

引用格式: 王宇轩, 张羽丰, 李连生. 小型先进绝热压缩空气储能系统建模仿真与动态分析 [J]. 南方能源建设, 2025, 12(2): 145-157. WANG Yuxuan, ZHANG Yufeng, LI Liansheng. Simulation and dynamic analysis of small advanced insulated compressed air energy storage system [J]. Southern energy construction, 2025, 12(2): 145-157. DOI: 10.16516/j.ceec.2024-173.

小型先进绝热压缩空气储能系统 建模仿真与动态分析

王宇轩, 张羽丰, 李连生[✉]
(青岛科技大学机电工程学院, 山东青岛266061)

摘要: [目的] 小型压缩空气储能系统摆脱了对特定地理环境的依赖, 具有广泛的适用性、较低的建设成本和运营成本, 适合分布式能源系统和微电网应用, 能为偏远地区、岛屿或临时设施提供持续、稳定的电力保障。为了提高小型压缩空气储能系统效率, 文章分析了系统在不同工况下运行对其性能的影响。[方法] 建立了小型先进绝热压缩空气储能系统静态模型和动态模型, 以10 kW级储能系统为例, 基于Matlab仿真软件模拟了压缩机进气温度、压缩机总压比、膨胀级数等对系统热力性能的影响规律, 以及储气罐温度、压力的动态变化。[结果] 结果表明: 较高的压缩机进气温度和压缩机总压比虽然会降低系统储能效率, 但提高了系统的储能密度; 节流后压力(膨胀段入口压力)会影响系统储能密度, 在设计工况下, 当节流后压力为1.35 MPa时, 储能密度达最大值8.15 MJ/m³; 储能压力由3 MPa增加到6 MPa时, 系统的储能效率增加9.02%, 储能密度增长了1.72倍; 储气罐与环境换热增加, 储能效率先减小后增大, 当换热系数为5 W/m²/K, 系统储能效率有最小值45.98%。[结论] 对于小型绝热压缩空气储能系统来说, 增加储气罐的储气压力和提高储气罐与环境的换热可以有效提高系统的储能密度, 这为系统的设计和 optimization 提供了重要参考。

关键词: 压缩空气储能系统; 动态变化特性; 压缩机; 储气罐; 储能效率; 储能密度

DOI: 10.16516/j.ceec.2024-173

文章编号: 2095-8676(2025)02-0145-13

CSTR: 32391.14.j.ceec.2024-173

中图分类号: TK02; TH45



论文二维码

Simulation and Dynamic Analysis of Small Advanced Insulated Compressed Air Energy Storage System

WANG Yuxuan, ZHANG Yufeng, LI Liansheng[✉]

(School of Mechanical and Electrical Engineering, Qingdao University of Science and Technology,
Qingdao 266061, Shandong, China)

Abstract: [Objective] Small-scale compressed air energy storage systems are independent of specific geographic environments, have broad applicability, low construction and operating costs, and are suitable for distributed energy systems and microgrid applications. They offer continuous, stable power security for remote areas, islands, or temporary facilities. To enhance the efficiency of a small-scale compressed air energy storage system, the article analyzes the impact of operating the system under various conditions on its performance. [Method] A static model and a dynamic model of a small advanced compressed air energy storage system were established. Taking the 10 kW class energy storage system as a case study, the impact of compressor inlet temperature, compressor total pressure ratio, and the number of expansion stages on the thermal performance of the system was analyzed. Additionally, the dynamic variations in temperature and pressure of the storage tank were simulated based on Matlab simulation software. [Result] The results indicate that

收稿日期: 2024-05-24 修回日期: 2024-06-29

基金项目: 国家自然科学基金项目“多级复叠制冷系统压缩机工作过程热力耦合机理”(51976095)

although higher compressor inlet temperature and overall pressure ratio reduce the energy storage efficiency of the system, they increase the energy storage density. The post-throttling pressure (inlet pressure of the expansion section) affects the energy storage density. Under design conditions, when the post-throttling pressure is 1.35 MPa, the energy storage density reaches a maximum value of 8.15 MJ/m³. When the energy storage pressure increases from 3 MPa to 6 MPa, the system's energy storage efficiency increases by 9.02%, and the energy storage density grows by 1.72 times. With increased heat exchange between the gas storage tank and the environment, the energy storage efficiency initially decreases and then increases. When the heat transfer coefficient is 5 W/m²/K, the system's energy storage efficiency reaches a minimum value of 45.98%. [Conclusion] For small adiabatic compressed air energy storage systems, increasing the storage pressure of the tanks and improving the heat exchange between the tanks and the environment can effectively enhance the energy storage density of the system. These findings offer valuable insights for the design and optimization of such systems.

Key words: compressed air energy storage system; dynamic variation characteristics; compressor; tank; energy storage efficiency; energy storage density

2095-8676 © 2025 Energy China GEDI. Publishing services by Energy Observer Magazine Co., Ltd. on behalf of Energy China GEDI. This is an open access article under the CC BY-NC license (<https://creativecommons.org/licenses/by-nc/4.0/>).

0 引言

为了应对全球气候变化,满足能源与环境的可持续发展,煤电逐渐被风能、太阳能等可再生能源发电技术取代^[1]。我国已提出了“碳达峰、碳中和”的发展战略,要求 2060 年非化石能源比例上升到 80%,实现以新能源为主体、多种形式能源共同构成的多元化能源系统^[2]。由于风能和太阳能的不稳定性和间歇性,大规模可再生能源纳入电网会影响现有电网的稳定性,增加了电网的调控压力。面对这些问题,储能技术应运而生,解决了可再生能源电站输出功率不稳定、连续性差的问题,提高了电力系统的效率和安全性^[3-5]。

储能技术按照运行原理可分为机械储能、电磁储能和化学储能,压缩空气储能属于机械储能的一种^[6]。早期的压缩空气储能系统(Compressed Air Energy Storage System)大多是补燃式,通过与燃气轮机相配合,展现出了较高的可靠性、稳定性和灵活性,但是化石燃料燃烧会产生温室气体,对环境造成污染。为此,更多的 CAES(Compressed-Air Energy Storage, CAES)技术,如先进绝热 CAES(Advanced Adiabatic-CAES, AA-CAES)、超临界 CAES(Supercritical-CAES, SCCAES)、水下 CAES(Under Water-CAES, UWCAES)、等温 CAES(Isothermal CAES, I-CAES)等被提出。其中,AA-CAES 通过回收利用压缩过程中产生的热量,不仅实现了储能、释能全过程无污染,还提高了系统的能效^[7-9]。

目前,AA-CAES 成为全球广泛关注和研究的热

点之一,已建立多座 AA-CAES 示范系统。在我国,国家电网公司、中国科学院工程热物理研究所、清华大学等也取得了一系列重要成果,如兆瓦级超临界 CAES 综合实验平台、500 kW AA-CAES 实验系统等,为我国 AA-CAES 技术的发展积累了宝贵的经验^[10]。国内外学者对 AA-CAES 进行了大量的理论和实验研究,Guo 等^[11]构建了 AA-CAES 热力学模型,并分析了影响系统效率和储能密度的关键因素。张新敬^[12]研究了 AA-CAES 系统在运行时,压比、温度等参数变化对系统性能的影响。Chen 等^[13]分析了等压 AA-CAES 系统的热力学特性,探究了关键参数变化对系统焓效率的影响。韩中合等^[14]分析了系统储能效率和储能密度随着压缩级数、压缩结构以及不同储热介质变化的规律。刘畅等^[15]构建了压缩空气储能系统经济性模型,并对某蓄热式压缩空气储能电站进行了盈亏平衡分析以及敏感性分析。

相较于大型压缩空气储能系统需要地下岩层、废弃矿井等较大的储气室,微小型压缩空气储能系统常采用储气罐来存储压缩空气,从而摆脱了对特定地理环境的依赖,使用区域可以更广泛^[16],并且微小型压缩空气储能系统规模较小,建设和运营成本相对较低,更适用于分布式能源系统和微电网的应用。基于上述优势,微小型压缩空气储能系统有更广阔的应用前景,比如在一些偏远地区、岛屿或临时设施中,电力供应可能不稳定或难以通过传统方式获得^[17],微小型压缩空气储能系统就可以作为一种可靠的电力保障方案,为这些地区提供持续、稳定的电力供应。此外,它还可以用于应急电源、备用电源

