

基于 Modelica 的凝结水节流调节过程 600 MW 汽轮机组动态特性及焓分析

鲁宇轩¹, 华山², 郭萌萌¹, 战琪¹, 孙立^{1*}

(1. 大型发电装备安全运行与智能测控国家工程研究中心(东南大学能源与环境学院),

江苏省 南京市 210096;

2. 国家能源集团科学技术研究院有限公司, 江苏省 南京市 210046)

Modelica-based Dynamic Characteristics and Exergy Analysis of Condensate Throttling Regulation Processes in 600 MW Turbine Unit

LU Yuxuan¹, HUA Shan², GUO Mengmeng¹, ZHAN Qi¹, SUN Li^{1*}

(1. National Engineering Research Center of Power Generation Control and Safety (School of Energy and Environment, Southeast University), Nanjing 210096, Jiangsu Province, China;

2. China Energy Science and Technology Research Institute, Nanjing 210046, Jiangsu Province, China)

ABSTRACT: In the context of constructing a new power system, the flexibility of coal-fired units is crucial for accommodating fluctuating renewable energy. The condensate throttling method plays a key role in enhancing unit flexibility by fully utilizing the thermal storage of the steam turbine. This paper establishes a 600 MW supercritical condensing steam turbine system model based on the Modelica language. The model is simulated using Dymola simulation platform and validated against the design values. By analyzing the transient response characteristics of the power regulation under different throttle flow rates, the study further explores the unit's responsiveness to variable loads under different operating conditions. Additionally, dynamic exergy flow and exergy loss are analyzed for reheat system. The results indicate that both the change in unit power and the maximum response speed are positively correlated with the throttling flow rate. Under different working conditions, the power increment exhibits an exponential relationship with the condensate flow rate. Compared with the 50% turbine heat acceptance (THA), the maximum power increment increases by 64.5% and 105.4% under 75% and 100% THA. Dynamic exergy analysis reveals that the stored thermal energy in the regenerative heating system is progressively released along the condensate flow path, leading to a new thermodynamic equilibrium. The total exergy loss and dynamic exergy response coefficient of the deaerator and 1# low-pressure heater are higher than those

of the remaining low-pressure heaters. The total exergy loss is distributed across the deaerator, 1#, 4#, 3# and 2# low-pressure heater in descending order. Therefore, condensate throttling enhances rapid load regulation, with its load-dependent nonlinear response driven by the dynamic release and redistribution of stored energy in the regenerative heating system.

KEY WORDS: supercritical pure condensing turbine; dynamic model; condensate throttling; dynamic exergy analysis; response characteristic

摘要: 新型电力系统建设背景下, 燃煤机组的灵活性对消纳波动性新能源至关重要。凝结水节流方法通过充分利用汽轮机蓄热, 在提升机组灵活性方面发挥着关键作用。该文基于 Modelica 语言, 利用 Dymola 仿真平台建立 600 MW 超临界纯凝式汽轮机系统模型, 并与设计值进行对比验证。通过分析汽轮机系统在不同节流量下功率调节的动态响应特性, 进一步探讨不同工况下机组变负荷的响应能力。最后, 分析回热系统的动态焓流及焓损的变化规律。结果表明, 机组输出功率变化量及最大响应速度与节流量呈正相关关系, 且在不同工况下, 功率增量与凝结水流量均满足指数拟合关系。相较于 50% 汽轮机额定热耗工况(turbine heat acceptance, THA), 75% 和 100% THA 工况最大功率增量分别提升 64.5% 和 105.4%。动态焓分析表明, 回热系统蓄能沿凝结水流动方向逐级释放并重构热力平衡。其中, 除氧器和 1# 低加的总焓损及动态焓响应系数均高于其余低加, 总焓损由高到低依次为除氧器、1#、4#、3# 和 2# 低加。因此, 凝结水节流显著增强机组快速调节能力, 其非线性负荷响应特性源于回热系统蓄能的动态释放机制。

基金项目: 国家自然科学基金项目(面上项目)(52276003)。

Project Supported by National Natural Science Foundation of China (General Program) (52276003).

关键词：超临界纯凝式汽轮机；动态模型；凝结水节流；动态焓分析；响应特性

0 引言

在 2023 年全国发电结构中，风电和太阳能的发电量分别较上一年大幅增长，但火电仍占据主导地位，发电量占比 66.2%^[1]。同时，随着新能源电力系统的装机并网容量不断攀升，其出力的不稳定性和强随机性对电网安全稳定运行产生了巨大威胁^[2]。燃煤发电作为电力安全稳定供应的“压舱石”，提升其灵活性是促进新能源消纳和增强电网稳定性的重要手段^[3]。

目前，燃煤机组的主要灵活性调节策略包括主汽阀调节、凝结水节流、高加给水旁路、高加抽汽节流、低加抽汽节流以及凝汽器冷却工质调节^[4-5]。其中，主汽阀调节受到锅炉延时和热惯性的影响，难以满足现代机组对灵活性的需求。高、低加抽汽节流则需在现有的管道上安装昂贵的调节阀，实际应用难度较大^[6]。高加给水旁路和凝汽器冷却工质调节的调节速率较慢，并且分别影响锅炉和循环水泵的效率^[7]。上述方法在灵活性调节中存在响应滞后、设备成本高或效率降低的局限性。而相比之下，凝结水节流具有调节速度快、对锅炉影响较小的优势，成为提升机组灵活性的有效手段。Lausterer 等^[8]在分析机组可利用的蓄能中提出了凝结水节流方案，表明该调节不会影响机组的正常运行。姚俊等^[9]设计了一套基于凝结水负荷调节的协调控制系统，并在外高桥电厂得到了成功应用。胡勇等^[10]通过对基本物理规律的合理简化，建立了凝结水节流负荷调节系统的非线性控制模型。刘吉臻等^[11]通过计算节流系统的蓄能系数，提出一种基于凝结水节流的一次调频计算方法。

以上研究不仅证明了凝结水节流的可行性，还为其性能分析奠定了基础。王寒雨等^[12]在 APROS 平台中建立回热子系统的动态模型，并分析超超临界机组的凝结水节流特性。Han 等^[13]构建凝结水节流的动静态机理模型，探究了热电联产机组的功率增量特性。赵永亮等^[14-16]在 GSE 软件中建立了 660 MW 机组的动态模型，对比分析了不同一次调频方法的调节性能。张可臻等^[17-18]从汽轮机低压部分的蓄焓转换角度分析机组运用凝结水节流调节的效率与灵活性关系。

综上所述，关于燃煤机组凝结水节流调节的研

究多集中于其参与一次调频特性的探讨，较少涉及机组在不同负荷区间的变负荷能力及各部件的焓流和焓损的动态特性。基于此，本文采用 Modelica 语言，在 Dymola 仿真平台建立 600 MW 超临界纯凝式汽轮机系统模型，并提出一种动态焓分析方法。该方法能够实时捕捉系统在不同运行工况下的焓流变化，揭示能量损失的动态特性，从而为调节策略优化提供依据。随后，分析系统在凝结水节流状态下的动态响应特性，并采用指数函数确定机组在不同工况下的功率增长界限。最后，探究回热系统在凝结水节流过程中的动态焓响应特性，并对部件的动态焓损特性开展对比分析。

1 600 MW 超临界汽轮机系统动态建模

1.1 系统描述

本文以型号为 CLN600-24.2/566/566 的超临界纯凝式汽轮机系统为研究对象。该系统配备典型的“三高四低一除氧”的回热系统，其结构如图 1 所示。

1.2 系统建模

汽轮机系统动态仿真模型的关键设计参数如表 1 所示。模型主要由汽轮机本体、高(低)压回热加热器、除氧器、凝汽器以及给水泵和凝结水泵等部件组成。由于汽轮机系统过于复杂，为简化模型做出如下假设：1) 对于除氧器，考虑到汽封供汽、排汽及门杆漏汽的流量较小，忽略其影响，同时，除氧器内部工质通常处于饱和状态，并且干度较小，因此假定水侧和汽侧的温度相同^[13]；2) 在回热加热器内，由于蒸汽凝结放热过程中的不可凝气体含量较小，故忽略该部分气体的影响，同样不考虑漏汽等能量损失。加热器采用集总参数法建模，假定每个节点的蒸汽状态均匀一致^[17-18]。

1.2.1 汽轮机本体

汽轮机的动态模型基于斯托多拉流量定律构建，并通过鲍曼公式计算各级组的效率衰减^[19]。依据回热抽汽点，将各缸划分为若干级组，且每个级组内的质量流量保持一致。下文以级组 i 为例，对汽轮机本体模型进行详细建模。

