一种新型亚临界燃煤电站采统分析

李沁伦,王璐凯,刘银河,车得福 (西安交通大学动力工程多相流国家重点实验室,陕西 西安 710049)

- [摘 要]针对 300 MW 一次再热亚临界燃煤电站提出了一种新型热力系统方案(改进电站),对其进行了热力学分析与技术经济性分析。在改进电站中,流经空气预热器后的烟气在烟气-凝结水预热器(FGCP)中被用来加热部分凝结水,空气在空气加热器(SAH)中经抽汽加热后进入空气预热器,其中,SAH与相应的回热加热器串联布置。调节FGCP中凝结水的流量,使其热容流率和烟气的热容流率保持相等,借此消除常规空气预热器中存在的温差夹点。结果表明:改进电站中锅炉排烟温度可以被降至烟气酸露点附近而不会产生低温腐蚀和堵灰;改进电站发电效率可达 45.29%,相較常规电站提高了 1.14 百分点;改进电站的动态投资回收期约为 4 年,具有可行性。
- [关 键 词] 燃煤电站;新型热力系统;热力学分析;技术经济性分析;热容流率;温差夹点;发电 效率

[中图分类号] TK115 [文献标识码] A [DOI 编号] 10.19666/j.rlfd.201711169

[引用本文格式] 李沁伦, 王璐凯, 刘银河, 等. 一种新型亚临界燃煤电站系统分析[J]. 热力发电, 2018, 47(8): 8-15. LI Qinlun, WANG Lukai, LIU Yinhe, et al. Analysis of a novel system for subcritical coal-fired power plants[J]. Thermal Power Generation, 2018, 47(8): 8-15.

Analysis of a novel system for subcritical coal-fired power plants

LI Qinlun, WANG Lukai, LIU Yinhe, CHE Defu

(State Key Laboratory of Multiphase Flow in Power Engineering, Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049, China)

Abstract: Thermodynamic analysis and techno-economic analysis are performed on a novel thermal system (modified power plant) for a 300 MW single reheat subcritical coal-fired power plant. In the modified power plant, all the flue gas from the air preheater is used to heat the partial condensate in flue gas-condensate preheater (FGCP), air for combustion is preheated by extraction steam in steam-air preheaters (SAH), which is arranged in series with the corresponding regenerative heater. In the FGCP, the flow rate of the condensate is adjusted to ensure that its heat-capacity flow rate is equivalent to that of the flue gas, thereby avoiding the pinch point of temperature difference in the conventional air preheater. The results show that the exit temperature of flue gas from boiler can be reduced to near the acid dew point of the flue gas without cold end corrosion and clog. And the power generation efficiency of the modified power plant can be improved by up to 45.29%, which is 1.14 percentage points higher than that of the conventional unit. The dynamic investment payback period of the modified power plant is about 4 years, which is feasible.

Key words: coal-fired power plant, novel thermal system, thermodynamic analysis, techno-economic analysis, heat-capacity flow rate, pinch point of temperature difference, power generation efficiency

我国是世界上煤炭依赖度最高的国家之一, 2016 年我国燃煤电站发电量仍占全国电力生产总 量的 65.51%^[1]。与超(超)临界先进发电机组相比, 现役的 200 多台 300 MW 亚临界燃煤机组效率低、 煤耗高,亟待"全面实施超低排放和节能改造"^[2]。 燃煤电站锅炉排烟温度一般为 120~150 ℃;排 烟热损失通常为 5%~8%,占锅炉总热损失的 80% 以上^[3]。为降低锅炉排烟温度和回收利用这部分烟

收稿日期: 2017-11-25

基金项目: 国家自然科学基金项目(51576158)

Supported by: National Natural Science Foundation of China (51576158)

第一作者简介: 李沁伦(1994---), 男, 硕士研究生, 主要研究方向为电站系统及其优化技术, liqinlun_123@163.com。

通讯作者简介:刘银河(1975—),男,博士,教授,主要研究方向为蒸汽工程及其系统节能等,yinheliu@mail.xjtu.edu.cn。

气热量,可以增加原有省煤器或空气预热器的换热 面积,但由于锅炉烟道的空间限制和较差的经济收 益,这种方式并未被广泛采用[4]。另一种方式是在 锅炉尾部烟道中增设低温省煤器[5-7],将其布置在空 气预热器之后或者脱硫塔之前,利用烟气热量加热 全部或部分凝结水,排挤部分抽汽,在降低锅炉排 烟温度的同时可提高单位质量新蒸汽的做功量。李 慧君等^[8]对西柏坡电厂 4 台 330 MW 发电机组进行 改造,将两级低温省煤器分别布置在空气预热器后 和脱硫塔前的烟道中,改造后烟气温度降低到 95 ℃,机组煤耗降低了 2.69 g/(kW·h)。为进一步降 低锅炉排烟温度,可在锅炉尾部烟道中布置耐超低 温烟气腐蚀的塑料热交换器。韩宇等阿将氟塑料低 温省煤器串联在第6级和第7级回热加热器之间, 改造后将排烟温度从 131 ℃降低到 75 ℃,节约供

