

DOI: 10.19666/j.rlfed.202303037

# 部分回热燃气轮机联合循环系统底循环 动态特性研究

杨泽雨<sup>1</sup>, 李永毅<sup>1,2</sup>, 张国强<sup>1</sup>, 何怡冲<sup>1</sup>, 林育超<sup>1</sup>

(1.华北电力大学能源动力与机械工程学院, 北京 102206;

2.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]** 燃气轮机联合循环机组底循环动态特性对机组变负荷特性有极其重要的影响。部分回热是一种可用于改善联合循环部分负荷性能的新方法。由于回热调控对底循环的运行有重要影响, 研究部分回热对底循环动态特性的影响是系统可行性评价的重要一环。采用模块化的建模方法构建了部分回热联合循环机组底循环系统的动态仿真模型, 研究了底循环入口参数扰动与降负荷过程的动态特性。结果表明, 建立的动态模型可准确反映底循环动态特性。对比分析仿真结果发现, 面对燃气轮机排烟参数扰动, 部分回热机组的动态响应与常规机组基本一致。排烟温度的扰动主要影响高压过热蒸汽和再热蒸汽, 且影响幅度较大, 排烟温度  $T_4$  扰动 5% 可使底循环功率下降 16.32%, 机组响应速度较慢, 汽轮机功率的时间常数约 400 s; 排烟流量的扰动影响各级蒸汽, 且影响幅度相对较小, 扰动 10% 使底循环功率下降 9.49%, 机组响应速度较快, 汽轮机功率的时间常数约 60 s; 面对回热比例扰动, 机组动态响应与排烟温度扰动相似; 而使用回热调节的运行策略导致联合循环变负荷量全部由底循环承担, 部分回热机组负荷达到稳态所需时间较常规机组滞后 1 100 s, 回热调节的方式较为适合在低于 51.4% 的负荷区间内采用。

**[关键词]** 燃气轮机; 底循环; 动态建模; 部分回热; 动态特性

**[引用本文格式]** 杨泽雨, 李永毅, 张国强, 等. 部分回热燃气轮机联合循环系统底循环动态特性研究[J]. 热力发电, 2023, 52(12): 59-69. YANG Zeyu, LI Yongyi, ZHANG Guoqiang, et al. Study on dynamic characteristics of bottoming cycle of partially recuperative gas turbine combined cycle[J]. Thermal Power Generation, 2023, 52(12): 59-69.

## Study on dynamic characteristics of bottoming cycle of partially recuperative gas turbine combined cycle

YANG Zeyu<sup>1</sup>, LI Yongyi<sup>1,2</sup>, ZHANG Guoqiang<sup>1</sup>, HE Yichong<sup>1</sup>, LIN Yuchao<sup>1</sup>

(1.School of Energy, Power and Mechanical Engineering, North China Electric Power University, Beijing 102206, China;

2.Hebei Key Laboratory of Low Carbon and High Efficiency Power Generation Technology, North China Electric Power University, Baoding 071003, China)

**Abstract:** The dynamic characteristics of the bottoming cycle of a gas turbine combined cycle have a significant influence on the load variation characteristics of the unit. Partially recuperation is a new method which can be used to improve the performance of combined cycle at partial load, it is an important part of system feasibility evaluation to study the effect of partially recuperation on the dynamic characteristics of the bottoming cycle. In this paper, a dynamic simulation model of the bottoming cycle system of a partially recuperative combined cycle unit is established by using modular modeling method, and the dynamic characteristics of inlet parameter disturbance and load shedding process are studied. The results show that, the dynamic model can accurately reflect the dynamic characteristics of the bottoming cycle, and the simulation results show that the dynamic response of partially recuperative units facing the disturbance of exhaust parameters is consistent with that of conventional units. The

收稿日期: 2023-03-10

基金项目: 国家科技重大专项 (J2019-I-0009-0009); 中央高校基本科研业务费面上项目 (2021MS078)

Supported by: National Science and Technology Major Project (J2019-I-0009-0009); Fundamental Research Funds for the Central Universities (2021MS078)

第一作者简介: 杨泽雨 (1998), 男, 硕士研究生, 主要研究方向为燃气轮机联合循环系统动态特性, yangzeyu0422@163.com。

通信作者简介: 李永毅 (1990), 男, 博士, 讲师, 主要研究方向为燃气轮机联合循环运行特性、热力系统集成, liyongyi@ncepu.edu.cn。

disturbance of exhaust temperature  $T_4$  mainly affects the high-pressure superheated steam and reheated steam, and the influence range is larger. The disturbance of  $T_4$  with 5% can reduce the bottoming cycle power by 16.32%. The response speed of the unit is slower, and the time constant of the steam turbine power is about 400. The disturbance of exhaust flow affects the steam of each stage, and the influence range is relatively small, the disturbance of 10% reduces the bottoming cycle power by 9.49%, the response speed of the unit is faster, the time constant of the steam turbine power is about 60. When the recuperative ratio is disturbed, the dynamic response of the unit is similar to that of the  $T_4$  disturbance, and the operation strategy of recuperative regulation results in the load variation of the combined cycle being borne entirely by the bottoming cycle, the time needed for partially recuperative units to reach steady state is 1 100 s later than that of conventional units, and the recuperative regulation mode is suitable for use in the load interval below 51.4%.

**Key words:** gas turbine; bottoming cycle; dynamic modelling; partially recuperation; dynamic characteristic

近年来,燃气轮机联合循环机组因其启停快、调峰性能好、排放水平低等优点得到了迅速发展。底循环是联合循环机组的重要组成部分,具有热惯性大、动态响应时间长的特点,其运行特点直接影响机组运行性能。随着电力系统调峰需求的日益提升,联合循环机组将频繁进行负荷波动并长期在部分负荷下运行,但联合循环机组的效率对负荷较为敏感,改善联合循环机组在部分负荷下的运行性能对于提升联合循环机组参与电网调峰的经济性具有重要意义。

为了提升联合循环的部分负荷性能,学者们对机组尝试了多种优化方案。他们通过搭建特性预估模型对燃气轮机联合循环各关键部件变工况运行特性展开研究,从运行策略和系统结构等角度探索了改善机组部分负荷性能的方法<sup>[1]</sup>。从循环结构的角度出发,对简单、回热、间冷回热机组的性能进行全工况分析后发现,回热是提高机组效率的重要措施<sup>[2]</sup>。针对常规 GE9F 机组,学者们提出了一种部分回热联合循环。通过对新机组进行变工况特性分析发现,利用回热比例进行负荷调节的运行策略能够提高机组部分负荷效率<sup>[3-5]</sup>。Li 等人<sup>[6]</sup>基于部分回热和压气机进气加热构建了一种双回热燃气轮机联合循环机组(DRGTC),在相同输出功率下 DRGTC 机组有着更高的进气温度和透平膨胀比,且低负荷区间的性能得到了改善。除此之外,回热调控的手段使整个联合循环系统的调峰深度较基准机组<sup>[7]</sup>也增加了 6.51%。可见,部分回热的改造使机组联合循环在热效率和调峰性能方面得到了提升,且变负荷策略相对常规机组更加灵活。但回热器的存在会造成汽轮机功率损失<sup>[8-10]</sup>,且部分回热的系统结构及其调节策略是否会影响底循环的动态特性目前尚未得知。

