

DOI: 10.7652/xjtuxb201809007

300 MW 一次再热亚临界燃煤 发电站系统改进研究

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, 710049, 西安)

摘要: 在传统 300 MW 一次再热亚临界燃煤发电站的空气预热器中, 烟气与空气的换热温差大, 导致了较大的烟损失, 并且硫酸蒸汽易在冷端凝结使受热面产生低温腐蚀和堵灰的问题。此外, 在回热系统中, 汽轮机的抽汽与凝结水在换热时, 回热加热器热端处的传热温差大, 抽汽的过热度难以利用。针对传统电站的上述不足, 提出了一种新型电站设计方案, 并对其进行了热力学分析和技术经济性分析。在改进电站中, 烟气凝结水预热器(flue gas-condensate preheater, FGCP)替换了传统电站中的空气预热器, 省煤器后的烟气全部被用来加热部分凝结水, 空气和其余凝结水则由汽轮机的抽汽进行加热, 同时, 增加 1 股高压抽汽用于保证热空气达到设计的温度要求。研究结果表明: 保持 FGCP 中凝结水和烟气的热容流率相等, 可以消除常规电站内空气预热器中的温差夹点, 锅炉排烟温度降至 103℃ 而不会产生低温腐蚀和堵灰; 将空气加热器与回热加热器串联布置, 优先利用了抽汽的过热度来加热空气, 减小了蒸汽和凝结水的传热温差; 改进电站的发电效率和净发电效率分别达到了 45.34% 和 44.20%, 相较常规电站分别提高了 1.2 和 1.0 个百分点; 改进电站的动态投资回收期约为 4.27a, 具有可行性。

关键词: 燃煤发电站; 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 **文献标志码:** A **文章编号:** 0253-987X(2018)09-0054-10

Novel System Design for a 300 MW Single Reheat Subcritical Coal-Fired Power Plant

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: For conventional 300 MW single reheat subcritical coal-fired power plants, the heat transfer temperature difference between flue gas and air in the air preheater is large, resulting in a large exergy loss. Moreover, the sulfuric acid vapor easily condenses on the cold side, which causes low-temperature corrosion and ash plugging on the heated surface. In the regenerative system, the heat transfer temperature difference between the extraction steam and the condensate water at the hot end of regenerative heater (RH) is large, and the superheat degree of the extraction steam is difficult to use. To solve these problems, a novel conceptual system design for the conventional power plants is proposed. Thermodynamic analysis and techno-economic analysis of the proposed plant are performed. In the proposed system, air preheater in conventional power plant is completely replaced by flue gas-condensate preheater (FGCP), all the flue gas from the

收稿日期: 2017-11-16。 作者简介: 李沁伦(1994—), 男, 硕士生; 刘银河(通信作者), 男, 教授。 基金项目: 国家自然科学基金资助项目(51576158)。

网络出版时间: 2018-06-14

网络出版地址: <http://kns.cnki.net/kcms/detail/61.1069.T.20180614.1441.002.html>

economizer is used to heat partial condensate in FGCP, total air together with the rest of the condensate is preheated by extraction steam, and an extra steam bleed is added to ensure that the air temperature meets the design requirement. The results show that keeping heat-capacity flow-rate of the partial condensate equal to that of flue gas in FGCP can avoid the pinch point of temperature difference of conventional air preheater, and the exit temperature of flue gas from boiler can be reduced to 130 °C without cold end corrosion and clog. Steam and air heaters are arranged in series after corresponding RHs, and total air is preferentially heated by extraction steam, which reduces the heat transfer temperature difference between the steam and the condensate. The power generation efficiency and the net power generation efficiency of the novel power plant are 45.34% and 44.20% respectively, increasing 1.2 and 1.0 percentage points compared with that of the conventional unit at the same capacity. The dynamic investment payback period of the modified power plant is about 4.27 years, which is feasible.

Keywords: coal-fired power plant; thermodynamic analysis; techno-economic analysis; heat-capacity flow rate; pinch point of temperature difference; power generation efficiency

目前,我国在运的 300 MW 亚临界燃煤机组有 200 多台^[1],由于设计、加工和安装工艺水平有限,早期投运的在役 300 MW 机组效率低、煤耗高。国内电厂又正处于“上大压小”的升级换代时期,新上火电机组起点已从 300 MW 级提升至 600 MW 和 1 000 MW 级。在这种局势下,在役的 300 MW 机组正处于被逐步淘汰的境地^[2]。同时,由于各项环保等审批程序越发严格,新建机组非常困难。因此,改造 300 MW 机组、提高老机组的效率成为了不二选择^[3]。

回收和利用锅炉的低品位烟气热量是提高电站效率的有效途径之一。在常规的火力发电站中,锅炉的排烟温度一般设计为 130~150 °C,排烟损失约占锅炉全部热损失的 50%~80%^[4]。目前,大多数学者尝试对锅炉尾部烟道中的烟气进行能级匹配或梯级利用,即在锅炉尾部烟道中增设特殊的换热器,对凝结水温、空气温度和锅炉烟温进行合理匹配。其中,采用的方法包括设置低温省煤器用来加热凝结水^[5-7]和设置前置式空气预热器用来预热低温空气^[8-10]。王岩分析和比较了低温省煤器在除尘器前、吸风机后及除尘器前和除尘器后分别布置的 3 种配置方案,发现在除尘器前和吸风机后分别设置两级低温省煤器时供电收益最大^[11]。为了更加有效地利用低品位烟气的热能,有学者提出了旁通烟道和送风分段预热的电站改进方案^[12-15],例如:杨勇平等人在锅炉尾部烟道中设置了 3 级空气预热器来加热空气,即高温空气预热器(high-temperature air preheater, HTAP)、主空气预热器(main air prehea-

ter, MAP)和低温空气预热器(low-temperature air preheater, LTAP),其中,HTAP 和省煤器并联布置,低温省煤器布置在 MAP 和 LTAP 之间来加热凝结水,结果表明,改进的电站可以产生额外的 13.3 MW 净输出功率^[4]。为确定电站锅炉余热利用的最佳方案,郑莆燕等人根据冷热流体的温度分布情况,将余热利用系统理想化为由多个温度匹配的换热器组成的换热网络,以发电功率增加量最大为优化目标建立了数学优化模型,研究发现,优化后的余热回收方案使发电功率增加到了 22.34 MW^[16]。