电煤耗 1.13 g/(kW·h), 脱硫水耗降低超过 1 500 t/d。 也有学者提出旁通烟道和换热器分级布置的

改进方案,以实现烟气热量的梯级利用^[10-11]。Ma等 人[12]对低温省煤器、送风分段预热和旁通烟道 3 种锅炉冷端优化热力系统进行了热经济性和技 术经济性比较,结果表明,当排烟温度由 148 ℃ 降低至 90 ℃时,旁通烟道系统的表现最优,可 使机组供电煤耗减少 6.48 g/(kW·h)。

然而,目前大多数学者聚焦于锅炉尾部烟道 换热器中冷热流体的能级匹配,侧重于研究如何 实现对烟气热量的梯级利用,却忽略了对传热工 质的热容流率进行合理的匹配[13]。因此,现有燃 煤电站的能源转换效率仍有较大提升空间。

本文对典型的常规 300 MW 一次再热亚临界燃 煤电站进行了热力学分析,揭示了常规电站空气预 热器中烟气-空气换热和回热加热系统中抽汽-凝结 水换热存在的缺陷,结合"能级匹配"和"热容流 率匹配"提出了一种新型的热力系统方案(改进电 站),并对其进行了热力学分析和技术经济性分析。

1 常规 300 MW 电站分析

1.1 常规 300 MW 电站概况

典型的常规 300 MW 一次再热亚临界燃煤电站 结构如图1所示。表1为常规 300 MW 电站各级回 热加热器蒸汽和凝结水热力学参数。



注:HPT---高压缸;IPT---中压缸;LPT---低压缸;SB---抽汽;RH---回热加热器;DEA---除氧器;G---发电机。

图 1 常规 300 MW 燃煤电站结构 Fig.1 Structure of a typical conventional 300 MW coal-fired power plant

	表 1 常规 300 MW 电站各级回热加热器蒸汽和凝结水参数
Table 1	The steam and condensate parameters of regenerative heater in conventional 300 MW power plant

项目	RH1	RH2	RH3	DEA	RH5	RH6	RH7	RH8
	SB1	SB2	SB3	SB4	SB5	SB6	SB7	SB8
蒸汽流量/(t·h ⁻¹)	70.20	80.80	38.50	46.82	40.84	24.94	29.18	31.89
抽汽压力/MPa	6.210	3.850	1.790	0.920	0.381	0.140	0.066	0.023 8
蒸汽温度/℃	389.53	326.73	438.55	343.29	241.00	143.83	87.60	63.19
出口水温/℃	276.84	246.31	204.32	174.11	137.04	104.78	84.60	60.19
入□水温/℃	246.31	204.32	174.11	137.04	104.78	84.60	60.19	32.57
凝结水流量/(t·h ⁻¹)	966.92	966.92	966.92	966.92	730.60	730.60	730.60	730.60

该电站采用 8 级回热过程。蒸汽在汽轮机中膨 胀做功后进入凝汽器,凝汽压力为 0.004 9 MPa。锅 炉主蒸汽参数为 966.92 t/h/16.700 MPa/538 ℃,再 热蒸汽参数为 815.92 t/h/3.465 MPa/538 ℃;燃用设 计煤种为无烟煤 (*w*ar(C)=56.59%, *w*ar(H)=2.69%, *w*ar(O)=2.93%, *w*ar(N)=0.94%, *w*ar(S)=0.75%, *w*ar(A)= 29.6%, *w*ar(M)=6.5%,低位发热量为 21 280 kJ/kg); 排烟温度为 130 ℃。汽轮机高、中、低压缸相对内 效率分别为 0.868、0.93、0.91^[14]。机械效率、发电 机效率和水泵效率分别为 0.99、0.985 和 0.85^[15]。

1.2 常规 300 MW 电站热力学分析

图 2 为常规电站空气预热器的温-焓(Δ*H*-*T*) 图。空气预热器中烟气的热容流率高于空气的热容 流率。



图 2 常规电站空气预热器的 ΔH-T 图 Fig.2 The ΔH-T diagram of air preheater in conventional power plant

