DOI: 10.19666/j.rlfd.202502019

独立式液态空气储能系统压缩热利用优化研究

王新东[1,2]，李宜洪[3,4]，李 博[1,2,3]，高 健[1,2]，王俊杰[1,2,3,4]
（1. 中绿中科储能技术有限公司，北京 100020；
2. 中国绿发投资集团有限公司，北京 100020；
3. 中国科学院理化技术研究所，北京 100190；
4. 中国科学院大学，未来技术学院，北京 100049）

［摘 要］构建了一套水−油组合蓄热的独立式液态空气储能系统，并分析了系统中压缩级数、膨胀级数以及蓄热水温度对系统往返效率和压缩热利用程度的影响规律。研究结果表明：压缩级数的增加导致往返效率降低，最优压缩级数为 2 级；在不同压缩级数条件下，最佳膨胀级数比压缩级数多一级；在 25~65 ℃，提高蓄热水温度能够提升系统往返效率和压缩热的利用程度，但当蓄热水温度超过 65 ℃，系统效率不再继续提升；在最优化条件下，采用 2 级压缩、3 级膨胀以及 65 ℃蓄热水温的系统压缩热富余比例为 0.349，往返效率达到 0.622。本研究可为液态空气储能系统的压缩热利用过程优化提供理论依据。

［关 键 词］液态空气储能；压缩热；蓄热过程；效率优化

［引用本文格式］王新东，李宜洪，李博，等. 独立式液态空气储能系统压缩热利用优化研究[J]. 热力发电，2026，55(2)：49-57. WANG Xindong，LI Yihong，LI Bo，et al. Optimization analysis of compression heat utilization in a stand-alone liquid air energy storage system[J]. Thermal Power Generation，2026，55(2)：49-57.

Optimization analysis of compression heat utilization in a stand-alone liquid air energy storage system

WANG Xindong[1,2], LI Yihong[3,4], LI Bo[1,2,3], GAO Jian[1,2], WANG Junjie[1,2,3,4]
(1. Zhonglv Zhongke Energy Storage Technology Co., Ltd., Beijing 100020, China;
2. China Green Development Investment Group Co., Ltd., Beijing 100020, China;
3. Technical Institute of Physics and Chemistry, CAS, Beijing 100190, China;
4. University of Chinese Academy of Sciences, School of Future Technology, Beijing 100049, China)

Abstract: A stand-alone liquid air energy storage (LAES) system with a water-oil combined heat storage system was constructed, and the effects of compression stages, expansion stages, and heat-storage water temperature on the system's round-trip efficiency and compression heat utilization were analyzed. The results indicate that increasing the number of compression stages will reduce the round-trip efficiency, and the optimal number of compression stages is two. The optimal number of expansion stages is one more than the number of compression stages. Within the temperature range of 25~65 ℃, increasing the heat-storage water temperature can improve the system's round-trip efficiency and the utilization degree of compression heat. However, the system efficiency will no longer increase when the temperature of the heat-storage water exceeds 65 ℃. Under optimal conditions, the system with two compression stages, three expansion stages, and a heat-storage water temperature of 65 ℃ has a compression heat surplus ratio of 0.349 and a round-trip efficiency of 0.622. The study provides a theoretical reference for optimizing the compression heat utilization process in LAES systems.

Key words: liquid air energy storage; compression heat; heat storage process; efficiency optimization

收 稿 日 期：2025-02-14 修 回 日 期：2025-03-14 接 受 日 期：2025-03-26 网络首发日期：2025-12-18
基 金 项 目：国家重点研发计划项目（2024YFE0208500）；中国绿发科技创新项目（202309CHDD020）
Supported by: National Key Research and Development Program of China (2024YFE0208500); Technological Innovation Projects of China Green Development Investment Group Co., Ltd. (202309CHDD020)
第一作者简介：王新东（1968），男，高级工程师，主要研究方向为液态空气储能技术，xd-wang@cgdg.com。
通信作者简介：李博（1988），男，工程师，主要研究方向为大规模储能技术，libo@cgdg.com。

可再生能源电力因其功率波动性和随机性，会对电网安全构成威胁。因此，能够平抑电力波动的大规模储能技术引起了广泛关注[1-2]。其中，液态空气储能（liquid air energy storage，LAES）通过空气的压缩、冷却和液化，实现以液态空气为载体高密度储存可再生能源电力或电网富余电能，并在电网负载不足时通过空气加压、气化和膨胀释放电能[3]。与其他大规模储能技术相比，独立式 LAES 系统效率相对较低，通常为 0.5~0.6[4]。目前，LAES 系统的提效方法主要包括蓄冷效率优化、外部能源耦合以及蓄热利用优化。在蓄冷过程研究方面，Fan 等人[5]提出了一种基于石英砂的重力驱动换热蓄冷方法，其蓄冷㶲效率达到 0.85，耦合系统的往返效率为 0.57；Li 等人[6]构建了一种带过冷子系统的 LAES 系统以强化液化能力，获得了 0.615 的最高往返效率。在外部能源耦合研究方面，Li 等人[7]提出了一种利用液化天然气（liquefied natural gas，LNG）再气化冷能和水泥工业余热的耦合 LAES 系统，优化效率达到 1.76；Zhang 等人[8]建立了一种耦合太阳能、LNG 和有机朗肯循环（organic Rankine cycle，ORC）的先进 LAES 系统，其往返效率超过 3.0。在蓄热利用方面，Li 等人[6]研究了采用导热油蓄热的 1—3 级压缩、2—5 级膨胀配置下的往返效率，结果表明 2 级压缩 4 级膨胀配置效率最高；She 等人[9]研究了不同充/排气压力和固定排气压力下 2—5 级膨胀配置的富余热能比例和往返效率，发现在不同膨胀级数下富余热油比例最高可达 60%，增加膨胀级数可以有效利用富余热油并提高系统效率；Zhang 等人[10]采用导热油和水的组合方式收集压缩热，其中水储蓄的热能用于驱动两级 ORC 循环，导热油储蓄的热能用于多级空气膨胀前的加热；Liu 等人[11]研究了 2—6 级压缩、3—5 级膨胀条件下仅采用导热油蓄热过程中导热油的富余流量，并引入 ORC 循环以利用富余的导热油热能。

