文章编号:1674-7607(2026)02-0123-10 DOI:10.19805/j.cnki.jcspe.2026.240770

基于布雷顿循环的压缩二氧化碳储能系统研究

江 然, 刘广林, 吴玉翔, 徐进良
(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)

摘 要: 为研究相同级数下跨临界压缩二氧化碳储能(TC-CCES)系统和超临界压缩二氧化碳储能(SC-CCES)系统的性能特点,通过 Matlab 软件建立基于布雷顿循环的压缩二氧化碳储能系统模型,分析系统的热力学性能和㶲损分布并进行敏感性分析。结果表明:在设计工况下,SC-CCES 系统的循环效率、㶲效率和储能密度分别为 66.78%、58.43%和 255.63 kW·h/m^3,TC-CCES 系统的循环效率、㶲效率和储能密度分别为 61.21%、54.30%和 545.69 kW·h/m^3;㶲损分析表明改善换热器的性能可有效提高 2 种系统的㶲效率;提高储能压力和释能压力以及环境温度接近 CO_2 临界温度时,2 种系统的循环效率和㶲效率均会升高,而降低级间冷却器水温可提高 TC-CCES 系统的性能,但对 SC-CCES 系统性能的影响不大;在二级压缩、二级膨胀条件下,SC-CCES 系统具有较高的循环效率和㶲效率,而 TC-CCES 系统的储能密度是 SC-CCES 系统的 2 倍左右。

关键词: 压缩二氧化碳储能系统; 布雷顿循环; 热力学分析; 㶲损分析; 建模仿真
中图分类号:TK02 **文献标志码:**A **学科分类号:**470.30

Study on Compressed Carbon Dioxide Energy Storage System Based on Brayton Cycle

JIANG Ran, *LIU Guanglin*, *WU Yuxiang*, *XU Jinliang*
(North China Electric Power University, Beijing Key Laboratory of Multiphase Flow and Heat Transfer for Low Grade Energy Utilization, Beijing 102206, China)

Abstract: In order to study the performance characteristics of transcritical compressed carbon dioxide energy storage (TC-CCES) system and supercritical compressed carbon dioxide energy storage (SC-CCES) system with the same stages, a compressed carbon dioxide energy storage (CCES) system model based on Brayton cycle was established by Matlab software, the thermodynamic performance and exergy destruction distribution of the system were analyzed, and sensitivity analysis was carried out. Results show that under the design conditions, the cycle efficiency, exergy efficiency and energy storage density of SC-CCES system are 66.78%, 58.43% and 255.63 kW·h/m^3 respectively, and those of TC-CCES system are 61.21%, 54.30% and 545.69 kW·h/m^3 respectively. Exergy destruction analysis shows that improvement of the heat exchanger performance effectively improves the exergy efficiency of both systems. Increasing the energy storage pressure and energy release pressure and making the ambient temperature close to the critical temperature of CO_2, the cycle efficiency and exergy destruction of both systems will increase, while de-

收稿日期:2024-12-09 **修订日期:**2024-12-23
基金项目:国家自然科学基金资助项目(52130608)
作者简介:江 然(2001—),男,湖北武汉人,硕士研究生,研究方向为二氧化碳储能技术。
刘广林(通信作者),男,高级工程师,博士,E-mail: liu0513@126.com。

creasing the water temperature of interstage cooler can improve the performance of TC-CCES system, but it can't have much effect on SC-CCES system. Under the conditions of two-stage of compression and two-stage of expansion, SC-CCES system has better cycle efficiency and exergy efficiency, while the energy storage density of TC-CCES system is about twice that of SC-CCES system.

Key words: compressed carbon dioxide energy storage system; Brayton cycle; thermodynamic analysis; exergy destruction analysis; modeling and simulation

为了实现“碳达峰”和“碳中和”目标,应对全球能源危机,积极推进可再生能源的利用至关重要。风能和太阳能得益于其丰富的资源储量,已被视为可再生能源开发的首选领域。截至 2024 年 9 月底,我国可再生能源的装机容量已达 17.3 亿 kW,约占我国总装机容量的 54.7%;前三季度可再生能源的发电量达 2.51×10^{12} kW·h,约占全部发电量的 35.5%,其中风电、太阳能发电量合计达 13 490 亿 kW·h,同比增长 26.3%[1]。这一趋势表明,可再生能源的崛起已不可逆转,它们正逐步取代化石能源,成为能源供应的主导力量。但可再生能源发电普遍具有间断性和不稳定性,容易对电网造成巨大冲击,引发危害[2]。因此,需要大力发展储能技术。

目前的储能技术颇多,如抽水蓄能[3]、压缩空气储能[4]、电池储能[5-6]、超级电容器储能[7]等。其中,压缩空气储能因具有储能容量大、储能周期长、安全性高、运行寿命长、投资成本低、对环境影响小等特点而备受关注[8]。但是,传统压缩空气储能存在依赖化石燃料、受地理限制、效率较低等问题,限制了其大规模的应用[9]。

二氧化碳容易达到临界点(7.39 MPa、31.4 ℃),无毒、不易燃、安全等级高,常温下也能实现液态储存[10],且超临界二氧化碳(S-CO_2)具有优良的热力学性质:黏度小、密度大、导热性能好。基于以上优点,诸多学者提出将 CO_2 作为储能工质。Liu 等[11]对比了以空气和 CO_2 为工质的压缩气体储能液化气体储能性能,结果表明除了非绝热压缩气体储能系统外,CO_2 作为工质有着与空气相近甚至更好的循环效率。Zhang 等[12]对跨临界压缩二氧化碳储能(TC-CCES)系统进行建模分析,得出其能量密度是先进绝热压缩空气(AA-CAES)系统的 2.8 倍。Wang 等[13]提出了一种基于液态 CO_2 的新型储能系统,相较于 AA-CAES,该系统具有较高的能量密度和单位体积发电量(EVR),且系统的往返率可达 56.64%。

在超临界压缩二氧化碳储能(SC-CCES)系统研究方面,李乐璇等[14]对 SC-CCES 系统进行先进㶲分析,表明优化压缩机和膨胀机可避免大量㶲损,而节流阀和混流器则几乎不具备优化潜力。Xu 等[15]提出了 2 种等压压缩 SC-CCES 系统,发现相较于简单循环方式,采用分段循环的系统循环经济性较好,循环效率(43.94%)和㶲效率(62.81%)较高。Chen 等[16]提出 2 种 SC-CCES 系统与聚光太阳能蓄热系统耦合方案,结果表明:在加热温度低于 538.15 K 时,简单循环方式的储能效率更大;当继续加热且总压比高于 3.5 时,分流再压缩方式的储能效率相比目前世界上最大、最高效的 CAES 示范项目更高。