由图 2 可见: 当空气从环境温度 27 ℃被加热 到 335 ℃时,烟气从 362 ℃被冷却至 130 ℃;在 换热过程中,烟气温度下降的速率明显低于空气温度上升的速率;冷热流体间的对数传热温差达到 56.8 ℃,这表明空气预热器中存在较大的烟损失。

图 3 为常规电站各级回热加热器的温-焓图。由 图 3 可见,汽轮机抽汽 SB1—SB6 均存在一定的过 热度,其范围为 36~234 ℃,其中抽汽 SB3 的过热 度最大,为 234 ℃。在回热加热器的蒸汽入口处, 过热蒸汽与凝结水换热的传热温差较大。



图 3 常规电站各级回热加热器的 Δ*H-T* 图 Fig.3 Δ*H-T* diagram of regenerative heater in conventional power plant

2 300 MW 电站改进方案

针对常规 300 MW 燃煤电站缺陷,本文提出一 种新型的改进电站,其结构如图 4 所示。烟气-凝结 水预热器(FGCP)被置于空气预热器之后加热部分 凝结水,其余凝结水则在回热加热器中继续由蒸汽 加热。空气加热器(SAH)和相应的回热加热器串 联布置,汽轮机抽汽在 SAH 中加热空气后进入回 热加热器预热凝结水。



图 4 改进 300 MW 燃煤电站结构 Fig.4 Structure of the modified 300 MW coal-fired power plant

在 FGCP 中,调节凝结水的流量使其热容流率 和烟气的热容流率保持相等。将回热加热器 RH6 和 RH7 出口处引出的两股凝结水按适当比例混合后 使 FGCP 的入口水温为 88 ℃,保证换热面壁温始

终位于烟气酸露点(88 ℃)之上,可避免常规电站 空气预热器中存在的低温腐蚀和堵灰问题。考虑到 换热面积的经济性,烟气与凝结水的传热温差取 15 ℃^[16-17],可得锅炉排烟温度为 103 ℃。

在各级汽轮机抽汽中,SB1 具有最高的抽汽压 力,但由于其受饱和温度(275.84 ℃)的限制,难 以将空气加热到设计热空气温度(335 ℃)。为了满 足该煤种的燃烧要求,需要维持进入炉膛的热空气 温度与原有方案相同,改进电站在省煤器和 FGCP 之间保留部分高温级的空气预热器,利用烟气热量 进一步加热空气,即经 FGCP 预热后的空气再进入 空气预热器加热到所需温度,然后送入锅炉燃烧系 统。改进电站中 FGCP 的主要热力参数见表 2。

表 2 改进电站中 FGCP 主要热力参数 Table 2 Main thermodynamic parameters of the FGCP in the modified power plant

凝结水 流量/(t·h ⁻¹)	凝结水 入口温度/ ℃	凝结水 出口温度/ ℃	烟气出口 温度/℃	烟气入口 温度/℃
297.70	88	312	103	327

3 改进 300 MW 电站分析

3.1 热力学分析

图 5 为改进电站 FGCP 的温-焓图。由图 5 可 见:改进电站利用 FGCP 回收空气预热器后的低品 位烟气热量,高压凝结水由 88 ℃被加热至 312 ℃, 烟气由 327 ℃被冷却至 103 ℃;在烟气和凝结水 的换热过程中,传热温差保持在 15 ℃左右,最大 限度减小换热过程中的拥损失。



图 5 改进电站 FGCP 的 ΔH-T 图 Fig.5 The ΔH-T diagram of FGCP in the modified power plant

同时,由表2可知,改进电站FGCP的凝结水 出口温度为312 ℃,与回热支路的预热给水混合后 达到285.5 ℃,比原省煤器入口水温高8.7 ℃,这 在热力学上表现为提高了蒸汽动力装置循环的平 均吸热温度,从而提高了循环效率。

图6为改进电站SAH和回热加热器的温-焓图。 由图6可见,相较凝结水的热容流率,空气的热容 流率与过热抽汽的热容流率更为接近。因此,在改 进电站中,将空气加热器布置在相应的回热加热器 前可以充分利用抽汽的过热度。此外,蒸汽在加热 空气后以湿蒸汽的状态进入回热加热器,减小了蒸 汽和凝结水换热的传热温差。

空气流经各级空气加热器后,被汽轮机抽汽由 环境温度 27 ℃加热至 287.5 ℃。在空气预热器中, 空气被烟气继续加热至热空气的设计温度 335 ℃, 烟气温度则由 362 ℃降低至 327 ℃。通过提高空 气预热器入口空气温度,有效解决了常规电站空气 预热器中存在的冷端腐蚀和堵灰问题。



