

600 MW 燃煤电站太阳能利用集成系统性能研究

赵洪滨, 白云

(中国石油大学(北京)机械与储运工程学院, 北京 102249)

摘要: 针对 NZK600-16.7/538/538 大型燃煤机组, 建立了太阳能辅助型热力系统性能研究模型, 基于热力学第一、第二定律, 分析了不同替代抽汽方案机组性能随负荷变化的规律。结果表明: 太阳能热功转化效率随着抽汽级别与负荷增加而增大; 其中替代 2 段抽汽效果最好, 100% THA(热耗率验收工况) 工况下可使机组输出功率增加 6.13%、煤耗节省 13.14 g/(kW·h)。此时系统热效率及火用效率分别为 39.35% 和 39.67%。经济分析显示, 当机组运行在功率增大模式下, 最佳替代 2 段方案投资回收期仅需 1.2 年左右。研究结果将为太阳能与燃煤机组互补发电系统设计提供理论依据和科学支撑, 同时也为机组节能优化提供新思路。

关键词: 太阳能热利用; 太阳能辅助给水加热; 不同抽汽替代方案; 焓分析; 回收期

中图分类号: TK172

文献标识码: A

引言

太阳能热利用与燃煤机组集成方案和系统性能规律的研究是太阳能辅助燃煤发电系统实施的重要基础。文献 [1] 最早提出将太阳能热作为辅助热源替代汽轮机抽汽用于常规电厂给水加热的思路, 并以三级回热循环为例进行热力性能讨论。文献 [2~5] 对太阳能作为辅助热源加热给水的集成系统开展焓分析, 指出各环节的能量损失。文献 [6~8] 对比多种太阳能集热系统与燃煤发电系统耦合方式, 并针对典型不同参数等级和容量的机组进行对比分析, 结果显示无论哪种类型机组, 高油温取代高参数回热蒸汽总可以带来较高的热电效率、较低的发电煤耗率及汽耗率。目前为止, 并没有相关文献清晰阐述系统改造后每股能量流的去向、功用及对系统后续流程的影响, 并对系统进行基于热力学第一、第二定律的全面评估。本研究以北方某大型燃煤机组 NZK600-16.7/538/538 为例, 辅以 LS-2

型槽式抛物面型太阳能集热器聚集 300℃ 以下中低温蒸汽替代回热抽汽, 从而建立以抽汽量变化为主, 对系统经济性能进行简便而正确估算的清晰模型, 为相关热力系统节能技术改造提供了理论指导。

1 系统介绍

以北方某大型燃煤机组 NZK600-16.7/538/538 为例, 辅以 LS-2 型槽式抛物面集热器, 依据电站热力发电系统的实际布置, 建立系统物流、热流、功流的物理模型, 经过必要的可视化加工, 建立了符合电站工业实际的太阳能辅助燃煤机组发电系统流程, 从而对整个系统热力循环方式进行综合分析。

如图 1 所示, 当太阳能集热器产生的热量达到完全取代汽轮机抽汽在加热器中释放热量时, 关闭加热器抽蒸汽阀门, 同时打开太阳能集热器蒸汽出口阀门, 调节太阳能集热器蒸汽参数, 使之与汽轮机侧抽蒸汽口的原蒸汽参数基本相同。当天空多云或辐射不足时, 通过减小太阳能集热器蒸汽出口阀门的开度调节流量, 使太阳能集热器的蒸汽温度、压力达到设定要求; 同时, 调节连接汽轮机侧抽蒸汽口的加热器抽蒸汽阀门, 使输入加热器的总蒸汽流量和原工况相同, 蒸汽疏水混合后沿原管道流出, 从而实现太阳能辅助燃煤机组运行。当阴雨天、夜晚或太阳能集热器故障等原因导致太阳能集热器无法正常工作, 关闭集热器蒸汽出口阀门, 打开抽蒸汽阀门, 系统恢复到纯火力发电工况 [9]。

2 性能模型

2.1 抽汽量变化

太阳能辅助给水加热的思路在于将太阳能产生

收稿日期: 2013-03-08; 修订日期: 2013-04-15

基金项目: 国家自然科学基金资助项目 (51274224)

