DOI:10.19666/j.rlfd.202604095

压缩二氧化碳储能系统储释能性能影响机制实验研究

管宏亮[1,2]，毛怡雄[1,2]，张美玲[3]，郑立星[1,2]，薛小军[1,2]
（1. 山西大学电力与建筑学院，山西 太原 030006；
2. 山西省先进储能系统与应用工程研究中心，山西 太原 030006；
3. 国网山西省电力公司营销服务中心，山西 太原 030032）

［摘 要］压缩二氧化碳储能（CCES）是促进新能源消纳、保障电力系统安全稳定运行的重要技术，具备良好的工程应用前景。【目的】本文探究低压释能阶段关键运行参数对系统性能的影响规律，为低压 CCES 系统的工程应用与运行优化提供实验依据。【方法】针对 0~1 MPa 压缩二氧化碳储能系统的释能过程，研究了阀门开度与加热温度对系统释能性能的影响规律。【结果】结果表明，在本文实验工况范围内，阀门开度对低压 CCES 系统的释能性能具有显著影响，其中 40%开度工况的释能时长较 100%全开工况延长 28%，可在一定程度上提升系统的持续释能能力。加热温度能够提高膨胀机输出功率，温度 70 ℃加热工况的提升效果优于 60 ℃工况，且该效应在小于 50%开度工况下更为突出。【结论】阀门开度与加热温度是调控低压 CCES 系统释能特性的关键参数。综合运行稳定性、发电功率与释能时长指标对比，本文实验范围内阀门 50%开度、加热温度 70 ℃加热工况在兼顾释能持续性和运行稳定性的长时释能需求下表现较优，其功率波动幅度比 100%全开工况小。相关结果可为低压 CCES 系统运行调控提供实验参考。

［关 键 词］压缩二氧化碳储能；阀门开度；加热温度；释能性能；实验研究

［引用本文格式］（本段作者勿动）作者姓名. 中文标题[J]. 热力发电，年，卷(期): 起始页码-终止页码. 作者姓名. 英文标题[J]. Thermal Power Generation，年，卷(期): 起始页码-终止页码.

Experimental investigation on influence mechanism of energy storage and release performance of compressed CO_2 energy storage system

Guan Hongliang[1,2], Mao Yixiong[1,2], Zhang Meiling[3], Zheng Lixing[1,2], Xue Xiaojun[1,2]
(1. School of Electric Power, Civil Engineering and Architecture, Shanxi University, Taiyuan 030006, China;
2. Shanxi Advanced Energy Storage Systems and Applications Engineering Research Center, Taiyuan 030006, China;
3. State Grid Shanxi Electric Power Company Marketing Service Center, Taiyuan 030032, China)

Abstract: Compressed Carbon Dioxide Energy Storage (CCES) is a new type of energy storage technology that adapts to large-scale integration of new energy, ensuring the safe and stable operation of new power systems. With advantages such as being environmentally friendly, highly efficient, strong adaptability to operating conditions, and good energy storage stability, it has broad engineering application prospects in power peak regulation, frequency regulation, and long-duration energy storage, and is a current hotspot in energy storage technology research. [Objective] To further optimize the actual operating performance of low-pressure compressed carbon dioxide energy storage systems and improve the system operation and control framework, this paper conducts a dedicated study on the operating characteristics of the low-pressure energy release phase in low-pressure CCES

收 稿 日 期：2026-04-28 修 回 日 期：2026-06-05 接 受 日 期：2026-06-10 网络首发日期：XXXX-XX-XX
基 金 项 目：国家自然科学基金项目（52406019）；山西省基础研究计划资助项目（202403021221013）
Supported by：National Natural Science Foundation of China (52406019); Fundamental Research Program of Shanxi Province(202403021221013)
第一作者简介：管宏亮（1994），男，博士，副研究员，主要研究方向为基于人工智能的储能功率预测与多目标优化，ghl@sxu.edu.cn。
通信作者简介：郑立星（1985），男，博士，教授，主要研究方向为压缩二氧化碳储能，lxzheng@sxu.edu.cn。

systems, investigating the influence of key operating parameters on the overall energy release performance of the system, providing reliable experimental support and theoretical basis for the engineering implementation, parameter optimization, and stable operation of low-pressure CCES systems. [Methods] This study focuses on a 0-1 MPa low-pressure compressed carbon dioxide energy storage system, concentrating on the core control elements during the energy release process. Through controlled variable experiments, the influence of two major parameters—valve opening and heating temperature—on key performance indicators, such as energy release duration, output power, and operational stability, is systematically investigated. [Results] The results indicate that within the experimental conditions of this study, valve opening is the core parameter affecting the energy release performance of low-pressure CCES systems, significantly regulating the continuity of energy release. Compared with the fully open (100%) condition, a 40% valve opening condition effectively extends the energy release duration by 28%, greatly enhancing the system's long-term continuous energy release capability. Meanwhile, heating temperature can effectively increase the power output of the expander, with the 70°C heating condition showing a more pronounced power improvement than the 60°C condition, particularly under valve openings less than 50%. [Conclusion] Valve opening and heating temperature are key parameters for regulating the energy release characteristics of low-pressure CCES systems. Considering the comparison of operational stability, power generation, and energy release duration, within the experimental range of this study, the 50% valve opening combined with 70°C heating condition performs better in meeting long-duration energy release demands while balancing energy release continuity and operational stability. Under this condition, the power fluctuation amplitude is only one-third of that under the fully open condition, making it suitable for long-term stable energy release in power systems and providing an important reference for the practical operation and control of low-pressure CCES systems.

Key words: compressed carbon dioxide energy storage (CCES); Valve opening; Heating temperature; Energy release performance; Experimental investigation

在“双碳”目标推动下，风电、光伏等新能源大规模并网，其间歇性和波动性给电网稳定运行与能源消纳带来挑战[1-2]。储能是破解上述难题的关键技术，也是构建新型电力系统的重要支撑。压缩二氧化碳储能（CCES）较传统压缩气体储能具有一定优势，已成为储能领域研究热点。其中，0~1 MPa 低压 CCES 无需高压设备，可降低投资、运维成本及安全风险，适用于分布式新能源和用户侧等中小型储能场景[3-5]。

释能是 CCES 系统对外供电的核心过程，阀门开度和加热温度是影响释能性能的关键参数。阀门开度通过调节工质流量和系统压力，影响释能时长与运行稳定性；加热温度则通过提高工质焓值，增强膨胀机做功能力，二者耦合作用决定系统综合性能。现有研究多以仿真为主。赵大周等[6]基于 EBSILON 分析工质流量和入口温度对系统效率的影响，系统电转电效率达 65.61%，发电量偏差为 1.72%。姜佳晖等[7]研究罐内压力对系统性能的作用规律，发现储能效率随压力升高而提升，储能密度则随之降低。然而，仿真难以完全反映实际工况的复杂性及参数的动态变化[8]，实验研究可实测温度、流量、压力和功率等数据，为仿真验证和工程优化提供依据[9]。Alamai[10]、吴思成[11]、Huang[12]等已搭建实验平台，分别研究储气压力、运行参数演变和系统动态效率等特性，但相关研究多集中于高压工况。相比之下，0~1 MPa 低压工况更便于实现阀门开度和加热温度的精确调控，是研究释能参数耦合机制的适宜区间。

本文开展 0~1 MPa 低压 CCES 系统储释能实验，研究阀门开度与加热温度对释能性能的影响及协同调控机制，并在实验范围内确定较优运行工况。实验设置 40%、50%、70%、80%、100% 5 组阀门开度，以及温度 23、60、70 ℃ 3 组加热工况，每组重复采集压力、温度、流量、耗电量和发电功率等数据 3 次。研究内容包括：1）阀门开度对释能关键参数演化及系统性能的影响；2）同一开度下加热温度对释能参数的调控机制。研究结果可以完善低压 CCES 系统释能过程的参数调控理论，为低压 CCES 系统的现场运行调控提供实验依据。

