

引用格式: 孙潇, 蔡春荣, 罗志斌, 等. Highview Power 液化空气储能中试装置热力学分析 [J]. 南方能源建设, 2024, 11(2): 112-124. SUN Xiao, CAI Chunrong, LUO Zhibin, et al. Thermodynamic analysis of highview power's liquid air energy storage pilot plant [J]. Southern energy construction, 2024, 11(2): 112-124. DOI: 10.16516/j.ceec.2024.2.11.

Highview Power 液化空气储能中试装置热力学分析

孙潇^{1,2,✉}, 蔡春荣¹, 罗志斌¹, 王小博³, 朱光涛¹, 裴爱国³

(1. 中国能源建设集团广东省电力设计研究院有限公司, 广东 广州 510663;

2. 清华大学 电机工程与应用电子技术系, 北京 100084;

3. 中国能源建设股份有限公司, 北京 100022)

摘要: [目的] 构建以新能源为主体的新型电力系统, 储能成为必不可少的支撑技术。液化空气储能是一种新兴的技术经济可行的大规模储能解决方案, 具有广泛的应用前景。Highview Power 液化空气储能中试装置是目前唯一公开了现场测试数据的液化空气储能系统。为探究液化空气储能的热力学原理, 寻求提升循环效率的方法。[方法] 根据 Highview Power 液化空气储能中试装置的工艺流程建立了热力学建模, 利用测试数据验证了热力学模型的准确性。通过焓分析研究制约循环效率的关键设备, 通过控制变量法研究关键操作参数对储能过程和释能过程的影响。[结果] 结果表明: 制约循环效率的关键设备是循环压缩机和汽化器; 增加高压压力和节流后压力、提高增压膨胀机的分流质量和入口温度、回收释能过程回热器的冷量有利于提升储能过程液化率、降低液化能耗; 提高释能高压压力和膨胀机入口温度有助于提升系统的输出功率和循环效率。[结论] 提出了回收压缩热、提高压缩机等熵效率、减小汽化器换热温差等改进措施以提升循环效率。

关键词: 液化空气储能; 热力学过程; 焓分析; 优化设计; 数学模拟

中图分类号: TK02; TK123

文献标志码: A

文章编号: 2095-8676(2024)02-0112-13

DOI: 10.16516/j.ceec.2024.2.11

OA: <https://www.energychina.press/>



论文二维码

Thermodynamic Analysis of Highview Power's Liquid Air Energy Storage Pilot Plant

SUN Xiao^{1,2,✉}, CAI Chunrong¹, LUO Zhibin¹, WANG Xiaobo³, ZHU Guangtao¹, PEI Aiguo³

(1. China Energy Engineering Group Guangdong Electric Power Design Institute Co., Ltd., Guangzhou 510663, China;

2. Department of Electrical Engineering, Tsinghua University, Beijing 100084, China;

3. China Energy Engineering Co., Ltd., Beijing 100022, China)

Abstract: [Introduction] Energy storage technology becomes an essential supporting technology to build a new power system with renewable energy as the main power source. Liquid air energy storage (LAES) is one of the emerging large-scale energy storage solutions, which is technically and economically feasible and has a wide range of application prospects. The pilot plant built by Highview Power is the only LAES for which test data have been made public. The paper aims to explore the thermodynamic principle of LAES and seek ways to improve the cycle efficiency of LAES. [Method] A thermodynamic model was established according to the process flow of Highview Power's pilot plant. The thermodynamic model was verified by the test data of the pilot plant. Exergy analysis was carried out. The influence of key operating parameters on the charging and discharging process was studied by the control variable method. [Result] The results show that the key equipment limiting the cycle efficiency are recycle compressor and evaporator. Increasing the compression

收稿日期: 2023-04-19 修回日期: 2023-05-16

基金项目: 中国能源建设股份有限公司重大科技项目“氢能关键技术和核心设备研究”(CEEC2021-KJZX-06); 中国能建广东院科技项目“新型电力系统下氢能与储能关键技术研究”(EV10071W)

pressure and post-throttling pressure, increasing the mass flow rate and inlet temperature of the cryogenic expander, and recovering the cooling capacity of the regenerator are beneficial to improving the liquefaction rate and reducing the energy consumption of liquefaction. Moreover, increasing the high pressure and the inlet temperature of turbine expansion unit can help to improve the output power and cycle efficiency of LAES. [Conclusion] Some improvement measures are put forward to improve cycle efficiency, such as recovery of compression heat, improvement of compressor isentropic efficiency and reduction of heat transfer temperature difference of evaporator.

Key words: liquid air energy storage; thermodynamics process; exergy analysis; optimal design; mathematical modeling

2095-8676 © 2024 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

降低能源供应中的碳含量,探索以可再生能源为主的电力系统已成为全球范围内的发展趋势。可再生能源的供应本质上是间歇性和分布不均的,储能成为不可或缺的支撑技术。压缩空气储能被认为是最具有发展前景的大规模储能技术之一^[1-2]。储气装置是压缩空气储能的关键部件,地下洞穴受到地理环境的限制,而地面储气装置的设备成本较高^[3]。液化空气储能(Liquid Air Energy Storage, LAES)的基本原理是在电量富余时将空气液化储能,在用电高峰时利用液态空气发电释能^[4]。LAES系统的能量密度高于压缩空气,对地理环境的依赖较小,是一种新兴的技术经济可行的大规模储能解决方案^[5]。

LAES系统不仅可以作为独立的储能电站,还能实现可再生能源的空间转移。美国国家可再生能源实验室提出了一种解耦的LAES系统来利用海上可再生能源^[6]。海上可再生能源就地产生液态空气,然

后利用液化天然气槽船、罐车将液态空气运输到最终使用地点,最后利用液态空气发电。此外,LAES可以与燃气轮机系统相结合,利用LAES技术提供燃气轮机工作所需的高压空气,同时提高燃气轮机的效能^[7]。

尽管关于LAES的第一篇文献出现在1974年,但该技术在最近几年才得到世界各地众多研究人员的关注,大多数研究工作通过过程建模和能量分析来研究LAES系统的热力学性能,相关模拟研究见表1。主流建模工具有Aspen HYSYS、Aspen Plus和MATLAB。前两者是成熟的过程模拟软件,自带物性库和单元模块,无需编程操作简便;后者是通用的编程环境,需要从REFPROP或者EES等软件调用物性库,可以便捷地使用智能优化算法。研究者们通过模拟不同的液化方式和储热储冷方式,使LAES的循环效率达到60%。近年来利用LNG冷能提升循环效率成为研究热点。由于LNG冷能(110~300 K)覆盖空气液化温区(80~300 K)的较大

表 1 LAES 相关模拟研究关键信息

Tab. 1 Key parameters of LAES related simulation research

作者(年份)	建模工具	液化方式	发电方式	储热介质	储冷介质	容量/MW	储能效率/%
Guizzi等(2015) ^[8]	MATLAB+REFPROP	林德	朗肯	导热油	丙烷和甲醇	—	54.4
Morgan等(2015) ^[9]	Aspen HYSYS	双压克劳德	朗肯	无	石英岩砾石	20	47
Guo等(2016) ^[10]	Aspen Plus	林德	朗肯	水	砾石	10	60.4
Sciacovelli等(2017) ^[11]	MATLAB+EES	卡皮查(液体膨胀机)	朗肯	导热油	砾石	100	48.3
Peng等(2018) ^[12]	MATLAB+REFPROP	林德(液体膨胀机)	朗肯	导热油	丙烷和甲醇	—	59.4
Tafone等(2018) ^[13]	EES	卡皮查	朗肯	导热油	空气	—	48.2
Lin(2019) ^[14]	Aspen HYSYS	卡皮查(液体膨胀机)	朗肯	水	砾石	—	59.4
谢英柏等(2020) ^[15]	MATLAB+REFPROP	林德	朗肯	—	—	—	10~60
潘崇耀等(2022) ^[16]	Aspen HYSYS	LNG预冷	朗肯	海水	无	10	137.82
苏要港等(2022) ^[17]	Aspen HYSYS	LNG预冷林德	朗肯	无	—	0.19	110.2

