行数据的范围, 使用计算机迭代, 在全厂煤耗率最低时获得最佳冷却倍率。

关键词: 最佳冷却倍率; 热力模型; 凝汽器; 煤耗率

中图分类号: TK 229.8

文献标识码: A

doi: 10.3969/j.issn.2095-0411.2014.01.011

An Experimental Study on the Optimal Cooling Rate of 600 MW Turbine Condenser

WANG Zheng-wei, GUO Li-li, SHI Wan-tao, HU Zhe

(School of Petroleum Engineering, Changzhou University, Changzhou 213016, China)

Abstract: By applying the cycle-tempo software on the basis of mass and energy equations, a system for 600MW unit in a power plant was calculated. Through theoretical analysis of cooling water rate, initial temperature and the condition changes on the condenser performance, combined with the model change in the temperature and the volume of cooling water, based on the range of actual operation data, the optimal cooling rate of the lowest rate of coal consumption at the power plant was calculated by computer iteration.

Key words: optimal cooling rate; thermal model; condenser; rate of coal consumption

对发电厂而言, 用水量最大的无疑是凝汽器的循环冷却水和冷却设备的补充用水, 约占全厂用水量的 75% 左右。冷却水量与电厂所在的地区、季节、供水系统、凝汽器的结构等因素相关, 根据某一华中地区火力发电厂的实际运行数据来看, 1 台 600MW 凝汽式发电机组的冷却水量约为 70 000t/h, 若损失率按 2.5% 算, 那么 1 台 600MW 凝汽式发电机组所需的冷却水的补充水量为 1 700t/h, 若电厂 1 年运行 6 000h, 每吨水的水费约 0.2 元/t, 循环水后期处理费用 (阻垢剂等、环保等) 约为 3 元/t, 则 1 年 1 台凝汽器的循环冷却水

的花费在 3 000 多万左右, 可见, 电厂冷却水的循环水量对电厂的经济效益及所在地的水资源环境具有重大的意义。

火力发电厂的冷却倍率 m 是指凝汽器的冷却水量 D_w 与进入凝汽器蒸汽量 D_c 之比, 其值的大小直接反映了冷却水量的大小, 而冷却水量的大小不仅影响汽轮机的排汽压力 p_c 及温度 t_c , 继而影响到整个电厂的热效率 η_{cp} 和煤耗率 b_{cp} , 而且影响电厂的补充水量和循环泵的耗电功; 冷却倍率受到季节、供水方式、冷却水的进水温度、凝汽器的特性和负荷等多种因素的影响, 一般在 30~75 范

* 收稿日期: 2013 - 09 - 11

作者简介: 王政伟 (1961-), 男, 江苏常州人, 硕士, 教授, 主要从事热能利用及节能技术研究。

围内变化^[1], 在实际运行过程中, 如 m 值过大, 可能对提高机组热效率作用不大, 但将大幅度增加循环泵耗功和冷却水的补充量, 使整个电厂的经济性下降, 反之循环倍率 m 过小, 冷凝器的冷却能力下降, 将直接导致排汽压力的上升, 使循环热效率下降、耗煤率上升, 同时还有可能危及到汽轮机的安全运行。因此应根据季节、冷却水的温度、机组的负荷和冷凝器的特性等, 通过建立计算模型, 以全厂耗煤率最低为约束条件, 给出最佳的循环值 m_{op} , 再确定最佳冷却水量。

1 流量、初温及工况对机组效率影响

1.1 冷却水量及初温对机组效率的影响

从 (1) 式可以看出, 在机组初参数不变的情况下, 即保持 h_0 不变, 要提高机组的热效率 η , 就要增大理想焓降 ΔH_t , 也就是要降低排汽焓 (压力) h_c 来满足条件, 根据热力系统计算, p_c 每降低 1kpa, 循环热效率就可以提高约 1.5%^[2], 所以降低排汽压力 p_c 总是可以提高循环热效率的。在实际运行过程中, 降低排汽压力的有效方法就是降低冷却水的进水温度、增大冷却水量。

$$\eta = \frac{\Delta H_t}{Q} = \frac{\Delta H_t}{h_0 - h_{fw}} = \frac{h_0 - h_c}{h_0 - h_{fw}} \quad (1)$$