实际上,高效回收利用低品位烟气热量以提高发电效率的方法不仅有能级匹配,还有热容流率匹配,即对传热工质的热容流率进行合理匹配以避免在换热过程中冷热流体形成温差夹点,在考虑经济性时最大限度地减小传热温差^[17]。但是,现有的研究大多数只是简单地分配工质的流量来满足传热过程中节点温差的要求,并未太多地关注冷热流体的热容流率匹配,因此对于现有燃煤电站来说,发电效率和热力学完善度仍有较大的提升空间。

本文针对常规 300 MW 一次再热亚临界发电站,基于能级匹配和热容流率匹配提出了一种改进电站方案,采用热力学分析和技术经济性分析对常规电站和改进电站进行了分析和比较,结果表明:改进电站方案在不产生低温腐蚀和堵灰的情况下,不仅可以充分回收利用低品位烟气的热量,还能降低蒸汽与凝结水换热时的传热温差,相较常规电站其发电效率有大幅提升,并在工程中具有可行性,从而有望为电站系统结构设计提供新的思路。

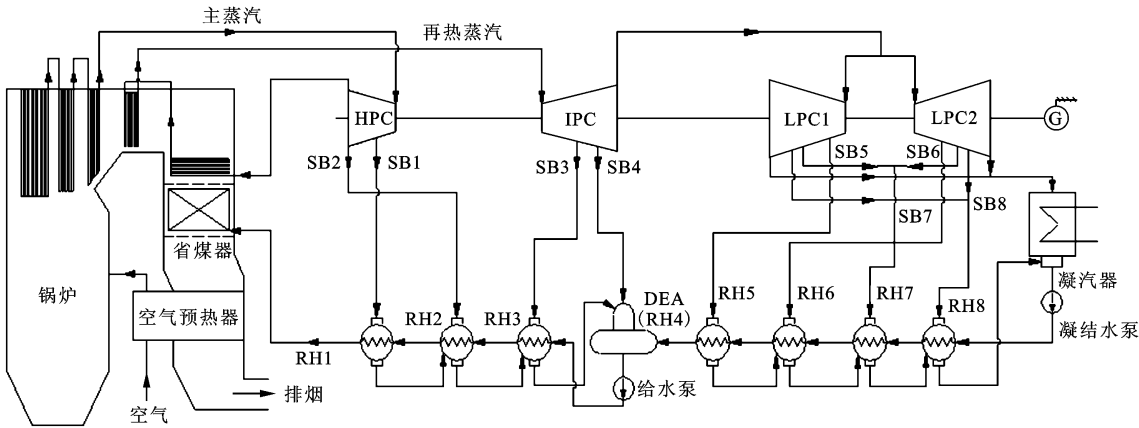
1 常规电站及其问题描述

1.1 常规电站

本文选择典型的常规 300 MW 一次再热亚临界燃煤发电站为参考电站。

图 1 是常规电站的结构简图,整个电站可以分为锅炉和汽轮机回热系统两个部分,汽轮机回热系统包括 3 个高压回热加热器(RH1~RH3,RH 代表回热加热器)、4 个低压 RH(RH5~RH8)和 1 个除氧器(DEA(RH4))。凝结水在 RH 中由汽轮机的

抽汽进行多级加热后,进入布置在锅炉烟道中的省煤器内,由烟气继续加热。回转式空气预热器布置在省煤器的下游,环境温度下的空气在空气预热器中被烟气加热到设计热空气温度,之后进入炉膛,参与煤粉的燃烧。锅炉主蒸汽的流量、压力和温度分别为 966.92 t/h、16.700 MPa 和 538 ℃,再热蒸汽的流量、压力和温度分别为 815.92 t/h、3.465 MPa 和 538 ℃,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,环境温度为 27 ℃。锅炉燃用设计煤种为无烟煤,表 1 是锅炉用煤的煤质分



SB1~SB8:抽汽;HPC:汽轮机高压缸;IPC:汽轮机中压缸;LPC:汽轮机低压缸;G:发电机

图 1 常规 300 MW 燃煤电站结构简图

表 1 煤质分析参数

分析类别	参数	数值
元素分析	收到基碳质量分数 $w_{ar}(C)/\%$	56.59
	收到基氢质量分数 $w_{ar}(H)/\%$	2.69
	收到基氧质量分数 $w_{ar}(O)/\%$	2.93
	收到基氮质量分数 $w_{ar}(N)/\%$	0.94
	收到基硫质量分数 $w_{ar}(S)/\%$	0.75
工业分析	收到基水质量分数 $w_{ar}(M)/\%$	6.50
	收到基灰质量分数 $w_{ar}(A)/\%$	29.60
	收到基低位发热量 $Q_{net,ar}/kJ \cdot kg^{-1}$	21 280

析参数。

常规电站的其他参数选取如下:HPC、IPC 和 LPC 的相对内效率分别为 0.868,0.93 和 0.91^[18];机械效率、发电机效率和水泵效率分别为 0.99、0.985 和 0.85^[19];管道的压损和散热损失根据工程推荐值选取^[19];为保证锅炉炉膛内的高效稳定燃烧,根据设计煤种燃烧特性和锅炉条件,设计热空气温度选取为 335 ℃^[20];根据经济排烟温度工程推荐值,锅炉的排烟温度选取为 130 ℃^[20]。

锅炉各项热损失选取如下^[20]:化学不完全燃烧

损失 $q_3=0$;机械不完全燃烧损失 $q_4=0.5\%$;散热损失 $q_5=0.2\%$;其他热损失 $q_6=0.05\%$ 。

根据《锅炉机组热力计算标准方法》^[21]进行计算可得,烟气酸露点为 88.19 ℃,锅炉效率为 93.92% (基于低位发热量),空气预热器的烟气入口温度为 362 ℃。

