

电站锅炉汽动引风机排汽接除氧器的热经济性分析

杨燕玲, 石奇光, 金 蓉, 翟淑伟

(上海电力学院 能源与环境工程学院, 上海 200090)

摘 要: 依据计算管道热效率的等效热降法, 从能量系统作用角度阐述了蒸汽驱动引风机对全厂热效率的影响。引风机是火电厂中的高耗能辅机, 采用蒸汽驱动可以有效地减少厂用电率, 降低供电煤耗。在工程应用范围内, 小汽轮机排汽进入除氧器会引起汽轮机绝对内效率的降低, 同时由于附加蒸汽进出系统最终导致管道效率的降低。通过对不同汽源方案热经济性计算结果分析表明, 改造方案 3(汽源选自再热蒸汽热段) 可使得供电煤耗最低, 为最佳方案。

关 键 词: 等效热降法; 引风机; 蒸汽驱动; 能量系统作用原则; 管道效率

中图分类号: TK219 文献标识码: B

引 言

随着电力企业改革的不断深化和发展, 电力企业逐步由生产型向经营型转变, 提高企业效益, 降低发电成本将是经营型企业长期的目标。火力发电机组的主要经济技术指标有发电量、供电煤耗和厂用电率^[1]。其中, 锅炉引风机作为高耗能辅机采用蒸汽驱动方式虽然使该部分蒸汽的做功能力降低, 但该方法可以有效地降低厂用电率。目前, 国内建成及在建机组计划采用小汽轮机驱动引风机的电厂不少于 10 家, 以某 2 × 600 MW 亚临界机组为例, 若厂用电每降低 1%, 供电煤耗降低约 3.29 g/(kW · h), 按年运行小时 6000 h 计, 全年可节约标准煤 2.3 万 t, 若标煤价格按 1000 元计, 年节约燃料费 2000 万元以上。与此同时也降低了污染物的排放。

在火力发电厂指标计算过程中, 能量系统作用原则是一项从全局角度分析局部参数变化的基本分析原则, 该原则的定量分析更贴近实际运行工况, 提高了计算数据的准确性, 也从侧面阐述了忽略局部参数变化将过高或过低评估火电厂技改节能量的弊端。本研究应用能量系统作用原则, 采用考虑管道热效率的等效热降算法, 对某亚临界 600 MW 机组

引风机采用蒸汽驱动方案进行定性与定量分析, 并对电厂节能评估工作提出建议。

1 考虑管道热效率的等效热降算法

考虑管道热效率的等效热降法是建立在热力发电厂及等效热降法原理之上, 综合考虑管道效率的变化影响, 经严密理论推导得出的较完善的热经济性指标评价模型。

1.1 管道热效率

$$\eta_p = \left(1 - \frac{\Delta Q_p}{Q_b}\right) \times 100\% \quad (1)$$

式中: η_p — 管道热效率, %; Q_b — 锅炉输出热负荷 kJ/kg; ΔQ_p — 机组管道热损失, kJ/kg, 而 ΔQ_p 则为:

$$\Delta Q_p = Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4 + Q_5 + Q_6 \quad (2)$$

式中: Q_1 — 主蒸汽管道热损失, kJ/kg; Q_2 — 工质泄漏热损失, kJ/kg; Q_3 — 再热蒸汽管道热损失, kJ/kg; Q_4 — 给水管道热损失, kJ/kg; Q_5 — 厂用蒸汽热损失, kJ/kg; Q_6 — 排污热损失, kJ/kg; 管道反平衡计算各热损失具体算法详见文献 [2]。

1.2 汽轮机绝对内效率

$$\eta_i = \frac{H_0}{Q_0} = \frac{H_0}{Q_b - \Delta Q_p} \times 100\% \quad (3)$$

式中: η_i — 汽轮机绝对内效率, %; H_0 — 新蒸汽的等效热降值, kJ/kg; Q_0 — 汽轮机的循环吸热量, kJ/kg; H_0 — 计算方法详见文献 [3 ~ 4]。

1.3 全厂热效率

$$\eta_{cp} = \eta_b \times \eta_p \times \eta_e \times \eta_m \times \eta_g \quad (4)$$

式中: η_{cp} — 全厂热效率, %; η_b — 锅炉热效率, %; η_p — 管道热效率, %; η_e — 发电机组效率, %; η_m — 机械效率, %; η_g — 发电机效率, %。

