DOI: 10.19666/j.rlfd.202510077

变冷却条件下超临界二氧化碳动力系统瞬态特性研究

姜文熙，董　鑫，赵远扬
（青岛科技大学机电工程学院，山东　青岛　266061）

［摘　　要］【目的】超临界二氧化碳布雷顿循环是热力发电领域的重要技术发展方向之一，具有广泛的热源兼容性，因此，研究循环运行过程中的动态特性具有重要意义。本文研究当冷却条件发生变化时，该系统从波动到稳定的动态变化过程。【方法】针对压缩机和涡轮机，采用稳态模型，对于系统换热器，在其稳态 FV 有限元模型数据的基础上构建了新的动态数学模型。【结果】研究表明，改变预冷器的冷却流量后，系统最迟在 200 s 左右即达到稳定状态。其中，当预冷器的冷却流量降至最小值的 50%时，主压缩机效率约下降 0.5%；增加预冷器冷却流量可提升压缩机运行效率：当冷却流量在 25 s 线性增加至 175%，主压缩机在 75 s 达到稳定状态时，其效率可提高 0.8%；再压缩机在 200 s 后稳定，效率可提高 0.2%；系统净输出功率在 300 s 后稳定，系统热效率降低 0.3%。【结论】因为主压缩机进口温度（306 K）接近 CO_2 的临界点，所以增加预冷器冷侧水的质量流量易引起压缩机进口温度低于 CO_2 的临界温度，导致压缩机内出现工质凝结，影响压缩机的稳定运行，而降低预冷器水侧流量则会导致系统净输出功率减小、热效率降低。

［关　键　词］超临界二氧化碳再压缩布雷顿循环；瞬态特性；预冷器；流量变化

［引用本文格式］姜文熙，董鑫，赵远扬. 变冷却条件下超临界二氧化碳动力系统瞬态特性研究[J]. 热力发电，2026, 55(8): 96.
Jiang W X, Dong X, Zhao Y Y. Study on transient characteristics of a supercritical carbon dioxide power system under variable cooling conditions[J]. Thermal Power Generation, 2026, 55(8): 96.

Study on transient characteristics of a supercritical carbon dioxide power system under variable cooling conditions

Jiang Wenxi, Dong Xin, Zhao Yuanyang
(College of Electromechanical Engineering, Qingdao University of Science and Technology, Qingdao 266061, China)

Abstract: [Objective] The supercritical carbon dioxide Brayton cycle (SCBC) is an important technological development direction in the field of thermal power generation. The study of its dynamic process is of great significance to the application of this system. In this paper, a dynamic analysis model of the SCBC power system is established to analyze the transient characteristics when the cooling condition is changed. [Methods] For compressors and turbines, the steady-state model is used. For heat exchangers, a dynamic model is established based on the steady-state finite volume (FV) model, to analyze the transient characteristics of the system when cooling conditions change. [Results] The research result shows that after changing the cooling flow rate of the precooler, the system reaches a stable state at the latest within about 200 seconds. The main compressor is highly sensitive to changes in the flow rate on the water side of the precooler. When the flow rate of the precooler drops to 50% of the minimum value, the efficiency of the main compressor decreases by approximately 0.5%. Increasing the flow rate on the water side of the precooler can improve the operating efficiency of the compressor. When the flow rate linearly increases to 175% within 25 seconds, the main compressor tends to stabilize after 75 seconds, and the

收 稿 日 期：2025-10-31　修 回 日 期：2025-11-16　接 受 日 期：2025-11-18　网络首发日期：2026-01-21
基 金 项 目：国家自然科学基金项目（52076114）；山东省自然科学基金项目（ZR2020ME168）
Supported by: National Natural Science Foundation of China (52076114); Natural Science Foundation of Shandong Province (ZR2020ME168)
第一作者简介：姜文熙（1997），男，硕士研究生，主要研究方向为超临界二氧化碳布雷顿发电，1035930617@qq.com。
通信作者简介：赵远扬（1978），男，教授，博士生导师，主要研究方向为流体机械及热力系统，yuanyangzhao@163.com。

efficiency increases by 0.8%. But at this point, the state of the compressor inlet is already very close to the surge line. After 200 seconds, the recompressor becomes stabilized, and its efficiency increases by 0.2%. The net output power of the system stabilizes after 300 seconds, and the thermal efficiency of the system decreases by 0.3%. [Conclusion] As the inlet temperature (306 K) of the main compressor is close to the critical temperature of CO_2, increasing the flow rate on the cold side of the precooler can easily cause the inlet temperature of the compressor to be lower than the critical temperature, affecting the stable operation of the compressor. Reducing the flow rate on the cold side of the precooler will lead to a decrease in the net output power of the system and a reduction in thermal efficiency. Therefore, adjusting the flow rate in the precooler can rapidly change the total power consumption of the compressor, thereby quickly influencing the net output power of the system. This study provides a reference for designing reasonable control strategies when disturbances occur in the cooling water side of the precooler for RCBC systems, aiming to shorten the system response time and mitigate detrimental fluctuations.

Key words: supercritical carbon dioxide recompression Brayton cycle; transient characteristics; precooler; flow rate variation

超临界二氧化碳布雷顿循环（supercritical carbon dioxide Brayton cycle，SCBC）发电系统作为一种前沿发电技术，已引起国内、外学者的广泛关注[1]，中国[2-3]、欧美[4-6]、日韩[7-8]等国家和地区的研究机构均建立了超临界二氧化碳（S-CO_2）布雷顿系统的实验平台并开展了相应研究。目前，针对 S-CO_2 动力系统的研究多集中在稳态设计工况或非设计工况下的性能分析[9]、各部件特性研究、系统参数优化、S-CO_2 循环的控制策略[10]等。

S-CO_2 布雷顿循环瞬态分析方法是进行系统瞬态分析、控制策略研究、事故分析等的重要基础[11]。有学者比较了不同 SCBC 系统的动态特性。Zhang 等人[12]通过 Matlab/Simulink 建立了预压缩（precompressor，PC）、再压缩（recompressor，RC）、中冷（intermediate cooling，IC）和新式（RC+IC+PC）S-CO_2 布雷顿循环的动态模型，计算了在不同分流比和温度波动下的系统稳定性。文献[13]对带储热系统的 SCBC 系统（该系统由模拟混合电厂全天温度分布的传热流体间接加热）进行了瞬态过程建模分析，发现当蓄热系统辅助热循环时，必须谨慎使用稳态和准稳态假设。