针对底循环的动态特性,国内外学者所做研究已比较成熟。段立强运用温区模型概念建立 IGCC

底循环系统变工况特性模型,揭示了负荷变化及环境温度变化时底循环的变工况规律<sup>[11]</sup>。Benato 等人<sup>[12]</sup>基于 DYMOLA 和 Matlab/Simulink 对联合循环机组进行动态仿真并对比 2 种平台计算结果的区别。崔凝等<sup>[13-16]</sup>采用模块化建模的方法建立 M701F 级机组底循环系统动态数学模型,基于 STAR-90 仿真平台模拟机组全工况运行过程从而对底循环的动静特性进行探索。余热锅炉的响应规律是底循环动态特性的关键,以烟气、金属壁、工质三侧的热平衡为主要数学关系对受热面进行动态建模,仿真结果能够正确反映换热及流动过程中余热锅炉单相换热器出口工质参数的变化规律,同时利用遗传算法和粒子群算法可对模型参数进行优化<sup>[17]</sup>。马文通等<sup>[18]</sup>基于部件容积法建立了蒸发器动态模型并对吸热量扰动的工况进行仿真模拟。毛晓飞等<sup>[19-20]</sup>运用序贯模块法建立较为精细的余热锅炉汽水系统动态数学模型,并分析了排烟参数扰动时余热锅炉出口参数的动态响应规律。Alobaid 等人<sup>[21]</sup>基于 APROS 和 ASPEN 软件对联合循环机组余热锅炉的启动过程进行仿真分析,并将结果进行对比。

至今为止,许多学者针对底循环各部件的动态特性进行了深入研究,但由于部分回热机组在烟气流程上存在差异,其系统的结构及基于回热调节的运行策略是否会对底循环的运行稳定及动态响应产生影响尚不得知。因此,本文建立了部分回热联合循环机组的底循环动态模型;通过模型仿真和数据分析,研究排烟参数和回热比例扰动下底循环的动态响应特性;并与常规联合循环的底循环进行对比分析,探究部分回热对底循环动态特性的影响。

## 1 部分回热机组底循环动态建模

### 1.1 部分回热联合循环机组简介

基于文献[3]提出的部分回热联合循环机组展开,采用卧式无补燃三压再热自然循环余热锅炉,

部分回热联合循环的温-熵 ( $T-S$ ) 图如图 1 所示。

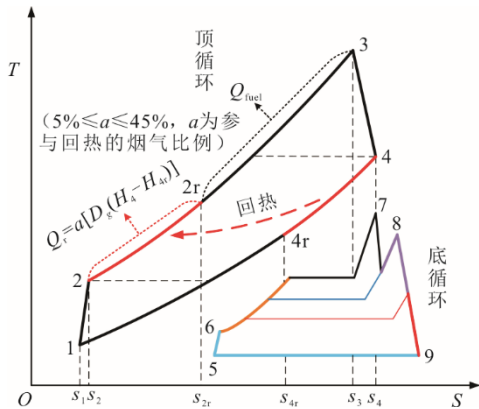


图 1 部分回热联合循环  $T-S$  图  
Fig.1 Temperature-entropy diagram of partially recuperative combined cycle

本文仿真所用部分回热联合循环机组由 SCC5-4000F 型机组的基础上进行部分回热改造得到。相比之下部分回热机组大部分设计参数不变，仅在底循环处由于回热的加入造成主蒸汽流量由 78.26 kg/s 降为 75.21 kg/s，设计工况点下汽轮机功率较基准机组减少 4.24 MW。图 2 为机组循环结构示意图。不同于常规机组，该系统燃气轮机排烟分为 2 部分：一部分送入回热器预热燃烧室入口空气后由再热器 1 之前通入余热锅炉继续加热工质；另一部分则直接进入余热锅炉，在 95.6%~100.0% 的负荷区间内机组通过调整参与回热的烟气比例（回热比例  $a$ ）实现变负荷。该过程中燃气轮机的工况点基本保持稳定，回热比例的变化改变了进入底循环的烟气热量，主要通过底循环的功率变化进行负荷调节。

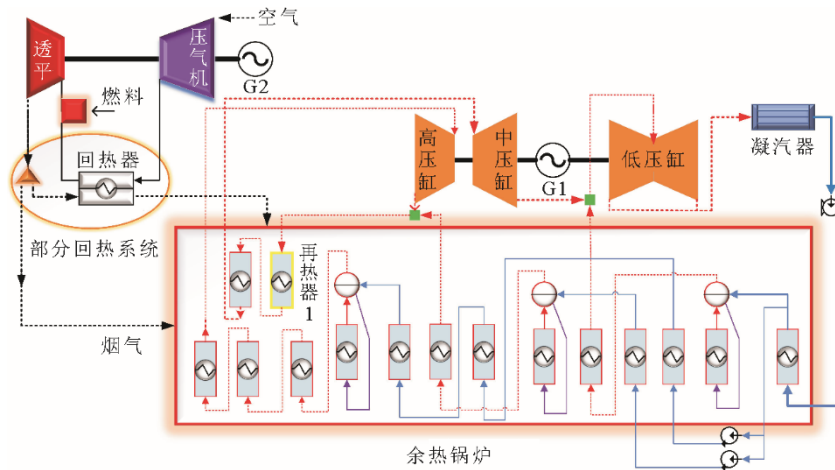


图 2 部分回热联合循环系统  
Fig.2 Partially recuperative combined cycle system

## 1.2 底循环动态模型搭建

### 1.2.1 余热锅炉单相换热器动态模型

图 3 为单相换热器简化物理模型。分别建立工质侧、烟气侧的流动和换热过程及金属壁的蓄热过程动态数学模型。建模过程中作如下假设<sup>[22]</sup>：1) 所有并联管用一根等效受热管代表，介质流通面积为并联管流通面积之和；2) 管壁径向导热系数无限大，金属温度只沿管长方向有变化；3) 管内介质为充分混合的流体，同一截面上流速均匀。

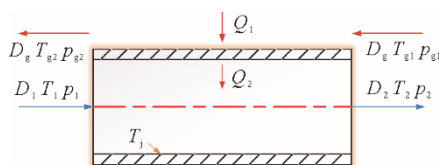


图 3 单相换热器简化物理模型  
Fig.3 Simplified physical model of single-phase heat exchanger

工质侧动量守恒方程为：

$$p_1 - p_2 = k_d \frac{D_1^2}{\rho_1} \quad (1)$$

工质侧质量守恒方程为：

$$D_1 - D_2 = V \frac{d\rho_2}{d\tau} \quad (2)$$

为防止连带效应，假设工质整体焓值变化速度等于工质出口焓值变化速度，分别有工质侧、烟气侧及金属壁能量守恒：

$$\frac{dT_2}{d\tau} = \frac{Q_2 - D_1(H_2 - H_1)}{V\rho_2 c_{p2}} \quad (3)$$

$$\frac{dT_{g2}}{d\tau} = \frac{\phi D_g c_{pg} (T_{g1} - T_{g2}) - Q_1}{V\rho_g c_{pg}} \quad (4)$$

$$\frac{dT_j}{d\tau} = \frac{Q_1 - Q_2}{M_j c_j} \quad (5)$$

式中:  $H_1$ 、 $H_2$  分别为工质进、出口焓值, J/kg;  $p_1$ 、 $p_2$  分别为工质进、出口压力, kPa;  $k_d$  为流阻系数, 由每级设计工况数据计算得出;  $D_1$ 、 $D_2$  为工质进、出口流量, kg/s;  $\rho_1$ 、 $\rho_2$  为工质进、出口密度, kg/m<sup>3</sup>;  $V$  为换热管段容积, m<sup>3</sup>;  $Q_2$  为金属壁向工质的放热量, J;  $Q_1$  为烟气向金属壁的放热量, J;  $T_1$ 、 $T_2$  为工质进、出口温度, K;  $c_{p2}$  为工质定压比热容, J/(kg·K);  $T_{g1}$ 、 $T_{g2}$  为烟气进、出口温度, K;  $D_g$  为烟气流量, kg/s;  $T_j$  为金属壁温, K;  $c_{pg}$  为烟气定压比热容, J/(kg·K);  $\phi$  为保热系数, 一般可取 0.998;  $M_j$  为管段金属质量, kg;  $c_j$  为金属比热容, J/(kg·K)。

