

DOI: 10.19666/j.rlfed.202206122

液态压缩二氧化碳储能与火电机组耦合 方案研究

严晓生^{1,2}, 王小东¹, 韩旭¹, 韩中合¹
(1. 华北电力大学能源动力与机械工程学院, 河北 保定 071003;
2. 国能(连江)港电有限公司, 福建 福州 350500)

[摘要] 火电机组实现灵活性转型是构建新型电力系统、实现“碳达峰”“碳中和”目标的关键。为提升火电机组的灵活性, 提出了小汽轮机驱动和电动机驱动液态压缩二氧化碳储能系统与火电机组耦合的方案, 并建立了其热力学系统模型, 采用热耗率和能量利用系数对系统进行评价, 开展系统热力学性能对比分析, 确立了最佳储能耦合方案。研究表明: 储能阶段从凝结水泵出口抽取凝结水, 吸收压缩热后返回 7 号低压加热器出口, 释能阶段从中压缸排汽抽取蒸汽, 加热膨胀后的 CO₂ 后返回 5 号低压加热器疏水冷却器时, 耦合系统性能最佳, 热耗率比原系统降低了 48.308 kJ/(kW·h), 能量利用系数提升了 0.52 个百分点; 改变 CO₂ 膨胀机入口温度和质量流量可实现快速变负荷, 耦合储能系统后, 机组调峰能力增加了 17.1%; 配置热水罐并最大放热时, 机组调峰能力增加了 37.4%, 提升了火电机组灵活性。

[关键词] 压缩二氧化碳储能; 热耗率; 热力系统优化; 灵活性改造; 调峰深度

[引用本文格式] 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.

Study on coupling scheme of liquid compressed carbon dioxide energy storage system and thermal power unit

YAN Xiaosheng^{1,2}, WANG Xiaodong¹, HAN Xu¹, HAN Zhonghe¹
(1. School of Energy, Power and Mechanical Engineering, North China Electric Power University, Baoding 071003, China;
2. CHN Energy Lianjiang Port & Power Co., Ltd., Fuzhou 350500, China)

Abstract: Flexible transformation of thermal power units is the key to build a new power system and achieve the goal of “carbon peak” and “carbon neutrality”. In order to promote the flexibility of thermal power units, the coupling scheme for small steam turbine drive and motor drive liquid compressed carbon dioxide energy storage system and thermal power unit is put forward, and the thermodynamic system model is established. Moreover, the heat consumption rate and energy utilization coefficient are used to evaluate the system, the thermodynamic performance of the system is compared and analyzed, and the optimal coupling scheme of energy storage is established. The researches show that, in the energy storage stage, condensate water is extracted from the outlet of the condensate pump, and the compressed heat is absorbed and returned to the outlet of No.7 low-pressure heater. In the energy release stage, steam is extracted from the exhaust of the middle pressure cylinder, and the expanded CO₂ is heated and returned to the No.5 low-added hydrophobic cooler, the coupling system has the best performance. The heat consumption rate is 48.308 kJ/(kW·h) lower than that of the original system, and the energy utilization coefficient increases by 0.52 percentage point. Changing the inlet temperature and the mass flow rate of CO₂ expander can quickly change the load. After coupling with the energy storage system, the peak regulation

修回日期: 2022-06-23 网络首发日期: 2022-11-15

基金项目: 河北省自然科学基金项目(E2020502001); 国家科技支撑计划项目(2014BAA06B01)

Supported by: Hebei Natural Science Foundation Project(E2020502001); National Science and Technology Support Program(2014BAA06B01)

第一作者简介: 严晓生(1981), 男, 博士研究生, 高级工程师, 主要研究方向为火电机组优化运行及节能技术, yanxiaosheng@126.com。

通信作者简介: 韩旭(1991), 男, 博士, 副教授, 主要研究方向为灵活性改造与深度调峰, xuhan@ncepu.edu.cn。

capacity of thermal power unit increases by 17.1%, when the hot water tank is configured and the maximum heat is released, the peak regulation capacity of the unit increases by 37.4%, indicating the flexibility of thermal power unit is improved.

Key words: compressed carbon dioxide energy storage; heat loss rate; thermodynamic system optimization; flexibility transformation; peak regulation depth

能源系统的碳减排对达成“碳达峰”和“碳中和”目标有着至关重要的作用,燃煤发电机组在其中扮演关键角色,其根本出路在于提高煤电机组的发电效率、调峰能力和灵活性,在此基础上构建低碳高效的现代能源体系。目前,随着太阳能、风电等新能源大规模并网,电网调峰能力和调峰需求间的不匹配问题愈发严重,对煤电机组进行灵活性改造,以提升调峰能力是今后发展的必由之路。对此,需要研究大型燃煤热电联产机组配置附加储能(如电锅炉、储热装置、压缩空气储能、热网及建筑物蓄能)后系统调峰灵活性和经济性,以及附加蓄热装置参数与机组容量和热负荷的优化匹配等。

火电耦合熔盐蓄热方面:王辉等^[1]提出了百兆瓦级熔盐储能技术,并对耦合系统各模块进行了理论计算,结果表明,耦合系统综合效率高达77.8%,但储能系统中的介质会对设备造成腐蚀,降低效率;王惠杰等^[2]研究了光热熔盐储热耦合燃煤机组的性能,发现增加储能可以提高火电机组灵活性,降低煤耗率。

火电厂耦合压缩空气方面:李斌等^[3]提出了压缩空气储能系统和热电联产机组耦合的不同方案,并采用热耗率和能量利用系数对系统进行评价,确定了最佳方案;王妍等^[4]提出了压缩空气与燃煤电站耦合的不同方案,并确立了最合理的方案,使系统效率提升了5%;Zhang Lei等^[5]提出了将一种新型压缩空气储能系统集成到燃煤电站中的方案,并进行了热力学分析得到耦合系统在大范围的存储压力和环境温度下都有良好的性能;王晓露等^[6]提出了将二者集成的方案,即在储能阶段,储能系统采用压缩空气储存电能并利用其产生的热去供暖,提高系统热电比。

然而,由于电动机驱动压缩空气储能过程中耗能较大,液化空气温度非常低,常压下空气液化温度为80 K,即使是在1 MPa下也为108.18 K,难以实现。且火电耦合压缩空气储能系统存在不易控制、储能密度较低、高压气体储存罐占地面积大等问题。与其相比,二氧化碳(临界温度31 °C/临界压力7.38 MPa)具有气流密度高、导热性能好、液体黏度

