

DOI: 10.19666/j.rlfed.202301015

# 全回热超临界二氧化碳布雷顿联合循环 特性及炯经济性分析

韩冰川, 陈永东, 于改革, 邹宏伟, 宋嘉梁  
(合肥通用机械研究院有限公司, 安徽 合肥 230021)

[摘要] 大量的废热损失和在中低热源应用下的低效率是影响超临界二氧化碳 (supercritical carbon dioxide, S-CO<sub>2</sub>) 布雷顿循环在可再生能源应用的重大挑战。为实现能量的高效利用, 提出并分析了一种具有较好热源适应性的布雷顿联合循环系统。该系统通过集成预冷-锅炉耦合模块和吸收式发电/制冷耦合模块代替常规预冷器, 可以完全回收预冷器的余热, 通过多种工作模式, 保证系统性能不受环境温度和季节变化的影响。研究表明: 透平 2 入口温度、余热回热器 1 出口过热度 and 热端温差对系统分流比、能量输出和模块间耦合关系有显著影响; 此外, 由于不可逆性的改善和炯损失的减少, 中间换热器、透平 1 和发生器 (含精馏塔) 的炯损失分别占比 56.1%、6.9% 和 5.2%; 优化后的热效率、炯效率、产品炯流成本和净输出功率分别达到 84.2%、74.1%、9.48 美元/GJ 和 397.4 MW。

[关键词] 布雷顿发电系统; 氨水吸收式系统; 联合循环; 炯经济性分析

[引用本文格式] 韩冰川, 陈永东, 于改革, 等. 全回热超临界二氧化碳布雷顿联合循环特性及炯经济性分析[J]. 热力发电, 2023, 52(11): 76-84. HAN Bingchuan, CHEN Yongdong, YU Gaige, et al. Study on characteristics and exergo-economic analysis of completely recuperative supercritical carbon dioxide Brayton combined cycle[J]. Thermal Power Generation, 2023, 52(11): 76-84.

## Study on characteristics and exergo-economic analysis of completely recuperative supercritical carbon dioxide Brayton combined cycle

HAN Bingchuan, CHEN Yongdong, YU Gaige, ZOU Hongwei, SONG Jialiang  
(Hefei General Machinery Research Institute Co., Ltd., Hefei 230021, China)

**Abstract:** The exhausted heat losses in the PRC and inefficiency in medium and low heat source applications are significant challenges affecting the application of supercritical carbon dioxide Brayton cycle for renewable energy sources. To achieve efficient utilization, a precooler-free power/cooling combined system with superior heat source adaptability is proposed and analyzed. Integrating with the precooling-heating coupled module and the absorption power/cooling module instead of the PRC, the waste heat from the LTR is completely recovered, moreover, multiple operating modes ensure that the system performance unaffected by ambient temperature and seasonal changes. Parametric studies indicate that the TUR2 inlet temperature, the WHE1 outflow overheat degree, and the hot end temperature difference have significant effects on the Split Ratio, energy outputs, and the coupling relations among modules. Moreover, due to the improvement of irreversibility and the decrease of exergy losses, the three-largest exergy destructions occur in the IHE, the TUR1, and the RET+GEN, which account for 56.1%, 6.9%, and 5.2% respectively. Furthermore, the optimized cases exhibit optimal  $\eta_{\text{thermal}}$ ,  $\eta_{\text{exergy}}$ ,  $C_{\text{P, total}}$ , and  $W_{\text{net}}$  of 84.2%, 74.1%, 9.48 dollars/GJ, and 397.4 MW respectively.

**Key words:** Brayton power generation system; ammonia-water absorption system; combined cycle; exergo-economic analysis

收稿日期: 2023-01-13 网络首发日期: 2023-04-28

基金项目: 安徽省自然科学基金项目 (2008085ME152); 合肥通用机械研究院有限公司博士科技基金项目 (2020011748); 安徽省重点研究与开发项目 (202104a05020024)

Supported by: Anhui Provincial Natural Science Foundation (2008085ME152); Doctor Science Foundation of Hefei General Machinery Research Institute (2020011748); Key Research and Development Program of Anhui Province (202104a05020024)

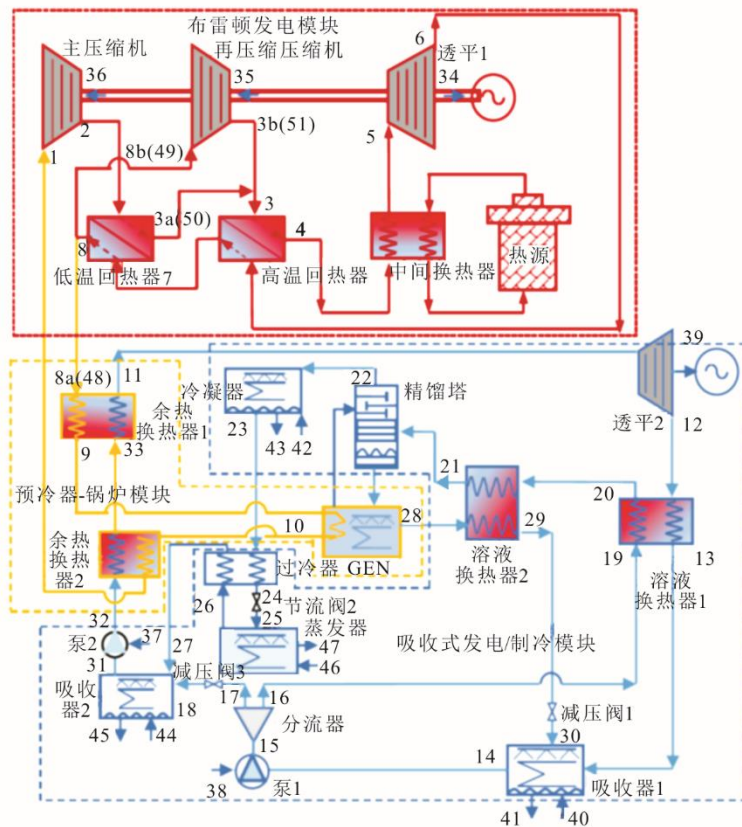
第一作者简介: 韩冰川 (1993), 男, 博士, 助理研究员, 主要研究方向为能源系统分析与优化、高效换热设备设计工艺开发, hbc1508@126.com。