等场景, 确保关键设施和设备的连续运行^[18-19]。

近年来, 诸多国内外学者对微小型压缩空气储能系统的运行特性进行了研究。王成山等^[20]建立了微型压缩空气储能系统的热力学模型, 研究了压缩空气的压力、温度等因素对系统效率的影响。Khamis 等^[21]搭建了一台微型压缩空气储能试验系统, 研究了透平入口压力对透平出口温度、转速、输出轴功和系统效率的影响。Martínez 等^[22]建立了微型压缩空气储能系统的动态数学模型, 并利用 Matlab 软件进行了仿真分析。褚晓广等^[23]建立了微型压缩空气储能系统动态数学模型, 并通过仿真与实验的方法对涡旋压缩机效率优化控制进行了研究。Lemofouet 等^[24]构建了一个由微型压缩空气储能与超级电容组成的混合储能系统, 提出了一种系统最大效率跟踪的控制方法, 并通过实验验证了该方法的可行性。

鉴于微小型压缩空气储能系统在电力系统中的重要作用以及对其变工况特性研究的不足, 开展系统的变工况特性研究具有重要的理论价值和实践意义。

文章建立了小型先进绝热压缩空气储能系统的静态模型和动态模型, 以 10 kW 级储能系统为对象, 分析不同工况对系统性能和储气罐内空气动态变化特性的影响。

1 先进绝热压缩空气储能系统的建模与仿真

1.1 系统介绍

AA-CAES 系统与传统压缩空气储能系统相比, 取消了燃烧室, 引入了冷/热储能罐, 用于储存压缩过程产生的热能。如图 1 所示, 该系统主要由压缩机、膨胀机、换热器、储气罐、节流阀、储热罐和储冷罐组成。储能时, 周边大气经多级压缩升至高温高压状态, 来自储冷罐中的换热介质依次通过间冷器吸收各级压缩热, 并集热于储热罐, 压缩空气降温进入储气罐; 释能时, 储气罐中的高压空气从储热罐中依次吸热、经多级膨胀做功, 带动发电机发电, 来自储热罐中的换热介质被冷却后进入储冷罐, 末级膨胀结束排废气于大气中, 系统完成一次工作或循环。

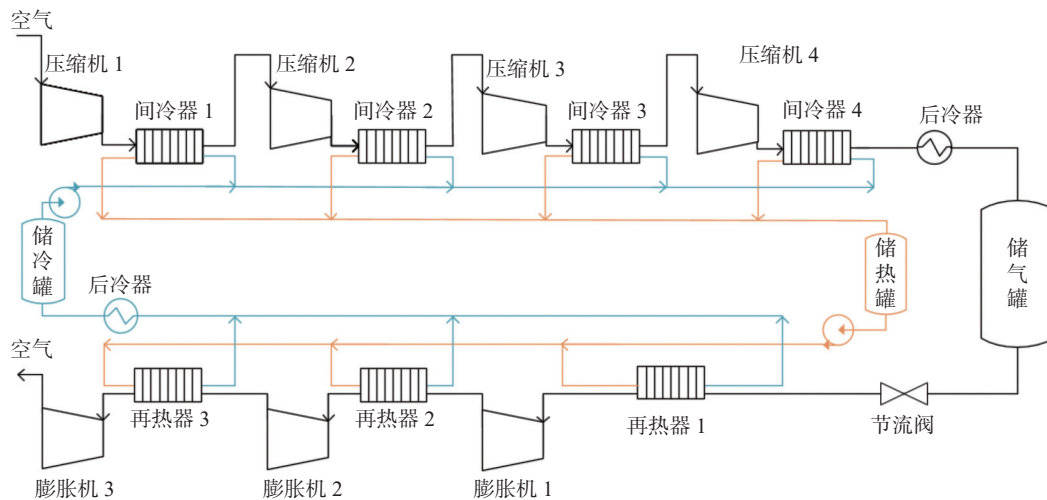


图 1 AA-CAES 系统流程图

Fig. 1 AA-CAES system flowchart

1.2 数学模型

为了分析不同工况对 AA-CAES 系统效率的影响, 需对系统中关键设备建立静态模型和动态模型, 数值分析其热力学过程, 获得压缩机、膨胀机、换热器、储气罐中空气及介质参数变化对系统性能的影响趋势。为简化模型和分析, 做以下假设:

1) 把空气视为理想气体, 其性质满足理想气体

状态方程。

- 2) 忽略所有连接部件管道中压力和热量的损失。
- 3) 不计储热罐中的热量损失。
- 4) 压缩与膨胀过程采用等压比和等膨胀比方式。

1.2.1 压缩机建模

压缩机是压缩空气储能系统的重要部件之一, 对于微型压缩空气储能系统, 压缩机常采用容积式

结构。认为压缩过程为绝热过程,但级间进行气体冷却。压缩空气进、出口比焓与等熵效率的关系见式(1)。

$$h_{c,out} = h_{c,in} + \frac{h_{c,out,i} - h_{c,in}}{\eta_c} \quad (1)$$

式中:

$h_{c,in}$ 、 $h_{c,out}$ ——实际等熵压缩过程中压缩机进、出口处的比焓(J/kg);

$h_{c,out,i}$ ——理想等熵过程中压缩机出口的比焓(J/kg);

η_c ——压缩机的等熵效率。

第 i 级压缩机的功率可表达为:

$$P_{c,i} = (h_{c,out} - h_{c,in})q_m \quad (2)$$

多级压缩机的总功耗可按下式计算:

$$P_c = \sum_{i=1}^{N_c} P_{c,i} \quad (3)$$

式中:

q_m ——进入压缩机的空气质量流量(kg/s)。

N_c ——压缩机的级数。

1.2.2 换热器建模

在换热器中,换热器效能是影响换热器性能的关键指标,定义如下:

$$\varepsilon = \frac{|t' - t''|_{\max}}{|t'_1 - t'_2|} \quad (4)$$

式中:

$|t' - t''|_{\max}$ ——换热器中高温介质或低温介质温差较大的值(K);

$|t'_1 - t'_2|$ ——换热器理想状态下实现的最大温差(K)。

储能时,将第 i 级压缩机的出口温度视为第 i 级换热器的进口温度,第 i 级换热器的出口温度视为第 $i+1$ 级压缩机的进口温度。所以在压缩阶段,空气在换热器出口温度为:

$$T_{c,i+1}^{\text{in}} = \varepsilon_c T_{c,i}^{\text{in}} + (1 - \varepsilon_c) T_{c,i}^{\text{out}} \quad (5)$$

式中:

$T_{c,i+1}^{\text{in}}$ ——第 i 级换热器出口的空气温度(K),也是 $i+1$ 级压缩机的进口温度(K);

ε_c ——压缩过程中换热器的效能;

$T_{c,i}^{\text{in}}$ ——第 i 级换热器换热介质的进口温度(K);

$T_{c,i}^{\text{out}}$ ——第 i 级压缩机的出口空气温度(K)。

根据文献 [14],当换热介质的热容率(比热容与质量流量的乘积)与空气热容率相等时,系统储能效率最高,所以设换热介质热容率等于空气热容率,则换热器出口的换热介质温度为:

$$T_{ch,i}^{\text{out}} = \varepsilon_c T_{c,i}^{\text{out}} + (1 - \varepsilon_c) T_{ch,i}^{\text{in}} \quad (6)$$

根据能量守恒定律,压缩空气释放的能量等于换热介质吸收的能量,有:

$$Q = (h_{air,i}^{\text{in}} - h_{air,i}^{\text{out}})q_m = (h_{ch,i}^{\text{out}} - h_{ch,i}^{\text{in}})q_{ch,i} \quad (7)$$

忽略换热过程中压力损失和流量损失,若给定压缩机的质量流量为 q_m ,则换热器的质量流量有:

$$q_{ch,i} = \frac{(h_{air,i}^{\text{in}} - h_{air,i}^{\text{out}})q_m}{(h_{ch,i}^{\text{out}} - h_{ch,i}^{\text{in}})} \quad (8)$$

$$q_{ch} = \sum_{i=1}^{N_c} q_{ch,i} \quad (9)$$

式中:

$h_{ch,i}^{\text{in}}$ 、 $h_{ch,i}^{\text{out}}$ ——换热介质在第 i 级换热器的进、出口比焓(J/kg);

