DOI: 10.19666/j.rlfd.202505092

300 MW 级绝热压缩空气储能系统性能分析与优化研究

张卫国[1]，吴　闯[1]，罗　方[2]，范立华[2]，王娟丽[2]
（1. 重庆大学能源与动力工程学院，重庆　400044；
2. 东方电气集团东方汽轮机有限公司，四川　德阳　618000）

［摘　　要］当前针对先进绝热压缩空气储能（AA-CAES）系统的研究多基于既定结构开展优化设计与变工况性能分析，缺乏对运行模式进行预设的系统级优化。以 300 MW 等级四级压缩/三级膨胀的非对称 AA-CAES 系统为对象，创新提出滑压运行策略及压缩−膨胀级间匹配设计，构建准动态热力学模型，实现了在固定时间约束下对滑压控制充放电全过程的性能分析与参数优化。结果表明：优化后的滑压模式可将储能效率提升至 73.32%，能量密度达 3.404 kW·h/m³，所需储气体积缩减至 44 万 m³，仅为定压模式的 1/4。系统㶲损主要集中在压缩机和透平，分别占总损失的 40.7%和 29.3%；设备的等熵效率和热回收能力对整体性能具有显著影响。

［关　键　词］绝热压缩空气储能；储能系统；储能效率；能量密度

［引用本文格式］张卫国，吴闯，罗方，等. 300 MW 级绝热压缩空气储能系统性能分析与优化研究[J]. 热力发电, 2026, 55(2): 32-40　ZHANG Weigou, WU Chuang, LUO Fang, et al. Performance analysis and optimization of 300 MW adiabatic compressed air energy storage system[J]. Thermal Power Generation, 2026, 55(2): 32-40.

Performance analysis and optimization of 300 MW adiabatic compressed air energy storage system

ZHANG Weiguo[1], WU Chuang[1], LUO Fang[2], FAN Lihua[2], WANG Juanli[2]
(1. School of Energy and Power Engineering, Chongqing University, Chongqing 400044, China;
2. Dongfang Electric Corporation, Dongfang Turbine Co., Ltd., Deyang 618000, China)

Abstract: Current researches on advanced adiabatic compressed air energy storage (AA-CAES) systems primarily focus on optimizing designs and analyzing performance under off-design conditions based on fixed system structures, with limited attention to system-level optimization involving predefined operational modes. By taking a 300 MW-class asymmetric AA-CAES system featuring four-stage compression and three-stage expansion as the object, a novel variable-pressure (sliding-pressure) operation strategy is proposed, along with a matching design between compression and expansion stages. A quasi-dynamic thermodynamic model is developed to analyze and optimize the full charge-discharge cycle performance under fixed time constraints with sliding-pressure control. The results show that the optimized sliding-pressure mode improves the system's round-trip efficiency to 73.32%, increases the energy density to 3.404 kW·h/m^3, and reduces the required air storage volume to 440 000 m^3 (only one-fourth of that under constant-pressure operation). Exergy losses are mainly concentrated in the compressors and turbines, accounting for 40.7% and 29.3% respectively. The isentropic efficiency and heat recovery capability of these components has significant influence on overall performance of the system.

Key words: adiabatic compressed air energy storage; energy storage system; energy storage efficiency; energy density

收 稿 日 期：2025-05-23　**修 回 日 期**：2025-06-20　**接 受 日 期**：2025-06-30　**网络首发日期**：2025-08-04
基 金 项 目：国家自然科学基金项目（52206003）
Supported by: National Natural Science Foundation of China (52206003)
第一作者简介：张卫国（2002），硕士研究生，主要研究方向为压缩空气储能科学与技术，202410021007@stu.cqu.edu.cn。
通信作者简介：吴闯（1990），博士，副教授，主要研究方向为低碳能源系统与新型储能技术，wuchuang@cqu.edu.cn。

随着“双碳”目标的深入推进，风能、太阳能等可再生能源的开发与利用日益受到关注[1]。然而，此类能源具有间歇性、波动性和随机性，容易对电力系统的稳定运行构成挑战。在此背景下，大规模储能技术被广泛认为是提升电网调节能力、增强可再生能源消纳能力的关键支撑[2]。其中，压缩空气储能（compressed air energy storage，CAES）因具备储能容量大、寿命长、运行成本低等优势而备受关注[3]，目前其单机装机容量已达百兆瓦级[4]，被视为应对新能源波动性的重要技术路径。

作为一种新型清洁 CAES 形式，绝热压缩空气储能（AA-CAES）近年来发展迅速。该技术通过纯物理方式实现能量转化，具有二次碳零排放、无电化学污染等优势，尤其适用于大规模集中式风电与光伏电站的联合调节[5]。然而，系统效率偏低与建设成本较高仍是制约其推广应用的关键问题，提升系统综合性能仍是当前研究的重点方向。

系统性能优化设计一直是 AA-CAES 研究的重点方向之一[6]。Jiang 等人[7]建立了两级压缩与两级膨胀的多联产的 600 kW 级 AA-CAES 系统模型，优化后往返效率达 89.8%，热效率为 68%。吴金龙等[8]研究了压缩/膨胀级数、换热器热端温差、节流阀压降对 100 MW 级 AA-CAES 热力性能和经济性的影响，发现二级压缩、二级膨胀系统效率高、成本低，其效率可达 72.64%。此外，张梦洁等[9]构建并实验验证了千瓦级绝热压缩空气储能系统模型，研究发现增加压缩级数、优化压缩比分布可提升系统效率。综上所述，现有压缩空气储能系统的优化设计主要侧重于设计工况点的性能评估，尚缺乏针对预设储能与释能全过程运行模式的系统性能优化设计分析。

在运行策略方面，滑压运行模式近年来日益受到关注。Guo 等人[10]发现节流阀是 A-CAES 系统中造成大量能量损失的主要原因。在滑动压力运行模式下，高压级膨胀机的进口压力随储气压力变化，有效消除了节流过程，显著减小了能量损失。韩中合等[11]建立 100 MW 级 AA-CAES 系统模型，提出 3 种膨胀机运行方式，通过数值计算得出滑压运行时储能效率和密度最大，且关键参数对不同运行方式系统性能影响显著。He 等人[12]设计 4 种高压级涡轮并模拟其在小兆瓦级 CAES 系统中的性能，对比滑压 CAES 系统性能，发现 7 MPa 进口压力设计的涡轮在 4~13 MPa 储气压范围内综合性能最优（㶲效率 75.08%、往返效率 68.02%、储能密度 38.55 MJ/m^3），相比传统节流阀系统㶲效率提升 3.3%，并显著降低㶲损。Zhao 等人[13]对 A-CAES 系统的定压运行模式与滑压运行模式进行了对比，发现两者的用能效率分别为 44.56%和 45.16%，表明滑压模式不仅能够提升系统效率，还能延长释能时间。Shi 等人[14]研究了 100 MW 级 AA-CAES 系统在滑压充放电运行下的热经济性能，建立了能量和经济模型，重点分析了滑压范围对系统往返效率和总资本成本的影响，得出每增加 1 MPa 滑压范围，效率提升 0.16%，成本降低 1.3×10^7美元。上述研究主要基于工况优化设计的系统，探讨滑压运行策略在不同工况下的性能表现，尚未充分考虑滑压运行与系统性能优化设计的一体化问题。

