

# 液化空气储能与发电一体化系统的性能分析

谢英柏, 薛晓东

(华北电力大学动力工程系, 保定 071003)

**摘 要:** 运用热力学理论建立液化空气储能阶段和释能发电阶段的数学模型,采用循环效率和液化率作为评价指标探讨压缩机出口压力  $p_4$ 、低温泵出口压力、换热器效能、空气节流前温度和空气节流前压力对液化空气储能与发电一体化系统性能的影响规律。结果表明:提高低温泵出口压力与换热器效能,能显著增大系统循环效率;提高压缩机出口压力  $p_4$ ,压缩机比耗功与膨胀机比输出功均增大,而系统循环效率有所降低;空气节流前压力越大、温度越低,节流后的液化率越大,循环效率越高。理论分析模型和研究结果可为液化空气储能与发电一体化系统的发展提供参考。

**关键词:** 液化空气; 储能; 循环效率; 液化率; 性能分析

**中图分类号:** TK02

**文献标志码:** A

## 0 引 言

为应对资源和环境问题,世界各国都提高了太阳能、风能等可再生能源发电的比例<sup>[1-5]</sup>。但由于这些能源形式的不稳定性和间歇性<sup>[6-7]</sup>,需要大规模、高效的储能技术以提供持续稳定的输出<sup>[8]</sup>。

压缩空气储能和抽水蓄能<sup>[9-12]</sup>是目前较为成熟可靠的应用方案。但抽水蓄能技术需要丰富的水资源作为支撑,而压缩空气储能对储气室的要求较高,2种技术方案均受地理条件的限制<sup>[13]</sup>,不能开展大规模工业应用。液化空气储能(liquid air energy storage, LAES)是一种大规模工业化储能技术,不受地理条件的限制,并且储能密度较高<sup>[14-18]</sup>。

LAES的历史可以溯及到20世纪70年代,当时欧美出现了利用液化空气进行储存能量的专利<sup>[2]</sup>。液态空气的使用首先在纽卡斯尔大学提出,并由三菱工业有限公司进行测试<sup>[1]</sup>。英国利兹大学的研究人员与Highview公司一起开发LAES技术,总结该技术的主要特点,并提出不同的LAES改进措施,在伯明翰大学建立350 kW/2.5 MWh试验工厂<sup>[1]</sup>。2014年,Viridor公司选择Highview公司设计并建立一个5 MW/15 MWh商用示范的液化空气储能示范工厂<sup>[9]</sup>。

目前,压缩空气储能的效率约为45%,抽水蓄能的效率约为70%,而液化空气储能的效率在40%以上<sup>[2]</sup>,

其效率值与整个系统能量能否充分利用息息相关,所以需研究提高液化空气储能效率的途径。本文提出一种液化空气储能与发电一体化系统,通过压缩机出口压力  $p_4$ 、低温泵出口压力、换热器效能、空气节流前温度和空气节流前压力对循环效率和液化率的影响,进行系统性能的分析。

## 1 系统简介

参照文献[8],本文构建一种液化空气储能与发电一体化系统,如图1所示。系统采用双级压缩、双级膨胀。主要由压缩机、膨胀机、换热器、储热器、储冷器、冷箱、气化换热器、J-T阀、气液分离器、低温储罐、低温泵、蓄冷装置等构成。其工作流程为:储能时,来自可再生能源发电或电网富余的电能驱动两级压缩机,压缩后的高温高压空气经冷却后送入冷箱冷却,达到一定参数后,经J-T阀节流液化,液化后的空气储存在低温储罐;释能时,低温储罐中的液态空气由低温泵加压,通过回热,成为高温高压的气态空气,进入两级膨胀机膨胀做功。

为简化分析与计算,假设:

- 1)空气为氧气和氮气的二元理想混合气体;
- 2)压缩与膨胀过程均为实际多变过程;
- 3)忽略各设备以及管路的散热损失;

收稿日期: 2017-10-11

基金项目: 河北省自然科学基金(E2014502085)