有学者针对 S-CO_2 布雷顿循环的动态策略控制和系统启停过程进行了研究。Wang 等人[14]通过动态模拟讨论了再压缩 SCBC 启动和关闭过程中的操作，提出通过改变燃料供给和压缩机转速避免 CO_2 的浪费性充放和压缩机发生喘振[15]。Moisseytsev 和 Sienicki 等人[16]分析了 1 000 MW 核钠冷快堆 S-CO_2 RCBC 系统的控制策略，使用涡轮旁通、库存控制和涡轮节流控制等组合，将再压缩 SCBC 负荷从满负荷以 5%/min 的速度线性降低到 0；采用预冷器 S-CO_2 侧旁通控制和冷却水流量控制使 S-CO_2 在主压缩机处的进口温度维持在临界温度 304.15 K 以上。Luu 等人[17]分析了太阳能辅助 S-CO_2 再压缩 SCBC 的冷启动过程：主压缩机与透平同轴进行启动，在此简单循环模式下，约 2 h 后透平进口温度达到设计值 600 ℃，而循环的温度均衡还需要 1 h，此时再压缩机才开始启动，再经过 1 h 过渡到再压缩 SCBC 模式；因此，整个 SCBC 完整的启动需要大约 4 h，循环较为低效。Zhang 等人[18]将 10 MW 中冷预热 S-CO_2 再压缩布雷顿循环和熔融盐聚光太阳能电站进行耦合，通过 PID 控制器对预压缩机入口、主压缩机入口、透平入口和熔盐出口 4 处进行温度调控，利用库存控制、旁路控制及预压缩机转速控制 3 种调控策略进行循环降低负荷的瞬态研究，但负荷最多从 100%降低至 70%。Liese[19]对构建的 10 MW 再压缩 SCBC 控制模型进行改进，采用库存管理控制和滑压运行模拟从满负荷（10 MW）开始，每分钟降低约 7.5%总负荷得到循环从 10 MW 到暖工况的瞬态模拟过程和结果。将主换热器进口温度变化率控制在 2 ℃/min 以下可实现机组在 30 min 内温度停止变化，45 min 内从暖机到正负荷启动，90 min 内达到系统稳定运行的最低负荷（4 MW）。

有学者围绕 SCBC 对加热条件和冷却条件进行动态研究，针对进口温度进行变工况分析，但缺乏对预冷器和加热器部件内工质流量整体变化的深入研究。对此，本文主要通过改变预冷器冷侧流体的流量来研究系统的动态变化过程，分析其对系统部件和性能的影响。

1 系统描述

再压缩 SCBC 动力系统的配置情况如图 1 所示，系统 *T-s* 图如图 2 所示。该系统主要由主压缩机、再压缩机、涡轮机、高温回热器（high temperature regenerator，HTR）、低温回热器（low temperature

regenerator，LTR）、加热器和冷却器等设备组成[20]。在本研究中，2 台压缩机均选用离心式压缩机，通过独立电机驱动，其转速可单独调节。透平保持恒定转速，与同步发电机直接连接至电网。预冷器低温端入口阀门用于控制冷却水流量，从而控制压缩机进口温度。热源热端入口阀门用于控制供热流体流量，从而调节系统输出功率。

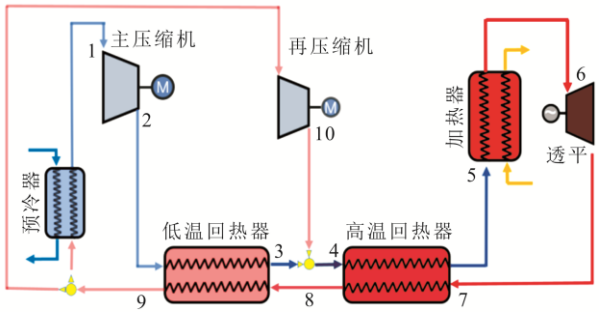


图 1 再压缩 SCBC 系统配置情况示意

Fig.1 Schematic diagram of configuration of the recompression SCBC system

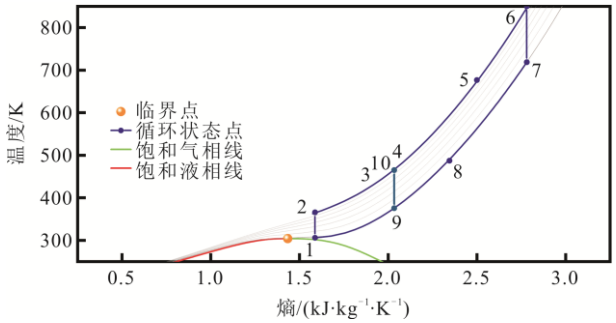


图 2 SCBC 系统 *T-s* 图

Fig.2 *T-s* diagram of the SCBC system

2 数学模型

本文 S-CO_2 压缩机模型、透平模型以及设计工况沿用文献[21]相关模型和数据。研究主要针对动态过程中的印刷电路板式换热器（printed circuit heat exchanger，PCHE）模型[22]重新进行稳态和动态建模[23]。

2.1 换热器稳态分析模型

根据美国 MIT 实验室给出的换热器稳态模型构建方法[24]建立了 8 MW 再压缩 SCBC 系统的换热器模型，设计尺寸见表 1。

在系统动态运行过程中，由于换热器容积较大，S-CO_2 在其内部停留时间较长，系统从入口参数变化到设备稳定运行的时间较长，所以在计算时系统的时间响应特征较明显。因此，当对系统进行动态模拟时，应建立换热器瞬态计算模型[25]。

表 1 8 MW 换热器部件设计尺寸

Tab.1 Design dimensions of the components of an 8 MW heat exchanger

参数	加热器	高温回热器	低温回热器	预冷器
通道直径/m	0.040	0.002	0.002	0.002
高温管数	100×160	213×90	160×70	169×98
低温管数	100×160	213×90	160×70	169×98
换热器长/m	1.70	4.00	3.00	1.40
换热器宽/m	7.00	0.40	0.30	0.40
换热器高/m	4.50	0.85	0.60	0.70
换热面积/m²	2 796.16	394.14	172.04	119.18

2.2 换热器动态分析模型

因为 S-CO_2 在换热器中进行热量交换时，其变化主要体现在温度上，所以在对换热器的动态过程进行建模时，采用如下假设[26]简化模型：

1）忽略管路中的压降和质量流量损失；

2）流体在换热器管内做一维轴向流动；

3）忽略轴向传热；

4）金属壁热阻远小于流体换热热阻，可忽略；

5）忽略由于黏性耗散产生的热量。

经过上述假设，换热器的三维瞬态偏微分控制方程被简化成一维方程，由质量守恒方程、能量守恒方程和管壁动量守恒方程组成[27]：

$$A\frac{\partial \rho}{\partial t}+\frac{\partial m}{\partial x}=0 \tag{1}$$

$$A\frac{\partial(\rho h-p)}{\partial t}+\frac{\partial(mh)}{\partial x}=q_{\mathrm{wf}} \tag{2}$$

$$\rho_{\mathrm{w}}C_{\mathrm{p}}A_{\mathrm{w}}\frac{\partial T_{\mathrm{w}}}{\partial t}=q_{\mathrm{w}}-q_{\mathrm{wf}} \tag{3}$$

本节动态模型依据式(1)—式(3)的能量守恒微分方程展开：

$$\frac{\partial(\rho h-P)}{\partial t}=m_{\mathrm{in}}h_{\mathrm{in}}-m_{\mathrm{out}}h_{\mathrm{out}}+Q \tag{4}$$

忽略压降和质量流量损失，将式(4)简化为：

$$\frac{\mathrm{d}H_{\mathrm{hout}}}{\mathrm{d}t}=\frac{m_{\mathrm{in}}H_{\mathrm{hin}}-m_{\mathrm{out}}H_{\mathrm{hout}}-Q}{\rho_{\mathrm{h}}V_{\mathrm{h}}} \tag{5}$$

$$\frac{\mathrm{d}H_{\mathrm{cout}}}{\mathrm{d}t}=\frac{m_{\mathrm{in}}H_{\mathrm{cin}}-m_{\mathrm{out}}H_{\mathrm{cout}}-Q}{\rho_{\mathrm{c}}V_{\mathrm{c}}} \tag{6}$$

式中：m_{in} 和 m_{out} 分别为换热器进口和出口的质量流量，kg/s；ρ_{h} 和 ρ_{c} 为分别为换热器内部冷侧和热侧流体的平均密度，kg/m³；V_{c} 和 V_{h} 分别为冷侧和热侧流体的体积，m³；H_{cin}、H_{cout} 和 H_{hin}、H_{hout} 分别为冷侧和热侧流体的进、出口焓，kJ/kg。

