DOI: 10.19666/j.rlfd.202401009

S-CO_2 部分膨胀循环余热利用系统热力学特性研究

王慧芳[1]，孙恩慧[2]，赵乘新[2]，徐进良[2]，乔加飞[3]，王兵兵[3]
（1.国电电力发展股份有限公司，北京 100101；
2.华北电力大学低品位能源多相流与传热北京市重点实验室，北京 102206；
3.国能国华（北京）电力研究院有限公司，北京 102209）

［摘 要］针对通过热力循环实现余热利用的系统，解决循环热效率与热源利用率之间的相互制约问题是构建高效余热吸收系统的关键。以超临界二氧化碳循环为例，为拓宽余热吸收温区从而提高余热利用效率，构建了新型循环即部分膨胀循环，耦合燃气轮机排气后，余热利用系统的发电效率为 28.62%，循环热效率 34.03%，热源利用率 84.11%。为论证部分膨胀循环的优势，进一步构建了基于单回热布雷顿循环与再压缩布雷顿循环的余热利用系统，并对 3 种循环进行对比，通过热力学第一定律、第二定律计算分析，发现部分膨胀循环的发电效率均高于其他 2 种经典循环；通过分析循环流程，揭示了部分膨胀循环效率较高的原因，即部分膨胀结构拓宽了吸热温区，使得热源利用率大幅升高，从而提高了发电效率。

［关 键 词］余热利用；超临界二氧化碳循环；部分膨胀；热源利用率

［引用本文格式］王慧芳，孙恩慧，赵乘新，等. S-CO_2 部分膨胀循环余热利用系统热力学特性研究[J]. 热力发电，2024, 53(6): 79-86. WANG Huifang, SUN Enhui, ZHAO Chengxin, et al. Thermodynamic characteristics of waste heat utilization system applying S-CO_2 partial expansion cycle[J]. Thermal Power Generation, 2024, 53(6): 79-86.

Thermodynamic characteristics of waste heat utilization system applying S-CO_2 partial expansion cycle

WANG Huifang[1], SUN Enhui[2], ZHAO Chengxin[2], XU Jinliang[2], QIAO Jiafie[3], WANG Bingbing[3]
(1.Guodian Electric Power Development Co., Ltd., Beijing 100101, China;
2.Beijing Key Laboratory of Multiphase Flow and Heat Transfer for Low Grade Energy Utilization, North China Electric Power University, Beijing 102206, China;
3.Guoneng Guohua (Beijing) Electric Power Research Institute Co., Ltd., Beijing 102209, China)

Abstract: In the system realizing waste heat utilization through thermal cycle, there is a mutual restriction relationship between the cycle thermal efficiency and the utilization rate of heat source, solving this problem is the key to build an efficient waste heat utilization system. Taking supercritical carbon dioxide cycle as an example, this paper constructs a new cycle, namely the partial expansion cycle, to broaden the waste heat absorption temperature range, so as to enhance the waste heat utilization rate. After coupling gas turbine exhaust, the waste heat utilization system's power generation efficiency reaches 28.62%, the cycle thermal efficiency reaches 34.03%, and the heat source utilization rate reaches 84.11%. Moreover, to demonstrate the advantages of the partial expansion cycle, a waste heat utilization system is constructed based on the single regenerative Brayton cycle and the recompressed Brayton cycle. Furthermore, the three cycles are compared. Through calculation using the first and second law of thermodynamics, it is found that the power generation efficiency of the partial expansion cycle is higher than that of the other two classical cycles. Via analyzing the circulation process, it is found that the reason for the high efficiency of the partial expansion cycle is that the partial expansion structure

收 稿 日 期：2024-01-17 网络首发日期：2024-03-19
基 金 项 目：国家自然科学基金项目（52206010）
Supported by：National Natural Science Foundation of China (52206010)
第一作者简介：王慧芳（1981），女，工程师，主要研究方向为电力工程，16010128@chnenergycom.cn。
通信作者简介：孙恩慧（1991），男，博士，讲师，主要研究方向为超临界二氧化碳发电技术，ehsun@ncepu.edu.cn。

broadens the endotherm temperature zone, makes the heat source utilization rate increase greatly, and thus improves the power generation efficiency.

Key words: waste heat utilization; supercritical carbon dioxide cycle; partial expansion; heat source utilization rate

燃气轮机被广泛用作发电、船舶等领域的主发动机，其排烟温度较高，大量余热需要被底循环吸收[1-4]。超临界二氧化碳（S-CO_2）布雷顿循环具有循环效率高、部件小巧、系统紧凑的特点，可与燃气轮机构成复合循环，提高系统性能[5-6]。然而，燃气轮机余热温区较宽，如何改进 S-CO_2 循环结构实现高效余热吸收，是该领域的研究重点。

虽然传统循环的余热回收大大提高了原有系统的效率，但仍有较多的余热没有得到充分利用，这是因为 CO_2 在底循环的回热器中被预热，导致吸热温区变窄。当前余热吸收领域的 S-CO_2 循环构建多基于典型循环及其改进循环，例如：Sharma 等人[7]对船用燃气轮机和再压缩循环的耦合系统进行能量和㶲分析，发现该系统较原燃气轮机系统的热效率提高了 10%，净功率增加了 25%；Zhou 等人[8]研究了以再压缩循环为循环主体的系统，发现再压缩循环的冷却器的部分余热被跨临界二氧化碳（T-CO_2）底循环吸收，因此循环效率提高，然而在余热利用领域，再压缩循环普遍被认为不适合作为底循环[9-12]。

