

两种多等级运行的压缩二氧化碳储能系统 综合性能对比

刘艾杰¹, 赵攀¹, 张金帅², 周宁², 马宁¹, 胡誉蓉², 王江峰¹, 苗玲²

(1. 西安交通大学能源与动力工程学院, 710049, 西安; 2. 国网河南省电力公司电力科学研究院, 450000, 郑州)

摘要: 为了扩大储能系统的储能及释能功率范围以适应不同可再生能源消纳容量等级, 在多等级运行压缩二氧化碳储能系统基础上, 提出了能够多等级运行的两机串联系统和三机串联系统, 并进行综合性能对比分析。首先, 介绍了不同系统在3个储能/释能等级下的运行方式与部件热力学模型; 其次, 探究了压缩机和透平的安全运行范围, 获得各系统最优中压罐压力; 接着, 获得不同系统各等级下的储能和释能功率范围; 最后, 对两个系统各等级下的性能指标进行对比。研究结果表明: 对于三机串联系统和两机串联系统, 基于部件热力学模型和设计参数, 最优中压罐压力分别为4.178、5.088 MPa; 两机串联系统的储能功率范围较三机串联系统增加了22.78%, 三机串联系统的储能功率间隔较两机串联系统减少了22.80%; 相较于三机串联系统, 两机串联系统在各等级都具有更高的储能/释能功率范围、充放电效率和能量密度。研究结果对于推动低碳转型和规模化可再生能源的高效利用具有重要现实意义。

关键词: 压缩二氧化碳储能; 多等级运行; 储释能功率范围; 热力学分析

中图分类号: TK02 **文献标识码:** A

A Comparison Between Two Different Multi-Level Compressed Carbon Dioxide Energy Storage Systems

LIU Aijie¹, ZHAO Pan¹, ZHANG Jinshuai², ZHOU Ning², MA Ning¹,
HU Yurong², WANG Jiangfeng¹, MIAO Ling²

(1. School of Energy and Power Engineering, Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049, China;

2. State Grid Henan Electric Power Research Institute, Zhengzhou, 450000, China)

Abstract: To expand the power regulation range of charging/discharging in energy storage systems for adapting to different capacity levels of renewable energy integration across various scenarios such as large-scale and rural applications, this paper proposes two-series and three-series systems based on multi-level compressed CO₂ energy storage systems and conducts a comprehensive performance comparative study. First, the operation method of the multi-level compressed carbon dioxide energy storage system under three levels is introduced. And the system indicators are exhibited. Then, the study obtains the safe operation range of both the turbine and compressor. The optimal pressure of the medium-pressure storage tank in the two systems is achieved. Subsequently, the detailed charge and discharge power under all levels are shown for the two systems. Finally, a comparison is made on the system indicators under three levels between the two systems. The results reveal that, based on the models and the design parameters, the optimal pressure of the medium-pressure storage tank for the three-series system is 4.178 MPa, while that of the two-series system is 5.088 MPa. The charge power range of the two-series system is 22.78% higher than that of the three-series system. The charge power gap of the three-series system is 22.80% lower than that of the two-series system. Compared to the three-series system, the two-series system has a higher charge power range, discharge power range, round-trip efficiency, and energy density under all three levels. To conclude, the two-series system has better system performance. The study demonstrates that the two-series system delivers superior operational performance, with these findings holding significant practical implications for promoting rural low-carbon transition and enhancing efficiency in large-scale renewable energy utilization.

Keywords: compressed carbon dioxide energy storage; multi-level operation; charge and discharge power

收稿日期: 2025-05-19。 作者简介: 刘艾杰 (1998—), 男, 博士生; 赵攀 (通信作者), 男, 教授, 博士生导师。 基金项目: 智能电网重大专项 (2030) 资助项目 (2024ZD0800500)。

range; thermodynamic analysis

为加速实现“双碳”目标,能源结构需要从煤基能源向可再生能源转型,以缓解当前的生态环境问题^[1]。近些年,国家正大规模进行可再生能源的开发及利用,然而可再生能源,如风能、太阳能等,具有较强的波动性、间歇性和不稳定性,且并网问题突出,严重威胁着电力系统稳定运行。乡村地区作为可再生能源高速发展的主要地区,存在消纳能力弱,输电设备老旧等问题,不利于源-荷匹配,出现大量弃风、弃光现象,阻碍美丽乡村建设进程。因此,采用储能系统来克服这一问题,提升可再生能源的消纳能力^[2]。

当前存在的储能方法主要包括电池储能^[3]、飞轮储能^[4]、氢储能^[5]、超导储能^[6]、抽水蓄能^[7]、压缩空气储能^[8]等。其中,电池储能、氢储能、飞轮储能和超导储能适用的功率等级较低,不适合大规模储能。抽水蓄能和压缩气体储能是较少的发展成熟且适用于大规模储能的储能技术^[9]。其中,抽水蓄能需要较大的落差和充足水源,地理局限性较大^[10],压缩空气储能能够较好地克服地理制约,具有经济性优势。

对于压缩空气储能,Zhang 等^[11]提出了一种补燃式压缩空气储能系统,通过外界燃料加热透平进口空气以提升输出功率,但产生额外温室气体排放,有悖于低碳目标。何青等^[12]等提出了一种绝热式压缩空气储能系统,通过储存再利用压缩热取代燃料补充,在避免排放的同时提升了系统效率。Bennett 等^[13]提出了一种等温压缩空气储能系统,能够实现等温过程下的压缩和膨胀过程,极大提升了系统效率,然而该系统过于理想化,实现难度大。Zhao 等^[14]提出了一种能供热的压缩空气储能系统;Bu 等^[15]提出了耦合有机朗肯循环的压缩空气储能系统。以上研究均采用气态储气方式,能量密度较低,Cui 等^[16]提出了一种液态空气储能系统,该系统中高压空气以液态形式存储,有利于提高系统能量密度,但超低温液化工况导致部件安全运行风险凸显。

相较于空气,二氧化碳的临界压力(7.38 MPa)和临界温度(31℃)适中,在高压下易于冷凝^[17]。此外,由于二氧化碳密度高、比热容大,系统叶轮机械及换热器的设计结构较为紧凑,能够有效提升系统性能^[18]。众多学者对压缩二氧化碳储能系统进行研究。包忠祥^[19]对跨临界压缩二氧化碳储能系统热力学特性进行模拟,提出了一种耦合太阳能蓄热的跨临界压缩二氧化碳储能系统。乔龙等^[20]将热泵系统与超临界压缩二氧化碳储能系统进行耦合,并对系统参数进行了优化配置。李乐璇等^[21]对超临界二氧化碳储