式中: ΔH_t —汽轮机理想焓降, kJ/kg; h_c —汽轮机排汽焓, kJ/kg; h_0 —汽轮机进汽焓, kJ/kg; Q_1 —为每 1kg 蒸汽在锅炉中的吸热量, kJ/kg; h_{fw} —给水焓, kJ/kg。

由于汽轮机的排汽为湿饱和蒸汽, 饱和温度 t_c 和排汽压力 p_c 是一一对应的关系, 则 t_c 确定后, p_c 也随之确定。根据凝汽器的热平衡和传热计算, 排汽温度 t_c 取决于冷却水的进口温度、温升和凝汽器的出口端差, 可由下列公式计算:

$$t_c = t_{w1} + \Delta t_w + \delta t \quad (2)$$

式中: t_{w1} —冷却水的进水温度, °C; Δt_w —冷却水的温升, °C; δt —出口端差, °C。

式中冷却水的进口温度 t_{w1} 取决于电厂所在的地理位置、季节和供水方式, 可以在 10°C~30°C 范围变化。当夏季来临的时候, 冷却水的进水温度会比冬季升高较多, 如不采取合适的调节方式将会导致排汽压力 p_c 升高, 影响汽机的热效率。当冷却水进口水温每升高 1°C, 煤耗将增大 1g/kW·h 左右, 约等于 8~10°C 主蒸汽温度变化对煤耗的影响值^[3]。

由于冷凝器的换热面积受限和冷却水量不可能无限大, 所以必然存在温升 Δt_w , 冷却水温升变化对运行经济性的影响值等同于冷却水入口温度, 根据凝汽器的热平衡方程式可得到:

$$\Delta t_w = \frac{h_c - h'_c}{4.186 \left(\frac{D_w}{D_c} \right)} = \frac{h_c - h'_c}{4.186m} = \frac{2\,200}{4.186m} = \frac{520}{m} \quad (3)$$

$$m = \frac{D_w}{D_c} \quad (4)$$

式中: D_c —冷凝器冷凝蒸汽量, t/h; D_w —进入冷凝器冷却水量, t/h; m —冷却倍率。

对于凝汽器出口传热端差 δ_t , 可根据传热过程计算, 由公式 (5) 给出, 其大小与温升、传热系数 K 、换热面积和冷却水量有关。本文的传热系数 K 选取的是别尔曼公式, 如公式 (6)。换热系数与换热面积的清洁度有关, 若凝汽器铜管有积垢, 或有空气附于铜管等情况, 则换热效果变差, 使 δ_t 增大。

$$\delta_t = \frac{\Delta t}{\frac{KA_c}{e^{4.186D_w}} - 1} \quad (5)$$

$$K = 4\,070\beta \left(\frac{1.1v_w}{\sqrt{d_1}} \right)^x \left[1 + \frac{z-2}{15} \left(1 - \frac{t_{w1}}{45} \right) \right] \times \left[1 - \frac{(0.52 - 0.007\,2d_k)\sqrt{\beta}}{10^3} \right] \beta_d \quad (6)$$

式中: K —传热系数, $W \cdot (m^{-2} \cdot K^{-1})$; β —冷凝管表面清洁状况系数; d_k —蒸汽负荷率, $g \cdot (m^{-2} \cdot s^{-1})$; β_d —蒸汽负荷率的修正系数; d_1 —冷凝管内径, mm。

将公式 (3) (5) 代入公式 (2), 得到 t_c 计算公式:

$$t_c = t_{w1} + \frac{520}{m} + \frac{520}{m \left(\frac{KA_c}{e^{4.186D_w}} - 1 \right)} \quad (7)$$

