

# 暖风器对锅炉热效率的影响特性分析

范庆伟<sup>1</sup>, 董怀托<sup>2</sup>, 牟春华<sup>1</sup>, 谢天<sup>1</sup>

(1. 西安热工研究院有限公司, 陕西 西安 710054; 2. 广东粤电环保有限公司, 广东 广州 510630)

**摘要:** 基于锅炉热平衡原理分析了投运暖风器对锅炉热效率的影响特性, 在锅炉净效率和燃料效率定义的基础上给出了暖风器投运前后锅炉热效率的计算公式。对试验数据的分析表明: 基于某 200 MW 机组试验数据, 当采用锅炉净效率定义时, 暖风器投运使锅炉热效率由 92.37% 降低到 91.61%; 而采用燃料效率定义时, 锅炉热效率则由 92.37% 升高到 92.62%, 锅炉热效率相差 1.01%。采用燃料效率的定义时, 暖风器投运后锅炉热效率升高, 相同输出热量情况下的燃料输入热量减少, 计算结果能更好地反映锅炉输入燃料量的变化。

**关键词:** 燃料效率; 净效率; 暖风器; 锅炉热平衡

中图分类号: TK223      文献标识码: A  
DOI: 10.16146/j.cnki.rndlgc.2016.03.011

## 引言

为防止锅炉空气预热器发生低温腐蚀和堵灰现象, 普遍采用暖风器系统提高空气预热器进口的冷风温度, 从而使排烟温度保持在酸露点以上。目前, 国内的暖风器加热热源通常使用汽轮机辅汽, 随着暖风器功率的增加, 辅汽抽汽量增大, 对机组整体的经济性产生影响: 首先, 暖风器出口冷风温度增加后, 锅炉排烟温度升高, 锅炉排出系统的净能量增加; 其次, 进入冷凝器的排汽量减少, 汽轮机回热程度增加, 冷端损失减少; 再次, 作为暖风器热源的辅汽做功不完全, 汽轮机的输出功率减少。

针对暖风器系统对机组运行经济性的影响特性, 前人已进行过很多的理论计算。李笑乐就暖风器对锅炉热效率的影响进行理论分析和公式推导, 获得了相应的计算公式, 其计算结果表明锅炉热效率随暖风器出口空气温度升高而降低<sup>[1]</sup>; 西安交通大学林万超教授基于相同的理论进行了分析计算, 得到了相同的结论<sup>[2]</sup>; 其次, 多位学者基于上述研究结果对暖风器的影响进行了计算分析<sup>[3~7]</sup>; 西北电力设计院张建中等早期分析暖风器对锅炉热效率

影响的理论基础与前述学者一致, 其结论也基本一致<sup>[8]</sup>; 但其近期在文献 [9] 中的计算结果则与原结果相反, 其主要原因在于所使用的锅炉热效率定义和计算边界定义发生了变化, 但是, 该文章并未进行详细的理论推导。

由前人的研究结果可知, 基于不同的效率定义和计算边界, 暖风器对锅炉热效率的影响具有不同的结论。因此, 有必要对其进行细致的分析, 以对电厂的实际运行提供指导。

## 1 GB/T 10184 - 1988 标准中锅炉热效率计算

锅炉热效率是依据锅炉热平衡方程定义的锅炉输出热量与输入热量的比例关系, 锅炉热效率的定义在不同的行业标准中存在差异性。目前, 国内普遍采用的锅炉热效率计算标准包括《火力发电厂技术经济指标计算方法》(DL/T 904 - 2004)、《电站锅炉性能试验规程》(GB/T 10184 - 1988) 和《Fired Steam Generators Performance Test Code》(ASME PTC4 - 1998)<sup>[10-13]</sup>。