经计算,常规电站机组发电输出功率为 328.45 MW,锅炉燃煤消耗量为 125.87 t/h,发电标准煤耗为 278.25 g/(kW·h),发电效率为 44.14%。发电效率的计算公式为

$$\eta = \frac{P_e}{BQ_{net,ar}} \times 100\% \tag{1}$$

式中: P_e 为发电机组输出功率,kW; B 为燃煤消耗量,kg/s。

表 2 为常规电站各级 RH 的热力参数。

1.2 常规电站的热力学分析和问题描述

图 2 和图 3 分别为常规电站空气预热器和各级 RH 的焓-温($\Delta H-T$)图。从图 2 可以看出,常规电站空气预热器利用低品位烟气的热量加热空气,空气从环境温度 27 ℃被加热到设计温度 335 ℃,之后进入炉膛参与燃烧,烟气则从 362 ℃被冷却至排烟

表 2 常规电站各级 RH 的热力参数

RH 抽汽	蒸汽流量 /t·h ⁻¹	抽汽压力 /MPa	蒸汽温度 /℃	凝结水流量 /t·h ⁻¹
RH1-SB1	70.20	6.210 0	389.53	966.92
RH2-SB2	80.80	3.850 0	326.73	966.92
RH3-SB3	38.50	1.790 0	438.55	966.92
DEA-SB4	46.82	0.920 0	343.29	966.92
RH5-SB5	40.84	0.381 0	241.00	730.60
RH6-SB6	24.94	0.140 0	143.83	730.60
RH7-SB7	29.18	0.066 0	87.60	730.60
RH8-SB8	31.89	0.023 8	63.19	730.60

的速率明显低于空气温度上升的速率,其原因在于烟气和空气之间的热容流率(比定压热容 c_p 与质量流率或质量流量 m 的乘积)存在差异,经计算,空气和烟气的热容流率分别为 0.286 MW/℃和 0.380 MW/℃,两者之比为 0.75。在空气预热器的热端,烟气-空气的换热过程存在温差夹点,对应的值为 27℃;随着换热的进行,烟气和空气的传热温差不断增大;在空气预热器的冷端处,冷热流体的换热温差已达 103℃。经计算,整个空气预热过程中对数传热温差高达 56.8℃,表明烟气和空气进行换热时存在较大的焓损失。

此外,在工程中,我国大容量电站一般采用结构紧凑、重量轻的回转式空气预热器,运行中存在低温腐蚀和堵灰的问题。同时,回转式空气预热器的转子为旋转式高温部件,漏风量较高。

(2)汽轮机回热系统利用多股汽轮机抽汽来加热凝结水,高压级 RH 中的 SB1~SB4 具有较高的过热度,范围为 80~234℃,其中抽汽 SB3 的过热度(ΔT_s)最高,为 234℃。抽汽过热段的热容流率与凝结水的热容流率相差较大,两者换热时在 RH 热端存在较大的传热温差。

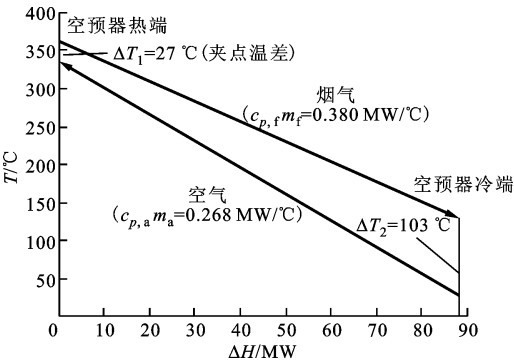
同时,回热抽汽(特别是高压的 SB1~SB4)具有较强的做功能力,被直接引入 RH 中加热凝结水会造成做功能力的损失。然而,在汽轮机回热系统的传统设计中,给水和凝结水只能由汽轮机抽汽加热。这种回热方式虽然能够提高锅炉的给水温度,增加蒸汽循环的热效率,但存在未能利用抽汽的过热度 and 难以减小做功能力损失的问题。

2 改进电站及其热力学分析

2.1 改进电站

针对常规燃煤电站的上述缺陷,本文提出了一种改进的 300 MW 燃煤电站方案,用烟气-凝结水预热器(flue gas-condensate preheater,FGCP)替换了常规电站中的空气预热器,布置在省煤器之后,其结构简图见图 4。FGCP 利用低品位烟气的热量加热部分凝结水,新增的空气加热器(steam-air heater,SAH)与相应的 RH 串联布置,各级汽轮机的抽汽进入 SAH 预热空气,之后再进入 RH 加热凝结水。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。

为满足煤种的燃烧要求,需要维持进入炉膛的热空气温度与原有方案相同。前期研究发现,在各级汽轮机的抽汽中,SB1 具有最高的抽汽压力,其对



$c_{p,f}$: 烟气的比定压热容; m_f : 烟气的质量流率;
 $c_{p,a}$: 空气的比定压热容; m_a : 空气的质量流率
图 2 常规电站空气预热器的 ΔH - T 图

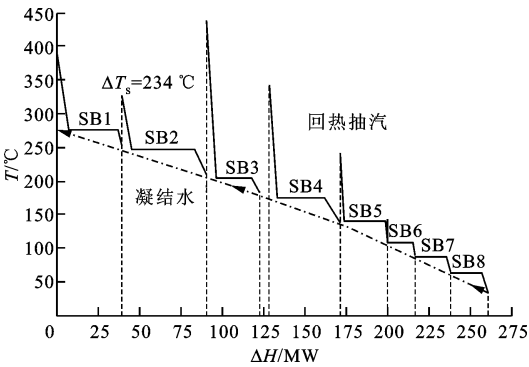


图 3 常规电站各级 RH 的 ΔH - T 图

温度 130℃,之后进入下游的除尘器,换热量为 88.23 MW。从图 3 可以看出,汽轮机回热系统利用多股抽汽加热凝结水,凝结水从 33℃被加热到给水温度 277℃,之后进入省煤器中由烟气继续加热。由上可见,对于锅炉侧的空气预热过程和汽轮机侧的回热加热过程,无论是热流体(烟气和抽汽)还是冷流体(空气和凝结水),其传热温区都具有重合之处。此外,从图 2 和图 3 中还可以发现以下 2 点。

