

1 000 MW 燃煤机组双压凝汽器冷端系统运行优化

冯金金¹, 章 颢¹, 李健平¹, 陈 伟¹, 刘 利², 秦 攀², 李国庆², 李永华³

(1. 淮南平圩第三发电有限责任公司, 安徽 淮南 232000; 2. 中电华创电力技术研究有限公司, 江苏 苏州 215000;
3. 华北电力大学能源动力与机械工程学院, 河北 保定 071003)

摘要:以淮南平圩第三发电有限责任公司1 000 MW燃煤机组双压凝汽器冷端系统为研究对象,考虑运行过程中的实时参数,建立全工况实时冷端优化模型。基于历史运行数据,验证模型的准确性,分析负荷、循环水进水温度以及清洁系数等实时状态参数的变化对冷端优化计算结果的影响,并得到计算工况下的最佳循环水泵运行方式及节能潜力。计算结果表明,63.44%的计算工况获得了节能效果,累计收益可达604.16 MW·h,在高负荷和高进水温度的工况下,更需要合理确定循环水泵最佳运行方式。

关键词:双压凝汽器;冷端系统;全工况;运行优化

中图分类号: TM621.4 **文献标志码:** A **文章编号:** 1671-1807(2024)21-0198-07

电厂冷端系统的目的是维持凝汽器真空,机组的出力随凝汽器真空的增加而增加,但无论是从设计角度还是运行角度考虑,并不是真空越高越好,存在一个最佳真空。因此通过冷端优化,使凝汽器工作在最佳真空状态下,是保证机组经济运行、实现电厂节能降耗的重要措施。

薛康康^[1]建立了660 MW空冷机组空冷系统优化模型,分析了对汽轮机排汽压力的主要影响因素并对空冷风机进行了运行优化。Wang等^[2]结合凝汽器变工况计算和厂家提供的汽轮机微增功率特性曲线,建立了330 MW机组冷端优化模型并通过粒子群优化算法进行优化求解,获得了不同工况下的最佳循环水流量。王建华等^[3]基于GSE软件搭建了660 MW燃煤机组动态仿真模型,研究了冷端系统循环水泵的运行策略对机组在75%~100% THA(热耗率验收工况)变负荷瞬态过程中能耗特性的影响。严波^[4]建立了600 MW火电机组的冷端系统优化模型并进行了运行优化。宋金时等^[5]对200 MW级燃气-蒸汽联合循环发电机组机力通风冷却塔和凝汽器进行了变工况分析,获取了最佳的

冷端系统运行方式。

上述研究中存在如下问题,会导致实际工况并非处于最优运行状态。①机组实际运行过程中一般可依据提前编制好的循泵运行指导进行操作,其边界条件大多为循环水入口温度和负荷,但这两个参数均按一定步长规律变化,不能做到连续变化,也就不能做到运行指导的精细化;②运行工况变化、凝汽器老化、污染结垢等会对凝汽器性能产生影响,而目前大部分的冷端优化研究中将一些关键参数,如清洁系数、比焓差等取为定值,就会造成计算结果时效性不强,与当前实际运行状态存在一定误差。

以上虽不会对机组的运行安全产生过多影响,但在某些工况下尤其是循泵组合发生变化的边界工况下,就会偏离最佳运行状态。为此,以淮南平圩第三发电有限责任公司1 000 MW燃煤机组双压凝汽器冷端系统为研究对象,考虑凝汽器负荷以及比焓差随机组负荷的变化和凝汽器清洁系数的实时变化,建立一种全工况实时冷端优化分析方法,并分析该机组的冷端优化节能潜力。

收稿日期: 2024-05-07

基金项目: 中国电力国际发展有限公司科技项目(ZGDL-KJ-2022-003)

作者简介: 冯金金(1986—),男,安徽蚌埠人,工程师,研究方向为火力发电厂热工自动化控制;章颢(1985—),男,安徽金寨人,工程师,研究方向为火力发电厂热工自动化控制;李健平(1982—),男,安徽太和人,高级工程师,研究方向为火力发电厂热工自动化控制;陈伟(1985—),男,安徽凤阳人,工程师,研究方向为汽轮机故障诊断与检修;刘利(1985—),男,山东日照人,硕士,高级工程师,研究方向为汽轮机运行优化与节能诊断;秦攀(1976—),男,山东沂蒙人,硕士,高级工程师,研究方向为汽轮机运行优化与节能诊断;李国庆(1992—),男,江苏东海人,硕士,工程师,研究方向为汽轮机运行优化与节能诊断;李永华(1968—),男,重庆人,博士,教授,研究方向为锅炉节能与优化、燃烧理论与技术、新能源利用。