超临界二氧化碳 (supercritical carbon dioxide, S-CO<sub>2</sub>) 布雷顿循环具有高灵活性、布局紧凑和模块化设计特性, 受到广泛关注<sup>[1-2]</sup>。S-CO<sub>2</sub> 布雷顿循环最早由 Feher 和 Angelino 等在 1968 年提出<sup>[3]</sup>。布雷顿循环可与聚光太阳能、风能、地热能、核能、常规化石燃料发电等中温、高温热源结合使用<sup>[2,4-8]</sup>。

相关研究表明, 预冷器释放的废热占热源供热量的 50% 以上, 其热损失已成为进一步提高系统效率的关键<sup>[9-10]</sup>。此外, 当透平入口温度低于 300 °C 时, 相应的热效率低于 20%<sup>[9,11-12]</sup>。因此, 布雷顿系统的性能提升仍有巨大潜力, 布雷顿循环与低品位热利用循环集成似乎是不同热源利用场合最有前景的替代方案<sup>[10,13-17]</sup>。尽管在布雷顿联合循环方面已经开展了大量研究, 就目前来看, 似乎还没有尝

试在预冷器中实现低品位废热的完全利用。

为提高 S-CO<sub>2</sub> 布雷顿循环的综合能量利用效率, 可以通过构建一些具有多种功能输出的联合系统, 实现预冷器的 S-CO<sub>2</sub> 侧废热的进一步利用, 如采用低沸点工质-氨水作为底循环, 由于氨水本身具有典型的非共沸特征, 且随着浓度的改变, 可以在较宽的温度范围内, 充分改善系统的不可逆性。因此, 本研究提出了一种新型的布雷顿联合循环的热源自适应电冷联供系统, 具体如图 1 所示。该系统省却了预冷器, 利用预冷-锅炉一体化模块, 取代常规预冷器所承载的功能。同时, 针对季节变化和能量需求变化, 灵活调整供能方式, 从烟和烟经济性的角度分别对系统及主要部件的特性进行研究, 并优化集成系统性能。



ABS1—吸收器 1; ABS2—吸收器 2; CON—冷凝器; EVA—蒸发器; GEN—发生器; HTR—高温回热器; HTS—高温热源; IHE—中间换热器; LTR—低温回热器; MCP—主压缩机; P1—加压泵 1; P2—加压泵 2; PRC—预冷器; RCP—再压缩压缩机; RET—精馏塔; SHR1—溶液换热器 1; SHR2—溶液换热器 2; SPL—分流器; TUR1—透平 1; TUR2—透平 2; VAL1—减压阀 1; VAL2—节流阀; VAL3—减压阀 3; WHE1—余热换热器 1; WHE2—余热换热器 2。

图 1 热源自适应无预冷 S-CO<sub>2</sub> 再压缩布雷顿/吸收式联合循环系统模块化布置

Fig.1 The layout of the completely recuperative S-CO<sub>2</sub> recompression Brayton/absorption combined power/cooling system

## 1 热源自适应联合循环系统描述

### 1.1 系统概况

图 1 中红色线框表示布雷顿模块, 其流程与常

规的布雷顿循环相同。离开低温回热器 (LTR) 的流股 8 被分成 2 股流, 流股 8a 和流股 8b。流股 8a 进入黄色线框的预冷器-锅炉集成模块的余热回收换热器 1 (WHE1)、发生器 (GEN) 和余热回收换热

器 2 (WHE2) 以高、中、低 3 个不同的温区依次加热氨水溶液流。蓝色线框表示吸收式发电/制冷子循环, 离开吸收器 2 (ABS2) 的饱和氨水浓溶液流股 31 在增压泵 2 (P2) 中加压。氨水浓溶液吸热变成过热蒸汽后, 进入氨透平 2 (TUR2) 膨胀, 推动透平做功、发电, TUR2 出口的低压高温氨混合物蒸汽在溶液换热器 1 (SHR1) 中放热, 并进入吸收器 1 (ABS1) 中, 与氨水稀溶液流股 30 混合, 形成基本溶液, 在分流器 (SPL) 中分成 2 股物流, 其中流股 16 依次进入 SHR1、溶液换热器 2 (SHR2) 和精馏塔塔底 (RET) 回收热量, 并分离为氨水稀溶液流股和氨蒸汽流股 (质量分数 99.8%), 同时, RET 顶部的氨蒸汽在冷凝器 (CON) 中冷凝为饱和液氨, 节流后进入蒸发器 (EVA) 产生制冷效果, 与加压的基本溶液流股 17 汇合, 重新混合成氨水浓溶液。

新系统的主要特点如下。

1) 由于低温热沉的存在, S-CO<sub>2</sub> 布雷顿循环的预冷器被预冷-锅炉集成模块代替。

2) 3 种典型的运行模式: ① 相对较高的环境温度 (如夏季), 发电/制冷模式; ② 在相对较低的环境温度下 (如冬季), 发电/制热模式; ③ 发电/制冷/制热三联供模式, 如过渡季节。

为简化分析, 本文做了一些合理的假设:

1) 假设稳态工况, 忽略连接管可能的泄漏和压降;

2) 忽略主要装置和管道对环境的散热;

3) 假设 CON、ABS1、ABS2 出口处的水为常压饱和水;

4) 假设泵和透平具有特定的等熵效率。

## 1.2 系统焓分析模型及性能评价

所提出的系统的每个组件都可以被认为是具有入口和出口流股、能量传递和做功相互作用的控制体<sup>[18]</sup>。因此, 对于多个流入和流出流股的开式、稳态焓平衡方程为:

$$\dot{E}_{w,i} = \dot{E}_{q,i} + \sum \dot{E}_{in,i} - \sum \dot{E}_{out,i} - \dot{E}_{d,i} \quad (1)$$

式中:  $\dot{E}_{w,i}$  为与输出功相关的焓率, kW;  $\dot{E}_{q,i}$  为与输入热能相关的焓率, kW;  $\dot{E}_{in,i}$  和  $\dot{E}_{out,i}$  分别为与入口和出口流量相关的焓率, kW;  $\dot{E}_{d,i}$  为相关控制体的焓损率, kW。

