

二次再热机组回热系统构型 优化设计与热力性能分析

杜冷睿, 王朝阳, 刘明, 严俊杰

(西安交通大学绿色氢能全国重点实验室, 710049, 西安)

摘要: 针对二次再热机组回热抽汽过热度高、不可逆损失大、能效提升受限的问题,以 660 MW 超超临界二次再热机组为研究对象,开展了回热系统构型优化设计与热力性能分析。依托 Ebsilon 热力仿真平台,从系统构型调整、耦合抽汽背压式汽轮机(BEST)、回热级数配比、再热参数匹配等维度设计了 5 种优化方案。在额定工况下对各方案进行热力性能对比分析,并针对最优方案开展全工况性能研究与参数优化,结合图像焓分析法阐明 BEST 通过“先做功再放热”降低不可逆损失,实现抽汽能量梯级高效利用的机理。结果表明:采用 12 级回热系统、6 级 BEST 的优化构型综合性能最优,相较于原构型,汽轮机热耗率降低 $53.57 \text{ kJ} \cdot \text{kW}^{-1} \cdot \text{h}^{-1}$,标准煤耗率降低 $1.93 \text{ g} \cdot \text{kW}^{-1} \cdot \text{h}^{-1}$,汽轮机系统熵效率上升 0.79%,且在全工况下均存在节能潜力;优化再热参数后,系统热耗率进一步降低 $4.23 \text{ kJ} \cdot \text{kW}^{-1} \cdot \text{h}^{-1}$,汽轮机热效率达 51.14%,较原构型提升 0.42%。研究结果可为二次再热燃煤发电机组的节能及 BEST 技术的工程化应用提供理论支撑。

关键词: 超超临界二次再热机组;过热度;抽汽背压式汽轮机;回热级数;构型优化

中图分类号: TM621 **文献标志码:** A

DOI: 10.7652/xjtuxb202610016 **文章编号:** 0253-987X(2026)10-0184-13

Configuration Optimization Design and Thermal Performance Analysis of Regenerative System for Double Reheat Units

DU Lingrui, WANG Chaoyang, LIU Ming, YAN Junjie

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

Abstract: To address the issues of high superheat of regenerative extraction steam, large irreversible losses, and limited improvement in energy efficiency in double reheat units, this study selects a 660 MW ultra-supercritical double reheat unit as the research object to conduct configuration optimization design and thermal performance analysis of the regenerative system. Utilizing the Ebsilon thermal simulation platform, five optimization schemes are designed from the aspects of system configuration adjustment, coupling a back pressure extraction steam turbine (BEST), regenerative stage allocation, and reheat parameter matching. A comparative analysis of the thermal performance of each scheme is conducted under rated conditions, and full-range operating condition performance research and parameter optimization are carried out for the optimal scheme. Combined with the graphical exergy analysis method, the mechanism by which BEST reduces irreversible losses and achieves efficient cascade utilization of extraction steam energy through “doing work first and

收稿日期: 2026-04-23。 作者简介: 杜冷睿(2002—),女,硕士生;王朝阳(通信作者),男,副教授,博士生导师。 基金
项目: 国家重点研发计划资助项目(2024YFB4105000)。

网络出版时间: 2026-06-10

网络出版地址: <https://link.cnki.net/urlid/61.1069.t.20260610.1111.004>

then releasing heat” is elucidated. The results show that the optimized configuration with a 12-stage regenerative system and a 6-stage BEST exhibits the best comprehensive performance. Compared with the original configuration, the turbine heat rate decreases by $53.57 \text{ kJ} \cdot \text{kW}^{-1} \cdot \text{h}^{-1}$, the standard coal consumption rate is reduced by $1.93 \text{ g} \cdot \text{kW}^{-1} \cdot \text{h}^{-1}$, and the exergy efficiency of the turbine system increases by 0.79% , demonstrating energy-saving potential under all operating conditions. After optimizing the reheat parameters, the system heat rate is further reduced by $4.23 \text{ kJ} \cdot \text{kW}^{-1} \cdot \text{h}^{-1}$, and the turbine thermal efficiency reaches 51.14% , which is 0.42% higher than that of the original configuration. The research results can provide theoretical support for the energy conservation of double reheat coal-fired power units and the engineering application of BEST technology.

Keywords: ultra-supercritical double reheat unit; superheat degree; back pressure extraction steam turbine; regenerative stage; configuration optimization

在“双碳”目标引领下,我国燃煤发电正向高效化、清洁化方向转型升级,面临着更高标准、更严要求的发展挑战与使命^[1]。《新一代煤电升级专项行动实施方案(2025—2027年)》^[2]指出,为适应新型电力系统发展,燃煤发电技术亟须围绕清洁降碳、安全可靠、高效调节、智能运行等方向深化拓展,进一步深挖煤电机组的节能潜力。高参数二次再热燃煤发电是高效低碳的重要手段^[3]。统计数据^[4]显示,超超临界机组与传统超临界机组相比,机组效率可提高 $3\% \sim 4\%$,采用二次再热技术可使机组的热效率相对超超临界机组再提高 $1\% \sim 2\%$ 。蒸汽初压每提高 1 MPa ,汽机热耗可降低约 $0.13\% \sim 0.16\%$;主蒸汽温度每提高 $10 \text{ }^{\circ}\text{C}$,汽机热耗率可降低 $0.25\% \sim 0.30\%$ ^[4]。然而,随着二次再热机组蒸汽初参数(温度、压力)的持续提升,再热后蒸汽的过热度随之升高^[5],回热抽汽过热度显著增大,导致回热加热器内工质换热温差扩大^[6],不可逆热损失增加,成为制约机组能效进一步提升的关键瓶颈^[7-8]。

针对回热加热器抽汽过热度大、系统不可逆损失增加的问题,目前解决的方法主要有两种:加装外置式蒸汽冷却器或增设抽汽背压式汽轮机^[9]。其中,安装外置式蒸汽冷却器的方法在 $600 \text{ }^{\circ}\text{C}$ 超超临界二次再热机组中已得到广泛应用。丹麦 DONG ENERGY 公司的 Kjaer 等^[10]最早提出了一种与常规热力系统不同的抽汽背压式汽轮机(back pressure extraction steam turbine, BEST)循环,该循环在朗肯循环的基础上对吸热过程加以改进,将超高压缸部分排汽直接引入系统增设的 BEST,用该 BEST 的抽汽和排汽代替原过热度较高的高、中压缸抽汽,其余超高压缸排汽再热后继续进入汽轮机做功。这种方法

可以有效降低多级抽汽过热度,从而有效降低机组的不可逆损失^[11-13]。在国内外众多模拟仿真中,BEST 展现了显著的先进性和节能性^[14-19]。崔光明等^[17]对比了外置串联式蒸汽冷却器和抽汽背压式汽轮机的计算模型,结果发现利用抽汽背压式汽轮机能更加合理、充分地利用抽汽过热度,提高回热系统热经济性,节能潜力较大。王文焕等^[20]探究了变工况下主蒸汽流量、温度、压力、背压以及 BEST 回热抽汽级数对机组热力性能的影响规律。蔡小燕等^[21]等采用焓分析法对比了集成 BEST 前后系统各单元的热力性能。Zhou 等^[22]对某 $1\,000 \text{ MW}$ 电厂进行热经济性分析,结果表明当系统增设等熵效率为 85% 的抽汽背压式汽轮机后,设计工况下该系统热耗率比常规系统减少 $46.9 \text{ kJ} \cdot \text{kW}^{-1} \cdot \text{h}^{-1}$ 。王惠杰等^[23]将外置式蒸汽冷却器与 BEST 结构集成,汽轮机热耗验收(turbine heat acceptance, THA)工况下给水温度和循环效率相比于原方案分别提高了 $6.2 \text{ }^{\circ}\text{C}$ 和 0.48% 。

