

· 发电技术 ·

# 某燃机电厂反渗透进水加热系统的优化

沙海伟

(中国能源建设集团江苏省电力设计院有限公司, 江苏 南京 211102)

**摘要:** 为保证在温度较低的工况下反渗透膜处理的水通量, 目前电厂水处理系统采用反渗透处理工艺的一般均需采取生水加热系统。文中介绍了某燃机电厂反渗透进水常规的蒸汽加热方案和拟优化的水-水加热方案, 探讨了反渗透进水加热系统需要优化的原因, 重点分析了优化的生水加热方案的可行性和优异性, 详细介绍了优化方案的系统设计和设备配置。经过对两种方案的投资和效益进行分析对比, 采用优化的生水加热方案经济效益显著, 可在一定范围内推广。

**关键词:** 反渗透; 生水加热; 表面式换热器; 混合式换热器

**中图分类号:** TK223.5<sup>+</sup>1

**文献标志码:** A

**文章编号:** 2096-3203(2017)05-0155-05

## 0 引言

某工程建设了2套E级燃气-蒸汽多轴联合循环供热机组, 设计热负荷200 t/h, 锅炉补给水处理采用超滤+反渗透+一级除盐+混床的工艺系统, 系统正常出力220 t/h。现考虑将余热锅炉烟气余热换热水作为热源来加热反渗透进水。目前反渗透进水采用蒸汽加热方式, 由于具备简便、快速等优点, 为大多数电厂所采用。出于对节能等效果的考虑, 也有部分电厂将热源由蒸汽改造为循环水冷却水回水<sup>[1]</sup>, 通过水-水换热器加热来水, 取得了较好的节能效果。文中将常规的蒸汽加热系统和拟优化的水-水加热系统进行全面的技术、经济比较, 为同类型热电联产机组设计提供参考。

## 1 反渗透进水加热的必要性

近年来, 电厂锅炉补给水处理工艺中反渗透技术得到了迅速发展, 经过反渗透处理后, 可除去水中97%以上的盐分及SiO<sub>2</sub>, 并能除去水中大部分的钙、镁成分, 大大减轻后续除盐设备的负担。由于反渗透装置的工作效率受来水温度的影响较大, 尤其在冬季和初春、秋末二季, 水温度较低, 仅5℃左右, 导致水的黏度增大, 反渗透膜的水通量随之减小<sup>[2-4]</sup>, 产水量降低, 因此反渗透工艺一般会对进水采取加热措施<sup>[5,6]</sup>。

## 2 常规生水加热系统

### 2.1 常规生水加热器

常规生水加热系统主要由厂用辅助蒸汽来加热反渗透进水, 一般选用的换热器形式有2种: 表面

式加热器(如图1所示)和混合式加热器(如图2所示)。

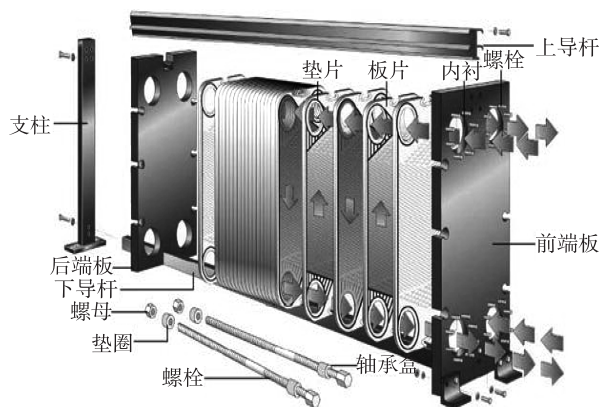


图1 表面式换热器结构示意图

Fig.1 Structure diagram of surface heat exchanger

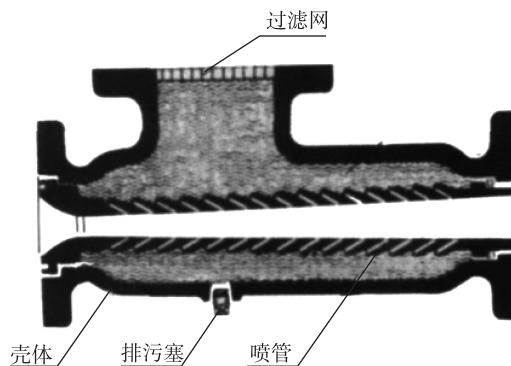


图2 混合式换热器结构示意图

Fig.2 Structure diagram of mixing heat exchanger

图1中, 蒸汽与欲加热的生水不直接接触, 其换热通过板片与相邻的通道进行, 大多数情况下, 介质按逆向流动<sup>[7]</sup>; 图2中, 生水从左侧喉口高速喷入加热区, 蒸汽从上部喷入加热区, 汽水混合换热, 换热效率较高, 体积小, 安装简单<sup>[8,9]</sup>。

