DOI: 10.19666/j.rlfd.202511033

基于汽电双驱引风机的二次再热机组低负荷汽温提升研究

何陆灿[1,2]，黄林滨[2]，陈国庆[1]，张海峰[3]，岳克伟[4]，马　凯[4]
（1. 国家能源集团科学技术研究院有限公司，低碳智能燃煤发电与超净排放全国重点实验室，江苏　南京　210023；2. 国能南京电力试验研究有限公司，江苏　南京　210023；
3. 国能常州第二发电有限公司，江苏　常州　213001；
4. 华北电力大学河北省低碳高效发电技术重点实验室，河北　保定　071003）

［摘　　要］【目的】为解决二次再热机组低负荷工况下主蒸汽与再热蒸汽温度偏低问题，提升机组宽负荷高效运行水平，实现蒸汽温度提升与机组灵活性协同优化。【方法】提出抽取部分过热蒸汽驱动引风机的汽电双驱引风机方案，并在构建的 1 000 MW 超超临界二次再热机组热力系统模型上开展仿真研究，分析不同抽汽流量对蒸汽温度的提升效果，评估对汽轮机热耗率、发电煤耗率等经济性指标的影响，采用㶲分析方法揭示主要部件的㶲损失分布及㶲效率变化规律。【结果】在 30%THA 负荷下，抽取二级过热器出口蒸汽驱动引风机，可使主蒸汽温度提升 16.8 ℃、一次、二次再热蒸汽温度分别提升 19.1、20.7 ℃，同时降低汽轮机热耗率与发电煤耗率；锅炉为机组㶲损失最大的部件，该方案可使机组整体㶲效率提升约 4.3 百分点。【结论】汽电双驱引风机方案为解决超超临界二次再热机组低负荷蒸汽欠温与灵活性不足问题提供了可行的技术路径。

［关　键　词］1 000 MW 超超临界；二次再热；汽温提升；汽电双驱引风机；㶲分析

［引用本文格式］何陆灿，黄林滨，陈国庆，等. 基于汽电双驱引风机的二次再热机组低负荷汽温提升研究[J]. 热力发电，2026, 55(8): 129.　He L C, Huang L B, Chen G Q, et al. Research on low-load steam temperature enhancement for double-reheat units based on steam-electric dual-drive induced draft fan[J]. Thermal Power Generation, 2026, 55(8): 129.

Research on low-load steam temperature enhancement for double-reheat units based on steam-electric dual-drive induced draft fan

He Lucan[1,2], Huang Linbin[2], Chen Guoqing[1], Zhang Haifeng[3], Yue Kewei[4], Ma Kai[4]
(1. State Key Laboratory of Low-carbon Smart Coal-fired Power Generation and Ultra-clean Emission, China Energy Science and Technology Research Institute Co., Ltd., Nanjing 210023, China; 2. Guoneng Nanjing Electric Power Test & Research Co., Ltd., Nanjing 210023, China;
3. China Energy Changzhou Second Power Plant Co., Ltd., Changzhou 213001, China;
4. Hebei Key Laboratory of Low Carbon and High Efficiency Power Generation Technology, North China Electric Power University, Baoding 071003, China)

Abstract: [Objective] To address the problem of insufficient main steam and reheat steam temperatures under low-load operating conditions in double-reheat units, this study aims to improve the wide-load high-efficiency operation capability of such units and achieve collaborative optimization between steam temperature enhancement and operational flexibility. [Methods] A steam-electric dual-drive induced draft fan scheme is proposed, in which a portion of superheated steam is extracted to drive the induced draft fans. Simulation studies are conducted on a constructed thermodynamic system model of a 1 000 MW ultra-supercritical double-reheat generating unit. The steam temperature improvement effects under different extraction steam flow rates are analyzed, and the impacts

收 稿 日 期：2025-11-12　修 回 日 期：2025-12-25　接 受 日 期：2026-01-05
基 金 项 目：低碳智能燃煤发电与超净排放全国重点实验室开放课题项目（D2023FK084）；国家能源集团科技创新项目（GJNY-23-68）
Supported by：Open Project Program of State Key Laboratory of Low-carbon Smart Coal-fired Power Generation and Ultra-clean Emission (D2023FK084); Technology Innovation Project of China Energy Investment Corporation (GJNY-23-68)
第一作者简介：何陆灿（1987），男，高级工程师，主要研究方向为低碳高效发电技术和电站性能锅炉优化，13393128276@163.com。
通信作者简介：马凯（1984），男，副教授，主要研究方向为低碳高效发电技术和电站性能锅炉优化，mak@ncepu.edu.cn。

on economic performance indicators including turbine heat rate and power generation coal consumption rate are evaluated. Exergy analysis is employed to reveal the distribution of exergy losses among major components and the variation patterns of exergy efficiency. [Results] At 30%THA load, extracting steam from the secondary superheater outlet to drive the induced draft fans can increase the main steam temperature by 16.8 ℃ and the first and second reheat steam temperature by 19.1 ℃ and 20.7 ℃, respectively, while simultaneously reducing the turbine heat rate and power generation coal consumption rate. The boiler is identified as the component with the largest exergy loss in the unit, and the proposed scheme can improve the overall exergy efficiency of the unit by approximately 4.3 percentage points. [Conclusion] The steam-electric dual-drive induced draft fan scheme provides a feasible technical pathway for addressing the problems of steam temperature deficiency and insufficient operational flexibility in ultra-supercritical double-reheat generating units under low-load conditions.

