

DOI: 10.19666/j.rlfed.202411219

# 两级压缩超临界二氧化碳布雷顿循环 系统性能分析

江嘉慧, 于泳强, 赵远扬  
(青岛科技大学机电工程学院, 山东 青岛 266061)

**[摘要]** 针对具有两级压缩中间冷却过程的超临界二氧化碳 (supercritical carbon dioxide, S-CO<sub>2</sub>) 布雷顿循环, 构建了 2 种不同布局的系统模型, 探究低压级压比、分流比等关键参数对系统性能的影响。结果表明: 在设计工况下, 再压缩循环、主压缩机两级压缩循环和再压缩机两级压缩循环均存在最小分流比和最佳分流比, 且在一定分流比范围内, 主压缩机两级压缩循环的热效率高于另 2 个循环; 当 3 种系统均取最佳分流比时, 主压缩机两级压缩循环最大热效率可达 50.95%, 比常规再压缩循环和再压缩机两级压缩循环分别提升了 3.20%、3.98%; 在不同低压级压比下, 主压缩机两级压缩循环和再压缩机两级压缩循环均存在一个最佳分流比, 使系统热效率达到最大, 且最大热效率随低压级压比增大而降低。

**[关键词]** 超临界二氧化碳; 布雷顿循环; 两级压缩; 中间冷却; 低压级压比

**[引用本文格式]** 江嘉慧, 于泳强, 赵远扬. 两级压缩超临界二氧化碳布雷顿循环系统性能分析[J]. 热力发电, 2025, 54(9): 110-117. JIANG Jiahui, YU Yongqiang, ZHAO Yuanyang. Performance study for supercritical dioxide Brayton cycle with two-stage compression[J]. Thermal Power Generation, 2025, 54(9): 110-117.

## Performance study for supercritical carbon dioxide Brayton cycle with two-stage compression

JIANG Jiahui, YU Yongqiang, ZHAO Yuanyang

(College of Electro mechanical Engineering, Qingdao University of Science and Technology, Qingdao 266061, China)

**Abstract:** For a supercritical carbon dioxide (S-CO<sub>2</sub>) recompression Brayton (RB) system with two-stage compression and intercooling process, two system models with different layouts are constructed. The effects of key parameters such as low-pressure stage pressure ratio and split ratio on the system performance are explored. The results indicate that, the minimum and optimum splitting ratios exist for the RB cycle, the two-stage compression cycle of the main compressor (TCIP-RB), and the two-stage compression cycle of the recompressor (RTCIP-RB) under the design conditions. Moreover, the thermal efficiency of the TCIP-RB cycle is higher than that of the other two cycles within a certain range of split ratios. When the above three systems adopt the optimal split ratios, the maximum efficiency of the TCIP-RB cycle is 50.95%, which surpasses that of the RB and RTCIP-RB cycle by 3.20% and 3.98%, respectively. At different low-pressure stage pressure ratios, TCIP-RB and RTCIP-RB cycles have an optimal split ratio to maximize the thermal efficiency of the system, and the maximum thermal efficiency decreases with the increase of the low-pressure stage pressure ratio.

**Key words:** supercritical carbon dioxide; Brayton cycle; two-stage compression; intercooling; low-pressure stage pressure ratio

超临界二氧化碳 (supercritical carbon dioxide, S-CO<sub>2</sub>) 因特性优异而引起各领域学者的广泛关注。

相较于朗肯循环, S-CO<sub>2</sub> 布雷顿循环系统效率更高, 结构更紧凑<sup>[1-2]</sup>, 适用于太阳能发电<sup>[3-4]</sup>、核电<sup>[5]</sup>、火

收稿日期: 2024-11-05 网络首发日期: 2025-06-18

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: 江嘉慧 (1999), 女, 硕士研究生, 主要研究方向为超临界二氧化碳布雷顿发电, jiangjh116@163.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。

电<sup>[6-7]</sup>、余热利用<sup>[8-11]</sup>等多种热源,是具有前景的动力循环之一<sup>[12]</sup>。

Dostal 等人<sup>[13]</sup>在前人研究的基础上提出了再压缩循环,采用分流改善回热器换热效果和夹点问题。有学者<sup>[14-15]</sup>建立了 S-CO<sub>2</sub> 再压缩系统动态仿真模型,模拟了典型的瞬态场景。后来又有学者在再压缩循环的基础上,进一步研究了不同结构的 S-CO<sub>2</sub> 循环。Padilla 等人<sup>[16]</sup>对有无再加热的再压缩循环进行了能量和焓分析,发现 S-CO<sub>2</sub> 再压缩布雷顿循环中增加再加热可有效提高热效率和焓效率。Kulhánek 等人<sup>[17]</sup>对比了多个 S-CO<sub>2</sub> 布雷顿循环的系统性能,发现局部冷却循环具有更高的热效率,但循环复杂性可能导致夹点问题。

两级压缩中间冷却<sup>[18-20]</sup>的布置结构可减少压缩过程功耗、提升系统效率。分流比<sup>[21]</sup>和级间压力是研究该布置结构对系统性能影响的重要参数。对于中间冷却或再加热的级间布置,大多数研究按照等压比进行分析,而未从系统整体角度考虑<sup>[22]</sup>。Ma 等人<sup>[23-24]</sup>优化了主压缩机级间压力,指出具有主压缩中间冷却(中冷)的循环效率可提高 2.65%。还有学者<sup>[25]</sup>指出,中冷循环提高了聚光太阳能系统的效率,但当透平入口温度低于 700 °C 时,主压缩中冷对循环效率无明显提升。