## 2.2 加热用蒸汽量计算

该工程锅炉补给水系统正常出力为 220 t/h, 考虑到超滤的反冲洗用水和反渗透装置 75% 的回收率, 加热器入口需生水量约为 326 t/h, 冬季气温条件下(约 3 个月), 按从 5 °C 加热到 25 °C 考虑, 温升  $\Delta t = 20$  °C, 本期供热蒸汽压力  $P = 1.3$  MPa, 温度  $T = 303.6$  °C, 可按照以下公式计算:

$$Q_0 = D_0 \times c \times \Delta t / 1000 \quad (1)$$

$$Q = Q_0 / (h_1 - h_2) \quad (2)$$

式(1,2)中:  $Q_0$  为被加热水吸收热量, kJ/h;  $D_0$  为被加热水流量, kg/h;  $Q$  为加热用蒸汽量, t/h;  $\Delta t$  为被加热水温升, °C;  $c$  为水的质量比热, 4.204 kJ/(kg·°C);  $h_1$  为加热蒸汽初焓 ( $P = 1.3$  MPa,  $T = 303.6$  °C 的焓值为 3051.59 kJ/kg);  $h_2$  为加热后的疏水焓(未凝过冷加热后水参数:  $P = 0.02$  MPa,  $T = 60$  °C, 焓值 251.15 kJ/kg)。

将各已知数值代入式(1,2), 可计算出需蒸汽量  $Q = 9.78$  t/h。

春、秋季气温条件下(初春秋末, 取 3 个月), 项目所在地平均温度按 15 °C 考虑,  $\Delta t = 10$  °C, 按公式(1,2)计算需加热蒸汽量, 且  $Q = 4.89$  t/h。

## 2.3 系统配置

### 2.3.1 全焊板式加热器

全焊板式加热器如图 1 所示。由于板片结构独特, 流体充满由板片形成的整个流道, 板片表面几乎都参与了热交换, 介质在板式传热面上可得到无死区的流动, 因而流体流动顺畅, 垢物附着少, 不仅适用于液、气的单向流动, 而且也适用于伴有冷凝和蒸发等相变的情况, 目前已在多个大型热电联产工程上应用, 但大多采用进口产品。从使用情况来看, 现场几乎没有噪音和振动, 换热效率高, 易拆洗维护, 容易扩容<sup>[10,11]</sup>, 使用起来较为安全可靠, 但设备价格较高。

### 2.3.2 混合式加热器

混合式加热器如图 2 所示, 由于蒸汽温度远大于生水温度并且与生水直接接触, 一旦蒸汽侧控制不当极易造成出水水温超标<sup>[12]</sup>, 由于而目前反渗透预处理方式大多采用超滤工艺, 加热器出水超温会对超滤膜造成不可逆的损伤, 更换代价较大, 而且如果汽压和水压调节不当或不及时, 极易造成管道的强烈振动并产生噪声<sup>[13]</sup>, 影响安全生产, 但混合式加热器造价低, 在相同加热能力的条件下, 约为全焊板式加热器价格的 1/3。

### 2.3.3 设备管道及布置

由于热源均为蒸汽, 热侧管路大致相同, 均需

配置相应的自动调节门和截止门, 并配备相应的控制连锁, 以防止加热器出水超温。全焊板式加热器存在加热疏水, 目前常规设计一般将合格疏水回收至超滤产水箱后进一步处理, 而混合式加热器汽、水直接混合换热达到合适温度后直接进入后续工艺系统, 因此整体系统和管道布置较为简单。

