

# 超临界 CO<sub>2</sub> 余热利用系统动态特性及 最优负荷控制策略研究

贾博清, 曹越, 司风琪

(东南大学 能源转换及过程测控教育部重点实验室, 江苏 南京 211189)

**摘要:**为了解决超临界二氧化碳(SCO<sub>2</sub>)余热利用系统内参数动态耦合特性不明确,以及系统内多循环造成负荷控制复杂的问题,建立 SCO<sub>2</sub> 余热利用系统动态特性模型,获得燃气轮机排气温度和质量流量扰动下系统热力学参数响应特征,对比不同负荷跟随控制策略,确定 SCO<sub>2</sub> 余热利用系统变负荷过程中最优负荷控制策略。结果表明:在燃气轮机排气温度和质量流量扰动时,SCO<sub>2</sub> 余热利用系统对燃气轮机排气温度变化更为敏感,在燃气轮机排气温度扰动下系统总效率是燃气轮机排气流量扰动下的 2.64 倍。在 SCO<sub>2</sub> 余热利用系统由 100% 负荷降至 95% 负荷的过程中,超临界负荷跟随策略为最优负荷控制策略,其与跨临界负荷跟随及按比例分配策略相比,具有更好的负荷跟随能力和更高的系统总效率。

**关键词:**超临界 CO<sub>2</sub>; 余热利用; 动态仿真模型; 动态特性; 最优负荷控制策略

中图分类号:TK115 文献标识码:A DOI:10.16146/j.cnki.rndlgc.2024.10.012

[引用本文格式]贾博清,曹越,司风琪.超临界 CO<sub>2</sub> 余热利用系统动态特性及最优负荷控制策略研究[J].热能动力工程,2024,39(10):102-112. JIA Boqing, CAO Yue, SI Fengqi. Research on dynamic characteristics of supercritical CO<sub>2</sub> waste heat utilization system and optimal load control strategy[J]. Journal of Engineering for Thermal Energy and Power, 2024, 39(10):102-112.

## Research on Dynamic Characteristics of Supercritical CO<sub>2</sub> Waste Heat Utilization System and Optimal Load Control Strategy

JIA Boqing, CAO Yue, SI Fengqi

(Key Laboratory of Energy Thermal Conversion and Control of Ministry of Education, Southeast University, Nanjing, China, Post Code: 211189)

**Abstract:** In order to solve the problems of unclear dynamic coupling characteristics of parameters within the SCO<sub>2</sub> waste heat utilization system and the complexity of load control due to multiple cycles within the system, this paper established a dynamic characteristic model of SCO<sub>2</sub> waste heat utilization system, obtained the response characteristics of system thermodynamic parameters under the disturbance of gas turbine exhaust temperature and mass flow rate, and compared the different load following control strategies to determine the optimal load control strategy of SCO<sub>2</sub> waste heat utilization system during the variable load process. The results show that the SCO<sub>2</sub> waste heat utilization system is more sensitive to the gas turbine exhaust temperature change under gas turbine exhaust temperature and mass flow rate disturbance, and the total efficiency of the SCO<sub>2</sub> waste heat utilization system under gas turbine exhaust temperature

收稿日期:2024-01-25; 修订日期:2024-03-29

基金项目:国家自然科学基金(52206006);江苏省基础 Research 计划(自然科学基金)青年基金项目(BK20210240)

**Fund-supported Project:** National Natural Science Foundation of China (52206006); Jiangsu Basic Research Program (Natural Science Foundation) Youth Fund Program (BK20210240)

作者简介:贾博清(2000-),男,东南大学硕士研究生。

disturbance is 2.64 times higher than that under gas turbine exhaust flow rate disturbance. The supercritical load following strategy is the optimal load control strategy during the reduction of the total load of the SCO<sub>2</sub> waste heat utilization system from 100% to 95%, which has a better load following capability and the highest total efficiency of the supercritical CO<sub>2</sub> waste heat utilization system compared with the transcritical load following and the proportional allocation strategies.

**Key words:** supercritical CO<sub>2</sub>, waste heat utilization, dynamic simulation model, dynamic characteristics, optimal load control strategy

## 引 言

面对资源短缺与环境恶化的形势,推动能源结构整体转型、加速构建以新能源为主体的新型电力系统成为我国可持续发展的必然选择<sup>[1]</sup>。然而,以太阳能和风能为主的新能源发电所带来的间歇性与波动性给大规模并网带来了严峻的挑战<sup>[2]</sup>。燃气轮机具有清洁高效、启停灵活、变负荷迅速的优点,利用燃气轮机发电可以很好地匹配可再生能源的间歇性功率波动。SCO<sub>2</sub>循环具有结构紧凑、清洁高效、调节负荷速率快的特点,被视为未来发电的主要方向<sup>[3-5]</sup>。采用 SCO<sub>2</sub>循环作为燃气轮机余热利用系统,能够在提高能源利用效率的基础上进一步提高快速变负荷能力,有利于实现电厂灵活调峰<sup>[6]</sup>。

相关研究探讨了 SCO<sub>2</sub>循环用于余热利用时的热力特性。Kim 等人<sup>[7]</sup>采用 SCO<sub>2</sub>循环作为底循环回收燃气轮机排气余热,结果表明,与蒸汽朗肯循环相比,SCO<sub>2</sub>循环具有更高的热效率,而且结构更加紧凑。Song 等人<sup>[8]</sup>采用有机朗肯循环作为 SCO<sub>2</sub>底循环回收 SCO<sub>2</sub>循环余热,结果表明,增加底循环可以提升 SCO<sub>2</sub>循环热效率。Cao 等人<sup>[9]</sup>研究了由顶部 SCO<sub>2</sub>循环和底部跨临界 CO<sub>2</sub> (TCO<sub>2</sub>) 循环组成的串级 SCO<sub>2</sub>循环进行余热利用,研究表明,由于 TCO<sub>2</sub>循环在回收低品位热能时优越的变工况性能,与 SCO<sub>2</sub>布雷顿循环相比,串级 SCO<sub>2</sub>循环具有更高的热效率。

变负荷过程中,SCO<sub>2</sub>余热利用系统需使用合适的控制策略以保证系统安全性及实现负荷快速跟随。Bian 等人<sup>[10]</sup>通过调节冷却水流量来控制压缩机入口温度,以确保压缩机入口条件该温度不会下降到亚临界状态进而损坏压缩机。文献[11]中 Sandia 国家实验室提出分别采用冷却水状态和工质