总体而言，现有 AA-CAES 研究在结构优化和运行策略方面虽已取得初步成果，但仍存在以下不足：1）研究对象主要集中于容量不超过 100 MW 的中小型系统，循环结构多采用对称的两级或四级配置，缺乏对 300 MW 等级、结构非对称系统的系统性研究；2）滑压策略通常作为后期运行策略附加，未能与结构设计过程协同考虑，限制了其效率提升潜力；3）建模过程中多假设充放电功率恒定，未能充分反映储气压力动态变化下各级设备运行状态的变化；4）对固定充放电时间等实际运行约束下的功率分配与系统性能之间关系研究相对较少。

为此，以 300 MW 等级、四级压缩—三级膨胀的 AA-CAES 系统为研究对象，结合储气压力波动特性，引入滑压运行策略并融入系统结构设计过程，重点关注末级压缩机与首级膨胀机的协同匹配问题。在此基础上，构建考虑动态变化特性的准动态热力学模型，分析典型运行参数对系统性能的影响，并以储能效率为目标，采用遗传算法对关键设计参数进行优化。本文旨在探索一种适用于大容量 AA-CAES 系统的结构与运行一体化设计方法，为相关系统的性能提升提供可行的技术路径与理论参考。

1 系统模型

1.1 系统流程

图 1 展示了压缩空气储能系统的流程示意。系统主要由压缩空气循环和储热系统循环组成，关键

部件包括级间冷却器、再冷器、加热器、空气储罐、储热/冷水罐、离心压缩机及轴流透平。整个系统的运行分为储能阶段和释能阶段 2 个过程。

释能阶段为滑压运行模式时，在储能阶段，大气中的空气经过四级压缩机将其压缩至高压状态（1—2、4—5、7—8、10—11），压缩过程中产生的压缩热通过冷水在冷却器中进行热交换回收（2—3、4—5、8—9），并将回收热量后的热水储存在储热水罐中，随后通过再冷器将空气进一步冷却（3—4、6—7、9—10），再冷器中的循环水通过冷却塔将热量散出（1i—1o、2i—2o、3i—3o、4i—4o），随后高压的空气经冷却后（11—12）储存至空气储罐中。在释能阶段，空气储罐中的高压空气直接进入加热器进行加热（14—15、16—17、18—19），通过加热器释放热量后的冷水进入冷水储罐中储存，加热后的高温高压空气进入透平中进行透平发电（15—16、17—18、19—20），最终将空气再排放进大气中。系统通过上述步骤完成单次循环。

释能阶段为定压运行模式时，储能阶段与滑压运行模式时相同。在释能阶段，空气储罐中的高压空气经过节流阀节流后（13—14）进行节流降压，后与滑压运行模式时相同。

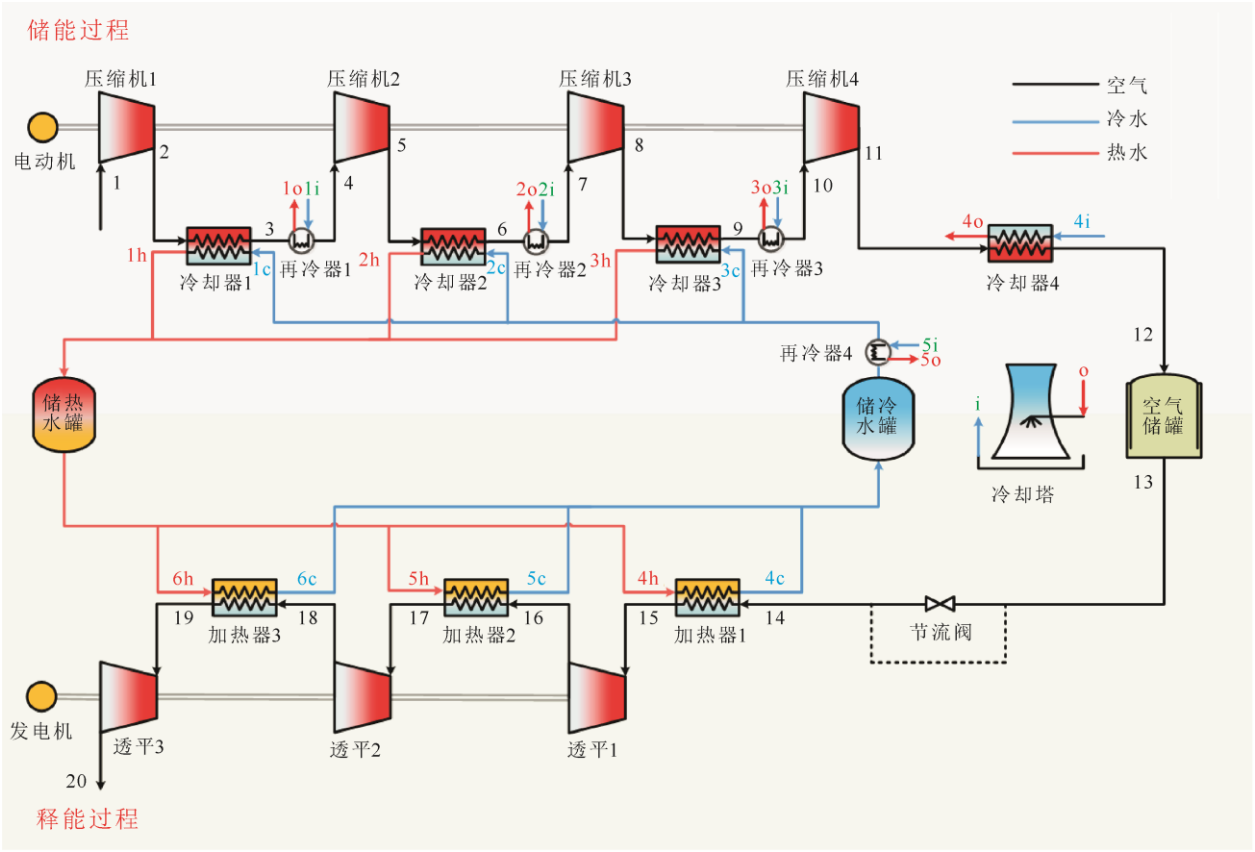


图 1 绝热压缩空气储能系统流程

Fig.1 Flow chart of the adiabatic compressed air energy storage system

1.2 系统假设和数学模型

为简化计算，本文作出以下假设：1）系统在稳定状态下运行；2）空气储罐和储热/冷水罐密封且绝热；3）忽略管道、压力容器的压力损失和热损失；4）在系统稳态运行时，储罐动能和势能的变化可以被忽略；5）建模仿真过程为准静态过程。

