

DOI: 10.7652/xjtuxb201911001

储能压力对液态压缩空气储能系统特性的影响

刘青山¹, 葛俊², 黄葆华³, 王维萌³, 刘迎文¹, 何雅玲¹

(1. 西安交通大学能源与动力工程学院, 710049, 西安; 2. 国网冀北电力有限公司, 100054, 北京;
3. 国网冀北电力有限公司电力科学研究院, 100045, 北京)

摘要: 为了探究液态压缩空气储能系统工作参数对系统性能的内在作用机理及系统能效提升方法,建立了该系统的热力学模型。应用 Aspen Plus 软件进行流程仿真,对系统进行了热力学特性分析,并深入研究了液态空气储能压力对系统各单元及系统能效的影响规律。研究表明:较高品位的压缩余热和较小的循环空气流量可有效提升系统余热再利用率,显著提升系统性能;当储能压力由 0.86 MPa 提升至 1.67 MPa 时,系统压缩热的品位得以提升,膨胀机级间再热温度由 114 ℃ 提升至 160 ℃,同时可降低循环空气流量约 0.5%,使得压缩机功耗降低,同时膨胀机输出总功增加,系统效率由 31.61% 提升至 42.54%;储能压力的提升有利于降低低温储罐漏热,并减少制冷膨胀机出口带液量,可进一步改善系统的整体性能。

关键词: 液态压缩空气储能;储能压力;热力学特性

中图分类号: TK02 **文献标志码:** A **文章编号:** 0253-987X(2019)11-0001-09

Influence of Energy Storage Pressure on the Characteristics of Liquid Air Energy Storage System

LIU Qingshan¹, GE Jun², HUANG Baohua³, WANG Weimeng³, LIU Yingwen¹, HE Yaling¹

(1. School of Energy and Power Engineering, Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049, China; 2. State Grid Jibei Electric Power Co. Ltd., Beijing 100054, China; 3. Research Institute, State Grid Jibei Electric Power Co. Ltd., Beijing 100045, China)

Abstract: In order to explore the intrinsic affecting mechanism of operating parameters of liquid air energy storage system (LAES) on the system performance and the method for improving system energy efficiency, a thermodynamic model of the system was established, and the process simulation was carried out using Aspen Plus software. The thermodynamic characteristics of the system were analyzed, and the influences of the energy storage pressure in liquid air tank on other units and the energy efficiency of the system were studied. The results show that high-grade compression heat and low recycling air flow rate can effectively improve the efficiency of compression heat reuse and system performance. As the energy storage pressure is increased from 0.86 MPa to 1.67 MPa, the grade of compression heat is improved, the reheating temperature between stages of expanders is increased from 114 ℃ to 160 ℃, and the recycling air flow is effectively reduced by about 0.5%. As a result, the power consumption of compressors is reduced, the total power output of expanders is increased, and thus the system efficiency is raised from 31.61% to 42.54%. Besides, the increase of energy storage pressure is helpful to reduce

the heat leakage of cryogenic storage tank and the liquid mass fraction at the exit of cryo-turbine, which can further improve the comprehensive performance of the system.

Keywords: liquid air energy storage; energy storage pressure; thermodynamic characteristics

近年来,我国可再生能源发电装机容量逐年增加^[1],但可再生能源的不稳定性、波动性的固有特性严重制约其并网使用,目前我国风电弃风率高达30%^[2-3],而储能技术因具有显著的调峰、调频能力,可实现光伏发电、风力发电的非稳态存储及平稳输出,为可再生能源利用问题的解决提供了有效途径^[4-5]。因此,迫切需要发展各种安全可靠、持续高效的规模储能技术。

压缩空气储能技术作为满足大规模调峰需求的能量型储能技术,具有储能容量大、寿命长、能量转换效率高、环境污染小等优势,受到广泛关注^[6-10]。其中,液态压缩空气储能技术(LAES)将空气压缩、液化以进行能量存储,释能时液化空气加压、气化后进入透平膨胀做功驱动发电机发电,同时回收压缩余热、膨胀余冷、汽化潜热。该技术采用液态空气实现能量存储,大大降低了能量存储压力,具有储能密度高、安全高效、不受地理条件限制等优势^[11-13]。陈海生等开发了超临界液态空气储能技术,并开展了系统性能研究^[14-16];白芳等分析了基于海兰德循环与朗肯循环相结合的液态空气储能技术的循环效率^[17];邓章等提出了一种高压液空储能系统并进行了热力学分析^[18]。但是,现有研究多关注系统参数对性能的影响规律,未能深入探讨各单元工作参数对系统性能的内在作用机理,基于热力学理论的系统优化分析研究也比较少。