1.2 变工况对凝汽器性能的影响

由冷却水温升关系式知, 当冷却水量不变时, 冷却水温升和凝汽器蒸汽负荷成正比, 又由凝汽器端差的关系式可以看出, 当凝汽器蒸汽负荷变化时, 总体传热系数 K 随之改变, 从而影响端差和排汽温度, 所以传热端差与蒸汽负荷的变化关系比较复杂, 仍没有定量的计算工况对凝汽器性能的公式和方法^[4]。

1.3 机组热耗率 q_0 和煤耗量 b 的分析计算

机组的热耗率用公式 (8)^[5] 计算:

$$Q_0 = D_0 (h_0 - h_{fw}) + D_{rh} q_{rh} \quad (8)$$

$$q_0 = \frac{Q_0}{P_e} = d_0 [(h_0 - h_{fw}) + \alpha_{rh} q_{rh}] \quad (9)$$

式中: Q_0 —总的热耗量, kJ/h; P_e —发电功率, kW; D_{rh} —再热出口蒸汽流量, kg/h; d_0 —发电汽耗率, kg/(kW·h); q_{rh} —单位再热量, kJ/kg。

煤耗 b 用公式 (10) 计算, 并利用 (10) 作为目标函数, 当煤耗率最小时将对应的 m 作为最佳冷却倍率。

$$b = \frac{B}{P_e} = \frac{q_0}{q_1 \eta_b \eta_p} = \frac{3600}{q_1 \eta_b \eta_p \eta_i \eta_{ri} \eta_m \eta_e} \quad (10)$$

式中: q_1 —燃料的低位发热量, kJ/kg; η_b —锅炉效率, %; η_p —管道效率, %; η_i —理想循环效率, %; η_{ri} —汽轮机相对内效率, %; η_m —机械效率, %; η_e —发电机效率, %。

2 模型的建立

2.1 凝汽器最佳冷却倍率的确定

电厂运行的蒸汽终参数, 是影响汽轮机热经济性的一项重要指标, 它与排汽量 D_c 、冷却水量 D_w 、冷却水进口温度 t_{w1} 和冷凝器的传热特性有关。通常情况下, 在给定负荷和 t_{w1} 不变的情况下, 能使汽机机组净功率 P_{net} 为最大值时对应的 D_w 为最佳进水量或最佳的冷却倍率, 然而局部计算所求的数值往往不能反映整个电厂经济性的实际运行情况。本文给定 t_{w1} , 并从长期实际运行过程中不同工况下 D_w 的取值范围来确定 D_{wmin} , 以 D_{wmin} 为初始值通过计算机迭代程序, 计算出对应的煤耗量在全厂煤耗率 b 最低时对应的冷却倍率或冷却水量为最佳值。

$$P_{net} = P_e - P_p \quad (11)$$

式中: P_{net} —机组净功率, kW; P_e —机组发电功率, kW; P_p —冷却水泵的功率, kW。

2.2 电厂热力系统的设计与规划

利用 Cycle - tempo 静态建模软件, 模拟某 600MW 机组电厂的理想热力模型, 对每个装置都建立质量和能量守恒方程, 形成矩阵方程, 在不同工况下, 改变冷却水进水温度 t_{w1} 和冷却水进水量 D_w , 求得相对应的煤耗参数, 绘制对比图, 选取在煤耗最低的情况下所对应的 D_w 为最佳进水量, 计算运行流程图如图 1 所示, 其中各参数的设定不详细叙述。

