

# 5 000 t/d 干法水泥线余热发电热工参数的计算分析

董 陈, 赵钦新, 周屈兰, 徐通模

(西安交通大学 能源与动力工程学院, 陕西 西安 710049)

**摘 要:** 针对某 5 000 t/d 新型干法水泥窑系统设计了纯低温余热双压发电系统, 对系统各个参数进行了理论计算分析, 得到了双压系统中主蒸汽温度和压力、给水温度、高压节点温差和接近点温差、低压蒸汽温度和压力、低压节点温差和接近点温差、系统给水温度对系统发电功率的影响规律。计算结果表明: 影响水泥窑余热系统发电功率的因素较多, 在进行余热发电系统设计时, 应对系统发电功率和经济性进行综合考虑, 以选取优化参数。在计算的各工况中, 当窑尾余热锅炉主蒸汽温度为 300 °C、主蒸汽绝对压力为 1.6 MPa、给水温度为 170 °C、高压低压节点温差为 15 °C、高压低压接近点温差为 11 °C; 窑头余热锅炉低压蒸汽温度为 180 °C、低压蒸汽绝对压力为 0.25 MPa、系统给水温度为 50 °C, 汽轮机背压为 8 kPa 时, 系统发电功率是最大的, 达到 13 791. 878 kW。

**关 键 词:** 水泥线; 余热发电系统; 热工参数; 计算分析

中图分类号: TM617 文献标识码: A

## 引 言

水泥工业是一个高能耗和高电耗的产业, 随着我国经济建设的蓬勃发展以及国家对基础设施建设的投入不断加大, 我国水泥工业的建设规模和技术水平有了长足的进步。但是我国目前最先进的水泥生产工艺仍然有大量的 400 °C 以下的低温余热不能被充分利用, 其浪费的热量约占总输入热量的 1/3 左右<sup>[1]</sup>。根据计算, 一套日产 4 000 t 水泥生产线, 其窑头和窑尾的废热直接排掉, 相当于 14 400 kW·h 的电能损失<sup>[2]</sup>, 充分利用水泥烧成系统所产生的废气余热等低品级能源, 成为当今我国水泥工业的重要研究课题和推广项目。

随着纯低温余热发电技术的日益成熟及其技术经济的可行性, 它已越来越受到人们的高度重视<sup>[3-5]</sup>。纯低温余热发电技术是利用中低温的废气通过余热锅炉来产生低品位蒸汽, 推动低参数的汽轮机组做功发电。目前我国水泥工业纯低温余热发

电技术, 其热力系统主要有 3 种模式, 即单压系统、复合闪蒸系统及双压补汽系统。一般而言, 在水泥原燃料性能、水泥工艺装备配置及其生产操作条件基本相同的情况下, 吨熟料的余热发电功率是单压系统的较低, 闪蒸系统的居中, 双压系统的较高或者可以达到相当高的程度<sup>[6]</sup>。

在设计水泥窑余热锅炉的时候, 系统参数的优化选取是很重要的, 它对系统发电功率、系统运行稳定性的影响是很大的。本文针对某 5 000 t/d 水泥窑设计了纯低温余热双压发电系统, 对系统的各个热工参数进行了理论计算分析, 找出了各个系统参数对系统发电功率的影响规律。

此 5 000 t/d 新型干法水泥生产线窑熟料产量正常情况下是 5 800 t/d, 最大是 6 000 t/d。本计算是在正常情况下即 5 800 t/d 情况下进行的。

在正常情况下, 送入窑尾(SP)余热锅炉和窑头(AQC)余热锅炉的烟气参数如表 1 所示。

表 1 进入窑尾和窑头余热锅炉的烟气参数

参 数	
SP 余热锅炉	
锅炉进口烟气流速/ $m^3 \cdot h^{-1}$	$V=380\ 000$
锅炉进口设计烟气温度/°C	$t=320$
废气特性/ $g \cdot m^{-3}$	含尘烟气, 粉尘含量 $\mu_g=100$
废气成份/%	$N_2=62.90$ $CO_2=25.43$
	$O_2=4.68$ $H_2O=6.97$ $SO_2=0.01$
锅炉出口烟气温度/°C	220
AQC 余热锅炉	
锅炉进口烟气流速/ $m^3 \cdot h^{-1}$	$V=260\ 000$
锅炉进口设计烟气温度/°C	$t=380$
废气特性/ $g \cdot m^{-3}$	空气, 粉尘含量 $\mu_g=50$

## 1 系统参数的理论分析

图 1 为 5 000 t/d 新型干法水泥生产线余热发

收稿日期: 2007-12-12; 修订日期: 2008-03-27

基金项目: 国家 863 计划基金资助项目(2007AA05Z251); 国家重点基础研究发展计划(973)基金资助项目(2005CB221206); 十一五国家科技支撑计划基金资助项目(2006BAK02B03)

