文章编号:1674-7607(2026)02-0113-10 DOI:10.19805/j.cnki.jcspe.2026.240744

压缩二氧化碳储能系统性能和经济性研究

魏厚祺[1]， 郝洪亮[2]， 邱 皓[2]， 王超宇[2]， 王玉璋[1]
(1. 上海交通大学 机械与动力工程学院,上海 200240;
2. 北京大学 鄂尔多斯能源研究院,内蒙古鄂尔多斯 017010)

摘 要: 为了推动高效率、大规模储能技术发展,保障电网供需平衡,提出了一种低压亚临界压缩二氧化碳储能系统,建立了静态和动态模型,对系统不同运行模式下的充、放电过程进行热力学性能和经济性分析。结果表明:典型工况下系统储能效率约为63.37%;稳态过程中充电所消耗的电量、放电所产生的电量均高于动态模拟结果,不同模式下系统储能效率为24.86%～58.65%;结合上海市分段电价,系统投资回收周期为5.98～7.45 a,提升压缩机和膨胀机的等熵效率均有利于提升系统储能效率,缩短投资回收周期。

关键词: 压缩二氧化碳储能系统; 热力学分析; 动态模型; 投资回收周期
中图分类号: TK02 **文献标志码:** A **学科分类号:** 480.40

Performance and Economic Study of Compressed Carbon Dioxide Energy Storage Systems

WEI Houqi[1], *HAO Hongliang*[2], *QIU Hao*[2], *WANG Chaoyu*[2], *WANG Yuzhang*[1]
(1. School of Mechanical Engineering, Shanghai Jiao Tong University, Shanghai 200240, China;
2. Ordos Research Institute of Energy, Peking University, Ordos 017010, Nei Mongol Autonomous Region, China)

Abstract: To promote the development of high-efficiency, large-scale energy storage technology and ensure the balance of supply and demand in the power grid, a low-pressure subcritical compressed carbon dioxide energy storage (CCES) system was proposed, and static and dynamic models were established to analyze the thermodynamic performance and economics during the charging and discharging processes in different operating modes of the system. Results show that the energy storage efficiency under typical operating conditions is 63.37%. The energy consumed during charging process and power generated during discharging process in the steady-state conditions are higher than those in the dynamic simulations, the energy storage efficiency of the system in different modes ranges from 24.86% to 58.65%. Combined with the time-of-use electricity price in Shanghai city, the investment payback period of the system is approximately 5.98-7.45 years, and the isentropic efficiency improvement of the compressor and the expander is conducive to the enhancement of the system energy storage efficiency and the shortening of the investment payback period.

Key words: compressed carbon dioxide energy storage system; thermodynamic analysis; dynamic model; investment payback period

收稿日期: 2024-11-26 **修订日期:** 2024-12-23
基金项目: 北京大学鄂尔多斯能源研究院资助项目(24H010101106)
作者简介: 魏厚祺(2001—),男,河南南阳人,硕士研究生,研究方向为系统性能分析、储能系统。
王玉璋(通信作者),男,副教授,博导,E-mail:yuzhangwang@sjtu.edu.cn。

为充分发挥分时电价作用,更好地引导削峰填谷,促进新能源消纳,保障电力系统安全稳定经济运行,储能技术在众多电网调峰技术中脱颖而出,其良好的性能以及独特的储能、释能特性为电网的优化问题提供了新的思路[1]。目前,大规模的电力储能主要包括各类电池、压缩气体储能和抽水蓄能 3 种方式[2]。其中,压缩气体储能技术表现出了寿命周期长、储能周期长、对地理条件要求低等优点[3]。压缩 CO_2 储能技术作为压缩气体储能技术之一,由于 CO_2 具有良好的热物理和环境特性而受到越来越多的关注[4]。

相比于空气,二氧化碳的临界点(7.4 MPa,31.4 ℃)更易达到,并且亚临界状态下的二氧化碳能够实现常温下液化,因此对储存条件的要求不高。二氧化碳本身是一种温室气体,但在压缩二氧化碳储能系统(CCES)中,它被有效地捕集和循环利用,而不是排放到大气中。通过这种方式,CCES 不仅能为电网提供可靠的储能解决方案,还可以作为碳捕集与利用的一部分,减缓气候变化。尤其是当 CCES 与碳捕集技术结合时,能够有效减缓工业排放 CO_2 的压力[5],从而提高电网的稳定性和灵活性,推动城市实现更可持续的能源结构。压缩空气储能系统在常规条件下的能量密度较低,需要更大的储气容器或地下洞穴进行储存,且大规模部署会受到地质条件的限制[6]。相同压力下二氧化碳的密度远大于空气,可以缩小储罐体积[7]。且 CCES 更具灵活性,不仅能够应用于多种地形环境,还可以通过较小体积的储气罐实现较大规模的储能,这为系统的商业化和推广提供了更多可能性[8]。此外,CO_2 在气液态之间的相变过程可以有效地利用潜热来实现热能的回收与利用,从而减少压缩和膨胀过程中的热量损失,不仅提高了系统的整体能量效率,还可以更好地保持能量的平衡和稳定性。

近十年来,对 CCES 的研究越来越多,但主要集中在可行性和热力学分析方面。现有的研究评估了关键参数对 CCES 性能的影响,如压缩机压力比、高压罐压力、膨胀机效率、膨胀机进口温度、系统配置等参数[9]。现有的 CCES 研究主要基于稳态模拟,而动态性能对系统的设计和运行更为重要,目前针对 CCES 的动态特性和相关性能研究较少。部分学者进行了经济性分析,其目的是找到热力学性能和成本之间的平衡。Bartela 等[10]和 Xu 等[11]分别假设总投资成本等于设备购置成本的 2 倍和 90%。Chen 等[12]考虑到膨胀机退化率和运维成本上升率,开展了系统全生命周期的经济性评估。此外,不同研究的假设值差别很大。Zhou 等[13]认为峰时电价和低谷电价之间的差异必须足够大,才能使系统具有成本效益。所有的研究并没有统一的经济性评价指标。

本文针对低压亚临界压缩二氧化碳储能系统建立稳态和动态模型,对典型设计工况下的系统进行了热力学分析和㶲分析,并对系统在不同运行模式下的充电和放电过程进行动态仿真,对比分析系统在典型工况和动态过程中的性能差异;结合上海市分段电价模型进行经济性分析,研究了二氧化碳冷凝温度、压缩机和膨胀机等熵效率等参数对系统储能效率以及投资回收周期的影响。