### 1.2.2 余热锅炉相变换热器动态模型

相变换热器结构如图 4 所示。将汽包、下降管、上升管作为一个整体进行动态建模, 并做如下假设: 1) 蒸发区内工质压力均等, 用汽包压力作为集总参数; 2) 蒸发区水的密度都按饱和和水密度计算; 3) 各环节集总参数都用出口值代表; 4) 汽包内汽水均处于饱和温度。

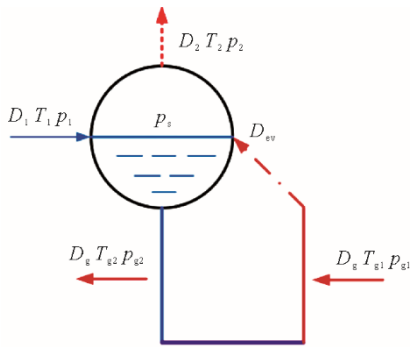


图 4 相变换热器示意

Fig.4 Schematic of phase change heat exchanger

与单相换热器相比, 相变换热器主要区别在于工质侧的相变过程涉及饱和和压力及产气量的计算。蒸发过程中, 进口水首先被统一加热为饱和水, 再被逐步加热为饱和蒸汽, 则蒸发器产气量可表示为<sup>[23]</sup>:

$$D_{ev} = \frac{Q_2 - D_1(H' - H_1)}{H'' - H'} \quad (6)$$

汽包汽侧质量守恒为:

$$\frac{dM_s}{d\tau} = D_{ev} - D_2 \quad (7)$$

蒸发过程中热量的波动会造成产气量的变化, 进而改变汽包压力, 导致出口蒸汽流量和压力随之变化。汽包压力为:

$$\frac{dp_s}{d\tau} = \frac{D_{ev} - D_2}{\alpha} \quad (8)$$

$$\alpha = V_s \frac{d\rho_s}{dp_s} \quad (9)$$

出口蒸汽温度为:

$$T_s = T(p_s) \quad (10)$$

式中:  $T_s$  为饱和温度, K;  $p_s$  为汽包压力, kPa;  $H'$  为饱和水焓, J/kg;  $H''$  为饱和蒸汽焓, J/kg;  $D_{ev}$  为蒸发器产气量, kg/s;  $M_s$  为汽包内蒸汽质量, kg;  $\rho_s$  为饱和蒸汽密度, kg/m<sup>3</sup>;  $V_s$  为汽包蒸汽侧容积, m<sup>3</sup>。

### 1.2.3 回热器动态模型

本文回热器采用逆流布置, 且通过调整阀门开度能够灵活控制流经回热器的烟气流量, 其示意如图 5 所示。

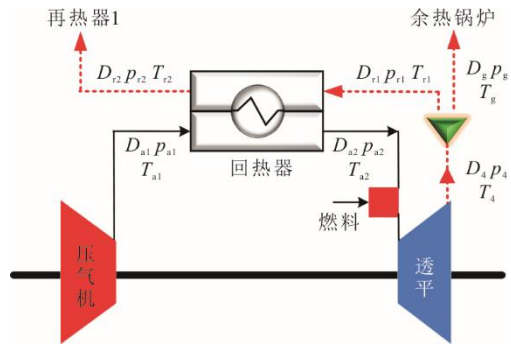


图 5 回热器示意

Fig.5 Schematic of recuperator

由于回热器也属于单相换热器, 故动态建模主要针对烟气、金属壁、空气两两间的热交换过程, 分别建立能量守恒关系:

$$(D_{a1}H_{a1} - D_{a2}H_{a2}) - K_a \left( T_j - \frac{T_{a1} + T_{a2}}{2} \right) = \rho_a V \frac{dH_{a2}}{d\tau} \quad (11)$$

$$(D_{r1}H_{r1} - D_{r2}H_{r2}) - K_r \left( \frac{T_{r1} + T_{r2}}{2} - T_j \right) = \rho_r V \frac{dH_{r2}}{d\tau} \quad (12)$$

$$K_r \left( \frac{T_{r1} + T_{r2}}{2} - T_j \right) - K_a \left( T_j - \frac{T_{a1} + T_{a2}}{2} \right) = M_j C_j \frac{dT_j}{d\tau} \quad (13)$$

式中:  $H_{a1}$ 、 $H_{a2}$  分别为工质进、出口焓值;  $D_{a1}$ 、 $D_{a2}$  为工质进、出口流量, kg/s;  $\rho_a$ 、 $\rho_r$  分别为空气、烟气出口密度, kg/m<sup>3</sup>;  $T_{a1}$ 、 $T_{a2}$  为工质进、出口温度, K;  $K_a$  为金属壁与空气间换热面积与对流换热系数乘积;  $K_r$  为烟气与金属壁间换热面积与对流换热系数乘积; 下标 d 代表设计参数;  $T_{r1}$ 、 $T_{r2}$  为回热器烟气进、出口温度, K;  $D_{r1}$ 、 $D_{r2}$  为回热器烟气进、出口流量, kg/s。

机组调节透平出口参与回热的烟气比例  $a$  进行变负荷的过程中, 流经回热器的烟气流量  $D_r$  变化较

大, 烟气侧对流换热系数也随之改变<sup>[6,24]</sup>, 回热器两侧流体出口温度开始改变, 直至回热器达到新的热平衡。

$$K_r = K_{r,d} \left( \frac{D_r}{D_{r,d}} \right)^{0.65} \quad (14)$$

#### 1.2.4 蒸汽轮机模型

当蒸汽轮机负荷大于 45% 时采用滑压运行策略, 小于 45% 时采用定压运行策略以保证机组的安全。汽轮机的热惯性较小, 其参数响应速度远快于余热锅炉, 因此在建立模型时, 对汽轮机工况的变动可按准稳态来处理<sup>[25]</sup>, 故采用 Flugel 公式搭建一般工作级数学模型:

$$\frac{D}{D_0} = \sqrt{\frac{p_1^2 - p_2^2}{p_{10}^2 - p_{20}^2}} \sqrt{\frac{T_{10}}{T_1}} \quad (15)$$

式中:  $D$  为设计工况蒸汽流量, kg/s;  $D_0$  为机组实际蒸汽流量, kg/s;  $p_{10}$ 、 $p_{20}$  分别为设计工况进、出口蒸汽压力;  $p_1$ 、 $p_2$  分别为实际工况蒸汽进、出口压力;  $T_{10}$  为设计工况进口蒸汽温度, K;  $T_1$  为实际工况进口蒸汽温度, K。

#### 1.2.5 凝汽器及给水泵模型

汽轮机排气通过凝汽器后被冷却为工作压力下的饱和水, 凝汽器本质上也是换热器的一种, 本文中凝汽器采用准稳态考虑<sup>[25]</sup>, 即凝结量等于汽轮机排气量。参考前文的换热面热平衡关系, 以汽轮机排气、金属壁、冷却水三者间的热平衡为基础搭建模型:

$$Q_s = K_s (T_s - T_j) \quad (16)$$

$$Q_c = K_c \left( T_j - \frac{T_{c1} + T_{c2}}{2} \right) \quad (17)$$

$$M_j c_j \frac{dT_j}{d\tau} = Q_s - Q_c \quad (18)$$

$$\rho_c V \frac{dH_{c2}}{d\tau} = Q_c + D_c (H_{c1} - H_{c2}) \quad (19)$$

式中:  $H_{c1}$ 、 $H_{c2}$  分别为冷却水进、出口焓值;  $D_c$  为冷却水流量;  $\rho_c$  为冷却水出口密度;  $T_{c1}$ 、 $T_{c2}$  为冷却水进、出口温度;  $K_c$  为金属壁与冷却水间的换热面积与对流换热系数乘积;  $K_s$  为汽轮机排气与金属壁间换热面积与对流换热系数乘积;  $Q_c$ 、 $Q_s$  分别为冷却水吸热量及汽轮机排气的凝结放热量。