存量对压缩机入口温度和压力进行调节,结果表明,在此控制策略下系统具有较好的稳定性。Wang 等人<sup>[12]</sup>介绍了几种典型的负荷控制策略:阀门控制、热源控制、库存控制和转速控制。其中,热源控制操作简单但响应过程缓慢,转速控制操作较为复杂且会增加初期成本,因此大多数研究集中于阀门控制和库存控制。Clementoni 等人<sup>[13]</sup>建立了简单回热 SCO<sub>2</sub>循环动态仿真模型,使用库存控制实现负荷跟随,结果表明,在库存控制策略下系统负荷响应速度较慢且负荷调节范围受库存罐容积限制通常较小。因此,库存控制不太适合快速变负荷调节。Bian 等人<sup>[14]</sup>建立了再压缩 SCO<sub>2</sub>布雷顿循环动态模型,对比了系统采用不同阀门控制时的负荷跟随能力,结果表明,相对于透平旁通阀与高温回热器旁通阀,涡轮节流阀在负荷跟随过程中不仅具有较快的响应速度,并且在稳态状态下使循环具有最高的热效率。

在电网大规模消纳可再生能源电量的过程中,电网负荷呈现波动性和瞬态性,这就要求发电机组快速调整出力过程。而作为燃气轮机余热利用底循环,在负荷频繁波动过程中,SCO<sub>2</sub>余热利用系统内主要部件进出口参数会发生变化,进而影响 SCO<sub>2</sub>余热利用系统的安全运行和动态性能,但目前 SCO<sub>2</sub>余热利用系统的控制策略和动态响应趋势尚未得到充分研究。因此本文建立了 SCO<sub>2</sub>余热利用系统动态模型,研究模拟电网负荷指令波动情况下系统的最优负荷控制策略。

## 1 系统结构介绍

SCO<sub>2</sub>余热利用系统采用能量梯级利用结构,如图 1 所示,图中 s 代表超临界二氧化碳循环状态点, g 代表燃气轮机排气余热状态点, o 代表导热油回路状态点, t 代表跨临界二氧化碳循环状态点, l 代表



kg/s;  $n_{t,pump}$ 、 $n_{t,pump,des}$  —TCO<sub>2</sub> 泵实际转速和设计转速, r/min;  $H_{t,pump}$ 、 $H_{t,pump,des}$  —TCO<sub>2</sub> 泵实际扬程和设计扬程, m。

TCO<sub>2</sub> 泵性能曲线如图 3 所示, 图中描述了相对扬程  $H_{t,pump}/H_{t,pump,des}$ 、TCO<sub>2</sub> 泵效率  $\eta_{t,pump}$  与相对流量  $\dot{m}_t/\dot{m}_{t,des}$  的关系。

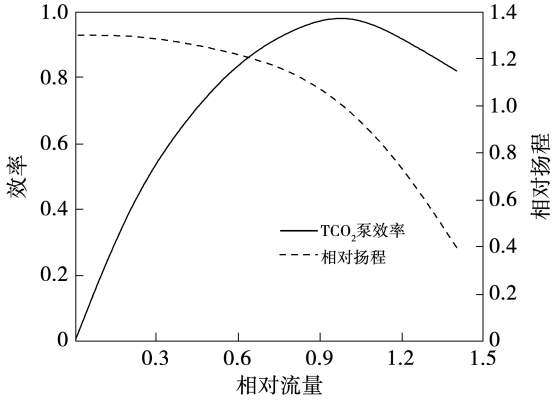


图 3 TCO<sub>2</sub> 泵性能曲线

Fig. 3 TCO<sub>2</sub> pump characteristic curve

### 2.1.3 透平模型

在 SCO<sub>2</sub> 余热利用系统中, SCO<sub>2</sub> 压缩机采用轴流式压缩机, 并与 SCO<sub>2</sub> 透平同轴布置。当 SCO<sub>2</sub> 压缩机转速发生变化时, SCO<sub>2</sub> 透平转速也会发生相应改变, 此时 SCO<sub>2</sub> 循环中流量的变化可以使用经过转速修正的 Flügel 公式计算:

$$\frac{\dot{m}_s}{\dot{m}_{s,des}} = \sqrt{\frac{T_{3s,des}}{T_{3s}}} \cdot \left(1 - 0.4 \frac{n_{s,turb} - n_{s,turb,des}}{n_{s,turb,des}}\right) \cdot \frac{p_{3s}^2 - p_{4s}^2}{p_{3s,des}^2 - p_{4s,des}^2} \quad (5)$$

式中:  $n_{s,turb}$ 、 $n_{s,turb,des}$  —SCO<sub>2</sub> 透平实际转速和设计转速, r/min;  $T_{3s}$ 、 $T_{3s,des}$  —3s 状态点的实际温度和设计温度, K;  $p_{3s}$ 、 $p_{3s,des}$  —3s 状态点的实际压力和设计压力, MPa;  $p_{4s}$ 、 $p_{4s,des}$  —4s 状态点的实际压力和设计压力, MPa。

SCO<sub>2</sub> 透平的效率为:

$$\frac{\eta_{s,turb}}{\eta_{s,turb,des}} = \left[1 - 0.3 \left(1 - \frac{n_{s,turb}}{n_{s,turb,des}}\right)^2\right] \frac{n_{s,turb}}{n_{s,turb,des}} \cdot \frac{\dot{m}_{s,des} \left(2 - \frac{n_{s,turb}}{n_{s,turb,des}} \frac{\dot{m}_{s,des}}{\dot{m}_s}\right)}{\dot{m}_s} \quad (6)$$

式中:  $\eta_{s,turb}$ 、 $\eta_{s,turb,des}$  —SCO<sub>2</sub> 透平实际效率和设计效率。

TCO<sub>2</sub> 透平与 TCO<sub>2</sub> 泵为异轴结构, TCO<sub>2</sub> 透平保持转速恒定, 其特性通过简化式 (5) 便可得到。

### 2.1.4 换热器模型

在 SCO<sub>2</sub> 余热利用系统中, 由于燃气轮机余热温度较高, 因此在热回收换热器 1 和热回收换热器 2 中使用板翅式换热器 (PFHE) 进行换热, 翅片通过破坏传热边界层达到强化传热的目的。TCO<sub>2</sub> 冷凝器中换热工质的热流密度较大, 使用结构简单的板式换热器 (PHE) 即可满足使用要求。SCO<sub>2</sub> 加热器、SCO<sub>2</sub> 冷却器、TCO<sub>2</sub> 加热器和 TCO<sub>2</sub> 预热器均采用印刷电路板式换热器 (PCHE) 进行换热, 其耐高压、换热效率高、结构紧凑的特点适合 SCO<sub>2</sub> 换热。为了简化建模, 对各换热器均做出以下假设:

- (1) 流体的温度和压力在径向分布均匀, 在轴向发生变化;
- (2) 忽略金属壁热阻;
- (3) 换热器总流量在 PCHE 各管路中均匀分配。

在建模过程中, 考虑热源、冷却水、工质和 LNG 侧的质量守恒和能量守恒。

冷、热流体质量守恒方程为:

$$V \frac{d\rho}{d\tau} = m_{in} - m_{out} \quad (7)$$

热流的能量守恒方程为:

$$m_h (H_{h1} - H_{h2}) - Q = \rho_h V_h \frac{d\bar{H}_h}{d\tau} \quad (8)$$

冷流的能量守恒方程为:

$$m_c (H_{c1} - H_{c2}) + Q = \rho_c V_c \frac{d\bar{H}_c}{d\tau} \quad (9)$$

式中:  $m_h$ 、 $m_c$  —热侧与冷侧工质质量流量, kg/s;  $H_{h1}$ 、 $H_{h2}$  —热侧工质进口与出口焓值, kJ/kg;  $H_{c1}$ 、 $H_{c2}$  —冷侧工质进口与出口焓值, kJ/kg;  $\bar{H}_h$ 、 $\bar{H}_c$  —热侧及冷侧工质平均焓值, kJ/kg;  $\rho_h$ 、 $\rho_c$  —热侧与冷侧工质密度, kg/m<sup>3</sup>;  $V_h$ 、 $V_c$  —换热器热侧和冷侧体积, m<sup>3</sup>;  $Q$  —换热器中换热量, W;  $\tau$  —时间, s。

SCO<sub>2</sub> 余热利用系统中, 热回收换热器 1 和热回收换热器 2 使用 PFHE 进行换热, 其均为单相换热, 引入无量纲表面传热系数  $j$  因子来计算其传热系数  $h$ ,  $j$  因子可以通过 Webb-Joshi 关联式<sup>[15]</sup> 计算:

$$j = \begin{cases} 0.53 (Re)^{-0.50} (l_{of}/D_{PFHE})^{-0.15} \cdot \\ [s/(h-t_{of})]^{-0.14}, & Re \leq Re^* \\ 0.21 (Re)^{-0.40} (l_{of}/D_{PFHE})^{-0.24} (t_{of}/D_{PFHE})^{0.02}, \\ Re \geq Re^* + 1\,000 \end{cases} \quad (10)$$

$$Re^* = \frac{257 (l_{of}/s)^{1.23} (t/l_{of})^{0.58} D_{PFHE}}{t + 1.328 [Re/(l_{of} D_{PFHE})]^{-0.5}} \quad (11)$$

式中:  $Re$ —雷诺数;  $l_{of}$ —锯齿型翅片长度, m;  $D_{PFHE}$ —PFHE 的水力直径, m;  $s$ —翅片间距, m;  $h$ —翅片高度, m;  $t_{of}$ —翅片厚度, m。

TCO<sub>2</sub> 冷凝器采用板式换热器, 换热过程中 CO<sub>2</sub> 存在单相换热及两相换热。当换热过程为单相换热<sup>[16]</sup>时, 努塞尔数  $Nu_{sp}$  为:

$$Nu_{sp} = 0.724 \left( \frac{6\theta}{\pi} \right)^{0.646} Re^{0.583} Pr^{1/3} \quad (12)$$

当换热过程为两相换热<sup>[17]</sup>时, 努塞尔数  $Nu_{tp}$  为:

$$Nu_{tp} = 4.118 Re_{eq}^{0.4} Pr_{lq}^{1/3} \quad (13)$$

式中:  $Re_{eq}$ —当量雷诺数;  $Pr_{lq}$ —液体普朗特数。

TCO<sub>2</sub> 冷凝器冷侧流体 LNG 入口压力设定为 7 MPa, 已处于超临界状态, 因此, LNG 的努塞尔数  $Nu_l$  采用修正关联式<sup>[18]</sup>表示:

$$Nu_l = 0.187 Re^{0.71} Pr^{0.35} \left( \frac{\tilde{c}_p}{c_{p,b}} \right)^{0.5} \left( \frac{\rho_w}{\rho_b} \right)^{0.3} \quad (14)$$

式中:  $c_{p,b}$ —流体比定压热容, J/(kg · K);  $\tilde{c}_p$ —平均比定压热容, J/(kg · K);  $\rho_w$ —墙壁密度, kg/m<sup>3</sup>;  $\rho_b$ —流体密度, kg/m<sup>3</sup>。

在 PCHE 中, CO<sub>2</sub> 均处于超临界状态, 使用单相换热式计算, 半圆形通道的努塞尔数  $Nu_g$  使用 Geielinski 关联式<sup>[19]</sup>计算。

$$Nu_g = \begin{cases} \left[ \frac{(f/8)(Re-1\,000)Pr}{1+12.7\sqrt{f/8}(Pr^{2/3}-1)} \right] \left[ 1 + \left( \frac{d_{sc}}{l_{sc}} \right)^{2/3} \right], & Re = 3 \times 10^3 \sim 10^6 \\ 4.36 + \frac{Re-2\,300}{700} (Nu_{3000} - 4.36), & Re = 2.3 \times 10^3 \sim 3 \times 10^3 \\ 4.36, & Re < 2\,300 \end{cases} \quad (15)$$

式中:  $f$ —Darcy 阻力系数;  $l_{sc}$ —PCHE 中半圆型流道单位长度, m;  $d_{sc}$ —PCHE 中单个流道直径, m;  $Nu_{3000}$ — $Re$  为 3 000 时  $Nu$  临界值。

## 2.1.5 阀门模型

在 SCO<sub>2</sub> 余热利用系统中, 采用透平节流阀阀门控制, 通过改变流体流经阀门时的通流面积进行流量精细调节, 从而实现对负荷指令的快速跟随。

节流阀数学模型为:

$$\dot{m} = C_{v,i} L_i \sqrt{\rho \Delta p} \quad (16)$$

式中:  $\dot{m}$ —工质质量流量, kg/s;  $C_{v,i}$ —阀门结构系数;  $L_i$ —阀门开度, %;  $\rho$ —阀门前工质密度, kg/m<sup>3</sup>;  $\Delta p$ —阀门前、后压力差, MPa。

