

# 采用压缩储能的新型超临界二氧化碳 布雷顿循环塔式太阳能热发电系统性能分析

刘易飞<sup>1</sup>, 张燕平<sup>1,2</sup>, 王渊静<sup>2</sup>

(1.华中科技大学中欧清洁与可再生能源学院, 湖北 武汉 430074;

2.华中科技大学能源与动力工程学院, 湖北 武汉 430074)

**[摘要]** 基于超临界二氧化碳布雷顿循环的特点, 提出一种新型的采用压缩 CO<sub>2</sub> 储能的 S-CO<sub>2</sub> 布雷顿循环塔式太阳能热发电系统。该系统利用多余的太阳能将处于临界点附近的 CO<sub>2</sub> 压缩至高压状态, 在夜间利用燃气锅炉燃烧天然气加热高压的 CO<sub>2</sub>, 使其进入透平做功, 带动发电机发电。通过 Ebsilon 软件分别建立采用熔盐储热和采用压缩 CO<sub>2</sub> 储能的塔式太阳能热发电系统模型, 并优化底循环工质, 得出最佳效率条件下的运行参数。在此基础上, 分析典型日运行工况, 计算 2 个系统的热经济性。结果表明, 在储热时长为 8 h 的情况下, 相比熔盐储热系统, 新型的采用压缩 CO<sub>2</sub> 储能的太阳能热发电系统夏至日日均效率提升 0.31%, 冬至日日均效率提升 0.97%, 具有较好的应用前景。

**[关键词]** 塔式太阳能电站; 压缩储能; 超临界二氧化碳; 布雷顿循环; Ebsilon; 发电效率

**[中图分类号]** TK114 **[文献标识码]** A **[DOI 编号]** 10.19666/j.rfd.202101003

**[引用本文格式]** 刘易飞, 张燕平, 王渊静. 采用压缩储能的新型超临界二氧化碳布雷顿循环塔式太阳能热发电系统性能分析[J]. 热力发电, 2021, 50(期): 起始页码-终止页码. LIU Yifei, ZHANG Yanping, WANG Yuanjing. Performance analysis of a new supercritical carbon dioxide Brayton cycle tower solar thermal power generation system using compressed energy storage[J]. Thermal Power Generation, 2021, 50(期): 起始页码-终止页码.

## Performance analysis of a new supercritical carbon dioxide Brayton cycle tower solar thermal power generation system using compressed energy storage

LIU Yifei<sup>1</sup>, ZHANG Yanping<sup>1,2</sup>, WANG Yuanjing<sup>2</sup>

(1. China-EU Institute of Clean and Renewable Energy, Huazhong University of Science and Technology, Wuhan 430074, China;

2. School of Energy and Power Engineering, Huazhong University of Science and Technology, Wuhan 430074, China)

**Abstract:** Based on the characteristics of supercritical carbon dioxide Brayton cycle, this paper proposes a new type of S-CO<sub>2</sub> Brayton cycle tower solar thermal power generation system with compressed CO<sub>2</sub> energy storage. The system uses excess solar energy to compress CO<sub>2</sub> near the critical point to a high-pressure state, and uses a gas boiler to burn natural gas at night to heat the high-pressure CO<sub>2</sub>, which then enters the turbine to perform work and drives the generator to generate electricity. This paper uses the commercial software Ebsilon to establish tower solar thermal power generation system model with molten salt heat storage and compressed CO<sub>2</sub> energy storage respectively, and the bottom cycle working fluid is optimized to obtain the operating parameters under the best efficiency conditions. On this basis, the typical daily operating conditions are analyzed, and the thermal economy of the two systems is calculated. The results show that, when the heat storage time is 8 hours, compared with the daily average efficiency of the molten salt heat storage system, that of the new solar thermal power generation system using compressed CO<sub>2</sub> energy storage increases by 0.31% during the summer solstice and by 0.97% during the winter solstice. The new system has good application prospects.

**Key words:** solar power tower plant, compressed energy storage, supercritical carbon dioxide, Brayton cycle, Ebsilon, power generation efficiency

收稿日期: 2021-01-25

基金项目: 湖北省技术创新专项 (2019AAA017)

Supported by: Hubei Major Innovation Projects (2019AAA017)

第一作者简介: 刘易飞 (1996), 男, 硕士研究生, 主要研究方向为超临界二氧化碳布雷顿循环, [2374947613@qq.com](mailto:2374947613@qq.com)。

通信作者简介: 张燕平 (1971), 女, 博士, 副教授, 主要研究方向为太阳能热发电系统, [zyp2817@hust.edu.cn](mailto:zyp2817@hust.edu.cn)。

目前,传统火电厂及太阳能热发电站主要使用朗肯循环发电,作为该发电循环方式的替代,超临界二氧化碳(S-CO<sub>2</sub>)布雷顿循环具有更高的循环效率。近年来,国内外学者针对S-CO<sub>2</sub>布雷顿循环进行了广泛的研究。

在结构布局方面,Martin等人<sup>[1]</sup>对6种S-CO<sub>2</sub>发电循环进行了分析,结果表明:再压缩循环和部分冷却循环效率最高,均接近45%;Coco-Enriquez等人<sup>[2]</sup>提出了太阳能直接蒸汽发电与S-CO<sub>2</sub>布雷顿循环集成的不同配置;Ma等人<sup>[3]</sup>提出了一种新型的集成了再压缩S-CO<sub>2</sub>布雷顿循环与吸收式制冷机的空冷集中式太阳能电厂,可使系统热效率和焓效率分别提高5.19%和6.12%;Zare等人<sup>[4]</sup>提出了一种布雷顿循环耦合2个有机朗肯循环的新型布局,该电厂焓效率可达30%。