1 系统描述

所研究的低压亚临界压缩二氧化碳储能系统如图 1 所示。该系统由液态二氧化碳储罐、节流阀、膨胀机、再热器、储气室、压缩机、间冷器、冷凝器、蒸发器、冷水罐和热水罐组成,整个储能系统分为储能与释能 2 个阶段。为便于区分,依据 CO_2 工质的流动方向,将压缩机、间冷器、再热器及膨胀机划分为一级、二级和三级。

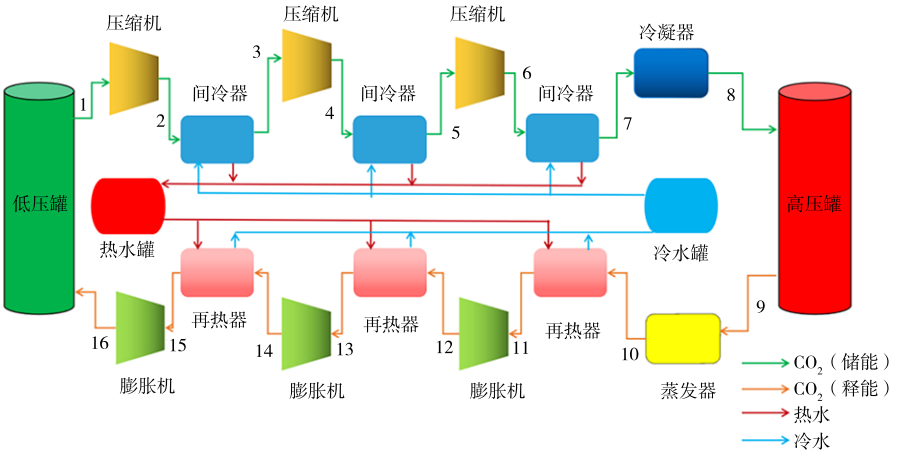


图 1 压缩二氧化碳储能系统结构示意图

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

储能时，储气室中的常温常压 CO_2 工质经过多级压缩机被压缩至高温高压状态，并在间冷器中冷却降温，将压缩热储存在热水罐中，而后进入冷凝器由冷却水冷凝为液态并被储存在液态储罐中。

释能时，液态 CO_2 首先在蒸发器中与来自热水罐的部分储热水换热蒸发为气态，之后进入再热器中升温，高温高压的 CO_2 蒸气进入膨胀机膨胀做功，经过多级膨胀和再热，最后膨胀至常压的气体被储存在储气室中，逐渐恢复至常温，再热器中的储热水经过冷却后将冷量储存在冷水罐中。

2　系统假设及数学模型

在本节中，对低压亚临界压缩二氧化碳储能系统组成部分进行了建模。为了简化模型和仿真过程，需要进行以下假设：

（1）系统运行在稳定工况下，忽略动能及势能变化的影响。

（2）各部件的散热和摩擦损失可以忽略不计。

（3）管内压降不计，换热器压降设为 1%。

（4）将流经高压罐和低压罐的流体流动过程视为等温过程。

（5）将流经热水罐和冷水罐的水流流动过程视为等温过程。

（6）储、释能过程具有相同的质量流量和运行时间。

（7）压缩和膨胀过程被认为是绝热的。

基于以上假设，结合热力学第一定律及热力学第二定律，对系统进行热力学建模。

2.1　压缩机模型

压缩二氧化碳储能系统储能阶段采用多级压缩，压缩过程为多变过程，等熵条件下压缩机出口温度 $T_{i,\mathrm{cout},s}$ 计算公式为

$$T_{i,\mathrm{cout},s}=T_{i,\mathrm{cin}}\cdot\beta_{i,\mathrm{c}}^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \tag{1}$$

式中：$T_{i,\mathrm{cin}}$ 为第 i 级压缩机入口温度，K；$\beta_{i,\mathrm{c}}$ 为第 i 级压缩机压比；γ 为多变指数，其值等于比定压热容与比定容热容的比值。

由等熵条件下出口温度查表可得等熵出口焓 $h_{i,\mathrm{cout},s}$，压缩机等熵效率计算公式为

$$\eta_{ci}=\frac{h_{i,\mathrm{cout},s}-h_{i,\mathrm{cin}}}{h_{i,\mathrm{cout}}-h_{i,\mathrm{cin}}} \tag{2}$$

式中：η_{ci} 为第 i 级压缩机等熵效率，%；$h_{i,\mathrm{cin}}$、$h_{i,\mathrm{cout}}$ 分别为第 i 级压缩机入口焓、出口焓，kJ/kg。

第 i 级压缩机耗功 $P_{i,\mathrm{c}}$ 为

$$P_{i,\mathrm{c}}=q_m\cdot(h_{i,\mathrm{cout}}-h_{i,\mathrm{cin}}) \tag{3}$$

式中：q_m 为储能过程中通过压缩机的二氧化碳质量流量，kg/s。

N 级压缩的总耗功率 P_{c} 为

$$P_{\mathrm{c}}=\sum_{i=1}^{N}P_{i,\mathrm{c}} \tag{4}$$

第 i 级压缩机的㶲损 $I_{i,\mathrm{c}}$ 为

$$I_{i,\mathrm{c}}=W_{i,\mathrm{c}}-E_{i,\mathrm{cout}}-E_{i,\mathrm{cin}} \tag{5}$$

式中：$W_{i,\mathrm{c}}$ 为第 i 级压缩机消耗的压缩功，W；$E_{i,\mathrm{cin}}$、$E_{i,\mathrm{cout}}$ 分别为第 i 级压缩机进口和出口㶲流，W。

系统状态点 j 处工质㶲 E_j 为

$$E_j=q_m\cdot[(h_j-h_0)-T_0(s_j-s_0)] \tag{6}$$

式中：h_j、h_0 分别为状态点 j 处工质的焓、环境条件下工质的焓，kJ/kg；T_0 为环境温度，K；s_j、s_0 分别为状态点 j 处工质熵、环境条件下工质的熵，kJ/(kg·K)。

2.2　膨胀机模型

压缩二氧化碳储能系统释能阶段采用多级膨胀，级间再热。等熵条件下出口温度 $T_{i,\mathrm{tout},s}$ 的计算公式为

$$T_{i,\mathrm{tout},s}=T_{i,\mathrm{tin}}/(\beta_{i,\mathrm{t}}^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}) \tag{7}$$