作者简介: 赵洪滨 (1964-), 男, 山东寿光人, 中国石油大学(北京)副教授。

的热量加入原有系统,排挤一定数量的抽汽返回汽轮机继续做功从而获得额外功量。被排挤的抽汽一部分最终到达汽轮机的出口,另一部分途经各级抽汽口被抽出用来加热给水。为了进行简便而正确的估算,将由于加入太阳能而引起的任何经济性能的改变,均可归结为汽轮机的功率变化和其后各级抽汽量的变化。因此,就抽汽量的局部变化计算而言可以定量分析进行。如图1所示,系统获得了由太阳能集热场提供的一个纯热量 q ,假设2号加热器获得该热量 q 恰使抽汽减少1 kg,与此同时2号加热器排出的疏水量也会相应减少1 kg,此时疏水在3号加热器中的放热量将减少 γ_3 ;为了弥补这个加热不足,3号加热器的抽汽份额将增加:

$$a_{32} = \gamma_3 / q_3 \quad (1)$$

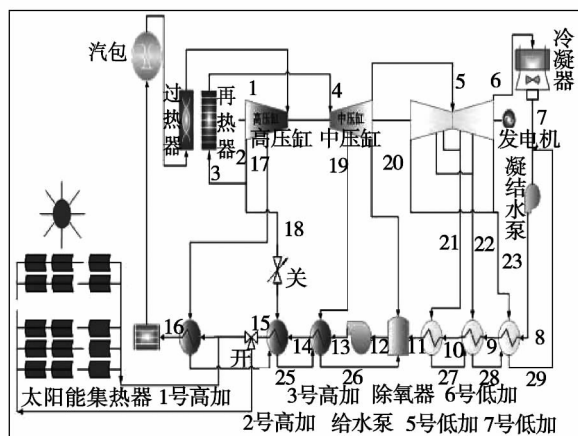


图1 太阳能辅助给水加热用于600 MW亚临界火电机组的结构示意图

Fig. 1 Schematic drawing of the structure of a solar energy auxiliary feed-water heater destined for a 600 MW subcritical coal-fired power plant

剩余排挤抽汽 $(1 - a_{32})$ kg 进行后续做功。新系统中通向除氧器的疏水相较于原系统减少了 $(1 - a_{32})$ kg,因而疏水在除氧器中的放热量将减少 $\gamma_4 \cdot (1 - a_{32})$ 。为了弥补加热不足,除氧器的抽汽份额将增加:

$$a_{42} = \gamma_4 / q_4 \cdot (1 - a_{32}) \quad (2)$$

此时剩余排挤抽汽 $(1 - a_{32} - a_{42})$ kg 经过不同途径最终变为凝结水汇集于凝汽器,使主凝结水增加 $(1 - a_{32} - a_{42})$ kg,故5号加热器的抽汽份额将增加:

$$a_{52} = ((1 - a_{32} - a_{42}) \cdot \tau_5) / q_5 \quad (3)$$

以此类推,故6号、7号抽汽份额分别需要增加:

$$a_{62} = ((1 - a_{32} - a_{42}) \tau_6 - a_{52} \cdot \gamma_6) / q_6 \quad (4)$$

$$a_{72} = ((1 - a_{32} - a_{42}) \tau_7 - a_{62} \cdot \gamma_7) / q_7 \quad (5)$$

式中: a_{ij} —由于 j 级加热器获得额外热量而导致 i 级加热器抽汽份额增加量; q_j, τ_j, γ_j —1 kg 蒸汽在 j 级加热器中的抽汽焓降,给水焓升,疏水焓降。

2.2 抽汽做功增量

$$\Delta P_j = x_j \times q_j \times \eta_j \quad (6)$$

其中, x_j — j 段因系统加热太阳能被取代的抽汽量,kg/s; η_j — j 段抽汽效率。当利用太阳能热量替代高能品质位的1、2段抽汽时,由于排挤抽汽回到高压缸造成排汽量的增加,此时再热器出口若加热到额定温度则需增加锅炉热负荷,而热负荷变动需增加煤耗量。故此时求出的 ΔP_j (kW) 是由两部分贡献的:太阳能输入热量导致的功量增加 $\Delta P_{j,s}$ 及锅炉热负荷变动导致的功量增加 $\Delta P_{j,b}$ 。故单独由太阳能输入热量而导致功量增加:

$$\Delta P_{j,s} = \Delta P_j - \Delta P_{j,b} \quad (7)$$

2.3 太阳能热(焓)电转化效率

$$\eta_{th(ex)-e} = \Delta P_{j,s} / Q_{in} (Ex_{in}) \quad (8)$$

$$Ex_{in} = [1 - 4T_a/3T_s(1 - 0.28\ln f)] \times Q_{in} \quad (9)$$

式中: Q_{in} —输入太阳能集热场的热量; Ex_{in} —输入太阳能集热场的焓量,kW; f —稀释因子,用于衡量两种介质的辐射混合比率,即太阳与环境的辐射混合比率; $f = 1.3 \times 10^{-5}$; $T_s > T_a$,可以看作是“热”的太阳辐射与“冷”的环境辐射的混合,其中 T_s —太阳表面温度,K; T_a —环境温度,K。

该指标反映了太阳能集热器收集太阳能热量(焓量)转化为电的能力,可以真正反映出太阳能部分热经济性。

2.4 抽汽替代影响系统煤耗率

$$\Delta b_s = \Delta P / (P + \Delta P) \times b_s \quad (10)$$

式中: b_s —原机组所需标准煤耗率,g/(kW·h)。

2.5 系统效率

$$\eta = (P + \Delta P_j) / (M_c \times Q_c + Q_{in}) \quad (11)$$

$$\eta_{ex} = (P + \Delta P_j) / (M_c \times Ex_c + Ex_{in}) \quad (12)$$

式中: M_c —锅炉燃料消耗量,kg/s; Q_c, Ex_c —燃料收到基低位发热量及化学焓,kJ/kg。

2.6 子系统焓分析模型

表1为针对主要设备进行焓分析模型,其中 Ex 表示焓,kJ/kg; W_{sh} 表示输出轴功,kJ/kg。

表 1 焓分析模型

Tab. 1 Model for exergy analysis

分析对象	焓效率
高压缸	$\frac{W_{\text{轴,高压缸}}}{E_{x\text{主蒸汽}} - E_{x1\text{段抽汽}} - E_{x2\text{段抽汽}} - E_{x\text{冷再热蒸汽}}}$
中压缸	$\frac{W_{\text{轴,中压缸}}}{E_{x\text{再热蒸汽}} - E_{x\text{中压缸排汽}} - E_{x3\text{段抽汽}} - E_{x4\text{段抽汽}}}$
低压缸	$\frac{W_{\text{轴,低压缸}}}{E_{x\text{中压缸排汽}} - E_{x5\text{段抽汽}} - E_{x6\text{段抽汽}} - E_{x7\text{段抽汽}} - E_{x\text{低压缸排汽}}}$
给水加热器	$\frac{E_{x\text{出口,给水}} - E_{x\text{进口,给水}}}{E_{x\text{进,抽汽}} + E_{x\text{进,疏水}} - E_{x\text{出,疏水}}}$
锅炉	$\frac{E_{x\text{主蒸汽}} - E_{x\text{给水}} + (E_{x\text{再热蒸汽}} - E_{x\text{冷再热蒸汽}})}{E_{x\text{燃料}}}$
冷凝器	$\frac{E_{x\text{出口,冷凝器}}}{\sum E_{x\text{进口,冷凝器}}}$
太阳能集热器	$\frac{E_{x\text{出口}} - E_{x\text{进口}}}{E_{x\text{进口}}}$

3 结果与分析

3.1 基础参数

集成系统的关键问题即如何更好地将太阳能与化石燃料集成,使其动力循环性能达到最优。针对不同替代方案研究集成系统性能随负荷的变化规律。主要分析参数包括不同替代方案对汽轮机做功量、煤耗量的影响,太阳能集热器的热、焓效率,太阳能热、焓利用效率以及集成系统的热、焓效率变化规律等。另外,为了分析集成系统各部位的能量损失,对其进行客观评价,就 100% THA 工况(热验收工况)下集成系统关键部位进行了焓分析。表 2 为案例分析用的相关基础数据,表 3 为 100% THA 工况下各状态点参数。表中流量一栏,括号内数值代表利用太阳能加热给水后系统各节点的流量。