式(5)、式(6)分别表示换热器热侧和冷侧的焓关于时间的变化量，通过单位时间焓值的变化求得下

一时刻的焓（温度）。式(5)和式(6)中的进、出口是根据有限元体积法划分的每个微元单位体的进口和出口。

换热器热侧和冷侧之间的传热计算如下：

$$Q = UA\Delta T \tag{7}$$

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_c} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{h_h} \tag{8}$$

$$\Delta T = \frac{(T_{\text{hin}} - T_{\text{cout}}) - (T_{\text{hout}} - T_{\text{cin}})}{\ln \dfrac{T_{\text{hin}} - T_{\text{cout}}}{T_{\text{hout}} - T_{\text{cin}}}} \tag{9}$$

$$A = N\left(1 + \frac{\pi}{2}\right) DL \tag{10}$$

式中：Q 为换热器中的换热量，J；A 为换热面积，m^2；U 为总传热系数，W/(m^2·K)；ΔT 为对数平均温差，K；δ为壁厚，mm；λ为壁导热系数，W/(m·K)；T_{cin}、T_{cout} 和 T_{hin}、T_{hout} 分别为冷侧和热侧的进、出口温度，K；N 为通道数；D 为等效水力直径，mm；L 为 PCHE 的管道长度，mm。

$$Nu(\text{CO}_2) = 4.089 (Re < 2\ 300) \tag{11}$$

$$Nu(\text{CO}_2) = 4.089 + \frac{Nu_{5\ 000} + 4.089}{2\ 700} \quad (2\ 300 < Re < 5\ 000) \tag{12}$$

$$Nu(\text{CO}_2) = \frac{\left(\dfrac{f_{\text{d}}}{8}\right)(Re - 1\ 000)Pr}{1 + 12.7\sqrt{\dfrac{f_{\text{d}}}{8}}(Pr^{\frac{2}{3}} - 1)} \quad (Re \geqslant 5\ 000) \tag{13}$$

$$Nu_{\text{water}} = 0.14 Re^{0.69} Pr^{0.66} \tag{14}$$

根据式(11)—式(14)计算 Nu 后求得热侧和冷侧的对流换热系数 h：

$$h = \frac{Nu\lambda}{D} \tag{15}$$

根据假设 4）可忽略金属壁的热阻，将式(8)简化为：

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_{\text{c}}} + \frac{1}{h_{\text{h}}} \tag{16}$$

在模型实际计算过程中，首先根据换热器几何参数计算换热面积 A 和流体体积 V，再根据冷侧和热侧的入口参数计算 S-CO_2 的传热系数和物性参数，最后求解冷、热侧的微分方程（式(5)、式(6)）得到冷侧和热侧流体的出口焓值，通过物性数据库根据出口焓值计算得到换热器冷侧和热侧对应的出口温度。

由于 SCBC 系统瞬态过程的计算涉及时间，为提高计算结果的精准程度，本文在计算时选用四阶龙格-库塔法提高精度。

2.3 动态模型验证

MIT 实验室还进行了再压缩 SCBC 系统的仿真实验[24]，通过在 0.25 s 内将加热器的负荷骤升或骤降 25%来观测各参数点的温度变化。按照 0.25 s 的时间间隔，选取 6 组瞬时数据与 MIT 加热器负荷骤降 25%时的动态数据进行对比，结果见表 2、表 3。选取 HTR 高温侧进口温度 T_7、出口温度 T_8、低温侧出口温度 T_5，以及 LTR 低温侧出口温度 T_3 4 个波动较大的状态点的温度值与实验值进行对比，验证所建立动态模型的合理性。其中，温度 T_8 的误差最大（2.026%），其余状态点的温度误差均在 1%以内。

表 2 系统动态模型验证 1
Tab.2 Validation 1 for dynamic model of the system

时间/s	HTR 高温侧出口温度 T_8			HTR 低温侧出口温度 T_5		
	MIT 数据/℃	模拟值/℃	误差/%	MIT 数据/℃	模拟值/℃	误差/%
0.25	175.63	175.47	0.090	503.61	505.46	0.368
0.50	172.95	174.56	0.928	502.65	505.15	0.497
0.75	170.09	172.90	1.654	500.74	504.32	0.713
1.00	167.62	170.62	2.026	499.79	503.44	0.731
1.25	166.46	167.97	0.906	499.03	502.92	0.780
1.50	165.51	165.27	0.143	498.57	502.63	0.816

表 3 系统动态模型验证 2
Tab.3 Validation 2 for dynamic model of the system

时间/s	HTR 高温侧进口温度 T_7			LTR 低温侧出口温度 T_3		
	MIT 数据/℃	模拟值/℃	误差/%	MIT 数据/℃	模拟值/℃	误差/%
0.25	548.28	549.05	0.141	162.05	161.99	0.037
0.50	545.42	544.80	0.113	161.98	161.96	0.012
0.75	536.06	536.99	0.173	161.92	161.90	0.012
1.00	529.57	530.78	0.229	161.88	161.84	0.023
1.25	527.18	528.30	0.266	161.70	161.64	0.037
1.50	526.90	527.41	0.097	161.53	161.37	0.099

加热器的热负荷骤降 25%带来温度扰动，经过高温回热器和低温回热器内部热惯性的缓冲以及预冷器冷侧的正常冷却，主压缩机进口温度 T_1、低温回热器出口温度 T_9、主压缩机出口温度 T_2 和再压缩机出口温度 T_{10} 受到的扰动影响越来越小，温度变动仅在 1 K 之内，与 MIT 实验室图中的时间点趋势基本吻合。

综上所述，本文搭建的再压缩 SCBC 系统的换热器动态模型比较合理，可以用于瞬态特性研究。

3 结果和分析

为研究 SCBC 系统在冷却条件发生变化时的瞬

态过程，得到变冷却条件对设备和系统效率的影响，考虑到过短的波动时间可能会导致部分数据突变，不能准确体现系统变化的过程，过长的波动时间又会导致系统变化缓慢，选择使预冷器冷侧水的质量流量在 25 s 内线性增减 25%、50%、75%（图 3），从而基本覆盖包含日常功率调节的小功率变化、中等幅度变化的负荷切换、启动/停机等情况，进而分析 SCBC 系统在这 6 种情况下的压缩机转速和效率、换热器内部的流体热惯性以及系统热效率的变化规律。

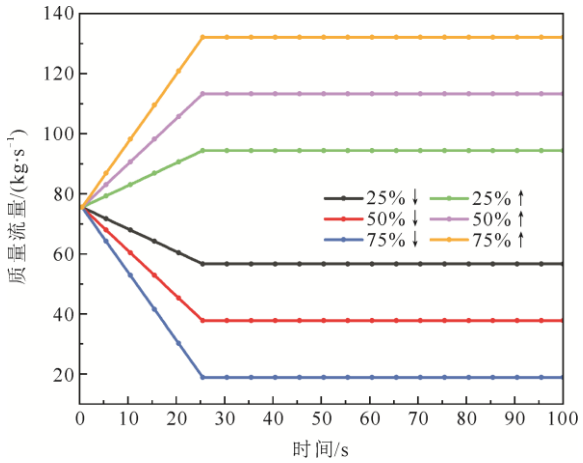


图 3 冷却条件变化

Fig.3 Variations of the cooling condition

讨论实际情况时不包含冷侧水质量流量降低 75%的情况（图 4）。由图 4 可知，随着预冷器冷侧水的质量流量不断减少，系统整体温度不断上升，而预冷器冷却水侧平均吸收的热量越来越多，最终在 40 s 左右时，冷却水出口温度达到其常压下的蒸发温度 100 ℃，冷却效果差。因此下文仅讨论剩余 5 种情况。