注:循环效率=发电量/耗电量×100%,LNG冷能不计入电量;“—”表示文献中未提及该信息。

范围,可以极大减少空气液化耗能,使 LAES 的循环效率可以突破 100%。

目前针对 LAES 系统级的实验研究还相当缺乏,仅 Highview Power LAES 中试装置公开了一部分现场试验测试数据^[18]。该中试装置于 2010 年在英国斯劳(Slough)开始运行,额定规模为 350 kW/2.5 MWh,随后被搬迁到伯明翰大学进行进一步的研究和开发,于 2015—2018 年公开了部分测试数据^[19-20]。文章基于 Highview Power LAES 中试装置建立热力学建模,采用 MATLAB+REFPROP 作为建模工具,利用中试装置公开的测试数据验证模型的准确性。在此基础上,分析该中试装置的焓损失以及关键操作参数对储能过程和释能过程的影响规律,为提高 LAES 系统的循环效率提供参考依据。

1 Highview Power LAES 中试装置

Highview Power LAES 中试装置的流程如图 1(a)所示,现场设备如图 1(b)所示。空气液化部分由成都空分公司提供,采用改进的克劳德循环。循环压缩机和主压缩机均为螺杆式压缩机,由阿特拉斯-科普柯提供,两台压缩机由变速电机驱动,可调节空气质量流量。冷箱低温端设置了一个液体浸没式过冷换热器,旨在降低局部富氧液体蒸发导致的碳氢化合物着火的风险^[9]。蓄冷器由 8 个石英岩填充床组成,这些填充床可以串联或并联,安装在集装箱内,采用珍珠岩绝热^[9]。冷量通过释能后的干空气从汽化器中回收。释能部分由往复式低温泵、换热器和四级膨胀机组成。低温泵同样由变速电机驱动,可控制释能压力。膨胀机前的加热器为逆流式换热器,由水-乙二醇加热低温空气,热量来自邻近发电站的余热,使各级膨胀机入口温度维持在 288 ~ 343 K。四级串联的膨胀机由 Concepts NREC 提供,实现近似等温膨胀。

在储能高压为 12 bar、释能压力为 56 bar 的操作条件下,释能功率 210 kW,储能循环效率仅 8%^[19]。效率低的原因有待进一步分析。目前仅公开了中试装置储能过程和释能过程分开测试的数据,且储能过程使用空气、释能过程使用液氮作为工质。因此,文章将分别对储能过程和释能过程进行热力学建模与分析。

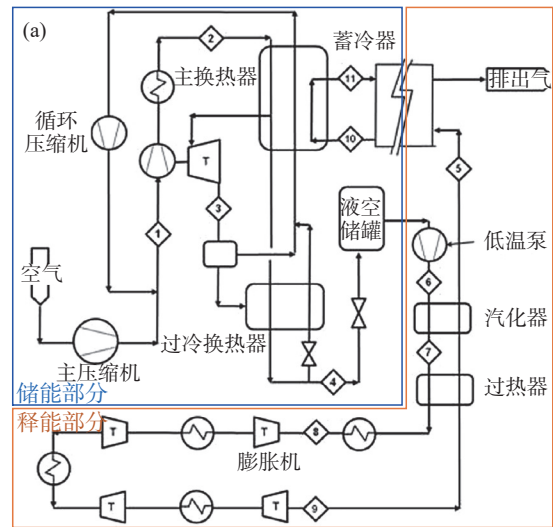


图 1 LAES 中试装置的流程图 (a)^[19] 和现场照片 (b)^[11]
Fig. 1 Flow chart (a)^[19] and site photo (b)^[11] of LAES pilot plant

2 热力学模型及其验证

2.1 储能过程热力学模型

Highview Power LAES 中试装置的储能过程如图 2 所示。针对各个部件建立质量平衡与能量平衡方程,根据已知的部分条件求解 19 个状态点的温度、压力、质量流量等热力学状态。

进料空气以室温常压状态进入压缩机组,经主压缩机和增压机绝热压缩到指定压力然后冷却至室温;未液化的回流空气经循环压缩机和增压机绝热压缩到指定压力然后冷却至室温。主压缩机的功率和放热量为:

$$W_{c,m} = m_m(h_{2'} - h_1) = m_m \cdot \frac{h_{2,s} - h_1}{\eta_c} \quad (1)$$

$$Q_{c,m} = m_m(h_{2'} - h_2) \quad (2)$$

式中:

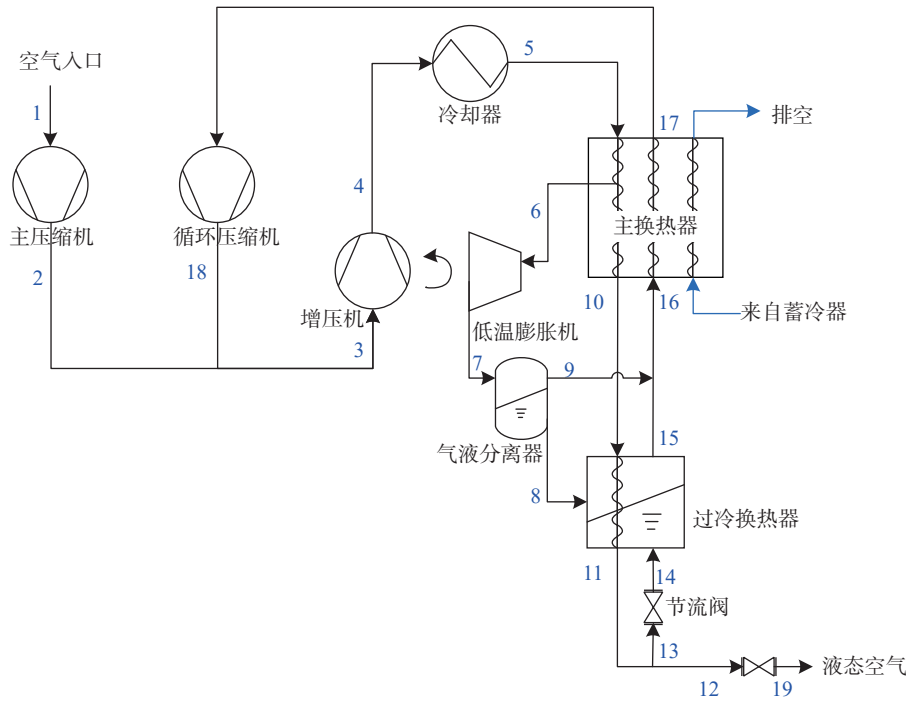


图 2 LAES 中试装置储能过程流程图^[20]

Fig. 2 Flow chart of LAES pilot plant charge process^[20]

$W_{c,m}$ ——主压缩机功率(kW);

m_m ——主压缩机质量流量(kg/s);

h ——空气比焓(kJ/kg);

η_c ——压缩机等熵效率;

$Q_{c,m}$ ——主压缩机放热量(kW)。

下标 s 表示等熵过程, 2 表示压缩终了状态。循环压缩机的功率 $W_{c,r}$ 和放热量 $Q_{c,r}$ 计算方法与主压缩机相同, 两台压缩机的功率之和为压缩机组总功率。

增压机由低温膨胀机驱动, 压缩终了压力 p_4 由低温膨胀机的输出功率确定, 反过来 p_4 又决定了低温膨胀机的入口压力 p_6 , 即低温膨胀机的做功能力。计算过程中, 4 点的热力学状态需要迭代求解, 使低温膨胀机的传动功率等于增压机的耗功, 即同时满足下列两个式子:

$$W_{c,b} = m_b(h_4 - h_3) = W_e \cdot \eta_{e,b} \quad (3)$$

$$W_{c,b} = m_b(h_4 - h_3) = m_b \cdot \frac{h_{4,s} - h_3}{\eta_b} \quad (4)$$

式中:

$W_{c,b}$ ——增压机功率(kW);

m_b ——增压机质量流量(kg/s);

W_e ——低温膨胀机输出功率(kW);

$\eta_{e,b}$ ——低温膨胀机驱动增压机的传动效率;

η_b ——增压机等熵效率。

低温膨胀机输出功率为:

$$W_e = m_e(h_6 - h_7) = m_e(h_6 - h_{7,s})\eta_e \quad (5)$$

式中:

m_e ——低温膨胀机质量流量(kg/s);