## 3 拟优化的生水加热方案

### 3.1 优化原因

从经济效益上看, 本工程燃机电厂定义为热电联产机组, 以热定电, 而对于以供热为主的燃机电厂, 在保证机组各系统正常运行的前提下, 应尽可能减少厂内辅助系统用汽即对外多供热, 实现效益最大化。从 2.2 节计算可以看出, 对外供热 200 t/h 需额外消耗加热蒸汽约 10.76 t/h, 约占 5.4%, 具有一定的优化潜力。

另外, 从节能和循环利用的角度上看, 余热锅炉的排烟温度较一般的燃煤锅炉高, 如直接排入大气中, 则会造成热量的浪费, 化学生水加热的热源可考虑将此部分热量利用。

### 3.2 优化的可行性

余热锅炉的排烟温度一般仍具有较高的热值, 如直接排入大气中, 则会造成能量的浪费<sup>[14]</sup>。为此, 可考虑在余热锅炉尾部设热水加热器, 产生的热水用来给厂内的某些工艺提供热量, 比如化学生水加热、暖通制冷(采暖)以及天然气加热等等<sup>[15,16]</sup>。化学生水加热、暖通所需的热量原先主要是从蒸汽轮机抽汽中来, 而天然气加热的能量则主要来自天然气自身燃烧所产生的的热量, 通过锅炉尾部设置热水加热器的方法, 既能够降低余热锅炉的排烟温度, 又能够减少汽轮机的抽汽量和天然气的耗气量, 提高汽轮机的出力, 进而提高全厂效率。

### 3.3 优化的生水加热方案设计

#### 3.3.1 热端水量的计算

本期加热器入口的水量同为 326 t/h, 冬季工况下从 5 °C 加热到 25 °C 考虑, 其中热源温度(余热锅炉排烟加热器来水) 85 °C, 回水温度约按 35 °C 考虑, 根据换热公式:

$$G = Q / (c \times \Delta t) = A \times Q / \Delta t \quad (3)$$

式(3)中:  $Q$  为生水加热所需功率, MW;  $\Delta t$  为供、回水温度差, °C;  $G$  为排烟加热器来热水流量, t/h;  $A$  为不同计算单位的换算系数;  $c$  为水的质量比热, kJ/(kg·°C)。

式(3)可以简化为  $Q = G \times \Delta t / 860$  和  $G = 860Q / \Delta t$ , 则冬季工况下 326 t/h 的生水由 5 °C 加热到

25 °C需要的功率为 7.58 MW,按照能量守恒定律,吸收的热量等于放出的热量,根据公式  $G = 860Q/\Delta t$ ,在热端供回水温差 50 °C时可计算出加热器热端水量为 130 t/h。

春、秋季工况下,主要参数不变,供回水温差不变,可计算出换热器热端水量约为 65 t/h。

### 3.3.2 系统配置

按照 3.3.1 节计算,优化后的换热器可选用 1 台出力约 326 t/h 的水-水板式加热器,与常规蒸汽加热用的全焊板式加热器不同,水-水板式加热器由于使用时压力和温度较低,可选用可拆卸式的,它是由一系列具有一定波纹形状的金属片叠装而成的高效换热器,具有换热效率高、热损失小、结构紧凑、占地面积小、安装清洗方便等特点,且便于增减换热器面积。

对于热水供应系统,考虑在余热锅炉尾部设热水加热器,产生的热水可以用来提供热量。热水换热器布置在锅炉尾部烟道内,位于省煤器之后,采用逆流换热方式,并配备 3 台热水泵,冬季两用一备,其他季节一用两备,可将热水加热至 85 °C,为全厂提供热量。此种加热方式需注意控制加热量的调节,保证余热锅炉烟温降低后仍在烟气露点之上,防止烟道尾部受热面腐蚀<sup>[17]</sup>。

## 3.4 安全性和技术性分析

### 3.4.1 安全性分析

从热源上看,热源由蒸汽改为了温度和压力均低得多的热水,热侧的设计复杂程度大大降低,板式加热器的板片之间可采用橡胶类密封条进行密封。经向相关加热器厂家咨询了解,此型式水-水换热器的安全性主要取决于热源的参数,本工程热源条件(温度 85 °C,压力 0.30 MPa)下,加热器的安全性是完全有保证的。