考虑管道热效率的等效热降法, 计算得

收稿日期: 2012 - 11 - 28; 修订日期: 2012 - 12 - 03

基金项目: 上海市科学技术科技攻关项目 (10DZ0500800)

作者简介: 杨燕玲 (1987 -), 女, 河北衡水人, 上海电力学院硕士研究生。

$\delta\eta_{ep}$ [5]:

$$\Delta\eta_{ep} = \frac{\Delta H_0 - (\Delta Q_0 + \Delta Q_p) \eta_p \eta_i}{H_0 + (\Delta Q_0 + \Delta Q_p) \eta_p \eta_i} \quad (5)$$

当发电厂热力系统工况发生变化时, η_p 的改变导致进入汽轮机系统热量 Q_0 发生改变, 进而导致 η_i 的变化, 因此全厂热效率的变化要综合考虑两者的变化。

通过实例计算分析表明: 考虑发电厂管道热效率的等效热降法, 计算全厂热经济的结果与传统的热量法计算结果是一致的; 并且无论是定量计算, 或者是定性分析的结论, 均与热力发电厂原理是相同的 [5]。

2 引风机采用蒸汽驱动的热经济性分析

2.1 采用蒸汽驱动引风机的原因

一般火电机组引风机用电量约占厂用电的 12% ~ 15% (如 600 MW 机组引风机全年耗电约 2090.2 万 kW · h), 是火电厂中仅次于给水泵的高

耗能辅机, 而厂用电率的大小直接影响着供电煤耗的高低。随着电力行业节能减排压力的加大, 各电厂都配备了脱硫系统, 由于脱硫系统的加装使得锅炉引风机功耗提高, 从而引起厂用电率加大、供电煤耗上升与启动电流冲击厂用电系统等经济与安全问题。

采用蒸汽驱动引风机可以实现变工况调节, 使风机在不同负荷下保持高效率, 同时蒸汽热能直接转换为机械能供风机使用, 减少了能量转化利用的环节, 提高了能量利用率, 有效降低厂用电率, 故大容量机组宜采用汽动引风机 [6~7]。

2.2 汽动引风机改造方案分析

以某燃煤电厂 1 号机组为例, 该机组锅炉为 SG-2008/17.5-M901 型锅炉, 配 600 MW 四缸四排汽、单轴、凝汽式、中间再热汽轮机。采用改造后的原则性热力系统如图 2 所示, 改造前的热力系统采用考虑管道热效率的等效热降法对其进行热经济分析, 相关参数如表 1 所示。

表 1 N600-16.7/538/538 型机组等效焓降及相关参数

Tab. 1 Equivalent enthalpy drop and relevant parameters of a N600-16.7/538/538 type unit

项目	抽汽编号							
	1	2	3	4	5	6	7	8
抽汽等效焓降 $H_j / \text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$	157.30	308.81	394.14	546.01	716.14	872.08	1048.75	1062.98
抽汽效率 $\eta_j / \%$	0.067537	0.12953	0.16639	0.22192	0.27924	0.33772	0.48811	0.51596
抽汽份额 α_j	0.033071	0.033516	0.021757	0.034543	0.057264	0.033055	0.083248	0.073488
给水焓升 $\tau_j / \text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$	104.9	115.3	72.1	113.4	153.8	132.2	193.6	151.4
抽汽放热 $q_j / \text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$	2329.1	2384.1	2368.8	2460.4	2410.8	2582.5	2148.6	2060.2
疏水放热 $r_j / \text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$	103.5	115.6	72.3		37.8	137.4	200.5	

注: 新蒸汽的等效热降为 1286.12 kJ/kg; 循环吸热量为 2710.3 kJ/kg。

因引风机小汽轮机排汽接至除氧器, 受排汽压力与蒸汽参数的影响, 应选用背压式汽轮机。采用背压式汽轮机系统配置简单, 维护工作量少, 同时由于驱动汽源蒸汽品质较高, 所需蒸汽量均不超过 25 t/h, 未对主机通流部分产生较大影响, 故引风机小机选用背压式是可行的。锅炉引风机在不同机组负荷情况下效率不同, 因该方案比较均在额定负荷前提进行下, 故可忽略其效率的变化。

作为混合式加热器的除氧器, 由于小汽轮机排汽的进入导致其四段抽汽量减少, 由除氧器热平衡式 $D_{fw}\Delta h_{fw} = \eta_h (D_4\Delta h_4 + \sum D_j\Delta h_j)$, 即给水吸热量为抽汽放热量与其它辅助热源放热量之和。各方案