η_e ——膨胀机等熵效率。

低温膨胀机的制冷量与输出功率相等, 即 $Q_c = W_e$ 。

压缩后的空气经冷却器降温至室温:

$$Q_{c,b} = m_b(h_4 - h_5) \quad (6)$$

式中:

$Q_{c,b}$ ——冷却器放热量(kW)。

低温膨胀机出口空气被少量液化, 进入气液分离器, 分离后的气体进入主换热器为其提供冷量, 液体进入过冷换热器为其提供冷量, 状态点 7 的干度 x_7 决定了气体和液体的质量。

$$m_7 = m_e = m_8 + m_9 \quad (7)$$

$$m_9 = x_7 \cdot m_7 \quad (8)$$

主换热器为三股流体的逆流式换热器。热流体为压缩后的空气, 从室温被冷却至 100 K 左右, 一股冷流体为未液化空气, 另一股冷流体来自蓄冷换热器。主换热器能量守恒和质量守恒分别为:

$$m_5 h_5 + m_{16} h_{16} = m_6 h_6 + m_{10} h_{10} + m_{17} h_{17} + Q_a \quad (9)$$

$$m_5 = m_6 + m_{10} \quad (10)$$

式中:

Q_{cs} ——蓄冷器带走的热量(kW)。

过冷换热器为两股流体的逆流式换热器,其中热流体为压缩后经主换热器冷却后的空气,冷流体来自节流阀和气液分离器。过冷换热器能量守恒和质量守恒分别为:

$$m_{10} h_{10} + m_8 h_8 + m_{14} h_{14} = m_{11} h_{11} + m_{15} h_{15} \quad (11)$$

$$m_{11} = m_8 + m_{10} \quad (12)$$

空气经主换热器和过冷换热器预冷到转化温度以下,此时焦耳-汤姆逊系数为正,节流后空气压力和温度均降低,空气被部分液化。节流为等焓过程:

$$h_{12} = h_{19} \quad (13)$$

$$h_{13} = h_{14} \quad (14)$$

根据 19 点的比焓和压力可以确定该点的干度 x_{19} ,即确定了液态空气量 m_{liq} 和液化率 y :

$$m_{liq} = m_{19} \cdot (1 - x_{19}) \quad (15)$$

$$y = m_{liq} / m_b \quad (16)$$

式中:

m_{liq} ——液体质量流量(kg/s);

y ——液化率。

液化耗能为每千克液态空气消耗的电能,即

$$W_{liq} = (W_{c,m} + W_{c,r}) / m_{liq} \quad (17)$$

式中:

w_{liq} ——液化能耗(kJ/kg)。

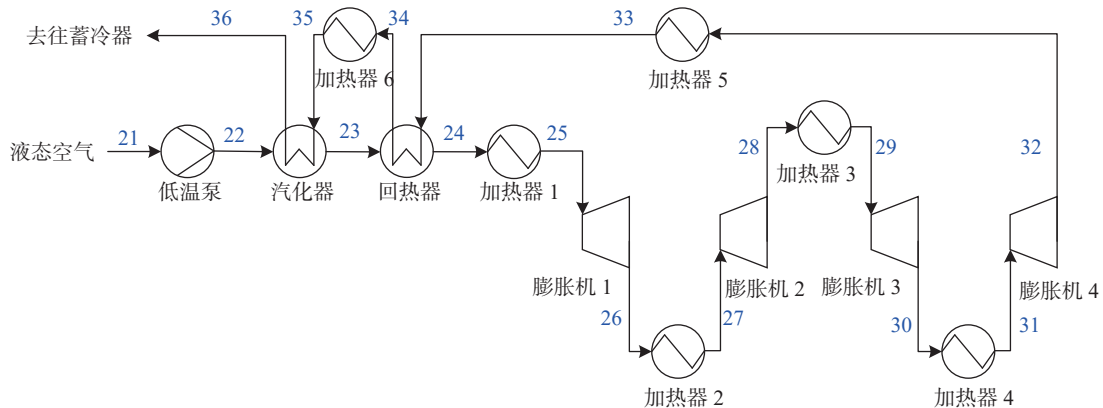


图 3 LAES 中试装置释能过程流程图^[20]

Fig. 3 Flow chart of LAES pilot plant discharge process^[20]

2.2 释能过程热力学模型

释能过程如图 3 所示。针对各个部件建立质量平衡与能量平衡方程,求解 16 个状态点的温度、压力、质量流量等热力学状态。

释能过程中,液体经低温泵加压至释能压力,低温泵消耗的能量和功率分别为:

$$w_p = h_{22} - h_{21} = \frac{p_{22} - p_{21}}{\rho_l \cdot \eta_p} \quad (18)$$

$$W_p = m_{dis} \cdot w_p \quad (19)$$

式中:

w_p ——低温泵能耗(kJ/kg);

p ——压力(kPa);

η_p ——低温泵等熵效率;

ρ_l ——液体密度(kg/m³);

W_p ——低温泵功率(kW);

m_{dis} ——释能过程液体质量流量(kg/s)。

汽化器和回热器都是逆流式换热器。换热器的热力学状态受到能量平衡和夹点温差的限制,以汽化器为例,其能量平衡方程为:

$$m_{dis}(h_{23} - h_{22}) = m_{dis}(h_{35} - h_{36}) \quad (20)$$

液空复温后以高温高压气体状态进入膨胀机组,经绝热膨胀带动发电机完成释能。膨胀机组总输出功率为 4 台膨胀机输出功率之和,每级膨胀机做功:

$$w_{t,1} = h_{25} - h_{26} = (h_{25} - h_{26,s})\eta_t \quad (21)$$

$$W_{t,1} = m_{dis} \cdot w_{t,1} \quad (22)$$

式中:

w_t ——膨胀机输出比功(kJ/kg);

W_t ——膨胀机输出功率(kW);

η_i ——膨胀机等熵效率。

系统的循环效率定义为单位质量液体在释能阶段输出能量与储能阶段消耗的能量之比, 代表着系统的综合储能效率。

$$\eta_{\text{cyc}} = \frac{\left(\sum_{j=1}^4 w_{i,j} \right) - w_p}{w_{\text{liq}}} \times 100\% \quad (23)$$

式中:

η_{cyc} ——循环电效率。

2.3 模型验证

将热力学模型在 MATLAB 环境中进行编程求解, 储能过程工质为空气, 释能过程工质为液氮, 采用以下假设条件: (1) 空气为氮气、氧气、氩气的混

合物, 物理性质从 REFPROP 软件调用; (2) 管道无压降, 主换热器中存在 0.2 bar 压降, 汽化器中存在 3.5% 压降; (3) 不存在漏热; (4) 气液分离器视为理想分离器, 不考虑气液夹带。

根据文献 [20] 公开的中试装置实测参数设定模型的入口空气参数、高压压力、节流后压力、释能压力等部分参数, 根据热力学模型计算其余状态点的热力学参数。储能过程各状态点的计算结果与测量结果列于表 2, 释能过程计算结果列于表 3。计算结果与测量结果比较接近, 表明热力学模型能较好地反映中试装置的运行情况。