在底循环中, 水泵负责对给水进行加压, 本文结合泵的试验性能曲线对其进行建模<sup>[13]</sup>。

在额定转速  $n_0$  下泵的扬程与流量有如下关系:

$$H_{p0} = K_{w1} D_{w0}^2 + K_{w2} D_{w0} + K_{w3} \quad (20)$$

式中:  $K_{w1}$ 、 $K_{w2}$ 、 $K_{w3}$  为泵的特性系数, 可由泵的性能曲线拟合得到;  $D_{w0}$  和  $H_{p0}$  为额定转速下的流量及扬程。而根据泵的相似理论, 任一转速下的流量及扬程可表示为式(21)、式(22):

$$D_w = N_c D_{w0} \quad (21)$$

$$H_p = N_c^2 H_{p0} \quad (22)$$

式中:  $N_c = n/n_0$ , 为相对转速。

联立式(21)、式(22)得任一转速下的扬程与流量关系式:

$$H_p = K_{w1} D_w^2 + K_{w2} N_c D_w + K_{w3} N_c^2 \quad (23)$$

又由伯努利方程:

$$H_p = \frac{(p_2 - p_1)}{\rho_w g} + \left( \frac{D_w}{B_p} \right)^2 \quad (24)$$

式中:  $B_p$  为泵进出口管路的总导纳。

综合式(23)、式(24)即可计算出泵在不同转速下的流量及扬程, 从而求得泵出口处流体压力。

## 2 底循环动态模型可靠性验证

本文以 SCC5-4000F 型燃气轮机联合循环机组作为基准机组。设计工况下, 环境温度为 288.15 K, 大气压力为 0.101 3 MPa, 空气相对湿度 60%, 燃气轮机排气流量为 691.14 kg/s, 排气温度为 848.65 K, 功率为 282.50 MW。底循环配套的余热锅炉采用卧式、无补燃型、三压再热、自然循环的结构布置。主蒸汽压力为 13.16 MPa, 主蒸汽温度为 825.15 K, 主蒸汽流量为 78.26 kg/s, 炉膛排烟温度为 368.32 K, 汽轮机功率 134.85 MW。为验证模型的可靠性, 将模型动态仿真结果与机组运行数据进行对比。燃气轮机排烟组分见表 1, 不同工况下模型主要仿真结果与设计值对比见表 2。

表 1 燃气轮机排烟组分

Tab.1 Gas turbine exhaust components

烟气组分	N <sub>2</sub>	CO <sub>2</sub>	H <sub>2</sub> O	O <sub>2</sub>	Ar
体积分数/%	73.5	5.9	5.1	14.3	1.2

由对比结果可见, 各参数仿真结果与设计值间误差最大不超过 3%, 说明所建模型的静态精度较为可靠。为验证模型在动态过程中的准确性, 利用模型对文献[26]中的排烟温度扰动过程进行动态仿真, 得到各参数的动态响应对比如图 6 所示。

表 2 主要参数仿真结果与设计值对比  
Tab.2 Comparison between simulation results and design values of main parameters

项目	100% 负荷			75% 负荷		
	设计值	仿真值	误差/%	设计值	仿真值	误差/%
高压蒸汽温度/K	825.15	824.80	-0.04	825.05	826.17	0.14
高压蒸汽流量/(kg·s <sup>-1</sup> )	78.26	78.25	-0.01	60.87	61.06	0.31
高压蒸汽压力/MPa	13.16	13.155	-0.02	10.85	10.89	0.37
再热蒸汽温度/K	819.85	819.85	0	821.85	821.91	0.01
再热蒸汽流量/(kg·s <sup>-1</sup> )	94.65	94.46	-0.20	72.37	72.61	0.33
再热蒸汽压力/MPa	3.20	3.19	-0.31	2.62	2.64	0.76
中压蒸汽温度/K	585.75	586.24	0.08	580.63	582.01	0.24
中压蒸汽流量/(kg·s <sup>-1</sup> )	16.39	16.21	-1.10	11.50	11.42	-0.69
中压蒸汽压力/MPa	3.36	3.36	0	2.79	2.78	-0.36
低压蒸汽温度/K	511.51	511.93	0.08	502.75	504.21	0.29
低压蒸汽流量/(kg·s <sup>-1</sup> )	10.67	10.38	-2.72	7.99	7.81	-2.25
低压蒸汽压力/MPa	0.71	0.69	-2.81	0.66	0.65	-1.52
排烟温度/K	368.32	367.29	-0.28	365.15	361.38	-1.03
汽轮机功率/MW	134.85	133.75	-0.82	100.91	111.28	0.33

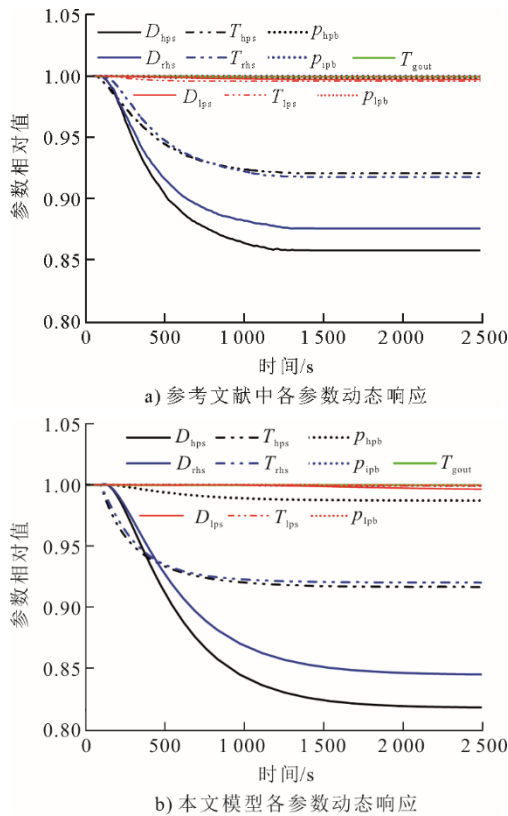


图 6 本文模型与参考文献[26]的动态响应对比  
Fig.6 Comparison of dynamic response between reference documents and dynamic model

图 6 中,  $D_{hps}$ 、 $T_{hps}$ 、 $p_{hpb}$ 、 $D_{rhs}$ 、 $T_{rhs}$ 、 $p_{ipb}$ 、 $D_{lps}$ 、 $T_{lps}$ 、 $p_{lpb}$ 、 $T_{gout}$  分别为高压过热蒸汽流量、高压过热蒸汽温度、高压汽包压力、再热蒸汽流量、再热蒸汽温度、中压汽包压力、低压过热蒸汽流量、低压过热蒸汽温度、低压汽包压力以及炉膛排烟温度。

由于参考文献机组与本文仿真机组在设计工况点上的参数不同,个别参数的变化幅度存在差异,但

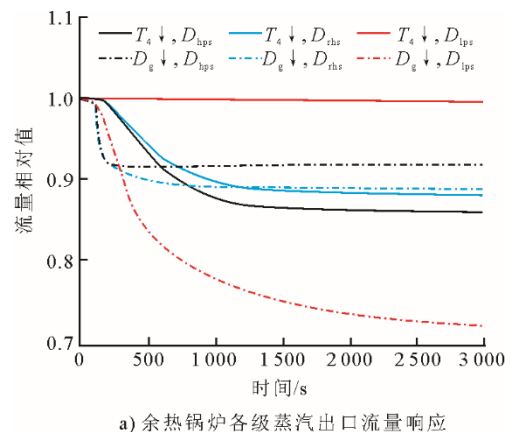
大小均不超过 2%,且在各参数动态响应趋势上,本文模型与文献基本一致。综上,经过稳态数据与动态仿真过程的验证,本文建立的底循环动态模型能够真实反映机组面临扰动时的动态响应特性。