预冷器冷侧水的质量流量虽然在线性变化 25 s 后保持稳定，但再压缩 SCBC 系统中各状态点的温度变化趋于稳定所需的时间不同。这是因为在系统动态运行过程中，透平和压缩机由于容积较小，S-CO_2 在其内部停留时间很短，在进行系统模拟时其响应可认为在瞬间完成（称为速度式模型）；而热交换器由于容积较大，S-CO_2 在其内部停留时间较长，随进口温度变化，系统包含密度、换热系数、努塞特数、雷诺数等在内的参数不断随之变化，同时换热器的热端和冷端因为温差改变不断变化换热量，所以设备达到稳定运行的时间较长，在进行系统计算时时间响应特征明显（称为容积式模型），系统整体趋于稳定的时间约为 200 s。

运行时，系统特性随预冷器冷侧水的质量流量发生改变，主压缩机迅速响应，先影响低温回热器，并辐射到再压缩机，再共同影响高温回热器、加热器和透平，然后系统整体性能发生变化。

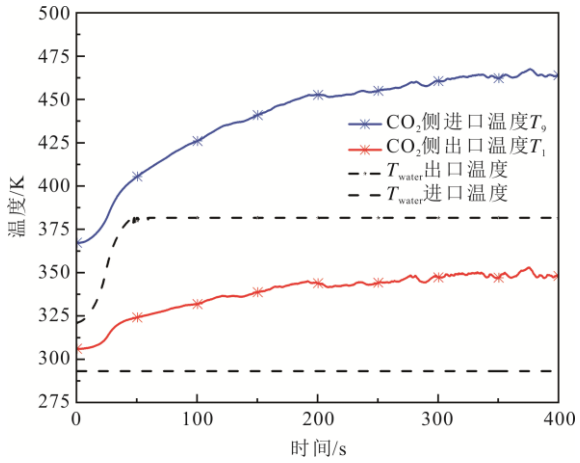


图 4 预冷器冷侧水质量流量降低 75%时系统整体温度变化

Fig.4 Variation of the system temperature when the flow rate of water at the cold side of the precooler is reduced by 75%

3.1 冷却条件变化时系统的温度变化

当冷侧水质量流量变化时，预冷器 CO_2 侧出口温度（主压缩机进口温度）T_1 立刻变化，在 0~40 s 内剧烈变动，在 45 s 时达到峰值，在 50~100 s 基本稳定，如图 5 所示。随冷侧水质量流量增加，主压缩机进口温度 T_1 在降低过程中趋近 CO_2 临界温度，导致 CO_2 的物性变化非常剧烈，越接近临界点 CO_2 的比热容越大，当冷侧水质量流量增加 75%时 S-CO_2 温度仅降低 0.5 K；同理，T_1 越远离临界点 CO_2 的比热容越小，温度变化幅度就越大，在减少预冷器冷侧水 50%的质量流量时，T_1 最高可偏离至 310.6 K。

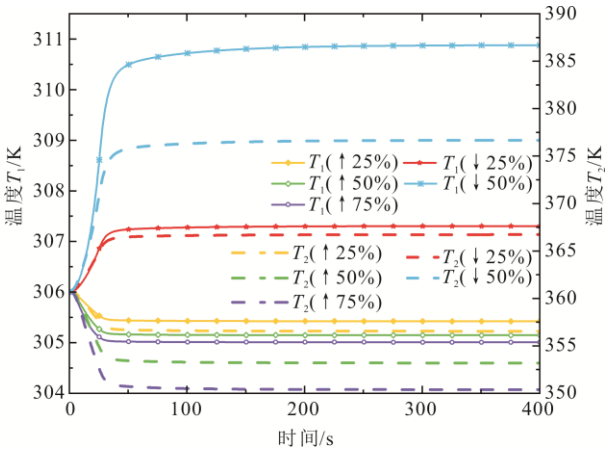


图 5 压缩机进、出口温度变化曲线

Fig.5 Change curves of the temperatures at the inlet and outlet of the compressor

经过压缩，S-CO_2 在主压缩机的出口温度 T_2 的变化更明显，使得低温回热器两端的温差改变，实时影响低温回热器高温侧出口（再压缩机进口）温度 T_9，导致 T_9 同样明显变化，如图 6 所示。但经过回热器的缓冲后，T_9 以慢于 T_1 1~2 s 的增减趋势变化，在 0~50 s 内极速增减，50~100 s 后变化放缓，在 150 s 逐渐达到峰值，并在 200 s 后趋于稳定。稳定时 T_9 温度变化幅度在–15~+20 K。

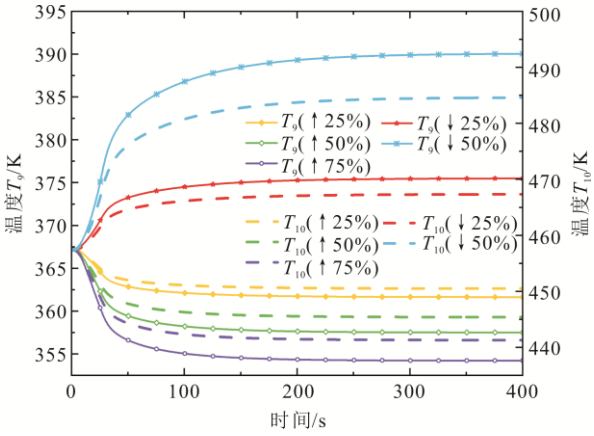


图 6 再压缩机进、出口温度变化曲线

Fig.6 Change curves of the temperatures at the inlet and outlet of the recompressor

压缩机内流体的温度变化传递到透平处需要 20~30 s，如图 7 所示。透平进口温度 T_6 延时变化，在 350 s 左右才趋于稳定。其变化趋势与预冷器冷侧水质量流量的增减呈负相关，变化范围约±15 K，变化更缓慢。这是因为冷侧水质量流量变化带来的波动，经过高、低温回热器和加热器的缓冲后，对透平的影响减小，导致透平出口温度 T_7 变化波动小，系统整体温度趋于稳定的时间加快。

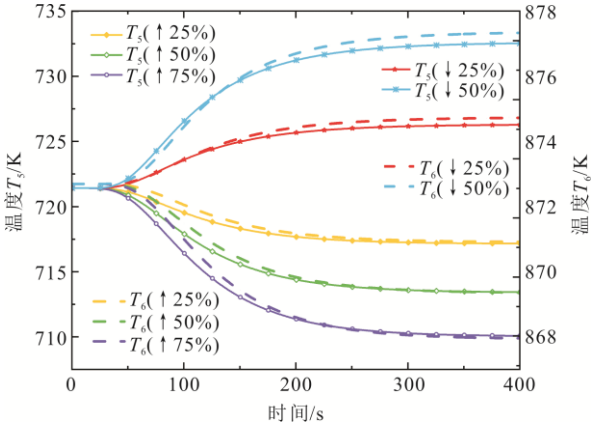


图 7 加热器进、出口温度变化曲线

Fig.7 Change curves of the temperature at the inlet and outlet of the heater

3.2 冷却条件变化时压缩机、透平的性能变化

预冷器冷侧水质量流量变化时，主压缩机和再压缩机的转速通过实时调节保证循环压力维持稳定（即保证压缩机出口压力稳定在 18 MPa，压比稳定在 2.4），如图 8 所示。

