

三压再热余热锅炉蒸汽压力值热经济学优化

张雨薇¹, 赵 春², 李应林¹

(1. 南京师范大学能源与机械工程学院, 江苏 南京 210042)
(2. 能源热转换及其过程测控教育部重点实验室, 东南大学能源与环境学院, 江苏 南京 210096)

[摘要] 研究余热锅炉与汽轮机之间蒸汽参数的优化匹配, 已成为联合循环机组降低发电成本的重要手段之一. 基于热经济学结构理论方法, 建立了三压再热余热锅炉蒸汽参数的热经济学优化模型, 选择以联合循环系统的发电成本小化为优化目标, 提出一种基于三因素五水平的正交实验样本的优化算法, 获得了余热锅炉蒸汽系统的高、中、低压蒸汽的压力的优化解. 算例表明: 优化结果与设计工况相比, 功率增加 8.93 MW, 发电成本减小 1.76%.
[关键词] 联合循环, 热经济学, 余热锅炉, 发电成本
[中图分类号] TK261 [文献标志码] A [文章编号] 1672-1292(2013)03-0032-08

Investigation on the Generation Cost of Combined Cycle Power Plant Based on the Structural Theory of Thermoeconomics

Zhang Yuwei¹, Zhao Chun², Li Yinglin¹

(1. School of Energy and Mechanical Engineering, Nanjing Normal University, Nanjing 210042, China)
(2. Key Laboratory of Energy Thermal Conversion and Control of Ministry of Education, School of Energy and Environment, Southeast University, Nanjing 210096, China)

Abstract: Along with the completion of the “West-East” project in China, as well as the construction of the “gas transmission from Sichuan province to eastern provinces” and the further development of gas in East China Sea, combined cycle power plants (CCPPs) have been developed quickly in the past couple of years. The traditional evaluation method based on the first and second law of thermodynamics does not consider the influence of non-energy cost. Firstly, the cost model of CCPP is established based on the thermoeconomic structural theory. Secondly, considering the importance of internal parameters, two internal parameters, such as compressor pressure ratio and the outlet temperature of gas turbine, are selected and investigated when designing the CCPP. Lastly, considering regional difference and seasonal difference, the way how the natural gas price change and environment temperature influence on the CCPP’s generating cost are studied respectively. These researches will support the thermoeconomic optimization of CCPP and provide a reference for investors or policy makers.

Key words: combined cycle power plant, thermoeconomic, heat recovery steam generator, generation cost

为应对日益严峻的环境问题, 洁净煤技术受到关注, 清洁高效燃气-蒸汽联合循环电站在国内的需求日益增长^[1,2]. 余热锅炉是燃气-蒸汽联合循环中的重要热力设备之一^[3-5], 也是系统性能优化和控制的关键设备之一^[6,7], 此外, 其性能亦对其发电成本有较大影响. 因此, 对余热锅炉性能的优化研究具有重要的应用价值.

对联合循环中余热锅炉的研究主要分为两大类^[7,8]: 特性研究和优化设计. 国内对燃气-蒸汽联合循环技术的研究还比较薄弱, 对与之相配套的余热锅炉研究和设计也仅仅处于起步阶段^[9]. 文献[10]提出了一系列的方法来尽可能地增加燃气-蒸汽联合循环系统的效率. 其中, 对燃气透平的排气进行再热(即进行补燃), 可以提高整个联合循环系统的效率. 文献[7]应用正多面体优化方法, 对双压再热余热锅炉的蒸汽参数进行了优化研究, 其优化目标是使余热锅炉的焓回收量最大. 文献[11]利用 ε -NTU 分析法建立了三压再热型余热锅炉内各段换热器的模型, 并以联合循环系统效率最高为目标, 来优化余热锅炉中高、中、低压蒸汽的压力值; 研究了回收利用燃气透平排气中的余热对联合循环系统效率的影响; 研究了余

热锅炉最佳蒸汽压力值随负荷变化的特点. 可见,综合考虑燃料成本及非燃料成本等热经济学指标因素,开展三压再热型余热锅炉参数优化的研究是必要的.

本文在三压再热余热锅炉模型的基础上,结合联合循环热经济学结构理论建模方法,建立了三压再热余热锅炉蒸汽压力值热经济学优化模型,并以联合循环系统的发电成本最低为目标,提出一种基于三因素五水平正交实验样本的优化算法,确定了余热锅炉高、中、低压蒸汽压力的最优解.

1 联合循环热经济学结构理论建模

1.1 联合循环系统

如图1 联合循环热力系统图为浙江某电厂 F 级燃气轮机联合循环热力系统图,其中,燃气透平型号为 PG9351FA;压气机压比为 15.4;燃用天然气的低位发热量为 48 686.3 kJ/kg;大气压力为 101.1 kPa;温度为 17.4 ℃和相对湿度为 78.89%. 表 1 为 100% 负荷下燃气-蒸汽联合循环内各组元的燃料和产品定义.