低等优点,且容易实现超临界状态。采用二氧化碳气体替代空气作为工质流体,不仅可以提高储能系统的运行效率,还可以提高储能系统能量密度^[7]。

二氧化碳储能系统运行方面:Hao等人^[8]对二氧化碳储能系统运行参数设计进行了优化,发现采用三级压缩-三级膨胀、非等压缩比-等膨胀比、压缩热温度为388.15 K时系统性能最佳;Xu等人^[9]提出了一种基于朗肯循环的新型液态二氧化碳储能系统(LCES),并与液态空气储能系统(LAES)进行了对比,研究发现LCES的运行时间效率(RTE)和焓效率均高于LAES,但能量储存密度要低于LAES;Liu等人^[10]提出了一种带有冷回热器的液态二氧化碳储能系统,对系统进行了优化和改造;Chae等人^[11]对火电厂耦合LCES开展研究,验证了将LCES集成到蒸汽循环的可行性,发现液态二氧化碳储罐的储能密度是气态二氧化碳储罐的4倍,然而该研究只是对2个系统进行了简单集成,未对压缩二氧化碳产生的热量和二氧化碳膨胀产生的冷量进行合理利用,也没有分析LCES对火电机组调峰性能的影响。

基于国内外研究现状,本文提出了小汽轮机驱动和电动机驱动液态压缩二氧化碳储能系统分别与火电机组耦合的方案,采用热耗率和能量利用系数对系统进行评价,开展系统热力学性能对比分析,确立了最佳储能系统耦合方案。研究结果可为火电机组深度调峰及灵活性改造提供参考。

1 系统模型建立

1.1 热电联产机组模型

汽轮机组主要数学模型如下^[3]:

$$q_{m,1} = q_{m,0} \sqrt{\frac{p_{01}^2 - p_{g1}^2}{p_0^2 - p_g^2}} \sqrt{\frac{T_0}{T_{01}}} \quad (1)$$

式中: $q_{m,1}$ 、 $q_{m,0}$ 分别为主蒸汽质量流量变工况前后的值,t/h;调节级压力变工况前后的值分别为 p_{01} 、 p_0 ,MPa;汽轮机机组排气压力变工况前后的值分别为 p_{g1} 、 p_g ,MPa;调节级温度变工况前后的值分别为 T_{01} 、 T_0 ,K。

级组等熵效率为:

$$\eta_s = \frac{h_0 - h_1}{h_0 - h_{1s}} \quad (2)$$

式中: h_0 为级组进口比焓, kJ/kg; h_1 为级组实际出口比焓, kJ/kg; h_{1s} 为等熵出口比焓, kJ/kg。

采用 Epsilon 软件对其进行建模, 计算模式中: FP1N=0 (进口压力在变工况计算模式下利用 Stodola 公式), ETAMN=0.998 (机械效率基本设为 0.998), FSPEC=0 (等熵效率计算方式由 FCHR 设定来选择), FCHR (变工况下的等熵效率计算模式 $\eta_s = f(M1)$, $M1$ 为级组进口质量流量) [12]; 设置

8 级回热抽汽, 采暖抽汽从中压缸末级排汽中抽取; 再热器及其管道压损取 10%, 低压加热器 (低加) 和高压加热器 (高加) 抽汽管道压损取 5% 和 3%, 除氧器抽汽管道压损取 5%, 除氧器给水泵出口压损取 10%; 低加上端差取 2.8 K, 1 号高加上端差取 -1.7 K, 其他为 0 [2]; 以 THA 和额定抽汽工况分别作为非采暖季和采暖季的基准工况。

热力系统设计值与计算值对比见表 1。由表 1 可知, 本文所搭建的系统仿真计算值与实际设计值间的最大相对误差为 0.202%, 小于工程允许误差, 验证了本文所搭建模型的准确性。

表 1 热力系统仿真模拟辅助验证
Tab.1 Auxiliary verification of thermal system simulation

项目	THA 工况		额定抽汽工况	
	设计值	模拟值	设计值	模拟值
主蒸汽压力/MPa	16.670	16.670	16.670	16.670
再热蒸汽压力/MPa	3.553	3.549	3.553	3.550
热耗率/(kJ·(kW·h) ⁻¹)	7 869.59	7 857.20	6 849.99	6 849.64
主蒸汽质量流量/(t·h ⁻¹)	1 068.140	1 065.980	1 068.140	1 066.390
再热蒸汽质量流量/(t·h ⁻¹)	884.995	883.486	884.995	883.823
凝结水质量流量/(t·h ⁻¹)	819.646	818.437	537.471	536.569
低压缸进口流量/(t·h ⁻¹)	684.725	683.931	684.725	683.992

1.2 液态压缩二氧化碳储能系统模型

为分析本文所设计液态压缩二氧化碳储能系统热力学特性, 需对该储能系统主要运行部件进行热力学建模 [13-14]。为简化分析过程, 需要对热力学计算做出如下假设: 假定储能与释能阶段二氧化碳流量大致相等; 在储能系统运行过程中, 忽略系统内众多管道压损的变化和换热过程中的换热损失 [15-19]。液态压缩二氧化碳储能系统如图 1 所示。

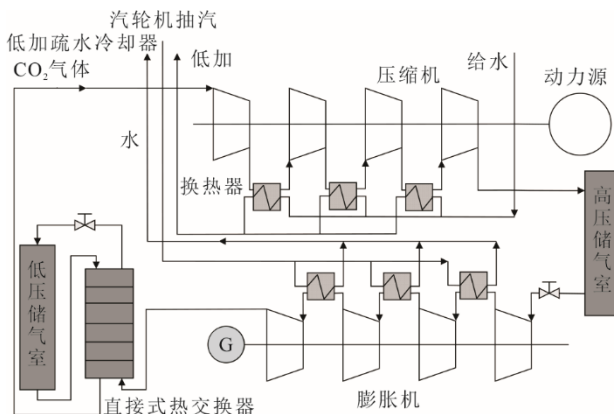


图 1 液态压缩二氧化碳储能系统

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

1.2.1 压缩机模型

压缩机绝热效率为 [20]:

$$\eta_c(i) = \frac{h_{c,s}(i) - h_{c,i}(i)}{h_{c,o}(i) - h_{c,i}(i)} \quad (3)$$

式中: $h_{c,i}(i)$ 为第 i 级入口工质比焓, kJ/kg; $h_{c,s}(i)$ 为等熵压缩第 i 级出口工质比焓, kJ/kg; $h_{c,o}(i)$ 为实际压缩第 i 级出口工质比焓, kJ/kg。