计算结果表明 $D_{fw}\Delta h_{fw} / \eta_h \gg \sum D_j\Delta h_j$, 仍需要大量的回热抽汽, 除氧器未发生“自生沸腾”现象。同时, 由于最佳方案的汽源来自再热蒸汽热段, 和锅炉引风机均属锅炉热力系统, 排汽直接接至除氧器, 所需管路较少, 安装相对方便。各改造方案具体参数如表 2 所示。

2.3 蒸汽驱动引风机方案分析

火电厂任何节能改造项目进行经济性分析时, 都应该从能量系统作用的角度进行考察, 综合考虑锅炉热力系统、管道热力系统及汽轮机发电机组热力系统相关参数的变化, 避免过高或过低的估计项目改造收益。蒸汽驱动引风机将增加小汽轮机及相

应的汽源抽汽系统、配套控制系统与土建工程等投资 经计算 投资回收期约 3 ~ 4 年。引风机汽源选择方式的不同 对电厂原则性热力系统的组成、对外

供电能力、全厂运行的热经济性和安全可靠性能均有较大的影响^[5]。

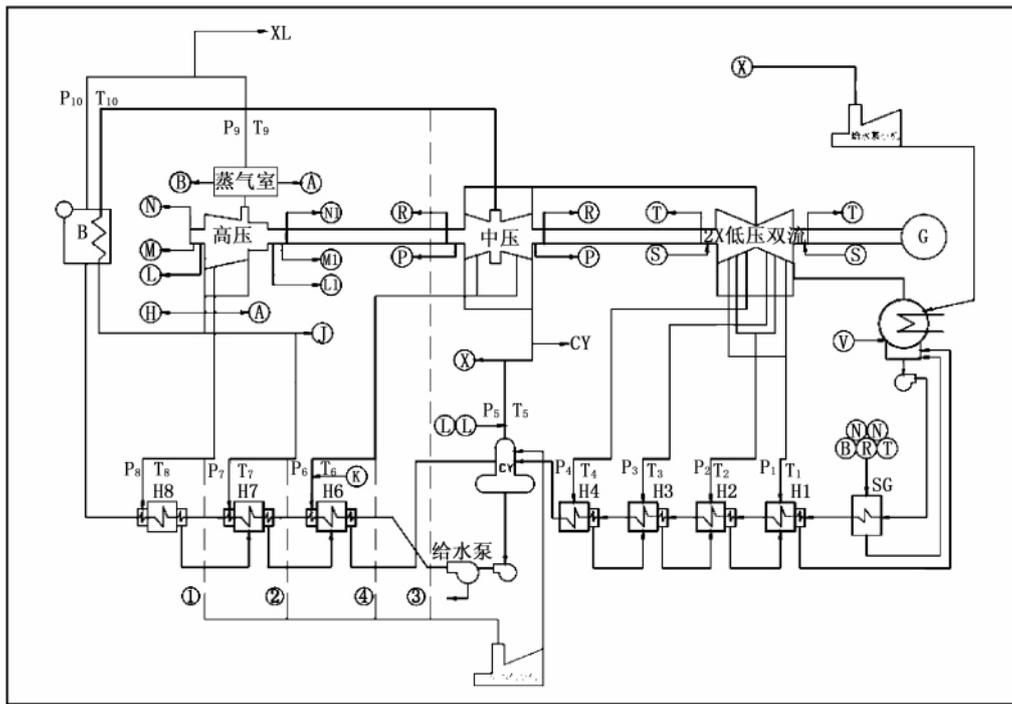


图 1 某 600 MW 凝汽式机组增设引风机抽汽原则性热力系统图

Fig. 1 Diagram of a principle thermal system for a 600 MW condensing type unit additionally installed with an induced draft fan for steam extraction

表 2 各改造方案相关参数

Tab. 2 List of the parameters related to various modification versions

	方案			
	1	2	3	4
驱动汽源	一段抽汽	二段抽汽	再热蒸汽热段	三段抽汽
小机抽汽流量/kg·h ⁻¹	18688.4	21979.8	12145.3	14994.8
四段抽汽量/kg·h ⁻¹	64877.5	62604.2	69396.8	67428.7
压力/MPa	5.72	3.49	3.23	1.53
焓值/kJ·kg ⁻¹	3135.6	3023.5	3538.9	3320.2
小汽轮机型式	背压式			
小汽轮机排汽压力/MPa	0.085			
小汽轮机排汽焓值/kJ·kg ⁻¹	2387			
排汽接入位置	除氧器			