## 2.1.6 转轴模型

转轴是 SCO<sub>2</sub> 循环动态运行过程中的惯性模块之一, 压缩机、透平、发电机等产生的转矩作用在转轴上, 当所有作用在转轴上的转矩达到平衡时, 转轴将保持恒定转速。转轴的状态变化为:

$$P_{turb} - C_{comp} - C_{generator} - F_{me} = J \cdot \frac{d(\omega^2/2)}{dt} \quad (17)$$

式中:  $P_{turb}$ —透平输出功, W;  $C_{comp}$ —压缩机耗功, W;  $C_{generator}$ —发电机耗功, W;  $F_{me}$ —机械损失, W;  $J$ —转轴的转动惯量, kg · m<sup>2</sup>;  $\omega$ —转轴的角速度, rad/s。

## 2.2 控制策略

在 SCO<sub>2</sub> 余热利用系统中, 为了保证系统在外部扰动和内部条件改变的情况下实现稳定安全运行, 并保持最佳性能, 控制系统是至关重要的。

在临界点附近 CO<sub>2</sub> 物理性质变化剧烈, 因此选用 PI 控制器, 通过调节冷却水质量流量和库存罐阀门开度控制 SCO<sub>2</sub> 压缩机入口温度和入口压力, 防止压缩机入口参数由超临界下降到亚临界状态。SCO<sub>2</sub> 压缩机入口参数控制示意图, 如图 4 所示。

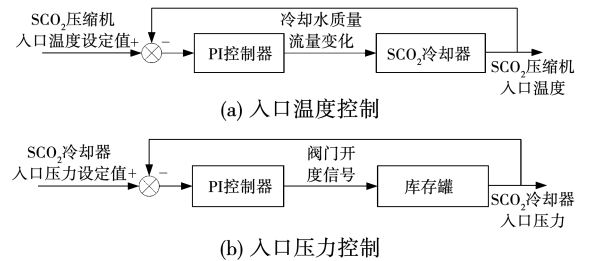


图 4 SCO<sub>2</sub> 压缩机及冷却器入口参数控制示意图

Fig. 4 Schematic diagrams of SCO<sub>2</sub> compressor and cooler inlet parameter control

本文采用透平节流阀进行负荷跟随, 通过调节节流阀阀门开度控制输出功率达到目标值, 阀门控

制示意图如图 5 所示。

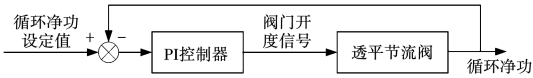


图 5 阀门控制示意图

Fig. 5 Schematic diagram of valve control

2.3 模型验证

为了验证所建立的设备模型的可靠性和准确性,本文对设备和系统模型仿真数据与实验室实验数据进行对比验证。与换热器相比,压缩机和透平涡轮机械容量小、流量大,其响应时间几乎可以忽略不计,本文采用特性曲线及式(5)和式(6)分别计算压缩机和透平参数,构建准稳态模型并进行动态仿真。压缩机与透平模型相对可靠,所以系统动态模型精度高度依赖于换热器模型的精度。

将换热器模型计算的冷、热侧工质出口动态响应与文献[20]中的实验数据进行对比,结果如图 6 所示。对比发现,温度的最大偏差小于 3 ℃,证明了所搭建的换热器模型的合理性,所研究的余热利用系统动态仿真模型具有较好的精确度。

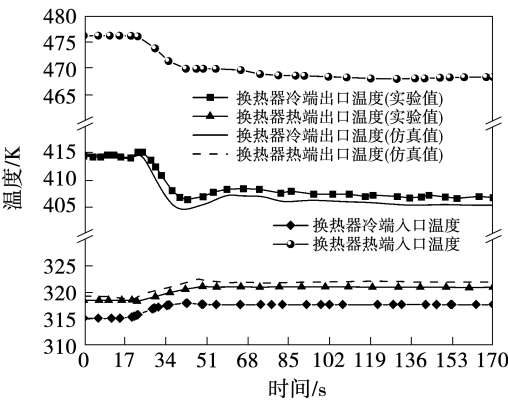


图 6 换热器模型动态验证结果

Fig. 6 Dynamic verification result of heat exchanger model

3 计算结果及分析

3.1 不同热源扰动下系统动态特性

以 SCO<sub>2</sub>余热利用系统 85% 负荷工况为初始稳定阶段,使用燃气轮机排气温度和质量流量作为 SCO<sub>2</sub>余热利用系统的扰动参数,选用燃气轮机排气波动的上边界(最大质量流量和最高温度)作为热源初始设计点,设置冷却水阀门、库存罐阀门及

SCO<sub>2</sub>透平节流阀的 PI 控制器比例系数  $K_p = 1$ 、积分时间  $T_i = 50$ ,设置 TCO<sub>2</sub>透平节流阀 PI 控制器比例系数  $K_p = 0.1$ 、积分时间  $T_i = 50$ 。对参数扰动下的余热利用系统动态过程进行仿真计算。通过分析仿真结果获得系统动态响应规律,探究负荷波动下系统最优负荷控制策略。

3.1.1 燃气轮机排气温度扰动

当余热利用系统 SCO<sub>2</sub>循环和 TCO<sub>2</sub>循环输出功率处于 85% 工况稳定阶段时,在热源入口施加温度扰动。在 5 s 时对燃气轮机排气温度施加扰动,10 s 时燃气轮机排气温度从 783 K 下降至 744 K,控制超临界循环及跨临界循环净功率不变,采集数据并绘制系统内各部件热力学参数变化。

图 7 为燃气轮机余热温度阶跃下降时,余热回收器燃气侧出口温度的动态响应。当燃气轮机排气温度下降时,换热器热端入口温度下降,从而影响传热温差及传热系数,换热量下降。因此,余热回收换热器 1 和余热回收换热器 2 热端出口温度均呈下降趋势,且下降幅度逐渐减小。当燃气轮机排气温度停止扰动后,余热回收换热器 2 热端出口温度稳定时间为 14.91 s,比余热回收换热器 1 的热端出口温度稳定时间长 13.06 s。这是因为余热回收换热器 2 通过导热油回路 2 与跨临界循环进行换热,同时跨临界循环还受导热油回路 1 及超临界循环的影响,诸多换热器及压缩机的热惯性使其响应时间变长,从而稳定时间延长。