式中：$T_{i,\mathrm{tin}}$ 为第 i 级膨胀机入口温度，K；$\beta_{i,\mathrm{t}}$ 为第 i 级膨胀机膨胀比。

由等熵条件下出口温度查表可得等熵出口焓 $h_{i,\mathrm{tout},s}$，膨胀机等熵效率 η_{ti} 的计算公式为

$$\eta_{ti}=\frac{h_{i,\mathrm{tin}}-h_{i,\mathrm{tout}}}{h_{i,\mathrm{tin}}-h_{i,\mathrm{tout},s}} \tag{8}$$

式中：$h_{i,\mathrm{tin}}$、$h_{i,\mathrm{tout}}$ 分别为第 i 级膨胀机入口焓、出口焓，kJ/kg。

第 i 级膨胀机做功功率 $P_{i,\mathrm{t}}$ 为

$$P_{i,\mathrm{t}}=q_m\cdot(h_{i,\mathrm{tin}}-h_{i,\mathrm{tout}}) \tag{9}$$

N 级膨胀的总做功功率 P_{t} 为

$$P_{\mathrm{t}}=\sum_{i=1}^{N}P_{i,\mathrm{t}} \tag{10}$$

第 i 级膨胀机的㶲损 $I_{i,\mathrm{t}}$ 为

$$I_{i,\mathrm{t}}=W_{i,\mathrm{t}}-E_{i,\mathrm{tout}}-E_{i,\mathrm{tin}} \tag{11}$$

式中：$W_{i,\mathrm{t}}$ 为第 i 级膨胀机输出功，W；$E_{i,\mathrm{tin}}$、$E_{i,\mathrm{tout}}$ 分别为第 i 级膨胀机进口和出口㶲流，W。

2.3　换热器模型

在计算过程中，换热器在整个换热过程中的能量守恒方程为

$$q_{m1}\cdot c_{p1}\cdot(T_1^{\mathrm{in}}-T_1^{\mathrm{out}})=q_{m2}\cdot c_{p2}\cdot(T_2^{\mathrm{out}}-T_2^{\mathrm{in}}) \tag{12}$$

式中：q_{m1}、q_{m2} 分别为热端、冷端流体质量流量，kg/s；c_{p1}、c_{p2} 分别为热端、冷端流体比定压热容，J/(kg·K)；T_1^{in}、T_1^{out} 分别为热端流体在换热器进口和出口的温度，K；T_2^{in}、T_2^{out} 分别为冷端流体在换热器进口和出

口的温度,K。

换热单元包括蓄冷器、间冷器、再热器,其㶲损在计算方式上有一定的区别。

蓄冷器、间冷器和再热器㶲损 I_{heater} 为

$$I_{\text{heater}}=E^{\text{in}}_{\text{heater},1}-E^{\text{out}}_{\text{heater},1}-E^{\text{out}}_{\text{heater},2}+E^{\text{in}}_{\text{heater},2} \tag{13}$$

式中:$E^{\text{in}}_{\text{heater},1}$、$E^{\text{out}}_{\text{heater},1}$ 分别为蓄冷器、间冷器和再热器热端进口和出口㶲流,W;$E^{\text{in}}_{\text{heater},2}$、$E^{\text{out}}_{\text{heater},2}$ 分别为蓄冷器、间冷器和再热器冷端进口和出口㶲流,W。

蒸发器和冷凝器㶲损 I_{cooler} 为

$$I_{\text{cooler}}=E^{\text{in}}_{\text{cooler}}-E^{\text{out}}_{\text{cooler}} \tag{14}$$

式中:$E^{\text{in}}_{\text{cooler}}$、$E^{\text{out}}_{\text{cooler}}$ 分别为蒸发器和冷凝器进口和出口㶲流,W。

2.4 节流阀模型

由于 2 个储气罐内的温度和压力在储、释能阶段会发生变化,因此需要节流阀来保证膨胀机和压缩机入口压力不变。将节流阀节流过程视为等焓过程,则阀门的出口焓为

$$h_{\text{out}}=h_{\text{in}} \tag{15}$$

式中:h_{out}、h_{in} 分别为节流阀出口和入口的焓,kJ/kg。

使用节流阀可有效控制系统流程点压力,节流阀出口压力 p_{out} 可表示为

$$p_{\text{out}}=p_{\text{in}}-\Delta p \tag{16}$$

式中:p_{in} 为节流阀进口压力,Pa;Δp 为节流阀压降,Pa。

动态过程中通过对阀门施加控制,从而调节阀门的开度,阀门的出口压力为

$$p_{\text{out}}=p_{\text{in}}\cdot\mu \tag{17}$$

式中:μ 为阀门开度,定义为阀门当前流过的面积与阀门全开时流过的面积之比,%。

节流阀㶲损 I_{v} 为

$$I_{\text{v}}=E_{\text{out,v}}-E_{\text{in,v}} \tag{18}$$

式中:$E_{\text{in,v}}$、$E_{\text{out,v}}$ 分别为节流阀进口和出口㶲流,W。

2.5 储气罐模型

在充气过程中,储气罐模型的主要输入参数包括进口温度以及流量,在放气过程中,储气罐模型的输入参数为流量。储气罐模型的输出参数为温度及压力,其中温度(T)变化如式(19)所示,压力(p)变化如式(20)所示。

$$\frac{\mathrm{d}T}{\mathrm{d}t}=\frac{1}{m}\cdot\left\{\dot{m}_{\text{in}}\frac{c_p}{c_V}\cdot T_{\text{in}}+\left[\left(1-\frac{c_p}{c_V}\right)\cdot\dot{m}_{\text{out}}-\dot{m}_{\text{in}}\right]\cdot T\right\}-\frac{A}{mc_V}\cdot(T-T_{\text{wall}}) \tag{19}$$

$$\frac{\mathrm{d}p}{\mathrm{d}t}=\frac{R_{\text{g}}}{V}\cdot\frac{c_p}{c_V}(\dot{m}_{\text{in}}\cdot T_{\text{in}}-\dot{m}_{\text{out}}\cdot T_{\text{in}})-\frac{UA}{V}\cdot\frac{R_{\text{g}}}{c_V}\cdot(T-T_{\text{wall}}) \tag{20}$$

式中:m 为罐内气体总质量,kg;$\dot{m}_{\text{out}}$ 和 $\dot{m}_{\text{in}}$ 为流出和流入储气罐的质量流量,kg/s;V 为储气罐体积,m^3;A 为换热面积,m^2;T_{wall} 为壁面温度,K;c_p 为比定压热容,kJ/(kg·K);c_V 为比定容热容,kJ/(kg·K);T 为环境温度,K;T_{in} 为入口流体温度,K;U 为气体内能,kJ;R_{g} 为气体常数,取 8.314 J/(mol·K);t 为时间,s。