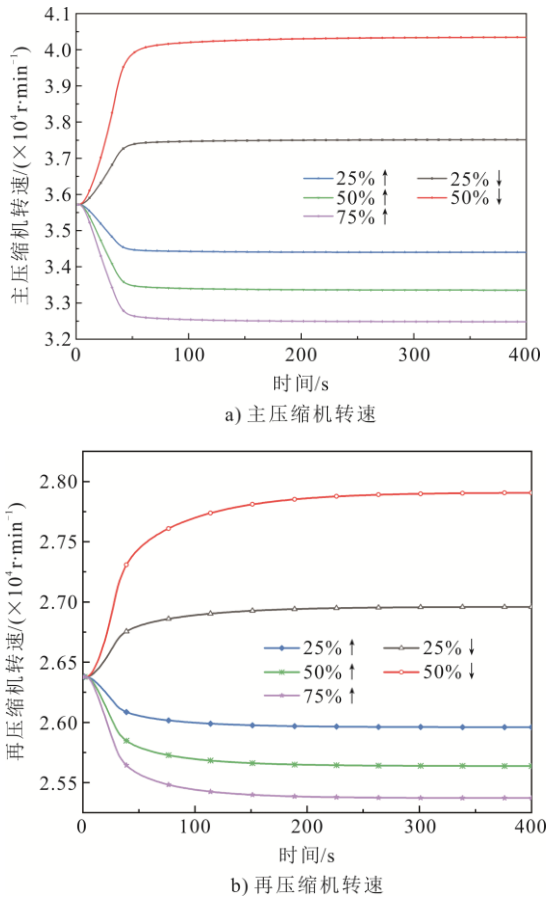


图 8 压缩机转速变化曲线

Fig.8 Change curves of the compressors' speed

主压缩机转速在 45 s 左右趋于稳定，再压缩机转速在 200 s 后调节完毕，这是因为 T_1 近似线性变化，出口温度 T_2 随后变动导致低温回热器的换热量变化，回热器出口温度 T_9 再随之变化，使再压缩机的转速变化滞后于主压缩机，但再压缩机转速和性能变化趋势更缓和。

2 个压缩机的转速和进口温度的提升均与冷却水质量流量的降低呈指数关系，如图 9 所示。由图 9 可以看出，预冷器冷侧水质量流量降低越多，主压缩机进口温度 T_1 就越高，因而压缩机进口 CO_2 流体的密度减小，转速提升明显并偏离了最佳设计值，导致压缩机效率降低。预冷器冷侧水质量流量降低 50%时，100 s 后主压缩机效率降低约 0.4%，300 s 后再压缩机效率降低约 0.25%。

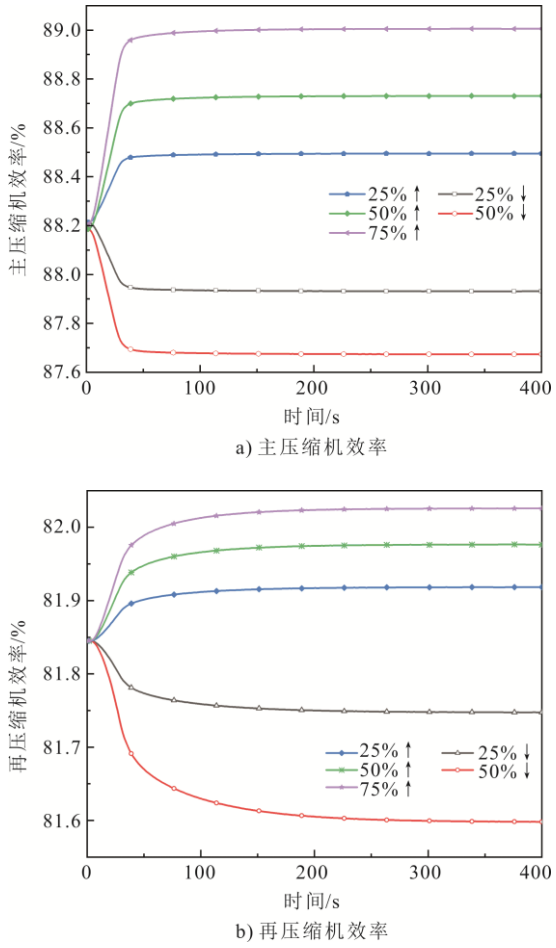


图 9 压缩机效率曲线

Fig.9 Change curves of the compressors' efficiency

压缩机转速和进口温度的降低与预冷器冷侧水质量流量的增加呈近似线性关系。再压缩机进口温度 T_9 远离临界点，因此 T_9 的密度、比热容等物性变化很小，再压缩机的等熵效率仅增加 0.2%；主压缩机进口温度越接近临界温度，CO_2 流体的物性越好，使得主压缩机效率提升近 1%，但过于接近临界点导致进口状态向喘振线逼近。

图 10 是主压缩机性能曲线图。根据主压缩机进口温度，选取 305、306、307 K 时绘制压缩的喘振线，并在喘振线 110%处设置防喘振线。预冷器冷侧水的质量流量增加越多，主压缩机进口温度越低，压缩机运行工况点离喘振线越近。

透平效率与其进口温度的变化非线性相关。预冷器冷侧水质量流量的变化对透平进口温度变化的影响在 15~20 K。图 11 为冷却条件变化时的透平效率曲线。从图 11 可看出，透平效率降低的最大值仅为 0.1%，说明冷却条件对透平性能的影响较小，但滞后性导致透平趋于稳定的时间超过 300 s。

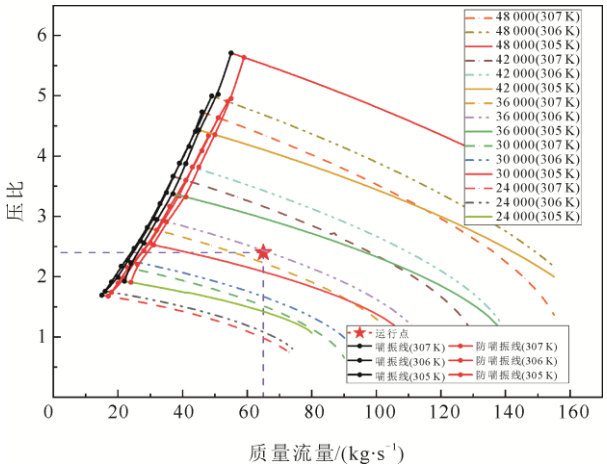


图 10 主压缩机性能曲线

Fig.10 Performance curves of the main compressor

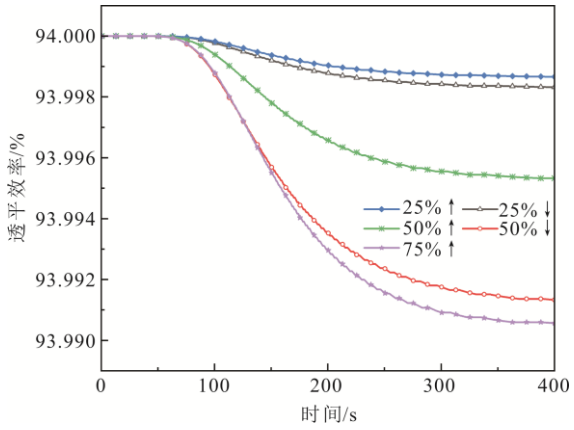


图 11 冷却条件变化时的透平效率曲线

Fig.11 Change curves of the turbine efficiency when the cooling condition is changed