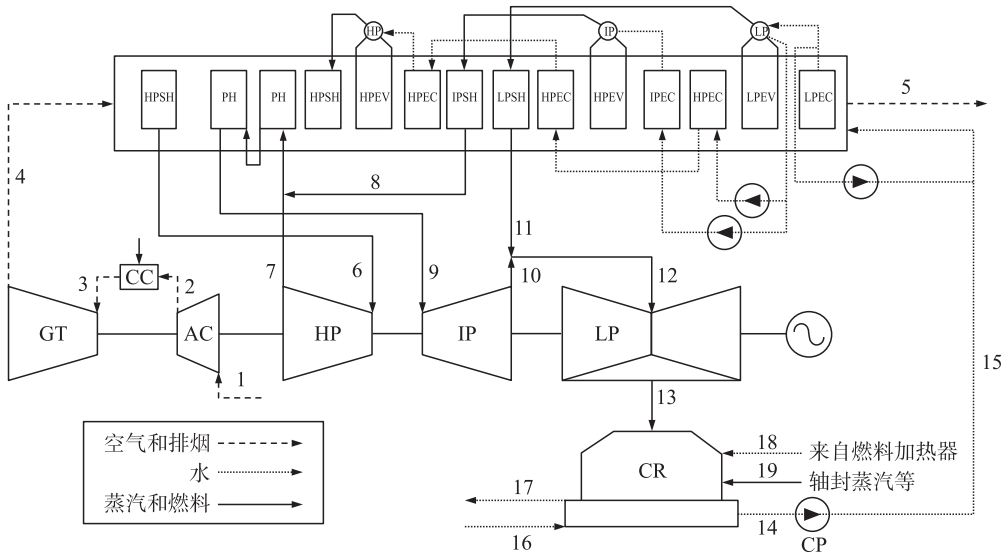


图 1 联合循环热力系统图

Fig.1 Thermal system of the CCGP

AC-压气机;CC-燃烧室;GT-燃气透平;HPSH-高压过热器;RH-再热器;HPEV-高压蒸发器;HPEC-高压省煤气;IPSH-中压过热器;IPEV-中压蒸发器;IPEC-中压省煤气;LPSH-低压过热器;LPEV-低压蒸发器;LPEC-低压省煤气;HP-高压缸;IP-中压缸;LP-低压缸;CONDENSER-冷凝器;CP-凝结水泵

表 1 100% 负荷工况下各股流的主要参数

Table 1 The main parameters of each stream under 100% load condition

组元		燃料消耗 FB/kW	负熵消耗 FS/kW	产品 P/kW
1	AC	261 432.5	27 711.44	251 434.8
2	CC	718 204.1	222 967.7	529 022.4
3	GT	562 633.6	13 042.58	518 127.6
4	HRSG	219 357	22 402.93	168 359.1
5	HP	31 184.18	2 189.05	28 995.12
6	IP	46 234.19	1 949.9	44 284.29
7	LP	73 791.75	5 903.69	67 888.06
9	CP	384.03	144.51	239.52
8	CND	6 280.34	0	214 884.5
10	GEN	395 678.8	0	387 765.3

注:本文计算比焓的基准点为 $P=101.1\text{ kPa}$; $T=17.4\text{ }^{\circ}\text{C}$.

1.2 物理及生产结构图的构建

热经济学结构理论会将非线性模型转化为线性模型,构成通用的数学形式,它将边际成本与平均成本的计算统一到一个通用的模型上^[12]. 在构建热经济学结构理论模型时需要参照研究对象的热平衡图,根据系统中各设备间的关系,将其按不同的要求和规则绘制成两种结构图:一是物理结构图^[13,14],二是生产结构图^[15,16].

首先,在上述热力系统图的基础上,根据系统内各热力设备的功能,选取一定的集成度,把整个热力系统划分成 10 个组元,其中余热锅炉内部结构比较复杂,包括高压加热器、中压加热器、低压加热器和再热器等,本文将它们看成一个组元 HRSG,来表示此余热锅炉.由此构建的物理结构图如图 2 所示.

其次,在绘制好联合循环的物理结构图后,需根据燃料与产品的定义以及各组元之间的相互关系来绘制联合循环生产结构图,如图

3 所示.为使每个组元的特征方程都是线性化的,需增加两种虚拟组元^[17]:一种是单输入多输出的分流点,称为分支组元,用圆圈表示,即图 3 中的 B 节点;另一种是多输入单输出的汇流点,称为汇集组元,用菱形表示,即图 3 中的 J 节点.图中 FS 表示负熵消耗,FB 表示燃料,P 表示产品.