1 系统介绍

1.1 实验台介绍

图 1 为压缩二氧化碳储能实验台搭建示意。该系统核心部件包括压缩机、膨胀机、换热器、水箱、高低压储气罐与发电机。压缩机升压储热、膨胀机降压做功，膨胀机带动发电机发电，换热器实现 CO_2 与循环水换热。

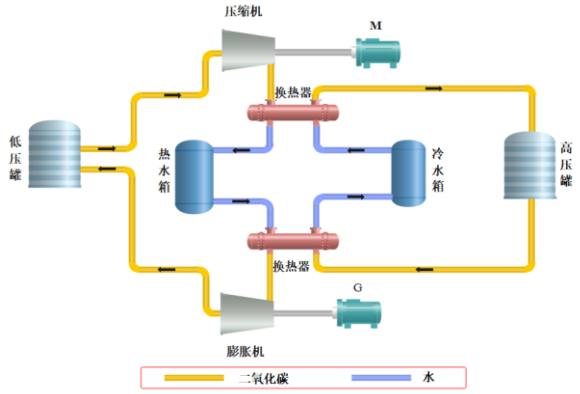


图 1 实验台搭建示意

Fig.1 Schematic diagram of experimental bench assembly

1.2 主要设备参数

表 1—表 8 依次列出各设备主要参数与传感器量程、精度。

实验采用 CD180H-PAGE1 型往复式压缩机，主要参数见表 1。

表 1 压缩机主要参数

Tab.1 Main parameters of the compressor

项目	数值
缸数	2
排气量/($m^3 \cdot h^{-1}$)	1.12
最大出口压力/MPa	1.3
净重/kg	72
行程/mm	17
吸气阀/mm	10
排气阀/mm	14
电压/V	380~420
额定功率/kW	1.31

系统采用E15H022A-SH型半密封涡旋膨胀机，其参数见表 2。

表 2 膨胀机主要参数

Tab.2 Main parameters of the expander

参数	数值
最大进口压力/MPa	1.38
最大进口温度/K	448
最大转速/($r \cdot min^{-1}$)	3 600
额定输出/kW	1
净重/kg	9
排气体积/($cm^3 \cdot r^{-1}$)	14.5

CCES 系统实验平台中所用储气罐均采取钢制材料制作。高低压储气罐分别由 2 个储气罐串联而成，其主要参数如表 3 和表 4 所示。

表 3 高压罐主要参数

Tab.3 Main parameters of the high-pressure tank

项目	罐 1/罐 2
体积/m^3	0.8/0.4
高度/m	2.1/1.5
半径/m	0.40/0.35
壁厚/mm	5.53/2.56
设计压力/MPa	1.6/1.0

表 4 低压罐主要参数

Tab.4 Main parameters of the low-pressure tank

参数	罐 3/罐 4
体积/m^3	0.8/0.5
高度/m	2.10/1.67
半径/m	0.4/0.4
壁厚/mm	5.53/2.00
设计压力/MPa	1.6/0.4

换热器选用 AU3-2SE 板式换热器，其参数见表 5。

表 5 换热器主要参数

Tab.5 Main parameters of the heat exchanger

项目	数值
工作介质	CO_2/水
设计压力/MPa	1.6
净重/kg	57
板片尺寸（长×宽）/(mm×mm)	385×98
板片数量/片	6
板片开孔直径/mm	25

热水箱配置电加热器，其参数见表 6。

表 6 加热器主要参数

Tab.6 Main parameters of the heater

项目	数值
额定功率/kW	9
电压/V	380
加热区长度/mm	420
法兰直径/mm	115

系统关键测点布设温度、压力及流量传感器，参数见表 7。

表 7 传感器测量范围以及精度

Tab.7 Measuring range and accuracy of the sensor

传感器	测量范围	精度
压力传感器	0~2 MPa	±0.20%
压力传感器	0~2.5 MPa	±2.50%
温度传感器	-40~200 ℃	±0.15%
液体流量传感器	0.8~8 m^3/h	±1.00%
气体流量传感器	0~160 kg/h	±1.50%

表 8 测量传感器配置参数

Tab.8 Measurement sensor configuration parameter table

设备编号	PE1101、PE1102	PT1101—PT1104	TE1101—TE1108	FT1101、FT1102	FT1103、FT1104
传感器类型	压力表	压力变送器	温度传感器	气体流量计	液体流量计
传感器型号	YSZA	SIN-P300	K 型进口铠装	TMF-1-980-25	WZYLWGY20A1LC2SSN
数据采集频率/Hz	1	1	1	1	1
校准方式	静态校准	静态校准	静态校准	静态校准	静态校准

对于直接测量参数，综合考虑仪器精度、校准误差和数据采集波动，其合成标准不确定度表示为：

$$u_c(x)=\sqrt{u_A^2(x)+u_B^2(x)+u_{cal}^2(x)} \tag{1}$$

式中：$u_A(x)$为重复测量引起的 A 类标准不确定度；$u_B(x)$为由仪器精度引起的 B 类标准不确定度；$u_{cal}(x)$为校准过程引入的不确定度，常被合并到 B 类标准不确定度中。

A 类标准不确定度为：

$$u_A(x)=\frac{s(x)}{\sqrt{n}} \tag{2}$$

$$s(x)=\sqrt{\frac{1}{n-1}\sum_{i=1}^{n}(x_i-\bar{x})^2} \tag{3}$$

式中：n 为重复次数；x_i 为测量值；$\bar{x}$ 为平均值。

B 类标准不确定度为：

$$u_B(x)=\frac{a}{\sqrt{3}} \tag{4}$$

式中：a 为测量仪器的最大允许误差的绝对值（即仪器误差限的半宽）。

各关键参数重复性偏差均在合理范围，结果如表 9 所示。

表 9 实验测量传感器重复性偏差

Tab.9 Experimental measurement of sensor repeatability deviation table

设备编号	PE-1101	PE-1102	PT-1101—PT-1104	TE-1101—TE-1108		FT-1101、FT-1102	FT-1103、FT-1104
传感器类型	压力表	压力表	压力变送器	温度传感器		气体流量计	液体流量计
测量参数	高压罐压力	低压罐压力	管道压力	CO_2 温度	水箱温度	CO_2 流量	水箱循环流量
重复性偏差	0.02 MPa	0.01 MPa	0.015 MPa	0.8 ℃	1.1 ℃	2 kg/h	0.02 m^3/h

1.3 实验流程

该 CO_2 储能试验平台依托工质热物性，经压缩储能、膨胀释能实现电能与压力能、热能的双向转换，实验步骤与工况见表 10（储能与释能过程分别以高压罐压力 1 MPa、0.7 MPa 作为终止条件）。

表 10 完整实验工况

Tab.10 Complete experimental conditions table

阀门开度/%	加热温度/℃	储能初始高/低压罐压力/MPa	热水流量/($m^3 \cdot h^{-1}$)	数据采集频率/Hz
100	23	0.7/0.4	0.8	1
100	60	0.7/0.4	0.8	1
100	70	0.7/0.4	0.8	1
80	23	0.7/0.4	0.8	1
80	60	0.7/0.4	0.8	1
80	70	0.7/0.4	0.8	1
70	23	0.7/0.4	0.8	1
70	60	0.7/0.4	0.8	1
70	70	0.7/0.4	0.8	1
50	23	0.7/0.4	0.8	1
50	60	0.7/0.4	0.8	1
50	70	0.7/0.4	0.8	1
40	23	0.7/0.4	0.8	1
40	60	0.7/0.4	0.8	1
40	70	0.7/0.4	0.8	1

1.3.1 储能过程实验流程

实验台布局如图 2 所示。开始实验时，先向低压气罐充入 CO_2 并实时监测参数，压力达标后启动压缩机与冷却系统，对工质升压冷却后送入高压气罐，高压罐压力达到设定值即终止储能。系统采用水循环实现工质冷却，水箱配套水泵与传感器，保障运行稳定与数据可靠。