现阶段围绕单回热循环进行系统构建的研究较多：Uusitalo 等人[13]研究了利用单回热循环吸收高温烟气余热的系统特性，发现单回热循环最大输出功率提高了 9.6%左右，能够有效提高余热利用效率；Hou 等人[14]围绕单回热循环构建了燃气轮机余热系统，为了进一步吸收热源余热，在热源低温段耦合了有机朗肯循环（organic Rankine cycle，ORC），结果表明该系统的㶲经济系数、最佳㶲效率分别达到 31.88%、62.23%；Song 等人[15]基于单回热循环回收柴油发动机废气和水套冷却水中的废热，研究发现改进循环的功率输出比原系统高 7.4%；Kim 等人[16]比较了 9 种 S-CO_2 底循环，发现具有较高循环热效率的再压缩循环不适合作为底循环，而单回热循环具有较高的净功且结构更简单，具备应用潜力；Kim 等人[17]评估了用于余热回收的传统、级联和部分加热 CO_2 循环的热性能，指出单回热循环系统效率最高；Cao 等人[18]基于 S-CO_2 基本循环进行系统构建，由于透平排气温度较高，因此增加了 1 个换热器，排气余热通过 T-CO_2 循环吸收，该燃气轮机级联 CO_2 循环的效率比无余热利用的燃气轮机循环提高了 17.03%以上；Manente 等人[19]比较了不同循环流程在主气参数 600 ℃时利用高温余热的性能，循环将压缩机出口的工质进行分流，一部分进入热源吸热，进而在高温透平膨胀，另一部分进入高温回热器吸热，再进入低温透平膨胀，与单回热循环的系统相比，新提出的双膨胀单流分流循环功率提高了 3%。

以上循环多集中于单回热循环及复合的级联循环，然而，单回热循环效率较低而复合的级联循环结构较复杂，因此需要构建结构简单且高效的循环。受分流膨胀思路的启发，本文从循环膨胀做功角度对循环进行结构优化，构建部分膨胀循环，该循环拓宽了系统的吸热温区，可更好地平衡循环热效率与热源利用率之间的制约关系。

1 系统描述

1.1 约束条件

对本文系统进行如下假设：1）热力学计算在整个系统稳定运行的前提下进行；2）循环中各部件能量守恒；3）计算软件由 Fortran 语言开发，CO_2 的物理性质取自 REFPROP(9.1)[20]。系统主要设计参数取值见表 1[21-22]。

烟气参数选自某典型 F 级天然气燃气轮机的排气参数，详细的烟气成分、流量、压力及温度等参数见表 2[23]。

表 1 S-CO_2 部分膨胀循环余热利用系统主要设计参数
Tab.1 Main design parameters of the waste heat utilization system applying S-CO_2 partial expansion cycle

参数	数值
透平入口温度 T_6/℃	517.6
透平入口压力 P_6/MPa	24
压缩机 C1 入口温度 T_1/℃	32
压缩机 C1 入口压力 P_1/MPa	8
透平等熵效率 $\eta_{T,s}$/%	90
压缩机等熵效率 $\eta_{C,s}$/%	85
回热器压降 ΔP/MPa	0.1
回热器夹点温度 ΔT_{pin}/℃	10
环境温度 T_0/℃	25
环境压力 P_0/kPa	101.325

表 2 某典型 F 级燃气轮机的排气参数
Tab.2 Parameters of the exhaust from a typical F-class gas turbine

参数		数值
烟气各成分摩尔分数	Ar	0.008 9
	CO_2	0.040 4
	H_2O	0.086 7
	N_2	0.743 2
	O_2	0.120 8
温度/℃		629.00
压力/MPa		0.11
质量流量/(kg·s^{-1})		448.70

表 3 单回热布雷顿循环各状态点参数
Tab.3 Parameters of each state point of the single regenerative Brayton cycle

状态点	温度/℃	压力/MPa	状态点	温度/℃	压力/ MPa
1	32.00	8.00	6	72.97	8.10
2	62.97	24.20	7	629.00	0.11
3	382.95	24.10	8	392.95	0.11
4	517.60	24.00	9	211.94	0.11
5	392.95	8.20			

$\eta_{th,1}$=36.79%，η_{re}=70.41%，η_e=25.91%，W_e=78.23 kW，x_1=0.243 9，$m(CO_2)$=733.24 kg/s

本文涉及的不同循环在部件层面的计算均可采用经典的热力学方法，以单回热布雷顿循环为例，其流程图与 *T-s* 图如图 1 所示。单回热布雷顿循环是最典型的 S-CO_2 循环，由压缩机、透平、回热器、冷却器、加热器 1、加热器 2 构成。CO_2 工质进入压缩机等熵压缩后，一股（点 2）经过分流进入加热器 1 加热，一股进入回热器预热，两股工质在点 3 汇流，共同进入加热器 2，加热后进入透平内等熵膨胀做功，后进入回热器、冷却器冷却。x_1 为点 2 分流进入加热器 1 的分流比，$x_1=(h_8-h_9)\times m_{gas}/[(h_3-h_2)\times m(CO_2)]$，$h$ 为各点焓值，$m(CO_2)$为底循环中 CO_2 的质量流量，kg/s。单回热布雷顿循环各状态点参数见表 3。