根据带温度修正的弗留格尔公式，级组流量和压力的关系可表示为

$$\frac{W}{W_{\text{TRL}}} = \sqrt{\frac{P_1^2 - P_2^2}{P_{\text{TRL1}}^2 - P_{\text{TRL2}}^2}} \cdot \sqrt{\frac{T_{\text{TRL}}}{T}} \quad (1)$$

式中： W 和 W_{TRL} 为级组变工况和额定工况下的工作流量，kg/s； P_1 、 P_{TRL1} 为级组变工况和额定工况

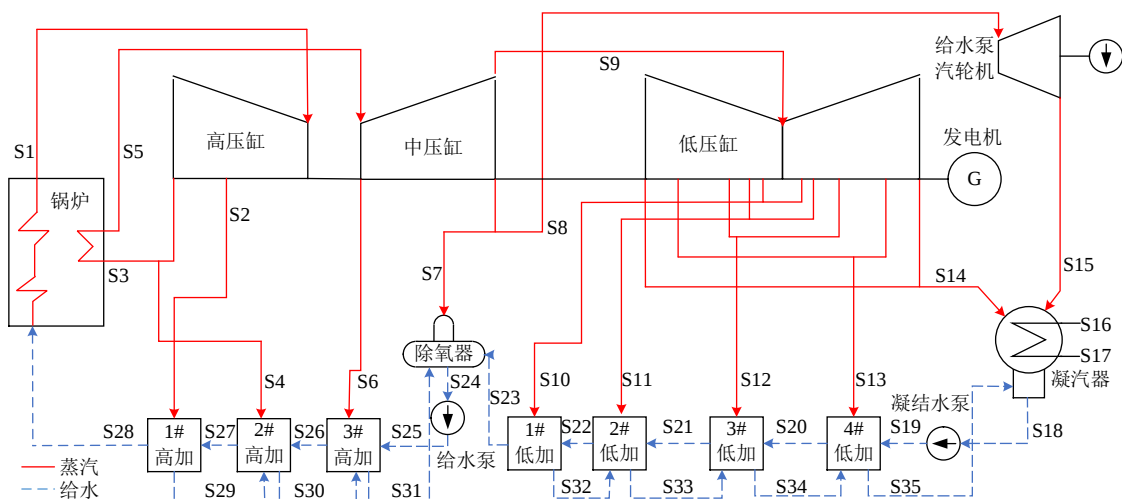


图1 汽轮机系统结构图

Fig. 1 Turbine system structure diagram

表1 汽轮机系统主要设计参数

Table 1 Main design parameters of the turbine system

项目	数值
额定功率/MW	600
额定主蒸汽压力/MPa	24.2
额定主(再热)蒸汽温度/℃	566(566)
额定主(再热)蒸汽流量/(t/h)	1 662.63(1 415.73)
额定排汽压力/kPa	4.9
额定给水温度/℃	284
设计冷却水温度/℃	20.5

下的入口压力, MPa; P_2 、 P_{TRL2} 为级组变工况和额定工况下的出口工作压力, MPa; T 、 T_{TRL} 为级组变工况和额定工况下的级组前工作温度, K。

每个级组之间的蒸汽流量关系如下:

$$W_{g,i} = W_{g,i-1} - W_{ch,i} \quad (2)$$

式中 $W_{g,i}$ 、 $W_{g,i+1}$ 、 $W_{ch,i}$ 分别为本级组、上一级组的进汽量和本段的抽汽量, kg/s。

级组的实际出口焓值可由式(3)计算得到:

$$H_{g,out} = H_{g,in} - \eta_{eta,i} (H_{g,in} - H_{g,out}^*) \quad (3)$$

式中: $H_{g,out}$ 、 $H_{g,in}$ 为级组的实际出口、进口焓值, kJ; $H_{g,out}^*$ 为级组的理想出口焓值, kJ; $\eta_{eta,i}$ 为级组 i 的等熵效率。

对于低压缸末级, 由于蒸汽做功能力下降并进入两相区, 导致级组的等熵效率相应降低。该部分的效率可通过式(4)计算:

$$\eta_{eta,i+1} = \eta_{eta,i} (1 - \alpha_B (1 - x)) \quad (4)$$

式中: $\eta_{eta,i+1}$ 为下一级组的等熵效率; $\eta_{eta,i}$ 为本级组的等熵效率; α_B 为等熵效率下降系数; x 为蒸汽干度。

汽机的总机械功率是各级组的功率总和, 各级组的机械功率可由式(5)计算:

$$P_{m,i} = W_{g,i} \eta_{m,i} (H_{g,i} - H_{g,i-1}) \quad (5)$$

式中: $P_{m,i}$ 为级组 i 的内功率, kW; $\eta_{m,i}$ 为级组 i 的机械效率。

1.2.2 除氧器

本文建立了除氧器的数学模型, 用以描述除氧器内部汽液两相的质量守恒、能量守恒及汽液两相与金属壁之间的换热。

除氧器内部的质量守恒如下:

$$\frac{dM_{dea}}{dt} = W_{ch4} + W_{bh} + W_{fl} - W_{cp} \quad (6)$$

式中: M_{dea} 为除氧器内部的总质量, kg; W_{ch4} 、 W_{bh} 、 W_{fl} 分别为进入除氧器的四抽来汽、3#高加疏水、1#低加给水流量, kg/s; W_{cp} 为除氧器出口的给水流量, kg/s。

除氧器内部的能量守恒如下:

$$\frac{dE_{dea}}{dt} = W_{ch4} h_{ch4} + W_{bh} h_{bh} + W_{fl} h_{fl} - W_{cp} h_{cp} \quad (7)$$

式中: E_{dea} 为除氧器内部汽液总内能, kJ; h_{ch4} 为四抽来汽的比焓值, kJ/kg; h_{bh} 为3#高加疏水的比焓值, kJ/kg; h_{fl} 为1#低加给水的比焓值, kJ/kg; h_{cp} 为除氧器出口的给水比焓值, kJ/kg。

金属壁的能量守恒如下:

$$M_{zs} c_{zs} \frac{dT_{zs}}{dt} = Q_{int} - Q_{ext} \quad (8)$$

式中: M_{zs} 为除氧器金属的质量, kg; c_{zs} 为除氧器金属的比热容, kJ/(kg K); T_{zs} 为除氧器的金属壁温, K; Q_{int} 为金属壁接收内部的换热流量, kW; Q_{ext}

为除氧器与外界环境的换热流量, kW。

金属壁所接收的内部换热流量可通过式(9)计算得到:

$$Q_{\text{int}} = K_1 A_1 (T_1 - T_{\text{zs}}) + K_g A_g (T_g - T_{\text{zs}}) \quad (9)$$

式中: K_g 、 K_1 分别为除氧器内汽液两相分别与金属壁之间的换热系数, $\text{kW}/(\text{m}^2 \text{K})$; A_g 、 A_1 分别为除氧器内汽液两相分别与金属壁之间的接触面积, m^2 ; T_g 、 T_1 分别为除氧器内汽液两相的温度, K。

除氧器内的水位与水侧体积之间的关系^[20]如下:

$$V_1 = [(1-x)M_{\text{dea}}]/\rho_1 \quad (10)$$

$$V_1 = L(r_{\text{int}}^2 \cos^{-1}(\frac{-y}{r_{\text{int}}}) + y\sqrt{r_{\text{int}}^2 - y^2}) \quad (11)$$

式中: V_1 为除氧器内水侧体积, m^3 ; x 为除氧器内蒸汽的质量分数; ρ_1 为除氧器内水侧的密度, kg/m^3 ; L 为除氧器的贮水箱总长度, m; r_{int} 为除氧器的贮水箱内半径, m; y 为除氧器的贮水箱水位, m。

1.2.3 回热加热器

管侧能量平衡如下:

$$m_g c_p \frac{dt_{g2}}{dt} = Q_{\text{gd}} - c_p (t_{g2} - t_{g1}) \quad (12)$$

式中: m_g 为加热器管内给水的储水量, kg; c_p 为管内水的定压比热容, $\text{kJ}/(\text{kg K})$; t_{g1} 、 t_{g2} 为管内的水温度, K; Q_{gd} 为管内的对流换热热量, kW。

其中对流传热量计算如下:

$$Q_{\text{gd}} = K_{\text{gd}} D_g^{0.8} (t_{\text{gz}} - \frac{t_{g1} - t_{g2}}{2}) \quad (13)$$

式中: K_{gd} 为管侧对流换热系数; t_{gz} 为金属壁面温度, $^{\circ}\text{C}$; D_g 为给水流量, kg/s 。

金属壁面的能量平衡如下:

$$C_{\text{gz}} m_{\text{gz}} \frac{dt_{\text{gz}}}{dt} = Q_{\text{gn}} - Q_{\text{gd}} \quad (14)$$

式中: C_{gz} 为参与热交换的金属壁面的比热容, $\text{kJ}/(\text{kg K})$; m_{gz} 为参与热交换的金属壁面的质量, kg; Q_{gn} 为蒸汽凝结放热量, kW。