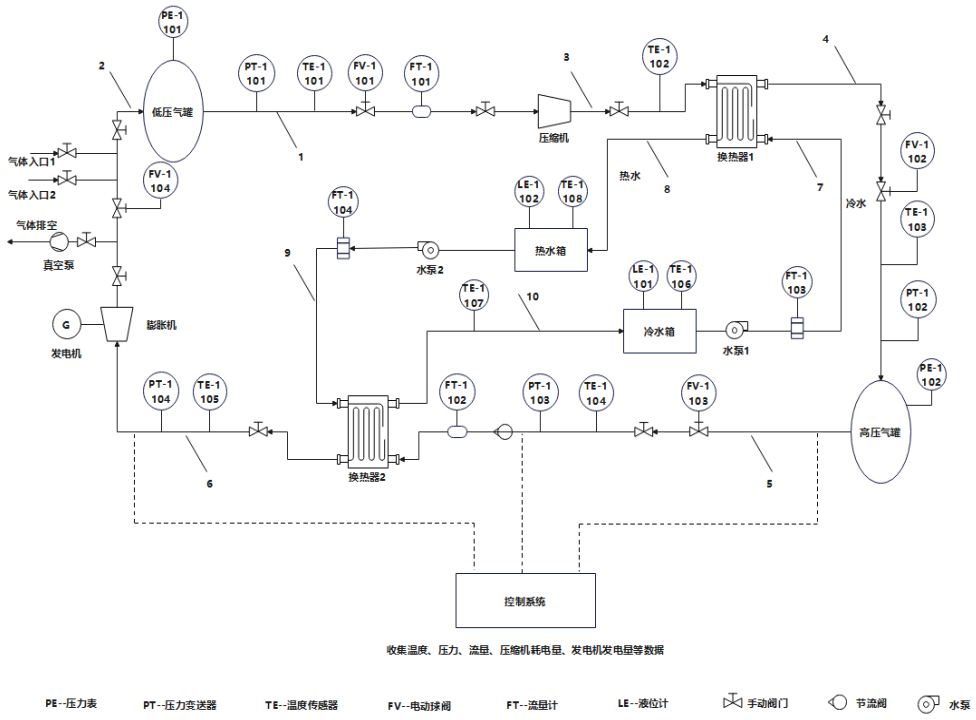


图 2 实验台布局

Fig.2 Layout drawing of the experimental bench

1.3.2 释能过程实验流程

储能过程结束后进入释能阶段。如图 2 所示，开启电动球阀 FV-1103、FV-1104，高压 CO_2 在压差作用下流出，同步监测工质温度、压力。同时启动水泵，CO_2 经节流阀调控流量、板式换热器加热后进入膨胀机，驱动发电机输出电能。实验全程采集压力、温度、流量及发电相关参数，为性能分析提供实测数据。

释能过程通过电动球阀、手动球阀与节流阀调控 CO_2 流量，阀前、阀后压力测点位置详见表 11。

表 11 压力测点位置

Tab.11 Pressure measurement point location table

设备类型	电动球阀 FV-1103		电动球阀 FV-1104	手动球阀		节流阀	
测点位置	阀前	阀后	阀前	阀后	阀前	阀前	阀后
	高压罐出口段	节流阀前	膨胀机入口前	低压罐入口处	高压罐出口段	FV-1103 与手动球阀间	膨胀机入口前

对于可压缩 CO_2 通过节流阀的过程，质量流量可表示为与阀门流量系数、有效流通面积、阀前状态和阀前阀后压比共同相关，具体为：

$$\dot{m}_{CO_2}=\sqrt{\frac{2\gamma}{RT_1(\gamma-1)}\left[\left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{2/\gamma}-\left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{(\gamma+1)/\gamma}\right]}\times C_d(\alpha)A(\alpha)p_1 \tag{5}$$

式中：$\dot{m}_{CO_2}$ 为 CO_2 质量流量，kg/h；α 为阀门开度；$C_d(\alpha)$ 为与开度相关的流量系数；$A(\alpha)$ 为有效流通面积，m²；p_1 和 p_2 分别为阀前和阀后压力，Pa；T_1 为阀前温度，K；γ 为 CO_2 比热比；R 为气体常数。

2 储释能过程实验结果与分析

2.1 储能过程参数变化规律

图 3a)给出了储能阶段罐内压力及压缩比（高压罐压力/低压罐压力）[13]的变化规律。本文压力均换算为绝对压力，表压力与绝对压力换算见式(6)。初始压缩比为 1.75，储能结束时高压罐和低压罐压力分别为 1.0、0.1 MPa，压缩比升至 10，且增速逐渐加快。

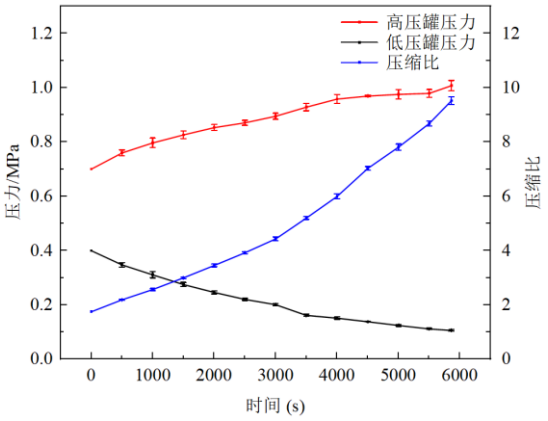
$$p_{abs}=p_g+p_{atm} \tag{6}$$

式中：p_{abs} 为绝对压力，MPa；p_g 为压力传感器测得的表压力，MPa；p_{atm} 取 0.101 MPa。

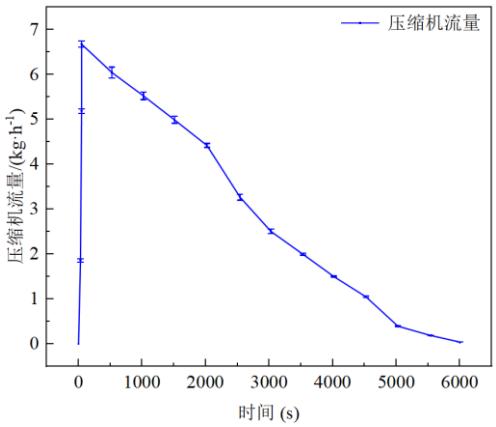
由图 3b)可知，储能过程分为 3 个阶段：储能时长 0~1 000 s 为快速充气阶段，最大流量为 6.7 kg/h，压力和压缩比快速升高；1 000~5 000 s 压缩机流量衰减，压缩比增速加快；5 000~6 000 s 系统趋于饱和，流量接近零，储能过程基本结束。

由图 3c)可知，压缩机出口初始温度为 25 ℃，储能过程中出口温度先升后降。储能时长 0~1 000 s 大流量压缩产热大于散热，2 000 s 时出口温度到达峰值 60 ℃，后期流量减小、产热变少，储能过程末期出口温度回落至 52 ℃。

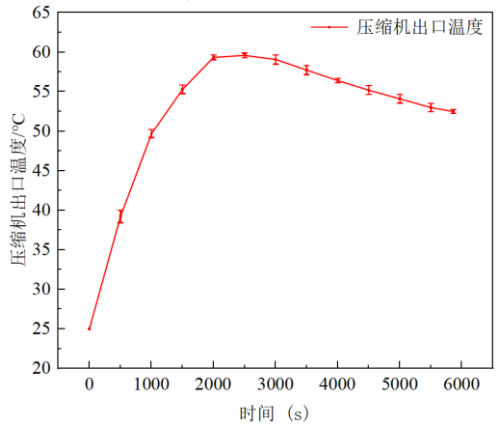
由图 3d)可知，压缩机功率随储能过程总体降低，其可分为 3 个阶段：储能时长 0~500 s 为启动阶段，功率由 375 W 升至峰值 395 W；500~5 000 s 受背压升高和容积效率降低影响，功率降至 340 W；5 000~6 000 s 流量趋近于零，功率进一步降至 310 W，储能过程结束。