图 6 改进电站 SAH 和回热加热器的 △H-T 图 Fig.6 The △H-T diagram of SAH and regenerative heater in the modified power plant

3.2 热力学性能对比分析

3.2.1 汽轮机抽汽量变化

图 7 为常规电站和改进电站汽轮机各级抽汽量 的对比。由于改进电站中 FGCP 的分流作用,抽汽 给水回热系统的给水比例减小。由图 7 可见,常规 电站的低品位抽汽量(SB5—SB10)和高品位抽汽 量(SB1—SB4)分别为 126.85、236.32 t/h,而改进 电站中对应的抽汽量分别为 151.11、219.21 t/h。与 常规电站系统相比,改进电站方案增加低品位抽 汽量来加热空气和凝结水,排挤高品位抽汽量 (17.11 t/h),使其在汽轮机内继续膨胀做功,优先 利用低品位抽汽回热^[18]。



3.2.2 热力学性能对比

表 3 为改进电站和常规电站的热经济性分析结 果。图 8 为 2 种电站方案锅炉效率、发电效率和净 发电效率的对比。其中:净输出功率、净发电标准 煤耗和净发电效率考虑了电站水泵的功耗和风机 (送风机和引风机)的功耗;锅炉效率根据文献[19] 计算;改进电站锅炉排烟位置设在 FGCP 出口。

表 3 改进电站和常规电站的热经济性分析结果 Table 3 Thermal economic analysis results of the modified power plant and conventional power plant

项目	常规电站	改进电站
发电输出功率/MW	328.45	332.23
水泵总功耗/MW	6.05	5.90
风机总功耗/MW	0.95	2.66
净输出功率/MW	321.45	323.67
发电标准煤耗/(g·(kW·h) ⁻¹)	278.25	271.24
净发电标准煤耗/(g·(kW·h) ⁻¹)	284.31	278.42





由表 3 和图 8 可见,对常规电站系统结构进行 改进后:机组发电输出功率增加了 3.78 MW;发电 效率达到 45.29%,提升 1.14 百分点;发电标准煤 耗降低 7.01 g/(kW·h);扣除水泵和风机功耗后,净 输出功率增加了 2.22 MW;净发电效率达到 44.12%,提升 0.92 百分点。

维持净输出功率 321.45 MW 不变, 取发电机组 年运行时间为 5 500 h, 入炉标准煤单价为 650 元/t, 计算可得改进电站预计年节约标准煤 10 425.25 t, 年节煤经济效益为 677.64 万元。

3.3 技术经济性分析

3.3.1 前提条件

改进电站增加的新设备(FGCP、SAH 和高压 凝结水泵)会影响电站的经济性。实际上,由于电 站结构的重新组合设计,改进电站中某些设备参数 与常规电站原有设备的参数不再相同,如燃煤消耗 量和汽轮机乏汽量均会减少,省煤器入口水温则会 增加,这些参数的改变也会对电站设备的结构设计 及投资产生影响。

本文对改进电站的技术经济性分析仅作保守性估计,假设如下:1)不考虑其他设备(如炉膛、凝汽器等)的换热面尺寸变化,只对常规电站的空气预热器和改进电站的空气预热器、FGCP及SAH等设备的投资进行技术经济性分析;2)钢材单价为0.85万元/t;3)风机(送风机和引风机)的效率选为0.85;4)采用经典的传热方程计算设备的换热面积。当换热量 Q、传热系数 K和对数传热温差 Δt 确定后,换热面积 A 由下式计算得到:

$$A = \frac{Q}{K \cdot \Delta t} , \quad \mathbf{m}^2 \tag{1}$$

3.3.2 传热元件初投资及工质流动阻力计算

1) 常规电站空气预热器

由上文给定参数计算可知,常规电站空气预 热器中对数传热温差 Δ*t* 为 56.8 ℃,换热量 *Q* 为 88.23 MW;改进电站空气预热器中对数传热温差 Δ*t* 为 32.9 ℃,换热量 *Q* 为 13.28 MW。

取空气预热器转子内径为10m,取烟气、空气 冲刷份额均为150°范围,受热元件当量直径为 9.32 mm,板厚为0.5 mm,单位容积中受热面面积 为396 m²/m³。回转式空气预热器的传热系数 *K* 由 下式计算得到^[19]:

$$K = \xi C_{n} \frac{1}{\frac{1}{x_{y}\alpha_{1}} + \frac{1}{x_{k}\alpha_{2}}} , W/(m^{2} \cdot C)$$
 (2)