1 优化原理

凝汽器压力是影响机组出力的一个重要因素,机组出力随凝汽器压力的降低而提高。而凝汽器压力主要受循环水参数的影响,在循环水进口水温不变的情况下,凝汽器压力会随循环水流量的增加而降低,但循环水流量增加会导致水泵耗功增加。因此存在一个最佳循环水流量,使得凝汽器压力改变时,机组出力增加值与水泵耗功增加值之差达到最大,此时具有最佳的经济性,公式为

$$\Delta N = \Delta N_t - \Delta N_p \quad (1)$$

式中: ΔN 为收益增量, MW; ΔN_t 为机组出力增量, MW; ΔN_p 为水泵耗功增量, MW。因此冷端寻优的目的是获取最佳流量也即获取水泵运行的最佳组合方案。

2 热力学模型

冷端优化需要解决的问题主要有 3 个:凝汽器压力随循环水量变化的关系、机组出力增量与凝汽器压力的关系以及循环水泵耗功随循环水量变化的关系。因此,冷端系统寻优中涉及 3 个主要设备及模型:循环水泵、凝汽器和汽轮机,彼此之间借助于循环水流量存在确定的耦合关系,如图 1 所示。

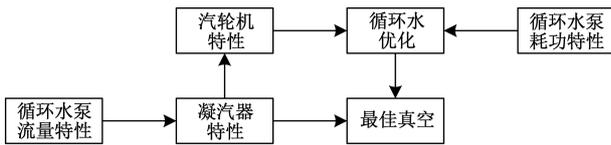


图 1 冷端优化模型

2.1 凝汽器压力随循环水量变化关系模型

凝汽器变工况特性是冷端优化中最为核心的内容,可采用智能建模的方法^[6-9]或计算流体力学的方法^[10]建立其模型,也可采用传统的热平衡方法^[11-13]进行计算。前者计算工作量大,计算用时长,很难做到实时计算。

凝汽器压力由凝结水饱和温度确定,而凝结水饱和温度主要受循环水流量和循环水进水温度影响。可依据凝结水饱和温度 t_s 查表或通过式(2)计算对应的凝汽器压力 p_c 。

$$p_c = \frac{9.81 \left(\frac{t_s + 100}{57.66} \right)^{7.46}}{1\ 000} \quad (2)$$

式中: t_s 为凝结水饱和温度, $^{\circ}\text{C}$; p_c 为凝汽器压力, kPa。

凝结水饱和温度由公式(3)确定。

$$t_s = t_{w,\text{in}} + \Delta t + \delta t \quad (3)$$

式中: $t_{w,\text{in}}$ 为冷却水进口温度, $^{\circ}\text{C}$; Δt 为冷却水温升, $^{\circ}\text{C}$; δt 为凝汽器传热端差, $^{\circ}\text{C}$ 。

冷却水温升可由凝汽器热平衡方程获得。

$$Q_c = D_k(h_c - h_{wc}) = KA\Delta t_m = D_w c_p (t_{w,\text{out}} - t_{w,\text{in}}) \quad (4)$$

$$\Delta t = \frac{D_k(h_c - h_{wc})}{c_p D_w} \quad (5)$$

式中: Q_c 为凝汽器热负荷, kW; D_k 为凝汽器凝汽量, t/h; h_c 为汽轮机排气焓, kJ/kg; h_{wc} 为凝结水比焓, kJ/kg; K 为总传热系数, kW/($\text{m}^2 \cdot ^{\circ}\text{C}$); Δt_m 为对数平均温差, $^{\circ}\text{C}$; A 为冷却面积, m^2 ; D_w 为冷却水流量, kg/s; c_p 为定压比热, kJ/($\text{kg} \cdot ^{\circ}\text{C}$); $t_{w,\text{out}}$ 为冷却水出口温度, $^{\circ}\text{C}$ 。

一般情况下凝汽器的凝汽量等于汽轮机和小机的排气量之和,随机组负荷降低而降低,本算例中为双压凝汽器,低压和高压凝汽器的凝汽量如图 2 所示。

比焓差 $h_c - h_{wc}$ 也是凝汽器压力预测中的一个重要输入参数。目前大部分关于冷端优化的文献此参数的处理方法主要有两种,一种是通过热平衡方法建立机组完整的热力系统仿真模型,求解排气焓^[14-15],此方法较准确,但计算过程复杂,需要知道的参数也较多;一种认为高真空下的凝汽器,其值变化范围很小,在 2 140~2 220 kJ/kg 中取一个定值^[16],此方法虽然简单,但因实际比焓差会随负荷的变化而变化,以及实际机组比焓差的变化也可能超过这个范围,使得计算误差增加。低压和高压凝汽器比焓差随机组负荷的变化情况如图 3 所示。