通信作者: 薛晓东(1993—),男,硕士,主要从事液化空气储能方面的研究。xdxue88@163.com

4)不考虑工质空气的流动压损。

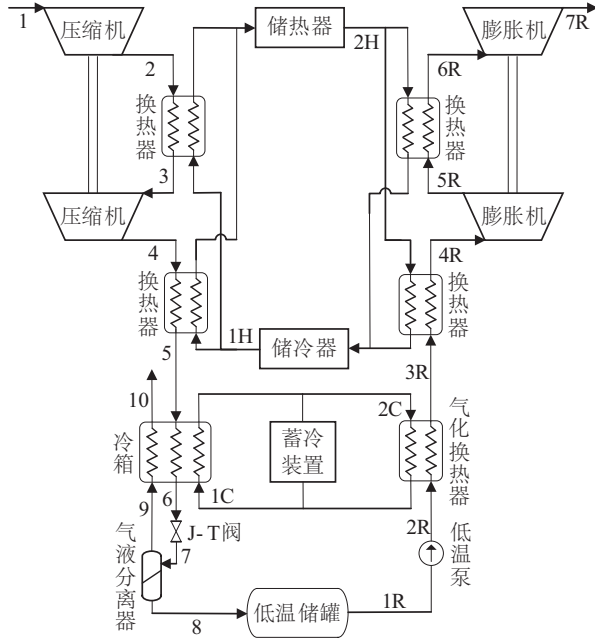


图1 液化空气储能与发电一体化系统结构示意图

Fig. 1 Schematic diagram of integrated system of liquid air energy storage and power generation

## 2 系统循环各阶段数学模型

将液化空气储能与发电一体化系统分为液化储能和释能发电阶段2个阶段。分别对其建立数学模型。

### 2.1 液化储能阶段

压缩机出口压力与入口压力和压缩比有如下关系：

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

式中： $p_{c,out}$ ——压缩机出口压力，Pa； $p_{c,in}$ ——压缩机进口压力，Pa； $\pi_c$ ——压缩比。

压缩机出口温度与入口温度及压缩比有如下关系：

$$T_{c,out} = T_{c,in} \pi_c^{m_c} \quad (2)$$

式中： $T_{c,out}$ ——压缩机出口温度，K； $T_{c,in}$ ——压缩机进口温度，K； $m_c = (n_c - 1)/n_c$ ， $n_c$ ——压缩过程多变指数。

压缩机多变效率与多变指数满足：

$$\eta_c = \frac{m_a}{m_c} \quad (3)$$

式中： $m_a = (\kappa - 1)/\kappa$ ， $\kappa$ 为绝热指数。

压缩单位质量工质所需压缩功为：

$$w_c = c(T_{c,out} - T_{c,in}) \quad (4)$$

式中： $c$ ——空气定压比热容，J/(kg·K)。

压缩机出口的高温高压空气流经换热器与来自储

冷器的低温冷流体进行换热。忽略换热器对外散热，则换热器出口空气温度为：

$$T_{c,cool} = (1 - \varepsilon)T_{c,out} + \varepsilon T_{h,cold} \quad (5)$$

式中： $\varepsilon$ ——换热器效能； $T_{h,cold}$ ——储冷器温度，K。

由于假设空气与蓄热介质热容量相等，则蓄热介质储存单位质量工质热量为：

$$q_c = c(T_{c,out} - T_{c,cool}) \quad (6)$$

被液化的空气从气液分离器底端流出，到达低温储罐进行储存。空气液化率为：

$$Y = \frac{m_{1R}}{m_1} \quad (7)$$

式中： $m_{1R}$ ——进入低温储罐的液体空气质量，kg； $m_1$ ——进入压缩机的空气质量，kg。

### 2.2 释能发电阶段

在用电高峰期，从低温储罐将液态空气引出，经过低温泵加压后的液态空气进入气化换热器吸热气化。单位质量工质在低温泵中耗功为：

$$w_p = R_s T_{1R} \ln \frac{p_{2R}}{p_{1R}} \quad (8)$$

式中： $T_{1R}$ ——低温泵入口液态空气温度，K； $p_{1R}$ ——低温泵入口液态空气压力，Pa； $p_{2R}$ ——低温泵出口液态空气压力，Pa。