能系统进行了焓损特性分析。Xu 等^[22]提出了一种耦合低温热源的超临界压缩二氧化碳储能系统,并对其变工况性能进行了详细分析。Zhang 等^[23]提出了一种耦合有机朗肯循环的压缩二氧化碳储能系统,能够有效利用系统剩余的低位热能。Gao^[24]提出了一种耦合太阳能的压缩二氧化碳储能系统。Hao 等^[25]提出了耦合热泵的跨临界压缩二氧化碳储能系统。

当前有关压缩二氧化碳储能系统的研究局限于对充放电效率和能量密度进行优化,缺乏有关储能功率范围及释能功率范围的研究,储能系统储能与释能功率范围会影响极端运行条件下的可再生能源消纳能力与供电能力。本文作者等^[26-27]曾提出一种多等级运行的压缩二氧化碳储能系统,以扩大储能系统储能和释能功率范围,并结合具体负荷数据进行分析。然而,上述研究中没有考虑系统部件(如压缩机、透平等)配置方法对系统性能的影响,因此有必要对多等级运行的压缩二氧化碳储能系统的部件配置方案进行研究,该研究有利于促进乡村地区可再生能源高效利用及实现低碳转型。本文依据压缩机和透平台数将原系统划分为了三机串联压缩-膨胀系统和两机串联压缩-膨胀系统,并进行比较分析。

1 系统描述

图 1 所示为三机串联压缩-膨胀的多等级运行的压缩二氧化碳储能系统,后文将其简称为三机串联系统。

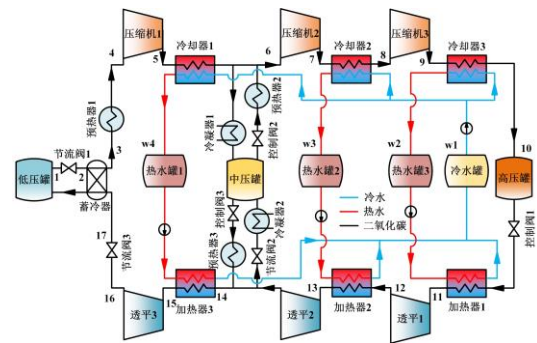


图 1 三机串联压缩-膨胀多等级运行压缩二氧化碳储能系统

Fig.1 Diagram of the multi-level compressed carbon dioxide energy storage system with three compressors and turbines

传统压缩二氧化碳储能系统只有 1 个储能回路和 1 个释能回路,储能功率范围和释能功率范围相对有限,本文提出的三机串联系统包含 1 个高压罐、1 个中压罐、1 个低压罐、1 个冷水罐、3 个热水罐、3 台压缩机、3 台透平、3 个冷却器、3 个加热器、其

他辅助换热设备和若干阀门。其中，中压罐将整个系统分为 3 个回路，分别是低压罐-中压罐、中压罐-高压罐和低压罐-高压罐。低压罐和中压罐之间配置 1 台压缩机和 1 台透平，中压罐和高压罐间配置 2 台压缩机和 2 台透平。图中，节点 1~17 为二氧化碳循环内各状态点，w1~w4 为水循环内各状态点。

该系统包含 3 种不同的运行方式，分别对应 3 个储能等级和 3 个释能等级，以下为各等级运行过程的具体描述。

一等级储能过程：液态二氧化碳从低压罐中流出，经节流阀 1 节流后，首先在蓄冷器中加热，随后在预热器 1 中升温至气态，接着在压缩机 1 内压缩，分别在冷却器 1 和冷凝器 1 中降温 and 冷凝，最终以液态形式储存在中压罐中。该过程只涉及压缩机 1，具有最低的储能功率。

二等级储能过程：液态二氧化碳从中压罐中流出，并在预热器中加热至气态，经过压缩机 2 和压缩机 3 两级压缩，冷却器 2 和冷却器 3 两次冷却，最终冷凝至液态，储存在高压罐中。该过程只涉及压缩机 2 和压缩机 3，具有中等的储能功率。

三等级储能过程：液态二氧化碳从低压罐中流出，经节流阀 1 节流后在蓄冷器和预热器 1 中加热至气态，经过压缩机 1、压缩机 2 和压缩机 3 三级压缩，冷却器 1、冷却器 2 和冷却器 3 的 3 次冷却，最终冷凝至液态，得到的高压液态二氧化碳储存在高压罐中。该过程涉及所有的压缩机，具有最高的储能功率。

一等级释能过程：液态二氧化碳从中压罐中流出，经预热器 3 和加热器 3 加热至高温气态，在透平 3 中膨胀后经蓄冷器冷凝为液态，储存在低压罐中。该过程只涉及透平 3，具有最低的释能功率。

二等级释能过程：液态二氧化碳从高压罐中流出，经加热器 1 和加热器 2 两次加热和透平 1、透平 2 两级膨胀，乏气在冷凝后储存在中压罐中。该过程只涉及透平 1 和透平 2，具有中等的释能功率。

三等级释能过程：液态二氧化碳从高压罐中流出，经加热器 1~3 的 3 次加热过程和透平 1~3 三级膨胀过程，乏气在冷凝后储存在低压罐中。该过程涉及了所有的透平，具有最高的释能功率。

其中，热水罐 1~3 中的热水分别由压缩机 1~3 的压缩热加热冷水罐中冷水得到；在释能过程中，热水罐 1~3 中的热水分别为加热器 3~1 的热源。

节流阀 1 对低压罐中的二氧化碳进行节流降压，并对出口流量进行调节。控制阀 1~3 分别对高压罐

和中压罐内二氧化碳的出口流量进行调节，不对其进行节流降压。节流阀 2 和节流阀 3 的作用是将未完全膨胀的二氧化碳节流至对应储罐的压力。预热器采用环境温度水和少量工业废热作为热源，冷水作为冷凝器的冷却介质。各二氧化碳储罐均采用液态存储，系统运行过程中使用自动补压系统维持储罐压力恒定，使用加热补偿、限流转置和温控系统等措施维持储罐温度恒定。由于高压储罐温度较低，使用低品位热源和工业废热作为补偿热源。储能时各压缩机压比保持不变，释能时采用定压运行方式。