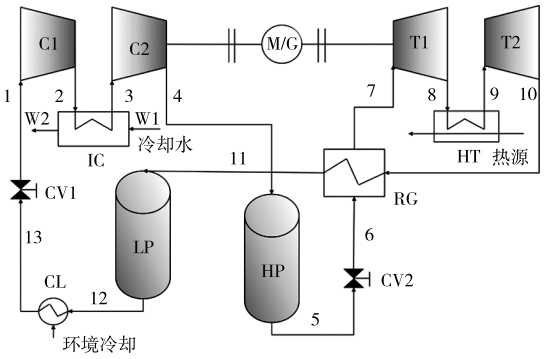
在 TC-CCES 系统研究方面,李玉平等[17]提出了一种 TC-CCES 系统,揭示了关键参数对系统性能的影响,并通过㶲分析找到㶲损最大的部件及其影响机理。Liu 等[18]采用传统㶲分析和先进㶲分析 2 种方法对所提出的两级 TC-CCES 系统进行分析,发现以传统㶲分析法来看,蓄冷器㶲损占比最大;以先进㶲分析法来看,第一级压缩机改进潜力最大。刘希锴等[19]提出了一种结合了吸收式制冷循环的 TC-CCES 系统,并采用分流方式,将压缩机产生的热量提供给吸收式制冷循环,从而提高储能效率。

综上所述,国内外对 SC-CCES 和 TC-CCES 系统均有较详细的研究,且对 2 种系统进行统一分析的研究也不少,但基于完全相同布置的系统(压缩级数和膨胀级数完全相同)的研究基本没有。因此,本文基于地下储气室布雷顿循环的压缩二氧化碳储能系统热力学模型,利用 Matlab 软件对相同级数的 SC-CCES 和 TC-CCES 系统进行建模,分别进行热力学特性分析和敏感性分析,并进行比较,从而进行系统整体评估,为二氧化碳储能系统的设计优化提供参考。

1 系统描述

依据膨胀机组出口处的 CO_2 状态(是否超过临界温度和压力),压缩二氧化碳储能系统可分为 SC-CCES 系统和 TC-CCES 系统。考虑到 2 种系统压缩机和膨胀机进、出口压力的差异,本文提出的 2 种

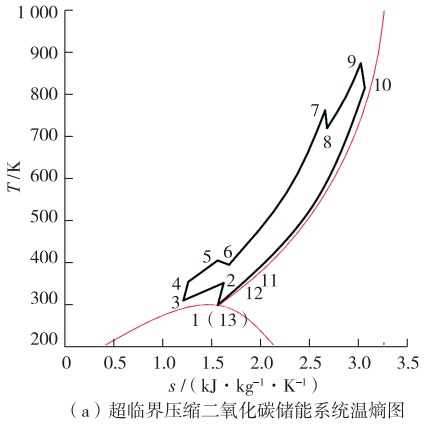
系统为二级压缩和二级膨胀；高压、低压储气室均为地下存储，高压储气室一般在地下 2～4 km 处，低压储气室的深度依据膨胀机机组出口处的 CO_2 状态而定。压缩二氧化碳储能系统示意图如图 1 所示。2 种系统的 T-s 图如图 2 所示，其中 T、s 分别为系统各处工质的温度和熵。



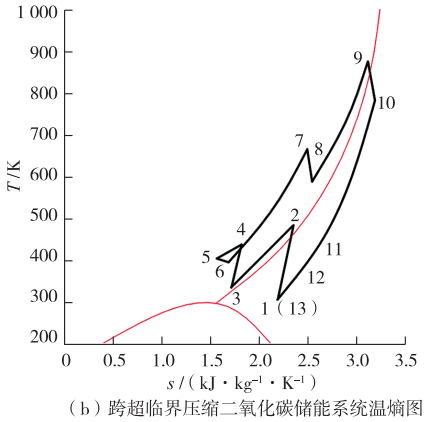
C1、C2—压缩机；IC—级间冷却器；M/G—电动机/发电机；T1、T2—膨胀机；HT—加热器；RG—回热器；CL—冷却器；LP—低压储气室；HP—高压储气室；CV1、CV2—节流阀；W1、W2—冷却水进、出口；1～13—系统运行流程。

图 1　压缩二氧化碳储能系统示意图

Fig. 1　Schematic diagram of compressed carbon dioxide energy storage system



（a）超临界压缩二氧化碳储能系统温熵图



（b）跨超临界压缩二氧化碳储能系统温熵图

图 2　二氧化碳储能系统温熵图

Fig. 2　T-s diagram of carbon dioxide energy storage system

该系统运行过程主要由储能过程和释能过程两部分组成。储能时，存储在低压储气室的 CO_2 经冷却器被环境冷却(12-13)，通过节流阀 1 降压(13-1)后成为温度和压强适当的气态 CO_2，并进入压缩机；电动机带动压缩机对 CO_2 进行压缩(1-2，3-4)，使其变成超临界状态；压缩过程产生的压缩热被级间冷却器吸收(2-3)；最后 CO_2 以超临界态储存在高压储气室中(4)。释能时，存储在高压储气室中的 CO_2 通过节流阀 2 降压后(5-6)，流经回热器吸收经膨胀过程后的高温气体的热量(6-7)，随后进入第一级膨胀机膨胀做功(7-8)；第一级膨胀机流出的 CO_2 经加热器加热(8-9)至指定温度后，再进入第二级膨胀机膨胀做功(9-10)；膨胀机带动发电机发电，出口处的高温低压 CO_2 经回热器变为低温高压的 CO_2 并提供热量(10-11)，待其温度降低后，储存到低压储气室中(11)。

2　系统建模

为了简化数学模型，进行如下假设[12, 15, 20]：

(1) 系统运行在稳定工况下，忽略动能及势能变化的影响。

(2) 忽略管道、换热器中的压降损失与热量损失。

(3) 系统的压缩和膨胀过程均为绝热过程。

(4) 系统的压缩机组是等比压缩，膨胀机组是等比膨胀。

(5) 加热器的热源可以是外部耦合太阳能热、热电联产热、化石燃料燃烧加热等。为了更直观地进行比较，此处采用天然气进行燃烧加热。

(6) 储能过程和释能过程的工质质量流量和时间相同。

(7) 不考虑电动机和发电机的能量转换效率损失。

2.1　系统热力学模型

(1) 压缩机

压缩机的绝热效率为

$$\eta_c=\frac{h_{c,s,out}-h_{c,in}}{h_{c,out}-h_{c,in}} \tag{1}$$

式中：η_c 为压缩机绝热效率，%；$h_{c,in}$ 为压缩机入口焓，kJ/kg；$h_{c,s,out}$ 为等熵压缩过程中压缩机出口焓，kJ/kg；$h_{c,out}$ 为实际压缩过程中压缩机出口焓，kJ/kg。