### 3 部分回热机组底循环动态特性分析

#### 3.1 排烟参数扰动的动态响应特性

在常规机组和部分回热机组 ( $a=10\%$ ) 稳态运行时,分别对燃气轮机排烟温度和流量阶跃下降情况下底循环的动态响应特性进行仿真研究。具体研究方案为: 1) 机组稳态运行至第 100s 时,排烟流量  $D_g$  不变,排烟温度  $T_4$  较设计工况阶跃下降 5%; 2) 机组稳态运行至第 100s 时,排烟温度  $T_4$  不变,排烟流量  $D_g$  较设计工况阶跃下降 10%。

图 7、图 8 分别给出了排烟参数扰动时常规机组和部分回热机组底循环的动态响应曲线。对比可见,面对排烟扰动时 2 机组的底循环在动态响应趋势和负荷响应速度上基本一致。



a) 余热锅炉各级蒸汽出口流量响应

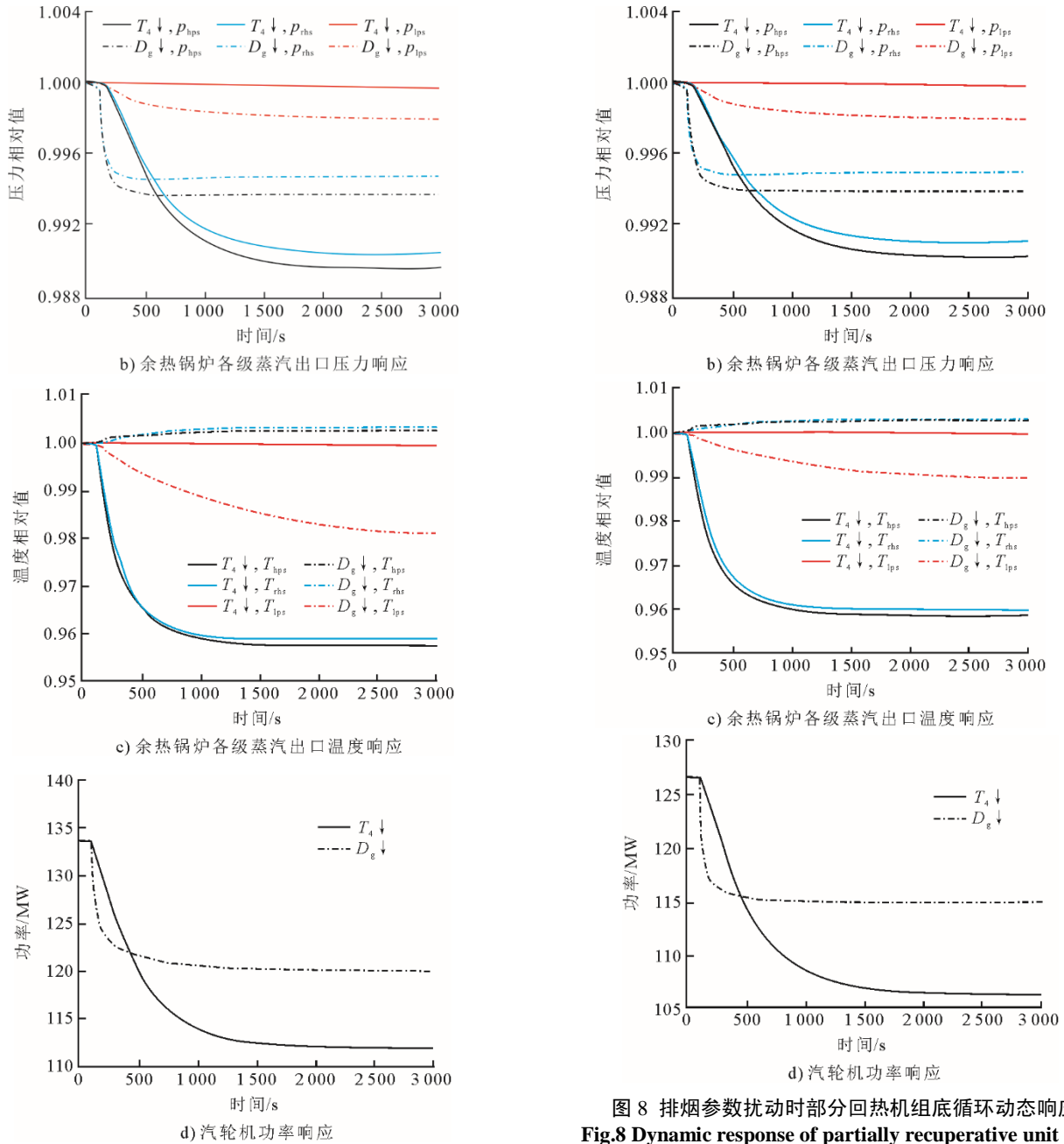
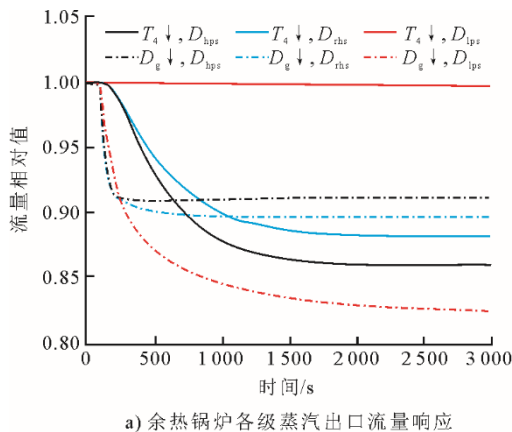


图 8 排烟参数扰动时部分回热机组底循环动态响应  
**Fig.8 Dynamic response of partially recuperative unit bottoming cycle under disturbance of exhaust parameters**

图 7 排烟参数扰动时常规机组底循环动态响应  
**Fig.7 Dynamic response of conventional unit bottoming cycle under disturbance of exhaust parameters**



以部分回热机组为例，排烟温度下降后，高压过热器、高压蒸发器及再热器内传热温差迅速减小，换热量大幅下降，余热锅炉高压过热蒸汽和再热蒸汽出口参数出现下降，汽轮机功率随之下滑，约 1900 s 后机组达到新稳态。高压过热蒸汽流量由 73.46 kg/s 降至 63.21 kg/s，时间常数约 500 s；温度由 822.48 K 降至 788.17 K，时间常数约 200 s。再热蒸汽流量由 89.51 kg/s 降至 78.98 kg/s，时间常数约 500 s；温度由 817.24 K 降至 784.29 K，时间常数约 300 s。汽轮机功率由 126.93 MW 降至 106.22 MW，时间常数约 400 s。低压蒸汽温度、流量、压力的响应速度均较慢，时间常数均在 400 s 左右。由于低

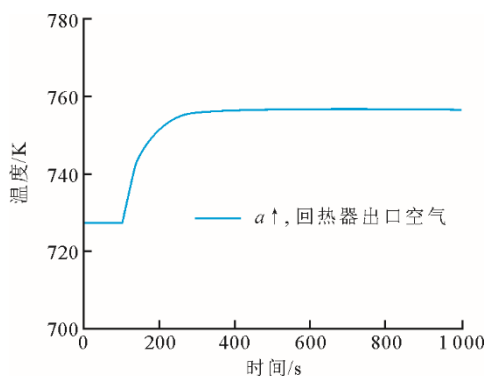
压级相对高压级和再热器而言更加远离烟道入口,且由于三压再热余热锅炉对排烟热量的梯级利用,烟温扰动的影响基本在高压级被抵消,低压级换热器烟温较设计工况变化较小,故工质出口参数变化不大。