基于上述假设，利用质量守恒定律和能量守恒定律对储能系统进行了热力学建模，具体的能量平衡模型见表 1。压缩和膨胀过程均采用恒定的等熵效率进行模拟。同时，考虑了压缩机和透平的机械及电气损耗，模型中引入了机械效率和电气效率参数。除能量守恒定律外，换热器的设计受夹点温差的限制，以确保换热过程有效进行。对于节流阀，假设其为等焓节流过程。

表 1 压缩空气储能系统部件能量模型

Tab.1 Energy models of the components in the compressed air energy storage system

部件	能量方程
压缩机 1	$\dot{W}_{\mathrm{Com},1}=\dot{m}_{\mathrm{cha}}\cdot(h_{\mathrm{o},2}-h_{\mathrm{o},1})/(\eta_{\mathrm{com_ele}}\ \eta_{\mathrm{com_ele}}\cdot\eta_{\mathrm{com_mech}})$
压缩机 2	$\dot{W}_{\mathrm{Com},2}=\dot{m}_{\mathrm{cha}}\cdot(h_{\mathrm{o},5}-h_{\mathrm{o},4})/(\eta_{\mathrm{com_ele}}\cdot\eta_{\mathrm{com_mech}})$
压缩机 3	$\dot{W}_{\mathrm{Com},3}=\dot{m}_{\mathrm{cha}}\cdot(h_{\mathrm{o},8}-h_{\mathrm{o},7})/(\eta_{\mathrm{com_ele}}\cdot\eta_{\mathrm{com_mech}})$
压缩机 4	$\dot{W}_{\mathrm{Com},4}=\dot{m}_{\mathrm{cha}}\cdot(h_{\mathrm{o},11}-h_{\mathrm{o},12})/(\eta_{\mathrm{com_ele}}\cdot\eta_{\mathrm{com_mech}})$
透平 1	$\dot{W}_{\mathrm{Tur},1}=\dot{m}_{\mathrm{dis}}\cdot(h_{\mathrm{i},15}-h_{\mathrm{o},16})\cdot\eta_{\mathrm{tur_ele}}\cdot\eta_{\mathrm{tur_mech}}$
透平 2	$\dot{W}_{\mathrm{Tur},2}=\dot{m}_{\mathrm{dis}}\cdot(h_{\mathrm{i},17}-h_{\mathrm{o},18})\cdot\eta_{\mathrm{tur_ele}}\cdot\eta_{\mathrm{tur_mech}}$
透平 3	$\dot{W}_{\mathrm{Tur},3}=\dot{m}_{\mathrm{dis}}\cdot(h_{\mathrm{i},19}-h_{\mathrm{o},20})\cdot\eta_{\mathrm{tur_ele}}\cdot\eta_{\mathrm{tur_mech}}$
冷却器 1	$\dot{Q}_{\mathrm{Cooler},1}=\dot{m}_{\mathrm{cha}}\cdot(h_{\mathrm{i},2}-h_{\mathrm{o},3})=\dot{m}_{\mathrm{wat},1}\cdot(h_{\mathrm{o},1\mathrm{h}}-h_{\mathrm{i},1\mathrm{c}})$
冷却器 2	$\dot{Q}_{\mathrm{Cooler},2}=\dot{m}_{\mathrm{cha}}\cdot(h_{\mathrm{i},5}-h_{\mathrm{o},6})=\dot{m}_{\mathrm{wat},2}\cdot(h_{\mathrm{o},2\mathrm{h}}-h_{\mathrm{i},2\mathrm{c}})$
冷却器 3	$\dot{Q}_{\mathrm{Cooler},3}=\dot{m}_{\mathrm{cha}}\cdot(h_{\mathrm{i},8}-h_{\mathrm{o},9})=\dot{m}_{\mathrm{wat},3}\cdot(h_{\mathrm{o},3\mathrm{h}}-h_{\mathrm{i},3\mathrm{c}})$
冷却器 4	$\dot{Q}_{\mathrm{Cooler},4}=\dot{m}_{\mathrm{cha}}\cdot(h_{\mathrm{i},11}-h_{\mathrm{o},12})=\dot{m}_{\mathrm{wat},4}\cdot(h_{\mathrm{o},4\mathrm{o}}-h_{\mathrm{i},4\mathrm{i}})$
再冷器 1	$\dot{Q}_{\mathrm{HEC},1}=\dot{m}_{\mathrm{cha}}\cdot(h_{\mathrm{i},3}-h_{\mathrm{o},4})=\dot{m}_{\mathrm{wat},1}\cdot(h_{\mathrm{o},1\mathrm{o}}-h_{\mathrm{i},1\mathrm{i}})$
再冷器 2	$\dot{Q}_{\mathrm{HEC},2}=\dot{m}_{\mathrm{cha}}\cdot(h_{\mathrm{i},6}-h_{\mathrm{o},7})=\dot{m}_{\mathrm{wat},2}\cdot(h_{\mathrm{o},2\mathrm{o}}-h_{\mathrm{i},2\mathrm{i}})$
再冷器 3	$\dot{Q}_{\mathrm{HEC},3}=\dot{m}_{\mathrm{cha}}\cdot(h_{\mathrm{i},9}-h_{\mathrm{o},10})=\dot{m}_{\mathrm{wat},3}\cdot(h_{\mathrm{o},3\mathrm{o}}-h_{\mathrm{i},3\mathrm{i}})$
再冷器 4	$\dot{Q}_{\mathrm{HEC},4}=\dot{m}_{\mathrm{wat}}\cdot(h_{\mathrm{i,CWT}}-h_{\mathrm{o},3\mathrm{c}})=\dot{m}_{\mathrm{wat},4}\cdot(h_{\mathrm{o},5\mathrm{o}}-h_{\mathrm{i},5\mathrm{i}})$
加热器 1	$\dot{Q}_{\mathrm{Heater},1}=\dot{m}_{\mathrm{dis}}\cdot(h_{\mathrm{o},15}-h_{\mathrm{i},14})=\dot{m}_{\mathrm{wat},1}\cdot(h_{\mathrm{i},4\mathrm{h}}-h_{\mathrm{o},4\mathrm{c}})$
加热器 2	$\dot{Q}_{\mathrm{Heater},2}=\dot{m}_{\mathrm{dis}}\cdot(h_{\mathrm{o},17}-h_{\mathrm{i},16})=\dot{m}_{\mathrm{wat},2}\cdot(h_{\mathrm{i},5\mathrm{h}}-h_{\mathrm{o},5\mathrm{c}})$
加热器 3	$\dot{Q}_{\mathrm{Heater},3}=\dot{m}_{\mathrm{dis}}\cdot(h_{\mathrm{o},19}-h_{\mathrm{i},18})=\dot{m}_{\mathrm{wat},3}\cdot(h_{\mathrm{i},6\mathrm{h}}-h_{\mathrm{o},6\mathrm{c}})$
节流阀	$h_{\mathrm{i},13}=h_{\mathrm{o},14}$