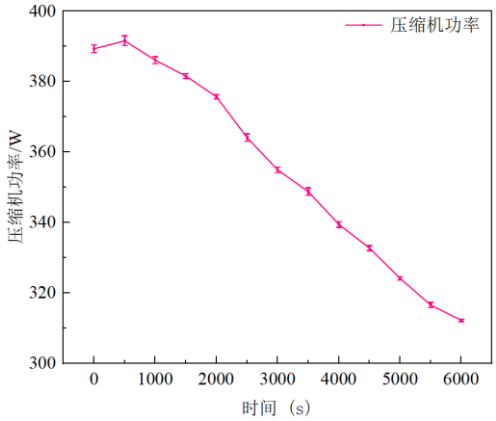
a) 储能阶段压力



b) 储能阶段流量



c) 压缩机出口温度



d) 压缩机功率

图 3 储能阶段关键参数变化

Fig.3 Variation curves of key parameters during the energy storage phase

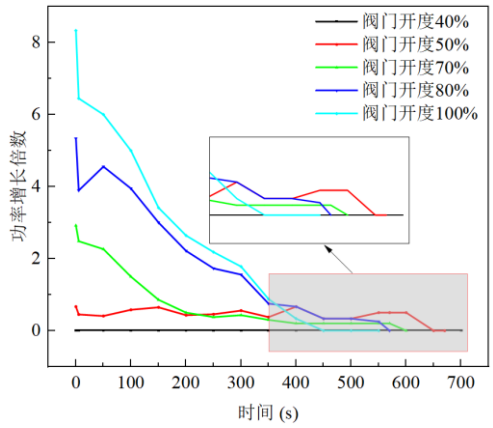
2.2 阀门开度和温度对释能过程的影响

图 4a)、图 4b)以 40%开度、温度 23 ℃工况为基准，给出了不同开度下膨胀机功率增长倍数和膨胀机流量变化。由图 4a)可知，释能时长 0~50 s 内流量快速升高，功率同步达峰，且峰值随开度增大而提高，主要受压差和临界流动限制。随后当罐内压力及阀前后压比下降，功率持续回落，大开度时功率衰减更快，释能时长超过 300 s 后小开度时的功率增长倍数反超大开度[14]。

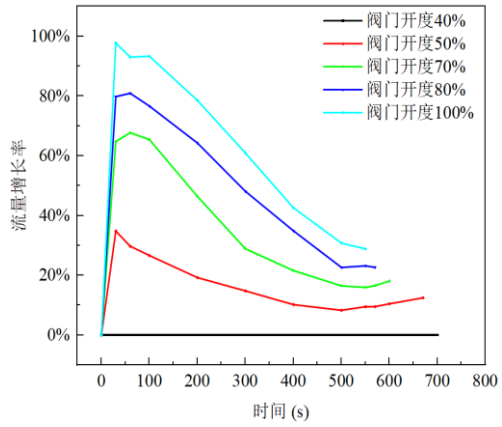
由图 4b)可知，流量增长率在释能时长 0~50 s 快速达峰，随后缓慢下降，200 s 后趋稳，且始终随开度增大而升高。释能时长 600 s 时，100%、80%、70%和 50%开度流量增长率仍分别为 30%、23%、17%和 13%，表明开度增大可提高有效流通面积、流量系数及稳态流量。

图 4c)以 100%全开工况释能时长为基准。结果表明，40%~80%开度内，释能时长增长率随开度增大而降低。小开度下工质流出慢、罐内压力衰减慢，释能周期较长；大开度下流量大、压差下降快，释能时长缩短。

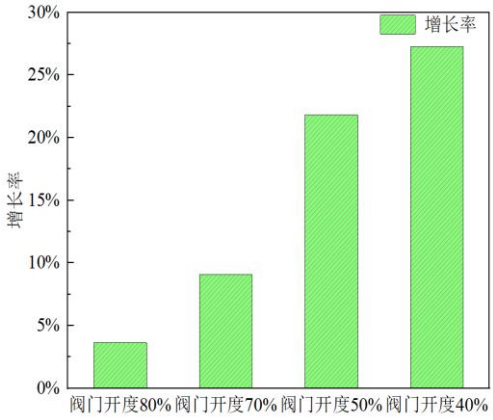
综上，80%~100%大开度适用于电网调峰等短时大功率释能场景，40%~50%小开度更适用于分布式用户侧长时稳定供能需求[15]。



a) 膨胀机功率增长倍数



b) 膨胀机流量增长率



c) 释能阶段释能时间增长率柱状图

图 4 各阀门开度下膨胀机功率、膨胀机流量和释能阶段释能时间增长率

Fig.4 Growth rates of expander output power, expander mass flow rate and discharge duration under different valve openings

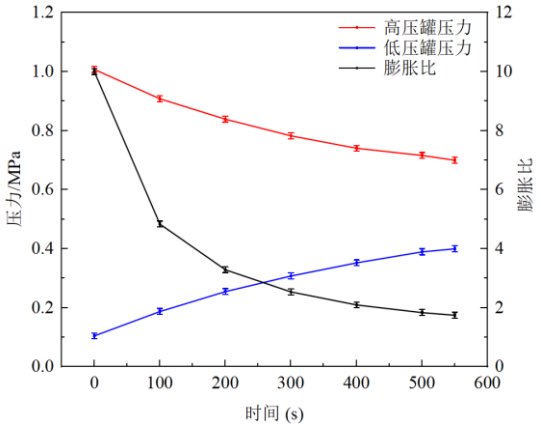
2.2.1 100%阀门开度下不同温度对多参数的影响

图 5a)为释能阶段高、低压罐压力及膨胀比（高压罐压力/低压罐压力[16]）变化曲线。初始时，高、低压罐压力分别为 1.0、0.1 MPa，膨胀比达峰值 10；随着释能过程进行，高压罐压力下降、低压罐压力上升，膨胀比持续减小。释能过程可分为三阶段：释能时长 0~100 s 膨胀比骤降至 4.5；100~400 s 参数近似线性变化，膨胀比降至 2.0，为主要释能区间；400~600 s 参数变化趋缓，释能过程接近结束。

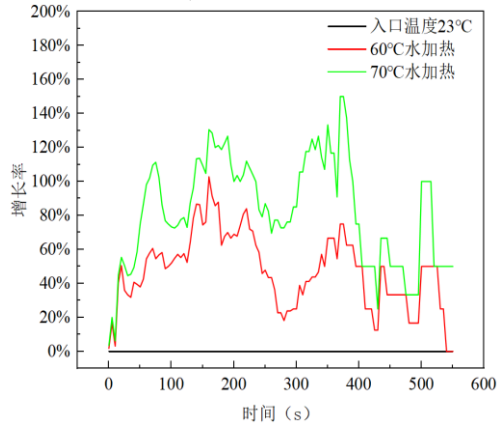
本文增长率均以温度 23 ℃无加热工况为基准。由图 5b)可知，温度 70 ℃工况膨胀机功率增长率始终高于温度 60 ℃工况，峰值分别约为 200%和 140%。二者趋势基本一致：释能时长 0~150 s 持续上升，150~250 s 显著下降，250~470 s 缓慢回升，470 s 后进入波动区间，且温度 70 ℃工况波动更明显。

图 5c)为膨胀机入口温度增长率曲线，温度 23 ℃基准工况增长率始终为 0。温度 60 ℃和温度 70 ℃加热工况均表现为先快速上升、后趋稳，最终分别稳定在 117%和 160%，表明温度 70 ℃工况升温效果更显著。

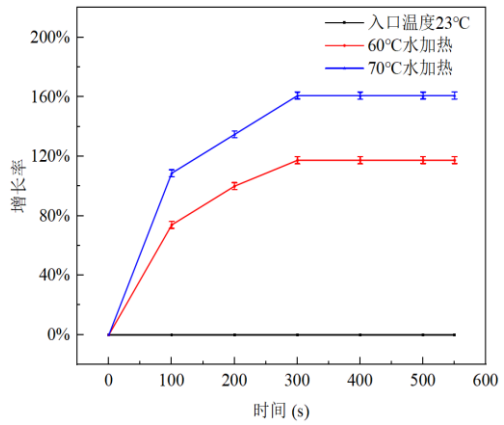
其机理为：前期膨胀比不稳且换热滞后，功率增速震荡上升；中期压降影响先占主导，增速回落，随后工质升温作用增强，增速再次回升；后期温度主控作用增强，常温工况功率骤降，加热工况增速随温升提高而波动加剧。