对于特定组件的流入和流出流股, 忽略磁场、核能、电能和表面效应的影响, 以及机械能的变化,

某一流股的焓值是物理和化学焓的总和。焓率表达式为:

$$\dot{E} = \dot{E}_{ph} + \dot{E}_{ch} \quad (2)$$

物理焓可以表达为:

$$\dot{E}_{ph} = \dot{m}[(h - h_{ref}) - T_{ref}(s - s_{ref})] \quad (3)$$

式中:  $\dot{m}$  为质量流量, kg/s;  $h$  为比焓, kJ/kg;  $s$  为比熵, kJ/(kg·K); 下标 ref 为 CO<sub>2</sub> 在 298.15 K 和 0.1 MPa 时所处的参考状态 (环境)。氨水混合物在不同浓度下的化学焓表达为:

$$\dot{E}_{ch} = \dot{m} \left[ \left( \frac{X}{M_{NH_3}} \right) e_{ch,NH_3,0} + \left( \frac{1-X}{M_{H_2O}} \right) e_{ch,H_2O,0} \right] \quad (4)$$

式中:  $X$  为氨在氨水溶液中的质量分数, %;  $e_{ch,NH_3,0}$  和  $e_{ch,H_2O,0}$  分别为氨和水的标准参考态化学焓值, kJ/kg;  $M_{NH_3}$  和  $M_{H_2O}$  分别为氨和水的摩尔质量, kg/mol。

### 1.2.1 系统能量评价准则

从热力学第一定律的角度, 系统的整体热效率表示为:

$$\eta_{en} = \frac{\dot{W}_{net,Brayton} + \dot{W}_{net,absorption} + \dot{Q}_{refrigeration}}{\dot{Q}_{input}} \quad (5)$$

式中:  $\eta_{en}$  为热效率, %;  $\dot{W}_{net,Brayton}$  为布雷顿子模块发电量, kW;  $\dot{W}_{net,absorption}$  为吸收式子模块发电量, kW;  $\dot{Q}_{refrigeration}$  为吸收式子模块制冷量, kW;  $\dot{Q}_{input}$  为热源输入热量, kW。

从热力学第二定律的角度, 系统的整体焓效率表示为:

$$\eta_{ex} = \frac{\dot{W}_{net,Brayton} + \dot{W}_{net,absorption} + \dot{E}_{refrigeration}}{\dot{E}_{input}} \quad (6)$$

式中:  $\eta_{ex}$  为焓效率, %;  $\dot{E}_{refrigeration}$  为吸收式子模块制冷焓量, kW;  $\dot{E}_{input}$  为热源输入焓量, kW。

### 1.2.2 系统焓经济性评价准则

由于常规能量分析和经济分析无法揭示系统的不可逆性和经济可行性, 因此, 对该联合系统进行了焓经济性分析<sup>[19-20]</sup>。基于经济平衡原理, 输入热焓、入口焓流和设备支出的总成本率等于输出功和出口焓流的总成本率<sup>[21]</sup>。焓经济性平衡方程表示为:

$$\sum \dot{C}_{out,i} + \dot{C}_{w,i} = \sum \dot{C}_{in,i} + \dot{C}_{q,i} + \dot{Z}_i \quad (7)$$

式中： $\dot{C}_{out,i}$  和  $\dot{C}_{in,i}$  分别为与每个流股有关的输出和输入烟成本率，美元/h； $\dot{C}_{w,i}$  为与输出功有关的烟成本率，美元/h； $\dot{C}_{q,i}$  为输入热量的烟成本率，美元/h； $\dot{Z}_i$  为与设备支出有关的成本率，美元/h。

$$\dot{C} = c \dot{E} \quad (8)$$

式中： $c$  为每个流股的比烟成本率，美元/GJ。

$$\dot{Z}_i = \dot{Z}_{i,CI} + \dot{Z}_{i,OM} \quad (9)$$

式中： $\dot{Z}_{i,CI}$  和  $\dot{Z}_{i,OM}$  分别为与年化资本投资成本、运营和维护相关的成本率有关的值，美元/h。表 1 列出系统各组成部分的资本投资金额。

为了从烟经济学的角度评估所提出的系统，整个系统的产品烟流成本  $C_{p,total}$  表示为：

$$C_{P,total} = \frac{\sum_{i=1}^{nf} c_{fi} \dot{E}_{fi} + \sum_{i=1}^{nk} \dot{Z}_k}{\sum_{i=1}^{np} \dot{E}_{pi}} \quad (10)$$

表 1 系统主要部件的资本投资模型

Tab.1 The capital investment models for each system component

主要部件	资本投资成本函数
核反应堆	$Z_r = c \dot{Q}_r, c = 283 \text{ 美元} / (\text{kW} \cdot \text{t})$
透平	$Z_t = 479.34 \dot{m}_m \frac{1}{0.93 - \eta_t} \ln(TR_t)(1 + e^{0.0367\eta_t - 54.4})$
压缩机	$Z_c = 71.1 \dot{m}_m \frac{1}{0.92 - \eta_c} PR_c \ln(PR_c)$
氨换热器	$Z_h = 2143 A_h^{0.514}$
泵	$Z_p = 1120 W_p^{0.8}$

布雷顿循环最常见的热交换器是印刷电路热交换器 (PCHE)，与典型的体积庞大的管壳式换热器相比，PCHE 是一种新型紧凑微通道换热器，但其价格较高<sup>[22]</sup>。为准确计算所需设备投资，SUS316L 材质扩散焊 PCHE 芯体的成本价为 50 美元/kg，蚀刻通道直径、通道间距、板厚的尺寸分别为 1.5 mm、0.5 mm 和 1.5 mm，PCHE 的截面和几何尺寸特征如图 2 所示。此外，积分平均温差 (IMTD) 的定义和传热面积的计算如图 3 所示。