(1)在空气预热器的换热过程中,烟气温度下降

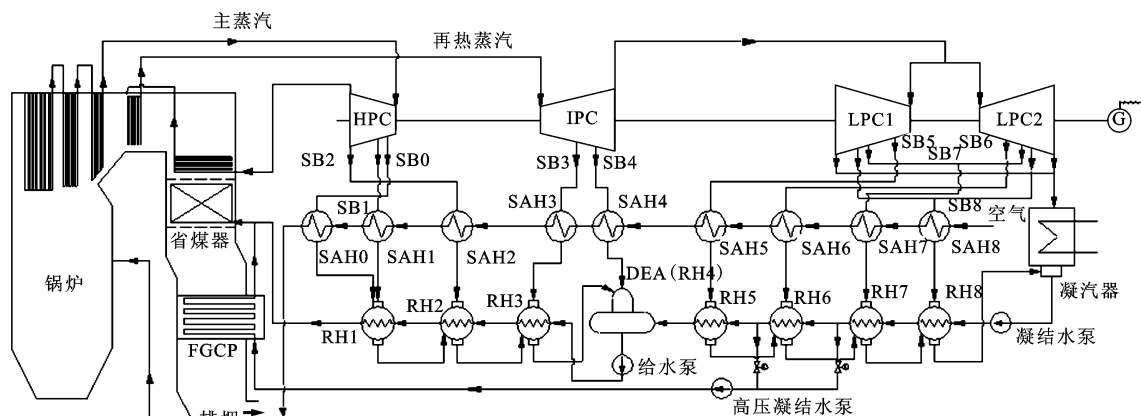


图4 改进的300 MW燃煤电站结构简图

应的饱和温度为 275.84°C ，在不保留空气预热器的情况下，只凭借原有抽汽无法将空气加热到设计热空气温度 335°C 。因此，改进电站方案需要一股具有更高抽汽压力的抽汽 SB0 用于将空气加热到所需温度，该股抽汽经由 SAH0 进入 RH1，预热凝结水。

为避免低温换热面的腐蚀和堵灰，调节从 RH6 和 RH7 出口处引出的 2 股凝结水的流量配比，将 FGCP 入口凝结水温度控制在 88°C ，由于传热温差的存在，可保证烟气侧壁面温度始终位于烟气酸露点 (88.40°C) 之上。保持冷热流体的热容流率相等使得两者的传热温差在整个换热过程中始终相等，考虑到换热面积的经济性，选取烟气与凝结水的传热温差为 15°C [22-23]，此时锅炉的排烟温度为 103°C 。

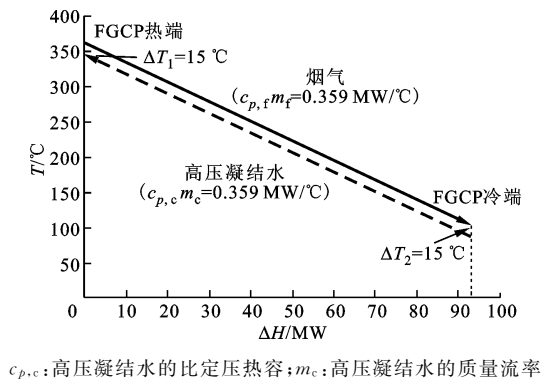
为使改进电站与常规电站具有可比性，改进电站 FGCP 的入口烟温选取为 362°C ，与常规电站相同。SB0 的压力选取为 10.58 MPa ，汽轮机各缸的相对内效率、抽汽压力和抽汽温度等参数均与原方案相同。

经计算，改进电站机组发电输出功率为 324.04 MW ，锅炉燃煤消耗量为 120.90 t/h ，发电标准煤耗为 $270.89\text{ g}/(\text{kW}\cdot\text{h})$ ，发电效率为 45.34% 。

2.2 改进电站的热力学分析

在改进电站的 FGCP 中，高压凝结水泵从 RH6 和 RH7 出口处引出的凝结水总流量为 266.92 t/h ，约占给水流量的 27.6% ，表明 FGCP 分担了汽轮机回热系统中 RH0~RH6 加热凝结水所需的热量。图 5 为改进电站 FGCP 的焓-温图，可以看出：通过控制高压凝结水的流量，高压凝结水的热容流率和烟气的热容流率保持相等，均为 $0.359\text{ MW}/^{\circ}\text{C}$ （图中表现为两条直线平行）；高压凝结水由 88°C 被加热至 347°C ，烟气由 362°C 被冷却至 103°C ，换热量为 92.96 MW ；在整个冷热流体换热过程中，传热温

差都保持在 15°C 左右。与常规电站空气预热器中的换热过程相比，这种锅炉冷端的改造方式避免了冷热流体的热容流率不等导致的温差夹点的问题，在考虑经济性的条件下最大限度地降低了换热过程中的损失，提高了冷流体的能量品位。



$c_{p,c}$ ：高压凝结水的比定压热容； m_c ：高压凝结水的质量流量

图5 改进电站 FGCP 的 $\Delta H-T$ 图

此外，FGCP 的凝结水出口温度为 347°C ，与回热支路的预热凝结水混合后达到 296.59°C ，与常规电站中省煤器的入口水温相比提高了 19.75°C ，在热力学上意味着提高了蒸汽动力装置循环的平均吸热温度，有助于提升电站效率。然而，给水温度的提高可能会导致省煤器内水工质沸腾进而影响锅炉的安全性，在实际工程中，可通过合理布置受热面或采用内螺纹管避免这一问题。

图 6 为改进电站 SAH 和 RH 中的焓-温图，可以看出：高压抽汽 SB0~SB4 的温度和过热度均较高，空气的热容流率相较凝结水和蒸汽过热段的热容流率更为接近。因此，将 SAH 和相应的 RH 串联布置，优先利用抽汽的过热热来加热空气，之后，蒸汽在进入 RH 时处于湿蒸汽状态（为饱和温度）。这种布置方式不仅可使 SAH0 的出口空气温度达到热空气温度设计值，而且减小了 RH 中蒸汽与凝