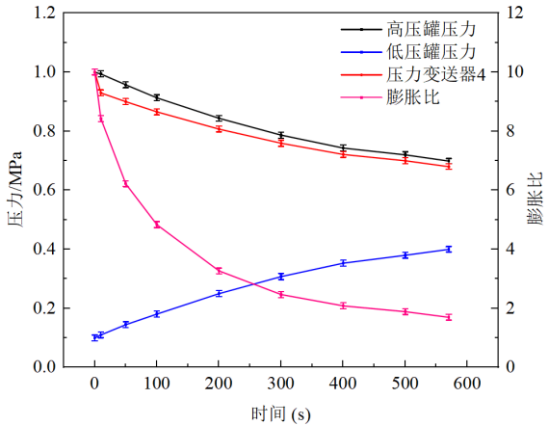
a) 释能阶段压力



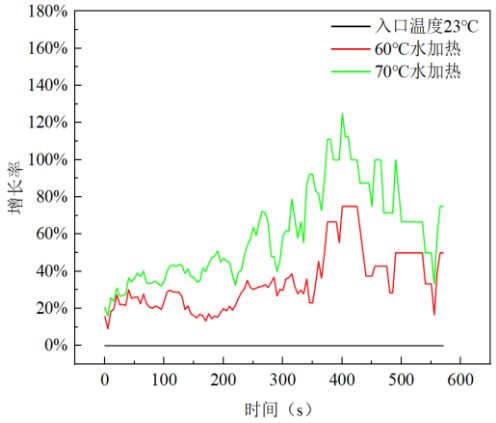
b) 不同加热温度下膨胀机功率增长率



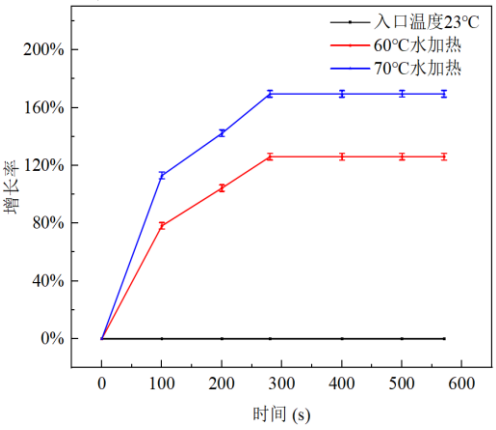
c) 不同加热温度下膨胀机入口温度增长率



a) 释能阶段压力



b) 不同加热温度下膨胀机功率增长率



c) 不同加热温度下膨胀机入口温度增长率

图 5 100%阀门开度下释能阶段系统关键参数变化
Fig.5 Variation diagram of system key parameters during energy release stage at 100% valve opening

2.2.2 80%阀门开度下不同温度对多参数的影响

图 6a)为 80%阀门开度下释能过程压力及膨胀比变化曲线。释能时长为 570 s，高压罐压力衰减速率低于 100%全开工况。初始高、低压罐压力分别为 1.0、0.1 MPa，膨胀比达 10。释能过程中，高压罐压力与膨胀机入口压力同步近线性下降，低压罐压力升至 0.4 MPa，膨胀比降至 1.7，系统做功稳定性较好。

图 6b)以温度 23 ℃无加热工况为基准，对比不同温度下膨胀机功率增长率。温度 70 ℃工况整体优于温度 60 ℃工况，峰值分别约为 170%和 110%。二者趋势一致：释能时长 0~200 s 增长率较低，200~400 s 显著升高，400~570 s 略有回落但仍维持高位，且温度 70 ℃工况波动更明显。

图 6c)为膨胀机入口温度增长率曲线。温度 23 ℃基准工况增长率始终为 0；温度 60 ℃和温度 70 ℃工况均先快速上升后趋稳，稳态值分别为 126%和 170%，表明温度 70 ℃工况提温效果更显著。

相比全开工况，80%开度可通过节流减缓泄压、延长释能时间。尽管前期受节流和换热滞后影响，功率峰值偏低，但流量和功率更平稳，运行稳定性更好。

图 6 80%阀门开度下释能阶段系统关键参数变化
Fig.6 Variation diagram of system key parameters during energy release stage at 80% valve opening

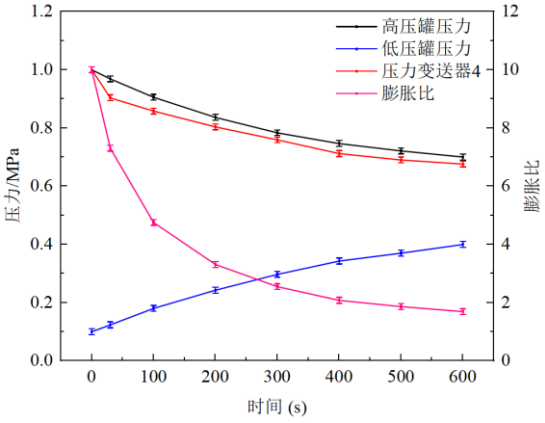
2.2.3 70%阀门开度下不同温度对多参数的影响

图 7a)为 70%阀门开度下释能过程压力及膨胀比变化曲线，释能时长约 600 s。释能期间，高压罐压力由 1.00 MPa 降至 0.66 MPa，膨胀机入口压力与其同步变化；低压罐压力由 0.10 MPa 升至 0.38 MPa。膨胀比初始为 10，前 100 s 降至 4.8，末期约为 1.69。整体压力变化平缓，释能持续性较好。

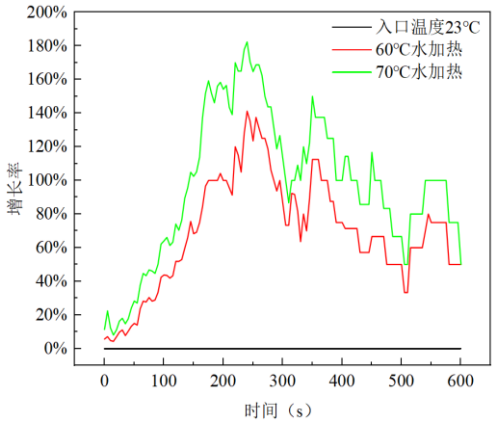
图 7b)为不同加热工况下功率增长率变化。温度 60 ℃工况下，增长率 100 s 内升至 90%，250~300 s 达峰后基本稳定；温度 70 ℃工况 100 s 时达 120%，300 s 前后升至 170%，后续有所波动，出力提升更明显。

图 7c)显示，膨胀机入口温度增长率均先快速上升后趋稳。温度 70 ℃和温度 60 ℃工况稳态增长率分别约为 170%和 130%，温度 23 ℃无加热工况始终为 0。

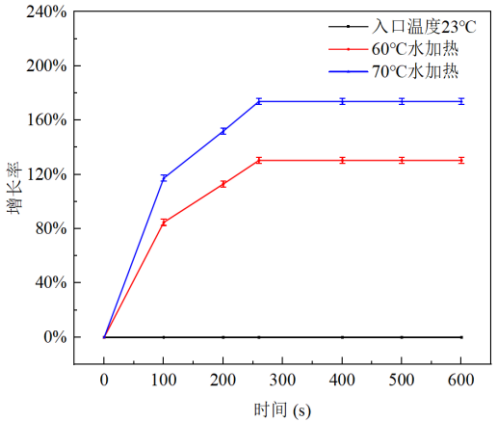
70%开度下节流增强、流量受限，前期功率波动减小；中后期加热提高工质比焓，弥补流量不足造成的功率损耗[17]。



a) 释能阶段压力



b) 不同加热温度下膨胀机功率增长率



c) 不同加热温度下膨胀机入口温度增长率

图 7 70%阀门开度下释能阶段系统关键参数变化
Fig.7 Variation diagram of system key parameters during energy release stage at 70% valve opening