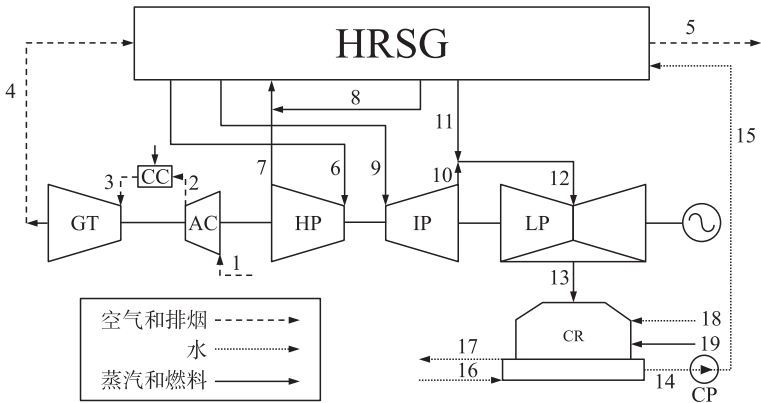


图 2 联合循环物理结构图
Fig.2 Physical structural of the CCPP

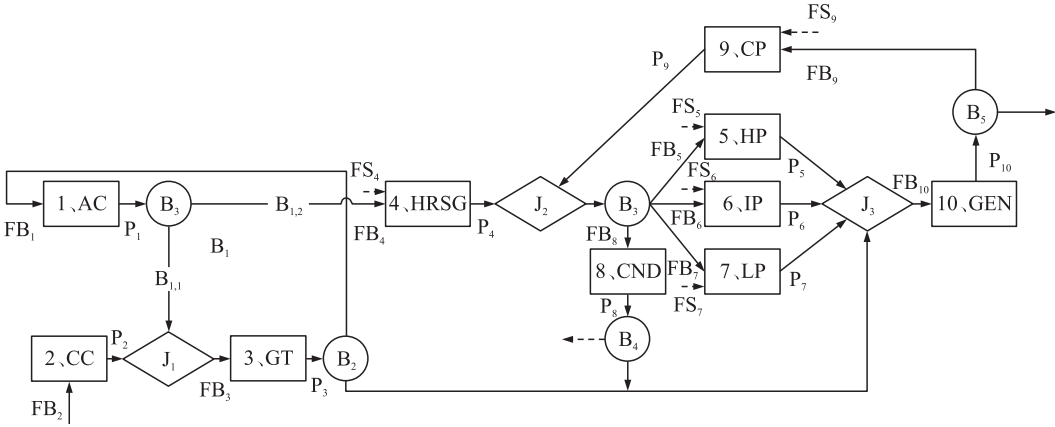


图 3 联合循环生产结构图
Fig.3 Productive structure of the CCPP

1.3 单位热经济学成本计算方程

在热力系统中的燃料费用和非能量费用(投资、维护、运行等费用)给定的情况下,根据由实际组元和虚拟组元构建的生产结构图,可以建立单位热经济学成本计算方程(简称成本方程).成本方程是由组元的单位能耗、单位负熵能耗及单位产品非能量费用等构成.

成本方程为:

$$C_{p,i} = \sum_{j=1}^n C_{FB,j} \cdot k B_{ji} + \sum_{i=1}^n C_{FS,i} \cdot k S_i + k Z_i,$$
 (1)

式中: $C_{FB,i}$ 为组元*i*单位燃料热经济学成本/(元/GJ); $C_{FS,i}$ 为组元*i*单位负熵热经济学成本/(元/GJ); $k B_{ji}$ 为组元*j*流向组元*i*的单位能耗, $k B = FB/P$; $k S_i$ 为组元*i*单位负熵能耗, $k S = FS/P$; $k Z_i$ 为组元*i*单位产品的资本成本,元/GJ.

2 三压再热余热锅炉系统建模

2.1 三压再热余热锅炉系统

图 4 为余热锅炉的汽水系统及其 $T-Q$ 图,低压蒸汽点用 h_{s0L} 表示;中压蒸汽点用 h_{s0I} 表示;高压蒸汽点用 h_{s0H} ;冷再热蒸汽点用 h_{rhc} 表示;热再热蒸汽点用 h_{rhh} 表示.在 $T-Q$ 图上,热再热蒸汽点 h_{rhh} 与高压过热蒸汽点 h_{s0H} 在 $T-Q$ 图上重合,表明再热蒸汽的温度与高压蒸汽的温度是相同的.

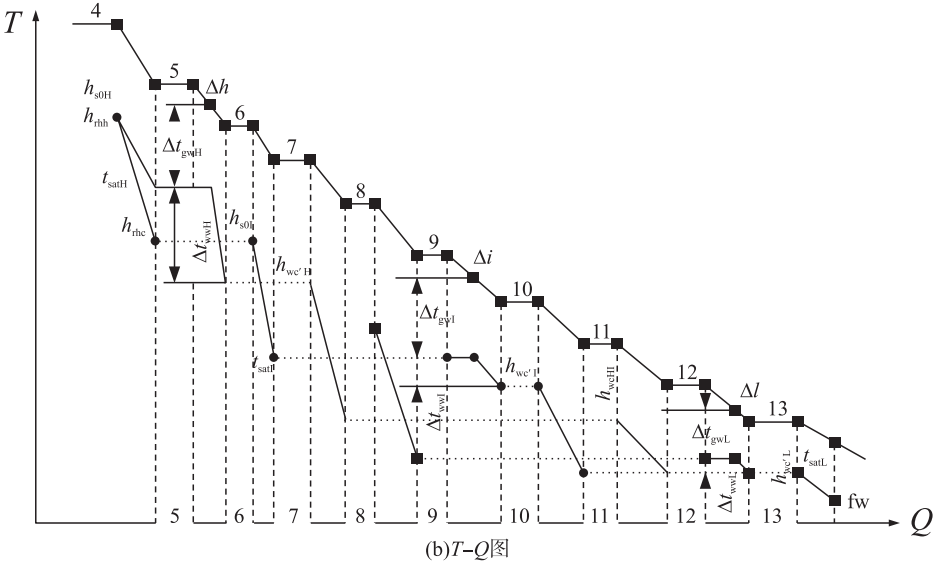
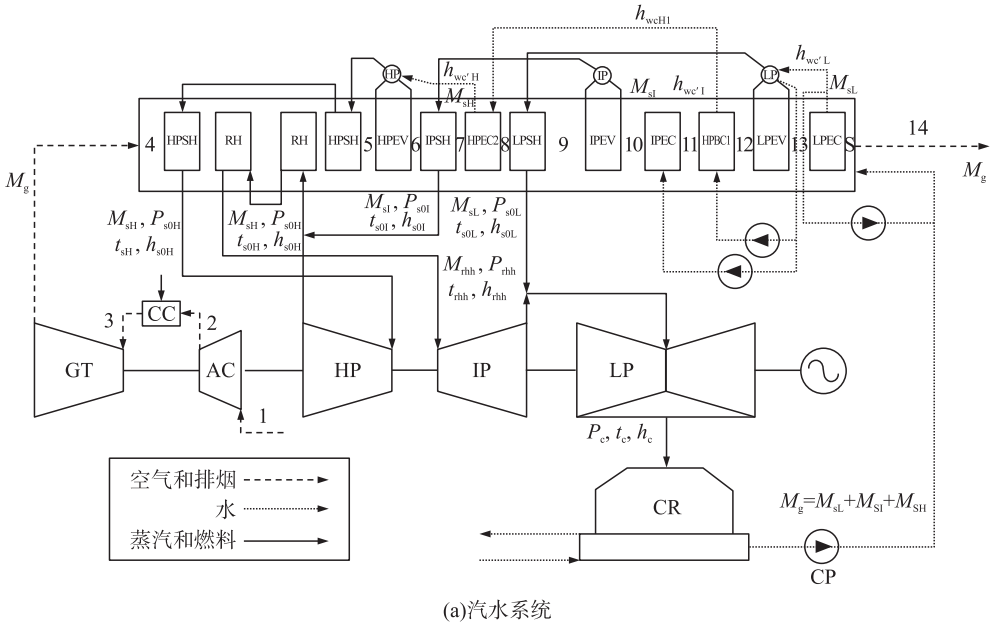