注：$\dot{W}_{\mathrm{Com}}$ 和 $\dot{W}_{\mathrm{Tur}}$ 分别代表压缩机耗功和透平做功，W；$\dot{Q}_{\mathrm{Cooler}}$、$\dot{Q}_{\mathrm{HEC}}$、$\dot{Q}_{\mathrm{Heater}}$ 分别代表冷却器、再冷器、加热器换热量，W；$\dot{m}_{\mathrm{cha}}$ 和 $\dot{m}_{\mathrm{dis}}$ 分别代表储能过程和释能过程的空气质量流量，kg/s；h_{o} 和 h_{i} 分别代表出口和入口焓值，J/kg；η_{ele} 和 η_{mech} 分别代表电气效率和机械效率；$\dot{m}_{\mathrm{wat}}$ 代表水的质量流量，kg/s；其他下标代表部件序号或者状态点序号。

基于上述能量模型，在给定释能功率条件下，释能过程中的空气质量流量计算公式如下：

$$\dot{m}_{\mathrm{discharge}}=\frac{\dot{W}_{\mathrm{Turbine}}}{\sum w_{\mathrm{Turbine},i}}=\frac{\sum\dot{W}_{\mathrm{Turbine},i}}{\sum w_{\mathrm{Turbine},i}} \tag{1}$$

式中：$\dot{m}_{\mathrm{discharge}}$ 为释能过程空气的质量流量，kg/s；$\dot{W}_{\mathrm{Turbine}}$ 为透平总做功，W；w_{Turbine} 为透平单位做功，J/kg。

对于充放电过程，必须保持质量守恒：

$$M_{\mathrm{air}}=\int\dot{m}_{\mathrm{charge}}\mathrm{d}t_{\mathrm{charge}}=\int\dot{m}_{\mathrm{discharge}}\mathrm{d}t_{\mathrm{discharge}} \tag{2}$$

储能和释能过程中，储气室作为一个处于非稳态的开放系统进行分析。在工作范围内，储气室内的空气可近似视为理想气体，其状态变化可由以下微分方程描述：

$$\frac{\mathrm{d}p}{p}+\frac{\mathrm{d}V}{V}=\frac{\mathrm{d}m}{m}+\frac{\mathrm{d}T}{T} \tag{3}$$

式中：p 为储气室的压力，MPa；V 为储气室的容积，m^3；m 为储气室内部气体的质量，kg；T 为绝对温度，K。

对于压缩空气储能系统，储气设备的体积可通过以下公式计算获得：

$$V_{\mathrm{SD}}=\frac{M_{\mathrm{air}}}{\rho_{\max}-\rho_{\min}} \tag{4}$$

此外，注气和放气时储气室内部的空气与环境的换热量很少，可忽略不计，故整个储气室系统可近似为绝热系统，过程可近似为绝热过程。

储能系统性能的评价指标主要包括储能效率和储能密度。储能效率 RTE 用于衡量储能系统在一个评价周期内释放的能量与储存和外部能量利用之和的比率。储能效率的定义为：

$$\eta_{\mathrm{RTE}}=\frac{\int_0^{t_{\mathrm{discharge}}}\dot{W}_{\mathrm{net}}\mathrm{d}t}{\int_0^{t_{\mathrm{charge}}}\dot{W}_{\mathrm{input}}\mathrm{d}t} \tag{5}$$

式中：η_{RTE} 为系统的储能效率；$\dot{W}_{\mathrm{net}}$ 为系统总输出功；$\dot{W}_{\mathrm{input}}$ 为系统总输入功；t_{charge} 为储能时间；$t_{\mathrm{discharge}}$ 为释能时间。

能量密度 ρ_{EVR} 用于衡量储能系统主要储能介质在单位体积内储存的能量，也称为单位体积发电量，其定义如下：

$$\rho_{\mathrm{EVR}}=\frac{\int_0^{t_{\mathrm{discharge}}}\dot{W}_{\mathrm{net}}\mathrm{d}t}{V_{\mathrm{SD}}} \tag{6}$$

式中：ρ_{EVR} 为能量密度，kW h/m^3；V_{SD} 为空气储罐体积。

每个状态点的㶲可表示为：

$$\dot{E}_j=\dot{m}\cdot\dot{e}_j=\dot{m}\cdot[h_j-h_0-T_0\cdot(s_j-s_0)] \tag{7}$$

系统各个部件㶲损定义为：

$$\dot{E}_{\mathrm{D},k}=\dot{E}_{\mathrm{in},k}-\dot{E}_{\mathrm{out},k} \tag{8}$$

式中：$\dot{E}_{\mathrm{D},k}$ 为系统各个部件的㶲损量；$\dot{E}_{\mathrm{in},k}$ 为部件输入㶲；$\dot{E}_{\mathrm{out},k}$ 为部件输出㶲。