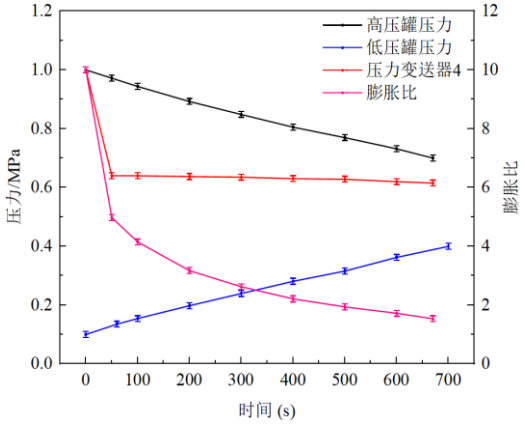
2.2.4 50%阀门开度下不同温度对多参数的影响

图 8a)为 50%阀门开度下释能阶段压力及膨胀比变化曲线，释能时长约 670 s。释能过程中，高压罐压力由 1.00 MPa 缓降至 0.67 MPa，膨胀机入口压力初期降至 0.63 MPa 后趋稳；低压罐压力由 0.10 MPa 升至 0.40 MPa。膨胀比初始为 10，前期快速降至 4 以下，末期降至 1.58。

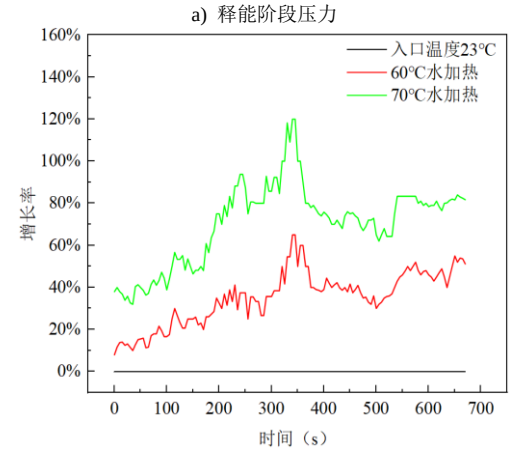
图 8b)显示，加热仍可提升膨胀机功率，但效果弱于大开度工况。温度 70 ℃和温度 60 ℃工况功率增长率峰值分别为 120%和 75%，均呈前期上升、中期波动、后期趋稳特征。

图 8c)显示，膨胀机入口温度增长率先快速上升后趋稳，温度 60 ℃和温度 70 ℃工况稳态值分别约为 134%和 178%。

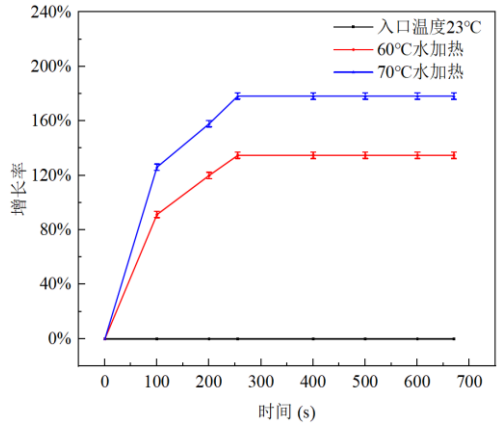
50%开度下节流作用占优，通流面积缩小使流量和输出功率受限；升温虽可优化工质物性，但低流量限制增效效果，系统运行平稳但出力偏低[18]。



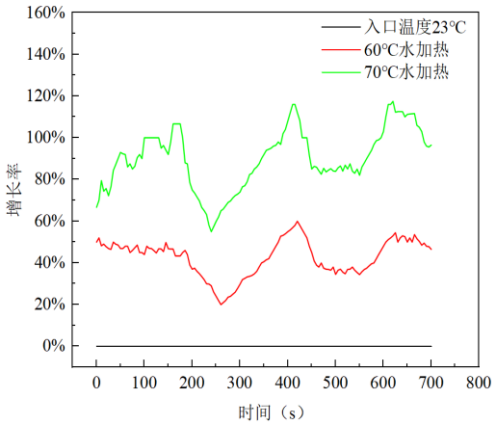
a) 释能阶段压力



b) 不同加热温度下膨胀机功率增长率



c) 不同加热温度下膨胀机入口温度增长率



b) 不同加热温度下膨胀机功率增长率

图 8 50%阀门开度下释能阶段系统关键参数变化
Fig.8 Variation diagram of system key parameters during energy release stage at 50% valve opening

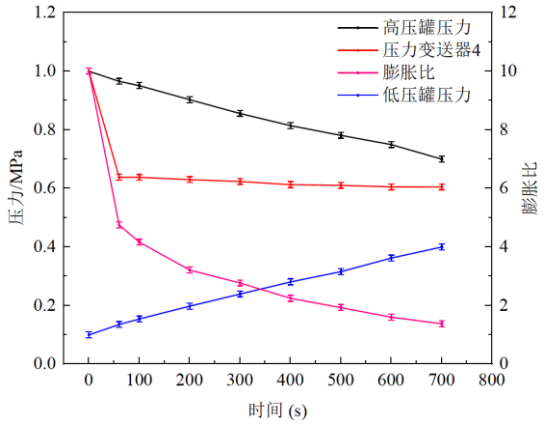
2.2.5 40%阀门开度下不同温度对多参数的影响

图 9a)为 40%阀门开度下释能过程压力及膨胀比变化曲线，释能时长为 700 s。释能期间，高压罐压力由 1.00 MPa 降至 0.67 MPa，低压罐压力初期升至 0.40 MPa 后趋稳，膨胀比由 10 降至 1.55。

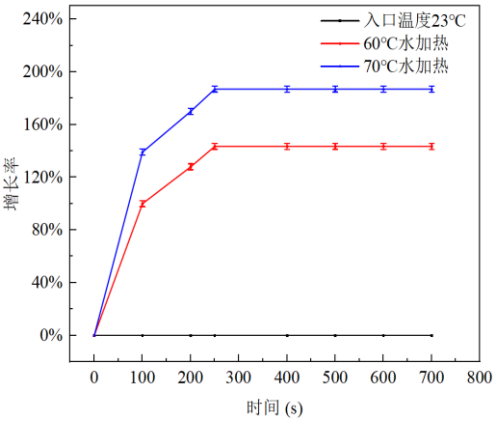
图 9b)为不同加热工况下功率增长率曲线。温度 70 ℃和温度 60 ℃工况峰值分别为 120%和 60%，前者整体更高；二者均呈前期高位波动、中期回落、后期趋稳特征。

图 9c)显示，工质入口温度增长率先快速上升后趋稳，温度 60 ℃和温度 70 ℃工况稳态增长率分别为 143%和 186%。

40%开度下通流受限，流量不足制约能量转化，输出功率偏低。加热仅能减缓功率衰减，增效有限；小开度可抑制参数突变，提高运行平稳性，但释能速率进一步降低[19]。



a) 释能阶段压力

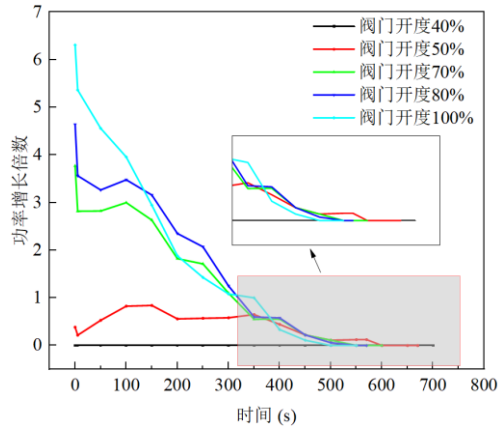


c) 不同加热温度下膨胀机入口温度增长率

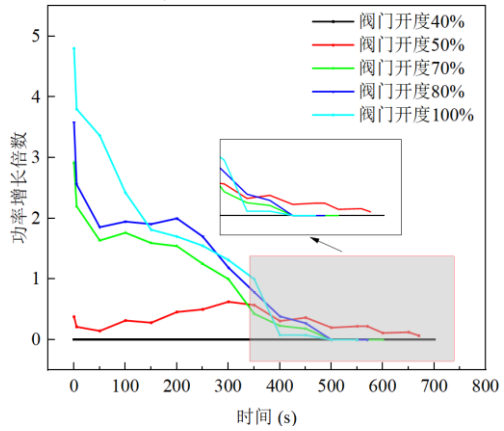
图 9 40%阀门开度下释能阶段系统关键参数变化
Fig.9 Variation plots of system key parameters during the discharging phase at 40% valve opening