图4 三压再热余热锅炉

Fig.4 HRSG with triple-pressure reheat

2.2 三压再热余热锅炉热平衡方程构建

$t_4 \rightarrow t_{\Delta h}$ 烟气温度的热平衡方程:

$$M_g \bar{C}_{pg}(t_4 - t_{\Delta h}) = M_{sh}(h_{s0H} - h_{satwH}) + M_{rh}(h_{rhh} - h_{rhc}). \quad (2)$$

本文联合循环机组的高压缸排汽全部进入再热器进行再热. 此时, 再热蒸汽量就等于高压缸的排汽量和余热锅炉中压蒸汽量之和, 即 $M_{rh} = M_{sh} + M_{sl}$, 将此式代入式(2), 可以得到以下方程:

$$M_g \bar{C}_{pg}(t_4 - t_{\Delta h}) = M_{sh}(h_{s0H} + h_{rhh} - h_{rhc} - h_{satwH}) + M_{sl}(h_{rhh} - h_{rhc}), \quad (3)$$

式中, M_g 为进入余热锅炉的烟气流/(kg/s); M_{sl} 为中压蒸汽量/(kg/s); t_4 为进入余热锅炉的烟气温度/°C; $t_{\Delta h}$ 为与高压节点温差对应的烟气温度/°C; M_{sh} 为高压蒸汽量/(kg/s); h_{s0H} 为新高压蒸汽的比焓/(kJ/kg); h_{satwH} 为高压饱和水比焓/(kJ/kg); h_{rhh} 为热再热蒸汽比焓/(kJ/kg); h_{rhc} 为高压缸排汽和中压过热蒸汽的混合比焓/(kJ/kg); \bar{C}_{pg} 为 $t_4 \rightarrow t_{\Delta h}$ 温度区的烟气平均比定压热容/[kJ/(kg·K)]; h_{rhc} 为冷再热蒸汽比焓, 等于高压缸排汽与中压过热蒸汽的混合比焓/(kJ/kg).

$t_{\Delta h} \rightarrow t_{\Delta i}$ 烟气温度的热平衡方程:

$$M_g \bar{C}_{pg}(t_{\Delta h} - t_{\Delta i}) = M_{sl}(h_{s0L} - h_{satsL}) + M_{sl}(h_{s0L} - h_{satwL}) + M_{sh}(h_{satwH} - h_{wcH}), \quad (4)$$

式中, $t_{\Delta i}$ 为与中压节点温差对应的烟气温度/°C; h_{s0L} 为低压新蒸汽比焓/(kJ/kg); h_{satsL} 为低压饱和蒸汽比

焓/(kJ/kg); h_{s0l} 为中压新蒸汽比焓/(kJ/kg); h_{satwL} 为中压饱和水比焓/(kJ/kg); h_{wcHl} 为高压省煤器 1 出口比焓/(kJ/kg); \bar{C}_{pg} 为 $t_{\Delta h} \rightarrow t_{\Delta i}$ 温度区的烟气平均比定压热容/[kJ/(kg·K)]; M_{sL} —低压蒸汽量/(kg/s).

