

DOI: 10.19666/j.rlfed.202412254

燃煤机组耦合气液互转二氧化碳储能 系统设计与性能分析

侯坤, 刘向阳, 何茂刚

(西安交通大学热流科学与工程教育部重点实验室, 陕西 西安 710049)

[摘要] 燃煤机组与大规模储能系统协调运行能够有效提高电力系统的灵活性, 平滑可再生能源电力输出。提出一种与燃煤机组耦合的气液互转二氧化碳储能系统, 利用燃煤机组凝结水和给水回收压缩热, 通过疏水预热透平入口 CO₂, 实现了储/释能过程的热了解耦, 无需配备储热装置。基于耦合系统数学模型, 优化设计了系统耦合方案, 并与独立 CO₂ 储能系统进行了性能对比分析。结果表明: 压缩热梯级回收将末级间冷器焓效率从 73.3% 提升至 89.6%, 疏水梯级预热代替抽汽预热使一级预热器焓效率从 53.1% 提升至 89.7%; 在最佳耦合方案下, 系统电-电效率相比于独立系统从 63.6% 提高至 76.8%, 度电成本从 0.13 美元/(kW·h) 降低至 0.093 美元/(kW·h), 往返效率略降至 63.2%; 叶轮机械与换热器是系统总焓损和投资成本的主要来源, 是提升系统热力性能和经济性的关键部件; 提升释能功率至 90 MW 后, 系统度电成本降低至 0.089 美元/(kW·h), 机组调峰范围扩大至 86.4%~107.6%。

[关键词] 燃煤机组; 二氧化碳储能; 耦合方案; 性能分析

[引用本文格式] 侯坤, 刘向阳, 何茂刚. 燃煤机组耦合气液互转二氧化碳储能系统设计与性能分析[J]. 热力发电, 2025, 54(10): 1-10. HOU Kun, LIU Xiangyang, HE Maogang. Design and performance analysis of a gas-liquid interconversion carbon dioxide energy storage system coupled with a coal-fired power plant[J]. Thermal Power Generation, 2025, 54(10): 1-10.

Design and performance analysis of a gas-liquid interconversion carbon dioxide energy storage system coupled with a coal-fired power plant

HOU Kun, LIU Xiangyang, HE Maogang

(Key Laboratory of Thermal-Fluid Science and Engineering of MOE, Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049, China)

Abstract: The coordinated operation of coal-fired power plant (CFPP) with large-scale energy storage systems can effectively regulate the flexibility of power system and smooth the renewable power output. A gas-liquid interconversion carbon dioxide energy storage system coupled with a CFPP was proposed, which recovers compression heat using condensate and feedwater of CFPP and preheats turbine inlet CO₂ through drain water, realizing thermal decoupling of charge and discharge processes without heat storage devices. Based on the mathematical models of the coupling system, the system coupling schemes were designed and optimized, and a comparative performance analysis with stand-alone system was conducted. The results show that, the compression heat cascade recovery boosts the exergy efficiency of last-stage intercooler from 73.3% to 89.6%, and the exergy efficiency of the first-stage preheater improves from 53.1% to 89.7% by replacing extraction preheating with drain water cascade preheating. In the optimal coupling scheme, the system energy storage efficiency improves from 63.6% to 76.8% compared to the stand-alone system, and the leveled cost of electricity reduces from 0.130 dollar/(kW·h) to 0.093 dollar/(kW·h), with a slight reduction in round-trip efficiency to 63.2%. The turbomachinery and heat exchangers, representing the main contributors to the total system exergy destruction and investment cost, are key components in improving thermodynamic and economic performance. Increasing the discharge power to

收稿日期: 2024-12-02

基金项目: 国家自然科学基金项目 (51936009)

Supported by: National Natural Science Foundation of China (51936009)

第一作者简介: 侯坤 (1997), 男, 博士研究生, 主要研究方向二氧化碳储能技术, hhoukun@stu.xjtu.edu.cn.

通信作者简介: 刘向阳 (1987), 男, 博士, 教授, 主要研究方向流体热物性, lixyang@mail.xjtu.edu.cn.

90 MW reduces the levelized cost of electricity to 0.089 dollar/(kW·h) and expands the peak regulating range to 86.4%~107.6%.

Key words: coal-fired power unit; carbon dioxide energy storage; coupling schemes; performance analysis

可再生能源具有间歇性、波动性等特点,其大规模并网给电力系统的稳定性带来了巨大挑战^[1-4]。压缩 CO₂ 储能 (CCES) 技术作为一种新型大规模储能技术,凭借其易液化、结构紧凑、寿命长等优势^[5-6],展现出良好的应用前景。近年来,国内外学者针对 CCES 的 CO₂ 储存方式、系统配置和多联产等方面开展了广泛研究。部分学者认为,咸水层可以作为 CO₂ 的天然储存容器,并通过热力学分析^[7-8]和数值模拟^[9]验证了其可行性。Xu 等人^[10]提出利用水下能量袋来实现超临界 CO₂ 的恒压储存。然而,地下、水下 CCES 系统均受到地理条件的严格限制,且储能密度不高。

为了提高储能密度,国内外学者开始关注液态 CO₂ 储能 (LCES)。Wang 等人^[11]利用蓄冷填充床液化 0.6 MPa 的低压 CO₂,构建了一种结合有机朗肯循环的 LCES 系统,储能密度可达 36.12 (kW·h)/m³,但其蓄冷相变损失较大。Zhao 等人^[12]以涡流管为冷凝装置,设计了一种无需外部冷源的自冷凝 LCES 系统。然而,涡流管内部的能量分离机制迄今尚未形成普遍共识的理论。总体而言,虽然 LCES 系统的储能密度较高,但如何实现高效的亚临界 CO₂ 冷凝仍需展开大量探索。对此,Zhao 等人^[13]提出一种气液互转 CCES 系统,低压侧利用柔性气仓储存常压 CO₂,高压侧采用人工储罐储存液态 CO₂。尽管柔性气仓的占地面积较大,但由于该系统结构简单、技术成熟,我国^[14]和意大利^[15]报道的示范项目均采用这种布局,往返效率可达到 70%。

燃煤发电具有功率可控、技术成熟等优势,在电网中发挥着托底保供作用。研究发现,配备压缩空气储能^[16]或储热^[17]等储能设施可以提升燃煤机组的灵活性,缓解可再生能源电力增长困境。在耦合 CO₂ 储能方面,Chae 等人^[18]通过热力学分析验证了 CCES 和 LCES 集成火电厂蒸汽循环的可行性,系统往返效率可达 64%,储能密度可达 36 (kW·h)/m³。Tang 等人^[19]提出了耦合燃煤机组的超临界 CCES 系统,并利用 CO₂ 混合工质解决了纯 CO₂ 在干燥条件下效率低、经济性差的问题。然而,以上研究均未回收压缩过程产生的压缩热。He 等人^[20]的研究表明,集成热电联产机组的 CCES 系统比独立 CCES 系统表现出更好的热力性能。严晓生等人^[21]展开了 LCES 系统与燃煤机组的耦合方案研

究,发现在配置热水罐并达到最大放热时,机组调峰能力增加了 37.4%。虽然上述研究已取得显著进展,但采用抽汽预热 CO₂ 造成的相变损失较大,并且储热装置的引入增加了系统的复杂性和成本。