注: 小汽轮机排汽焓值根据小汽轮机排汽压力与干度确定 排汽干度取 0.88。

根据热力发电厂原理, 由图 2 得出汽轮机热耗:

$$Q_0 = Q_{in(t)} - Q_{out(t)} = (D_0 h_0 + D_{rh} h'_{rh} + D_{ma} h_{ma})_{in} - (D_{fw} h_{fw} + D_{rh} h_{rh} + D_{pl} h_{pl})_{out} \quad (6)$$

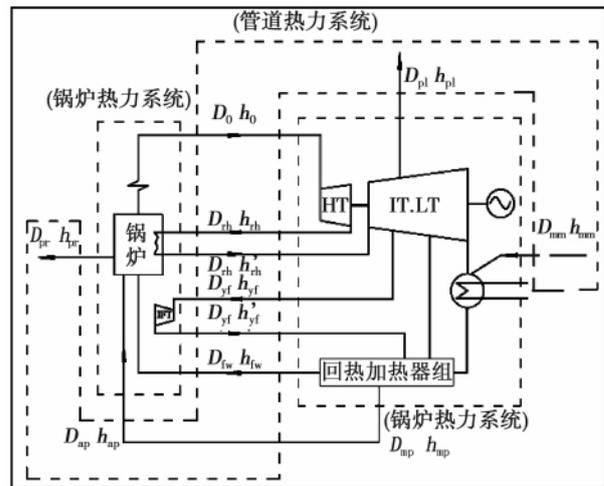


图 2 全厂热力系统划分及其热量进出图

Fig. 2 Whole plant thermal system division and their heat quantity input and output chart

锅炉有效热量:

$$Q_1 = Q_{out(b)} - Q_{in(b)} = (D_0 h_0 + D_{pw} h_{pw} + D_{rh} h'_{rh})_{out} - (D_{fw} h_{fw} + D_{rh} h_{rh})_{in} \quad (7)$$

式中: $Q_{in(t)}$ 、 $Q_{out(t)}$ — 汽轮机系统供入与供出热量, kJ/kg; $Q_{in(b)}$ 、 $Q_{out(b)}$ — 锅炉系统供入与供出热量, kJ/kg; D_0 、 D_{rh} 、 D_{ma} 、 D_{fw} 、 D_{pl} 、 D_{pw} — 主蒸汽流量、再热蒸汽流量、补水量、给水流量、厂用汽量和排污量 kg/h; h_0 、 h'_{rh} 、 h_{rh} 、 h_{ma} 、 h_{fw} 、 h_{pl} 、 h_{pw} — 主蒸汽焓值、再热蒸汽热段焓值、再热蒸汽冷段焓值、补水焓值、给水焓值、厂用汽焓值和锅炉排污焓值, kJ/kg。

当引风机改为蒸汽驱动时,存在蒸汽进出系统,因此,此时汽轮机热耗为:

$$Q'_o = Q'_{in(t)} - Q'_{out(t)} = (D_0 h_0 + D_{rh} h'_{rh} + D_{ma} h_{ma} + D_{yf} h'_{yf})_{in} - (D_{fw} h_{fw} + D_{rh} h_{rh} + D_{pl} h_{pl} + D_{yf} h_{yf})_{out} \quad (8)$$

锅炉有效热量:

$$Q'_1 = Q'_{out(b)} - Q'_{in(b)} = (D_0 h_0 + D_{pw} h_{pw} + D_{rh} h'_{rh} + D_{yf} h'_{yf})_{out} - (D_{fw} h_{fw} + D_{rh} h_{rh} + D_{yf} h_{yf})_{in} \quad (9)$$

式中: $Q'_{in(t)}$ 、 $Q'_{out(t)}$ — 系统改造后汽轮机系统供入与供出热量, kJ/kg; $Q'_{in(b)}$ 、 $Q'_{out(b)}$ — 系统改造后锅炉系统供入与供出热量, kJ/kg; D_{yf} 、 h_{yf} 、 h'_{yf} — 引风机小汽轮机抽汽量 kg/h、引风机小汽轮机抽汽焓值和引风机小汽轮机排汽焓值, kJ/kg; 其它符号含义同前。