传热端差可由式(6)确定。

$$\delta t = \frac{\Delta t}{\frac{KA}{c_p D_w} - 1} \quad (6)$$

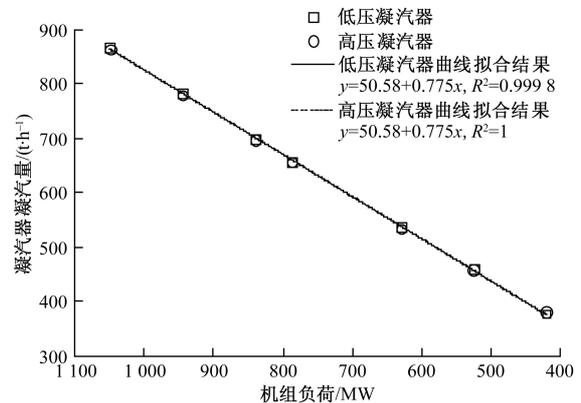


图 2 低压和高压凝汽器的凝汽量

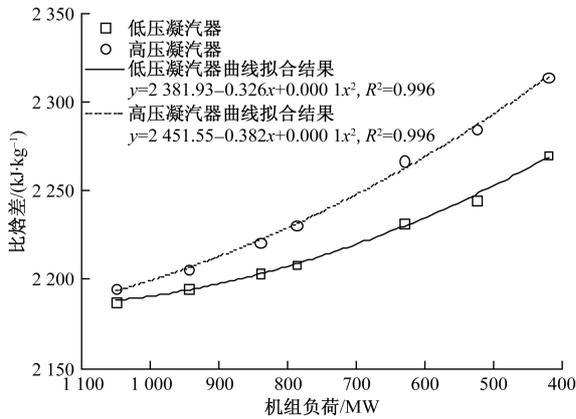


图 3 低压和高压凝汽器的比焓差

可以看出,凝汽器传热端差与传热量、冷却面积、传热系数和冷却水流量有关。对于运行机组,冷却面积已定,在一定的蒸汽负荷和冷却水流量下,其大小主要取决于传热系数。

可采用 HEI 标准计算总传热系数。

$$K = K_0 \beta_c \beta_t \beta_m \quad (7)$$

式中: K_0 为基本传热系数, $W/(m^2 \cdot ^\circ C)$; β_c 为凝汽管的清洁系数; β_t 为冷却水进口温度修正系数; β_m 为凝汽管材料壁厚修正系数。

凝汽器管侧清洁系数的定义为凝汽器实际总传热系数与理想清洁状态下的计算传热系数的比值,即

$$\beta_c = \frac{K}{K_0 \beta_t \beta_m} \quad (8)$$

凝汽器实际传热系数不仅与运行参数和负荷有关,还与管侧的清洁程度及漏入空气量、胶球清洗情况有关,因此清洁系数是一个实时变动的数值,且在一个胶球清洗周期内,其值变动范围可能较大^[17-19]。如果计算中令清洁系数为定值(如设计清洁系数),同样会增大计算误差,而目前鲜有在冷端优化研究中采取实时计算清洁系数的文献报道。

2.2 机组出力增量与凝汽器压力关系模型

确定凝汽器压力 F_N 对机组出力增量 ΔN_t 的影响可通过热平衡计算、热力学方法或试验方法得到,也可依据制造厂给出的排汽压力对汽轮机出力的修正曲线拟合得到,如式(9)所示。