对于中间冷却级间布置的 S-CO<sub>2</sub> 循环,虽已有研究者对系统性能进行分析,但关键参数对系统效率的影响结论并不一致,需要进一步研究。本文针对具有两级压缩中间冷却的再压缩 S-CO<sub>2</sub> 布雷顿循环,构建了 2 种布局的系统模型,研究分流比、低压级压比等关键参数对系统性能的影响,并和再压缩 S-CO<sub>2</sub> 布雷顿(RB)循环进行比较,研究循环最小分流比和最佳分流比与各参数间的关系。

## 1 两级压缩中间冷却 S-CO<sub>2</sub> 再压缩布雷顿循环

### 1.1 S-CO<sub>2</sub> 系统构成

#### 1.1.1 主压缩机两级压缩循环

图 1 为主压缩机两级压缩的 S-CO<sub>2</sub> 布雷顿(TCIP-RB)循环系统示意。分流后部分工质进入预冷器冷却(8-9),在一级压缩机内压缩至中间压力(10-11),经中间冷却器冷却(12-13)至预冷器出口温度后,再进入二级压缩机继续升压(14-15);另一部分工质不经过冷却器冷却,直接进入再压缩机(18-17)。

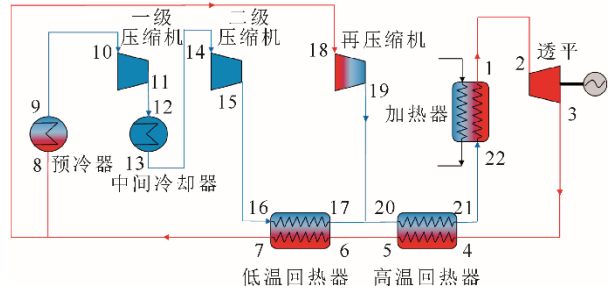


图 1 TCIP-RB 循环系统示意  
Fig.1 Schematic diagram of the TCIP-RB cycle system

#### 1.1.2 再压缩机两级压缩循环

再压缩机两级压缩的 S-CO<sub>2</sub>(RTCIP-RB)循环,主要是在 RB 循环基础上在再压缩机支路增加两级压缩、中间冷却过程,如图 2 所示。经过分流的工质,一部分经预冷器冷却(8-9)后进入主压缩机压缩至系统最高压力(9-23);另一部分工质直接进入再压缩机支路,经一级压缩机压缩至中间压力(7-25),在中间冷却器冷却降温(25-26)后,进入二级压缩机再次压缩(26-24)。

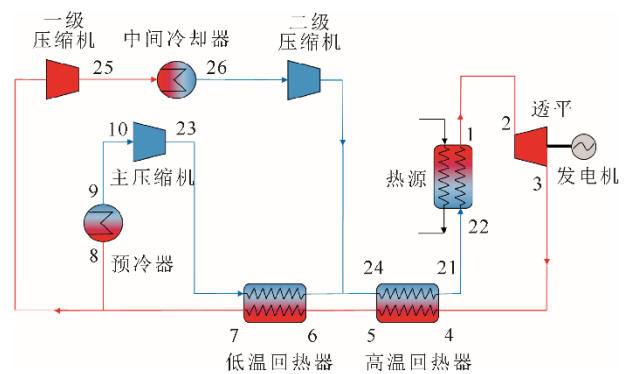


图 2 RTCIP-RB 循环系统示意  
Fig.2 Schematic diagram of the RTCIP-RB cycle system

TCIP-RB 和 RTCIP-RB 循环的 T-s 图见图 3。

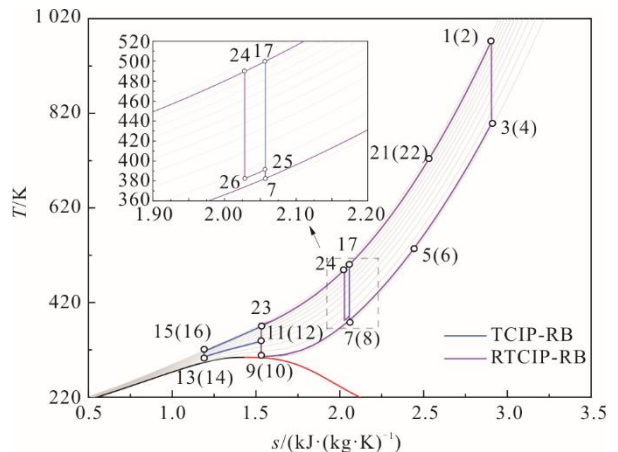


图 3 TCIP-RB 和 RTCIP-RB 循环的 T-s 图  
Fig.3 T-s diagram of the TCIP-RB cycle and RTCIP-RB cycle

## 1.2 计算模型

TCIP-RB 系统基本参数见表 1。为避免在回热器中出现夹点,取高、低温回热器换热过程中的最小温差为 10 K。透平出口压力为系统最低压力,入口压力为系统最高压力,总压比为最高压力与最低压力的比值。循环中所有压缩机等熵效率取 0.85,透平等熵效率取 0.85<sup>[26]</sup>。

为便于对比,RTCIP-RB 循环参数设置与 TCIP-RB 循环相同。本文中 TCIP-RB 和 RTCIP-RB 循环采用相同的建模方式,在此仅以 TCIP-RB 循环为例进行建模说明。

表 1 TCIP-RB 循环系统基本参数  
Tab.1 Basic parameters of the TCIP-RB cycle

项目	数值	项目	数值
质量流量/(kg·s <sup>-1</sup> )	75	二级压缩机入口温度/K	305.15
压缩机等熵效率	0.85	一级压缩机入口压力/MPa	7.5
透平等熵效率	0.85	一级压缩机设计压比	1.1
透平入口温度/K	973.15	系统总压比	3.33
透平入口压力/MPa	25.0	回热器最小温差/K	10
一级压缩机入口温度/K	305.15	换热器冷热两端压损/%	1

