

# 350 MW 余热锅炉变工况运行特性分析

卢培<sup>1</sup>, 李小宝<sup>1</sup>, 郑晨旭<sup>1</sup>, 邹璐垚<sup>1</sup>, 王欣瑶<sup>1</sup>, 蒋佳月<sup>1</sup>, 胡鋆<sup>1</sup>, 周兴<sup>1,2,✉</sup>

(1. 河北师范大学中燃工学院, 河北 石家庄 050024; 2. 河北师范大学化学与材料科学学院, 河北省无机纳米材料重点实验室, 河北 石家庄 050024)

**摘要:** [目的] 整体煤气化联合循环 (IGCC) 发电技术是高效、低碳的发电技术, 余热锅炉是 IGCC 的组件之一。文章旨在研究余热锅炉变工况运行特性以提高整体煤气化联合循环发电技术的效率。[方法] 通过分析余热锅炉的工作原理及传热传质原理, 使用 MATLAB 软件展开编程计算, 探究给水温度、给水压力、液相换热系数以及气相换热系数与余热锅炉内吸热量的关系。[结果] 结果发现, 当液相换热系数在 200~1 000 W/(m<sup>2</sup>·K) 和气相换热系数在 20~100 W/(m<sup>2</sup>·K) 范围内时, 如果给水温度从 30 °C 增加到 100 °C 或给水压力增加, 余热锅炉的吸热量将不断减少。反之, 假设给水温度在 30~100 °C 范围内, 当液相换热系数从 200 W/(m<sup>2</sup>·K) 增加到 1 000 W/(m<sup>2</sup>·K) 或气相换热系数从 20 W/(m<sup>2</sup>·K) 增加到 100 W/(m<sup>2</sup>·K) 时, 余热锅炉的吸热量不断增加。[结论] 在液相换热系数与气相换热系数不变的情况下, 给水温度或给水压力增加, 余热锅炉的吸热量会减少; 在给水温度与给水压力不变时, 液相换热系数或气相换热系数增加, 余热锅炉的吸热量会增加。

**关键词:** 整体煤气化联合循环; 余热锅炉; 变工况运行; 350 MW; 运行特性

中图分类号: TK01; TM73

文献标志码: A

文章编号: 2095-8676(2022)03-0041-09

开放科学 (资源服务) 二维码:



## Analysis on Operation Characteristics of 350 MW Waste Heat Boiler Under Variable Working Conditions

LU Pei<sup>1</sup>, LI Xiaobao<sup>1</sup>, ZHENG Chenxu<sup>1</sup>, ZOU Luyao<sup>1</sup>, WANG Xinyao<sup>1</sup>, JIANG Jiayue<sup>1</sup>, HU Jun<sup>1</sup>, ZHOU Xing<sup>1,2,✉</sup>

(1. College of Zhongran, Hebei Normal University, Shijiazhuang 050024, Hebei, China; 2. Hebei Key Laboratory of Inorganic Nanomaterials, College of Chemistry and Materials Science, Hebei Normal University, Shijiazhuang 050024, Hebei, China)

**Abstract:** [Introduction] Integrated Gasification Combined Cycle (IGCC) power generation technology is a high-efficiency and low-carbon power generation technology. A waste heat boiler is one of the components of IGCC. This paper aims to study the off-design operating characteristics of waste heat boilers and improve the efficiency of integrated coal gasification combined cycle power generation technology. [Method] The working principle and heat and mass transfer principle of the waste heat boiler were mainly analyzed by MATLAB software to carry out programming calculations to explore the relationship between feed water temperature, feed water pressure, liquid-phase heat transfer coefficient, gas-phase heat transfer coefficient and heat absorption in waste heat boiler. [Result] The results show that when the liquid-phase heat transfer coefficient is in the range of 200~1 000 W/(m<sup>2</sup>·K) and the gas-phase heat transfer coefficient is in the range of 20~100 W/(m<sup>2</sup>·K), as if the feed water temperature increases from 30 °C to 100 °C or the feed water pressure increases, the heat absorption of the waste heat boiler decreases continuously. In case the feed water temperature is in the range of 30~100 °C, when the liquid phase heat transfer coefficient increases from 200 W/(m<sup>2</sup>·K) to 1 000 W/(m<sup>2</sup>·K) or the gas phase heat transfer coefficient increases from 20 W/(m<sup>2</sup>·K) to 100 W/(m<sup>2</sup>·K), the heat absorption of the waste heat boiler increases continuously. [Conclusion] Under the condition that liquid-phase heat transfer coefficient and gas-phase heat transfer coefficient remain unchanged, the feed water temperature or pressure increases, and the heat absorption capacity of the waste heat boiler will decrease;

收稿日期: 2022-05-21 修回日期: 2022-06-20

基金项目: 河北省高等学校科学技术研究 (QN2021091, QN2021090); 河北师范大学博士基金 (L2021B35, L12021034)

While the feed water temperature and pressure remain unchanged, the liquid-phase heat transfer coefficient or gas-phase heat transfer coefficient increases, and the heat absorption capacity of the waste heat boiler will increase.

**Key words:** integrated gasification combined cycle; waste heat boiler; variable condition operation; 350 MW; operating characteristics  
 2095-8676 © 2022 Energy China GEDI. Publishing services by Energy Observer Magazine Co., Ltd. on behalf of Energy China GEDI.  
 This is an open access article under the CC BY-NC license (<https://creativecommons.org/licenses/by-nc/4.0/>).