因此,本文利用 Aspen Plus 软件建立了该系统的模拟流程图并开展流程仿真,对设计工况下系统的热力学特性进行了分析,剖析了系统效率较低的原因,指出了系统优化方向,深入研究了储能压力对系统各单元及系统能效的影响规律,可为液态压缩空气储能系统的能效提升提供一定的依据。

1 液态压缩空气储能系统

LAES 系统在储能环节中对压缩空气进行液态存储,在释能环节中对液空汽化潜热进行回收利用有所不同,系统原理图如图 1 所示。LAES 系统由压缩净化、液化、储热、蓄冷、膨胀发电这 5 个单元组成,其中储热单元工作时分为储热、释热阶段,蓄冷单元工作时分为蓄冷、释冷阶段。

系统运行分为两个独立的储能环节和释能环节,各单元依据功能分时段协同工作。

(1)储能环节中,压缩净化单元、液化单元、储热单元(储热阶段)、蓄冷单元(释冷阶段)同时工作。在压缩净化单元中,系统利用可再生能源、夜间的低价电能等驱动主压缩机、循环压缩机做功,经主压缩机两级加压后的空气进入分子筛进行纯化处理,过滤掉空气中的二氧化碳、水、乙炔等杂质气体,纯化后气体一部分用作分子筛的再生气源,剩余气体与来自下游液化单元的气态返流空气相混合,进入循环压缩机进一步升压,然后进入液化单元。各级压