### 1.2.1 透平模型

根据透平入口温度和压力可确定透平出口处工质的热力学状态。透平出口处工质焓及输出功率分别为:

$$\Delta h_{2-3} = h_2 - h_{3,s} \quad (1)$$

$$h_3 = h_2 - \Delta h_{2-3} \cdot \eta_t \quad (2)$$

$$W_t = \dot{m} \cdot \Delta h_{2-3} \cdot \eta_t \quad (3)$$

式中:  $h_2$ 、 $h_{3,s}$  分别为透平进、出口处工质的焓, J/kg;  $\Delta h_{2-3}$  为透平进、出口处工质的焓差, J/kg;  $\dot{m}$  为质量流量, kg/s;  $\eta_t$  为透平等熵效率。

### 1.2.2 回热器模型

在系统循环过程中,回热器两侧流体的换热过程遵循能量守恒定律。由于系统内低温回热器高温侧出口处工质分流,其流经低温回热器高、低温两侧的流体质量流量不同。

低温回热器:

$$Q_l = \dot{m} \cdot x \cdot (h_{17} - h_{16}) = \dot{m} \cdot (h_6 - h_7) \quad (4)$$

高温回热器:

$$Q_h = \dot{m} \cdot (h_{21} - h_{20}) = \dot{m} \cdot (h_4 - h_5) \quad (5)$$

式中:  $Q_l$ 、 $Q_h$  分别为低、高温回热器换热量, J;  $x$  为分流比,即流经一级压缩机的质量流量与循环总质量流量之比;  $h_{16}$ 、 $h_{17}$  分别为低温回热器低温侧

进、出口处工质的焓, J/kg;  $h_6$ 、 $h_7$  分别为低温回热器高温侧进、出口处工质的焓, J/kg;  $h_{20}$ 、 $h_{21}$  分别为高温回热器低温侧进、出口处工质的焓, J/kg;  $h_4$ 、 $h_5$  分别为高温回热器高温侧进、出口处工质的焓, J/kg。

### 1.2.3 压缩机模型

本文系统中一、二级压缩机入口温度相等。一级压缩机出口处工质焓及其功率为:

$$\Delta h_{10-11} = h_{11,s} - h_{10} \quad (6)$$

$$h_{11} = h_{10} + \Delta h_{10-11} / \eta_c \quad (7)$$

$$W_{c1} = \dot{m} \cdot x \cdot \Delta h_{10-11} / \eta_c \quad (8)$$

式中:  $h_{10}$ 、 $h_{11,s}$  分别为一级压缩机进、出口处工质的焓, J/kg;  $\Delta h_{10-11}$  为一级压缩机进、出口处工质的焓差, J/kg;  $\eta_c$  为压缩机等熵效率。

二级压缩机出口处工质焓及其功率为:

$$\Delta h_{14-15} = h_{15,s} - h_{14} \quad (9)$$

$$h_{15} = h_{14} + \Delta h_{14-15} / \eta_c \quad (10)$$

$$W_{c2} = \dot{m} \cdot x \cdot \Delta h_{14-15} / \eta_c \quad (11)$$

式中:  $h_{14}$ 、 $h_{15,s}$  分别为二级压缩机进、出口处工质的焓, J/kg;  $\Delta h_{14-15}$  为二级压缩机进、出口处工质的焓差, J/kg。

再压缩机出口处工质焓及其功率为:

$$\Delta h_{18-19} = h_{19,s} - h_{18} \quad (12)$$

$$h_{19} = h_{18} + \Delta h_{18-19} / \eta_c \quad (13)$$

$$W_{c3} = \dot{m} \cdot (1-x) \cdot \Delta h_{18-19} / \eta_c \quad (14)$$

式中:  $h_{18}$ 、 $h_{19,s}$  分别为再压缩机进、出口处工质的焓, J/kg;  $\Delta h_{18-19}$  为再压缩机进、出口处工质的焓差, J/kg。

压缩机总功率为:

$$W_c = W_{c1} + W_{c2} + W_{c3} \quad (15)$$

### 1.2.4 系统热效率

系统热效率可根据系统吸热量与系统净功率即透平输出功率与压缩机总功率的差值计算得出:

$$Q_{\text{heater}} = \dot{m} \cdot (h_1 - h_{22}) \quad (16)$$

$$\eta_{\text{sys}} = \frac{W_t - W_c}{Q_{\text{heater}}} \quad (17)$$

式中:  $Q_{\text{heater}}$  为系统从热源的吸热量, J;  $h_{22}$ 、 $h_1$  分别为热源进、出口处工质的焓值, J/kg。

## 1.3 最小分流比

根据低温回热器能量守恒可知分流比  $x$  为:

$$x = \frac{h_6 - h_7}{h_{17} - h_{16}} \quad (18)$$

在循环设计工况下,再压缩机进口温度  $T_7$  的最小值为:

$$T_{7,\min} = T_{16} + \Delta T \quad (19)$$

而再压缩机出口温度  $T_{17} \leq T_4 - \Delta T$ , 当等号成立时,  $T_{17}$  有最大值, 根据再压缩机等熵压缩过程可以得出  $T_{7,\max}$ 、 $h_{7,\max}$ 。