## 0 引言

随着科学技术的不断发展,人们的物质生活水平有了巨大的提高,但同时能源的紧缺问题也越来越明显<sup>[1]</sup>。化石能源的不断消耗使得我国能源受到了严重的挑战,因此发展高效、低碳的发电技术就显得特别重要<sup>[2]</sup>,而近年来 IGCC 发电技术作为新颖的、有效的发电技术<sup>[3]</sup>得到了很大的发展。在该技术中,余热锅炉是一个非常重要的组件,并且在该技术中起到了承前启后的作用<sup>[4]</sup>。

具体表现为烟气从燃气轮机排出后,到余热锅炉,后将烟气热量利用,该热量可以使得余热锅炉产生过热蒸汽,最后将蒸汽送到蒸汽轮机,并驱动蒸汽轮机做功<sup>[5]</sup>。因此,余热锅炉在该系统中有着很重要的作用。

本文主要通过分析余热锅炉<sup>[6]</sup>的工作原理及传热传质机理,建立变工况运行建模逻辑运算图,通过使用 MATLAB 软件展开编程计算,探究给水温度、给水压力、液相换热系数以及气相换热系数与余热锅炉内吸热量的关系<sup>[7]</sup>。

## 1 原理介绍

IGCC 系统及余热锅炉工作流程图如图 1 所示。本文以三压再热级余热锅炉为例,进行传热传质阐释<sup>[8]</sup>。三压再热主要由三大部分组成,分别为低压、中压、高压,低中高压每一部分均主要包含省煤器、蒸发器和过热器,其中中压部分还包含再热器。

给水首先流经低压省煤器预热,随后进入到低压汽包,分为三路,分别进入低压省煤器,中压省煤器和高压省煤器。部分锅炉给水进入到低压蒸发器,进入其中的水变成饱和和蒸汽后,随后其进入到低压过热器,在其中生成低压过热蒸汽后,然后通过蒸汽管道供给低压汽轮机使用;部分锅炉给水被泵抽到中压省煤器,在其中进行预热后,随后这部分锅炉给水流入到中压蒸发器,锅炉给水在其中被加热然后变为饱和蒸汽,随后其进入到中压过热器,在其中产生中压过热蒸汽;还有一部分锅炉给水被泵抽到高压省煤器,在其中进行预热后,随后进入到高压蒸发器,在其中加热成饱和和蒸汽后,随后其进入到高压过热器,在其中产生高压过热蒸汽供给高压汽轮机使用;

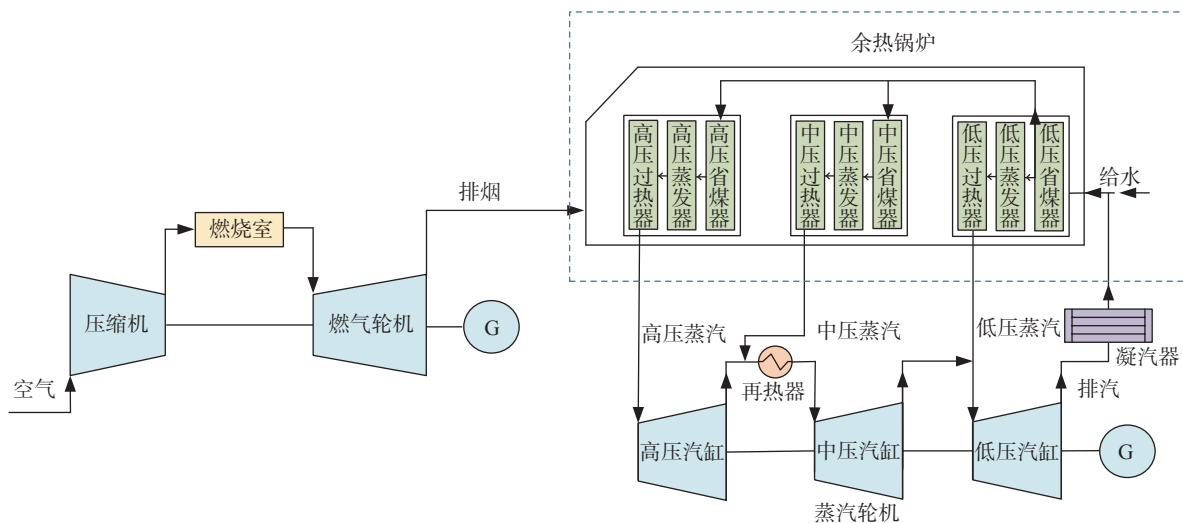


图 1 IGCC 系统及余热锅炉工作流程图

Fig. 1 IGCC system and waste heat boiler work flow chart

中压过热蒸汽与高压汽轮机排放的蒸汽进行一个混合, 随后其进入到中压部分的再热器进行一个再热, 随后将形成中压再热蒸汽, 然后将其供给中压汽轮机供其使用<sup>[7]</sup>。

建模逻辑运行图如图2所示, 余热锅炉吸收烟气中的热量, 产生高温高压蒸汽, 通过调查研究余热锅炉输入、输出参数之间的关系, 最终决定以给水压力、给水温度、液相(工质侧)换热系数以及气相(烟气侧)换热系数与锅炉吸热量的关系。探究在变工况运行的条件下, 余热锅炉的特性。

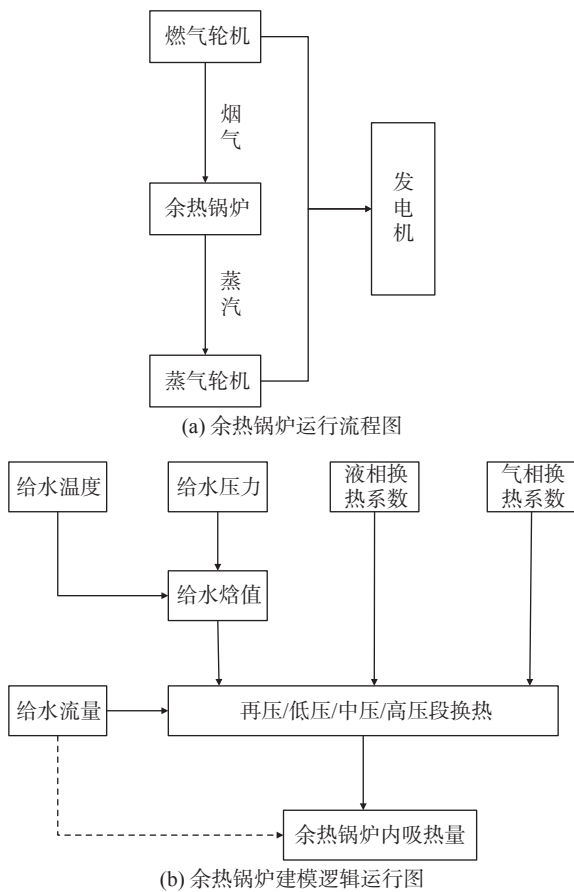


图2 余热锅炉输入参数、输出参数、影响因素及运算流程  
Fig. 2 Input parameters, output parameters, influencing factors and calculation process of waste heat boiler