作者简介: 董 陈(1981-), 男, 湖北丹江口人, 西安交通大学博士研究生。http://www.cnki.net

电工程系统。其中窑尾余热锅炉采用单压系统生产一种压力的高压过热蒸汽; 窑头余热锅炉设置两个锅筒, 生产高压和低压两种过热蒸汽。窑头和窑尾余热锅炉产生的相同压力的高压过热蒸汽混合后送

入汽轮机高压汽缸做功, 窑头余热锅炉产生的低压蒸汽送入汽轮机低压汽缸做功。这种发电系统即为水泥窑纯低温余热发电双压系统。

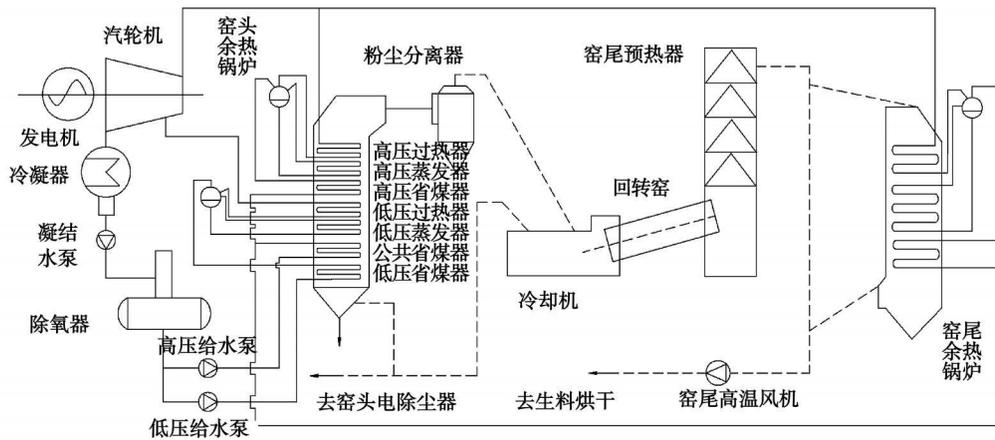


图 1 水泥窑纯低温余热发电双压系统

影响水泥窑纯低温余热发电系统发电功率的因素有两部分, 一是窑尾余热锅炉系统的参数; 二是窑头余热锅炉系统的参数。

### 1.1 窑尾余热锅炉系统参数

#### 1.1.1 主蒸汽温度

对于水泥窑纯低温余热发电, 主蒸汽参数的选取取决于水泥窑排放废气的温度, 烟气进口温度确定后, 蒸汽温度一般比烟气进口温度低 25 ~ 40 °C。一般来说, 其它条件不变, 主蒸汽温度越高, 余热锅炉余热利用效率越高, 同时汽轮机端朗肯循环的热效率也提高。但是主蒸汽温度受制于传热温差和受热面经济性, 不应取的太高。

#### 1.1.2 主蒸汽压力

余热锅炉的蒸汽温度、给水温度不变时, 随着蒸汽压力的下降, 余热利用的效率提高; 从汽轮机的热力循环角度看, 在其它条件相同时, 若蒸汽压力升高, 工质的循环效率在一定范围内将随之提高, 所以有一个最佳的蒸汽压力。

#### 1.1.3 给水温度

由于 SP 炉出炉废气要用于生料的烘干, 排烟温度不宜太低, 所以 SP 炉给水温度也不宜太低, 通常采用从 AQC 炉省煤器中供入 SP 炉给水。随着 SP 炉给水温度的升高, SP 炉的生产蒸汽量增加。

### 1.2 窑头余热锅炉系统参数

#### 1.2.1 主蒸汽温度

窑头余热锅炉主蒸汽温度的影响规律与窑头余热锅炉相似, 受制于传热温差和受热面的经济性。

#### 1.2.2 主蒸汽压力

一般等于窑尾余热锅炉主蒸汽压力。

#### 1.2.3 高压省煤器的给水温度

高压省煤器中给水由 AQC 炉中的公共省煤器给出, 另一部分送入 SP 炉中, 所以这两个温度是一样的。

#### 1.2.4 高压蒸发器和烟气侧的节点温差

当节点温差减小时, 余热锅炉的总投资费用和单位热回收费用都会增大。为了减少投资费用, 节点温差应取得大些; 为了提高余热锅炉的热效率, 节点温差应取得小些。在设计余热锅炉时, 通常取节点温差为 8 ~ 20 °C。

#### 1.2.5 高压蒸发器中饱和水温与高压省煤器中给水温度的接近点温差

接近点温差增大时, 省煤器的对数平均温差增大, 余热锅炉的总换热面积会增加。当然, 此时过热器的换热面积是保持不变的, 其结果是余热锅炉的总换热面积增大。由此可见, 当节点温差选定后, 减小接近点温差有利于减小余热锅炉的总换热面积和投资费用。但是, 为了防止低负荷工况下或启动期间省煤器内可能发生汽化现象, 有必要在设计时使接近点温差取得大些。接近点温差取在 5 ~ 20 °C 范围内是合适的。