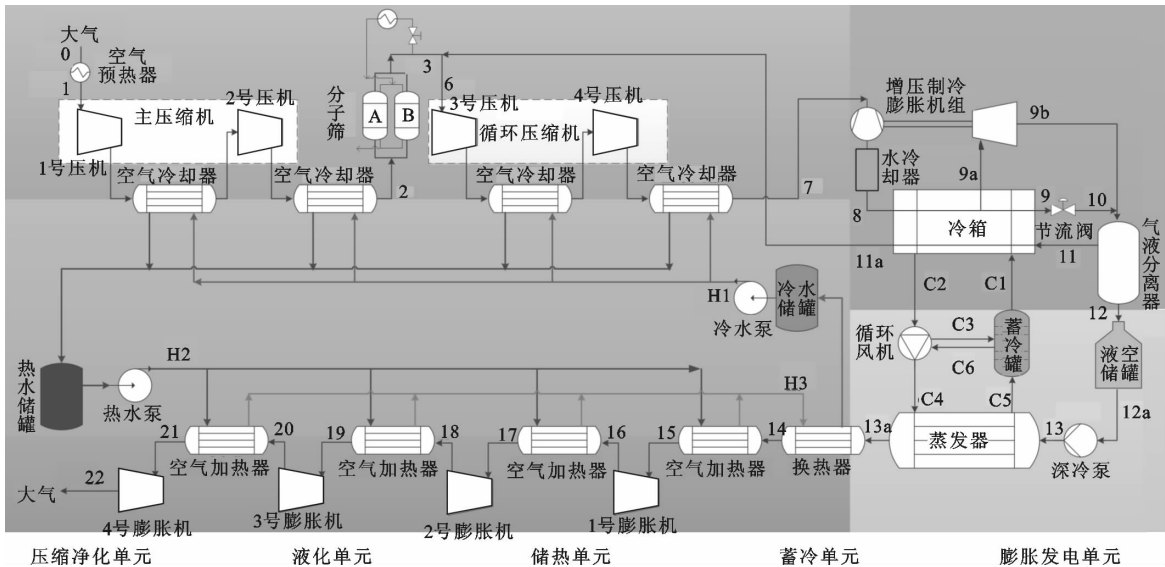


图 1 液态压缩空气储能系统原理图

缩机出口的高压高温空气进入储热单元,放热降温变成高压常温空气,既保证压缩机安全稳定运行,同时提高容积效率和减少压缩功,储热单元回收并存储热能以供释能环节使用。在储能环节中,储热单元处于储热工作阶段,冷水储罐中 15℃ 左右的冷却水泵进入空气冷却器中,与高温高压空气进行换热,冷水回收大量压缩热而升温至 120℃ 左右,以热水形式将热能存储在热水储罐中。在液化单元中,来自上游的高压常温气态空气,经增压制冷膨胀机组加压后进入冷箱换热,吸收蓄冷单元所提供的冷量以及低温气态返流空气的冷量后排出冷箱,经节流阀及增压制冷膨胀机组中膨胀机(制冷膨胀机)进一步膨胀降温,变成气液两相状态后进入气液分离器,循环气态产物作为返流空气向冷箱提供冷量,液态空气存储在低温液空储罐中,制冷膨胀机的膨胀制冷所做功用于补偿增压制冷膨胀机组压缩机产生的功耗,从而提升系统效率。蓄冷单元处于释冷工作阶段,0.85 MPa 的载冷空气在循环风机驱动下,反复完成循环风机-蓄冷罐取冷-冷箱释冷-循环风机的冷量释放工作。

(2) 释能环节中,膨胀发电单元、储热单元(释热阶段)、蓄冷单元(蓄冷阶段)同时工作。来自液空储罐中的低温液态空气首先在深冷泵实现加压,再进入蒸发器吸热汽化为高压常温气态空气,随后进入膨胀发电单元进行多级膨胀、输出电能。各级膨胀机入口空气均进入储热单元进行级间再热,吸热增焓后升温至 110℃ 左右,进一步提升空气的膨胀做功能力。在处于释热工作阶段的储热单元中,热水储罐中 120℃ 左右的热水在水泵的驱动下进入空气加热器,与空气换热完成释热降温后回到冷水储罐,蓄冷单元处于蓄冷工作阶段,在循环风机的驱动作用下,0.85 MPa 的载冷空气反复完成循环风机-蒸发器取冷-蓄冷罐蓄冷-循环风机的冷量存储工作^[19-20]。

2 模型建立与验证

本文选取某百千瓦级液态压缩空气储能系统作为研究对象,压缩单元采用两级压缩、级间冷却方案,膨胀发电单元采用多级膨胀、级间加热方案,设计工况下储能过程进料空气体积流量为 1 800 m³/h (文中体积流量为空气在 0℃、0.1 MPa 状态下的体积流量),液空储罐储能压力为 0.86 MPa,释能过程依据工作时长进行流量设计,并保证储能系统中液空储罐在一个完整工作周期内工质的质量守恒。

根据液态压缩空气储能系统的运行特点,对

LAES 系统做如下简化与假设:忽略空气在分子筛中的组分变化;忽略管道中的散热损失及压降损失;忽略储热单元中储水罐的热量损失和蓄冷单元中蓄冷罐的冷量损失;忽略储热单元中水泵耗功和蓄冷单元中循环风机耗功。

2.1 数理模型

2.1.1 热力学模型 在 LAES 系统储能环节中,空气在主压缩机和循环压缩机中经多级压缩后变为高温高压气体,各级出口空气焓为

$$h_{c,i+1} = h_{c,i} + \frac{h_{c,i+1,s} - h_{c,i}}{\eta_{c,i}} \quad (1)$$

式中: $h_{c,i}$ 为压缩机各级入口比焓; $h_{c,i+1}$ 为压缩机各级出口比焓; $\eta_{c,i}$ 为第 i 级压缩机的等熵效率;下标 s 代表等熵过程。

压缩机总耗功为

$$W_{c,j} = q_{m,j} \sum (h_{c,i+1} - h_{c,i}) \quad (2)$$

式中: $q_{m,j}$ 为压缩机质量流量; $W_{c,j}$ 为压缩机功率; $j=1$ 代表主压缩机, $j=2$ 代表循环压缩机。

压缩空气在冷箱中被循环空气和蓄冷单元低温空气冷却,各物流满足能量守恒方程

$$q_{m,8}(1-\alpha)(h_8 - h_9) + q_{m,8}\alpha(h_8 - h_{9a}) = q_{m,C1}(h_{C2} - h_{C1}) + q_{m,11}(h_{11a} - h_{11}) \quad (3)$$

式中: $q_{m,8}$ 、 $q_{m,C1}$ 、 $q_{m,11}$ 分别为高压空气、蓄冷单元低温空气和循环气态空气的质量流量; α 为制冷膨胀机空气分量。