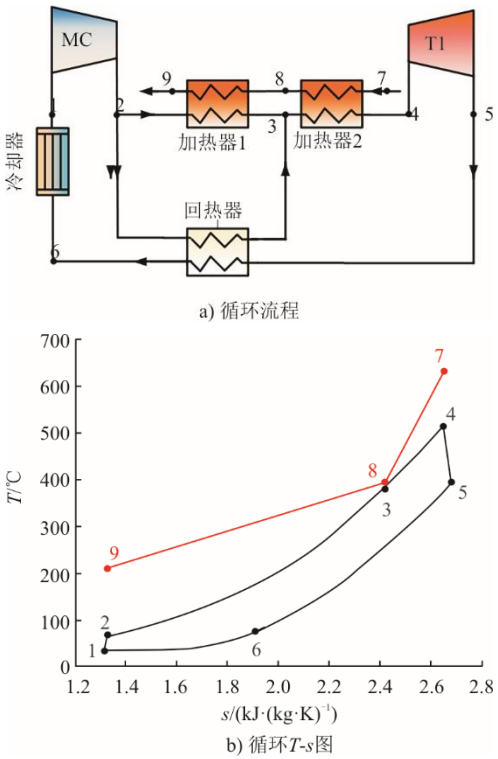


图 1 单回热布雷顿循环流程图与 *T-s* 图
Fig.1 Flow chart and *T-s* diagram of the single regenerative Brayton cycle

将本文模型与文献[20-21]中的单回热布雷顿循环进行对比，结果表明误差均控制在 0.5%~1.0%内。

压缩机出口（点 2）状态参数由压缩机进口（点 1）状态参数和压缩机等熵效率 $\eta_{C,s}$ 确定：

$$\eta_{C,s}=\frac{h_{2,s}-h_1}{h_2-h_1} \tag{1}$$

式中：h_1、h_2 和 $h_{2,s}$ 分别为压缩机的入口焓、出口焓和等熵出口焓，kJ/(kg·s)。

压缩机耗功 W_C 为：

$$W_C=m(CO_2)(h_2-h_1) \tag{2}$$

透平出口（点 5）状态参数由透平入口（点 4）状态参数和透平等熵效率 $\eta_{T,s}$ 确定：

$$\eta_{T,s}=\frac{h_4-h_5}{h_4-h_{5,s}} \tag{3}$$

式中：h_4、h_5 和 $h_{5,s}$ 分别为透平的入口焓、出口焓和等熵出口焓，kJ/(kg·s)。

透平输出功 W_T 为：

$$W_T=m(CO_2)(h_4-h_5) \tag{4}$$

回热器低压侧出口温度 T_6 由压缩机出口温度 T_2 和回热器端差 ΔT_R 确定，回热器高压侧出口焓 h_3 由回热器热平衡确定：

$$T_6=T_2+\Delta T_R \tag{5}$$

回热器换热量 Q_R 为：

$$Q_R=m(CO_2)(h_3-h_2)(1-x_1)=m(CO_2)(h_5-h_6) \tag{6}$$

式中：h_2、h_3 和 h_5、h_6 分别为回热器冷流股进、出口焓与热流股进、出口焓，kJ/(kg·s)。

加热器 1 中能量守恒方程为：

$$Q_{Heater1}=m(CO_2)(h_3-h_2)x_1=m_{gas}(h_8-h_9) \tag{7}$$

式中：$Q_{Heater1}$ 为加热器 1 中的换热量，kJ。

加热器 2 中能量守恒方程为：

$$Q_{Heater2}=m(CO_2)(h_4-h_3)=m_{gas}(h_7-h_8) \tag{8}$$

式中：h_7、h_8、h_9 分别为加热器 2 进口焓、加热器 2 出口焓、加热器 1 出口焓，kJ/(kg·s)；m_{gas} 为烟气流量，kg/s；$Q_{Heater1}$、$Q_{Heater2}$ 分别为加热器 1、加热器 2 中的换热量，kJ。

加热器中理论最大吸热量 $Q_{H,max}$ 为：

$$Q_{H,max}=m_{gas}(h_7-h_{gas,0}) \tag{9}$$

式中：$h_{gas,0}$ 为烟气在环境温度下的焓，kJ/(kg·s)。

冷却器中能量守恒方程为：

$$Q_{pc}=m(CO_2)(h_2-h_1) \tag{10}$$

式中：Q_{pc} 为冷却器中的的换热量，kJ。

单回热布雷顿循环的热效率（热力学第一定律效率）$\eta_{th,1}$ 为：

$$\eta_{th,1}=\frac{W_T-W_C}{Q_H} \tag{11}$$

式中：Q_H 为吸热热量，kJ。

循环的输出净功 W_{net} 为：

$$W_{net}=W_T-W_C \tag{12}$$

燃气轮机热源的热回收效率 η_{re} 可定义为：

$$\eta_{re}=\frac{Q_H}{Q_{H,max}}=\frac{m_{gas}(h_7-h_9)}{m_{gas}(h_7-h_{gas,0})} \tag{13}$$

式中：Q_{gas} 为烟气放热量，kJ。

系统净发电效率 η_e 可定义为：

$$\eta_e=\eta_{th,1}\times\eta_{re}=\frac{W_{net}}{Q_{H,max}}=\frac{W_T-W_C}{m_{gas}(h_7-h_{gas,0})} \tag{14}$$

㶲作为评价系统能量价值的参数，从“量”与“质”的结合上规定了能量的“价值”。在余热吸收系统中使用㶲分析法可深度分析循环系统对热量利用的程度，清晰揭示系统内各部件中能量利用的“质量”与损失。其中流体的㶲可表示为：

$$E=me=m\left[h-h_0-T_0(s-s_0)\right] \tag{15}$$

式中：h_0 为计算环境条件下的焓值，kJ/(kg·s)；T_0 为温度，K；s_0 为熵值，kJ/(kg·K)；m 为流体的质量流量，kg/s；e、h、s 分别为计算环境条件下流体的比㶲、比焓和比熵，kJ/s。