压缩机耗功 w_c 为

$$w_c=h_{c,out}-h_{c,in} \tag{2}$$

压缩机机组耗功 W_c 为

$$W_c=\sum_{i=1}^{n}w_c \tag{3}$$

式中：n 为压缩机个数。

(2) 膨胀机

膨胀机绝热效率为

$$\eta_T=\frac{h_{T,in}-h_{T,out}}{h_{T,in}-h_{T,s,out}} \tag{4}$$

式中：η_T 为膨胀机绝热效率，%；$h_{T,in}$为膨胀机入口焓，kJ/kg；$h_{T,s,out}$为等熵膨胀过程中膨胀机出口焓，kJ/kg；$h_{T,out}$为膨胀机出口焓，kJ/kg。

膨胀机做功 w_T 为

$$w_T=h_{T,in}-h_{T,out} \tag{5}$$

膨胀机机组做功 W_T 为

$$W_T=\sum_{i=1}^{m}w_T \tag{6}$$

式中：m 为膨胀机个数。

(3) 换热器

换热器包括回热器、加热器和级间冷却器在内的部件都是通过离散化处理设计的。通过离散化处理，将该模型的换热器划分为多个子换热器，每一个子换热器中 CO_2 的物理性质相似，因此将其作为一个恒定的值，进而避免换热器内的夹点问题[21]。

$$Q_{he,j}=\frac{Q_{he}}{N} \tag{7}$$

$$Q_{he,j}=q_{m,hot}(h_{j,hot,in}-h_{j,hot,out})=q_{m,cold}(h_{j,cold,out}-h_{j,cold,in}) \tag{8}$$

$$\begin{cases}T_{j,cold,in}=T_{j+1,cold,out}\\T_{j,cold,out}=T_{j-1,cold,in}\\T_{j,hot,out}=T_{j+1,hot,in}\\T_{j,hot,in}=T_{j-1,hot,out}\end{cases} \tag{9}$$

式中：Q_{he}为换热器的总换热量，kJ；$Q_{he,j}$为换热器第 j 部分的换热量，kJ；N 为换热器离散个数；$q_{m,hot}$、$q_{m,cold}$分别为换热器热端和冷端流体质量流量，kg/s；$h_{j,hot,in}$、$h_{j,cold,in}$分别为换热器第 j 部分热端和冷端入口焓，kJ/kg；$h_{j,hot,out}$、$h_{j,cold,out}$分别为换热器第 j 部分热端和冷端出口焓，kJ/kg；$T_{j,hot,in}$、$T_{j,cold,in}$分别为换热器第 j 部分热端和冷端入口温度，K；$T_{j,hot,out}$、$T_{j,cold,out}$分别为换热器第 j 部分热端和冷端出口温度，K。

(4) 储气室

高压储气室和低压储气室所在深度处为含水层，因此向储气室储存 CO_2 时，所注入的 CO_2 压力至少需与储气室所在含水层的地下水压力一样高。本研究中，假设高压、低压储气室中的 CO_2 压力随深度呈恒定压力梯度的静水压力变化。

储气室的温度由于受地热影响[20]，会随着储气室深度的增加而增加。温度与深度的关系为

$$T_P=T_s+GH \tag{10}$$

式中：T_P 为储气室温度，K；T_s 为地表温度，K；G 为地热梯度，此处设为 30 K/km；H 为储气室所处深度，km。

在分析储气室的热力学特性时，注入的 CO_2 与储气室内部的温度差异会导致热量交换，直至两者温度一致，达到热平衡状态。然而，本文为了简化模型，不考虑 CO_2 与储气室之间的换热细节，而是直接假定储气室内的 CO_2 温度等于储气室的温度。

储气室的体积 V[22]为

$$V=\frac{m_c}{(\beta_P+\beta_w)\rho_c\Delta p} \tag{11}$$

式中：m_c 为储存二氧化碳的质量，kg；β_P 为空隙压缩系数，为 4.5×10^{-10} Pa^{-1}；β_w 为地下含水层密度变化系数，为 3.5×10^{-10} Pa^{-1}；ρ_c 为 CO_2 密度，kg/m^3；Δp 为储气室内压力增量(CO_2 注入开始到结束时储气室内的压力增量)，MPa。

(5) 节流阀

节流阀为绝热过程，其前、后焓相等，即

$$h_{in}=h_{out} \tag{12}$$

式中：h_{in}为节流阀进口处的焓，kJ/kg；h_{out}为节流阀出口处的焓，kJ/kg。

2.2 烟分析模型

基于热力学第二定律的分析揭示了系统各组成部分的不可逆性和系统真实的能量利用效率，这对系统的优化具有指导意义。

考虑到热力学模型的假设，从焓和熵导出烟：

$$e_i=(h_i-h_0)-T_0(s_i-s_0) \tag{13}$$

式中：e_i 为 i 位置处的单位比烟，kJ/kg；h_i、s_i 分别为 i 位置处的比焓和比熵，kJ/kg 和 kJ/(kg·K)；h_0、s_0 分别为环境状态下的比焓和比熵，kJ/kg 和 kJ/(kg·K)；T_0为环境温度，K。

系统中所有部件的总烟平衡表示为

$$\dot{E}_{F,tot}=\dot{E}_P+\sum_k\dot{E}_{D,k}+\dot{E}_L \tag{14}$$

式中：$\dot{E}_{F,tot}$为系统总的烟输入，kW；$\dot{E}_P$ 为系统总烟产，kW；$\sum\dot{E}_{D,k}$ 为各部件烟损之和，kW；$\dot{E}_L$ 为耗散到环境中的部分烟损，kW。