$t_{\Delta i} \rightarrow t_{\Delta l}$ 烟气温度区的热平衡方程:

$$M_g \bar{C}_{pg} (t_{\Delta i} - t_{\Delta l}) = M_{sL} (h_{satsL} - h_{satwL}) + M_{sl} (h_{satwL} - h_{wc'L}) + M_{sH} (h_{wcHl} - h_{wc'L}), \tag{5}$$

式中, \bar{C}_{pg} 为 $t_{\Delta i} \rightarrow t_{\Delta l}$ 温度区的烟气平均比定压热容/[kJ/(kg·K)]; $t_{\Delta l}$ 为与低压节点温差对应的烟气温度/℃; h_{satwL} 为低压饱和水比焓/(kJ/kg); $h_{wc'L}$ 为低压省煤器出口比焓/(kJ/kg).

$t_{\Delta l} \rightarrow t_{gs}$ 烟气温度区的热平衡方程:

$$M_g \bar{C}_{pg} (t_{\Delta l} - t_{gs}) = M_{sL} (h_{satwL} - h_{fw}) + M_{sl} (h_{wc'L} - h_{fw}) + M_{sH} (h_{wc'L} - h_{fw}), \tag{6}$$

式中, \bar{C}_{pg} 为 $t_{\Delta l} \rightarrow t_{gs}$ 温度区的烟气平均比定压热容/[kJ/(kg·K)]; t_{gs} 为余热锅炉出口烟气温度/℃; h_{fw} 为给水比焓/(kJ/kg).

通常,燃气轮机的排气温度与排气流量是确定的^[18],如果选定了余热锅炉高、中、低压蒸汽的温度和压力,高、中、低压的接近点温差和节点温差,再热蒸汽的温度和压力以及高压蒸汽管道、再热器、低压蒸汽管道、热再热器管道、冷再热汽管道的温降数据和压损系数. 联立式(3)~式(6),可以构成一个包含有余热锅炉高、中、低压蒸汽流量和排气温度这 4 个未知数的四元一次方程组. 求解这个方程组,得出:

高压蒸汽产出量:

$$M_{sH} = \frac{M_g \bar{C}_{pg} [(t_4 - t_{\Delta h}) Y - X (h_{rhh} - h_{rhc})]}{(h_{s0H} + h_{rhh} - h_{rhc} - h_{satwH}) Y - Z (h_{rhh} - h_{rhc})},$$

式中,

$$\begin{aligned} X &= (t_{\Delta h} - t_{\Delta i}) (h_{satsL} - h_{satwL}) - (t_{\Delta i} - t_{\Delta l}) (h_{s0L} - h_{satsL}), \\ Y &= (h_{s0l} - h_{satwl}) (h_{satsL} - h_{satwL}) - (h_{satwl} - h_{wc'L}) (h_{s0L} - h_{satsL}), \\ Z &= (h_{satwH} - h_{wcHl}) (h_{satsL} - h_{satwL}) - (h_{wcHl} - h_{wc'L}) (h_{s0L} - h_{satsL}). \end{aligned}$$

中压蒸汽产出量:

$$M_{sl} = \frac{M_g \bar{C}_{pg} (t_4 - t_{\Delta h}) - M_{sH} (h_{s0H} + h_{rhh} - h_{rhc} - h_{satwH})}{h_{rhh} - h_{rhc}}.$$

低压蒸汽产出量:

$$M_{sL} = \frac{M_g \bar{C}_{pg} (t_{\Delta i} - t_{\Delta l}) - M_{sl} (h_{satwl} - h_{wc'L}) - M_{sH} (h_{wcHl} - h_{wc'L})}{h_{satsL} - h_{satwL}}.$$

余热锅炉排气温度:

$$t_{gs} = t_{\Delta l} - \frac{M_{sL} (h_{satwL} - h_{fw}) + M_{sl} (h_{wc'L} - h_{fw}) + M_{sH} (h_{wc'L} - h_{fw})}{M_g \bar{C}_{pg}}.$$

3 高、中、低蒸汽压力值优化研究

由三压再热余热锅炉的相关资料知,高压蒸汽、中压蒸汽以及低压蒸汽的变化范围分别为 9.6~12.6 MPa、2.1~2.7 MPa、0.2~0.6 MPa. 以此作为约束条件,则基于热经济学结构理论的三压再热余热锅炉蒸汽优化模型可以表示为:

$$\begin{aligned} \min \quad & C_{sys} = f(p_{s0H}, p_{s0l}, p_{s0L}). \\ \text{St} \quad & \begin{cases} 9.6 \text{ MPa} \leq p_{s0H} \leq 12.6 \text{ MPa}, \\ 2.1 \text{ MPa} \leq p_{s0l} \leq 2.7 \text{ MPa}, \\ 0.2 \text{ MPa} \leq p_{s0L} \leq 0.6 \text{ MPa}, \end{cases} \end{aligned}$$

式中, p_{s0H} 为高压蒸汽压力值/MPa; p_{s0l} 为中压蒸汽压力值/MPa; p_{s0L} 为低压蒸汽压力值/MPa; C_{sys} 为系统的发电成本/[元/(kW·h)].