针对以上问题,本文提出了一种耦合燃煤机组的新型气液互转 CO₂ 储能系统。该系统利用燃煤机组的凝结水和给水直接回收储能过程中产生的压缩热,通过无相变的疏水预热透平入口 CO₂,实现了储/释能过程的热力解耦,消除了压缩过程对透平入口温度的限制。同时,该设计无需配备储热装置,从而降低了系统初始投资成本和复杂性。本文首先建立了耦合系统数学模型,进行了系统耦合方案设计及优选;随后,在最佳耦合方案下对系统进行了热力学及经济性能分析,并与独立 CO₂ 储能系统进行对比,阐明了耦合系统的优势和主要改进方向;最后,分析了储能系统容量对系统性能的潜在影响。本文研究结果可为未来燃煤机组与 CO₂ 储能技术的结合提供重要参考。

1 系统概述

本文提出的耦合燃煤机组的气液互转 CO₂ 储能系统如图 1 所示。系统包括燃煤机组单元和气液互转 CCES 单元,两者通过循环管路和阀门 VA—VE 连接。CCES 单元采用三级压缩和三级膨胀,可避免压缩机排气温度过高,同时提高透平做功能力。由于超临界 CO₂ 的比热容随温度变化剧烈,末级间冷器和一级预热器均采用分段布置梯级换热,以确保良好的温度匹配。其他换热器内的 CO₂ 状态远离临界点,比热容变化相对平缓,故采用单段布置。

耦合系统包含储能和释能 2 个工作过程:

1) 储能过程 在用电低谷期,常压气态 CO₂ 从柔性气仓进入压缩机,并在燃煤机组富余电能的驱动下被压缩至储能压力。压缩热在间冷器中被回收,末级间冷器出口 CO₂ 在冷凝器中被液化并储存在高压罐内;

2) 释能过程 在用电高峰期,高压罐内的 CO₂ 经增压泵增压至释能压力后进入预热器,被加热至高温状态并在透平中膨胀做功,与燃煤机组共同向用户供电,透平乏气经冷却器冷却后返回柔性气仓。根据温度匹配原则,选择燃煤机组凝结水 (C_{in}) 和给水 (F_{in}) 作为冷源直接回收压缩热,吸热后返

回至燃煤机组 (C_{out} 和 F_{out})。此外,以燃煤机组高温疏水 (H_{in}) 和低温疏水 (L_{in}) 作为 CO₂ 预热器,

放热后回流至燃煤机组 (H_{out} 和 L_{out}),这样可以避免抽汽相变,降低系统不可逆损失。

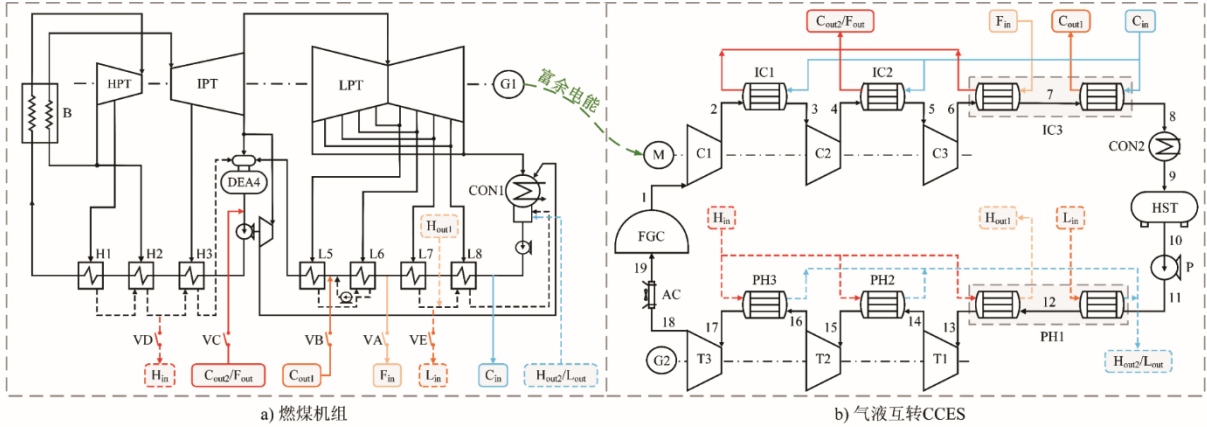


图 1 耦合燃煤机组的气液互转 CO₂ 储能系统示意

Fig.1 Schematic diagram of the gas-liquid interconversion CO₂ energy storage system coupled with coal-fired power unit

2 模型与方法

利用 MATLAB 平台建立与 REFRPOP 10.0 数据库^[22]链接的内部代码,获取工作流体的热物理性质。为了简化计算,本文做出如下假设: 1) 系统处于稳态运行; 2) 忽略 CCES 单元换热器和管道的压降及热损失; 3) 忽略系统工质泄漏; 4) 储/释能过程运行时间相等。

2.1 能量分析模型

CO₂ 压缩机、泵和透平采用等熵效率模型^[23-24]:

$$\begin{cases} \eta_{C\&P} = \frac{h_{C\&P,out,is} - h_{C\&P,in}}{h_{C\&P,out} - h_{C\&P,in}} \\ \eta_T = \frac{h_{T,in} - h_{T,out}}{h_{T,in} - h_{T,out,is}} \end{cases} \quad (1)$$

式中: η 为效率; h 为焓值, kJ/kg; 下标 C、P 和 T 分别表示压缩机、增压泵和透平; 下标 is、in 和 out 分别表示等熵过程、部件进口和部件出口。

CO₂ 压缩机、泵耗功率及透平输出功率为^[23-24]:

$$\begin{cases} \dot{W}_{C\&P} = \dot{m}_{CO_2} (h_{C\&P,out} - h_{C\&P,in}) \\ \dot{W}_T = \dot{m}_{CO_2} (h_{T,in} - h_{T,out}) \end{cases} \quad (2)$$

式中: \dot{W} 为功率, MW; \dot{m} 为质量流量, kg/s。

考虑到临界点附近 CO₂ 的比热容对温度变化敏感, 本文对间冷器和预热器进行离散化处理^[23]。经 N 等分后, 间冷器和预热器内的能量平衡可表示为:

$$\begin{cases} \dot{Q}_n = \dot{m}_{hot} (h_{hot,n+1} - h_{hot,n}) = \dot{m}_{cold} (h_{cold,n+1} - h_{cold,n}) \\ \dot{Q} = \sum_{n=1}^N \dot{Q}_n = \dot{m}_{hot} (h_{hot,in} - h_{hot,out}) = \dot{m}_{cold} (h_{cold,out} - h_{cold,in}) \end{cases} \quad (3)$$

式中: \dot{Q}_n 和 \dot{Q} 分别为第 n 段和整个换热器的换热量, MW; 下标 hot 和 cold 分别为热、冷流体。

冷凝器和冷却器的散热量均可表示为:

$$\dot{Q} = \dot{m}_{CO_2} (h_{in} - h_{out}) \quad (4)$$

耦合 CCES 会造成燃煤机组的汽水分布发生变化, 可通过矩阵热平衡方程 (MTBE) 进行计算^[25]。以图 1 中储能过程的耦合方案为例, 即以凝结水作为一级间冷器、二级间冷器和末级间冷器低温段冷源, 以 7 号低压给水加热器 (低加) 出口给水作为末级间冷器高温段冷源, 吸收压缩热后根据温度匹配原则分别汇入 6 号低加出口和除氧器出口, 耦合系统的 MTBE 为:

$$\begin{bmatrix} q_1 \\ \gamma_2 q_2 \\ \gamma_3 q_3 \\ \gamma_4 q_4 \\ \tau_5 q_5 \\ \tau_6 q_6 \\ \tau_7 q_7 \\ \tau_8 q_8 \end{bmatrix} + \dot{m}_{Cout1} \begin{bmatrix} \dot{m}_1 \\ \dot{m}_2 \\ \dot{m}_3 \\ \dot{m}_4 \\ \dot{m}_5 \\ \dot{m}_6 \\ \dot{m}_7 \\ \dot{m}_8 \end{bmatrix} + \dot{m}_{Cout2} \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ h_{Cout1} - h_{w6} \\ \tau_6 \\ \tau_7 \\ \tau_8 \end{bmatrix} + \dot{m}_{Fout} \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ h_{Fout} - h_{w4} \\ \tau_4 \\ \tau_5 \\ \tau_6 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} = \dot{m}_{w1} \begin{bmatrix} \tau_1 \\ \tau_2 \\ \tau_3 \\ \tau_4 \\ \tau_5 \\ \tau_6 \\ \tau_7 \\ \tau_8 \end{bmatrix} \quad (5)$$