然而，现有研究对蓄热过程的压缩和膨胀级数探讨范围有限。同时，考虑到水和导热油蓄热温区以及与加压空气的热容曲线匹配性不同，影响到压缩热的储蓄和利用。而现有研究尚未对油-水组合蓄热与纯油蓄热的性能进行对比，并且也缺乏对组合式蓄热水温区的优化研究。

基于上述研究现状，构建了一套独立式液态空气储能系统，对 2—6 级压缩、2—6 级膨胀的蓄热及热利用过程展开研究。进一步分析了压缩级数、膨胀级数、油-水组合蓄热方式及蓄热水温度对系统压缩热利用效果和往返效率的影响。

1 系统架构

构建的独立式 LAES 系统流程如图 1 所示，以 2 级压缩、3 级膨胀为例。其中，由于 3 级膨胀级后排气温度高于蓄热水温度，因此系统（图 1）中 A18—A19、A21—A22 以及 A24—A25 的水加热换热器并无换热，绘图仅作为不同压缩级数、膨胀级数和蓄热水温度下的通用流程示意。

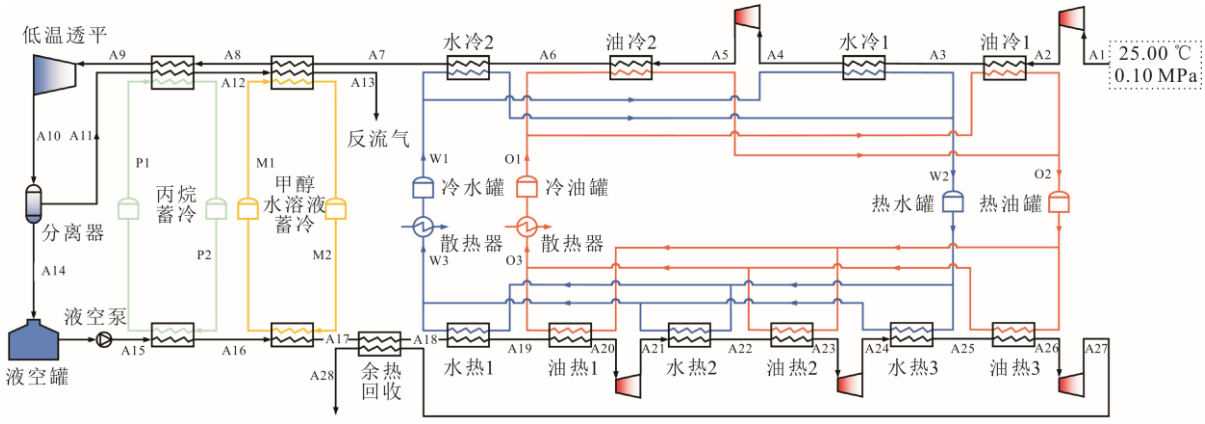


图 1 基准 LAES 系统流程

Fig.1 Flowchart of the benchmark LAES system

储能阶段开始时，电网富余电能或可再生能源电力驱动压缩机吸入 25 ℃常压的环境空气，进行两级等压缩压力比的压缩，目标末级压缩出口压力为 8.0 MPa。在每级压缩后，增压升温的空气依次被来自相对低温罐的导热油和常压蓄热水冷却至 35 ℃，随后进入下一级压缩机。压缩热被导热油和常压水吸收后，两者储存在相对高温罐内，用于释能阶段加热进入膨胀机前的空气。经过多级压缩、

多级冷却的 8.0 MPa、35 ℃的空气进入蓄冷系统，通过来自相对低温罐的甲醇水溶液（水质量分数为 20%）和丙烷两级逐步逆流冷却至–176.4 ℃。随后，高压低温空气经由低温透平膨胀减压降温至–192.6 ℃、0.12 MPa，实现空气的大部分液化。部分液化后低温空气通过气液分离器进行气液分离。未液化的低温气体反流辅助甲醇水溶液和丙烷冷却来流的高压空气，避免浪费冷能。低温近常压液态空气进入液态空气储罐储存，完成了以液态空气为载体的电能储存。

在释能阶段，低温近常压液态空气经由低温泵加压至 6.0 MPa，随后由相对高温的丙烷和甲醇水溶液加热，气化复温至接近室温。吸收了复温冷能的丙烷和甲醇水溶液储存于相对低温罐中，用于下一储能过程冷却进入蓄冷系统的高压常温空气。接近室温的加压空气首先被末级膨胀机的排气加热，回收排气余热，继而依次被蓄热水和导热油加热至高温，再进入膨胀机进行三级膨胀和级间复温加热，从而释放所储存的电能。由于多级级间加热复温过程的限制，蓄热水和导热油所储存的热能无法被完全利用，因此设置散热器排放多余热能。

2 仿真分析与建模

2.1 仿真方法及假设条件

基于 Aspen HYSYS 模拟软件进行系统仿真，主要假设条件如下：采用 Peng-Robinson 方程计算组分物性[12]；空气组成为 N_2 占 0.781 2（体积分数，下同）、O_2 占 0.209 6 以及 Ar 占 0.009 2[13]；管道和容器无热泄漏和流动压降[14]；多级压缩和膨胀过程采用等压比分配原则[15]；当导热油不足以完全加热空气时，采用等流量分配方案。基准系统的设计参数详见表 1。

表 1 基准 LAES 系统设计参数
Tab.1 Design parameters of the benchmark LAES system

项目	数值
环境温度/℃	25.00
环境压力/MPa	0.10
储能时长，释能时长/h	8[16]
压缩机的等熵效率/%	85[17]
膨胀机的等熵效率/%	85[17]
液态空气泵的等熵效率/%	80[17]
低温透平的等熵效率/%	80[18]
液态空气储罐压力/MPa	0.12
液态空气储罐温度/℃	–192.6
压缩压力/MPa	8.00[17]
膨胀压力/MPa	6.00[17]
蓄热水温度/℃	55
蓄/释冷换热器夹点温差/℃	2[17]
其他换热器夹点温差/℃	10[17]