3.2 效益分析

表 4 所示为针对不同方案下系统主要评价指标分析结果。其中,汽轮机做功增量这一指标特指机组运行于功率增大模式下,煤耗减少特指机组运行于燃料节约模式下。两者分别表明在不同运行模式下,利用太阳能加热给水为系统带来的收益。为了进一步分析机组的收益情况,图 2 揭示了在不同运行模式下系统收益随负荷的变化规律。在 100% THA 工况下,替代 1-3 高温段抽汽,4-7 低温段抽汽时,机组输出功率分别增加大约 5.5%、6.3%、2.9%、0.88%、0.72%、1.2%。机组输出功率与所

替代抽汽的能级品质和流量有直接关系。替代高温抽汽段的优势明显高于低温抽汽段。随着负荷的增加,机组输出功率增量百分比逐渐增大,且替代抽汽的能级越高,机组输出功率增量随负荷变化越大。同样,原机组的标准煤耗率在 100% THA 工况下为: 307 g/(kW·h);若机组运行于燃料节省模式下,由图 2 可以看出,替代 2 号抽汽明显比替代其后各级可使标准煤耗率降低更多,额定负荷下省煤可达到 13.14 g/(kW·h)。本例中,2 号抽汽流量远高于其他级别,且品质与 1 号抽汽相差不大,故节省煤耗效果最佳。在相同负荷下,替代各级抽汽均可降低机组标准煤耗,随着机组负荷的降低,节省的标煤耗依次下降。替代高温抽汽段效果明显高于低温抽汽段。另外,低温抽汽段随负荷的升高,省煤量变化不大,而在高于 50% 设计工况下,替代高温抽汽段省煤效果随负荷升高更明显。

表 2 案例分析基础参数

Tab. 2 Basic parameters for analysis of cases

	设计值
锅炉效率/%	0.9234
燃料低位发热量/kJ·kg ⁻¹	25000
太阳表面温度/℃	5490
太阳辐射强度/W·m ⁻²	875
聚焦式槽式集热器/RMB·m ⁻²	1050
平板集热器/RMB·m ⁻²	480
平均日照时间/h	8
燃料费用/RMB·t ⁻¹	600
碳税/RMB·t ⁻¹	50
太阳能光伏发电上网电价/RMB·(kW·h) ⁻¹	1
真空集热器/RMB·m ⁻²	700
环境温度/℃	20
压力/MPa	0.093

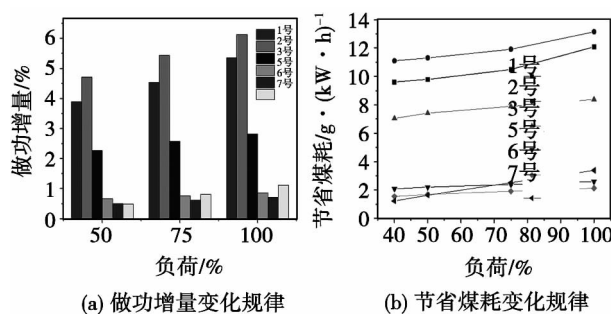


图 2 不同运行模式下系统收益随负荷变化规律
Fig. 2 Law governing the change of the revenue of the system with loads at various operation modes

表 3 100% THA 工况下各节点热力参数

Tab. 3 Thermodynamic parameters at various knods under the 100% THA operating condition