系统第 k 部件的烟损失为

$$\dot{E}_{D,k}=\dot{E}_{F,k}-\dot{E}_{P,k} \tag{15}$$

式中：$\dot{E}_{F,k}$为第 k 部件的输入烟，kW；$\dot{E}_{P,k}$为第 k 部件的输出烟，kW。

系统各部件的烟计算如表1所示，其中 $\dot{E}$ 为系

表 1　系统各部件的㶲计算

Tab. 1　Exergy calculation for system components

部件	$\dot{E}_{F,k}$	$\dot{E}_{P,k}$	$\dot{E}_{D,k}$
C1	W_{C1}	$\dot{E}_2-\dot{E}_1$	$\dot{E}_{F,C1}-\dot{E}_{P,C1}$
C2	W_{C2}	$\dot{E}_4-\dot{E}_3$	$\dot{E}_{F,C2}-\dot{E}_{P,C2}$
IC	$\dot{E}_2-\dot{E}_3$	$\dot{E}_{W2}-\dot{E}_{W1}$	$\dot{E}_{F,IC}-\dot{E}_{P,IC}$
RG	$\dot{E}_{10}-\dot{E}_{11}$	$\dot{E}_7-\dot{E}_6$	$\dot{E}_{F,RG}-\dot{E}_{P,RG}$
T1	$\dot{E}_7-\dot{E}_8$	W_{T1}	$\dot{E}_{F,T1}-\dot{E}_{P,T1}$
T2	$\dot{E}_9-\dot{E}_{10}$	W_{T2}	$\dot{E}_{F,T2}-\dot{E}_{P,T2}$
CL	$\dot{E}_{12}$	$\dot{E}_{13}$	$\dot{E}_{F,CL}-\dot{E}_{P,CL}$
HP	$\dot{E}_4$	$\dot{E}_5$	$\dot{E}_{F,HP}-\dot{E}_{P,HP}$
LP	$\dot{E}_{11}$	$\dot{E}_{12}$	$\dot{E}_{F,LP}-\dot{E}_{P,LP}$

统各部件的㶲，W 为部件所消耗的功或产生的功。

2.3　系统性能评价指标

（1）系统循环效率

系统循环效率 η_{RTE} 又称往返效率(RTE)，定义为储能系统循环运行过程中系统发电所输出的能量与系统储能所消耗的能量的比值，计算式[23]为

$$\eta_{RTE}=\frac{W_T}{W_c+Q_{ht}\cdot\eta_{NG}} \tag{16}$$

式中：Q_{ht} 为加热器加热 CO_2 时向系统输入的热量，kJ；η_{NG} 为燃料在独立发电厂中以该效率转换成电能，而不是用于直接点燃加热 CCES 装置，即燃料能量输入转化为电能的比例，为 0.47。

（2）系统储能密度

系统储能密度(ESD，ρ)定义为系统输出的电能与存储体积之比[24]，计算式为

$$\rho=\frac{1}{2}W_T(\beta_P+\beta_w)(\rho_{1,c}\Delta p_1+\rho_{2,c}\Delta p_2) \tag{17}$$

式中：$\rho_{1,c}$、$\rho_{2,c}$ 分别为高压、低压储气室中 CO_2 的储能密度，kW·h/m^3；Δp_1、Δp_2 分别为高压、低压储气室内的压强变化，MPa。

（3）㶲效率

系统的总㶲 $\dot{E}_{tot}$ 可以表示为

$$\dot{E}_{tot}=\dot{E}_Q+\dot{E}_{elec} \tag{18}$$

式中：$\dot{E}_Q$ 为向系统输入的热量㶲，kW；$\dot{E}_{elec}$ 为向系统输入的电㶲，kW。

系统的㶲效率(TEE，η_{TEE})可以表示[15]为

$$\eta_{TEE}=1-\frac{\sum\dot{E}_{D,k}}{\dot{E}_{tot}} \tag{19}$$

3　模型验证

利用文献[25]中的相关参数，对本文提出的压缩二氧化碳储能系统部件模型进行验证。基于本文建立的㶲损模型，对基于布雷顿循环的压缩二氧化碳储能系统中各部件进行㶲损分析，并将结果与文献[25]中㶲损结果进行对比，如表 2 所示。由表 2 可知，计算结果的相对误差均小于 1%，系统相对误差均处于可以接受的水平，表明本文建立的模型是正确的。

表 2　压缩二氧化碳储能系统模型验证

Tab. 2　Model validation of compressed carbon dioxide energy storage system

部件	计算㶲损/kW	文献[25]㶲损/kW	相对误差/%
压缩机	574.01	574.00	0.01
冷却器	966.11	966.00	0.01
膨胀机	688.15	688.00	0.02
回热器	3 157.44	3 145.00	0.40
加热器	314.33	316.00	0.53
整体系统	5 700.04	5 689.00	0.19

4　系统性能分析

4.1　参数选取

本文中 SC-CCES 和 TC-CCES 系统均为二级压缩、二级膨胀。储能系统所处环境压力为 0.1 MPa，CO_2 质量流量为 1 kg/s，其余参数如表 3 所示。在 Matlab 软件中搭建仿真模型，系统中各工质的物性参数使用插件 REFPROP 查询得到。

表 3　压缩二氧化碳储能系统设计参数

Tab. 3　Design parameters of compressed carbon dioxide energy storage system

序号	参数	数值
1	环境温度/℃	−5～42
2	低压储气室节流阀压降/MPa	0.50
3	冷却水温度/℃	24～36
4	高压储气室节流阀压降/MPa	20.00
5	加热器出口温度/℃	600
6	压缩机绝热效率/%	0.85
7	膨胀机绝热效率/%	0.87
8	膨胀机出口压力(TC)/MPa	2.00
9	膨胀机出口压力(SC)/MPa	8.00
10	储能压力/MPa	36～48
11	释能压力/MPa	14～26
12	换热器端差/K	5

4.2　计算结果分析

基于文献[20]的数据，将本文所提出的系统运行得出的数据与文献数据进行比较，如表 4 所示。相较于文献[20]，TC-CCES 系统的循环效率较低，但其储能密度、㶲效率以及 SC-CCES 系统的循环效率、储能密度、㶲效率均较高，说明本文所提出的系

统的性能较为良好。

从 2 种系统性能参数的比较来看，SC-CCES 系统有着较高的循环效率和㶲效率，但储能密度却几乎是 TC-CCES 系统的一半。这是因为 SC-CCES 和 TC-CCES 系统中膨胀机的排气压力分别为 8、2 MPa，在其他条件相同的情况下，TC-CCES 系统的膨胀机的输出功远大于 SC-CCES 系统的输出功；由式(17)可知，TC-CCES 系统的储能密度远大于 SC-CCES 系统的储能密度。