2.2 数学建模与分析

独立式系统的蓄热/热利用过程中，主要关注往返效率和热利用比例这 2 个目标参数。由于富余热能通过散热器排放无热㶲输出，系统㶲转化效率与往返效率相等，因此本研究不对㶲效率讨论。

2.2.1 系统往返效率

单级空气压缩机（air compressor，AC）和单级低温液空泵（liquid air pump，LAP）的功耗计算公式如下：

$$W_1 = m \times (h_{\text{out}} - h_{\text{in}}) \tag{1}$$

单级空气膨胀机（air expander，AE）和单级低温透平（cryogenic turbine，CT）的功输出可由下式计算：

$$W_2 = m \times (h_{\text{in}} - h_{\text{out}}) \tag{2}$$

式中：m 为空气流量，kg/s；h 为空气焓值，kJ/kg；下标 out 和 in 分别表示部件的出口处和入口处参数。

通过往返效率（round-trip efficienc，RTE）η表征液态空气储能系统的性能。往返效率定义为储能时期净释放电能与储能时期净储蓄电能的比值，计算公式如下：

$$\eta = \frac{W_{\text{out,net}} \times t_{\text{r}}}{W_{\text{in,net}} \times t_{\text{s}}} = \frac{(\sum W_{\text{AE}} - W_{\text{LAP}}) \times t_{\text{r}}}{(\sum W_{\text{AC}} - W_{\text{CT}}) \times t_{\text{s}}} \tag{3}$$

式中：$W_{\text{out,net}}$ 和 $W_{\text{in,net}}$ 分别为释能时期的净功率输出和储能时期的净功率输入，kW；$W_{\text{out,net}}$ 为净功率输出，等于多级空气膨胀机功率减去液态空气泵功耗；$W_{\text{in,net}}$ 为净功率输入，等于多级空气压缩机功耗减去低温透平功率输出；t_{r} 和 t_{s} 分别为释能时长和储能时长，均取 8 h。

2.2.2 压缩热能利用程度

所构建的独立式液空储能系统采用水–导热油分温区组合方式储存多级空气压缩机的压缩热，并在多级膨胀机各级之前采用水–导热油分温区复温加热。由于多级膨胀过程的降温幅度有限，不可避免地无法充分利用部分压缩热，因此需要对压缩热的利用程度进行定量化表征。

在压缩级数较少时，压缩机出口气温通常高于 150 ℃，此时大部分压缩热储存于相对高温区的导热油中。由于换热温差的限制，部分导热油无法参与空气膨胀机前的复温换热过程。因此，将未换热

导热油比例 R_{oil} 定义为未参与换热的导热油流量与导热油总流量的比值：

$$R_{oil}=\frac{m'_{oil}}{m_{oil}} \tag{4}$$

式中：m'_{oil} 为未换热导热油流量；m_{oil} 为导热油的总流量，kg/h。

导热油和水在储蓄压缩热过程中，未被空气多级膨胀利用的热量会通过散热器释放至环境。这部分热能占比定义为压缩热富余比例 R_{heat}，其计算公式为：

$$R_{heat}=\frac{m_{oil}\times\Delta h'_{oil}+m_{water}\times\Delta h'_{water}}{m_{oil}\times\Delta h_{oil}+m_{water}\times\Delta h_{water}} \tag{5}$$

式中：m 为蓄热工质的流量，kg/h；Δh 和$\Delta h'$分别为蓄热过程的焓升值和散热器中的焓减值，kJ/kg；下标 oil 和 water 分别代表导热油和水。

2.3 模型验证

为验证建立模型假设的合理性，基于前述假设对 She 等人[13]构建的系统进行复现，并进行相对偏差对比，具体见表 2。相比于 She 等人[13]的研究，本研究忽略了管道流动压降，因此空气多级压缩净功耗减少了 1.04%；并且在相同压比下的最终液化压力更高，空气液化率提高了 0.99%；此外，无流动压降也使得多级空气膨胀机的净输出功率提升了 1.55%。综合上述原因，复现系统的往返效率达到了 0.727，高于原系统的 0.706。主要系统参数的复现偏差均小于 3%，可认为所采用的假设具有合理性。

表 2 系统复现偏差
Tab.2 Deviations in system reproduction

项目	She 等人[13]	复现系统	相对偏差
多级压缩净功耗/kW	1 155	1 143	–1.04/%
多级膨胀净功率/kW	620.4	630.0	1.55/%
布雷顿循环净功率/kW	188.0	189.9	1.01/%
液化前压力/MPa	11.738	11.980	2.06/%
液化率	0.707	0.714	0.99/%
往返效率	0.706	0.727	2.97/%

3 结果分析与讨论

3.1 压缩级数的影响

在 2—6 级压缩、2—6 级膨胀并固定蓄热水温为 55 ℃条件下，探讨压缩级数对系统往返效率的影响。图 2 展示了各膨胀级数下系统往返效率随压缩级数的变化规律。结果表明，在各膨胀级数条件下，系统的往返效率均随压缩级数的增加而逐渐降低。其中，2 级和 3 级膨胀时，往返效率的降低趋势相似，表现为降低速率逐级放缓。而对于 4 级、5 级及 6 级膨胀，其往返效率随压缩级数增加的变化存在拐点：当压缩级数小于膨胀级数减一时，往返效率降低幅度较小；当压缩级数大于或等于膨胀级数时，下降速度显著增加。分析最大值可知，各膨胀级数下的往返效率最大值均出现在 2 级压缩。其中，2 级压缩、3 级膨胀配置下的往返效率最高，达到 0.620；2 级压缩、2 级膨胀的效率最低，为 0.566；2 级压缩、4—6 级膨胀的效率随膨胀级数增加略有下降，分别为 0.605、0.596 和 0.589；4—6 级膨胀在各自拐点处的往返效率分别为 0.603、0.592 和 0.584。这主要是由于不同压缩级数下压缩热储蓄和压缩热利用情况不同。