在传热介质方面,美国桑迪亚国家实验室(Sandia实验室)建立了基于闭式布雷顿循环的热发电系统,比较了N<sub>2</sub>、Ar、He和CO<sub>2</sub>等4种工质在系统稳态运行时的工作性能<sup>[5]</sup>;Guo等人<sup>[6]</sup>从热力学分析的角度讨论了将氙和丁烷作为S-CO<sub>2</sub>布雷顿循环添加剂的可行性,结果表明,在S-CO<sub>2</sub>布雷顿循环中加入氙气可以明显提高整体热效率和焓效率;Ishiyama等人<sup>[7]</sup>基于原型聚变反应堆低温热源系统,将S-CO<sub>2</sub>再压缩循环与蒸汽涡轮和氦气涡轮循环进行了比较;Wang等人<sup>[8]</sup>对比分析了跨临界CO<sub>2</sub>(T-CO<sub>2</sub>)布雷顿循环和有机朗肯循环(ORC)作为底循环的焓经济性。

在实际应用方面,S-CO<sub>2</sub>布雷顿循环与核反应堆<sup>[9]</sup>、船舶舰体余热<sup>[10]</sup>、内燃机排气<sup>[11]</sup>、太阳能<sup>[12]</sup>等均能良好地结合。Enriquez等人<sup>[13]</sup>利用塔式太阳能作为S-CO<sub>2</sub>布雷顿循环的热源,Mecheri等人<sup>[14]</sup>通过S-CO<sub>2</sub>布雷顿循环利用燃煤电厂的烟气余热,Mehrpooya等人<sup>[15]</sup>提出了一种融合熔融碳酸盐燃料电池和S-CO<sub>2</sub>布雷顿循环的混合系统。

在储能形式上,目前世界上已经建设运行和正在建设中的带储热的光热电站主要以熔融盐储热为主。Gil等人<sup>[16]</sup>对高温热能储存系统在太阳能热发电中的应用进行了分析总结,指出开发一种高效且经济的储热系统对聚光太阳能的未来发展至关重要。此外,应用广泛的储能技术还有抽水储能和压缩空气储能,两者都具有成本低、容量大的特点。其中,抽水储能是目前最成熟的大规模储能技术<sup>[17]</sup>,抽水储能机组规模占我国储能项目装机规模的

93%,但其受地理因素限制,对厂址的要求较高;压缩空气储能规模大、效率高,相比于抽水储能选址更为灵活,有望成为未来大规模储能的重要技术方向之一<sup>[18-19]</sup>。表1为几种典型的储能方式对比。

总结前人研究工作可以发现,为提高塔式太阳能热发电系统的性能,研究人员从循环布局、工质选取及运行参数等方面进行了大量的设计和优化,但在储能形式的选取上较为单一。传统的熔盐储热系统存在熔盐凝固、储存热量散失等问题,在超临界压缩空气储能系统中,空气流经压缩机部件后处于超临界状态,以液态形式储存,在储能和释能过程中,利用超临界空气的特殊物理性能强化系统换热,能提高系统能量密度,减小储气室体积。CO<sub>2</sub>临界压力为7.39 MPa,临界温度为31.1℃,相比于空气,更易达到临界状态。因此,结合压缩储能的优势和S-CO<sub>2</sub>布雷顿循环的特点,本文提出一种新型的采用压缩CO<sub>2</sub>储能的S-CO<sub>2</sub>布雷顿循环太阳能热发电系统,并与传统的熔盐储热系统进行对比。

表1 几种典型储能方式对比  
Tab.1 Comparison of typical energy storage methods

储能类型	典型额定功率/MW	效率/%	特点
抽水储能	100~2 000	60~70	技术成熟,选址受限
压缩空气储能	0.5~3 000	40~50	成本低容量大,解决抽水储能的选址问题
飞轮储能	0.005~5	70~80	寿命长,绿色环保
化学储能	0.001~50	60~80	密度低,寿命短
电磁储能	0.01~1	80~95	绿色环保,密度高

## 1 S-CO<sub>2</sub>布雷顿循环太阳能热发电系统储热方案设计

### 1.1 无储热的S-CO<sub>2</sub>布雷顿循环太阳能热发电系统

本文研究基于Sarkar等人<sup>[20]</sup>的S-CO<sub>2</sub>布雷顿联合循环发电系统,该联合循环由分流再压缩顶循环耦合底循环构成,底循环对余热加以利用可提高循环效率,系统结构如图1所示。

该系统工作流程为:工质在塔式吸热器中加热升温,进入透平做工;流经高温回热器(HTF)释放热量加热低温侧流体,再进入低温回热器(LTF)进一步换热;然后分流,一部分通过换热器加热底循环工质后进入空气预冷器冷却至临界点附近,进入主压缩机(MC)升压、低温回热器吸热升温,另一部分流经再压缩机(RC),之后与第1部分汇合进入高温回热器吸热升温,然后进入集热场进一步吸收热量,完成循环。定义分流比为进入主压缩机

的质量流量占总质量流量的比值。

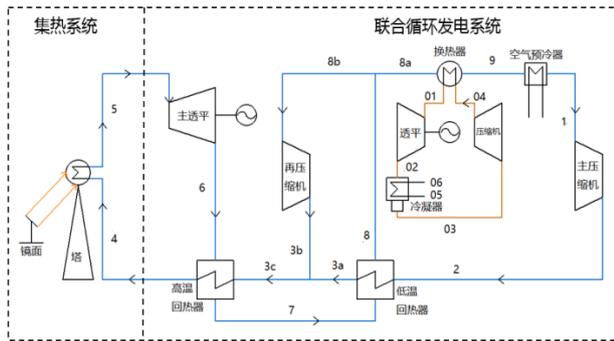


图1 无储热的 S-CO<sub>2</sub> 布雷顿循环太阳能热发电系统结构  
Fig.1 The structure of solar thermal power generation system using S-CO<sub>2</sub> Brayton cycle without heat storage