式中: q_j 、 γ_j 和 τ_j ($j=1\sim 8$) 分别为第 j 级给水加热器

的抽汽焓降、疏水焓降和给水焓升, kJ/kg ; \dot{m}_j 为第 j 级抽汽流量, kg/s ; h_{wj} 为第 j 级给水加热器出口给水焓值, kJ/kg 。

储/释能过程中其他耦合方案的 MTBE 书写规则均可参考式(5), 本文不再赘述。

根据所求得的燃煤机组汽水分布, 可确定锅炉吸热量 \dot{Q}_B 和燃煤机组发电量 \dot{W}_{CFPP} 分别为^[24,26]:

$$\begin{cases} \dot{Q}_B = \dot{m}_0 h_0 + \dot{m}_{\text{th}} q_{\text{th}} - \dot{m}_{\text{wl}} h_{\text{wl}} \\ \dot{W}_{\text{CFPP}} = \eta_m \eta_g (\dot{m}_0 h_0 + \dot{m}_{\text{th}} q_{\text{th}} - \sum_{j=1}^8 \dot{m}_j h_j - \dot{m}_c h_c) \end{cases} \quad (6)$$

式中: \dot{m}_0 、 \dot{m}_{th} 和 \dot{m}_c 分别为主蒸汽、再热蒸汽和乏汽质量流量, kg/s ; h_0 和 h_c 分别为主蒸汽和乏汽焓值, kJ/kg ; q_{th} 为再热蒸汽吸热量, kJ/kg ; η_m 和 η_g 分别为机械效率和发电机效率。

2.2 焓分析模型

系统中每股流体的焓流率可以定义为^[19]:

$$\dot{E} = \dot{m} [(h - h_{\text{am}}) - T_{\text{am}} (s - s_{\text{am}})] \quad (7)$$

式中: T 为热力学温度, K ; s 为熵值, $\text{kJ}/(\text{kg} \cdot \text{K})$; 下标 am 表示环境状态。

采用“燃料-产品”概念, 系统中每个部件的焓平衡方程为^[19]:

$$\dot{E}_{\text{F},k} = \dot{E}_{\text{P},k} + \dot{E}_{\text{D},k} \quad (8)$$

式中: $\dot{E}_{\text{F},k}$ 、 $\dot{E}_{\text{P},k}$ 和 $\dot{E}_{\text{D},k}$ 分别为部件 k 的燃料焓、产品焓和焓损, MW 。

部件 k 的焓效率 ε_k 和相对焓损 y_k 分别为^[24]:

$$\begin{cases} \varepsilon_k = \frac{\dot{E}_{\text{P},k}}{\dot{E}_{\text{F},k}} \times 100\% \\ y_k = \frac{\dot{E}_{\text{D},k}}{\sum \dot{E}_{\text{D},k}} \times 100\% \end{cases} \quad (9)$$

2.3 经济分析模型

经济分析对于评估储能系统的工程应用潜力具有重大意义。系统中各部件的购入成本方程见表 1。考虑通货膨胀等因素, 各部件的购入成本 Z 需根据 CEPCI 值从初始年份转化至目标年份, 本文选用 2021 年作为初始年份, CEPCI 取 708.0^[27]。

$$Z_{2021} = \frac{\text{CEPCI}_{2021}}{\text{CEPCI}_{\text{original}}} Z_{\text{original}} \quad (10)$$

若计入各部件的维护成本, 部件 k 的投资成本率 \dot{Z}_k 可表示为^[19]:

$$\dot{Z}_k = \frac{\varphi \cdot \text{CRF} \cdot Z_k}{N} \quad (11)$$

$$\text{CRF} = \frac{i_r (1 + i_r)^n}{(1 + i_r)^n - 1} \quad (12)$$

式中: φ 为维护系数, 取 1.06; CRF 为资金回收系数; N 为年运行小时数, 取 2 920 h; i_r 为贴现率, 取 0.12; n 为运行年限, 取 20 年^[19]。

表 1 各部件的购入成本方程

Tab.1 Purchase cost equations for each component

部件	成本方程	初始年份 (CEPCI)
压缩机 ^[23]	$Z = 71.1 \dot{m}_c \frac{1}{0.92 - \eta_c} \frac{p_{\text{out}}}{p_{\text{in}}} \ln \frac{p_{\text{out}}}{p_{\text{in}}}$	1996 (381.7)
透平 ^[23]	$Z = 497.34 \dot{m}_t \frac{(1 + e^{(0.0367 \dot{m}_t - 54.4)})}{0.93 - \eta_t} \ln \frac{p_{\text{in}}}{p_{\text{out}}}$	1996 (381.7)
泵 ^[27]	$Z = 1 120 \dot{W}_p^{0.8}$	2005 (468.2)
换热器 ^[23]	$Z = 2 143 A_{\text{HEX}}^{0.514}$	1996 (381.7)
储罐 ^[27]	$Z = 4 042 V_{\text{Tank}}^{0.506}$	1996 (381.7)
柔性气仓 ^[13]	$Z = z_{\text{FGC}} V_{\text{FGC}} \cdot z_{\text{FGC}} = 2.307 \$/\text{m}^3$	2021 (708.0)

2.4 性能评价指标

本文以电-电效率 ESE、往返效率 RTE 和度电成本 LCOE 作为性能评价指标。其中, 电-电效率定义为释能过程中的净输出电能与储能过程中的总消耗电能之比^[24]。

$$\text{ESE} = \frac{(\dot{W}_T - \dot{W}_P) t_{\text{dis}}}{\dot{W}_C t_{\text{char}}} \quad (13)$$

往返效率定义为释能过程中的净输出电能与系统在一个运行周期内消耗的总能量之比^[24]。

$$\text{RTE} = \frac{(\dot{W}_T - \dot{W}_P) t_{\text{dis}}}{\dot{W}_C t_{\text{char}} + \Delta Q_{\text{CFPP}}} \quad (14)$$

度电成本定义为储能系统单位发电量所对应的系统总投资成本^[19]。

$$\text{LCOE} = \frac{\sum_{k=1}^K \dot{Z}_k + z_{\text{valley}} (\dot{W}_C + \Delta \dot{W}_{\text{CFPP, char}})}{\dot{W}_T - \dot{W}_P} \quad (15)$$

式中: t_{char} 和 t_{dis} 为储/释能时长, h; ΔQ_{CFPP} 为燃煤机组耦合 CCES 后的等效锅炉吸热量变化, $\text{MW} \cdot \text{h}$; z_{valley} 为谷电电价, 取 0.05 美元/ $(\text{kW} \cdot \text{h})$ ^[27]; $\Delta \dot{W}_{\text{CFPP, char}}$ 为燃煤机组耦合 CCES 后在储能阶段的发电功率变化, MW 。

