DOI: 10.19666/j.rlfd.202604060

燃煤机组深调工况回热系统能耗特性及优化节能研究

杜泽宇[1]，刘雨恩[2]，许朋江[2]，刘明[1]，严俊杰[1]
（1. 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；
2. 西安热工研究院有限公司，陕西 西安 710054）

［摘 要］【目的】为支撑电力系统消纳规模化可再生能源发电，燃煤发电机组将长时间超低负荷运行，亟需明晰低负荷能耗并实现优化节能。【方法】本文以某超临界燃煤发电机组为研究对象，建立了系统变工况分析模型，获得了抽汽压差降低诱发疏水受阻的规律，提出了三种疏水改造构型（方案A：高加疏水改排除氧器；方案B：低加疏水改排凝汽器；方案C：加装低加疏水泵）。【结果】对于高压回热系统，方案A有效重建了疏水压差，在20% THA工况下可降低供电煤耗3.10 g/(kW·h)；对于低压回热系统，方案C虽增加了少量机械耗功，但消除了冷端的部分混合㶲损，较方案B可以降低供电煤耗0.20 g/(kW·h)。【结论】综合技术经济评价表明，方案A与方案C分别是解决高、低压回热系统疏水不畅问题时，兼顾机组运行稳定性与全生命周期经济性的最优构型。

［关 键 词］深度调峰；回热系统；疏水不畅；㶲分析；热经济性

［引用本文格式］（本段作者勿动）作者姓名. 中文标题[J]. 热力发电, 年, 卷(期): 起始页码-终止页码. 作者姓名. 英文标题[J]. Thermal Power Generation, 年, 卷(期): 起始页码-终止页码.

Research on energy consumption characteristics and optimal energy saving of regenerative system in deep peak-shaving operation for coal-fired power units

Du Zeyu[1], Liu Yuen[2], Xu Pengjiang[2], Liu Ming[1], Yan Junjie[1]
(1. State Key Laboratory of Multiphase Flow in Power Engineering, Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049, China;
2. Xi'an Thermal Power Research Institute Co., Ltd., Xi'an 710054, China)

Abstract: [Objective] Under the ambitious dual-carbon goals, the new generation of coal-fired power units is undergoing a critical transition towards functioning as fundamental guarantee and system regulation power sources. Consequently, these units are required to frequently operate at ultra-low loads (e.g., 20%–30% power load ratio conditions) for extended periods to provide deep peak-shaving services. Such severe deviation from the design conditions inevitably leads to operational bottlenecks. It is highly urgent to clarify the energy consumption characteristics under low-load conditions and achieve optimized energy savings. [Methods] Taking a typical 660 MW supercritical coal-fired power unit as the targeted research object, a comprehensive system off-design analysis model was established to simulate the thermal performance across the entire load spectrum. Through this rigorous mathematical model, the decay laws of the extraction steam pressure differential were quantitatively obtained, revealing the underlying thermodynamic mechanism of drainage blockage induced by the insufficient driving force. Furthermore, based on the principle of energy cascade utilization, three targeted drainage retrofit configurations were proposed and systematically evaluated: Scheme A (rerouting the drains of the high-pressure heaters directly to the deaerator); Scheme B (rerouting the drains of the low-pressure heaters to the condenser); and Scheme C (installing variable-frequency low-pressure drain pumps). A comprehensive techno-economic evaluation model was also formulated to assess the life-cycle viability. [Results] The comparative simulation results effectively demonstrate the varying thermodynamic benefits of the proposed configurations. For the high-pressure regenerative system, Scheme A effectively rebuilds the necessary drainage driving pressure differential, guaranteeing the stable

收 稿 日 期：2026-04-16 修 回 日 期：2026-05-08 接 受 日 期：2026-05-18 网络首发日期：XXXX-XX-XX
基 金 项 目：国家重点研发计划项目（2023YFB4102300）
Supported by：National Key Research and Development Program (2023YFB4102300)
第一作者简介：杜泽宇（1998），男，博士生，主要研究方向为超低负荷运行节能及系统经济性分析等，dzy120088942@stu.xjtu.edu.cn。
通信作者简介：刘明（1985），男，博士，教授，主要研究方向为热力系统节能与优化，ming.liu@mail.xjtu.edu.cn。

directional flow of the drains. More importantly, it successfully recovers the high-grade thermal energy, subsequently reducing the net coal consumption rate by a substantial 3.10 g/(kW·h) under the extreme 20% THA (Turbine Heat Acceptance) condition. Regarding the low-pressure regenerative system, although Scheme C introduces a minor amount of mechanical pump work consumption, the exergy analysis reveals that it fundamentally eliminates a significant portion of the irreversible mixing exergy loss at the cold end. Consequently, compared to the conventional bypass method in Scheme B, Scheme C can further decrease the net coal consumption rate by an additional 0.20 g/(kW·h). [Conclusion] Comprehensive techno-economic evaluation indicates that the initial investment and operational costs of the active pumping strategy are well justified by the long-term fuel savings. It is concluded that Scheme A and Scheme C serve as the optimal retrofit configurations for resolving the drainage blockage problems in the high-pressure and low-pressure regenerative systems, respectively. These optimized solutions excellently balance the unit's operational stability with life-cycle thermal economy.
Key words: deep peak regulation; regenerative system; drainage blockage; exergy analysis; thermal economy

为实现“双碳”目标，我国正在加快构建以新能源为主体的新型电力系统[1-3]。燃煤发电机组正逐步由主体性电源向基础保障性和系统调节性电源转型[4]。《新一代煤电升级专项行动实施方案(2025～2027 年)》明确我国将发展“新一代煤电”，深度调峰是“新一代煤电”典型特征，新一代的燃煤发电机组将长时间处于 20%~30%负荷率的超低负荷区间运行[5, 6]。然而，在超低负荷工况下，热力系统关键参数严重偏离设计值，影响机组的运行安全与热经济性[7, 8]。因此，如何提升燃煤发电机组的运行灵活性并实现灵活运行模式下的深度节能成为行业研究热点。