Key words: 1 000 MW ultra-supercritical; double-reheat; steam temperature enhancement; steam-electric dual-drive induced draft fan; exergy analysis

当前我国正处于实现双碳目标的关键阶段，为积极推进煤电转型升级，助力构建新型电力系统，火电机组不仅需要进一步提升深度调峰能力与运行灵活性，还要求具备更优的宽负荷高效性能[1]。提升传统火电机组在宽负荷范围内的运行效率、降低煤耗与排放，是其在新型电力市场中保持竞争力，有效发挥基础电源和调节电源作用的关键。发展更高参数的火电机组虽能进一步提升循环效率，但受限于耐高温先进材料技术，短期内难以实现大规模商业应用[2]。

二次中间再热技术是提升大型煤电机组经济性的有效途径。相较于一次再热机组，二次再热机组热力系统更为复杂，热惯性增大，各受热面间的热力参数关联更为紧密[3]。在深度调峰背景下，二次再热机组的运行面临诸多挑战，低负荷工况下主蒸汽和再热蒸汽温度偏低问题尤为突出。相关研究表明，某 1 000 MW 超超临界二次再热机组在 30%负荷下主、再热蒸汽温度均较设计值低 20 ℃以上[4]。蒸汽温度降低导致机组循环热效率下降，通常主蒸汽温度每降低 10 ℃，机组热效率降低约 1%；再热蒸汽温度每降低 10 ℃，机组热效率降低约 0.2%[5]。这严重削弱了二次再热技术的优势。

为了揭示二次再热机组低负荷蒸汽温度偏低的内在机理并探索有效调控策略，国内外学者开展了大量研究。在二次再热机组汽温调节方面，黄宣等[6]通过增设壁式再热器实现再热器扩容，阐明了其对二次再热锅炉蒸汽参数的提升作用；王朝阳等[7]对比研究了尾部烟气挡板和摆动燃烧器对再热汽温的调节效果，揭示了二者对机组变负荷过程能耗的影响，证实摆动燃烧器具有更优的汽温控制特性；许威等[8]系统比较了烟气挡板、烟气再循环及摆动燃烧器对再热汽温的作用效果，明确烟气挡板开度调节的敏感性最高；孙俊威等[9]探究了不同再循环烟气抽取点和再循环烟气量对汽温的影响，明确省煤器出口抽取 10%烟气量为最佳工况；李超凡等[10]采用炉膛分区段热力计算方法，分析了烟气再循环对二次再热塔式锅炉沿炉膛高度换热的影响；Zhang 等人[11]优化了烟气再循环率和给煤条件，提升了机组运行灵活性。在汽电双驱引风机方面，李展等[12]基于热力学原理，搭建了汽电双驱引风机的完整系统模型；尤默等[13]研究了汽电双驱引风机的小汽轮机发电机甩负荷情况下，采用转速单独调节更为稳定。

既有研究虽能在常规负荷工况下有效调节汽温，但低负荷区间调温能力不足。同时，低负荷下燃烧器过度上摆、烟气再循环率过高等调节手段易诱发炉膛结焦、省煤器内工质汽化等运行风险，危及机组安全稳定运行[14]。因此，亟需开展二次再热机组在低负荷下的汽温提升技术研究，保障机组在宽负荷范围内的安全高效运行。

采用汽电双驱引风机技术，高负荷时由电驱动引风机，低负荷时由锅炉侧抽取部分蒸汽驱动引风机，减少抽汽点下游受热面中的蒸汽流量，增加单位质量蒸汽吸热量，实现低负荷下主、再热蒸汽温度的提升，还可提高机组运行灵活性，降低厂用电率[15]。

本文针对二次再热机组提出通过抽取部分二级过热器出口蒸汽驱动汽电双驱引风机的方案，旨在使低负荷下主、再热汽温达到设计值，提升二次再热机组宽负荷范围内运行的经济性和灵活性。以某 1 000 MW 超超临界二次再热机组为研究对象，建立热力系统仿真模型，研究采用汽电双驱引风机后不同抽汽量对机组热力性能、经济性及安全性的影响规律，并对机组的㶲效率和㶲损失进行分析，

又重点分析了锅炉的㶲损失，为同类机组深度调峰工况下的安全经济运行提供理论依据。

1 机组建模与方案概述

1.1 机组概况

某 1 000 MW 超超临界二次再热机组，锅炉采用单炉膛塔式布置、四角切圆燃烧，主蒸汽温度通过煤水比和喷水减温来调节，再热蒸汽以烟气再循环、摆动燃烧器和烟气挡板为调节手段。汽轮机为单轴、五缸四排汽、十一级回热抽汽凝汽式汽轮机。机组的热力系统布置如图 1 所示，机组的主要设计参数如表 1 所示。

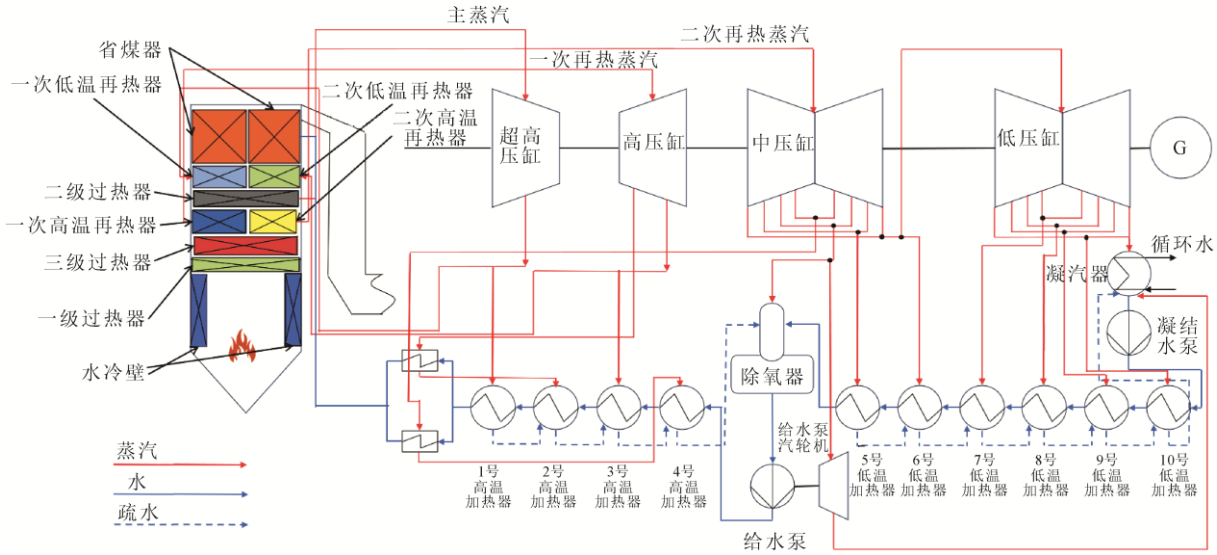


图 1 机组热力系统图和锅炉受热面布置

Fig.1 Thermal system diagram of the unit and layout of the boiler heating surfaces