气化换热器出口空气流经换热器与来自储热器的高温热流体进行换热。忽略换热器对外散热，则换热器出口空气温度为：

$$T_{c,in} = (1 - \varepsilon)T_{c,cool} + \varepsilon T_{h,hot} \quad (9)$$

式中： $T_{c,cool}$ ——换热器入口空气温度，K； $T_{h,hot}$ ——储热器温度，K。

换热器出口空气进入膨胀机做功。膨胀过程和压缩过程类似，可看作多变过程，则膨胀机出口温度可表示为：

$$T_{c,out} = T_{c,in} \pi_c^{-m_c} \quad (10)$$

式中： $m_c = (n_c - 1)/n_c$ ， $n_c$ 为多变指数； $\pi_c$ ——膨胀比。

膨胀机多变效率与多变指数满足：

$$\eta_c = \frac{m_c}{m_\kappa} \quad (11)$$

式中： $m_\kappa = (\kappa - 1)/\kappa$ 。

单位质量工质所做膨胀功为：

$$w_e = c(T_{c,in} - T_{c,out}) \quad (12)$$

### 2.3 循环参数计算模型

液化空气储能系统一次完整的循环包括液化储能和释能发电2个阶段，衡量该系统性能的主要参数为系

统循环效率,可表示为:

$$\eta_{\text{RT}}=Y\frac{w_c-w_p}{w_c}\tag{13}$$

### 3 液化空气储能与发电一体化系统性能分析

在建立系统循环各阶段模型后,采用 Matlab 对液化空气储能与发电一体化系统进行编程计算,整个系统计算过程采用 REFPROP 的物性参数。计算所需系统基本运行参数如表 1 所示。

表 1 系统基本运行参数<sup>[9]</sup>

参数	数值
环境温度 $T_0/\text{K}$	293
环境压力 $p_0/\text{kPa}$	100
压缩机总压缩比	80
压缩机额定效率	0.92
膨胀机额定效率	0.9
换热器效能	0.92
低温泵额定效率	0.9
低温泵出口压力 $p_{20}/\text{kPa}$	7000
液态空气存储压力 $p/\text{kPa}$	100
蓄冷装置最低温度/K	93
蓄冷装置最高温度/K	300
蓄冷装置冷端窄点温差 $\Delta T_c/\text{K}$	5
蓄冷装置热端窄点温差 $\Delta T_h/\text{K}$	10

表 1 为液化空气储能与发电一体化系统典型工况的基本运行参数。对于储能和释能过程,各状态点的数值如表 2 所示。

#### 3.1 压缩机组出口压力 $p_4$

当压缩机额定效率、换热器效能等条件相同时,压缩机的耗功与压缩级数和压缩方式有关。理论上,等温压缩过程耗功最小,绝热压缩过程耗功最大。因此,如将压缩级数增多到无数级,各级压缩机之间配级间冷却器,则可趋近等温压缩。实际上,分级不宜太多,否则机构复杂、机械摩擦和流动阻力等不可逆损失亦将随之增大。由热力学理论可知,对于多级压缩过程,各级压缩机之间采用等压比分配,耗功最小。通过以上分析,本文采用双级压缩、中间冷却的压缩方式。图 2 所示为压缩机组出口压力  $p_4$  对比耗功、比输出功和循环效率的影响曲线。

表 2 储能过程中状态点参数

Table 2 Parameters of states points in energy storage and release process

过程	状态点	压力/kPa	温度/K
储 能	1	100.00	293.00
	2	894.43	578.60
	3	894.43	315.85
	4	8000.00	623.72
	5	8000.00	319.46
	6	8000.00	98.00
	7	100.00	79.11
	8	100.00	79.11
释 能	1R	100.00	79.11
	2R	7000.00	79.11
	3R	7000.00	290.00
	4R	7000.00	534.49
	5R	836.66	309.54
	6R	836.66	536.06
	7R	100.00	310.44