GB/T 10184 - 1988 标准中锅炉热效率的定义为锅炉输出热量与进入锅炉系统的总热量之比, 进入锅炉系统的总热量指燃料输入热量和外来热量或由其它热源加入到系统的热量之和。

$$\eta_{b1} = 100 \times \frac{Q_o}{Q_r} = 100 \times \left(1 - \frac{Q_L}{Q_r}\right) \quad (1)$$

$$Q_r = Q_{ar, net} + Q_{wr} \quad (2)$$

DL/T 904 - 2004 标准中关于锅炉热效率的定义为锅炉输出热量占进入锅炉系统的燃料热量的百分比, 即:

$$\eta_{b2} = 100 \times \frac{Q_o}{Q_{ar, net}} = 100 \times \left(1 - \frac{Q_L}{Q_{ar, net}} + \frac{Q_{wr}}{Q_{ar, net}}\right) \quad (3)$$

收稿日期: 2015-03-13; 修订日期: 2015-06-22

作者简介: 范庆伟(1981-), 男, 辽宁大连人, 西安热工研究院有限公司工程师。

式中:  $\eta_b$ —锅炉热效率, %;  $Q_0$ —锅炉输出热量, kW;  $Q_L$ —锅炉损失热量, kW;  $Q_r$ —进入锅炉的总热量, kJ/h;  $Q_{ar,net}$ —燃料低位发热量, kJ/kg;  $Q_{wr}$ —外部热源带入的热量, kJ/kg。

ASME PTC4 - 1998 标准中对上述两种锅炉热效率均有定义, 其中  $\eta_{b1}$  为净效率,  $\eta_{b2}$  为燃料效率, 通常有  $\eta_{b2} \geq \eta_{b1}$ , 且 ASME PTC4 - 1998 标准中使用净效率及燃料高位发热量。已有关于暖风器对锅炉效率影响的研究, 其影响多是基于净效率的基础上进行的, 而目前电厂锅炉性能试验多基于 ASME PTC4 - 1998 标准进行, 因此本研究将基于燃料效率分析暖风器的影响。

## 2 投运暖风器后锅炉热效率的计算

ASME PTC4 - 1998 标准(中译本)中关于锅炉计算边界的定义如图 1 所示, 系统中的暖风器分为内部暖风器和外部暖风器: 内部暖风器热源为锅炉给水吸热后未流出系统边界前即进入暖风器的蒸汽, 因此, 这部分蒸汽的热量为系统内的热量; 外部暖风器热源取自锅炉系统外, 可以是电加热、汽轮机抽热加热等多种形式。对于内部暖风器, 热效率计算的边界为暖风器入口, 暖风器对锅炉热效率的影

响由暖风器热损失项修正, 暖风器热损失为:

$$Q_{NF} = M_{NF} \times (H_{NFc} - H_{FW}) \quad (4)$$

式中:  $Q_{NF}$ —暖风器吸热量, kW;  $M_{NF}$ —暖风器凝结水流量, kg/s;  $H_{NFc}$ —暖风器凝结水焓, kJ/kg;  $H_{FW}$ —主给水焓, kJ/kg。

上述定义中, 暖风器凝结水流量在系统内部循环, 作为系统质量流的一部分, 其带出系统的净热量为  $Q_{NF}$ , 以热损失计, 因此锅炉热效率为:

$$\eta_b = 100 \times \left( 1 - \frac{Q_L + Q_{NF}}{Q_{ar,net}} \right) \quad (5)$$

大型电站锅炉系统中内部暖风器的使用较少, 多为外部暖风器。计算外部暖风器影响时, 热效率计算的边界定义为暖风器出口, 如图 2(a) 所示, 由于暖风器在计算边界外, 其对锅炉热效率的计算不产生影响, 因此, 锅炉热效率为(计算方法一):

$$\eta_b = 100 \times \left( 1 - \frac{Q_L}{Q_{ar,net}} \right) \quad (6)$$

值得注意的是, 由于式(6)锅炉热效率计算的边界内不包含暖风器, 锅炉各项热损失的绝对量值相对于未投运暖风器前的值将减小。当对不同工况间对比时需将锅炉热效率修正到同样的基准温度下进行。