表 1 机组主要设计参数

Tab.1 Main design parameters of the unit

项目	工况				
	THA	75%THA	50%THA	40%THA	30%THA
额定功率/MW	1 000	750	500	400	300
热耗率/(kJ (kW h)$^{-1}$)	6 993	7 102	7 321	7 509	7 761
过热蒸汽流量/(t h^{-1})	2 524.6	1 824.9	1 184.4	959.9	728.9
一次再热蒸汽流量/(t h^{-1})	2 238.8	1 648.5	1 089.5	880.9	679.5
二次再热蒸汽流量/(t h^{-1})	1 931.6	1 444.4	971.9	798.2	616.0
过热器出口蒸汽压力/MPa	31.35	23.18	15.34	12.09	10.25
一次再热出口蒸汽压力/MPa	10.213	7.568	5.019	4.037	3.065
二次再热出口蒸汽压力/MPa	2.983	2.218	1.468	1.238	0.882
过热器出口蒸汽温度/℃	605.0	605.0	605.0	605.0	605.0
一次再热进口蒸汽温度/℃	427.0	431.1	436.4	436.5	436.6
一次再热出口蒸汽温度/℃	623.0	623.0	623.0	605.0	593.0
二次再热进口蒸汽温度/℃	438.7	442.1	445.7	434.5	423.3
二次再热出口蒸汽温度/℃	623.0	623.0	623.0	605.0	595.0
省煤器进口水温/℃	330.0	327.8	304.5	278.2	248.8

根据机组实际运行数据，在 30%THA 负荷下，主蒸汽温度为 592 ℃，较设计值低 13 ℃，一、二次再热蒸汽温度分别为 575 ℃和 572 ℃，较设计值分别低 18 ℃和 23 ℃，从而导致锅炉效率降低。

1.2 模型及准确性验证

根据机组热平衡图，利用 Ebsilon 软件搭建热力系统仿真模型，具体如图 2 所示。

为验证模型在基准工况（100%THA 负荷）下的准确性，将十一级抽汽的抽汽流量和抽汽温度的设计值与仿真结果进行对比，结果如表 2 所示。表 2 的结果表明，抽汽量的相对误差均小于 3.78%，抽汽温度的相对误差均小于 0.14%。

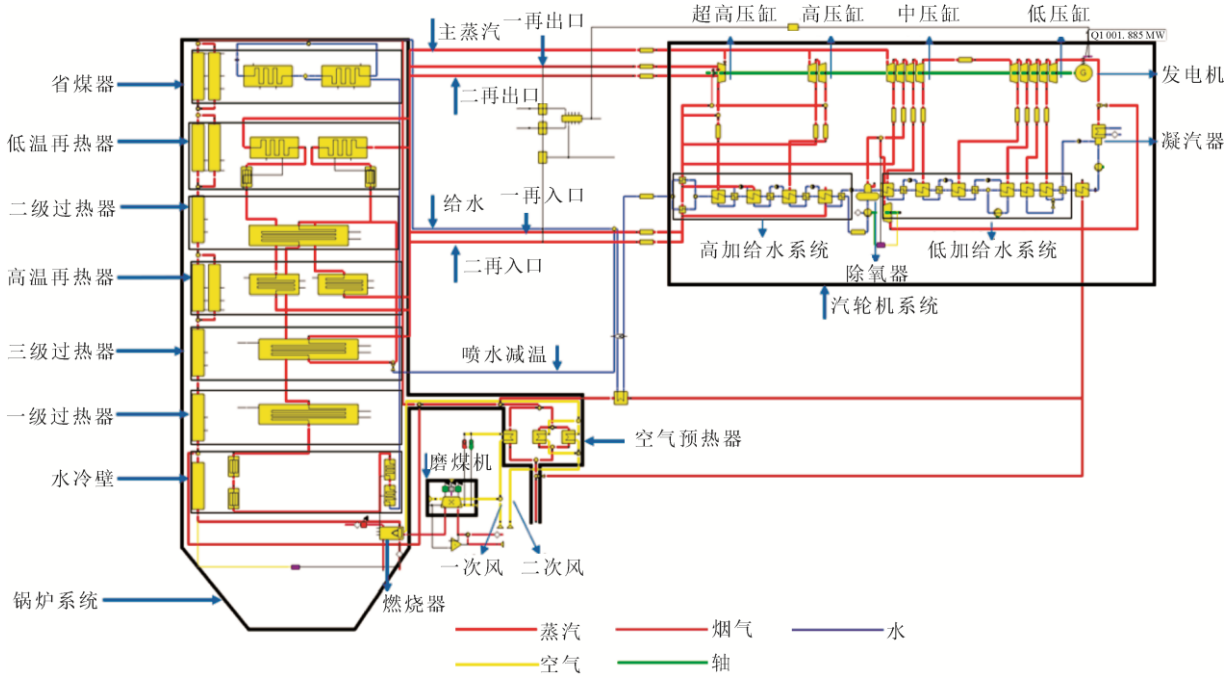


图 2 机组热力系统仿真模型

Fig.2 Simulation model of thermodynamic system of the unit

表 2 100%THA 工况下十一级抽汽设计值与仿真值对比

Tab.2 Design values and simulation values of the extraction steam of eleven stages under 100%THA condition

抽汽点	抽汽量/(kg s^{-1})		相对误差/%	抽汽温度/℃		相对误差/%
	仿真值	设计值		仿真值	设计值	
第一级抽汽	77.642	74.816	3.778	429.967	430.000	0.008
第二级抽汽	49.815	50.073	0.515	534.698	535.400	0.131
第三级抽汽	33.830	33.811	0.056	441.917	441.900	0.004
第四级抽汽	17.458	17.826	2.066	539.135	539.100	0.007
除氧器	48.529	47.086	3.064	458.735	458.800	0.014
第五级抽汽	18.941	18.923	0.093	405.680	405.700	0.005
第六级抽汽	15.998	15.929	0.431	323.420	323.400	0.006
第七级抽汽	14.369	14.332	0.255	257.707	257.700	0.003
第八级抽汽	14.831	14.819	0.079	195.689	195.700	0.006
第九级抽汽	18.651	18.603	0.258	121.534	121.500	0.028
第十级抽汽	19.417	18.865	2.927	61.610	61.600	0.016

进一步验证变工况下模型的准确性，对 75%THA、50%THA、40%THA 和 30%THA 4 种工况进行仿真计算，表 3 对比了不同负荷下的机组热耗率、发电功率及锅炉排烟温度的设计值与仿真结果。可见，不同负荷下热耗率的相对误差均小于 0.12%，发电功率的相对误差小于 0.14%，排烟温度的相对误差小于 4.29%，验证了所建模型具有较高的准确性。