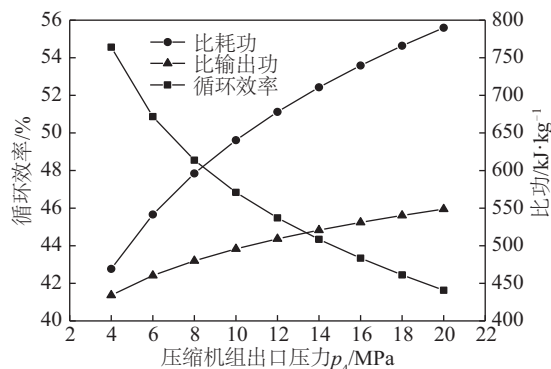


图2 压缩机组出口压力  $p_4$  对比耗功、比输出功和循环效率的影响

Fig. 2 Influence of compressor outlet pressure on compression work , turbine work and cycle efficiency

由图 2 可看出,随着压缩机组出口压力  $p_4$  逐渐增大,压缩机的比耗功大幅升高,膨胀机的比输出功也逐渐升高,但相对于比耗功的升高幅度,比输出功的升高幅度较为缓慢;系统循环效率降低,但降低幅度逐渐减小。

压缩机的比耗功升高是因压缩机压比增加所致,由式(2)和式(4)可知,压缩机压比越大压缩机出口温度越高,则比耗功升高;压缩机出口温度越高导致储热介质

温度也越高,从而空气在释能发电阶段被加热的温度也随之增加,由式(12)可知,膨胀机进口空气温度越高,则比输出功升高;由于比输出功的升高幅度较比耗功的升高幅度小,导致循环效率降低。因此,压缩机组出口压力  $p_4$  不宜过高。

### 3.2 低温泵出口压力

低温泵是将液态空气从低温储罐引出并加压后送入气化换热器进行气化的一种特殊泵。本文忽略空气在换热器与管道中的压力损失,则低温泵出口压力即为膨胀机进口压力。在空气流量等其他条件基本恒定的情况下,决定膨胀机输出功的基本参数主要是膨胀机进口空气压力与温度。通过以上分析可知,为尽可能增加膨胀机的输出功,应尽量提高膨胀机进口做功空气的压力与温度。根据热力学基本理论,对于多级膨胀过程,膨胀机在等膨胀比分配下做功最多。因此,本文采用双级膨胀、中间再热的膨胀方式,使用级间再热器加热下一级膨胀机进口空气温度,以提高膨胀机做功效率。不同低温泵出口压力下,系统比输出功与循环效率变化情况如图 3 所示。

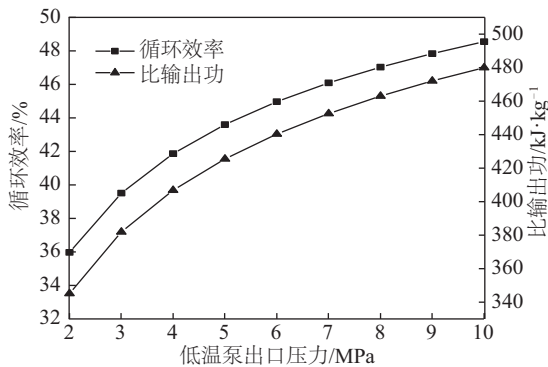


图3 低温泵出口压力对比输出功和循环效率的影响

Fig. 3 Influence of cryogenic pump outlet pressure on turbine work and cycle efficiency

由图 3 可看出,随着低温泵出口压力增大,系统的循环效率和比输出功均逐渐升高,但其升高的幅度减小。当低温泵出口压力由 2 MPa 提高至 5 MPa 的过程中,循环效率由 36% 增加至 44%,比输出功由 345 kJ/kg 增加至 425 kJ/kg,幅度较大。因此,从理论上分析,低温泵的出口压力无限增大,有利于提高系统的循环效率,但实际上,考虑到压力过高对设备的危害等因素,低温泵出口压力不宜过高。

### 3.3 换热器效能

由于液化储能阶段和释能发电阶段分别进行的特

性,采用具有储存热量/冷量功能的储热器和储冷器,才能实现在不同时间段提供冷量用来冷却压缩机出口空气、提供热量用来加热膨胀机进口空气,而无需其他冷却系统提供冷量或化石燃料提供热量,回收利用压缩机废热就可以提高整个系统的循环效率。换热器效能用于衡量换热器实际换热效果与最大可能的换热效果的接近程度。本文压缩过程与膨胀过程共采用 4 个规格相同的换热器,其换热器效能完全相同。不同换热器效能下,系统比耗功、比输出功和循环效率的变化情况如图 4 所示。