### 1.2 采用熔盐储热的 S-CO<sub>2</sub> 布雷顿循环太阳能热发电系统

目前，传统的塔式太阳能电站多使用熔盐储热，可作为光热系统储热介质的熔融盐主要有太阳盐、Hitec 和 Hitec XL 3 种。其中，太阳盐为 60%NaNO<sub>3</sub> 和 40%KNO<sub>3</sub> 的混合盐，工作温度范围为 260~621 °C<sup>[16]</sup>。S-CO<sub>2</sub> 布雷顿循环在 500~700 °C 可达到较高的循环热效率，该温度范围与太阳盐的运行温度吻合良好，故储热介质选择太阳盐。

图 2 为传统的采用熔盐储热的 S-CO<sub>2</sub> 布雷顿循环塔式太阳能热发电系统（熔盐储热系统），该系统由聚光集热系统、熔盐储热系统、联合循环发电系统组成。系统工作流程为：储能工况下，工质流经塔式集热器吸热，一部分进入主透平满足正常负荷的发电需求，另一部分流经储热换热器，与冷罐中的熔盐换热，熔盐升温进入热罐储存起来；释能工况下，高温熔盐作为热源，工质经过熔盐换热器吸热升温，进入发电系统做功。

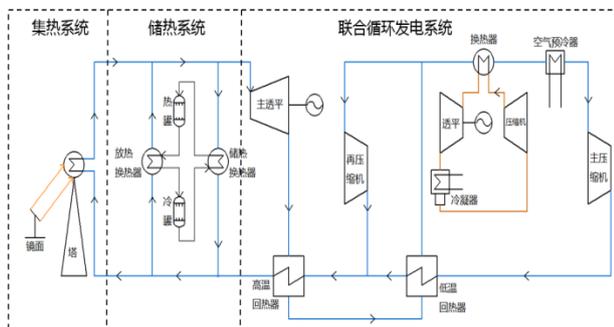


图2 采用熔盐储热的 S-CO<sub>2</sub> 布雷顿循环太阳能热发电系统结构

Fig.2 The structure of solar thermal power generation system using S-CO<sub>2</sub> cycle and molten salt heat storage

### 1.3 采用压缩 CO<sub>2</sub> 储能的新型 S-CO<sub>2</sub> 布雷顿循环太阳能热发电系统

传统的熔盐储热系统需要防止熔盐凝固，且熔盐储热期间会存在与工作介质换热损失、储存热量散失等问题。对此，结合压缩储能和 S-CO<sub>2</sub> 布雷顿循环的特点，本文提出一种新型的采用压缩 CO<sub>2</sub> 储能的 S-CO<sub>2</sub> 布雷顿循环太阳能热发电系统（压缩 CO<sub>2</sub> 储能系统），其中，辅助燃烧设备为天然气锅炉，锅炉效率 96.5%<sup>[19]</sup>。系统结构如图 3 所示。

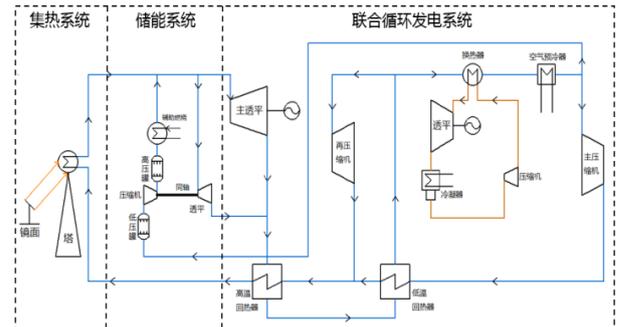


图3 采用压缩 CO<sub>2</sub> 储能的 S-CO<sub>2</sub> 布雷顿循环太阳能热发电系统结构

Fig.3 Structure of the solar thermal power generation system using S-CO<sub>2</sub> cycle and compressed CO<sub>2</sub> energy storage

相比于传统的压缩空气储能，CO<sub>2</sub> 临界压力和温度分别为 7.39 MPa、31.1 °C，临界状态更易达到，且 CO<sub>2</sub> 在临界点附近的储能能力强，密度接近液体并随温度压力的变化改变很大，使得压缩机功耗大大降低。

压缩 CO<sub>2</sub> 储能系统工作原理为：储能工况下，工质流经塔式集热器吸热，一部分进入主透平及分流再压缩循环满足正常负荷的发电需求，另一部分进入透平带动同轴压缩机将低压罐处于临界点附近的 CO<sub>2</sub> 进行压缩，然后储存进高压罐中；释能工况下，超临界 CO<sub>2</sub> 从高压罐流出，由燃气锅炉加热升温，进入透平做功，再全部经过换热器加热底循环工质，然后冷却至临界点附近，未经压缩储存进低压罐，完成循环周期。

## 2 发电系统仿真模型及底循环工质选择

### 2.1 发电系统参数设置

本文建立的塔式太阳能电站模型均采用我国西部某地区的地理气象数据作为环境参数进行模拟。该地实际地理气象数据及设计点参数见表 2。

熔盐储热系统中，根据塔式集热器 CO<sub>2</sub> 出口温度、换热器端差和换热效能，热罐、冷罐运行温度

分别设定为 580、365 °C，释能工况下透平入口温度为 540 °C。

压缩 CO<sub>2</sub> 储能系统中：低压罐中的 CO<sub>2</sub> 处于超临界状态且接近临界点，压力与透平出口压力一致，为 8.14 MPa，温度设定为 35 °C；高压罐中 CO<sub>2</sub> 压力与透平入口压力一致，为 31.81 MPa，温度为压缩升温之后的状态 92.78 °C。

S-CO<sub>2</sub> 布雷顿联合循环发电系统基本参数见表 3。

表 2 我国西部某地区年地理气象数据及设计点参数

Tab.2 The annual geographical and meteorological data and design point parameters of a certain area in western China