近年来,国内外学者已证实了 BEST 技术在降低机组热耗、提升循环效率方面的显著优势。然而,现有关于 BEST 的研究仍存在以下不足:一是多集中于单一构型或单一参数变化,尚缺少“回热级数-BEST 抽汽级数-再热参数”协同作用下的系统性能对比;二是 BEST 通过“先膨胀做功、后回热放热”降低抽汽过热度的能级匹配机制尚需结合焓损分布和图像焓分析法(exergy utilization diagram, EUD),从微观热力学本质层面深入揭示其内在机理;三是部分构型优化研究未对主再热参数、给水终温等关键边界条件进行严格统一,不同方案间对比论证缺乏严谨性;四是二次再热压力与 BEST 构型相互耦合,最优再热压力范围不能简单沿用传统二次再热机组,需要针对具体系统重新优化。

为解决上述问题,本文以 660 MW 超超临界二次再热机组为研究对象,建立了增加回热级数、耦合 BEST、增加 BEST 抽汽级数以及再热参数匹配的统一对比框架。结合热经济性指标与焓分析,利用图像焓分析法从能级匹配角度解释 BEST 降低回热不可逆损失的机理,并针对优选方案开展全工况性能分析和再热压力联合优化,明确其节能收益、适用工况以及参数取值范围。研究结果具有进一步提升二次再热机组发电效率的潜力和较强的创新性,对推动燃煤发电机组向高参数、高效率、低排放方向升级具有一定的理论意义。

1 研究对象与研究方法

1.1 660 MW 超超临界二次再热机组参数

本文选取常规 660 MW 超超临界二次再热机组为设计参考机组,图 1 为参考机组热力系统示意图。锅炉为塔式布置的直流炉,汽轮机由超高压缸、高压缸、中压缸和低压缸组成,10 级回热系统包括 4 个高压加热器(H1~H4,后文简称高加)、1 个除氧器(H5)、5 个低压加热器(H6~H10,后文简称低加),高加 H2、H4 分别布置外置式蒸汽冷却器。机组的主要技术参数见表 1。

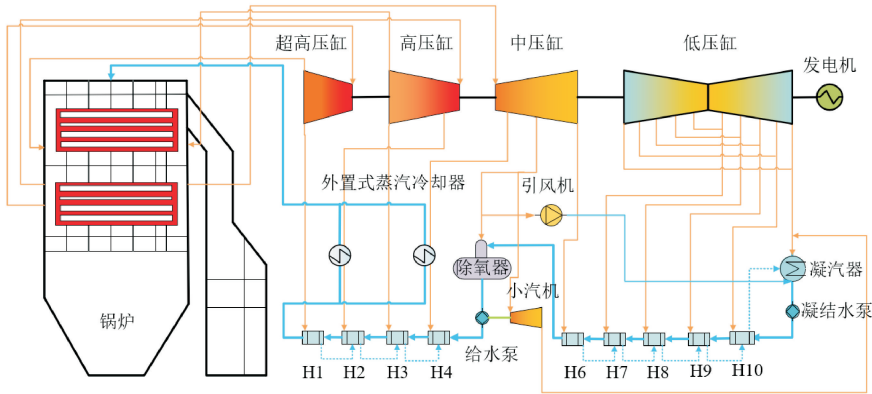


图 1 660 MW 超超临界二次再热机组热力系统示意图

Fig. 1 Schematic diagram of thermal system of a 660 MW ultra-supercritical double reheat unit

表 1 机组主要技术参数

Table 1 Main technical performance of the unit

参数	数值
额定功率/MW	660
额定主蒸汽压力/MPa	28.76
额定主蒸汽温度/℃	600
额定再热蒸汽温度/℃	620
额定进汽量/(kg·s ⁻¹)	481.79
最大进汽量/(kg·s ⁻¹)	522.64
背压/kPa	4.92
回热级数	10
超高压缸效率/%	90
高压缸效率/%	92
中压缸效率/%	93
低压缸效率/%	90

在 THA 工况下,给水流量为 481.79 kg/s,该工况下主要参数见表 2。

表 2 THA 工况下机组主要性能参数

Table 2 Main performance parameters of the unit under THA condition

参数	数值
一次再热蒸汽压力/MPa	10.145
一次再热蒸汽温度/℃	620
二次再热蒸汽压力/MPa	3.197
二次再热蒸汽温度/℃	620
一次再热压损/%	6
二次再热压损/%	10
给水温度/℃	324.1
小汽轮机电功率/MW	22.161

1.2 仿真模型搭建与验证

本文研究选取广泛应用于发电系统热力循环的仿真软件 Ebsilon,根据 660 MW 超超临界二次再热机组设计参数搭建仿真模型。以机组 THA 工况为基准,对模型进行验证。将仿真结果与设计值对比,结果如表 3 所示。可以看出,模型中主要参数仿真

值与设计值的相对误差均在 $-1\% \sim 1\%$ 范围内,表明所搭建的仿真模型精度满足研究要求,可用于后续改造方案的模拟分析。

表 3 THA 工况下模型验证结果

Table 3 Model verification results under THA condition

参数	设计值	仿真值	相对误差/%
功率/MW	660.02	661.20	-0.18
给水温度/ $^{\circ}\text{C}$	324.1	323.6	0.17
主蒸汽流量/ $(\text{kg} \cdot \text{s}^{-1})$	481.79	481.79	0
一次再热蒸汽流量/ $(\text{kg} \cdot \text{s}^{-1})$	424.62	425.75	-0.27
二次再热蒸汽流量/ $(\text{kg} \cdot \text{s}^{-1})$	363.75	364.97	-0.34
H1 抽汽流量/ $(\text{kg} \cdot \text{s}^{-1})$	52.91	53.42	-0.98
H2 抽汽流量/ $(\text{kg} \cdot \text{s}^{-1})$	30.40	30.60	-0.66
H3 抽汽流量/ $(\text{kg} \cdot \text{s}^{-1})$	29.31	29.37	-0.18
H4 抽汽流量/ $(\text{kg} \cdot \text{s}^{-1})$	17.14	17.19	-0.28
除氧器抽汽流量/ $(\text{kg} \cdot \text{s}^{-1})$	45.21	45.05	0.34
H6 抽汽流量/ $(\text{kg} \cdot \text{s}^{-1})$	18.76	18.73	0.13
H7 抽汽流量/ $(\text{kg} \cdot \text{s}^{-1})$	9.37	9.34	0.27
H8 抽汽流量/ $(\text{kg} \cdot \text{s}^{-1})$	10.87	10.88	-0.06
H9 抽汽流量/ $(\text{kg} \cdot \text{s}^{-1})$	9.40	9.41	-0.14
H10 抽汽流量/ $(\text{kg} \cdot \text{s}^{-1})$	10.34	10.32	0.23
排汽流量/ $(\text{kg} \cdot \text{s}^{-1})$	245.32	244.51	0.33

1.3 热力性能分析方法

1.3.1 热经济性分析

发电厂的热经济性是指能量转换过程中的能量利用程度(正平衡方法)或能量损失大小(反平衡方法)。衡量发电厂热经济性的主要指标有发电厂热效率、热耗率和标准煤耗率。

1.3.2 焓分析

为了对电厂的热力系统进行较为全面详细的评价,确定系统中每一环节的能量转换的效果,可以将机组热力系统划分为锅炉系统和汽轮机系统。汽轮机系统又可分为汽轮机单元、回热系统单元、发电机单元、凝汽器单元、BEST 单元、管道单元等,其中每一级回热加热器又可单独进行焓分析。根据系统划分情况,该机组的焓分析模型以及焓效率和焓损评价指标如下。

(1)焓效率计算。对于热功转换设备,有

$$\eta_{\text{ex},1} = \frac{W_i}{E_{\text{in}}} \times 100\% \quad (1)$$

式中: $\eta_{\text{ex},1}$ 表示热功转换设备的焓效率; W_i 表示输出功率; E_{in} 表示进入设备的焓流。

对于换热设备,有

$$\eta_{\text{ex},2} = \frac{\Delta E_c}{E_{\text{h},\text{in}}} \times 100\% \quad (2)$$