针对燃煤发电机组的灵活性提升，国内外学者围绕拓宽调峰边界、改善动态响应及运行优化等方面开展了大量深入研究[9, 10]。王庆华等[9]阐述了通过锅炉燃烧侧与汽轮机通流部分协同改造实现机组最低出力下探的技术路径。严新荣等[11]系统分析了宽负荷运行下锅炉侧水动力安全性与燃烧稳定性的边界条件，对下探调峰深度极限做了深入研究。变负荷速率是深度调峰运行过程中的关键指标，侯国莲等[12]提出了一种适应全工况灵活性运行的快速变负荷协同控制策略，有效改善了机组的动态响应速度。符悦等[13]量化评估了机组在频繁调峰过程中的瞬态性能演变规律。王珠等[14]提出一种基于高压抽汽节流辅助的协调控制优化方法，以实现机组的高效调节。随着深调运行常态化，其能耗表现也更受到人们重视。严俊杰等[15]总结了面向新型电力系统的燃煤发电系统节能理论，指出能量梯级利用是减小深调能耗损失的核心。张可臻等[16]研究了凝结水节流过程中的能级转换特性，指出更大的节流深度能提升机组的瞬态负荷响应速率，但同时加剧了回热系统的传热与混合不可逆损失，研究指出动态响应灵活度与瞬态附加㶲损的矛盾关系。然而，现有研究多聚焦于热力系统调控与控制策略优化，较少关注机组回热系统因频繁深调引发的疏水不畅问题。

回热是提升朗肯循环效率有效手段，但在低负荷工况下，回热系统运行偏离设计工况，影响燃煤发电机组的低负荷性能[17]。雷浩等[18]与董益华等[19]研究分析了超低负荷下疏水压差不足，导致出现疏水受阻及加热器水位异常升高的问题。持续的疏水不畅不仅易引起管系振动，严重时还可能导致汽轮机进水等恶性事故[20]。谷巍等[21]与陈晨等[22]分别研究了高、低压加热器在深调工况下的水位变化，提出疏水优化逻辑与管路改造等解决方案。工程实际中，为控制加热器水位，常被迫开启事故疏水阀将疏水直接排入凝汽器，导致冷端损失大幅增加。综上，燃煤发电机组的超低负荷回热系统的水问题制约其宽负荷安全高效运行。

为此，本文以某典型超临界燃煤机组为研究对象，建立了变工况性能数学模型，研究了超低负荷工况下回热抽汽压差的衰减规律，针对高、低压回热系统，分别提出了疏水改排除氧器、疏水改排凝汽器及加装低压疏水泵三种改造构型。采用㶲分析方法研究不可逆损失规律，并建立技术经济性评价模型对各方案的综合收益进行了量化评估。本文研究结果可为燃煤发电机组回热系统疏水改造提供依据。

1 热力系统变工况计算模型

1.1 回热系统概况

本文以某 660 MW 超临界燃煤机组为研究对象，其回热系统采用“四高、一除、四低”构型，如图 1 所示，高、低压回热系统的均采用疏水逐级自流方式：高加疏水逐级排至除氧器，低加疏水逐级排入凝汽器。系统中各级回热加热器均内置疏水冷却段，回热加热器下端差设计值为 5.6 ℃。

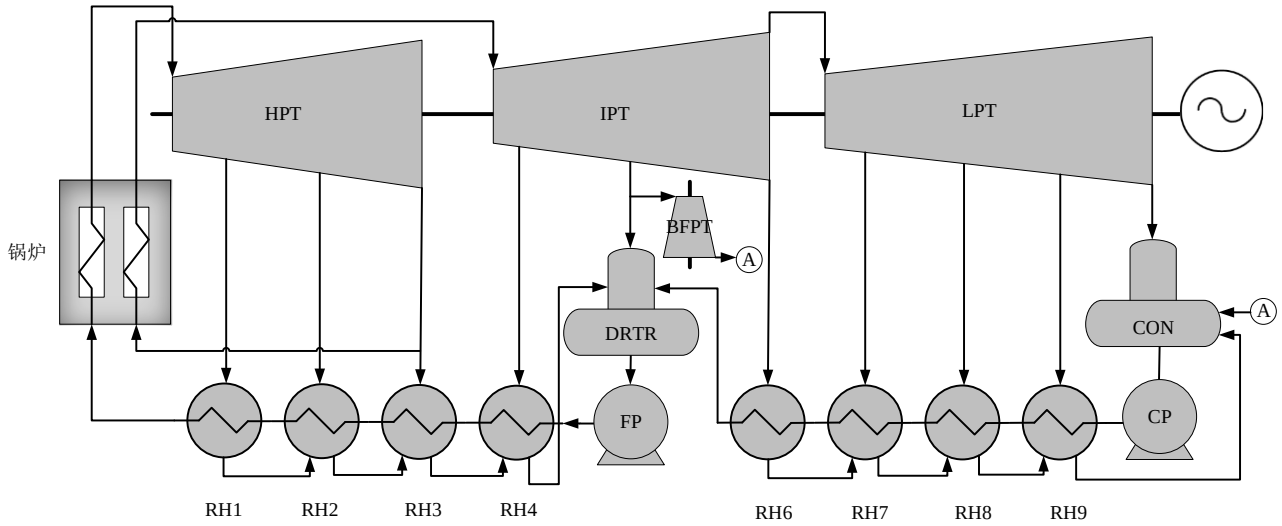


图 1 超临界 660 MW 燃煤发电机组热力系统示意
Fig.1 Schematic diagram of the thermal system of a 660 MW supercritical coal-fired power unit

1.2 变工况模型

为描述燃煤发电机组深度调峰工况汽轮机各级蒸汽流量与抽汽参数的变化，本文采用弗留格尔公式[23]计算变工况通流流量与进口压力的关系：

$$\frac{m_1}{m}=\sqrt{\frac{p_{\text{in},1}^2-p_{\text{out},1}^2}{p_{\text{in}}^2-p_{\text{out}}^2}}\sqrt{\frac{T_{\text{in}}}{T_{\text{in},1}}} \tag{1}$$

式中：m 为流经一级组的蒸汽流量，t/h；p 为该级组入口和出口的蒸汽压力，MPa；下标 in 和 out 分别代表该级组的入口和出口；带下标 1 和不带下标 1 的量分别代表电厂的设计工况和变工况。