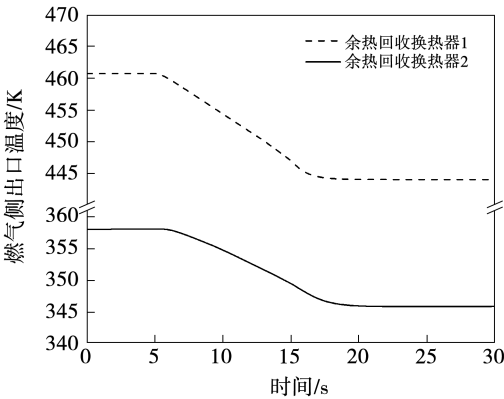


图 7 燃气轮机排气温度下降时余热回收器燃气侧出口温度动态响应变化

Fig. 7 Variation of dynamic response of gas side outlet temperature of waste heat recoverer when exhaust temperature of gas turbine decreases

图 8 为系统内各循环透平入口温度及质量流量动态响应变化。 $\text{SCO}_2$  循环透平入口温度受热回收换热器 1 换热效果影响,燃气轮机排气温度下降,热回收换热器 1 换热量减小,换热由导热油回路 1 传递给  $\text{SCO}_2$  循环的热量随之减少,使得  $\text{SCO}_2$  循环回收热量下降,超临界透平入口温度降低。受  $\text{SCO}_2$  循环负荷控制作用的影响,  $\text{SCO}_2$  循环输出功率保持不变,所以需提升  $\text{SCO}_2$  循环质量流量以弥补透平入口温度下降导致的做功减小的部分。在  $\text{TCO}_2$  循环中,跨临界透平入口温度受  $\text{TCO}_2$  预热器和  $\text{TCO}_2$  加热器的共同影响,透平入口温度降低,因  $\text{TCO}_2$  透平入口温度对透平做功影响较大,所以当透平入口温度降低时,为保持跨临界循环输出功不变,需大幅提升跨临界循环质量流量。虽然超临界与跨临界循环透平入口温度降低幅度相差不大,但  $\text{TCO}_2$  循环质量流量的提升幅度远大于  $\text{SCO}_2$  循环的质量流量。跨临界循环作为余热利用系统的底循环,受顶循环诸多换热器及压缩机等部件的影响,参数稳定时间均长于  $\text{SCO}_2$  循环。

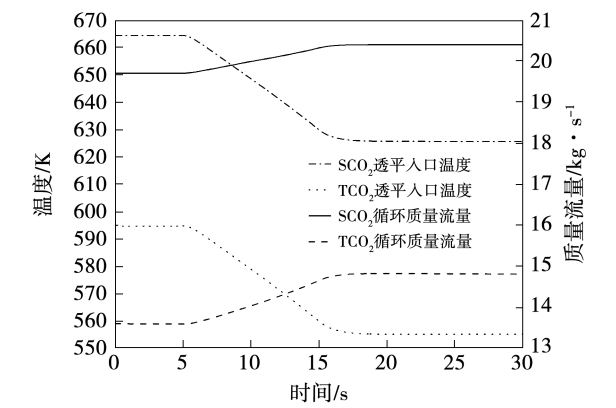


图 8 燃气轮机排气温度下降时系统关键温度及质量流量动态响应变化

Fig. 8 Variation of dynamic response of system critical temperature and mass flow rate when exhaust temperature of gas turbine decreases

燃气轮机排气温度下降时系统及各循环输出功率动态响应变化如图 9 所示。由图 9 可知,随着燃气轮机排气温度下降,  $\text{TCO}_2$  循环输出净功率略有下降。其原因为,  $\text{TCO}_2$  循环中  $\text{TCO}_2$  透平与  $\text{TCO}_2$  泵采

取非共轴模式,在功率控制过程中,采用透平节流阀的调节方式仅能控制  $\text{TCO}_2$  透平输出功率,而当燃气轮机排气温度下降时,  $\text{TCO}_2$  循环质量流量上升导致  $\text{TCO}_2$  泵耗功增大,使得  $\text{TCO}_2$  循环输出功率略有下降。  $\text{TCO}_2$  泵耗功增大导致负荷跟随偏差小于 1%,可以认为,调节透平节流阀开度来控制循环输出功率可以很好地实现系统的负荷跟随。燃气轮机排气温度扰动后,系统总效率由 29.85% 提升到 31.83%,这是由于燃气轮机排气温度扰动时,系统输出功率受各循环负荷控制作用保持不变,而热源功率下降使系统回收热量下降,系统吸热量降低,因此系统总功率呈上升趋势。

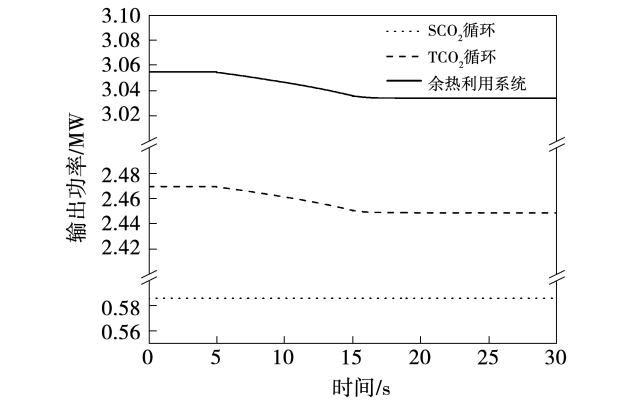


图 9 燃气轮机排气温度下降时系统及各循环输出功率动态响应变化

Fig. 9 Variation of dynamic response of output power of each cycle and the system when exhaust temperature of gas turbine decreases

3.1.2 燃气轮机排气质量流量扰动

当余热利用系统  $\text{SCO}_2$  循环和  $\text{TCO}_2$  循环输出功率处于 85% 工况稳定阶段时,在 5 s 时给热源入口施加质量流量扰动,10 s 后质量流量由 21.77 kg/s 降至 20.68 kg/s。控制超临界循环及跨临界循环输出功率不变,得到系统各部件热力学参数变化。

图 10 为降低热源质量流量后余热回收器燃气侧出口温度动态响应变化。与燃气轮机排气温度扰动相比,燃气侧出口温度变化幅度较小。这是因为燃气轮机质量流量扰动时仅通过影响换热器的传热

系数影响换热,对热回收换热器换热量影响程度较小,换热量波动较为平缓。热回收换热器 1,2 热端出口稳定时间分别为 12.56 和 14.06 s,但两者都小于燃气轮机排气温度扰动下热回收换热器热端出口稳定时间,这是因为质量流量扰动对换热效果影响较小,系统内温度变化较为平缓且与系统功率调节速度匹配较好,稳定时间缩短。