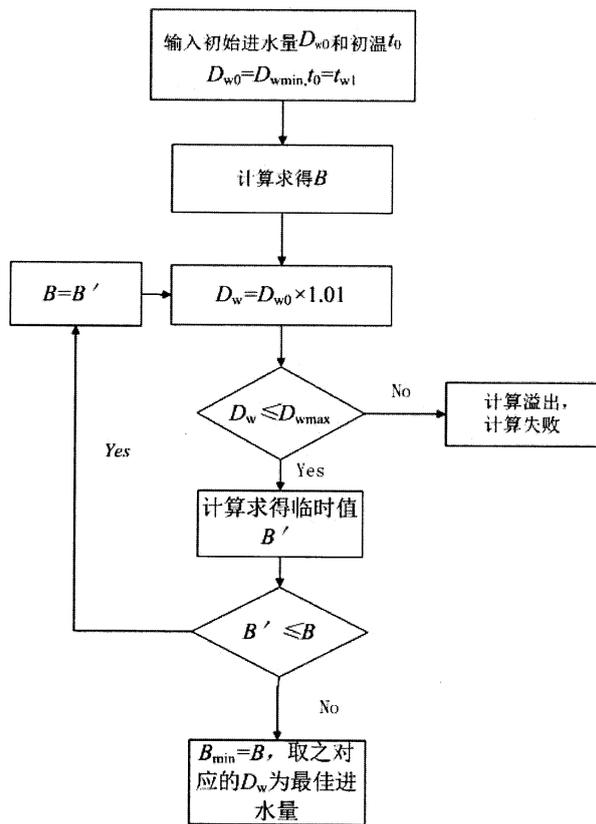


图 1 计算运行流程图

Fig. 1 The flow chart of the running calculates

2.3 误差校核

相同 t_{w1} 和 D_w 的条件下, 所建模型计算结果与实际电厂数据的误差如表 1。从表 1 可知, 以设计工况下模型为基础, 验证 100% THA、80% THA、60% THA 与 20% THA^[6] 4 种非设计工况下各参数相对误差均小于规定误差 5%^[7], 在允许范围内, 表明搭建的模型准确可靠, 可用于分析该热力系统在偏离设计状态下的预期性能。

表 1 电厂实际运行情况和静态模型计算结果的相对误差

Table 1 The relative error of the actual operation of a power plant and a static model calculations

工况 (THA)	给水温 / %	排汽流量 / %	凝汽器压力 / %
100%	0.042 8	0.151	0.034
80%	0.046 2	0.239	0.021
50%	0.056 8	0.465	0.065
20%	0.059 4	0.782	0.108

3 模型热力计算

3.1 600MW 模型冷却水进水量计算结果

设定边界条件后, 输入冷去水进水量和冷却水

温的初值, 在不同温度和工况下经过计算机迭代循环计算, 所得的该厂最佳冷却水流量及冷却倍率数据见表 2 和表 3。从表 2 可看出, 外界温度越低, 需要的冷却水量越少, 同时, 随着外界负荷的变

化, 冷却水流量也相应发生改变。从表 3 可以得出, 该厂最佳冷却倍率冬季时在 40 左右, 夏季在 65 左右。

表 2 模拟运行后得到的冷却水进水量的计算结果

Table 2 Obtained results of cooling water volume after simulation run

THA 工况 $t_{w1}/^{\circ}\text{C}$	5	10	15	20	25	30	35
100%	49 560.32	50 976.48	71 036.43	73 548.12	77 030.44	80 948.52	81 892.34
80%	42 480.73	42 725.44	57 801.12	59 481.44	64 059.84	64 428.73	65 543.81
60%	28 404.96	29 955.48	42 501.24	44 972.16	48 016.56	48 852.31	49 722.84
40%	19 144.32	20 588.64	28 320.42	30 618.64	32 539.69	32 539.68	33 035.28
20%	9 440.58	10 438.28	14 370.04	15 099.28	15 861.56	15 861.56	16 286.36

$t \cdot \text{h}^{-1}$

$t \cdot \text{h}^{-1}$

表 3 模拟运行后得到的冷却倍率的结果

Table 3 Obtained cooling water rate magnification after simulation run

THA 工况 $t_{w1}/^{\circ}\text{C}$	5	10	15	20	25	30	35
100%	40.23	42.34	60.75	64.51	67.89	69.06	71.23
80%	40.05	43.26	60.89	65.23	67.42	68.93	69.89
60%	39.45	41.95	60.49	64.02	67.05	69.35	70.21
40%	39.89	42.36	61.42	66.33	65.63	69.87	69.98
20%	39.21	42.54	60.31	67.54	64.31	68.52	70.35