回热加热器计算模型如图 2 所示，其中虚线框表示增设疏水泵后的分析模型。

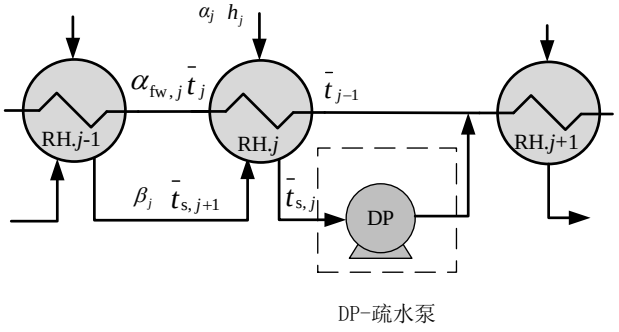


图 2 回热加热器计算模型
Fig.2 Model of the regenerative heater

第 j 级回热加热器（后文中用 RH.j 表示）的抽汽份额与热平衡关系为：

$$\begin{cases}\tau_j=\bar{t}_j-\bar{t}_{j-1}\\ q_j=h_j-\bar{t}_{\text{s},j}\\ \gamma_j=\bar{t}_{\text{s},j+1}-\bar{t}_{\text{s},j}\end{cases} \tag{2}$$

$$\alpha_j=\frac{\alpha_{\text{fw},j}\tau_j-\beta_j\gamma_j}{q_j} \tag{3}$$

式中：α_j、$\alpha_{\text{fw},j}$、β_j 分别表示 RH.j 的抽汽流量份额、给水流量份额和疏水流量份额分别占主蒸汽流量的比例；τ_j、γ_j、q_j 分别表示 RH.j 的给水焓变、疏水焓变和抽汽焓变，kJ/kg；t、h 分别表示水和蒸汽的比焓，kJ/kg。

采用疏水泵是提升疏水排放能力的有效手段，本文构建了增设疏水泵的分析模型，如图 2 中虚线框所示。在 RH.j 安装疏水泵后，疏水经加压后直接泵入本级或上级主给水管路。疏水泵耗功 P_{DP} 推导公式如下：

$$P_{\text{DP}}=\frac{P_{\text{e,DP}}}{\eta_{\text{p}}}=\frac{\Delta p\times Q_{\text{DP}}}{\eta_{\text{p}}} \tag{4}$$

式中：P_{DP} 是疏水泵耗功，MW；$P_{\text{e,DP}}$ 是泵的功率，MW；p 是管道中的压力，MPa；Q_{DP} 是管道中的体积流量，m^3/s；η_{p} 是疏水泵泵效率。

所建计算模型在进行非额定负荷工况运行模拟计算时，根据机组实际运行数据和试验报告对汽轮机内效率、锅炉热效率、厂用电率与流量变化的关系进行拟合修正，以保证全负荷区间的模拟计算准确度。

1.3 评价指标

建立了能效分析指标和㶲分析指标。

1.3.1 能效分析指标

选取机组热效率与标准煤耗率作为核心评价指标。

机组发电热效率 η_{gross} 为汽轮机发电机组绝对电功率与输入锅炉的总燃料热量之比：

$$\eta_{\text{gross}}=\frac{P_{\text{e}}}{Q_{\text{b}}} \tag{5}$$

式中：P_{e} 是电厂的出力，MW；Q_{b} 是锅炉中燃煤的能量输入，MW。

供电热效率 η_{net} 能反映电厂向外网输送有效电能的做功能力：

$$\eta_{\text{net}}=\eta_{\text{gross}}\left(1-\zeta_{\text{ap}}\right) \tag{6}$$

式中：ζ_{ap} 是厂用电率（辅机功率与之比）。

发电标准煤耗率 b_{gross} 和供电标准煤耗率 b_{net} 如下：（标准煤低位发热量为 29 270 kJ/kg）

$$b_{\text{gross}}=\frac{123}{\eta_{\text{gross}}} \tag{7}$$

$$b_{\text{net}}=\frac{123}{\eta_{\text{gross}}\left(1-\zeta_{\text{ap}}\right)}=\frac{b_{\text{gross}}}{1-\zeta_{\text{ap}}} \tag{8}$$

式中：b_{gross} 和 b_{net} 分别是发电标准煤耗率和供电标准煤耗率，g·(kW·h)$^{-1}$。

1.3.2 㶲分析指标

引入㶲分析方法从能质角度分析疏水改造方案的节能机理，对系统关键点的不可逆损失进行计算。任意状态下流体的比㶲e 为：

$$e=\left(h-h_0\right)-T_0\left(s-s_0\right) \tag{9}$$

式中：e 是任意状态下流体的比㶲，kJ/kg；h 为流体在给定状态下的比焓，kJ/kg；s 为流体在给定状态下的比熵，kJ/(kg·K)；h_0 和 s_0 分别为环境基准状态下的比焓和比熵；T_0 为环境热力学温度，K。

在回热系统中，㶲损主要源于流体克服管阀阻力以及流体混合时的不可逆损失。

疏水在克服管道沿程阻力或流经调节阀门时的节流㶲损 $E_{\text{d,valve}}$ 为：

$$E_{\text{d, valve}}=\frac{m_{\text{drain}}T_0\left(s_{\text{out}}-s_{\text{in}}\right)}{3.6\times10^6} \tag{10}$$

式中：$E_{\text{d,valve}}$ 是节流㶲损，MW；m_{drain} 为疏水质量流量，t/h。

高能级疏水由旁路引至凝汽器或除氧器的混合㶲损 $E_{\text{d,mix}}$ 为：

$$E_{\text{d, mix}}=\frac{\sum\left(m_{\text{in}}e_{\text{in}}\right)-\sum\left(m_{\text{out}}e_{\text{out}}\right)}{3.6\times10^6} \tag{11}$$

式中：$E_{\text{d,mix}}$ 是混合㶲损，MW。

回热器安装疏水泵的做功㶲损 $E_{\text{d,pump}}$ 为：

$$E_{\text{d, pump}}=P_{\text{pump}}-\frac{m_{\text{drain}}\left(e_{\text{out}}-e_{\text{in}}\right)}{3.6\times10^6} \tag{12}$$

式中：$E_{\text{d,pump}}$ 是疏水泵的做功㶲损，MW；P_{pump} 为疏水泵的实际消耗功率，MW。

1.4 模型准确性与可靠性验证

采用 100%THA，50%THA 和 20%THA 工况下的热平衡图数据验证变工况数学模型的计算精度，如表 1 所示。机组关键参数在 100%、50%与 30%负荷率工况下的平均相对误差分别为 0.45%、0.72%与 0.63%。