其中蒸汽凝结放热量计算如下:

$$Q_{\text{gn}} = \alpha_g S_g (t_{\text{gh}} - t_{\text{gz}}) \quad (15)$$

式中: S_g 为凝结区管子的传热面积, m^2 ; α_g 为凝结放热系数; t_{gh} 为饱和蒸汽温度, $^{\circ}\text{C}$ 。

1.2.4 凝汽器

汽轮机排汽冷凝过程通常近似为等压过程, 其绝对压力主要由冷却水温度及冷却水与蒸汽之间

的传热温差决定。蒸汽凝结时释放的热量首先转移至金属管子的外壁, 随后通过导热传递至管子内壁, 最后通过对流换热传送至冷却水^[21]。

蒸汽向金属管子外壁的凝结放热计算如下:

$$Q_s = \alpha_n S_1 (T_s - T_{\text{cm1}}) \quad (16)$$

式中: Q_s 为蒸汽凝结放热量, kJ/s ; α_n 为凝结换热系数, $\text{kW}/(\text{m}^2 \text{K})$; S_1 为金属管子外壁表面积, m^2 ; T_s 为蒸汽的饱和温度, K; T_{cm1} 为金属管子外壁温度, K。

蒸汽的凝结放热系数 α_n 计算如下:

$$\alpha_n = \zeta_k K_{\text{kg}} \frac{0.77M}{[d_2(T_s - T_{\text{cm1}})]^{0.25}} \quad (17)$$

式中: ζ_k 为凝汽器内空气含量的局部影响系数; K_{kg} 为膜状冷凝系数; d_2 为金属管子外壁, m; M 为与 T_s 、 T_{cm1} 有关的温度系数。

蒸汽侧的质量守恒为

$$V \frac{d\rho_1}{dt} = D_{\text{ck}} - D \quad (18)$$

式中: V 为凝汽器管外的总容积, m^3 ; ρ_1 为饱和汽的密度, kg/m^3 ; D_{ck} 为凝汽器的进汽量, kg/s ; D 为凝汽器的凝结量, kg/s 。

热量从金属管外壁向内壁的导热量为

$$Q_w = \alpha_c S (T_{\text{cm1}} - T_{\text{cm0}}) \quad (19)$$

式中: Q_w 为金属管壁的导热热量, kW; α_c 为金属管壁的导热系数, $\text{kW}/(\text{m}^2 \text{K})$; S 为金属管壁的平均表面积, m^2 ; T_{cm0} 为金属管子的内壁温度, K。

金属管壁的导热系数 α_c 计算如下:

$$\frac{1}{\alpha_c} = \frac{d_1}{2\lambda_1} \ln \frac{d_2}{d_1} + \frac{d_1}{2\lambda_2} \ln \frac{d_1}{d_0} \quad (20)$$

式中: d_1 为金属管子的内径, m; λ_1 为金属管壁的导热系数 $\text{kW}/(\text{m K})$; λ_2 为污垢的导热系数 $\text{kW}/(\text{m K})$ 。

金属管子的内壁与水的对流换热计算如下:

$$Q_f = \alpha_d S_0 (t_{\text{cm0}} - \frac{T_2 + T_1}{2}) \quad (21)$$

式中: Q_f 为金属管子内壁的对流换热, kW; α_d 为对流换热系数, $\text{kW}/(\text{m}^2 \text{K})$; S_0 为金属管子的内表面, m^2 ; T_1 、 T_2 分别为管子的进出口水温, K。

冷却水与金属管内壁的对流换热系数为

$$\alpha_d = k_d (w/w_0)^{0.8} \quad (22)$$

式中: k_d 为冷却水侧基准对流换热系数; w 为管内冷却水的实际流量, kg/s ; w_0 为额定工况下管内冷却水的流量, kg/s 。

水侧的能量守恒为

$$m_1 c_p \frac{dt_s}{dt} = Q_f - G_1 c_p (t_2 - t_1) \quad (23)$$

式中 m_1 为金属管中的储水量, kg。

金属管壁的能量守恒为

$$m_{gb} c_{gb} \frac{dt_{cm}}{dt} = Q_s - Q_f \quad (24)$$

式中: m_{gb} 为金属管壁和污垢的当量质量, kg; c_{gb} 为金属管壁和污垢的当量比热容, kJ/(kg K)。

1.2.5 泵

泵主要包括凝结水泵和给水泵, 其扬程 ΔH 计算如下:

$$\Delta H = k_1 n^2 - k_2 n Q_1 - k_3 Q_1^2 \quad (25)$$

式中: k_1 、 k_2 、 k_3 为泵扬程特性系数, 与泵的额定工况相关; n 为水泵转速, r/m; Q_1 为水泵的容积流量, m^3/s 。

辅助泵耗功为

$$N_e = A_e \rho_{sh} Q_1 \cdot \Delta H \quad (26)$$

式中: A_e 为轴功率修正系数; ρ_{sh} 为被输送液体的密度, kg/m^3 。

1.2.6 凝结水节流控制器

在汽轮机系统正常运行时, 需要确保除氧器和凝汽器的水位在安全范围内。采用 PID 控制, 通过调节水泵的转速来控制流量, 从而维持水位稳定^[22], 控制流程如图 2 所示。在此过程中, 水泵可以是凝

结水泵或给水泵, 控制对象分别对应凝汽器水位和除氧器水位。当进行凝结水节流操作时, PID 控制将不再维持水位在目标值附近, 而是使凝结水泵控制凝结水流量达到设定值, 并使给水泵保持锅炉给水的恒定流量^[23]。

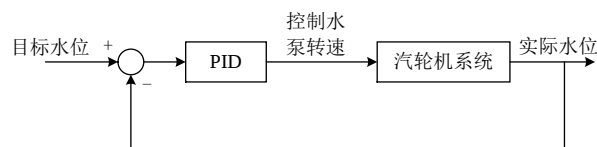


图 2 水位控制系统

Fig. 2 Water level control system

1.3 汽轮机及回热系统的动态模型

Modelica 语言采用基于方程的建模方法, 不依赖信号流模型的因果关系, 能够自然表达热力学、流体力学和控制系统的多物理场景。Dymola 仿真平台基于 Modelica 语言, 提供实现多领域工程物理系统的建模与仿真, 并包含编译、求解及后处理功能, 广泛应用于复杂系统的动态仿真。

本文的模型通过 Dymola 仿真平台的 Modelon ThermalPower 库开发构建, 其结构和组件如图 3 所示。该动态系统模型的汽轮机部分涵盖高、中、低压缸以及给水泵汽轮机; 回热系统包括 3 级高压加热器、除氧器、4 级低压加热器以及凝汽器。此外, 系统还包含给水泵和凝结水泵, 构建了完整的热力系统仿真环境。

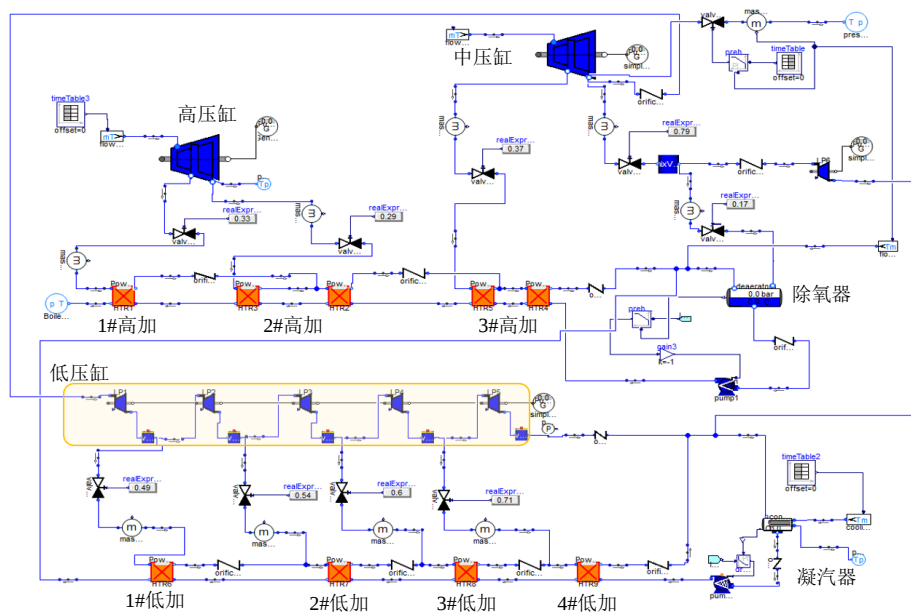


图 3 汽轮机及其回热系统的动态模型

Fig. 3 Dynamic model of steam turbine and its regenerator system

2 动态焓分析方法

焓是相对于环境的最大理论可用能, 当能量发

生降级时, 会产生焓损, 即能的质量发生了损失。

对于不计动能与位能的稳定状态流动体系, 其焓计

算^[24]如下:

$$E = (H - T_0 S) - (H_0 - T_0 S_0) \quad (27)$$

式中: H 、 H_0 为给定状态与环境参考态下体系的焓, kJ/s ; S 、 S_0 为给定状态与环境参考态下体系的熵, kJ/(K s) ; T_0 为环境参考态(100 kPa)下的温度, 取 298.15 K。