冷箱出口空气一部分经节流阀等焓膨胀,一部分经制冷膨胀机绝热膨胀,出口焓分别为

$$h_{10} = h_9 \quad (4)$$

$$h_{9b} = h_{9a} - (h_{9a} - h_{9b,s})\eta_t \quad (5)$$

式中 η_t 为制冷膨胀机等熵效率。

在 LAES 释能环节中,低温储罐中的液态空气经深冷泵加压,出口焓和低温泵功率分别为

$$h_{13} = h_{12a} + \frac{h_{13,s} - h_{12a}}{\eta_p} \quad (6)$$

$$W_p = q_{m,et}(h_{13} - h_{12a}) \quad (7)$$

式中: η_p 为低温泵的等熵效率; $q_{m,et}$ 为释能环节空气质量流量。

深冷泵出口的低温高压过冷液化空气在蒸发器中吸热气化,将冷量回收并存储。蒸发器出口空气状态可通过能量守恒方程计算得到,即

$$q_{m,et}(h_{13a} - h_{13}) = q_{m,C4}(h_{C4} - h_{C5}) \quad (8)$$

式中 $q_{m,C4}$ 为蓄冷单元中载冷空气质量流量。

在多级膨胀机中,高压空气逐级绝热膨胀,各级出口焓和输出总功率分别为

$$h_{et,i+1} = h_{et,i} - (h_{et,i} - h_{et,i+1,s})\eta_{et,i} \tag{9}$$

$$W_{et} = q_{m_{et}} \sum (h_{et,i} - h_{et,i+1}) \tag{10}$$

式中： $h_{et,i}$ 为膨胀机各级入口比焓； $h_{et,i+1}$ 为膨胀机各级出口比焓； $\eta_{et,i}$ 为第*i*级膨胀机的等熵效率； W_{et} 为膨胀机总输出功率。

2.1.2 系统性能指标 系统效率是评价储能系统能量转化利用率的重要指标,定义为释能环节获得的收益与储能环节付出的代价之比。考虑到储能环节与释能环节的分时段工作特性,收益定义为膨胀机的输出功与深冷泵耗功之差,代价则定义为主压缩机与循环压缩机的耗功之和,系统效率为

$$\eta_s = \frac{(W_{et} - W_p)\tau_{di}}{(W_{c,1} + W_{c,2})\tau_{ch}} \tag{11}$$