循环中低温回热器高温侧进、出口不会重合, 即  $h_6$  和  $h_7$  不可能相等, 故分流比  $x$  不会无限接近于 0。当低温回热器低温侧进、出口焓差 ( $h_{17} - h_{16}$ ) 为最大值时, 系统有最小分流比:

$$x_{\min} = \frac{h_6 - h_{7,\max}}{(h_{17} - h_{16})_{\max}} \quad (20)$$

式中:  $T_7$ 、 $T_{17}$  分别为再压缩机进、出口处工质的温度, K;  $T_4$  为高温回热器高温侧进口处工质的温度, K;  $T_{16}$  为低温回热器低温侧进口处工质的温度, K;  $\Delta T$  为回热器最小温差, K。

当分流比过小时, 低温回热器低温侧工质质量流量较小, 工质流经低温回热器吸热, 使低温回热器低温侧进、出口温差显著增大, 进而使低温回热器高温侧进口温度高于高温回热器高温侧进口温度, 这不符合换热理论, 故 S-CO<sub>2</sub> 系统存在最小分流比。

### 1.4 模型验证

将美国 MIT 实验室 S-CO<sub>2</sub> 布雷顿循环系统的相关参数<sup>[27]</sup>导入本文建立的系统模型, 得到的主要设备模拟结果与 MIT 实验数据的对比结果见表 2。

表 2 本文循环系统模拟结果与 MIT 实验室数据对比  
Tab.2 The simulation results of the cycle system in this paper and the experimental data from MIT Laboratory

项目	MIT 实验室数据	本文模拟值	误差
透平功率/MW	388.00	371.86	4.160%
加热器功率/MW	600.00	600.03	-0.005%
预冷器功率/MW	315.50	333.25	-5.626%
主压缩机功率/MW	56.30	57.57	-2.256%
再压缩机功率/MW	45.89	47.52	-3.552%
低温回热器功率/MW	375.00	392.86	-4.763%
高温回热器功率/MW	1 452.34	1 416.30	2.482%
循环热效率/%	47.60	45.46	4.496%

由表 2 可知, 本文循环系统模拟结果与 MIT 实验数据差异较小, 误差在 5% 左右。

## 2 压力比分配对系统性能的影响

采用中间冷却级间布置的循环热效率除受循环最低温度、透平入口温度、总压比等常规参数影响外, 还与低压级压比和分流比有关。

### 2.1 TCIP-RB 循环

图 4 为不同低压级压比下的系统热效率和压缩机总功率。

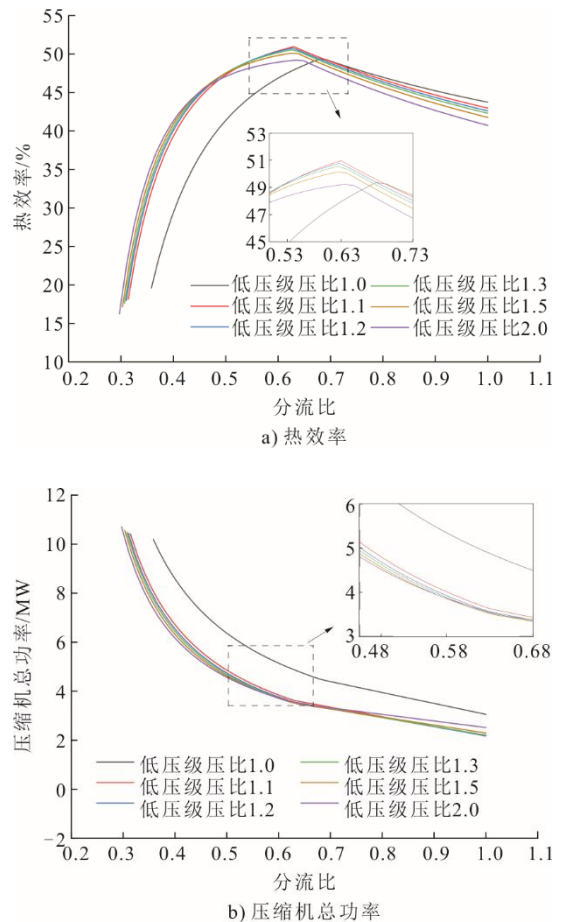


图 4 TCIP-RB 循环低压级压比对系统热效率和压缩机总功率的影响

Fig.4 Effects of low-pressure stage pressure ratio on system thermal efficiency and compressor total power in TCIP-RB cycle

由图 4 可以看出: 当低压级压比大于 1.0 时, 最佳分流比随低压级压比升高而逐渐增大, 最大热效率逐渐降低: 当低压级压比为 1.1 时, 最佳分流比为 0.630, 最大热效率可达 50.95%; 当低压级压比为 2.0 时, 最大热效率比前者降低 3.41%, 此时对应的最佳分流比为 0.634。在同一低压级压比下, 随分流比增大, 压缩机总耗功降低且减小速率逐渐降低。当低压级压比大于 1.0 时, 压缩机耗功明显低于低压级压比为 1.0 的系统压缩机耗功。

在分流比取值范围内, TCIP-RB 系统在不同低压级压比下均存在一个最佳分流比使热效率达到最大值, 由此可以得到低压级压比和系统最大热效率的关系, 如图 5 所示。

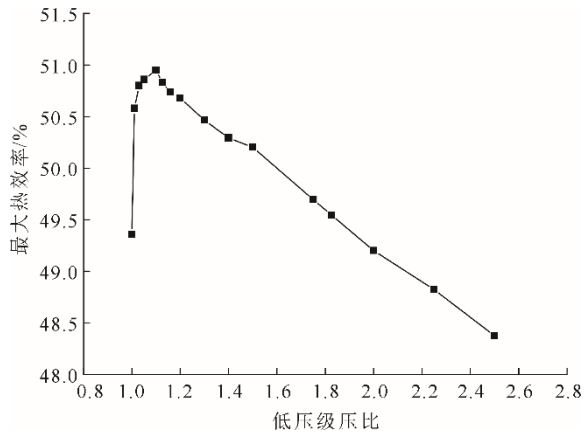


图 5 TCIP-RB 循环低压级压比对最大热效率的影响  
Fig.5 Effect of low-pressure stage pressure ratio on maximum thermal efficiency of the TCIP-RB cycle