图 2 所示为两机串联压缩-膨胀的多等级运行压缩二氧化碳储能系统，是上述系统的另一种形式，下文将其简称为两机串联系统。

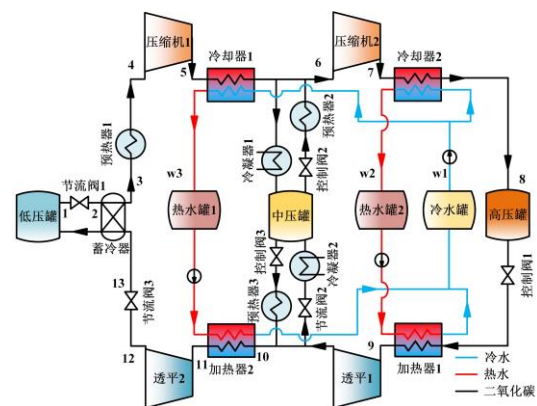


图 2 两机串联压缩-膨胀多等级运行压缩二氧化碳储能系统

Fig.2 Diagram of the multi-level compressed carbon dioxide energy storage system with two compressors and turbines

对比于三机串联系统，两机串联系统一共包含 2 台压缩机和 2 台透平，中压罐前后分别设置有 1 台压缩机和 1 台透平。该系统的一级储能过程与一级释能过程的运行方式与三机串联系统相同。对于二等级储能过程，二氧化碳从中压罐流入高压罐，仅经压缩机 2 压缩，由冷却器 2 冷却至液态，类似地，在二等级释能过程中，二氧化碳从高压罐流入中压罐，仅有透平 1 膨胀做功。在三等级储能过程中，所有的压缩机、冷却器均工作。在三等级释能过程中，所有的加热器、透平均工作。

由于压缩机和透平只能在允许的流量范围内运行，每一个储能和释能等级均对应一个储能功率范围和释能功率范围，因此需要对系统参数进行合理配置以使得各储能等级和各释能等级功率范围尽可能连续。对于给定的外界输入功率和需求输出功率，应根据其数值大小和各储能/释能等级的功率范围确定合适的储能/释能等级，通过调节系统内阀门开度确定该等级下的二氧化碳流量，以满足使用需求。

2 热力学模型

为简化系统计算过程，本文提出了如下假设：

- (1) 系统工质保持稳定流动状态，部件稳态运行；
- (2) 忽略系统部件内的温度、压力损失；
- (3) 忽略热水储罐以及二氧化碳储罐与环境之间的换热；

(4) 不考虑水循环回路中循环泵、预热器、冷凝器和其他辅助控制设备所消耗的能量。

2.1 压缩机模型

本研究采用径流式压缩机，设计工况下压缩机的压比 π_c 以及等熵效率 η_c 的计算公式如下

$$\pi_c = \frac{p_{c,out}}{p_{c,in}} \quad (1)$$

$$\eta_c = \frac{h_{c,out}^s - h_{c,in}}{h_{c,out} - h_{c,in}} \quad (2)$$

式中： p 、 h 分别为工质压力和焓；下标 c 表示压缩机；下标 in 、 out 表示压缩机的进口和出口；上标 s 表示等熵过程。

压缩机运行过程中消耗的功率 W_c 可表示为

$$W_c = m_c (h_{c,out} - h_{c,in}) \quad (3)$$

式中： m 为工质流量。

美国桑迪亚国家实验室曾对用于超临界二氧化碳布雷顿循环的径流式压气机公式进行拟合，可适用于高压力、高密度、低黏度工况。由于本文中二氧化碳压缩机的运行工况与其相近，因此拟合公式亦适用于本文系统。压缩机的变工况特性可由以下无量纲参数得到^[28]

$$\phi^* = \frac{m_c}{\rho_{in} U_c D_c} \left(\frac{N_c}{N_{c,d}} \right)^{0.2} \quad (4)$$

$$\psi^* = \frac{\Delta h_{is,c}}{U_c^2} \left(\frac{N_{c,d}}{N_c} \right)^{(20\phi^*)^3} \quad (5)$$

$$\eta_c^* = \eta_{c,d} \left(\frac{N_{c,d}}{N_c} \right)^{(20\phi^*)^5} \quad (6)$$

式中： ϕ^* 、 ψ^* 、 η_c^* 分别为无量纲流量系数、无量纲压头系数和无量纲效率； N 、 ρ 、 U 、 D 分别为转速、密度、叶尖速度和叶轮直径；下标 d 表示设计工况；

下标 is 表示等熵过程。

2.2 透平模型

设计工况下，透平的膨胀比 π_t 和等熵效率 η_t 的计算式写为

$$\pi_t = \frac{p_{t,in}}{p_{t,out}} \quad (7)$$

$$\eta_t = \frac{h_{t,in} - h_{t,out}}{h_{t,in} - h_{t,out}^s} \quad (8)$$

式中：下标 t 表示透平。

透平的输出功率计算式可写为

$$W_t = m_t (h_{t,in} - h_{t,out}) \quad (9)$$

透平的变工况特性可由改进的弗留格尔公式^[29]得到，其流量、转速、进口温度和进口压力的关系可计算如下

$$\frac{m_t}{m_{t,d}} = \sqrt{1 - 0.4 \frac{N_t - N_{t,d}}{N_{t,d}}} \sqrt{\frac{T_{t,in,d}}{T_{t,in}}} \sqrt{\frac{p_{t,in}^2 - p_{t,out}^2}{p_{t,in,d}^2 - p_{t,out,d}^2}} \quad (10)$$

式中： T 为温度。

变工况条件下，透平的效率可由下式计算^[29]

$$\eta_t = \eta_{t,d} \sin \left[0.5\pi \left(\frac{m_{t,in}}{m_{t,in,d}} \frac{\rho_{t,in}}{\rho_{t,in,d}} \right)^{0.1} \right] \quad (11)$$

2.3 换热器模型

换热器的热力学模型遵循能量守恒定律，可描述为

$$m_{hot} (h_{hot,in} - h_{hot,out}) = m_{cool} (h_{cool,out} - h_{cool,in}) \quad (12)$$

式中：下标 hot 、 $cold$ 分别表示换热器的热端流体和冷端流体。

换热器的设计遵循传热定律

$$Q = kA\Delta T \quad (13)$$

式中： Q 为总换热量； k 为总换热系数； A 为换热器面积； ΔT 为换热器冷、热端之间的温差。由于本研究不涉及经济分析，不必考虑换热器换热面积大小，仅需计算换热器内流体温度分布。在保证系统性能计算精度的基础上，为简化换热器计算过程，采用平均换热系数进行换热计算^[30-31]。加热器、冷却器的平均换热系数为 $1.6 \text{ kW}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ 和 $1.0 \text{ kW}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ ，蒸发器、冷凝器的平均换热系数为 $1.5 \text{ kW}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ 和 $2.0 \text{ kW}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ 。本文采用对数平均温差描述换热器温差：

$$\Delta T = \frac{(T_{\text{hot,in}} - T_{\text{cold,out}}) - (T_{\text{hot,out}} - T_{\text{cold,in}})}{\ln((T_{\text{hot,in}} - T_{\text{cold,out}})/(T_{\text{hot,out}} - T_{\text{cold,in}}))} \quad (14)$$