$q_{ch,i}$ ——第 i 级换热器中换热介质的质量流量(kg/s)。

膨胀级间换热关系与压缩过程相类似,依照上式可以求得,这里不再赘述。

1.2.3 储气罐建模

储气罐与压缩机、膨胀机之间不仅有物质交换,还有能量交换,储气罐内空气的状态参数不断发生变化,属非稳定热力学的开口系统问题。在系统储能和释能的过程中,储气罐内的空气状态满足质量守恒方程和能量守恒方程:

$$\frac{dm}{dt} = q_m - q_e \quad (10)$$

$$\frac{d(mu)}{dt} = q_m h_{in} - q_e h_{out} - HA(T - T_{env}) \quad (11)$$

式中:

t ——时间(s);

q_m 、 q_e ——储能和释能时的空气质量流量(kg/s);

u ——单位质量空气的内能(J/kg);

h_{in} 、 h_{out} ——储能和释能过程空气的比焓(J/kg);

H ——储气罐与外界的对流换热系数(W/m²/K);

A ——储气罐与外界的换热面积(m^2);

T ——储气罐内空气温度(K);

T_{env} ——外界环境温度(K)。

结合理想气体状态方程:

$$\frac{dp}{p} + \frac{dV}{V} = \frac{dT}{T} + \frac{dm}{m} \quad (12)$$

代入计算可以得出储气罐中空气的温度和压力随时间变化的微分方程:

$$\frac{dT}{dt} = \frac{1}{m} (q_m \frac{c_p}{c_v} T_{in} + \left[(1 - \frac{c_p}{c_v}) q_e - q_m \right] T) - \frac{HA}{mc_v} (T - T_{env}) \quad (13)$$

$$\frac{dp}{dt} = \frac{R}{V} \frac{c_p}{c_v} (q_m T_{in} - q_e T) - \frac{HA}{V} \frac{R}{c_v} (T - T_{env}) \quad (14)$$

式中:

c_v 、 c_p ——空气的定容比热容和定压比热容(J/kg/K);

T_{in} ——进入储气罐的空气温度(K);

R ——气体常数, 8.314 J/mol/K;

V ——储气罐的容积(m^3)。

1.2.4 节流阀建模

将空气在节流阀处的节流过程视为绝热过程, 节流前后空气的焓值相等:

$$h_{before} = h_{after} \quad (15)$$

1.2.5 膨胀机建模

膨胀机是 CAES 系统中对外做功的部件, 本文的每一级膨胀对应一台膨胀机。膨胀机的入口压力、温度以及等熵效率对系统效率有重要影响。设定末级的膨胀机出口压力为 1.5 bar, 各级膨胀比相同, 则膨胀机的出口压力为:

$$p_{e,i+1} = p_{e,i} \beta_i \quad (16)$$

利用等熵效率的定义, 可以求出膨胀机的功率:

$$P_{e,i} = (h_{e,in} - h_{e,out}) q_e = (h_{e,in} - h_{e,out,s}) q_e \eta_e \quad (17)$$

膨胀机产生的总功率为:

$$P_e = \sum_{i=1}^{N_e} P_{e,i} \quad (18)$$

式中:

β_i ——第 i 级膨胀机的膨胀比;

q_e ——进入膨胀机的空气质量流量(kg/s);

$h_{e,in}$ 、 $h_{e,out}$ ——实际膨胀过程中膨胀机进出口处

的比焓(J/kg);

$h_{e,out,s}$ ——等熵膨胀过程中出口的比焓(J/kg);

η_e ——膨胀机等熵效率;

N_e ——膨胀机级数。

1.2.6 系统性能指标

储能效率定义为释能过程中膨胀机输出的总功与储能过程中压缩机的总耗功之比:

$$\eta_{elc} = \frac{\int_0^{t_c} P_e dt}{\int_0^{t_c} P_c dt} \quad (19)$$

储能密度定义为释能过程中膨胀机输出的总功与储气罐容积之比:

$$ESD = \frac{\int_0^{t_c} P_e dt}{V} \quad (20)$$

2 结果与分析

为了深入研究参数变化对系统效率的影响, 本文以 10 kW 功率等级的 AA-CAES 系统为对象, 利用 Matalab 软件构建压缩空气储能仿真系统。如图 1 所示, 本系统压缩机级数为 4 级, 膨胀机级数为 3 级; 采用固定容积的储气罐储气, 换热器中的换热介质是 1 MPa 的高压热水(为防止换热过程中热水汽化, 所以选用高压热水), 系统的设计工况参数如表 1 所示。

2.1 静态建模分析

构建 AA-CAES 系统静态模型操作简单, 且能很直观的反应不同因素对系统效率的影响, 因此常用于分析系统变工况运行特性以及系统效率优化问题。储气罐采用等温模型, 在储能和释能过程中储气罐中空气与环境换热充分, 储气罐内空气温度等于环境温度。为了探究不同工况对系统性能的影响, 以压缩机进口温度、总压比、膨胀段入口压力、膨胀级数为变量, 分析其对系统储能效率和储能密度的影响。

2.1.1 压缩机入口温度影响

压缩机入口处空气的温度即为环境温度, 随着当地环境的变化, 压缩机入口处的温度也会变化。在分析入口温度的影响时, 不考虑压缩机等熵效率的变化, 改变入口空气温度, 分析系统储能效率和储能密度的变化。

图 2 为各级压缩机和换热器出口空气温度随压

表 1 AA-CAES 系统设计工况参数

Tab. 1 Design working condition parameters of AA-CAES

部件	参数	数值
环境	温度/K	298
	压力/MPa	0.1
	功率/kW	10
压缩机	等熵效率/%	85
	空气质量流量/(kg·s ⁻¹)	0.02
	体积/m ³	13
	进口温度(K)	318
储气罐	最大压力/MPa	5
	最小压力/MPa	3
	储能时间/h	4
换热器	释能时间/h	2
	效能	0.85
膨胀机	功率/kW	10
	等熵效率/%	85
储冷罐	空气质量流量/(kg·s ⁻¹)	0.04
	温度/K	298
储热罐	温度/K	411

缩机入口空气温度的变化曲线,可以看出:当入口空气温度由 273 K 到增加到 308 K,对第一、二级压缩机的出口温度影响较大,分别增加了 47.9 K 和 9.8 K,经过换热器降温后,一、二级换热器出口的空气温度增加了 7.2 K 和 1.5 K,三、四级压缩机和换热器出口空气温度基本不变。这是因为随着压缩进气温度的增加,压缩机出口温度逐渐增大,进入换热器的空气温度也随之升高,但是经过 4 级换热器充分换热逐渐缩小了气体的温差,致使压缩机最后出口温度几乎不变。

图 3 表示储热罐温度随压缩机进气温度的变化情况。随进气温度的升高,换热介质吸收的热量增加,储热罐中水的温度相应增加,由 403.2 K 增加到 415.9 K。

系统的储能效率和储能密度随压缩机入口温度变化如图 4 所示,系统储能效率略微下降,储能密度逐渐增大,这是因为储热罐中介质温度的提升增加了膨胀机的输出功,提高了储能密度,但压缩机入口温度的增加提高了压缩机耗功,且提高比例高于膨胀功,故降低了系统的储能效率。

2.1.2 压缩机总压比的影响

在储能过程中,压缩机末级的出口压力要大于

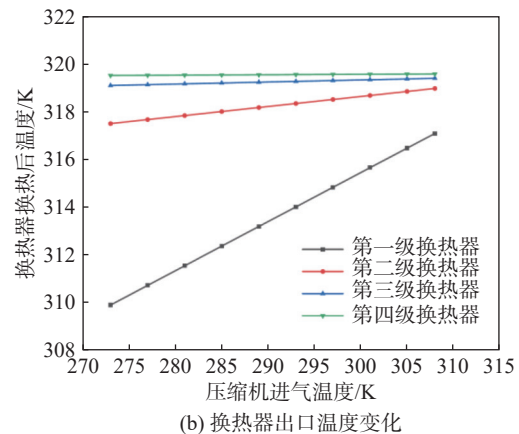
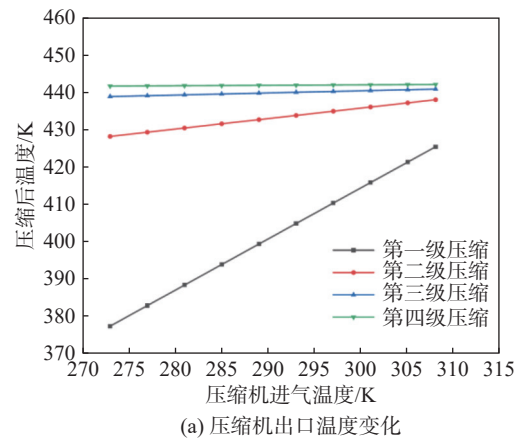