式中: ξ 为利用系数; C_n 为考虑在转速低时不稳定 导热影响的系数; x_y 、 x_k 为烟气、空气冲刷转子的 份额; α_1 、 α_2 为烟气、空气的放热系数, W/(m^{2.} \mathbb{C})。 放热系数 α 按下式计算:

$$\alpha = 0.023 \frac{\lambda}{d_{\rm dl}} R e^{0.8} P r^{0.4} C_{\rm t} C_{\rm l} C_{\rm H} , \quad W/(m^2 \cdot C) \quad (3)$$

式中: λ 为气流 (烟气或空气) 平均温度下的导热系数, W/(m²· ℃); $d_{\rm dl}$ 为蓄热板的当量直径, m; Re 为气流平均温度下的雷诺数; Pr 为气流平均温度下的 普朗特数; $C_{\rm t}$ 、 $C_{\rm l}$ 为温压修正系数和相对长度修正 系数; $C_{\rm H}$ 与蓄热板的型式有关。

计算可得,常规电站空气预热器的传热系数为 11.49 W/(m²·℃),改进电站空气预热器的传热系数 为 11.98 W/(m²·℃)。

锅炉空气预热器中气流(烟气和空气)流动阻 力Δh 可由下式表示^[20]:

$$\Delta h = \lambda \cdot \frac{l}{d_{\rm dl}} \frac{\rho W^2}{2} , \text{ Pa}$$
 (4)

式中: λ为摩擦阻力系数; l 为烟气(或空气)行程 长度, m; d_d)为当量直径, m; ρ为烟气(或空气) 密度, kg/m³; W 为烟气(或空气)平均流速, m/s。

对于回转式空气预热器, λ计算式为

$$\lambda = \lambda_{\rm p} (1 + 11.1k) \tag{5}$$

式中: k为无因次粗糙度; ん 为光滑管内摩擦阻力系数, 计算式为

$$\lambda_{\rm p} = 0.303 (\lg Re - 0.9)^{-2} \tag{6}$$

计算可得,常规电站空气预热器中烟气和空气的流动阻力分别为 1.13、0.66 kPa,风机功耗为 0.95 MW。改进电站空气预热器中烟气和空气的流动阻力分别为 0.34、0.21 kPa,风机功耗为 0.34 MW。

2) FGCP

由上文给定参数计算可知,FGCP 中对数传热 温差 Δt 为 15 ℃,换热量 Q 为 84.34 MW。换热面 选用膜式对流受热面,管束错列布置,基管规格为 σ 38.5 mm×6 mm,膜片厚度为 3 mm,横向节距为 80 mm,纵向节距为 75 mm。取外掠烟气的流速为 9 m/s,管内凝结水的流速为 1 m/s,灰垢层热阻 ε 为 0.004 m²·℃/W,壁面厚度为 3 mm。

在 FGCP 中,由于烟气侧热阻远大于工质侧热 阻,因此在计算传热系数时忽略工质侧热阻的影 响。传热系数 KFGCP 的计算公式为^[20]

$$K_{\text{FOCP}} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{y}} + \varepsilon} , \quad W/(m^{2} \cdot C)$$
(7)

式中: α_y 为烟气侧对流换热系数, W/(m²· °C), ε 为 灰垢层热阻, m²· °C/W。

烟气侧对流换热系数αy的计算式为[19]

$$\alpha_{\rm y} = C_{\rm n} C_{\rm s} \frac{\lambda}{d} (\frac{\omega d}{v})^{0.7}, \quad W/({\rm m}^2 \cdot {}^{\circ}{\rm C})$$
(8)

式中: C_n 为沿气流方向管子排数修正系数; C_s 为管 束相对节距修正系数; λ 为烟气在定性温度下的导 热系数, W/(m²· \mathbb{C}); d为管子外径, m; ω 为烟气 流速, m/s; v为烟气运动黏度系数, m²/s。

计算得到 FGCP 的传热系数为 58.82 W/(m².℃)。

对于由钢板满焊成的直膜板错列膜式管束,其 阻力 Δh 计算式为^[20]

式中, Δh_{hx} 为气流横向冲刷光管管束的流动阻力, Pa, 计算式为

$$\Delta h_{\rm hx} = \xi_{\rm hx} \cdot \frac{\rho W^2}{2} , \quad {\rm Pa}$$
 (10)

式中: ξ_{hx} 为横向冲刷管束的流动阻力系数; ρ 为气 流密度, kg/m³; W为气流平均流速, m/s。

阻力系数ξhx计算式为

$$\xi_{\rm hx} = c_{\rm s} R e^{-0.27} (n_2 + 1) \tag{11}$$

式中, n₂ 为沿气流方向的管排数, c_s 为错列管束的 结构系数。

经计算,改进电站 FGCP 中烟气的流动阻力为 2.25 kPa,风机功耗为 1.27 MW。

3) SAH

在空气加热器中,空气从环境温度 27 ℃被加 热至 287.5 ℃,换热量为 74.28 MW。换热面选用 圆形肋片管,管束错列布置。空气加热器 SAH1-2 和 SAH3-8 的基管规格分别为Ø38 mm×3 mm 和 Ø38 mm×2 mm;肋片厚度为1 mm,高度为10 mm, 节距为 5 mm,单元宽向节距和深度节距均为 70 mm。