对于 HTR、LTR 和 IHE 的 PCHE 的资本成本，所需的传热面积采用积分平均温差法计算<sup>[23-24]</sup>。考虑到物性变化的影响，相关传热面积采用将传热长度划分为极小节点来表征物性的影响和局部温差的积分平均温差 (IMTD)，代替对数平均温差 (LMTD)<sup>[25]</sup>。

$$dQ = U_i dA_i \Delta T \quad (11)$$

$$\int_0^{Q_0} \frac{dQ}{\Delta T(Q)} = \int_0^{A_i} U_i dA_i \quad (12)$$

$$Q = UATD_{IMTD} \quad (13)$$

式中： $dQ$  为换热器微元段换热量，kW； $U$  为总体传热系数，W/(m<sup>2</sup>·K)； $dA_i$  为微元段换热面积，m<sup>2</sup>； $\Delta T$  为当地换热温差，K； $Q$  为总体换热量，kW； $TD_{IMTD}$  为积分换热温差，K。

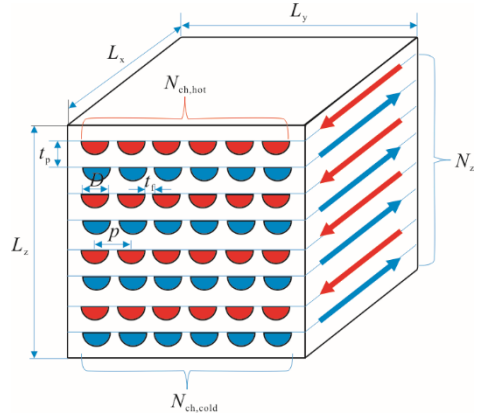


图 2 PCHE 的详细截面和几何尺寸特征模型示意  
Fig.2 Schematic model of the cross-section and geometry dimension feature of the PCHE

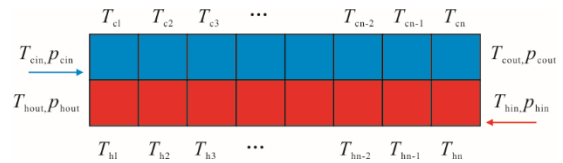


图 3 PCHE 的换热器节点化微元分段示意  
Fig.3 Nodalization subsection of heat exchanger

假设 CON、ABS1、ABS2 和 EVA 的进入冷却水流的比功用成本为 0。因此，可以得到相关燃料和产品烟流的烟成本平衡方程，可以使用 Python 环境下开源库包 Scipy1.7 辅助求解。

## 2 结果及讨论

为揭示系统整体性能和各模块之间的耦合关系，通过系统基本情况性能和参数敏感性分析，研究热效率、烟效率、净输出功及产品烟流成本对新系统和布雷顿系统的影响。

### 2.1 系统 TUR1 入口温度 $T_5$

图 4 为系统 TUR1 入口温度  $T_5$  变化时，新型联合系统与布雷顿系统的热效率  $\eta_{thermal}$ 、烟效率  $\eta_{exergy}$ 、净输出功  $W_{net}$  及产品单位烟流成本的对比。由图 4 可知，对于 2 个系统，在所研究的温度范围内，热效率、烟效率和净输出能力随着进口温度  $T_5$

的升高趋于增加,而产品单位焓流成本趋于降低。随着布雷顿发电模块  $T_5$  的升高, TUR1 发电量增加, HTR 冷端的流出焓增加,  $H_8$ 、 $H_{3a}$  和  $H_2$  的焓值保持

不变,分流比减少, MCP 的功耗增加,而 RCP 的功耗减少,系统总耗电量在减少,热效率、焓效率和净产能均呈上升趋势,产品单位焓流成本大幅下降。

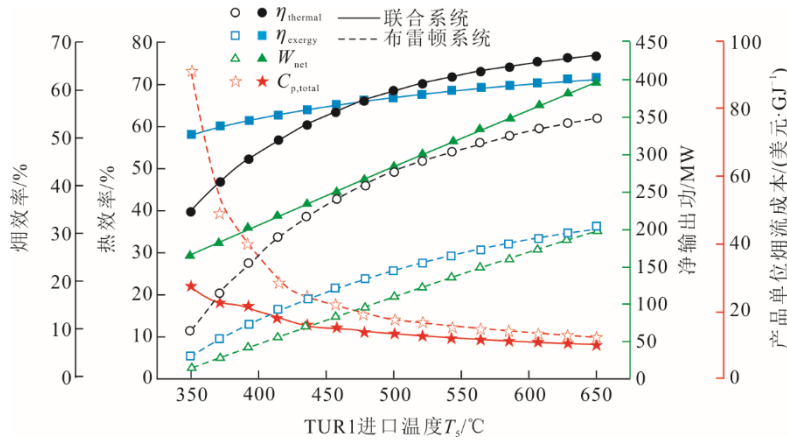


图4 TUR1 入口温度  $T_5$  对 2 个系统的影响

Fig.4 Effects of TUR1 inlet temperature  $T_5$  on performance for two systems

对于新型联合系统,随着分流比的减小,流至吸收式发电/制冷模块的质量流量增加,净功率输出量和制冷量也随之增大,平均热效率超过 60%,平均焓效率是布雷顿系统的 120% 以上。

比较 2 个系统还可以发现,当 TUR1 入口温度从 350 °C 升至 650 °C 时, LTR 热侧的出口废热完全被吸收到吸收式发电/制冷模块中,因此,在较宽的温度范围内,特别是在相对较低的入口温度 ( $T_5$  为 350 °C 时,  $\eta_{\text{thermal}}=57.8\%$ ,  $\eta_{\text{exergy}}=34.7\%$ ) 下,该系统仍具有较好性能。适合于太阳能、地热能等低、中温可再生能源的利用场景下。

## 2.2 系统 TUR2 入口压力 $p_{11}$

图 5 给出了 2 个系统性能随着 TUR2 进口压力  $p_{11}$  的变化情况。对于布雷顿发电系统,在所研究的 TUR2 进口压力  $p_{11}$  变化范围内, LTR 的热侧出口温

度  $T_8$  从 161.4 °C 上升到 194.5 °C,分流比从 0.387 下降到 0.486, TUR1 的发电量保持不变, MCP 的功耗呈下降趋势, RCP 的功耗呈上升趋势, RCP 的增长率占支配地位。燃料焓流成本、系统部件成本和产品的焓成本率随  $p_{11}$  的增加而下降,但产品焓成本率的下降率占主导地位。结果表明:随着  $p_{11}$  的升高,热效率、焓效率和净输出能力有降低的趋势,而产品单位焓流成本则呈线性成比例增加。