图 2 压缩段空气温度随进气温度的变化

Fig. 2 The air temperature of the compressed section varies with the inlet air temperature

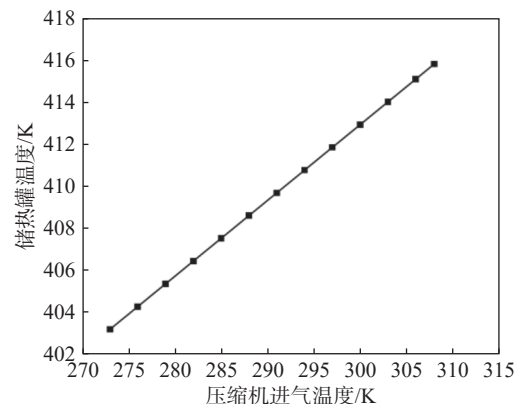


图 3 储热罐温度随压缩机进气温度的变化

Fig. 3 The temperature of the hot water tank changes with the temperature of the inlet air

储气罐中的空气压力,但是过大的压力会造成压缩机的耗功增大。在储气罐最大储气压力不变的情况下,改变压缩机总压比,可计算出系统的储能效率和储能密度,结果如图 5 所示。

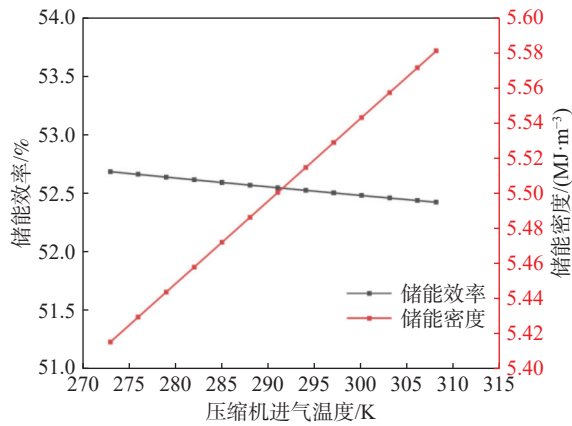


图 4 系统储能效率和储能密度的变化

Fig. 4 Changes in energy storage efficiency and energy storage density of the system

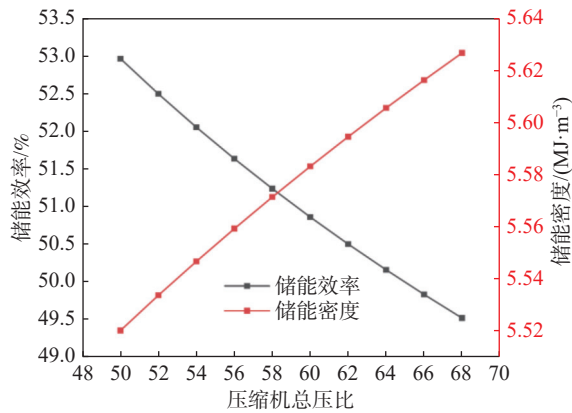


图 5 系统性能指标随压缩机总压比的变化

Fig. 5 Variation of system performance indicators with the total pressure ratio of the compressor

随着压缩机总压比增大, 系统的储能效率由 52.9% 下降到 49.5%, 储能密度由 5.52 MJ/m^3 增加到 5.62 MJ/m^3 , 这是因为压缩机总压比增大, 单位质量压缩空气的耗功增加, 虽压缩机出口温度上升增加了换热介质的温度, 增强了释能过程膨胀机入口空气的加热效果, 单位质量的空气做功能力增强, 但膨胀机输出功的增加幅度小于压缩功耗上升的幅度, 所以系统的储能效率下降。系统储能密度的增加, 是由于空气密度随压力上升而增加所致。

2.1.3 节流后压力的影响

为了使系统输出功率恒定, 不随储气罐压力降低而波动, 可以在膨胀段前加节流阀(本文暂不考虑膨胀机滑压运行), 高压空气经节流降至所需压力, 再由换热器加热后进入膨胀机做功。在储气罐储气

压力为 5 MPa, 忽略节流损失, 分析不同节流后压力对系统性能影响, 结果如图 6、图 7 所示。

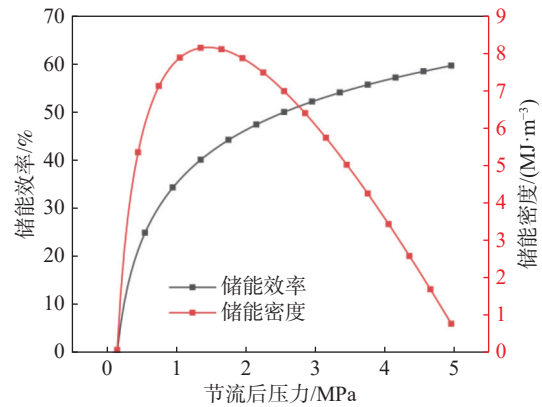


图 6 储能效率和储能密度随节流后压力的变化

Fig. 6 Variation of system performance with post-throttling pressure

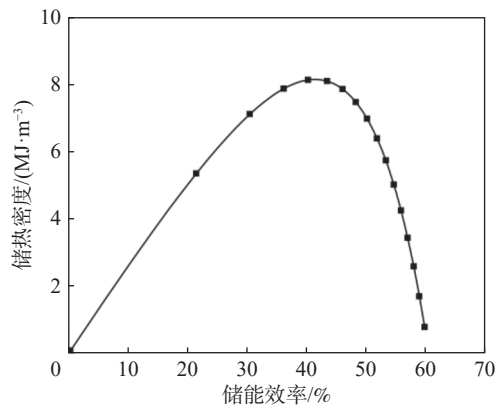


图 7 储能效率随储能密度的变化

Fig. 7 Variation of energy storage efficiency with energy storage density

如图 6 所示, 随着节流后压力逐渐增大, 储能密度先升高后降低, 这是由于节流后压力升高, 单位质量空气输出的功就越多, 但是从储气罐中释放的空气质量越来越少, 膨胀机输出的总功先增加到最大值后逐渐减小, 当节流后压力为 1.35 MPa 时, 储能密度达到最大值 8.15 MJ/m^3 。节流后压力越高, 循环过程中储气罐释放的空气质量越少, 系统的储能效率逐渐增大。图 7 为系统储能密度随着储能效率变化的曲线, 可以看出随着储能效率增加, 储能密度会先增大后减小, 最大值对应的储能效率为 40.17%。在优化系统效率时, 也要权衡储能密度的变化, 结合实际条件和需求选择最优设计点。

储气罐储气压力改变时, 不同节流后压力对储

能密度影响见图 8 所示, 储能密度变化都是先增大到最大值后减小, 当储能压力由 3 MPa 增加到 6 MPa 时, 系统最大储能密度由 3.95 MJ/m^3 增加到 10.50 MJ/m^3 , 增加了 2.66 倍。

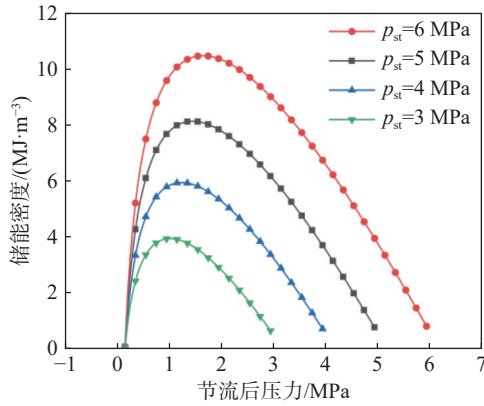


图 8 系统储能密度随节流后压力变化

Fig. 8 Variation of system energy storage density with post-throttling pressure

2.1.4 膨胀级数的影响

在 CAES 系统中, 进行多级膨胀和级间再热有助于减少能量在膨胀过程中的损失, 从而提高系统的效率。多级膨胀有诸多益处, 但非级数越多越好, 还要考虑级数增加的成本上升和连接管道增加带来的流动损失。在压缩机级数不变的情况下, 改变膨胀级数, 可分析在不同储能压力下膨胀级数对系统性能的影响。