表 2 和表 3 对应的储能、释能过程中各主要设备的能耗与做功功率计算结果列于表 4。储能过程

表 2 储能过程热力学状态计算与测量结果

Tab. 2 Calculated and measured thermodynamic states of charge process

状态点	T/K		p/bar		m/(kg·s ⁻¹)		h/(kJ·kg ⁻¹)	备注
	测量值	计算值	测量值	计算值	测量值	计算值	计算值	
1	304.95	304.95	1	1	0.6	0.4	431.28	主压缩机等熵效率63%
2	297.95	297.95	10	10	0.6	0.4	422.19	—
3	297.95	297.95	10	10	2.3	2.3	422.19	低温膨胀机-增压机传动效率85%
4	—	324.24	—	12.2	—	2.3	448.59	增压机等熵效率66.1%
5	297.95	297.95	12.2	12.2	2.3	2.3	421.69	—
6	130.55	130.55	12	12	1.8	1.8	242.65	低温膨胀机等熵效率70%
7	83.85	83.85	1.3	1.3	1.8	1.8	202.96	—
8	—	81.20	—	1.3	—	0.03	7.64	由7点的压力和干度确定的饱和液
9	—	83.90	—	1.3	—	1.77	206.37	由7点的压力和干度确定的饱和气
10	—	109.54	—	12	—	0.5	91.67	—
11	—	102.16	—	12	—	0.5	47.41	—
12	102.15	102.16	12	12	0.4	0.4	47.41	—
13	—	102.16	—	12	—	0.1	47.41	—
14	—	81.70	—	1.3	—	0.1	47.41	—
15	—	83.90	—	1.3	—	0.13	206.37	—
16	83.85	83.90	1.3	1.3	1.9	1.9	206.37	—
17	296	296	1.1	1.1	1.7	1.9	422.25	循环压缩机等熵效率63%
18	298	297.95	10	10	1.7	1.9	422.19	—
19	—	99.78	—	6.5	—	0.4	47.41	—

注: **粗斜体**表示在计算中该变量的数值被设定为与测量值相等。

表 3 释能过程热力学状态计算与测量结果
Tab. 3 Calculated and measured thermodynamic states of discharge process

状态点	T/K		p/bar		m/(kg·s ⁻¹)		h/(kJ·kg ⁻¹)	备注
	测量值	计算值	测量值	计算值	测量值	计算值	计算值	
21	—	103.8	—	10	—	1.67	-64.33	—
22	109.4	106.6	42.5	42.5	1.67	1.67	-57.82	低温泵等熵效率75%
23	179.0	178.5	—	41.0	1.67	1.67	158.87	—
24	254.1	254.1	—	39.6	1.67	1.67	251.65	—
25	316.9	316.9	39.6	39.6	1.67	1.67	321.61	被热水加热到43.7℃
26	279.7	279.7	—	17.6	1.67	1.67	285.85	膨胀机1膨胀比2.25, 等熵效率53%
27	328.2	328.2	17.6	17.6	1.67	1.67	337.64	被热水加热到55℃
28	302.2	302.2	—	9.7	1.67	1.67	311.65	膨胀机2膨胀比1.81, 等熵效率49%
29	316.9	316.9	9.7	9.7	1.67	1.67	327.11	被热水加热到43.7℃
30	269.9	269.9	—	3.8	1.67	1.67	279.07	膨胀机3膨胀比2.55, 等熵效率62.3%
31	317.3	317.3	3.8	3.8	1.67	1.67	328.67	被热水加热到44.1℃
32	273.1	273.0	1.4	1.4	1.67	1.67	282.95	膨胀机4膨胀比2.71, 等熵效率55.8%
33	317.7	318.2	—	1.4	1.67	1.67	330.02	被热水加热到45℃
34	—	229.1	—	1.4	1.67	1.67	237.23	—
35	—	318.2	—	1.4	1.67	1.67	330.02	被热水加热到45℃
36	111.3	111.3	—	1.4	1.67	1.67	113.34	—

注: **粗斜体**表示在计算中该变量的数值被设定为与测量值相等。

表 4 储能释能主要设备的功率

Tab. 4 Power of major equipment during charge and discharge

储能过程参数	数值	释能过程参数	数值
$W_{c,m}/\text{kW}$	180.77	W_p/kW	10.87
$Q_{c,m}/\text{kW}$	184.40	$W_{c,1}/\text{kW}$	59.72
$W_{c,1}/\text{kW}$	787.56	$W_{c,2}/\text{kW}$	43.40
$Q_{c,1}/\text{kW}$	787.68	$W_{c,3}/\text{kW}$	80.15
$W_{c,2}/\text{kW}$	60.73	$W_{c,4}/\text{kW}$	76.35
$Q_{c,2}/\text{kW}$	61.87	$Q_{n,1}/\text{kW}$	116.83
W_c/kW	71.45	$Q_{n,2}/\text{kW}$	86.50
$Q_{c,3}/\text{kW}$	77.1	$Q_{n,3}/\text{kW}$	25.81
y	0.17	$Q_{n,4}/\text{kW}$	82.75
$w_{liq}/(\text{kWh}\cdot\text{kg}^{-1})$	0.69	$Q_{n,5}/\text{kW}$	78.61
—	—	$Q_{n,6}/\text{kW}$	154.95
—	—	$w_{dis}/(\text{kWh}\cdot\text{kg}^{-1})$	0.041

液化率仅 0.17, 液化能耗 0.69 kWh/kg, 而克劳德循环的液化率通常在 0.6 以上, 液化能耗约 0.3 kWh/kg^[21]。释能过程低温泵耗功 10.87 kW, 四级膨胀机共输出 248.75 kW, 单位质量液氮做功 0.041 kWh/kg。若忽

略储能和释能过程工质的差异, 则循环效率 $\eta_{cyc}=0.041/0.69\times 100\%=6\%$ 。文献报道该中试装置的循环效率为 5%~8%^[19]。这么低的循环效率使该中试装置的实用性很低, 有必要对循环的焓损失及关键参数的影响进行分析, 寻求提升循环效率的方法。

3 结果与分析

3.1 焓分析

根据热力学第二定律, 能量并不总是全部转换为功。其中可转换为功的能量被称为焓, 能量中焓的比例越大表示其品味越高。焓在不可逆过程中会损耗。焓分析通过揭示各个过程存在的焓损, 反映各环节能量转换与传递的完善程度, 其中焓损最大的环节是最需要优化的。机械能和电能原则上可以全部转化为功, 因此全为焓。流动的流体所具有的焓称为焓焓, 可表示为:

$$E_i = m_i \cdot [h_i - h_a - T_a(s_i - s_a)] \quad (24)$$

式中:

E_i ——第 i 个状态点的焓焓(kW);

T_a ——环境温度(K);

s_i ——第 i 个状态点的比熵 [kJ/(kg·K)];

s_a ——环境状态比熵 [kJ/(kg·K)]。

文章中环境状态的温度和压力分别为 300 K 和 1 bar。

热量不能全部转化为功, 其具有的熵可表示为:

$$E_{h,j} = \left(1 - \frac{T_a}{\bar{T}_{h,j}}\right) Q_{h,j} \quad (25)$$

式中:

$E_{h,j}$ ——第 j 个加热器的热量熵(kW);

$\bar{T}_{h,j}$ ——第 j 个加热器的平均温度(K);

$Q_{h,j}$ ——第 j 个加热器的热量(kW)。

各个设备的熵平衡方程为:

$$\Delta E = \sum E_{in} - \sum E_{out} \quad (26)$$

式中:

ΔE ——熵损(kW)。

下标 in 表示输入, out 表示输出。输入或输出的熵包括机械能、电能、焓熵和热量熵。

分别计算各个设备的熵损, 所有设备的熵损之和为该过程的总熵损。熵效率定义为系统有效利用的熵和外界输入系统的熵的比值。储能过程和释能过程的熵效率表达式如下:

$$\eta_E = \left(1 - \frac{\sum \Delta E}{\sum E_{in}}\right) \times 100\% \quad (27)$$

式中:

η_E ——熵效率。

表 2 和表 3 对应的储能、释能过程中主要设备的熵损如图 4 所示。

储能过程的总熵损为 767 kW, 外界输入储能过程的熵为 1029 kW, 可得储能过程熵效率为 25.5%。如图 4(a) 所示, 熵损最大的设备是循环压缩机, 占总熵损的比例达 55.7%。一方面是因为 78% 的空气由循环压缩机增压, 而且 787.68 kW 的压缩热未被回收利用; 另一方面循环压缩机的等熵效率仅 63%, 不可逆损失较大。降低储能过程熵损可以从回收压缩热^[22]、提升压缩机等熵效率着手。此外, 可以尝试将合适的冷源引入系统, 用来降低压缩机进口空气温度, 减少压缩机的功耗^[17]。

释能过程的总熵损为 611.7 kW, 外界输入释能过程的熵为 1.102 MW, 释能熵效率为 44.5%。如图 4(b) 所示, 熵损最大的设备是汽化器, 占总熵损的