#### 1.2.6 低压蒸汽温度

由高压省煤器入口烟气侧烟温来确定低压过热器出口的过热蒸汽温度, 即低压蒸汽温度, 它的影响规律与高压蒸汽温度类似。

1.2.7 低压蒸汽压力

与 SP 炉主蒸汽压力选取原则类似。

1.2.8 AQC 炉的给水温度

降低给水温度是进行余热回收和提高余热锅炉效率的重要前提。一般选用真空除氧，除氧水温在 30~60℃。给水温度选取除了和除氧方式有关外，还受燃料性质及低温腐蚀的影响，给水温度低，可能引起尾部受热面的低温腐蚀。因此，给水温度在不发生烟气水蒸气冷凝的条件下，应高于水露点温度，一般为 30~60℃，视燃料而定。当腐蚀严重时，还应高于酸露点温度。

1.2.9 低压蒸发器和烟气侧的节点温差

与高压蒸发器和烟气侧的节点温差选取原则和影响规律类似。

1.2.10 低压蒸发器中饱和水温与低压省煤器中给水温度的接近点温差

与高压蒸发器中饱和水温与高压省煤器中给水温度的选取原则和影响规律类似。

2 计算公式的推导

图 2 为 SP 炉中换热量  $Q$  与温度  $t$  的关系。图 3 为 AQC 炉中换热量  $Q$  与温度  $t$  的关系。

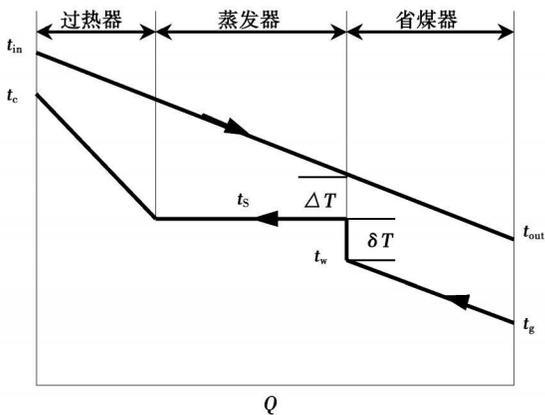


图 2 SP 炉中换热量  $Q$  与温度  $t$  的关系

从图 2 可以得到：

$$Q_{SP} = \frac{Q_{in} - Q_{out}}{i_c - i_g} \quad (1)$$

式中： $Q_{SP}$ —SP 炉中产生的过热蒸汽量； $Q_{in}$ —烟气带入到 SP 炉中的热量，kJ/h； $Q_{out}$ —SP 炉中排出烟气所带的热量，kJ/h； $i_c$ —高压蒸汽的比焓，kJ/kg； $i_g$ —SP 炉给水的比焓，kJ/kg。AQC 余热锅炉计算参考图 3。

由高温过热器和高温蒸发器的热量守恒可以得到：

$$G_{in}(i_{in} - i_{\delta H}) = G_H(i_{oH} - i_{w3}) \quad (2)$$

$$i_{\delta H} = t_{sH} + \hat{q}_H \quad (3)$$

$$t_{w3} = t_{sH} - \Delta t_{Ha} \quad (4)$$

式中： $G_{in}$ —进入 AQC 余热锅炉的烟气流量，kg/h； $i_{in}$ —进入 AQC 余热锅炉烟气的比焓，kJ/kg； $i_{\delta H}$ —高温蒸发器入口处烟气的比焓，kJ/kg； $G_H$ —AQC 余热锅炉生产的高压蒸汽量，kg/h； $i_{oH}$ —高压蒸汽比焓，kJ/kg； $i_{w3}$ —高压蒸发器入口给水比焓，kJ/kg； $t_{\delta H}$ —高温蒸发器入口烟气侧烟气温度，℃； $t_{sH}$ —高温蒸发器中工质的饱和温度，℃； $\hat{q}_H$ —高温蒸发器入口处烟气侧的节点温差，℃； $t_{w3}$ —高压蒸发器入口给水温度，℃； $\Delta t_{Ha}$ —高压蒸发器入口给水温度与饱和蒸汽温度的接近点温差，℃。