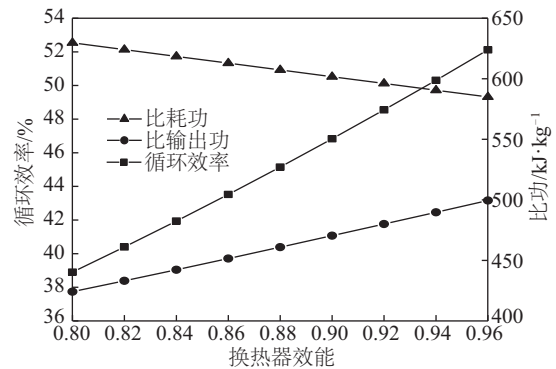


图4 换热器效能对比耗功、比输出功和循环效率影响

Fig. 4 Influence of heat exchanger performance on compression work, turbine work and cycle efficiency

当压缩机组出口压力和膨胀机进口压力一定的情况下,在换热器效能较大时,换热器实际换热效果与换热器最大可能的换热效果更加接近,换热效果更为良好,从而压缩机比耗功大幅降低,膨胀机比输出功与循环效率大幅升高。由图 4 可看出,当换热器效能由 0.80 提高至 0.96 的过程中,压缩机比耗功由 630 kJ/kg 下降至 585 kJ/kg;膨胀机比输出功由 425 kJ/kg 增加至 500 kJ/kg;比耗功的下降以及比输出功的升高使得循环效率由 39% 增加至 52%。因此,在实际条件允许的情况下,换热器效能越高越好。

### 3.4 空气节流前温度与压力

图 5 给出了空气的转化曲线。转化曲线将  $T-p$  图分成制冷和制热 2 个区域,并存在 1 个最大转化压力,即:对应该压力,只有 1 个转化温度;大于该压力,不存在转化温度;小于该压力,存在 2 个转化温度,分别称为上转化温度和下转化温度。转化曲线外,是制热区,节流后产生热效应;转化曲线内,是制冷区,节流后产生冷效应。因此,在利用气体节流制冷时,气体参数的选择要保证节流前的压力不得超过最大转化压力,节流前的温度必须处于上下转化温度之间<sup>[19]</sup>。由图 5 可知,空气



的最大转化压力为 34.16 MPa。

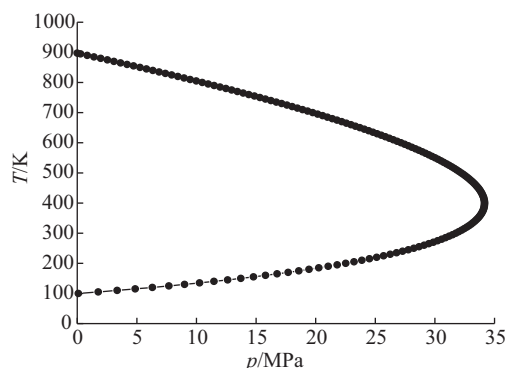


图5 空气的转化曲线

Fig. 5 Transformation curve of air

高压空气经过 J-T 阀节流液化之后,假定空气节流降压至常压。空气液化率和系统循环效率与节流前空气的温度与压力有密切关系。图 6 分别为空气节流前温度(压力为 10 MPa)、空气节流前压力(温度为 140 K)对液化率和循环效率的影响曲线。