式中: $\eta_{\text{ex},2}$ 表示换热设备的焓效率; ΔE_c 表示冷流体吸收的焓; $E_{\text{h},\text{in}}$ 表示进入设备的热流体焓流。

(2)焓损计算。对于汽轮机系统,有

$$D_{\text{ms}}e_{\text{ms}} + D_{\text{rh1}}e_{\text{rh1},\text{out}} + D_{\text{rh2}}e_{\text{rh2},\text{out}} = D_{\text{fw}}e_{\text{fw}} + D_{\text{rh1}}e_{\text{rh1},\text{in}} + D_{\text{rh2}}e_{\text{rh2},\text{in}} + Q + E_{\text{loss}} \quad (3)$$

式中: D_{ms} 、 D_{rh1} 、 D_{rh2} 、 D_{fw} 分别表示主蒸汽、一次再热蒸汽、二次再热蒸汽、给水的质量流量; e_{ms} 、 e_{rh1} 、 e_{rh2} 、 e_{fw} 分别为主蒸汽、一次再热蒸汽、二次再热蒸汽、给水的比焓; Q 表示输出功率; E_{loss} 表示系统的焓损失。

对于回热系统,有

$$\sum_{j=1}^n D_j e_j + W_{\text{pump}} + D_{\text{cw}}e_{\text{cw}} = D_{\text{fw}}e_{\text{fw}} + E_{\text{loss}} \quad (4)$$

式中: D_{cw} 、 D_j 、 D_{fw} 分别表示轴封冷却器出口水、第 j 级回热抽汽、锅炉给水的质量流量; n 表示回热级数; e_{cw} 、 e_j 、 e_{fw} 分别表示轴封冷却器出口水、第 j 级回热抽汽、锅炉给水的比焓; W_{pump} 表示给水泵的输出功率。

2 热力系统构型优化

由于设计参考机组汽轮机的中压缸中有一股引风机抽汽,为方便后续构型改造优化,取消参考机组的引风机抽汽,保持蒸汽参数(温度、压力)不变,调节主蒸汽流量使得机组输出功率为 660 MW,并将简化后的模型参数用于后续对比分析。此外,仿真模型中门杆漏汽及轴封漏汽回收流股的压力、焓值和流量边界均来源于原机组设计热平衡图及厂家资料,在原方案和各改造方案中保持一致,仅用于保证汽封系统和除氧器物料、能量平衡。简化后的模型 THA 工况下的主要性能参数如表 4 所示。

表 4 THA 工况下简化模型主要性能参数

Table 4 Main performance parameters of the simplified model under THA conditions

参数	数值
高加级数	4
回热级数	10
给水温度/ $^{\circ}\text{C}$	324.2
主蒸汽流量/ $(\text{kg} \cdot \text{s}^{-1})$	476.71
再热蒸汽流量/ $(\text{kg} \cdot \text{s}^{-1})$	421.00
汽轮机热效率/%	50.72
汽轮机热耗率/ $(\text{kJ} \cdot \text{kW}^{-1} \cdot \text{h}^{-1})$	7 097.94
发电厂热效率/%	47.70
发电厂热耗率/ $(\text{kJ} \cdot \text{kW}^{-1} \cdot \text{h}^{-1})$	7 547.17
标准煤耗率/ $(\text{g} \cdot \text{kW}^{-1} \cdot \text{h}^{-1})$	257.86
汽轮机系统焓效率/%	85.40
汽轮机系统焓损/kW	112 750.10

2.1 构型优化方案

为定量对比分析,使用 Ebsilon 进行系统构型优化与仿真建模时严格遵循以下假设及边界条件。

(1)新系统的蒸汽初参数均与原机组保持一致。

(2)参考相关文献^[19, 21, 24]及现有机组的参数情况,设定各汽缸等熵效率为:超高压缸 90%、高压缸 92%、中压缸 93%、低压缸 90%(与原构型一致)。BEST 效率取 88%,锅炉效率取 95%,并在不同方案中保持不变以排除设备效率差异对方案对比的干扰。

(3)BEST 采用抽汽背压式汽轮机建模,入口抽取超高压缸排汽侧高品位蒸汽,出口背压与相应回热加热器汽侧压力相匹配,中间抽汽分别接入各回热加热器,输出功率按膨胀功计算,抽汽和排汽的压力、温度、流量由回热器热平衡和给水焓升共同确定。

(4)增加回热级数后,回热参数设定遵循工程中常用的等焓升(等温升)法。

(5)不含 BEST 的常规二次再热机组由于再热压力的限制,无法严格按照等焓升分配。因此,按照

分级平均的原则分别对高加和低加进行焓升分配。

(6)由于 BEST 机组无蒸汽再热,BEST 对应的回热加热器焓升分配按照等焓升分配原则设置各级回热参数,其余加热器回热参数与原构型保持一致。

图 2~6 为采用增加回热级数、提高给水温度、耦合 BEST、改变 BEST 回热抽汽级数等策略的回热系统配置方案。不同方案的设计依据如下:方案 1 考察仅增加回热级数和提高给水温度的作用;方案 2 考察在原 10 级回热系统中引入 5 级 BEST 后对抽汽过度和回热焓损的影响;方案 3 在方案 2 基础上进一步增加一级回热,用于分析增加回热级数与 BEST 耦合的协同作用;方案 4 保持回热级数不变而增加 BEST 抽汽级数,用于分离小汽机级数增加带来的收益;方案 5 同时采用 12 级回热和 6 级 BEST,用于获得综合优化方案。各方案均保持蒸汽参数、设备效率、功率等边界参数一致,因此热经济性差异主要来源于回热系统构型和 BEST 参数配置差异。

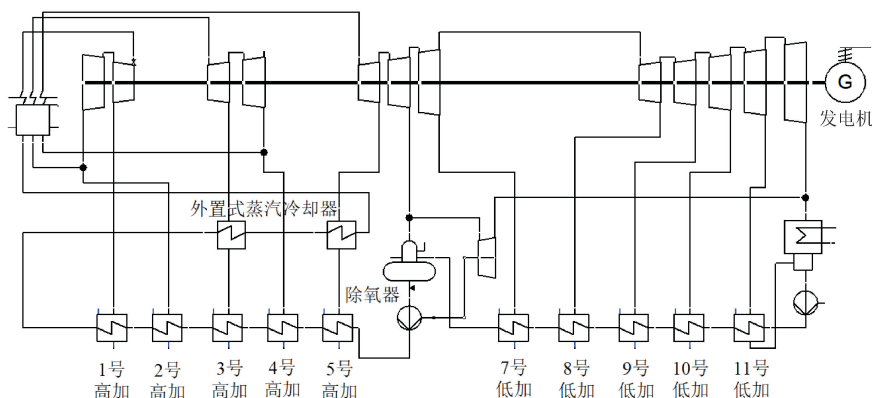


图2 方案1热力系统图:常规11级回热

Fig. 2 Thermal system diagram of scheme 1: conventional 11-stage regenerative system

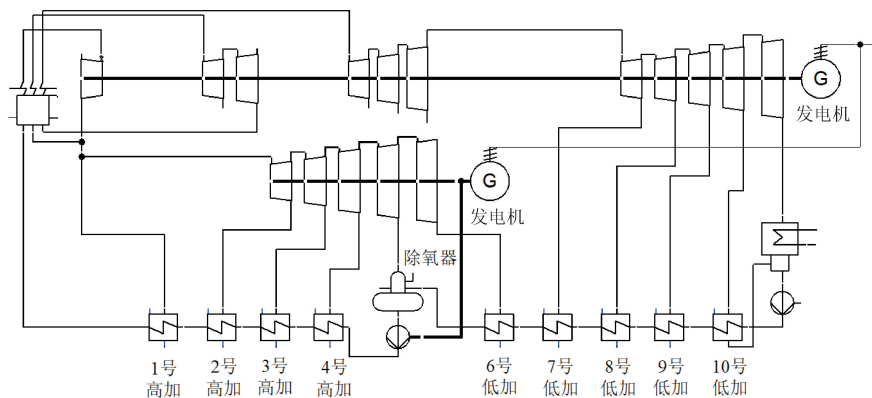


图3 方案2热力系统图:10级回热系统+5级BEST

Fig. 3 Thermal system diagram of scheme 2: 10-stage regenerative system with 5-stage BEST