3.3 冷却条件变化对换热器的影响

预冷器冷侧水质量流量的改变对应低温回热器低温高压侧进口温度 T_2 的剧烈变化。

3.3.1 对高温回热器的影响

高温回热器在预冷器冷侧水质量流量变化时换热量变化值更大。当预冷器冷侧水质量流量变化±25%~±50%时，高温回热器换热量变化±3 MW，且换热过程更缓和，持续时间更久。换热量在 5 s 时开始出现明显变化，在 5~100 s 增长，在 200 s 达到峰值后趋于稳定。

图 12 展示了不同预冷器冷侧水质量流量时高温回热器的换热量变化曲线。由图 12 可以看出：当预冷器冷侧水质量流量增加时，主压缩机出口温度 T_2 降低，导致高温回热器的冷端进口温度 T_4 降幅较热端进口温度 T_7 降幅更大，即换热温差 ΔT 增大，因而高温回热器整体换热量增大；预冷器冷侧水质

量流量减少时高温回热器的换热趋势则相反。

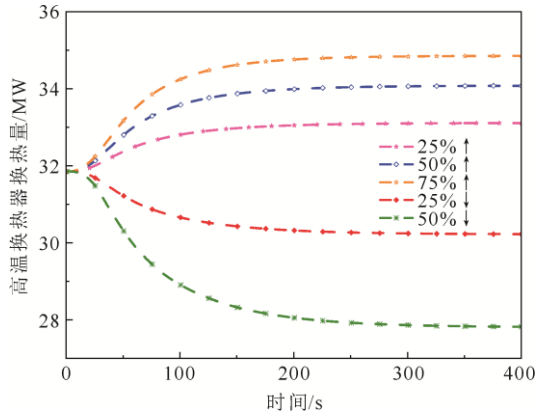


图 12 高温回热器换热量曲线

Fig.12 Change curves of the heat exchange capacity of the HTR

3.3.2 对低温回热器的影响

在预冷器冷侧水流量±25%~±50%时，低温回热器换热量为±1.8 MW，在 0~50 s 内换热量呈波浪型曲线，300 s 左右才稳定。

增加预冷器冷侧水的质量流量时，T_9 由 T_2 和 T_7 共同影响，T_2 的曲线经历快速增加—缓慢增加—稳定 3 个阶段，所以低温回热器整体的换热量如图 13 所示，呈先增加后减小最后稳定的趋势。系统稳定后低温回热器的换热量比初始值最多降低 20%；减少预冷器冷侧水的质量流量时换热趋势相反。

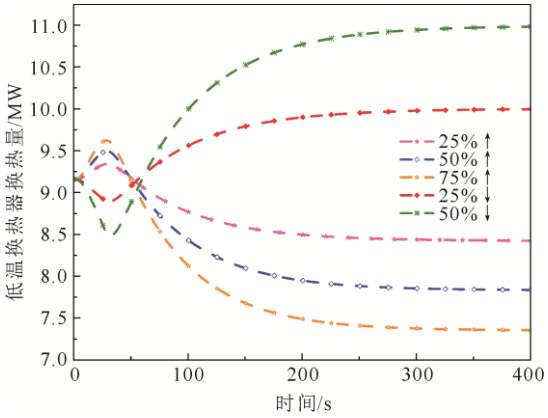


图 13 低温回热器换热量曲线

Fig.13 Change curves of the heat exchange capacity of the LTR

3.3.3 温度沿换热器长度分布

传热稳定后，温度沿高温回热器和低温回热器长度方向的分布如图 14 所示，其中实线代表高温侧，虚线代表低温侧。

当预冷器冷侧水的质量流量改变时，T_2 的变化幅度更大，此时高温回热器远离加热器的一端温度变化范围更大，低温回热器靠近压缩机的一端温度变化范围更大。

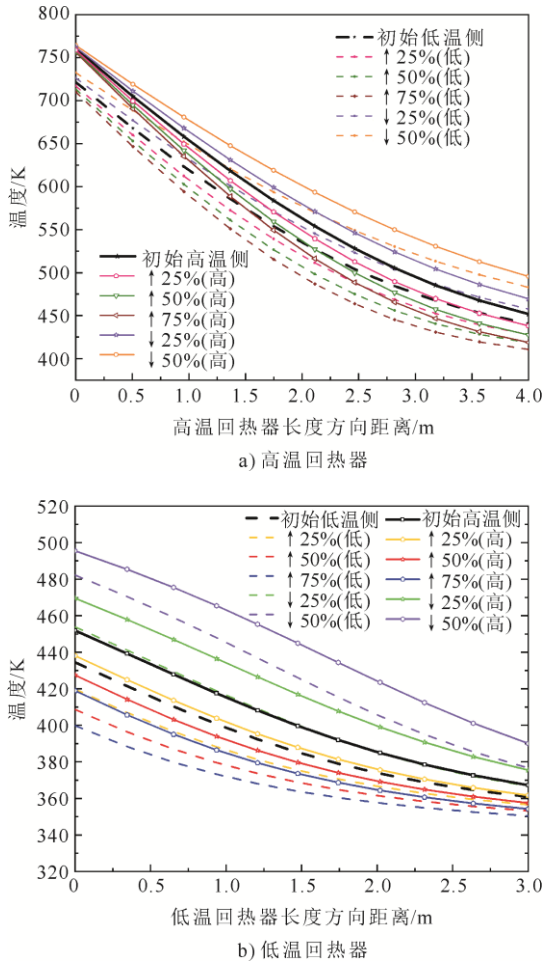


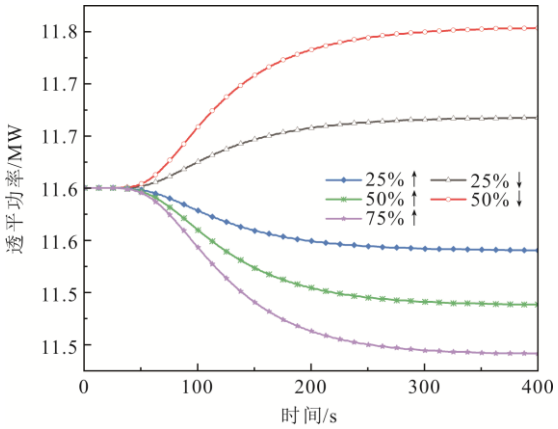
图 14 冷却条件变化时温度沿高、低温回热器长度方向分布

Fig.14 Distributions of temperature along the length direction of the HTR/LTR when the cooling condition is changed