压缩机耗功率为:

$$P_c = q_c \sum_{i=1}^N (h_{c,o}(i) - h_{c,i}(i)) \quad (4)$$

式中: P_c 为压缩机耗功率, kW; N 为压缩机级数; q_c 为压缩机工质质量流量, kg/s。

1.2.2 膨胀机模型

膨胀机绝热效率为 [21]:

$$\eta_t(i) = \frac{h_{t,i}(i) - h_{t,o}(i)}{h_{t,i}(i) - h_{t,s}(i)} \quad (5)$$

式中: $h_{t,o}(i)$ 为膨胀机入口工质比焓, kJ/kg; $h_{t,s}(i)$ 为等熵膨胀出口工质比焓, kJ/kg; $h_{t,i}(i)$ 为实际膨胀出口工质比焓, kJ/kg。

膨胀机组输出功率为:

$$P_t = q_c \sum_{i=1}^M (h_{t,i}(i) - h_{t,o}(i)) \quad (6)$$

式中: P_t 为膨胀机组输出功率, kW; M 为膨胀机组级数; q_c 为膨胀机工质质量流量, kg/s。

1.2.3 换热器模型

压缩二氧化碳储能系统内换热器包含级间冷却器、级间再热器和直接热交换器等。

1) 级间冷却器

二氧化碳比热容、密度等物性参数在其临界点附近会随温度的变化相差很大, 这种现象对换热器的性能会产生不利影响^[21-22]。假设换热器中工质进出口温差为 ΔT , 将其分成 K 等份时间步长, 则第 k 等份时间内热流侧二氧化碳的放热量为:

$$Q_{he}(k) = q_{CO_2} c_{p,CO_2}(k) [T_{CO_2,i}(k) - T_{CO_2,o}(k)] \quad (7)$$

与之对应的时间段内的冷流侧水吸热量为:

$$Q_w(k) = q_{w,0} c_{p,w}(k) [T_{w,o}(k) - T_{w,i}(k)] \quad (8)$$

式中: q_{CO_2} 为工质质量流量, kg/s; $c_{p,CO_2}(k)$ 为第 k 等份时间段内二氧化碳的定压比热容, kJ/(kg·K); $T_{CO_2,i}(k)$ 为第 k 等份二氧化碳入口温度, K; $T_{CO_2,o}(k)$ 为第 k 等份二氧化碳出口温度, K; $T_{w,i}(k)$ 为第 k 等份冷却工质入口温度, K; $T_{w,o}(k)$ 为第 k 等份冷却工质出口温度, K; $q_{w,0}$ 为冷却工质量流量, kg/s; $c_{p,w}(k)$ 为第 k 等份时间段内冷却工质定压比热容, kJ/(kg·K)。

冷却器内水的质量流量为^[22]:

$$q_{wt} = \frac{\sum_{k=1}^K q_{he}(k)}{h_{w,o} - h_{w,i}} \quad (9)$$

式中: $h_{w,i}$ 为冷却器内水的入口比焓, kJ/kg; $h_{w,o}$ 为冷却器内水的出口比焓, kJ/kg; K 为总共的等份数。

2) 级间再热器

在储能系统内级间再热器中, 冷流侧流体为二氧化碳, 热流侧流体为蒸汽。

热流侧蒸汽的放热量为^[23-25]:

$$Q_w = q_w c_w [T_i - T_o] \quad (10)$$

冷流侧二氧化碳吸热量为:

$$Q_{CO_2} = q_{CO_2} c_{CO_2}(k) [T_{CO_2,o} - T_{CO_2,i}] \quad (11)$$

式中: T_i 为蒸汽入口温度, K; T_o 为蒸汽出口温度, K; q_w 为蒸汽质量流量, kg/s; c_w 为蒸汽定压比热容, kJ/(kg·K); q_{CO_2} 为二氧化碳质量流量, kg/s; c_{CO_2} 为二氧化碳的定压比热容, kJ/(kg·K); $T_{CO_2,i}$ 为二氧化碳入口温度, K; $T_{CO_2,o}$ 为二氧化碳出口温度, K。

3) 蓄冷器

蓄冷器是一种回热式热交换器, 主要用于低温循环中热量的交换。在换热时, 加热阶段热流体通过蓄冷器, 蓄冷器中填料被加热, 同时流体被冷却; 在冷却阶段, 冷流体反向通过蓄冷器, 使蓄冷器填料被冷却而流体被加热。

本文中蓄冷器具有蓄存冷量/热量并换热的功能, 可以在不同的时间段提供冷量给气态二氧化碳使其液化、提供热量给液态二氧化碳重新变成气态。由于蓄冷器的主要工作温度区间在 -50 °C 至 35 °C, 所以采用填充床蓄冷器来实现冷热能储存和换热。

释能时, 在膨胀机中膨胀完的气态二氧化碳吸收储存在蓄冷器中的冷能发生相变为液态, 并通过节流阀膨胀进一步降温, 以降低液态二氧化碳在运输过程中的冷能损失, 同时蓄冷器填料吸收气态二氧化碳液化所释放出来的热量, 液化二氧化碳的储存在低压储存室中。

储能时存储在低压储气室中的液态二氧化碳进入蓄冷器, 与蓄冷器中填料进行热交换, 吸收热量的同时降低填料温度, 保证蓄冷器冷能储存的功能。此时液态二氧化碳通过相变过程转化为气态二氧化碳随之进入压缩机, 气化过程释放的冷能储存在蓄冷器填料中。在液化过程中, 二氧化碳向蓄冷器内的散热量为:

$$Q_{cs}(k) = q_{CO_2} [h_{t,0}(i) - h_{CO_2,1}] = q_{CO_2} [h_{CO_2,3} - h_{CO_2,2}] \quad (12)$$

式中: $h_{t,0}(i)$ 为蓄冷器入口气态二氧化碳 (从膨胀机中出来) 比焓, kJ/kg; $h_{CO_2,1}$ 为蓄冷器出口液态二氧化碳比焓, kJ/kg; $h_{CO_2,2}$ 为蓄冷器入口液态二氧化碳 (从低压储存室中出来) 比焓, kJ/kg; $h_{CO_2,3}$ 为蓄冷器出口气态二氧化碳 (进入压缩机) 比焓, kJ/kg。

1.3 液态压缩二氧化碳储能与火电机组耦合模型

本文提出了 2 种不同动力源的液态压缩二氧化碳储能耦合系统, 如图 2 所示。液态压缩二氧化碳储能系统分别采用小汽轮机驱动 (图 2a) 和电动机驱动 (图 2b), 储能系统压缩和膨胀级数均设置为 4 级, 小汽轮机由少量中压缸排汽 (5 段抽汽) 驱动。同时, 利用压缩二氧化碳产生的热量去加热给水, 并利用少许汽轮机中压缸排汽来加热膨胀机入口的二氧化碳, 以实现能量的高效利用, 并可省去冷热水罐的投资。低压二氧化碳储存采用液态储存, 大大节省了储气罐占地面积。