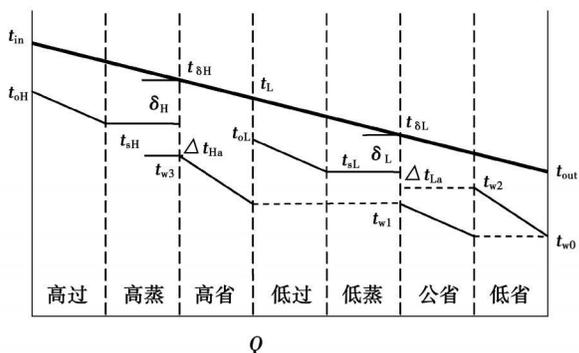


图 3 AQC 炉中换热量  $Q$  与温度  $t$  的关系

由式(2)~式(4)可以计算出 AQC 余热锅炉生产的高压蒸汽流量。

由高温省煤器的热量平衡可以得到：

$$Q_{\delta H} - Q_L = G_H(i_{w3} - i_{w1}) \quad (5)$$

式中： $Q_{\delta H}$ —高压省煤器出口烟气侧所带的热量，kJ/h； $Q_L$ —高压省煤器入口烟气侧所带的热量，kJ/h； $i_{w3}$ —高压省煤器出口水比焓，kJ/kg； $i_{w1}$ —高压省煤器入口水比焓，kJ/kg。

由低压过热器和低压蒸发器的热量平衡可以得到：

$$Q_L - Q_{\delta L} = G_L(i_{oL} - i_{w2}) \quad (6)$$

$$t_{\delta L} = t_{sL} + \hat{q}_L \quad (7)$$

$$t_{w2} = t_{sL} - \Delta t_{La} \quad (8)$$

式中： $Q_{\delta L}$ —低压蒸发器入口烟气侧烟气所带热量，kJ/h； $G_L$ —AQC 余热锅炉生产的低压蒸汽量，kg/h； $i_{oL}$ —低压蒸汽比焓值，kJ/kg； $i_{w2}$ —低压省煤器出口给水焓值，kJ/kg； $t_{\delta L}$ —低压蒸发器入口烟气侧烟温，℃； $t_{sL}$ —低压蒸汽饱和温度，℃； $\hat{q}_L$ —低压蒸发器入口处烟气侧的节点温差，℃； $t_{w2}$ —低压省煤器出口水的温度，℃； $\Delta t_{La}$ —低压蒸发器入口给水温度

与饱和蒸汽温度的接近点温差,  $^{\circ}\text{C}$ 。

由式(6)~式(8)即可求得 AQC 余热锅炉产生的低压蒸汽流量。

由低压省煤器和公共省煤器段的热量平衡就可以求出 AQC 余热锅炉出口烟气所携带的热量, 即可以求出 AQC 余热锅炉的出口烟温。

得到了高压、低压蒸汽量以及高压、低压蒸汽的参数, 可以很方便地计算出此双压系统的发电功率。

### 3 计算工况的安排

为了得出这种水泥窑纯低温余热发电双压系统中 SP 炉主蒸汽温度和压力、SP 炉给水温度、高压节点温差和接近点温差、低压蒸汽温度和压力、低压节点温差和接近点温差、系统给水温度这 10 个参数对系统发电功率的影响规律, 对这 10 个参数取不同值时的系统发电功率进行了理论计算。汽轮机采用背压式汽轮机, 背压为 8 kPa, 汽轮机做功的绝热内效率认为是 100%。SP 炉主蒸汽温度取 290、295、300、305 和 310  $^{\circ}\text{C}$ ; SP 炉主蒸汽绝对压力取 1.4、1.5、1.6、1.7 和 1.8 MPa; SP 炉给水温度取 180、170、160、150 和 140  $^{\circ}\text{C}$ ; 高压和低压节点温差取 10、13、15、18 和 20  $^{\circ}\text{C}$ ; 高压和低压接近点温差取 5、8、11、15 和 20  $^{\circ}\text{C}$ ; 低压蒸汽温度取 160、170、180、190 和 200  $^{\circ}\text{C}$ ; 低压蒸汽绝对压力取 0.25、0.35、0.45、0.55 和 0.65 MPa; 系统给水温度取 40、45、50、55 和 60  $^{\circ}\text{C}$ 。

## 4 系统发电功率与各个参数的特性曲线

### 4.1 SP 炉主蒸汽温度对系统发电功率的影响

由图 4 可知, 随着 SP 炉主蒸汽温度的增加, 系统的发电功率是增加的, 但是 SP 炉主蒸汽温度不能取的过高, 受制于传热温差和经济性。

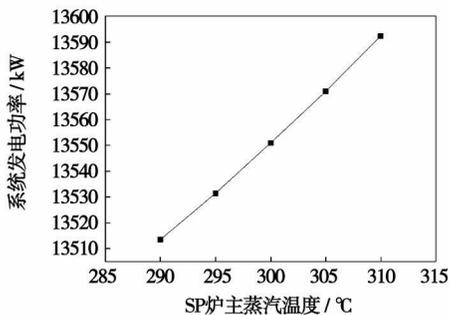


图 4 SP 炉主蒸汽温度对系统发电功率的影响

### 4.2 SP 炉主蒸汽压力对系统发电功率的影响

由图 5 可见, 随着 SP 炉主蒸汽压力的升高, 系

统的发电功率是增加的, 且可以看出 SP 炉主蒸汽压力较低时, 系统发电功率的增加幅度较大。但是随着 SP 炉主蒸汽压力的增加, AQC 余热锅炉的余热利用效率是降低的, 在 SP 炉主蒸汽压力从 1.4 MPa 增加到 1.8 MPa 时, AQC 余热锅炉的余热利用效率从 78.999 09% 降低到 78.969 93%, 降低的幅度很小, 只有 0.029 16%。