结水换热时的节点温差,从而减小了凝结水加热过程中的焓损失。

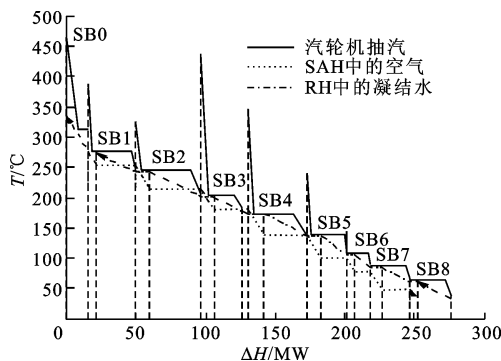


图6 改进电站 SAH 和 RH 的 ΔH - T 图

在改进电站中,FGCP 预热了部分凝结水,使得回热支路中凝结水的流量减少。图7是常规电站方案和改进电站方案中汽轮机各级抽汽量 D_{ex} 的对比图,可以看出:常规电站的低品位抽汽量(低压的 SB5~SB8 的蒸汽量)为 126.86 t/h,高品位抽汽量(高压的 SB1~SB4 的蒸汽量)为 236.32 t/h;改进电站的低品位抽汽量为 147.92 t/h,高品位抽汽量(包括 SB0 的蒸汽量)为 237.63 t/h。与常规电站相比,改进电站方案增加了低品位抽汽量来加热空气和凝结水,优先利用低品位抽汽进行回热,有利于电站效率的提升^[24]。在改进电站中,需要高压抽汽 SB0 来加热空气使其温度达到设计温度(335℃),这使得改进电站汽轮机组的输出功率较常规电站降低了 4.41 MW。

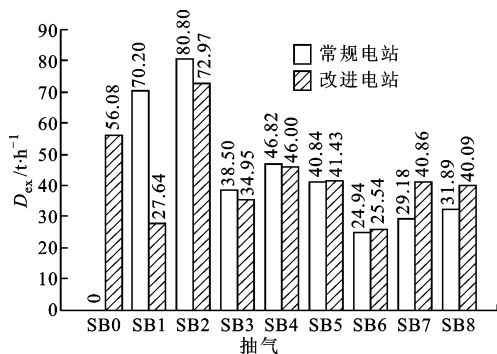


图7 两种方案的汽轮机各级抽汽量对比图

鉴于上述原因,改进电站的这种系统结构布置方式不仅避免了锅炉尾部烟道中低温受热面的腐蚀和堵灰的问题,还高效回收利用了锅炉的低品位烟气热量,减少了锅炉侧的烟气和汽轮机回热系统中抽汽与冷流体在换热过程中的焓损失,大幅度提升了电站系统的发电效率。与常规电站系统相比,改进电站的发电效率提高了 1.2 个百分点,发电标准

煤耗降低了 7.36 g/(kW·h)。

3 电站的系统性能分析

3.1 前提条件

采用改进电站的结构需要额外的设备和空间,这种电站系统结构的改变将会涉及到电站设备的投资。实际上,由于改进电站中某些设备参数发生了改变(如燃煤消耗量、再热蒸汽流量和汽轮机乏汽量等),可能会导致其结构与常规电站中原有设备不再相同,而这取决于工业设计。在实际工程中,改进电站新增设备的耗费可因下述优点得到补偿:

(1)改进电站锅炉的再热蒸汽流量减少,省煤器入口水温提高,工质吸热量减少,锅炉热负荷降低,因而可减少炉膛和再热器等设备的受热面,节省金属材料;

(2)改进电站的燃煤消耗量减少,所需空气量减少,燃烧产生的烟气量减少,同时锅炉排烟温度有所降低,使得脱硫水的消耗量减少,脱硫成本降低,在环境保护方面, SO_2 、 NO_x 等大气污染物的排放量也会降低;

(3)改进电站的汽轮机乏汽量减少,凝汽器中用于蒸汽冷凝的冷却水量减少,因此凝汽器和冷却塔的结构尺寸减小;

(4)在改进电站中,RH1~RH8 的凝结水流量减少,因此 RH 的换热面积减少,金属消耗量降低;

(5)在改进电站中,冷热工质在锅炉尾部烟道中的换热设备(FGCP)内进行热量交换时,烟气侧的壁面温度始终处于烟气酸露点之上,因此避免了常规电站空气预热器中存在的低温腐蚀和堵灰问题,设备的年维护费用减少。

综上所述,对改进电站进行全面的技术经济性分析需要考虑的细节众多,因此,本文在进行经济性核算时仅作保守估计,不考虑其他设备(如炉膛、再热器、凝汽器等)的结构和尺寸变化,只对常规电站的空气预热器、改进电站的 FGCP 和 SAH 等设备及运输、安装和管道阀门等附件的投资展开相关的经济性分析。

3.2 传热元件换热面积计算

改进电站对传统的锅炉烟风系统和汽轮机回热系统按效率进行了重新组合设计,考虑到改进电站锅炉冷端换热设备的热量传递和流分布与常规电站不同,空气预热器、FGCP 和 SAH 的传热元件换热面积均采用经典的传热方程计算,传热方程为

$$A = \frac{Q}{K \Delta t} \quad (2)$$

式中: Q 为换热量, W ; K 为传热系数, $W/(m^2 \cdot ^\circ C)$; Δt 为对数传热温差, $^\circ C$ 。

(1) 对于常规电站的回转式空气预热器, 其传热系数 $K_{AP}^{[21]}$ 如下

$$K_{AP} = \xi C_n \left(\frac{1}{x_y \alpha_1} + \frac{1}{x_k \alpha_2} \right)^{-1} \quad (3)$$

式中: ξ 为利用系数; C_n 为不稳定导热的影响系数, 与转子的转速有关; x_y 、 x_k 分别为烟气、空气冲刷转子的份额; α_1 、 α_2 分别为烟气、空气的放热系数 ($W/(m^2 \cdot ^\circ C)$), 均按下式计算

$$\alpha = 0.023 \frac{\lambda}{d_d} Re^{0.8} Pr^{0.4} C_i C_l C_H \quad (4)$$

其中, λ 为烟气或空气的导热系数 ($W/(m^2 \cdot ^\circ C)$), d_d 为蓄热板当量直径 (m), Re 为雷诺数, Pr 为普朗特数, C_i 为温压修正系数, C_l 为相对长度修正系数, C_H 为环形通道单面受热修正系数, 与蓄热板的型式有关。