2.4 系统性能评价指标

本文引入储能功率间隔 W_{pdi} 对系统进行评价，其中 W_{pd1} 表示二等级储能过程最小储能功率与一等级储能过程最大储能功率的差值，若其小于 0，则 W_{pd1} 为 0。 W_{pd2} 表示三等级储能过程最小储能功率与二等级储能过程最大储能功率的差值。 W_{pdi} 的表达式如下

$$W_{\text{pdi}} = \min W_{i+1} - \max W_i, \quad i=1,2 \quad (15)$$

式中： W_i 为第 i 等级储能过程的储能功率。

采用储能功率范围 W_{TPR} 来描述储能系统 3 个等级总的储能功率范围。储能功率范围不包括相邻等级之间重叠及间隔的功率。 W_{TPR} 的计算式可写为

$$W_{\text{TPR}} = W_{\text{PR1}} \cup W_{\text{PR2}} \cup W_{\text{PR3}} \quad (16)$$

式中： W_{PRi} 表示第 i 等级储能过程的储能功率范围，可由下式来描述

$$W_{\text{PRi}} = [\min W_i, \max W_i] \quad (17)$$

采用充放电效率 η_{RTE} 描述系统在完整的充放电循环下电能输出量与输入量的比值，表达式如下

$$\eta_{\text{RTE}} = \frac{\int_0^{t_{\text{end}}} W_{\text{dis}} dt}{\int_0^{t_{\text{end}}} W_{\text{cha}} dt} \quad (18)$$

式中： W_{dis} 、 W_{cha} 分别为某一时刻下的释能功率和储能功率； t_{end} 为储能过程的停止时间。

采用能量密度 ρ_{ED} 描述一个完整充放电循环下总电能输出量与工质储罐总容积的比值，表达式写为

$$\rho_{\text{ED}} = \frac{\int_0^{t_{\text{end}}} W_{\text{dis}} dt}{V_{\text{LST}} + V_{\text{MST}} + V_{\text{HST}}} \quad (19)$$

式中： V_{LST} 、 V_{MST} 、 V_{HST} 分别表示低压罐、中压罐和高压罐的容积，计算式如下

$$V = m_{\text{cha,max}} t_{\text{cha}} \rho_{\text{CO2}} \quad (20)$$

式中： $m_{\text{cha,max}}$ 为二氧化碳最大储能流量； t_{cha} 为储能时长； ρ_{CO2} 为储罐内液态二氧化碳的密度。

2.5 模型验证

本文将所提模型与类似文献计算结果进行对比，以进行模型验证。选用文献[19]中的稳态模型作为参

照，设置相同的初始参数，对系统性能进行计算，得到的对比结果如表 1 所示。表 1 中所列 4 个参数的误差分别为 3.13%、0.19%、3.42%和 0.20%，均在可接受范围内，验证了本文所提模型的准确性。

表 1 模型验证结果

参数	文献[19] 计算结果	本文模型 计算结果
总压缩机耗功/kW	191.36	185.36
总透平输出功/kW	117.01	117.23
能量效率/%	61.15	63.24
储能密度/(kWh·m ⁻³)	0.872	0.874

3 系统性能分析

本研究采用 MATLAB 2022b 对系统进行模拟分析，涉及的所有流体热物性通过美国国家标准与技术研究所(NIST)开发的 REFPROP 9.1 调用得到。

3.1 压缩机/透平运行范围分析

图 3 所示为压缩机的安全运行范围示意图，描述了压缩机压缩比与转速和流量的关系，图中数据由压缩机热力学模型计算获得，分析结果对于系统中所有压缩机均适用。

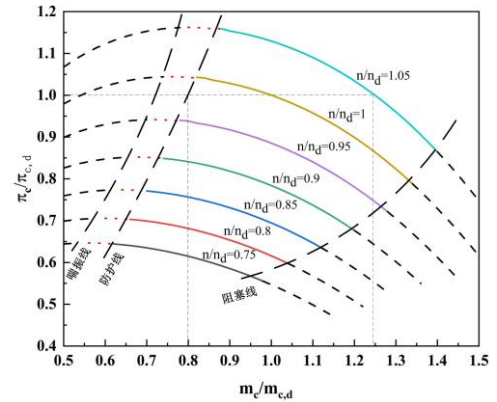


图 3 压缩机运行范围示意图

Fig.3 Operating range of the compressor

由于过低的压缩机质量流量会引起压缩机内流体倒流，导致喘振现象，危害设备正常运行，图 3 中的喘振线预留了 10%的喘振裕度以确保设备安全运行，防护线由压缩机的喘振线与喘振裕度确定。过高的流量将导致压缩机效率降低，引起阻塞现象，本研究假定最低效率为设计效率的 90%，从而确定了阻塞线的位置。本研究中，二氧化碳以液态形式存储，压缩机在变工况运行条件下始终需要保持额定压缩比，即必须同时调节压缩机流量以及转速，使压缩比恒定。考虑到压缩机转速不宜超过设计值的 105%，

额定压缩比与防护线的交点大约位于 0.8 倍设计流量处,与最大转速线的交点位于 1.24 倍设计流量处,因此,当压缩机流量在设计流量的 80%~124%范围内变化时,能够通过调节转速保持压比恒定。

透平的流量变化范围通常较宽,火电机组中使用的汽轮机主蒸汽流量最低可达到设计值的 30%,最大流量为额定流量。本研究中,透平以定压方式运行,对于本文建立的透平模型,由于单台透平内不存在级间再热以及回热转置,过低的透平流量导致膨胀比减小,导致工质不完全膨胀,引起较大的压力能损失,大幅度降低输出功率,对系统效率不利。本研究中设置透平流量范围为设计流量的 60%~100%。

3.2 参数设计对比分析

本研究采用的设计参数如表 2 所示。

表 2 系统设计参数

Table 2 System design parameters	
参数	数值
低压罐压力/MPa	2.5
节流阀 1 压降/MPa	0.5
预热器 1 出口温度/K	300
预热器 2 出口温度/K	305
高压罐压力/MPa	25.0
冷水罐温度/K	293.15
压缩机等熵效率/%	85
压缩机设计流量/(kg·s ⁻¹)	32.52
透平等熵效率/%	85
透平机设计流量/(kg·s ⁻¹)	32.52