表 4 压缩二氧化碳储能系统参数计算结果

Tab. 4 Calculation results of parameters of compressed carbon dioxide energy storage system

性能指标	文献[20] TC-CCES	本文 TC-CCES	文献[20] SC-CCES	本文 SC-CCES
净输出功/kW	70.43	48.76	39.77	56.31
循环效率/%	63.35	61.21	62.28	66.78
储能密度/(kW·h·m^{-3})	497.68	545.69	225.20	255.63
㶲效率/%	53.02	54.30	51.56	58.43

4.3 㶲损分析

超临界和跨临界压缩二氧化碳储能系统㶲损失分布分别如图 3 和图 4 所示。加热器的㶲损主要取决于热源属性，故在此不作探讨。在 SC-CCES 系统中，㶲损占比最大的是回热器，为 34.82%；其次是低压储气室，为 19.62%；然后是级间冷却器，为 9.48%。在 TC-CCES 系统中，㶲损占比最大的是高压储气室，为 30.89%；其次是回热器，为 17.11%；然后是级间冷却器，为 15.01%。这两种系统中㶲损占比最小的均是冷却器，SC-CCES 系统中为 3.74%，TC-CCES 系统中为 0.02%。

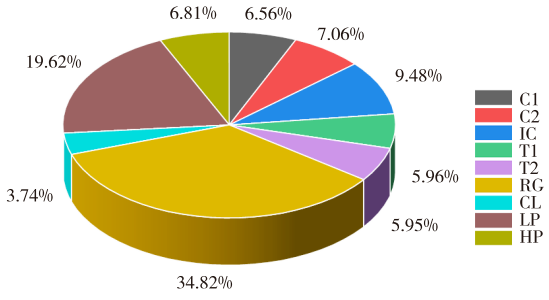


图 3 超临界压缩二氧化碳储能系统㶲损分布

Fig. 3 Exergy destruction distribution of supercritical compressed carbon dioxide energy storage system

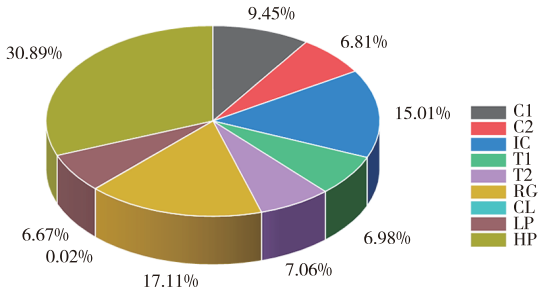


图 4 跨临界压缩二氧化碳储能系统㶲损分布

Fig. 4 Exergy destruction distribution of transcritical compressed carbon dioxide energy storage

高压储气室的㶲损占比在 SC-CCES 系统中只有 6.81%，而在 TC-CCES 系统中占比最大，占 30.89%，这是高压储气室入口处 CO_2 的温度不同导致的。在 SC-CCES 和 TC-CCES 系统中，高压储气室入口 CO_2 的温度分别为 337.06、440.59K，且储气室内温度和压强均相同，导致在 SC-CCES 系统中，高压储气室中的 CO_2 向外界吸收热量，而在 TC-CCES 系统中，高压储气室中的 CO_2 向外界放出热量。因此在 TC-CCES 系统中，高压储气室的㶲损占比最大。

通过比较 2 种系统的㶲损分布图可以看出，整个系统㶲损较大的均为换热器，如回热器和级间冷却器，在 SC-CCES 和 TC-CCES 系统中㶲损占比分别为 44.30%、32.12%，占比均较大。因此，提高换热器的性能能有效降低整个系统的㶲损失，从而提高系统的㶲效率。

4.4 敏感性分析

压缩二氧化碳储能系统的热力参数主要包括：压缩机入口压力、压缩机级数、压比、压缩机绝热效率、储能压力、释能压力、膨胀机级数、膨胀比、膨胀机绝热效率、环境温度、冷却水温度等。在现有的绝大多数文献中已证明提高压缩机绝热效率和膨胀机绝热效率能够有效提高系统的热力学性能。本文所提出系统的压缩机和膨胀机的级数已确定。在压缩机入口压力、膨胀机出口压力固定的情况下，压缩机的总压比、膨胀机的总膨胀比和储能压力、释能压力相关，故本文探讨环境温度、级间冷却器冷却温度、储能压力和释能压力这四个独立参数的变化对系统性能的影响。

图 5 为环境温度对系统性能的影响。图 6 为环境温度对系统输入、输出能量的影响。需要注意的是，在环境温度为 30～32 ℃时，工况从跨临界变化到超临界。在实际实验及相关操作中，为了系统的稳定性和操作的方便性，可在较低温度(如 29～30 ℃)时对 CO_2 转化为 S-CO_2 提前做好相应措施或监测。