3.2 计算结果与实际某厂运行数据的比较

根据该电厂实际运行的经验值, 与本文模拟所得的计算结果相对比, 其差值如图 2 所示。从图 2 可以看出, 其模型计算与实际数据的差值, 随着初温的升高, 其差值越大, 模型的准确性越低, 但实际电厂运行过程中, 有前期的冷却水处理系统, 初温一半不会超过 30°C , 所以模型具有实际意义。

倍率随着初温的升高而增大, 一般冷却倍率在 30 ~ 65 范围内, 数值越小, 说明凝汽器的冷却效果佳, 数值越大, 需要的冷却水流量大, 凝汽器的冷却效果不佳。实际工作中还受循环水温度的影响, 在凝汽器的进汽量不变, 循环冷却水进水温度相同的条件下, 增加循环水的冷却倍率, 可使汽轮机的背压降低, 出力提高, 但同时却增加了循环水泵的耗功。因此, 可以调整循环冷却水的倍率, 使汽轮机提高的出力与循环水泵增加的功率之差为最大, 此时的循环冷却倍率就是经济冷却倍率, 与之对应的凝汽器真空就是最佳运行真空。

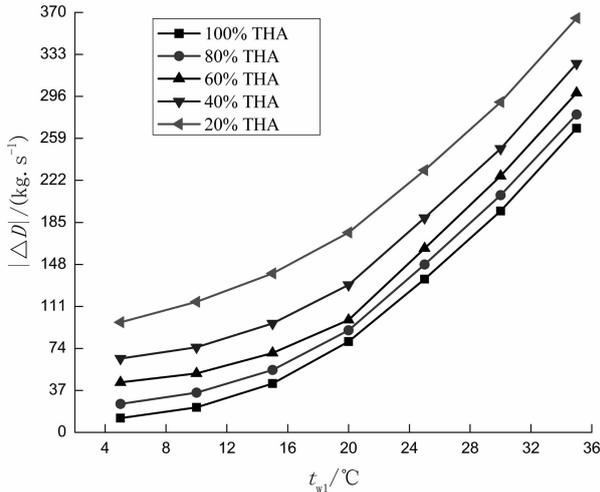


图 2 模拟结果与实际数据差值图

Fig. 2 Difference between simulation results and actual data

通过 origin 软件, 将本文模拟所得的计算结果拟合成曲线, 如图 3 所示。从图 3 可以看出, 冷却

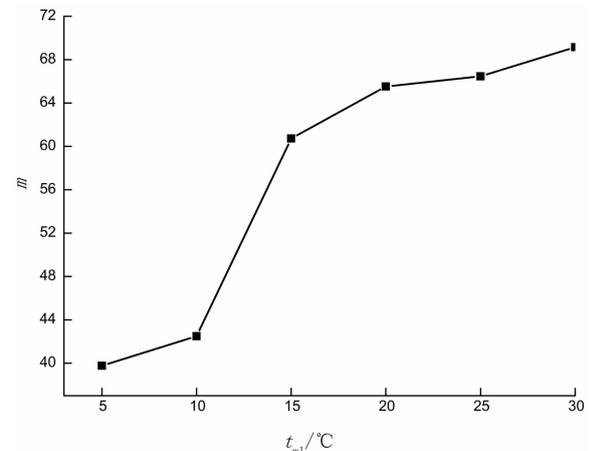


图 3 模拟的冷却水倍率结果图

Fig. 3 Simulation results of the cooling water ratio

4 结 论

1) 通过与实际运行数据相比较, 模拟产生的数据与实际数据的差值区间在 (0~400kg/s) 之内, 最大误差不超过 4%, 说明该模型具有实际意义^[8]。

2) 从计算结果来看, 该电厂春夏季时冷却倍率在 65 左右, 秋冬季节时在 40 左右时对应的煤耗最低, 与全年不分月份的设计平均值 65 相比, 能够更好的保持凝汽器的真空度, 降低排汽压力, 提高机组热效率, 可以根据此结果调节冷却水泵的运行方式。