压缩机和膨胀机的等熵效率随 CO_2 的流量变化,由文献[14]给出,其中无因次质量流量 $\bar{q}_m$ 为

$$\bar{q}_m=\frac{q_m\sqrt{T_{\text{in}}}/\dfrac{p_{\text{in}}}{p_{\text{out}}}}{(q_m\sqrt{T_{\text{in}}}/\dfrac{p_{\text{in}}}{p_{\text{out}}})^0} \tag{21}$$

式中:上标 0 表示设计工况。

则压缩机等熵效率 $\eta_{\text{OIE,Comp}}$ 为

$$\eta_{\text{OIE,Comp}}=-3.61\bar{q}_m+96.56,\quad 2.3\leqslant\bar{q}_m\leqslant3.3 \tag{22}$$

膨胀机等熵效率 $\eta_{\text{OIE,Expa}}$ 为

$$\eta_{\text{OIE,Expa}}=-99.38\bar{q}_m^2+781\bar{q}_m-1\,454,\quad 3.7\leqslant\bar{q}_m\leqslant3.9 \tag{23}$$

2.6 评价指标

压缩二氧化碳储能系统的储能效率可以用循环效率(R)来描述,其定义为释能阶段的净输出功与储能阶段净输入功之间的比值:

$$R=\frac{W_{\text{output}}\cdot t_{\text{dischange}}}{W_{\text{input}}\cdot t_{\text{change}}} \tag{24}$$

式中:W_{output} 为系统释能做功功率,W;$t_{\text{dischange}}$ 为系统释能时间,h;W_{input} 为系统储能耗功率,W;t_{change} 为系统储能时间,h。

系统能量密度 ρ 定义为总输出功与总存储容量之比,计算公式为

$$\rho=\frac{W_{\text{output}}\cdot t_{\text{dischange}}}{V} \tag{25}$$

式中:此处的 V 为二氧化碳储存体积,可近似为二氧化碳储罐体积,m^3。

整个系统的㶲效率 φ_{ex} 定义如下:

$$\varphi_{\text{ex}}=\frac{E_{\text{in}}-\sum I}{E_{\text{in}}} \tag{26}$$

式中:E_{in} 为系统的输入㶲,kW;$\sum I$ 为系统的㶲损,kW。

为了比较不同部件的㶲损大小,将第 i 部件的㶲损率 y_i 定义为

$$y_i=\frac{I_i}{I_{\text{total}}} \tag{27}$$

式中:I_i、I_{total} 分别为部件 i 的㶲损、系统总㶲损,W。

3　结果与分析

3.1　压缩二氧化碳储能系统稳态模拟

利用 Matlab 软件建立储能系统仿真程序，利用 Refprom 物性数据库查取系统中 CO_2 和水的热力学性质，系统典型设计工况的参数设置如表 1 所示。

表 1　系统典型设计工况的参数

Tab. 1　Parameters for typical design conditions of the system

参数	数值	参数	数值
环境温度/K	298.15	压缩机等熵效率/%	85
环境压力/MPa	0.10	膨胀机等熵效率/%	90
膨胀机级数	3	压缩机级数	3

采用总传热系数近似值对换热面积进行估算，对于各换热器，总传热系数取 3.0 kW/(m²·K)；对于冷凝器，总传热系数取 1.6 kW/(m²·K)。在典型工况下，储能系统各状态点的热力学参数计算结果如表 2 所示，系统主要性能参数的计算结果如表 3 所示。

表 2　系统各状态点热力学参数计算结果

Tab. 2　Calculation results of thermal parameters at each state point of the system

状态点	T/K	p/MPa	h/(kJ·kg^{-1})	s/(J·g^{-1}·K^{-1})
1	293.1	0.10	501.6	2 724.8
2	437.4	0.58	631.1	2 754.3
3	337.4	0.58	536.6	2 508.7
4	462.5	2.31	649.4	2 537.3
5	342.5	2.31	528.5	2 233.6
6	460.9	6.92	630.0	2 295.7
7	320.9	6.92	451.3	1 826.5
8	301.2	6.92	289.5	1 295.4
9	301.2	6.92	289.5	1 295.4
10	301.2	6.92	281.9	1 601.8
11	451.3	6.92	619.2	2 271.6
12	364.8	2.31	550.8	2 296.7
13	444.8	2.31	631.3	2 496.8
14	339.9	0.58	538.8	2 515.6
15	404.9	0.58	599.6	2 679.5
16	285.2	0.10	494.9	2 702.3

仿真结果显示，系统的储能效率较高，可达 63.37%，但由于蒸发和冷凝过程需要较大的换热面积，且气态二氧化碳密度较低，导致其储能密度较低，占地面积较大，适用于对储能效率要求较高的场景。但由于二氧化碳低储能密度和较大的占地面积，该系统更适用于空间不受限制的环境。

表 3　系统主要性能参数计算结果

Tab. 3　Calculation results of the main performance parameters of the system

参数	数值
输入功率/MW	15.78
输出功率/MW	10.00
充放电时长/h	8.00
储能效率/%	63.37
二氧化碳质量流量/(kg·s^{-1})	37.52
高压罐体积/m³	1 653.05
低压罐体积/m³	5.98×10^5
一级间冷器换热面积/m²	132.40
二级间冷器换热面积/m²	126.50
三级间冷器换热面积/m²	202.60
一级再热器换热面积/m²	251.40
二级再热器换热面积/m²	171.30
三级再热器换热面积/m²	162.80
储能密度/(kW·h·m^{-3})	0.17

为了探寻系统能量损失的内部原因，设置储能系统输出功率为 10 MW，利用㶲分析得到压缩二氧化碳储能系统㶲损分布，如表 4 所示。系统中㶲损失较大的部件有压缩机、膨胀机、间冷器、再热器，其中多级压缩机和膨胀机㶲损都占据着较大的比例，分别为 28.866%和 24.881%，这部分损失主要是由压缩机和膨胀机内部流动、传热损失和机械传动损失等构成的。压缩机的效率比膨胀机的效率低，而且总压缩比大于总膨胀比，压缩机㶲损略高于膨胀机㶲损。