## 2 模型建立建模

### 2.1 建模分析

本文以三压再热余热锅炉为研究对象, 探寻几个变量与锅炉吸热量的关系, 在分析过程中, 作出以下假设:

(1) 余热锅炉出口参数、锅炉换热段面积以及烟气不同段温度为额定数值;

(2) 不考虑热损失, 即整个余热锅炉吸放热相等;

(3) 不考虑锅炉内辐射传热, 仅考虑烟气与给水的对流传热。

### 2.2 能量关系

根据建模逻辑运行图, 我们主要探究给水压力、给水温度、液相(工质侧)换热系数和气相(烟气侧)换热系数的变化与锅炉内吸热量关系<sup>[9]</sup>。

余热锅炉能量平衡(热量守恒)方程:

$$Q_1 + Q_2 + Q_3 = Q_4 + Q_5 + Q_6 + Q_7 \quad (1)$$

式中:

$Q_1$ ——燃气轮机的排气热量(kJ/h);

$Q_2$ ——进余热锅炉的给水热量(kJ/h);

$Q_3$ ——蒸汽轮机再热蒸汽进余热锅炉的蒸汽热量(kJ/h);

$Q_4$ ——余热锅炉的主蒸汽热量(中高压蒸汽热量, kJ/h)

$Q_5$ ——余热锅炉加热后的再热蒸汽热量(kJ/h);

$Q_6$ ——低压蒸汽热量(kJ/h);

$Q_7$ ——余热锅炉排烟热量(kJ/h)。

$$Q = q_m h \quad (2)$$

$$Q = K_m A \Delta T_m \quad (3)$$

在建模分析的基础上, 根据锅炉吸放热相等<sup>[10]</sup>, 将方程经过整理, 得<sup>[11]</sup>:

$$q_m(h_1 - h_2) = q_{m1}(h_6 - h_3) + q_{m2}(h_5 - h_3) + q_{m3}(h_4 - h_3) + q_{m1}(h_7 - h_8) + q_{m2}(h_7 - h_5) = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{1}{\alpha_2}} [A_1 B_1 + A_2 B_2 + A_3 B_3 + A_4 B_4 + A_4 B_5] \quad (4)$$

其中:

$$B_1 = \frac{(T_{11} - T_3) - (T_{13} - T_6)}{\ln \frac{(T_{11} - T_3)}{(T_{13} - T_6)}} \quad (5)$$

$$B_2 = \frac{(T_{10} - T_3) - (T_{12} - T_5)}{\ln \frac{(T_{10} - T_3)}{(T_{12} - T_5)}} \quad (6)$$

$$B_3 = \frac{(T_9 - T_3) - (T_4 - T_{10})}{\ln \frac{(T_9 - T_3)}{(T_4 - T_{10})}} \quad (7)$$

$$B_5 = \frac{(T_{12} - T_5) - (T_7 - T_{11})}{\ln \frac{(T_{12} - T_5)}{(T_7 - T_{11})}} \quad (8)$$

$$B_5 = \frac{(T_{12} - T_5) - (T_7 - T_{11})}{\ln \frac{(T_{12} - T_5)}{(T_7 - T_{11})}} \quad (9)$$

式(4)中:

- $q_m$  —— 燃气轮机的排气流量(kg/s);
- $q_{m1}$  —— 余热锅炉高压过热蒸汽流量(kg/s);
- $q_{m2}$  —— 余热锅炉中压过热蒸汽流量(kg/s);
- $q_{m3}$  —— 余热锅炉低压过热蒸汽流量(kg/s);
- $h_1$  —— 燃气轮机排气焓值(kJ/kg);
- $h_2$  —— 余热锅炉排烟焓值(kJ/kg);
- $h_3$  —— 进余热锅炉低压省煤器的给水焓值(kJ/kg);
- $h_4$  —— 出余热锅炉低压过热器的过热蒸汽焓值(kJ/kg);
- $h_5$  —— 出余热锅炉中压过热器的过热蒸汽焓值(kJ/kg);
- $h_6$  —— 出余热锅炉高压过热器的过热蒸汽焓值(kJ/kg);
- $h_7$  —— 余热锅炉再热器出口蒸汽焓值(kJ/kg);
- $h_8$  —— 高压缸的排气焓值(kJ/kg);
- $\alpha_1$  —— 液相换热系数(工质侧,  $W/(m^2 \cdot K)$ );
- $\alpha_2$  —— 气相换热系数(烟气侧,  $W/(m^2 \cdot K)$ );
- $A_1$  —— 余热锅炉高压段换热面积( $m^2$ );
- $A_2$  —— 余热锅炉中压段换热面积( $m^2$ );
- $A_3$  —— 余热锅炉低压段换热面积( $m^2$ );
- $A_4$  —— 再热器段换热面积( $m^2$ );
- $T_3$  —— 进余热锅炉低压省煤器的给水温度( $^{\circ}C$ );
- $T_4$  —— 出余热锅炉低压过热器的过热蒸汽温度( $^{\circ}C$ );
- $T_5$  —— 出余热锅炉中压过热器的过热蒸汽温度( $^{\circ}C$ );
- $T_6$  —— 出余热锅炉高压过热器的过热蒸汽温度( $^{\circ}C$ );
- $T_7$  —— 余热锅炉再热器出口蒸汽温度( $^{\circ}C$ );
- $T_8$  —— 高压缸的排汽温度( $^{\circ}C$ );
- $T_9$  —— 低压过热器处的烟气平均温度( $^{\circ}C$ );
- $T_{10}$  —— 中压过热器处的烟气平均温度( $^{\circ}C$ );
- $T_{11}$  —— 高压过热器处的烟气平均温度( $^{\circ}C$ );
- $T_{12}$  —— 再热器处的烟气平均温度( $^{\circ}C$ );
- $T_{13}$  —— 燃气轮机排气平均温度( $^{\circ}C$ )。

### 2.3 查询数据

根据相关文献,以 NG-901FA-R 型、三压再热、无补燃余热锅炉为算例,余热锅炉参数<sup>[7]</sup>如表1~表4所示。

表1 各段蒸汽流量、温度、压力、焓值参数表

Tab. 1 Parameters of steam flow, temperature, pressure and enthalpy of each section