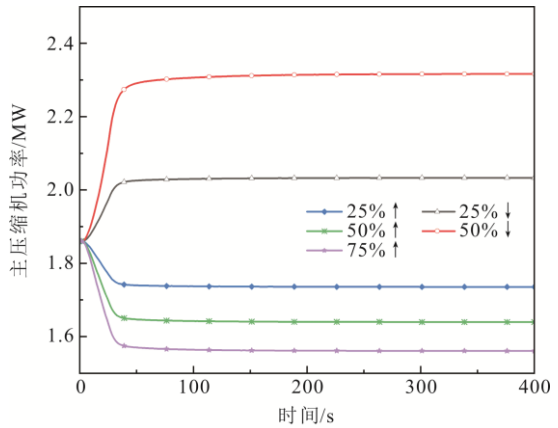
3.4 冷却条件变化对系统性能的影响

3.4.1 对系统净功率的影响

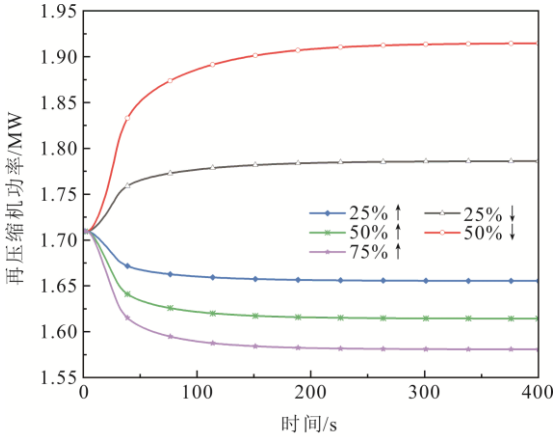
预冷器冷侧水质量流量增减时，2 个压缩机和透平功率的变化规律如图 15 所示。压缩机和透平功率的计算公式为质量流量 m 乘以进出口焓差Δh。随着冷侧水质量流量的减少，主压缩机和再压缩机的进、出口温度均升高，但出口温度变化更明显，在系统质量流量不变时，压缩机和透平的进出口焓差增大，因此功率增加；冷侧水质量流量增加时，压缩机和透平进出口焓差减小，功率减小。所以功率在 150 s 后稳定时最多分别增加 11%和 24%；随流量的增加做功最多减少 7%和 14%；而透平功率同理，延时 50 s 开始出现增减，但浮动范围不大，不超过 2%。



a) 透平功率



b) 主压缩机功率



c) 再压缩机功率

图 15 冷却条件变化时压缩机、透平功率曲线
Fig.15 Power curves of the compressors and turbine when the cooling condition is changed

虽然预冷器冷侧水质量流量增加时系统输出净功率增加，减少时系统净功率减少，但系统净功率由主压缩机、再压缩机和透平三者的功率变化共同影响。系统净功率等于透平做功减去 2 个压缩机的耗功，如图 16 所示：当预冷器冷侧水质量流量减少时，由于运行的滞后性，当 0~50 s 压缩机功率开始增加时，透平功率还未剧烈变化，此时系统净功率大幅减小；50~75 s 时，虽然透平功率开始增加，2 个压缩机的功率增加量变缓，但系统的净功率仍然呈降低趋势并达到最小值；75~300 s 时，压缩机功率开始稳定不再变化，而透平功率仍然在增加，此时系统净功率开始增加，因此曲线整体呈先降低后升高最后稳定的趋势；当预冷器冷侧水质量流量增加时，系统净功率趋势与减少时相反。压缩机和透平功率的变动范围均在 1 MW 以内，所以系统净功率的最大变动约为 6.25%。

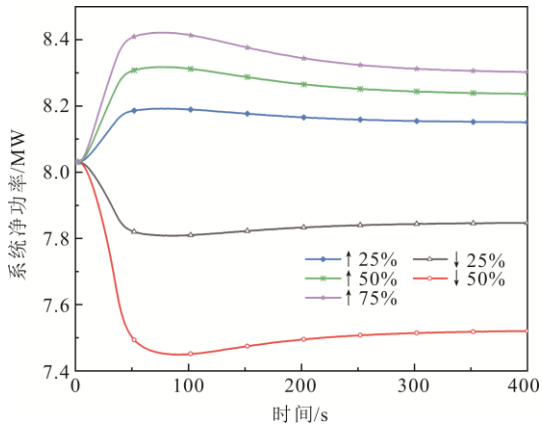


图 16 冷却条件变化时系统净功率曲线
Fig.16 Change curves of the net power of the system when the cooling condition is changed

3.4.2 对系统热效率的影响

冷却条件变化时系统供热量曲线如图 17 所示。可以看出：当预冷器冷侧水质量流量线性变化时，压缩机出进口温度变化的影响传递到加热器需要 35~45 s，此时加热器热侧的质量流量保持不变，系统吸热量仅与加热器低温侧进口温度 T_5 的变化相关，所以在 50~250 s 内吸热量的变化趋势与 T_5 的变化趋势相反；当预冷器冷侧水质量流量增加时，T_5 降低，加热器进口端的温差ΔT 增大，吸热量相应增加；当预冷器冷侧水质量流量降低时，T_5 增加，加热器进口端温差 ΔT 减小，吸热量相应减少。

冷却条件变化时系统热效率曲线如图 18 所示。可以看出，预冷器冷侧水质量流量的变化对系统热效率影响较小，当增加冷侧水质量流量时：在 0~50 s 内由于系统净功率增加的同时吸热量变化较小，系统热效率提高，最高增加 5%；在 50~200 s 内，系统净功率趋于稳定，此时吸热量增加，系统热效率开始降低；200 s 后热效率趋近初始值。冷侧水质量流量增加越多，系统净功率的增加量越小于

供热量的增加量，使得系统热效率在系统达到稳定时越小：在流量增加 25%时，系统热效率提高 0.2%，但当流量增加至 75%时，系统热效率反而降低了约 0.3%。

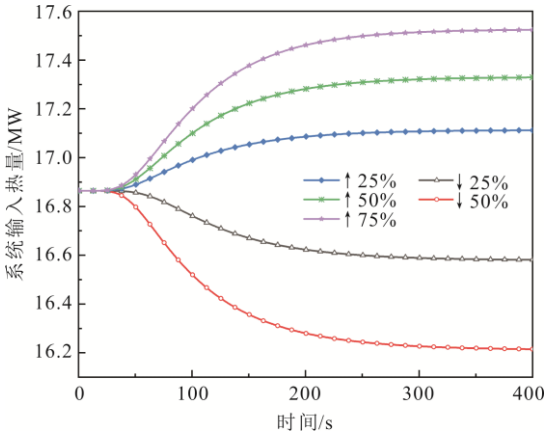


图 17 冷却条件变化时系统供热量曲线

Fig.17 Change curves of the system heat supply when the cooling condition is changed

随着冷侧水质量流量的降低，系统热效率的变化规律与流量增加时则相反，呈先减小后增大的趋势：当流量降低 25%时，热效率略低于初始值，降低了 0.4%，而流量降低至 50%时，稳定系统热效率比初始时降低了 1.3%。

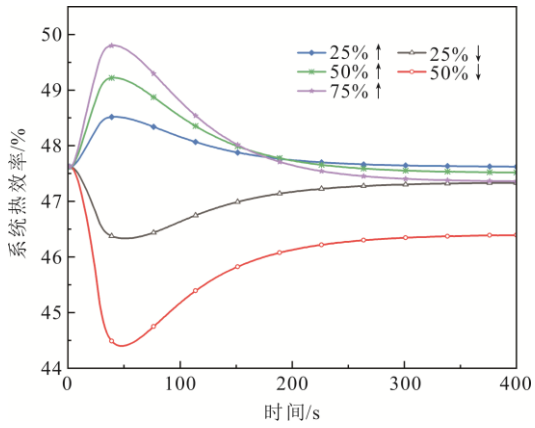


图 18 冷却条件变化时系统热效率曲线

Fig.18 Change curves of the thermal efficiency of the system when the cooling condition is changed

4 结　论

本文建立了再压缩 SCBC 系统的动态仿真模型，研究了预冷器冷侧水质量流量变化对压缩机和透平性能、系统各处的瞬时温度、系统净功率和热效率的影响，得到如下结论：

1）预冷器冷侧水流量变化时，系统净功率和热效率趋于稳定的时间是 200 s，主压缩机在 100 s 内达到稳定状态，但再压缩机达到稳定状态的时间稍微长。

2）增加预冷器冷侧水流量对压缩机效率提升明显，在增加 75%流量时主压缩机效率提高 0.8%、再压缩机效率提高 0.2%，系统净功率增加 3.7%，但系统热效率降低 0.3%。

3）压缩机进口温度的设计工况 306 K 已经接近 CO_2 临界温度点，增加预冷器水流量可能会使压缩机进口温度降低，导致压缩机内出现工质凝结；而流量过低又可能会影响对 CO_2 的冷却效果，导致压缩机进口工质温度远离其临界点，降低系统热效率。

[参 考 文 献]

[1] Dostal V, Hejzlar P, Driscoll J M. High-performance supercritical carbon dioxide cycle for next-generation nuclear reactors[J]. Nuclear Technology, 2006, 154(3): 265.