表 3 变负荷下关键参数设计值与仿真值对比

Tab.3 Design values and simulation values of the key parameters under varying load conditions

机组负荷	热耗率/(kJ (kW h)$^{-1}$)		相对误差/%	发电功率/MW		相对误差/%	排烟温度/℃		相对误差/%
	仿真值	设计值		仿真值	设计值		仿真值	设计值	
75%THA	7 109.44	7 102	0.105	750.06	750.00	0.008	107.73	110.00	2.07
50%THA	7 329.23	7 321	0.112	500.45	500.00	0.090	104.01	107.00	2.80
40%THA	7 512.52	7 509	0.047	400.14	400.00	0.034	104.71	104.00	0.68
30%THA	7 755.79	7 761	0.067	300.39	300.00	0.131	105.33	101.00	4.29

1.3 汽电双驱引风机方案

汽电双驱引风机系统主要由引风机、小汽轮机（小机）、定速比齿轮箱和异步电机组成，系统布置如图 3 所示。引风机的驱动方式根据小机进汽量动态调整：进汽量较大时，由小机驱动引风机，且富余的轴功驱动异步电机发电，并送入厂用电系统；进汽量较小时由异步电机和小机共同驱动引风机。

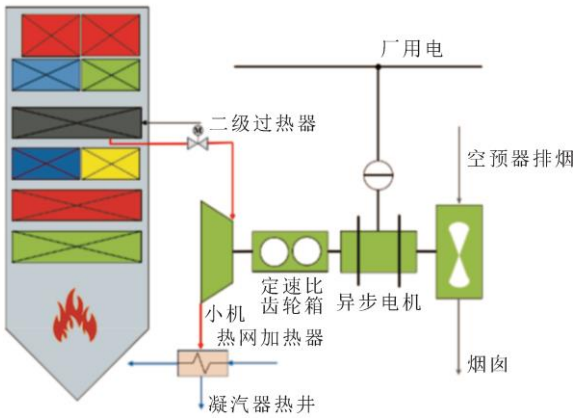


图 3 汽电双驱引风机系统布置示意

Fig.3 Schematic layout diagram of the steam-electric double-drive induced draft fan system

汽电双驱引风机方案的优势在于小机入口挡板始终保持全开，减小了节流损失，且进汽参数不随负荷变化，始终保持在最佳值，使得小机运行效率处于较高水平。同时，定速比齿轮箱传动效率（98%～99%）远高于调速齿轮箱。该方案也不涉及对于锅炉和汽轮机本体的改造[16]。

为满足小机所需要的蒸汽压力和过热度，本研究抽取部分二级过热器出口蒸汽作为小机的汽源，小机排汽参数为 1.7 MPa，285 ℃，排汽去往热网加热器用于供热，释热后的蒸汽凝结为 1.6 MPa，204 ℃饱和水，回流至凝汽器热井。

2 系统性能评价指标

2.1 热力性能指标

采用锅炉效率、厂用电率、发电煤耗率、汽轮机热耗率、机组热效率来评价机组热力性能，具体公式如下。

锅炉效率：

$$\eta_{\mathrm{b}}=\frac{D_{\mathrm{b}}(h_{\mathrm{b}}-h_{\mathrm{fw}})+D_{\mathrm{rh}}q_{\mathrm{rh}}}{B_{\mathrm{cp}}Q_{\mathrm{net}}/3.6}\times 100\% \tag{1}$$

厂用电率[17]：

$$e=\frac{S_{\mathrm{c}}\cdot\cos\varphi_{\mathrm{av}}}{P_{\mathrm{e}}}\times 100\% \tag{2}$$

$$S_{\mathrm{c}}=\sum(k\cdot P_{\mathrm{a}}) \tag{3}$$

发电煤耗率：

$$b_{\mathrm{tp,e}}=\frac{1\,000B_{\mathrm{cp}}Q_{\mathrm{net}}\eta_{\mathrm{b}}\eta_{\mathrm{p}}-3\,600Q_{\mathrm{h}}}{Q_{\mathrm{net}}P_{\mathrm{e}}\eta_{\mathrm{b}}\eta_{\mathrm{p}}} \tag{4}$$

汽轮机热耗率：

$$q_{\mathrm{e}}=\frac{1\,000B_{\mathrm{cp}}Q_{\mathrm{net}}\eta_{\mathrm{b}}\eta_{\mathrm{p}}-3\,600Q_{\mathrm{h}}}{P_{\mathrm{e}}} \tag{5}$$

机组热效率：

$$\eta_{\mathrm{t}}=\frac{P_{\mathrm{e}}+Q_{\mathrm{h}}}{Q_{0}}\times 100\% \tag{6}$$

式中：η_{b} 为锅炉效率，%；D_{b} 为过热蒸汽流量，kg/s；h_{b} 为过热器出口焓，kJ/kg；h_{fw} 为锅炉给水焓，kJ/kg；D_{rh} 为再热蒸汽流量，kg/s；q_{rh} 为再热蒸汽吸热量，kJ/kg；B_{cp} 为发电厂燃煤量，t/h；Q_{net} 为燃煤低位发热量，J/g；e 为厂用电率，%；S_{c} 为厂用电计算负荷，kW；$\cos\varphi_{\mathrm{av}}$ 为电动机平均功率因数，取 0.8；P_{a} 为厂用电动机功率，kW；k 为厂用电动机换算系数；$b_{\mathrm{tp,e}}$ 为机组发电煤耗率，kg/(kW·h)；q_{e} 为汽轮机热耗率，kJ/(kW·h)；Q_{h} 为热电厂对外供出的热量，kW；η_{p} 为管道效率，取 99%；P_{e} 为发电机的额定功率，kW；η_{t} 为机组热效率，%。

2.2 烟分析

为深入揭示机组热量损失分布和节能潜力，在不同抽汽工况下进行了机组㶲分析[18]。稳定流动流体的总㶲如下式所示：

$$E_{\mathrm{tot,ex}}=(H-H_{0})-T_{0}(S-S_{0}) \tag{7}$$

式中：H 为稳定流动体系的焓值，kJ/kg；H_0 为体系与环境达到平衡时的焓值，kJ/kg；S_0 为体系与环境达到平衡时的熵值，kJ/(kg·K)。

㶲损失表征过程的不可逆性，反映设备节能潜力。㶲损失越大，㶲效率越低。

对于稳定流动，㶲平衡方程为：

$$\sum E_{\mathrm{ex,in}}+\sum W_{\mathrm{in}}=\sum E_{\mathrm{ex,out}}+\sum W_{\mathrm{out}}+\Delta E_{\mathrm{ex}} \tag{8}$$