由图 5 可以看出,随着低压级压比升高,系统最大热效率先升高后降低,即存在一个最佳低压级压比使热效率达到最大。造成上述变化的原因:当低压级压比为 1.0 时,系统相当于常规再压缩循环,随着低压级压比增加,中间冷却器的存在有效降低了二级压缩机的出口温度,减少了压缩机总功耗,最大热效率明显提升。但当低压级压比增加至大于最佳低压级压比时,中间冷却器和预冷器的热量损失增多,系统从热源处的吸热量也随之增加,压缩机总功率减小,系统净功率增大。由于系统吸热量的增大幅度较系统净功率增大幅度更大,故系统热效率降低。当低压级压比为 1.1 时,系统最大热效率为最大值 50.95%;当低压级压比为 1.0 和 1.2 时,系统最大热效率分别为 49.36%、50.68%,比前者降低了 3.12%、0.53%。设计工况下,取系统低压级压比为 1.1,此时对应的中间压力为 8.25 MPa。

### 2.2 RTCIP-RB 循环

低压级压比对 RTCIP-RB 循环热效率和压缩机总功率影响的模拟结果如图 6 所示。由图 6 可以看出:随着低压级压比的增大,分流比范围扩大,最小分流比和最佳分流比逐渐减小;当低压级压比为 1.1 时,最小分流比为 0.335,分流比取 0.680 时系统热效率达到最大值 49.00%;增加低压级压比至 2.0,最小分流比为 0.180,最佳分流比为 0.620,最大热效率比前者降低了 9.92%;压缩机总功率随低压级压比升高而逐渐减小,且在分流比较小时,该现象更为明显;分流比越接近 1.0,低压级压比对压缩机总功率的影响越小。

图 7 为 RTCIP-RB 循环在改变低压级压比时最大热效率的变化情况。可以看出:当低压级压比为

1.0 时,热效率可达最大值 49.38%;随低压级压比增大,最大热效率整体呈降低趋势;低压级压比增大至 2.0,热效率比前者降低了 10.61%;随压比继续增加,最大热效率减小,并稳定在 43.77%左右。

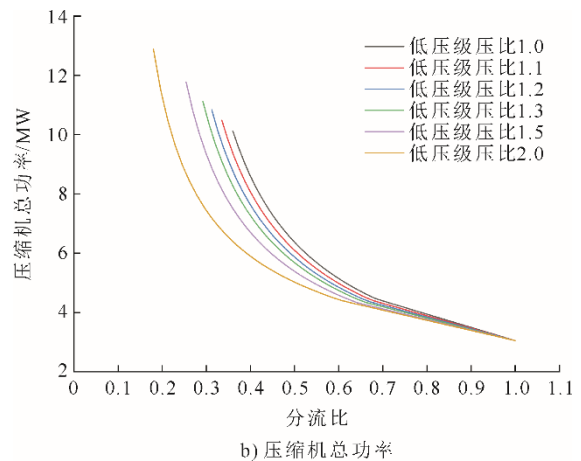
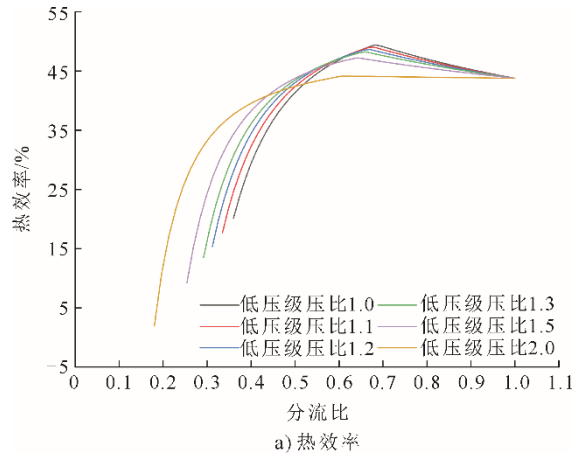


图 6 RTCIP-RB 循环低压级压比对系统热效率和压缩机总功率的影响

Fig.6 Effects of low-pressure stage pressure ratio on system thermal efficiency and compressor total power in RTCIP-RB cycle

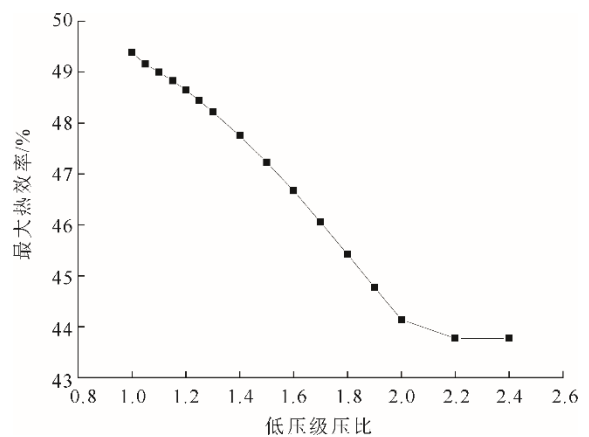


图 7 RTCIP-RB 循环低压级压比对最大热效率的影响  
Fig.7 Effect of low-pressure stage pressure ratio on maximum thermal efficiency of the RTCIP-RB cycle