汽轮机系统中各热力设备的焓衡算公式为

$$E_{\text{in}} = E_{\text{out}} + E_x \quad (28)$$

式中: E_{in} 为输入焓流, kJ/s ; E_{out} 为输出焓流, kJ/s ; E_x 为焓损失, kJ/s 。

由于除氧器内部存储着大量饱和水, 并且在凝结水节流调节过程中发挥重要作用, 在式(28)中加入内部积存量, 以分析除氧器的动态焓流过程, 其焓衡算公式^[25]如下:

$$E_{\text{in}} = E_{\text{out}} + E_x + E_{\text{sys}} \quad (29)$$

式中 E_{sys} 为内部积存焓流, kJ/s 。

本文提出以下评价指标来定量分析汽轮机系统各部件在灵活性调节中的动态焓响应过程, 包括总焓损失值、动态焓响应系数。假设某一过程的焓损动态过程如图 4 所示。 t_1 时刻, 系统受到扰动, 焓损开始从 A 点的 $E_{x,1}$ 沿蓝色线条变化, 最后 t_2 时刻稳定在 C 点的 $E_{x,2}$, 理想的响应过程为 t_1 时刻瞬间从 A 点下降至 B 点, 正如紫色线条 A—B—C 所示。其中, 动态焓响应系数直接量化了实际动态过程相较于理想动态过程的偏离程度, 并且忽略了部件因自身物理特性不同导致的损失基数差异, 使不同部件的动态性能具有可比性。

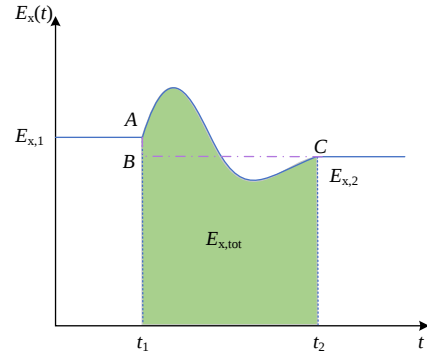


图 4 焓损失动态响应过程

Fig. 4 Dynamic response processes for exergy loss

t_1 至 t_2 时刻的总焓损失 $E_{x,\text{tot}}$ 和动态焓响应系数 β 可分别按照式(30)和(31)计算:

$$E_{x,\text{tot}} = \int_{t_1}^{t_2} E_x(t) dt \quad (30)$$

$$\beta = \left| \frac{E_{x,\text{tot}} - E_{x,2}(t_2 - t_1)}{E_{x,2}(t_2 - t_1)} \right| \quad (31)$$

3 结果分析与讨论

3.1 模型验证

为保证模型的准确性和可靠性, 本文将基于 Modelica 建立的超临界纯凝式汽轮机系统模型在 THA 工况下的稳态仿真结果, 与哈尔滨汽轮机厂型号为 CLN600-24.2/566/566 机组的实际运行数据进行对比分析。如图 5 所示, 通过仿真得到的主要变量, 如各缸入口蒸汽、各级回热抽汽、各级回热加热器给水等热力参数, 与机组实际值的误差均在 5% 以内。其中, 6#、7#低压加热器给水侧出口参数误差在 3%~4% 之间, 其余参数误差均在 3% 以内。

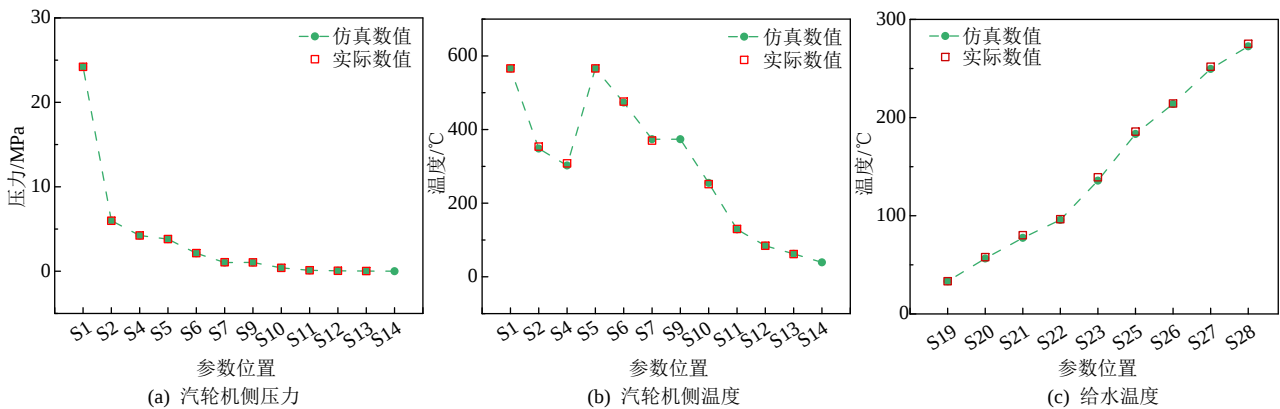


图 5 THA 工况仿真模拟与实际运行结果对比

Fig. 5 Comparison of simulated and measured results at THA condition

为了进一步验证模型的精度, 进行 75%THA、50%THA 和 40%THA 工况的稳态仿真实验, 并将结果与实际数据进行对比, 验证结果如表 2 所示, 可知主要参数的误差均在 5% 以内。综合上述结果,

各类误差均符合工程要求, 表明模型具有较高的精度和可靠性。

3.2 节流调节方案

控制凝结水节流量的信号变化如图 6 所示。在

表 2 600 MW 超临界汽轮机系统模型其余工况下仿真模拟与实际运行结果对比

Table 2 Comparison of simulation and actual operation results for the remaining operating conditions of the 600 MW supercritical turbine system model

工况	75%THA			50%THA			40%THA		
	仿真数据	实际数据	误差/%	仿真数据	实际数据	误差/%	仿真数据	实际数据	误差/%
主蒸汽压力/MPa	18.2	19.1	-4.71	12.37	12.7	-2.6	10.15	10.19	-0.39
主蒸汽温度/℃	566	566	0	566	566	0	566	566	0
主蒸汽流量/(t/h)	1 212.48	1 212.48	0	808.7	808.7	0	658.91	658.91	0
再热蒸汽压力/MPa	2.84	2.84	0	1.93	1.93	0	1.57	1.58	-0.63
再热蒸汽温度/℃	566	566	0	555	555	0	543	543	0
再热蒸汽流量/(t/h)	1 053.61	1 065.24	1.1	723.92	717.18	0.94	594.36	589.07	0.9
高压缸排汽压力/MPa	3.15	3.15	0	2.13	2.14	-0.47	1.74	1.76	-1.14
低压缸排汽流量/(t/h)	756	766.33	-1.35	526.68	549.65	-4.1	439.01	461.48	-4.87
低压缸排汽压力/kPa	4.93	4.9	0.61	4.97	4.9	1.43	5.12	4.9	4.49
锅炉给水温度/℃	256.2	256	0.08	235.4	233.3	0.9	225.1	222.5	1.17
输出功率/MW	449.11	450	-0.2	306.29	300	2.1	249.92	240	4.13

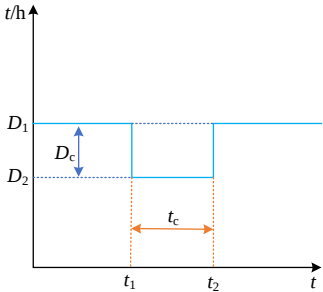


图 6 凝结水流量脉冲扰动

Fig. 6 Change in condensate flow rate

t_1 时刻, 凝结水流量从 D_1 节流 D_c 至 D_2 , 持续节流 t_c 时间后回复至初始 D_1 。初始凝结水流量 D_1 由机组实际工况决定。凝结水节流量 D_c 受限于当前工况下的稳定凝结水流量与凝结水泵的最小允许流量的差值。节流持续时间 t_c 是在节流调节过程中动态决定的。当除氧器内部水位到达最低允许水位时, 节流调节结束, 凝结水流量回复至初始 D_1 , 这段时间为凝结水节流的可持续时间。