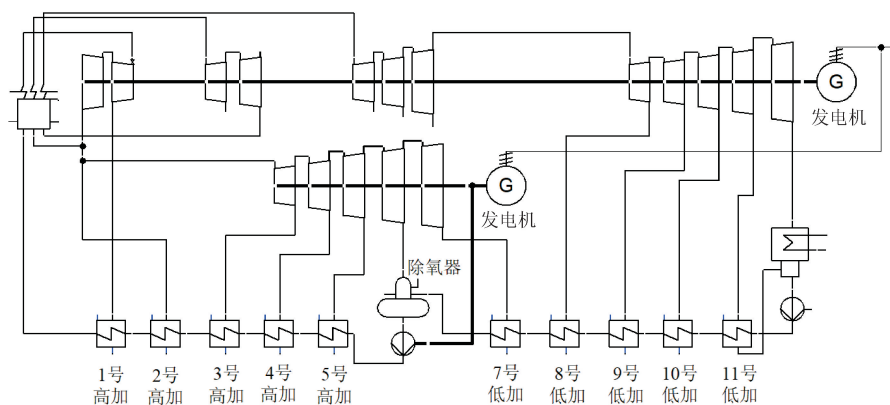


图 4 方案 3 热力系统图:11 级回热系统+5 级 BEST

Fig. 4 Thermal system diagram of scheme 3: 11-stage regenerative system with 5-stage BEST

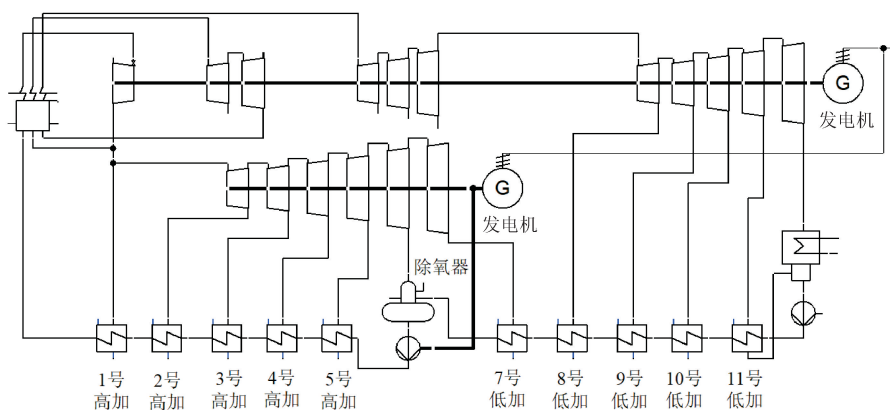


图 5 方案 4 热力系统图:11 级回热系统+6 级 BEST

Fig. 5 Thermal system diagram of scheme 4: 11-stage regenerative system with 6-stage BEST

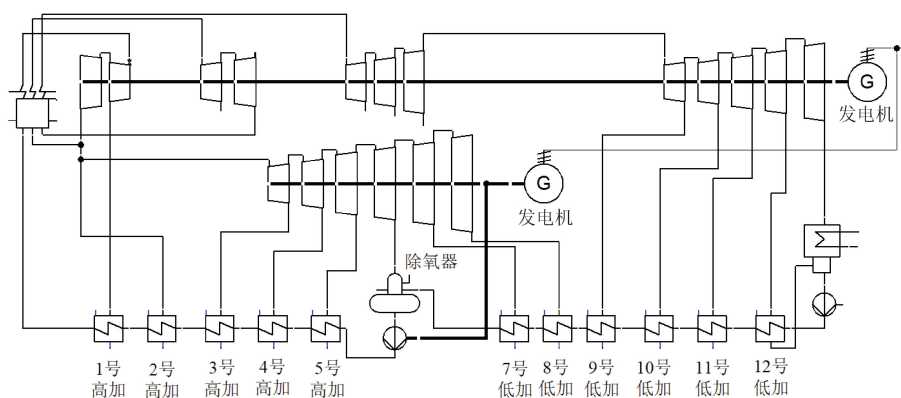


图 6 方案 5 热力系统图:12 级回热系统+6 级 BEST

Fig. 6 Thermal system diagram of scheme 5: 12-stage regenerative system with 6-stage BEST

2.2 各方案热力性能指标对比

将 2.1 小节中的各方案进行热力性能对比,其中

方案 1 包含常规 11 级回热(方案 1-1)和常规 12 级回热(方案 1-2)两个子方案,对比结果如表 5 所示。

表5 各方案的热力性能对比

Table 5 Thermal performance comparison of each scheme

参数	原方案	方案 1-1	方案 1-2	方案 2	方案 3	方案 4	方案 5
输出功率/MW	660	660	660	660	660	660	660
高加级数	4	5	5	4	5	4	5
有无 BEST	无	无	无	有	有	有	有
BEST 抽汽级数				5	5	6	6
回热级数	10	11	12	10	11	11	12
给水温度/℃	324.2	336.7	336.7	316.1	330.2	316.1	330.2
高加出口水温/℃	316.1	330.2	330.2	316.1	330.2	316.1	330.2
主蒸汽流量/(kg·s ⁻¹)	476.71	493.85	493.09	497.89	516.88	496.91	515.86
再热蒸汽流量/(kg·s ⁻¹)	421.00	417.74	417.09	317.30	315.86	315.29	313.84
BEST 进汽量/(kg·s ⁻¹)				123.34	121.50	154.24	152.06
BEST 进汽压力/MPa				10.79	10.79	10.79	10.79
汽轮机热效率/%	50.72	50.91	50.95	50.84	50.95	50.99	51.10
汽轮机热耗率/(kJ·kW ⁻¹ ·h ⁻¹)	7 097.94	7 071.49	7 066.08	7 080.73	7 065.12	7 060.19	7 044.37
发电厂热效率/%	47.70	47.88	47.92	47.82	47.92	47.96	48.06
发电厂热耗率/(kJ·kW ⁻¹ ·h ⁻¹)	7 547.17	7 518.80	7 512.52	7 528.23	7 512.52	7 506.26	7 490.64
标准煤耗率/(g·kW ⁻¹ ·h ⁻¹)	257.86	256.89	256.68	257.21	256.68	256.46	255.93
汽轮机系统焓效率/%	85.40	85.43	85.48	86.13	86.01	86.31	86.19
汽轮机系统焓损/kW	112 750.1	112 488.9	111 952.0	106 202.6	107 298.1	104 516.8	105 579.7
回热系统焓效率/%	85.98	86.61	86.78	87.38	87.26	87.41	87.57
回热系统焓损/kW	20 656.7	21 185.4	20 846.9	18 284.9	19 998.1	17 935.7	19 210.4

2.2.1 方案 1 分析

回热循环中,影响机组热经济性的主要参数为给水回热级数、最佳焓升分配以及最佳给水温度。考虑到给水出口温度与 1 号高加的抽汽压力有关,方案 1 通过在超高压缸增加一级回热来提高给水温度,使得回热系统的平均吸热温度升高,提高系统的热效率。取 1 号高加抽汽压力为 12、13、14、15 MPa (给水温度变化范围为 331.2~346.8℃) 来比较各模型的热力性能。图 7 为 1 号高加不同抽汽压力下系统主要热力性能参数的对比。