图 9 所示, 在相同储能压力下, 随着膨胀级数的增加, 系统储能效率逐渐增大, 且增长速率逐渐变小。这是因为越多级的膨胀和再热, 系统膨胀段越接近于等温膨胀, 单位质量空气输出的功越多, 但受限于储能时吸收的热量有限, 换热器用于加热空气的能量就有限, 所以系统储能效率的增幅减小。膨胀级数增加, 系统输出功增加, 储能密度也会增加。在设计工况下, 随着储能压力由 3 MPa 增加到 6 MPa, 系统的储能效率由 44.37% 增长到 53.39%, 增长了 9.02%, 系统的储能密度增长了 1.72 倍。

2.2 动态建模分析

建立 AA-CAES 系统的动态模型, 可更好反映系统中各关键物理量的动态变化在不同工况对系统性能的影响, 其中储气罐的动态特性是系统动态分析的关键, 通过微分方程构建储气罐动态模型, 分析压

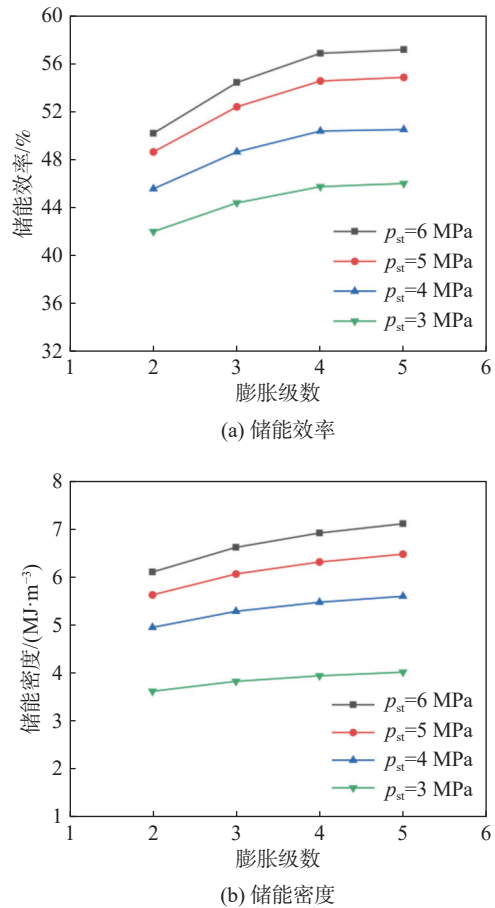


图 9 膨胀级数对系统性能的影响

Fig. 9 Effect of the number of expansion stages on system performance

力和温度的动态变化。系统储能阶段完成的标志是罐中压力达到设定的最大压力, 此时系统给出反馈信号, 压缩机停止工作, 系统储能过程结束。在系统释能过程中, 当罐中压力低于设定的最小压力, 此时膨胀机停止工作, 释能过程结束。分别改变储气罐的总传热系数、储气压力、储气温度, 探究对系统性能的影响。

2.2.1 储气罐与环境换热的影响

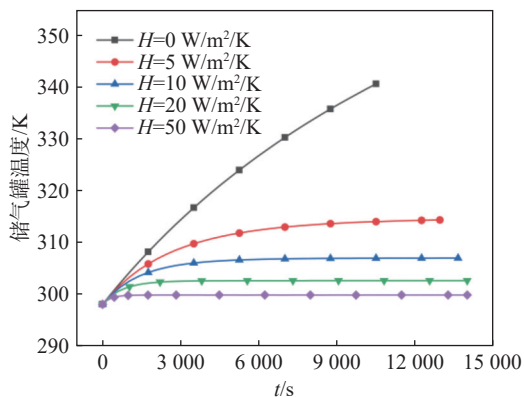
对于微小型压缩空气储能系统, 储气装置通常采用钢制的储气罐, 可以通过改变储气罐表面的保温层来改变储气罐与环境的换热系数。文献 [25] 中通过实验模拟出储气罐总传热系数为定值 $34.4 \text{ W/m}^2/\text{K}$, 本章节在此基础上探究不同换热情况对系统性能的影响, 在设计工况下, 由理想的绝热情况逐渐增加储气罐与环境的换热系数, 选取换热系数为 $0 \text{ W/m}^2/\text{K}$ 、 $5 \text{ W/m}^2/\text{K}$ 、 $10 \text{ W/m}^2/\text{K}$ 、 $20 \text{ W/m}^2/\text{K}$ 、 $50 \text{ W/m}^2/\text{K}$, 分析

储气罐换热对储气罐温度、压力以及系统性能的影响, 见图 10。储能过程中, 绝热情况下储气罐内空气的温度随时间持续增长, 由 298 K 增加到 340.7 K。当储气罐与环境有换热时, 储气罐温度随时间先增加后趋于平缓, 不同换热系数下储气罐的最终温度不同, 分别为 314.5 K、307.1 K、302.7 K、299.9 K。储气罐压力随着时间近似线性增加, 换热系数越小, 压力增长的趋势越缓慢, 储气时间越长。这是因为随着压缩空气不断进入储气罐, 储气罐内空气被压缩, 空气的温度和压力均增加, 与外界环境的换热温差增大, 换热量增大, 最终温度趋于稳定值。与外界换热系数越大, 交换的热量就越多, 储气罐内压缩空气的终温就越接近环境温度。

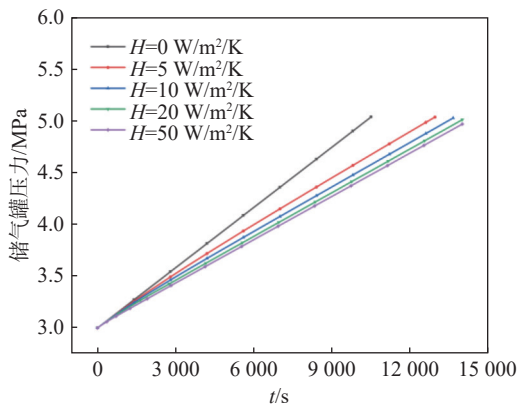
图 11 表示释能过程储气罐内压缩空气温度、压力随时间的变化曲线, 储能过程结束时储气罐温度

为释能过程的初始温度。可以看出, 在储气罐绝热的情况下, 随着释能过程的进行, 储气罐温度持续下降, 到释能过程结束时, 温度下降为 268.8 K。随着换热系数增大, 储气罐内温度先缓慢下降后趋近于一个稳定值, 且越大的换热系数对应的储气罐终温越接近于环境温度。储气罐压力随时间近似线性减少, 当换热系数为 $5 \text{ W/m}^2/\text{K}$ 时, 压力曲线下降的斜率最大。当系统开始释能时, 空气不断流出, 储气罐内压力和温度都下降, 随着释能过程的进行, 储气罐内外温差逐渐加大, 压缩空气与环境换热量增加, 所以储气罐内空气温度最终趋于稳定。

图 12 表示换热系数对系统储能效率和储能密度的影响。如图所示, 储能密度随着换热系数的增大而增大, 这是因为压缩空气与外界环境交换的能量越多, 储能和释能过程储气罐终了温度越接近环境温度, 则系统中循环的空气质量越多, 所以储能密



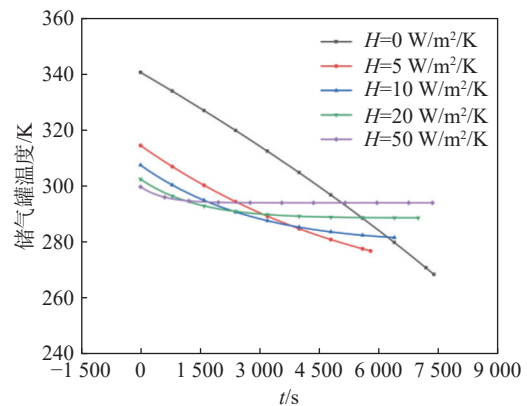
(a) 储气罐温度



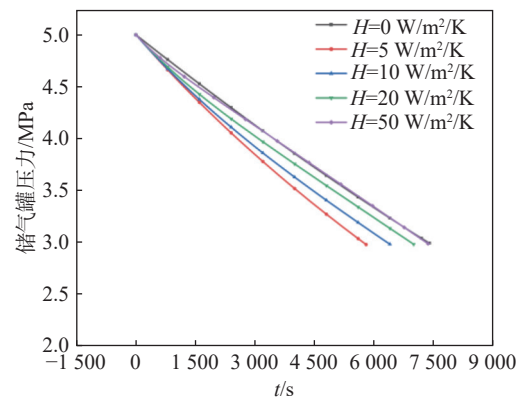
(b) 储气罐压力

图 10 不同换热系数储气罐温度、压力在储能过程的变化

Fig. 10 Variation of temperature and pressure of gas storage tanks with different heat transfer coefficients during energy storage process