2.2.6 不同阀门开度对释能过程的影响

图 10a)、图 10b)分别为温度 60 ℃和温度 70 ℃加热条件下，以 40%开度为基准的功率增长倍数。除 50%开度外，各工况均呈初期较高、快速下降并后期趋近于 0 的趋势，且释能时长 400 s 后曲线明显收敛并出现交叉。较大开度下有效流通面积和流量系数较大，初期流量及功率增幅更高；但罐内压力和膨胀比衰减更快，功率优势逐渐减弱。温度 70 ℃下各开度功率倍率整体偏低，主要因高温提高基准工况出力，缩小了开度间性能差距[20]。



a) 温度 60 ℃加热条件



b) 温度 70 ℃加热条件

图 10 不同加热条件时各阀门开度下功率增长倍数曲线
Fig.10 Curves of power growth multiple under various valve openings with different heating conditions

为综合评价各工况释能性能，计算峰值功率、平均功率、累计发电量、压缩机耗电量、加热耗能及系统效率，计算式见式(7)—式(12)，结果见表 12。

$$P_{\max}=\max\left[P(t)\right] \tag{7}$$

$$\bar{P}=\frac{1}{t_d}\int_0^{t_d}P(t)\mathrm{d}t \tag{8}$$

$$E_{\text{out}}=\int_0^{t_d}P(t)\mathrm{d}t \tag{9}$$

$$E_{\text{com}}=\int_0^{t_c}P_{\text{com}}(t)\mathrm{d}t \tag{10}$$

$$E_{\text{heat}}=\int_0^{t_h}P_{\text{heat}}(t)\mathrm{d}t \tag{11}$$

$$\eta=\frac{E_{\text{out}}}{E_{\text{com}}+E_{\text{heat}}} \tag{12}$$

式中：$P_{\max}$ 为峰值输出功率，W；$P(t)$ 为 t 时刻系统输出功率，W；$\bar{P}$ 为释能阶段平均输出功率，W；E_{out} 为累计发电量，W·h；t_{d} 为释能时间，s；E_{com} 为储能阶段压缩机耗电量，W·h；$P_{\text{com}}(t)$ 为 t 时刻压缩机消耗功率，W；E_{heat} 为加热耗能，W·h；P_{heat} 为 t 时刻加热功率，W；η 为考虑压缩机耗电量和加热耗能后的系统能量效率，%。系统释能性能综合评价见表 12。

表 12 系统释能性能综合评价
Tab.12 Comprehensive evaluation form

阀门开度/%	加热温度/℃	峰值功率/W	平均功率/W	累计发电量/(W·h)	释能时间/s	压缩机耗电量/(W·h)	加热耗能/(W·h)	系统能量效率/%
100	23	320	50	7.64	550	550	0	1.39
100	60	350	65	9.93	550	550	93	1.54
100	70	360	75	11.46	550	550	130	1.69
80	23	230	53	8.39	570	550	0	1.53
80	60	251	62	9.82	570	550	100	1.51
80	70	267	69	10.93	570	550	138	1.59
70	23	196	36	6.00	600	550	0	1.09
70	60	210	50	8.33	600	550	104	1.27
70	70	240	57	9.50	600	550	141	1.37
50	23	60	20	3.72	670	550	0	0.68
50	60	67	25	4.65	670	550	108	0.71
50	70	91	40	7.32	670	550	142	1.06
40	23	47	14	2.72	700	550	0	0.49
40	60	55	18	3.50	700	550	115	0.53
40	70	75	25	4.86	700	550	153	0.69

由表 12 可知，升温可提升膨胀机出力和发电量，但加热耗能会削弱效率提升。100%开度、温度 70 ℃工况综合性能最优，峰值功率、平均功率、发电量和效率分别为 360 W、75 W、11.46 W·h 和 1.69%，适用于短时大功率释能；50%开度、温度 70 ℃工况虽效率不高，但释能时间较长，且出力优于 40%开度，适合长时平稳释能。

2.2.7 释能过程控制体分析及阀门开度-加热温度耦合机制研究

为揭示阀门开度与加热温度对释能性能的耦合影响，本文以高压罐、板式换热器和膨胀机为控制体进行分析。高压罐释能过程满足质量守恒关系：

$$\frac{\mathrm{d}m_{\text{H}}}{\mathrm{d}t}=-\dot{m}_{\text{CO}_2} \tag{13}$$

式中：m_{H} 为高压罐内 CO_2 质量，kg。

高压罐内 CO_2 质量可表示为:

$$m_{\mathrm{H}}=\rho_{\mathrm{H}}(p_{\mathrm{H}},T_{\mathrm{H}})V_{\mathrm{H}} \tag{14}$$

式中：V_{H}为高压罐容积，m^3；ρ_{H}为由 CO_2 热物性确定的密度，$\mathrm{kg/m}^3$；T_{H}为高压罐内 CO_2 的热力学温度，K。

阀门开度与流量、压降速率呈正相关，小开度可延长释能时间。由表 13 可知，开度由 100%降至 40%时，释能周期延长，流量和压降速率降低，而总泄放工质量基本不变，说明小开度主要通过降低瞬时流量延缓泄压，而非增加总排气量。

表 13 高压罐控制体定量结果

Tab.13 High-pressure tank control body quantitative result analysis table

阀门开度/%	释能时间/s	平均压力衰减速率/(MPa·s^{-1})	释放 CO_2 质量/kg	平均质量流量/(kg·h^{-1})
100	550	5.45x10^{-4}	7.6	49.7
80	570	5.26x10^{-4}	7.4	46.7
70	600	5x10^{-4}	7.3	43.8
50	670	4.48x10^{-4}	7.1	38.0
40	700	4.29x10^{-4}	7.1	36.4

对于板式换热器控制体，热水侧向 CO_2 侧的换热量 $\dot{Q}_{\mathrm{hx}}$ 满足能量守恒关系：

$$\dot{Q}_{\mathrm{hx}}=\dot{m}_{\mathrm{CO_2}}\left(h_{\mathrm{exp,in}}-h_{\mathrm{v,out}}\right) \tag{15}$$

式中：$h_{\mathrm{v,out}}$为节流阀后 CO_2 比焓，kJ/kg；$h_{\mathrm{exp,in}}$为膨胀机入口 CO_2 比焓，kJ/kg。

加热温度升高的直接作用是提高 $h_{\mathrm{exp,in}}$，增强单位质量 CO_2 做功能力。根据计算得到的 CO_2 侧换热功率见表 14。由表 14 可知：升温可提高工质比焓和换热量；开度减小虽使单位工质焓值提高，但流量降幅更大，导致总换热功率降低。因此，升温有利于单位工质做功，而系统总出力主要受流量制约。

表 14 板式换热器控制体定量结果

Tab.14 Plate heat exchanger control body quantitative result analysis table

阀门开度/%	加热温度/℃	平均质量流量/(kg·h^{-1})	比焓增量/(kJ·kg^{-1})	换热功率/kW
100	60	54.3	23.5	0.52
100	70	54.3	31.3	0.63
80	60	48.6	24.3	0.48
80	70	48.6	32.1	0.57
70	60	43.8	25.4	0.42
70	70	43.8	33.2	0.52
50	60	38.0	26.2	0.38
50	70	38.0	34.8	0.48
40	60	36.4	28.0	0.36
40	70	36.4	36.4	0.48

对于膨胀机控制体，输出功率可表示为：

$$P_{\mathrm{exp}}=\eta_{\mathrm{m}}\eta_{\mathrm{g}}\dot{m}_{\mathrm{CO_2}}\left(h_{\mathrm{exp,in}}-h_{\mathrm{exp,out}}\right) \tag{16}$$

式中：P_{exp}为膨胀机输出功率，W；η_{m}为膨胀机效率，%；η_{g}为发电机效率，%；$h_{\mathrm{exp,in}}$为膨胀机进口处 CO_2 的比焓，kJ/kg；$h_{\mathrm{exp,out}}$为膨胀机出口处 CO_2 的比焓，kJ/kg。