吸收式发电/制冷模块的质量流量保持在 138 kg/s,制冷量大约保持在 104 MW,发电量从 152 MW 显著提高到 330.5 MW,热效率和焓效率分别从 64.5% 和 57.4% 提高到 67.0% 和 58.3%。且以布雷顿发电模块为主,系统净输出能力逐渐下降。燃料焓流、系统部件和产品焓成本率随  $p_{11}$  下降,但三者下降速率基本一致,因此,产品焓流的单位成本约为 13.1 美元/GJ。

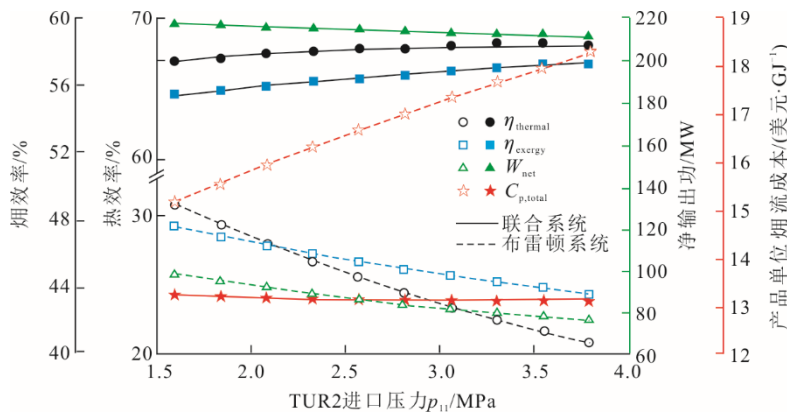


图5 TUR2 压力  $p_{11}$  对 2 个系统的影响

Fig.5 Effects of TUR2 inlet pressure  $p_{11}$  on performance for two systems

### 2.3 系统 WHE1 出口过热度 $\Delta T_{11}$

新型联合系统与布雷顿系统的热效率、烟效率、净输出能力和产品烟流的具体成本随  $\Delta T_{11}$  变化的对比如图 6 所示。

对于布雷顿发电模块，一般来说， $\Delta T_{11}$  对系统性能的影响与 TUR2 进口压力  $p_{11}$  相当，原因也非常相似。LTR 热侧出口温度  $T_8$  和分流比随着出口过热度的增大而增大，TUR1 的发电量保持不变，而分流比的增大导致压缩机整体功耗显著增加。

对于吸收式发电/制冷模块，TUR2 的发电量和净功率输出能力都在增加，质量流量略有下降，因此冷却能力下降，综合效应导致净输出能力下降。

因此，该系统的热效率、烟效率和净输出能力分别从 67.2% 下降到 64.7%，从 59.5% 下降到 54.6%，从 215.9 MW 下降到 199.5 MW。燃料烟流成本、系统部件成本、产品烟率随  $\Delta T_{11}$  下降，但产品成本率下降幅度小于燃料成本和系统部件成本下降幅度，产品单位成本由 12.88 美元/GJ 增加到 14.05 美元/GJ。

### 2.4 系统 TUR2 进口氨质量分数 $X_{11}$

图 7 所示为 2 个系统的热效率、烟效率、净输出能力及产品烟流的具体成本随  $X_{11}$  变化的对比。由图 7 可知，2 个系统的热效率、烟效率和净输出能力均随  $X_{11}$  的增加而增加，而产品烟流的比成本则呈现相反的趋势。

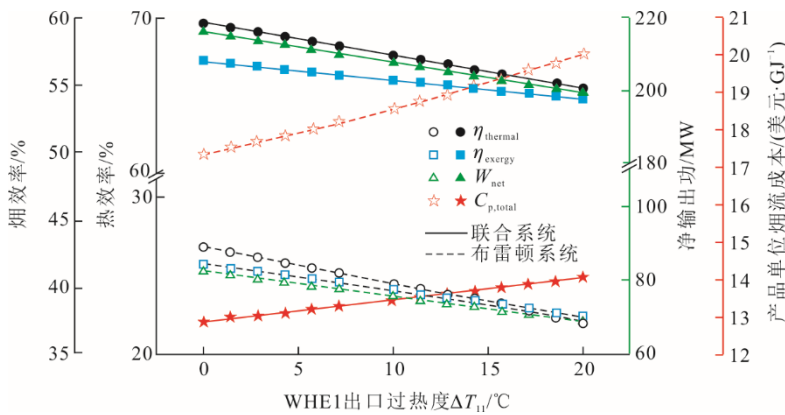


图 6 WHE1 过热度  $\Delta T_{11}$  对 2 个系统的影响

Fig.6 Effects of WHE1 outflow overheat degree  $\Delta T_{11}$  on performance for two systems

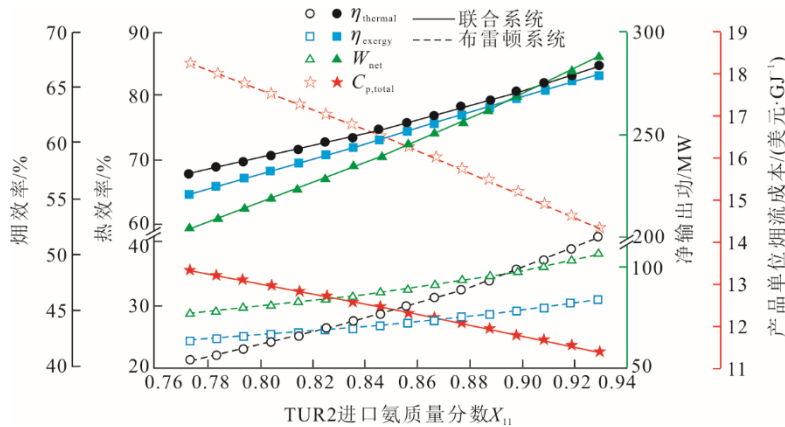


图 7 TUR2 进口氨质量分数  $X_{11}$  对 2 个系统的影响

Fig.7 Effects of TUR2 inlet ammonia concentration  $X_{11}$  on performance for two systems