流量/ $\text{t} \cdot \text{h}^{-1}$	压力/MPa	温度/ $^{\circ}\text{C}$	比焓/ $\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$	比熵/ $\text{kJ} \cdot (\text{kg} \cdot \text{K})^{-1}$	比烟/ $\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$
1830.8	16.67	538.0	3397.3	6.4152	1519.59
1687.3	3.69	320.0	3026.4	6.5078	1121.55
1546.6(1687.3)	3.69	320.0	3026.4	6.5078	1121.55
1546.6(1687.3)	3.32	538.0	3538.0	7.2921	1403.23
1399.1(1507.3)	0.82	335.7	3131.4	7.3477	980.33
1221.1(1327.2)	0.02	54.0	2426.0	7.4813	235.76
1221.1(1327.2)	0.02	54.0	226.6	0.7546	8.29
1402.1(1524.5)	1.73	55.1	232.0	0.7681	9.73
1402.1(1524.5)	1.71	96.1	403.9	1.2614	37.04
1402.1(1524.5)	1.68	114.1	479.8	1.4622	54.07
1402.1(1524.5)	1.65	131.2	552.4	1.6457	72.88
1830.8	3.02	165.8	702.1	1.9973	119.49
1830.8	19.79	175.4	754.0	2.0706	149.91
1830.8	19.77	204.4	879.9	2.3441	195.65
1830.8	19.70	243.9	1058.2	2.7033	268.63
1830.8	19.60	272.1	1192.6	2.9562	328.90
120.0	5.72	380.0	3134.2	6.4971	1232.48
140.7(0)	3.58	319.1	3026.4	6.5218	1117.44
76.2(83.28)	1.79	444.0	3347.5	7.3207	1204.35
85.5(96.66)	0.84	335.6	3131.4	7.3376	983.29
42.3(45.97)	0.32	220.8	2907.5	7.3694	750.07
43.5(47.25)	0.19	167.0	2804.1	7.3869	641.54
93.6(102.27)	0.10	107.8	2691.7	7.3916	527.76
120.0	3.94	249.4	1083.0	2.7879	268.64
260.7(120.0)	1.91	210.0	897.7	2.4248	189.78
336.8(203.27)	0.10	180.9	767.2	2.1483	140.34
42.3(45.97)	0.20	119.7	502.3	1.5246	58.27
85.7(93.22)	0.11	101.7	426.3	1.3262	40.43
179.4(195.49)	0.02	60.6	253.7	0.8387	10.74

表 4 100% THA 工况下不同替代方案效果分析

Tab. 4 Analysis of the effectiveness of different alternative versions under the 100% THA operating condition

方案	做功增量 /kW	煤耗减少 $/\text{g} \cdot (\text{kW} \cdot \text{h})^{-1}$	太阳能集热器 热/烟效率(%)	太阳能 热/烟利用效率(%)	集成系统 热/烟效率(%)	集热场面 积/ m^2
1 号 HPH	32164.13	12.09	73.07/45.60	27.27/37.95	40.08/40.19	106928
2 号 HPH	36831.71	13.14	73.11/41.64	22.69/31.58	39.35/39.67	130049
3 号 HPH	16881.96	8.39	73.14/36.97	19.28/26.83	40.10/40.18	85296
5 号 LPH	5141.15	2.60	73.20/28.92	14.33/19.55	40.63/40.34	44102
6 号 LPH	4207.46	2.13	73.22/24.83	11.41/15.48	40.52/40.24	44801
7 号 LPH	6703.77	3.38	73.24/18.06	7.27/10.12	39.61/39.43	98934

针对上述 2 号抽汽替代方案,图 3 表明了系统热效率在改造前后随负荷的变化规律。可以看出,改造后机组效率大约有 1%~2% 的下降;改造前机组焓效率低于热效率,通过利用太阳能,机组焓效率高于热效率,尤其在高负荷下,焓效率增加幅度更明显,这说明高负荷下利用太阳能效果更好。需要强调的是,将太阳能与常规燃煤火电系统集成的主要目的是为了减少燃煤消耗,在减小燃料消耗的同时不改变或增加发电量,从而减轻排放物对环境的影响,也是此种集成系统最根本的优势。

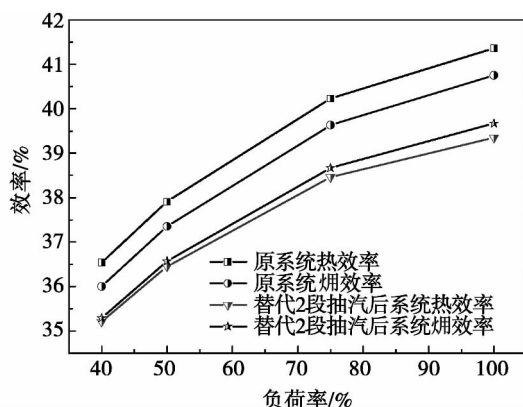


图 3 改造前后系统效率对比

Fig. 3 Comparison of the system efficiencies before and after modification

3.3 回收期分析

针对机组不同运行模式下的不同替代方案,表 5 针对方案经济性及回收期进行进一步研究分析。由于热力系统各抽汽口参数差别较大,以能量能级匹配为指导,可根据不同抽汽参数选用不同的集热方式,例如 250 °C 以上选用聚焦式槽式集热系统,200 °C 左右选用真空集热管系统,而所需蒸汽参数较低的低温抽汽段可以选用平板太阳能集热器,从而合理配置资源。