本文选取的凝结水泵最小安全工作流量为 255.8 t/h; 除氧器的安全运行范围为(2.35±0.85)m。表 3 列出了本文模拟的 11 种仿真方案, 涵盖了 100%THA、75%THA 和 50%THA 机组工况。在每种各机组工况下, 凝结水节流量 D_c 在其最大范围内均匀选取 3~4 个不同的调节值进行分析。节流持续时间 t_c 为各方案下除氧器水位降至最低允许水位所耗费的时间。

3.3 凝结水节流工况下机组的动态特性分析

在凝结水节流调节过程中, 给水侧流量的显著变化会导致换热工况发生剧烈波动, 进而对回热系统中的多个关键部件产生较大影响。这种热负荷的不均衡限制了节流调节的幅度和持续时间, 从而制

表 3 凝结水流量设定参数表

Table 3 Condensate flow rate setting parameter table

仿真方案	工况	$D_1/(t/h)$	$D_c/(t/h)$	t_c/s
方案 1	100%THA	1 279.23	1 023.43	530
方案 2	100%THA	1 279.23	768.03	710
方案 3	100%THA	1 279.23	512.43	1 060
方案 4	100%THA	1 279.23	256.83	2 110
方案 5	75%THA	974.76	718.96	745
方案 6	75%THA	974.76	481.56	1 107
方案 7	75%THA	974.76	337.56	1 590
方案 8	75%THA	974.76	157.56	3 350
方案 9	50%THA	668.12	412.32	1 350
方案 10	50%THA	668.12	308.12	1 800
方案 11	50%THA	668.12	164.12	3 375

约了凝结水节流调节在一次调频中的应用能力。因此, 针对凝结水节流量和调节可持续时间, 需深入分析机组的动态响应特性, 其结果见图 7—9。

由图 7 可知, 当凝结水流量阶跃下降时, 节流

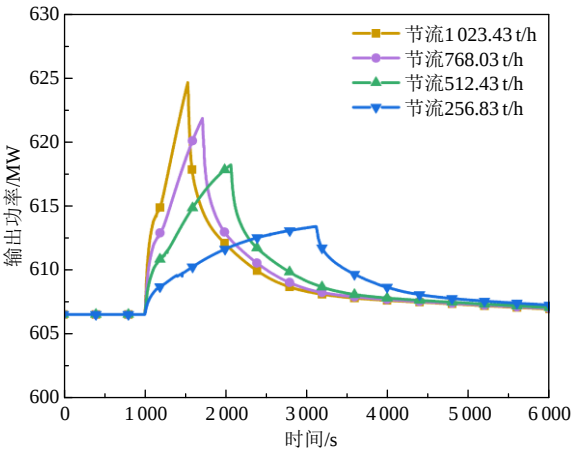
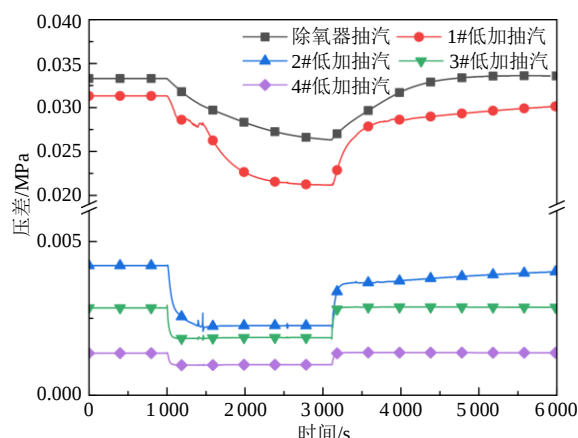
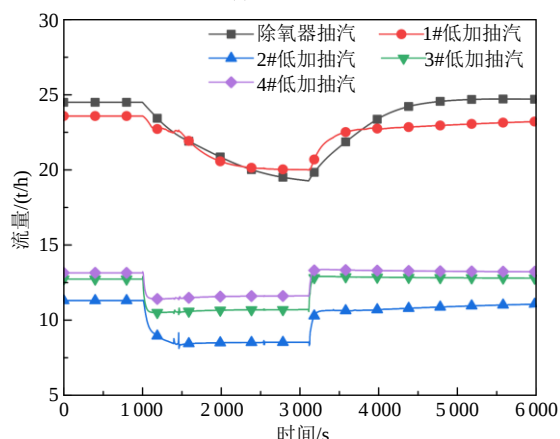


图 7 THA 工况下机组受凝结水节流调节的输出功率动态特性

Fig. 7 Output power dynamic characteristics of unit regulated by condensate throttling at THA condition



(a) 各段抽汽压差



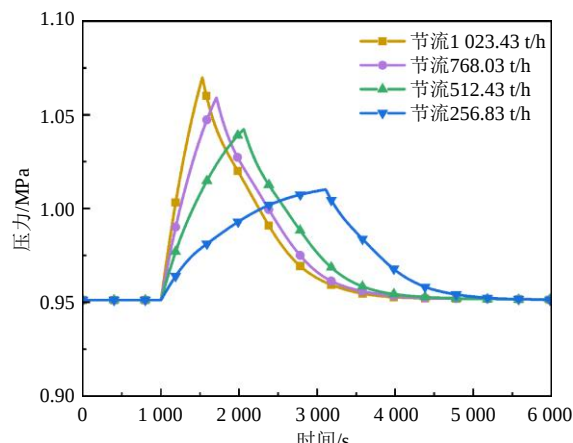
(b) 各段抽汽流量

图8 THA工况下节流256.83 t/h时各段抽汽压差和流量变化

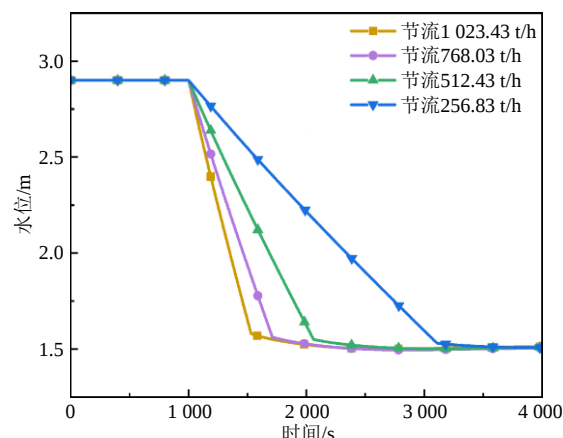
Fig. 8 Variation of extraction pressure and flow rate in each section at throttling 256.83 t/h under THA condition

调节过程开始, 机组功率瞬时上升, 并在节流结束后持续缓慢下降。其中, 功率变化的速度受到节流量的影响, 随着节流量的增大, 功率调节速度提高, 且能达到的最大功率相应增大。同时, 在节流调节过程的前 60 s, 功率变化显著高于后续阶段。例如, 节流 1023.43 t/h 相比节流 256.83 t/h, 机组功率增量提升了 153.6%, 最大响应速度提升了 341.8%。

以节流 256.83 t/h 为例, 分析各级低加抽汽在



(a) 除氧器内部压力



(b) 除氧器内部水位

图9 100%THA工况下机组受凝结水节流调节时除氧器内部压力和水位的动态特性

Fig. 9 Dynamic characteristics of pressure and water level inside the deaerator when the unit is regulated by condensate throttling under 100% THA condition

调节过程中的动态响应过程。凝结水流量阶跃下降时, 除氧器抽汽及各段低加抽汽的压差和流量如图8所示。在调节过程中, 各段抽汽压差呈现降低的趋势, 其中, 除氧器的抽汽压差持续下降, 且1#低加抽汽压差的下降时间明显长于其余低加抽汽。其他低加抽汽压差在节流后迅速下降, 随后稳定在当前值, 并在调节结束后回升至初始状态。非调整抽汽的流量由抽汽口和加热器壳侧的压力差决定。各段抽汽流量和压差变化趋势一致, 流量下降幅度依次为1#、2#、3#和4#低加抽汽, 与压差下降程度相对应。当凝结水流量下降, 由于低压加热器内部瞬时水少汽多, 导致壳侧各节点温度升高, 饱和气压增加, 从而使汽机抽汽口处的压差减小。此过程中, 各段抽汽流量逐渐减少, 更多的蒸汽进入汽轮机低压缸做功, 机组功率因此逐步上升^[26]。

在凝结水节流过程中, 除氧器保持锅炉给水流量不变, 而接受的凝结水流量减少, 其内部的动态过程将对节流调节效果产生更大的影响。图9所示为除氧器的内部压力和水位在凝结水节流中的动态变化过程。当凝结水流量阶跃下降时, 由于给水流量不变, 除氧器内部水位不断下降, 压力不断上升。随着节流调节过程的结束, 水位稳定于当前值, 内部压力恢复至初始状态。随着节流量的增大, 除氧器内部压力和水位的响应速度加快, 进一步激发回热系统的内部蓄能, 从而实现机组功率的快速增长。当节流量达到1023.43 t/h时, 除氧器内部压力和水位的响应速度约为节流256.83 t/h的4.1倍, 且两者的响应速度与节流量呈现正比关系。