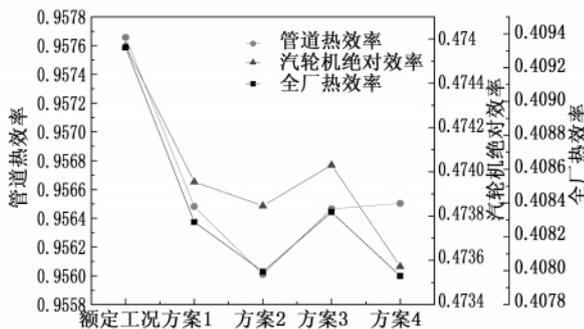


图3 不同方案下的热经济参数趋势图

Fig. 3 Chart showing the variation tendency of the thermoeconomic parameters in various modification versions

由于管道效率 $\eta_p = Q_0/Q_1$, 引风机改为蒸汽驱动时引起了管道效率的变化,将其看作为定值是不合理的,忽略管道效率的变化对供电煤耗的影响如图4所示。管道热效率内涵详见参考文献[2],考虑了管道的各项热损失,各改造方案都会导致管道热效率的下降,管道热损失增加量为:

$$\Delta Q_p = \alpha_{yf}(h_{yf} - h_{yf(out)}) \quad (10)$$

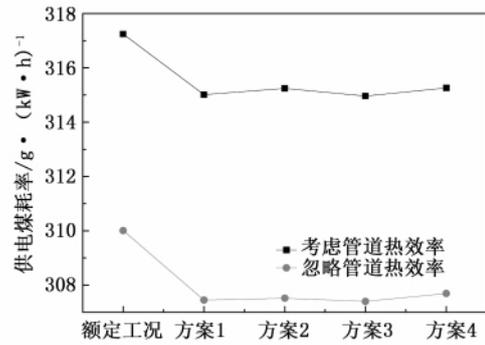


图4 考虑管道效率与忽略管道效率经济性对比图

Fig. 4 Chart showing a comparison of the cost-effectiveness of cases of which the pipeline efficiency is taken into account and not

汽轮机绝对内效率 $\eta_i = W_i/Q_0$, 在系统不考虑再热、厂用蒸汽、补水且加热器均为混合式加热器情况下,当 $\eta_i = \eta'_i$ 时,改造前绝对内效率与改造后绝对内效率相同时,则:

$$h_{yf(out)} = h_{yf} + \frac{(h_0 - h_{fw})(D_0 - D'_0)y_{yf}}{(D'_0 - D_0) + (D_0 \sum_{r=1}^z \alpha_r - D'_0 \sum_{r=1}^z \alpha'_r)y_r} \quad (11)$$

式中: α_r 、 α'_r 、 y_{yf} 、 y_r — 改造前的各级抽汽系数、改造后的各级抽汽系数、引风机抽汽做功不足系数和各级抽汽的做功不足系数。即当小汽轮排汽焓值 $h'_{yf} < h_{yf(out)}$ 时,汽轮机绝对内效率升高,当小汽机排汽焓值 $h'_{yf} > h_{yf(out)}$ 时,汽轮机绝对内效率下降。当小汽轮机排汽焓值处于临界值时,汽轮机末级排汽干度过低(约为0.52),汽轮机汽蚀现象明显。故在工程应用范围内,蒸汽驱动引风机会使汽轮机主机绝对内效率降低。

3 定性定量分析蒸汽驱动引风机对热经济性影响

根据能量系统作用原则对整个热力系统进行分析计算,其结果如表3所示。采用定功率分析方法,即不同方案中的汽轮机内功为定值,增加引风机小机抽汽后蒸汽做功不足增大,汽轮机绝对内效率下降。同时,不同改造方案的汽轮机循环吸热量不同,从小到大依次为方案3、方案1、方案2、方案4,汽轮

机绝对内效率变化趋势如图 3 所示。增加引风机抽汽导致管道散热量增加,从而使得改造后的管道效率降低,由实际计算结果可知,引风机小汽轮机汽源取自再热蒸汽热段时,汽轮机绝对内效率与管道效率的降低对全厂效率的影响最小,由于蒸汽驱动引风机降低了厂用电率,从而使得供电煤耗下降值达到最大,节能效果最佳;综合对比各方案得出方案 3 即汽源选为再热蒸汽热段时为最佳方案。

锅炉在不同负荷工作时需要改变引风机工作

点,方案 3 在不同机组负荷下的热经济性变化如图 5 所示。由于随着负荷的升高汽轮机的抽汽做功比例不断增加,故机组负荷越高汽轮机的绝对内效率越高;同时,管道效率随着负荷的升高而升高,变化幅度约为 1%,将其示为定值是不科学的;可以发现忽略管道热效率变化(即示其为定值 0.98)所得全厂热效率明显高于考虑管道热效率的全厂热效率值。