排烟流量下降后,烟气流量减少带来的热量损失均衡地反馈给每级换热器,各级蒸汽出口流量均迅速下降,汽轮机功率随之下滑,约 900 s 后机组达到新稳态。高压过热蒸汽流量由 73.46 kg/s 降至 66.63 kg/s,时间常数约 50 s;再热蒸汽流量由 89.51 kg/s 降至 80.42 kg/s,时间常数约 60 s;低压过热蒸汽流量由 10.02 kg/s 降至 8.31 kg/s,时间常数约 180 s;汽轮机功率由 126.93 MW 降至 114.88 MW,时间常数约 60 s。排烟流量的扰动主要影响各级蒸汽流量,各级过(再)热器中工质平均吸热量变化不大,故蒸汽温度变化较小,波动幅度不超过 1%。其中,由于扰动下再热蒸汽流量下降的幅度超过了换热量下降的幅度,因此再热器内工质平均吸热量小幅增加造成了出口温度上升 0.2%。

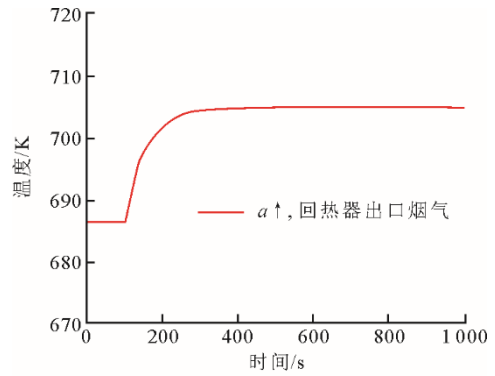
由于制约对流换热的核心因素是温差,故排烟温度虽然扰动幅度更小但对底循环主要参数的影响却更大。而响应速度方面,由于压力-流量通道的变化快于焓-温通道,且各级换热器存在一定的热惯性。此外,相比于  $T_4$  的扰动,  $D_g$  的扰动则不需要过多的传递时间,也不会因为余热锅炉内能量的梯级利用而受到影响,其覆盖范围广且传递速度快,因此总体上参数的响应迅速,时间常数较低。

### 3.2 回热比例扰动的动态响应特性

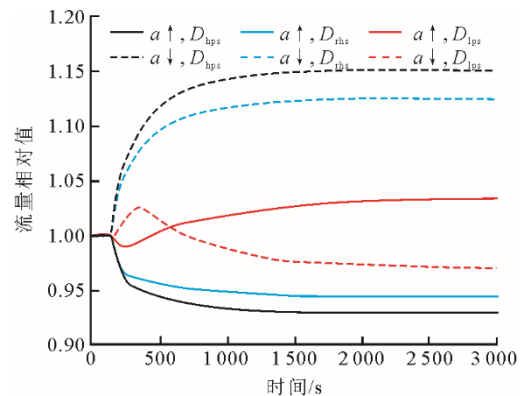
对于部分回热机组,回热比例  $a$  的调整会直接影响底循环功率,同时也会使顶循环燃料量出现小幅波动,但由于变化幅度微小,可认为燃气轮机始终于设计工况点运行。图 9 分别给出了回热比例  $a$  由 10% 阶跃至 30% 和在回热比例 30% 稳定运行时突然切除回热情况下机组的动态响应特性。



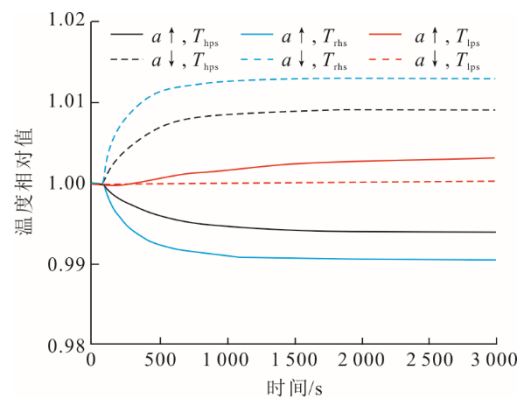
a) 回热器出口空气温度响应



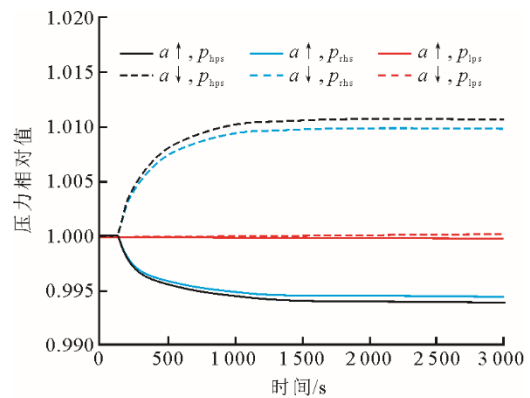
b) 回热器出口烟气温度响应



c) 余热锅炉各级蒸汽出口流量响应



d) 余热锅炉各级蒸汽出口温度响应



e) 余热锅炉各级蒸汽出口压力响应

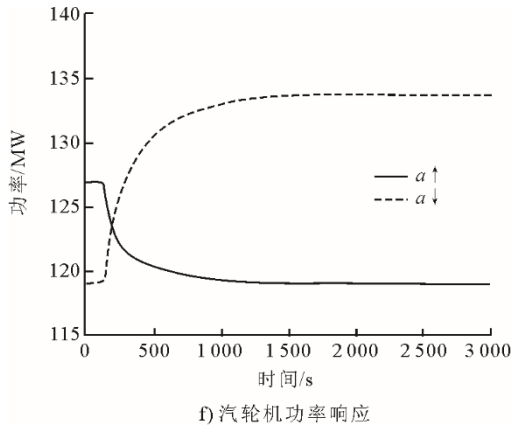


图 9 回热比例扰动时底循环的动态响应  
Fig.9 Dynamic response of the bottoming cycle under the disturbance of the recuperative ratio

回热比例由 10% 阶跃至 30% 后，回热器内换热量增大，出口空气温度由 727.13 K 升至 756.21 K。参与回热的烟气流量增加使烟气平均放热量减少，回热器出口烟气温度由 686.47 K 升至 704.68 K。而进入余热锅炉的烟气热量减少，故高压级换热量下降，高压过热蒸汽和再热蒸汽的出口参数小幅下降，汽轮机功率随之下滑。高压过热蒸汽流量由 73.46 kg/s 降至 67.90 kg/s，温度由 822.48 K 降至 817.70 K；再热蒸汽流量由 89.51 kg/s 降至 84.67 kg/s，温度由 817.24 K 降至 809.33 K；汽轮机功率由 126.93 MW 降至 119.11 MW，负荷达到稳态时间约 1 400 s。由于回热切除本质上是回热比例向下的阶跃，因此 各参数的变化原因同理，趋势相反，机组达到的新稳态即常规机组设计工况，负荷达到稳态所需时间约 1 700 s。

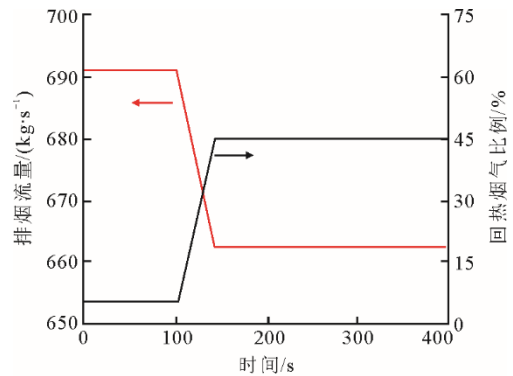
结合上文发现，回热比例扰动后机组的响应在趋势上与排烟温度扰动相似，这是因为扰动后排烟热量更多用于预热压气机出口空气，且参与回热后的低温烟气使余热锅炉的平均烟温有所下降，所以 2 种扰动下机组的响应趋势较为相似。