2 系统热力学特性

2.1 模型验证

为验证仿真模型的准确性，将储能与释能过程关键参数的仿真结果分别与设计值及文献数据进行对比（见表 2[15]、表 3[16]）。储能过程的数据选取文献[15]作为对比依据，释能过程则与文献[16]进行对比。储能过程中，压缩机各级功耗、压力、温度及等熵效率误差均小于 1.00%，其中压缩机 2 功耗误差约为 0.64%，所有压缩机进口压力误差均不超过 0.70%，等熵效率最大误差为 0.80 百分点；释能过程中，透平各项参数误差同样控制在 1.00%以内，透平 3 功率误差约为 0.63%，所有透平出口温度误差均不超过 0.60%。整体误差均在 1%以内，表明仿真模型能够准确反映系统热力性能。

表 2 压缩机 1—4 储能过程仿真精度验证
Tab.2 Verification of simulation accuracy in energy storage process of the compressors 1~4

项目	计算值	文献[15]值
功耗/MW	44.13/39.11/38.14/16.16	44.13/38.86/37.97/16.13
进口压力/MPa	0.10/0.43/1.51/5.05	0.10/0.43/1.52/5.01
进口温度/℃	20/40/40/40	20/40/40/40
出口压力/MPa	0.48/1.55/5.08/8.80	0.47/1.56/5.05/8.80
出口温度/℃	195.0/195.0/195.0/104.6	195.0/195.0/195.0/105.0
等熵效率/%	91.2/87.5/85.0/87.1	91.2/86.9/85.8/87.0

表 3 透平 1—3 释能过程仿真精度验证
Tab.3 Verification of simulation accuracy in energy release process of the turbines 1~3

项目	计算值	文献[16]值
功率/MW	99.47/99.03/101.50	99.65/98.02/102.15
进口压力/MPa	8.80/2.07/0.46	8.80/2.08/0.46
进口温度/℃	170/170/170	170/170/170
出口压力/MPa	2.12/0.51/0.10	2.13/0.51/0.10
出口温度/℃	32.8/33.0/22.0	33.0/33.0/22.0
等熵效率/%	91.5/92.2/91.0	92.0/91.8/90.2

2.2 系统性能初步仿真分析

本文所提出的 300 MW 等级的压缩空气储能系统采用四级压缩与三级膨胀工况，储能及释能时间分别为 8 h 和 5 h，其他参数设置详见表 4。涉及工质的所有物性参数均通过 NIST REFPROP 软件计算获得，并基于 MATLAB 平台搭建了相应的仿真模型。

表 4 典型工况的基本输入参数
Tab.4 Basic input data for the typical operation conditions

项目	数值
发电功率/MW	300
环境温度/℃	20
环境压力/MPa	0.103
压缩机 1/2/3 出口温度/℃	195
储冷水罐温度/℃	50
储热水罐温度/℃	180
冷却器、再冷器、加热器夹点温差/℃	10
冷凝器、再冷器、加热器、压降/MPa	0.040
冷却塔冷凝水温度/℃	30
压缩机 1—4 等熵效率/%	91.2/87.5/85.0/87.1
压缩机 1—4 机械效率、电气效率/%	99/98
透平 1—3 等熵效率/%	92.3/93.2/93.0
透平 1—3 机械效率、电气效率/%	99/98
空气储罐压力变化范围/MPa	6.800~8.800
循环水压力/MPa	2.000

图 2 给出了滑压释能运行模式下主气压力为 7.8 MPa（储罐最高压力和最低压力的平均值）时的系统热力图。图 3 为系统部件㶲损分布。在设计工况下，绝热压缩空气储能系统在释能过程采用定压运行模式时的储能效率为 70.10%，能量密度为 2.070 kW·h/m³；采用滑压运行模式时，储能效率提升至 71.90%，能量密度达到 2.125 kW·h/m³。可见，滑压运行模式在系统性能方面明显优于定压运行模式。因此，将主要针对滑压运行模式开展能量分析、参数敏感性分析及性能优化研究。

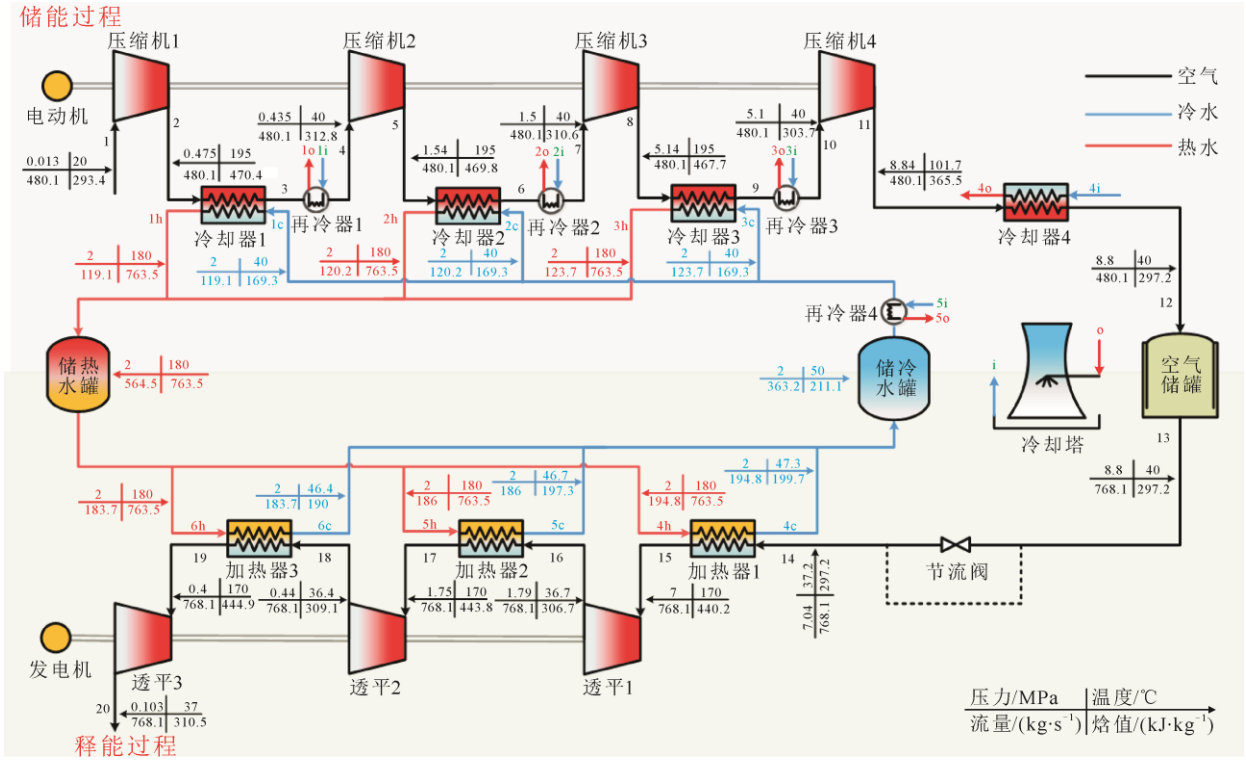


图 2 绝热压缩空气储能系统热力图
Fig.2 Thermodynamic diagram of the adiabatic compressed air energy storage system