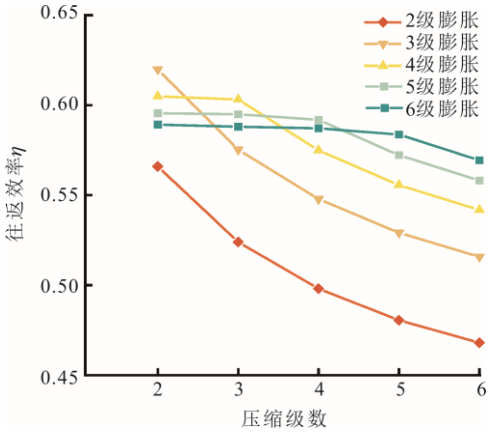


图 2 不同压缩级数下的往返效率
Fig.2 Round-trip efficiencies of the system with different numbers of compression stages

图 3 和图 4 展示了不同压缩级数下导热油蓄热温度、导热油和蓄热水流量以及压缩热分配的具体情况。由图 3 可知，随着压缩级数的增加，压缩机排气温度逐渐降低，导热油蓄热温度从 2 级压缩的 272 ℃降低至 6 级压缩的 104 ℃。虽然蓄热温度呈现下降趋势，但由于压缩级数的增加，导热油和蓄热水的流量呈线性增长。考虑到本研究中蓄热水温度是独立于压缩级数和膨胀级数的变量，因此不同压缩级数下导热油温度的变化不仅导致比压缩热降低，同时也改变了压缩热在导热油和蓄热水之间的分配比例。由图 4 可知，当压缩级数从 2 级增加到 6 级时，比压缩热从 632 kJ/kg 降低至 511 kJ/kg。与此同时，由于蓄热温度降低而蓄热水温度保持不变，蓄热水的蓄热量占比从 0.10 上升至 0.37。

考虑到导热油蓄热量占据主导地位，因此需要进一步考察导热油流量分配。图 5 展示了各膨胀级数下，不同压缩级数的未换热导热油比例 R_{oil} 的变

化规律。对于 2 级膨胀而言，其 R_{oil} 随压缩级数的增加呈现单调增长，但增长速度逐渐放缓。而 3—6 级膨胀的 R_{oil} 则表现出不同特征：随压缩级数的增加，先保持为 0，然后从各自膨胀级数减一的压缩级数开始逐级增加。此外，在相同压缩级数条件下，膨胀级数越少，R_{oil} 值越大。这种变化趋势可以通过图 3 进行解释：压缩级数增加不仅降低了蓄热油温度，同时也导致蓄热油流量线性增加。对于固定膨胀级数的多级膨胀系统，其导热油流量需求值大致对应膨胀级数减一的压缩蓄热过程的导热油流量，超出部分则为未换热的富余量。同时，膨胀级数越多，对导热油的需求量越大。因此，2 级膨胀对应 1 级压缩不合理，不在本研究讨论范围内，其 R_{oil} 从 2 级压缩的 0.30 开始持续增加至 6 级压缩的 0.72。而对于 3—6 级膨胀，当压缩级数从 2 增加至 6 时，其 R_{oil} 从 0 开始逐步增加，且膨胀级数越多，R_{oil} 值越小。在 6 级压缩条件下，2—6 级膨胀的未换热导热油流量比例 R_{oil} 分别为 0.72、0.58、0.45、0.31 和 0.17。

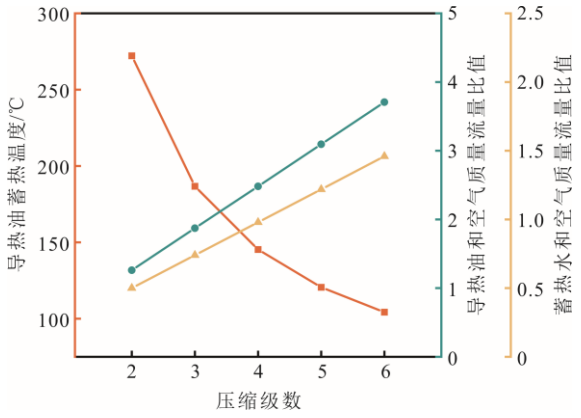


图 3 不同压缩级数下的导热油温度和蓄热工质流量比值

Fig.3 Thermal oil temperature and specific flow rate of heat storage medium at different numbers of compression stages

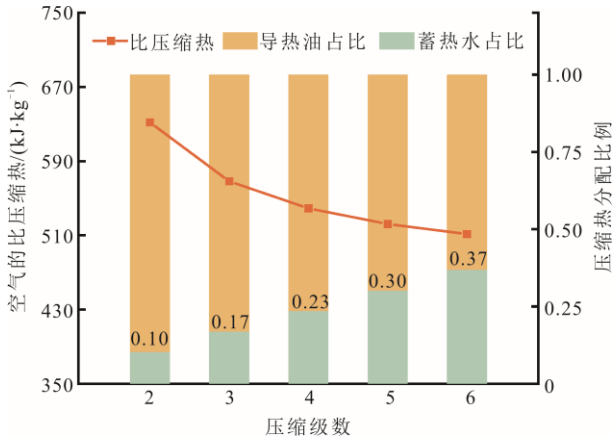


图 4 不同压缩级数下的比压缩热和压缩热分配

Fig.4 Specific compression heat and compression heat distribution at different numbers of compression stages

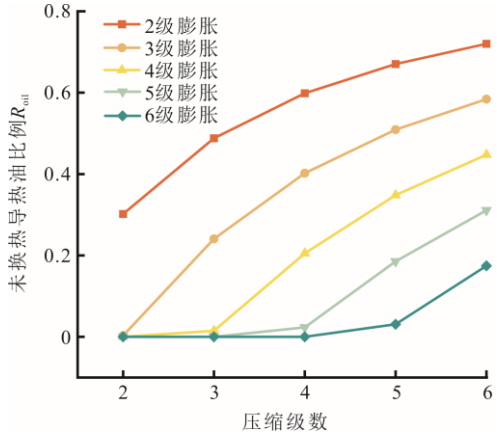


图 5 不同压缩级数下未换热导热油比例

Fig.5 Proportions of thermal oil without heat exchange at different numbers of compression stages