表 1 燃煤发电系统变工况模型验证

Tab.1 Validation of the off-design model for the coal-fired power system

关键参数	100%负荷率			50%负荷率			30%负荷率		
	计算值	设计值	相对误差/%	计算值	设计值	相对误差/%	计算值	设计值	相对误差/%
发电效率/%	43.14	43.47	0.75	40.58	41.26	1.64	36.79	37.12	0.90
给水温度/℃	301.2	305.3	1.33	272.3	276.0	1.36	244.0	247.3	1.34
给水流量/(t·h^{-1})	1 895.46	1 887.07	0.44	929.14	920.00	0.99	559.40	553.12	1.14
RH1 抽汽压力/MPa	11.514	11.463	0.44	5.659	5.672	0.23	3.313	3.323	0.29
RH2 抽汽压力/MPa	8.796	8.759	0.42	4.378	4.381	0.06	2.623	2.630	0.27
RH3 抽汽压力/MPa	5.916	5.892	0.41	2.966	2.957	0.32	1.844	1.844	0.01
RH4 抽汽压力/MPa	2.609	2.597	0.45	1.325	1.329	0.34	0.828	0.836	0.97
除氧器抽汽压力/MPa	1.199	1.196	0.26	0.646	0.643	0.52	0.399	0.395	0.93
RH6 抽汽压力/MPa	0.591	0.590	0.25	0.319	0.321	0.60	0.199	0.198	0.35
RH7 抽汽压力/MPa	0.371	0.370	0.23	0.205	0.203	1.18	0.127	0.126	0.73

RH8 抽汽压力/MPa	0.118	0.118	0.21	0.063	0.064	0.79	0.041	0.041	0.01
RH9 抽汽压力/MPa	0.047	0.047	0.18	0.026	0.026	0.63	0.017	0.017	0.66
平均误差/%	-	-	0.45	-	-	0.72			0.63

为保证小于 30%负荷率工况时模拟的准确性，模型结合机组实际深调运行的历史数据，对锅炉热效率、汽轮机各缸内效率变化曲线及厂用电率等参数进行了超低负荷下的曲线拟合修正，保证了模型在全负荷区间的可靠性。

此外，本文后续开展的疏水改造方案的能效评估采用同样工况下的相对增量计算方法。在改造前、后的对比中，由轴封渗漏、阀门渗漏、部分旁路影响等因素所带来的系统性偏差会被抵消，消除模型误差对能效相对变化量反映改造方案经济效益相关性的影响。

2 超低负荷疏水不畅与运行风险分析

2.1 回热系统的压差衰减规律

回热器疏水逐级自流时，随着机组负荷率的降低，汽轮机各级抽汽压力和疏水压差有不同程度的降低，易引发疏水不畅问题。

高压回热加热器疏水压差变化如图 3 所示。除氧器通常采用高位布置，RH4 至除氧器的疏水管路需克服静位阻力；在低负荷运行时，除氧器压力降低，当除氧水罐中汽水饱和点下降比除氧水罐蓄热下降速度慢时，除氧水罐中的水汽状态波动，进一步削弱 RH4 的疏水压差。此外，由于疏水堵塞效应，也会引发 RH3 与 RH2 的疏水不畅问题。机组负荷下降至 120 MW（18%负荷率）时除氧器切换备用汽源。

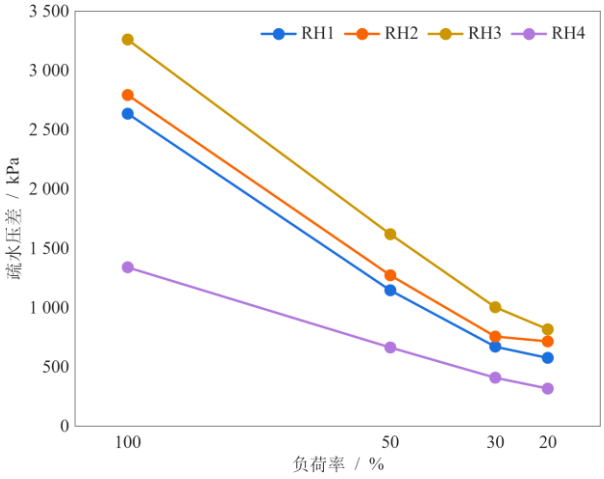


图 3 高压回热加热器疏水压差
Fig.3 Drain pressure differentials of high-pressure regenerative heaters

低压加热器的设计抽汽压力相较高加更低，更易因低负荷运行产生疏水不畅问题，还有 RH9 疏水压力降至饱和临界值而引发疏水汽化问题。如图 4 所示，在 20%负荷率工况下，低压系统各级疏水压差不到 100%负荷率工况下的约 30%。

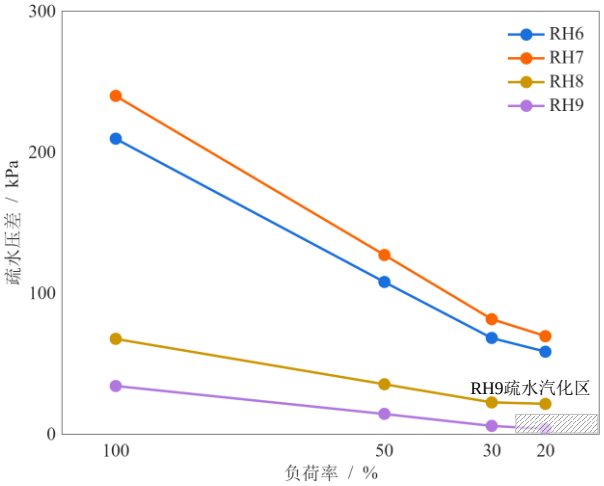


图 4 低压加热器疏水压差
Fig.4 Drain pressure differentials of low-pressure heaters

2.2 疏水不畅的空间布置原因

低压回热器部分物理空间布置受限问题也会增大疏水流阻。图 5 所示回热系统末两级低加结构中，RH8 与 RH9 采用一个共用壳体，受限于 U 型连接管网的布置形式，更易引发疏水不畅问题。

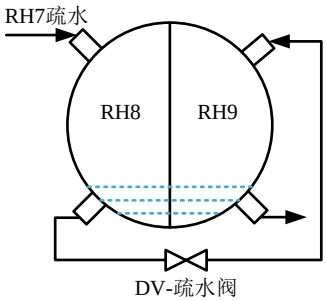


图 5 RH8 与 RH9 共壳体构型
Fig.5 Co-shell configuration of RH8 and RH9

2.3 疏水不畅的运行风险

在安全性方面，持续的疏水流动受阻会导致加热器内部水位升高，严重时导致疏水倒灌恶性事故。同时，疏水通道内不稳定的流体震荡情况会对疏水管道阀门、真空系统寿命产生影响。

在能效损失方面，图 6 展示了不同负荷工况下，易发生疏水不畅问题的加热器位置所引发的机组

供电煤耗相对增加量。计算基准为同负荷下未产生疏水不畅问题，回热器疏水逐级自流时的机组供电煤耗率。其故障工况的计算边界条件设定为：某级加热器发生疏水不畅时，将该级高能疏水通过危急旁路直接排入凝汽器。基于此计算条件，当 RH2、RH3 发生疏水不畅时，由于疏水原始能级较高，煤耗损失较大。由于低负荷时 RH9 疏水汽化切除，在 20%负荷率时 RH8 疏水不畅排凝汽器的相对煤耗变化量为 0。