对于布雷顿发电模块，随着 TUR2 氨流入质量分数  $X_{11}$  的升高，LTR 热侧流出温度  $T_8$  从 192.4 °C 下降到 150.1 °C，分流比从 0.481 下降到 0.342，TUR1 的发电量保持不变，而 MCP 和 RCP 的功耗下降，净输出功率从 76.8 MW 增加到 106.6 MW，因此热效率和烟效率有逐渐提高的趋势。燃料烟流成本、系统部件成本和产品的单位烟成本率随  $X_{11}$

的增加而增加，且产品成本率的增长率大于前二项，因此，产品的单位成本从 18.33 美元/GJ 逐渐下降到 14.35 美元/GJ。

吸收式发电/制冷模块的质量流量从 136.2 kg/s 增加到 148.2 kg/s，净输出功率增加，且与布雷顿发电模块相同，其热效率、烟效率和净输出容量分别从 64.6% 增加到 83.6%、57.5% 增加到 67.2% 和 203.9 MW 增

加到 289.3 MW。此外，随着 TUR2 流入质量分数  $X_{11}$  的变化，该系统表现出优异的性能，单位产品成本从 13.35 美元/GJ 逐渐下降到 11.40 美元/GJ。

### 3 系统性能优化

布雷顿系统各部件的焓损失分布如图 8 所示，联合循环系统各部件的焓损失分布如图 9 所示。由图 8、图 9 可知：对于布雷顿系统，总焓损失为 312.2 MW，IHE 的焓损失最大，占焓损失总量的 43.1%，相对较高的传热温差是其主要原因，PRC 和 LTR 分别占据焓损失的 24.2% 和 13.8%；但对于所提出的新型系统，由于系统不可逆性的改善，总焓损失为 287.8 MW，IHE 的占比 56.1%，同时，该系统的总体焓损失下降了 24.4 MW。

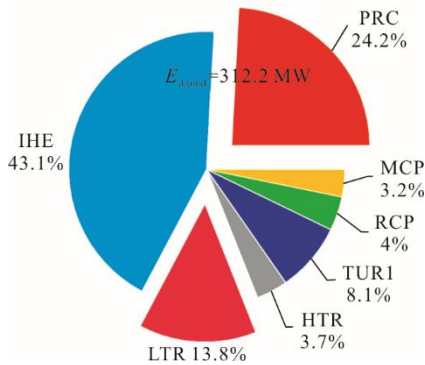


图 8 布雷顿循环各设备的焓损失分布  
Fig.8 Exergy destruction distribution in each component for the Brayton system

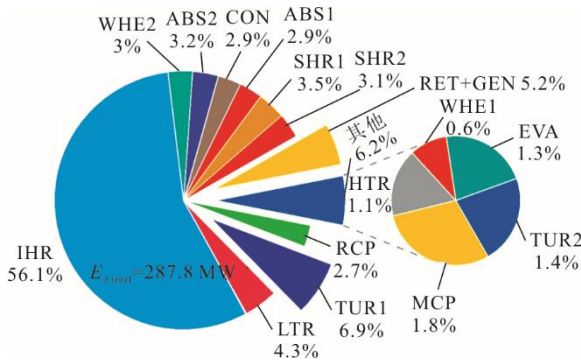


图 9 联合循环系统各设备的焓损失分布  
Fig.9 Exergy destruction distribution in each component for the proposed system

在流动换热、能量转换的物理机制方面：与分流再压缩式布雷顿循环相比，新型联合循环系统省却了预冷器，取而代之的是预冷-锅炉集成模块，对于该模块，CO<sub>2</sub> 侧（高温侧）依次流经 WHE1、GEN、WHE2 3 个换热器，其共同替代了常规分流再压缩式布雷顿循环的预冷器所承载的功能；对于吸收式发电/制冷模块，WHE1 作为氨水侧（低温侧）的过

热锅炉，将部分饱和（或未饱和的）氨水溶液加热至过热氨水蒸汽状态，WHE2 作为氨水侧（低温侧）的加热锅炉，将高压过冷氨水溶液加热至部分饱和（或未饱和的）氨水溶液状态，GEN 的作用为将溶液回热器 2 出口的氨水溶液进一步精馏提纯，从而使得基本浓度的氨水溶液分离为纯氨蒸汽和氨水稀溶液。其中，纯氨蒸汽冷凝后可以用于制冷，氨水稀溶液用于与透平 2 出口的氨水浓溶液混合为基本浓度的氨水溶液，从而使吸收式发电/制冷模块具有类似卡琳娜循环的运行特征，即其蒸发吸热过程是一个非共沸过程，可以与变温热源（来自于布雷顿模块的原预冷器的余热）实现更好的匹配；对于 ABS1 中的冷凝放热过程，由 TUR2 出口经氨水稀溶液稀释后的基本浓度氨水溶液可以与常见的恒温冷源（如冷却水、空气等）间实现匹配。

总体来说，相比于分流再压缩式布雷顿循环的预冷器，新型联合循环采用的布雷顿模块、预冷-锅炉集成模块、吸收式发电/制冷模块的有机组合的形式，蒸发吸热过程、冷凝放热过程可以与变温热源侧、恒温冷源侧实现较好的匹配，同时预冷器的焓损失得到大大改善，使得与布雷顿循环相比，系统的热效率、焓效率、热焓经济性都得到提高。

为了进一步揭示所提系统可能的性能改进潜力，基本情况下，新型联合系统各主要设备的设备投资价值成本率  $Z_i$ 、焓损失成本率  $C_{d,i}$  和焓经济因子值  $f_i$  如图 10 所示。