状态	参数	数据
低压	低压过热蒸汽流量 $q_{m3}/(t \cdot h^{-1})$	41.44
	低压过热蒸汽温度 $T_4/^{\circ}C$	300.1
	低压过热蒸汽压强 $P/MPa$	0.31
中压	低压过热蒸汽焓值 $h_4/[kJ \cdot (kg)^{-1}]$	3 068.9
	中压过热蒸汽流量 $q_{m2}/(t \cdot h^{-1})$	40.051
	中压过热蒸汽温度 $T_5/^{\circ}C$	297.2
再热	中压过热蒸汽压强 $P/MPa$	2.26
	中压过热蒸汽焓值 $h_5/[kJ \cdot (kg)^{-1}]$	3 015.3
	高压缸排汽温度 $T_8/^{\circ}C$	365.8
高压	高压缸排汽焓值 $h_6/[kJ \cdot (kg)^{-1}]$	3 191.3
	再热蒸汽温度 $T_7/^{\circ}C$	566.2
	再热蒸汽压强 $P/MPa$	2.10
再热	再热蒸汽焓值 $h_7/[kJ \cdot (kg)^{-1}]$	3 600.2
	高压过热蒸汽流量 $q_{m1}/(t \cdot h^{-1})$	282.96
	高压过热蒸汽温度 $T_6/^{\circ}C$	566.6
高压	高压过热蒸汽压强 $P/MPa$	9.72
	高压过热蒸汽焓值 $h_6/[kJ \cdot (kg)^{-1}]$	3 541.7

表2 烟气温度表

Tab. 2 Flue gas temperature meter

位置	烟气温度/ $^{\circ}C$
燃气轮机排气温度 $T_{13}$	600
低压过热器 $T_9$	200
中压过热器 $T_{10}$	300
再热器 $T_{12}$	480
高压过热器 $T_{11}$	500

表3 各部分换热段面积表

Tab. 3 Area of heat exchange section of each part

位置	面积/ $m^2$
高压段 $A_1$	15
中压段 $A_2$	15
低压段 $A_3$	15
再热段 $A_4$	10

表4 变量变化范围表

Tab. 4 Variation range of variables

变量	范围
给水温度 $T_3/^{\circ}C$	30 ~ 100
给水压力 $P/MPa$	0.004 ~ 0.101
液相换热系数 $\alpha_1/(W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1})$	200 ~ 1 000
气相换热系数 $\alpha_2/(W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1})$	20 ~ 100

### 3 结果分析

#### 3.1 给水压力的变化

使用 MATLAB 拟合  $h_3$  与温度、压力经验公式, 通过查阅饱和蒸汽温度压力焓表, 查阅温度范围为 30 ~ 100 °C, 压力范围为 0.004 ~ 0.101 MPa, 进行经验公式的拟合。

根据拟合结果, 如图 3 所示, 可以找到给水焓值 ( $h_3$ ) 与给水温度 ( $T_3$ )、给水压力 ( $P$ ) 之间的关系式:

$$h_3 = 2499.5 + 1.9T_3 + 630.4P + 708.9P^2 - 5.5T_3P \quad (10)$$

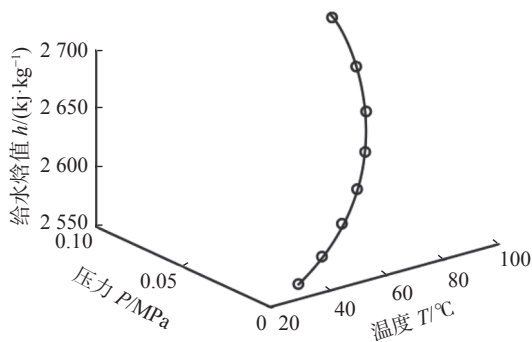


图 3 拟合函数图象

Fig. 3 Fitting function image

将方程(10)代入方程(4)中得到以下结果:

$$Q = 385910.425 - 101.24(2499.5 + 1.9T_3 + 630.4P + 708.9P^2 - 5.5T_3P) \quad (11)$$

以给水压力为横坐标, 余热锅炉吸热量为纵坐标, 讨论温度在 30 ~ 100 °C 范围内, 给水压力与余热锅炉吸热量的关系, 在 30 ~ 100 °C 范围内, 选择 30 °C、60 °C 和 100 °C 进行规律探究, 结果如图 4 所示。

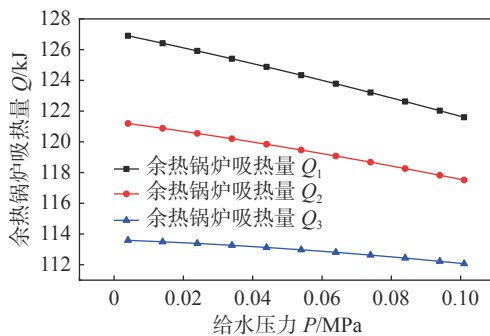


图 4 给水压力与锅炉吸热量关系

Fig. 4 Relationship between feed water pressure and boiler heat absorption

根据方程关系我们可以发现, 随着给水压力的增加, 余热锅炉内吸热量不断减少。具体表现为当压力从 0.004 MPa 增加到 0.101 MPa 时, 给水温度为 30 °C 时, 吸热量从 126.91 kJ 降低到 121.59 kJ, 吸热量降低了 4.18%; 给水温度为 60 °C 和 100 °C 时, 吸热量分别降低了 3.04% 和 1.34%, 可以发现随着给水温度的不断升高, 余热锅炉吸热量减少的比例越小。

#### 3.2 给水温度的变化

以给水温度为横坐标, 余热锅炉吸热量为纵坐标, 讨论液相换热系数在 200 ~ 1 000 W/(m<sup>2</sup>·K) 和气相换热系数在 20 ~ 100 W/(m<sup>2</sup>·K) 范围内, 给水温度与余热锅炉吸热量的关系。

当液相换热系数为 200 W/(m<sup>2</sup>·K) 和 1 000 W/(m<sup>2</sup>·K) 时, 气相换热系数分别取 20 W/(m<sup>2</sup>·K)、60 W/(m<sup>2</sup>·K)、100 W/(m<sup>2</sup>·K) 进行探究, 结果如图 5、图 6 所示。