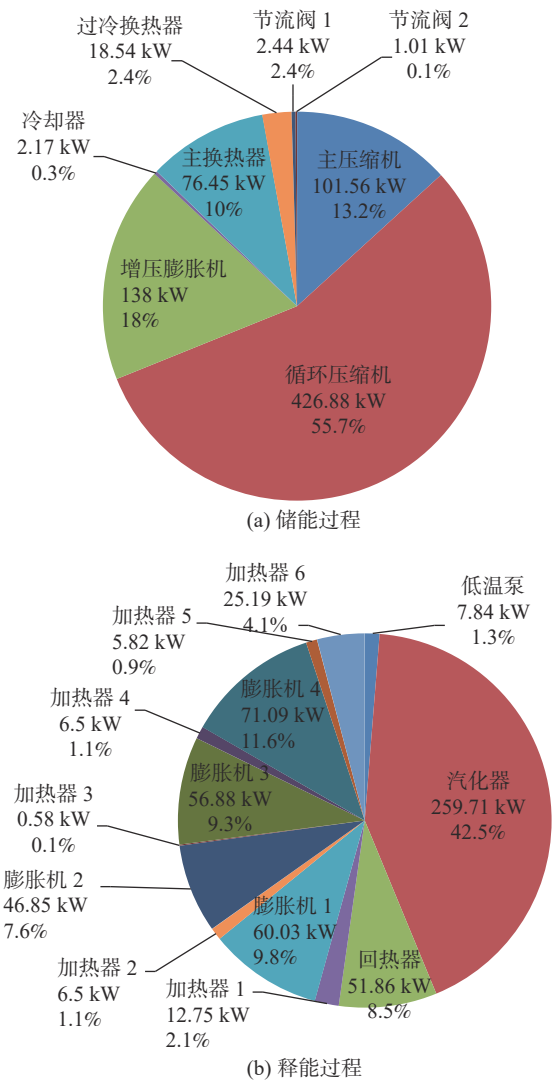


图 4 熵损分布

Fig. 4 Exergy loss

比例达 42%。汽化器中冷热两股流体在汽化器热端(状态点 23 和 35)的温差达到约 140 K, 如此巨大的换热温差使得该换热器不可逆损失较大。降低释能过程熵损可以从优化换热物流匹配, 减小换热温差入手。

3.2 关键参数对储能过程的影响

Highview Power LAES 中试装置在不改变工艺流程的情况下, 影响储能过程效率的独立变量有以下 6 个: 高压压力 p_2 、节流后压力 p_{19} 、增压膨胀机流量 m_6 、增压膨胀机入口温度 T_6 、节流流量 m_{13} 、蓄冷器回收冷量 Q_{cs} 。本节通过控制变量法逐一分析 6 个关键参数对液化率和液化能耗的影响, 6 组参数的设置范围见表 5。

表 5 储能过程参数设置范围
Tab. 5 Parameter setting range of charge process

组别	p_2/bar	p_{19}/bar	$m_0/(\text{kg}\cdot\text{s}^{-1})$	T_0/K	$m_{13}/(\text{kg}\cdot\text{s}^{-1})$	Q_{cs}/kW
1	7~20	1	1.8	130.55	0.1	77.1
2	10	1~7.5	1.8	130.55	0.1	77.1
3	10	1	1.7~1.83	130.55	0.1	77.1
4	10	1	1.8	120~150	0.1	77.1
5	10	1	1.8	130.55	0.04~0.14	77.1
6	10	1	1.8	130.55	0.1	60~140

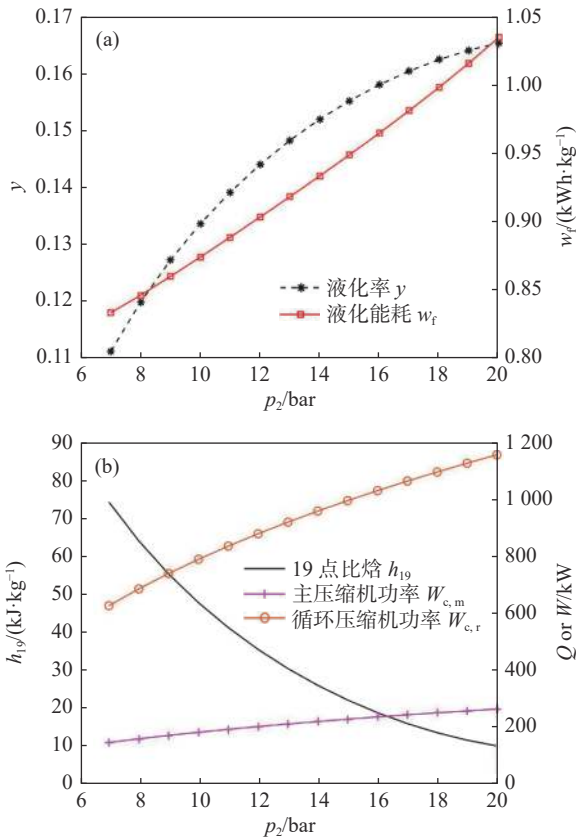


图 5 压缩机高压压力 p_2 的影响
Fig. 5 Effect of compressor high pressure

高压压力 p_2 对液化率和液化能耗的影响规律如图 5 所示。随着 p_2 增大, 液化率和液化能耗同时增加。当 p_2 超过 13 bar 时, 液化率增速放缓, 而液化能耗几乎线性增加, 如图 5(a) 所示。图 5(b) 解释了液化率和液化能耗增加的原因。 p_2 增加意味着压缩后比焓 h_2 降低, 从而使节流后比焓 h_{19} 显著减低, 状态点 19 为气液两相, 其他条件不变时, 比焓越低液化率越高。另一方面, p_2 增加使主压缩机和循环压缩机功率均增加。 p_2 从 7 bar 增加至 20 bar, 液化率增加 48%, 压缩机组功率增加了 84%, 两者综合的结果

导致液化能耗增加 24%。因此不宜依靠增加 p_2 来提升液化率, 对于此中试装置, 10 bar 左右是较合适的。

中试装置节流后(状态点 19)的气液两相空气全部进入储罐, 因此要求 19 点的干度低于 0.1(即液体质量分数高于 0.9), 否则无法有效利用储罐容积。节流后的干度由压力 p_{19} 及其比焓 h_{19} 共同决定。 h_{19} 主要受高压压力 p_2 影响, 保持其他变量不变, p_{19} 对液化率和液化能耗的影响规律如图 6 所示。随着 p_{19} 增大, 液化率增加、液化能耗降低。这是由空气的等焓线所决定的。图 6(b) 为空气的温熵图, 其中红色等焓线表示节流过程, 压力越高, 等焓线越靠近左侧饱和液线, 即液化率越高。 p_{19} 增大不影响压缩机组的功率, 因此液化能耗随液化率升高而降低。需要注意的是, 节流后压力越高越好仅适用于节流后气液两相全部进入储罐这种情况。实际上更为常见的做法是节流至更低压力(如 3 bar)气液分离后仅液态空气进入储罐, 气态空气回流至换热器提供冷量^[23]。因为较低的液空压力对应着较低的温度, 有利于更长时间的存储。