为获得较小的储能功率间隔和较大的储能功率范围,需要对系统中压罐压力进行合理设计。两机串联系统中,中压罐压力决定了各压缩机的设计压比以及各透平的设计膨胀比;对于三机串联系统,压缩机 2 以及压缩机 3 的压比将根据总压比均匀分配,以减小总压缩功,透平膨胀比的设计值与压缩机的压比对应。

图 4 所示为三机串联系统在不同压比下各等级的储能功率及储能功率范围,其中重叠的功率应包含在相邻等级的功率范围内。由图 4 可知,由于总压比不变,压缩机 1 压比增加导致一等级储能过程的储能功率范围增加,降低二等级储能过程的储能功率范围。然而,三等级储能过程的储能功率范围对压缩机 1 压比的变化不敏感。随着压缩机 1 压比增加,一、二等级储能功率间隔减小,二、三等级储能功率间隔增加。当压缩机 1 压比较大时,一、二等级之间存在功率重叠现象,当压缩机 1 压比较低时,二、三

等级之间存在功率重叠现象。功率间隔的出现将导致系统运行区间不连续,功率重叠现象的发生会降低系统的总储能功率范围,二者均对系统性能造成不利影响,当功率间隔和功率重叠同时出现时,储能功率范围会大幅度降低。由于不存在储能功率间隔为 0 的工况,最优工况下只允许出现一个较小的储能功率间隔。当压缩机 1 压比为 1.945 时,一、二等级功率间隔为 0.317 MW,二、三等级功率间隔为 0;当压缩机 1 压比为 2.089 时,一、二等级功率间隔为 0,二、三等级功率间隔为 0.193 MW,由于上述工况对应的储能功率范围差距较小,压缩机 1 压比应设定为 2.089,该情况下中压罐压力为 4.178 MPa,储能功率间隔为 0.193 MW,储能功率范围为 3.512 MW。

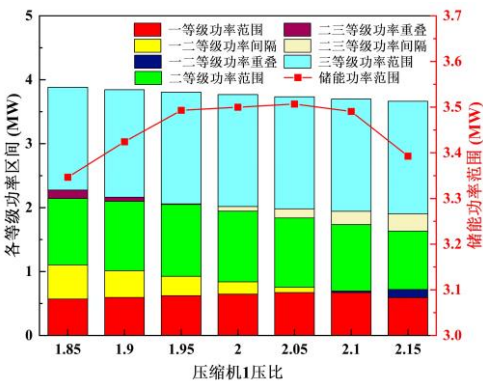


图 4 压缩机 1 压比对各等级储能功率及储能功率范围的影响(三机串联系统)

Fig.4 Effect of Compressor 1 compression ratio on charge power of 3 levels and charge power range (three-series system)

图 5 给出了两机串联系统在不同压比下各等级的储能功率及储能功率范围。

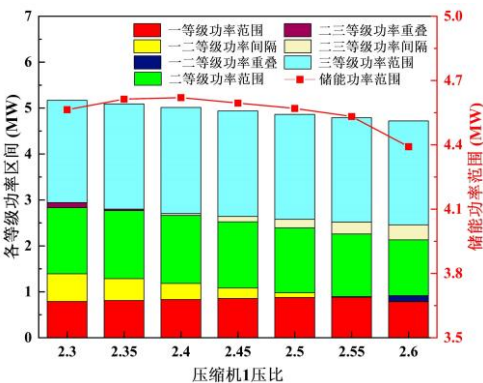


图 5 压缩机 1 压比对各等级储能功率及储能功率范围的影响(两机串联系统)

Fig.5 Effect of Compressor 1 compression ratio on charge power of 3 levels and charge power range (two-series system)

由图 5 可知,两机串联系统各参数随压缩机 1 压

比的变化趋势与三机串联系统类似。考虑到最优情况下只允许出现一个功率间隔，且不允许功率重叠现象出现，当压缩机 1 压比为 2.373 时，一、二等级功率间隔为 0.420 MW，二、三等级功率间隔为 0；当压缩机 1 压比为 2.544，一、二等级功率间隔为 0，二、三等级功率间隔为 0.250 MW。由于后者功率间隔远小于前者，且两种情况下总储能功率范围相近，最优的压缩机 1 压比为 2.544，中压罐压力为 5.088 MPa，储能功率间隔为 0.250 MW，储能功率范围为 4.458 MW。

结果显示，两机串联系统的最优压缩机 1 压比大于三机串联系统，这是因为在三机串联系统中，二等级储能过程存在间冷过程，降低了该等级下压缩机的压缩功，为使一、二等级功率范围连续，压缩机 1 压比需减小。对于两机串联系统，二等级储能过程中不存在间冷过程，使压缩机压缩功增加，为保证一、二等级储能功率连续，须增加压缩机 1 压比。对比结果显示，两机串联系统的最优中压罐压力大于三机串联系统。三机串联系统的储能功率间隔较两机串联系统减少了 22.80%；两机串联系统的储能功率范围较三机串联系统提升了 22.78%。

3.3 储释能情况对比分析

基于 3.2 节得到的最优参数，两个系统各等级下储能功率随二氧化碳流量的变化如图 6 所示。

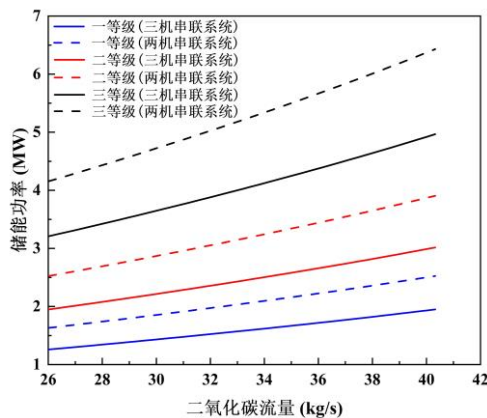


图 6 两个系统各等级储能功率的变化

Fig.6 Charge power at different levels under the two systems

三机串联系统在一、二、三等级下的储能功率范围分别为 1.26~1.95 MW、1.95~3.01 MW 和 3.21~4.97 MW。当系统输入功率小于 1.26 MW、大于 4.97 MW 或是在 3.01~3.21 MW 之间时，系统无法正常工作。两机串联系统在一、二、三等级下的储能功率范围分别为 1.63~2.52 MW、2.52~3.91 MW 和 4.16~6.43 MW。当系统输入功率小于 1.63 MW、大于 6.43 MW 或是