本文选取在 100% 负荷下对三压再热余热锅炉蒸汽压力值进行优化,其基本参数如下:

燃气轮机:排气温度 $T_4 = 606$ °C; 排气流量 $M_g = 644.528$ kg/s; 烟气平均比定压热容 $C_{pg} = 1.180$ kJ/(kg·K);

余热锅炉高压蒸汽:温度 $t_{s0H} = 566.5$ °C; 节点温差 $\Delta t_{gWH} = 15$ °C; 接近点温差 $\Delta t_{wWH} = 11$ °C;

余热锅炉中压蒸汽:温度 $t_{s0l}=300.4\text{ }^{\circ}\text{C}$;节点温差 $\Delta t_{\text{gw}l}=15\text{ }^{\circ}\text{C}$;接近点温差 $\Delta t_{\text{ww}l}=11\text{ }^{\circ}\text{C}$;
余热锅炉低压蒸汽:温度 $t_{s0L}=295.2\text{ }^{\circ}\text{C}$;节点温差 $\Delta t_{\text{gw}L}=15\text{ }^{\circ}\text{C}$;接近点温差 $\Delta t_{\text{ww}L}=11\text{ }^{\circ}\text{C}$;
余热锅炉出口热再热蒸汽:温度 $t_{\text{thh}}=566.5\text{ }^{\circ}\text{C}$.

管道压损和温降:

从余热锅炉到高压缸进口的压损系数和温降 $\Delta p_h=0.03,\Delta t_h=3\text{ }^{\circ}\text{C}$;
从余热锅炉到中压缸进口的压损系数和温降 $\Delta p_i=0.03,\Delta t_i=3\text{ }^{\circ}\text{C}$;
从余热锅炉到低压缸进口的压损系数和温降 $\Delta p_l=0.03,\Delta t_l=2\text{ }^{\circ}\text{C}$;
高压缸排汽到再热器出口压损系数 $\delta p_{\text{rh}}=0.12$;
高压缸排汽到再热器进口的压损系数和温度 $\delta p_{\text{rhc}}=0.02,\Delta t_{\text{rhc}}=2\text{ }^{\circ}\text{C}$;
高压缸流程内效率 $\eta_{\text{ih}}=0.86$;
中压缸流程内效率 $\eta_{\text{ih}}=0.88$;
低压缸流程内效率 $\eta_{\text{il}}=0.87$.

3.1 基于正交实验的优化算法

基于正交实验的优化算法包括以下步骤:

- (1)正交实验设计:包括确定寻优的变量及其取值水平数;
- (2)初步寻优:基于正交实验样本点,分别计算其对应的热经济学成本,利用各个水平下的平均热经济学成本最小的原则,确定最小水平.
- (3)优化解:在最小水平解中确定其最优解.

3.2 正交实验表的设计

首先,选取高、中、低压蒸汽的压力值作为正交实验的3个因素,每个因素各取5个水平,如表2所示.

本问题中3个因素均有5个水平,如果对各种不同的水平搭配,需要做 $5^3=125$ 次实验,需要花费很多的时间.采用正交实验的方法可解决该问题,根据设计需要选择正交表.

本文选取 $L_{25}(5^6)$ 的正交表, $L_{25}(5^6)$ 中的下标25表示要做25次实验;上标6表示此表可以安排因素个数小于等于6的实验;数字5表示每个元素有5个水平.

将低压蒸汽压力值作为因素1,放在正交表的第1列;中压蒸汽压力值作为因素2,放在正交表的第2列;高压蒸汽压力值作为因素3,放在正交表的第3列,则设计的25次正交实验计划如表3所示.

表2 影响联合循环系统发电成本的因素水平表

Table2 Factor level table about influence on the generation cost of CCPP			
水平	因素		
	低压蒸汽压力值/MPa	中压蒸汽压力值/MPa	高压蒸汽压力值/MPa
1	0.2	2.10	9.60
2	0.3	2.25	10.35
3	0.4	2.40	11.10
4	0.5	2.55	11.85
5	0.6	2.70	12.60

表3 正交实验计划表

Table 3 Orthogonal test schedule

因素				因素			
实验号	低压蒸汽 压力值/MPa	中压蒸汽 压力值/MPa	高压蒸汽 压力值/MPa	实验号	低压蒸汽 压力值/MPa	中压蒸汽 压力值/MPa	高压蒸汽 压力值/MPa
1	1	1	1	14	3	4	1
2	1	2	2	15	3	5	2
3	1	3	3	16	4	1	4
4	1	4	4	17	4	2	5
5	1	5	5	18	4	3	1
6	2	1	2	19	4	4	2
7	2	2	3	20	4	5	3
8	2	3	4	21	5	1	5
9	2	4	5	22	5	2	1
10	2	5	1	23	5	3	2
11	3	1	3	24	5	4	3
12	3	2	4	25	5	5	4
13	3	3	5				

3.3 正交实验样本及初步寻优

在正交实验设计的基础上,对燃气-蒸汽联合循环系统进行 25 次实验,得到的实验结果如表 4 所示.