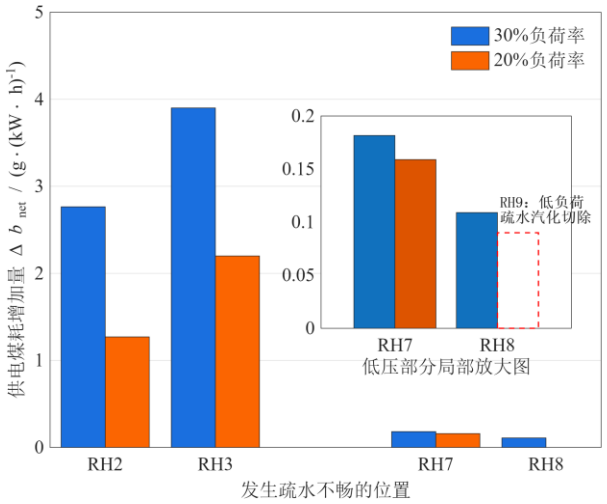


图 6 加热器疏水不畅带来的煤耗损失

Fig.6 Increase in net coal consumption rate caused by heater drainage blockage

综上而言，有必要针对回热系统低负荷运行时的疏水不畅问题，进行重构疏水压差的改造构型研究。

3 疏水系统改造方案设计与热经济性评估

本节提出三种改造构型，并基于构建的热力学与㶲分析模型，对其的能效变化特征进行定量评估与机理分析。

3.1 高压加热器改造方案 A 及能效评估

高压回热系统疏水热力参数较高，不适合采用加装疏水泵的方案。提出将 RH2 和 RH3 的高压疏水通过固定旁路直接连接至除氧器的改造方案 A，钩形图如图 7 所示。

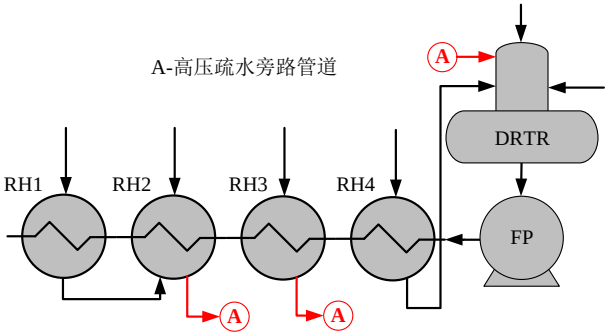


图 7 高压加热器改造构型 A

Fig.7 Retrofit configuration A for high-pressure heaters

采用方案 A 后，RH2 和 RH3 的疏水压差变化如图 8 所示，疏水自流驱动力在各负荷下均能得到显著提升，保障了疏水的稳定定向流动。

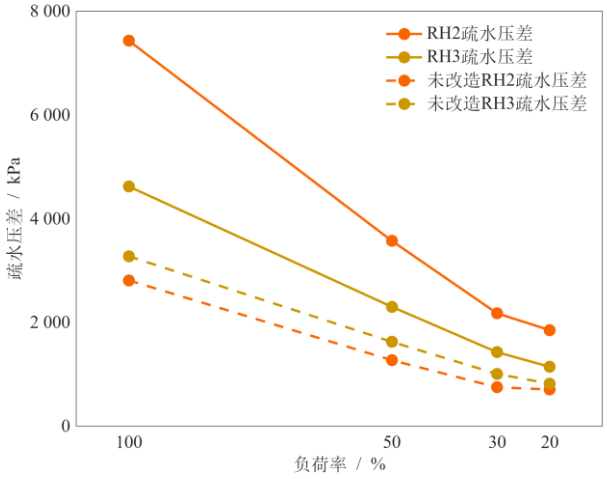


图 8 改造方案 A 的疏水压差变化

Fig.8 Drain pressure differential variation of retrofit scheme A

3.1.1 改造方案 A 能效评估

当 RH2 和 RH3 发生疏水不畅时将高能疏水通过危急旁路排入凝汽器会造成热量浪费。采用方案 A 后能明显挽回很大一部分能耗损失。改造方案 A 的供电煤耗节省量如图 9 所示，计算结果表明，当 RH2 和 RH3 疏水同时通过旁路引至除氧器时，相较于疏水直排凝汽器的故障工况，机组在 30%和 20%负荷率下的供电煤耗分别降低了 5.54 g·(kW·h)$^{-1}$ 和 3.1 g·(kW·h)$^{-1}$。

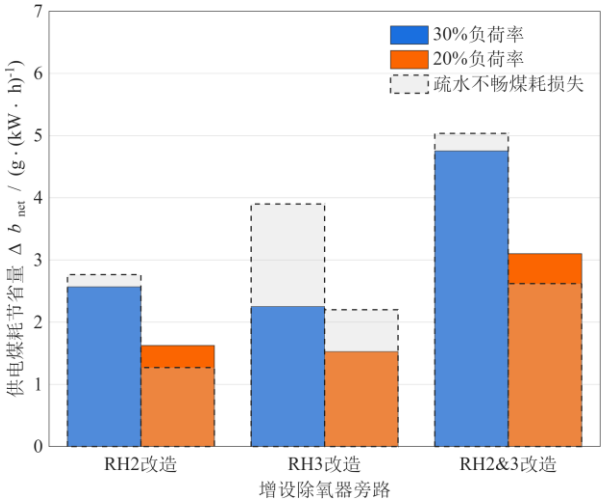


图 9 改造方案 A 的供电煤耗节省量

Fig.9 Reduction in net coal consumption rate of retrofit scheme A

3.1.2 基于第二定律的节能机理分析

如表 2 所示，本节通过对凝汽器、除氧器混合㶲损的计算，从能质角度解释了方案 A 的节能优越性。当高压疏水不畅并排入凝汽器时，高温疏水与低温凝结水的掺混会产生极大的混合㶲损。方案 A 将疏水引至能质水平更高的除氧器，虽然使除氧器处的混合㶲损略有增加，但大幅减小了凝汽器侧的混合㶲损。综合评估显示，采用方案 A 后，在 30%和 20%负荷下，总混合㶲损分别降低了 2.59 MW 和 1.43 MW。

表 2 RH2 和 RH3 采用构型 A 后混合㶲损的降低值

Tab.2 Reduction of mixing exergy loss after adopting configuration A for RH2 and RH3