由图 7 可知,给水温度随抽汽压力增大呈线性上升。给水温度升高一方面减少了锅炉的吸热量,降低了锅炉的换热损失,使回热更充分,提高了汽轮机的热效率;另一方面也需要更多高温蒸汽进入回热加热器参与换热,主汽轮机进汽量减少会导致汽轮机做功能力下降,发电量减少。两者权衡,汽轮机热效率增加幅度逐渐平缓。考虑到脱硝温度和省煤器超温沸腾的限制,给水温度不宜过高,因此设定 1 号高加抽汽压力为 13 MPa、出口水温为 330.2℃ 来进行后续的对标分析。

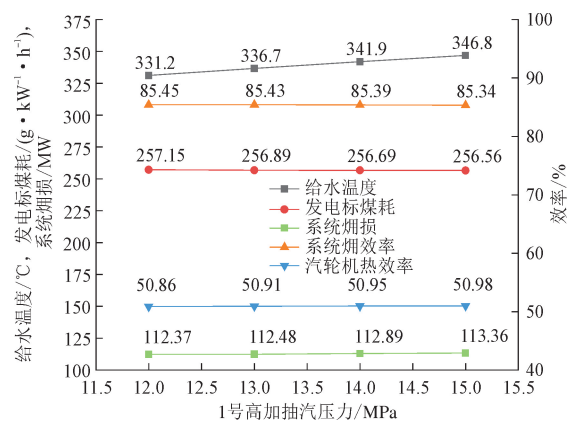


图7 方案 1 中 1 号高加抽汽压力对热力性能的影响
Fig. 7 Impact of steam extraction pressure of No. 1 high-pressure heater on thermal performance of scheme 1

增加回热级数的本质在于以“多级、小温差、梯级加热”,替代“单级、大温差、一次性加热”,从而减小传热过程的不可逆损失,提高朗肯循环效率。表 6 对比了给水温度恒定条件下增加回热级数对机组热经济性的影响。结果表明,随着回热级数增加,系统热耗率逐步降低,但当回热级数超过 12 级后,热

耗率下降幅度显著趋缓(降幅不足 0.1%)。原因在于,给水温度一定时,回热级数增加会使单级吸热量减小,热效率提升呈现边际递减效应。同时,级数增加将带来设备投资上升与系统复杂度提高,因此单纯依靠增加回热级数提升机组热经济性存在明显局限。在此基础上,增设 BEST 可进一步突破传统回热系统的效率瓶颈,实现更深层次的能量梯级利用与系统优化。

表 6 方案 1 各回热级数模型计算结果

Table 6 Calculation results of regenerative stage models for scheme 1

参数	11 级回热	12 级回热	13 级回热
给水温度/℃	336.7	336.7	336.3
高加出口水温/℃	330.2	330.2	330.2
汽轮机热效率/%	50.91	50.95	50.96
汽轮机热耗率/ (kJ·kW ⁻¹ ·h ⁻¹)	7 071.49	7 066.08	7 064.60
发电厂热效率/%	47.88	47.92	47.93
发电厂热耗率/ (kJ·kW ⁻¹ ·h ⁻¹)	7 518.80	7 512.52	7 510.95
标准煤耗率/ (g·kW ⁻¹ ·h ⁻¹)	256.89	256.68	256.62

2.2.2 方案 2 分析

方案 2 用 5 级 BEST 代替原方案 2~6 级回热抽汽,回热系统级数仍为 10 级。由表 5 可知,采用方案 2 构型的汽轮机热效率较原方案提高了 0.12%,标准煤耗率降低了 0.65 g·kW⁻¹·h⁻¹。图 8 为改造前后模型各回热加热器的抽汽过热度对比。

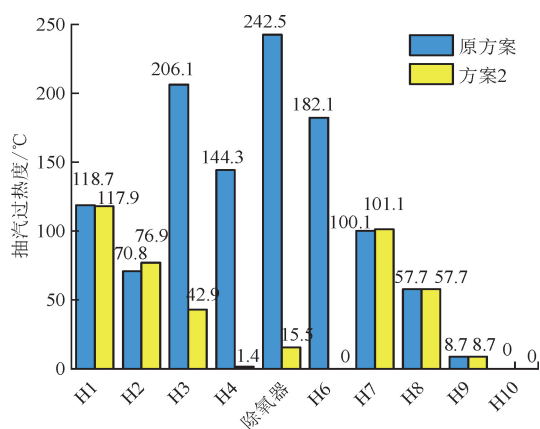


图 8 方案 2 与原方案的回热抽汽过热度对比

Fig. 8 Comparison of superheat in reheat extraction steam between scheme 2 and the reference model

由图 8 可知,增设 BEST 可以显著降低系统 3~6 级回热加热器的抽汽过热度。其中,除氧器(H5)的过热度降低量最大,降低了 227.0℃,回热系统抽汽的平均过热度比原方案降低了 71.0℃,减少了 62.71%。

由此可知,采用 BEST 代替高压缸和中压缸为回热系统提供抽汽,不仅可以显著降低回热系统的抽汽过热度,减少焓损,还可提高汽轮机的热效率和焓效率,从根本上解决了集成外置式蒸汽冷却器后过热度依然偏大的问题。

2.2.3 方案 3 分析

方案 3 结合了方案 1 和方案 2,在超高压缸增加一级回热的同时用 BEST 代替 3~7 级回热抽汽。由表 5 可知,在相同的抽汽压力下,虽然取消了外置式蒸汽冷却器的布置,方案 3 给水温度较方案 1 降低了 6.5℃,但汽机热效率相较于方案 1 仍提高了 0.01%,比原方案提高了 0.23%。

2.2.4 方案 4 分析

方案 4 在方案 2 的基础上,保持 BEST 的缸效率、级效率和背压不变,在 BEST 上再增加一级抽汽。与方案 2 对比发现,BEST 增加一级回热后进汽量显著提高,BEST 的进汽量占主蒸汽流量的比例由 24.77% 增加到 31.03%,增加了 6.26%,这使更多高品位蒸汽做功转化为低品位蒸汽进入回热系统,汽轮机热效率提高了 0.14%。

2.2.5 方案 5 分析

方案 5 结合了增加回热级数、耦合 BEST 和增加 BEST 级数 3 种策略,汽轮机热耗率最低,热效率最高。相较于原方案,汽轮机热效率增加了 0.38%,汽轮机热耗率下降了 53.57 kJ·kW⁻¹·h⁻¹,标准煤耗率降低了 1.93 g·kW⁻¹·h⁻¹,整个汽轮机系统焓效率上升了 0.79%,回热系统焓效率上升了 1.59%。可见结合了 3 种方案后,整个系统的能量利用率最高、能级匹配最合理。

在原方案和方案 5 模型的回热系统中,对各级回热加热器做进一步焓分析,并对各级回热加热器的焓效率进行计算,结果如图 9 所示。可以看出,方案 5 中回热加热器 H2~H8 的焓效率较原方案都增大,且变化趋势更稳定。

为进一步验证本文模拟结果的合理性,将方案 5 的节能效果与已有文献进行对比。段立强等^[18]针对 660 MW 超超临界二次再热机组的研究表明,在设计工况下集成 5 级 BEST 后,系统热耗率较参比系统(加装两级外置式蒸汽冷却器)降低 34.88 kJ·kW⁻¹·h⁻¹,

发电效率提高 0.24%。李冰天^[24]基于常规 1 000 MW 二次再热机组采用双机回热循环,降低汽轮机热耗约 $30 \text{ kJ} \cdot \text{kW}^{-1} \cdot \text{h}^{-1}$,折合煤耗约 $1.1 \text{ g} \cdot \text{kW}^{-1} \cdot \text{h}^{-1}$,循环效率提高 0.3%。本文方案 5 相较原方案,汽轮机热耗率降低 $53.57 \text{ kJ} \cdot \text{kW}^{-1} \cdot \text{h}^{-1}$,发电厂热耗率降低 $56.53 \text{ kJ} \cdot \text{kW}^{-1} \cdot \text{h}^{-1}$,标准煤耗率降低 $1.93 \text{ g} \cdot \text{kW}^{-1} \cdot \text{h}^{-1}$,全厂热效率提高 0.36%,与文献研究的变化量处于同一数量级。并且,体现出 660 MW 超超临界二次再热机组在增加回热级数和提高 BEST 抽汽级数后的进一步节能潜力。