### 3.3 变负荷过程的动态响应特性

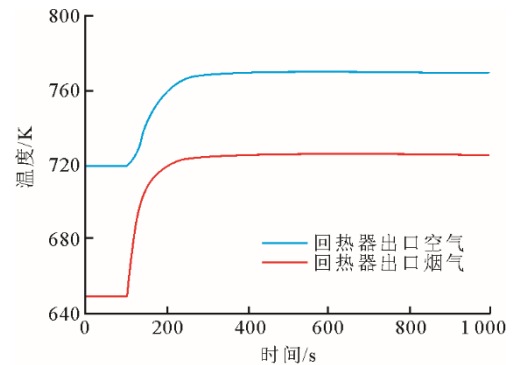
回热比例  $a$  具有调节机组负荷的能力。将  $a$  由 5% 上调至 45% 后，联合循环机组可实现 17.93 MW 的功率变化。作为对比，常规联合循环机组通过调节 IGV 角度与燃料量保持排烟温度  $T_4$  不变的方式进行负荷调节<sup>[1]</sup>，顶循环排烟流量由设计工况的 691.14 kg/s 下降至 662.54 kg/s，同样可完成 17.93 MW 的功率变化。为了研究 2 种降负荷方式对底循环动态特性的影响，分别对回热比例由 5% 以 1%/s 的速率提高至 45%，与常规联合循环机组排烟流量以 0.72 kg/s 的速率逐渐下降至 662.54 kg/s 的情况进行

了响应特性的对比。

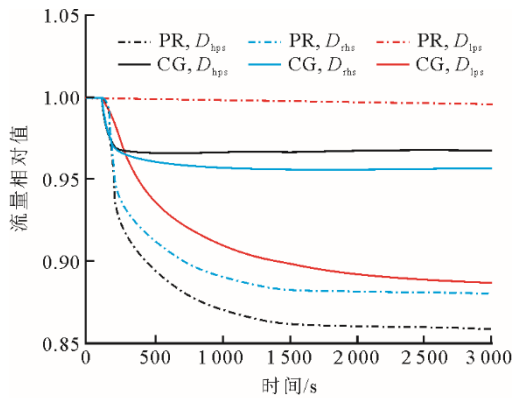
图 10 为变负荷过程 2 机组底循环的动态响应曲线，其中 PR 代表部分回热机组，CG 代表常规机组。



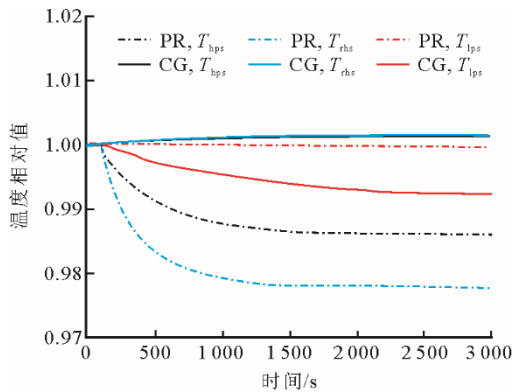
a) 排烟流量及回热比例变化



b) 回热器出口温度响应



c) 余热锅炉各级蒸汽出口流量响应



d) 余热锅炉各级蒸汽出口温度响应

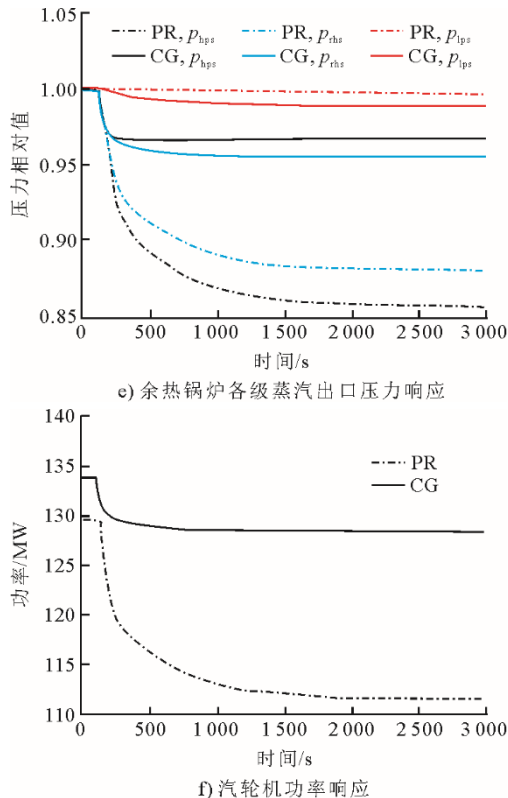


图 10 变负荷过程 2 机组底循环的动态响应对比  
Fig.10 Comparison of dynamic response of bottoming cycle of two units during load reduction

部分回热机组开始降负荷后,回热器出口空气温度上升,余热锅炉高压蒸汽和再热蒸汽出口参数明显下降,底循环功率由 129.51 MW 降至 111.58 MW,达到稳态时间所需约 2000 s;常规机组方面,余热锅炉各级蒸汽流量和压力小幅下降,温度基本不变,底循环功率由 133.75 MW 降至 128.22 MW,达到稳态所需时间约 900 s。显然,部分回热机组的响应速度远慢于常规机组。

调节回热比例的过程中,部分回热机组实际上是通过降低底循环功率实现降负荷。由图 10 可见:17.93 MW 的降负荷全部由底循环承担;而常规机组底循环功率仅下降 5.53 MW,剩下的 12.40 MW 降负荷由燃气轮机承担。对比可见,部分回热机组底循环所承担的降负荷更大,这也是其响应速度不如常规机组的主要原因。此外,回热器自身的热惯性也对部分回热机组达到新稳态的速度也有一定影响。由此可见,在负荷较高的工况下采用回热调控的运行策略不利于机组的快速响应。但如果是在低负荷工况下,以本文所参考的原型机组为例,当联合循环负荷降至 51.4% 时,燃气轮机 IGV 开度已调至最小值,机组即将转换为纯燃料量调节模式。若此时采用回热调节的手段,不仅能避免底循环动态响应慢造成的变负荷速度缺陷,而且能够缓解机

组效率随燃机透平入口温度  $T_3$  变化下降较快的问题,从而在低负荷下改善机组效率。

## 4 结 论

本文采用集总参数法,运用模块化建模的思想,根据已有的燃气轮机联合循环机组稳态工况数据及结构参数,构建了部分回热机组底循环系统的动态仿真模型,研究了排烟参数和回热比例扰动下底循环的响应特性,对比了通过回热比例进行负荷调节和常规机组负荷调节过程中底循环动态响应的差异。研究发现:

1) 面对排烟参数的扰动,部分回热机组底循环的动态响应特性与常规机组基本一致。排烟温度主要影响高压过热蒸汽和再热蒸汽,且影响幅度较大,响应速度更慢,5%的排烟温度扰动即可使主蒸汽流量下降 14%,底循环功率降低 16.32%,时间常数约 400 s;排烟流量的扰动并不影响工质温度,只对各级蒸汽流量、压力有影响,且影响幅度相对较小,响应速度更快,10%的排烟流量扰动下主蒸汽流量降低 9.30%,底循环功率下降 9.49%,时间常数约 70 s。

2) 回热比例的扰动导致余热锅炉靠近烟道入口处的平均烟温发生变化,主要影响高压过热蒸汽和再热蒸汽,机组响应速度较慢。当回热比例阶跃 20% 后,主蒸汽流量下降 7.57%,底循环功率下降 6.16%,达到稳态所需时间约 1400 s。

3) 回热调节的运行策略令联合循环的降负荷任务集中在底循环,不利于机组的快速响应。本文仿真过程中部分回热机组降负荷过程达到稳态需要的时间约 2000 s,比常规机组滞后了 1100 s。在负荷较高的工况下部分回热机组变负荷速度慢于常规机组,部分回热技术更适合用在 IGV 已关至最小值后,即在 51.4% 以下的较低负荷区间替代纯燃料量调节模式,满足调负荷需求的同时改善机组在低负荷区间的效率。

## [参 考 文 献]

- [1] 李永毅. 重型燃气轮机联合循环部分负荷特性预估模型与系统性能优化研究[D]. 北京: 华北电力大学, 2020: 1. LI Yongyi. Study on the off-design characteristic prediction model and system performance optimization of the heavy-duty gas turbine combined cycle[D]. Beijing: North China Electric Power University, 2020: 1.
- [2] KORAKIANITIS T, SVENSSON K. Off-design performance of various gas-turbine cycle and shaft configurations[J]. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 1999, 121(4): 649-655.
- [3] 刘桃宏, 刘恒平, 宋晓玮, 等. 部分回热燃气轮机联合循环变工况性能分析[J]. 热力发电, 2018, 47(9): 122-127. LIU Taohong, LIU Hengping, SONG Xiaowei, et al.