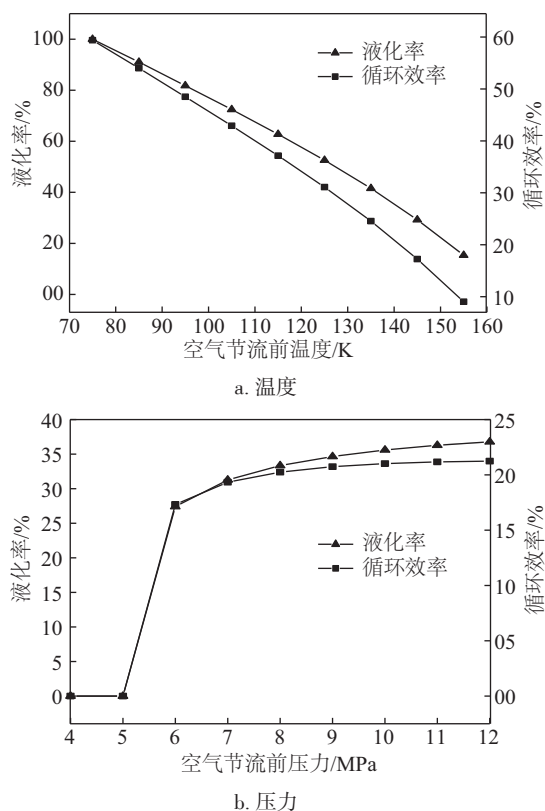


图6 空气节流前温度和压力对液化率和循环效率的影响

Fig. 6 Influence of temperature and pressure before air throttling on liquefaction rate and cycle efficiency

由图 6a 可知,当压力为 10 MPa 的空气节流前温度为 75 K 时,液化率接近 100%,循环效率接近 60%,空

气节流前温度由 75 K 升高至 155 K 的过程中,空气液化率与系统循环效率均大幅降低,且降低的幅度逐渐增大。因此,空气节流前的温度越低,节流后的液化率和循环效率也越高,在实际条件允许的情况下,节流前空气的温度越低越有益。

由图 6b 可知,当温度为 140 K 的空气节流前压力为 5 MPa 时,空气节流后液化率与系统循环效率均为 0,当空气节流前压力由 5 MPa 变为 6 MPa 时,空气节流后的液化率与系统循环效率迅速增大,当空气节流前压力由 6 MPa 变为 12 MPa 时,空气节流后的液化率与系统循环效率均逐渐增大,但其增大的幅度减小。由图 5 可知,空气的最大转化压力为 34.16 MPa,因此,要保证空气节流后产生冷效应,节流前压力必须小于最大转化压力。通过上述分析,对于 140 K 的空气,需要将其压力增加至近 6 MPa 才能液化。因此,空气节流前的压力较高时,空气才能液化。

综合上述分析,空气节流前压力对液化率和系统循环效率影响较大,空气节流前具有较高的压力、较低的温度,有益于提高空气节流后的液化率与系统循环效率。

## 4 结 论

针对本文液化空气储能与发电一体化系统,运用热力学理论建立液化储能阶段、释能发电阶段和循环参数计算的数学模型。采用循环效率和液化率作为评价指标探讨压缩机组出口压力  $p_4$ 、低温泵出口压力、换热器效能、空气节流前温度和空气节流前压力对液化空气储能与发电一体化系统性能的影响规律。得到以下结论:

- 1) 提高压缩机组出口压力  $p_4$ , 压缩机的比耗功与膨胀机的比输出功均增大,但比耗功的升高幅度较输出功的升高幅度大,导致系统循环效率有所降低;
- 2) 提高低温泵出口压力与换热器效能,能显著增大系统的循环效率;
- 3) 空气节流前压力越大、温度越低,节流后的液化率越大,循环效率越高。

## [参考文献]

- [1] 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.
- [2] 刘佳, 夏红德, 陈海生, 等. 新型液化空气储能技术及其在风电领域的应用[J]. 工程热物理学报, 2010,