2.5 模型验证

鉴于本文所提出的耦合系统具有原创性, 目前尚无与其完全相同的实验或理论研究。因此, 本文通过文献中独立 660 MW 燃煤机组和独立气液互转 CCES 系统的相关数据进行模型验证, 结果见表 2。由表 2 可知, 本文模型计算值与文献值的最大相对

误差绝对值为 2.08%，小于工程允许误差，验证了本文所建模型的可靠性。

表 2 本文模型可靠性验证结果

Tab.2 Reliability validation results of the proposed model

系统	项目	文献值	计算值	误差/%
燃煤 机组 ^[28]	主蒸汽流量/(t·h ⁻¹)	1 792.5	1 790.7	-0.10
	再热蒸汽流量/(t·h ⁻¹)	1 524.7	1 533.1	0.56
	给水温度/°C	290.0	289.9	-0.03
	锅炉吸热量/MW	1 346.1	1 347.7	0.12
	热效率/%	49.03	49.02	-0.02
CCES 系统 ^[13]	热耗率/(kJ·(kW·h) ⁻¹)	7 342.24	7 343.40	0.02
	CO ₂ 质量流量/(kg·s ⁻¹)	42.07	42.44	0.88
	储能密度/(kW·h·m ⁻³)	0.120	0.118	-1.67
往返效率/%	往返效率/%	71.0	70.6	-0.56
	度电成本/(美元·(kW·h) ⁻¹)	0.125 2	0.127 8	2.08

3 结果与讨论

本文以一个耦合典型超临界 660 MW 燃煤机组的 50 MW 气液互转 CCES 系统作为研究案例。其中，CCES 单元的基本设计参数见表 3。

表 3 CCES 单元基本设计参数

Tab.3 Basic design parameters of the CCES unit

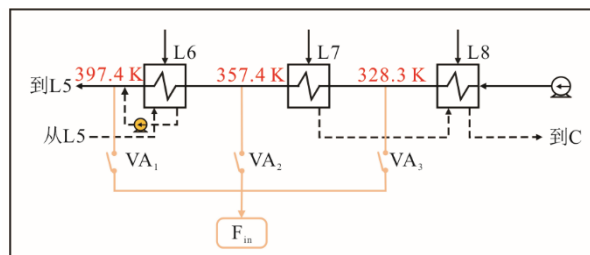
项目	数值
环境温度 T_{am}/K	298.15 ^[27]
环境压力 p_{am}/MPa	0.101 ^[27]
储能压力 p_{char}/MPa	8 ^[4]
释能压力 p_{dis}/MPa	12 ^[4]
间冷器出口 CO ₂ 温度 $T_{IC,out}/K$	313.15 ^[13]
高压罐储存温度 T_{HST}/K	298.15 ^[27]
储/释能时长 $t_{char}&t_{dis}/h$	8 ^[27]
压缩机等熵效率 $\eta_c/\%$	80 ^[10]
透平等熵效率 $\eta_T/\%$	85 ^[10]
增压泵等熵效率 $\eta_p/\%$	80 ^[10]
换热器夹点温差 $\Delta T_{pinch}/K$	5 ^[13]

3.1 耦合方案设计

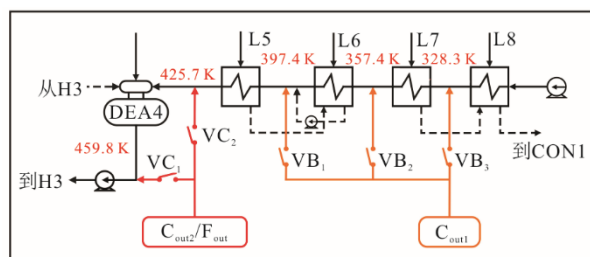
本节将比较耦合系统在不同耦合方案下的性能，从而确定最佳耦合方案。如图 1 所示， C_{in} 的输入位置可根据间冷器出口温度被唯一确定为凝结水， H_{out2} 和 L_{out} 的输出位置可根据预热器入口 CO₂ 温度和换热器夹点温差被唯一确定为凝汽器。此外，根据温度对口原则， H_{out1} 和 L_{in} 可取相同位置。因此，需要讨论 F_{in} 、 L_{in} 和 H_{in} 的输入位置以及 C_{out} 和 F_{out} 的输出位置对系统性能的影响。图 2 给出了耦合系统的可选耦合方案。

如图 2a)所示，根据压缩机出口温度和各级给水温度， F_{in} 输入位置有 3 种可选方案 A₁—A₃，分别由阀门 VA₁—VA₃ 控制。同样地， C_{out1} 输出位置

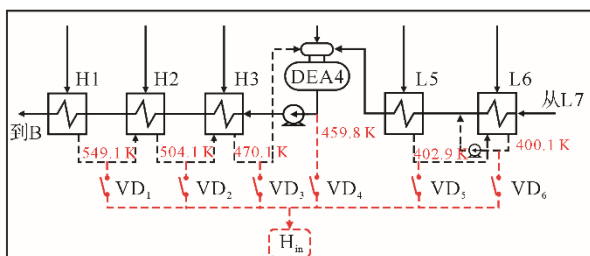
有 3 种可选方案 B₁—B₃， C_{out2} 与 F_{out} 由于温度接近可共用同一输出位置，有 2 种可选方案 C₁ 和 C₂，具体如图 2b)所示。因此， C_{out} 和 F_{out} 输出位置共有 6 种可选组合方案 B₁C₁、B₁C₂、B₂C₁、B₂C₂、B₃C₁、B₃C₂。根据各级疏水温度和 CO₂ 的预热需求， H_{in} 输入位置有 6 种可选方案 D₁—D₆， L_{in} 输入位置有 2 种可选方案 E₁ 和 E₂，具体如图 2c)和图 2d)所示。其中，除氧器由于缺乏疏水，方案 D₄ 采用除氧器出口给水作为替代热源。



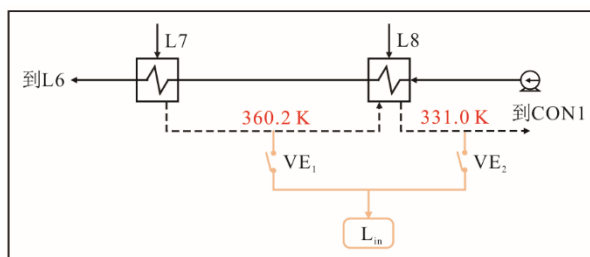
a) F_{in} 输入方案



b) C_{out} 和 F_{out} 输出方案



c) H_{in} 输入方案



d) L_{in} 输入方案

图 2 耦合系统可选耦合方案
Fig.2 Optional coupled schemes for the coupled system

3.1.1 F_{in} 输入方案

图 3 比较了单段布置与不同 F_{in} 输入方案下分段布置末级间冷器的换热曲线及焓效率 ϵ_{IC3} 。由

图 3a)可知, 由于临界点附近 CO_2 比热容随温度剧烈变化, 单段布置导致传热温差分布不均, 限制了末级间冷器的换热性能, 焓效率仅为 73.3%。相比之下, 采用分段布置梯级换热方式, 可有效改善局部温差过大的问题, 优化温度匹配, 进而显著提升焓效率(图 3b)~图 3d)。其中, 方案 A_2 展现出最佳的换热特性, 末级间冷器焓效率达到最高值 89.6%。因此, 7 号低加给水是 F_{in} 的最佳输入位置。