参数	数值
纬度	36.55°N
经度	97.23°E
年直接太阳辐射量 (DNI) / (kW·h·m <sup>-2</sup> )	2 043
年平均温度/°C	4.5
年平均风速/(m·s <sup>-1</sup> )	2.1
额定功率/MW	50
储热时长/h	8
设计点 DNI/(W·m <sup>-2</sup> )	850
设计点太阳高度角/(°)	55.58
设计点太阳方位角/(°)	0
设计点环境温度/°C	20
设计点风速/(m·s <sup>-1</sup> )	2.5

表 3 S-CO<sub>2</sub> 联合循环发电系统基本参数

Tab.3 Basic parameters of the S-CO<sub>2</sub> combined cycle

参数	数值
透平入口温度 $T_2$ /K	893.15
透平入口压力 $p_2$ /kPa	31810
压缩比 $\epsilon$	3.9
透平等熵效率 $\eta_s$	0.93
主压缩机入口温度 $T_4$ /K	308.15
主压缩机等熵效率 $\eta_{smc}$	0.9
再压缩机等熵效率 $\eta_{src}$	0.9
高温回热器效率 $\epsilon_{hr}$	0.86
低温回热器效率 $\epsilon_{lr}$	0.86
冷源入口温度 $T_{cl}$ /K	293.15
冷源窄点温差 $\Delta T_{pc}$ /K	5
漏热率 $\Phi$	0.02

## 2.2 仿真模型建立与验证

根据图 1—图 3，采用表 2、表 3 数据作为边界条件，底循环工质为 R245fa，在 Epsilon 软件中分别建立无储热、采用熔盐储热、采用压缩 CO<sub>2</sub> 储能的 S-CO<sub>2</sub> 布雷顿循环太阳能热发电系统仿真模型。

本文设计的带储能的发电系统结构均是在图 1 无储热发电系统基础上建立的，为保证仿真模型对比的可靠性，需要对图 1 中无储热发电系统模型进行验证，将系统发电效率仿真结果与参考文献[20]的模拟结果进行对比，结果如图 4 所示。

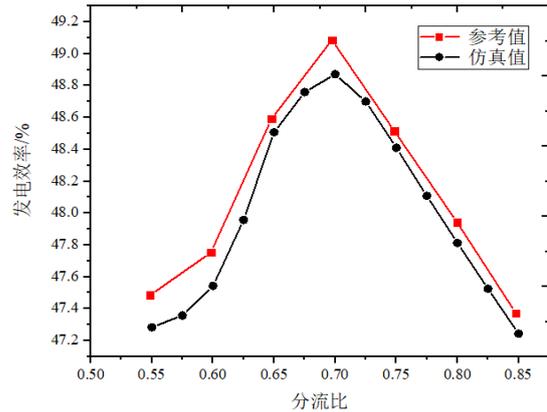


图 4 S-CO<sub>2</sub> 联合循环模拟对比图

Fig.4 The simulation results of the S-CO<sub>2</sub> combined cycles

由图 4 可见，对于 S-CO<sub>2</sub> 联合循环，在分流比 0.55~0.85 范围内，模拟结果和文献[20]的热效率相对误差均小于 1%，验证了本文建立的 Epsilon 仿真模型的可靠性。

## 2.3 底循环工质选择

在图 1 联合循环系统中，底循环工质除有机工质（如 R123、R245fa 等）外，还可采用跨临界二氧化碳 (T-CO<sub>2</sub>)，利用 2.2 节中建立的 Epsilon 仿真模型，分别模拟以 T-CO<sub>2</sub> 和 R245fa 为底循环工质的联合循环在不同分流比下的发电效率，如图 5 所示。

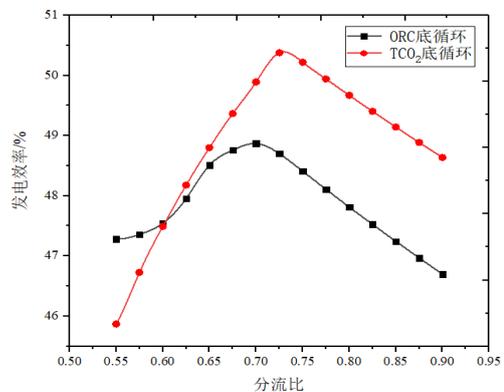


图 5 T-CO<sub>2</sub> 底循环和 ORC 底循环效率对比

Fig.5 Comparison of efficiency between the T-CO<sub>2</sub> bottom cycle and ORC bottom cycle

由图 5 可以看出，不同分流比下，以 T-CO<sub>2</sub> 为底循环的发电效率最高为 50.38%，以 ORC 为底循环的发电效率最高为 48.7%。另外，考虑到储热模型中，储热工况和放热工况下的底循环入口温度变化较大，T-CO<sub>2</sub> 以其跨临界的特性比传统的有机工质更加适合作为储热介质，因此，本文中的储热模型将采用 T-CO<sub>2</sub> 作为联合循环的底循环工质。

### 3 计算模型

#### 3.1 集热系统光学效率

镜场采用环形交错布置方式, 每个定日镜可通过双轴转动跟踪太阳。对于塔式太阳能集热场, 入射到定日镜场的太阳辐射能  $P_{\text{col}}$  为

$$P_{\text{col}} = \delta_{\text{DNI}} \times A \times N \quad (1)$$

式中:  $\delta_{\text{DNI}}$  为法向直接辐射强度,  $A$  为单个定日镜面积,  $N$  为定日镜数量;

经定日镜反射后, 到达集热器口的能量受镜场光学效率及大气透射率等影响, 定义镜场的光学效率  $\eta_{\text{sc}}$  为

$$\eta_{\text{sc}} = \eta_{\text{cos}} \eta_{\text{sb}} \eta_{\text{rcc}} \eta_{\text{att}} \eta_{\text{e}} \quad (2)$$

式中:  $\eta_{\text{cos}}$  为余弦效率;  $\eta_{\text{sb}}$  为阴影遮挡效率;  $\eta_{\text{rcc}}$  为镜面反射效率, 可视作常数;  $\eta_{\text{att}}$  为大气透射效率;  $\eta_{\text{e}}$  为传播衰减系数。其中:

余弦效率  $\eta_{\text{cos}}$  为

$$\eta_{\text{cos}} = \cos \left[ \frac{1}{2} \times \arccos \left( \frac{x \cdot \cos h_s \cdot \sin \beta_s}{\sqrt{x^2 + y^2 + (H-h)^2}} + \frac{y \cdot \cos h_s \cdot \cos \beta_s}{\sqrt{x^2 + y^2 + (H-h)^2}} + \frac{d \cdot \sin h_s}{\sqrt{x^2 + y^2 + (H-h)^2}} \right) \right] \quad (3)$$

式中:  $h_s$  为某一时刻的太阳高度角,  $\beta_s$  为某一时刻的太阳方位角,  $(x, y, h)$  为镜场中任意一面定日镜的镜面中心点坐标,  $H$  为集热塔高度;

阴影遮挡效率  $\eta_{\text{sb}}$  是指镜场中未发生阴影和遮挡的镜面面积与镜场总面积之比, 其损失由定日镜的入射光线或反射光线被周围 1 个或多个定日镜遮挡而发生:

$$\eta_{\text{sb}} = 1 - (A_{\text{int}} / A) \quad (4)$$

式中  $A_{\text{int}}$  为被干扰区域的面积。

传播衰减系数  $\eta_{\text{e}}$  取决于定日镜与吸热器之间的距离, 一般通过简化模型计算<sup>[21]</sup>:

$$\eta_{\text{e}} = \begin{cases} 0.99321 - 0.0001176d_{\text{HR}} + 1.97 \times 10^{-8} d_{\text{HR}}^2 & d_{\text{HR}} < 1000\text{m} \\ e^{-0.0001106d_{\text{HR}}}, d_{\text{HR}} \geq 1000\text{m} \end{cases} \quad (5)$$

式中  $d_{\text{HR}}$  为定日镜与吸热器之间的距离。

投向吸热器上的能量  $P_{\text{ref}}$  为

$$P_{\text{ref}} = P_{\text{col}} \times \sum_{i=1}^n \eta_{\text{sc},i} \times \eta_{\text{int}} \quad (6)$$

式中  $\eta_{\text{int}}$  为拦截因子;

考虑到吸热器表面反射损失的部分能量、吸热器高温下的辐射热损失  $P_{\text{rad}}$ 、受到风速和支架导热等的对流损失  $P_{\text{conv}}$  和导热损失  $P_{\text{con}}$ , 进入吸热器的能量  $P_{\text{abs}}$  为

$$P_{\text{abs}} = P_{\text{ref}} \times (1 - \rho_{\text{rec}}) - P_{\text{rad}} - P_{\text{conv}} - P_{\text{con}} \quad (7)$$

式中  $\rho_{\text{rec}}$  为吸热器表面发射率。

#### 3.2 储能释能功率

熔盐储热系统中, 储能过程为多余的高温 S-CO<sub>2</sub> 流体经过换热器与低温熔盐换热, 释能过程为 S-CO<sub>2</sub> 与热罐中熔盐换热升温, 储能功率  $P_{\text{storage}}$ 、释能功率  $P_{\text{release}}$  方程如下:

$$P_{\text{storage}} = m_{\text{salt},1} c_{\text{salt},p} (T_{\text{salt},h} - T_{\text{salt},l}) \quad (8)$$

$$P_{\text{release}} = m_{\text{salt},2} c_{\text{salt},p} (T_{\text{salt},h} - T_{\text{salt},l}) \quad (9)$$

式中:  $m_{\text{salt},1}$ 、 $m_{\text{salt},2}$  分别为储热和放热过程的熔盐流量,  $T_{\text{salt},h}$ 、 $T_{\text{salt},l}$  分别为热罐、冷罐中熔盐的温度,  $c_{\text{salt},p}$  为熔盐比热容。

压缩 CO<sub>2</sub> 储能系统中, 储能过程为多余的高温 S-CO<sub>2</sub> 做功带动压缩机压缩 CO<sub>2</sub> 进入高压罐储存, 释能过程为燃气锅炉燃烧加热高压罐中出来的 CO<sub>2</sub>, 能量方程如下:

$$P_{\text{storage}} = m_{\text{storage}}(\text{CO}_2)(h_5 - h_6) \quad (10)$$

$$P_{\text{release}} = m_{\text{release}}(\text{CO}_2)(h_a - h_b) \quad (11)$$

式中,  $P_{\text{storage}}$ 、 $P_{\text{release}}$  分别为储能、释能功率;  $m_{\text{storage}}(\text{CO}_2)$ 、 $m_{\text{release}}(\text{CO}_2)$  分别为储能、释能过程中 CO<sub>2</sub> 流量;  $h_a$ 、 $h_b$  分别为 CO<sub>2</sub> 被燃气锅炉加热前、后的焓;  $h_5$ 、 $h_6$  分别为 CO<sub>2</sub> 进入主透平前、后的焓。

#### 3.3 联合循环发电效率

联合循环发电效率  $\eta_{\text{en}}$  为:

$$\eta_{\text{en}} = \frac{W_{\text{net}}}{P_{\text{in}}} \quad (12)$$

$$W_{\text{net}} = W_{\text{tur}} - W_{\text{mc}} - W_{\text{rc}} + W_{\text{T-CO}_2,\text{tur}} - W_{\text{T-CO}_2,\text{c}} \quad (13)$$

式中:  $W_{\text{net}}$  为净发电功率,  $P_{\text{in}}$  为联合循环的净输入功率,  $W_{\text{tur}}$  为主透平功率,  $W_{\text{mc}}$  为主压缩机功率,  $W_{\text{rc}}$  为再压缩机功率,  $W_{\text{T-CO}_2,\text{tur}}$  为底循环中透平功率,  $W_{\text{T-CO}_2,\text{c}}$  为底循环中压缩机功率。