选取空气预热器的转子内径为 10 m, 烟气和空气冲刷份额均为 150° 范围, 蓄热板当量直径为 9.32 mm, 板厚为 0.5 mm, 单位容积中受热面面积为 $396 m^2/m^3$ 。经计算, K_{AP} 为 $11.49 W/(m^2 \cdot ^\circ C)$ 。

(2) 对于改进电站的 FGCP, 换热面型式选用膜式对流受热面, 其传热系数 K_F 的计算公式为^[25]

$$K_F = \left(\frac{1}{\alpha_y} + \epsilon \right)^{-1} \quad (5)$$

式中: α_y 为烟气侧对流换热系数, $W/(m^2 \cdot ^\circ C)$; ϵ 为灰垢层热阻, $m^2 \cdot ^\circ C/W$ 。

烟气侧对流换热系数 α_y 按《锅炉机组热力计算标准方法》^[21] 提供的方法进行计算。管束错列布置, 选取的基管规格为 $\Phi 38.5 mm \times 6 mm$, 膜片厚度为 3 mm, 横向节距和纵向节距分别为 80 mm 和 75 mm, 烟气流速为 9 m/s, 灰垢层热阻 ϵ 为 $0.004 m^2 \cdot ^\circ C/W$ 。经计算, K_F 为 $58.41 W/(m^2 \cdot ^\circ C)$ 。

(3) 对于改进电站的所有 SAH, 均选用圆形肋片管, 按《工程对流换热》^[26] 提供的方法可计算得到相应的传热系数。管束错列布置, SAH0~SAH2 和 SAH3~SAH8 的基管规格分别为 $\Phi 38 mm \times 3 mm$ 和 $\Phi 38 mm \times 2 mm$, 肋片厚度为 1 mm, 肋片高度为 10 mm, 肋片节距为 5 mm, 单元宽向节距和深度节距均为 70 mm。经计算, SAH 的传热系数的范围为 $32 \sim 42 W/(m^2 \cdot ^\circ C)$ 。

3.3 工质流动阻力计算

在空气预热器、FGCP 和 SAH 中, 工质需要消

耗一定的能量来克服流动时的阻力。选取引风机和送风机的效率均为 0.85, 风机电耗 ΔW_f 为

$$\Delta W_f = \frac{D_f \Delta p_f}{1000 \eta_f} \quad (6)$$

式中: D_f 为气流量, m^3/s ; Δp_f 为气流流动阻力, kPa; η_f 为风机效率。

(1) 对于常规电站的回转式空气预热器, 烟气和空气的流动阻力 $\Delta h^{[25]}$ 为

$$\Delta h = \lambda_1 \frac{l}{d_d} \frac{\rho W^2}{2} \quad (7)$$

式中: l 为行程长度, m; ρ 为气流密度, kg/m^3 ; W 为平均流速, m/s; λ_1 为摩擦阻力系数, 计算公式为

$$\lambda_1 = \lambda_0 (1 + 11.1k) \quad (8)$$

其中 k 为量纲一的粗糙度, λ_0 为光滑管内摩擦阻力系数

$$\lambda_0 = 0.303 (\lg Re - 0.9)^{-2} \quad (9)$$

经计算, 常规电站回转式空气预热器中烟气和空气的流动阻力分别为 1.13 kPa 和 0.66 kPa, 风机总功耗为 0.95 MW。

(2) 对于改进电站的 FGCP, 阻力 $\Delta h^{[25]}$ 为

$$\Delta h = 1.1 \Delta h_{hx} \quad (10)$$

式中: Δh_{hx} 为烟气横向冲刷光管管束的流动阻力, Pa, 计算公式为

$$\Delta h_{hx} = \xi_{hx} \frac{\rho W^2}{2} \quad (11)$$

其中, ξ_{hx} 为阻力系数

$$\xi_{hx} = c_j Re^{-0.27} (n_2 + 1) \quad (12)$$

n_2 为沿管束深度 (气流方向) 的管排数, c_j 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 2.50 kPa, 风机功耗为 1.38 MW。

(3) 对于改进电站的每级 SAH, 气流横向冲刷错列肋片管束时的流动阻力系数 $\xi_{lp}^{[25]}$ 为

$$\xi_{lp} = c_s c_n n_2 Re^{-0.25} \quad (13)$$

式中: c_n 为排数的修正系数; c_s 为错列肋片管束的形状系数, 计算公式为

$$c_s = 5.4 (l_c/d_{d,c})^{0.3} \quad (14)$$

其中 l_c 为定性尺寸 (m), $d_{d,c}$ 为管束收缩横截面的当量直径 (m)。

经计算, 改进电站各级 SAH 中空气的流动阻力范围为 0.13~0.42 kPa, 风机总功耗为 0.91 MW。

3.4 改进电站的系统性能分析

对常规电站和改进电站的系统性能进行了分析和比较, 结果见表 3, 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和风机 (送风机

和引风机)的功耗。

表 3 常规电站和改进电站的系统性能分析结果

性能参数	常规电站	改进电站
发电输出功率/MW	328.45	324.04
水泵功耗/MW	6.05	5.91
风机功耗/MW	0.95	2.29
净输出功率/MW	321.45	315.84
燃煤消耗量/t·h ⁻¹	125.87	120.90
发电效率/%	44.14	45.34
净发电效率/%	43.20	44.20

从表 3 可以看出,与常规电站相比,采用改进电站结构后,电站锅炉的燃煤消耗量减少了 4.97 t/h,机组发电输出功率减少了 4.41 MW,发电效率提升了 1.2 个百分点。同时,由于引入了 FGCP 和多级 SAH,需要设置相应的风机和水泵来提供能量去克服凝结水和空气等工质的流动阻力,因此,改进电站