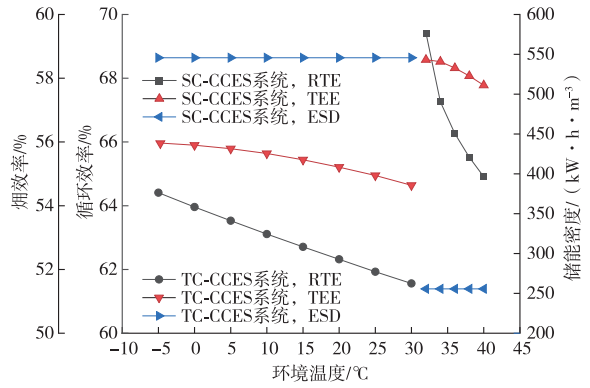


图 5　环境温度对系统性能的影响

Fig. 5　Effect of ambient temperature on system performance

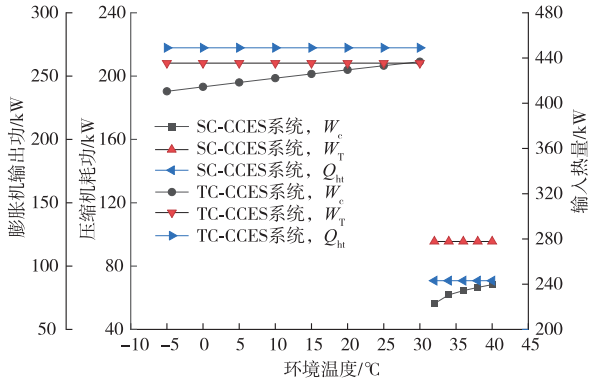


图 6　环境温度对系统输入、输出能量的影响

Fig. 6　Effect of ambient temperature on system input and output energy

从图 5 和图 6 可以看出，SC-CCES 和 TC-CCES 系统的循环效率均随着环境温度的升高而降低，分别降低了 4.51%和 2.85%。这是环境温度的改变导致冷却器冷却低压储气室流出 CO_2 的温度发生改变，从而改变压缩机的入口温度。随着环境温度的升高，压缩机入口温度升高，压缩机的耗功增加。此外，为了简化模型，假设储气室温度为恒定值，不受环境温度的影响，进而膨胀机出口参数均不会发生改变，输出功不变，加热器中输入的热量也不会改变。因此根据式(16)可知，2 种系统的循环效率均会下降。SC-CCES 和 TC-CCES 系统的烟效率均随环境温度的升高而降低。这是因为压缩机耗功减少使输入电烟降低，而加热器的热烟输入不变，故系统总输入烟减少，根据式(19)，烟效率降低。2 种系统的储能密度不随环境温度的变化而变化。这是因为两系统输出功不随环境温度的变化而变化，由式(17)可知，储能密度也不会发生改变。

图 7 为级间冷却温度对系统性能的影响。图 8 为级间冷却温度对系统输入、输出能量的影响。从图 7 和图 8 可以看出，2 种系统的循环效率均随着级间冷却器水温的升高而降低，但在 SC-CCES 系统中，其循环效率只降低了 0.79%，而在 TC-CCES 系统中却降低了 6.73%。循环效率下降的原因是级间冷却器水温升高，导致第二级压缩机入口温度上升，在压比固定时，这使得第二级耗功及压缩机机组总耗功增加。鉴于膨胀机输出功与加热器热量输入不变，由式(16)可知，循环效率降低。

跨临界工况下运行时循环效率降低更多的主要原因是在给定工况下，跨临界工况下的总压比会比超临界工况大，分配到每个压缩机的压比会比较大，这就导致每个压缩机的进出口温度变化较大，在级间冷却温度提高相同温度时，跨临界工况下压缩机出口处的温度变化较大，从而使压缩机耗功较大，导致循环效率降低较多。

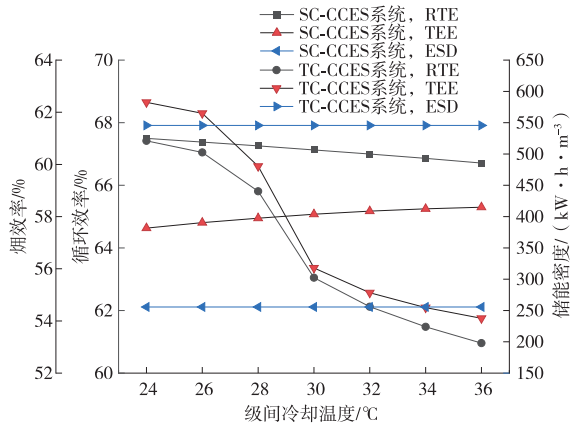


图 7　级间冷却温度对系统性能的影响

Fig. 7　Effect of interstage cooling temperature on system performance

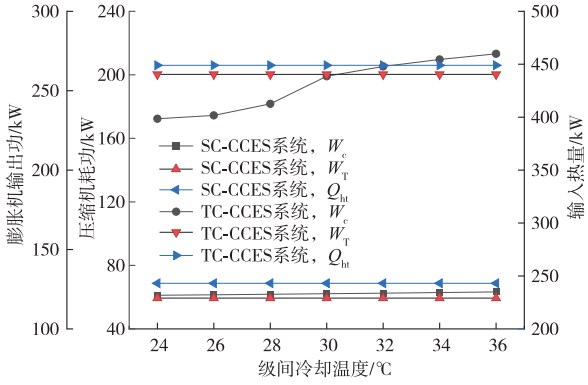


图 8　级间冷却温度对系统输入、输出能量的影响

Fig. 8　Effect of interstage cooling temperature on system input and output energy

跨临界工况下烟效率变化趋势和循环效率的类似。产生这种情况的原因和循环效率变化的原因类似，即第二级压缩机耗功变化较大导致烟变化较大。而超临界工况下烟效率却随着级间冷却温度升高而缓慢增大，这是因为第二级压缩机耗功的

增量小于其输出㶲的增量，由式(19)可知，其㶲效率会增大。SC-CCES 系统和 TC-CCES 系统的储能密度均不变，分别约为 255.63 kW·h/m³ 和 545.69 kW·h/m³，这是因为级间冷却器的水温变化只影响压缩机的参数变化，而不影响其他设备，由式(17)可知，其不会发生改变。

图 9 为储能压力对系统性能的影响。图 10 为储能压力对系统输入、输出能量的影响。从图 9 和图 10 可以看出，2 种系统的循环效率均会随着储能压力的增大而增大。SC-CCES 系统的循环效率整体大于 TC-CCES 系统的循环效率，且 SC-CCES 系统的循环效率增长的幅度较大，增长了 7.35%，TC-CCES 系统的循环效率增长的幅度较小，增长了 2.49%。这是因为随着储能压力增大，高压储气室内 CO_2 的压力增大，而高压罐出口处的节流阀压降为常数，导致膨胀机入口压力增大，从而使膨胀机输出功增大，加热器中外部向内输入的热量也会增大；此外，储能压力增大也意味着压缩机出口压力增大，在压缩机入口压力为定值的情况下压缩机耗功也会增大。在 TC-CCES 系统中，膨胀机输出功增大的幅度略大于压缩机耗功和加热器中外部向内输入的热量之和增大的幅度，因此循环效率随储能压力的变化较小。在 SC-CCES 系统中，膨胀机输出功增大的幅度大于压缩机耗功和加热器中外部向内输入的热量之和增大的幅度，因此循环效率随储能压力的变化较大。