在分析导热油流量分配之外，压缩热利用程度同样值得关注。图 6 展示了不同压缩级数下压缩热富余比例 R_{heat} 变化规律。R_{heat} 的变化规律与图 2 中往返效率的变化趋势具有相似性：对于 2 级和 3 级膨胀系统，随着压缩级数增加，图 2 中的往返效率呈现递减趋势，而图 6 中的压缩热富余比例 R_{heat} 则呈现递增趋势。对于 4 级、5 级和 6 级膨胀系统，往返效率随压缩级数增加呈现先略微下降后显著下降的特征，其拐点出现在压缩级数等于膨胀级数减一时。同样，压缩热富余比例 R_{heat} 在 4 级、5 级和 6 级膨胀系统中也存在拐点，在拐点之前 R_{heat} 先缓慢降低，随后显著上升。这种变化规律的形成原因如下：对于 2 级、3 级的较少膨胀级数的系统，当压缩级数从 2 级开始增加时，未换热导热油量增多（图 5），导致压缩热富余比例持续增加，同时造成往返效率不断下降。而对于 4—6 级等较多膨胀级数的系统，当压缩级数小于膨胀级数减一时，导热油流量不足以完全加热多级膨胀，因此在图 5 中 R_{oil} 出现 0 值平台期，此时往返效率也维持相对稳定。当压缩级数大于或等于膨胀级数减一时，导热油开始出现富余流量，导致图 6 中的压缩热富余比例 R_{heat} 显著上升，往返效率则明显下降。对于 4—6 级膨胀系统，拐点前压缩热富余比例 R_{heat} 出现略微下降的现象可通过图 3 解释：压缩级数的增加导致导热油温度下降，进而降低膨胀机入口温度。在相同膨胀压比条件下，膨胀机排气温度随之降低。温度降低使空气复温过程需要从蓄热水中吸收更多热量，从而提高了压缩热的利用效率，因此在拐点前 R_{heat} 呈现小幅下降。在 2—6 级膨胀条件下，各压缩级数的最小压缩热富余比例均为 0.35~0.40。

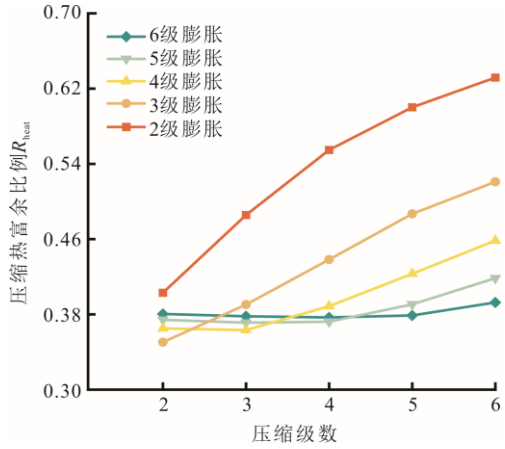


图 6 不同压缩级数下的压缩热富余比例

Fig.6 Surplus proportions of compression heat at different numbers of compression stages

3.2 膨胀级数的影响

在各压缩级数下，系统往返效率随膨胀级数的变化规律如图 7 所示。对于 2 级、3 级和 4 级压缩而言，其往返效率随着膨胀级数的增加先呈上升趋势，之后出现拐点开始下降。在各压缩级数条件下，拐点出现的膨胀级数为压缩级数加一。具体而言，当膨胀级数小于等于压缩级数加一时，系统往返效率随膨胀级数增加而提升；当膨胀级数继续增加时，往返效率开始下降，形成拐点极值。对于 5 级和 6 级压缩而言，由于其压缩级数加一的值已大于等于 6，超出本研究讨论范围，因此在 2—6 级膨胀级数范围内，这 2 种压缩级数下的系统往返效率呈单调增加趋势。从极大值角度分析，各压缩级数下的往返效率极大值随压缩级数增加而减小：2 级压缩、3 级膨胀时为 0.620，3 级压缩、4 级膨胀时为 0.603，4 级压缩、5 级膨胀时为 0.592，5 级压缩、6 级膨胀时为 0.584，6 级压缩、6 级膨胀时为 0.569。

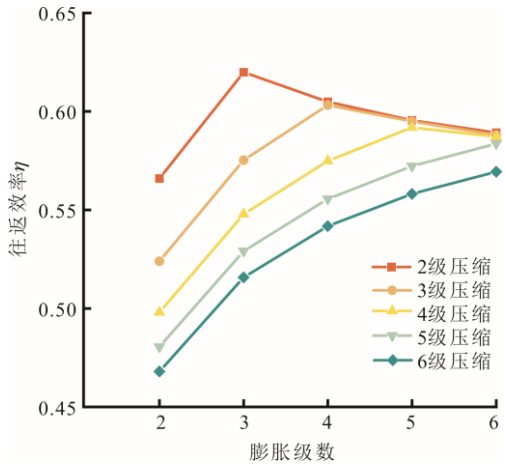


图 7 不同膨胀级数下的往返效率

Fig.7 Round-trip efficiencies of the system with different numbers of expansion stages

在分析压缩级数影响规律的基础上，针对往返效率随膨胀级数的变化规律，需要重点研究系统对压缩热的利用情况。压缩热的利用主要体现在温度和流量 2 个方面。图 8、图 9 分别展示了不同膨胀级数下膨胀机入口温度和排气温度的变化，图 10 则显示了不同膨胀级数下未换热导热油流量比例 R_{oil}。通过图 8 可以观察到，在各压缩级数条件下，膨胀机入口温度随膨胀级数的变化呈现不同规律。具体而言，在相同膨胀级数下，压缩级数越多，膨胀机入口温度越低，这主要是由于压缩级数较少时导热油蓄热温度较高（图 3）。此外，对于 2—4 级压缩系统，其膨胀机入口温度随膨胀级数增加呈现先平稳后下降的趋势，拐点出现在压缩级数加一的位置。而对于 5 级和 6 级膨胀系统，由于其膨胀级数加一的值大于或等于 6，超出了本研究范围，因此其膨胀机入口温度保持恒定。