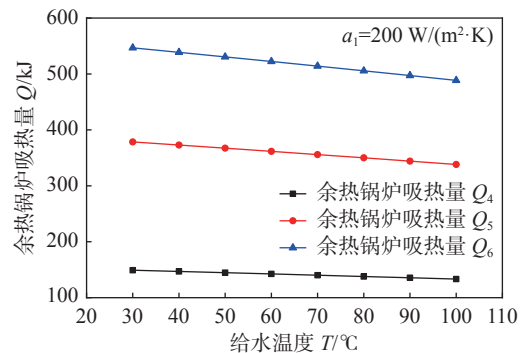


图 5 给水温度与锅炉吸热量关系

Fig. 5 Relationship between feed water temperature and boiler heat absorption

根据方程关系我们可以发现, 随着给水温度的

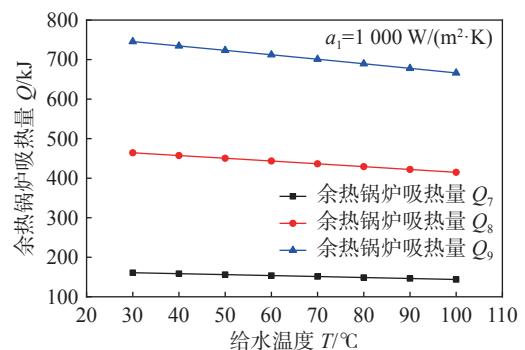


图 6 给水温度与锅炉吸热量关系

Fig. 6 Relationship between feed water temperature and boiler heat absorption

增加,余热锅炉吸热量不断减少。具体表现为当给水温度从 30 ℃ 增加到 100 ℃ 时,液相换热系数为 200 W/(m<sup>2</sup>·K),气相换热系数为 20 W/(m<sup>2</sup>·K) 时,锅炉吸热量从 149.11 kJ 降低到 133.25 kJ,吸热量降低了 10.6%,气相换热系数分别为 60 W/(m<sup>2</sup>·K)、100 W/(m<sup>2</sup>·K) 时,吸热量均降低了 10.6%;液相换热系数为 1 000 W/(m<sup>2</sup>·K),气相换热系数为 20 W/(m<sup>2</sup>·K) 时,锅炉吸热量从 160.81 kJ 降低到 143.71 kJ,吸热量降低了 10.6%,气相换热系数分别为 60 W/(m<sup>2</sup>·K)、100 W/(m<sup>2</sup>·K) 时,吸热量也均降低 10.6%。

当气相换热系数分别为 20 和 100 W/(m<sup>2</sup>·K) 时,液相换热系数分别取 200 W/(m<sup>2</sup>·K)、600 W/(m<sup>2</sup>·K)、1 000 W/(m<sup>2</sup>·K) 进行探究,结果如图 7、图 8 所示。根据方程关系我们可以发现,随着给水温度的增加,余热锅炉吸热量不断减少。具体表现为当给水温度从 30 ℃ 增加到 100 ℃ 时,气相换热系数为 20 W/(m<sup>2</sup>·K),液相换热系数为 200 W/(m<sup>2</sup>·K) 时,锅炉吸热量从 149.11 kJ 降低到 133.25 kJ,吸热量降低了 10.6%,液相换热系数分别为 600、1 000 W/(m<sup>2</sup>·K) 时,吸热量均降低了 10.6%;气相换热系数为 100 W/(m<sup>2</sup>·K),液相换热系数分别为 200 W/(m<sup>2</sup>·K) 时,锅炉吸热量从 546.75 kJ 降低到 488.61 kJ,吸热量降低了 10.6%,液相换热系数分别为 600、1 000 W/(m<sup>2</sup>·K) 时,吸热量也均降低 10.6%。

### 3.3 液相换热系数的变化

以液相换热系数<sup>[12]</sup>为横坐标,余热锅炉吸热量为纵坐标,讨论温度在 30~100 ℃ 和气相换热系数在 20~100 W/(m<sup>2</sup>·K) 范围内,液相换热系数与余热锅炉内吸热量的关系。

当温度分别为 30 ℃ 和 100 ℃ 时,气相换热系数分别取 20 W/(m<sup>2</sup>·K)、60 W/(m<sup>2</sup>·K)、100 W/(m<sup>2</sup>·K) 进行探究,结果如图 9、图 10 所示。根据方程关系我们可以发现,随着液相换热系数的增加,余热锅炉吸热量不断增加。具体表现为当液相换热系数从 200 增加到 1 000 W/(m<sup>2</sup>·K) 时,温度为 30 ℃,气相换热系数为 20 W/(m<sup>2</sup>·K) 时,锅炉吸热量从 149.11 kJ 增加到 160.81 kJ,吸热量增加了 7.8%,气相换热系数分别为 60 W/(m<sup>2</sup>·K)、100 W/(m<sup>2</sup>·K) 时,吸热量分别增加了 22.6% 和 36.4%;温度为 100 ℃,气相换热系数分别为 20 W/(m<sup>2</sup>·K) 时,锅炉吸热量从 133.25 kJ

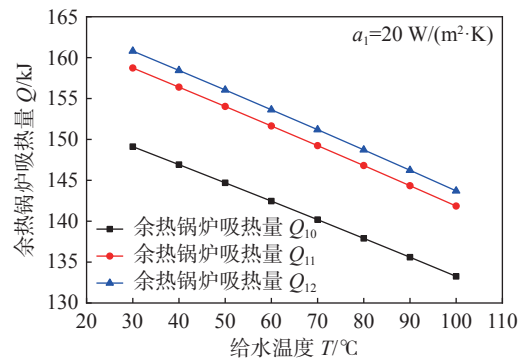


图 7 给水温度与锅炉吸热量关系

Fig. 7 Relationship between feed water temperature and boiler heat absorption

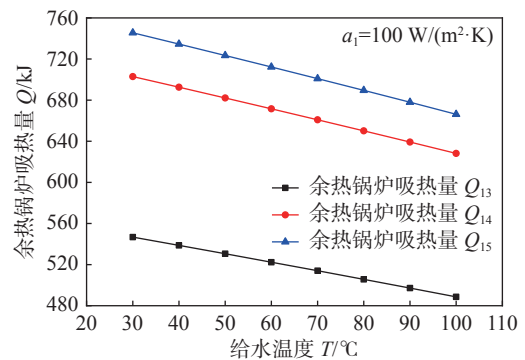


图 8 给水温度与锅炉吸热量关系

Fig. 8 Relationship between feed water temperature and boiler heat absorption

增加到 143.71 kJ,吸热量增加了 7.8%,气相换热系数分别为 60 W/(m<sup>2</sup>·K)、100 W/(m<sup>2</sup>·K) 时,吸热量分别增加了 22.6% 和 36.4%。