表 4　储能系统各部件㶲分析结果

Tab. 4　Exergy analysis results of each component in the energy storage system

部件	㶲损/MW	比例/%
一级压缩机	0.488	9.614
二级压缩机	0.512	10.087
三级压缩机	0.517	10.185
一级膨胀机	0.444	8.747
二级膨胀机	0.433	8.530
三级膨胀机	0.386	7.604
一级间冷器	0.095	1.872
二级间冷器	0.104	2.049
三级间冷器	0.512	10.087
一级回热器	1.081	21.296
二级回热器	0.079	1.556
三级回热器	0.058	1.143
冷凝器	0.188	3.704
蒸发器	0.179	3.526
总计	5.076	100.000

图 2 展示了系统内各主要部件的㶲效率。间冷器和再热器㶲损较大，这部分损失主要是因为换热器布置、摩擦阻力和不等温传热等造成的，且从表 4 可以看出，系统中一级间冷器损失明显大于其他两级间冷器，一级再热器损失明显大于其他两级再热器，由于系统中二氧化碳的整体温度和压力水平较低，三级间冷器和一级再热器中的二氧化碳为更接近临界状态的高温高压条件，因此其㶲损更大。蒸发器的㶲效率仅为 12.93%，系统中蒸发的㶲损为 0.179 MW，蒸发器中较大的换热温差会导致能量传递过程中出现不可逆的损耗。

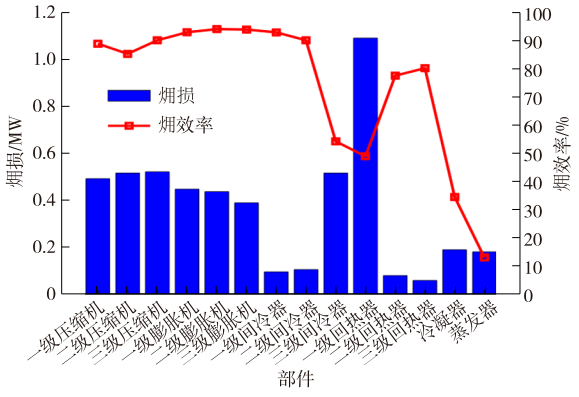


图 2 系统内主要部件的㶲损和㶲效率

Fig. 2 Exergy loss and efficiency of major components in the system

3.2 压缩二氧化碳储能系统动态分析

实际的工程运行当中，由于高、低压罐中二氧化碳的温度和压力在时刻变化以及其他热工参数也在变化，导致系统运行往往会偏离设计工况，从而导致系统循环效率等参数与设计参数不同，使得压缩二氧化碳储能系统的控制策略研究难以进行，因此建立准确的压缩二氧化碳储能系统动态模型至关重要，本文建立了系统动态模型，并设置了以下 2 种工作模式。

模式一：基本运行模式(M1)，即压缩机(或膨胀机)的进口压力不受控制。因此，压缩机或膨胀机的进口压力随低压罐或高压罐的压力自发变化。模式一的充电过程和放电过程分别记为 C1 和 D1。

模式二：受控运行模式(M2)，即控制压缩机(或膨胀机)的进口压力，以达到恒定的充放气量。这是通过控制节流阀的开度来实现的。模式二的充电过程和放电过程分别记为 C2 和 D2。

针对这两种运行模式，分别对系统的动态性能进行评价。图 3 为模式一下低压罐压力和高压罐压力的变化情况。

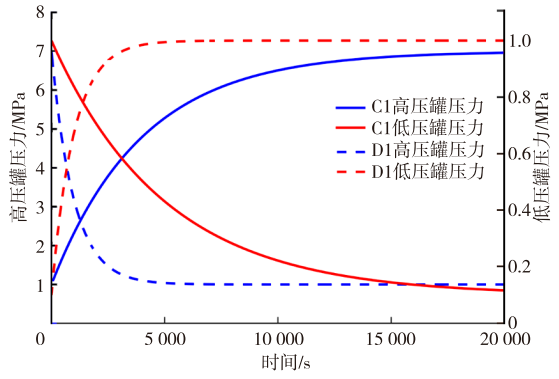


图 3 模式一充、放电过程二氧化碳储罐压力

Fig. 3 Pressure of carbon dioxide storage tanks during the charging and discharging processes in mode 1

在 C1 中，节流阀处于全开状态。压缩机的进口压力随低压罐的压力自发变化。随着储能过程的进行，低压罐温度稍微降低，从 302.15 K 降至 298.15 K，主要原因是气体的排出导致罐中总内能下降，但是整体降低幅度不大，而且罐壁的金属材质快速散热，导致后期罐中温度与环境温度差别不大。此外，可看出低压罐压力逐渐降低，从 1 MPa 降低至 0.11 MPa，主要原因是气体的排出导致罐中气体比体积增大，密度变小，致使罐中气体压力降低。

随着储能过程的进行，高压罐温度升高，存在 7.5 K 的涨幅，主要原因是将高温高压气体压入高压罐中，气体的压入导致罐中总内能上升，高温的气体与罐内原气体换热，温度上升的速度相比罐壁的金属材质散热导致的降温更快，罐中温度不断升高。此外，高压罐压力升高，从 1.01 MPa 升高至 6.99 MPa，主要原因是压入高压气体导致罐中气体比体积减小，密度变大，罐中气体压力升高。低压罐压力沿凹曲线下降，高压罐压力沿凸曲线上升，压缩比不断增大，接近最大压缩比。

充电过程中压缩机流量和功率变化情况如图 4 所示。随着压缩比的增大，质量流量明显减小，从

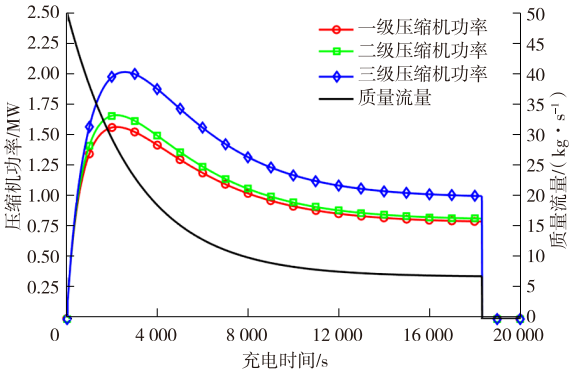


图 4 C1 过程压缩机功率和质量流量

Fig. 4 Power and mass flow rate of the compressor in C1 process

50 kg/s 减小到 6.9 kg/s。压缩机在启动时等熵效率较低，压比较小，随着低压罐中压力逐渐降低，而高压罐压力不断升高，导致压缩机的压比逐渐增大，需要消耗更多的能量来压缩气体。同时由于工质质量流量减小，在 2 560 s 以后，压缩机消耗功率逐渐下降。当二氧化碳质量流量降低至最小值 6.9 kg/s 时，关闭阀门，充电过程结束。