式中：$E_{\mathrm{ex,in}}$ 为流进系统的㶲，kW；$E_{\mathrm{ex,out}}$ 为流出系统的㶲，kW；W_{in} 为输入系统的功，kW；W_{out} 为系统对外所作的功，kW；ΔE_{ex} 为系统的㶲损失，kW。

因此，㶲损失表示如下：

$$\Delta E_{\mathrm{ex}}=(\sum E_{\mathrm{ex,in}}+\sum W_{\mathrm{in}})-(\sum E_{\mathrm{ex,out}}+\sum W_{\mathrm{out}}) \tag{9}$$

㶲效率是衡量设备或过程能量转换完善程度的核心指标。其定义为系统或设备产出的有效㶲（输出㶲）与为此所消耗的输入㶲之比：

$$\eta_{\mathrm{ex}}=\frac{\sum W_{\mathrm{out}}-\sum W_{\mathrm{in}}}{\sum E_{\mathrm{ex,in}}-\sum E_{\mathrm{ex,out}}} \tag{10}$$

3 机组热力学性能和经济性分析

为研究低负荷下采用汽电双驱引风机方案对蒸汽温度和机组经济性的影响，以 30%THA 负荷为例，由二级过热器出口分别抽取 0、50、80、100 t/h 的蒸汽作为引风机汽源，分析抽汽量对机组性能的影响规律。

3.1 蒸汽温度分析

不同抽汽量下主、再热蒸汽温度变化如图 4 所示。由图 4 可见，在 30%负荷下，采用汽电双驱引风机方案后，主蒸汽、一、二次再热蒸汽温度均随抽汽量的增加而上升。与无抽汽相比，抽取 100 t/h 蒸汽作为引风机汽源时，主蒸汽、一、二次再热蒸汽温度可分别升高 16.8、19.1、20.7 ℃。

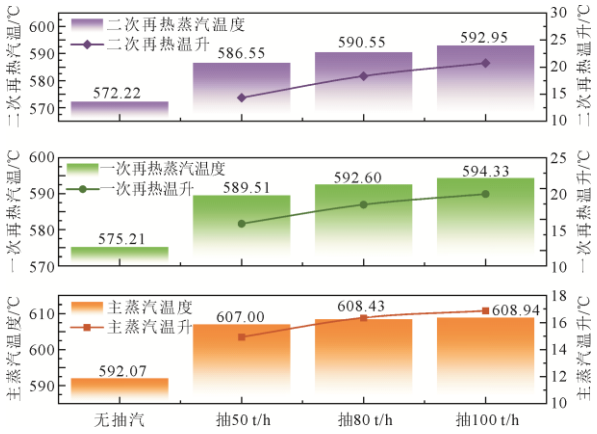


图 4 抽汽量对蒸汽温度的影响

Fig.4 Influence of extraction steam flow on steam temperature

这得益于抽汽使得流经过热器和再热器的蒸汽流量减少，单位质量蒸汽吸收的热量增多。从汽温提升幅度来看，二次再热蒸汽温度升高的幅度最大，一次再热蒸汽次之，主蒸汽最小。这是因为抽汽仅减少了三级过热器中的蒸汽流量，且二次再热蒸汽处于热力循环后段，在低比热容与热量累积效应共同作用下，其温升幅度最大。

3.2 机组热力学性能分析

利用蒸汽驱动引风机，可降低厂用电率。30%THA 负荷下随着抽汽量的变化，机组供热量、发电量和厂用电率的变化如下图 5 所示。由图 5 可见，采用汽电双驱引风机方案后，随着抽汽量的增加，机组的供热量增加，汽轮机主机进汽量减少，导致主机发电量下降，而小汽轮机配套的发电机发电量上升。当抽汽量由 0 增加到 100 t/h 时，供热量增加了 59.119 MW，总发电量（主机+小机）保持在 300 MW，厂用电率降低了 1.672%。

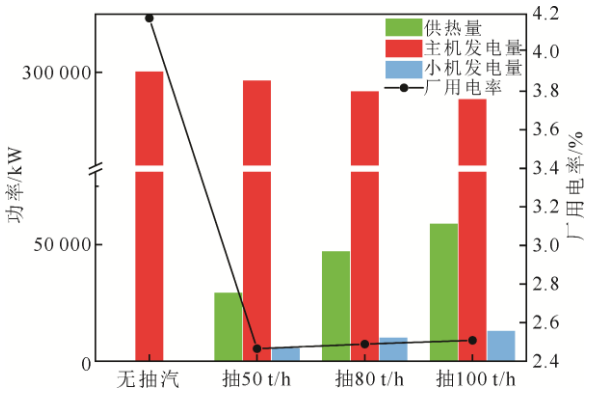


图 5 机组的供热量、发电量和厂用电率随抽汽量的变化

Fig.5 Variations of the heat supply, power generation and power consumption rate of the unit with the volume of extracted steam

3.3 锅炉效率和发电厂总燃煤量分析

图 6 展示了 30%THA 负荷下锅炉效率和发电厂总燃煤量随抽汽量的变化。由图 6 可见，随着抽汽量的增加，锅炉效率升高，而为了维持发电功率稳定，燃煤量也增加。抽汽量由 0 增加到 100 t/h 时，锅炉效率从 91.57%提升至 92.26%。

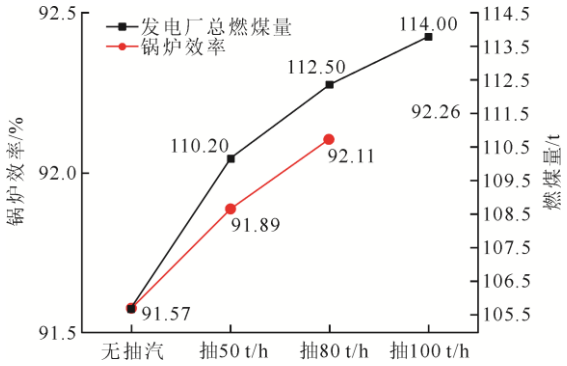


图 6 锅炉效率和燃煤量随抽汽量的变化

Fig.6 Variations of the boiler efficiency and coal consumption with the volume of steam extracted