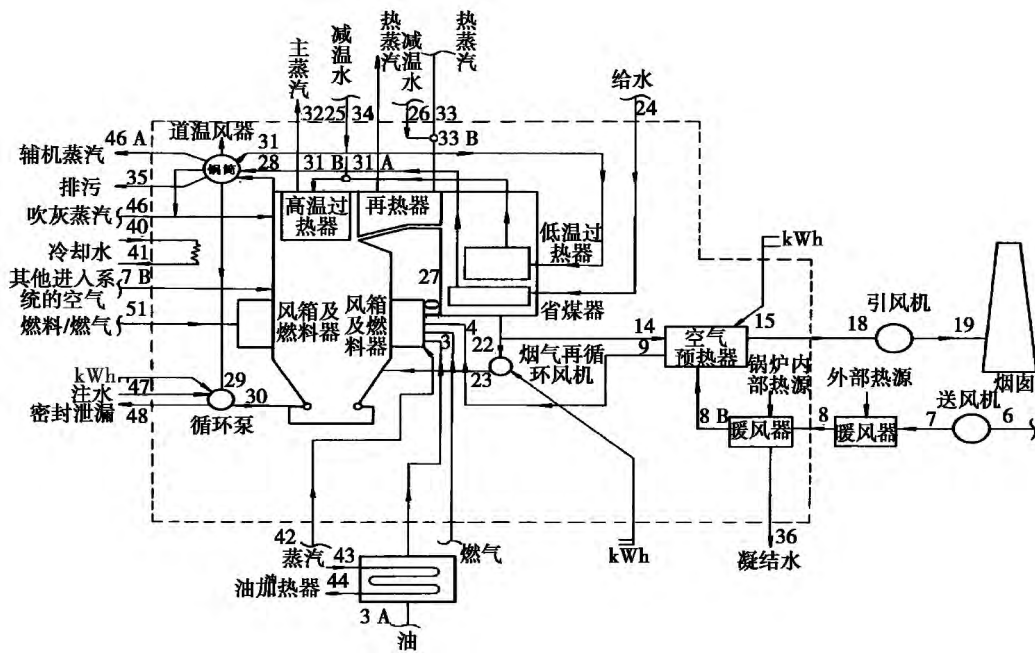


图 1 锅炉热平衡边界定义

Fig. 1 Definition of the boundary for conducting the heat balance of a boiler

除计算方法一外,也可将暖风器划入锅炉热效率的计算边界以内,如图2(b)所示,此时,计算的边界为暖风器入口冷风温度,暖风器的加热热源质量流(本研究以抽汽加热为例)由外部环境进入系统,即外来热源经过暖风器放热后以凝结水的形势排出系统,热源质量流带入系统的净热量为:

$$Q_{NF} = M_{NF} \times (H_{NFg} - H_{NFc}) \quad (7)$$

式中:  $H_{NFg}$ —暖风器入口蒸汽焓, kJ/kg。此时,  $Q_{NF}$ —外部环境加入到系统中的额外热量,因此,锅炉热效率为(计算方法二):

$$\eta_b = 100 \times \left( 1 - \frac{Q_L}{Q_{ar,net}} + \frac{Q_{NF}}{Q_{ar,net}} \right) \quad (8)$$

式(8)中锅炉热效率计算的边界为暖风器入口,锅炉各项热损失的绝对量值相比式(6)的计算值要大。但是,按正平衡原则时,两种效率修正到相同基准温度的结果应相等。

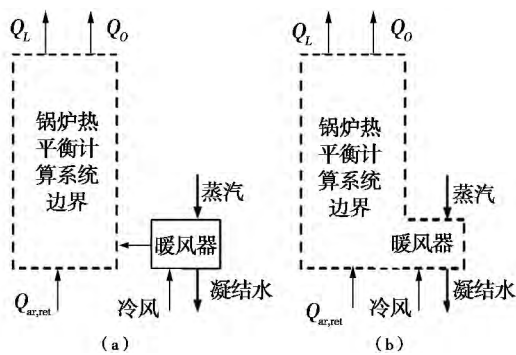


图2 锅炉热平衡计算边界

Fig. 2 Boundary for calculating the heat balance of a boiler

### 3 投运暖风器对锅炉热效率的影响分析

对同一台锅炉机组而言,暖风器投运前后锅炉的热效率将发生变化,按不同的热效率定义方法,其变化规律是不一样的,本研究基于燃料效率的定义进行分析。

基于计算方法一,暖风器入口空气温度为  $T_0$ ,暖风器出口空气温度为  $T_n$ ,在暖风器投运前  $T_n = T_0$ ,热效率计算的边界温度为  $T_0$ ,计算按式(6)进行;当暖风器投运后,仍按式(6)计算(不考虑暖风器的输入热量),只是热效率计算边界温度选取  $T_n$ ,