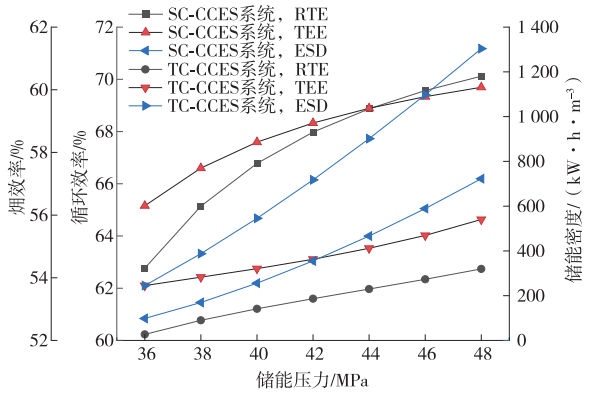


图 9 储能压力对系统性能的影响

Fig. 9 Effect of energy storage pressure on system performance

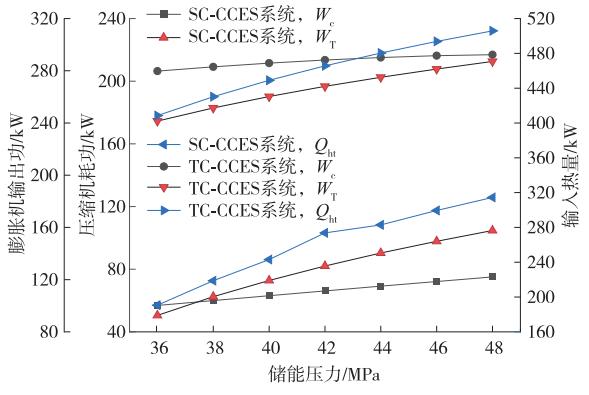


图 10 储能压力对系统输入、输出能量的影响

Fig. 10 Effect of energy storage pressure on system input and output energy

2 种系统的循环效率均大于各自的㶲效率。由式(16)可知，系统储能时消耗的能量是电能和热能，即压缩机的耗功和加热器的热量输入。而由式(18)可知，向系统输入的总㶲为电㶲和热㶲。电㶲等价于压缩机的耗功。根据热力学第二定律，热㶲由输入热能乘以卡诺效率计算得到。当考虑电厂中发生的其他㶲损时，卡诺效率将大于 η_{NG}，因此循环效率大于㶲效率。此外，2 种系统的储能密度与储能压力正相关，其原因是高压储气室内 CO_2 的压力增大会导致膨胀机入口压力增大，从而使膨胀机输出功增大，进而使储能密度增大。

图 11 为释能压力对系统性能的影响。图 12 为释能压力对系统输入、输出能量的影响。从图 11 和图 12 可以看出，2 种系统的循环效率和㶲效率均随着释能压力的增大而增大，且在释能压力小于 16 MPa 时 TC-CCES 系统的循环效率和㶲效率较高，在释能压力大于 16 MPa 时 SC-CCES 系统的循环效率和㶲效率更大。其原因是释能压力增大使膨胀机入口压力升高，促使 SC-CCES 系统的输出功与输入热能随之增加，但热能增长率逐渐减小，这导致在低释能压力下，SC-CCES 系统相较 TC-CCES 系统需投入更多热能且输出功更少，因此 TC-CCES 系统在较低释能压力下性能更优；此外，SC-CCES 系统膨胀机输出功的增长率高于 TC-CCES 系统，因此在释能压力较高时，SC-CCES 系统的性能更好。

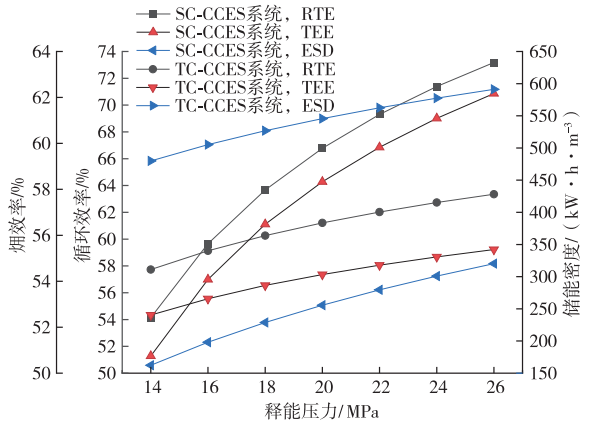


图 11 释能压力对系统性能的影响

Fig. 11 Effect of energy releasing pressure on system performance

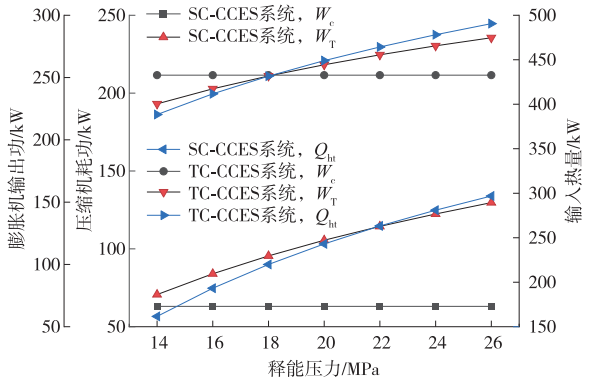


图 12　释能压力对系统输入、输出能量的影响

Fig. 12　Effect of energy releasing pressure on system input and output energy

SC-CCES 系统和 TC-CCES 系统的储能密度均随着释能压力的增大而增大，分别增大了 157.999 和 111.287 kW·h/m^3。和前文所分析的一样，储能密度与膨胀机的输出功有关，释能压力增大会使输出功增大，从而导致储能密度也会增大。

5　结论

（1）在典型设计工况下，SC-CCES 系统的循环效率为 66.78%，储能密度为 255.63 kW·h/m^3，㶲效率为 58.43%；TC-CCES 系统的循环效率为 61.21%，储能密度为 545.69 kW·h/m^3，㶲效率为 54.30%。在二级压缩和二级膨胀的布雷顿循环二氧化碳储能系统的情况下，SC-CCES 系统有着较高的循环效率和㶲效率，而 TC-CCES 系统的储能密度较高，基本上是相同条件下 SC-CCES 系统在释能压力小于 16 MPa 时的 2 倍左右。

（2）SC-CCES 系统㶲损最大的部件是回热器，为 34.82%，TC-CCES 系统㶲损最大的部件是高压储气室，为 30.89；2 种系统换热器㶲损占比分别为 44.30%和 32.12%，占比均较大，因此有效改善换热器的性能可有效提高系统的㶲效率。

（3）环境温度靠近 CO_2 临界点时，2 种系统的循环效率都会增大，储能密度不变，TC-CCES 系统的㶲效率会增大，SC-CCES 系统的㶲效率会降低；级间冷却器水温的变化对 SC-CCES 系统性能的影响不大，但降低级间冷却器水温能有效提高 TC-CCES 系统的循环效率和㶲效率；提高储能压力和释能压力，能有效提高 2 种系统的热力学性能。

参考文献：

[1] 国家能源局. 国家能源局 2024 年第四季度新闻发布会文字实录[EB/OL]. (2024-10-31)[2024-10-31]. https://www.nea.gov.cn/2024-10/31/c_1310787069.htm.