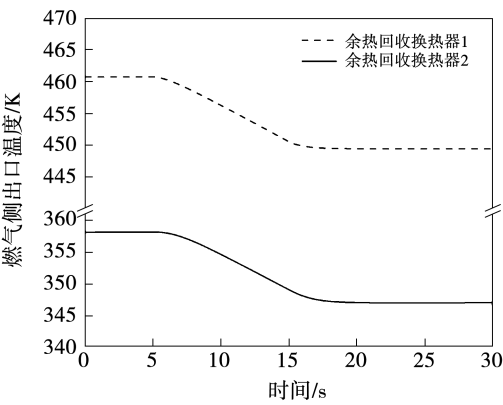


图 10 燃气轮机排气质量流量下降时余热回收器燃气侧出口温度动态响应变化

Fig. 10 Variation of dynamic response of gas side outlet temperature of waste heat recoverer when exhaust mass flow rate of gas turbine decreases

图 11 为燃气轮机排气质量流量变化时余热利用系统内各热力学参数动态响应趋势。与燃气轮机排气温度下降类似,燃气轮机排气质量流量下降时换热器换热量下降,从而使超临界及跨临界透平入口温度降低,而为保证循环功率不变,需调节各循环质量流量上升。燃气轮机排气质量流量下降对热回收换热器换热效果影响较小,余热利用系统从燃气轮机排气余热中回收的热量较少,系统回收较少的热量,通过导热油回路传递给超临界和跨临界循环,使系统内各温度参数变化幅度较小。循环质量流量上升幅度受透平入口温度下降值减小的影响也相应减小。

燃气轮机排气质量流量下降时系统及各循环输出功率动态响应变化如图 12 所示。

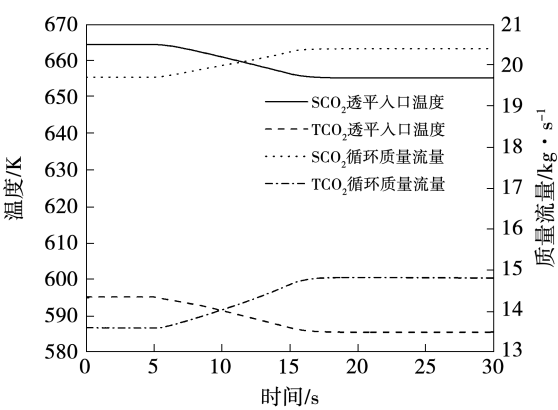


图 11 燃气轮机排气质量流量下降时系统关键温度及质量流量动态响应变化

Fig. 11 Variation of dynamic response of system critical temperature and mass flow rate when exhaust mass flow rate of gas turbine decreases

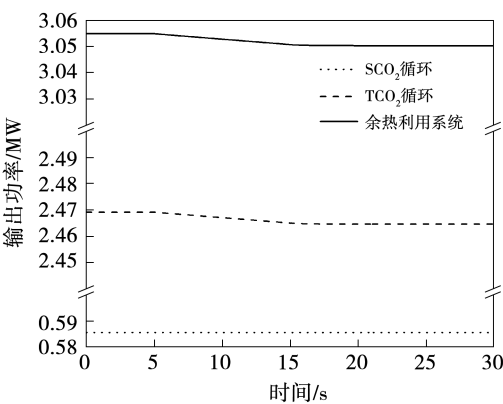


图 12 燃气轮机排气质量流量下降时系统及各循环输出功率动态响应变化

Fig. 12 Variation of dynamic response of output power of each cycle and the system when exhaust mass flow rate of gas turbine decreases

由图 12 可见,TCO<sub>2</sub>循环输出净功率有下降,但明显小于燃气轮机排气温度扰动条件下的下降幅度。这是因为燃气轮机排气质量流量下降对系统参数的影响小于燃气轮机排气温度,TCO<sub>2</sub>循环质量流量上升幅度较小,TCO<sub>2</sub>泵耗功较小。燃气轮机排气质量流量扰动时,因 TCO<sub>2</sub>泵耗功增大导致负荷跟随偏差小于 0.2%,可以认为,调节透平节流阀开度控制循环输出功率可以使 SCO<sub>2</sub>余热利用系统实现负

荷跟随。燃气轮机排气质量流量下降时系统总效率由 29.85% 提升到 30.60%, 其增加幅度明显小于燃气轮机排气温度波动情况, 这是因为燃气轮机排气质量流量下降 5% 时, 其热源功率减小值小于燃气轮机排气温度下降 5% 时的热源功率减小值, 因此在燃气轮机排气质量流量下降 5% 时, 余热利用系统回收热量更多, 但各循环质量流量上升幅度减小, 透平效率提升幅度相对较低, 使系统对回收热量做功相对不充分, 循环总效率提升幅度相对较小。

3.2 最优负荷控制策略

为应对新能源大规模并网造成的电网负荷频繁波动, 需提高发电机组负荷跟随能力。在  $\text{SCO}_2$  余热利用系统中存在  $\text{SCO}_2$  循环和  $\text{TCO}_2$  循环, 针对负荷目标, 可分别对两个循环进行负荷控制。本文针对系统总负荷由 100% 降到 95% 负荷的控制目标, 采用 3 种负荷控制策略:  $\text{SCO}_2$  负荷跟随控制策略, 即维持  $\text{TCO}_2$  循环功率不变, 仅改变  $\text{SCO}_2$  循环输出功率;  $\text{TCO}_2$  负荷跟随控制策略, 即维持  $\text{SCO}_2$  循环功率不变, 仅改变  $\text{TCO}_2$  循环输出功率; 按比例分配控制策略, 即按超临界、跨临界额定工况输出功率比例进行负荷调节, 通过分析其动态特性, 得到最优负荷控制策略。

图 13 为负荷跟随过程中不同控制策略下余热利用系统内各循环质量流量动态响应变化。在跨临界负荷跟随控制策略下,  $\text{SCO}_2$  循环输出功率恒定, 并且在负荷跟随过程中, 受控制作用  $\text{SCO}_2$  压缩机入口参数基本保持恒定,  $\text{TCO}_2$  循环对  $\text{SCO}_2$  循环的影响可以忽略, 故  $\text{SCO}_2$  循环质量流量基本保持恒定。在超临界负荷跟随控制策略下, 对比其他两种策略,  $\text{TCO}_2$  循环质量流量下降幅度最小, 其主要原因是由于采用超临界负荷跟随控制策略时,  $\text{TCO}_2$  循环功率维持恒定无需下降, 此时  $\text{SCO}_2$  输出功率下降,  $\text{SCO}_2$  透平出口温度上升使  $\text{TCO}_2$  透平入口温度小幅上升, 因此需使  $\text{TCO}_2$  循环质量流量小幅下降以保证  $\text{TCO}_2$  循环功率不变。在按比例分配负荷控制策略下, 由于跨临界循环输出功率远大于超临界循环输出功率, 因此按比例分配负荷控制策略与跨临界负荷跟随控制策略下  $\text{TCO}_2$  循环目标输出功率近似, 两种策略下  $\text{TCO}_2$  循环质量流量基本一致。