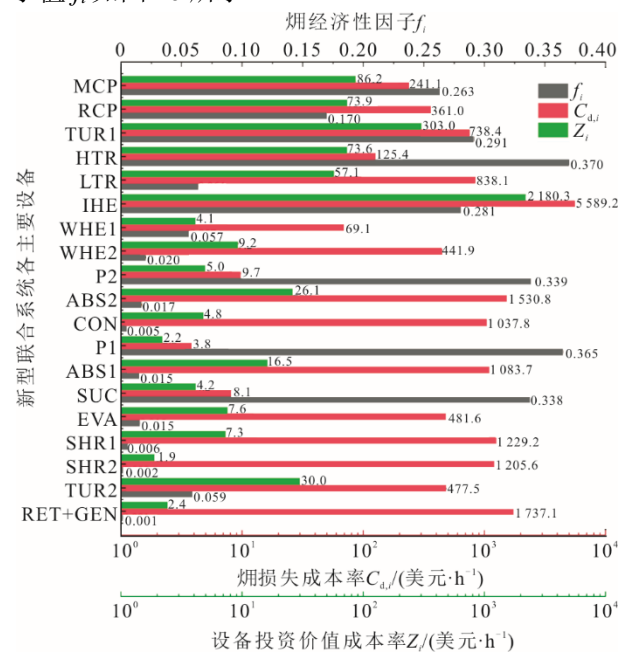


图 10 基本情况下联合循环系统各设备的焓经济性指标分布  
Fig.10 Exergoeconomic performance on each component of the combined system for the base-case

由图 10 可知：从烟损失分布来看，IHE 的设备投资成本率最高，为 2 180.3 美元/h，烟破坏成本率为 5 589.2 美元/h；从烟经济性的角度来看，IHE、TUR1 和 LTR 的烟损最显著；此外，ABS1、ABS2、CON、EVA、SHR1 和 SHR2 的可忽略的烟经济性因子  $f_i$  表明，相应设备的相关热效率和烟效率性能可以在更小的传热温差和更高的资本投资的代价下得到提高。

由于影响系统性能的因素种类繁多，且各有不同的变化趋势，因此需要同时分析影响系统整体性能的多个重要因素。本文采用直接搜索全局优化算法进行分析，优化目标是使热效率  $\eta_{thermal}$ 、烟效率  $\eta_{exergy}$ 、产品烟  $C_p$ 、总的单位成本最小，决策参数为  $\{T_5、p_5、p_{11}、\Delta T_{11}、\Delta T_8、X_{11}、\epsilon_{HTR}\}$ 。

表 2 和图 11 分别给出了基本情况及热效率、烟效率和单位烟成本情况下因变量参数对的优化选择和系统性能。

表 2 各种优化情况下所选择的最优决策变量参数  
Tab.2 Selection of optimal decision variables parameters for various objective circumstances

项目	基本情况	优化情况		
		$\eta_{thermal}$	$\eta_{exergy}$	$C_{p,total}$
TUR1 进口温度/°C	500	645	619	641
TUR1 进口压力/MPa	22.00	25.90	29.50	23.30
TUR2 进口压力/MPa	3.50	3.85	3.30	3.30
TUR2 进口氨质量分数	0.79	0.91	0.92	0.91
WHE1 过热度/°C	5.0	1.1	3.2	10.7
WHE1 夹点温差/°C	20.0	22.9	30.7	16.4
HTR 有效度	0.85	0.88	0.93	0.92

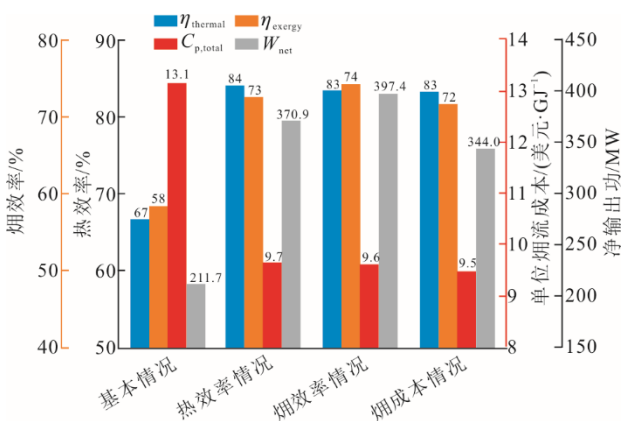


图 11 多种优化情况下联合循环系统烟经济性指标  
Fig.11 System exergoeconomic performance for the multiple cases

由表 2 及图 11 可知，3 种优化方案的性能均有显著提高，最大热效率、最大烟效率、最低产品单位成本和净输出能力分别达到 84.2%、74.1%、

9.48 美元/GJ 和 397.4 MW，热效率和烟效率分别提高 17.6%和 15.8%，比产品单位成本提高 72.1%。187.7%的净产出能力为基本情况性能，然而，相关的操作条件各不相同。热效率情况下，TUR1 进口温度较高，HTR 效率较低；烟效率情况下，TUR1 进口压力、TUR2 进口氨质量分数、WHE1 夹点温差和 HTR 有效度较高。对比烟效率和单位产品成本的情况，烟效率每上升 2.0%，产品的单位成本会增加 0.1 美元/GJ。

## 4 结 论

本文提出并研究了一种具有较好适应性的布雷顿/吸收式联合系统。该系统由布雷顿发电模块、吸收式发电/制冷模块、预冷-锅炉模块组成，可实现 LTR 余热的全回收，并提供多种能量输出，主要结论如下。

1) 该系统的 TUR1 入口温度和 TUR1 入口压力与  $\eta_{thermal}$ 、 $\eta_{exergy}$  和  $W_{net}$  呈正相关，与典型的布雷顿循环相同，且该系统的最佳 TUR1 入口压力为 27 MPa，可获得最小成本  $C_{p,total}$ ，共 13 美元/GJ，为单独布雷顿循环的 74.5%。

2) 烟分布表明，与典型的布雷顿循环的烟损失相比，系统的不可逆性明显改善，IHE、TUR1 和 RET+GEN 的烟损失占比分别为 56.1%、6.9%和 5.2%。

3) 综上所述，在布雷顿循环中集成预冷-锅炉模块和吸收式发电/制冷模块，可以显著提高系统性能和环境条件适应性，特别是在中、低温可再生能源高效利用场景下。

### 【参 考 文 献】

[1] 张旭伟, 李红智, 乔永强, 等. 集成余热回收的超临界二氧化碳燃煤发电系统研究[J]. 热力发电, 2020, 49(12): 17-21.  
ZHANG Xuwei, LI Hongzhi, QIAO Yongqiang, et al. Study on supercritical carbon dioxide coal-fired power generation system integrated with waste heat recovery[J]. Thermal Power Generation, 2020, 49(12): 17-21.