储能工况下:

$$P_{\text{in}} = P_{\text{abs}} - P_{\text{storage}} \quad (14)$$

释能工况下:

$$P_{\text{in}} = P_{\text{release}} \quad (15)$$

为了方便计算,做如下假设:系统达到稳定状态,流体与环境的热传递可忽略;膨胀和压缩过程为绝热过程;流体在管道及换热器中的压降以及动能和势能的变化忽略不计。各位点标号如图1所示。

高温回热器(HTR)的热力学关系为

$$(1-\Phi)(h_6-h_7)=h_4-h_{3c} \quad (16)$$

低温回热器(LTR)的热力学关系为

$$(1-\Phi)(h_7-h_8)=x(h_{3a}-h_2) \quad (17)$$

式中: $x$ 为分流比; $\Phi$ 为换热损失,定为2%; $h_i$ 为图1中位点*i*对应的焓。

高温回热器的换热效能 $\varepsilon_{HTR}$ 为

$$\varepsilon_{HTR} = \frac{T_6-T_7}{T_6-T_{3C}} \quad (18)$$

低温回热器的换热效能 $\varepsilon_{LTR}$ 取决于热容量(比热容和质量流量的乘积)。

当高压侧热容量大于低压侧时:

$$\varepsilon_{LTR} = \frac{T_7-T_8}{T_7-T_2} \quad (19)$$

当高压侧热容量小于低压侧时:

$$\varepsilon_{LTR} = \frac{T_{3a}-T_2}{T_7-T_2} \quad (20)$$

主压缩机和再压缩机混合处的能量方程为

$$h_{3c} = xh_{3a} + (1-x)h_{3b} \quad (21)$$

透平等熵效率 $\eta_{s,t}$ 为

$$\eta_{s,t} = \frac{h_5-h_6}{h_5-h_{6s}} \quad (22)$$

主压缩机等熵效率 $\eta_{s,mc}$ 为

$$\eta_{s,mc} = \frac{h_{2s}-h_1}{h_2-h_1} \quad (23)$$

分流压缩机等熵效率 $\eta_{s,rc}$ 为

$$\eta_{s,rc} = \frac{h_{3bs}-h_8}{h_{3b}-h_8} \quad (24)$$

式中 $T_i$ 为图1中位点*i*对应的温度。

计算流程如图6所示。

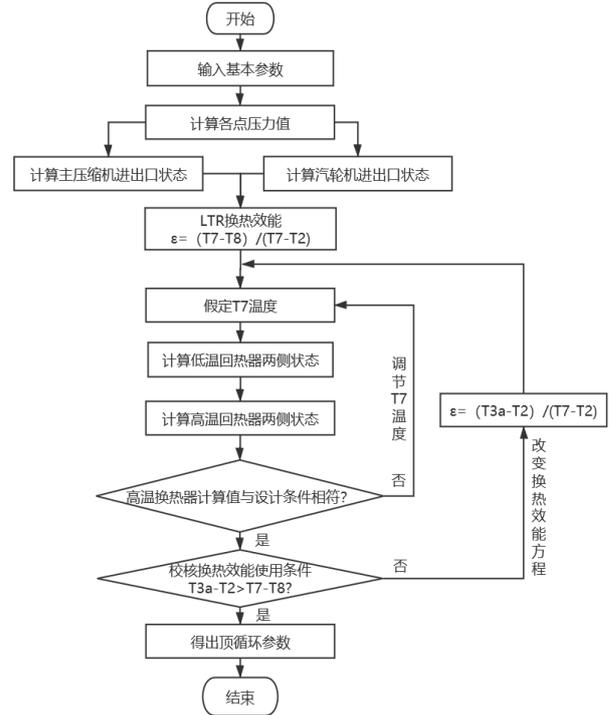


图6 联合循环发电系统计算流程

Fig.6 Flow chart for calculation of the combined cycle power generation system

### 3.4 太阳能热发电系统热经济性指标

定义塔式太阳能热发电系统日均效率 $\eta_d$ 为:

$$\eta_d = \frac{W_{ele}}{Q_{sum}} \quad (25)$$

$$Q_{sum} = Q_{col} + Q_{gas} \quad (26)$$

$$Q_{col} = \sum P_{col,t} \quad (27)$$

$$Q_{gas} = P_{release} \times t_{release} \quad (28)$$

式中: $W_{ele}$ 为日净发电量; $Q_{sum}$ 为日输入到塔式太阳能系统的总热量; $Q_{col}$ 为日照射到镜场的太阳能; $P_{col,t}$ 为白天镜场工作期间*t*时刻入射到镜场的太阳能; $Q_{gas}$ 为日燃料输入,熔盐储热系统中无燃料输入, $Q_{gas}$ 为0; $t_{release}$ 为释能过程持续时长,与储能过程所储存的能量有关。

## 4 结果分析

选择典型气象年数据下的夏至日和冬至日,分别模拟熔盐储热系统和压缩 $CO_2$ 储能系统运行1天的工况,运行曲线如图7、图8所示,图中横坐标为电站选址的地方太阳时。