$$\Delta N_t = F_N(Q, p_c) \quad (9)$$

式中: Q 为机组负荷, MW; F_N 表示汽轮机出力的增量与凝汽器热负荷 Q 和凝汽器压力 p_c 之间为函数关系。

2.3 循环水泵耗功随循环水量变化关系模型

循环水泵耗功特性可通过计算模型或改变循

环水泵组合运行方式试验的方法,得到不同组合和不同循环水流量下的循环水泵耗功 N_p 。

$$N_p = F_p(D_w) \quad (10)$$

式中: F_p 为循环水泵耗功与循环水流量 D_w 之间为函数关系。

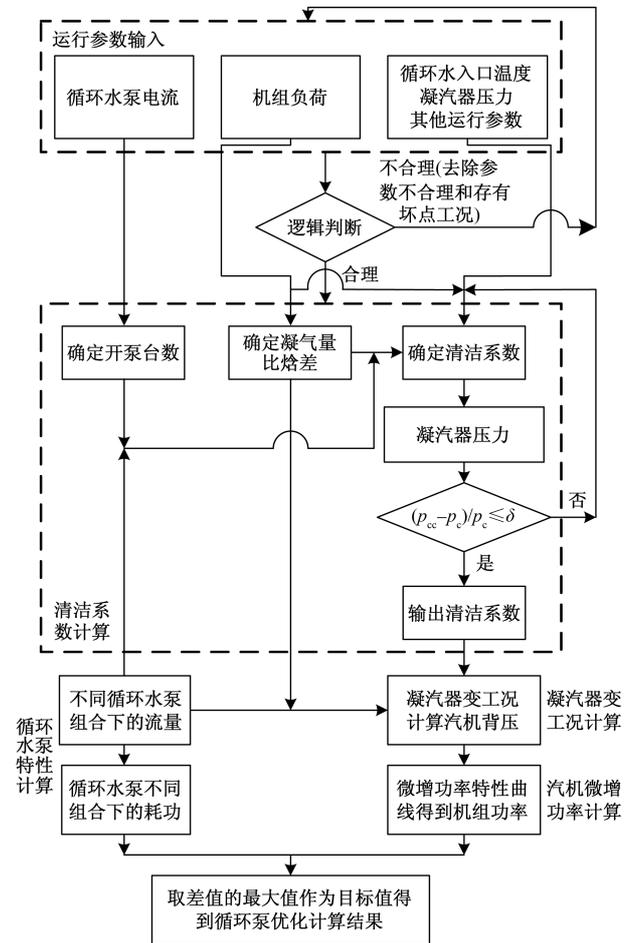
本文中循环水泵为 3 台定速泵,通过改变泵的组合来实现水流量调节,不能连续调节,是离散变化的。因此目标函数公式(1)变成了循环水量离散变化下,求解获得最大差值 ΔN_{max} 对应的循环水量,从而确定循环水泵运行组合方式。

3 计算流程

将第 2 节中 3 个模型耦合,确定冷端系统运行优化的计算流程,如图 4 所示,计算步骤如下。

(1)读取现场运行数据,包含循环水泵电流、机组负荷、循环水入口温度、凝汽器压力等关键参数。

(2)对运行数据进行逻辑判断,去除参数不合理和存有坏点的工况。



p_{cc} 表示由模型计算的凝汽器压力; δ 表示模型计算的凝汽器压力 p_{cc} 与实际运行压力 p_c 之间的偏差

图 4 冷端优化计算流程

(3)依据运行数据进行运行工况下清洁系数计算。①根据循泵电流确定当下工况循泵开泵台数;②根据机组负荷确定凝汽器凝汽量和比焓差;③依据凝汽量和比焓差、循环水入口温度及其他运行参数计算当前工况下的实际清洁系数;④因循环水泵组合改变以后,流量变化会导致凝汽器内真空度、管内清洁度的变化进而导致清洁系数的变化,故以实际凝汽器压力为基准,对清洁系数进行修正计算,将获得的修正清洁系数作为冷端优化的基准清洁系数。

(4)进行凝汽器变工况计算,获得不同循环水泵组合下的汽轮机背压,也即凝汽器压力随循环水量变化的关系。

(5)进行汽轮机微增功率计算,获得不同背压下的汽轮机出力增量,也即机组出力增量与凝汽器压力的关系。

(6)进行循泵特性计算,获得不同循泵组合下耗功增量,也即循环水泵耗功随循环水量变化的关系。

(7)进行机组功率净收益计算,将净收益最大的循泵组合作为最优运行方式。

4 算例分析

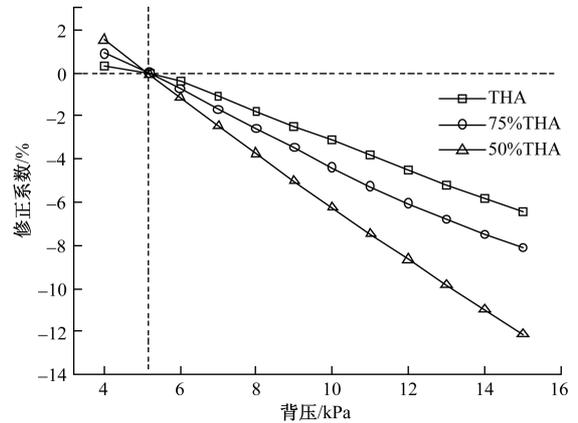
4.1 研究对象

以淮南平圩第三发电有限责任公司1 050 MW凝汽式汽轮发电机组为研究对象。凝汽器为N-55500双背压、单流程、双壳体表面式凝汽器。高压凝汽器的额定背压为5.6 kPa,高低压凝汽器的额定背压为4.8 kPa,设计冷却水流量为109 440 m³/h,设计清洁系数为0.9。每台机组配备3台定速循环水泵,单台循环水泵流量为13.44 m³/h,功率为2 855.5 kW。排汽压力对汽轮机出力的修正曲线如图5所示。