当气相换热系数为 20 W/(m<sup>2</sup>·K) 和 100 W/(m<sup>2</sup>·K) 时,温度分别取 30 ℃、60 ℃、100 ℃ 进行探究。结果如图 11、图 12 所示。根据方程关系我们可以发现,随着液相换热系数的增加,余热锅炉吸热量不断增加。具体表现为当液相换热系数从 200 W/(m<sup>2</sup>·K) 增加到 1 000 W/(m<sup>2</sup>·K) 时,气相换热系数为 20 W/(m<sup>2</sup>·K) 时,温度为 30 ℃,锅炉吸热量从 149.11 kJ 增加到 160.81 kJ,吸热量增加了 7.8%,温度分别为 60 ℃、100 ℃ 时,吸热量增加均为 7.8%;气相换热系数分别为 100 W/(m<sup>2</sup>·K) 时,锅炉吸热量从 546.75 kJ 增加到 745.57 kJ,吸热量增加了 36.4%,温度分别为 60、100 ℃ 时,吸热量增加均为 36.4%。

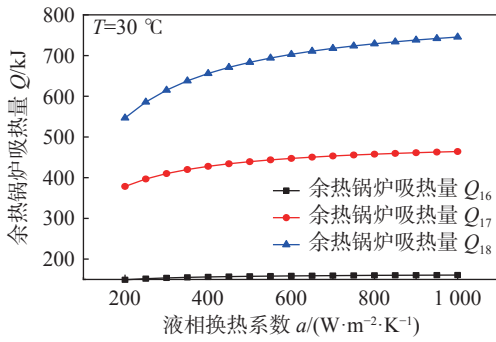


图 9 液相换热系数与锅炉吸热量关系

Fig. 9 Relationship between liquid phase heat transfer coefficient and boiler heat absorption

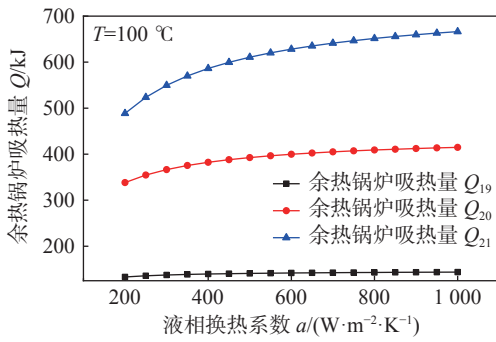


图 10 液相换热系数与锅炉吸热量关系

Fig. 10 Relationship between liquid phase heat transfer coefficient and boiler heat absorption

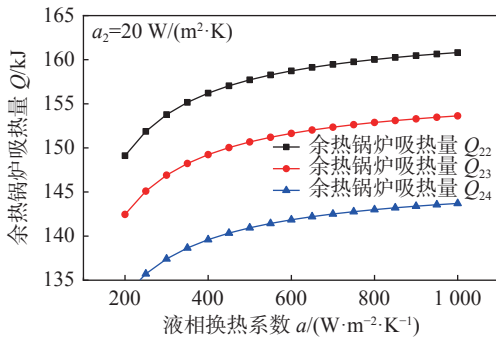


图 11 液相换热系数与锅炉吸热量关系

Fig. 11 Relationship between liquid phase heat transfer coefficient and boiler heat absorption

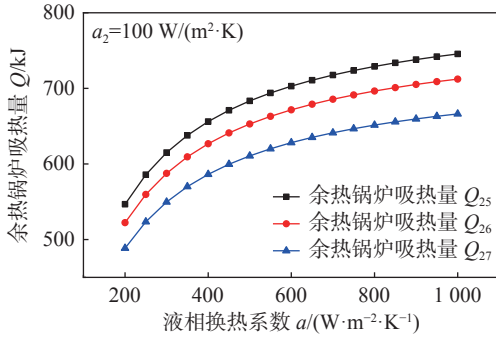


图 12 液相换热系数与锅炉吸热量关系

Fig. 12 Relationship between liquid phase heat transfer coefficient and boiler heat absorption

### 3.4 气相换热系数的变化

以气相换热系数<sup>[13]</sup>为横坐标, 余热锅炉内吸热量为纵坐标, 讨论温度在 30 ~ 100 °C 和液相换热系数在 200 ~ 1 000 W/(m<sup>2</sup>·K) 范围内, 气相换热系数与余热锅炉内吸热量的关系。当温度分别为 30 °C 和 100 °C 时, 液相换热系数分别取 200 W/(m<sup>2</sup>·K)、600 W/(m<sup>2</sup>·K)、1 000 W/(m<sup>2</sup>·K) 进行探究。结果如图 13、图 14 所示。根据方程关系可以发现, 随着气相换热系数的增加, 余热锅炉内吸热量不断增加。

当气相换热系数从 20 W/(m<sup>2</sup>·K) 增加到了 100 W/(m<sup>2</sup>·K) 时, 温度为 30 °C, 液相换热系数为 200 W/(m<sup>2</sup>·K) 时, 锅炉吸热量从 149.11 kJ 增加到 546.75 kJ, 吸热量增加为原来的 2.67 倍, 液相换热系数分别为 600 W/(m<sup>2</sup>·K)、1 000 W/(m<sup>2</sup>·K) 时, 吸热量分别增加了 3.43 倍和 3.64 倍, 温度为 100 °C; 液相换热系数为 200 kW/(m<sup>2</sup>·K) 时, 锅炉吸热量从 133.25 kJ 增加到 488.60 kJ, 吸热量增加了原来的 2.67 倍, 液相换热系数分别为 600 W/(m<sup>2</sup>·K)、1 000 W/(m<sup>2</sup>·K) 时, 吸热量分别增加了 3.43 倍和 3.64 倍。