### 3 分流比对系统性能的影响

根据系统布置结构,可将 $S\text{-CO}_2$ 布雷顿循环分为单回路循环和分流循环。对于分流循环,分流比的大小会影响夹点位置、压缩机功耗,进而对系统性能产生影响。设计工况下,分流比对RB、TCIP-RB和RTCIP-RB循环的影响对比如图8所示。

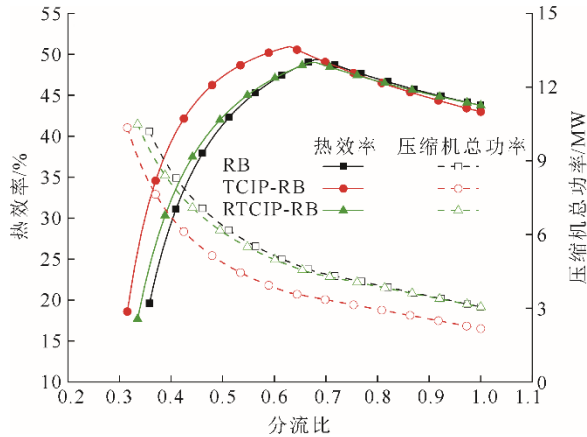


图8 分流比对3种循环的影响对比  
Fig.8 Effect of split ratio on performance of three cycles

由图8可以看出,3种循环均有最小分流比,且TCIP-RB循环分流比区间更大。TCIP-RB循环分流比最小可达0.315,且在最小分流比至0.670范围内,循环热效率明显高于另两个循环。

随分流比增大,3种循环热效率均呈先升后降趋势。当分流比为0.680时,RB和RTCIP-RB循环热效率最大,分别为49.37%、49.00%。TCIP-RB循环在分流比为0.630时达到最大热效率50.95%,相较RB和RTCIP-RB循环分别提升了3.20%、3.98%,且压缩机总功率始终小于另2种循环。

综上所述,TCIP-RB循环在分流比范围和最大热效率方面均明显优于RTCIP-RB循环,故后文将以TCIP-RB循环为例,分析不同工况下系统性能的变化情况。

## 4 系统性能分析

### 4.1 压缩机入口温度的影响

压缩机入口温度是影响系统性能的重要因素,本文中压缩机入口温度指一级、二级压缩机入口温度。图9是不同压缩机入口温度下TCIP-RB与RB循环系统热效率的模拟结果。

由图9可以看出,压缩机入口升温过程中,两循环的最小和最佳分流比均向分流比增大方向移

动,最大热效率有所降低。原因是当压缩机入口温度接近临界温度时, $\text{CO}_2$ 的压缩因子减小,易被压缩,等熵过程功率降低,从而压缩机的耗功减少。随着入口温度的升高,压缩机入口处工质远离临界点,压缩机耗功增加,而透平输出功不变,循环净功减小,热效率降低。相同温度下,TCIP-RB循环最小分流比较RB循环更小。在临界点附近,RB循环最大热效率随压缩机入口温度的变化更显著。入口温度由305.15 K上升至308.15 K时,RB循环最佳分流比由0.68增大至0.73,最大热效率降低了3.50%,而TCIP-RB循环最佳分流比由0.630增大至0.637,最大热效率仅降低了1.30%。

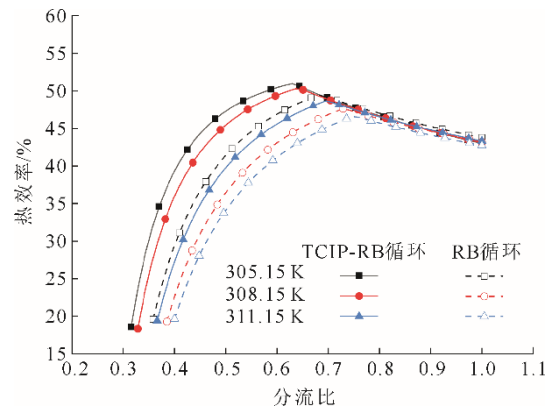


图9 压缩机入口温度对系统热效率的影响  
Fig.9 Effect of compressor inlet temperature on thermal efficiency

### 4.2 透平入口温度的影响

不同透平入口温度下的TCIP-RB循环和RB循环热效率随分流比的变化如图10所示。可以看出,随着透平入口温度升高,两循环的最小和最佳分流比变化趋势基本相同,对应的最大热效率增大,且RB循环的最小和最佳分流比始终大于TCIP-RB循环。以入口温度943.15 K为例,TCIP-RB循环最小分流比为0.320,分流比为0.630时热效率达到最大49.69%;相同温度下,RB循环最小分流比增大至0.370,最佳分流比为0.690,最大热效率比前者减少3.08%。

### 4.3 系统总压比的影响

系统总压比(PR)为循环过程中最高压力与最低压力的比值,不同PR(3.0~3.6)下,TCIP-RB和RB循环热效率随分流比的变化见图11。由图11可以看出,2个系统最小分流比均随PR增大而逐渐增大,即分流比范围变小,且在相同PR下,TCIP-RB循环分流比范围总是大于RB循环。PR由3.0

升高至 3.6, TCIP-RB 最小分流比由 0.286 增大至 0.336, RB 循环由 0.323 增大至 0.384。其原因是, 当 PR 增大时, 透平入口压力升高, 出口温度降低, 主压缩机出口温度升高, 进而使低温回热器低温侧进、出口处工质的焓差减小, 最小分流比增大。在 PR 增大的过程中, 2 个系统的最佳分流比均向分流比增大方向移动, 且 TCIP-RB 循环的变化比 RB 循环更明显。PR 为 3.0~3.6 时, TCIP-RB 循环最佳分流比由 0.610 增至 0.640, 热效率提高了 1.15%; 而 RB 循环由 0.66 增至 0.69, 最大热效率无明显变化。