4.2 模型验证

选取2023年3月1—21日的现场运行数据进行计算分析,步长10 min,共计2 957个有效计算工况。该机组负荷、循环水进水温度及开泵情况的历史数据如图6所示。其中机组最大负荷为1 002.61 MW,最小负荷为392.30 MW,循环水进水温度为10.33~24.68℃,大部分工况开1台循环水泵,占比90.63%。开2台循环泵的工况,最小功率为604.44 MW,对应的循环水进水温度为17.27℃;最低循环水进水温度为16.57℃,对应的机组功率为969.32 MW。

与实际运行开泵台数相同情况下通过模型计



THA 代表电厂热耗率验收工况

图5 排汽压力对汽轮机出力的修正曲线

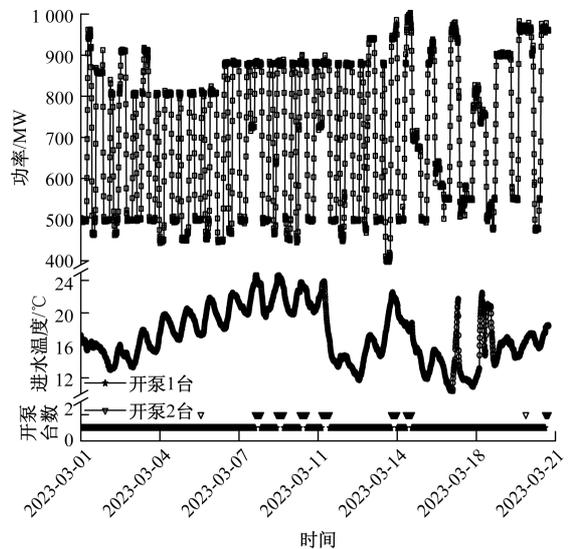


图6 机组功率、循环水进水温度及开泵情况随时间变化

算得到的功率与实际运行输出功率之间的误差如图7所示。从图7中可以看出,最大相对误差为0.49%,平均相对误差为0.09%,误差介于-0.3%~0.3%的工况数量占比94.25%,验证了模型的准确性。

4.3 优化结果分析

计算最优开泵与实际运行开泵方式的对比情况如图8所示。计算最优开泵方式中,开1台泵工况为805个,开两台泵的工况为2 152个,较运行工况多1 875个。开泵台数与运行相符的工况为1 081个,不相符的工况为1 876个,占比63.44%,均为运行开1台泵,计算最优开2台泵。不相符的工况中,最小功率为392.30 MW,对应的循环水进水温度为19.98℃;最低循环水进水温度为11.74℃,对应的机组功率为603.59 MW。