表 3 不同改造方案下的热经济性计算结果

Tab. 3 Thermo-economic calculation results in various modification versions

项目	方案				
	额定工况	1	2	3	4
驱动汽源	—	一段抽汽	二段抽汽	再热蒸汽热段	三段抽汽
小机抽汽流量/ $\text{kg} \cdot \text{h}^{-1}$	—	18688.4	21979.8	12145.3	14994.8
抽汽焓值/ $\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$	—	3135.6	3023.5	3538.9	3320.2
主蒸汽流量/ $\text{kg} \cdot \text{h}^{-1}$	1856230	1867514	1869501	1863564	1865284
汽轮机绝对内效率	0.474567	0.473954	0.473846	0.474030	0.473572
汽轮机循环吸热量/ $\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$	2518.3	2506.3	2504.6	2511.3	2511.4
锅炉热负荷/ $\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$	2629.7	2620.4	2619.5	2625.6	2625.6
管道效率	0.957656	0.956482	0.956010	0.956465	0.956503
全厂效率	0.409319	0.408288	0.407994	0.408347	0.407969
汽轮机热耗率/ $\text{kJ} \cdot (\text{kW} \cdot \text{h})^{-1}$	7790.99	7801.06	7802.84	7799.80	7807.34
发电煤耗率/ $\text{g} \cdot (\text{kW} \cdot \text{h})^{-1}$	295.35	296.11	296.32	296.06	296.34
供电煤耗率/ $\text{g} \cdot (\text{kW} \cdot \text{h})^{-1}$	317.24	315.01	315.24	314.96	315.26
供电煤耗率($\eta_p = 0.98$)/ $\text{g} \cdot (\text{kW} \cdot \text{h})^{-1}$	310.01	307.45	307.52	307.40	307.69

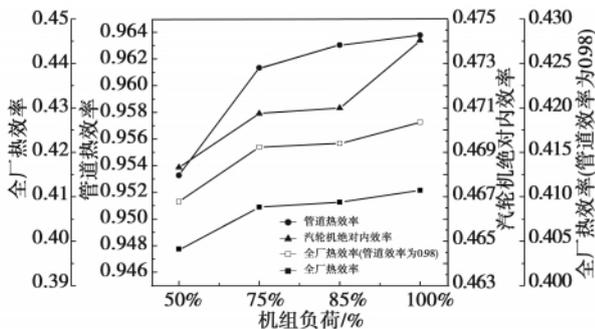


图 5 机组采用方案 3 后在不同负荷下的热经济性变化趋势

Fig. 5 Variation tendency of the thermo-economic cost-effectiveness under various loads after the version No. 3 has been adopted for the unit

4 结论

(1) 发电厂热力系统是一个全局的概念,方案若只考虑汽动引风机导致汽轮机绝对内效率的降低而忽略其对管道效率的影响,则会错误地判别方案改造对全厂经济性带来的影响。

(2) 采用蒸汽驱动引风机改造可以有效降低厂用电率,减少供电煤耗。方案 3 即小汽轮机汽源取自再热蒸汽热段时为最佳改造方案,与额定工况相比较,供电标准煤耗率下降了 $2.28 \text{ g}/(\text{kW} \cdot \text{h})$,全年节约标准煤 1.92 万 t,约折合人民币 1.72 千万(按该厂实际情况 $2 \times 600 \text{ MW}$,年运行小时数 7 000 h 标煤价格 900 元/t 计算)。

(3) 蒸汽驱动引风机导致管道热损失增加,即管道热效率不为定值。图 5 表明,忽略管道效率计算所得的全厂热效率值偏高且由图 4 可知,考虑管道热效率时的全厂供电煤耗比管道热效率为定值时的供电煤耗高出约 0.32 g/(kW·h),从而导致发电厂过高评估经济收益约 242 万元。

参考文献:

[1] 邢希东. 600 MW 火电机组降低厂用电率措施[J]. 中国电力, 2007 40(9): 60-64.
XING Xi-dong. Measures for lowering the plant service power consumption rate of a 600 MW thermal power generator unit [J]. China Electric Power 2007 40(9): 60-64.