由表 5 可以看出,机组运行于功率增大模式下回收期远小于机组运行与燃料节约模式,这是由多方面原因造成的。现今,我国对能耗企业 CO₂ 排放相关监管政策并不完善,还没有出台成熟的相关法案对 CO₂ 减排的影响量化为经济指标,但在可预见的未来,随着一次能源锐减所带来的能源价格上涨及政府进一步加大对可再生能源开发的鼓励与扶持^[9],均会在一定程度上大幅缩短燃料节约模式下的回收期。而在功率增大模式下,由于已有发改委制定的全国统一太阳能光伏发电上网价格,正是在这一法案的支持下该方案回收期及其可观,取代高

压加热器任意一级抽汽,投资的回收期均在 2 a 之内,针对效果最好的方案—替代 2 段抽汽,其回收期约 1.2 a 左右,进一步说明该方案下可顺利实现商业发电。以环保部规划院课题组建议碳税征收 50 元/t 为例进行分析。

表 5 100% THA 工况下不同替代方案回收期分析

Tab. 5 Analysis of the payback periods of various alternative versions under the 100% THA operating condition

模式		1 号	2 号	3 号	5 号	6 号	7 号
		HPH	HPH	HPH	LPH	LPH	LPH
燃料 节 约	b_s	3342.6	3632.9	2319.7	718.8	588.9	934.5
	C_{cool}	200.6	218	139.2	43.1	35.3	56.1
	C_c	8333.2	9056.9	5782.9	1792.1	1468.1	2329.7
	C_{ct}	41.7	45.3	28.9	8.96	7.3	11.6
	C_{AT}	242.3	263.3	168.1	52.1	42.6	67.7
	C_1	11227.4	9103.4	5970.7	2116.9	2150.4	4748.8
功 率 增 大	T_P	46.3	34.6	35.5	40.6	50.5	70.1
	P_j	6586.4	7542.8	3457	1052.7	862.2	137.2
	C_{power}	6586.4	7542.8	3457	1052	862.2	137.2
	C_1	11227.4	9103.4	5970.7	2116.9	2150.4	4748.8
	T_P	1.7	1.2	1.73	2.01	2.5	34.6

注:总投入资金忽略占地、维护费等。其中 b_s —一年燃料节省量/t; C_{cool} —燃料节省收入/万元; C_e —CO₂ 减排量/t; C_{et} —碳税收入/万元; C_{AT} —一年总收入/万元; C_1 —总投入; T_p —方案回收期/a; P_j —一年增加发电量/万 kW·h; C_{power} —发电收益/万元。

3.4 系统部件焓分析

表 6 为针对效果最佳的替代 2 段抽汽方案进行的系统主要部件焓分析结果。可以看出:系统焓损失从大到小依次为锅炉、空冷系统、汽机系统、太阳能集热器、回热系统,对应数值依次为:81.13%、7.8%、5.01%、4.8% 和 1.26%。其中锅炉损失是总焓损失的主要部分,以其中的燃烧损失和传热损失为主,分别占到 55.43% 及 20.35%。汽机系统、太阳能集热场、空冷系统的焓损失所占比例相当,其中汽机的焓效率约为 92%,空冷系统焓效率很低,仅约为 4%。

因此,减少锅炉的燃烧与传热损失为火电系统的节能重点。空冷系统占地庞大,能耗损失较大,且用能合理性较差,鉴于其损失能量品位低,多是不可用能,故不是系统节能改造的重点。太阳能集热场的焓损失通过降低集热器光学损失和改善光热转化过程可使性能得到提升,从而一定程度上提高系统整体效率。