表 4 电站换热设备元件投资的经济性分析结果

电站类型	换热设备	换热面积/m ²	钢耗/t	元件投资/万元	合计/万元
常规电站	空气预热器	135 242.71	263.72	224.16	224.16
	FGCP	106 093.79	2 482.59	2 110.21	
改进电站	SAH	82 474.32	497.47	422.85	2 583.06
	高压凝结水泵			50	

在工程中,设备的运输、安装以及布置相应的管道、阀门等附件都会增加电站的投资。为计入这些设备的附加成本,本文假设传热元件的投资为设备投资的 70%,即设备投资=传热元件投资/0.7^[7]。

对于常规电站,在实际运行中,空气预热器常常存在低温腐蚀和堵灰问题,影响了设备的年维护费用和传热元件的使用寿命,本文取空气预热器投资的 4%作为该设备的年维护费用^[7],传热元件的使用寿命取为 5 a^[27];由于改进电站系统通过对锅炉冷端进行合理改造避免了低温受热面的腐蚀和堵灰问题,因此取相应设备总投资的 2%作为年维护费用,设备元件的使用寿命取为 30 a。

经计算,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 3 690.09 万元,总年维护费用为 73.80 万元。

本文采用静态投资回收期 and 动态投资回收期作为电站系统的技术经济性指标。投资回收期限越短,项目的盈利能力越强。文献[28]认为,投资回收期若小于 10 a 即具有可行性。

静态投资回收期 P_t 不考虑货币的时间价值,而

的风机和水泵总功耗相较常规电站增加了 1.2 MW。扣除水泵和风机功耗后,改进电站较常规电站的净输出功率减少了 5.61 MW,净发电效率提升了 1 个百分点。

为具有可比性,本文在相同的净输出功率和年运行时间的条件下计算改进电站标准煤的年节约量和年节约费用。当常规电站和改进电站的净输出功率维持在 321.45 MW 不变时,取电站年运行时间为 5 500 h,标准煤单价为 650 元/t,计算得到改进电站预计年节约标准煤为 11 288.24 t,年节煤经济效益为 733.74 万元。

3.5 技术经济性分析

表 4 是电站换热设备元件投资的经济性分析结果,其中,钢材单价为 0.85 万元/t。从表 4 可以看出,常规电站空气预热器传热元件的投资为 224.16 万元,改进电站 FGCP、SAH 和高压凝结水泵的元件总投资为 2 583.06 万元。

动态投资回收期 P_t^* 则相反。两者的计算公式^[29]为

$$\sum_{t=0}^{P_t} (C_i - C_o)_t = 0 \tag{15}$$

$$\sum_{t=0}^{P_t^*} (C_i - C_o)_t (1 + i)^{-t} = 0 \tag{16}$$

式中: C_i 、 C_o 分别为现金的流入量和流出量; t 为时间(a); $(C_i - C_o)_t$ 为时间 t 的净现金流量; i 为基础收益率。

假设每年上述设备的元件价格保持不变,与常规电站相比,改进电站设备投资的净增量 I_{net} 为

$$I_{\text{net}} = I_{\text{M}} - I_{\text{C}} - C_{\text{C,a}} (Y_{\text{M}}/Y_{\text{C}} - 1) \tag{17}$$

式中: I_{M} 为改进电站新增设备(FGCP、SAH 和高压凝结水泵等)总投资,万元; I_{C} 为常规电站空气预热器投资,万元; $C_{\text{C,a}}$ 为常规电站空气预热器传热元件投资,万元/次; Y_{M} 为改进电站新增设备元件使用寿命,a; Y_{C} 为常规电站空气预热器元件使用寿命,a。

按 30 a 计算,相较常规电站,改进电站设备投资的净增量为 2 249.06 万元,维护费用净增量为 60.99 万元。在相同净输出功率下标准煤年节约费用为 733.74 万元。取基础收益率为 10%^[7],假设

每年标准煤的价格不变,计算得到改进电站的静态投资回收期 and 动态投资回收期分别为 3.34 和 4.27 a,均小于 10 a,故改进电站方案具有可行性。

4 结 论

本文在传统 300 MW 一次再热亚临界燃煤发电站的基础上,采用能级匹配和热容流率匹配提出了一种改进的燃煤发电站方案。对常规电站和改进电站进行了热力学和技术经济性分析后,得出如下结论:

(1)改进电站的 FGCP 利用了低品位烟气的热量加热凝结水,通过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,避免了换热过程中冷热流体温差夹点的形成,同时,考虑到换热面的经济性,最大限度地减小了烟气与凝结水的传热温差,在不产生低温腐蚀和堵灰的情况下,将排烟温度降低至 103℃;

(2)在改进电站中,SAH 被布置在 RH 前用于加热所有空气,一方面优先利用了抽汽过热度,减小了蒸汽和凝结水的传热温差,另一方面避免了常规电站空气预热器腐蚀、堵灰和换热过程中烟损失过大的问题;

(3)改进电站发电效率和净发电效率分别达到了 45.34% 和 44.20%,较常规电站分别提高了 1.2 和 1.0 个百分点,改进电站的静态投资回收期 and 动态投资回收期分别为 3.34 和 4.27 a,均小于 10 a,在工程中具有可行性。

参考文献:

- [1] 闵怡,陈冬林. 300 MW 亚临界燃煤锅炉超临界改造的热力特性研究 [J]. 中国电机(技术版), 2016(3): 51-55.
MIN Yi, CHEN Donglin. Study on the thermodynamic property of supercritical reform for 300 MW subcritical coal-fired boiler [J]. China Electric Power(Technology Edition), 2016(3): 51-55.
- [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.
- [3] 刘心纯,杨波. 300 MW 燃煤机组集约型超低排放改造实践 [C]//中国电机工程学会年会论文集. 北京:中国电机工程学会, 2016: 1-2.
- [4] 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: 137-46.
- [5] 刘鹤忠,连正权. 低温省煤器在火力发电厂中的运用探讨 [J]. 电力勘测设计, 2010(4): 32-38.
LIU Hezhong, LIAN Zhengquan. Application of low temperature saving coal device in generate electricity power plant [J]. Electric Power Survey and Design, 2010(4): 32-38.
- [6] 李斌,党自力. 低温省煤器设计及其动态特性分析 [J]. 热力发电, 2014(2): 25-29.
LI Bin, DANG Zili. Design and dynamic analysis of a low temperature economizer [J]. Thermal Power Generation, 2014(2): 25-29.
- [7] MA Y, YANG L, LU J, PEI Y. Techno-economic comparison of boiler cold-end exhaust gas heat recovery processes for efficient brown-coal-fired power generation [J]. Energy, 2016, 116(1): 812-823.
- [8] 田鑫,胡清,孙少鹏,等. 新型电站锅炉暖风器系统优化分析 [J]. 应用能源技术, 2015(6): 32-35.
TIAN Xin, HU Qing, SUN Shaopeng, et al. The optimization analysis of the new system of the air heater in the utility boiler [J]. Applied Energy Technology, 2015(6): 32-35.
- [9] 罗宁,何青. 1 000 MW 超超临界机组烟气余热集成利用技术研究 [J]. 电力科学与工程, 2017, 33(6): 42-47.
LUO Ning, HE Qing. Research on integrated utilization technology of flue gas waste heat for 1 000 MW ultra-supercritical unit [J]. Electric Power Science and Engineering, 2017, 33(6): 42-47.
- [10] 刘彤,李君,徐钢,等. 锅炉前置式空气预热器综合分析 with 优选 [J]. 华东电力, 2013, 41(8): 1755-1759.
LIU Tong, LI Jun, XU Gang, et al. Comprehensive analysis and optimal selection of front-loading air preheater in utility boiler [J]. East China Electric Power, 2013, 41(8): 1755-1759.
- [11] 王岩. 660 MW 超超临界机组低温省煤器配置方案研究 [J]. 应用能源技术, 2013(7): 28-31.
WANG Yan. The layout plan research of low temperature economizer in 660 MW ultra supercritical coal-fired unit [J]. Applied Energy Technology, 2013(7): 28-31.
- [12] 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.
- [13] 马有福,杨丽娟. 褐煤锅炉冷端优化热力系统技术经

- 济性比较 [J]. 化工进展, 2016, 35(12): 4088-4095.
- MA Youfu, YANG Lijuan. Techno-economic comparison of the thermodynamic system at lignite-fired boiler's cold-end for recovering waste heat of exhaust gases [J]. Chemical Industry and Engineering Progress, 2016, 35(12): 4088-4095.
- [14] XU G, XU C, YANG Y, et al. A novel flue gas waste heat recovery system for coal-fired ultra-supercritical power plants [J]. Applied Thermal Engineering, 2014, 67(1/2): 240-249.
- [15] 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.
- [16] 郑莆燕, 王乔良, 朱群志, 等. 电站锅炉烟气余热利用方案优化 [J]. 热力发电, 2017(7): 5-11.
- ZHEN Puyan, WANG Qiaoliang, ZHU Qunzhi, et al. Optimization on flue gas waste heat recovery scheme in utility boiler [J]. Thermal Power Generation, 2017(7): 5-11.
- [17] LIU Y, LI Q, DUAN X, et al. Thermodynamic analysis of a modified system for a 1 000 MW single reheat ultra-supercritical thermal power plant [J]. Energy, 2018, 145: 25-37.
- [18] 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.
- [19] 郑体宽, 杨晨. 热力发电厂 [M]. 北京: 中国电力出版社, 2008: 154-158.
- [20] 车得福. 锅炉 [M]. 西安: 西安交通大学出版社, 2008: 102-105.
- [21] 古尔维奇, 库兹涅佐夫. 锅炉机组热力计算标准方法 [M]. 北京锅炉厂设计科, 译. 北京: 机械工业出版社, 1976: 49-59.
- [22] 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.
- [23] 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): 438-47.
- [24] 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.
- [25] 林宗虎, 徐通模. 实用锅炉手册 [M]. 北京: 化学工业出版社, 2009: 550-568.
- [26] 卓宁, 孙家庆. 工程对流换热 [M]. 北京: 机械工业出版社, 1991: 136-139.
- [27] 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.
- [28] 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.
- 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.
- [29] 刘亚臣. 工程经济学 [M]. 大连: 大连理工大学出版社, 2008: 53-54.

[本刊相关文献链接]

- 王朝阳, 常仁杰, 朱庆玉, 等. 两种水煤比控制策略下调峰机组的能耗特性. 2018, 52(7): 115-122. [doi:10.7652/xjtuxb201807017]
- 林宗虎. 中国燃煤锅炉节能减排技术近况及展望. 2016, 50(12): 1-5. [doi:10.7652/xjtuxb201612001]
- 邱硕, 王雪强, 毕胜山, 等. 模型下的陕西省节能与温室气体减排潜力分析. 2016, 50(11): 28-35. [doi:10.7652/xjtuxb201611005]
- 王佳莹, 高毅超, 曹越, 等. 湿空气透平循环的压缩空气储能热电联供系统热力学分析. 2016, 50(7): 26-31. [doi:10.7652/xjtuxb201607005]
- 姚尔人, 王焕然, 席光. 一种压缩空气储能与内燃机技术耦合的冷热电联产系统. 2016, 50(1): 22-27. [doi:10.7652/xjtuxb201601004]
- 韩小渠, 严俊杰, 穆祺伟, 等. 褐煤烟气预干燥发电系统变工况特性的仿真研究. 2015, 49(1): 27-33. [doi:10.7652/xjtuxb201501005]
- 金阳, 刘海峰, 郑晓泉, 等. 110 kV 变电站高压裸线扩径增强绝缘护套研究. 2014, 48(12): 34-40. [doi:10.7652/xjtuxb201412006]
- 李千军, 刘光耀, 韩伟, 等. 采用喷射式热泵提高火电机组给水温度的理论研究. 2013, 47(11): 25-28. [doi:10.7652/xjtuxb201311005]
- 严俊杰, 刘明, 种道彤, 等. 预干燥燃褐煤发电系统理论研究. 2011, 45(5): 1-5. [doi:10.7652/xjtuxb201105001]

(编辑 陶晴 荆树蓉)