[2] 石奇光, 薛玉兰, 马庆. 关于发电厂管道热效率的反平衡算法及其分析[J]. 华东工业大学学报, 1997 19(3): 99-105.
SHI Qi-guang, XUE Yu-lan, MA Qing. Reverse balance calculation method and analysis of the thermal efficiency of pipelines in a power plant [J]. Journal of East China University of Technology, 1997 19(3): 99-105.

[3] 林万超. 火电厂热力系统节能理论[M]. 西安: 西安交通大学出版社, 1994.
LIN Wan-chao. Energy saving theory of the thermal systems of a

power plant [M]. Xi'an: Xi'an Jiaotong University Press, 1994.

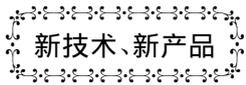
[4] 郑体宽. 热力发电厂[M]. 北京: 水利电力出版社, 1995.
ZHENG Ti-kuan. Thermal Power Plants [M]. Beijing: Water Conservation and Electric Power Press, 1995 8.

[5] 石奇光, 高乃平, 仝宁, 等. 考虑发电厂管道热效率的等效热降法[J]. 动力工程, 2004 24(1): 138-142.
SHI Qi-guang, GAO Nai-ping, TONG Ning, et al. Equivalent heat drop method with the thermal efficiency of pipelines of a power plant being taken into consideration [J]. Power Engineering, 2004 24(1): 138-142.

[6] 范永春, 吴阿峰. 1 000 MW 燃煤机组锅炉汽动引风机驱动汽源选择[J]. 中国电力, 2011 44(12): 37-41.
FAN Yong-chun, WU A-feng. Selection of the steam supply for the turbine-driven induced draft fan of a 1000 MW coal-fired boiler [J]. China Electric Power, 2011 44(12): 37-41.

[7] 马晓珑, 陈书平, 李学忠. 汽动引风机在超超临界 1 000 MW 机组中的应用[J]. 热力发电, 2011 40(6): 75-78.
MA Ling-long, CHEN Shu-ping, LI Xue-zhong. Application of turbine-driven induced draft fans in ultrasupercritical 1000 MW units [J]. Thermal Power Generation, 2011 40(6): 75-78.

(陈滨 编辑)



寄望更低成本和更高效率的 IGCC 电力

据《Gas Turbine World》2012 年 11-12 月刊报道, MHI(三菱重工)认为, 高效率燃气轮机和吹气气化的 IGCC(整体煤气化联合循环)装置的电力成本几乎可以比常规燃煤汽轮机-锅炉装置低 20%, 并且再次证明其更高投资是经济的。

1 500 °C G 型和 1 600 °C J 型燃气轮机越来越高效的 IGCC 装置, MHI 已经致力于其前端的工程研究。典型设计的输出功率和效率(低热值):

◆ 示范装置

50 Hz、1 200 °C D 级燃气轮机驱动的 Nakoso 吹气 IGCC 装置的额定输出功率为 250 MW, 效率为 42%。

◆ G 型

60 Hz 单轴 501G 燃气轮机 IGCC 装置的额定净输出功率约为 450 MW, 效率为 48%。

◆ J 型

60 Hz 单轴 M501J 燃气轮机 IGCC 装置的输出功率为 580 MW, 效率为 50%。

50 Hz M701J 燃气轮机 IGCC 装置的输出功率为 780 MW, 效率为 50%。

(吉桂明 摘译)

axial speed is relatively small. The gas combustion speed of the burner with a structure integrating a cross flow and a swirling one will be quicker than that with a structure adopting a single swirling flow and the high temperature zone in the combustion chamber will have a larger volume and an even more uniform flow. The test results are in relatively good agreement with the calculation ones. The method under discussion can be used for calculating the combustion of various non-premixed type burners. **Key words:** non-premixed ,swirling burner ,numerical simulation , hot-state test

扇形腔多油垫静压推力轴承润滑性能速度特性 = **Lubrication Performance and Velocity Characteristics of a Multi-oil-pad Hydrostatic Thrust Bearing with a Sector-shaped Cavity** [刊 汉] YU Xiao-dong , QIU Zhi-xin , LI Huan-huan , TAN Li (College of Mechanical and Power Engineering , Harbin University of Science and Technology , Harbin , China , Post Code: 150080) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. - 2013 28(3) . - 296 ~ 300