图 1 中单回热布雷顿循环各部件的㶲损方程见表 4。

热力学第二定律效率可定义为：

$$\eta_{II}=\frac{E_T-E_C}{E_{H,gas}} \tag{16}$$

式中：E_T、E_C 和 $E_{H,gas}$ 分别为透平做功、压缩机耗功和烟气输入㶲，kJ/(kg·s)。

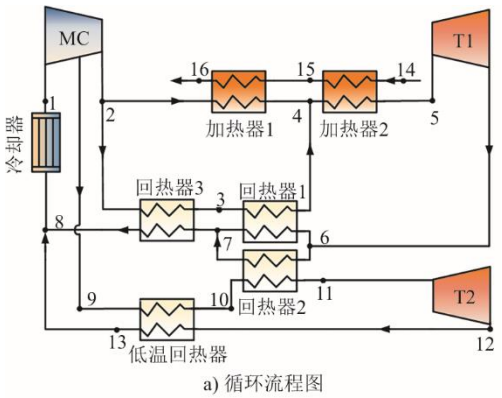
表 4 单回热布雷顿循环各部件㶲损方程

Tab.4 Exergic loss equation of each component in the single regenerative Brayton cycle

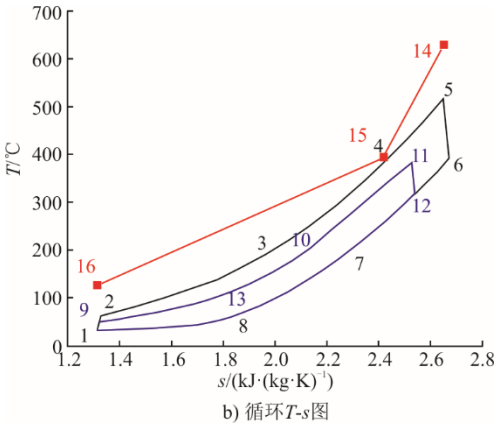
部件	㶲损方程
压缩机	$L_C=E_C-m(CO_2)(e_2-e_1)$
透平	$L_T=m(CO_2)(e_4-e_5)-E_T$
回热器	$L_R=m(CO_2)(e_5-e_6)-m(CO_2)(e_3-e_2)$
加热器 2	$L_{H2}=m_{gas}(e_7-e_8)-m(CO_2)(e_4-e_3)$
加热器 1	$L_{H1}=m_{gas}(e_8-e_9)-x_1[m(CO_2)(e_3-e_2)]$
预冷器	$L_{PC}=m(CO_2)(e_6-e_1)$

1.2 部分膨胀循环的模型建立

构建部分膨胀循环如图 2 所示，该循环可视为 2 个单回热循环的耦合，由压缩机、加热器 1、加热器 2、透平 1、透平 2、低温回热器、回热器 1、回热器 2、回热器 3 与冷却器构成。CO_2 工质进入压缩机等熵压缩后，一股经过分流（点 2）进入加热器 1 加热，一股进入回热器 3、回热器 1 预热，两股工质同时在点 4 汇流，共同进入加热器 2，将主流温度提升至 516.7 ℃后进入透平 1 内等熵膨胀做功。膨胀后的工质在点 6 分流，一股经过回热器 2 供给工质加热（点 10—11），一股经过回热器 3 给点 3—4 工质回热，后在点 8 汇流，最后经过冷却器冷却。从主压缩机中间压力为 15.2 MPa 时进行抽气进入底循环，经过低温回热器、换热器 2 后进入分级透平，膨胀后的工质经过低温换热器后于点 8 汇合。烟气从点 14 进入，将热量释放给 CO_2 循环侧后从点 16 流出。为最大程度上减少㶲损，控制各夹点温差均为 10 ℃，如点 7 与点 10、点 6 与点 11，通过能量守恒计算得出各分流比 x_1、x_3、x_4，其中 x_1 为点 2 分流进入加热器 1 的分流比，x_3 为点 6 进入回热器 1 的分流比，x_4 为从压缩机抽气（点 9）进入低温回热器的分流比，表 5 为部分膨胀循环各状态点参数。