表 4 正交实验结果

Table 4 Orthogonal test results

实验号	因素			发电成本/ [元/(kW·h)]	实验号	因素			发电成本/ [元/(kW·h)]
	低压蒸汽 压力值/MPa	中压蒸汽 压力值/MPa	高压蒸汽 压力值/MPa			低压蒸汽 压力值/MPa	中压蒸汽 压力值/MPa	高压蒸汽 压力值/MPa	
1	1(0.2)	1(2.1)	1(9.6)	0.246 0	14	3(0.4)	4(2.55)	1(9.6)	0.246 4
2	1(0.2)	2(2.25)	2(10.35)	0.246 2	15	3(0.4)	5(2.7)	2(10.35)	0.246 5
3	1(0.2)	3(2.4)	3(11.1)	0.246 2	16	4(0.5)	1(2.1)	4(11.85)	0.246 6
4	1(0.2)	4(2.55)	4(11.85)	0.246 4	17	4(0.5)	2(2.25)	5(12.6)	0.247 1
5	1(0.2)	5(2.7)	5(12.6)	0.246 5	18	4(0.5)	3(2.4)	1(9.6)	0.246 2
6	2(0.3)	1(2.1)	2(10.35)	0.246 1	19	4(0.5)	4(2.55)	2(10.35)	0.246 5
7	2(0.3)	2(2.25)	3(11.1)	0.246 4	20	4(0.5)	5(2.7)	3(11.1)	0.246 6
8	2(0.3)	3(2.4)	4(11.85)	0.246 0	21	5(0.6)	1(2.1)	5(12.6)	0.246 9
9	2(0.3)	4(2.55)	5(12.6)	0.246 2	22	5(0.6)	2(2.25)	1(9.6)	0.247 3
10	2(0.3)	5(2.7)	1(9.6)	0.246 2	23	5(0.6)	3(2.4)	2(10.35)	0.246 5
11	3(0.4)	1(2.1)	3(11.1)	0.246 4	24	5(0.6)	4(2.55)	3(11.1)	0.246 7
12	3(0.4)	2(2.25)	4(11.85)	0.246 5	25	5(0.6)	5(2.7)	4(11.85)	0.247 1
13	3(0.4)	3(2.4)	5(12.6)	0.246 1					

3.4 正交试验结果分析

计算三压蒸汽各水平下的平均发电成本,如表 5 所示. 以低压蒸汽压力值取 1 水平为例,从表 4 中包含有低压蒸汽压力值 1 水平(0.2 MPa)的有实验 1 ~ 实验 5,其相应的发电成本分别为:0.246 元/(kW·h)、0.246 2 元/(kW·h)、0.246 2 元/(kW·h)、0.246 4 元/(kW·h) 和 0.246 5 元/(kW·h),其平均值为 0.246 3 元/(kW·h),即为低压蒸汽压力值水平 1 的发电成本的平均值.

从表 5 的实验结果直接可以看出,低压蒸汽压力值均值中均值 1 最小,取水平 1(0.2 MPa);中压蒸汽压力值均值中均值 1 最小,取水平 1(2.1 MPa);高压蒸汽压力值均值中均值 5 最小,取水平 5(12.6 MPa).

3.5 优化解及其分析

选取高、中、低压蒸汽压力值分别 12.6 MPa、2.1 MPa、0.2 MPa 时,计算得到的联合循环系统发电成本为 0.245 7 元/(kW·h),均小于上述 25 组实验. 因此,余热锅炉高、中、低三压蒸汽的最优压力值,分别为 12.6 MPa、2.1 MPa 和 0.2 MPa,得到的系统发电成本为 0.245 7 元/(kW·h),此时系统功率为 396.70 MW.

表 6 为 100% 负荷下优化前后的系统性能对比.

表 5 各水平下的平均发电成本

Table 5 The average generation cost under all levels

水平	因素		
	低压蒸汽发电 成本的平均值/ [元/(kW·h)]	中压蒸汽发电 成本的平均值/ [元/(kW·h)]	高压蒸汽发电 成本的平均值/ [元/(kW·h)]
1	0.246 3	0.246 3	0.246 8
2	0.246 5	0.246 5	0.246 7
3	0.246 7	0.246 7	0.246 7
4	0.246 9	0.246 8	0.246 7
5	0.247 1	0.247 2	0.246 6

表 6 100% 负荷下优化前后的系统性能对比

Table 6 The comparison of system performance between before and after the optimization under 100 % load

	单位	优化前	优化后
高压蒸汽压力值	MPa	9.757	12.6
中压蒸汽压力值	MPa	2.19	2.1
低压蒸汽压力值	MPa	0.4086	0.2
系统功率	MW	387.77	396.70
系统发电成本	元/(kW·h)	0.250 1	0.245 7

4 结论

(1)构建了三压再热余热锅炉的计算模型. 首先,分别在 4 个不同的烟气温度区内建立了热平衡方程;然后,联立这 4 个方程构成方程组;最后,求解这个方程组,得出余热锅炉高、中、低压蒸汽产汽量和余热锅炉的排烟温度.

(2)在三压再热余热锅炉模型的基础上,本文结合联合循环热经济学结构理论的方法,建立了热经济学三压再热余热锅炉蒸汽压力值优化模型,并通过三因素五水平正交实验对余热锅炉高、中、低压蒸汽压力值进行了优化,得出了高、中、低压蒸汽的最优压力值分别为 12.6 MPa、2.1 MPa 和 0.2 MPa,使优化后

的系统功率增加了 8.93 MW,发电成本减小了 1.76%。

[参考文献](References)