此外,对于后续超滤、反渗透膜处理工艺来说,由于热水的温度、压力均较蒸汽要低的多,因此发生超温导致膜烫坏的风险相对较低。

### 3.4.2 技术性分析

从换热器形式上来看,板式换热器具有体积小、重量轻、结构紧凑简单<sup>[18]</sup>等特点。板式换热器的板型丰富,有多种角度和多种槽深可供选择,可组合以达到最佳设计工况,板片的材质也可以匹配不同的水质要求,设计选型灵活。

从换热效率上来看,板式换热器中,冷却水侧与被冷却水侧流动均匀湍流,2 种流体逆向流动,由于波纹的作用引起湍流,从而产生高传热率、高阻力压降以及高切应力场,这将抑制污垢在传热面上

形成。其传热系数一般为 3500~5500 W/(m<sup>2</sup>·k),节省了换热器的换热面积。

从换热端差角度来看,水-水板式换热器由于其结构紧凑的特点可以,经济地做到低至 1 °C 的端差。

从冷却水量角度来看,水-水板式换热器由于 2 种介质流道基本相同且传热效率高,因此可大大降低冷却水量,一般冷却水量和被冷却水量比值比管壳式换热器低 25%,可以降低管道阀门和泵的安装运行费用。

从维护和运行角度上看,目前的各板式换热器厂家的板片均易于检查和手工清洗,日常清洗不需耗费太多时间,运行维护较为方便。

## 3.5 投资与效益比较

### 3.5.1 投资比较

常规加热系统中投资费用主要是加热器的设备费用,全焊板式加热器由于存在疏水回收,还需增加一部分疏水管道成本,2 者热侧的蒸汽管道费用相当;本期拟优化的加热系统除水-水加热器的设备成本外,还包括热机烟气尾部所增加的热水加热器、管道及水泵等投资,各加热方案投资费用的比较如表 1 所示。

表 1 常规蒸汽加热与优化加热方案投资费用比较表  
Table 1 Investment costs comparison of conventional heating scheme and optimized scheme

项目	万元		
	全焊板式	混合式	优化方案
加热器投资	20	6	12
设备及管道投资	1.5	0.5	5
余热锅炉侧改造费用	0	0	56
Σ总投资估算	21.5	6.5	73

(1) 辅助设备及管道投资。全焊板式加热器主要为蒸汽管道和疏水管道成本,混合式加热器仅为蒸汽管道成本,蒸汽管规格取  $D 150$ ;对于优化加热方案含供回水管道和循环水泵,其中供水和回水管道规格取  $D 150$ 。

(2) 余热锅炉侧改造费用主要为烟气尾部热水加热器所增加的成本,热水加热器成本约 200 万元,而供应化学生水加热热水只占总加热热水量的一部分,按照热量分配折算,化学生水加热用热量占比约 28%,表 1 中费用为按供热量占比对设备成本价进行折算后的数据。

常规蒸汽加热方案因不含热机部分改造费用,投资较优化加热方案低;本期优化加热方案初投资较蒸汽全焊板式加热器方案增加近 52 万元,混合式加热器由于结构简单、占地小,投资费用最低。

## 3.5.2 效益评价

本期采用优化加热方案后的效益评价如表 2 所示。

表 2 优化生水加热方案效益评价表

项目	春、秋季	冬季
生水流量/(t·h <sup>-1</sup> )	326	326
生水进口温度/°C	15	5
生水出口温度/°C	25	25
加热蒸汽压力/MPa	1.3	1.3
加热蒸汽温度/°C	303.6	303.6
加热蒸汽流量/(t·h <sup>-1</sup> )	5.4	10.8
加热小时数/h	1375	1375
加热蒸汽在汽轮机中发电功率/kW	953	1909
不含税上网电价/[元·(kW·h) <sup>-1</sup> ]	0.59	0.59
加热蒸汽发电收益/万元	77	154

从表 2 可以看出,由于优化后的烟气余热利用无需蒸汽加热,传统蒸汽加热方案计算得到的发电收益即可认为是优化方案节约的收益,忽略极少量的烟气余热换热水循环耗电费用,优化后的加热系统相应全年能节约 230 万元,具有明显的经济效益。