		负荷率	
		30%	20%
凝汽器混合㶲损	疏水不畅	25.60	28.33
	构型 A	22.90	26.87
	降低值	2.70	1.46
除氧器混合㶲损	逐级自流	0.75	0.77
	构型 A	0.85	0.81
	增加值	0.10	0.03
构型 A 总混合㶲损降低值		2.59	1.43

3.2 低压加热器改造方案 B 和方案 C 及能效评估

低负荷运行时 RH9 疏水汽化切除。针对 RH7 和 RH8 的疏水不畅问题，设计两种改造方案。

方案 B：将原系统中 RH7 和 RH8 的疏水管路通过固定旁路引至凝汽器热水井，降低疏水驱动压差，构型图如图 10 所示。

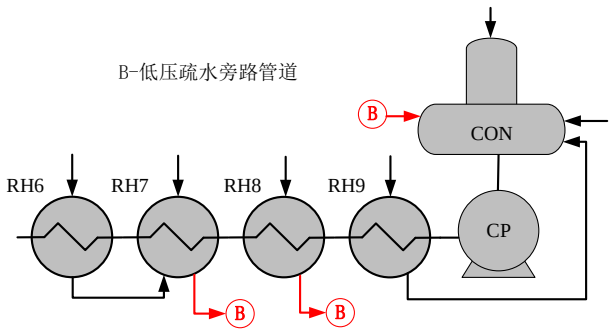


图 10 低压加热器改造构型 B

Fig.10 Retrofit configuration B for low-pressure heaters

采用方案 B 后，RH7 和 RH8 的疏水压差变化如图 11 所示。疏水压差均有所提升，保障了疏水的稳定定向流动。

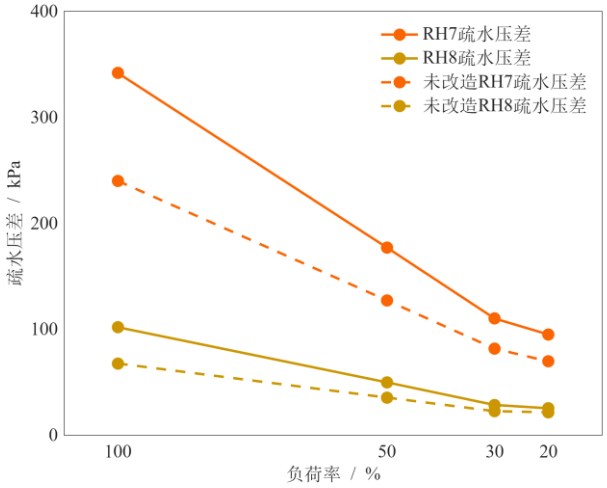


图 11 改造方案 B 的疏水压差变化

Fig.11 Variation of drain pressure differentials of retrofit scheme B

方案 C：在 RH7 和 RH8 的疏水出口管路中增设变频疏水泵，将疏水加压泵入主给水管道中，如图 12 所示，利用水泵的机械做功提供充足的疏水驱动力。

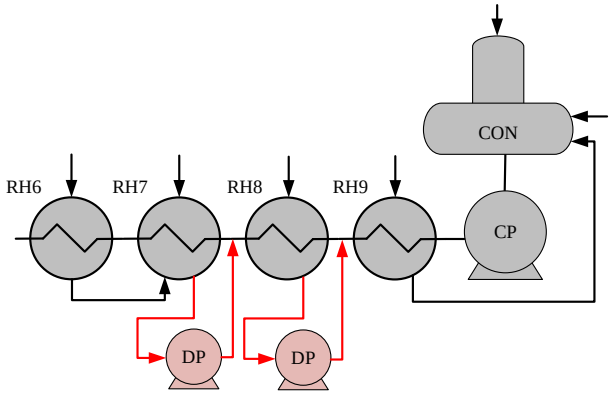


图 12 低压加热器改造构型 C

Fig.12 Retrofit configuration C for low-pressure heaters

3.2.1 高压加热器改造方案 B 和方案 C 能效评估

对于低加系统疏水不畅问题，方案 B 思路与方案 A 相同，但由于通过固定改造旁路排入的容器是凝汽器，对系统造成的热经济性损失与危急疏水排入凝汽器的情况相近。改造方案热力计算结果显示方案 B 下的机组供电煤耗与危急疏水情况相同。

方案C则是通过疏水泵将疏水混入主给水管路来实现了热量的回收，在考虑厂用电率增加的供电煤耗计算中，方案 C 在各负荷率下仍能有效提升机组的热经济性。该方案的供电煤耗节省量如图 13 所示。在 RH7 和 RH8 同时启用疏水泵旁路时，在 30%和 20%负荷率下供电煤耗分别降低 0.29 g/(kW·h)和 0.20 g/(kW·h)。

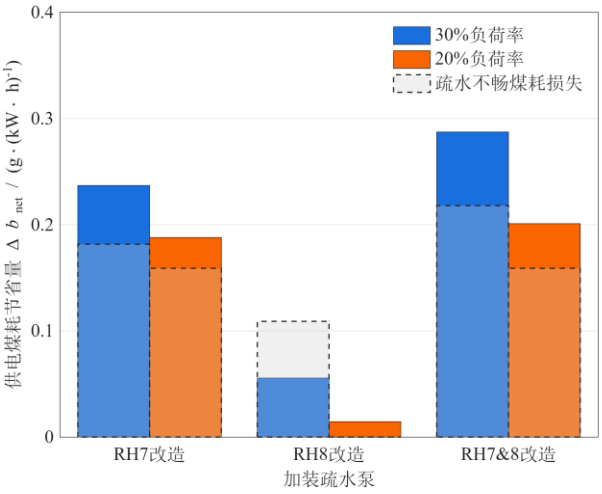


图 13 改造方案 C 的供电煤耗

Fig.13 Reduction in net coal consumption rate of retrofit scheme C

不同改造构型的热经济性对比见表 3。

表 3 不同改造构型热经济性对比

Tab.3 Thermo-economic comparison of different retrofit configurations

设备	构型	负荷率			
		30%		20%	
		煤耗 b_{net}/(g·(kW·h)$^{-1}$)	降低值	煤耗 b_{net}/(g·(kW·h)$^{-1}$)	降低值
高压加热器	原构型	381.61	-	511.54	-
	A	376.86	4.75	508.44	3.10
低压加热器	原构型	376.80	-	509.08	-
	B	376.80	-	509.08	-
	C	376.51	0.29	508.88	0.20

3.2.2 基于第二定律的节能机理揭示

方案 B 和方案 C 的㶲损变化对比如表 4 所示。从能质角度来看，方案C通过投入少量的机械做功，降低了凝汽器处的混合㶲损，方案 C 相较方案 B 在30%和 20%负荷率下总㶲损分别降低 0.079 MW 和 0.038MW。