a) 循环流程图



b) 循环*T-s*图

图 2 部分膨胀循环流程图与 *T-s* 图

Fig.2 Flow chart and *T-s* diagram of the partial expansion cycle

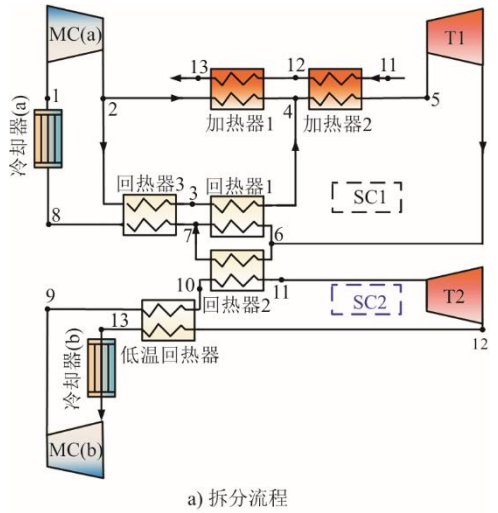
表 5 部分膨胀循环各状态点参数

Tab.5 Parameters of each state point of the partial expansion cycle

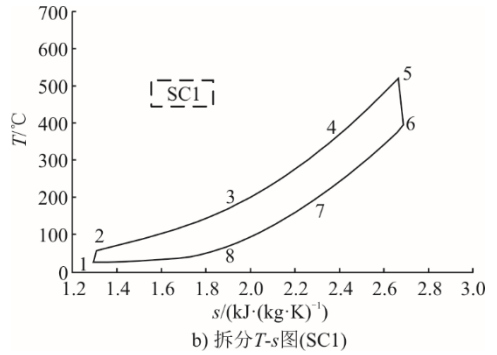
状态点	温度/℃	压力/MPa	状态点	温度/℃	压力/MPa
1	32.00	8.00	9	48.50	15.20
2	63.12	24.30	10	192.16	15.10
3	192.16	24.20	11	384.24	15.00
4	384.24	24.10	12	320.18	8.20
5	517.60	24.00	13	73.12	8.10
6	394.24	8.30	14	629.00	0.11
7	202.16	8.20	15	394.24	0.11
8	73.12	8.10	16	126.01	0.11

$\eta_{th,1}$=34.03%，η_{re}=84.11%，η_e=28.62%，W_e=86.43 kW，$m(CO_2)$=913.10 kg/s，x_1=0.287，x_3=0.599，x_4=0.194

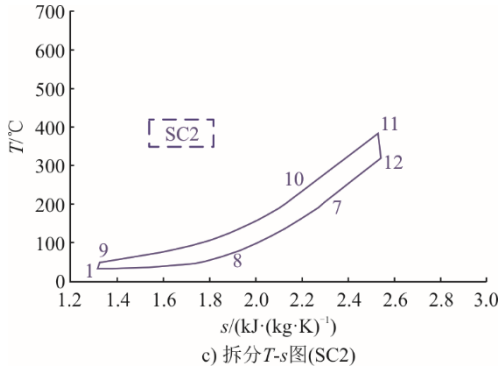
为了更清晰地解释部分膨胀循环的构建流程，对该循环进行了拆分[24-26]，如图 3 所示。从图 3 可看出，将拆分后的部分膨胀循环分为顶循环 SC1 与底循环 SC2，原顶循环（点 5—6）的膨胀过程叠加了底循环（点 11—12）的膨胀过程，拉长了整个膨胀过程。



a) 拆分流程



b) 拆分*T-s*图(SC1)



c) 拆分*T-s*图(SC2)

图 3 部分膨胀循环的拆分图

Fig.3 The split chart of the partial expansion cycle

2 个循环共用 1 个压缩机与冷却器，因此拆分后的顶循环 SC1 拥有 MC(a)、冷却器(a)，底循环 SC2 拥有 MC(b)、冷却器(b)，因控制了（点 8）的温度与低温回热器的热侧出口温度（点 13）相同，即 TR3 与 LTR 的热侧温度相同，所以可视为底循环 SC2 对顶循环 SC1 削弱了回热，导致吸热温区增宽，吸热量增大，因此热源利用率提高。

2 结果与讨论

2.1 部分膨胀循环的变参数分析

选择主气压力与热源入口温度 2 种参数，观察其对循环效率的影响，结果如图 4 所示。

由图 4a)可以看出：提高主气压力使循环压比增大，拉长了膨胀区间，使得系统做功能力增强，循环热效率升高；同时，随主气压力增大，系统回热程度增大，工质对热源吸收能力降低，吸热量减小，因此热源利用率降低；因主气压力从 16 MPa 增至 30 MPa 时，循环热效率从 29.44%增至 35.92%，热源利用率从 89.08%降至 80.26%，循环热效率升高趋势大于热源利用率降低趋势，因此发电效率随主气压力升高而提高（从 26.96%增至 28.82%）。

由图 4b)可以看出：随着热源废气入口温度升高，循环主气参数与设计夹点均未发生变化，因此循环热效率不变；随着热源入口温度升高，换热量

增大，CO_2 侧设计夹点温度不变，因此流量增大；而烟气侧流量不变，温差增大，使得排烟侧温区增宽，排烟温度降低，随着热源入口温度从 550 ℃升至 650 ℃，热源利用率从 64.20%增至 88.56%，循环热效率不变，所以发电效率从 21.85%增至 30.14%。