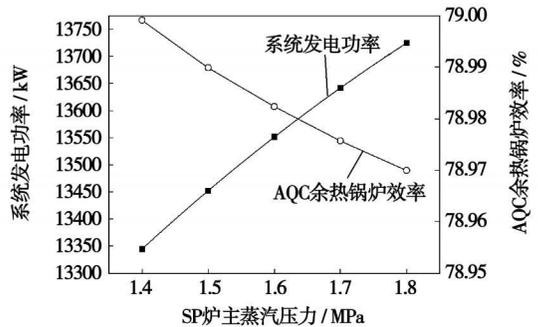


图 5 SP 炉主蒸汽压力对系统发电功率的影响

### 4.3 SP 炉给水温度对系统发电功率的影响

由图 6 可见, 随着 SP 炉给水温度的增加, 系统的发电功率增加, 但不能太高, 受制于 SP 炉出口烟气温度的。

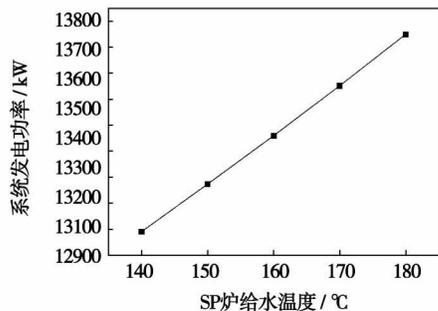


图 6 SP 炉给水温度对系统发电功率的影响

### 4.4 AQC 炉高压节点温差对系统发电功率的影响

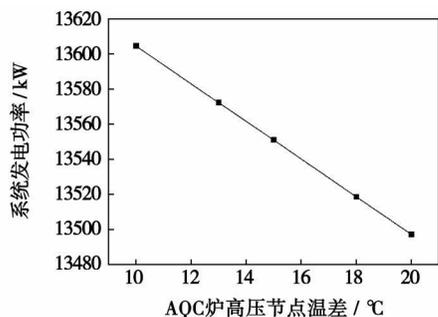


图 7 AQC 炉高压节点温差对系统发电功率的影响

由图 7 可见, 随着 AQC 炉高压节点温差的增加, 系统的发电功率是降低的, 但是节点温差增加,

可以减少受热面积, 提高经济性, 所以节点温差的选取受制于系统发电功率和经济性的综合影响。

#### 4.5 AQC 炉高压接近点温差对系统发电功率的影响

由图 8 可以看出, 随着 AQC 炉高压接近点温差的增加, 系统的发电功率是降低的, 但是接近点温差增加, 对于防止低负荷下省煤器中工质汽化确实有好处, 所以应该选取合适的接近点温差。

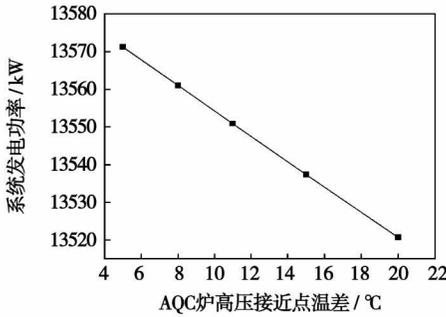


图 8 AQC 炉高压接近点温差对系统发电功率的影响

#### 4.6 AQC 炉低压蒸汽温度对系统发电功率的影响

由图 9 可以看出, 随着 AQC 炉低压蒸汽温度的增加, 系统的发电功率是增加的, 且增加的幅度是越来越大的。同理, AQC 炉低压蒸汽的温度不能过大, 否则烟气与低压过热器传热温差过小, 经济性不好。