系统热电解耦原理为: 夜晚热负荷较高, 机组需要运行在较高的出力才能保障供热, 而电网不需要电负

荷,可将多余的电负荷去驱动压缩机压缩二氧化碳,并将高压二氧化碳储存在储气室中,此时压缩二氧化碳储能系统处于储能模式;白天热负荷较低,机组需要降低出力,电力供应能力跟不上,电网需要电负荷达到顶峰时,投入二氧化碳储能装置膨胀释能发电,来提高储能系统运行效率,储能系统发出的电量去供电用户,此时压缩二氧化碳储能系统处于释能模式。该系统解决了火电厂热电供给不平衡问题,提升了机组的热电解耦能力,增加了机组运行的灵活性。

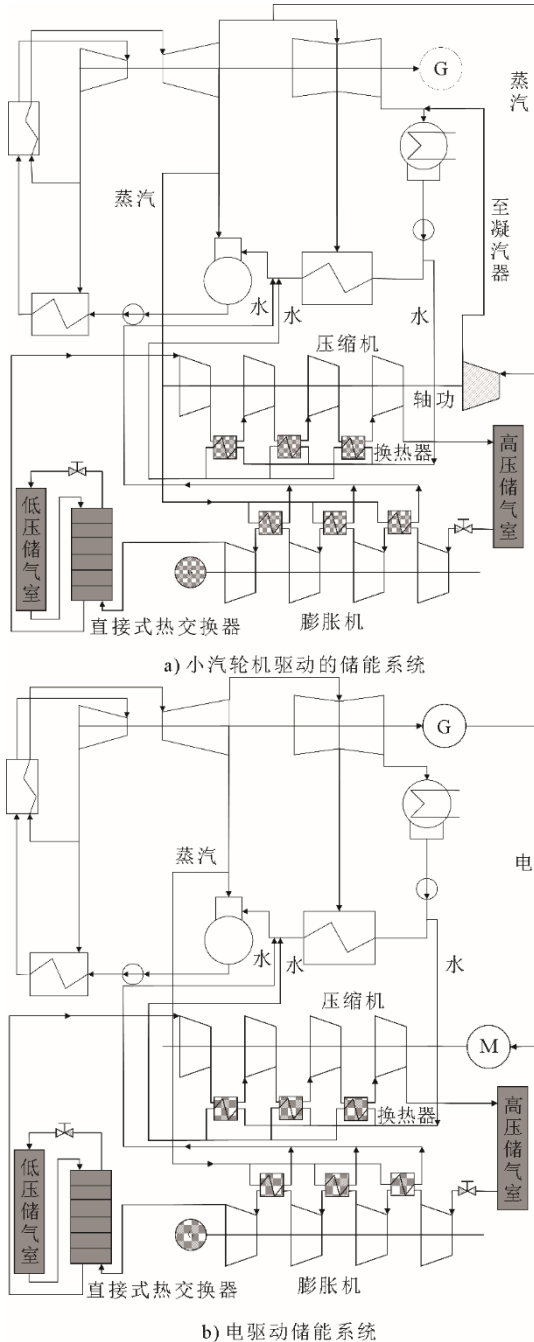


图2 压缩二氧化碳储能系统不同驱动方式
Fig.2 Different driving modes of the compressed CO₂ energy storage system

1.4 液态压缩二氧化碳储能系统参数设置

系统采用4级压缩-4级膨胀,非等压压缩比-非等压膨胀比设计,储能为8h,释能为2h。表2为储能系统储能过程参数,表3为释能过程参数,表4为液态压缩二氧化碳储能系统的初始设定参数^[6,26-28]。

表2 储能过程参数
Tab.2 Parameters of the energy storage process

项目	1级	2级	3级	4级
压缩比	2.478	2.106	2.372	1.990
排气压力/MPa	1.61	3.39	8.04	16
质量流量/(kg·s ⁻¹)	73.8	73.8	73.8	73.8
压缩机绝热效率/%	85	85	85	85

表3 释能过程参数
Tab.3 Parameters of the energy release process

项目	1级	2级	3级	4级
膨胀比	2.331	1.736	1.972	2.062
排气压力/MPa	6.000	3.457	1.754	0.85
质量流量/(kg·s ⁻¹)	73.7	73.7	73.7	73.7
膨胀机绝热效率/%	90	90	90	90

表4 LCES 装置初始参数
Tab.4 Initial parameters of the LCES device

序号	项目	数值
1	环境温度(非采暖季)/K	298.150
2	环境温度(采暖季)/K	273.150
2	压缩机入口温度/K	308.150
3	压缩机入口压力/MPa	0.650
4	压缩机组出口压力/MPa	16.000
5	低压节流阀压降/MPa	0.200
6	高压节流阀压降/MPa	2.000
7	冷却水入口温度(凝结水泵出口抽水)/K	305.741
8	冷却水入口压力/MPa	0.804
11	膨胀机组出口压力/MPa	0.850
12	换热器端差/K	5.000
13	高压储气室压力/MPa	16.000
14	低压储气室压力/MPa	0.800
15	高压储气室温度/K	383.150
16	低压储气室温度 ^[28] /K	224.150

2 LCES 与热电机组耦合方案分析

2.1 评价指标

本文采用热耗率和能量利用系数对系统进行评价。其中热耗率 q 表示为^[3]:

$$q = \frac{D_0(h_0 - h_{fw}) + D_r(h_r - h_{r,l}) - D_s(h_s - h_{s,l})}{P_{el}} \quad (13)$$

式中: P_{el} 为发电机发电量, kW; D_0 为主蒸汽流量, t/h; D_r 为再热蒸汽流量, t/h; D_s 为供热抽汽流量,

t/h; h_0 为主蒸汽比焓, kJ/kg; h_{fw} 为锅炉给水比焓, kJ/kg; h_r 为再热蒸汽进汽比焓, kJ/kg; $h_{r,1}$ 为高压缸排汽比焓, kJ/kg; h_s 为中压缸排汽比焓, kJ/kg; $h_{s,1}$ 为供暖回水比焓, kJ/kg。

能量利用系数为一个储能、释能循环时间周期内产生的总电能与消耗的总能量之比:

$$\eta_r = \frac{P_{el} + P_e}{Q_{fw} + Q_r + P_c} \quad (14)$$

式中: P_c 为压缩机耗功, kW; P_e 为储能系统发电机功率, kW; Q_{fw} 为锅炉给水单位时间吸热量, kW; Q_r 为再热蒸汽单位时间吸热量, kW。