3.4 机组热效率和汽轮机热耗率分析

当汽轮机进口蒸汽参数变化时，汽轮机热耗率会随之变化。30%THA 负荷下，汽轮机热耗率和机组热效率随抽汽量的变化如图 7 所示。由图 7 可见，采用汽电双驱引风机方案后，机组热效率随抽汽量的增加而上升，汽轮机热耗率随抽汽量的上升而降低。抽汽量由 0 增加到 100 t/h 时，机组热效率从 43.64%提升至 48.77%，汽轮机热耗率从 7 815.65 kJ/(kW·h)降低至 7 585.84 kJ/(kW·h)，较无抽汽工况降低了 2.94%。机组热效率提升的原因在于蒸汽过热度提

高，同时，小机排汽用于供热实现了能量的梯级利用，减少了能量损失。汽轮机热耗率降低的原因在于汽轮机进口蒸汽参数升高，末级叶片处蒸汽湿度降低，湿蒸汽损失下降。

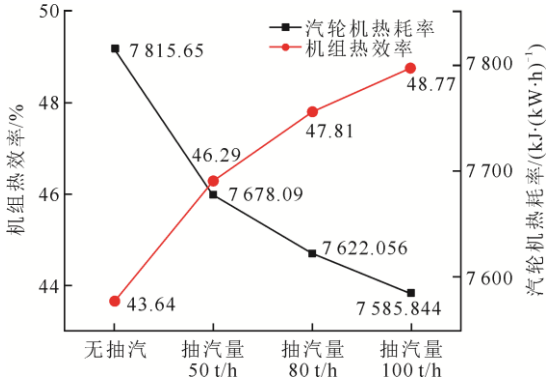


图 7 汽轮机热耗率和机组热效率随抽汽量的变化

Fig.7 Variations of the turbine heat rate and unit thermal efficiency with the volume of steam extracted

3.5 发电煤耗率分析

图 8 展示了 30%THA 负荷下发电煤耗率随抽汽量的变化。由图 8 可见，随着抽汽量的增加，发电煤耗率降低。当抽汽 100 t/h 时，煤耗率为 343.98 g/(kW·h)，较无抽汽工况下降了 2.01%。这是由于采用汽电双驱引风机提升了蒸汽温度，提高了汽轮机效率和机组整体热效率。

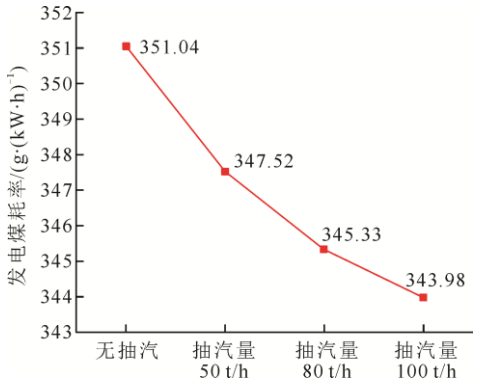


图 8 发电煤耗率随抽汽量的变化

Fig.8 Variation of the coal consumption rate for power generation with the volume of steam extracted

综合以上研究，针对本机组 30%THA 工况，从蒸汽温度的角度考虑，抽汽量为 45 t/h 时，主蒸汽温度可达到设计值；抽汽量为 82 t/h 时，一次再热蒸汽温度可达到设计值；抽汽量为 105 t/h 时，二次再热蒸汽温度可达到设计值。从机组经济性的角度考虑，抽汽量越多，厂用电率、汽轮机热耗率和发电煤耗率越低，但随着抽汽量的增加降幅趋缓。

4 机组㶲分析

4.1 机组㶲损失分布

抽汽工况下，由于机组输入㶲增加，使得机组总㶲损失也变大，但各部件的㶲损失占比发生了变化。图 9 为 30%THA 负荷下原机组（无抽汽工况）各部件的㶲损失分布。由图 9 可知，机组㶲损失最大的部件为锅炉，占机组总㶲损失的 84.6%，其次为汽轮机㶲损失，占机组总㶲损失的 6.6%，其余部件㶲损失占比较小。

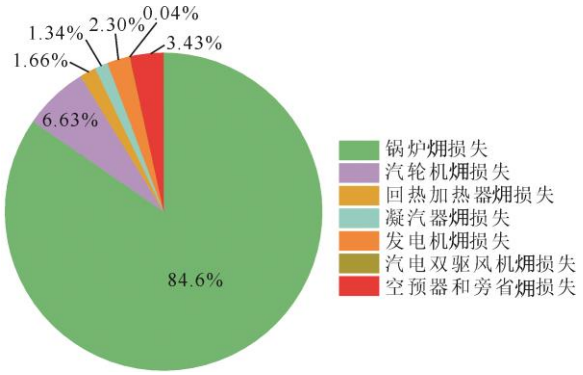


图 9 原机组各部件㶲损失分布

Fig.9 Exergy loss distribution diagram of the original unit

图 10 为不同抽汽量下机组各部件㶲损失的变化。由图 10 可见，随着抽汽量的增加，汽轮机、发电机、空气预热器和旁路省煤器的㶲损失占比下降，而锅炉、凝汽器、回热系统以及汽电双驱引风机的㶲损失占比则有所上升。与无抽汽时相比，抽汽量为 100 t/h 时汽轮机、发电机、空气预热器和旁路省煤器的㶲损失占比分别降低了 0.68、0.17、0.11 百分点；锅炉、凝汽器、回热系统、引风机的㶲损失占比分别升高了 0.58、0.17、0.18、0.02 百分点。

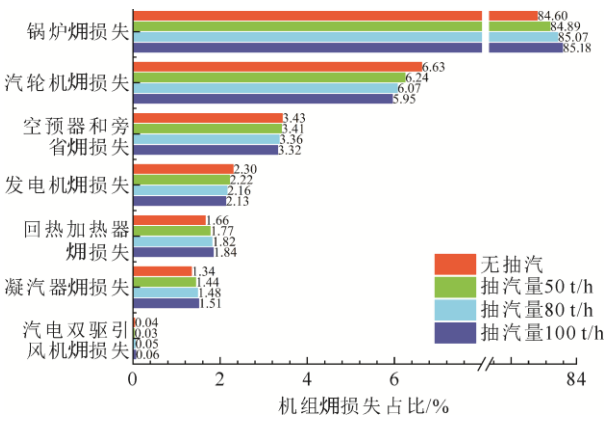


图 10 采用汽电双驱引风机方案机组㶲损失随抽汽量变化

Fig.10 Exergy loss variation with extraction steam flow in units adopting steam-electric dual-drive induced draft fans