由式(16)可知，膨胀机输出功率受质量流量、入口比焓和有效膨胀过程共同影响。结合表 13 和表 14 可知，阀门开度主要调控流量与泄压速率，加热则提高入口比焓，增强单位工质做功能力。大开度初始流量大、瞬时功率高，但压降快、功率衰减明显；小开度释能周期较长，但流量受限，加热难以显著提升总功率。因此，升温增焓的增效幅度受流量制约，中等开度可较好兼顾流量、焓增与泄压速率。

3 结 论

本文以 0~1 MPa 低压压缩 CO_2储能系统释能过程为对象，研究阀门开度与加热温度对释能性能的影响，揭示低压工况下关键参数协同调控机理，并确定实验范围内较优工况。结合压力、膨胀比、膨胀机入口温度及输出功率等动态数据，主要结论如下。

1）阀门开度显著影响低压 CCES 系统释能性能。开度由 100%降至 40%时，阀门流通能力减弱、节流作用增强，高压罐压力和膨胀比衰减变慢，工质流量及有效压力受限，释能过程由快速释能转为受控释能。40%开度释能时长为 700 s，较全开工况提高约 27%。

2）升高加热温度可提升膨胀机出力。相同开度下，温度 70 ℃工况的入口温度和功率增长率均高于温度 60 ℃工况，表明升温可提高工质入口比焓，增强膨胀机做功能力。

3）在实验范围内，100%开度、温度 70 ℃工况峰值功率和系统效率最高，适用于短时大功率释能；50%开度、温度 70 ℃工况虽峰值功率和效率较低，但释能周期较长，平均功率和发电量优于 40%开度，且功率波动小于全开工况，更适用于长时稳定释能场景。

[参 考 文 献]

[1] 中国电力企业联合会. 中国电力行业年度发展报告 2023[R]. 北京: 中国电力企业联合会, 2023.
China Electricity Council. Annual development report of China electric power industry[R]. Beijing: China Electricity Council, 2023.

[2] 税纪钧, 王钦, 杜尔顺, 等. 新型电力系统

充裕性面临的挑战和应对方法展望[J/OL]. 中国电机工程学报, 2026-03-12. https://link.cnki.net/urlid/11.2107.TM.20260312.1051.002.

Shui J J, Wang Q, Du E S, et al. Challenges and prospects for addressing resource adequacy in new power systems[J/OL]. Proceedings of the CSEE, 2026-03-12. https://link.cnki.net/urlid/11.2107.TM.20260312.1051.002.

［3］ 杜冬梅, 曹冬惠, 何青. "双碳"目标下我国电力行业低碳转型的思路探讨[J]. 热力发电, 2022, 51(10): 1.

Du D M, Cao D H, He Q. Discussion on low-carbon transformation of China's power industry under the "double-carbon" goal[J]. Thermal Power Generation, 2022, 51(10): 1.

［4］ 杨玉, 黄斌, 孟欣, 等. 基于二氧化碳热力循环的储能研究综述[J]. 热力发电, 2023, 52(6): 12.

Yang Y, Huang B, Meng X, et al. Research summary on the energy storage technologies based on carbon dioxide thermodynamic cycle[J]. Thermal Power Generation, 2023, 52(6): 12.

［5］ 赵明智, 朱轶林, 胡东子, 等. 压缩二氧化碳储能系统热力学性能研究[J]. 工程热物理学报, 2025, 46(11): 3495.

Zhao M Z, Zhu Y L, Hu D Z, et al. Thermodynamic performance analysis of compressed carbon dioxide energy storage systems[J]. Journal of Engineering Thermophysics, 2025, 46(11): 3495.

［6］ 赵大周, 张钟平, 汪淑军, 等. 基于EBSILON的压缩二氧化碳储能系统仿真分析[J]. 节能, 2023, 42(12): 84.

Zhao D Z, Zhang Z P, Wang S J, et al. Simulation analysis of compressed carbon dioxide energy storage system based on EBSILON[J]. Energy Conservation, 2023, 42(12): 84.

［7］ 姜佳晖, 王子杰, 池冉, 等. 压缩 sCO_2 储能系统动态特性仿真[J]. 山东科学, 2024, 37(4): 93.

Jiang J H, Wang Z J, Chi R, et al. Study on supercritical carbon dioxide energy storage system and its operating characteristics[J]. Shandong Science, 2024, 37(4): 93.

［8］ 尤佳睿, 吴佳华, 许亮, 等. 基于数据协调的超临界二氧化碳再压缩循环㶲分析方法[J]. 中国电机工程学报, 2025, 45(23): 9280.

You J R, Wu J H, Xu L, et al. Exergy analysis for supercritical carbon dioxide recompression cycle based on data reconciliation[J]. Proceedings of the CSEE, 2025, 45(23): 9280.

［9］ 魏厚祺, 郝洪亮, 邱皓, 等. 压缩二氧化碳储能系统性能和经济性研究[J]. 动力工程学报, 2026, 46(2): 113.

Wei H Q, Hao H L, Qiu H, et al. Performance and economic study of compressed carbon dioxide energy storage systems[J]. Journal of Chinese Society of Power Engineering, 2026, 46(2): 113.

［10］Alami A H, Hawili A A, Hassan R, et al. Experimental study of carbon dioxide as working fluid in a closed-loop compressed gas energy storage system[J]. Renewable Energy, 2019, 134: 603.

［11］吴思成. 压缩 CO_2 储能的系统分析及实验验证[D]. 天津: 天津商业大学, 2019.

Wu S C. System analysis and experimental verification of compressed CO_2 energy storage[D]. Tianjin: Tianjin University of Commerce, 2019.

［12］Huang Q X, Feng B, Liu S C, et al. Dynamic operating characteristics of a compressed CO_2 energy storage system[J]. Applied Energy, 2023, 341: 120985.

［13］Zhao M Z, Zhu Y L, Hu D Z, et al. Off-design performance of supercritical compressed carbon dioxide energy storage system[C]//The 15th International Conference on Applied Energy (ICAE2023). Sollentuna: Scanditale AB, 2023: 1.

［14］江然, 刘广林, 吴玉翔, 等. 基于布雷顿循环的压缩二氧化碳储能系统研究[J]. 动力工程学报, 2026, 46(2): 123.

Jiang R, Liu G L, Wu Y X, et al. Study on compressed carbon dioxide energy storage system based on Brayton cycle[J]. Journal of Chinese Society of Power Engineering, 2026, 46(2): 123.

［15］Guo Y D, Xu J L, Yu X J, et al. Optimization of dynamic compressed CO_2 energy storage system: the role of supercritical fluid properties[J]. Energy, 2025, 328: 136417.

［16］李源, 赵明智, 徐玉杰, 等. 液态二氧化碳

储能系统变工况运行特性[J]. 储能科学与技术, 2025, 14(7): 2761.

Li Y, Zhao M Z, Xu Y J, et al. Variable-operating-condition operational characteristics of liquid carbon dioxide energy storage systems[J]. Energy Storage Science and Technology, 2025, 14(7): 2761.

［17］杨建道, 陈来杰, 沈昕. 超临界二氧化碳压缩测试系统动态模型[J]. 热力发电, 2022, 51(2): 117.

Yang J D, Chen L J, Shen X. Dynamic model of supercritical carbon dioxide compression testing system[J]. Thermal Power Generation, 2022, 51(2): 117.

［18］Wang J Q, Li T, Zhang Z X, et al. Effect of valve on ballistic performance in supercritical CO_2 pneumatic launch[J]. Journal of CO_2 Utilization, 2023, 75: 102580.

［19］Bai J S, Chen W, Xie N N, et al. Dynamic characteristics and optimizations of the proposed combined cold and power system with integrated advanced adiabatic compressed air energy storage and double-effect compression-absorption refrigeration[J]. Energy, 2023, 283: 128474.

［20］Wolscht L, Knobloch K, Jacquemoud E, et al. Dynamic simulation and experimental validation of a 35MW heat pump based on a transcritical CO_2 cycle[J]. Energy, 2024, 294: 130897.

（责任编辑 邓玲惠）