在 3.91~4.16 MW 之间时，系统无法正常工作。显然，两个系统的储能功率范围均大于传统压缩二氧化碳储能系统，相比于三机串联系统，两机串联系统在每个等级上有着更大的储能功率范围和储能功率范围。

图 7 所示为两个系统各等级下释能功率随二氧化碳流量的变化。由图可知，三机串联系统在一、二、三等级下的释能功率范围分别是 0.23~0.77 MW、0.77~1.48 MW 和 1.48~2.25 MW，当系统释能需求大于 2.25 MW 或小于 0.23 MW 时，系统将无法正常工作；两机串联系统在一、二、三等级下的释能功率范围分别为 0.38~1.13 MW、1.13~2.07 MW 和 2.07~3.20 MW，当系统释能需求大于 3.20 MW 或小于 0.38 MW 时，系统将无法正常工作。两个系统的总释能功率范围大于传统系统，且两机串联系统各等级下的释能功率和释能功率范围均大于三机串联系统。此外，结果显示三机串联系统在二、三等级下允许的二氧化碳流量范围小于两机串联系统，随着二氧化碳流量的减少，三机串联系统的功率衰减速度更快，这是由于在多台透平串联使用时，前一级透平偏离设计工况导致后一级更大的偏离，大幅降低了输出功率。

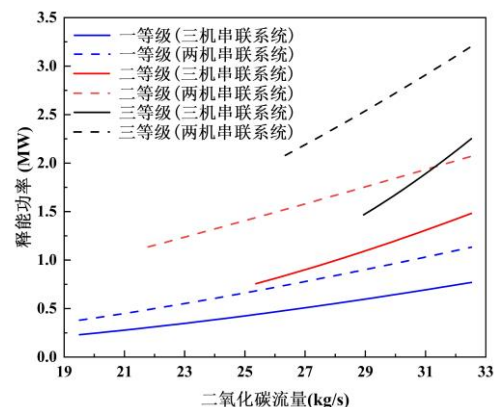


图 7 两个系统各等级释能功率的变化

Fig.7 Discharge power at different levels under the two systems

3.4 性能指标对比分析

以下分析中假设释能过程所属等级与储能过程相同，储能时间为 8 h，释能时间根据释能过程二氧化碳流量得到。图 8 所示为不同系统在一等级运行时的性能指标对比。对于两个系统，当储能二氧化碳流量一定时，释能二氧化碳流量增加，系统的 η_{RTE} 和 ρ_{ED} 均增加；当释能流量保持不变时，储能流量的增加将导致 ρ_{ED} 增加，而 η_{RTE} 对储能流量的变化不太敏感，当储能流量为压缩机设计流量时，系统的 η_{RTE} 达到最大值。对比结果显示，两个系统在一等级下运行时储能与释能二氧化碳流量范围相同，三机串联系统的 η_{RTE} 与 ρ_{ED} 均小于相同条件下两机串联系统

的 η_{RTE} 和 ρ_{ED} 。三机串联系统与两机串联系统的最大 η_{RTE} 分别为 0.497 5、0.565 5，当且仅当储能与释能流量为设计流量。由于低压罐后节流阀的节流作用，低压透平的膨胀比小于低压压缩机的压比，导致了较低的 η_{RTE} 。三机串联系统和两机串联系统的最大 ρ_{ED} 分别为 2.05、2.95 $\text{kW} \cdot \text{h}/\text{m}^3$ 。对比结果显示，一等级运行条件下，两机串联系统的运行性能优于三机串联系统。

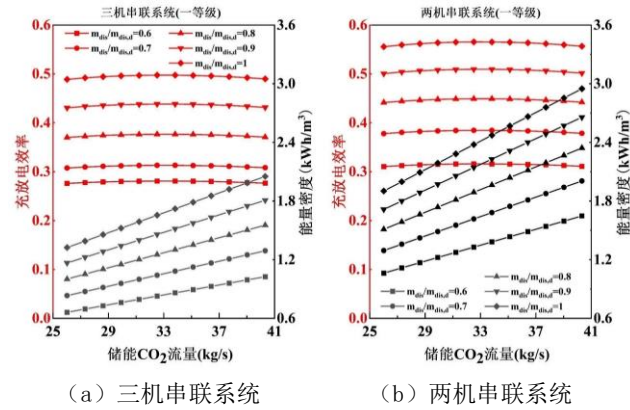


图 8 不同系统一等级运行性能指标的对比

Fig.8 Two system indicators of different systems under the level 1 process

图 9 所示为不同系统在二等级过程运行时的性能指标对比。

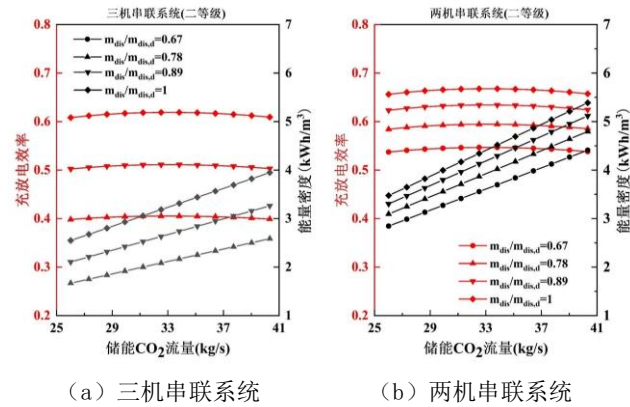


图 9 不同系统二等级运行性能指标的对比

Fig.9 Two system indicators of different systems under the level 2 process

如图 9 所示， η_{RTE} 和 ρ_{ED} 随储能与释能二氧化碳流量变化的趋势相类似。值得注意的是，三机串联系统和两机串联系统的最大 η_{RTE} 分别为 0.618 8、0.667 7，三机串联系统的最大 ρ_{ED} 为 3.95 $\text{kW} \cdot \text{h}/\text{m}^3$ ，低于两机串联系统的 5.38 $\text{kW} \cdot \text{h}/\text{m}^3$ 。其主要原因在于，三机串联系统中压缩机 2 出口的二氧化碳参数（10.22 MPa，384 K）导致冷却器 2 换热过程存在夹点，热端温差较大，使得释能过程透平 2 进口温度较

低，导致了较低的 η_{RTE} 和 ρ_{ED} 。三机串联系统在二等级运行时，两台压缩机/透平同时在变工况条件下运行，前一级偏离设计工况导致后一级偏离程度增加，系统损失较大，此外，两机串联系统释能过程允许的二氧化碳流量变化范围大于三机串联系统。以上结果表明，相比于三机串联系统，两机串联系统在二等级运行过程中有着更加优越的性能。