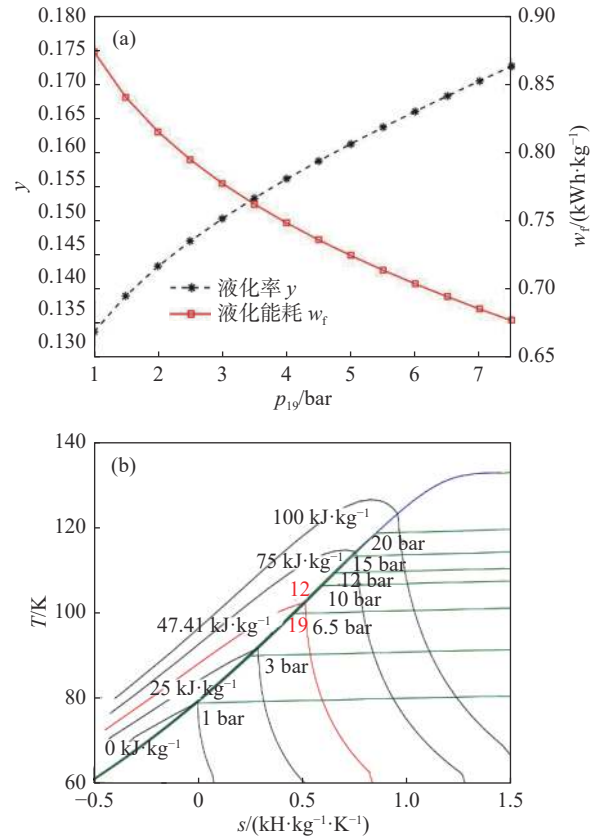


图 6 节流后压力 p_{19} 的影响
Fig. 6 Effect of the pressure after throttling

增压膨胀机分流量 m_6 和入口温度 T_6 是影响储能过程制冷量的关键参数。图 7(a) 表明随着 m_6 增大, 液化率几乎线性增加, 液化能耗下降且下降速率逐渐减小。 m_6 增加使增压膨胀机的制冷量增加, 从而将节流前的空气(状态点 12)预冷至更低温度, 使液化率更高。同时, m_6 增加使循环压缩机流量增加、主压缩机流量减少, 总体来看压缩机功率略微下降。得益于液化率升高, 因此液化能耗降低。值得注意的是, 1.83 kg/s 是 m_6 的上限, 再增加 m_6 将导致节流前温度低于空气转化曲线的下限, 导致节流产生制热效应。中试装置将 m_6 设置为 1.8 kg/s 是合适的选择。保持 m_6 为 1.8 kg/s, 逐渐增大 T_6 , 液化率近似线性增加, 同时液化能耗线性下降, 如图 7(b) 所示。增压膨胀机入口温度越高使其制冷量增加、做功能力增强, 有利于空气液化。中试装置增压膨胀机入口温度为 130.55 K, 在不影响主换热器传热温差的前提下可以适当提高该温度。

中试装置区别于克劳德循环的另一独特之处在

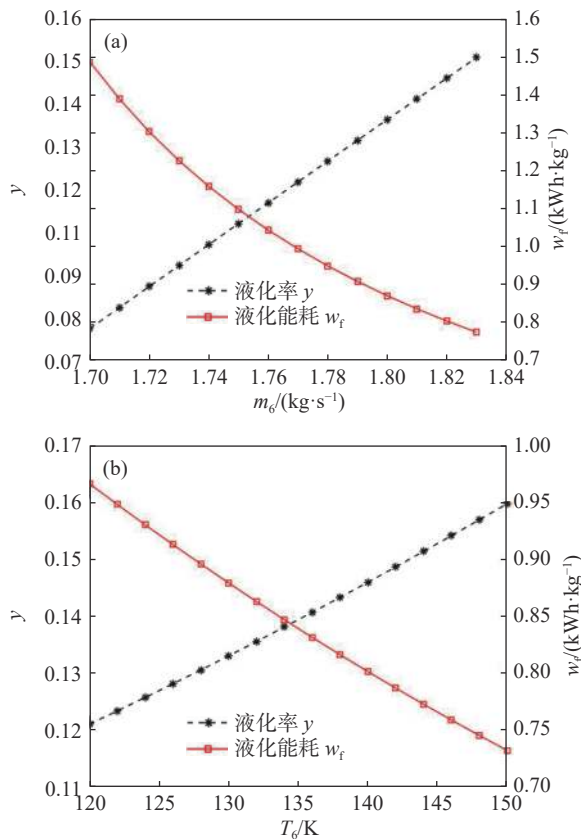


图 7 低温膨胀机入口流量 m_6 (a) 和入口温度 T_6 (b) 的影响
Fig. 7 Influence of inlet flow (a) and inlet temperature (b) of cryogenic expander

于分出一小股流体节流制冷(状态点 13), 将高压空气在过冷换热器中进一步预冷。节流制冷流量 m_{13} 对液化率和液化能耗的影响如图 8(a) 所示, 随着 m_{13} 增大, 液化率线性增加, 液化能耗逐渐降低。对比图 8(a) 和图 7(a), 不难发现 m_{13} 和 m_6 的影响规律是一致的。分流的 m_{13} 和 m_6 都发挥制冷作用, 由于增压膨胀机的不可逆损失比节流阀更小, 因此大部分制冷量由增压膨胀机提供。除上述两部分制冷量之外, 储能过程还有一部分制冷量为蓄冷量 Q_{cs} 。蓄冷量越大则液化率越高、液化能耗越低, 如图 8(b) 所示。蓄冷量来自释能过程的汽化器, 仅回收了 110 K 到 180 K 的冷量 88.4 kW, 被储能过程利用了 77.1 kW。回热器所具有的 180 K 到 254 K 的冷量(35.6 kW)被加热器 6 消耗, 实际上被浪费了。若将释能过程回热器的冷量回收, 可进一步提升液化率、降低液化能耗。

为方便比较上述具有不同量纲的参数对储能过程的影响程度, 将这些参数无量纲化, 用液化能耗的变化率和参数变化率比值的绝对值来表示各关键参

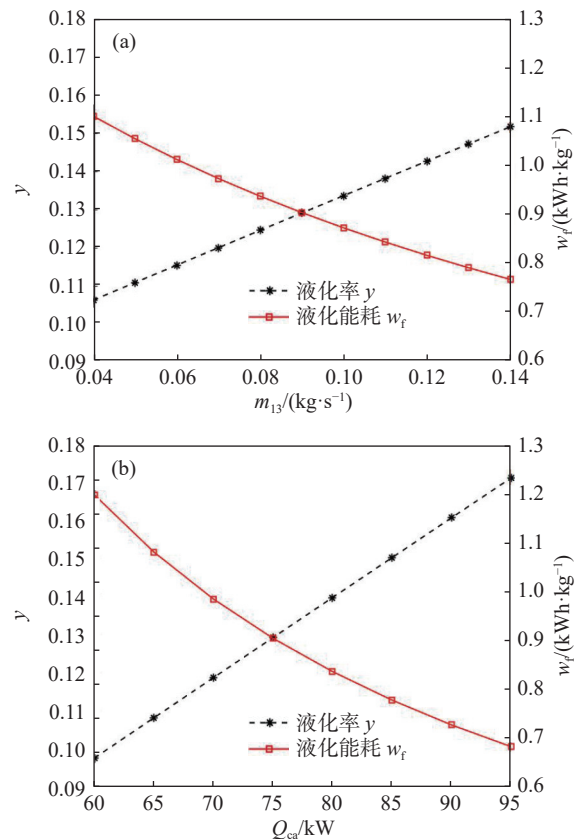


图 8 节流制冷流量 m_{13} (a) 和蓄冷量 Q_{cs} (b) 的影响
Fig. 8 Effect of throttling mass flow (a) and cold storage capacity (b)

数的影响程度。这些无量纲比值越大说明该参数对系统性能的影响程度越大。如表 6 所示, 储能过程中对液化能耗影响最大的关键参数是增压膨胀机分

流量 m_6 , 影响最小的参数是节流后压力 p_{19} 。在进行设计优化时, 应优先保证增压膨胀机分流量 m_6 在最优取值区间。

表 6 储能过程关键参数对循环效率的影响程度

Tab. 6 Influence degree of key parameters of charge process on cycle efficiency

$\left \frac{\Delta w_f / \Delta p_{22}}{w_f / p_{22}} \right $	$\left \frac{\Delta w_f / \Delta p_{19}}{w_f / p_{19}} \right $	$\left \frac{\Delta w_f / \Delta m_6}{w_f / m_6} \right $	$\left \frac{\Delta w_f / \Delta T_6}{w_f / T_6} \right $	$\left \frac{\Delta w_f / \Delta m_{13}}{w_f / m_{13}} \right $	$\left \frac{\Delta w_f / \Delta Q_{cs}}{w_f / Q_{cs}} \right $
0.130	0.035	6.236	0.285	0.121	0.737