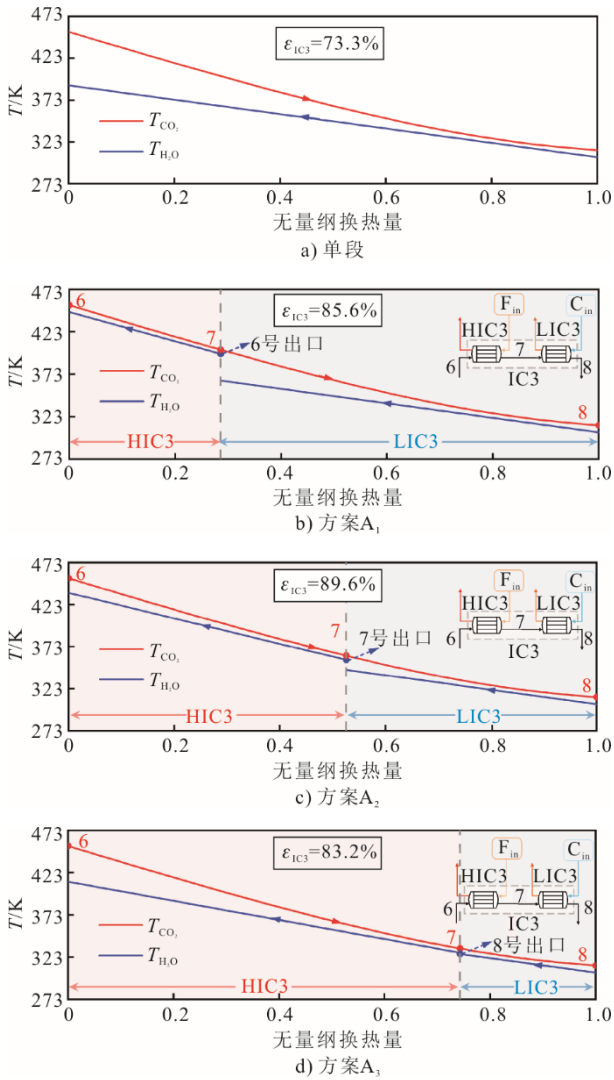


图 3 不同方案下末级间冷器换热曲线及焓效率
Fig.3 Heat exchange curves and exergy efficiencies of IC3 with different schemes

3.1.2 L_{in} 输入方案

图 4 比较了单段布置与不同 L_{in} 输入方案下分段布置一级预热器的换热曲线及焓效率 ϵ_{PH1} 。由图 4a)、图 4b)可知, 单段抽汽预热虽然能将透平入口 CO_2 预热至更高温度, 但蒸汽相变过程会伴随大量不可逆损失, 导致一级预热器的焓效率仅为 53.1%。改用疏水预热可以有效避免这一问题, 使焓效率提升至

75.5%。进一步采用分段疏水预热, 能够实现更均匀的传热温差分布, 进而提升换热性能(图 4c)、图 4d)。其中, 方案 E_1 表现出最好的换热特性, 焓效率可达 89.7%。因此, 7 号低加疏水是 L_{in} 的最佳输入位置。总体而言, 分段布置梯级换热显著优化了变物性条件下的换热器性能, 但在工程实践中仍需重点关注精确的温度分布控制及复杂管道布置。

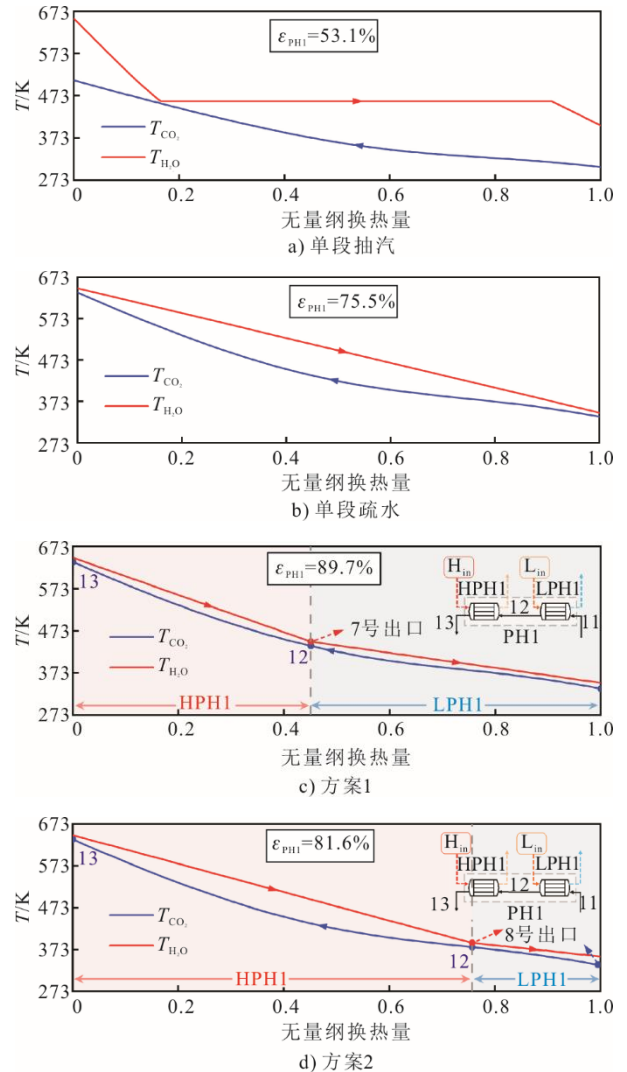


图 4 不同方案下一级预热器换热曲线及焓效率
Fig.4 Heat exchange curves and exergy efficiencies of PH1 with different schemes

3.1.3 C_{out} 和 F_{out} 输出方案

图 5 展示了不同 C_{out} 和 F_{out} 输出方案下系统的电-电效率 ESE、往返效率 RTE 和度电成本 LCOE。由图 5 可见, 不同方案下系统的电-电效率相等, 这是因为压缩热的回收位置对 CCES 单元的运行过程没有影响。此外, 在所有可选方案中, 方案 B_3C_2 具有最高的往返效率 63.2% 和最低的度电成本 0.093 美元/(kW·h), 这是因为该方案可以最大程度

地减少用于给水回热的高参数抽汽，表现出最佳的节能和经济效益。因此，8 号低加是 C_{out1} 的最佳输出位置，5 号低加出口是 C_{out2} 和 F_{out} 的最佳输出位置。在工程实践中，由于方案 B_2C_2 与 B_3C_2 的系统性能差异较小，在选择 C_{out1} 输出位置（8 号或 7 号低加出口）时，还需充分考虑混合流体温差导致的不可逆损失对系统性能的潜在影响。

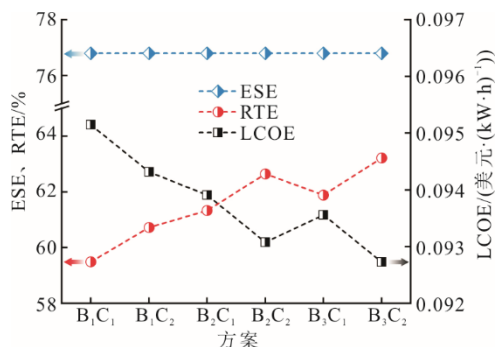


图 5 不同 C_{out} 和 F_{out} 输出方案的系统性能
Fig.5 System performance of different C_{out} and F_{out} output schemes