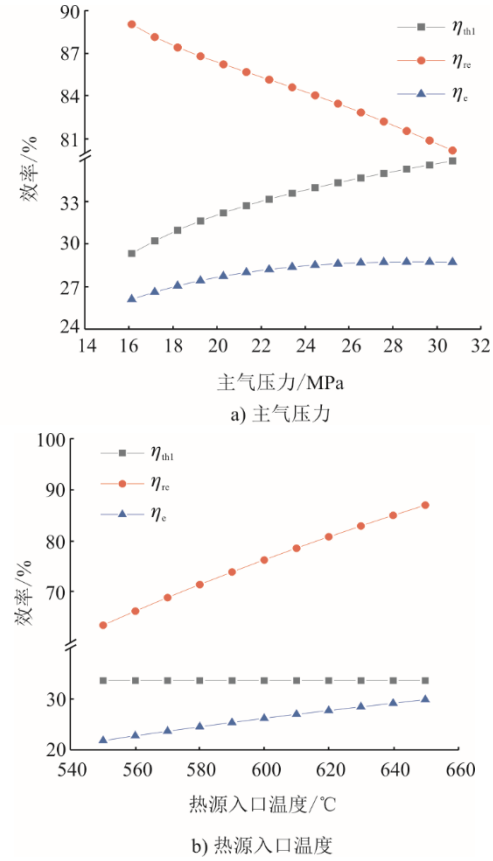


图 4 部分膨胀循环的变参数分析

Fig.4 Variable parameter analysis for the partial expansion cycle

2.2 部分膨胀循环与单回热布雷顿循环、再压缩布雷顿循环的对比

再压缩布雷顿循环的流程图与 *T-s* 图如图 5 所示。再压缩循环是太阳能、核能等领域最常用的循环，CO_2 工质在冷却器之前被分成两股，一股进入再压缩机（RC），从而减少了排放到环境中的热量，另一股通过冷却器进入主压缩机。进入低温回热器的工质与另一股工质具有相同的压力和温度，避免了混合损失。该循环由于低温回热器高压侧的质量流量较低，有效避免了夹点问题，使得循环回热程度升高，因此系统的循环热效率提高，但当该循环应用于余热吸收领域时，热源吸热的温差较小，排烟温度较高，热源利用率较低。x_1 为点 2 分流进入加热器 1 的分流比，x_2 为点 8 进入再压缩机的分流比，再压缩布雷顿循环各状态点参数见表 6。

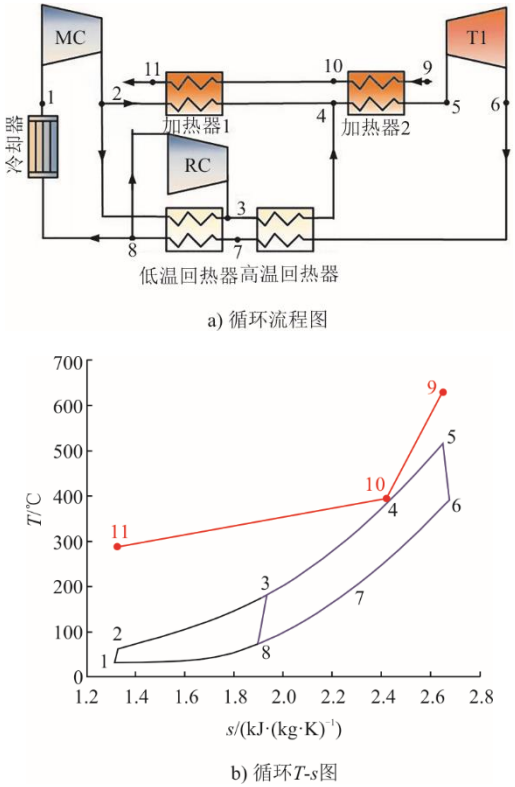


图 5 再压缩布雷顿循环流程图与 *T-s* 图

Fig.5 Flow chart and *T-s* diagram of the recompression cycle

表 6 再压缩布雷顿循环各状态点参数

Tab.6 Parameters of each state point of the recompression Brayton cycle

状态点	温度/℃	压力/MPa	状态点	温度/℃	压力/MPa
1	32.00	8.00	7	199.56	8.20
2	62.97	24.30	8	72.97	8.10
3	189.56	24.20	9	629.00	0.11
4	382.95	24.10	10	392.95	0.11
5	517.60	24.00	11	211.94	0.11
6	392.95	8.30			

$\eta_{th,1}$=40.04%，η_{re}=57.92%，η_e=23.19%，W_e=70.02 kW，x_1=0.142，x_2=0.224，$m(CO_2)$=736.41 kg/s

将单回热循环、部分膨胀循环、再压缩循环分别记作 SC、PEC、RC，对 3 种循环进行热力学第一定律计算并分析，结果如图 6 所示。由于部分膨胀循环的底循环削弱了回热，使得其循环热效率低于单回热循环，而再压缩循环的回热量最高，因此循环热效率最高。由于部分膨胀循环的吸热温区较宽，因此热源利用率最高，由于发电效率为循环热效率与热源利用率的乘积，即使部分膨胀循环的循环热效率较低为 34.03%，但热源利用率高达 84.11%，远高于其余 2 种循环，因此发电效率最高，达到 28.62%，发电量为 86.43 kW。