(a) 储气罐温度



(b) 储气罐压力

图 11 不同换热系数储气罐温度、压力在释能过程的变化

Fig. 11 Variation of temperature and pressure of gas storage tanks with different heat transfer coefficients during energy release

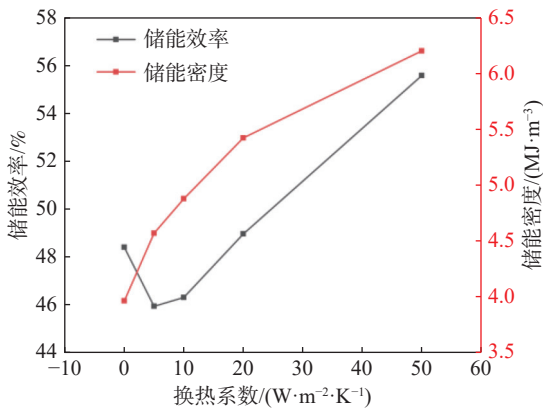


图 12 储能效率和储能密度随换热系数的变化

Fig. 12 Variation of energy storage efficiency and energy storage density with heat transfer coefficient

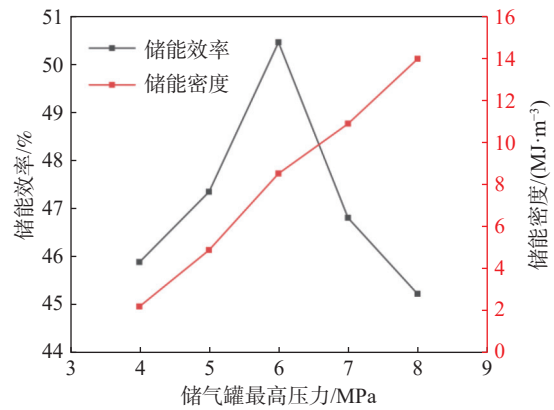
度会持续增加。而且越高的换热系数会降低储气罐储能终了温度,有利于储气罐的安全运行。系统的储能效率随着换热系数先降低后增加,在换热系数为 $5 \text{ W/m}^2/\text{K}$ 有最小值,因为此时储气罐压力下降速率最快,释能时间最短,膨胀机输出功最小,随着换热系数继续增加,储气罐终温升高,释能时间延长,膨胀段输出更多的功,储能效率逐渐增加。

2.2.2 储气罐最高、最低压力的影响

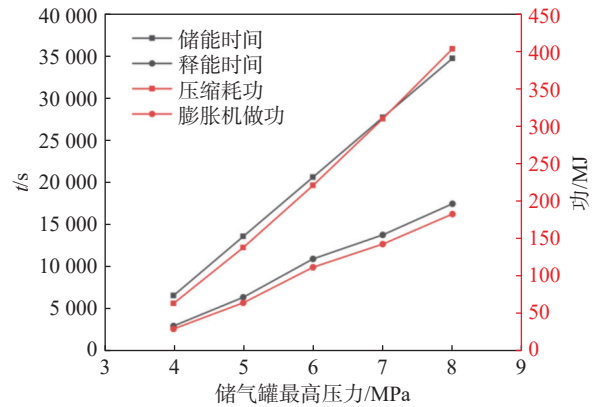
在分析储气压力影响时,不考虑压力波动的影响。储气罐最高储气压力由 4 MPa 增加到 8 MPa ,储气罐换热系数取 $10 \text{ W/m}^2/\text{K}$ 时,系统性能的变化如图 13 所示。

由图 13 可见,随着最高储气压力增加,储能和释能时间增加,膨胀机总膨胀比增大,做功增加,储能密度上升。储能效率先上升后下降,压力为 6 MPa 时对应最大储能效率为 50.46% 。在储能效率最高点之前,随着储气罐最大压力的增加,膨胀机做功量的增长速率超过了压缩机耗功的增长速率,从而使得储能效率逐步提升,当储气罐的最大压力超过 6 MPa 后,压缩机的耗功增长显著,这导致了储能效率的下降。

当储气罐最高储气压力为 5 MPa 时,改变储气罐的最低储气压力,系统性能变化如图 14 所示。随着储气罐最低储气压力由 0.5 MPa 增加到 4 MPa ,系统的储能、释能时间近似线性下降,膨胀机做功先增大后减小,压缩机耗功持续下降。这是因为随着储气罐最低压力的增加,膨胀段的膨胀比增加,单位质量空气做功能力增大,但是从储气罐中释放的空气



(a) 储能效率、储能密度



(b) 系统参数

图 13 储气罐最高压力的系统的影响

Fig. 13 Impact of the system on the maximum pressure

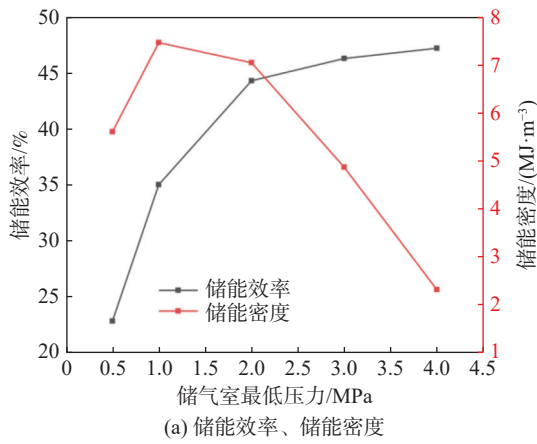
质量越来越少,所以膨胀功先增加后缓慢减小,系统的储能密度先增加后减小,在储气罐最低压力为 1 MPa 时,系统获得最大储能密度为 7.48 MJ/m^3 。

对于系统储能效率来说,储气罐最低压力增加,膨胀段压比增大,膨胀功增加,由于储气罐最高压力不变,储能过程压缩机的功率不变,所以系统的储能效率逐渐增加。

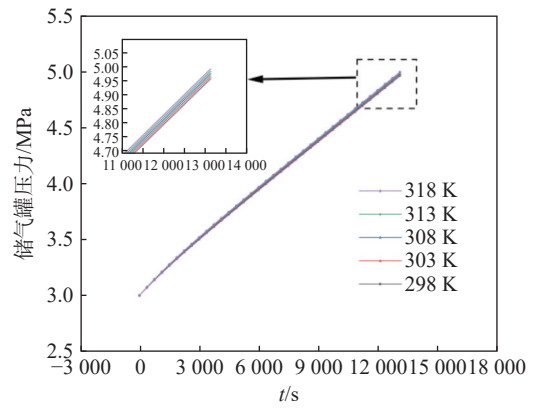
2.2.3 储气罐不同进气温度的影响

在末级压缩机与储气罐之间安装后冷器,进入储气罐前降低高压空气的温度,储气罐的初始温度为室温,取换热系数为 $10 \text{ W/m}^2/\text{K}$,储气罐进气温度由 298 K 增至 318 K ,储气罐内空气的温度、压力变化见图 15,储能效率和密度变化见图 16。

由图 15、图 16 可知,进气温度越高,储气罐内空气压力增加越快,系统储、释能时间更短,储气罐的终温越高。当进气温度为 298 K 时,储气罐终温



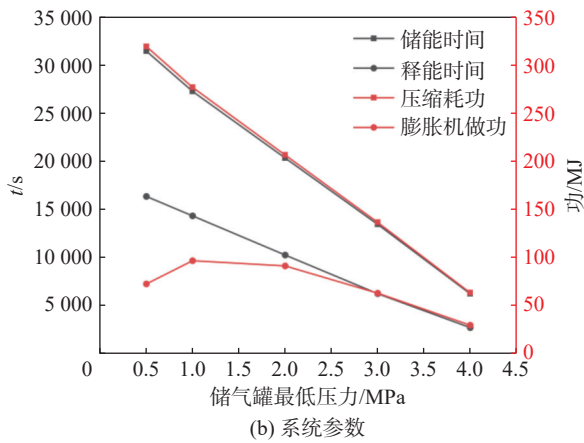
(a) 储能效率、储能密度



(b) 储气罐压力

图 15 不同进气温度储气罐温度、压力的变化

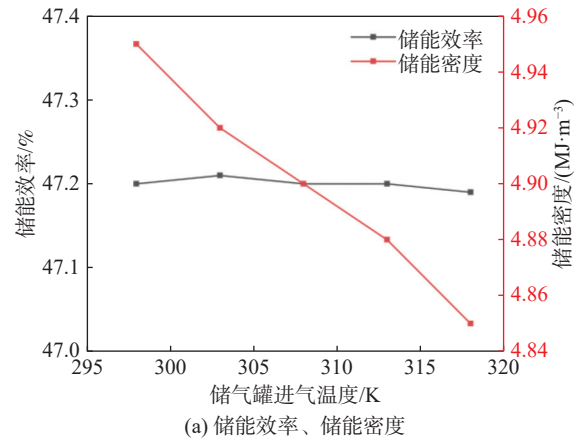
Fig. 15 Variation of temperature and pressure of gas storage tank with different inlet temperatures