[2] 朱玉铭, 姜玉雁, 梁世强, 等. 超临界二氧化碳布雷顿发电循环压缩机实验研究进展[J]. 热力发电, 2020, 49(10): 11.
Zhu Y M, Jiang Y Y, Liang S Q, et al. Experimental research progress of supercritical carbon dioxide Brayton power generation cycle compressor[J]. Thermal Power Generation, 2020, 49(10): 11.

[3] 徐鹏, 郭晓璐, 徐双庆. 超临界 CO_2 闭式布雷顿循环系统特性试验与模拟研究综述[J]. 流体机械, 2020, 48(4): 52.
Xu P, Guo X L, Xu S Q. A review of experimental and simulation studies on characteristics of supercritical CO_2 closed Brayton cycle system[J]. Fluid Machinery, 2020, 48(4): 52.

[4] Pasch J, Conboy T, Fleming D, et al. Supercritical CO_2 recompression Brayton cycle: completed assembly description[R]. Sandia National Laboratories, Albuquerque, NM, and Livermore, CA (United States), 2012.

[5] Allam R, Martin S, Forrest B, et al. Demonstration of the Allam cycle: an update on the development status of a high efficiency supercritical carbon dioxide power process employing full carbon capture[J]. Energy Procedia, 2017, 114: 5948.

[6] Conboy T, Wright S, Pasch J, et al. Performance characteristics of an operating supercritical CO_2 Brayton cycle[J]. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 2012, 134(11): 941.

[7] Cho J, Shin H, Ra H, et al. Development of the supercritical carbon dioxide power cycle experimental loop with a turbo-generator[C]. ASME Turbo Expo 2017: Turbomachinery Technical Conference and Exposition. 2017.

[8] Utamura M, Hasuike H, Ogawa K, et al. Demonstration of supercritical CO_2 closed regenerative Brayton cycle in a bench scale experiment[C]. ASME Turbo Expo 2012: Turbine Technical Conference and Exposition, 2012.

[9] Du Y, Yang C, Wang H, et al. One-dimensional

optimisation design and off-design operation strategy of centrifugal compressor for supercritical carbon dioxide Brayton cycle[J]. Applied Thermal Engineering, 2021, 196: 117318.

[10] Du Y, Yang C, Yu Z, et al. Integrated design and off-design hybrid control strategy of supercritical CO_2 recompression cycle for nuclear power[J]. Applied Thermal Engineering, 2022, 217: 119194.

[11] Wu P, Gao C, Shan J. Development and verification of a transient analysis tool for reactor system using supercritical CO_2 Brayton cycle as power conversion system[J/OL]. Science and Technology of Nuclear Installations, 2018. https://onlinelibrary.wiley.com/doi/epdf/10.1155/2018/6801736.

[12] Zhang L, Klemeš J J, Zeng M, et al. Dynamic study of the extraction ratio and interstage pressure ratio distribution in typical layouts of sCO_2 Brayton cycle under temperature fluctuations[J]. Applied Thermal Engineering, 2022, 212: 118553.

[13] Battisti F G, Delsoto G S, Silva A K, et al. Transient analysis and optimization of a recuperative sCO_2 Brayton cycle assisted by heat and mass storage systems[J]. Energy, 2018, 150: 979.

[14] Wang X, Cai J, Lin Z, et al. Dynamic simulation study of the start-up and shutdown processes for a recompression CO_2 Brayton cycle[J]. Energy, 2022, 259: 124928.

[15] Alsawy T, Mohammed R H, Mesalhy O, et al. Dynamic performance of supercritical CO_2 Brayton cycle and its relationship to the correction of turbomachinery performance maps: a comparative analysis[J]. Applied Thermal Engineering, 2024, 242: 122364.

[16] Moisseytsev A, Sienicki J J. Recent developments in s-CO_2 cycle dynamic modeling and analysis at ANL[C]. The 4th International Symposium-Supercritical CO_2 Power Cycles, Pittsburgh, Pennsylvania. 2014.

[17] Luu M T, Milani D, Mcnaughton R, et al. Dynamic modelling and start-up operation of a solar-assisted recompression supercritical CO_2 Brayton power cycle[J]. Applied Energy, 2017, 199: 247.

[18] Zhang J Y, Yang J Y, Yann L M. Dynamic modeling and transient analysis of a molten salt heated recompression supercritical CO_2 Brayton cycle[C]. The 6th International Supercritical CO_2 Power Cycles, Symposium, March 27-29, 2018.

[19] Liese E, Albright J, Zitney S A. Startup, shutdown, and load-following simulations of a 10 MWe supercritical CO_2 recompression closed Brayton cycle[J]. Applied Energy, 2020, 277: 115628.

[20] Pasch J, Conboy T, Fleming D, et al. Supercritical CO_2 recompression Brayton cycle: completed assembly description[R]. Albuquerque, NM, and Livermore, CA (United States): Sandia National Laboratories, 2012: 1.

[21] Chang Z Y, Zhao Y, Zhao Y Y, et al. Off-design performance and control strategies of sCO_2 recompression power systems considering compressor operating safety[J]. Applied Thermal Engineering, 2023, 232: 121044.

[22] 杨军, 刘欢鹏. 印刷电路板式换热器换热流动特性数值分析[J]. 节能技术, 2023, 41(3): 273.
Yang J, Liu H P. Numerical analysis of heat exchange flow characteristics of printed circuit plate heat exchangers[J]. Energy Conservation Technology, 2023, 41(3): 273.

[23] White C W, Weiland N T. Evaluation of property methods for modeling direct-supercritical CO_2 power cycles[J]. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 2018, 140: 011701.

[24] Carstens N A, Hejzlar P, Driscoll M J. Control system strategies and dynamic response for supercritical CO_2 power conversion cycles[R]. Center for Advanced Nuclear Energy Systems, 2006: MIT-GFR-038.

[25] Deng T, Li X, Wang Q, et al. Dynamic modelling and transient characteristics of supercritical CO_2 recompression Brayton cycle[J]. Energy, 2019, 180: 292.

[26] Bonilla J, Dormido S, Cellier F E. Switching moving boundary models for two-phase flow evaporators and condensers[J]. Communications in Nonlinear Science and Numerical Simulation, 2015, 20: 743.

[27] Ma X, Jiang P, Zhu Y. Dynamic simulation and analysis of transient Characteristics of a thermal-to-electrical conversion system based on supercritical CO_2 Brayton cycle in hypersonic vehicles[J]. Applied Energy, 2024, 359: 122686.

（责任编辑　李园）