- Performance research of partially recuperative gas turbine combined cycle under off-design conditions[J]. *Thermal Power Generation*, 2018, 47(9): 122-127.
- [4] 刘桃宏. 部分回热燃气轮机联合循环变工况性能研究[D]. 北京: 华北电力大学, 2018: 1.  
LIU Taohong. Performance analysis of partially recuperative gas turbine combined cycle under off-design conditions[D]. Beijing: North China Electric Power University, 2018: 1.
- [5] LIU T H, ZHANG G Q, LI Y Y, et al. Performance analysis of partially recuperative gas turbine combined cycle under off-design conditions[J]. *Energy Conversion and Management*, 2018, 162: 55-65.
- [6] LI Y Y, LIN Y C, HE Y C, et al. Part-load performance analysis of a dual-recuperated gas turbine combined cycle system[J]. *Energy*, 2023, 269: 126744.
- [7] 罗力文, 杨承, 马晓茜. 中小型燃气-蒸汽联合循环系统的部分回热调控方法[J]. *中国电机工程学报*, 2022, 42(5): 1884-1895.  
LUO Liwen, YANG Cheng, MA Xiaoqian. Partially recuperative control method of medium/small-sized gas-steam combined cycle power system[J]. *Proceedings of the CSEE*, 2022, 42(5): 1884-1895.
- [8] ROVIRA A, SÁNCHEZ C, MUÑOZ M. Analysis and optimisation of combined cycles gas turbines working with partial recuperation[J]. *Energy Conversion and Management*, 2015, 106: 1097-1108.
- [9] KORAKIANITIS T, SVENSSON K. Off-design performance of various gas-turbine cycle and shaft configurations[J]. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 1999, 121(4): 649-655.
- [10] CARAPELLUCCI R, GIORDANO L. Studying the effects of combining internal and external heat recovery on techno-economic performances of gas-steam power plants[J]. *Energy Conversion and Management*, 2016, 107: 34-42.
- [11] 段立强, 林汝谋, 蔡睿贤, 等. 整体煤气化联合循环(IGCC)底循环系统变工况特性[J]. *中国电机工程学报*, 2002, 22(2): 27-31.  
DUAN Liqiang, LIN Rumou, CAI Ruixian, et al. Off-design characteristic of bottom cycle system in IGCC[J]. *Proceedings of the CSEE*, 2002, 22(2): 27-31.
- [12] BENATO A, STOPPATO A, BRACCO S. Combined cycle power plants: a comparison between two different dynamic models to evaluate transient behaviour and residual life[J]. *Energy Conversion & Management*, 2014, 87: 1269-1280.
- [13] 崔凝, 王兵树, 李斌, 等. 联合循环中底循环系统的动态仿真模型[J]. *动力工程*, 2006, 26(5): 730-737.  
CUI Ning, WANG Bingshu, LI Bin, et al. Dynamic simulation models for bottoming cycles of combined cycle units[J]. *Journal of Power Engineering*, 2006, 26(5): 730-737.
- [14] 崔凝. 重型燃机联合循环机组实时动态仿真模型研究与应用[D]. 保定: 华北电力大学, 2008: 1.  
CUI Ning. Research and application of real-time dynamic simulation model of the heavy-duty gas turbine combined cycle[D]. Baoding: North China Electric Power University, 2008: 1.
- [15] 王兵树, 崔凝, 张聪师, 等. 燃气-蒸汽联合循环机组热力系统动态仿真模型[J]. *系统仿真学报*, 2008, 20(12): 3107-3113.  
WANG Bingshu, CUI Ning, ZHANG Congshi, et al. Dynamic simulation model for gas-steam combined cycle thermodynamic system[J]. *Journal of System Simulation*, 2008, 20(12): 3107-3113.
- [16] 崔凝, 王兵树, 高建强, 等. 大容量余热锅炉动态模型的研究与应用[J]. *中国电机工程学报*, 2006, 26(19): 103-109.  
CUI Ning, WANG Bingshu, GAO Jianqiang, et al. Study and application on an dynamic model for the large capacity heat recovery steam generator[J]. *Proceedings of the CSEE*, 2006, 26(19): 103-109.
- [17] 李金波, 程林. 余热锅炉单相受热面动态建模与模型参数优化[J]. *化工学报*, 2016, 67(11): 4599-4608.  
LI Jinbo, CHENG Lin. Dynamic modeling and parameter optimization of single phase heating surface of heat recovery steam generator[J]. *CIESC Journal*, 2016, 67(11): 4599-4608.
- [18] 马文通, 王岳人, 余南华. 基于部件间容积法的自然循环蒸发器动态仿真[J]. *锅炉技术*, 2008, 39(1): 7-9.  
MA Wentong, WANG Yueren, YU Nanhua. Dynamic simulation of evaporator of natural circulation evaporator based on intercomponent volume methodology[J]. *Boiler Technology*, 2008, 39(1): 7-9.
- [19] 毛晓飞, 任挺进. 余热锅炉汽水系统动态数学模型及仿真[J]. *电站系统工程*, 2004, 20(6): 17-20.  
MAO Xiaofei, REN Tingjin. Dynamic mathematical model and simulation of steam-water system in HRSG[J]. *Power System Engineering*, 2004, 20(6): 17-20.
- [20] 毛晓飞, 任挺进. 采用序贯模块法建立余热锅炉动态模型研究[J]. *热力发电*, 2005, 34(3): 7-11.  
MAO Xiaofei, REN Tingjin. Study on establishing dynamic model of heat recovery boiler by using sequential modular method[J]. *Thermal Power Generation*, 2005, 34(3): 7-11.
- [21] ALOBAID F, STARKLOFF R, PFEIFFER S, et al. A comparative study of different dynamic process simulation codes for combined cycle power plants (Part A): Part loads and off-design operation[J]. *Fuel*, 2015, 153: 692-706.
- [22] 周旭东, 康英伟. 燃气-蒸汽联合循环机组余热锅炉的动态特性仿真[J]. *山东工业技术*, 2019(9): 174-177.  
ZHOU Xudong, KANG Yingwei. Dynamic characteristic simulation of heat recovery steam generator of gas-steam combined cycle unit[J]. *Shandong Industrial Technology*, 2019(9): 174-177.
- [23] 张楠. 太阳能热互补联合循环发电系统动态性能及运行策略研究[D]. 北京: 华北电力大学, 2021: 1.  
ZHANG Nan. Research on dynamic performance and operation strategy of integrated solar combined cycle power generation system[D]. Beijing: North China Electric Power University, 2021: 1.
- [24] KIM J H, KIM T S, SOHN J L, et al. Comparative analysis of off-design performance characteristics of single and two-shaft industrial gas turbines[J]. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power: Transactions of the ASME*, 2003, 125(4): 954-960.
- [25] 张俊礼. S109FA型燃气-蒸汽联合循环机组的全工况仿真[D]. 南京: 东南大学, 2005: 1.  
ZHANG Junli. Full-conditions simulation of S109FA gas-steam combined cycle unit[D]. Nanjing: Southeast University, 2005: 1.
- [26] 范晓颖. 联合循环机组余热锅炉仿真模型研究[D]. 北京: 华北电力大学, 2008: 1.  
FAN Xiaoying. Research on the simulation model of heat recovery steam generator in combined cycle unit [D]. Beijing: North China Electric Power University, 2008: 1.

(责任编辑 刘永强)