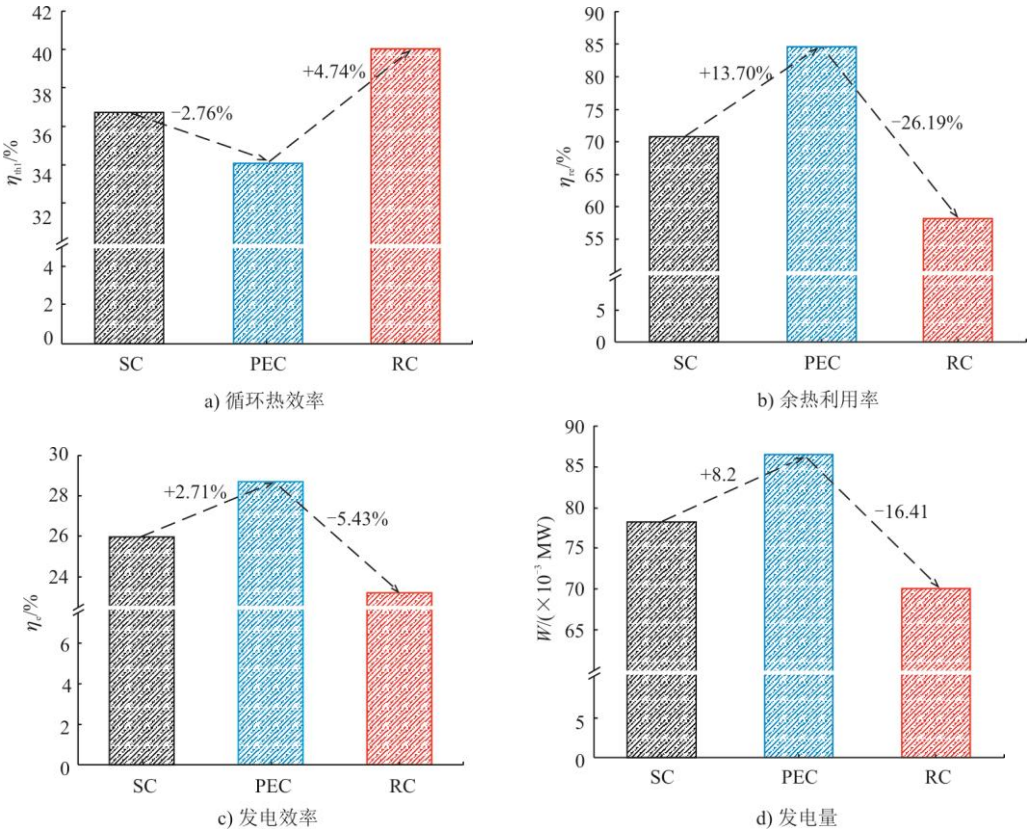


图 6 3 种循环的热力学第一定律计算结果

Fig.6 Calculation results of the first law of thermodynamics for the three cycles

对部分膨胀循环、单回热循环、再压缩循环进行热力学第二定律计算，结果如图 7 所示。从图 7 可看出：部分膨胀循环与单回热循环的㶲损多集中于回热器与加热器，因此，提高㶲效率的关键在于降低部分膨胀循环中的回热器㶲损，可通过控制夹点温差、控制流量等方式降低 4 个回热器的㶲损；而再压缩循环的㶲损多集中于 2 个加热器而并非回热器，这是由于再压缩循环的一部分回热量用于再压缩过程，降低了回热器的㶲损。

对于这 3 种循环，提高 2 个加热器与 CO_2 工质换热温度的匹配性可以降低 2 个加热器中的㶲损。

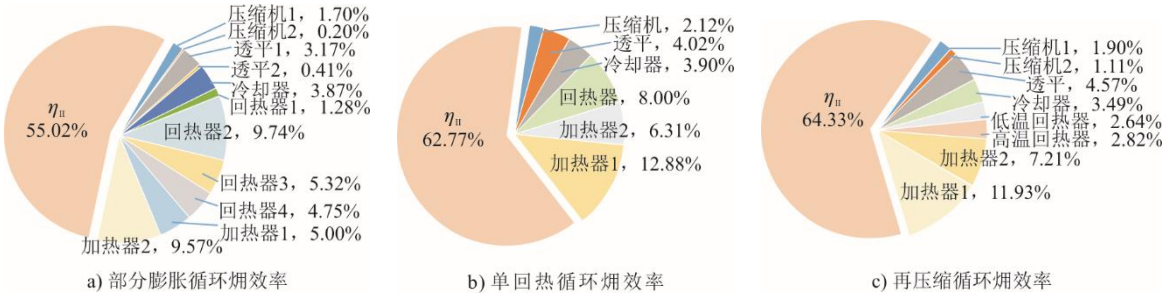


图 7 3 种循环的热力学第二定律计算结果

Fig.7 Calculation results of the second law of thermodynamics for the three cycles

3 结　论

1）从系统膨胀做功角度出发构建了部分膨胀循环，并利用拆分揭示了部分膨胀循环的结构对热源吸收的影响：拉长了整个膨胀过程，提高了做功量，拓宽了吸热温区，提高了热源利用率从而提升了发电效率。系统的发电效率达到 28.62%，循环热效率为 34.03%，热源利用率为 84.11%。

2）对部分膨胀循环的变参数分析结果表明：随着主气压力的增大，系统做功能力增强，循环热效率升高；由于回热能力增强，工质对热源吸收能力降低，吸热量减小，因此热源利用率降低。循环热效率增长趋势大于热源利用率降低趋势，因此发电效率随着主气压力的增大而提高。

3）通过对单回热布雷顿循环、再压缩布雷顿

循环、部分膨胀循环进行热力学第一定律和第二定律分析可知，部分膨胀循环的循环热效率虽较低，但热源利用率远高于其余 2 种循环，因此发电效率最高。部分膨胀循环与单回热循环的㶲损多集中于回热器与加热器，再压缩循环的㶲损多集中于 2 个加热器。降低㶲损较大的各部件的夹点以及提高换热器的温度匹配性是提高㶲效率的关键。

［参 考 文 献］

［1］ FU J Q, LIU J P, FENG R H, et al. Energy and exergy analysis on gasoline engine based on mapping characteristics experiment[J]. Applied Energy, 2013, 102: 622-630.

［2］ 韩中合, 白亚平, 陈东旭, 等. 超临界二氧化碳燃煤发电系统热力性能分析[J]. 热力发电, 2023, 52(6): 81-92.
HAN Zhonghe, BAI Yaping, CHEN Dongxu, et al. Thermal performance analysis of supercritical carbon dioxide coal-fired power generation system[J]. Thermal Power Generation, 2023, 52(6): 81-92.

［3］ 乔加飞, 李卓, 廖海燕, 等. 超临界二氧化碳循环混合工质热力学性质研究进展[J]. 热力发电, 2022, 51(9): 1-10.
QIAO Jiafei, LI Zhuo, LIAO Haiyan, et al. Research progress on thermodynamic properties of supercritical carbon dioxide mixture[J]. Thermal Power Generation, 2022, 51(9): 1-10.