空预器出口排烟温度由于进口冷空气温度提高而同比升高。此时,排烟热损失一方面由于排烟温度升高而增加,另一方面由于计算边界温度升高而降低。将暖风器投运前后的锅炉热效率修正到相同的基准温度工况时即可对比暖风器对锅炉热效率的影响。

基于计算方法二,锅炉热效率计算边界始终为暖风器入口空气温度  $T_0$ ,暖风器投运前、后的锅炉热效率分别按式(9)和式(10)进行计算:

$$\eta_{b1} = 100 \times \left( 1 - \frac{I_{py1}}{Q_{ar,net}} - q_{3-6} \right) \quad (9)$$

$$\eta_{b2} = 100 \times \left( 1 - \frac{I_{py2}}{Q_{ar,net}} - q_{3-6} + \frac{Q_{NF}}{Q_{ar,net}} \right) \quad (10)$$

假设暖风器投运前后  $q_{3-6}$  不变,锅炉热效率的变化量为:

$$\Delta\eta = 100 \times \left( \frac{Q_{NF}}{Q_{ar,net}} - \frac{I_{py2} - I_{py1}}{Q_{ar,net}} \right) = \Delta\eta_1 + \Delta\eta_2 \quad (11)$$

$$\Delta\eta_1 = 100 \times \frac{Q_{NF}}{Q_{ar,net}}, \Delta\eta_2 = 100 \times \frac{I_{py1} - I_{py2}}{Q_{ar,net}} \quad (12)$$

$\Delta\eta_1$ 为暖风器的热量输入替换部分燃料而使锅炉热效率升高的影响; $\Delta\eta_2$ 则为排烟温度升高而使锅炉实际热损失增加的影响。表1为暖风器运行对锅炉热效率影响的计算结果,计算中采用计算方法二作为“本研究计算值”列的计算依据。表中“文献数据”列为文献[1]中的计算结果,暖风器投运后排烟温度升高引起锅炉热效率降低0.842%,而输入热量增加引起锅炉热效率升高仅0.083%,因此,锅炉净效率由92.37%降低到91.61%。当以锅炉燃料效率定义来计算暖风器的影响效果时,即表1中“本研究计算值”列,由于排烟温度升高而引起燃料效率降低0.852%,由于输入热量增加而引起燃料效率升高值为1.105%,因此,锅炉燃料效率由92.37%升高到92.62%。表1中“试验数据”列为某机组在600 MW负荷下投运暖风器前后的试验数据,按燃料效率定义进行计算,由于排烟温度升高引起燃料效率降低1.30%,由于输入热量增加引起燃料效率升高1.59%,暖风器投运后锅炉燃料效率由93.97%升高到94.26%。由表1中数据可以看出,暖风器吸热量146.60 kJ/kg要高于排烟温度升高后烟气损失的净热量113.04 kJ/kg,锅炉热效率

升高。

表 1 暖风器对锅炉效率影响计算对比表

Tab. 1 Table of the contrast of the calculation values of the boiler efficiency influenced by the air heaters