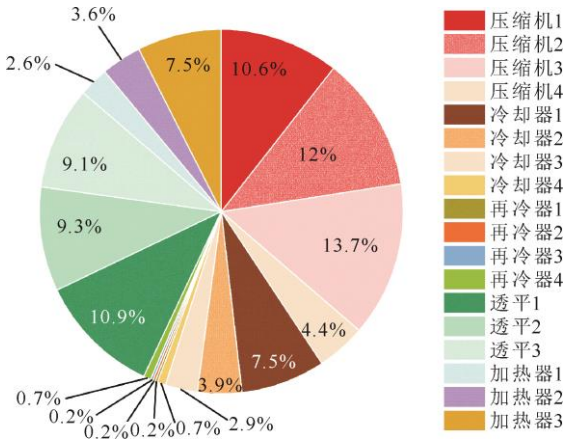


图 3 系统部件㶲损分布

Fig.3 Exergy destruction distribution of system components

2.3 敏感性分析

本小节主要探讨滑压运行模式下，释能过程中滑压范围、压缩机 1—3 出口温度、换热器夹点温差及透平 2—3 出口温度 4 个关键参数对储能系统性能的影响。

滑压范围的调整通过改变空气储罐的最低压力实现。图 4 展示了滑压范围对储能效率及能量密度的影响。结果表明，随着滑压范围由 1 MPa 增加至 3 MPa，储能效率由 71.82%略升至 72.01%，能量密度则由 0.860 kW·h/m³ 稳步提升至 3.358 kW·h/m³。在额定发电功率下，滑压范围的扩大导致压缩机 4 的单位压缩功消耗及透平 1 的单位输出功均有所增加，进而使空气质量流量减少。鉴于前 3 台压缩机的单位压缩功消耗基本固定，压缩机 4 的消耗上升在一定程度上增加了整体压缩功，但空气质量流量的下降对压缩功消耗的抑制作用更为显著，导致总压缩功消耗呈下降趋势，从而提升了储能效率。此外，空气质量流量的减少显著缩小了空气储罐体积，进而提升了系统的能量密度。

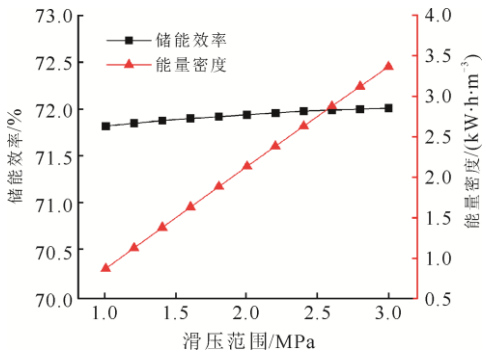


图 4 滑压范围对储能效率和能量密度的影响

Fig.4 Effect of sliding pressure range on energy storage efficiency and energy density

图 5 展示了压缩机 1、2、3 出口温度对储能效率和能量密度的影响。结果表明，随着压缩机出口温度从 180 ℃升至 220 ℃，能量密度由 2.032 kW·h/m³ 稳步增加至 2.252 kW·h/m³。其主要原因在于，较高的出口温度产生更多的压缩热，供释能阶段使用，从而提升了透平进口温度。在额定发电功率条件下，机组的压缩功消耗和输出功率均随之增加，导致空气质量流量下降。空气质量流量的降低对压缩功消耗的影响更为显著，因此储能效率逐步提升，但提升趋势趋于平缓。当释能阶段获得足够的压缩热后，继续提升压缩机出口温度会使压缩功消耗的增加与空气质量流量下降的影响逐渐平衡。与此同时，空气总质量的减少导致所需空气储罐体积缩小，进而引起储能密度略有下降。总体来看，在额定发电功率下，压缩机 1—3 出口温度对储能密度的影响较小。

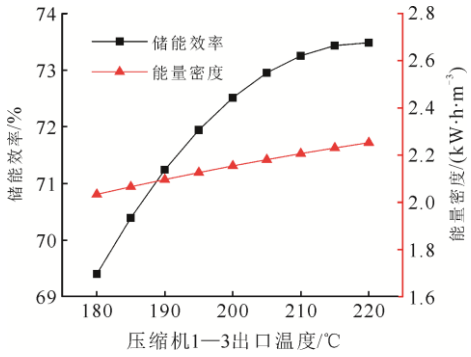


图 5 压缩机 1—3 出口温度对储能效率和能量密度的影响

Fig.5 Effect of the outlet temperature of compressors 1~3 on the energy storage efficiency and energy density

图 6 展示了换热器夹点温差对储能效率和能量密度的影响。结果表明，随着夹点温差从 5 ℃增加至 15 ℃，储能效率由 72.91%逐渐下降至 70.97%，系统能量密度也由 2.224 kW·h/m³ 减小至 2.120 kW·h/m³。其主要原因在于，夹点温差增大导致压缩机进口温度升高，而透平进口温度降低，进而使机组输出功下降。在额定发电功率下，为维持功率输出，空气质量流量增加，导致压缩功消耗和储能设备体积随之增大，最终引起储能效率和能量密度的降低。值得注意的是，夹点温差过小会对换热器性能提出较高要求，而夹点温差过大则会影响系统热回收的平衡性。

图 7 展示了透平 2 和透平 3 出口温度对储能效率与能量密度的影响。由图 7 中可见：随着透平出口温度从 20.0 ℃上升至 50.0 ℃，储能效率与能量密度均呈先上升后下降的趋势；在透平出口温度为

27.5 ℃时，储能效率与能量密度达到最大值，分别为 72.14%和 2.131 kW h/m³。这主要是因为，当透平出口温度从 20.0 ℃上升至 27.5 ℃时，尽管透平 2 和透平 3 的出口温度升高导致其膨胀比下降，从而降低其比输出功，但由于透平 3 的出口压力恒定为大气压，系统总压比保持不变，因此透平 1 的膨胀比随之增加，其比输出功也随之增大。在该阶段，透平 1 比输出功的增加量大于透平 2 和透平 3 比输出功的减少量总和，系统的总输出功保持不变，从而所需的空气质量减少，进而降低了压缩功和储气罐体积，提升了储能效率和能量密度。然而，当透平出口温度进一步超过 27.5 ℃时，透平 2 和透平 3 的膨胀比继续减小，其比输出功进一步下降；虽然透平 1 的膨胀比仍在增加，比输出功也持续增加，但此时透平 2 和透平 3 比输出功的减小已成为主导因素，导致系统所需空气质量增加，进而导致压缩功上升和储气室体积增大，最终使储能效率与能量密度下降。