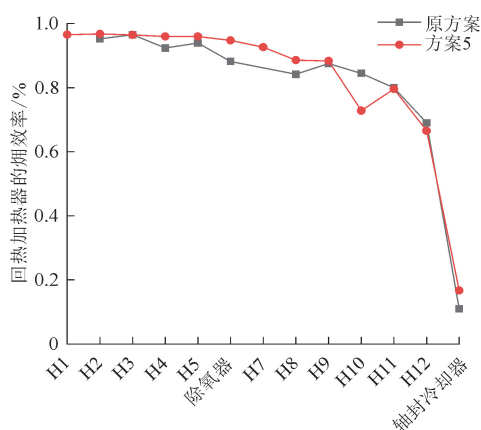


图 9 方案 5 与原方案各级回热加热器焓效率对比

Fig. 9 Comparison of exergy efficiency of regenerative heaters between scheme 5 and the original scheme

2.2.6 图像焓分析

图像焓分析法基于能的品位概念,将系统能量变换、能的品位变化、能量传递过程损失三者的关系用图像直观表示。其中:横坐标 ΔH 表示能量的变化,对应热力学第一定律;纵坐标 A 表示能量的品位,对应热力学第二定律。为直观揭示 BEST 技术对回热系统能级匹配的优化效果,将蒸汽与给水之间的换热简化为理想换热过程,分别计算原方案和方案 5 回热系统中各换热环节的能级变化与换热量,并用 EUD 图表示,其中蒸汽放热曲线和给水吸热曲线围成的面积即为换热过程中的焓损。

由图 10、11 可知,传统回热系统中,高品位抽汽直接与低品位给水换热,蒸汽供能线与给水受能线能级差大,焓损失面积大,能量品质浪费严重。增设 BEST 后,抽汽能量被拆分为膨胀做功+换热两部分:高品位能量先通过 BEST 转化为机械功(电能),剩余低品位能量再用于加热给水,实现了抽汽能量的梯级利用,BEST 使蒸汽放热品位线整体下移,与给水吸热线更贴合,传热不可逆损失显著降低。这表明 BEST 通过“先做功、再换热”的梯级利用方式,

从本质上改善了回热系统的能级匹配性,大幅降低了不可逆传热焓损失,显著提升了系统焓效率,为机组节能增效提供了有效技术支撑。

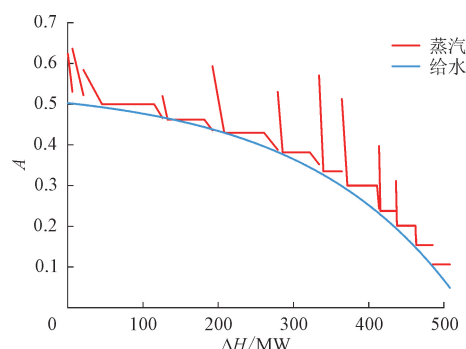


图 10 原方案回热系统 EUD 图

Fig. 10 Exergy utilization diagram of original regenerative system

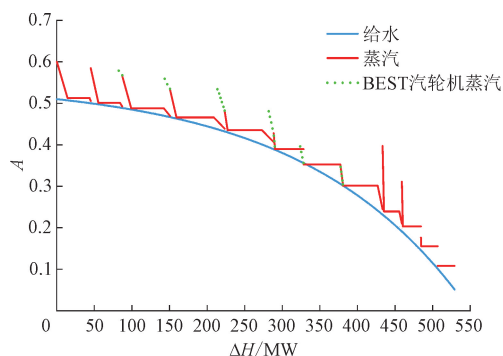


图 11 方案 5 回热系统 EUD 图

Fig. 11 Exergy utilization diagram of scheme 5 regenerative system

3 优化模型的全工况性能分析

在上述研究中,方案 5 的热力性能最好。为了探究原方案与方案 5 在全工况的热力性能差异,选取 30% THA、40% THA、50% THA、75% THA、THA 共 5 个典型工况,开展全工况性能研究。沿用能效、损失、运行 3 类核心指标,与原方案对比,重点验证最优方案的变负荷适应性与运行稳定性,各工况下汽轮机热效率与热耗率如图 12 所示。

工况经济性对比显示,方案 5 在各工况下较原方案都有一定节能潜力:THA、75% THA、50% THA、40% THA、30% THA 工况汽轮机热耗率分别降低 53.6 、 22.9 、 14.1 、 6.4 、 $3.5 \text{ kJ} \cdot \text{kW}^{-1} \cdot \text{h}^{-1}$ 。在全工况计算中,汽轮机热耗率均随机组负荷增加而降低,热效率随负荷增加而提高。在所有负荷下,

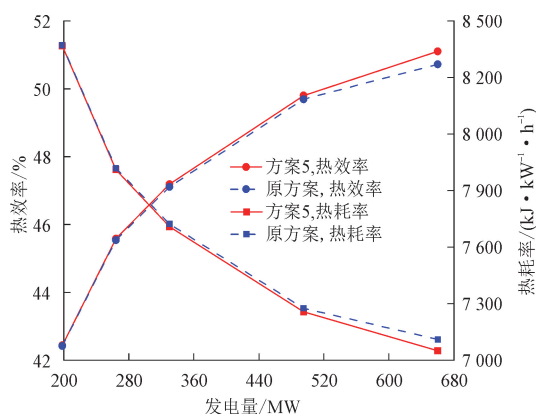


图 12 方案 5 与原方案节能效果对比

Fig. 12 Comparison of energy-saving effects between scheme 5 and the original scheme

BEST 机组都比传统机组更加节能,但节能优势随负荷降低而减小,且负荷低至 75% 以下时,BEST 技术对于汽轮机系统的节能效果会有明显下降。原因在于低负荷下主蒸汽流量和超高压缸排汽流量同步下降,可进入 BEST 的高品位蒸汽量减少,BEST 膨胀做功能力和对回热抽汽过热度的削减作用均减弱。因此,对于汽轮机系统而言,方案 5 更适合在中高负荷区间发挥节能优势,低负荷工况下仍需结合 BEST 进汽调节、抽汽压力匹配和回热器端差控制进一步优化。

BEST 技术也存在缺陷,由图 13 可知,在相同主蒸汽流量下,BEST 机组在各工况的发电量均比传统机组小,且两机组发电量差值随负荷升高而增大。

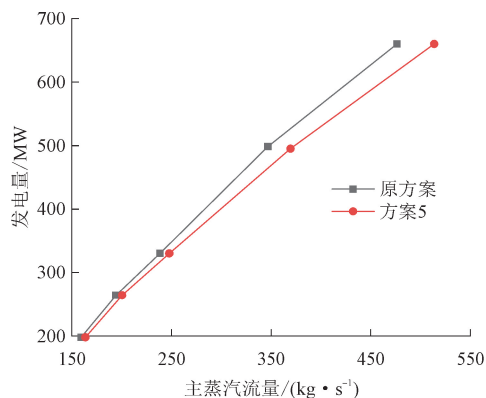


图 13 方案 5 与原方案发电量对比

Fig. 13 Comparison of electricity generation between scheme 5 and the original scheme

4 热力系统参数优化

再热蒸汽压力是影响二次再热机组循环效率的关键参数。再热压力过高将增大汽轮机湿汽损失,

过低则会降低循环平均吸热温度,两种情况均会恶化机组经济性。不同构型的二次再热机组,其最佳再热蒸汽压力不同,因此确定合理的再热压力对机组节能优化具有重要工程意义。

本文采用枚举法进行再热压力优化。为保持锅炉受热面设计边界一致,并排除冷端差异影响,计算过程中保持主汽温、再热汽温、主汽压、汽轮机等熵效率及机组背压恒定,结合主流机组设计参数划定一、二次再热压力取值区间,通过对比不同再热压力组合下的热力性能,确定最优再热压力匹配方案。