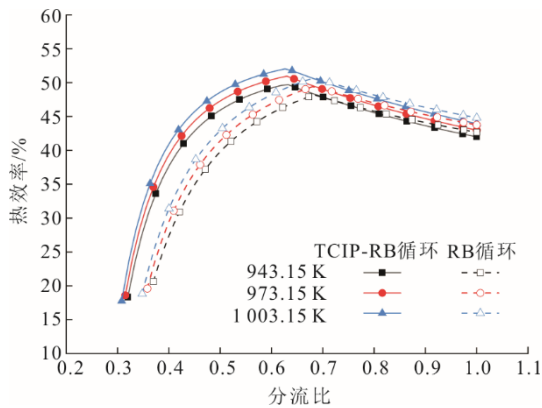


图 10 透平入口温度对系统热效率的影响

Fig.10 Influence of turbine inlet temperature on system thermal efficiency

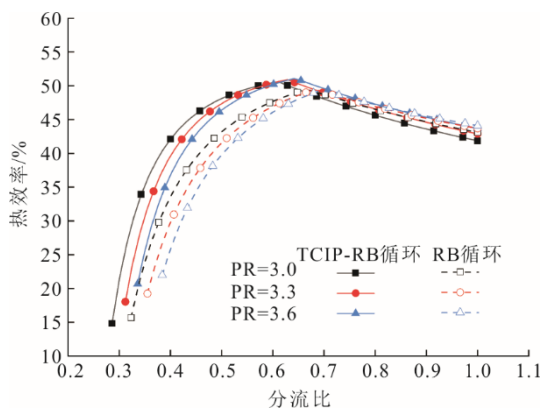


图 11 系统总压比对系统热效率的影响

Fig.11 Influence of total system pressure ratio on thermal efficiency

## 5 结 论

对具有两级压缩中间冷却的 S-CO<sub>2</sub> 布雷顿循环进行热力学分析, 构建了 2 种不同布局的系统, 探究低压级压比对系统性能的影响, 分析设计工况下 2 个系统的最佳分流比, 并与常规再压缩循环对比, 得到如下结论。

1) 在不同低压级压比下, TCIP-RB 和 RTCIP-

RB 循环系统均存在最佳分流比使热效率最大, 且最大热效率随低压级压比增大而降低。TCIP-RB 循环系统在低压级压比为 1.1 时, 热效率可达最大 50.95%, 此时系统最优。而 RTCIP-RB 系统在改变低压级压比的过程中, 最佳热效率逐渐减小, 即不存在最佳低压级压比。

2) 设计工况下, TCIP-RB、RTCIP-RB 和 RB 循环均存在最小和最佳分流比, 在分流比 0.315~0.670 范围内, TCIP-RB 循环热效率高于 RB 和 RTCIP-RB 循环。当 3 种系统均取最佳分流比时, TCIP-RB 循环最大热效率比 RB 和 RTCIP-RB 循环分别提升了 3.20%、3.98%。

3) 压缩机入口温度升高, TCIP-RB 和 RB 循环最佳和最小分流比均向分流比增大方向移动, 最大热效率降低。透平入口升温过程中, TCIP-RB 和 RB 循环最小和最佳分流比的变化趋势基本相同。PR 增大的过程中, 2 个系统的最佳分流比均逐渐增大, TCIP-RB 循环最佳分流比变化比 RB 循环更明显。

## [参 考 文 献]

- [1] 戴全春, 袁鹏. S-CO<sub>2</sub> 布雷顿循环发电技术发展[J]. 机电设备, 2020, 37(4): 77-82.  
DAI Quanchun, YUAN Peng. Development review of S-CO<sub>2</sub> Brayton cycle power technology[J]. Mechanical and Electrical Equipment, 2020, 37(4): 77-82.
- [2] 李铭, 张海军, 王梦轩, 等. 基于超临界二氧化碳的动力系统及多联产系统研究进展[J]. 能源与环境, 2023(6): 15-19.  
LI Ming, ZHANG Haijun, WANG Mengxuan, et al. Research progress on supercritical carbon dioxide-based power systems and polygeneration systems[J]. Energy and Environment, 2023(6): 15-19.
- [3] ZHAO Y, CHANG Z, ZHAO Y, et al. Performance comparison of three supercritical CO<sub>2</sub> solar thermal power systems with compressed fluid and molten salt energy storage[J]. Energy, 2023, 282: 128807.
- [4] 佟勇婧. 超临界 CO<sub>2</sub> 布雷顿循环发电系统设计优化与性能分析研究[D]. 北京: 华北电力大学, 2023: 1.  
TONG Yongjing. Study on optimization design and performance analysis of supercritical CO<sub>2</sub> Brayton cycle power generation system[D]. Beijing: North China Electric Power University, 2023: 1.
- [5] KISSICK S M, WANG H. A comparative study of alternative power cycles for small modular reactors[J]. Energy Conversion and Management, 2021, 247: 114734.
- [6] BAI W, LI H, ZHANG L, et al. Energy and exergy analyses of an improved recompression supercritical CO<sub>2</sub> cycle for coal-fired power plant[J]. Energy, 2021, 222: 119976.
- [7] LE MOULLEC Y. Conceptual study of a high efficiency coal-fired power plant with CO<sub>2</sub> capture using a supercritical CO<sub>2</sub> Brayton cycle[J]. Energy, 2013, 49: 32-46.
- [8] MARCHIONNI M, BIANCHI G, TASSOU S A. Review of supercritical carbon dioxide (sCO<sub>2</sub>) technologies for