3.1.4 H_{in} 输入方案

图 6 给出了不同 D_{in} 输入方案下系统的电-电效率、往返效率和度电成本。

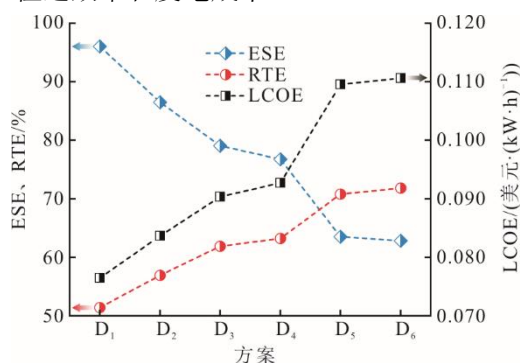


图 6 不同 H_{in} 输入方案的系统性能
Fig.6 System performance of different H_{in} input schemes

随着 H_{in} 采用的疏水产品位降低，电-电效率降低，而往返效率和度电成本均升高。这是因为，采用低品位疏水只能将透平入口 CO_2 预热至较低温度，单位工质在透平中的做功能力不足，限制了电-电效率。同时，系统需要增加工质流量以维持额定功率，这导致压缩机功耗和各部件成本增加，从而提高了度电成本。相反，采用高品位疏水虽然能提高透平入口温度，但在有限的膨胀比下透平乏气会携带大量未回收余热，增加了燃煤机组热耗，导致系统往返效率降低。综合考虑以上因素，本文选择除氧器出口给水（方案 D_4 ）作为 H_{in} 输入位置，以平衡系统各性能指标。在实际工程中，决策者可根据热力性能与经济效益

的侧重点进行方案灵活调整。

3.2 系统性能及成本对比分析

根据确定的最佳耦合方案，表 4 列出了耦合系统的关键性能参数，并与 Zhao 等人^[13]给出的独立 CCES 系统在相同边界条件下进行了对比。图 7 对比了 2 种系统的温-熵 ($T-s$) 图。

表 4 耦合系统与独立 CCES 系统的关键性能参数对比
Tab.4 Comparison of key performance parameters between the coupled system and the stand-alone CCES system

项目	独立系统	耦合系统
CO_2 质量流量 \dot{m}_{CO_2} / (kg·s ⁻¹)	218.58	181.23
透平功率 \dot{W}_T / MW	50.00	51.15
增压泵功率 \dot{W}_p / MW	0	1.15
压缩机功率 \dot{W}_c / MW	78.53	65.11
储能阶段燃煤机组功率 $\dot{W}_{CFPP,char}$ / MW	660.00	675.21
释能阶段燃煤机组功率 $\dot{W}_{CFPP,dis}$ / MW	660.00	638.96
等效锅炉吸热量变化 $\Delta QCFPP$ / (MW·h)	0	111.89
电-电效率 ESE/%	63.6	76.8
往返效率 RTE/%	63.6	63.2
度电成本 LCOE/(美元·(kW·h) ⁻¹)	0.130	0.093

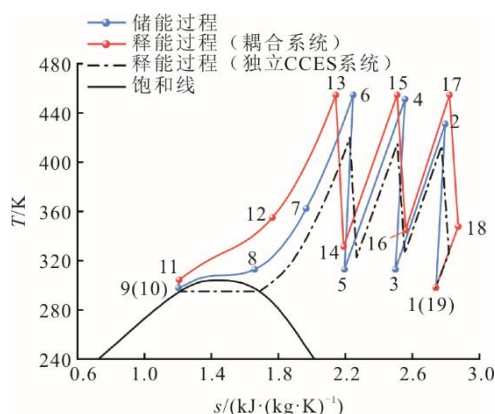


图 7 耦合系统与独立 CCES 系统的 $T-s$ 图
Fig.7 $T-s$ diagram of the coupled system and the stand-alone CCES system

由图 7 可知，耦合燃煤机组对 CCES 系统储能过程中各点状态参数没有影响，因此 2 种系统的储能热力过程线重叠。然而，通过燃煤机组进行压缩热回收和 CO_2 预热，一方面实现了 CCES 系统储/释能过程的热力解耦，节省了储热装置；另一方面，疏水不仅能将 CCES 系统的透平入口 CO_2 加热至更高温度，还能在避免节流降压的情况下实现液态 CO_2 的蒸发，提高单位工质的膨胀做功能力。因此，耦合系统所需 CO_2 质量流量降低，压缩机功耗随之降低。最终，耦合燃煤机组的 CCES 系统电-电效率从独立 CCES 系统的 63.6% 提高到 76.8%，度电成本从 0.130 美元/(kW·h) 降低至 0.093 美元/(kW·h)。

耦合 CCES 亦会对燃煤机组的输出功率产生影

响：在储能阶段，压缩热的回收减少了抽汽需求，使燃煤机组功率增加至 675.21 MW；在释能阶段，疏水热量被用于预热 CO₂，导致燃煤机组功率降低至 638.96 MW。总体来看，燃煤机组在一个运行周期内的等效锅炉吸热量变化为 111.89 MW·h，耦合系统的往返效率由独立 CCES 系统的 63.6% 略降至 63.2%。这一现象表明，配储会不可避免地引入不可逆损失，因此需结合具体工程需求对调峰能力提升和资源节约进行综合评估与优化权衡。

为了进一步揭示 2 种系统在能量损失方面的差异，系统各主要部件的焓损及相对焓损对比结果如图 8 所示。

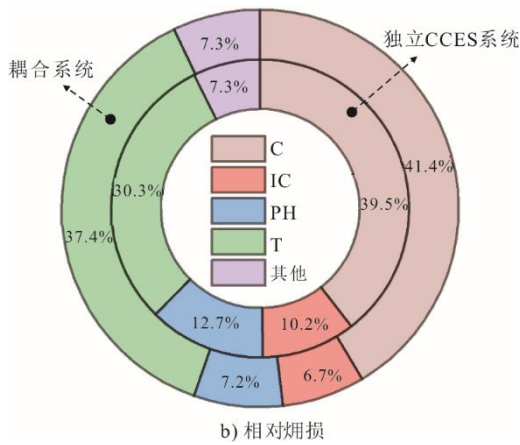
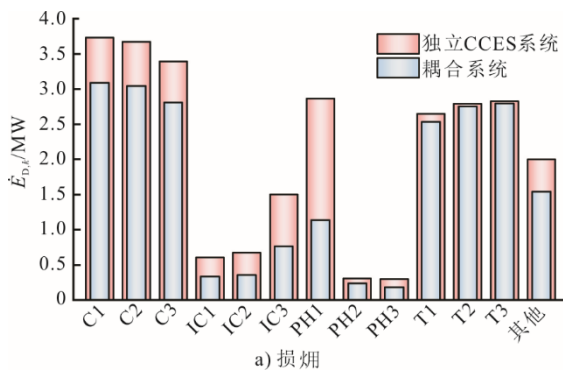


图 8 耦合系统与独立 CCES 系统的焓分析

Fig.8 Exergy analysis of the coupled system and the stand-alone CCES system

由图 8 可知，与独立 CCES 系统相比，耦合系统由于具有较低的 CO₂ 质量流量，各部件焓损都有所降低。其中，末级间冷器和一级预热器的焓损降幅最明显，分别从独立 CCES 系统的 1.51 MW 和 2.87 MW 降低至 0.76 MW 和 1.14 MW，这是因为耦合系统通过分段布置优化了换热性能。此外，2 种系统的焓损都主要来自于叶轮机械，这是由其固有的不可逆性造成的。在独立 CCES 系统中，压缩机和透平的焓损总和达到 19.07 MW，占系统总焓损的 69.8%；而在耦合系统中，压缩机和透平的焓损总和