图 10 所示为不同系统在三等级运行时的性能指标对比。由图可知，三机串联系统和两机串联系统对应的最大能量密度 ρ_{ED} 分别为 6.00 $\text{kW} \cdot \text{h}/\text{m}^3$ 和 8.33 $\text{kW} \cdot \text{h}/\text{m}^3$ ，对比一、二等级运行时有较大的提升，这是因为此时所有的压缩机和透平均处于工作状态。然而，三机串联系统和两机串联系统的最大 η_{RTE} 分别为 0.571 2、0.627 5，小于各系统在二等级下运行的最大 η_{RTE} ，大于一等级下的最大 η_{RTE} 。这是因为在三等级运行条件下，低压罐后节流阀将对系统产生影响，同时运行的压缩机/透平的级数增加，设备偏离设计工况的问题将更加严重。在三等级运行过程中，两机串联系统仍然有着更高的 η_{RTE} 和 ρ_{ED} ，并具有较宽的释能流量范围。综上所述，两机串联系统的系统性能优于三机串联系统。

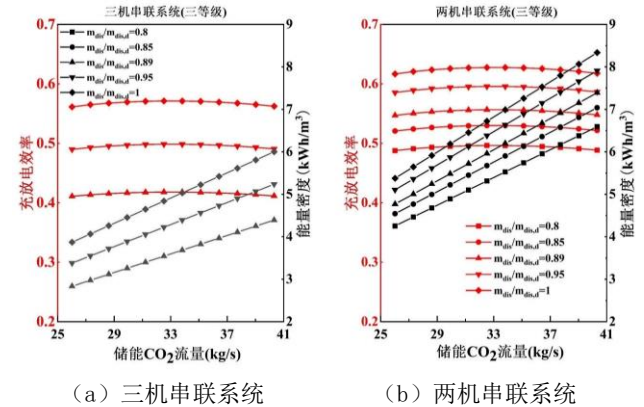


图 10 不同系统三等级运行性能指标的对比

Fig.10 Two system indicators of different systems under the level 3 process

3.5 其他对比分析

相比于三机串联系统，两机串联系统能够减少压缩机、透平以及换热器的数量，从而减少初始投资支出，运行阶段的成本与收入分析需要考虑实际的电能输入功率与负荷情况，限于篇幅，本文暂不考虑。此外，两机串联系统中压罐压力大于三机串联系统，有效减小了二氧化碳冷凝方面的困难。基于以上两点和前文中的对比分析，两机串联系统的整体性能优于三机串联系统。

4 结论

为促进低碳转型和规模化可再生能源高效利用,本文基于多等级运行的压缩二氧化碳储能系统,提出了能够多等级运行的三机串联系统和两机串联系统,并进行对比分析,得到如下结论。

(1) 三机串联系统和两机串联系统的最优中压罐压力分别为 4.178、5.088 MPa。三机串联系统的储能功率间隔较两机串联系统减少了 22.80%; 两机串联系统的储能功率范围较三机串联系统提升了 22.78%。

(2) 三机串联系统的一、二、三等级下储能功率范围分别为 1.26~1.95 MW、1.95~3.01 MW 和 3.21~4.97 MW; 两机串联系统的一、二、三等级下储能功率范围分别为 1.62~2.52 MW、2.52~3.91 MW 和 4.16~6.43 MW; 两机串联系统每个等级下的储能功率范围和释能功率范围均大于三机串联系统。

(3) 与三机串联系统相比,两机串联系统在每个等级下均具有更高的充放电效率和能量密度。综合考虑各因素,两机串联系统优于三机串联系统。

参考文献:

- [1] 赵攀, 吴汶泽, 许文盼, 等. 两级蓄冷跨临界压缩二氧化碳混合工质储能系统特性分析[J]. 中南大学学报(自然科学版), 2023, 54(10): 4150-4162.
ZHAO Pan, WU Wenzhe, XU Wenpan, et al. Performance analysis of a transcritical compressed CO₂-based mixture energy storage system with two-stage cold energy storage[J]. Journal of Central South University (Science and Technology), 2023, 54(10): 4150-4162.
- [2] 李建林, 康靖悦, 辛迪熙. 新型电力系统储能技术应用研究[J]. 分布式能源, 2024, 9(6): 1-8.
LI Jianlin, KANG Jinyue, XIN Dixi. Application Research of New Power System Energy Storage Technology[J]. Distributed Energy, 2024, 9(6): 1-8.
- [3] 郭向伟, 王晨, 钱伟, 等. 电池储能系统均衡方法研究综述[J]. 电工技术学报, 2024, 39(13): 4204-4225.
GUO Xiangwei, WANG Chen, QIAN Wei, et al. A Review of Equalization Methods for Battery Energy Storage System[J]. Transactions of China Electrotechnical Society, 2024, 39(13): 4204-4225.
- [4] 纪伟明, 洪峰, 赵玉征, 等. 应用飞轮储能系统于负荷频率调节结合多种电源发电: 综述[J]. Renewable Energy, 2024, 223: 119975.
- [5] 霍现旭, 王靖, 蒋菱, 等. 氢储能系统关键技术及应用综述[J]. 储能科学与技术, 2016, 5(2): 197-203.
HUO Xianxu, WANG Jing, JIANG Ling, et al. Review on key technologies and applications of hydrogen energy storage system[J]. Energy Storage Science and Technology, 2016, 5(2): 197-203.
- [6] ESMAEILI, MOHAMMAD S, MEHDI. Modeling and exergy analysis of an integrated cryogenic refrigeration system and superconducting magnetic energy storage[J]. Journal of Energy Storage, 2023, 73: 109033.
- [7] 谭雅倩, 周学志, 徐玉杰, 等. 海水抽水蓄能技术发展现状及应用前景[J]. 储能科学与技术, 2017, 47(3): 35-42.
TAN Yaqian, ZHOU Xuezhi, XU Yujie, et al. Seawater pumped hydro energy storage: review and perspectives[J]. Energy Storage Science and Technology, 2017, 6(1): 35-42.
- [8] 黄燕生, 林书婷, 王恩营, 等. 压缩空气储能技术及工程发展概述[J]. 科技创新及应用, 2024, 23: 181-184.
HUANG Yansheng, LIN Shuting, WANG Enying, et al. Overview of compressed air energy storage technology and engineering development[J]. Technology Innovation and Application, 2024, 23: 181-184.
- [9] 李丞宸, 贺新, 陶飞跃, 等. 一种压缩空气与抽水蓄能耦合的新型储能系统及热力学分析[J]. 西安交通大学学报, 2022, 56(4): 40-49, 71.
LI Chengchen, HE Xin, TAO Feiyue, et al. A new energy storage system coupled with compressed air and pumped-hydro energy storage and related thermodynamic analysis[J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2022, 56(4): 40-49, 71.
- [10] 刘飞, 车琰琰, 田旭, 等. 新型电力系统下的抽水蓄能电站成本疏导机制: 综述与展望[J]. 上海交通大学学报, 2023, 57(7): 757-768.
LIU Fei, CHE Yanying, TIAN Xu, et al. Cost sharing mechanisms of pumped storage stations in the new-type power system: review and prospect[J]. Journal of Shanghai Jiaotong University, 2023, 57(7): 757-768.
- [11] ZHANG Jianjun, ZHOU Shengni, LI Shuaqi, et al. Performance analysis of diabatic compressed air energy storage (D-CAES) system[J]. Energy Procedia, 2019, 158: 4369-4374.
- [12] 何青, 付海伦, 康浩强. 新型变压比先进绝热压缩空气系统及其热力学分析[J]. 热力发电, 2020, 49(8): 36-42.
HE Qing, FU Hailun, KANG Haoqiang, et al. Thermodynamic analysis of novel advanced adiabatic compressed air energy storage system with variable pressure