[2] MA Hailing, TONG Yao, WANG Xiao, et al. Progress and evaluation of compressed carbon dioxide energy storage systems: a review[J]. 2024: doi: 10.20944/preprints202403.0630.v1.

[3] PÉREZ-DÍAZ J I, CHAZARRA M, GARCÍA-GONZÁLEZ J, et al. Trends and challenges in the operation of pumped-storage hydropower plants[J]. Renewable and Sustainable Energy Reviews, 2015, 44: 767-784.

[4] 薛小军，李云飞，田煜昆，等. 与燃煤电站耦合的压缩空气储能系统性能分析[J]. 动力工程学报，2022，42(9)：835-842，880.
XUE Xiaojun, LI Yunfei, TIAN Yukun, et al. Performance analysis of compressed air energy storage system coupled with coal-fired power plant[J]. Journal of Chinese Society of Power Engineering, 2022, 42(9): 835-842, 880.

[5] ŠIMIĆ Z, TOPIĆ D, KNEŽEVIĆ G, et al. Battery energy storage technologies overview[J]. International Journal of Electrical and Computer Engineering Systems, 2021, 12(1): 53-65.

[6] SIMPA P, SOLOMON N O, ADENEKAN O A, et al. The safety and environmental impacts of battery storage systems in renewable energy[J]. World Journal of Advanced Research and Reviews, 2024, 22(2): 564-580.

[7] AKTAS A, ONAR O C, ASA E, et al. Genetic algorithm-based optimal sizing of hybrid battery/ultracapacitor energy storage system for wave energy harvesting applications[J]. IEEE Access, 2024, 12: 125572-125584.

[8] 张文，王龙轩，丛晓明，等. 新型压缩空气储能及其技术发展[J]. 科学技术与工程，2023，23(36)：15335-15347.
ZHANG Wen, WANG Longxuan, CONG Xiaoming, et al. New type of compressed air energy storage and its technological development[J]. Science Technology and Engineering, 2023, 23(36): 15335-15347.

[9] 郭欢. 新型压缩空气储能系统性能研究[D]. 北京：中国科学院研究生院(工程热物理研究所)，2013.

[10] HE Tianyu, CAO Yue, SI Fengqi. Thermodynamic analysis and optimization of a compressed carbon dioxide energy storage system coupled with a combined heating and power unit[J]. Energy Conversion and Management, 2023, 277: 116618.

[11] LIU Shengchun, WU Sicheng, HU Yukun, et al. Comparative analysis of air and CO_2 as working fluids

for compressed and liquefied gas energy storage technologies[J]. Energy Conversion and Management, 2019, 181: 608-620.

[12] ZHANG Yuan, YANG Ke, HONG Hui, et al. Thermodynamic analysis of a novel energy storage system with carbon dioxide as working fluid[J]. Renewable Energy, 2016, 99: 682-697.

[13] WANG Mingkun, ZHAO Pan, WU Yi, et al. Performance analysis of a novel energy storage system based on liquid carbon dioxide[J]. Applied thermal engineering, 2015, 91: 812-823.

[14] 李乐璇，徐玉杰，尹钊，等. 超临界二氧化碳储能系统㶲损特性分析[J]. 储能科学与技术，2021，10(5)：1824-1834.
LI Lexuan, XU Yujie, YIN Zhao, et al. Exergy destruction characteristics of a supercritical carbon-dioxide energy storage system[J]. Energy Storage Science and Technology, 2021, 10(5): 1824-1834.

[15] XU Mengjuan, WANG Xu, WANG Zihua, et al. Preliminary design and performance assessment of compressed supercritical carbon dioxide energy storage system[J]. Applied Thermal Engineering, 2021, 183: 116153.

[16] CHEN Kaiqi, PU Wenhao, ZHANG Qi, et al. Thermodynamic and economic assessment on the supercritical compressed carbon dioxide energy storage system coupled with solar thermal storage[J]. Journal of Energy Storage, 2021, 41: 102959.

[17] 李玉平，徐玉杰，李斌，等. 跨临界二氧化碳储能系统研究[J]. 中国电机工程学报，2018，38(21)：6367-6374.
LI Yuping, XU Yujie, LI Bin, et al. Research on transcritical carbon dioxide energy storage system [J]. Proceedings of the CSEE, 2018, 38(21): 6367-6374.

[18] LIU Zhan, YANG Xuqing, JIA Wenguang, et al. Justification of CO_2 as the working fluid for a compressed gas energy storage system: a thermodynamic and economic study[J]. Journal of Energy Storage, 2020, 27: 101132.

[19] 刘希锴，王鼎，刘仕桢，等. 吸收式制冷压缩 CO_2 储能系统性能分析[J]. 动力工程学报，2024，44(3)：361-368.
LIU Xikai, WANG Ding, LIU Shizhen, et al. Performance analysis of CO_2 energy storage system with absorption refrigeration cycle[J]. Journal of Chinese Society of Power Engineering, 2024, 44(3): 361-368.

[20] LIU Hui, HE Qing, BORGIA A, et al. Thermodynamic analysis of a compressed carbon dioxide energy storage system using two saline aquifers at different depths as storage reservoirs[J]. Energy Conversion and Management, 2016, 127: 149-159.

[21] ZHU Huaitao, XIE Gongnan, BERROUK A S. Enhancing performance of multi-pressure evaporation organic Rankine cycle/supercritical carbon dioxide Brayton cycle through genetic algorithm and machine learning optimization[J]. Energy Conversion and Management, 2024, 301: 118037.

[22] ZHOU Quanlin, BIRKHOLZER J T, TSANG C F, et al. A method for quick assessment of CO_2 storage capacity in closed and semi-closed saline formations [J]. International Journal of Greenhouse Gas Control, 2008, 2(4): 626-639.

[23] SUCCAR S, WILLIAMS R H. Compressed air energy storage: theory, resources, and applications for wind power[R]. Princeton Environmental Institute (PEI): Princeton University, 2008.

[24] ZHANG Xinrong, WANG Guanbang. Thermodynamic analysis of a novel energy storage system based on compressed CO_2 fluid[J]. International Journal of Energy Research, 2017, 41(10): 1487-1503.

[25] MOROSUK T, TSATSARONIS G. Advanced exergy-based analyses applied to the supercritical CO_2 power cycles[C]//Proceedings of the ASME 2015 International Mechanical Engineering Congress and Exposition. Houston: American Society of Mechanical Engineers, 2015: IMECE2015-50527.