参数	文献[1]	本文计算值	试验数据
机组容量 $P/\text{MW}$	200	200	600
燃料低位发热量 $Q_{\text{ar,net}}/\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$	13 272.16	13 272.16	18 010
暖风器投运前的排烟温度 $\theta_{\text{py1}}/^\circ\text{C}$	131	131	140
暖风器投运前的排烟焓 $I_{\text{py1}}/\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$	1 050.89	1 050.89	1 238.99
暖风器投运前锅炉效率 $\eta_{\text{bl}}/\%$	92.37	92.37	93.97
暖风器进口冷空气温度 $T_0/^\circ\text{C}$	30	30	32
暖风器进口冷空气焓 $I_{\text{ko}}/\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$	144.44	144.44	
暖风器出口空气温度 $T_n/^\circ\text{C}$	55	55	89
暖风器出口空气焓 $I_{\text{NF}}/\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$	264.61	264.61	
过量空气系数 $\beta$	1.22	1.22	1.20
暖风器吸热量 $Q_{\text{NF}}/\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$	146.60	146.60	286.69
排烟温度升高损失的热量 $Q_{\text{py}}/\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$	113.04	113.04	233.23
暖风器投运后排烟温度 $\theta_{\text{py2}}/^\circ\text{C}$	145	145	165.8
暖风器投运后排烟焓 $I_{\text{py2}}/\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$	1 163.93	1 163.93	1 472.22
排烟温度升高减少的效率 $\Delta\eta_2/\%$	-0.842	-0.852	-1.30
输入热量升高增加的效率 $\Delta\eta_1/\%$	0.083	1.105	1.59
暖风器投运后锅炉效率 $\eta_{\text{b2}}/\%$	91.61	92.62	94.26

#### 4 计算结果差异性分析

对于同一机组的同一运行状态,采用不同的锅炉热效率定义方法作为计算基准时所产生的结果截然相反,这也是关于暖风器投运后到底如何变化说法不一的主要原因。锅炉系统效率基于热平衡原理定义,暖风器投运前后的热平衡方程分别为:

$$Q_{\text{ar,net}} = Q_{\text{O1}} + Q_{\text{L1}} \quad (13)$$

$$Q_{\text{ar,net}} + Q_{\text{NF}} = Q_{\text{O2}} + Q_{\text{L2}} \quad (14)$$

由试验数据可知:  $Q_{\text{NF}} > Q_{\text{L2}} - Q_{\text{L1}}$ , 因此,  $Q_{\text{O2}} > Q_{\text{O1}}$ 。当基于燃料效率定义时,单位质量燃料对应的输出热量增加,因此锅炉燃料效率升高;而当基于锅炉净效率定义时,输入热量  $Q_{\text{NF}}$  直接加在效率计算的分母上,  $Q_{\text{NF}}$  越大则净效率降低的幅度越大。并且,锅炉净效率表示在输出热量  $Q_{\text{O2}}$  情况下锅炉机组总输入热量的利用率,而暖风器的热量并非来自于燃料本身,因此,锅炉净效率并非直接对应燃料消耗量。当采用燃料净效率定义时,锅炉机组输出热

量为  $Q_{\text{O1}}$  时,机组需输入的燃料热量如式(15)所示:

$$\left(1 + \frac{Q_{\text{L2}} - Q_{\text{L1}} - Q_{\text{NF}}}{Q_{\text{O2}}}\right) \times Q_{\text{ar,net}} < Q_{\text{ar,net}} \quad (15)$$

由此可知,暖风器投运后锅炉净效率虽然呈现降低的趋势,但相同输出热量  $Q_{\text{O1}}$  时所需消耗的燃料量也呈现降低的趋势。因此,用锅炉燃料效率定义来分析暖风器投运的影响特性更具代表性。

#### 5 结 论

基于锅炉热平衡原理分析了暖风器运行对锅炉热效率的影响特性,在锅炉燃料效率定义的基础上分析了暖风器投运前后锅炉热效率的计算公式。通过对试验数据的计算表明:基于同一组数据,当采用锅炉净效率定义时,暖风器投运使锅炉热效率由 92.37% 降低到 91.61%;而采用燃料效率定义时,锅炉热效率则由 92.37% 升高到 92.62%。采用不同的热效率定义方法,暖风器对锅炉热效率的影响相差 1.01%,差别显著。

基于锅炉热平衡基本原理可发现,当采用锅炉净效率定义时,单位质量燃料输入热量所能产生的有效输出热量增加,即相同输出热量下锅炉所需输入燃料量减少,此时计算锅炉热效率是降低的,因此锅炉净效率定义时的计算结果不反映锅炉输入燃料量的变化趋势;而采用燃料效率定义时,暖风器投运后锅炉热效率升高,相同输出热量情况下的燃料输入热量减少,计算结果可较好的反映锅炉输入燃料量的变化。