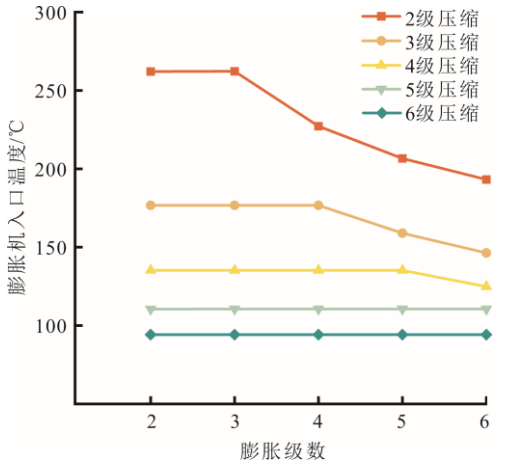


图 8 不同膨胀级数下的膨胀机入口温度

Fig.8 Inlet temperature of the expander with different numbers of expansion stages

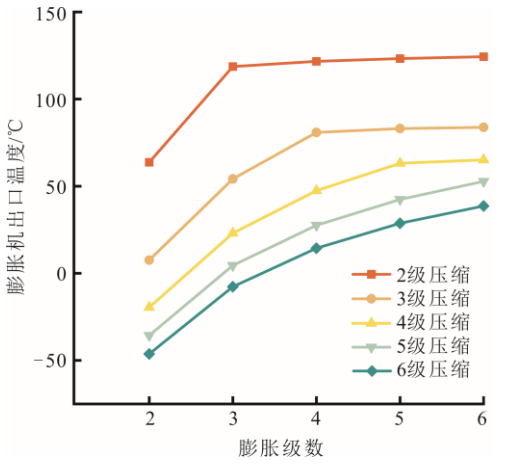


图 9 不同膨胀级数下的膨胀机出口温度

Fig.9 Outlet temperature of the expander with different numbers of expansion stages

对于膨胀机出口温度，图 9 结果显示，各压缩级数下膨胀机出口温度随膨胀级数增加而升高，且压缩级数越少其出口温度越高。在 5 级压缩和 6 级压缩工况下，其膨胀机入口温度在不同膨胀级数下保持恒定，而随着膨胀级数增加，单级膨胀的膨胀比和压降减小，导致膨胀机出口温度持续上升。对于 2—4 级压缩而言，其膨胀机出口温度呈快速上升趋势，当膨胀级数等于压缩级数加一时，温度增幅趋于平缓。这是因为当膨胀级数大于或等于压缩级数加一后，增加膨胀级数会产生 2 个相互作用效应：一方面导致膨胀机入口温度下降，出口温度降低；另一方面，单级膨胀比的降低会使出口温度上升。这 2 种效应的综合作用使得出口温度呈现微弱的上升趋势。

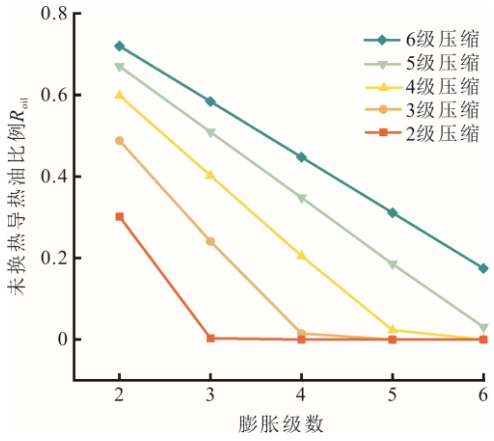


图 10　不同膨胀级数下的未换热导热油比例
Fig.10 Proportions of thermal oil without heat exchange at different numbers of expansion stages

图 8 和图 9 中膨胀机入口和出口温度变化主要源于导热油的流量分配和利用情况的差异。从图 10 可以看出，各压缩级数下未换热导热油比例 R_{oil} 随膨胀级数的增加呈现递减趋势，且压缩级数越多，R_{oil} 值越大。对于 5 级压缩和 6 级压缩系统，其 R_{oil} 随膨胀级数增加呈现单调线性下降，但始终大于 0。而 2 级、3 级压缩和 4 级压缩系统的变化规律则有所不同：先呈现单调线性下降，当膨胀级数等于压缩级数加一时，R_{oil} 基本降为 0，此后保持为 0。这表明，5 级和 6 级压缩系统在 2—6 级膨胀级范围内，储蓄压缩热的导热油始终处于过量的状态。对于 2—4 级压缩系统，当膨胀级数小于压缩级数加一时，导热油呈现过量状态；当膨胀级数等于压缩级数加一时，流量达到最佳匹配；而当膨胀级数大于压缩级数加一时，则出现流量不足的情况。这是 5 级和 6 级压缩系统的膨胀机入口温度能够保持恒定的原因，而 2—4 级压缩系统的膨胀机入口温度在流量过量时保持稳定，在流量不足时因加热不充分而降低。