2.2 确定耦合方案

2.2.1 确定动力源

首先确定动力源, 图 2a) 为小汽轮机驱动的储能系统, 其驱动方式可为: 1) 从中压缸 3 段抽取 421.896 °C 的蒸汽; 2) 从中压缸 4 段抽取 330.373 °C 蒸汽; 3) 从中压缸末级排汽 (5 段) 抽取 265.030 °C 的蒸汽; 4) 从低压缸 6 段抽取 179.797 °C 的蒸汽。蒸汽进入小汽轮机做功, 带动压缩机压缩 CO₂, 做完功后返回至凝汽器入口进行冷凝, 小汽轮机排汽温度为 35.792 °C, 排汽压力为 5.88 kPa。图 2b) 为电动机消耗厂用电驱动压缩二氧化碳储能系统。根据热耗率和能量利用系数来对不同动力源进行分析对比, 见表 5。

表 5 不同动力源系统性能对比

Tab.5 Performance comparison between different power source systems

驱动方式	能量利用系数/%	储能系统效率/%	热耗率/(kJ·(kW·h) ⁻¹)
3 段抽汽	46.02	61.37	7 832.804
4 段抽汽	46.18	61.75	7 827.006
5 段抽汽	46.37	62.25	7 812.042
6 段抽汽	46.22	62.17	7 822.365
电动机	45.95	54.32	7 863.926

由表 5 可见: 采用抽取中压缸末级排汽 (5 段) 的小汽轮机驱动储能系统效率最高, 且比电动机驱动高 7.93 百分点; 整个耦合系统热耗率最低, 且比电动机驱动低 51.884 kJ/(kW·h); 整个系统能量利用系数最高, 且比电动机驱动高 0.42 百分点。因此采用小汽轮机驱动方式作为储能系统动力源更佳。

2.2.2 确定抽汽和回水位置

为提高耦合系统的性能, 需要确定小汽轮机驱动液态压缩二氧化碳储能系统储能阶段凝结水吸收压缩热后的回水位置, 以及释能阶段加热二氧化

碳的汽源位置。对于释能阶段加热二氧化碳的汽源, 由于高压缸排汽温度过高, 而需加热的二氧化碳不需很高的温度, 且低压缸排汽温度稍低, 因此本文主要对中压缸排汽抽汽进行分析。对于释能阶段回水位置, 为保证回水压力与抽汽压力相同, 回水至抽汽对应低加疏水冷却器即可。

按照中压缸内抽汽温度的不同对比了以下 3 种情况: 1) 中压缸 3 段抽汽; 2) 中压缸 4 段抽汽; 3) 从中压缸末级排汽 (中排) 抽汽。不同抽汽位置下的热耗率和能量利用系数如图 3 所示。由图 3 可见, 当抽汽位置在中压缸末级排汽时能量利用系数最高, 为 46.68%, 同时热耗率最低, 为 7 904.150 kJ/(kW·h)。因此本文设置耦合系统抽汽位置在中压缸末级排汽。该机组采暖抽汽为中压缸排汽更有利于机组热电的深度耦合。表 6 为相关参数设置及模拟结果。

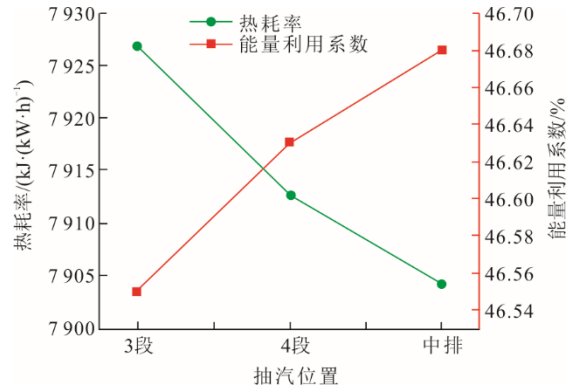


图 3 释能阶段加热汽源对比

Fig.3 Comparison of heating steam sources in energy release stage

表 6 释能过程耦合系统模拟结果

Tab.6 Simulation results of the coupling system for energy release process

项目	数值	项目	数值
抽汽温度/K	537.987	回水温度/K	371.20
抽汽压力/MPa	0.461 7	膨胀机功率/MW	9.524
抽汽质量流量/(kg·s ⁻¹)	4.781	膨胀机入口二氧化碳温度/K	375.26
热耗率/(kJ·(kW·h) ⁻¹)	7 787.85	能量利用系数/%	46.68

储能阶段, 由于系统实际运行时压缩二氧化碳产生的热量有限, 不能将凝结水加热至过高的温度, 并且回水至凝结水系统可降低系统的复杂程度^[3]。对于级间冷却器进口水源, 可依据环境温度进行选取, 由于环境温度为 25 °C, 因此本文从凝汽器抽取凝结水, 吸收压缩二氧化碳产生的热之后返回至低加, 根据回水位置的不同, 对应的温度和压力也不同, 分析了如下 4 种情况: 1) 回水至除氧器; 2) 回水至 6 号低加出口; 3) 回水至 7 号低加

出口; 4) 回水至 8 号低加出口。不同回水位置下的热耗率和能量利用系数如图 4 所示。

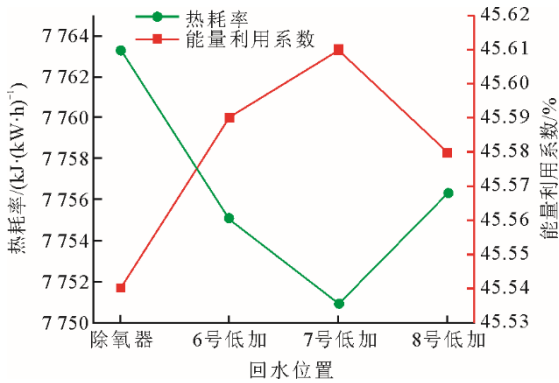


图 4 储能阶段回水位置对比

Fig.4 Comparison of backwater position in energy storage stage

由图 4 可见, 当回水位置设置在 7 号低加出口时, 能量利用系数最高, 为 45.61%, 同时热耗率最低, 为 7 750.9 kJ/(kW·h)。因此本文所设计耦合系统回水位置设置为 7 号低加出口。表 7 为回水位置设置在 7 号低加出口时各项参数计算结果。

表 7 储能过程耦合系统计算结果

Tab.7 Calculation results of energy storage process coupling system

项目	数值	项目	数值
凝结水温度/K	305.741	回水温度/K	374.027
凝结水泵出口压力/MPa	0.804	压缩机功率/MW	15.249
凝结水质量流量/(kg·s ⁻¹)	61.861	压缩机入口二氧化碳温度/K	308.150
热耗率/(kJ·(kW·h) ⁻¹)	7 750.9	能量利用系数/%	45.613