- [1] 徐清. 燃气-蒸汽联合循环机组整体性能保证方式探讨[J]. 中国电机工程学报, 2007, 27(z1): 70-74.
Xu Qing. Ways about guarantee performance of gas-steam combined cycle[J]. Proceedings of the CSEE, 2007, 27(z1): 70-74. (in Chinese)
- [2] 赵贺凯, 申哲巍, 孙东海, 等. 燃气-蒸汽联合循环发电成本分析[J]. 应用能源技术, 2011(11): 26-28.
Zhao Hekai, Shen Zhewei, Sun Donghai, et al. Electricity generating cost for the gas-steam combined cycle[J]. Applied Energy Technology, 2011(11): 26-28. (in Chinese)
- [3] 苟建兵, 倪维斗, 李政, 等. 余热锅炉可视化模块建模研究[J]. 清华大学学报: 自然科学版, 1999(3): 121-124.
Gou Jianbing, Ni Weidou, Li Zheng, et al. Visual modular modeling of heat recovery steam generators[J]. Journal of Tsinghua University: Science and Technology, 1999(3): 121-124. (in Chinese)
- [4] 崔凝, 王兵树, 高建强, 等. 大容量余热锅炉动态模型的研究与应用[J]. 中国电机工程学报, 2006, 26(19): 103-109.
Cui Ning, Wang Bingshu, Gao Jianqiang, et al. Study and application on a dynamic model for the large capacity heat recovery steam generator[J]. Proceedings of the CSEE, 2006, 26(19): 103-109. (in Chinese)
- [5] 冯志兵, 崔平. 联合循环中的余热锅炉[J]. 燃气轮机技术, 2003, 16(3): 26-33.
Feng Zhibing, Cui Ping. Heat recovery steam generator in combined circle[J]. Gas Turbine Technology, 2003, 16(3): 26-33. (in Chinese)
- [6] 黄文波, 林汝谋, 肖云汉, 等. 联合循环中余热锅炉及其热力特性分析[J]. 燃气轮机技术, 1996, 9(4): 21-30.
Huang Wenbo, Lin Rumou, Xiao Yunhan, et al. Heat recovery steam generator in combined circle and its thermal characteristics analysis[J]. Gas Turbine Technology, 1996, 9(4): 21-30. (in Chinese)
- [7] 岳伟挺, 李素芬. 联合循环余热锅炉蒸汽参数的优化分析[J]. 动力工程, 2002, 22(6): 2 064-2 066.
Yue Weiting, Li Sufen. Optimization and analysis of steam parameters for heat recovery steam generator in combined circle[J]. Power Engineering, 2002, 22(6): 2 064-2 066. (in Chinese)
- [8] Ghazi M, Ahmadi P, Sotoodeh A F, et al. Modeling and thermo-economic optimization of heat recovery heat exchangers using a multimodal genetic algorithm[J]. Energy Conversion and Management, 2012, 58: 149-156. (in Chinese)
- [9] 姚秀平. 燃气轮机及其联合循环发电[M]. 北京: 中国电力出版社, 2004: 45-50.
Yao Xiuping. Gas Turbine and Combined Cycle Power Generation[M]. Beijing: China Electric Power Press, 2004: 45-50. (in Chinese)
- [10] Franco Alessandro, Casarosa Claudio. On some perspectives for increasing the efficiency of combined cycle power plants[J]. Applied Thermal Engineering, 2002, 22(13): 1 501-1 518.
- [11] 陈盈盈, 向文国, 丁立旗. 9FA 型燃气轮机联合循环性能研究[J]. 燃气轮机技术, 2006, 19(2): 21-24, 29.
Chen Yingying, Xiang Wenguo, Ding Liqi. The performance study of 9FA gas turbine combined cycle[J]. Gas Turbine Technology, 2006, 19(2): 21-24, 29. (in Chinese)
- [12] Valero Antonio, Correias Luis, Zaleta Alejandro, et al. On the thermoeconomic approach to the diagnosis of energy system malfunctions: Part I: the TADEUS problem[J]. Energy, 2004, 29(12-15): 1 875-1 887.
- [13] Uche Javier, Serra Luis, Valero Antonio. Thermoeconomic optimization of a dual-purpose power and desalination plant[J]. Desalination, 2001, 136(1-3): 147-158.
- [14] Zhang Chao, Chen Sheng, Zheng Chuguang, et al. Thermoeconomic diagnosis of a coal fired power plant[J]. Energy Conversion and Management, 2007, 48(2): 405-419.
- [15] Deng Jian, Wang Ruzhu, Wu Jingyi, et al. Exergy cost analysis of a micro-trigeneration system based on the structural theory of thermoeconomics[J]. Energy, 2008, 33(9): 1 417-1 426.
- [16] Valero Antonio, Lerch Felix, Serra Luis, et al. Structural theory and thermoeconomic diagnosis: Part II: Application to an actual power plant[J]. Energy Conversion and Management, 2002, 43(9-12): 1 519-1 535.
- [17] 王清照, 肖卫杰, 王加璇. 运用热经济学结构理论进行故障诊断的探讨[J]. 中国电机工程学报, 2003, 23(9): 178-181.
Wang Qingzhao, Xiao Weijie, Wang Jiaxuan. An inquiry into the application of the structural theory for diagnosing malfunction in a thermal system[J]. Proceedings of the CSEE, 2003, 23(9): 178-181. (in Chinese)
- [18] 阎洪波, 刘艳芳. 燃气-蒸汽联合循环系统设计中热力参数的选择[J]. 汽轮机技术, 2003, 45(4): 198-199, 202.
Yan Hongbo, Liu Yanfang. Choose of thermal parameters in gas-steam combine circle system design[J]. Turbine Technology, 2003, 45(4): 198-199, 202. (in Chinese)

[责任编辑: 刘 健]