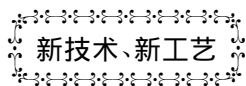
根据上述理论分析与试验结果的对比分析,采用基于锅炉燃料效率的定义方法来分析暖风器系统的影响能较好的反映锅炉热效率的变化规律。

#### 参考文献:

[1] 李笑乐. 采用暖风器的锅炉热效率计算方法[J]. 中国电力, 1984(12): 22-25.  
 Li Xiao-le. Method for calculating the efficiency of a boiler provided with air heaters[J]. China Electric Power, 1984, 12: 22-25.  
 [2] 林万超. 火电厂热系统定量分析[M]. 西安: 西安交通大学出版社, 1986.  
 Lin Wan-chao. Quantitative analysis of the thermodynamic system of a thermal power plant [M]. Xi'an, Xi'an Jiaotong University Press, 1986.

- [3] 潘锡良. 锅炉暖风器的经济性[J]. 华东电力, 1992(1): 29-30.  
PAN Xi-liang. Cost-effectiveness of the air heaters in a boiler [J]. East China Electric Power, 1992(1): 29-30.
- [4] 史德安, 王顺启, 王浩. 暖风器运行参数对机组运行经济性的影响[J]. 热力发电, 2008, 37(4): 65-67.  
SHI De-an, WANG Shun-qi, WANG Hao. Influence of the operation parameters of an air heater on the operation cost-effectiveness of a unit [J]. Thermal Power Generation, 2008, 37(4): 65-67.
- [5] 李强, 郑钢, 孙平等. 锅炉暖风器系统设计及对锅炉热效率的影响[J]. 煤气与热力, 2010, 30(11): 1-3.  
LI Qiang, ZHENG Gang, SUN Ping, et al. Design of an air heater system in a boiler and its influence on the thermal efficiency of the boiler [J]. Coal Gas and Heat, 2010, 30(11): 1-3.
- [6] 周超, 彭晓军, 牛利权. 北方电厂应用暖风器控制空预器低温腐蚀的分析与研究[J]. 华北电力技术, 2012(1): 46-57.  
ZHOU Chao, PENG Xiao-jun, NIU Li-quan. Analysis and research of the use of heaters for controlling the low-temperature corrosion of air preheaters in power plants in the northern region [J]. North China Electric Power, 2012, 1: 46-57.
- [7] 许云龙. 锅炉暖风器及热风再循环系统的分析应用[J]. 华北电力技术, 2013(8): 34-37.  
XU Yun-long. Analysis and applications of air heater and hot-air recirculation systems in boilers [J]. North China Electric Power, 2013, 8: 34-37.
- [8] 张建中. 送风温度对锅炉热效率和电厂热经济性的影响[J]. 中国电力, 1984(02): 34-40.  
ZHANG Jian-zhong. Influence of the blowing air temperature on the thermal efficiency of boilers and the thermal cost-effectiveness of a power plant [J]. China Electric Power, 1984(02): 34-40.
- [9] 王金旺, 张燕, 张建中. 空气预热器进风温度变化时基于燃料高位和低位热值的锅炉排烟热损失计算[J]. 节能, 2013(3): 35-38.  
WANG Jin-wang, ZHANG Yan, ZHANG Jian-zhong. Calculation of the losses arisen from the flue gases from a boiler based on the high and low calorific values of the fuel when the air temperature at the inlet of the air preheater changes [J]. Energy Conservation, 2013, 3: 35-38.
- [10] DL/T 904-2004 火力发电厂技术经济指标计算方法[S].  
DL/T 904-2004, Method for calculating the cost-effectiveness index of a thermal power plant [S].
- [11] GB/T 10184-1988 电站锅炉性能试验规程[S].  
GB/T 10184-1988, Specification for conducting the performance test of a utility boiler [S].
- [12] 阎维平译. 锅炉性能试验规程 Fired Steam Generators Performance Test Code [M]. 北京: 中国电力出版社, 2004.  
Translated by YAN Wei-ping. Fired Steam Generators Performance Test Code [M]. Beijing: China Electric Power Press, 2004.
- [13] ASME PTC 4-2008 锅炉性能测试代码[S].  
ASME PTC 4-2008, Boiler performance test code [S].