为 17.04 MW，占系统总焓损的 78.9%。由此可见，研发高性能叶轮机械是提升系统效率的关键。

图 9 对比了 2 种系统中各主要部件的投资成本及相对投资成本，以便分析它们在经济性上的差异。可见，耦合系统中各部件的投资成本都低于独立 CCES 系统，其直接原因仍然是前者具有较低的 CO₂ 质量流量。2 种系统的柔性气仓和末级间冷器投资成本差异较大，分别相差 1.19×10⁶ 美元和 1.05×10⁶ 美元，前者的差异体现在低密度气态 CO₂ 的储存体积上，后者则是由于换热特性的不同。此外，由于耦合系统不需要配备储热水罐（冷水罐 CWT 和热水罐 HWT）便可实现压缩热回收和 CO₂ 预热，在储热装置方面节省了 2.26×10⁶ 美元的投资成本。2 种系统的投资成本都主要来源于叶轮机械和换热器，其中叶轮机械在耦合系统和独立 CCES 系统中的占比分别为 36.9% 和 40.6%，换热器在两者中的占比分别为 38.8% 和 39.4%。因此，叶轮机械和换热器是提高系统经济性的关键部件。

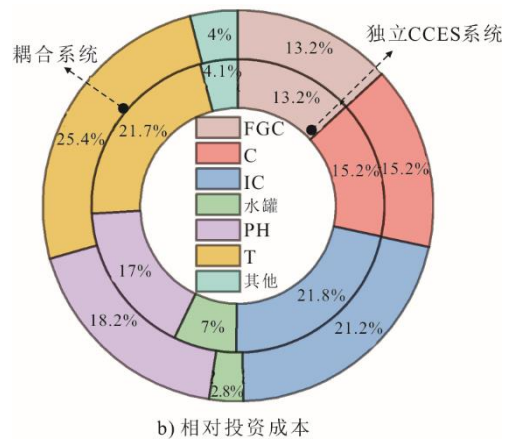
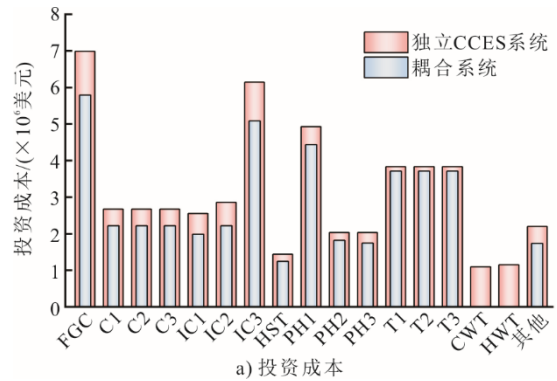


图 9 耦合系统与独立 CCES 系统的投资成本分析

Fig.9 Investment cost analysis of the coupled system and the stand-alone CCES system

3.3 储能系统容量对系统性能的影响

储能系统容量对耦合系统性能及机组调峰能力具有重要影响。本节将深入分析 CCES 释能功率

与系统性能的关联性,为系统优化提供理论支撑。

图 10 展示了释能功率变化对系统性能指标和调峰能力的影响。图 10a)显示:释能功率变化对电-电效率没有影响,这是因为储能过程中压缩机功耗同步增加,维持了系统电能输入与输出的比例关系;此外,随着释能功率的增加,系统的往返效率和度电成本均有所下降。其中,往返效率的下降主要归因于系统容量扩大导致储能引入的不可逆损失增加,但释能功率从 10 MW 增至 90 MW 时,往返效率仅下降 0.22%。度电成本则从 0.114 美元/(kW·h)显著降低至 0.089 美元/(kW·h),表明系统规模效应有效分摊固定成本,降低了单位能量成本。总体而言,提升释能功率有助于提高耦合系统的经济性,且对热力性能影响不大。由图 10b)可知,耦合系统的调峰能力随释能功率的增加而增强,当释能功率从 10 MW 增加至 90 MW 时,机组的调峰范围从 98.5%~100.9%显著扩大至 86.4%~107.6%。然而,实际应用中仍需考虑电力系统的整体需求和调度能力,避免资源浪费或系统效率恶化。

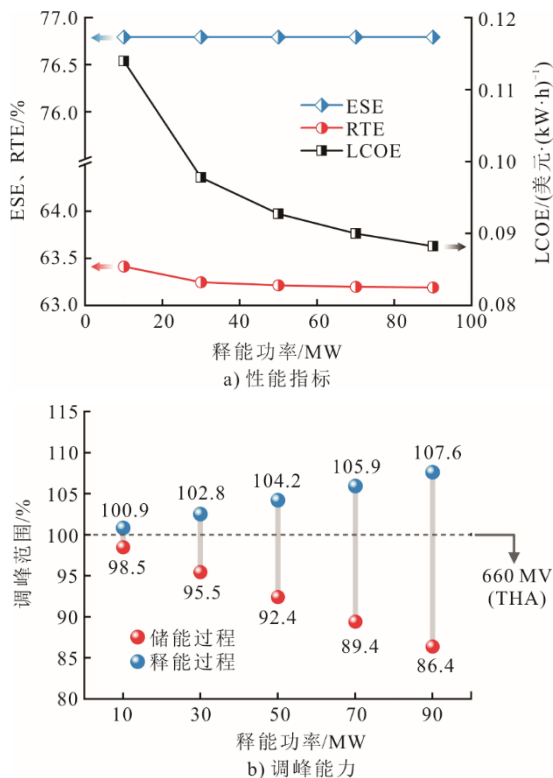


图 10 释能功率对系统性能指标和调峰能力的影响

Fig.10 Effect of discharge power on performance indicators and peaking capacity of the system

4 结 论

本文提出了一种耦合燃煤机组的新型气液互转 CO₂ 储能系统,利用燃煤机组的凝结水/给水和疏

水直接进行压缩热回收和透平入口 CO₂ 预热,无需配备储热装置。基于建立的耦合系统数学模型,展开了系统耦合方案设计及优选,对比了耦合系统与独立 CO₂ 储能系统的热力性能和经济性,分析了释能功率对系统性能的影响,主要结论如下:

1) 在基本设计参数下,最佳耦合方案具有效率高、成本低和换热特性良好的优势。采用分段布置末级间冷器进行压缩热梯级回收可以避免临界点附近 CO₂ 比热容剧烈变化导致的传热恶化,将焓效率从 73.3% 提升至 89.6%;利用燃煤机组疏水梯级预热透平入口 CO₂ 代替抽汽单段预热,避免了蒸汽相变,可将焓效率从 53.1% 提升至 89.7%。

2) 耦合燃煤机组后,耦合系统电-电效率相比于独立 CCES 系统从 63.6% 提高至 76.8%,度电成本从 0.130 美元/(kW·h) 降低至 0.093 美元/(kW·h),往返效率从 63.6% 略降至 63.2%。

3) 耦合系统各部件焓损和成本均低于独立 CCES 系统,其中储热罐节省了 2.26×10⁶ 美元。焓分析表明,叶轮机械占耦合系统总焓损的 78.9%,是提高系统热力性能的关键部件;成本分析表明,叶轮机械和换热器共占耦合系统总投资成本的 77.5%,是提高系统经济性的关键部件。