- high-grade waste heat to power conversion[J]. *SN Applied Sciences*, 2020, 2(4): 611.
- [9] 封康, 郑莆燕, 仇中柱, 等. 超临界二氧化碳动力循环余热利用方案优化研究[J]. *热力发电*, 2023, 52(6): 119-126.  
FENG Kang, ZHENG Puyan, QIU Zhongzhu, et al. Study on optimization of supercritical carbon dioxide power cycle schemes in waste heat utilization[J]. *Thermal Power Generation*, 2023, 52(6): 119-126.
- [10] 呼浩, 郭前鑫, 杨利, 等. 部分预热超临界二氧化碳/吸收式动力循环联合循环余热发电系统性能评价与比较[J]. *热力发电*, 2024, 53(7): 101-111.  
HU Hao, GUO Qianxin, YANG Li, et al. Performance evaluation and comparison of novel combined power cycles consisting of partial pre-heating supercritical carbon dioxide power cycle and different absorption power cycles for waste heat recovery[J]. *Thermal Power Generation*, 2024, 53(7): 101-111.
- [11] OLUMAYEGUN O, WANG M. Dynamic modelling and control of supercritical CO<sub>2</sub> power cycle using waste heat from industrial processes[J]. *Fuel*, 2019, 249: 89-102.
- [12] LIU Y, WANG Y, HUANG D. Supercritical CO<sub>2</sub> Brayton cycle: a state-of-the-art review[J]. *Energy*, 2019, 189: 115900.
- [13] DOSTAL V, HEJZLAR P, DRISCOLL M J. High-performance supercritical carbon dioxide cycle for next-generation nuclear reactors[J]. *Nuclear Technology*, 2006, 154(3): 265-282.
- [14] LIESE E, ALBRIGHT J, ZITNEY S A. Startup, shutdown, and load-following simulations of a 10 MWe supercritical CO<sub>2</sub> recompression closed Brayton cycle[J]. *Applied Energy*, 2020, 277: 115628.
- [15] YANG Z, LE MOULLEC Y, ZHANG J, et al. Dynamic modeling of 5 MWe supercritical CO<sub>2</sub> recompression Brayton cycle[C]. *SolarPACES 2017: International Conference on Concentrating Solar Power and Chemical Energy Systems*. 2017.
- [16] PADILLA R V, BENITO R G, STEIN W. An exergy analysis of recompression supercritical CO<sub>2</sub> cycles with and without reheating[J]. *Energy Procedia*, 2015, 69: 1181-1191.
- [17] KULHÁNEK I M, KULHANEK M, DOSTAL V. Supercritical carbon dioxide cycles thermodynamic analysis and comparison[C]//*Proceedings of Supercritical CO<sub>2</sub> Power Cycle Symposium*. 2011: 24-25.
- [18] 刘桃宏, 杜晓东, 赵峰. 超临界二氧化碳布雷顿循环系统分析[J]. *机电设备*, 2023, 40(3): 39-45.  
LIU Taohong, DU Xiaodong, ZHAO Feng. Analysis of supercritical carbon dioxide Brayton cycle system[J]. *Mechanical and Electrical Equipment*, 2023, 40(3): 39-45.
- [19] WANG X, LIU Q, LEI J, et al. Investigation of thermodynamic performances for two-stage recompression supercritical CO<sub>2</sub> Brayton cycle with high temperature thermal energy storage system[J]. *Energy Conversion and Management*, 2018, 165: 477-487.
- [20] LI W, WANG B, DENG J, et al. Thermodynamic performance and the exergy destruction of the transcritical CO<sub>2</sub> two-stage compression and ejector expansion direct cooling ice making system[J]. *International Journal of Refrigeration*, 2023, 151: 314-330.
- [21] WANG R, WANG X, BIAN X, et al. An optimal split ratio in design and control of a recompression supercritical CO<sub>2</sub> Brayton system[J]. *Energy*, 2023, 277: 127676.
- [22] 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<sub>2</sub> Brayton cycle under temperature fluctuations[J]. *Applied Thermal Engineering*, 2022, 212: 118553.
- [23] MA Y, LIU M, YAN J, et al. Thermodynamic study of main compression intercooling effects on supercritical CO<sub>2</sub> recompression Brayton cycle[J]. *Energy*, 2017, 140: 746-756.
- [24] MA Y, MOROZYUK T, LIU M, et al. Optimal integration of recompression supercritical CO<sub>2</sub> Brayton cycle with main compression intercooling in solar power tower system based on exergoeconomic approach[J]. *Applied Energy*, 2019, 242: 1134-1154.
- [25] TURCHI C S, MA Z, NEISES T W, et al. Thermodynamic study of advanced supercritical carbon dioxide power cycles for concentrating solar power systems[J]. *Journal of Solar Energy Engineering*, 2013, 135(4): 1.
- [26] 曹春辉, 李惟毅. 夹点对超临界二氧化碳布雷顿再压缩循环性能的影响[J]. *化工进展*, 2017, 36(11): 3986-3992.  
CAO Chunhui, LI Weiyi. Effect of pinch point on thermal and exergetic performance of supercritical carbon dioxide Brayton recompression cycle[J]. *Chemical Industry and Engineering Progress*, 2017, 36(11): 3986-3992.
- [27] CARSTENS N A, HEJZLAR P, DRISCOLL M J. Control system strategies and dynamic response for supercritical CO<sub>2</sub> power conversion cycles[R]. *MIT Nuclear Engineering Department*, 2006: 110-111.

(责任编辑 李园)