在凝结水节流调节过程中,凝汽器的热井水位逐步上升,直至调节结束。由于凝汽器热井具有较大的容积,其水位变化缓慢,通常不会在调节过程中引起水位报警。相比之下,除氧器贮水箱因容积较小,内部压力和水位变化显著,对节流调节的安全性和灵活性产生较大影响。因此重点关注除氧器的水位变化,忽略对凝汽器热井水位的分析。

3.4 凝结水节流工况下机组的调频能力分析

在利用凝结水节流调节方法参与调频时,需要为机组分配功率增量指令,因此明确该方法可承担的功率增量界限尤为重要^[11]。基于方案 1—11 的模拟仿真结果,同时采用式(32)的指数函数拟合机组功率增量与凝结水流量之间的关系,可以得到不同工况下机组输出功率的功率增长范围,如图 10 所示,相应的拟合参数和优度见表 4。

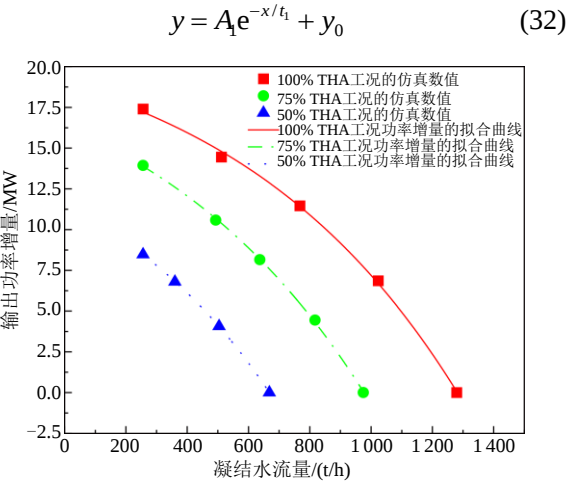


图 10 50%~100%THA 工况机组输出功率的增长范围
Fig. 10 Power increase range of 50%~100%THA operating unit output power

表 4 不同工况下拟合函数的参数表

Table 4 Parameter table of the fitted function for different working conditions				
工况	A_1	t_1	y_0	R^2
100%THA	-4.304	-760.164	23.232	0.997
75%THA	-6.109	-749.845	22.474	0.999
50%THA	-5.893	-618.116	17.373	0.999

图 10 所示为不同工况下机组输出功率的增量范围。相比于 50%THA 工况,75%THA 和 100%THA 工况的最大功率增量提升了 64.5%和 105.4%,达到 17.4 和 13.9MW。

为分析机组利用凝结水节流调节参与一次调频的能力,表 5 给出不同工况下输出功率的调节速率。当机组低负荷运行时,运用凝结水节流的调节速率普遍低于高负荷运行工况,且随着凝结水节流

表 5 不同工况下机组的调节速率

Table 5 Regulation rate of unit output power under different operating conditions			
工况	凝结水节流量/(t/h)	60 s 内功率增量/MW	调节速率/(%P _e /min)
100%THA	1023.43	5.70	0.95
100%THA	768.03	4.11	0.68
100%THA	512.43	2.72	0.45
100%THA	256.83	1.29	0.21
75%THA	718.96	2.92	0.48
75%THA	481.56	1.88	0.31
75%THA	337.56	1.27	0.21
75%THA	157.56	0.56	0.09
50%THA	412.32	1.06	0.17
50%THA	308.12	0.77	0.13
50%THA	164.12	0.42	0.07

量的减少,调节速率呈现下降的趋势。

4 动态焓分析

本节将基于动态焓分析方法,重点研究调节过程中回热系统的动态焓流和焓损过程,并以 100% THA、节流量 256.83 t/h 的工况为例展开详细分析。

4.1 低压加热器组的动态焓分析

图 11 展示了各级低加的动态焓流特性。抽汽输入焓流为本段抽汽,给水输入焓流为下级加热器的给水,疏水输入焓流为上级加热器的疏水,三者共同构成本级加热器的输入焓流;疏水输出焓流为本级加热器的疏水,给水输出焓流为本级加热器的给水,两者构成本级加热器的输出焓流。受图 6 和 8 中凝结水及各段抽汽流量变化趋势的影响,各级低加的抽汽焓流、给水输入和输出焓流整体呈现出一种下凹形态。调节过程中,受抽汽流量持续缓慢下降的影响,1#低加抽汽焓流从 18.25 MW 逐渐下降至 15.64 MW,调节结束后恢复至初始值。其余低加抽汽焓流在调节开始时缓慢下降至稳定值,随后保持该状态直到节流状态结束,最后回升至初始值。各级低加的疏水焓流由于换热充分,在调节过程中几乎保持不变。给水侧出口焓流大体呈现快速下降至某一稳定值,并保持到调节结束,最后回升至初始值。在调节开始和结束时,给水侧出口焓流均表现出一定的惯性,并且呈现逐级递减的趋势。

表 6 为各级低加抽汽焓流在凝结水节流阶跃下降时的变化幅度和整定时间,由于 1#低加抽汽流量的持续下降,其焓流在节流过程中保持下降状态,而其余低加抽汽焓流的整定时间依次减少。在节流调节过程中,各回热系统部件的蓄能释放存在一定的顺序。4#低加最先达到稳定状态并释放完其蓄

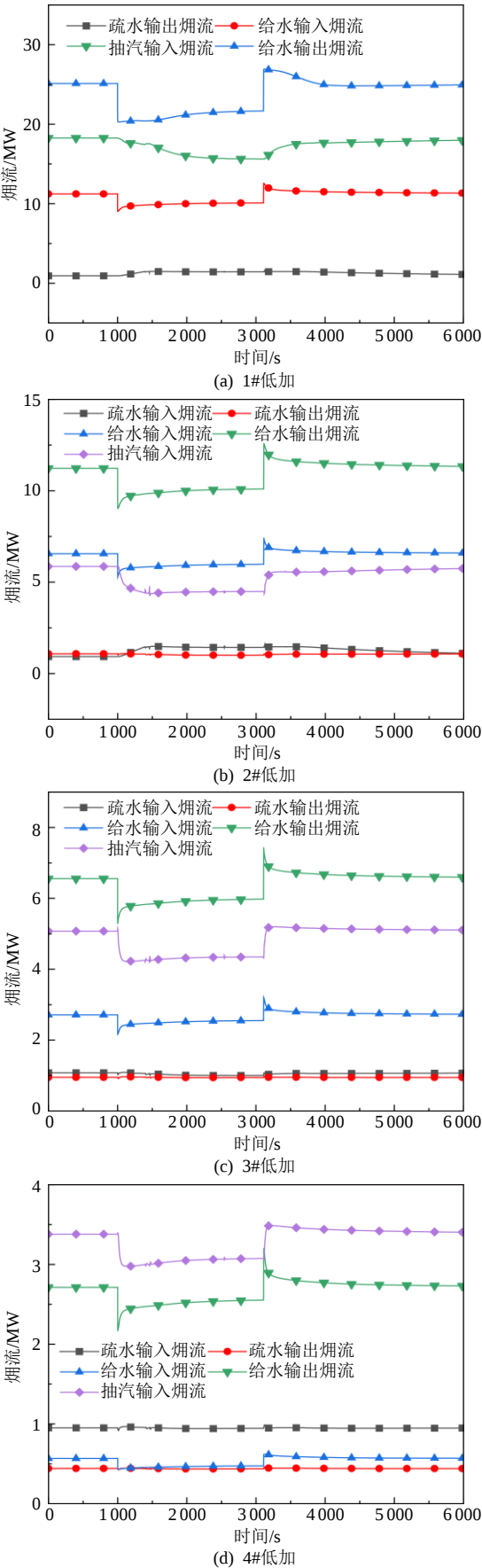


图 11 各级低压加热器的动态烟流特性
Fig. 11 Dynamic exergy flow characteristics of low-pressure heaters

表 6 抽汽烟流变化指标

Table 6 Indicators of change in pumped vapour flow			
流股	节流前/MW	节流中的稳定值/MW	整定时间/s
1#低加抽汽烟流	18.25	—	—
2#低加抽汽烟流	5.86	4.40	500
3#低加抽汽烟流	5.07	4.22	100
4#低加抽汽烟流	3.38	2.98	70

能，随后其他低加依次达到稳定状态，完成蓄能的释放。

各级低加烟损的动态特性如图 12 所示。可知，凝结水流量阶跃下降时，1#、2#、3#、4#低加的烟损分别从 3.43、1.04、1.36、1.74 MW 迅速增加至 6.23、2.11、2.12、2.15 MW。随后，除 1#低加缓慢下降至稳定值外，其余低加均快速下降至稳定值，且下降速度逐级递增。凝结水流量阶跃回升时，各级低加的烟损变化与凝结水流量阶跃下降时类似。在凝结水流量阶跃下降和上升的时刻，各级低加烟损存在短暂的阶跃变化，这主要是由于各级低加给水侧换热的热耦合效应，并且上游部件对下游部件的影响导致响应速度减缓。相比于调节前后，在节流过程中，由于参与换热的工质减少，各级低加烟损较低。