D1 过程中膨胀机流量和做功功率如图 5 所示。随着释能过程的进行，膨胀机流量逐渐降低，主要原因是随着释能过程的进行，低压罐中压力逐渐升高，高压罐压力不断降低，气体流量下降，同时膨胀机的膨胀比降低，流体做功能力下降，由于膨胀机进口压力的不断降低和低压储气罐压力的增大，在排气过程中膨胀比不断减小，接近膨胀机的最小膨胀比。在工质流量下降和膨胀比减小的共同作用下，膨胀机功率逐渐下降。且由于放电过程中高低压罐压差较大，工质初始质量流量较大，放气过程比充气过程更快。

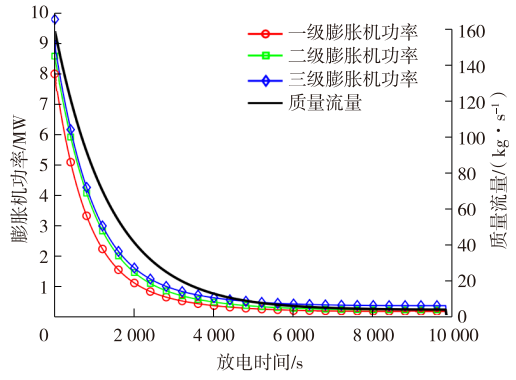


图 5　D1 过程膨胀机功率和质量流量

Fig. 5　Power and mass flow rate of the expander in D1 process

在模式一下对压缩机消耗功率和膨胀机输出功率进行积分，得到的系统输入能量和输出能量分别如图 6 所示。通过计算可知，三级压缩机消耗功分别为 15.22、16.00 和 19.72 MW·h，系统总输入功为 50.94 MW·h，三级膨胀机输出功分别为 7.61、9.29 和 9.41 MW·h，系统总输出功率为 26.31 MW·h，系统储能效率为 51.62%。

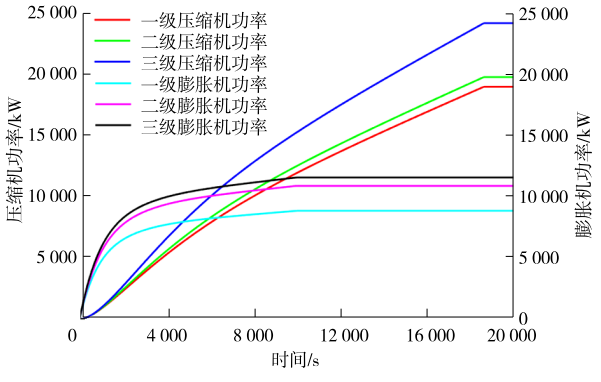


图 6　模式一压缩机功率和膨胀机做功

Fig. 6　Compressor power and expander work in mode 1

在 C2 中，连续调节节流阀的开度，保持压缩机负荷恒定。设置压缩机功率为 1～5 MW，质量流量和高压罐压力的变化情况如图 7 所示，其中实线代表高压罐压力，虚线代表质量流量，下同。

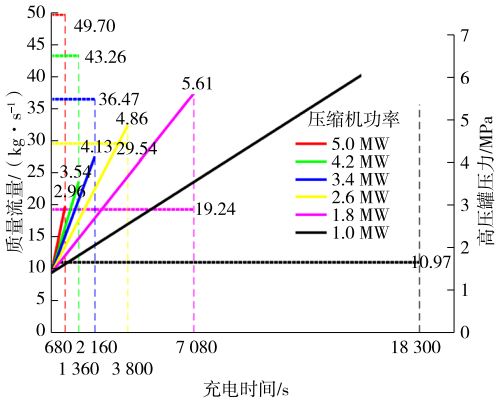


图 7　C2 过程质量流量和高压罐压力

Fig. 7　Mass flow rate and high-pressure tank pressure in C2 process

在充气过程中，由于低压罐压力降低，节流阀的开度不断增大，以保持压缩能力不变。在充电过程中，由于压缩机的功率保持恒定值，所以质量流量几乎保持恒定。压缩机功率越大，充注过程结束时高压罐所能达到的最终压力越低。当压缩机功率增大时，需要更大的质量流量来维持压缩机功率的恒定，节流阀开度更大，低压罐所能达到的最小压力更低，充电过程所花费的时间更少，最终高压罐中储存的 CO_2 更少，充电结束时高压罐内气体压力较低。

在 D2 中，连续调节节流阀的开度，保持膨胀能力不变。设置膨胀机输出功率为 2～12 MW，质量流量和高压罐压力的变化情况如图 8 所示。在恒容输出的放电过程中，高压罐压力线性下降，而质量流

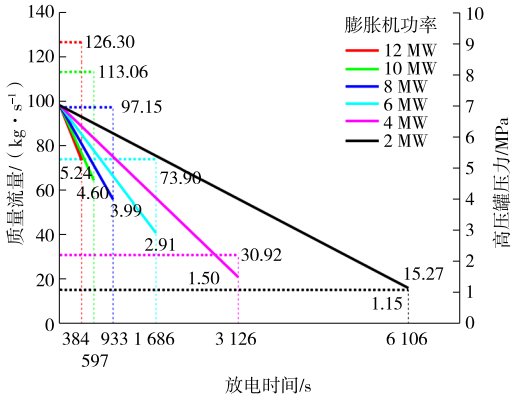


图 8　D2 过程质量流量和高压罐压力

Fig. 8　Mass flow rate and high-pressure tank pressure in D2 process

量保持稳定。因此,在放电过程中膨胀比不断减小。通过不断增大节流阀的开度来增强排放能力。

当节流阀完全打开时,排放能力不能保持恒定,放电过程随之终止,因此放电功率越大,所需的质量流量越大,放电过程持续时间越短,12 MW 负荷下放气过程后高压罐的终压力下降到 5.24 MPa,远高于更高放气量的高压罐的终压力。

模式二下改变压缩机的负荷,压缩机消耗功最低值为 17.56 MW·h,最高值为 46.67 MW·h;膨胀机在不同负荷下运行时,输出功最低值为 11.61 MW·h,最高值可达 27.37 MW·h,系统储能效率在 24.86%～58.65%之间。