本文建立的 LCES 与热机组最佳耦合方案如图 5 所示。储能阶段, 从凝汽器出口抽取 305.741 K 的凝结水, 去吸收压缩二氧化碳产生的热量后返回至 7 号低加出口, 回水温度为 374.027 K。释能阶段, 从中压缸排汽抽取 537.987 K 的蒸汽用来加热膨胀之后的二氧化碳, 然后返回至 5 号低加疏水冷却器, 回水温度为 370.463 K。采用小汽轮机驱动压缩二氧化碳储能系统, 从中压缸末级排汽抽取质量流量为 23.683 kg/s, 温度为 538.353 K 蒸汽进入小汽轮机, 做功后返回至凝汽器。表 8 为运行储能系统的压缩机组、膨胀机组的输出功率。表 9 为耦合系统与原机组热力系统对比。由表 9 可知, 耦合了液态压缩二氧化碳的热电联产机组在实际运行时, 热耗率相比原机组降低了 48.308 kJ/(kW·h), 能量利用系数提升了 0.52 百分点。因此可以得出耦合液态压缩二氧化碳储能系统对热电联产机组整体性能有很大的提升作用, 并且在夜间供热储电, 消纳多

余的电能, 白天将储存的电能释放出来, 达到调峰的作用, 且储能系统响应时间比火电机组快很多, 提升了火电机组的灵活性。

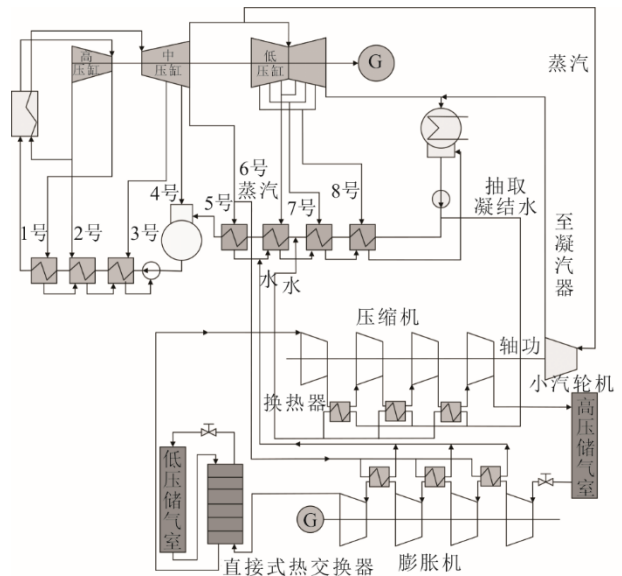


图 5 最佳耦合方案示意

Fig.5 Schematic diagram of the optimal coupling scheme

表 8 最佳耦合系统 LCES 输出 (消耗) 功率部件计算结果
Tab.8 LCES output (consumption) power component calculation results of the optimal coupling system

部件	输出 (消耗) 功率/MW
压缩机 C1	3.97
压缩机 C2	4.59
压缩机 C3	3.74
压缩机 C4	2.95
膨胀机 T1	2.34
膨胀机 T2	1.88
膨胀机 T3	2.53
膨胀机 T4	2.88

表 9 耦合系统与原机组热力系统对比
Tab.9 Comparison of simulation results between the coupled unit and the original unit

参数	热耗率/(kJ·(kW·h) ⁻¹)	能量利用系数/%
原始机组	7 860.187	45.85
耦合机组储能阶段	7 750.900	45.61
耦合机组释能阶段	7 903.985	46.95
耦合机组储释能阶段	7 811.879	46.37

3 耦合系统敏感性分析

3.1 膨胀机进口二氧化碳温度

本文机组设置采暖季额定采暖抽汽流量为 250 t/h, 对应供热量为 180 MW。图 6 为膨胀机入口温度对系统热力学特性的影响。由图 6 可见, 随着膨胀机入口二氧化碳温度的提升, 非采暖季、采

暖季储能系统的抽汽量，热耗率均提升，这是因为膨胀机入口温度提升，需要增加中压缸末级排汽的抽汽量，而这部分抽汽仅是用来加热二氧化碳，因此会导致机组热耗率增加。膨胀机功率增大是因为随着膨胀机入口二氧化碳温度的提升，其在膨胀机内膨胀释放出来的热量也增加，从而导致膨胀机功率的提升。能量利用系数提升是因为随着膨胀机功率的提升，其所带动的电动机发电量也随之增加，相对于其进入低压缸所发的电更多，从而导致整个耦合机组能量利用系数的提升。

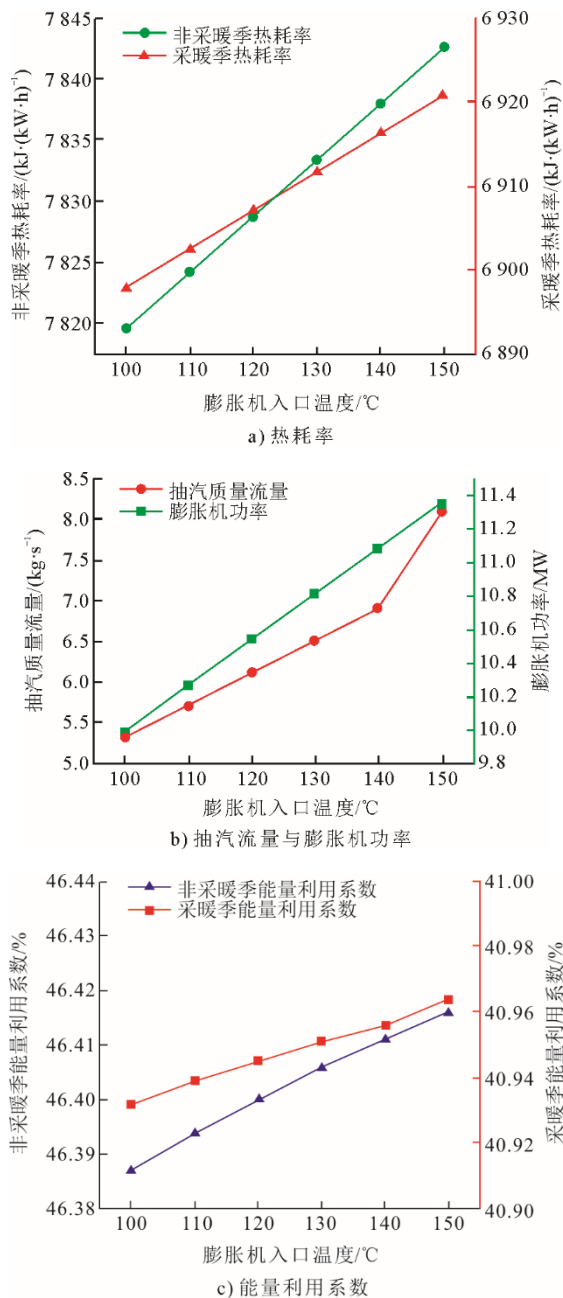


图 6 膨胀机入口温度对系统热力学特性的影响
Fig.6 Influence of inlet temperature of the expander on thermodynamic characteristics of the system