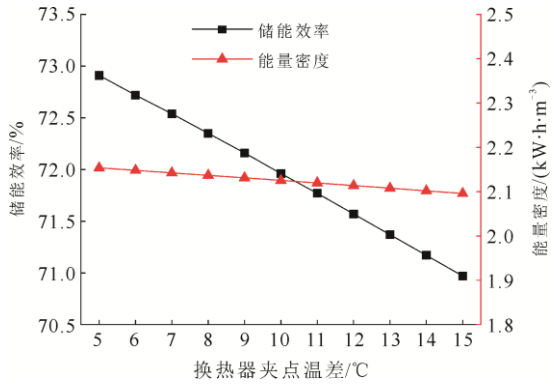


图 6 换热器夹点温差对储能效率和能量密度的影响

Fig.6 Effect of the clamping point temperature difference of heat exchangers on energy storage efficiency and energy density

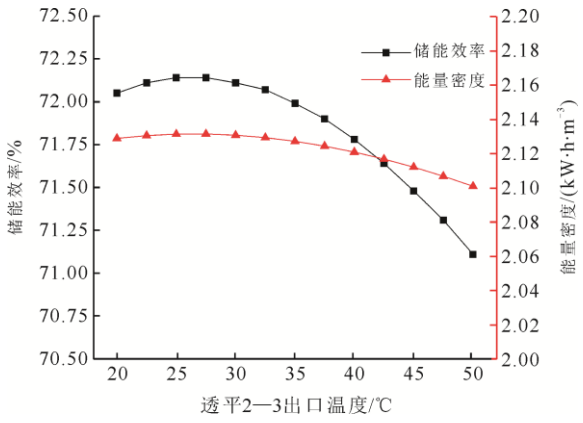


图 7 透平 2—3 的出口温度对储能效率和能量密度的影响

Fig.7 Effect of the outlet temperature of the turbine 2~3 on the energy storage efficiency and energy density

2.4 系统优化

为进一步提升绝热压缩空气储能系统的运行性能，本文以最大化储能效率为目标函数，对储能系统性能进行单目标优化研究。优化过程中选取滑压运行范围、压缩机 1—3 出口温度、换热器夹点温差以及透平 2—3 出口温度 4 个关键参数作为决策变量，其取值范围分别见表 5。

表 5 储能系统优化参数取值范围

Tab.5 Value range of the optimization parameters for the energy storage system

优化参数	取值范围
滑压/节流降压范围/MPa	1~3
压缩机 1—3 出口温度/℃	190~210
换热器夹点温差/℃	5~15
透平 2—3 出口温度/℃	20~50

表 6 展示了滑压与定压释能模式在优化前后的关键参数及系统性能对比。结果表明，2 种模式均可通过参数优化提升性能，但滑压模式在各项指标上表现更优。在滑压模式下，储能效率由 71.90%提升至 73.32%，单位体积能量密度由 2.125 kW h/m³ 提高至 3.404 kW h/m³，提升约 60%，同时所需储气室体积由 70 万 m³ 降至 44 万 m³，减少约 37%。透平 2—3 出口温度下降至 31.9 ℃，更接近热力学最优值。相比之下，定压模式虽然效率由 70.10%提升至 72.30%，但能量密度反而下降至 0.863 kW h/m³，储气体积显著增加至 173 万 m³，显示出明显劣势。综上，滑压释能模式在效率、能量密度与储气室体积利用方面均优于定压模式，具备更高的综合性能与工程适应性，适合作为大型压缩空气储能系统的优选运行策略。

表 6 储能系统滑压释能与定压释能关键参数对比优化结果

Tab.6 Key parameters' optimization results for sliding-pressure and constant-pressure discharge modes in the CAES system

项目	滑压释能		定压释能	
	优化前	优化后	优化前	优化后
空气储罐滑压范围/MPa	6.8~8.8	5.8~8.8	6.8~8.8	7.8~8.8
压缩机 1—3 出口温度/℃	195.00	190.00	195.00	190.00
换热器夹点温差/℃	10.00	5.00	10.00	5.00
透平 2—3 出口温度/℃	36.40	31.90	36.40	29.63
储能效率/%	71.90	73.32	70.10	72.30
储气室体积/万 m³	70	44	72	173
能量密度/(kW h m⁻³)	2.125	3.404	2.070	0.863

图 8 给出了优化后不同运行模式下空气储罐在 1 天内的压力变化。晚上 23:00 时为用电低峰期，

储能过程开始运行，压缩机将空气压缩成高压空气压入空气储罐中，储罐中的压力开始逐渐增加，释能过程为滑压运行模式时，空气储罐的压力从 5.8 MPa 逐渐升高到 8.8 MPa；释能过程为定压运行模式时，空气储罐的压力从 7.8 MPa 逐渐升高到 8.8 MPa。到早上 07:00 时，储能过程完成，随后系统处于高压静态状态。中午 11:00 时为用电高峰期，释能过程开始运行。释能过程中，空气储罐中的高压空气进入透平装置进行膨胀发电，储罐中的压力开始减小，释能滑压运行模式下，空气储罐的压力从 8.8 MPa 降低到 5.8 MPa；释能定压运行模式下，空气储罐的压力从 8.8 MPa 降低到 7.8 MPa。到下午 16:00 时，释能过程结束，系统进入低压静态过程，直到 23:00 时系统进入下一个充电过程。

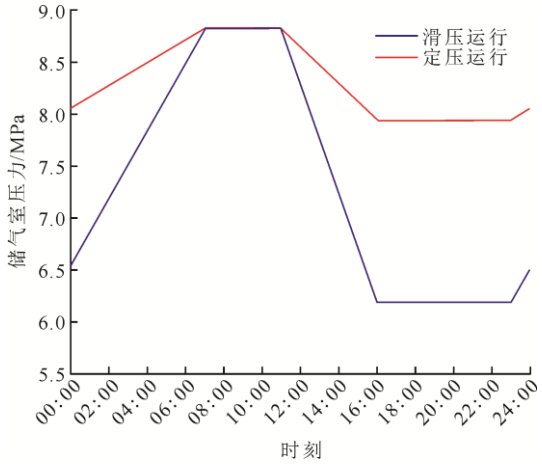


图 8 空气储罐充放电过程压力变化

Fig.8 Pressure changes during the charging and discharging process of air storage tanks