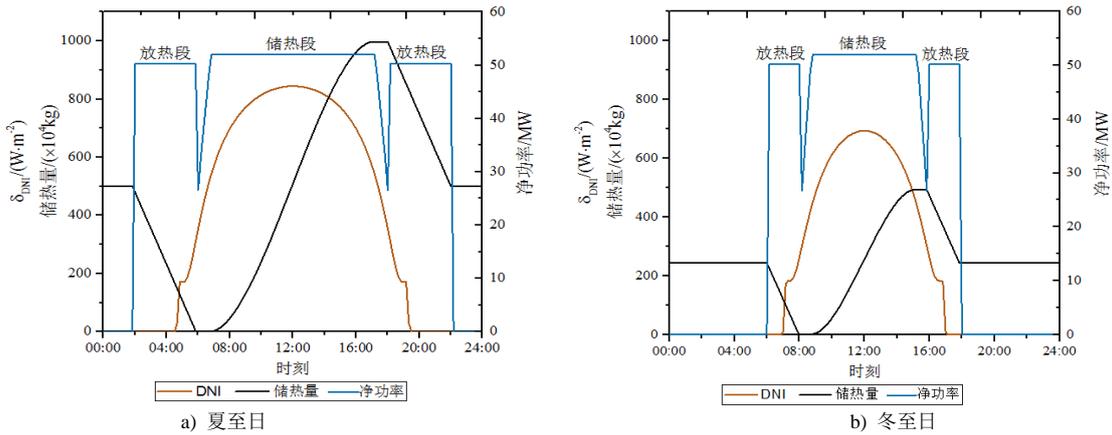
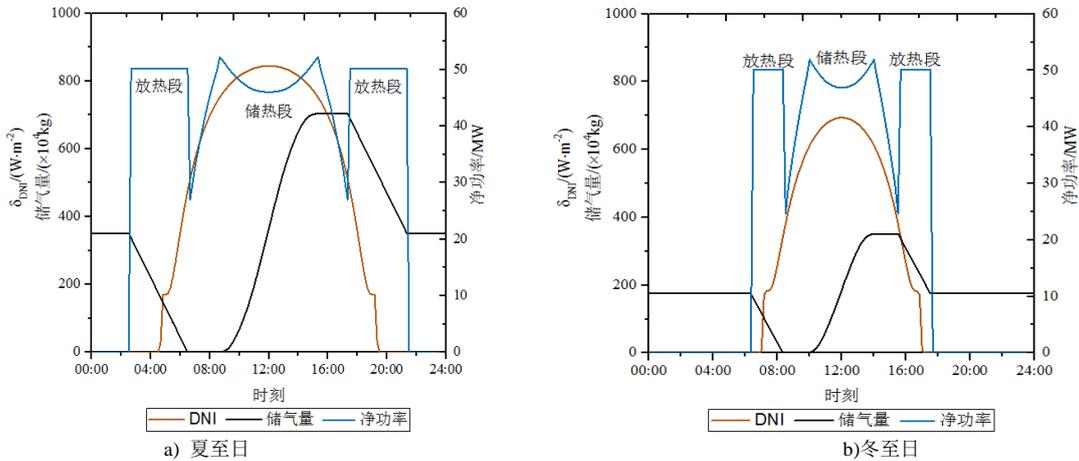


图7 熔盐储热系统典型日运行曲线

Fig.7 Typical daily operation curves of the molten salt heat storage system

图8 压缩 CO<sub>2</sub> 储能系统典型日运行曲线Fig.8 Typical daily operating curve of compressed CO<sub>2</sub> energy storage system

从图7、图8可以看出，在夏至日时，电站系统能以2种不同的运行模式产生电量。对于熔盐储热系统：太阳能充足时，将镜场收集的太阳能用来发电，并将剩余的热量用于熔融盐储热；在释能工况下，CO<sub>2</sub>的热源来自熔融盐，系统净发电功率约为50 MW。对于压缩CO<sub>2</sub>系统：太阳能充足时，除发电外，剩余的热量将用于透平带动压缩机压缩CO<sub>2</sub>进行储能，DNI变大时，用于压缩储能的热量变多，消耗更多的压缩功，因此净功率随DNI变大而减小；在释能工况下，高压的CO<sub>2</sub>经燃料燃烧加热做功发电，系统的净发电功率约为50 MW。

冬至日运行情况与夏至日类似，但由于冬至日太阳辐射强度降低，系统在保持额定发电功率的情况下，储存的热量减少，储热时长缩短。

塔式太阳能电站系统运行日输入、日输出及系统日均效率等结果见表4。由表4可以看出，在设计

工况储热时长均为8 h的情况下，相比于熔盐储热系统，采用压缩CO<sub>2</sub>储能的系统镜场面积减少了约35%，镜场光学效率提高。

表4 熔盐储热与压缩CO<sub>2</sub>储能系统日工况对比  
Tab.4 The daily working conditions of the molten salt heat storage and compressed CO<sub>2</sub> energy storage system

参数	熔盐储热系统		压缩CO <sub>2</sub> 储能系统	
	夏至日	冬至日	夏至日	冬至日
储罐介质	熔盐		CO <sub>2</sub>	
高温储罐体积/m <sup>3</sup>	5 803		9 835	
低温储罐体积/m <sup>3</sup>	5 374		13 655	
镜场面积/m <sup>2</sup>	450	240	289	800
光学效率/%	55.52	51.04	57.70	52.80
输入(太阳能)/(MW·h)	3 912	2 021	2 142	1 239
输入(燃料)/(MW·h)	—	—	1 256	628
输出功/(MW·h)	1 012	458	889	441
系统日均效率η <sub>d</sub> /%	25.86	22.64	26.17	23.61

压缩CO<sub>2</sub>储能系统的布置方式使得大量CO<sub>2</sub>在临界点附近被压缩，减少了压缩功，系统整体效率

进一步提升,相比于传统的熔盐储热系统,压缩 CO<sub>2</sub> 储能系统夏至日日均效率提升 0.31%, 冬至日日均效率提升 0.97%。

## 5 结论

1) 设计工况下,相比熔盐储热系统,新型的采用压缩 CO<sub>2</sub> 储能的太阳能热发电系统夏至日日均效率提升 0.31%, 冬至日日均效率提升 0.97%;