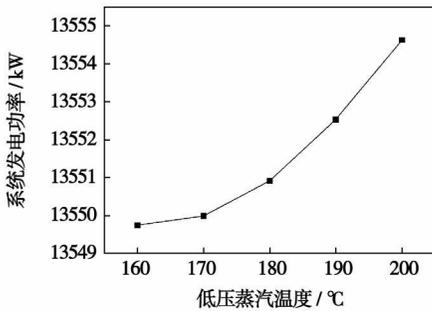


图 9 AQC 炉低压蒸汽温度对系统发电功率的影响

#### 4.7 AQC 炉低压蒸汽压力对系统发电功率的影响

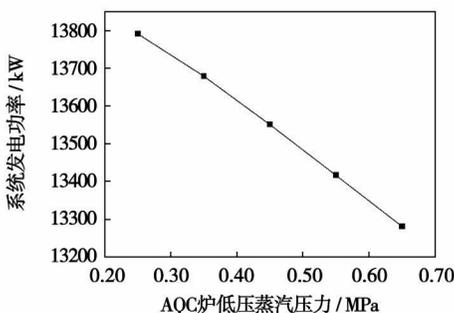


图 10 AQC 炉低压蒸汽压力对系统发电功率的影响

由图 10 可见, 随着 AQC 炉低压蒸汽压力的增加, 系统的发电功率是减小的, 这与高压蒸汽压力对系统发电功率的影响规律是相反的, 所以在汽轮机允许的范围内, 低压蒸汽的压力应选取较低的压力。

#### 4.8 AQC 炉低压节点温差对系统发电功率的影响

图 11 给出的 AQC 炉低压节点温差对系统发电功率的影响规律与高压节点温差类似, 它的选取受制于系统发电功率和经济性的综合影响。

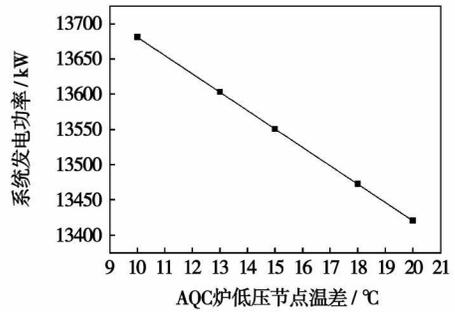


图 11 AQC 炉低压节点温差对系统发电功率的影响

#### 4.9 AQC 炉低压接近点温差对系统发电功率的影响

AQC 余热锅炉低压接近点温差对系统发电功率的影响规律与高压接近点温差的影响规律类似, 如图 12 所示。

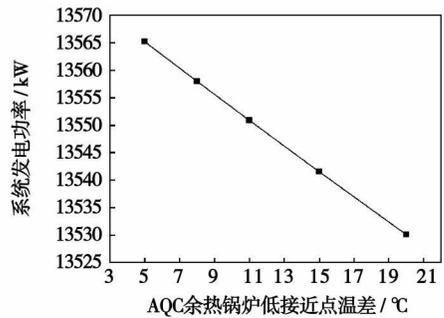


图 12 AQC 炉低压接近点温差对系统发电功率的影响

#### 4.10 系统给水温度对发电功率的影响

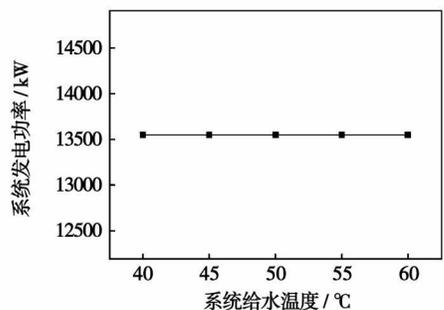


图 13 系统给水温度对发电功率的影响

由图 13 可见,系统给水温度对系统发电功率是没有影响的,但是给水温度对于余热锅炉的余热利用效率却是有影响的,给水温度越高,AQC 余热锅炉余热利用效率越小,出口烟气温度越高。

## 5 结 论

影响水泥窑余热锅炉系统发电功率的因素是较多的,在所讨论的 10 个因素里,随着各种因素取值的增加,对系统发电功率有促进作用的因素有 SP 炉主蒸汽温度和压力、SP 炉给水温度和 AQC 炉低压蒸汽温度;随着各种因素取值的增加,对系统发电功率有阻碍作用的因素有 AQC 炉高压低压节点温差、AQC 炉高压低压接近点温差、AQC 炉低压蒸汽温度;系统给水温度对系统发电功率是没有影响的,但是它对 AQC 炉出口烟气温度确是有影响的。在进行水泥窑余热发电系统参数选取时,应对系统发电功率和经济性进行综合考虑选取适合的参数。在所计算的各种工况中,当 SP 炉主蒸汽温度为 300 °C、SP 炉主蒸汽绝对压力为 1.6 MPa、SP 炉给水温度为

170 °C、高压低压节点温差为 15 °C、高压低压接近点温差为 11 °C、AQC 炉低压蒸汽温度为 180 °C、AQC 炉低压蒸汽绝对压力为 0.25 MPa、系统给水温度为 50 °C、汽轮机背压为 8 kPa 时,系统的发电功率是最大的,可以达到 13 791.878 kW。

## 参考文献:

- [1] 张福滨. 水泥窑纯低温余热发电有机工质循环技术的应用探讨[J]. 节能技术, 2003, 120(21): 23-25.
- [2] 于淑梅, 傅 松, 陈海平, 等. 低温废热高效回收系统及其评价[J]. 热能动力工程, 2002, 17(3): 285-287.
- [3] 白文莉, 吴忠谄. 纯低温水泥窑余热锅炉技术的开发[J]. 电站系统工程, 2006, 2(22): 39-40.
- [4] HUNG TZU CHEN. Waste heat recovery of organic rankine cycle using dry fluids[J]. Energy Conversion and Management, 2001, 42(5): 539-553.
- [5] RONALD DIPIPO. Second law assessment of binary plants generating power from low temperature geothermal fluids[J]. Geothermics, 2004, 33(5): 565-586.
- [6] 高长明. 抓紧机遇自主创新我国水泥工业余热发电新技术[J]. 中国水泥网, 2007, 4: 14-17.