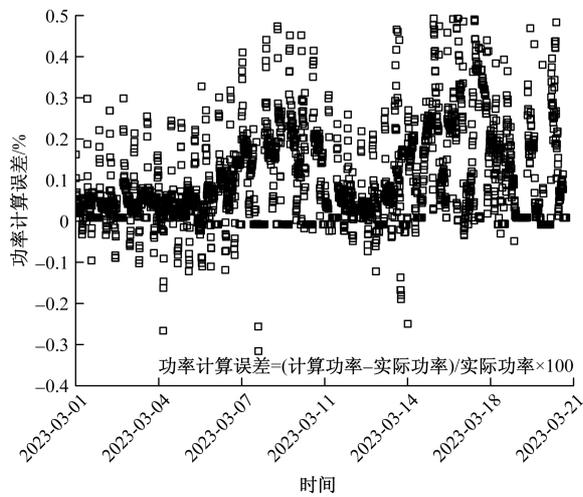


图7 功率计算误差分布情况

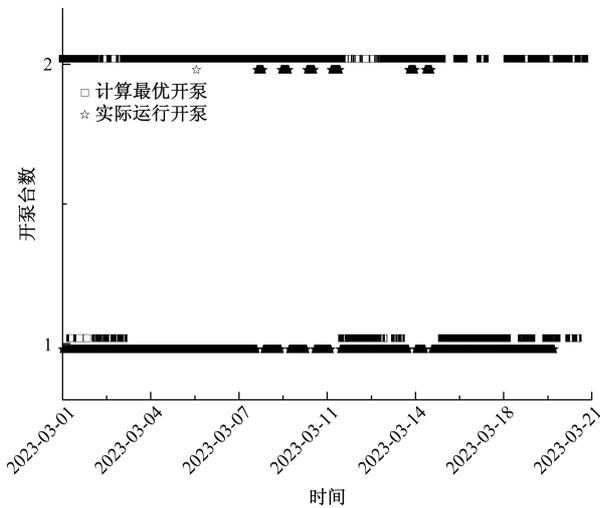


图8 计算最优开泵与实际运行开泵方式对比

以500 MW(495~505 MW)负荷为例,计算工况数量为561个,循环水进水温度介于11.82~22.13℃,开泵情况随循环水进水温度的变化如图9所示。

实际运行过程中,均开1台循环水泵,在清洁系数为0.9不变的情况下,计算得到最优开泵结果为循环水温度小于18.15℃时开1台泵,反之开2台泵。而机组实际运行时,清洁系数大部分工况下会偏离设计清洁系数,当清洁系数小于设计清洁系数时,总传热系数会变小,传热端差会增加,要保证凝给水饱和温度即凝汽器压力不变,在循环水进水温度不变的情况下,就要减少循环水的进出口温差,增加循环水的流量,也即增加开泵的台数。故在考虑实际运行过程中清洁系数变化时,即使循环水进水温度较低,也会出现开2台泵的情况。由此可以

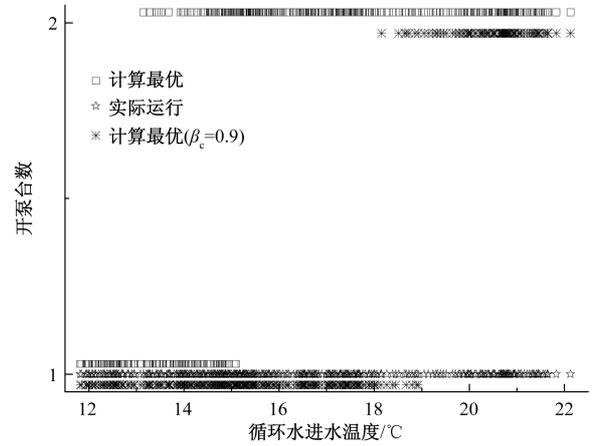


图9 500 MW 负荷下开泵台数随循环水进水温度的变化

看出,冷端系统的最佳运行状态除了受循环水进水温度和负荷影响外,凝汽器的实时清洁系数也有较大影响。

增加开泵台数会增加循泵耗功,但背压降低引起的机组微增功率大于循泵耗功增量,因此优化后机组功率净收益为正。图10给出了计算时间段内各个工况的收益值以及累计收益值。其中,计算开泵台数与运行开泵台数一致的工况收益为0,其他工况中,最大收益为7 947.56 kW,对应的机组负荷和循环水进水温度分别为733.21 MW和21.31℃,累计收益为604.16 MW·h。

优化后的收益随机组负荷和循环水进水温度的变化关系如图11所示,图11中圆圈的大小代表收益占对应工况下负荷的百分比,也即收益比。从图11中可以看出,收益和收益比大体上随机组负荷和循环水进水温度的增加而增加,前述最大收益工况,收益比也最大,为1.09%。

6个典型负荷下,收益随循环水进水温度的变化关系如图12所示。从图12中可以明显看出,在同

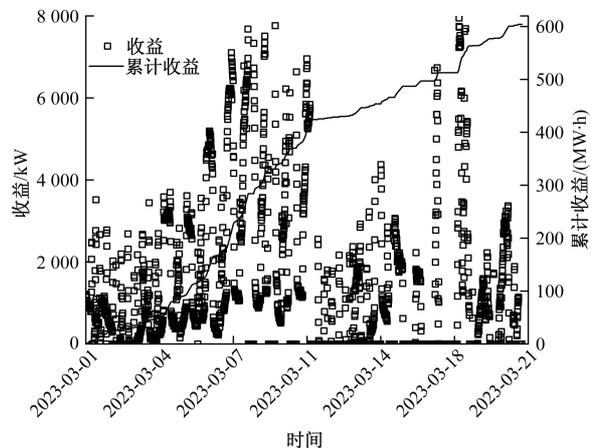


图10 计算工况的收益值与累计收益值

一负荷下,收益随循环水进水温度呈线性增加的关系,负荷越低线性符合度越高(400 MW 计算工况数量相对较少,故 R^2 较小),且随负荷增加最大收益及最大收益比也增加,收益增加的幅度也越大,具体见表 1。因此,在高负荷和高进水温度的工况下,