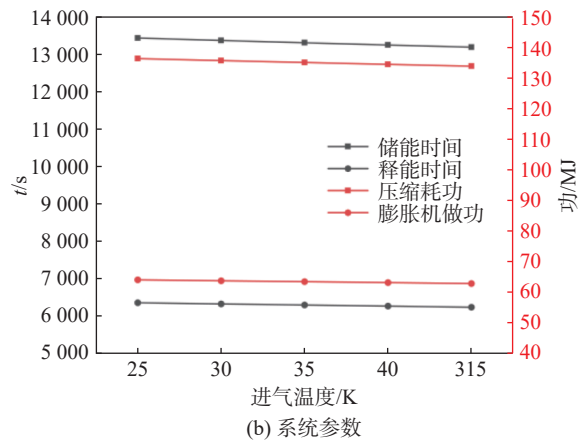
(b) 系统参数

图 14 储气罐最低压力的系统的影响

Fig. 14 Impact of system with minimum tank pressure



(a) 储能效率、储能密度

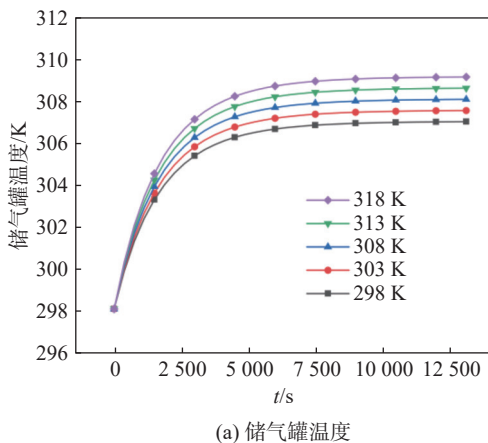


(b) 系统参数

图 16 储气罐进气温度对系统性能的影响

Fig. 16 Effect of storage tank inlet temperature on system performance

为 307.1 K, 进气温度增加到 318 K 时, 储气罐终温为 309.2 K, 增加了 2.1 K。随着储气罐进气温度增加, 系统的储能效率基本不变, 储能密度逐渐减小。这是因为越高的储气罐进气温度, 系统储、释能时间越短, 储气室终温越高, 虽然较高的进气温度可以提



(a) 储气罐温度

高单位质量空气的做功能力, 但由于储、释能时间的缩短, 循环中用于做功的空气质量减少, 这对储能密度的影响更大, 从而使系统储能密度下降。

3 结论

本文构建了压缩空气储能系统的静态模型和动态模型,以 10 kW 级别压缩空气储能系统为对象,仿真分析了系统性能变化趋势,主要结论如下:

1) 压缩机进口空气温度变化对前两级压缩和换热器出口温度影响较大,经过 4 级换热器充分换热后,对末级影响较小。随着压缩机进口温度升高,系统储能效率略微下降,储能密度呈上升趋势。

2) 压缩段总压比增加,系统的储能效率下降,但是储能密度上升;膨胀级数增加,系统的储能效率和储能密度增加,但受限于储能时吸收的热量有限,系统储能效率和储能密度增加受限。

3) 随着节流后压力的增加,系统储能密度先增加后逐渐减小,在设计工况下,当节流后压力为 1.35 MPa 时,储能密度达到最大值 8.15 MJ/m³,储能效率持续增长但增长速率逐渐变缓。

4) 储气罐换热系数(即保温效果)对储气罐内气体温度、压力有直接影响,换热系数越大,储气罐终温越接近于环境温度;与绝热情况对比,当储气罐换热系数增加到 50 W/m²/K 时,系统储能密度增长 56.17%,储能效率增长 7.17%。

5) 增加储气室最大储气压力,系统储能效率先增加后减小,在 6 MPa 时有最大效率 50.46%,系统储能密度逐渐增加;储气罐最低储气压力增加,系统的储能效率逐渐增加,储能密度呈先增加后减小的趋势。

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. DOI: 10.19799/j.cnki.2095-4239.2021.0389.
CHEN H S, LIU C, XU Y J, 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. DOI: 10.19799/j.cnki.2095-4239.2021.0389.
- [2] 任育杰,胡健,张晨阳,等. 耦合太阳能的绝热压缩空气燃气三联产系统性能分析 [J]. 中国测试, 2023, 49(6): 137-142. DOI: 10.11857/j.issn.1674-5124.2021100038.
REN Y J, HU J, ZHANG C Y, et al. Performances analysis of adiabatic compressed air gas CCHP system coupled with solar energy [J]. China measurement & test, 2023, 49(6): 137-142. DOI: 10.11857/j.issn.1674-5124.2021100038.
- [3] 何青,王珂. 等温压缩空气储能技术及其研究进展 [J]. 热力发电, 2022, 51(8): 11-19. DOI: 10.19666/j.rld.202203042.
HE Q, WANG K. Research progress of isothermal compressed air energy storage technology [J]. Thermal power generation, 2022, 51(8): 11-19. DOI: 10.19666/j.rld.202203042.
- [4] 陈海生,李泓,马文涛,等. 2021 年中国储能技术研究进展 [J]. 储能科学与技术, 2022, 11(3): 1052-1076. DOI: 10.19799/j.cnki.2095-4239.2022.0105.
CHEN H S, LI H, MA W T, et al. Research progress of energy storage technology in China in 2021 [J]. Energy storage science and technology, 2022, 11(3): 1052-1076. DOI: 10.19799/j.cnki.2095-4239.2022.0105.
- [5] 李亚楼,赵飞,樊雪君. 构网型储能及其应用综述 [J/OL]. 发电技术, 2014: 1-13. (2024-06-20) [2024-06-29]. <http://kns.cnki.net/kcms/detail/33.1405.TK.20240619.1715.004.html>.
LI Y L, ZHAO F, FAN X J. A review of grid-forming energy storage and its applications [J/OL]. Power generation technology, 2014: 1-13. (2024-06-20) [2024-06-29]. <http://kns.cnki.net/kcms/detail/33.1405.TK.20240619.1715.004.html>.
- [6] 夏晨阳,杨子健,周娟,等. 基于新型电力系统的储能技术研究 [J]. 内蒙古电力技术, 2022, 40(4): 3-12. DOI: 10.19929/j.cnki.nmgdljs.2022.0058.
XIA C Y, YANG Z J, ZHOU J, et al. Research of energy storage technology based on new power system [J]. Inner Mongolia electric power, 2022, 40(4): 3-12. DOI: 10.19929/j.cnki.nmgdljs.2022.0058.
- [7] 潘文,令兰宁,李瑞雄,等. 绝热-近等温压缩空气耦合储能过程热压匹配规律 [J]. 储能科学与技术, 2023, 12(11): 3425-3434. DOI: 10.19799/j.cnki.2095-4239.2023.0374.
PAN W, LING L N, LI R X, et al. Thermal-pressure matching law of adiabatic, near-isothermal compressed-air coupled energy-storage process [J]. Energy storage science and technology, 2023, 12(11): 3425-3434. DOI: 10.19799/j.cnki.2095-4239.2023.0374.
- [8] 郑开云,池捷成,张学锋. 耦合抽水蓄能的压缩空气储能电站概念研究 [J]. 南方能源建设, 2023, 10(2): 18-25. DOI: 10.16516/j.gedi.issn2095-8676.2023.02.003.
ZHENG K Y, CHI J C, ZHANG X F. Concept research of compressed air energy storage power plant coupled with pumped hydro storage [J]. Southern energy construction, 2023, 10(2): 18-25. DOI: 10.16516/j.gedi.issn2095-8676.2023.02.003.
- [9] 魏志刚. 基于喷雾换热的压缩空气等温膨胀过程优化及试验研究 [D]. 包头: 内蒙古科技大学, 2023. DOI: 10.27724/d.cnki.gnmkg.2023.000175.
WEI Z G. Optimisation and experimental study of compressed air isothermal expansion process based on spray heat transfer [D]. Baotou: Inner Mongolia University of Science and Technology, 2023. DOI: 10.27724/d.cnki.gnmkg.2023.000175.
- [10] 孔舒婷. 基于压缩空气储能的综合能源系统优化设计研究 [D]. 北京: 中国建筑科学研究院, 2023. DOI: 10.27513/d.cnki.gzjky.2023.000008.
KONG S T. Research on optimization design of integrated energy system based on compressed air energy storage [D]. Beijing: China Academy of Building Research, 2023. DOI: 10.27513/d.cnki.gzjky.2023.000008.
- [11] GUO C, XU Y J, ZHANG X J, et al. Performance analysis of compressed air energy storage systems considering dynamic