3.3 经济性分析

上海市实行分段电价,2023 年分时电价如图 9 所示。压缩二氧化碳储能系统在用电低谷时,用盈余电能进行储能,并将压缩气体时产生的热能进行储存;在用电高峰时段,储能系统将存储的电力释放出来,供给城市用电。由于不同时段电价存在差异,通过削峰填谷可以在缓解电网压力的同时获取利润。

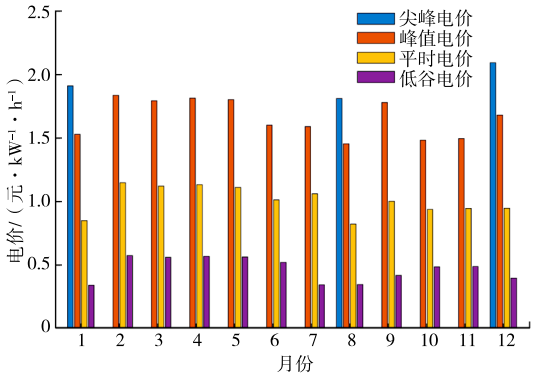


图 9 上海市 2023 年分时电价

Fig. 9 Time-of-use electricity price in 2023 in Shanghai city

系统各主要部件的成本计算方式如表 5[15]所示,其中 X 为特征参数。在储能系统的整体成本中,主要部件的费用只是其中的一部分。在进行系统设计时,可以假设其余部件的成本与主要部件的费用呈一定比例关系,主要部件的费用可以作为储能系统成本的重要指标。

表 5 储能系统主要部件成本

Tab. 5 Costs of the main components of the energy storage system

设备	特征参数 X	计算公式	成本/万元
压缩机	功率/kW	$6.246X^{0.6}+13.88$	2 078.06
膨胀机	功率/kW	$6.246X^{0.69}+27.76$	3 621.96
换热设备	换热面积/m²	$0.624\ 6X^{0.82}+6.94$	193.99
高压罐	容积/m³	$3.123X^{0.6}+6.94$	273.34
低压罐	容积/m³	$0.121X^{0.67}+6.94$	864.69
其他储罐	容积/m³	$0.416\ 4X^{0.78}+5.552$	108.25

典型设计工况下储能系统的总投资成本约为 7 140.29 万元,结合上海市分段电价模型计算出系统在 2 种运行模式下每月利润和回收成本(见图 10)。

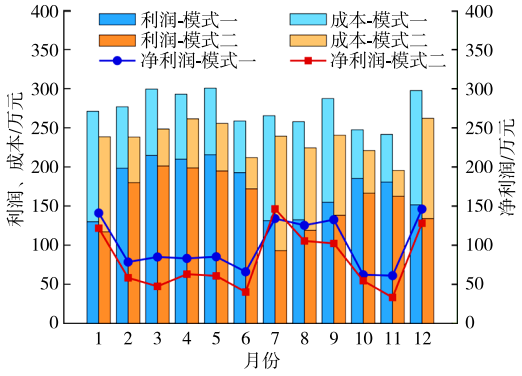


图 10 系统逐月运营及回收成本

Fig. 10 System operation and recovery costs by month

模式一:12 月份净利润最高,为 146.06 万元;11 月份净利润最低,为 61.07 万元;统计逐月回收成本可得系统年利润为 3 290.85 万元,年度运营成本为 2 096.88 万元,回收成本为 1 193.97 万元,结合初期投资成本计算可得系统投资回收周期约为 5.98 a。

模式二:取充放电最大容量为例,系统 7 月份净利润最高,为 146.36 万元;11 月份净利润最低,为 33.10 万元;系统年利润为 2 834.76 万元,年度运营成本为 1 876.32 万元,年回收成本为 958.44 万元,系统投资回收周期约为 7.45 a。

3.4 敏感性分析

选取二氧化碳冷凝温度、膨胀机等熵效率和压缩机等熵效率 3 个参数作为系统的决策变量,分析其变化对系统在模式一下储能效率及投资回收周期的影响。决策变量的变化范围如表 6 所示。

表 6 系统决策变量变化范围

Table. 6 Variation range of system decision variables

参数	变化范围
二氧化碳冷凝温度/℃	24～30
压缩机等熵效率/%	80～90
膨胀机等熵效率/%	82～92

图 11 为不同二氧化碳冷凝温度(T_8)下系统储能效率及投资回收周期随压缩机等熵效率的变化情况。随着压缩机等熵效率增大,系统储能效率逐渐增大,投资回收周期逐渐缩短。以二氧化碳冷凝温

度 26 ℃为例，当压缩机等熵效率从 80%增长至 90%时，储能效率由 59.28%增长至 66.81%，而投资回收周期则由 5.91 a 下降至 5.44 a。压缩机等熵效率提高意味着在压缩过程中能量损失减少，尤其是不可逆损失（如摩擦损失、热量损失等）降低，压缩相同质量的二氧化碳所需的压缩功减少，从而使得更多的输入能量有效转化为储存能量，这直接提升了系统的整体储能效率；高效的储能意味着消耗相同的能量可以获得更多电力输出或降低电力采购成本，投资回收周期相应缩短。

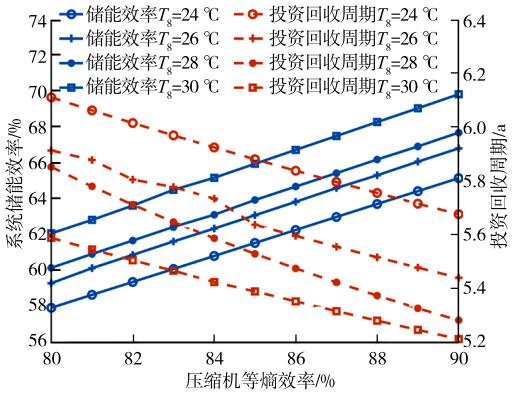


图 11　不同二氧化碳冷凝温度下压缩机等熵效率对系统储能效率及投资回收周期的影响

Fig. 11　Influence of compressor isentropic efficiency on energy storage efficiency and payback period of the system at different CO_2 condensing temperatures

不同二氧化碳冷凝温度下膨胀机等熵效率对系统储能效率及投资回收周期的影响如图 12 所示。增大膨胀机等熵效率能有效提升系统储能效率并缩短投资回收周期。以二氧化碳冷凝温度 24 ℃为例，当膨胀机等熵效率从 82%提升至 92%时，系统储能效率由 58.50%提升至 65.63%，提升约 7.13 百分点；投资回收周期由 6.82 a 下降至 6.29 a，下降约 0.53 a。这是因为膨胀机等熵效率提升意味着膨胀机性能得到改善，相同条件下单位质量的二氧化碳在膨胀过程中所输出的功率增加，有利于系统储能效率的提升，大大改善了系统的热力学性能与经济性能。因此，系统储能效率呈不断增大的趋势，且投资回收周期不断缩短。