## 4 结语

常规生水加热系统采用蒸汽对反渗透进水加热,以提高膜的处理效果,由于蒸汽调节相对简单,且对加热器的季节性运行模式能较好的匹配,因此一直为国内大多数电厂采用。但近些年新上的燃机电厂大多定义为热电联产机组,因此如能在保证全厂工艺系统用热的情况下尽可能减少厂内蒸汽的消耗,必将带来可观的收益。

本期优化方案拟通过利用余热锅炉高温排烟回收热量产生的热水来加热反渗透进水,无额外蒸汽消耗。通过上述分析,初期增加的投资有限,运行费用很低,节约了大量供热蒸汽,具有明显的经济效益。但需注意控制加热水量的调节,避免余热锅炉排烟温度降低后可能带来的尾部受热面腐蚀问题;另外由于生水加热器全年的间断运行,需注意在加热器不运行的季节对所回收的热量在厂内主要工艺专业间进行合理分配,以保证热量的充分利用。

关于该优化加热方案的建议:一是应保证在加热器正常运行的季节热源侧即加热用热水量的稳定,保证生水加热器能够达到最佳工况;二是所配的循环水泵应能匹配加热器的间断运行工况,另外锅炉尾部增加换热器后回收的热量全年需合理分配利用,保证一定程度上的收益最大化。

## 参考文献:

- [1] 汤自强,戴云飞,王刚. 发电厂生水换热器系统的实用化改进[J]. 宁夏电力,2013(2):52-54.  
TANG Ziqiang, DAI Yunfei, WANG Gang. Practical technic improvement for raw water heat exchanger system in power plant [J]. Ningxia Electric Power, 2013(2):52-54.
- [2] 俞晓东,孙明强. 汽轮机排汽加热化学生水在火力发电厂的应用[J]. 热力发电,2007,36(5):43-45.  
YU Xiaodong, SUN Mingqiang. Application of chemical unboiled water heated by exhaust steam from steam turbine in thermal power plant [J]. Thermal Power Generation, 2007, 36(5):43-45.
- [3] 李延山,张延昭. 反渗透装置安装生水加热器的可行性研究[J]. 机电产品开发与创新,2011,24(3):82-83.  
LI Yanshan, ZHANG Yanzhao. Feasible research of the reverse osmosis devices mounting raw water heater [J]. Development & Innovation of Machinery & Electrical Products, 2011, 24(3):82-83.
- [4] 张首军,张叶来,孙正华,等. 反渗透经济膜通量的选择分析[J]. 给水排水,2015,41(2):55-57.  
ZHANG Shoujun, ZHANG Yelai, SUN Zhenghua, et al. Selection and analysis of reverse osmosis economic membrane flux [J]. Water Supply and Drainage, 2015, 41(2):55-57.
- [5] 陈乾荣,何驹,姜伦武,等. 水温对反渗透装置运行的影响及对策措施[J]. 氮肥技术,2015,36(1):22-26.  
CHEN Qianrong, HE Ju, LOU Lunwu, et al. Effect of water temperature on reverse osmosis unit and counter measures [J]. Nitrogen Fertilizer Technology, 2015, 36(1):22-26.
- [6] 闫淑梅,王鑫. 温度对电厂锅炉补给水处理工艺影响的研究[J]. 吉林电力,2013,41(6):26-28.  
YAN Shumei, WANG Xin. Effect of temperature on boiler make-up water treatment process in power plant [J]. Jilin Electric Power, 2013, 41(6):26-28.
- [7] 祁玉红. 三种常用换热器的比较[J]. 青海大学学报(自然科学版),2006,24(6):60-62.  
QI Yuhong. The comparison of three heat exchangers [J]. Journal of Qinghai University (Nature Science), 2006, 24(6):60-62.
- [8] 刘达,张成杰,黄立彬,等. 不同类型的生水加热措施优缺点评析[J]. 发电与空调,2012,33(5):20-21.  
LIU Da, ZHANG Chenjie, HUANG Libin, et al. Analysis on advantages and disadvantages of different types of chemical unboiled water heated measures [J]. Power Generation & Air Condition, 2012, 33(5):20-21.
- [9] 黄玉. 脱盐水加热改造工程方案比较[J]. 当代化工,2010,39(4):428-430.  
HUANG Yu. Schemes comparison of heating system for desalted water reconstruction project [J]. Contemporary Chemical Industry, 2010, 39(4):428-430.
- [10] 栾辉宝,陶文铨,朱国庆,等. 全焊接板式换热器发展综述[J]. 中国科学,2013,43(9):1020-1031.  
LUAN Huibao, TAO Wenquan, ZHU Guoqing, et al. Develop-