The lubrication performance of a multi-oil-pad hydrostatic thrust bearing with a sector cavity is conspicuously influenced by the velocity and if it is designed improperly ,the lubricating oil film may be fractured and dry friction may result and if worsened ,the hydrostatic bearing may fail due to friction. In the light of such a problem ,the fluid dynamics and lubrication theory were applied to numerically analyze the velocity characteristics of such parameters as the pressure ,flow rate and oil film thickness in the oil cavity etc. As a result ,the law of the velocity influencing the lubrication parameters of the multi-oil-pad hydrostatic thrust bearing with a sector-shaped cavity was obtained ,thus making it possible to avoid the occurrence of such a failure. The research results show that with an increase of the rotating speed of the rotary work bench ,the lubricating oil flow rate caused by the action of both inertia force and centrifugal force will also increase ,therefore the oil flow rate going out from the oil cavity will increase and the pressure in the cavity will drop ,resulting in a thinner oil film thickness and fracture of the oil film and causing dry friction with a failure of the hydrostatic bearing due to friction. The foregoing can offer basic data for design ,lubrication and tests of a hydrostatic thrust bearing and realize a prediction of its lubrication performance and velocity characteristics ,thus attaining the aim of reducing the economic losses. **Key words:** velocity characteristics ,sector-shaped cavity multi-oil-pad hydrostatic thrust bearing ,lubrication performance

电站锅炉汽动引风机排汽接除氧器的热经济性分析 = **Analysis of the Thermal Cost-effectiveness of the Exhaust Steam of the Steam-driven Induced Draft Fan of a Utility Boiler When Introduced into Deaerators** [刊 汉] YANG Yan-ling , SHI Qi-guang , JIN Rong , ZHAI Shu-wei (College of Energy Source and Environment Engineering , Shanghai College of Electric Power , Shanghai , China , Post Code: 200090) // Journal of Engineering for

Thermal Energy & Power. -2013 28(3) . -301 ~ 306

By using the equivalent heat drop method with the thermal efficiency of pipelines being taken into account, the authors have described the influence of steam-driven induced draft fans on the whole plant thermal efficiency from the viewpoint of the functions of the energy system. Induced draft fans are high power consumed auxiliary equipment items in power plants. To use steam to drive induced draft fans can effectively lower the plant service power rate and reduce the power supply coal consumption rate. In the range of engineering applications, the introduction of the exhaust steam discharged from small-sized steam turbines into deaerators can lead to a drop of the absolute internal efficiency of the steam turbines and at the same time, the additional steam goes in and out of the system, finally resulting in a drop of the efficiency of the pipelines. An analysis of the calculation results of the thermal cost-effectiveness of different steam source versions shows that the modification version No. 3 (the steam in the reheat steam section was chosen as the steam source) can make the power supply coal consumption rate to reach the minimum, thus being regarded as the optimum modification version. **Key words:** equivalent heat drop method, induced draft fan, steam-driven, energy system action principle, pipeline efficiency

余热回收对增压锅炉装置排烟阻力及性能的影响分析 = **Analysis of the Influence of the Waste Heat Recovery on the Exhaust Gas Resistance and Performance of a Supercharged Boiler** [刊, 汉] GAO Zhan-yang, WANG Jian-zhi, GAO Shi-jie, ZHOU Ya-zhou (CSIC No. 703 Research Institute, Harbin, China, Post Code: 150078) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. -2013 28(3) . -307 ~ 309

Calculated and analyzed were the exhaust gas resistance characteristics of a supercharged boiler under the condition of the waste heat being recovered. It has been found that for the original supercharged boiler with a relatively long exhaust gas duct, by adopting a waste heat recovery system, not only the waste heat can be recovered and the waste heat utilization rate can be enhanced but also the total resistance of the exhaust gas system can be reduced, therefore, the performance of the boiler can be further improved. **Key words:** supercharged boiler, waste heat recovery, flue gas resistance

平朔煤和生物质混合焦的燃烧特性研究 = **Study of the Combustion Characteristics of the Blended Coke Produced by Using Pingshuo-originated Coal and Biomass** [刊, 汉] WANG Jian, ZHANG Shou-yu (Thermal Energy Engineering Research Institute, College of Energy Source and Power Engineering, Shanghai University of Science and Technology, Shanghai, China, Post Code: 200093), FANG Yi-tian (Shanxi Coal and Chemistry Research Institute, Chinese Academy of Sciences, Taiyuan, China, Post Code: 030001), LU Jun-fu (Department of Thermal Energy Engineering, Tsinghua University, Beijing, China, Post Code: 100084) // Journal of Engineering for Thermal