3.3 关键参数对释能过程的影响

释能过程即液空汽化发电过程, 其最重要的评价指标是输出功率。根据输出功率和液化过程的能耗可以计算得到 LAES 循环效率。释能过程的独立变量有释能高压压力 p_{22} 和 4 台膨胀机的入口温度 T_{25} 、 T_{27} 、 T_{29} 、 T_{31} 。为简化分析, 将 4 台膨胀机入口温度视为一致 $T_{t,in}$ 。从而释能过程的关键参数仅 p_{22} 和 $T_{t,in}$ 两个。通过控制变量法分析上述两个关键参数对输出功率和循环效率的影响, 参数设置范围见表 7。

表 7 释能过程参数设置范围

Tab. 7 Parameter setting range of discharge process

组别	p_{22}/bar	T_{25}/K	T_{27}/K	T_{29}/K	T_{31}/K
1	30 ~ 60	316.9	328.2	316.9	317.3
2	42.5	300 ~ 400	同 T_{25}	同 T_{25}	同 T_{25}

释能高压压力 p_{22} 直接决定了膨胀机组的入口压力, 图 9(a) 表明 p_{22} 越高释能过程输出功率越大, 循环效率越高。同时, p_{22} 越高将使状态点 22 的比焓越大, 导致汽化器可回收的冷量越少, 因此循环效率的增速逐渐减缓。图 9(b) 表明膨胀机入口温度越高, 释能过程输出功率越大, 循环效率越高。同时, 对加热量的需求也越大。中试装置的膨胀机级间再热由 60 °C 的发电厂余热供热, 因此膨胀机入口温度不到 330 K, 限制了膨胀机的输出功率。另一方面, 压缩机组的放热量(972 kW)并未加以利用。将压缩机组放热量中高于 60 °C 的部分加以利用, 提高膨胀机入口温度, 可以有效提升释能输出功率和循环效率。

用单位做功量的变化率和参数变化率的比值表示各关键参数的影响程度。计算结果如表 8 所示, 释能过程中对单位做功量影响最大的关键参数是膨胀机入口温度 $T_{t,in}$, 在进行设计优化时, 应优先保证 $T_{t,in}$ 在最优取值区间。

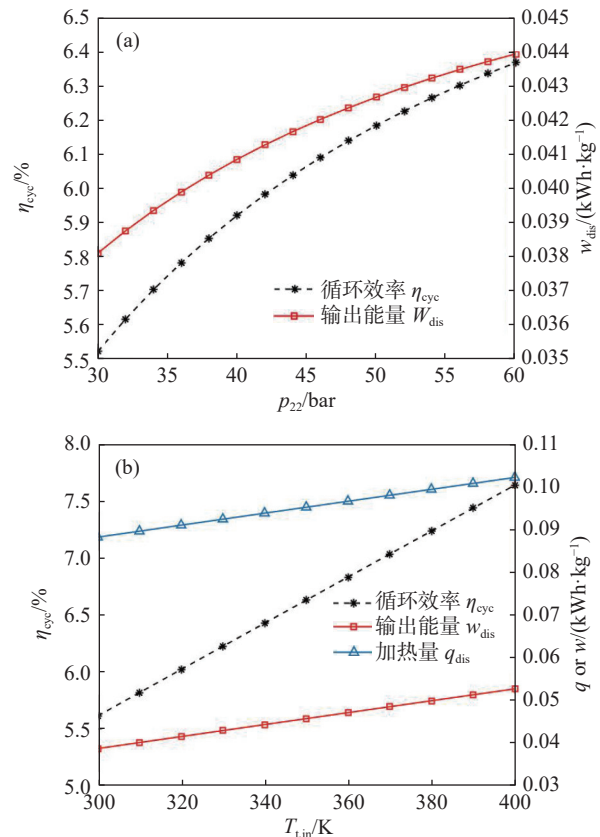


图 9 释能高压压力 p_{22} (a) 和膨胀机入口温度 $T_{t,in}$ (b) 的影响
Fig. 9 Effect of high pressure of discharge (a) and expander inlet temperature (b)

表 8 释能过程关键参数对循环效率的影响程度

Tab. 8 Influence degree of key parameters of discharge process on cycle efficiency

$\left \frac{\Delta w_{dis} / \Delta p_{22}}{w_{dis} / p_{22}} \right $	$\left \frac{\Delta w_{dis} / \Delta T_{t,in}}{w_{dis} / T_{t,in}} \right $
0.153	1.080

在上述控制变量法的基础上, 中试装置 8 个关键参数的初步优化结果见表 9。优化后的储能过程运行在更低压力, 一方面降低了压缩机能耗, 另一方面以更低压力储存液空更安全可靠; 优化后的释能

表 9 储能释能过程参数初步优化结果

Tab. 9 Preliminary optimization results of charge and discharge process parameters

变量	p_2/bar	p_{19}/bar	$m_6/(\text{kg}\cdot\text{s}^{-1})$	T_6/K	$m_{13}/(\text{kg}\cdot\text{s}^{-1})$	Q_{cs}/kW	p_{22}/bar	T_{tun}/K	$\eta_{\text{cyc}}/\%$
中试装置	10	6.5	1.8	130.55	0.1	77.1	42.5	316.9 ~ 328.2	6
本研究	9	3	1.82	131	0.1	81	60	400	8.4

过程运行在更高的压力和温度,以增加做功量。中试装置的循环效率从 6% 提高到 8.4%。尽管循环效率有了一定程度的提升,但仍然很低,主要受限于工艺流程,比如压缩热未利用、180 K 到 254 K 的冷量被浪费等。参考表 1 中所列循环效率超过 40% 的 LAES 系统,中试装置的流程可以在以下方面进行改进:(1)液化循环由克劳德循环调整为卡皮查循环;(2)增加储热循环,用以回收主压缩机和循环压缩机的热量,提升膨胀机入口温度;(3)调整蓄冷循环,用单独的蓄冷回路替代排出气蓄冷的方案,使蓄冷温度不再受限于排出气温度,进一步回收冷量。

4 结论

文章根据 Highview Power 液化空气储能中试装置的工艺流程建立了热力学建模,利用公开的测试数据验证了热力学模型的准确性。该中试装置循环效率仅 6%,通过焓分析发现储能过程焓损最大的设备是循环压缩机,其焓损占储能过程总焓损的 55.7%;释能过程焓损最大的设备是汽化器,其焓损占释能过程总焓损的 42%。回收压缩热、提升压缩机等熵效率、优化汽化器换热温差等措施将有效改善循环效率。

通过控制变量法探究关键操作参数对储能过程液化率、液化能耗、释能过程输出功率、循环效率的影响。结果表明尽量提升增压膨胀机入口温度、回收释能过程回热器的冷量有助于提升储能过程液化率、降低液化能耗;提高释能高压压力和膨胀机组入口温度有助于提升系统的输出功率和循环效率。总结了一组优化后的关键操作参数,使循环效率从 6% 提高到 8.4%。

尽管控制变量法是揭示 LAES 关键参数影响规律的常用方法,但其局限性在于无法对同类型变量进行优化分配。针对 LAES 系统开展多参数协同优化值得进一步的研究。此外,中试装置的工艺流程存在一些不足,可以在以下方面进行改进:将液化循

环调整为卡皮查循环;增加储热循环回收压缩热;设置单独的蓄冷循环。

参考文献:

- [1] 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.2095-4239.2023.0330.
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.2095-4239.2023.0330.
- [2] 郭祚刚,马溪原,雷金勇,等. 压缩空气储能示范进展及商业应用场景综述 [J]. 南方能源建设, 2019, 6(3): 17-26. DOI: 10.16516/j.gedi.issn2095-8676.2019.03.003.
GUO Z G, MA X Y, LEI J Y, et al. Review on demonstration progress and commercial application scenarios of compressed air energy storage system [J]. *Southern energy construction*, 2019, 6(3): 17-26. DOI: 10.16516/j.gedi.issn2095-8676.2019.03.003.
- [3] 何青,罗宁,刘文毅. 基于全寿命周期成本的压缩空气储能系统储气装置经济性分析 [J]. 化工进展, 2018, 37(增刊 1): 67-74. DOI: 10.16085/j.issn.1000-6613.2018-1116.
HE Q, LUO N, LIU W Y. Economic analysis of gas storage devices for compressed air energy storage system based on life cycle cost [J]. *Chemical industry and engineering progress*, 2018, 37(Suppl. 1): 67-74. DOI: 10.16085/j.issn.1000-6613.2018-1116.
- [4] 孙潇,朱光涛,裴爱国. 液化空气储能基本循环的热力学分析 [J]. 南方能源建设, 2022, 9(4): 53-62. DOI: 10.16516/j.gedi.issn2095-8676.2022.04.007.
SUN X, ZHU G T, PEI A G. Thermodynamic analysis of basic cycles of liquid air energy storage system [J]. *Southern energy construction*, 2022, 9(4): 53-62. DOI: 10.16516/j.gedi.issn2095-8676.2022.04.007.
- [5] QI M, PARK J, LEE I, et al. Liquid air as an emerging energy vector towards carbon neutrality: a multi-scale systems perspective [J]. *Renewable and sustainable energy reviews*, 2022, 159: 112201. DOI: 10.1016/j.rser.2022.112201.
- [6] OSORIO J D, PANWAR M, RIVERA-ALVAREZ A, et al. Enabling thermal efficiency improvement and waste heat recovery using liquid air harnessed from offshore renewable energy sources [J]. *Applied energy*, 2020, 275: 115351. DOI: 10.1016/j.apenergy.2020.115351.
- [7] 赵明,陈星,梁俊宇,等. 基于液态空气储能技术的新型整体煤气化联合循环系统分析 [J]. 化工进展, 2015, 34(增刊 1): 75-

79.
ZHAO M, CHEN X, LIANG J Y, et al. Thermodynamic analysis of a novel IGCC system based on LAES technology [J]. *Chemical industry and engineering progress*, 2015, 34(Suppl. 1): 75-79.
- [8] GUIZZI G L, MANNO M, TOLOMEI L M, et al. Thermodynamic analysis of a liquid air energy storage system [J]. *Energy*, 2015, 93: 1639-1647. DOI: [10.1016/j.energy.2015.10.030](https://doi.org/10.1016/j.energy.2015.10.030).
- [9] MORGAN R, NEMES S, GIBSON E, et al. An analysis of a large-scale liquid air energy storage system [J]. *Proceedings of the institution of civil engineers - energy*, 2015, 168(2): 135-144. DOI: [10.1680/ener.14.00038](https://doi.org/10.1680/ener.14.00038).
- [10] GUO H, XU Y J, CHEN H S, et al. Thermodynamic characteristics of a novel supercritical compressed air energy storage system [J]. *Energy conversion and management*, 2016, 115: 167-177. DOI: [10.1016/j.enconman.2016.01.051](https://doi.org/10.1016/j.enconman.2016.01.051).
- [11] SCIACOVELLI A, VECCHI A, DING Y. Liquid air energy storage (LAES) with packed bed cold thermal storage – from component to system level performance through dynamic modelling [J]. *Applied energy*, 2017, 190: 84-98. DOI: [10.1016/j.apenergy.2016.12.118](https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2016.12.118).
- [12] PENG X D, SHE X H, CONG L, et al. Thermodynamic study on the effect of cold and heat recovery on performance of liquid air energy storage [J]. *Applied energy*, 2018, 221: 86-99. DOI: [10.1016/j.apenergy.2018.03.151](https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2018.03.151).
- [13] TAFONE A, BORRI E, COMODI G, et al. Liquid air energy storage performance enhancement by means of organic Rankine cycle and absorption chiller [J]. *Applied energy*, 2018, 228: 1810-1821. DOI: [10.1016/j.apenergy.2018.06.133](https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2018.06.133).
- [14] LIN X P, WANG L, XIE N N, et al. Thermodynamic analysis of the cascaded packed bed cryogenic storage based supercritical air energy storage system [J]. *Energy procedia*, 2019, 158: 5079-5085. DOI: [10.1016/j.egypro.2019.01.639](https://doi.org/10.1016/j.egypro.2019.01.639).
- [15] 谢英柏, 薛晓东. 液化空气储能与发电一体化系统的性能分析 [J]. *太阳能学报*, 2020, 41(4): 333-339. DOI: [10.19912/j.0254-0096.2020.04.046](https://doi.org/10.19912/j.0254-0096.2020.04.046).
XIE Y B, XUE X D. Performance analysis on an integrated system of liquefied air energy storage and electricity production [J]. *Acta energiae solaris sinica*, 2020, 41(4): 333-339. DOI: [10.19912/j.0254-0096.2020.04.046](https://doi.org/10.19912/j.0254-0096.2020.04.046).
- [16] 潘崇耀, 蒋庆峰, 冯国增, 等. 利用 LNG 冷能的液化空气储能系统热力学分析 [J]. *低温与超导*, 2022, 50(8): 57-63. DOI: [10.16711/j.1001-7100.2022.08.009](https://doi.org/10.16711/j.1001-7100.2022.08.009).
PAN C Y, JIANG Q F, FENG G Z, et al. Thermodynamic analysis of liquefied air energy storage system by using LNG cold energy [J]. *Cryogenics & superconductivity*, 2022, 50(8): 57-63. DOI: [10.16711/j.1001-7100.2022.08.009](https://doi.org/10.16711/j.1001-7100.2022.08.009).
- [17] 苏要港, 吴晓南, 廖柏睿, 等. 耦合 LNG 冷能及 ORC 的新型液化空气储能系统分析 [J]. *储能科学与技术*, 2022, 11(6): 1996-2006. DOI: [10.19799/j.cnki.2095-4239.2021.0700](https://doi.org/10.19799/j.cnki.2095-4239.2021.0700).
SU Y G, WU X N, LIAO B R, et al. Analysis of novel liquefied-air energy-storage system coupled with LNG cold energy and ORC [J]. *Energy storage science and technology*, 2022, 11(6): 1996-2006. DOI: [10.19799/j.cnki.2095-4239.2021.0700](https://doi.org/10.19799/j.cnki.2095-4239.2021.0700).
- [18] BORRI E, TAFONE A, ZSEMBINSZKI G, et al. Recent trends on liquid air energy storage: a bibliometric analysis [J]. *Applied sciences*, 2020, 10(8): 2773. DOI: [10.3390/app10082773](https://doi.org/10.3390/app10082773).
- [19] MORGAN R, NEMES S, GIBSON E, et al. Liquid air energy storage - analysis and first results from a pilot scale demonstration plant [J]. *Applied energy*, 2015, 137: 845-853. DOI: [10.1016/j.apenergy.2014.07.109](https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2014.07.109).
- [20] SCIACOVELLI A, SMITH D, NAVARRO M E, et al. Performance analysis and detailed experimental results of the first liquid air energy storage plant in the world [J]. *Journal of energy resources technology*, 2018, 140(2): 20908. DOI: [10.1115/1.4038378](https://doi.org/10.1115/1.4038378).
- [21] HAMDY S, MOSER F, MOROSUK T, et al. Exergy-based and economic evaluation of liquefaction processes for cryogenics energy storage [J]. *Energies*, 2019, 12(3): 493. DOI: [10.3390/en12030493](https://doi.org/10.3390/en12030493).
- [22] 王晨, 折晓会, 张小松. 含空气净化过程的液态空气储能热力学研究 [J]. *化工学报*, 2020, 71(增刊1): 23-30. DOI: [10.11949/0438-1157.20191131](https://doi.org/10.11949/0438-1157.20191131).
WANG C, SHE X H, ZHANG X S. Thermodynamic study of liquid air energy storage with air purification unit [J]. *CIESC journal*, 2020, 71(Suppl. 1): 23-30. DOI: [10.11949/0438-1157.20191131](https://doi.org/10.11949/0438-1157.20191131).
- [23] BORRI E, TAFONE A, ROMAGNOLI A, et al. A review on liquid air energy storage: history, state of the art and recent developments [J]. *Renewable and sustainable energy reviews*, 2021, 137: 110572. DOI: [10.1016/j.rser.2020.110572](https://doi.org/10.1016/j.rser.2020.110572).

作者简介:



孙潇

孙潇 (第一作者, 通信作者)

1993-, 女, 博士后, 浙江大学制冷与低温专业博士, 主要从事液化空气储能与氢液化储运研究(e-mail) sunxiao@gedi.com.cn。

(编辑 叶筠英)