(刘瑶 编辑)



新技术、新工艺

## H 级燃气轮机驱动 829 MW 联合循环装置

据《Gas Turbine World》2013 年 11~12 月刊报道, Siemens Energy 已接受一个来自 Panda Power Funds 的订单, 供应装有 H 级燃气轮机的 2 个一体化动力岛, 用于美国宾夕法尼亚州的 829 MW Patriot 联合循环电站。

该订单包括供应全套设备、长期维护和服务费用约为 4 亿美元。计划于 2016 年进行装置的试运行。

Siemens 将为该电厂供应 2 个一体化的动力岛, 每个动力岛由 1 台 SGT6-8000H 燃气轮机、1 台 SST6-5000 汽轮机、1 台氢冷的 SGen6-2000H 发电机和 1 台余热锅炉组成, 并提供整个电力系统和 SPPA-T3000 仪表和控制系统。

此外, 作为长期的服务计划, Siemens 也将为与燃气轮机有关的主要部件提供维护和服务。零件、检查和定期的维护服务, 以及 Siemens 的动力诊断遥控系统都被包括在全面的服务协议中。

SCC6-8000H 联合循环装置净的额定输出功率为 414.5 MW, 热耗率 < 6 000 kJ/kWh (装置净效率 > 60%)。

(吉桂明 摘译)

dicates that the optimal composite indicators can be achieved when the proportion of high-calorie & low-sulfur coal , medium-calorie & medium-sulfur coal and low-calorie & high-sulfur coal is 4:3:3. **Key words:** mixture design , coal distribution composite indicators , multi-index response optimization model

暖风器对锅炉热效率影响特性分析 = **Analysis on the Influence of Air Heater on Boiler Thermal Efficiency**

[刊 ,汉] FAN Qing-wei , DONG Huai-tuo ( Guangdong Yudean Environmental Protection Co. Ltd. , Guangzhou , Guangdong Province , China , Post code: 510630) , MOU Chun-hua , XIE Tian ( Xi'an Thermal Power Research Institute Co. Ltd. , Xi'an , Shanxi Province , China , Post Code: 710032) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. -2016 , 31(3) . -70 -74

The paper firstly makes the analysis on the influences of air heater on boiler thermal efficiency based on the principle of boiler heat balance , and then on the basis of the definitions of the boiler net efficiency and fuel efficiency the paper proposes a calculation formula for boiler thermal efficiency before and after air heater put into operation. The analysis on the test data indicates that for a 200 MW unit , as air heater put into operation , with the definition of boiler net efficiency the boiler thermal efficiency decreases from 92.37% to 91.61% , and with the definition of fuel efficiency the boiler thermal efficiency decreases from 92.37% to 92.62% . The difference between two kinds of boiler thermal efficiency is 1.01% , which shows with the definition of fuel efficiency the boiler thermal efficiency will increase after air heater put into operation. With same heat output quantity , the heat input of fuel will decrease , so the calculation result can better reflect the changes of quantity of fuel entering the boiler. **Key words:** fuel efficiency , net efficiency , air heater , boiler energy balance

高密度循环流化床中 L 阀返料特性的试验研究 = **Experimental Study on Returning Characteristics of L-valve in HDCFB**

[刊 ,汉] ZHANG Run-yuan , FAN Bao-guo , LI Xiao-dong , QIAO Xiao-lei ( College of Electrical and Power Engineering , Taiyuan University of Technology , Taiyuan , Shanxi province , China , Post Code: 030024) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. -2016 , 31(3) . -75 -82

A test on the influences of the air distribution mode , air-charging port location and air-charging port size on the L-valve returning flow rate  $M$  , system stability and L-valve resistance is made in the high density circulating fluidized bed ( HDCFB) . The pipe diameter of L-valve is 0.159m and the Class-I air-charging port and Class-II air-charging port are opened separately in vertical section and in horizontal section. The test results show when air charged joint-