表 6 机组主要部分焓分析结果

Tab. 6 Results of the exergy analysis of the main parts

部位	焓损失 / MW	焓损率 / %	焓效率 / %
汽机	高压缸	21.037	38.8
	中压缸	7.377	13.6
	低压缸	25.796	47.6
	合计	54.21	100.0
回热系统	1 号高加	1.309	9.6
	3 号高加	2.846	20.8
	4 号除氧器	4.236	31.0
	5 号低加	0.783	5.7
	6 号低加	0.816	6.0
	7 号低加	3.686	26.9
	合计	13.68	100.0
	①	13.350	1.52
锅炉	②	0.492	0.056
	③	33.726	3.84
	④	4.918	0.56
	⑤	5.270	0.60
	⑥	600.129	68.33
	⑦	220.360	25.09
	合计	878.28	100.0
	空冷系统	84.46	100.0
太阳能集热器	51.99	100.0	4.80
整体系统	1 082.62	——	100.0

注: ①排烟焓损失 ②化学不完全燃烧焓损失 ③机械未完全燃烧火
用损失 ④散热焓损失 ⑤灰渣焓损失 ⑥燃烧过程焓损失 ⑦传热过程焓
损失

4 结 论

(1) 为了使集成系统性能达到最优,尽可能使用太阳能热替代高温段抽汽,太阳能热功转化效率随着抽汽级别与负荷的增加而增大。

(2) 针对本集成系统的研究,发现替代 2 段抽汽效果最好,100% THA 工况下可使机组输出功率增加 6.13%、煤耗节省 13.14 g/(kW·h),系统热

效率及焓效率分别为 39.35% 和 39.67%。

(3) 运行于调峰发电模式的静态投资回收期远低于燃料节约模式,取代高压加热器对应任意一级抽汽,投资的回收期均小于 2 a。该机组中,采用替代 2 段抽汽方案投资回收期仅需 1.2 a 左右即可回收成本,充分说明了双能源集成发电系统的绝对优势。

参考文献:

- [1] Ying Y, Hu E. Thermodynamic advantages of using solar energy in the regenerative Rankine power plant [J]. Appl Therm Eng, 1999, 19(11): 1173–1180.
- [2] Gupta M K, Kaushik S C. Exergy analysis and investigation for various feed water heaters of direct steam generation solar-thermal power plant [J]. Renew Energy, 2010, 35(6): 1228–1235.
- [3] Gupta M K, Kaushik S C. Exergetic performance evaluation and parametric studies of solar air heater [J]. Energy, 2008, 33(11): 1691–1702.
- [4] Gupta M K, Kaushik S C. Exergetic utilization of solar energy for feed water preheating in a conventional thermal power plant [J]. Int. J. Energy Res, 2009, 33(6): 593–604.
- [5] Suresh MVJJ, Reddy K S, Kolar A K. 4-E (Energy, Exergy, Environment, and Economic) analysis of solar thermal aided coal-fired power plants [J]. Energy Sustain Dev, 2010, 14(4): 267–279.
- [6] Yang Y P, Qin Y, Zhai R R, et al. An efficient way to use medium-or-low temperature solar heat for power generation-integration into conventional power plant [J]. Appl Therm Eng, 2011, 31(2–3): 157–162.
- [7] Hu E, Yang Y P, Nishimura A, et al. Solar thermal aided power generation [J]. Appl Energy, 2010, 87(9): 2881–2885.
- [8] Yan Q, Hu E, Yang Y P, et al. Evaluation of solar aided thermal power generation with various power plants [J]. Int. J. Energy Res, 2011, 35(10): 909–922.
- [9] 杨敏林, 杨晓西, 林汝谋. 太阳能热发电技术与系统 [J]. 热能动力工程, 2008, 23(3): 221–228.
- [10] YANG Min-lin, YANG Xiao-xi, LIN Ru-mou. Solar energy-based thermal power generation technologies and their systems [J]. Journal of Engineering for Thermal Energy and Power, 2008, 23(3): 221–228.