汽轮机㶲损失下降是由于投入汽电双驱引风机后，蒸汽在节流、膨胀等过程中的㶲损失减少；锅炉㶲损失增加是因为来自过热器的高温高压蒸汽驱动引风机并供热，增加了做功和传热过程中的不可逆损失；而回热系统和凝汽器等㶲损失增加是由于回热系统原有的工质流量分配发生了变化，部分加热器偏离最优工况。

4.2 锅炉㶲分析

锅炉在 30%THA 负荷下的㶲损失分布如图 11 和图 12 所示。由图 11 可知，锅炉㶲损失中占比最大的是燃烧㶲损失，为 64.74%，其次是传热㶲损失，占比 31.22%，其余㶲损失占比较小。比较图 12 中的锅炉㶲损失分布可知，随着抽汽量的增加，燃烧㶲损失占比略微下降，传热㶲损失和排烟㶲损失占比略有升高，其他㶲损失几乎不变。这是由于抽汽量增加后，锅炉排烟温度略微增加，各受热面的传热过程偏离最优工况。总体来看，锅炉中各项㶲损失随抽汽量变化较小。

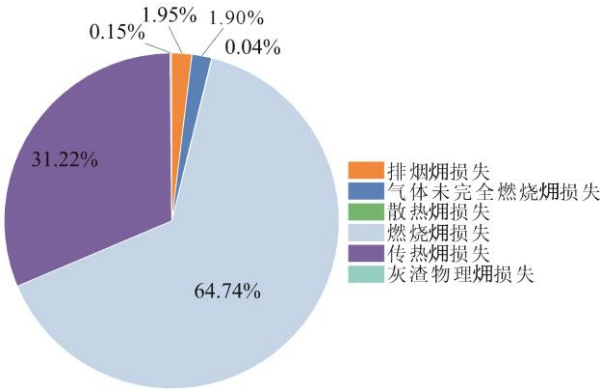


图 11 二次再热原机组锅炉㶲损失分布

Fig.11 Exergy loss distribution of the double-reheat unit boiler

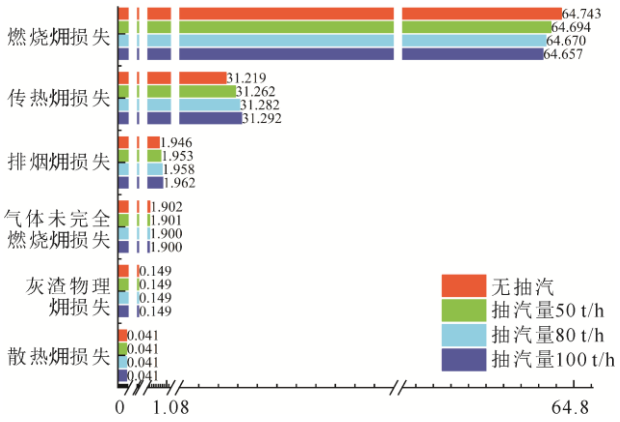


图 12 锅炉各项㶲损失分布

Fig.12 Distribution of exergy losses in boilers

4.3 机组㶲效率

图 13 为采用汽电双驱引风机方案后机组㶲效率随抽汽量的变化。数据表明，机组㶲效率随着抽汽量的增加而升高，当抽汽量为 100 t/h 时，㶲效率较无抽汽高 4.3 百分点。这表明汽电双驱引风机方案优化了热力循环过程，提升了循环的完善度，实现了能量的高效合理利用。

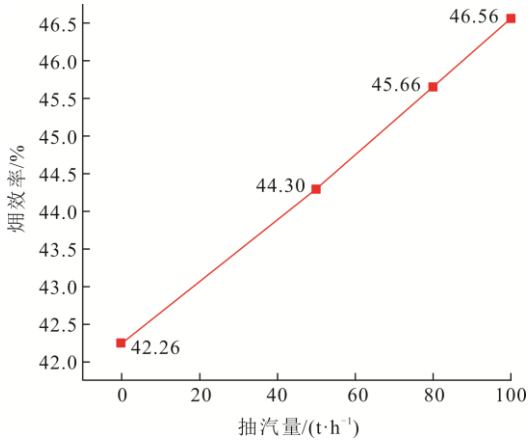


图 13 机组㶲效率随抽汽量的变化

Fig.13 Change of the exergy efficiency of the unit with the volume of steam extracted

5 结 论

本文针对某 1 000 MW 超超临界二次再热机组在低负荷段主、再热蒸汽温度偏低的问题，提出抽取二级过热器出口蒸汽驱动汽电双驱引风机的方案，通过热力系统建模与仿真，对比分析了不同抽汽量对机组性能的影响并进行了㶲分析，主要结论如下。

1）抽取二级过热器出口蒸汽驱动汽电双驱引风机的方案可有效提升低负荷下主、再热蒸汽温度，且随着抽汽量的增加，汽温提升幅度增大。在 30%THA 负荷下，抽汽量为 100 t/h 时，主蒸汽、一、二次再热蒸汽温度可分别提高 16.8、19.1、20.7 ℃。

2）本方案通过能量梯级利用，实现了系统整体经济性的提升，厂用电率、汽轮机热耗率和发电煤耗率均降低。在 30%THA 负荷下，抽汽量为 100 t/h 时，厂用电率降低了 1.672%，汽轮机热耗率降低了 2.94%，发电煤耗率降低了 2.01%。

3）机组㶲效率随抽汽量增加而提高，锅炉为机组㶲损失最大的部件，占机组总㶲损失的 84%以上，且随着抽汽量的增加，锅炉的㶲损失有所上升。

[参 考 文 献]

[1] Tasleem S, Bongu S C, Krishnan R M, et al. Navigating the hydrogen prospect: a comprehensive review of sustainable source-based production technologies, transport solutions, advanced storage mechanisms, and CCUS integration[J]. Journal of Energy Chemistry, 2024, 97(10): 166.