现有研究^[25-26]表明,对于常规超超临界二次再热机组,最优再热压比 p_1/p_0 、 p_2/p_1 (其中, p_0 为主蒸汽压力, p_1 为一次再热压力, p_2 为二次再热压力) 处于 0.2~0.3 (即再热压力为新汽压力的 20%~30%) 范围内时,再热循环效率最高。引入 BEST 后,高过热度抽汽被 BEST 替代,弱化了再热循环与回热系统间的耦合干扰,回热焓升分配更为均匀;同时,部分蒸汽不再流经再热器,系统循环特性发生改变,使 BEST 机组最优再热压比高于常规二次再热机组。结合文献^[27-29]推荐范围,BEST 系统最优压比区间为 $p_1/p_0 = 0.30 \sim 0.36$ 、 $p_2/p_1 = 0.25 \sim 0.30$,该参数区间下系统平均吸热温度最高、不可逆损失最小、综合热效率最优。

综合上述研究结论与原机组参数,本研究确定一次再热压力变化范围为 8.5~11.0 MPa,二次再热压力变化范围为 2.0~3.6 MPa。该区间既覆盖 BEST 系统最优压比范围,又包含原机组设计压力附近工况。一、二次再热压力步长分别设定为 0.5、0.4 MPa,共计 30 组优化计算工况,对方案 5 构型开展再热压力联合优化并分析其变化规律,结果如图 14、15 所示。

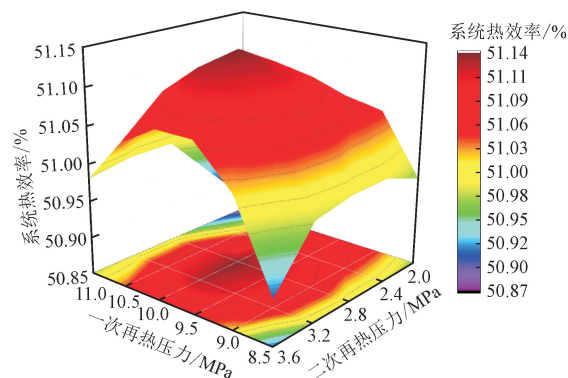


图 14 方案 5 再热压力优化热效率

Fig. 14 Thermal efficiency for reheat pressure optimization in scheme 5

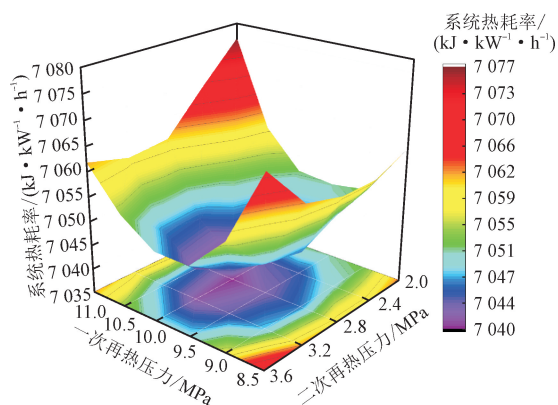


图15 方案5再热压力优化热耗率

Fig.15 Thermal consumption rate for reheat pressure optimization in scheme 5

从图14、15可以看出,当12级回热、6级BEST系统的一次再热压比为0.35(一次再热压力为10 MPa)、二次再热压比为0.28(二次再热压力为2.8 MPa)时,系统循环效率达到较优水平,为51.14%,比方案5提高了0.04%,汽轮机系统热耗率为 $7\,040.14\text{ kJ}\cdot\text{kW}^{-1}\cdot\text{h}^{-1}$,比方案5降低了 $4.23\text{ kJ}\cdot\text{kW}^{-1}\cdot\text{h}^{-1}$ 。

5 结 论

本文以660 MW超超临界二次再热机组为原型,采用Ebsilon软件建模,设计了5种基于增加回热级数、增设BEST汽轮机、增加BEST级数等多维度的回热系统改造方案,结论如下。

(1)给水温度一定时,增加回热级数虽可均匀各级加热器吸热量,但热效率提升呈边际递减规律,级数持续增加对经济性改善效果微弱。引入BEST技术可实现抽汽梯级利用、优化能级匹配、减小传热损失,突破传统回热系统的效率瓶颈,进一步提升机组热经济性。

(2)BEST技术能够有效降低二次再热机组抽汽过热度与不可逆损失,在系统增设一个5级BEST后,抽汽平均过热度降低 $71.0\text{ }^{\circ}\text{C}$,降幅达62.71%。

(3)5种方案中,方案5构型采用12级回热耦合6级BEST综合性能最优。该方案给水温度较原方案提升 $6.0\text{ }^{\circ}\text{C}$,循环效率为5组方案最高,且焓效率提升稳定性良好。相较于原始构型,汽轮机热效率提升0.38%,热耗率降低 $53.57\text{ kJ}\cdot\text{kW}^{-1}\cdot\text{h}^{-1}$,标准煤耗率下降 $1.93\text{ g}\cdot\text{kW}^{-1}\cdot\text{h}^{-1}$,系统焓效率提升0.79%。

(4)方案5在全工况下较原方案都有一定节能潜力,但节能优势随负荷降低而减小。当负荷低至75%以下时,BEST技术节能效果会有明显下降。

(5)对方案5系统的再热参数进一步优化,结果表明,当优化后的热力系统一次再热压力为10 MPa、二次再热压力为2.8 MPa时,汽轮机热效率达到较优水平,为51.14%,比优化前提高了0.04%,汽轮机热耗率为 $7\,040.14\text{ kJ}\cdot\text{kW}^{-1}\cdot\text{h}^{-1}$,较优化前降低了 $4.23\text{ kJ}\cdot\text{kW}^{-1}\cdot\text{h}^{-1}$ 。

参考文献:

- [1] 舒印彪,张丽英,张运洲,等.我国电力碳达峰、碳中和路径研究[J].中国工程科学,2021,23(6):1-14.
Shu Yinbiao, Zhang Liying, Zhang Yunzhou, et al. Carbon peak and carbon neutrality path for China's power industry [J]. Strategic Study of CAE, 2021, 23(6): 1-14.
- [2] 国家发展和改革委员会,国家能源局.关于印发《新一代煤电升级专项行动实施方案(2025—2027年)》的通知:发改能源〔2025〕363号[EB/OL].(2025-04-14)[2026-03-01]. https://www.ndrc.gov.cn/xxgk/zcfb/tz/202504/t20250414_1397185.html.
- [3] 林宗虎.中国燃煤锅炉节能减排技术近况及展望[J].西安交通大学学报,2016,50(12):1-5.
Lin Zonghu. Recent situation and prospect of technologies for energy saving and emission reduction of coal-fired boilers in China [J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2016, 50(12): 1-5.
- [4] 王丽花.超超临界机组电厂热力系统优化措施[J].节能与环保,2022(10):47-49.
Wang Lihua. Discussion on optimization measures for thermal system of a power plant with ultra supercritical unit [J]. Energy Conservation & Environmental Protection, 2022(10): 47-49.
- [5] 邵树峰,严俊杰,刘继平,等.二次再热机组热力系统的定量分析方法[J].西安交通大学学报,2003,37(11):1137-1141.
Shao Shufeng, Yan Junjie, Liu Jiping, et al. Thermoeconomics analysis method of thermal system for power unit with double reheat [J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2003, 37(11): 1137-1141.
- [6] 李沁伦,王璐凯,刘银河,等.300 MW一次再热亚临界燃煤发电站系统改进研究[J].西安交通大学学报,2018,52(9):54-63.
Li Qinlun, Wang Lukai, Liu Yinhe, et al. Novel system design for a 300 MW single reheat subcritical coal-fired power plant [J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2018, 52(9): 54-63.