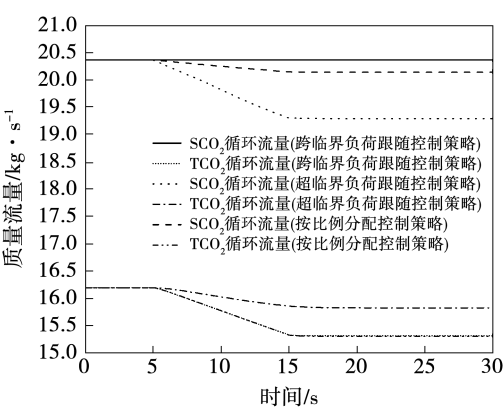


图 13 不同负荷控制策略下系统内各循环质量流量动态响应变化

Fig. 13 Variation of dynamic response of mass flow rate of each cycle in the system under different load control strategies

图 14 ~ 图 15 为不同负荷控制策略下余热回收器燃气侧出口温度及系统各循环透平入口温度动态响应变化。在跨临界负荷跟随控制策略下, 跨临界循环质量流量降低,  $\text{TCO}_2$  预热器和  $\text{TCO}_2$  加热器冷侧质量流量降低使换热器换热量减少, 但质量流量减少速度大于热量减少速度,  $\text{TCO}_2$  透平入口温度有所上升。换热量降低同时传递到热回收换热器 2, 使热回收换热器 2 热端出口温度上升。在此过程中, 超临界循环与导热油回路 1 不受跨临界循环影响, 因此,  $\text{SCO}_2$  透平入口温度和热回收换热器 1 热端出口温度保持恒定。在超临界负荷跟随控制策略下,  $\text{SCO}_2$  循环质量流量降低使  $\text{SCO}_2$  加热器及  $\text{TCO}_2$  加热器换热量降低, 超临界  $\text{CO}_2$  循环质量流量降低幅度远大于换热量降低幅度, 因此  $\text{SCO}_2$  透平入口温度上升。换热量降低同时传递给热回收换热器 1, 余热回收器燃气侧出口温度呈上升趋势。对于跨临界循环来说, 循环回收热量受  $\text{TCO}_2$  预热器和  $\text{TCO}_2$  加热器共同影响, 但在跨临界循环中从  $\text{TCO}_2$  加热器回收热量占比更大, 受  $\text{TCO}_2$  加热器换热量下降影响, 冷端出口温度上升, 透平入口温度上升。采用按比例分配的控制策略进行负荷跟随的动态过程中, 各参数响应兼具跨临界负荷跟随及超临界负荷跟随控制特点, 各温度参数变化趋势位于其余两种控制策略之间。

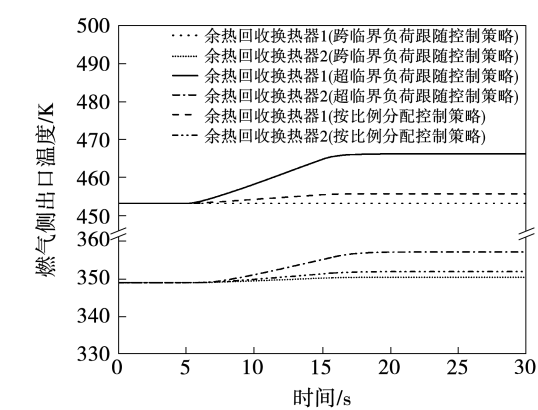


图 14 不同负荷控制策略下余热回收器燃气侧出口温度动态响应变化

Fig. 14 Variation of dynamic response of gas side outlet temperature of waste heat recoverer under different load control strategies

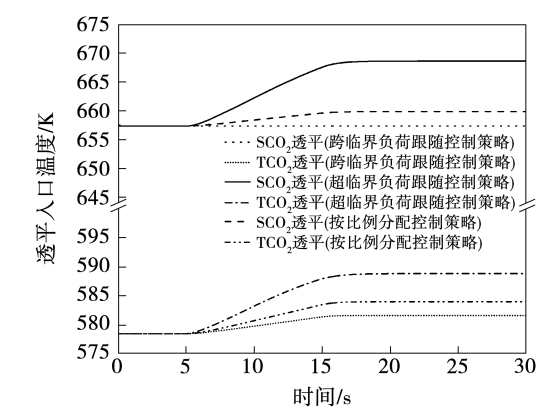


图 15 不同负荷控制策略下系统各循环透平入口温度动态响应变化

Fig. 15 Variation of dynamic response of turbine inlet temperature of each cycle of the system under different load control strategies

图 16 及表 1 为 3 种不同负荷控制策略下系统输出功率动态响应及系统总效率对比。可以看出,3 种控制策略下,系统输出功率均能很好地匹配模拟负荷的波动,系统输出功率稳定时间无明显差别,但超临界负荷跟随控制策略下最终稳态系统总效率最高为 33.45%。这是因为在超临界负荷跟随下,跨临界循环输出功率远大于超临界循环输出功率,跨临界循环对系统影响更大;而在超临界负荷跟随下,跨临界循环质量流量下降最小,透平效率降低较小,系统对回收热量利用得更加充分。按比例分配控制

策略下系统总效率最低为 32.99%,这是因为受超临界循环负荷降低的影响,跨临界循环质量流量降低值最大,大大影响 TCO<sub>2</sub>透平效率,从而降低系统总效率。

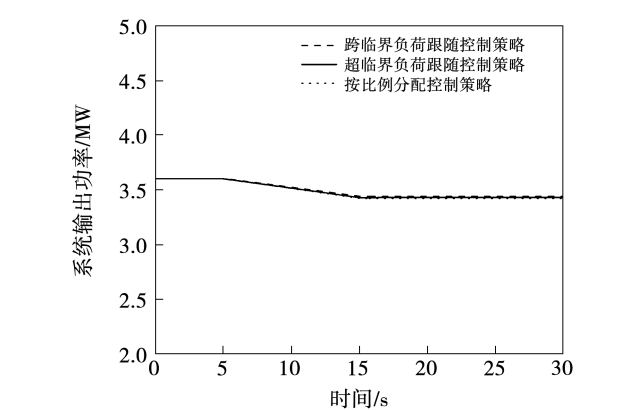


图 16 不同负荷控制策略下系统输出功率动态响应变化

Fig. 16 Variation of dynamic response of output power of the system under different load control strategies