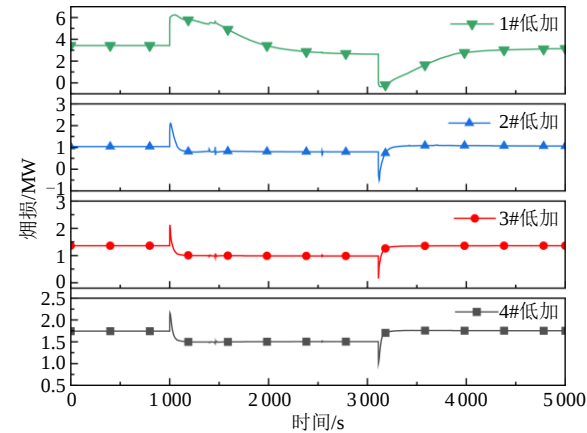


图 12 各级低加烟损的动态特性
Fig. 12 Dynamic exergy loss characteristics of low-pressure heaters

4.2 除氧器的动态烟分析

在回热系统中，由于除氧器具有较大的热惯性，特别分析了其内部积存的烟流和烟损变化过程如图 13 所示。在凝结水流量阶跃下降时，除氧器的内部积存烟流同步阶跃至-9.94 MW，并保持至调节结束，最后在节流结束时阶跃回升至初始状态。受到低压加热器组的影响，并且自身压力和水位的持续变化，除氧器的响应速度最慢。如图 13(b)所示，在凝结水流量阶跃下降时，除氧器烟损自 3.59 阶跃上涨至 7.31 MW，并在调节过程中逐渐缓慢下

降。最终,在调节结束后,烟损阶跃下降,并缓慢上升至初始值。在整个调节过程中,除氧器持续释放蓄能,且释放速度逐渐减小。

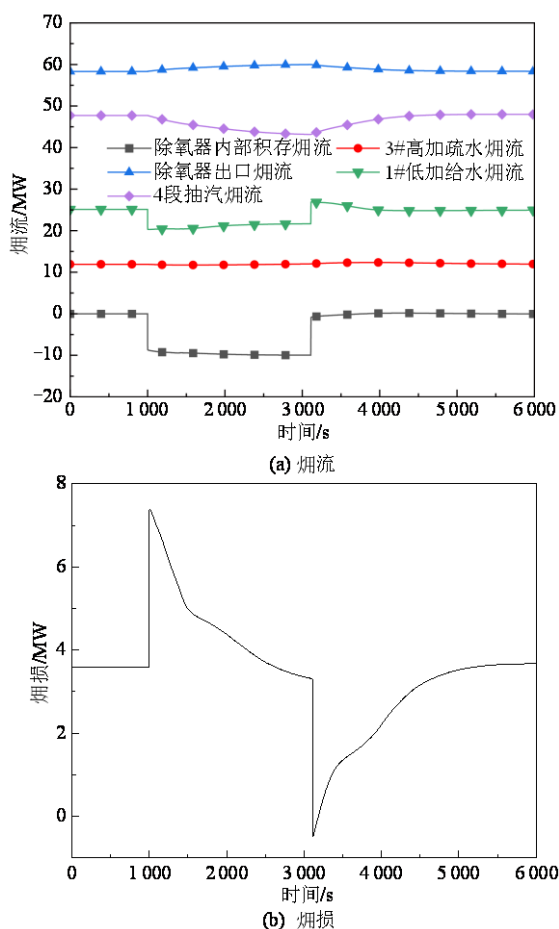


图13 除氧器的动态烟流和烟损特性

Fig. 13 Dynamic exergy flow and exergy loss characteristics of deaerator

其中,在3000s后,烟损的计算值出现负数,这是由于时间尺度的问题。当凝结水流量阶跃变化后,由于除氧器存在较大的热容,其响应过程会产生延滞。如图13(a)所示,1#低加给水输入烟流和4段抽汽烟流在3000s时迅速上升,而除氧器出口烟流和内部积存烟流受设备本身热容的影响出现短暂的滞后。这种滞后会导致动态烟损在计算过程中出现短暂的负数情况。

4.3 动态烟响应特性与优化建议

图14为各部件在调节过程中的总烟损失和动态响应系数。除氧器的总烟损最大,达到17.36GJ,而低压加热器组中,1#低加总烟损最大,为15.64GJ,其余低加总烟损依次为4.77、6.01、8.23GJ。除氧器和1#低加在凝结水节流过程中表现出较高的总烟损,主要原因在于其设备特性和运行状态的双重影响。除氧器和1#低加具有高温差的换

热特性,导致了较大的不可逆损失。此外,在凝结水节流过程中,如图8所示,除氧器抽汽和1#低加抽汽的压差和流量参数波动剧烈,加剧了两者的热力不平衡,使其在节流调节阶段表现出较大的烟损。

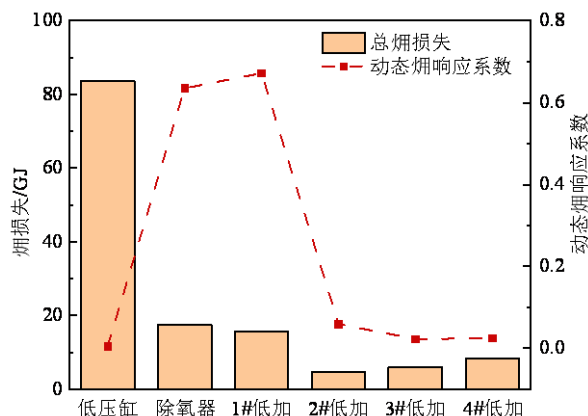


图14 各部件在调节过程中的总烟损失和动态响应系数

Fig. 14 Total exergy losses and dynamic response coefficients of each components in the regulation process

从定量的角度来看,动态烟响应系数表明,在节流过程中,低压缸具有更好的调节性能和稳定性。而除氧器和1#低加的响应过程存在延迟和波动,响应系数较大。其余低压加热器的响应系数较低,从大到小依次为2#低加、3#低加和4#低加。

在凝结水节流调节过程中,由于流量和压力的快速变化,除氧器和低压加热器(尤其是1#低加)会经历较大的热冲击,导致显著的不可逆损失。这一问题不仅影响系统效率,还可能对设备安全造成威胁。因此,优化控制策略以减小调节过程中的动态烟响应性能显得尤为重要,提出以下建议:

1) 利用先进控制策略(如经济模型预测控制),在快速响应过程与热经济性之间找到最佳平衡。在多目标优化框架下,将动态烟响应系数纳入优化目标,结合对压力和水位等参数的实时监测和预测,进行实时调节。

2) 实时局部优化。针对调节过程中不可逆损失集中的区域(如除氧器和1#低加),可通过动态调整除氧器溢流阀和加热器疏水阀,缓解系统内部发生剧烈的热力不平衡,从而减少不可逆损失的累积。

5 结论

本文建立600MW超临界纯凝式汽轮机系统模型,研究凝结水节流调节过程中汽轮机系统的动态响应及回热系统的动态烟流和烟损特性,主要结论如下:

1) 所建立的 600 MW 超临界汽轮机系统模型在 40%~100%THA 工况验证中, 稳态误差均在 5% 以内, 具有较高的精度。

2) 在不同工况下, 机组功率增量与凝结水流量满足指数拟合关系, 并且凝结水节流量与机组输出功率的变化量及最大响应速度呈正比关系, 前 60 s 过程的功率变化对节流量的增加尤为敏感。以 100%THA 工况为例, 相较于 50%THA 工况, 最大功率增量达 17.4 MW, 提升了 105.4%。此外, 当节流量从 256.83 增加至 1 023.43 t/h 时, 机组功率增量提升了 153.6%, 最大响应速度提升了 341.8%。

3) 动态焓分析表明, 随凝结水的流动, 回热系统各部件释放蓄能并逐级达到新的热稳定状态。除氧器及 1#低加的总焓损和动态焓响应系数明显大于其余低加, 其中总焓损从大到小依次为除氧器、1#、4#、3#和 2#低加。

基于汽轮机系统的动态特性和动态焓响应规律, 后续应引入先进控制算法, 结合动态焓响应过程, 以优化凝结水节流调节下回热系统的动态特性与调控性能, 从而进一步提升机组调频的灵活性和经济性。