(丛 敏 编辑)

flected in the chemical reaction control stage. **Key words:** calcium-based absorbent, self activation, CO₂, cyclic conversion rate

自然通风海水冷却塔填料高度计算方法 = Method for Calculating the Packing Height Inside a Natural Ventilation Sea Water Cooling Tower [刊, 汉] XIE Ying-chun (Engineering College, China Oceanology University, Qingdao, China, Post Code: 266100), YANG You-sheng (Key Laboratory on South China Sea Right Protection Technology and Application, China National Ocean Administration Bureau, Guangzhou, China, Post Code: 510310), XU Zhen (Key Laboratory on Advanced Energy Source and Power, Engineering Thermophysics Research Institute, Chinese Academy of Sciences, Beijing, China, Post Code: 100190) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. - 2013, 28(6) . - 633 ~ 637

Based on the Merkel theory, improved was an air wet ball temperature correction calculation method for calculating the thermal characteristics of sea water cooling towers with a wet ball temperature difference equation relating to the air inlet state being proposed and an analytic calculation method for calculating the packing height in a natural ventilation sea water cooling tower being developed. On this basis, the influence of the water/gas ratio, bottom temperature difference and inlet and outlet water temperature at various sea water concentration ratios on the packing height in a sea water cooling tower was analyzed. It has been found that when the concentration ratio is 2, the bottom temperature difference will decline from 7℃ to 3℃, the packing height will rise by about 10%, the inlet water temperature will increase from 35℃ to 45℃ and the packing height will drop by about 2%. The bottom temperature difference has a most remarkable influence on the packing height in the sea water cooling tower while the inlet water temperature has almost no influence. **Key words:** sea water cooling tower, packing height, bottom temperature difference

600 MW 燃煤电站太阳能利用集成系统性能研究 = Study of the Performance of a Solar Energy Utilization Integration System in a 600 MW Coal-fired Power Plant [刊, 汉] ZHAO Hong-bin, BAI Yun (College of Mechanical, Storage and Transportation Engineering, China University of Petroleum, Beijing, China, Post Code: 102249) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. - 2013, 28(6) . - 638 ~ 643

For a NZK600-16.7/538/538 large-sized coal-fired power generator unit, established was a model for studying the performance of a solar energy auxiliary type thermal system. Based on the thermodynamics first and second law, the authors had analyzed the variation law governing the performance of the unit with load under various alternative versions. It has been found that the heat and power conversion efficiency of the solar energy will increase with an increase of the steam extraction stage number and load. Among them, the second steam extraction section can achieve the highest efficiency, under 100% THA operating condition, the output power of the unit will increase by 6.13% and the coal consumption rate can be saved by 13.14 g/(kW·h). In such a case, the thermal and exergy efficiency will be 39.35% and 39.67% respectively. The economic analytic results show that when the unit is operating in the power increment mode, the investment payback period will be shortened, if the optimum alternative version is adopted, the investment payback period will be around 1.2 years. The research findings can offer theoretical underlying basis and scientific support for designing a solar energy and coal-fired unit mutually complementary power generation system and in the meantime, provide a new thought for optimizing the unit to save more energy. **Key words:** solar energy utilization, solar energy auxiliary feedwater heating, different steam extraction alternative version, exergy analysis, payback period

基于太阳能集热技术的火电厂 CO₂ 捕集系统性能研究 = Study of the Performance of a CO₂ Capturing System Based on the Solar Energy Heat Collection Technology 荆, 汉 CHEN Hai-ping (Research Center for National Thermal Power Generation Project Technology, College of Energy Source, Power and Mechanical Engineering, North China University of Electric Power, Beijing, China, Post Code: 102206), YU Xin-wei, LU Guang-wu (College of Energy Source, Power and Mechanical Engineering, North China University of Electric Power, Baoding, China, Post Code: 071003) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. -2013, 28(6). -644~649

In the light of the high energy consumption of the carbon dioxide capturing technology in coal-fired power plants, described was the mechanism governing the coupling among a novel type parabolic trough solar energy heat collection system, amidogen carbon dioxide capturing system and thermal system for a coal-fired power generator unit. Based on the equivalent enthalpy drop method theory, the thermal cost-effectiveness of various integration versions were calculated and analyzed of a 300 MW coal-fired power generator unit. In this connection, the variation law governing the thermal cost-effectiveness of the unit in an amidogen carbon dioxide capturing system and the optimum water re-