[2] 朱梓傲. 二次再热 BEST 机组热力性能及系统改进研究[D]. 保定: 华北电力大学, 2024: 4.
Zhu Z A. Research on thermal performance and system improvement of second reheat BEST units[D]. Baoding: North China Electric Power University, 2024: 4.

[3] 樊启祥, 蒋敏华, 许世森, 等. 碳中和目标下新一代超高参数煤电机组技术体系[J]. 中国电机工程学报, 2024, 44(18): 7167.
Fan Q X, Jiang M H, Xu S S, et al. Technical systems of advanced ultra-supercritical coal-fired power units under the carbon neutralization target[J]. Proceedings of the CSEE, 2024, 44(18): 7167.

[4] 陈辉, 黄林滨, 李朝兵, 等. 二次再热锅炉 30%负荷下燃烧优化调整研究[J]. 电力科技与环保, 2023, 39(2): 129.
Chen H, Huang L B, Li C B, et al. Study on combustion optimization and adjustment of secondary reheat boiler at 30% load[J]. Electric Power Technology and Environmental Protection, 2023, 39(2): 129.

[5] 王月明, 牟春华, 姚明宇, 等. 二次再热技术发展与应用现状[J]. 热力发电, 2017, 46(8): 1.
Wang Y M, Mu C H, Yao M Y, et al. Review of the development and application of double-reheat power generation technology[J]. Thermal Power Generation, 2017, 46(8): 1.

[6] 黄宣, 孙俊威, 戴维葆, 等. 壁式再热器对 1 000 MW 超超临界二次再热锅炉蒸汽参数影响的研究[J]. 热能动力工程, 2021, 36(1): 74.
Huang X, Sun J W, Dai W B, et al. Study on the influence of wall reheater on steam parameters of 1 000 MW double reheat ultra-supercritical boiler[J]. Journal of Engineering for Thermal Energy and Power, 2021, 36(1): 74.

[7] 王朝阳, 刘明, 赵永亮, 等. 再热蒸汽调温方式对机组变负荷能耗特性的影响[J]. 工程热物理学报, 2018, 39(10): 2138.
Wang C Y, Liu M, Zhao Y L, et al. Impacts of reheat steam temperature regulation method on the power plant energy consumption characteristics during load cycling processes[J]. Journal of Engineering Thermophysics, 2018, 39(10): 2138.

[8] 许威, 张剑, 范浩杰, 等. 基于响应面分析的 660 MW 灵活二次再热锅炉汽温特性研究[J]. 热能动力工程, 2020, 35(2): 110.
Xu W, Zhang J, Fan H J, et al. Study on the steam temperature characteristic of a 660 MW flexible double-reheat boiler based on response surface analysis[J]. Journal of Engineering for Thermal Energy and Power, 2020, 35(2): 110.

[9] 孙俊威, 戴维葆, 阎维平, 等. 不同烟气再循环方案对 1 000 MW 超超临界二次再热锅炉的影响[J]. 热能动力工程, 2019, 34(5): 49.
Sun J W, Dai W B, Yan W P, et al. Influence of different flue gas recirculation schemes on 1 000 MW ultra-supercritical double reheat boiler[J]. Journal of Engineering for Thermal Energy and Power, 2019, 34(5): 49.

[10] 李超凡, 阎维平, 马凯, 等. 二次再热塔式锅炉烟气再循环对炉膛高度方向换热影响[J]. 热力发电, 2018, 47(12): 128.
Li C F, Yan W P, Ma K, et al. Effect of flue gas recirculation on heat transfer along height direction of the double-reheat tower boiler furnace[J]. Thermal Power Generation, 2018, 47(12): 128.

[11] Zhang G, Xu W, Wang X, et al. Analysis and optimization of a coal-fired power plant under a proposed flue gas recirculation mode[J]. Energy Conversion and Management, 2015, 102: 161.

[12] 李展, 成振松, 尤默, 等. 某火电机组汽电双驱引风机系统辅机故障控制仿真及试验分析[J]. 热能动力工程, 2023, 38(9): 174.
Li Z, Cheng Z S, You M, et al. Auxiliary failure control simulation and test analysis of a steam-electric dual-drive induced draft fan system for a thermal power unit[J]. Journal of Engineering for Thermal Energy and Power, 2023, 38(9): 174.

[13] 李展, 尤默, 冯斌, 等. 某火电机组汽电双驱引风机小汽轮机热态甩负荷时调门超驰开度对炉膛负压的影响[J]. 锅炉技术, 2023, 54(4): 52.
Li Z, You M, Feng B, et al. Influence of optimal gate override opening on furnace negative pressure for a thermal power unit with steam-electric dual-drive induced draft fan steam turbine in thermal state load shedding[J]. Boiler Technology, 2023, 54(4): 52.

[14] 许威. 高效、灵活超超临界二次再热锅炉汽温特性研究[D]. 上海: 上海交通大学, 2020: 48.
Xu W. Study of steam temperature characteristic of an efficient flexible ultra-supercritical boiler with double-reheat cycle[D]. Shanghai: Shanghai Jiao Tong University, 2020: 48.

[15] 张纲. 汽电双驱引风机系统的多能源输出分配及优化调度研究[D]. 北京: 华北电力大学, 2019: 32.
Zhang G. Research on multi-energy output distribution and optimal scheduling of steam-electric double-drive induced draft fan system[D]. Beijing: North China Electric Power University, 2019: 32.

[16] DL/T 5153—2014 火力发电厂厂用电设计技术规程[S].
DL/T 5153—2014 Technical code for the design of auxiliary power system of fossil-fired power plant[S].

[17] 宋绍伟, 朱振荣, 康朝斌, 等. 汽电混动技术应用于电厂复杂供热的探索[J]. 热能动力工程, 2020, 35(10): 161.
Song S W, Zhu Z R, Kang C B, et al. Research of steam-electric hybrid driven technology applied in power plant heating[J]. Journal of Engineering for Thermal Energy and Power, 2020, 35(10): 161.

[18] 赵荣. 基于能级-(㶲)经济-碳排放的建筑能量系统节能改造多目标决策研究[D]. 北京: 北京交通大学, 2024: 33.
Zhao R. Research on multi-objective decision-making for energy efficiency retrofit of building energy system based on energy level, exergy economic, and carbon emissions[D]. Beijing: Beijing Jiao Tong University, 2024: 33.

（责任编辑　邓玲惠）