不同膨胀级数下压缩热富余比例 R_{heat} 变化规律存在明显差异（图 11）。由图 11 可知，在 5 级压缩和 6 级压缩条件下，R_{heat} 随膨胀级数增加而持续降低，表明压缩热利用程度不断提高。而对于 2—4 级压缩，当膨胀级数小于或等于压缩级数加一时，R_{heat} 随膨胀级数增加而降低；当膨胀级数超过压缩级数加一后，R_{heat} 则随膨胀级数增加而略微上升。这种现象主要是由于在 5 级和 6 级压缩条件下，蓄热油流量始终保持过量状态（图 10）。因此，增加膨胀级数能够强化对富余压缩热的利用，使往返效率持续提升，压缩热富余比例 R_{heat} 不断下降。对于 2—4 级压缩，在拐点前增加膨胀级数同样能够提高压缩热的利用效率从而提升系统效率并降低 R_{heat}。然而，在拐点后由于导热油流量不再富余，导致膨胀机入口温度下降，但综合效应使膨胀机出口温度略有升高。出口温度的升高进而导致蓄热油余温上升，解释了压缩热富余比例 R_{heat} 的略微上升。各压缩级数下最小压缩热富余比例 R_{heat} 对应的膨胀级数也对应着该压缩级数下的最大往返效率，这表明压缩热利用程度与系统往返效率呈正相关。不同压缩级数下的最小 R_{heat} 值为 0.35~0.39。

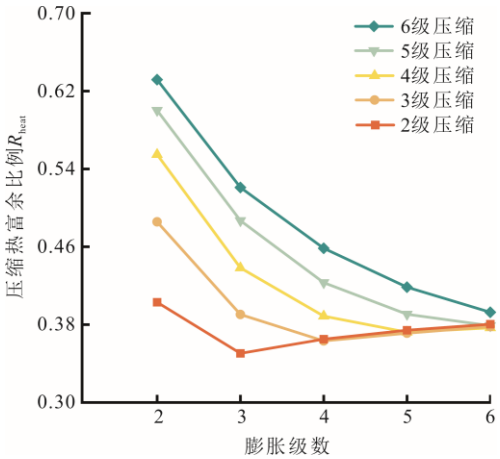


图 11　不同膨胀级数下的压缩热富余比例
Fig.11 Surplus proportion of compression heat at different numbers of expansion stages

3.3 蓄热水温度的影响

由前述讨论可知，2 级压缩、3 级膨胀是最优的压缩和膨胀布置。因此，本小节基于此布置分析蓄热水温度对系统性能的影响。前述 3.1 和 3.2 节的

讨论是基于相同的 55 ℃蓄热水温度展开的。实际上，蓄热水温度的取值也会影响压缩热的利用以及系统的整体往返效率（图 12）。由图 12 可知，随着蓄热水温度的提升，系统的热利用程度和往返效率均有所提高。当蓄热水温度从 25 ℃（即无蓄热水条件）升至 65 ℃时，系统压缩热富余比例 R_{heat} 从 0.366 降低至 0.348，系统往返效率从 0.604 提升至 0.622，提升了 0.018。然而当蓄热水温度从 65 ℃继续提升至 75 ℃时，系统压缩热富余比例 R_{heat} 不再降低，系统的往返效率也基本保持不变稳定。这是因为蓄热水温度的初步提升会提高导热油蓄热温度。当蓄热水温度从 25 ℃提升至 65 ℃时，蓄热油温度从 259 ℃提升到 276 ℃。但是，由于导热油比热容随温度升高而增大，在保证 10 ℃最小换热温差的条件下，当蓄热水温度从 65 ℃提升到 75 ℃时，导热油蓄热温度维持在 276 ℃不变。因此，在 65 ℃和 75 ℃蓄热水温度下，相同的导热油加热温度导致系统的往返效率和压缩热利用程度均基本保持不变。

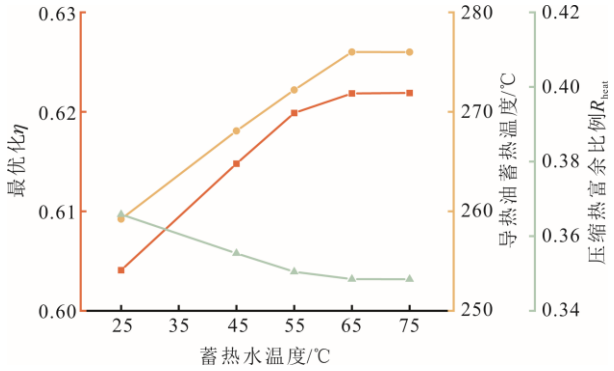


图 12 不同蓄热水温度下的往返效率、蓄热温度和压缩热富余比例

Fig.12 Round-trip efficiency, heat storage temperature, and surplus proportion of compression heat at different heat-storage water temperatures

3.4 优化系统参数

总结前述研究结果可知：2 级压缩、3 级膨胀以及 65 ℃蓄热水温度为最优化配置，系统的往返效率达到最高。汇总最优化系统的节点参数见表 3。

表 3 系统参数

Tab.3 Detailed system parameters

节点	温度/℃	压力/MPa	质量流率/(kg h^{-1})	节点	温度/℃	压力/MPa	质量流率/(kg h^{-1})
A1	25.00	0.10	80 211.41	A20	260.47	6.00	69 966.58
A2	320.04	0.89	80 211.41	A21	116.69	1.53	69 966.58
A3	75.00	0.89	80 211.41	A22	116.69	1.53	69 966.58
A4	35.00	0.89	80 211.41	A23	265.16	1.53	69 966.58
A5	340.21	8.00	80 211.41	A24	121.10	0.39	69 966.58
A6	75.00	8.00	80 211.41	A25	121.10	0.39	69 966.58
A7	35.00	8.00	80 211.41	A26	265.92	0.39	69 966.58
A8	–85.84	8.00	80 211.41	A27	121.93	0.10	69 966.58
A9	–176.40	8.00	80 211.41	A28	38.05	0.10	69 966.58
A10	–192.59	0.12	80 211.41	O1	65.00	0.10	99 032.64
A11	–192.59	0.12	10 244.83	O2	275.99	0.10	99 032.64
A12	–87.84	0.12	10 244.83	O3	124.64	0.10	99 032.64
A13	33.00	0.12	10 244.83	W1	25.00	0.10	40 099.68
A14	–192.59	0.12	69 966.58	W2	64.74	0.10	40 099.68
A15	–189.71	6.00	69 966.58	W3	64.74	0.10	40 099.68
A16	–99.59	6.00	69 966.58	M1	–97.00	0.10	23 703.67
A17	28.05	6.00	69 966.58	M2	30.05	0.10	23 703.67
A18	106.10	6.00	69 966.58	P1	–177.50	0.10	118 633.53
A19	106.10	6.00	69 966.58	P2	–95.79	0.10	118 633.53