表 4 构型 B 和构型 C 的㶲损变化对比

Tab.4 Comparison of exergy loss variations between configuration B and configuration C

单位：MW

项目		负荷率	
		30%	20%
构型 B	凝汽器混合㶲损	22.976	26.909
构型 C	泵功㶲耗	0.005	0.004
	混合㶲损	22.892	26.868
方案 C㶲损降低值		0.079	0.038

4 改造方案运行经济性分析

热力学分析表明方案 C 较方案 B 展现出更优的热经济性，但实际改造还需要考虑转动机械的初始投资和维护成本。本节建立运行经济性评价模型，对方案 B 和方案 C 的综合成本进行分析。

4.1 综合收益与投资回收期计算

计算需定义的影响因素有：系统初始投资 C_{in}、年运行维护成本 C_{OM} 以及因供电煤耗降低所产生的年化燃料收益 R_{coal}。方案 C 较方案 B 的相对投资回收期 Δt_{PBP} 的计算公式为：

$$\Delta t_{PBP}=\frac{\Delta C_{in}}{R_{coal}-\Delta C_{OM}} \tag{13}$$

式中：Δt_{PBP} 是相对投资回收期，单位：年；C_{in} 是系统初始投资，万元；C_{OM}、R_{coal} 分别是年运行维护成本和年化燃料收益，万元/年。

作以下设定：标准煤价取 800 元/吨，机组年调峰运行小时数 t_{AD} 为 2 000 小时。方案 B 管阀旁路改造初投资估算为 30 万元，其运行电耗与维护成本可视作零。方案 C 购置水泵、变频器及配套管件的初投资估算为 150 万元；其年运行维护成本 C_{OM} 假设为 5 万元/年。在 20%负荷率工况下，方案 C 较方案 B 降低供电煤耗 0.20 g/(kW·h)，机组额定功率为 660 MW。

通过计算可知：采用方案 C 每年可多节约标准煤约 264 吨，折合直接经济收益约 21.12 万元。年调峰运行 2 000 小时时，方案 C 较方案 B 的投资回收期约为 7.5 年。

4.2 工程实施可行性建议

机组参与深度调峰的年度时长决定不同改造方案的全生命周期效益差别。研究机组在不同年调峰运行小时数下，方案 C 相较方案 B 的相对投资回收期为：

$$\Delta t_{\mathrm{PBP}}=\frac{\Delta C_{\mathrm{in}}}{21.12\dfrac{t_{\mathrm{AD}}}{2000\mathrm{h}}-5\dfrac{t_{\mathrm{AD}}}{2000\mathrm{h}}}\approx\frac{14888}{t_{\mathrm{AD}}} \quad (14)$$

式中：t_{AD}为年调峰运行小时数，h。

相对投资回收期与年调峰运行小时数成反比。因此，对于调峰频次极低或对初期改造投入资金敏感的老旧机组，采用方案 A 与方案 B 解决疏水不畅问题更好；而对于调峰时间长的调峰主力机组，方案 C 运行更稳定，整体收益更高。

5 结论

本文针对燃煤发电机组在超低负荷下频发的“疏水不畅”问题，通过建立全负荷变工况与能耗分析模型，从热力学机理与技术经济性维度对不同疏水改造构型进行了量化评估，得出以下主要结论：

1）低负荷疏水压差不足是诱发疏水不畅的主要原因。随着机组负荷降至 20%负荷率工况，汽轮机各级抽汽压力降低诱发疏水汽化、流动受阻及加热器水位异常升高。

2）高加疏水改排除氧器的方案 A 可有效遏制高压系统能效恶化。对于高压回热系统，方案 A 利用除氧器重建高加疏水压差，降低了疏水向除氧器混合导致的混合㶲损。在 20%负荷率工况下，方案 A 可使机组供电煤耗降低 3.10 g/(kW·h)。

3）对于低压回热系统,相比于方案 B,加装疏水泵的方案 C 引入了少量泵机械耗功，但实现了热能的有效利用。在 20%负荷率工况下，方案 C 较方案 B 可降低供电煤耗 0.20 g/(kW·h)。

4）方案 C 是解决低压回热加热器系统疏水不畅问题时兼顾运行稳定性与全生命周期经济性的更优解。综合技术经济评价表明，在年深度调峰时间为 2000 小时时其投资回收期约为 7.5 年。且机组年深度调峰时间越长，方案 C 相较方案 B 成本回收时长越短。

［参 考 文 献］

［1］ 苟伟, 张勋奎. “双碳”目标下支撑新一代煤电发展的关键技术[J]. 分布式能源, 2025, 10(5): 1.
Gou W, Zhang X K. Key technologies supporting the development of new generation coal power under the "dual carbon" goal[J]. Distributed Energy, 2025, 10(5): 1.

［2］ 王强, 党牛, 蒋子龙, 等. 碳中和背景下能源转型研究综述与展望[J]. 地理学报, 2025, 80(3): 586.
Wang Q, Dang N Jiang Z L, et al. Review and prospect of energy transition research under the background of carbon neutrality[J]. Acta Geographica Sinica, 2025, 80(3): 586.

［3］ 马达夫, 马元礼, 林晓真, 等. 新一代煤电背景下机组最小出力与煤耗的分析研究[J/OL]. 动力工程学报, 2025-12-29. https://link.cnki.net/urlid/31.2041.TK.20251229.1511.002.
Ma D F, Ma Y L, Lin X Z, et al. Analysis of minimum output and coal consumption of units under the background of new generation coal power[J/OL]. Journal of Chinese Society of Power Engineering, 2025-12-29. https://link.cnki.net/urlid/31.2041.TK.20251229.1511.002.

［4］ 国家能源局有关负责同志就《新一代煤电升级专项行动实施方案(2025～2027 年)》答记者问[N]. 中国电力报, 2025-04-16.
Responsible comrades of the National Energy Administration answer reporters’ questions on the I*mplementation Plan for the Special Action of New Generation Coal Power Upgrade (2025-2027)*[N]. China Electric Power News, 2025-04-16.

［5］ 张国柱, 张钧泰, 马国锋, 等. 基于吸收式热泵解耦的燃煤热电联产机组辅助新能源消纳深度调峰特性研究[J]. 动力工程学报, 2025, 45(11): 1955.
Zhang G Z, Zhang J T, Ma G F, et al. Study on deep peak shaving characteristics of coal-fired cogeneration units assisting new energy consumption based on absorption heat pump decoupling[J]. Journal of Chinese Society of Power Engineering, 2025, 45(11): 1955.