3.2 储能系统二氧化碳质量流量

图 7 为二氧化碳质量流量对系统热力学特性的影响。由图 7 可见，随着二氧化碳质量流量的增加，膨胀机和压缩机功率都在增加，使耦合的储能系统效率升高，从而使非采暖季、采暖季的能量利用系数都有略微提升。

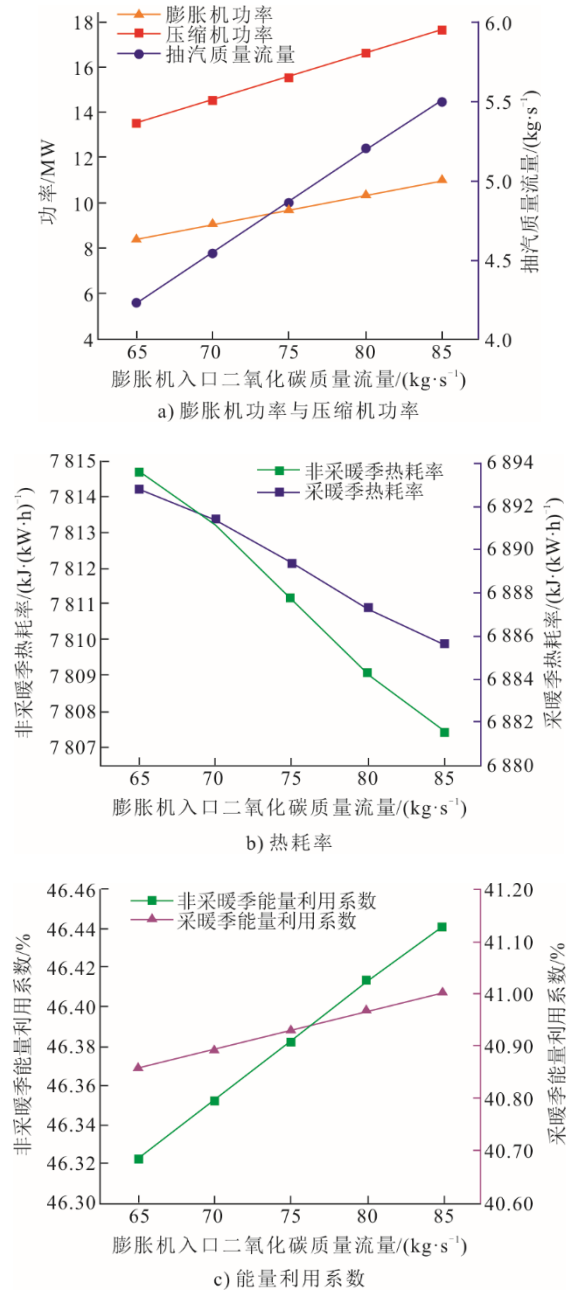


图 7 二氧化碳质量流量对系统热力学特性的影响
Fig.7 Effect of mass flow rate of CO₂ on thermodynamic characteristics of the system

为了在释能时将二氧化碳加热到相应的温度以便膨胀，抽汽质量流量也有很明显的增加。抽汽质量流量增加使储能系统的热耗率降低，这是因为

加热锅炉给水,避免能量的浪费,实现了能量的梯级利用。本文在探究关键参数对系统的影响时,忽略了设备在不同参数下的实际效率。实际应用中应考虑引入设备实际效率曲线进行精细计算。研究的主要结论如下。

1) 确立了火电机组耦合二氧化碳储能系统的最佳方案,即储能阶段,从凝汽器出口抽取 305.736 K 的凝结水,去吸收压缩二氧化碳产生的热量后返回至 7 号低加出口,回水温度为 374.027 K;释能阶段,从中压缸排汽抽取 537.987 K 的蒸汽用来加热膨胀之后的二氧化碳,然后返回至五号低加疏水冷却器,回水温度为 370.463 K;储能系统压缩机采用小汽轮机驱动;耦合机组实际运行时相比原系统降低了 48.308 kJ/(kW·h),能量利用系数提升了 0.52 百分点。

2) 对膨胀机二氧化碳入口温度和二氧化碳质量流量影响因素进行了敏感性分析。随着膨胀机入口温度和二氧化碳质量流量的增加,本文所确定的耦合方案能量利用系数有所提升,热耗率降低,说明可以通过适当增加膨胀机二氧化碳入口温度和二氧化碳质量流量来辅助火电机组的调峰。耦合了储能系统后,火电机组调峰范围相比原机组增加了 17.1%;耦合储能系统中再配置热水储存罐并最大放热,火电机组调峰范围相比原机组增加了 37.4%,提升了火电机组的灵活性。