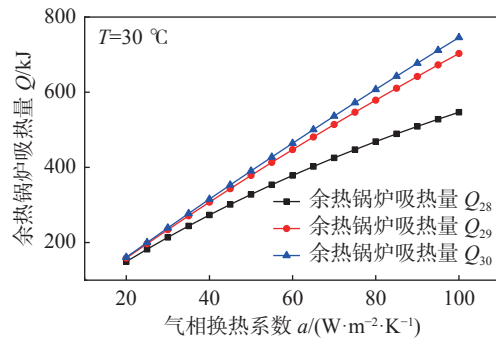


图 13 气相换热系数与锅炉吸热量关系

Fig. 13 Relationship between gas phase heat transfer coefficient and boiler heat absorption

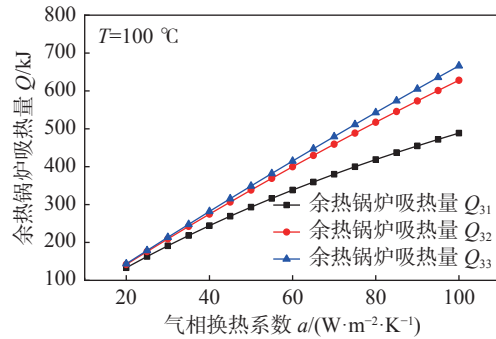


图 14 气相换热系数与锅炉吸热量关系

Fig. 14 Relationship between gas phase heat transfer coefficient and boiler heat absorption

当液相换热系数为 $0.2\text{ kW}/(\text{m}^2\cdot\text{K})$ 和 $1000\text{ W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})$ 时,温度分别取 $30\text{ }^\circ\text{C}$ 、 $60\text{ }^\circ\text{C}$ 、 $100\text{ }^\circ\text{C}$ 进行探究,结果如图15、图16所示。根据方程关系我们可以发现,随着气相换热系数的增加,余热锅炉内吸热量不断增加。具体表现为当气相换热系数从 $20\text{ W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})$ 增加到 $100\text{ W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})$ 时,液相换热系数为 $200\text{ W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})$ ,温度为 $30\text{ }^\circ\text{C}$ 时,锅炉吸热量从 $149.11\text{ kJ}$ 增加到 $546.75\text{ kJ}$ ,吸热量增加为原来的2.67倍,温度分别为 $60\text{ }^\circ\text{C}$ 、 $100\text{ }^\circ\text{C}$ 时,吸热量均增加了2.67倍;液相换热系数为 $1000\text{ W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})$ ,温度为 $30\text{ }^\circ\text{C}$ 时,锅炉吸热量从 $160.81\text{ kJ}$ 增加到 $745.57\text{ kJ}$ ,吸热量增加为原来的3.64倍,温度分别为 $60\text{ }^\circ\text{C}$ 、 $100\text{ }^\circ\text{C}$ 时,吸热量均增加3.64倍。

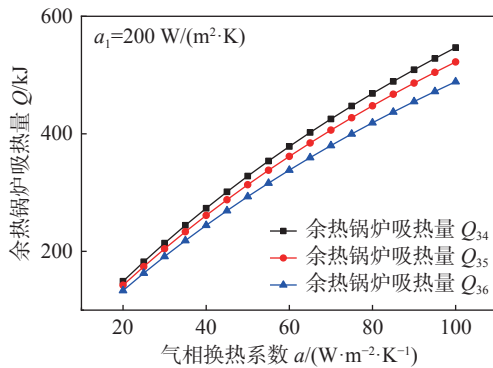


图15 气相换热系数与锅炉吸热量关系

Fig. 15 Relationship between feed water pressure and boiler heat absorption

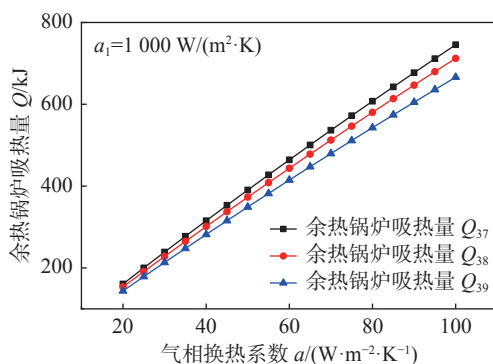


图16 气相换热系数与锅炉吸热量关系

Fig. 16 Relationship between feed water pressure and boiler heat absorption

## 4 结论

通过研究分析余热锅炉的工作原理及传热传质机理,计算给水温度、给水压力、换热系数与锅炉吸

热量关系,可以得到以下结论:

1)给水温度在 $30\sim 100\text{ }^\circ\text{C}$ 范围,随着给水压力的升高,余热锅炉的吸热量会降低,并且给水压力增加的同时,随着温度的升高,吸热量降低的百分比会越来越小。

2)给水温度从 $30\text{ }^\circ\text{C}$ 增加到 $100\text{ }^\circ\text{C}$ ,液相换热系数为定值时,气相换热系数增加,则锅炉吸热量减少得越多;当气相换热系数为定值时,液相换热系数的增加,锅炉吸热量减少得越多,同时两种情况下锅炉吸热量的降低比例始终保持不变。液相换热系数增加时,随着气相换热系数的增加,锅炉吸热量会增加。

3)当气相换热系数为定值时,液相换热系数增加,随着温度的增加,锅炉吸热量会不断增加;气相换热系数增加时,随着液相换热系数的增加,锅炉吸热量会增加。当液相换热系数为定值时,气相换热系数增加,随着温度的增加,锅炉吸热量会增加。