对于每级空气加热器,对流换热系数 a d 的计算 公式为^[21]

$$\alpha_{\rm d} = \frac{N u_{\rm f} \lambda_{\rm f}}{s_{\rm f}} \tag{12}$$

$$Nu_{\rm f} = 0.195 \ 5C_z \varphi^{0.2} \left(\frac{d}{s_{\rm f}}\right)^{-0.54} \left(\frac{h_{\rm f}}{s_{\rm f}}\right)^{-0.14} \left(\frac{\omega s_{\rm f}}{v}\right)^{0.65} \ (13)$$

式中: Nu_f 为努塞尔数; α_d 为对流换热系数, kW/(m²·°C); λ_f 为流体平均温度下的导热系数, kW/(m·°C); s_f 为肋片节距, m; C_z 为对沿流体流动

方向排数的修正系数; φ 为考虑管束中管子布置的参数; d为管子直径, m; h_f 为翅片高度, m; ω 为空气流速, m/s; v为在流体平均温度下的运动黏度, m²/s。

经计算, 空气加热器的对流换热系数为 33~ 42 W/(m²·K)。

对于每级空气加热器,当气流横向冲刷错列肋 片管管束时,阻力系数按下式计算^[20]:

$$\xi_{\rm lp} = c_{\rm s} c_{\rm n} n_2 R e^{-0.25} \tag{14}$$

式中, *ξ*_b为横向冲刷错列肋片管管束的流动阻力系数, *c*_s为错列肋片管束的形状系数, *c*_n为排数的修正系数, *n*₂为沿管束深度(气流方向)的管排数。

错列肋片管束的形状系数 cs 按下式计算:

$$c_{\rm s} = 5.4 (l/d_{\rm dl})^{0.5}$$
 (15)

式中: *l* 为定性尺寸, m; *d*_{dl} 为管束收缩横截面的当量直径, m。

经计算, 空气加热器中空气的流动阻力为 0.23~0.46 kPa, 风机功耗为 1.05 MW。

表 4 为常规电站和改进电站换热设备元件投资 的经济性分析结果。

表 4 换热设备元件投资 Table 4 Component investment of heat exchangers

į.	<u> </u>	换热面积/ m ²	钢耗/t	 传热元件 投资/万元
常规	空气预热器	135 242.71	263.72	224.16
电站	总计		263.72	224.16
	空气预热器	33 348.37	65.03	55.28
	FGCP	95 592.50	2 236.86	1 901.33
改进 由站	SAH	77 160.66	448.94	381.60
.041	高压凝结水泵	_	_	50
	总计		2 750.83	2 388.21

考虑到设备运输、安装及管道阀门等附件的成本,取传热元件投资为相应设备投资的70%,即设备投资=传热元件投资/0.7。对于常规电站系统,传统的空气预热器常存在低温腐蚀和堵灰问题,本文取空气预热器投资的4%作为该设备的年维护费用^[12],传热元件的使用寿命取为5年^[22];改进电站系统通过对传统的汽机回热系统和锅炉尾部烟风系统进行重新组合设计后改善了低温腐蚀和堵灰,因此取相应设备总投资的2%作为年维护费用,传热元件的使用寿命取为30年。计算可得,常规电站空气预热器投资为320.23万元,年维护费用为12.81万元;改进电站相应设备总投资为3411.73万元,总年维护费用为68.23万元。

3.3.3 经济性指标计算

投资回收期表征项目的盈利能力,回收期越 短,则项目盈利能力越强。动态投资回收期考虑了 货币的时间价值,动态投资回收期公式如下^[23]:

$$\sum_{t=0}^{r_{i}} (C_{i} - C_{o})_{t} (1+i)^{-t} = 0$$
 (16)

式中, C₁为现金流入量, C₀为现金流出量, t为年份, i为基础收益率, P_i为动态投资回收期。

按使用寿命 30 年计算,常规电站空气预热器 每隔 5 年需更换传热元件。假设每年上述设备传热 元件价格不变,相较常规电站,改进电站设备投资 的净增量 *I*_{net}为

$$I_{\rm net} = I_{\rm M} - I_{\rm C} - C_{\rm Ca} (D_{\rm Y,M} / D_{\rm Y,C} - 1) \qquad (17)$$