- ratio[J]. Thermal Power Generation, 202, 49(8):36-42.
- [13] BENNETT J A, SIMPSON J G, QIN Chao et al. Techno-economic analysis of offshore isothermal compressed air energy storage in saline aquifers co-located with wind power[J]. Applied Energy, 2021, 303: 117587.
- [14] ZHAO Pan, WANG Peizi, XU Wenpan, et al. The survey of the combined heat and compressed air energy storage (CH-CAES) system with dual power levels turbomachinery configuration for wind power peak shaving based spectral analysis[J]. Energy, 2021, 215: 119167.
- [15] BU Shujuan, YANG Xinle, SUN Yue, et al. Thermodynamic performances analyses and process optimization of a novel AA-CAES system coupled with solar auxiliary heat and organic rankine cycle[J]. Energy Reports, 2022, 8: 12799-12808.
- [16] CUI Shuangshuang, SONG Jintao, WANG Tingting, et al. Thermodynamic analysis and efficiency assessment of a novel multi-generation liquid air energy storage system[J].Energy, 2021, 235: 121322.
- [17] LU Lechen, WANG Ke, HE Qing. Thermodynamic analysis of a novel isothermal compressed carbon dioxide energy storage system[J]. Journal of Energy Storage, 2023, 61: 106826.
- [18] 何青, 郝银萍, 刘文毅. 一种新型跨临界压缩二氧化碳储能系统热力分析与改进[J]. 华北电力大学学报, 2020, 47(5):93-101.
HE Qing, HAO Yinping, LIU Wenyi. Thermodynamic analysis and improvement of novel trans-critical compressed carbon dioxide energy storage system[J]. Journal of North China Electric Power University, 2020, 47(5):93-101.
- [19] 包忠祥. 跨临界压缩二氧化碳储能系统热力性能模拟研究[D]. 华北电力大学, 2023, 1-65.
- [20] 乔龙, 谢立刚, 熊晨, 等. 耦合热泵的压缩超临界二氧化碳储能系统及其热力学分析[J]. 综合智慧能源, 2023, 45(12):53-62.
QIAO Long, XIE Ligang, XIONG Chen, et al. Compressed supercritical carbon dioxide energy storage system coupled with heat pump and thermodynamic analysis[J]. Integrated Intelligent Energy, 2023, 45(12):53-62.
- [21] 李乐璇, 徐玉杰, 尹钊, 等. 超临界二氧化碳储能系统损耗特性分析[J]. 储能科学与技术, 2021, 10(5):1824-1834.
LI Lexuan, XU Yujie, YIN Zhao, et al. Exergy destruction characteristics of a supercritical carbon-dioxide energy storage system[J]. Energy Storage Science and Technology, 2021, 10(5):1824-1834.
- [22] XU Wenpan, ZHAO Pan, LIU Aijie, et al. Design and off-design performance analysis of a liquid carbon dioxide energy storage system integrated with low-grade heat source [J]. Applied Thermal Engineering, 2023, 228: 120570.
- [23] ZHANG Yuan, LIANG Tianyang, YANG Ke. An integrated energy storage system consisting of compressed carbon dioxide energy storage and organic rankine cycle: exergoeconomic evaluation and multi-objective optimization [J]. Energy, 2022, 247: 123566.
- [24] GAO Chao. Performance investigation of solar-assisted supercritical compressed carbon dioxide energy storage systems[J]. Journal of Energy Storage, 2024, 79: 110179.
- [25] HAO Yingping, HE Qing, DU Dongmei. A trans-critical carbon dioxide energy storage system with heat pump to recover stored heat of compression[J]. Renewable Energy, 2020, 152: 1099-1108.
- [26] LIU Aijie, ZHAO Pan, SUN Jiahong, et al. Design and performance analysis of a multi-level compressed carbon dioxide energy storage system for a wider charge/discharge power range[J]. Journal of Energy Storage, 2025, 111: 115377.
- [27] LIU Aijie, ZHAO Pan, SUN Jiahong, et al. Performance analysis of an electric-heat integrated energy system based on a CHP unit and a multi-level CCES system for better wind power penetration and load satisfaction [J]. Applied Thermal Engineering, 2025, 258: 124644.
- [28] Dyreby J J. Modeling the supercritical carbon dioxide Brayton cycle with recompression, The University of Wisconsin-Madison, 2014.
- [29] Keeley K R. A theoretical investigation of the part-load characteristics of LP steam turbine stages. CEGB memorandum RD/L/ES0817/M88. Central Electrical Generating Board, UK; 1988.
- [30] Ghaebi, H, Namin, A S, Rostamzadeh, H. Exergoeconomic optimization of a novel cascade Kalina/Kalina cycle using geothermal heat source and LNG cold energy recovery [J]. Journal of Cleaner Production, 2018, 189: 279-296.
- [31] ZHANG Qiang, LUO Zewei, ZHAO Yongjie, et al. Performance assessment and multi-objective optimization of a novel transcritical CO₂ trigeneration system for a low-grade heat resource[J]. Energy Conversion and Management, 2020, 204: 112281.