(编辑 滨)

新技术、新产品

## 余热锅炉的新技术

据《Tubomachinery International》2007 年 11~12 月号报道,HRSG(余热锅炉)是当代联合循环装置的关键部件。从它们推出起,余热锅炉的设计始终在不断发展,以便适应联合循环不断变化的运行条件。

燃气轮机设计的趋势是使用越来越大的机器,这意味着更高的排气温度和更紊流的燃气流。余热锅炉设计必须考虑燃气条件及气流结构对排放控制装置性能的影响。

余热锅炉有两种结构形式—水平的和垂直的燃气通路。在水平的余热锅炉内,燃气轮机高温排气水平流动,换热器的翅片管输送水,蒸汽垂直于燃气流垂直流动。由于它们的垂直管有足够的动压头,水平的余热锅炉不需要机械循环泵。在蒸汽通路的蒸发器部分,它们依靠自然循环,以便保持流体在蒸发器管内的循环。

在垂直燃气通路的余热锅炉内,燃气轮机排气垂直向上流动,换热器的翅片管输送水,蒸汽水平地流动。因为这样的布置没有给系统提供合适的压头,立式的余热锅炉需要 1 个或更多的泵,以便使流体循环通过水平的蒸发器管。这增加了初投资和运行费用,还可能影响余热锅炉的可靠性。

(吉桂明 供稿)

The exergy optimization analysis of an endo-reversible Joule-Brayton power-and-heating cogeneration system has been performed by using the theory of thermodynamics optimization. Established was the target function of a total exergy with system design parameters serving as variables, and introduced was an equivalent temperature for calculating the exergy of a heat recovery device in its heat transfer process. The exergy efficiency and optimum design parameters of the power-and-heating cogeneration system at a maximum non-dimensional total exergy were obtained, and the influence of various parameters on the system exergy performance was also discussed. By adopting a numerical analytic method, obtained were a maximum non-dimensional total exergy and optimization relationship between the corresponding exergy efficiency and other parameters. It has been found through an analysis that the system performance does not exhibit a monotone tendency of variation with the power-heating ratio. Within the range satisfying the demand of heat-users and for a given heat-user temperature parameter, it is possible to enhance the exergy performance of the power-and-heating cogeneration system by increasing the system circulating temperature ratio. The endo-reversible Joule-Brayton power output model represents a special case of the model for endo-reversible Joule-Brayton power-and-heating cogeneration cycles. **Key words:** power and heating cogeneration, total exergy, exergy efficiency, optimization

300 MW 燃煤锅炉 O<sub>2</sub>/CO<sub>2</sub>、烟气再循环燃烧的数值模拟 = **Numerical Simulation of O<sub>2</sub>/CO<sub>2</sub> Recycled Flue Gas Combustion in a 300 MW Boiler**[刊, 汉] / LIU Yan-feng, LIANG Xiu-jun, GAO Zheng-yang (College of Energy Source and Power Engineering, North China Electric Power University, Baoding, China, Post Code: 071003), WANG Jian-qiang (Hebei Subsidiary of China Nuclear Power Engineering Co. Ltd., Shijiazhuang, China, Post Code: 050001) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. — 2009, 24(2). — 177 ~ 181

With a 300 MW tangentially corner-fired pulverized coal boiler serving as an object of study, the three-dimensional framework and mesh generation of a furnace was established by using software ICEM. A proper mathematical model for in-furnace turbulent flows, combustion and heat transfer was chosen in TASCFLOW to numerically simulate the pulverized-coal combustion process in O<sub>2</sub>/CO<sub>2</sub> atmosphere at a volumetric ratio of oxygen assessed at 29%. It has been found that when the mixture of O<sub>2</sub>/CO<sub>2</sub> was uniformly fed into the furnace, the pulverized-coal ignition and combustion will be delayed to a definite extent as compared with the case characterized by the presence of combustion-supporting air. The high-temperature zone in the flame center and furnace tends to be expanded conspicuously with the flame center being located more close to the furnace center and somehow moving upward along the furnace height. When the flue gas is recycled, oxygen is directly fed into the furnace, which would be favorable for the pulverized-coal ignition and combustion, greatly increasing the temperature in the furnace. **Key words:** O<sub>2</sub>/CO<sub>2</sub>, flue gas recirculation, 300 MW boiler, combustion, numerical simulation