4 结　论

本研究构建了一套独立式水-油组合蓄热的液态空气储能系统。该系统利用水和导热油分温区储存储能阶段多级压缩产生的压缩热，并将其用于释能阶段空气膨胀机前的加热复温。通过研究 2—6 级压缩级数、2—6 级膨胀级数以及不同蓄热水温度对系统往返效率和压缩热利用的影响规律，确定了最优的压缩、膨胀和蓄热水温度配置，主要研究结论如下。

1）压缩级数的增加导致蓄热油温度下降和蓄热油流量上升，进而使膨胀级数中未利用的压缩热比例升高，最终造成往返效率降低。特别是当压缩级数超过膨胀级数减一时，往返效率会显著下降。在 2—6 级膨胀级数条件下，最佳往返效率均出现在 2 级压缩级数时，此时富余压缩热比例维持在 0.35~0.40，往返效率范围为 0.566~0.620。

2）随着膨胀级数的增加，往返效率和热利用程度存在最优拐点。当膨胀级数不超过压缩级数加一时，膨胀级数的增加能够加强对富余压缩热的利用，从而显著提升往返效率。然而，当膨胀级数超过压缩级数加一后，由于导热油流量不再富余，导致膨胀机入口温度降低、出口温度升高，热利用比例下降，最终使往返效率降低。在 55 ℃蓄热水温条件下，不同压缩级数下优化膨胀级数的最小 R_{heat} 取值范围为 0.35~0.39，相应的最佳往返效率为 0.569~0.620。

3）蓄热水温度在一定范围内的提高有助于提升蓄热油温度，从而增强系统往返效率。研究表明，当蓄热水温度从 25 ℃（即无蓄热水）升至 65 ℃时，系统往返效率从 0.604 提升至 0.622。然而，当蓄热水温度超过 65 ℃后，系统往返效率不再继续增加。

4）在独立式水-油组合蓄热的液态空气储能系统中，最优化配置为 2 级压缩、3 级膨胀和 65 ℃蓄热水温度，其系统的压缩热富余比例为 0.349，往返效率达到 0.622。

［参 考 文 献］

［1］ SRIDHAR S, SALKUTI S R. Development and future scope of renewable energy and energy storage systems[J]. Smart Cities, 2022, 5(2): 668-699.

［2］ KIEHBADROUDINEZHAD M, MERABET A, HOSSEINZADEH-BANDBAFHA H. Review of latest advances and prospects of energy storage systems: considering economic, reliability, sizing, and environmental impacts approach[J]. Clean Technologies, 2022, 4(2): 477-501.

［3］ 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.

［4］ O'CALLAGHAN O, DONNELLAN P. Liquid air energy storage systems: a review[J]. Renewable and Sustainable Energy Reviews, 2021, 146: 111113.

［5］ FAN X Y, XU H, LI Y H, et al. A novel liquid air energy storage system with efficient thermal storage: comprehensive evaluation of optimal configuration[J]. Applied Energy, 2024, 371: 123739.

［6］ LI S L, FENG H S, ZHAO Z Y, et al. Design and performance analysis of a novel liquid air energy storage system with a liquefaction capacity replenishment subsystem[J]. Applied Thermal Engineering, 2025, 258: 124719.

［7］ LI J X, FAN X Y, LI Y H, et al. A novel system of liquid air energy storage with LNG cold energy and industrial waste heat: thermodynamic and economic analysis[J]. Journal of Energy Storage, 2024, 86: 111359.

［8］ ZHANG C B, LI D M, MAO C J, et al. Thermodynamic analysis of liquid air energy storage system integrating LNG cold energy[J]. Energy, 2024, 299: 131485.

［9］ SHE X H, PENG X D, NIE B J, et al. Enhancement of round trip efficiency of liquid air energy storage through effective utilization of heat of compression[J]. Applied Energy, 2017, 206 : 1632-1642.

［10］ ZHANG T, CHEN L J, ZHANG X L, et al. Thermodynamic analysis of a novel hybrid liquid air energy storage system based on the utilization of LNG cold energy[J]. Energy, 2018, 155: 641-650.

［11］ LIU Z X, KIM D, GUNDERSEN T. Optimization and analysis of different liquid air energy storage configurations[J]. Computers and Chemical Engineering, 2023, 169: 108087.

［12］ LU Y L, CHEN X, XU J X, et al. Techno-economic analysis of an advanced polygeneration liquid air energy storage system coupled with LNG cold energy, solar energy, and hydrate based desalination[J]. Energy Conversion and Management, 2023, 297: 117726.

［13］ SHE X H, ZHANG T T, CONG L, et al. Flexible integration of liquid air energy storage with liquefied natural gas regasification for power generation enhancement[J]. Applied Energy, 2019, 251: 113355.

［14］ FAN X Y, GUO L N, JI W, et al. Liquid air energy storage system based on fluidized bed heat transfer[J]. Renewable Energy, 2023, 215: 118928.

［15］ LI D, DUAN L Q, DING X Q. New regulation strategies study of solar aided liquid air energy storage system under off-design conditions[J]. Energy Conversion and Management, 2022, 270: 116287.

［16］ GUO L N, JI W, GAO Z Z, et al. Dynamic characteristics analysis of the cold energy transfer in the liquid air energy storage system based on different modes of packed bed[J]. Journal of Energy Storage, 2021, 40: 102712.

［17］ LI Y H, FAN X Y, LI J X, et al. Novel liquid air energy storage coupled with liquefied ethylene cold energy: thermodynamic, exergy and economic analysis[J]. Applied Thermal Engineering, 2024, 245: 122909.

［18］ WANG C, BIAN Y, YOU Z P, et al. Dynamic analysis of a novel standalone liquid air energy storage system for industrial applications[J]. Energy Conversion and Management, 2021, 245: 114537.

（责任编辑　邓玲惠）