- characteristics of compressed air storage [J]. *Energy*, 2017, 135: 876-888. DOI: [10.1016/j.energy.2017.06.145](https://doi.org/10.1016/j.energy.2017.06.145).
- [12] 张新敬. 压缩空气储能系统若干问题的研究 [D]. 北京: 中国科学院研究生院(工程热物理研究所), 2011.
ZHANG X J. Investigation on compressed air energy storage system [D]. Beijing: Graduate School of Chinese Academy of Sciences (Institute of Engineering Thermophysics), 2011.
- [13] CHEN L X, XIE M N, ZHAO P P, et al. A novel isobaric adiabatic compressed air energy storage (IA-CAES) system on the base of volatile fluid [J]. *Applied energy*, 2018, 210: 198-210. DOI: [10.1016/j.apenergy.2017.11.009](https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2017.11.009).
- [14] 韩中合, 周权, 王莹莹, 等. 先进绝热压缩空气储能(AA-CAES)系统一种结构优化方案 [J]. *太阳能学报*, 2016, 37(3): 629-635. DOI: [10.3969/j.issn.0254-0096.2016.03.016](https://doi.org/10.3969/j.issn.0254-0096.2016.03.016).
HAN Z H, ZHOU Q, WANG Y Y, et al. Analysis of two sorts of configurations of AA-CAES system [J]. *Acta energiae solaris sinica*, 2016, 37(3): 629-635. DOI: [10.3969/j.issn.0254-0096.2016.03.016](https://doi.org/10.3969/j.issn.0254-0096.2016.03.016).
- [15] 刘畅, 徐玉杰, 胡珊, 等. 压缩空气储能电站技术经济性分析 [J]. *储能科学与技术*, 2015, 4(2): 158-168. DOI: [10.3969/j.issn.2095-4239.2015.02.006](https://doi.org/10.3969/j.issn.2095-4239.2015.02.006).
LIU C, XU Y J, HU S, et al. Techno-economic analysis of compressed air energy storage power plant [J]. *Energy storage science and technology*, 2015, 4(2): 158-168. DOI: [10.3969/j.issn.2095-4239.2015.02.006](https://doi.org/10.3969/j.issn.2095-4239.2015.02.006).
- [16] LUO X, WANG J H, DOONER M, et al. Overview of current development in compressed air energy storage technology [J]. *Energy procedia*, 2014, 62: 603-611. DOI: [10.1016/j.egypro.2014.12.423](https://doi.org/10.1016/j.egypro.2014.12.423).
- [17] VENKATARAMANI G, PARANKUSAM P, RAMALINGAM V, et al. A review on compressed air energy storage – a pathway for smart grid and polygeneration [J]. *Renewable and sustainable energy reviews*, 2016, 62: 895-907. DOI: [10.1016/j.rser.2016.05.002](https://doi.org/10.1016/j.rser.2016.05.002).
- [18] 李连生, 杨启超, 赵远扬. 微小型压缩空气储能系统研究 [J]. *流体机械*, 2014, 42(3): 24-27. DOI: [10.3969/j.issn.1005-0329.2014.03.006](https://doi.org/10.3969/j.issn.1005-0329.2014.03.006).
LI L S, YANG Q C, ZHAO Y Y. Research on micro-small scale of compressed air energy storage system [J]. *Fluid machinery*, 2014, 42(3): 24-27. DOI: [10.3969/j.issn.1005-0329.2014.03.006](https://doi.org/10.3969/j.issn.1005-0329.2014.03.006).
- [19] 袁照威, 杨易凡. 压缩空气储能技术研究现状及发展趋势 [J]. *南方能源建设*, 2024, 11(2): 146-153. DOI: [10.16516/j.ceec.2024.2.14](https://doi.org/10.16516/j.ceec.2024.2.14).
YUAN Z W, YANG Y F. Research status and development trend of compressed air energy storage technology [J]. *Southern energy construction*, 2024, 11(2): 146-153. DOI: [10.16516/j.ceec.2024.2.14](https://doi.org/10.16516/j.ceec.2024.2.14).
- [20] 王成山, 武震, 杨献莘, 等. 基于微型压缩空气储能的混合储能系统建模与实验验证 [J]. *电力系统自动化*, 2014, 38(23): 22-26. DOI: [10.7500/AEPS20131104010](https://doi.org/10.7500/AEPS20131104010).
WANG C S, WU Z, YANG X S, et al. Modeling and verification of hybrid energy storage system based on micro compressed air energy storage [J]. *Automation of electric power systems*, 2014, 38(23): 22-26. DOI: [10.7500/AEPS20131104010](https://doi.org/10.7500/AEPS20131104010).
- [21] KHAMIS A, BADARUDIN Z M, AHMAD A, et al. Development of mini scale compressed air energy storage system [C]//Proceedings of 2011 IEEE Conference on Clean Energy and Technology (CET), Kuala Lumpur, Malaysia, June 27-29, 2011. New York: IEEE, 2011: 151-156. DOI: [10.1109/CET.2011.6041477](https://doi.org/10.1109/CET.2011.6041477).
- [22] MARTÍNEZ M, MOLINA M G, MERCADO P E. Dynamic performance of compressed air energy storage (CAES) plant for applications in power systems [C]//Proceedings of 2010 IEEE/PES Transmission and Distribution Conference and Exposition: Latin America (T&D-LA), Sao Paulo, Brazil, November 8-10, 2010. New York: IEEE, 2010: 496-503. DOI: [10.1109/TDC-LA.2010.5762928](https://doi.org/10.1109/TDC-LA.2010.5762928).
- [23] 褚晓广, 张承慧, 李珂, 等. 基于涡旋机的新型压缩空气储能系统动态建模与效率分析 [J]. *电工技术学报*, 2011, 26(7): 126-132. DOI: [10.19595/j.cnki.1000-6753.tces.2011.07.018](https://doi.org/10.19595/j.cnki.1000-6753.tces.2011.07.018).
CHU X G, ZHANG C H, LI K, et al. Dynamic modeling and efficiency analysis of compressed air energy storage system equipped with scroll compressor [J]. *Transactions of China electrotechnical society*, 2011, 26(7): 126-132. DOI: [10.19595/j.cnki.1000-6753.tces.2011.07.018](https://doi.org/10.19595/j.cnki.1000-6753.tces.2011.07.018).
- [24] LEMOFOUET S, RUFER A. Hybrid energy storage system based on compressed air and super-capacitors with maximum efficiency point tracking (MEPT) [J]. *IEEE transactions on industry applications*, 2006, 126(7): 911-920. DOI: [10.1541/ieejias.126.911](https://doi.org/10.1541/ieejias.126.911).
- [25] 郭欢, 徐玉杰, 张新敬, 等. 蓄热式压缩空气储能系统变工况特性 [J]. *中国电机工程学报*, 2019, 39(5): 1366-1376. DOI: [10.13334/j.0258-8013.pcsee.180596](https://doi.org/10.13334/j.0258-8013.pcsee.180596).
GUO H, XU Y J, ZHANG X J, et al. Off-design performance of compressed air energy storage system with thermal storage [J]. *Proceedings of the CSEE*, 2019, 39(5): 1366-1376. DOI: [10.13334/j.0258-8013.pcsee.180596](https://doi.org/10.13334/j.0258-8013.pcsee.180596).

作者简介:



王宇轩

张羽丰

2000-, 男, 硕士, 主要研究方向为微型涡旋压缩机 (e-mail) 17852163523@163.com。

李连生(通信作者)

1962-, 男, 教授, 主要研究方向为压缩机及制冷系统 (e-mail) 15255135923@126.com。

王宇轩(第一作者)

1999-, 男, 能源动力硕士, 主要研究方向为压缩空气储能 (e-mail) 2816758284@qq.com。

(编辑 叶筠英)