式中: *I*_M 为改进电站新增设备(AP、FGCP、SAH 及高压凝结水泵等)总投资,万元; *I*_C 为常规电站 空气预热器投资,万元; *C*_{C,a} 为常规电站空气预热 器传热元件投资,万元/次; *D*_{Y,M} 为改进电站新增设 备元件使用寿命,年; *D*_{Y,C} 为常规电站空气预热器 元件使用寿命,年。

计算可得,与常规电站相比,改进电站设备投资的净增量为 1 970.70 万元,维护费用净增量为 55.42 万元,在相同净输出功率下标准煤年节约费用为 677.64 万元。假设每年标准煤价格保持不变,取折现率为 10%^[12],计算得改进电站动态投资回收期为 4 年,小于 10 年^[24]。因此,改进电站方案具有可行性。

4结 论

1)汽轮机抽汽经过空气加热器后再进入回热加热器,优先利用了抽汽过热度,减小了蒸汽与凝结水的传热温差;空气预先经过抽汽加热,提高了空气预热器的入口空气温度,避免了空气预热器的低温腐蚀和堵灰问题。

2)控制烟气-凝结水预热器中凝结水热容流率与烟气热容流率相同,减小了烟气与凝结水的传热 温差,在不发生低温腐蚀和堵灰的情况下,排烟温 度可降低至 103 ℃。

3)改进电站系统比常规电站的发电效率和净 发电效率分别提高了 1.14 百分点和 0.92 百分点。

4) 改进电站的动态投资回收期约为4年,具有 可行性。

[参考文献]

[1] 中国电力企业联合会. 2016 年电力统计基本数据一览 表[EB/OL]. [2018-03-21]. http://www.cec.org.cn/guihua

yutongji/tongjxinxi/niandushuju/2018-03-21/178791. html. China Electricity Council. List of power statistics basic data in 2016[EB/OL]. [2018-03-21]. http://www.cec.org. cn/guihuayutongji/tongjxinxi/niandushuju/2018-03-21/ 178791.html(in Chinese).

- [2] 杨磊磊. 300 MW 亚临界机组节能改造技术路线简述
 [J]. 节能, 2017, 36(3): 54-57.
 YANG Leilei. Energy-saving retrofit technical route of 300 MW subcritical unit[J]. Energy Conservation, 2017, 36(3): 54-57(in Chinese).
- [3] 崔立明, 卢权. 350 MW 亚临界锅炉加装低温省煤器节 能及环保应用分析[J]. 神华科技, 2015, 13(2): 89-93.
 CUI Liming, LU Quan. Application analysis of 350 MW sub-critical boiler with low temperature economizer energy conservation and environmental protection[J].
 Shen Hua Science and Technology, 2015, 13(2): 89-93.
- [4] WANG C, HE B, SUN S, et al. Application of a low pressure economizer for waste heat recovery from the exhaust flue gas in a 600 MW power plant[J]. Energy, 2012, 48(1): 196-202.
- [5] 魏书洲,刘喆,邵建林,等. 燃煤电站加装低温省煤器 的节能环保分析[J]. 节能技术, 2015, 33(5): 432-435.
 WEI Shuzhou, LIU Zhe, SHAO Jianlin, et al. Analysis of energy saving and environmental protection with low temperature economizer in coal power station[J]. Energy Conservation Technology, 2015, 33(5): 432-435.
- [6] 程东涛,马汀山,陈恺,等.低温省煤器对汽轮机组热 力系统经济性影响研究[J].热能动力工程,2015, 30(3): 427-430.
 CHENG Dongtao, MA Tingshan, CHEN Kai, et al. Study of the influence of a low temperature economizer on the thermal cost-effectiveness of a steam turbine unit[J]. Journal of Engineering for Thermal Energy and Power, 2015, 30(3): 427-430.
- [7] YANG Y, XU C, XU G, et al. A new conceptual cold-end design of boilers for coal-fired power plants with waste heat recovery[J]. Energy Conversion and Management, 2015, 89: 137-146.
- [8] 李慧君,王妍飞,常澍平,等. 330 MW 机组双级低温 省煤器系统热经济性分析[J]. 电力科学与工程, 2015, 31(6): 63-67.
 LI Huijun, WANG Yanfei, CHANG Shuping, et al. Twostage low temperature economizer hot economic analysis of 330 MW units[J]. Electric Power Science and Engineering, 2015, 31(6): 63-67.
- [9] 韩宇,徐钢,杨勇平,等. 燃煤电站清洁高效协同的烟 气余热深度利用优化系统[J].动力工程学报,2015, 35(8): 674-680. HAN Yu, XU Gang, YANG Yongping, et al. An optimized system for clean, efficient and deep utilization of flue gas waste heat from coal-fired power plants[J]. Journal of Chinese Society of Power Engineering, 2015, 35(8): 674-680.
- [10] ESPATOLERO S, CORTÉS C, ROMEO L M. Optimization of boiler cold-end and integration with the steam cycle in supercritical units[J]. Applied Energy, 2010, 87(5): 1651-1660.
- [11] STEVANOVIC V D, WALA T, MUSZYNSKI S, et al. Efficiency and power upgrade by an additional high pressure economizer installation at an aged 620 MWe lignite-fired power plant[J]. Energy, 2014, 66(2): 907-918.
- [12] MA Y, YANG L, LU J, et al. Techno-economic comparison of boiler cold-end exhaust gas heat recovery processes for efficient brown-coal-fired power genera-