3) 本文提出的凝汽器最佳冷却水进水量 D_w 的确定方法, 综合考虑了锅炉、汽机等各个热力环节对冷却水进水量的影响, 且经过与实际运行数据相比较, 误差在合理的范围内, 为电厂运行人员调节冷却水量提供了另一种参考方法, 为火力发电厂的“节能减排”提供技术支持和实现方法。

参考文献:

[1] 徐仿优, 胡光明, 刘光耀, 等. 沙角 A 电厂 300MW 机组冷端系统经济性诊断及优化运行 [J]. 热力发电, 2010 (7): 7 - 10.

[2] 高清林. 双背压汽轮机冷端系统的优化 [J]. 电站系统工程, 2010 (3): 39 - 40, 43.

[3] 石瑞平, 陈晓玉, 郭利健. 火力发电厂热力系统“冷端”运行优化模型的探析 [J]. 煤炭技术, 2012 (5): 256 - 258.

[4] 于新颖, 居文平, 杨寿敏. 影响国产引进型 300MW 机组冷端性能的主要因素 [J]. 电站辅机, 2004 (1): 12 - 15.

[5] 李素芬, 何冬辉, 陈贵军, 等. 火电厂冷端系统性能分析与优化研究 [J]. 热科学与技术, 2010 (1): 36 - 42.

[6] 杨海生. 国产超临界直接空冷机组冷端性能特性的研究 [J]. 汽轮机技术, 2011 (4): 305 - 307.

[7] SUN Ya-jun, XU Zhi-min. Forecasting water disaster for a coal mine under the Xiaolangdi reservoir [J]. Journal of China University of Mining & Technology, 2008 (4): 516 - 520.

[8] Inyang Hilary I, Daniels John L, Otto Frank, et al. Environmental issues from coal mining and their solutions [J]. Mining Science and Technology, 2010 (2): 215 - 223.

[9] 董志国. 200MW 机组回热系统运行故障分析与对策研究 [D]. 保定: 华北电力大学, 2009.

[10] 纪任山. 煤粉工业锅炉燃烧的数值模拟 [J]. 煤炭学报, 2009, 45 (12): 1703 - 1706.

[11] 郭旭. 基于径向基神经网络的锅炉控制 [J]. 中国新通信, 2008, 18 (15): 44 - 46.

[12] 丁阳俊. 汽轮机启动过程优化研究 [D]. 杭州: 浙江大学, 2013.

[13] Egerton R F, Fell A F. Electron Energy - Loss Spectroscopy for Elemental Analysis and Discussion [J]. Philosophical Transactions of the Royal Society of London. Series A Mathematical and Physical Sciences, 1982, 305 (1491): 147 - 152.

[14] 李超. 火电厂节煤管理模式研究 [D]. 保定: 华北电力大学, 2007.

[15] 王菁. 大型燃气乙烯裂解炉燃烧过程的模拟研究 [D]. 天津: 天津大学, 2010.

[16] 樊创佳. 2013 上海国际电力电工展上海揭幕“智能”、“节能”成热点话题 [J]. 电器工业, 2013, 56 (11): 5.

[17] 李柳强. 燃油锅炉热效率及影响因素分析 [J]. 节能技术, 2011 (2): 134 - 136, 142.

[18] 许婷. 网络热力学在电厂热力系统分析中的应用 [D]. 北京: 华北电力大学, 2009.

[19] 董志国. 200MW 机组回热系统运行故障分析与对策研究 [D]. 保定: 华北电力大学, 2009.

[20] 刘玉文. 1000MW 超超临界机组运行特性研究 [D]. 保定: 华北电力大学, 2009.