- versity, 2018, 52(9): 54-63.
- [7] Xu Gang, Zhou Luyao, Zhao Shifei, et al. Optimum superheat utilization of extraction steam in double reheat ultra-supercritical power plants [J]. Applied Energy, 2015, 160: 863-872.
- [8] 张晓东, 翟璇, 张顺奇, 等. 集成抽汽背压式给水泵汽轮机的发电系统瞬态特性及控制优化研究 [J]. 西安交通大学学报, 2020, 54(12): 98-105.
Zhang Xiaodong, Zhai Xuan, Zhang Shunqi, et al. Transient characteristics and control optimization for power system of steam turbine integrated with back pressure extraction pump [J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2020, 54(12): 98-105.
- [9] 刘颖华. 变工况下超超临界机组抽汽过热度利用方案的比较分析 [J]. 热能动力工程, 2016, 31(1): 71-75.
Liu Yinghua. A comparative analysis of steam extraction superheat utilization schemes for ultra-supercritical units under variable operating conditions [J]. Journal of Engineering for Thermal Energy and Power, 2016, 31(1): 71-75.
- [10] Kjaer S, Drinhaus F. A modified double reheat cycle [C]//ASME 2010 Power Conference. New York, USA: ASME, 2010: 285-293.
- [11] 邓攀, 王亚军. BEST 技术用于超超临界二次再热机组的可行性分析 [J]. 中国电力, 2018, 51(7): 84-89.
Deng Pan, Wang Yajun. Feasibility analysis on BEST technology for ultra supercritical units with double-reheat cycle [J]. Electric Power, 2018, 51(7): 84-89.
- [12] 孙婧. 超超临界二次再热机组节能优化研究 [D]. 北京: 华北电力大学(北京), 2019.
- [13] 冯雪佳, 陈敏, 吴君, 等. CO₂-H₂O 双循环燃煤发电系统仿真研究 [J]. 西安交通大学学报, 2020, 54(4): 61-67.
Feng Xuejia, Chen Min, Wu Jun, et al. Simulation research on coal-fired power generation systems with CO₂-H₂O dual cycles [J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2020, 54(4): 61-67.
- [14] Wang Jing, Duan Liqiang, Yang Jinfu, et al. Energy-saving optimization study on 700 °C double reheat advanced ultra-supercritical coal-fired power generation system [J]. Journal of Thermal Science, 2023, 32(1): 30-43.
- [15] 朱梓傲, 叶学民, 刘迪, 等. 二次再热 BEST 机组变工况热力性能及贡献度分析 [J]. 热能动力工程, 2024, 39(8): 94-103.
Zhu Ziao, Ye Xuemin, Liu Di, et al. Analysis of thermodynamic performance and contribution of a double-reheat BEST unit under variable working conditions [J]. Journal of Engineering for Thermal Energy and Power, 2024, 39(8): 94-103.
- [16] Li Yuanyuan, Zhou Luyao, Xu Gang, et al. Thermodynamic analysis and optimization of a double reheat system in an ultra-supercritical power plant [J]. Energy, 2014, 74: 202-214.
- [17] 崔光明, 刘继平. 回热汽轮机用于二次再热机组热经济性研究 [J]. 热力发电, 2017, 46(8): 54-58.
Cui Guangming, Liu Jiping. Thermal economy research for double-reheat unit equipped with heat recovery steam turbine [J]. Thermal Power Generation, 2017, 46(8): 54-58.
- [18] 段立强, 孙婧. 集成回热式汽轮机的超超临界二次再热机组设计优化 [J]. 华北电力大学学报(自然科学版), 2019, 46(3): 80-89.
Duan Liqiang, Sun Jing. Design optimization of ultra-supercritical reheating coal-fired power plant integrated with regenerative steam turbine [J]. Journal of North China Electric Power University(Natural Science Edition), 2019, 46(3): 80-89.
- [19] 王渡, 魏佳倩, 陈豪, 等. 基于 BEST 系统超超临界 1 000 MW 二次再热蒸汽机组的参数选取 [J]. 锅炉技术, 2023, 54(2): 21-25.
Wang Du, Wei Jiaqian, Chen Hao, et al. Parameter selection of ultra-supercritical 1 000 MW double reheat cycle unit based on BEST system [J]. Boiler Technology, 2023, 54(2): 21-25.
- [20] 王文焕, 许朋江, 薛朝囡, 等. 超超临界 650 °C 机组 BEST 方案热力性能研究 [J]. 热力发电, 2023, 52(8): 129-136.
Wang Wenhuan, Xu Pengjiang, Xue Zhaonan, et al. Thermal performance of 650 °C ultra supercritical unit with BEST [J]. Thermal Power Generation, 2023, 52(8): 129-136.
- [21] 蔡小燕, 张燕平, 李钰, 等. 700 °C 超超临界燃煤发电机组热力系统设计及焓分析 [J]. 动力工程学报, 2012, 32(12): 971-978.
Cai Xiaoyan, Zhang Yanping, Li Yu, et al. Design and exergy analysis on thermodynamic system of a 700 °C ultra supercritical coal-fired power generating set [J]. Journal of Chinese Society of Power Engineering, 2012, 32(12): 971-978.
- [22] Zhou Luyao, Cheng Xu, Gang Xu, et al. Exergy analysis and economic evaluation of the steam superheat utilization using regenerative turbine in ultra-supercritical power plants under design/off-design conditions [J]. Energy Science & Engineering, 2017, 5(3): 156-166.
- [23] 王惠杰, 高浩然, 许小刚, 等. 集成 OSC 与 BEST 的

- 1 000 MW 超超临界二次再热机组热力性能研究 [J]. 汽轮机技术, 2025, 67(2): 131-136.
- Wang Huijie, Gao Haoran, Xu Xiaogang, et al. Thermal performance study on 1 000 MW ultra-supercritical double reheat unit with OSC and BEST [J]. Turbine Technology, 2025, 67(2): 131-136.
- [24] 李冰天. 1 000 MW 超超临界 EC-BEST 二次再热机组经济性分析 [J]. 热能动力工程, 2018, 33(11): 36-41.
- Li Bingtian. Economic analysis of 1 000 MW ultra supercritical EC-BEST secondary reheat unit [J]. Journal of Engineering for Thermal Energy and Power, 2018, 33(11): 36-41.
- [25] 邓建玲, 杨志平, 陶新磊, 等. 二次再热机组再热压力的选取 [J]. 汽轮机技术, 2013, 55(6): 465-468.
- Deng Jianling, Yang Zhiping, Tao Xinlei, et al. Optimal reheat pressure select of double reheat cycle [J]. Turbine Technology, 2013, 55(6): 465-468.
- [26] 朱朝阳. BEST 热力系统焓升分配和再热蒸汽压力优化 [J]. 热力发电, 2017, 46(4): 88-92.
- Zhu Chaoyang. Enthalpy rise distribution and optimization of reheat steam pressure for BEST system [J]. Thermal Power Generation, 2017, 46(4): 88-92.
- [27] 樊羊羊, 何平, 张众志. 二次再热 MC 机组再热压力与回热系统优化 [J]. 能源研究与利用, 2017(5): 31-34.
- Fan Yangyang, He Ping, Zhang Zhongzhi. Optimization of reheating pressure and the regenerative system in a double reheat MC unit [J]. Energy Research & Utilization, 2017(5): 31-34.
- [28] 田李果. 二次再热超超临界机组流程及参数优化研究 [D]. 北京: 华北电力大学(北京), 2021.
- [29] Zhang Bin, Li Linxuan, Ji Fengjun, et al. Performance analysis of 1 000 MW ultra-supercritical double reheat unit with back-pressure extraction steam turbine [C]// 2023 4th International Conference on Smart Grid and Energy Engineering (SGEE). Piscataway, NJ, USA: IEEE, 2023: 524-527.

(编辑 陶晴)