- ment review of fully welded plate heat exchanger[J]. Science China,2013,43(9):1020-1031.
- [11] 张 星. 热电联产机组供热首站换热器选型浅探[J]. 新疆电力技术,2010(3):82-84.  
ZHANG Xing. Type selection of heat exchanger in heating first station of cogeneration plant [J]. Xinjiang Electric Power Technology,2010(3):82-84.
- [12] 马永兴. 除盐系统混合式生水加热器的优化运行[J]. 青海电力,2013,32(3):22-23.  
MA Yongxing. Optimization on operation of the hybrid raw water heater of desalting system[J]. Qinghai Electric Power, 2013,32(3):22-23.
- [13] 陈庆卫,于胜辉. 蒸发循环水在反渗透加热系统中的应用[J]. 有色冶金节能,2009,25(3):70-72.  
CHEN Qingwei, YU Shenghui. Application of the evaporation recycled water in the heating system of reverse osmosis [J]. Energy Saving of Nonferrous Metallurgy,2009,25(3):70-72.
- [14] 李 岩,陈改辉,张淑彦,等. 燃气-蒸汽联合循环电厂烟气余热回收系统研究[J]. 暖通空调,2017,47(1):86-90.  
LI Yan, CHEN Gaihui, ZHANG Shuyan, et al. Research on flue gas waste heat recovery system in gas-steam combined cycle power plant[J]. HV&AC,2017,47(1):86-90.
- [15] 徐 蕾. 降低余热锅炉排烟温度优化方案研究[J]. 机电信息,2016(36):51-53.  
XU Lei. Research of optimization scheme on reducing exhaust gas temperature of heat recovery steam generator[J]. Mechanical and Electrical Information,2016(36):51-53.
- [16] 钟明智,唐秋平. 降低联合循环电厂余热锅炉排烟温度的措施[J]. 能源与环境,2013(6):25-28.  
ZHONG Mingzhi, TANG Qiuping. Measures for reducing exhaust gas temperature of combined cycle heat recovery steam generator[J]. Energy and Environment,2013(6):25-28.
- [17] 韩明杰,刘金敬. 燃气锅炉尾部受热面低温腐蚀的原因及预防措施[J]. 冶金动力,2007(4):51-52.  
HAN Mingjie, LIU Jinjing. Causes of low-temperature corrosion of gas-fired boiler and preventive measure[J]. Metallurgical Power,2007(4):51-52.
- [18] 邵拥军,逯凯霄,张文林. 板式换热器的特点与优化设计[J]. 广州化工,2012,40(6):120-122.  
SHAO Yongjun, LU Kaixiao, ZHANG Wenlin. The characteristics and optimization design of the plate heat exchangers [J]. Guangzhou Chemical Industry,2012,40(6):120-122.

作者简介:



沙海伟

沙海伟(1983—),男,江苏张家港人,高级工程师,研究方向为电厂水处理(E-mail:shahaiwei@qq.jspdi.com.cn)。

## Optimization of Reverse Osmosis Influent Heating System of A Gas Turbine Power Plant

SHA Haiwei

(China Energy Engineering Group Jiangsu Power Design Institute Co., Ltd, Nanjing 211102, China)

**Abstract:** In order to maintain the water flux of reverse osmosis membrane treatment at low temperature, now raw water heating device is always set in water treatment system of the power plant. It describes the conventional steam heating scheme and the optimized water-water heating scheme of reverse osmosis influent in a gas turbine power plant, studying the optimization reason, emphatically analyzing the feasibility and advantage of water-water heating scheme, introducing the system design and equipment configuration of optimized scheme. By comparing to the investment costs and benefit of the two schemes, it is concluded that the the optimized heating scheme has more economic benefits and can be popularized within certain limits.

**Key words:** reverse osmosis; raw water heating; surface heat exchanger; mixing heat exchanger

(编辑 钱悦)