tion[J]. Energy, 2016, 116: 812-823.

- [13] LIU Y, LI Q, DUAN X, et al. Thermodynamic analysis of a modified system for a 1 000 MW single reheat ultrasupercritical thermal power plant[J]. Energy, 2018, 145: 25-37.
- [14] 西安热工研究院. 燃煤发电机组能耗分析与节能诊断 技术[M]. 北京: 中国电力出版社, 2014: 19-21.
 Xi'an Thermal Power Research Institute. Energy consumption analysis and energy saving diagnostic technology of coal-fired generating set[M]. Beijing: China Electric Power Press, 2014: 19-21(in Chinese).
- [15] 郑体宽,杨晨. 热力发电厂[M]. 2 版. 北京:中国电力 出版社, 2008: 154-158.
 ZHENG Tikuan, YANG Chen. Thermal power plant[M]. 2nd ed. Beijing: China Electric Power Press, 2008: 154-158(in Chinese).
- [16] 张华东,张知翔,贾兆鹏,等.低温省煤器与暖风器联 合系统应用[J]. 热力发电,2016,45(10):127-132. ZHANG Huadong, ZHANG Zhixiang, JIA Zhaopeng, et al. Application of combined system of low pressure economizer and air heater[J]. Thermal Power Generation, 2016, 45(10): 127-132.
- [17] ZHANG H G, WANG E H, FAN B Y. Heat transfer analysis of a finned-tube evaporator for engine exhaust heat recovery[J]. Energy Conversion and Management, 2013, 65(1): 438-447.
- [18] HAN Y, XU G, ZHENG Q, et al. New heat integration system with bypass flue based on the rational utilization of low-grade extraction steam in a coal-fired power plant [J]. Applied Thermal Engineering, 2017, 113: 460-471.
- [19] 古尔维奇·库兹涅佐夫.锅炉机组热力计算标准方法
 [M].北京:机械工业出版社,1976:21-25. Гурвич. Thermal power calculation standard method of boiler units[M]. Beijing: China Machine Press, 1976:21-25(in Chinese).
- [20] 林宗虎, 徐通模. 实用锅炉手册[M]. 2 版. 北京: 化学 工业出版社, 2009: 550-568.
 LIN Zonghu, XU Tongmo. Utility boiler manual[M]. 2nd ed. Beijing: Chemical Industry Press, 2009: 550-568(in Chinese).
- [21] 卓宁,孙家庆. 工程对流换热[M]. 北京:机械工业出版社, 1991: 136-139.
 ZHUO Ning, SUN Jiaqing. Convection heat transfer in engineering[M]. Beijing: China Machine Press, 1991: 136-139(in Chinese).
- [22] 蔡明坤. 几种回转式空气预热器密封结构的比较[J]. 锅炉技术, 2011, 42(2): 8-13.
 CAI Mingkun. Comparison of different manners for air preheater leakage control[J]. Boiler Technology, 2011, 42(2): 8-13.
- [23] 刘亚臣. 工程经济学[M]. 3 版. 大连: 大连理工大学出版社, 2007: 53-54.
 LIU Yachen. Engineering economics[M]. 3rd ed. Dalian: Dalian University of Technology Press, 2007: 53-54(in Chinese).
- [24] 吴志祥, 王存新. 1 000 MW 机组高位收水冷却塔项目的技术经济性分析[J]. 东北电力大学学报, 2016, 36(3): 34-40.
 WI Zbixiang WANG Cunxin Technical and economic

WU Zhixiang, WANG Cunxin. Technical and economic analysis of the project of the high water cooling tower of 1 000 MW unit[J]. Journal of Northeast Dianli University, 2016, 36(3): 34-40.

(责任编辑 刘永强)