4) 增大释能功率对系统热力性能影响较小,但能显著提升系统的经济性和调峰能力。当释能功率增加至 90 MW,度电成本降低至 0.089 美元/(kW·h),机组调峰范围扩大至 86.4%~107.6%。

本文通过理论分析验证了燃煤机组与气液互转 CO₂ 储能系统的协调运行潜力。未来研究可进一步探索机组在变负荷运行中的动态特性,以优化耦合系统的容量配置。此外,开发高效叶轮机械有助于进一步提升耦合系统的热经济性能。开展实验验证将为耦合系统的工程化应用提供重要依据,从而确保其在不同工况和应用场景中的广泛适用性。

[参 考 文 献]

- [1] WANG Y, GUO C H, CHEN X J, et al. Carbon peak and carbon neutrality in China: goals, implementation path and prospects[J]. China Geology, 2021, 4(4): 720-746.
- [2] 卢纯. 开启我国能源体系重大变革和清洁可再生能源创新发展新时代——深刻理解碳达峰、碳中和目标的重大历史意义[J]. 人民论坛·学术前沿, 2021(14): 28-41. LU Chun. Opening a new era of major changes in China's energy system and innovative development of clean and renewable energy: deeply understanding the great historical significance of the targets of carbon peak and carbon neutralization[J]. Frontiers, 2021(14): 28-41.
- [3] LIU X Y, HOU K, HE M G. A self-condensation supercritical carbon dioxide Rankine cycle system

- realized by absorption refrigeration[J]. Applied Thermal Engineering, 2023, 230: 120648.
- [4] 王妍, 王洋, 吕凯, 等. 火电厂热电联产机组与液态CO₂储能耦合系统热力性能分析[J]. 热力发电, 2023, 52(8): 40-50.
WANG Yan, WANG Yang, LYU Kai, et al. Thermal performance analysis of the coupled system of cogeneration unit and liquid carbon dioxide energy storage system[J]. Thermal Power Generation, 2023, 52(8): 40-50.
- [5] 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.
- [6] ZHENG P Y, ZHANG Z T, YANG J L, et al. Thermodynamic and economic analysis of compressed carbon dioxide energy storage systems based on different storage modes[J]. Applied Thermal Engineering, 2024, 243: 122669.
- [7] FU H L, HE Q, SONG J T, et al. Thermodynamic of a novel solar heat storage compressed carbon dioxide energy storage system[J]. Energy Conversion and Management, 2021, 247: 114757.
- [8] LIU H, HE Q, 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.
- [9] LI Y, YU H, LIU Y, et al. Numerical study on the hydrodynamic and thermodynamic properties of compressed carbon dioxide energy storage in aquifers[J]. Renewable Energy, 2020, 151: 1318-1338.
- [10] XU M J, WANG X, WANG Z H, et al. Preliminary design and performance assessment of compressed supercritical carbon dioxide energy storage system[J]. Applied Thermal Engineering, 2021, 183: 116153.
- [11] WANG M K, ZHAO P, YANG Y, et al. Performance analysis of energy storage system based on liquid carbon dioxide with different configurations[J]. Energy, 2015, 93: 1931-1942.
- [12] ZHAO P, XU W P, GOU F F, et al. Performance analysis of a self-condensation compressed carbon dioxide energy storage system with vortex tube[J]. Journal of Energy Storage, 2021, 41: 102995.
- [13] ZHAO R J, LIU Z. Thermo-economic performance of a compressed CO₂ energy storage system with a flexible gas holder[J]. Journal of Energy Storage, 2023, 60: 106675.
- [14] 苗颖. 四川德阳全球首个二氧化碳+飞轮储能示范项目进入收尾调试阶段[J]. 施工企业管理, 2022(9): 118.
MIAO Ying. The world's first CO₂+flywheel energy storage demonstration project in Deyang, Sichuan enters the final stage of commissioning[J]. Construction Enterprise Management, 2022(9): 118.
- [15] ASTOLFI M, RIZZI D, MACCHI E, et al. A novel energy storage system based on carbon dioxide unique thermodynamic properties[J]. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 2022, 144(8): 081012
- [16] QZHANG L, CUI J, ZHANG Y P, et al. Performance analysis of a compressed air energy storage system integrated into a coal-fired power plant[J]. Energy Conversion and Management, 2020, 225: 113446.
- [17] 宋晓辉, 韩伟, 王兴, 等. 基于高温熔盐储热系统的火电机组深度调峰方案对比及分析[J]. 热能动力工程, 2023, 38(11): 63-74.
SONG Xiaohui, HAN Wei, WANG Xing, et al. Comparison and analysis of deep peak shaving schemes for thermal power units based on high-temperature molten salt heat storage system[J]. Journal of Engineering for Thermal Energy and Power, 2023, 38(11): 63-74.
- [18] CHAE Y J, LEE J I. Thermodynamic analysis of compressed and liquid carbon dioxide energy storage system integrated with steam cycle for flexible operation of thermal power plant[J]. Energy Conversion and Management, 2022, 256: 115374.
- [19] TANG B, SUN L, XIE Y H. Design and performance evaluation of an energy storage system using CO₂-based binary mixtures for thermal power plant under dry conditions[J]. Energy Conversion and Management, 2022, 268: 116043.
- [20] HE T Y, CAO Y, SI F Q. 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.
- [21] 严晓生, 王小东, 韩旭, 等. 液态压缩二氧化碳储能与火电机组耦合方案研究[J]. 热力发电, 2023, 52(2): 90-100.
YAN Xiaosheng, WANG Xiaodong, HAN Xu, et al. Study on coupling scheme of liquid compressed carbon dioxide energy storage system and thermal power unit[J]. Thermal Power Generation, 2023, 52(2): 90-100.
- [22] LEMMON E W, BELL I H, HUBER M L, et al. NIST standard reference database 23: reference fluid thermodynamic and transport properties-REFPROP, Version 10.0[Z/OL]. National Institute of Standards and Technology. (2018-08-14) [2024-12-01]. <https://www.nist.gov/srd/refprop>.
- [23] WU C, WAN Y K, LIU Y, et al. Thermodynamic simulation and economic analysis of a novel liquid carbon dioxide energy storage system[J]. Journal of Energy Storage, 2022, 55: 105544.
- [24] HOU K, WANG Y, HAN N Z, et al. Performance analysis of a liquid carbon dioxide energy storage system integrated with a coal-fired power plant[J]. Journal of Energy Storage, 2024, 77: 109869.
- [25] WU J J, HOU H J, YANG Y P. Annual economic performance of a solar-aided 600 MW coal-fired power generation system under different tracking modes, aperture areas, and storage capacities[J]. Applied Thermal Engineering, 2016, 104: 319-332.
- [26] WU J J, HOU H J, HU E, et al. Performance improvement of coal-fired power generation system integrating solar to preheat feedwater and reheated steam[J]. Solar Energy, 2018, 163: 461-470.
- [27] ZHANG Y, SHEN X J, TIAN Z, et al. 5E (energy, exergy, energy level, exergoeconomic, and exergetic sustainability) analysis on a carbon dioxide binary mixture based compressed gas energy storage system: a comprehensive research and feasibility validation[J]. Energy Conversion and Management, 2023, 292: 117399.
- [28] ZHANG X F, ZENG R, DENG Q L, et al. Energy, exergy and economic analysis of biomass and geothermal energy based CCHP system integrated with compressed air energy storage (CAES)[J]. Energy Conversion and Management, 2019, 199: 111953.

(责任编辑 邓玲惠)