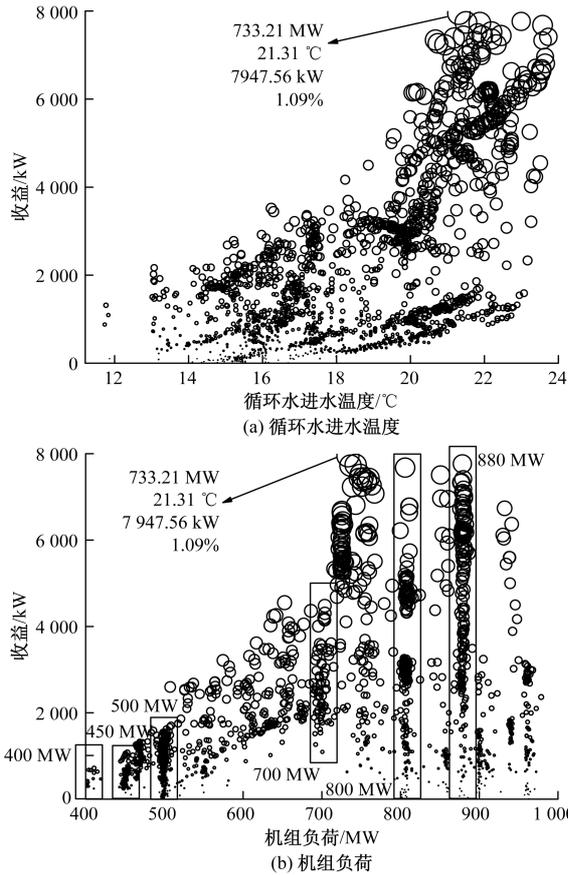


图 11 收益随机组负荷和循环水进水温度的关系

表 1 典型负荷下收益和循环水进水温度的关系

负荷/ MW	负荷范 围/MW	占比/%	线性公式	R^2	最高进水 温度/ $^{\circ}\text{C}$	最大收 益/kW	最大收益 占比/%	最大收益对应 进水温度/ $^{\circ}\text{C}$	累计收益 占比/%
400	395~405	0.74	$y = -1\ 158 + 80.88x$	0.633	20.68	677.39	0.17	20.68	0.23
450	445~455	4.43	$y = -2\ 975 + 178.07x$	0.950	22.73	1\ 079.90	0.24	22.73	4.43
500	495~505	13.56	$y = -3\ 088 + 207.34x$	0.970	22.13	1\ 619.15	0.32	20.68	7.70
700	695~705	1.66	$y = -2\ 232 + 288.99x$	0.880	22.47	4\ 475.54	0.64	22.03	3.58
800	795~805	2.23	$y = -9\ 723 + 669.20x$	0.850	23.58	7\ 678.12	0.95	23.58	4.49
880	875~885	5.24	$y = -20\ 476 + 1\ 203x$	0.830	23.73	7\ 762.92	0.88	22.99	17.79

参考文献

- [1] 薛康康. 某 660 MW 超临界机组空冷系统运行优化研究[J]. 汽轮机技术, 2021, 63(4): 311-314.
- [2] WANG H J, QIU B Y, ZHAO F L, et al. Method for increasing net power of power plant based on operation optimization of circulating cooling water system[J]. Energy, 2023, 282: 1-14.

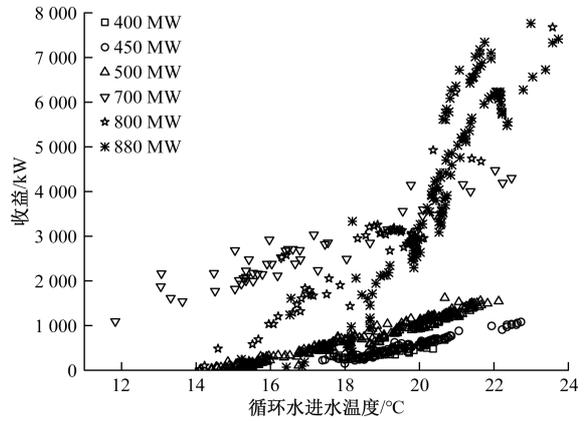


图 12 典型负荷下收益和循环水进水温度的关系

更需合理确定循环水泵的最佳运行方式。

5 结论

建立了淮南平圩第三发电有限责任公司 1 000 MW 燃煤机组双压凝汽器冷端系统的全工况实时优化模型,对 2023 年 3 月 1—21 日的历史数据进行了计算和分析,得到如下结论。

- (1)以机组负荷为对比基准,模型计算最大相对误差为 0.49%,平均相对误差为 0.09%。
- (2)机组运行过程中除负荷、循环水进水温度外,清洁系数的变化也对最优开泵台数有较大影响。
- (3)63.44%的计算工况获得了节能效果,最大收益为 7 947.56 kW,累计收益达 604.16 MW·h。
- (4)收益和收益比基本上随机组负荷和循环水进水温度的增加而增加,且在同一负荷下收益随循环水进水温度呈线性增加的关系。在高负荷和高进水温度的工况下,更需要合理确定循环水泵的最佳运行方式。