【参考文献】

- [1] 王辉,李峻,祝培旺,等.应用于火电机组深度调峰的百兆瓦级熔盐储能技术[J].储能科学与技术,2021,10(5):1760-1767.
WANG Hui, LI Jun, ZHU Peiwang, et al. Hundred-megawatt molten salt heat storage system for deep peak shaving of thermal power plant[J]. Energy Storage Science and Technology, 2021, 10(5): 1760-1767.
- [2] 王惠杰,董学会,管永超,等.熔盐储热型塔式太阳能与燃煤机组耦合方式及热力性能分析[J].热力发电,2019,48(7):47-52.
WANG Huijie, DONG Xuehui, ZAN Yongchao, et al. Coupling method and thermal performance analysis for molten salt heat storage tower solar energy power station and thermal power unit[J]. Thermal Power Generation, 2019, 48(7): 47-52.
- [3] 李斌,陈吉玲,李晨昕,等.压缩空气储能系统与火电机组的耦合方案研究[J].动力工程学报,2021,41(3):244-250.
LI Bin, CHEN Jiling, LI Chenxin, et al. Research on coupling schemes of a compressed air energy storage system and thermal power unit[J]. Journal of Power Engineering, 2021, 41(3): 244-250.
- [4] 王妍,吕凯,马汀山,等.与煤电机组耦合的压缩空气储能系统分析[J].热力发电,2021,50(8):54-63.
WANG Yan, LYU Kai, MA Tingshan, et al. Analysis of compressed air energy storage system coupled with coal-fired power unit[J]. Thermal Power Generation, 2021, 50(8): 54-63.
- [5] ZHANG L, CUI J, ZHANG Y, 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.
- [6] 王晓露,郭欢,张华良,等.火电厂热电联产机组与压缩空气储能集成系统能量耦合特性分析[J].储能科学与技术,2021,10(2):598-610.
WANG Xiaolu, GUO Huan, ZHANG Hualiang, et al. Analysis of energy coupling characteristics between cogeneration units and compressed air energy storage integrated systems in thermal power plants[J]. Energy Storage Science and Technology, 2021, 10(2): 598-610.
- [7] 郝银萍.跨临界压缩二氧化碳储能系统热力学特性及技术经济性研究[D].北京:华北电力大学,2021:1.
HAO Yinping. Research on thermodynamic and techno-economic properties of trans-critical compressed carbon dioxide energy storage system[D]. Beijing: North China Electric Power University, 2021: 1.
- [8] HAO Y, HE Q, FU H, et al. Thermal parameter optimization design of an energy storage system with CO₂ as working fluid[J]. Energy, 2021, 230: 120688.
- [9] XU M, ZHAO P, HUO Y, et al. Thermodynamic analysis of a novel liquid carbon dioxide energy storage system and comparison to a liquid air energy storage system[J]. Journal of Cleaner Production, 2019, 242: 118437.
- [10] LIU X, YAN X, LIU X, et al. Comprehensive evaluation of a novel liquid carbon dioxide energy storage system with cold recuperator: energy, conventional exergy and advanced exergy analysis[J]. Energy Conversion and Management, 2021, 250: 114909.
- [11] 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.
- [12] 朱泓逦.基于Ebsilon的火电厂热力系统建模、监测及优化研究[D].北京:清华大学,2015:7.
ZHU Hongluo. The research of modeling, monitoring and optimizing for thermal system of thermal power plant based on ebsilon[D]. Beijing: Tsinghua University, 2015: 7.
- [13] 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.
- [14] ZHANG X R, WANG G B. Thermodynamic analysis of a novel energy storage system based on compressed CO₂ fluid[J]. International Journal of Energy Research, 2017, 41(10): 1487-1503.
- [15] 黄恩和,宋传教,金庆辉,等.基于储热介质和排气温度的绝热式压缩空气储能系统优化设计[J].热力发电,2021,50(8):39-46.
HUANG Eenhe, SONG Chuanjiao, JIN Qinghui, et al. Optimal design of adiabatic compressed air energy storage system based on heat storage medium and exhaust temperature[J]. Thermal Power Generation, 2021, 50(8): 33-40.
- [16] LI Y W, MIAO S H, LUO X, et al. Dynamic modelling and techno-economic analysis of adiabatic compressed air

- energy storage for emergency back-up power in supporting microgrid[J]. *Applied Energy*, 2020, 261: 114448.
- [17] GUO C B, ZHANG K N, PAN L H, et al. Numerical investigation of a joint approach to thermal energy storage and compressed air energy storage in aquifers[J]. *Applied Energy*, 2017, 203: 948-958.
- [18] ZHAO P, XU W P, ZHANG S Q, et al. Technical feasibility assessment of a standalone photovoltaic/ wind/adiabatic compressed air energy storage based hybrid energy supply system for rural mobile base station[J]. *Energy Conversion and Management*, 2020, 206: 112486.
- [19] ZHAO P, DAI Y P, WANG J F. Design and thermodynamic analysis of a hybrid energy storage system based on A-CAES (adiabatic compressed air energy storage) and FESS (flywheel energy storage system) for wind power application[J]. *Energy*, 2014, 70: 674-684.
- [20] JABARI F, NOJAVAN, IVATLOO B M. Designing and optimizing a novel advanced adiabatic compressed air energy storage and air source heat pump based μ -combined cooling, heating and power system[J]. *Energy*, 2016, 116: 64-77.
- [21] DIYOKE C, WU C. Thermodynamic analysis of hybrid adiabatic compressed air energy storage system and biomass gasification storage (A-CAES + BMGS) power system[J]. *Fuel*, 2020, 271: 117572.
- [22] FACCI A, SANCHEZ D, JANNELLI E, et al. Trigenenerative micro compressed air energy storage: concept and thermodynamic assessment[J]. *Applied Energy*, 2015, 158: 243-254.
- [23] JIANG R H, YIN H B, PENG K W, et al. Multi-objective optimization, design and performance analysis of an advanced trigenerative micro compressed air energy storage system[J]. *Energy Conversion and Management*, 2019, 186: 323-333.
- [24] 郭欢, 许剑, 陈海生, 等. 一种定压运行 AA-CAES 的系统效率分析[J]. *热能动力工程*, 2013, 28(5): 540-546. GUO Huan, XU Jian, CHEN Haisheng, et al. Analysis of the efficiency of a AA-CAES system operating at a constant pressure[J]. *Journal of Engineering for Thermal Energy and Power*, 2013, 28(5): 540-546.
- [25] HAN Z H, SUN Y, LI P. Thermo-economic analysis and optimization of a combined cooling, heating and power system based on advanced adiabatic compressed air energy storage[J]. *Energy Conversion and Management*, 2020, 212: 112811.
- [26] ZHANG Y, YANG K, HONG H, et al. Thermodynamic analysis of a novel energy storage system with carbon dioxide as working fluid[J]. *Renewable Energy*, 2016, 99: 682-697.
- [27] 刘青山, 葛俊, 黄葆华, 等. 储能压力对液态压缩空气储能系统特性的影响[J]. *西安交通大学学报*, 2019, 53(11): 1-9. LIU Qingshan, GE Jun, HUANG Baohua, et al. Influence of energy storage pressure on the characteristics of liquid air energy storage system[J]. *Journal of Xi'an Jiaotong University*, 2019, 53(11): 1-9.
- [28] LIU Z, LIU B, GUO J, et al. Conventional and advanced exergy analysis of a novel transcritical compressed carbon dioxide energy storage system[J]. *Energy Conversion and Management*, 2019, 198: 111807.
- [29] 苏鹏, 王文君, 杨光, 等. 提升火电机组灵活性改造技术方案研究[J]. *中国电力*, 2018, 51(5): 87-94. SU Peng, WANG Wenjun, YANG Guang, et al. Study on technical scheme of improving flexibility of thermal power unit[J]. *Electric Power*, 2018, 51(5): 87-94.

(责任编辑 邓玲惠)