5 000 t/d 干法水泥线余热发电热工参数的计算分析 = **Calculation Analysis of the Thermotechnical Parameters of a Waste-heat Power Generation System in a 5 000 t/d Dry-method Cement Production Line**[刊, 汉] / DONG Chen, ZHAO Qin-xin, ZHOU Qu-lan, et al (College of Energy Source and Power Engineering, Xi'an Jiaotong University, Xi'an, China, Post Code: 710049) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. — 2009, 24(2). — 182 ~ 187

For a 5 000 t/d new type dry-method cement kiln system, a pure low-temperature dual-pressure waste-heat power generation system was designed, and a theoretical calculation analysis of various parameters of the system, performed. Obtained was a law governing the influence on the power generated by the system by the following items: main steam temperature and pressure, feedwater temperature, high-pressure node temperature difference and approach point temperature difference, low-pressure steam temperature and pressure, low-pressure node temperature difference and approach point temperature difference as well as system feedwater temperature within the system mentioned earlier. The calculation results show that a relatively large number of factors have a bearing on the power generated by the cement kiln waste-heat power generation system. When a waste-heat power generation system is being designed, its power generated and cost-effectiveness

should be comprehensively considered in order to choose optimum parameters. Among the various operating conditions being calculated, i. e. when for the waste-heat recovery steam generator at the tail portion of the kiln the main steam temperature is 300 °C, the main steam absolute pressure, 1.6 MPa, feedwater temperature, 170 °C, both high and low pressure node temperature differences, 15 °C, and both the high and low pressure approach point temperature differences, 11 °C, the low-pressure steam temperature of the heat-recovery steam generator at the head of the kiln, 180 °C, low-pressure steam absolute pressure, 0.25 MPa, the system feedwater temperature, 50 °C, and the back pressure of the steam turbine, 8 kPa, to sum up, under the condition of all the above items, the power generated by the system will be maximal, reaching 13 791.878 kW. **Key words:** cement production line, waste-heat power generation system, thermotechnical parameters, calculation analysis

**基于规则的冷凝器压力系统协调控制研究 = Study of the Rules-based Coordinated Control of a Condenser Pressure System**[刊, 汉] / ZHANG Wei, CAI He-gao (College of Electromechanical Engineering, Harbin Institute of Technology, Harbin, China, Post Code: 150001), BIAN Xin-qian, XIA Guo-qing (Automation College, Harbin Engineering University, Harbin, China, Post Code: 150001) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. — 2009, 24(2). — 188 ~ 191

Studied was the application of a rules-based coordinated control method for the pressure control of condensers. According to the conservation law, set up was a dynamic mathematical model for condensers and air extractors. On this basis, through an introduction of pressure change rate signals and condenser average temperature change ones, the rules-based coordinated control method was employed for the control of condenser pressure systems. The control of the pressure systems was accomplished mainly through the controllers of both circulating water pumps and air extractors. The simulation results show that compared with traditional control over pressure systems, in the case of load changes by a big margin, the control effectiveness achieved by the rules-based coordinated control method for the condenser pressure system can boast a conspicuous improvement with the overshoot of the condenser pressure being reduced and the duration to attain a steady state shortened. As a result, the system features a better dynamic performance. **Key words:** condenser, pressure system, regularity, coordinated control, mathematical model

**船用增压锅炉强化燃烧三维有限元分析 = Three-dimensional Finite Element Analysis of the Intensified Combustion in a Marine Supercharged Boiler**[刊, 汉] / ZHANG Guo-lei, LI Yan-jun, WEN Liang (College of Power and Energy Source Engineering, Harbin Engineering University, Harbin, China, Post Code: 150001), ZHU Xin-yuan (Harbin Power Plant Engineering Co. Ltd., Harbin, China, Post Code: 150046) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. — 2009, 24(2). — 192 ~ 195

With a supercharged boiler serving as an object of study and by using method “SIMPLE” to seek solutions to a  $N-S$  equation, performed was a numerical calculation and analysis of the combustion and in-furnace heat transfer characteristics of the burners. Based on the calculation results obtained from software Fluent, the authors have analyzed and obtained the law governing the change under various pressures of such items as in-furnace temperature field, velocity and turbulent intensity in the back flow zone, tentatively unveiling the mechanism of supercharged and intensified combustion. The simulation calculation results show that with an increase of the in-furnace pressure, the in-furnace heat exchange intensity of the supercharged boiler will be enhanced, and the furnace volume heat release rate, obviously heightened. The foregoing simulation calculation results have laid a definite theoretical basis for further establishing in-furnace thermodynamic calculation methods for the supercharged boilers. **Key words:** supercharged boiler, numerical simulation, intensified combustion, volume heat release rate