- [3] 王建华,王朝阳,石峰,等. 660 MW 机组冷端建模与循环水系统瞬态优化运行[J]. 热力发电, 2019, 48(10): 97-104.
- [4] 严波. 600 MW 火电机组冷端系统运行优化[D]. 南昌: 南昌大学, 2022.
- [5] 宋金时,钟平,梁强,等. 带有机力通风冷却塔的机组冷端优化研究[J]. 热能动力工程, 2022, 37(2): 116-121.
- [6] 汪霞,严波,刘晖明,等. 基于神经网络的凝汽器变工况

- 模型[J]. 计算机仿真, 2022, 39(10): 99-103.
- [7] 李汪繁, 丁先, 方晶剑. 基于 GWO-RF 的凝汽器真空预测方法[J]. 动力工程学报, 2023, 43(4): 436-442.
- [8] 刘宇航, 顾煜炯, 郑庆帅, 等. 基于数据挖掘的直接空冷机组背压预测及优化[J]. 热力发电, 2023, 52(5): 127-135.
- [9] RAIDOO R, LAUSCHER R. Data-driven forecasting with model uncertainty of utility-scale air-cooled condenser performance using ensemble encoder-decoder mixture-density recurrent neural networks [J]. Energy, 2022, 238: 1-14.
- [10] 管硕. 直接空冷系统汽轮机运行背压的一种计算方法[J]. 科学技术与工程, 2019, 19(29): 124-129.
- [11] 魏承君, 于倩, 李立晓, 等. 基于 FLOWNEX 的 AP1000 常规岛热力系统全范围建模及瞬态工况模拟[J]. 科学技术与工程, 2021, 21(16): 6710-6717.
- [12] 杨勤, 杨希刚, 马晓峰, 等. 循环冷却水进水温度对凝汽器压力影响的定量分析[J]. 汽轮机技术, 2020, 62(5): 393-395.
- [13] 安留明, 安吉振, 刘一帆, 等. 600 MW 直接空冷凝汽器变工况特性研究[J]. 发电技术, 2022, 43(6): 935-941.
- [14] 苗东旭, 范双双, 宋为平, 等. 直接空冷凝汽器压力特性的耦合计算与分析方法[J]. 汽轮机技术, 2021, 63(5): 377-381.
- [15] 郭建, 余洁, 王宇江, 等. 630 MW 燃煤机组循环水系统运行优化研究[J]. 热力透平, 2022, 51(2): 110-116.
- [16] 王玺. 汽轮机组冷端系统在线性能监测与优化[D]. 南京: 东南大学, 2016.
- [17] 林轶, 陈文和, 马汀山. 考虑清洁系数的循环泵变频优化运行分析[J]. 汽轮机技术, 2014, 56(4): 299-302.
- [18] 朱晓磊, 徐嘉叶, 张磊, 等. 凝汽器管内插转子的热力与抑垢性能研究[J]. 工程热物理学报, 2020, 41(7): 1712-1718.
- [19] 马小宇, 林雪银, 马洪亭. 在线清洗对管壳式换热器传热性能的影响[J]. 重庆大学学报, 2021, 44(1): 131-142.

Operation Optimization of the Cold End System with Dual-pressure Condenser of 1 000 MW Coal-fired Unit

FENG Jinjin¹, ZHANG Hao¹, LI Jianping¹, CHEN Wei¹, LIU Li²,
QIN Pan², LI Guoqing², LI Yonghua³

(1. Production Technology Department, Huainan Pingwei No. 3 Power Generation Co., Ltd., Huainan 232000, Anhui, China;

2. Steam Engine and Combustion Office, China Power Huachuang Electricity Technology Research Co., Ltd., Suzhou 215000, Jiangsu, China;

3. School of Energy, Power and Mechanical Engineering, North China Electric Power University, Baoding 071003, Hebei, China)

Abstract: Taking the cold end system with dual-pressure condenser of 1 000 MW coal-fired unit of Huainan Pingwei No. 3 Power Generation Co., Ltd. as the research object, considering real-time parameters during operation, the full working conditions real-time optimization model was established. Based on the historical operation data, the accuracy of the model was verified, the influence of changes in real-time state parameters such as load, circulating water inlet temperature and clean coefficient on the optimization calculation results was analyzed, and the optimal circulating pump operation mode and energy saving potential under calculated working conditions were obtained. The calculation results showed that, 63.44% of the calculation conditions had achieved energy saving effect, and the cumulative income could reach 604.16 MW·h, it is more necessary to reasonably determine the optimal operation modes of the circulating water pump under the working conditions of high load and high inlet water temperature.

Keywords: dual-pressure condenser; cold end system; full working conditions; operation optimization