- 31(12): 1993-1996.
- LIU J, XIA H D, CHEN H S, et al. A novel energy storage technology based on liquid air and its application in wind power[J]. Journal of engineering thermophysics, 2010, 31(12): 1993-1996.
- [3] OTSUKI T. Costs and benefits of large-scale deployment of wind turbines and solar PV in Mongolia for international power exports[J]. Renewable energy, 2017, 108: 321-335.
- [4] SHI K, XU P, WAN Z, et al. Grid-connected dual stator-winding induction generator wind power system for wide wind speed ranges[J]. Journal of power electronics, 2016, 16(4): 1455-1468.
- [5] FAN X C, WANG W Q, SHI R J, et al. Analysis and countermeasures of wind power curtailment in China[J]. Renewable & sustainable energy reviews, 2015, 52: 1429-1436.
- [6] FERREIRA H L, GARDE R, FULLI G, et al. Characterisation of electrical energy storage technologies [J]. Energy, 2013, 53(5): 288-298.
- [7] PAZHERI F R, OTHMAN M F, AL-AMMAR E A, et al. Clean and efficient power dispatch at hybrid power plant with energy storage [C]//Power & Energy Society General Meeting, IEEE, 2015: 1-5.
- [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.
- [9] EVANS A, STREZOV V, EVANS T J. Assessment of utility energy storage options for increased renewable energy penetration[J]. Renewable & sustainable energy reviews, 2012, 16(6): 4141-4147.
- [10] RODRIGUES E M G, GODINA R, SANTOS S F, et al. Energy storage systems supporting increased penetration of renewables in islanded systems[J]. Energy, 2014, 75 (C): 265-280.
- [11] BUDT M, WOLF D, SPAN R, et al. Compressed air energy storage-an option for medium to large scale electrical-energy storage[J]. Energy procedia, 2016, 88: 698-702.
- [12] KLUMPP F. Potential for large scale energy storage technologies-comparison and ranking including an outlook to 2030[J]. Energy procedia, 2015, 73: 124-135.
- [13] 徐玉杰, 陈海生, 刘佳, 等. 风光互补的压缩空气储能与发电一体化系统特性分析[J]. 中国电机工程学报, 2012, 32(20): 88-95.
- XU Y J, CHEN H S, LIU J, et al. Performance analysis on an integrated system of compressed air energy storage and electricity production with wind-solar complementary method[J]. Proceedings of the CSEE, 2012, 32(20): 88-95.
- [14] BRETT G, BARNETT M. The application of liquid air energy storage for large scale long duration solutions to grid balancing[C]//EDP Sciences, 2014: 03002.
- [15] ANTONELLI M, DESIDERI U, GIGLIOLI R, et al. Liquid air energy storage: a potential low emissions and efficient storage system[J]. Energy procedia, 2016, 88 (88): 693-697.
- [16] XUE X D, WANG S X, ZHANG X L, et al. Thermodynamic analysis of a novel liquid air energy storage system [J]. Physics procedia, 2015, 67: 733-738.
- [17] MORGAN R, NELMES S, GIBSON E, et al. Liquid air energy storage-analysis and first results from a pilot scale demonstration plant [J]. Applied energy, 2015, 137(3): 845-853.
- [18] ANTONELLI M, DESIDERI U, GIGLIOLI R, et al. Liquid air energy storage: a potential low emissions and efficient storage system[J]. Energy procedia, 2016, 88: 693-697.
- [19] 吴业正. 制冷与低温技术原理[M]. 北京: 高等教育出版社, 2004: 33-38.
- WU Y Z. Principles of refrigeration and cryogenic technology[M]. Beijing: Higher Education Press, 2004: 33-38.

## PERFORMANCE ANALYSIS ON AN INTEGRATED SYSTEM OF LIQUEFIED AIR ENERGY STORAGE AND ELECTRICITY PRODUCTION

Xie Yingbai, Xue Xiaodong

*(Department of Power Engineering, North China Electric Power University, Baoding 071003, China)*

**Abstract:** The mathematical model including the stages of energy storage and energy release is established by using the thermodynamic theory. The effects of compressor outlet pressure, cryogenic pump outlet pressure, heat exchanger efficiency, temperature and pressure before air throttling on the performance of integrated system of liquefied air energy storage and electricity production were studied by using cycle efficiency and liquefaction rate as evaluation indexes. The results show that increasing the cryogenic pump outlet pressure and heat exchanger efficiency can significantly increase the cycle efficiency of the system; improve the compressor outlet pressure, compression work and turbine power were increased, and the cycle efficiency decreased; the greater air pressure and the lower air temperature before throttling, the greater liquefaction rate after throttling, and the higher cycle efficiency. The theoretical analysis model and research results can provide a reference for the development of the integrated system of liquefied air energy storage and electricity production.

**Keywords:** liquid air; energy storage; cycle efficiency; liquefaction rate; performance analysis