参考文献

- [1] 国家统计局. 中华人民共和国 2023 年国民经济和社会发展统计公报[R]. 北京: 国家统计局, 2024.
National Bureau of Statistics. Statistical Communiqué of the People's Republic of China on the 2023 national economic and social development[R]. Beijing: National Bureau of Statistics, 2024(in Chinese).
- [2] GUO Mengmeng, HAO Yongsheng, NIŽETIĆ S, et al. Modelica-based heating surface modelling and dynamic exergy analysis of 300 MW power plant boiler[J]. Energy Conversion and Management, 2024, 312: 118557.
- [3] 刘吉臻, 曾德良, 田亮, 等. 新能源电力消纳与燃煤电厂弹性运行控制策略[J]. 中国电机工程学报, 2015, 35(21): 5385-5394.
LIU Jizhen, ZENG Deliang, TIAN Liang, et al. Control strategy for operating flexibility of coal-fired power plants in alternate electrical power systems[J]. Proceedings of the CSEE, 2015, 35(21): 5385-5394(in Chinese).
- [4] 赵永亮, 许朋江, 居文平, 等. 燃煤发电机组瞬态过程灵活高效协同运行的理论与技术研究综述[J]. 中国电机工程学报, 2023, 43(6): 2080-2099.
ZHAO Yongliang, XU Pengjiang, JU Wenping, et al. Overview of theoretical and technical research on flexible and efficient synergistic operation of coal-fired power units during transient processes[J]. Proceedings of the CSEE, 2023, 43(6): 2080-2099(in Chinese).
- [5] 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): 4318-4336.
YAN Xingrong, GAO Xiang, YU Pengfeng, et al. Research on safety challenges and countermeasures of flexible operation for coal-fired units[J]. Proceedings of the CSEE, 2025, 45(11): 4318-4336(in Chinese).
- [6] 黄怡涵, 郝玲, 陈磊, 等. 适用于多种一次调频技术及工况变化的抽汽凝汽式汽轮机数学模型[J]. 中国电机工程学报, 2024, 44(15): 6065-6077.
HUANG Yihan, HAO Ling, CHEN Lei, et al. Mathematical model of extraction condensing steam turbine suitable for multiple primary frequency regulation technologies and various operating conditions [J]. Proceedings of the CSEE, 2024, 44(15): 6065-6077(in Chinese).
- [7] 郭越, 徐飞, 陈磊, 等. 适用于一次调频能力在线监测的锅炉蓄热系数计算方法[J]. 中国电机工程学报, 2024, 44(5): 1872-1881.
GUO Yue, XU Fei, CHEN Lei, et al. Identification of boiler heat storage coefficient for online monitoring of primary frequency regulation capability of steam unit[J]. Proceedings of the CSEE, 2024, 44(5): 1872-1881(in Chinese).
- [8] LAUSTERER G K. Improved maneuverability of power plants for better grid stability[J]. Control Engineering Practice, 1998, 6(12): 1549-1557.
- [9] 姚峻, 祝建飞, 金峰. 1 000 MW 机组节能型协调控制系统的设计与应用[J]. 中国电力, 2010, 43(6): 79-84.
YAO Jun, ZHU Jianfei, JIN Feng. Design and application of energy-saving coordination control system in 1 000 MW unit[J]. Electric Power, 2010, 43(6): 79-84(in Chinese).
- [10] HU Yong, ZENG Deliang, LIU Jizhen, et al. Dynamic model for controller design of condensate throttling systems[J]. ISA Transactions, 2015, 58: 622-628.
- [11] 刘吉臻, 王耀函, 曾德良, 等. 凝结水节流参与的超超临界机组一次调频控制方法[J]. 中国电机工程学报, 2017, 37(24): 7216-7222.
LIU Jizhen, WANG Yaohan, ZENG Deliang, et al. A primary frequency regulation method of USC units based on condensate throttling[J]. Proceedings of the CSEE, 2017, 37(24): 7216-7222(in Chinese).
- [12] 王寒雨, 周丽丽, 胥建群, 等. 超超临界 1 050 MW 机组凝结水节流特性研究[J]. 汽轮机技术, 2022, 64(4): 295-298, 311.
WANG Hanyu, ZHOU Lili, XU Jianqun, et al. Study on throttling characteristics of condensate of ultra-supercritical 1 050 MW unit[J]. Turbine Technology,

- 2022, 64(4): 295-298, 311(in Chinese).
- [13] HAN Zhonghe, XIANG Peng. Modeling condensate throttling to improve the load change performance of cogeneration units[J]. Energy, 2020, 192: 116684.
- [14] ZHAO Yongliang, LIU Ming, WANG Chaoyang, et al. Exergy analysis of the regulating measures of operational flexibility in supercritical coal-fired power plants during transient processes[J]. Applied Energy, 2019, 253: 113487.
- [15] ZHAO Yongliang, LIU Ming, WANG Chaoyang, et al. Increasing operational flexibility of supercritical coal-fired power plants by regulating thermal system configuration during transient processes[J]. Applied Energy, 2018, 228: 2375-2386.
- [16] 赵永亮, 张利, 刘明, 等. 660 MW 燃煤机组热力系统构型调整对一次调频性能的影响研究[J]. 中国电机工程学报, 2019, 39(12): 3587-3597.
- ZHAO Yongliang, ZHANG Li, LIU Ming, et al. Effects of regulating thermal system configuration for 660 MW coal-fired power units on the performance of primary frequency control[J]. Proceedings of the CSEE, 2019, 39(12): 3587-3597(in Chinese).
- [17] 张可臻, 赵永亮, 刘明, 等. 燃煤机组凝结水节流过程蓄焓转换特性分析[J]. 工程热物理学报, 2021, 42(8): 1936-1943.
- ZHANG Kezhen, ZHAO Yongliang, LIU Ming, et al. Analysis of the exergy conversion during condensate throttling processes in coal-fired power plants[J]. Journal of Engineering Thermophysics, 2021, 42(8): 1936-1943(in Chinese).
- [18] ZHANG Kezhen, ZHAO Yongliang, LIU Ming, et al. Flexibility enhancement versus thermal efficiency of coal-fired power units during the condensate throttling processes[J]. Energy, 2021, 218: 119534.
- [19] COOKE D H. On prediction of off-design multistage turbine pressures by Stodola's ellipse[J]. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 1985, 107(3): 596-606.
- [20] 胡勇. 基于汽轮机蓄能特性的大型火电机组快速变负荷控制研究[D]. 北京: 华北电力大学, 2015.
- HU Yong. Research on rapid load adjustment control of large capacity coal-fired power plant based on the characteristic of turbine stored energy[D]. Beijing: North China Electric Power University, 2015(in Chinese).
- [21] WANG Chaoyang, LIU Ming, ZHAO Yongliang, et al. Dynamic modeling and operation optimization for the cold end system of thermal power plants during transient processes[J]. Energy, 2018, 145: 734-746.
- [22] CHEN Chen, ZHOU Zhiqun, BOLLAS G M. Dynamic modeling, simulation and optimization of a subcritical steam power plant. Part I: plant model and regulatory control[J]. Energy Conversion and Management, 2017, 145: 324-334.
- [23] 刘吉臻, 王耀函, 曾德良, 等. 基于凝结水节流的火电机组 AGC 控制优化方法[J]. 中国电机工程学报, 2017, 37(23): 6918-6925.
- LIU Jizhen, WANG Yaohan, ZENG Deliang, et al. An AGC control method of thermal unit based on condensate throttling[J]. Proceedings of the CSEE, 2017, 37(23): 6918-6925(in Chinese).
- [24] BEJAN A. Fundamentals of exergy analysis, entropy generation minimization, and the generation of flow architecture[J]. International Journal of Energy Research, 2002, 26(7): 545-565.
- [25] WANG Chaoyang, LIU Ming, ZHAO Yongliang, et al. Entropy generation analysis on a heat exchanger with different design and operation factors during transient processes[J]. Energy, 2018, 158: 330-342.
- [26] 胡勇, 刘洁臻, 曾德良, 等. 1000 MW 火电机组凝结水节流系统动态模型研究[J]. 太原理工大学学报, 2014, 45(6): 818-822.
- HU Yong, LIU Jiezheng, ZENG Deliang, et al. Dynamic model of condensate throttling system in 1000 MW coal-fired power plant[J]. Journal of Taiyuan University of Technology, 2014, 45(6): 818-822(in Chinese).



鲁宇轩

在线出版日期: 2025-08-11。

收稿日期: 2024-10-30。

作者简介:

鲁宇轩(2001), 男, 硕士研究生, 研究方向为热力系统仿真与优化控制, 220240553@seu.edu.cn;

*通信作者: 孙立(1989), 男, 教授, 博士生导师, 主要从事燃料电池优化控制、机器学习技术在能源系统的应用、新能源系统热管理技术等方面的研究, sunli12@seu.edu.cn。

(责任编辑 胡琳琳)