3 结　论

本文围绕一套额定功率为 300 MW 的绝热压缩空气储能系统，建立了详细的热力学模型，并对系统在释能阶段的定压运行与滑压运行 2 种控制策略下的性能进行了对比分析与参数优化研究，得出以下主要结论。

1）在设计工况下，滑压运行模式表现出优于定压运行模式的综合性能。优化前，滑压释能的储能效率为 71.90%，能量密度为 2.125 kW ħ/m^3，均优于定压模式下的 70.10%和 2.070 kW ħ/m^3；优化后，滑压模式储能效率提升至 73.32%，能量密度提高至 3.404 kW ħ/m^3，约为定压模式的 4 倍。

2）优化后的滑压运行模式所需储气室体积显著减少，仅为 44 万 m^3，较定压模式的 173 万 m^3 降低约 74.6%，在提升系统性能的同时，有效降低了设备体积。

3）各部件的热损失分析表明，压缩机和透平为系统的主要能量损耗源，分别占总损失的40.7%和29.3%。合理提升两者的等熵效率及热回收能力，是进一步优化系统性能的关键。

4）扩大滑压范围、提高压缩机出口温度、减小换热器夹点温差及适度提升透平出口温度，均有助于提升储能效率与能量密度。

综上所述，滑压运行策略不仅在热力学性能上优于传统定压控制方式且系统结构紧凑性，同时在经济性方面表现出显著优势，适合作为高功率级绝热压缩空气储能系统的优选运行模式，具有广阔的应用前景和推广价值。

［参 考 文 献］

［1］ 陈海生, 刘畅, 徐玉杰, 等. 储能在碳达峰碳中和目标下的战略地位和作用[J]. 储能科学与技术, 2021, 10(5): 1477-1485.
CHEN Haisheng, LIU Chang, XU Yujie, et al. The strategic position and role of energy storage under the goal of carbon peak and carbon neutrality[J]. Energy Storage Science and Technology, 2021, 10(5): 1477-1485.

［2］ KEBEDE A A, KALOGIANNIS T, VAN MIERLO J, et al. A comprehensive review of stationary energy storage devices for large scale renewable energy sources grid integration[J]. Renewable and Sustainable Energy Reviews, 2022, 159: 112213.

［3］ YANG B, LI D, FU X, et al. Parameter impact and sensitivity analysis of a pumped hydro compressed air energy storage system[J]. Applied Thermal Engineering, 2024, 246: 122951.

［4］ YAO E, ZHONG L, LI R, et al. Enhanced compression heat recovery of coupling thermochemical conversion to trigenerative compressed air energy storage system: Systematic sensitivity analysis and multi-objective optimization[J]. Journal of Energy Storage, 2023, 68: 107738.

［5］ MATOS C R, SILVA P P, CARNEIRO J F. Overview of compressed air energy storage projects and regulatory framework for energy storage[J]. Journal of Energy Storage, 2022, 55: 105862.

［6］ GUO H, XU Y, KANG H, et al. From theory to practice: Evaluating the thermodynamic design landscape of compressed air energy storage systems[J]. Applied Energy, 2023, 352: 121858.

［7］ JIANG R, CAI Z, PENG K, et al. Thermo-economic analysis and multi-objective optimization of polygeneration system based on advanced adiabatic compressed air energy storage system[J]. Energy Conversion and Management, 2021, 229: 113724.

［8］ 吴金龙, 李峻, 邢泰高, 等. 绝热压缩空气储能系统的热力性能与经济性分析[J]. 热力发电, 2024, 53(2): 27-36.
WU Jinlong, LI Jun, XING Taigao, et al. Thermodynamics and economic analysis of adiabatic compressed air energy storage system[J]. Thermal Power Generation,

2024, 53(2): 27-36.
[9] 张梦洁, 刘强, 张彤赫, 等. 微型绝热压缩空气储能系统热力学建模与性能分析[J]. 热力发电, 2024, 53(9): 39-47.
ZHANG Mengjie, LIU Qiang, ZHANG Tonghe, et al. Thermodynamic modeling and performance analysis for micro adiabatic compressed air energy storage system[J]. Thermal Power Generation, 2024, 53(9): 39-47.
[10] GUO H, XU Y, CHEN H, et al. Thermodynamic characteristics of a novel supercritical compressed air energy storage system[J]. Energy Conversion and Management, 2016, 115: 167-177.
[11] 韩中合, 郭森闯. AA-CAES 系统释能过程运行特性分析[J]. 太阳能学报, 2020, 41(1): 295-301.
HAN Zhonghe, GUO Senchuang. Analysis of operation characteristics on discharge process of AA-CAES system[J]. Acta Energiae Solaris Sinica, 2020, 41(1): 295-301.
[12] HE Y, WANG M, CHEN H, et al. Thermodynamic research on compressed air energy storage system with turbines under sliding pressure operation[J]. Energy, 2021, 222: 119978.
[13] ZHAO P, GAO L, WANG J, et al. Energy efficiency analysis and off-design analysis of two different discharge modes for compressed air energy storage system using axial turbines[J]. Renewable Energy, 2016, 85: 1164-1177.
[14] SHI W, LIANG Y, DING R, et al. Thermal-economic performance analysis of AA-CAES system with multi-objective optimization[J]. Journal of Energy Storage, 2025, 117: 116177.
[15] 张旭, 李阳海, 王廷举, 等. 大容量压缩空气储能电站压缩机宽工况动态特性研究[J]. 汽轮机技术, 2024, 66(6): 449-455.
ZHANG Xu, LI Yanghai, WANG Tingju, et al. Off-design dynamic characteristics research of the compressors of large-capacity compressed air energy storage unit[J]. Turbine Technology, 2024, 66(6): 449-455.
[16] 张旭, 李阳海, 王廷举, 等. 大容量压缩空气储能压缩和膨胀系统启动关键过程特性研究[J]. 可再生能源, 2025, 43(3): 316-323.
ZHANG Xu, LI Yanghai, WANG Tingju, et al. Key start-up performance research for compression and expansion process of large-capacity compressed air energy storage system[J]. Renewable Energy Resources, 2025, 43(3): 316-323.

（责任编辑 邓玲惠）