［6］ 张祝, 陈国庆, 周小明, 等. 670 MW 燃煤机组耦合熔盐储能系统方案设计及性能分析[J]. 热力发电, 2024, 53(3): 89.
Zhang Z, Chen G Q, Zhou X M, et al. Scheme design and performance analysis of 670 MW coal-fired unit coupled with molten salt energy storage system[J]. *Thermal Power Generation*, 2024, 53(3): 89.

［7］ 李敏杰. 350MW 超临界燃煤机组灵活性改造技术及性能分析[D]. 北京: 华北电力大学, 2025: 18.
Li M J. Flexibility retrofit technology and performance analysis of 350MW supercritical coal-fired unit[D]. Beijing: North China Electric Power University, 2025: 18.

［8］ 王登亮, 袁志文, 景浩, 等. 不同材料的水冷壁瞬态壁温特性及对变负荷速率的影响[J/OL]. 中国电机工程学报, 2025-12-26. https://doi.org/10.13334/j.0258-8013.pcsee.250665.
Wang D L, Yuan Z W, Jing H, et al. Transient wall temperature characteristics of water wall with different materials and its effect on load changing rate[J/OL]. Proceedings of the CSEE, 2025-12-26. https://doi.org/10.13334/j.0258-8013.pcsee.250665.

［9］ 王庆华, 刘吉臻, 樊欢豹, 等. 支撑我国能源转型的灵活燃煤发电新技术: 锅炉系统及汽轮发电机系统[J]. 中国电机工程学报, 2024, 44(18): 7136.
Wang Q H, Liu J Z, Fan H B, et al. Novel technologies of flexible coal-fired power generation to support China energy transition: boiler system and turbine generator system[J]. *Proceedings of the CSEE*, 2024, 44(18): 7136.

［10］ 刘吉臻, 王庆华, 张效宁, 等. 支撑我国能源转型的灵活燃煤发电新技术: 燃煤耦合储能系统及智能控制系统[J]. 中国电机工程学报, 2024, 44(17): 6855.
Liu J Z, Wang Q H, Zhang X N, et al. Novel technologies of flexible coal-fired power generation to support China energy transition: coal-fired coupled energy storage system and smart control system[J]. Proceedings of the CSEE, 2024, 44(17): 6855.

［11］ 严新荣, 高翔, 于鹏峰, 等. 燃煤发电机组灵活运行安全性挑战与对策研究[J]. 中国电机工程学报, 2025, 45(11): 4318.
Yan X R, Gao X, Yu P F, et al. Research on safety challenges and countermeasures of flexible operation for coal-fired units[J]. Proceedings of the CSEE, 2025,

45(11): 4318.

[12] 侯国莲, 黄婷, 郭志强, 等. 适应大型燃煤机组全工况灵活性运行的快速变负荷控制策略[J]. 热力发电, 2024, 53(12): 93.
Hou G L, Huang T, Guo Z Q, et al. Fast load change control strategy for flexible operation of large coal-fired units under all working conditions[J]. Thermal Power Generation, 2024, 53(12): 93.

[13] Fu Y, Wang L, Liu M, et al. Performance analysis of coal-fired power plants integrated with carbon capture system under load-cycling operation conditions[J]. Energy, 2023, 276: 127532.

[14] Wang Z, Liu M, Yan H, et al. Optimization on coordinate control strategy assisted by high-pressure extraction steam throttling to achieve flexible and efficient operation of thermal power plants[J]. Energy, 2022, 244: 122676.

[15] 严俊杰, 王珠, 刘明, 等. 面向新型电力系统的燃煤发电系统节能方法研究进展[J]. 科学通报, 2026, 71(8): 1596.
Yan J J, Wang Z, Liu M, et al. Research progress on energy-saving methods of coal-fired power generation systems for new power systems[J]. Chinese Science Bulletin, 2026, 71(8): 1596.

[16] Zhang K, Zhao Y, Liu M, et al. Flexibility enhancement versus thermal efficiency of coal-fired power units during the condensate throttling processes[J]. Energy, 2021, 218: 119534.

[17] 车永强, 张彦飞, 刘玉智, 等. 调峰及低负荷运行对汽机侧设备的影响分析[J]. 山东电力技术, 2022, 49(5): 13.
Che Y Q, Zhang Y F, Liu Y Z, et al. Analysis of the impact of peak shaving and low load operation on turbine side equipment[J]. Shandong Electric Power, 2022, 49(5): 13.

[18] 雷浩, 许敏磊, 何天骄. 亚临界机组通流改造后末级低压加热器疏水不畅原因分析[C]//浙江省电力学会2023 年度优秀论文集, 2024: 7.
Lei H, Xu M L, He T J. Cause analysis of poor drainage of the last stage low pressure heater after flow passage retrofit of a subcritical unit[C]//*Proceedings of the Excellent Papers from the Zhejiang Electric Power Society in 2023*, 2024: 7.

[19] 董益华, 孙永平, 应光耀, 等. 大型火电机组低加疏水不畅问题的分析及对策[J]. 浙江电力, 2013, 32(1): 37.
Dong Y H, Sun Y P, Ying G Y, et al. Analysis and countermeasure against blocked drain in LP heater for large thermal power generating unit[J]. Zhejiang Electric Power, 2013, 32(1): 37.

[20] 谢尉扬. 汽轮机疏水系统问题分析及对策研究[J]. 汽轮机技术, 2017, 59(3): 234.
Xie W Y. Study on problems and solutions of the steam turbine drainage system[J]. Turbine Technology, 2017, 59(3): 234.

[21] 谷巍, 王宏强, 卢祥, 等. 300MW 机组 7、8 号低压加热器疏水阻滞原因分析及改造[J]. 热力发电, 2006(4): 32.
Gu W, Wang H Q, Lu X, et al. Analysis on causes of drain blockage of No.7 and No.8 low pressure heaters of 300 MW unit and its retrofit[J]. Thermal Power Generation, 2006(4): 32.

[22] 陈晨, 廖小军. 高、低压加热器疏水不畅问题浅析[J]. 电站辅机, 2022, 43(1): 15.
Chen C, Liao X J. Analysis on the problem of drainage unobstructed in high & low pressure heater[J]. Power Station Auxiliary Equipment, 2022, 43(1): 15.

[23] Liu M, Wang S, Zhao Y, et al. Heat-power decoupling technologies for coal-fired CHP plants: operation flexibility and thermodynamic performance[J]. Energy, 2019, 188: 116074.

（责任编辑 李园）