[2] XIAO T, LIU C, WANG X, et al. Life cycle assessment of the solar thermal power plant integrated with air-cooled supercritical CO<sub>2</sub> Brayton cycle[J]. Renewable Energy, 2022, 182: 119-133.

[3] FEHER E G. The supercritical thermodynamic power cycle[J]. Energy Conversion, 1968, 8: 85-90.

[4] SAEED M, KIM M-H. A newly proposed supercritical carbon dioxide Brayton cycle configuration to enhance energy sources integration capability[J]. Energy, 2021, 239(3): 121868.

[5] NARASIMHAN A, KAMAL R, ALMATRAFI E. Novel

- synergetic integration of supercritical carbon dioxide Brayton cycle and adsorption desalination[J]. *Energy*, 2022, 238.
- [6] ABUBAKER A M, DARWISH AHMAD A, SALAIMEH A A, et al. A novel solar combined cycle integration: an exergy-based optimization using artificial neural network[J]. *Renewable Energy*, 2022, 181: 914-932.
- [7] YANG J, YANG Z, DUAN Y. Load matching and techno-economic analysis of CSP plant with S-CO<sub>2</sub> Brayton cycle in CSP-PV-wind hybrid system[J]. *Energy*, 2021, 223: 120016.
- [8] CAO Y, HABIBI H, ZOGHI M, et al. Waste heat recovery of a combined regenerative gas turbine- recompression supercritical CO<sub>2</sub> Brayton cycle driven by a hybrid solar-biomass heat source for multi-generation purpose: 4E analysis and parametric study[J]. *Energy*, 2021, 236: 121432.1-121432.18.
- [9] HU H, JIANG Y, GUO C, et al. Thermodynamic and exergy analysis of a S-CO<sub>2</sub> Brayton cycle with various of cooling modes[J]. *Energy Conversion and Management*, 2020, 220: 113110.
- [10] TANG J, ZHANG Q, ZHANG Z, et al. Development and performance assessment of a novel combined power system integrating a supercritical carbon dioxide Brayton cycle with an absorption heat transformer[J]. *Energy Conversion and Management*, 2022, 251: 114992.
- [11] YU A, SU W, LIN X, et al. Recent trends of supercritical CO<sub>2</sub> Brayton cycle: bibliometric analysis and research review[J]. *Nuclear Engineering and Technology*, 2021, 53(3): 699-714.
- [12] CHENG W, HUANG W, NIAN Y. Global parameter optimization and criterion formula of supercritical carbon dioxide Brayton cycle with recompression[J]. *Energy Conversion and Management*, 2017, 150: 669-677.
- [13] ZHANG L, DENG T, KLEMEŠ J J, et al. Supercritical CO<sub>2</sub> Brayton cycle at different heat source temperatures and its analysis under leakage and disturbance conditions[J]. *Energy*, 2021, 237: 121610.
- [14] RUIZ-CASANOVA E, RUBIO-MAYA C, PACHECO-IBARRA J J, et al. Thermodynamic analysis and optimization of supercritical carbon dioxide Brayton cycles for use with low-grade geothermal heat sources[J]. *Energy Conversion and Management*, 2020, 216: 112978.
- [15] LIANG Y, CHEN J, LUO X, et al. Simultaneous optimization of combined supercritical CO<sub>2</sub> Brayton cycle and organic Rankine cycle integrated with concentrated solar power system[J]. *Journal of Cleaner Production*, 2020, 266: 121927.
- [16] FENG Y, DU Z, SHREKA M, et al. Thermodynamic analysis and performance optimization of the supercritical carbon dioxide Brayton cycle combined with the Kalina cycle for waste heat recovery from a marine low-speed diesel engine[J]. *Energy Conversion and Management*, 2020, 206: 112483.
- [17] LI H, WANG M, WANG J, et al. Exergoeconomic analysis and optimization of a supercritical CO<sub>2</sub> cycle coupled with a Kalina cycle[J]. *Journal of Energy Engineering*, 2017, 143(2): 1-7.
- [18] AKBARI A D, MAHMOUDI S M S. Thermoeconomic analysis & optimization of the combined supercritical CO<sub>2</sub> (carbon dioxide) recompression Brayton/organic Rankine cycle[J]. *Energy*, 2014, 78: 501-512.
- [19] WANG D, XIE X, WANG C, et al. Thermo-economic analysis on an improved coal-fired power system integrated with S-CO<sub>2</sub> Brayton cycle[J]. *Energy*, 2021, 220: 119654.
- [20] MERCHÁN R P, SANTOS M J, GARCÍA-FERRERO J, et al. Thermo-economic and sensitivity analysis of a central tower hybrid Brayton solar power plant[J]. *Applied Thermal Engineering*, 2021, 186: 116454.
- [21] MAHMOUDI S, ATA D A, MARC R. Thermoeconomic analysis and optimization of a new combined supercritical carbon dioxide recompression Brayton/ Kalina cycle[J]. *Sustainability*, 2016, 8(10): 1079.
- [22] YANG Y, LI H, XIE B, et al. Experimental study of the flow and heat transfer performance of a PCHE with rhombic fin channels[J]. *Energy Conversion and Management*, 2022, 254: 115137.
- [23] 张一帆, 李红智, 杨玉, 等. 垂直上升加热管道内超临界二氧化碳流动不稳定性研究[J]. *热力发电*, 2020, 49(10): 65-72.  
ZHANG Yifan, LI Hongzhi, YANG Yu, et al. Research on flow instability of supercritical carbon dioxide in a vertical upward heated tube[J]. *Thermal Power Generation*, 2020, 49(10): 65-72.
- [24] LIU B, LU M, SHUI B, et al. Thermal-hydraulic performance analysis of printed circuit heat exchanger precooler in the Brayton cycle for supercritical CO<sub>2</sub> waste heat recovery[J]. *Applied Energy*, 2022, 305: 117923.
- [25] LIAN J, XU D, CHANG H, et al. Thermal and mechanical performance of a hybrid printed circuit heat exchanger used for supercritical carbon dioxide Brayton cycle[J]. *Energy Conversion and Management*, 2021, 245(3): 11457.

(责任编辑 邓玲惠)