［4］ LI B, WANG S S, WANG K K, et al. Comparative investigation on the supercritical carbon dioxide power cycle for waste heat recovery of gas turbine[J]. Energy Conversation Management, 2021, 228: 113670.

［5］ CRESPI F, GAVAGNIN G, SÁNCHEZ D, et al. Supercritical carbon dioxide cycles for power generation: a review[J]. Applied Energy, 2017, 195: 152-183.

［6］ PAN P, YUAN C, SUN Y, et al. Thermo-economic analysis and multi-objective optimization of S-CO_2 Brayton cycle waste heat recovery system for an ocean-going 9000 TEU container ship[J]. Energy Conversation Management, 2020, 221: 113077.

［7］ SHARMA O P, KAUSHIK S C, MANJUNATH K. Thermodynamic analysis and optimization of a supercritical CO_2 regenerative recompression Brayton cycle coupled with a marine gas turbine for shipboard waste heat recovery[J]. Thermal Science and Engineering Progress, 2017, 3: 62-74.

［8］ ZHOU A Z, LI X S, REN X D. Improvement design and analysis of a supercritical CO_2/transcritical CO_2 combined cycle for offshore gas turbine waste heat recovery[J]. Energy, 2020, 210: 118562.

［9］ FORMAN C, MURITALA I K, PARDEMANN R, et al. Estimating the global waste heat potential[J]. Renewable and Sustainable Energy Reviews, 2016, 57: 1568-1579.

［10］ SINGH D V, PEDERSEN E. A review of waste heat recovery technologies for maritime applications[J]. Energy Conversion and Management, 2016, 111: 315-328.

［11］ YUAN C, PAN P, SUN Y, et al. Attaied EEDI and fuel consumption of ships with integrated and high-efficiency heat power generation systems[J]. Ship Building of China, 2018, 59(1): 197-206.

［12］ LI M J, ZHU H H, GUO J Q, et al. The development technology and applications of supercritical CO_2 power cycle in nuclear energy, solar energy and other energy industries[J]. Applied Thermal Engineering, 2017, 126: 255-275.

［13］ UUSITALO A, AMELI A, TURUNEN-SAARESTI T. Thermodynamic and turbomachinery design analysis of supercritical Brayton cycles for exhaust gas heat recovery[J]. Energy, 2019, 167: 60-79.

［14］ HOU S Y, ZHOU Y D, YU L J, et al. Optimization of the combined supercritical CO_2 cycle and organic Rankine cycle using zeotropic mixtures for gas turbine waste heat recovery[J]. Energy Conversation Management, 2018, 160: 313-325.

［15］ SONG J, LI X S, REN X D, et al. Performance improvement of a preheating supercritical CO_2 (S-CO_2) cycle based system for engine waste heat recovery[J]. Energy Conversation Management, 2018, 161: 225-233.

［16］ KIM Y M, SOHN J L, YOON E S. Supercritical CO_2 Rankine cycles for waste heat recovery from gas turbine[J]. Energy, 2017, 118: 893-905.

［17］ KIM M S, AHN Y, KIM B, et al. Study on the supercritical CO_2 power cycles for landfill gas firing gas turbine bottoming cycle[J]. Energy, 2016, 111: 893-909.

［18］ CAO Y, RATTNER A S, DAI Y. Thermoeconomic analysis of a gas turbine and cascaded CO_2 combined cycle using thermal oil as an intermediate heat-transfer fluid[J]. Energy, 2018, 162: 1253-1268.

［19］ MANENTE G, COSTA M. On the conceptual design of novel supercritical CO_2 power cycles for waste heat recovery[J]. Energies, 2020, 13(2): 370.

［20］ LEMMON E W, HUBER M L, MC LINDEN M O. NIST standard reference database 23: reference fluid thermodynamic and transport properties-REFPROP, version 9.1[Z]. Tech. rep. Gaithersburg: National Institute of Standards and Technology, Standard Reference Data Program, 2013.

［21］ SUN L, WANG D, XIE Y. Energy, exergy and exergoeconomic analysis of two supercritical CO_2 cycles for waste heat recovery of gas turbine[J]. Applied Thermal Energy, 2021, 196: 117337.

［22］ OUYANG T C, SU Z X, WANG F, et al. Efficient and sustainable design for demand-supply and deployment of waste heat and cold energy recovery in marine natural gas engines[J]. Journal of Cleaner Production, 2020, 274: 123004.

［23］ FOUT T, BLACK J, TURNER M. Update to cost and performance baselines for fossil energy plants: bituminous coal and natural gas to electricity[C]. 31st Annual International Pittsburgh Coal Conference: Coal-nergy, Environment and Sustainable Development, PCC 2014.

［24］ XU J L, SUN E H, LI M J, et al. Key issues and solution strategies for supercritical carbon dioxide coal fired power plant[J]. Energy, 2018, 157: 227-246.

［25］ 李航宁, 孙恩慧, 徐进良. 间冷过程对三级回热压缩 S-CO_2 循环系统的影响[J]. 工程热物理学报, 2022, 43(2): 359-366.
LI Hangning, SUN Enhui, XU Jinliang. Effect of intercooling process on three-stage regenerative-compression S-CO_2 cycle system[J]. Journal of Engineering Thermophysics, 2022, 43(2): 359-366.

［26］ SUN E H, XU J L, LI M J, et al. Connected-top-bottom-cycle to cascade utilize flue gas heat for supercritical carbon dioxide coal fired power plant[J]. Energy Conversion and Management, 2018, 172: 138-154.

（责任编辑 李园）