## 参考文献:

- [1] 姚妹铭,付国. 电力新能源与生态环境——评《电力环保政策法规汇编》[J]. 环境工程, 2020, 38(10): 246.  
YAO M M, FU G. New energy of electric power and ecological environment——Comment on the compilation of electric power environmental protection policies and regulations [J]. Environmental engineering, 2020, 38(10): 246.
- [2] 张甲,席静,胡久平. 新能源技术的研究综述 [J]. 山东化工, 2018, 47(19): 75+83. DOI: 10.3969/j.issn.1008-021X.2018.19.029.  
ZHANG J, XI J, HU J P. Research summary on new energy technology [J]. Shandong Chemical Industry, 2018, 47(19): 75+83. DOI: 10.3969/j.issn.1008-021X.2018.19.029.
- [3] 严辉. 整体煤气化联合循环发电系统技术研究综述 [J]. 化学工程与装备, 2015(2): 155-157.  
YAN H. Summary of research on integrated coal gasification combined cycle power generation system [J]. Chemical Engineering & Equipment, 2015(2): 155-157.
- [4] 厉剑梁. 燃气-蒸汽联合循环机组余热锅炉优化研究 [D]. 北京: 华北电力大学(北京), 2017.  
LI J L. Study on optimization of heat recovery steam generator for gas-steam combined cycle unit [D]. Beijing: North China Electric Power University(Beijing), 2017.
- [5] 王颖,邱朋华,吴少华,等. IGCC系统中余热锅炉的优化研究 [J]. 电站系统工程, 2009, 25(5): 31-32+35. DOI: 10.3969/j.issn.1005-006X.2009.05.013.  
WANG Y, QIU P H, WU S H, et al. Study on optimization of HRSG in IGCC system [J]. Power System Engineering, 2009, 25(5): 31-32+35. DOI: 10.3969/j.issn.1005-006X.2009.05.013.



- [6] 刘传成. 燃气-蒸汽联合循环双压、三压再热余热锅炉性能分析 [J]. 科技风, 2020(25): 106-107. DOI: 10.19392/j.cnki.1671-7341.202025053.  
LIU C C. Comparison and analyses of dual and triple pressure HRSG performance in combined cycle power plant [J]. Technology Wind, 2020(25): 106-107. DOI: 10.19392/j.cnki.1671-7341.202025053.
- [7] 沈桂男. 三压再热余热锅炉及运行 [C]//中国电机工程学会. 大型燃气轮机发电技术发展学术研讨会, 杭州, 2005-10-17. 北京: 中国电机工程学会, 2006: 206-212.  
SHEN G N. Three pressure reheat waste heat boiler and its operation [C]//CSEE. Academic Seminar on the Development of Large Gas Turbine Power Generation Technology, Hangzhou, October 17, 2005. Beijing: CSEE, 2006: 206-212.
- [8] 陈俊, 徐民. 400 MW级燃气-蒸汽联合循环机组余热锅炉调试技术与实践 [J]. 上海节能, 2019(10): 858-863. DOI: 10.13770/j.cnki.issn2095-705x.2019.10.012.  
CHEN J, XU M. Commissioning technology and practice on heat residual boilers in 400 MW gas-steam combined circulation unit [J]. Shanghai Energy Conservation, 2019(10): 858-863. DOI: 10.13770/j.cnki.issn2095-705x.2019.10.012.
- [9] 陈维春, 李素芬. 余热锅炉动态特性的数值计算 [J]. 节能, 2002(3): 8-10+2. DOI: 10.3969/j.issn.1004-7948.2002.03.003.  
CHEN W C, LI S F. Numerical calculation of dynamic performance of dual-pressure heat recovery steam generator [J]. Energy Conservation, 2002(3): 8-10+2. DOI: 10.3969/j.issn.1004-7948.2002.03.003.
- [10] 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 W B, LIN R M, XIAO Y H, et al. Analysis of waste heat boiler and its thermal characteristics in combined cycle [J]. Gas Turbine Technology, 1996, 9(4): 21-30.
- [11] 吕大, 郭耀德, 霍利, 等. 350 MW级燃气-蒸汽联合循环电站余热锅炉配置 [J]. 华北电力技术, 2006(10): 9-11+19. DOI: 10.3969/j.issn.1003-9171.2006.10.003.  
LÜ T, GUO Y D, HUO L, et al. Heat recovery steam generator choice of 350 MW class combined cycle power plant [J]. North China Electric Power, 2006(10): 9-11+19. DOI: 10.3969/j.issn.1003-9171.2006.10.003.
- [12] 聂宇宏, 梁融, 钱飞舟, 等. 高炉煤气余热锅炉数值模拟与传热系数的修正 [J]. 江苏科技大学学报(自然科学版), 2014, 28(1): 46-49. DOI: 10.3969/j.issn.1673-4807.2014.01.009.  
NIE Y H, LIANG R, QIAN F Z, et al. Numerical simulation of BFG waste heat boiler and correction of its heat transfer coefficient [J]. Journal of Jiangsu University of Science and Technology(Natural Science Edition), 2014, 28(1): 46-49. DOI: 10.3969/j.issn.1673-4807.2014.01.009.
- [13] 郁鸿凌, 杜艳艳, 葛卫东, 等. 对于熄焦余热锅炉热力计算中传热系数的探讨 [J]. 工业锅炉, 2009(2): 14-17. DOI: 10.3969/j.issn.1004-8774.2009.02.003.  
YU H L, DU Y Y, GE W D, et al. Discussion on the heat transfer coefficient in thermal calculation of CDQ waste-heat boiler [J]. Industrial Boiler, 2009(2): 14-17. DOI: 10.3969/j.issn.1004-8774.2009.02.003.

---

作者简介:



卢培 (第一作者)

1991-, 女, 河北石家庄人, 博士, 讲师, 主要研究方向为气液两相流模拟、T型管分离器在热力系统中的应用、热力系统建模(e-mail) lupei@hebtu.edu.cn。

卢培

李小宝

2000-, 男, 湖南岳阳人, 学士(e-mail)2677278711@qq.com。

郑晨旭

1999-, 男, 河北唐山人, 学士(e-mail)906120393@qq.com。

邹璐垚

2001-, 女, 四川绵竹人, 建筑环境与能源应用工程专业本科在读(e-mail)2843944620@qq.com。

王欣瑶

2002-, 女, 河北邢台人, 建筑环境与能源应用工程专业本科在读(e-mail)2206086035@qq.com。

蒋佳月

2002-, 女, 云南保山人, 建筑环境与能源应用工程专业本科在读(e-mail)2825192630@qq.com。

胡鋈

2002-, 男, 浙江杭州人, 建筑环境与能源应用工程专业本科在读(e-mail)2508448322@qq.com。



周兴 (通信作者)

1987-, 男, 河北石家庄人, 博士, 讲师, 主要从事煤、生物质热/电化学制氢方面的研究(e-mail)zhoux@hebtu.edu.cn。

周兴

(编辑 叶筠英)