2) 本文提出的采用压缩 CO<sub>2</sub> 储能的 S-CO<sub>2</sub> 布雷顿循环太阳能热发电系统可为新建塔式太阳能电站提供参考。

### [参考文献]

- [1] KULHÁNEK M, DOSTÁL V. Thermodynamic analysis and comparison of supercritical carbon dioxide cycles[C]. Supercritical CO<sub>2</sub> Power Symposium, Boulder (CO), May 24-25, 2011.
- [2] COCO-ENRIQUEZ L, MUNOZ-ANTON J, MARTINEZ-VAL J M. Integration between direct steam generation in linear solar collectors and supercritical carbon dioxide Brayton power cycles[J]. International Journal of Hydrogen Energy, 2015, 40(44): 15284-15300.
- [3] MA Y, ZHANG X, LIU M, et al. Proposal and assessment of a novel supercritical CO<sub>2</sub> Brayton cycle integrated with LiBr absorption chiller for concentrated solar power applications[J]. Energy, 2018, 148(4): 839-854.
- [4] ZARE V, HASANZADEH M. Energy and exergy analysis of a closed Brayton cycle-based combined cycle for solar power tower plants[J]. Energy Conversion and Management, 2016, 128: 227-237.
- [5] WRIGHT S, VERNON M. Small scale closed Brayton cycle dynamic response experiment results[R]. Sandia National Laboratories, Albuquerque, California, USA. 2006.
- [6] GUO J Q, LI M J, XU J L, et al. Thermodynamic performance analysis of different supercritical Brayton cycles using CO<sub>2</sub>-based binary mixtures in the molten salt solar power tower systems[J]. Energy, 2019, 173: 785.
- [7] ISHIYAMA S, MUTO Y, KATO Y, et al. Study of steam, helium and supercritical CO<sub>2</sub> turbine power generations in prototype fusion power reactor[J]. Progress in Nuclear Energy, 2008, 50: 325-332.
- [8] WANG X, DAI Y. Exergoeconomic analysis of utilizing the transcritical CO<sub>2</sub> cycle and the ORC for a recompression supercritical CO<sub>2</sub> cycle waste heat recovery: a comparative study[J]. Applied Energy, 2016, 170: 193-207.
- [9] STEVEN A W, PAUL S P, ROBERT F, et al. Supercritical CO<sub>2</sub> Brayton cycle power generation development program and initial test results[C]. ASME 2009 Power Conference. Albuquerque, New Mexico, USA. July 21-23, 2009.
- [10] SHARMA O P, KAUSHIK S C, MANJUNATH K. Thermodynamic analysis and optimization of a supercritical CO<sub>2</sub> regenerative recompression Brayton cycle coupled with a marine gas turbine for shipboard waste heat recovery[J]. Thermal Science & Engineering Progress, 2017, 3: 62-74.
- [11] FARZANEH-GORD M, MIRMOHAMMADI S A, BEHI M, et al. Heat Recovery from a natural gas powered internal combustion engine by CO<sub>2</sub> transcritical power cycle[J]. Thermal Science, 2010, 14(4): 897-911.
- [12] GLATZMAIER G C, TURCHI C S. Supercritical CO<sub>2</sub> as a heat transfer and power cycle fluid for CSP systems[C]. ASME 2009 3rd International Conference on Energy Sustainability Collocated with the Heat Transfer and InterPACK09 Conferences. San Francisco, California, USA. July 19-23, 2009.
- [13] COCO-ENRIQUEZ L, MUNOZ-ANTON J, MARTINEZ-VAL J M. Dual loop line-focusing solar power plants with supercritical Brayton power cycles[J]. International Journal of Hydrogen Energy, 2016, 42(28): 17664-17680.
- [14] MECHERI M, LE MOULLEC Y. Supercritical CO<sub>2</sub> Brayton cycles for coal-fired power plants[J]. Energy, 2016, 103: 758-771.
- [15] MEHRPOOYA M, BAHRAMIAN P, POURFAYAZ F, et al. Introducing and analysis of a hybrid molten carbonate fuel cell-supercritical carbon dioxide Brayton cycle system[J]. Sustainable Energy Technologies and Assessments, 2016, 18: 100-106.
- [16] GIL A, MEDRANO M, MARTORELL I, et al. State of the art on high temperature thermal energy storage for power generation. Part 1-Concepts, materials and modellization[J]. Renewable & Sustainable Energy Reviews, 2010, 14(1): 31-55.
- [17] 王婷婷, 曹飞. 从电力系统储能技术谈抽水蓄能电站的建设必要性[C]. 电网调峰与抽水蓄能专业委员会 2014 年学术交流年会, 中国四川德阳, 2014.11. WANG Tingting, CAO Fei. Discussion on the necessity of pumped storage power station construction from energy storage technology of power system[C]. 2014 Academic Exchange Annual Meeting of Power Grid Peak Shaving and Pumped Storage Professional Committee. Deyang, Sichuan, China, 2014.11.
- [18] 张新敬, 陈海生, 刘金超, 等. 压缩空气储能技术研究进展[J]. 储能科学与技术, 2012, 01(01): 26-40. ZHANG Xinjing, CHEN Haisheng, LIU Jinchao, et al. Research progress in compressed air energy storage system: a review[J]. Energy Storage Science and Technology, 2012, 1(1): 26-40.
- [19] 姬海民, 程远军, 王江博, 等. 70 MW 链条燃煤锅炉改天然气锅炉技术经济性分析[J]. 热力发电, 2020, 49(11): 164-168. JI Haimin, CHENG Yuanjun, WANG Jiangbo, et al. Technical and economical analysis for modification of a 70 MW chain coal-fired boiler to natural gas boiler[J]. Thermal Power Generation, 2020, 49(11): 164-168.
- [20] SARKAR J, BHATTACHARYYA S. Optimization of recompression S-CO<sub>2</sub> power cycle with reheating[J]. Energy Conversion & Management, 2009, 50(8): 1939.
- [21] 朱瑞. 太阳能蓄热式压缩空气储能系统热力特性及技术经济性研究[D]. 北京: 华北电力大学, 2017: 19. ZHU Rui. Thermodynamic performance and techno-economic analysis on compressed air energy storage with solar thermal storage system[D]. Beijing: North China Electric Power University, 2017: 19.

(责任编辑 李园)