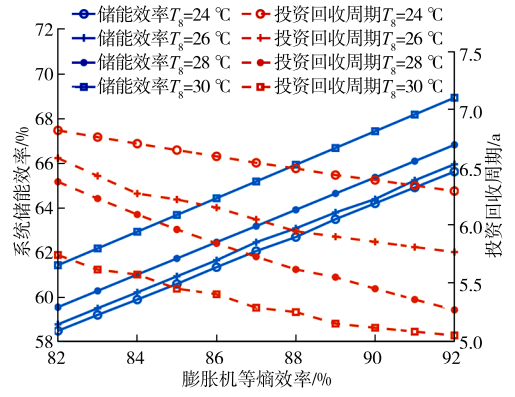


图 12　不同二氧化碳冷凝温度下膨胀机等熵效率对系统储能效率和投资回收周期的影响

Fig. 12　Influence of expander isentropic efficiency on energy storage efficiency and payback period of the system at different CO_2 condensing temperatures

4　结论

（1）在典型设计工况下，所提出的低压亚临界压缩二氧化碳储能系统的储能效率为 63.37%，能量密度为 0.17 KW·h/m^3。㶲分析结果表明：压缩机的㶲损最大，占比为 28.886%；蒸发器㶲效率最低，仅为 12.93%。

（2）不同工作模式下的动态分析表明，与稳态分析相比，动态过程中系统的充电累计耗电量、放电累计做功能力、回收热量、储罐利用效率均有所降低，系统储能效率为 24.86%～58.65%。

（3）结合上海市用电价格的经济性分析结果表明，不同负荷条件下系统投资回收周期为 5.98～7.45 a。典型参数敏感性分析结果表明，增大压缩机、膨胀机等熵效率均有利于提升系统储能效率，缩短投资回收周期。

所提出的低压亚临界压缩二氧化碳储能系统具有储能效率高、不受地形因素限制、系统运行灵活稳定、成本低等优点，具有良好的应用前景。后续工作中可以考虑系统的先进㶲分析以及更广泛的经济性分析，以适配不同应用场景，进一步优化和完善该储能系统。

参考文献：

[1] WANG Yuzhang, ZHANG Qing, LI Yixing, et al. Research on the effectiveness of the key components in the HAT cycle [J]. Applied Energy, 2022, 306: 118066.

[2] 张家俊，李晓琼，张振涛，等. 压缩二氧化碳储能系统研究进展[J]. 储能科学与技术，2023，12(6)：1928-1945.
ZHANG Jiajun, LI Xiaoqiong, ZHANG Zhentao, et al. Research progress of compressed carbon dioxide energy storage system[J]. Energy Storage Science and Technology, 2023, 12(6): 1928-1945.

[3] HUANG Qingxi, FENG Biao, LIU Shengchun, et al. Dynamic operating characteristics of a compressed CO_2 energy storage system[J]. Applied En-

ergy, 2023, 341: 120985.

[4] 郑琼, 江丽霞, 徐玉杰, 等. 碳达峰、碳中和背景下储能技术研究进展与发展建议[J]. 中国科学院院刊, 2022, 37(4): 529-540.
ZHENG Qiong, JIANG Lixia, XU Yujie, et al. Research progress and development suggestions of energy storage technology under background of carbon peak and carbon neutrality[J]. Bulletin of Chinese Academy of Sciences, 2022, 37(4): 529-540.

[5] WANG Ke, CUI Qian, LIU Yixue, et al. Performance analysis of a novel isothermal compressed carbon dioxide energy storage system integrated with solar thermal storage[J]. Energy, 2024, 303: 131978.

[6] 郝佳豪, 越云凯, 张家俊, 等. 二氧化碳储能技术研究现状与发展前景[J]. 储能科学与技术, 2022, 11(10): 3285-3296.
HAO Jiahao, YUE Yunkai, ZHANG Jiajun, et al. Research status and development prospect of carbon dioxide energy-storage technology[J]. Energy Storage Science and Technology, 2022, 11(10): 3285-3296.

[7] GUO Jiaqi, LI Mingjia, HE Yaling, et al. A systematic review of supercritical carbon dioxide ($S\text{-}CO_2$) power cycle for energy industries: technologies, key issues, and potential prospects[J]. Energy Conversion and Management, 2022, 258: 115437.

[8] HAO Yinping, HE Qing, ZHOU Qian, et al. Modeling and techno-economic analysis of a novel transcritical carbon dioxide energy storage system based on life cycle cost method[J]. Journal of Energy Storage, 2020, 28: 101273.

[9] XU Wenpan, ZHAO Pan, GOU Feifei, et al. Thermo-economic analysis of a combined cooling, heating and power system based on self-evaporating liquid carbon dioxide energy storage[J]. Applied Energy, 2022, 326: 120032.

[10] BARTELA Ł, SKOREK-OSIKOWSKA A, DYKAS S, et al. Thermodynamic and economic assessment of compressed carbon dioxide energy storage systems using a post-mining underground infrastructure[J]. Energy Conversion and Management, 2021, 241: 114297.

[11] XU Wenpan, ZHAO Pan, GOU Feifei, et al. A combined heating and power system based on compressed carbon dioxide energy storage with carbon capture: exploring the technical potential[J]. Energy Conversion and Management, 2022, 260: 115610.

[12] 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.

[13] ZHOU Aozheng, LI Xuesong, REN Xiaodong, et al. Evaluation of the performance and economy for a hybrid energy storage system using hydrogen and compressed carbon dioxide as the energy carrier[J]. Energy Conversion and Management, 2022, 264: 115700.

[14] ZHANG Yuan, LIANG Tianyang, TIAN Zhen, et al. A comprehensive parametric, energy and exergy analysis of a novel physical energy storage system based on carbon dioxide Brayton cycle, low-temperature thermal storage, and cold energy storage[J]. Energy Conversion and Management, 2020, 226: 113563.

[15] 王永庆, 谢永慧, 孙磊, 等. 超临界 CO_2 储能装置及其经济性分析[J]. 智慧电力, 2019, 47(7): 15-18, 50.
WANG Yongqing, XIE Yonghui, SUN Lei, et al. Design and economic analysis of supercritical CO_2 energy storage device[J]. Smart Power, 2019, 47(7): 15-18, 50.