表 1 不同负荷控制策略下系统总效率对比

Tab. 1 Comparison of total system efficiencies under different load control strategies

| 参 数     | 超临界<br>负荷跟随 | 跨临界<br>负荷跟随 | 按比例<br>分配 |
|---------|-------------|-------------|-----------|
| 系统总效率/% | 33.45       | 33.05       | 32.99     |

4 结 论

- (1) 在燃气轮机变工况运行过程中,通过控制压缩机入口温度和压力,可以保持系统稳定运行。调节透平节流阀开度来控制循环输出功率可以使 SCO<sub>2</sub>余热利用系统很好地匹配燃气轮机余热波动和自身负荷变动。
- (2) 燃气轮机排气余热扰动时,排气温度的变化对系统各热力学参数变化幅度的影响显著大于燃气轮机排气流量变化,其稳定时间也大于燃气轮机排气流量变化时的,稳定后系统总效率的提升是燃气轮机排气流量扰动下的 2.64 倍。
- (3) 在负荷降低过程中,采用不同负荷跟随控制策略,系统均能很好地实现快速的负荷跟随,但采

用超临界负荷跟随控制策略,系统稳定后总效率降低幅度最小,仅为 0.99%,实现了对电网负荷指令的快速高效跟随。

参考文献:

[1] SARKAR J. Review and future trends of supercritical CO<sub>2</sub> Rankine cycle for low-grade heat conversion[J]. Renewable and Sustainable Energy Reviews,2015,48:434 – 451.

[2] LILLIESTAM J,BARRADI T,CALDÉS N,et al. Policies to keep and expand the option of concentrating solar power for dispatchable renewable electricity[J]. Energy Policy,2018,116:193 – 197.

[3] LIU Y,WANG Y,HUANG D. Supercritical CO<sub>2</sub> Brayton cycle; A state-of-the-art review[J]. Energy,2019,189:115900.

[4] EHSAN M M,GUAN Z,KLIMENKO A Y,et al. Design and comparison of direct and indirect cooling system for 25 MW solar power plant operated with supercritical CO<sub>2</sub> cycle[J]. Energy Conversion and Management,2018,168:611 – 628.

[5] WHITE M,BIANCHI G,CHAI L,et al. Review of supercritical CO<sub>2</sub> technologies and systems for power generation[J]. Applied Thermal Engineering,2021,185:116447.

[6] 王 渡,王志刚,张锦坤,等. 燃气轮机/超临界二氧化碳联合循环余热利用及动态特性分析[J]. 热力发电,2023,52(11): 67 – 75.

WANG Du, WANG Zhigang, ZHANG Jinkun, et al. Analysis of waste heat utilisation and dynamic characteristics of gas turbine/ supercritical carbon dioxide combined cycle[J]. Thermal Power Generation,2023,52(11):67 – 75.

[7] KIM M S,AHN Y,KIM B,et al. Study on the supercritical CO<sub>2</sub> power cycles for landfill gas firing gas turbine bottoming cycle[J]. Energy,2016,111:893 – 909.

[8] SONG J,LI X,REN X,et al. Performance analysis and parametric optimization of supercritical carbon dioxide (S-CO<sub>2</sub>) cycle with bottoming organic Rankine cycle (ORC)[J]. Energy,2018,143: 406 – 416.

[9] CAO Y,REN J,SANG Y,et al. Thermodynamic analysis and optimization of a gas turbine and cascade CO<sub>2</sub> combined cycle[J]. Energy Conversion and Management,2017,144:193 – 204.

[10] BIAN X,WANG X,WANG R,et al. A comprehensive evaluation of the effect of different control valves on the dynamic performance of a recompression supercritical CO<sub>2</sub> Brayton cycle[J]. En-

ergy,2022,248:123630.

[11] WRIGHT S A,RADEL R F,VEMON M E,et al. Operation and analysis of a supercritical CO<sub>2</sub> Brayton cycle[R]. No. SAND2010 – 0171,Albuquerque NM and Livermore CA (United States);Sandia National Laboratories (SNL),2010.

[12] WANG X,WANG R,BIAN X,et al. Review of dynamic performance and control strategy of supercritical CO<sub>2</sub> Brayton cycle[J]. Energy and AI,2021,5:100078.

[13] CLEMENTONI E M,COX T L,KING M A. Initial transient power operation of a supercritical carbon dioxide Brayton cycle with thermal-hydraulic control[C]//San Antonio,TX:5th International Symposium on Supercritical CO<sub>2</sub> Power Cycles,2016.

[14] BIAN Xingyan,WANG Xuan,WANG Rui,et al. A comprehensive evaluation of the effect of different control valves on the dynamic performance of a recompression supercritical CO<sub>2</sub> Brayton cycle [J]. Energy,2022,248:123630.

[15] JOSHI H M,WEBB R L. Heat transfer and friction in the offset stripfin heat exchanger [J]. International Journal of Heat and Mass Transfer,1987,30(1):69 – 84.

[16] GARCÍA-CASCALES J R,VERA-GARCÍA F,CORBERÁN-SALVADOR J M,et al. Assessment of boiling and condensation heat transfer correlations in the modelling of plate heat exchangers [J]. International Journal of Refrigeration,2007,30(6): 1029 – 1041.

[17] KUO W,LIE Y,HSIEH Y,et al. Condensation heat transfer and pressure drop of refrigerant R410a flow in a vertical plate heat exchanger[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer,2005,48(25):5205 – 5220.

[18] FOROOGHI P,HOUMAN K. Experimental analysis of heat transfer of supercritical fluids in plate heat exchangers[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer,2014,74:448 – 459.

[19] GNIELINSKI V. New equations for heat and mass transfer in turbulent pipe and channel flow[J]. International Journal of Chemical Engineering,1976,16(2):359 – 368.

[20] CLEMENTONI E M,COX T L,KING M A. Response of a compact recuperator to thermal transients in a supercritical carbon dioxide Brayton cycle[C]//ASME Turbo Expo 2017;Turbomachinery Technical Conference and Exposition,2017.

(王治红 编辑)