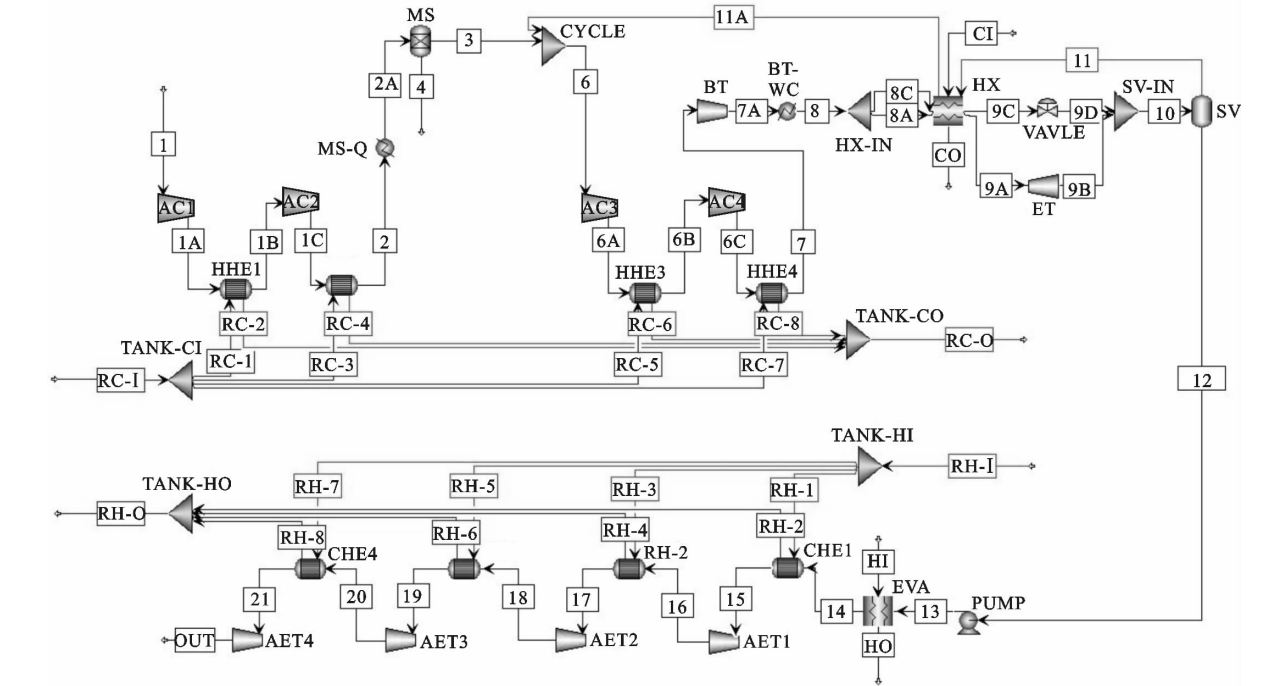
式中： τ_{ch} 、 τ_{di} 分别为储能、释能环节工作时长。

当 $\tau_{di} = \tau_{ch}$ 时

$$\eta_s = \frac{W_{et} - W_p}{W_{c,1} + W_{c,2}} \tag{12}$$

2.2 Aspen Plus 流程仿真

本文借助 Aspen Plus 软件建立了液态压缩空气储能系统的模拟流程图,开展了流程仿真,物性计算采用 PENG-ROB 方法,模拟流程图如图 2 所示。其中 MS-Q 仿真模块用于模拟分子筛中的温升、降压作用;MS 仿真模块用于实现分子筛下游的分流目的;“物流 CI(-135℃)→物流 CO(常温)”代表储能环节蓄冷单元的冷量释放过程;“物流 HI(常温)→物流 HO(-140℃)”代表释能环节蓄冷单元的冷



AC1,AC2:主压缩机;AC3,AC4:循环压缩机;MS-Q:分子筛;BT:增压制冷膨胀机组(增压机);BT~WC:增压机水冷却器;HHE1~HHE4:空气冷却器;HX:冷箱;ET:增压制冷膨胀机组(制冷膨胀机);VAVLE:节流阀;SV:储罐;PUMP:深冷泵;EVA:蒸发器;CHE1~CHE4:空气加热器;AET1~AET4:膨胀机;其他:流量调节模块(分流器、混流器)

图 2 液态压缩空气储能系统模拟流程图

量回收过程。

系统主要运行参数如表 1 所示。其中主压缩机

和循环压缩机均采用两级等压比压缩方案,以保证较低的压缩耗功;释能环节中膨胀机采用 4 级变压

表 1 液态压缩空气储能系统运行参数

入口 温度/℃	入口 压力/MPa	主压缩机 出口压力/MPa	循环压缩机 出口压力/MPa	压缩机级间 冷却温度/℃	增压制冷膨胀机组 增压端压力/MPa
15	0.1	0.86~1.67	5.8	25	6.8
制冷膨胀机 出口压力/MPa	节流阀出口 压力/MPa	液空储罐 压力/MPa	深冷泵出口 压力/MPa	蒸发器出口 温度/℃	膨胀机出口 压力/MPa
0.86~1.67	0.86~1.67	0.86~1.67	10	15	0.12

比膨胀方案,以保证末级排气温度接近环境温度。

2.3 流程仿真验证

为了保证系统流程仿真的准确性,本文首先针对设计工况开展了验证工作。选取液态空气储能系统各节点的温度和压力参数为对比对象,将仿真结果与原始设计参数进行了对比,如图 3、图 4 所示,可知仿真获得的系统各节点的温度、压力参数均与设计参数高度吻合,验证了本文所建仿真流程的准确性。由图 3 可知,循环压缩机入口处的仿真结果与设计参数存在较小差异,主要是由物性方法的计算误差导致的。

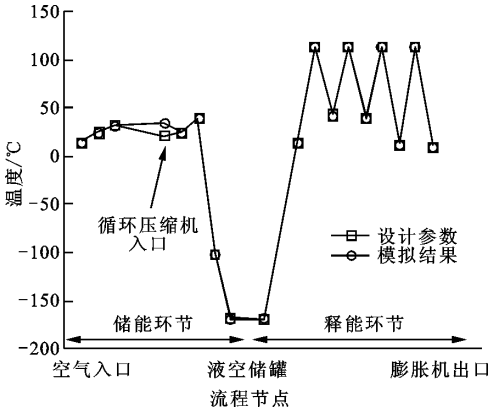


图 3 系统各节点温度参数对比

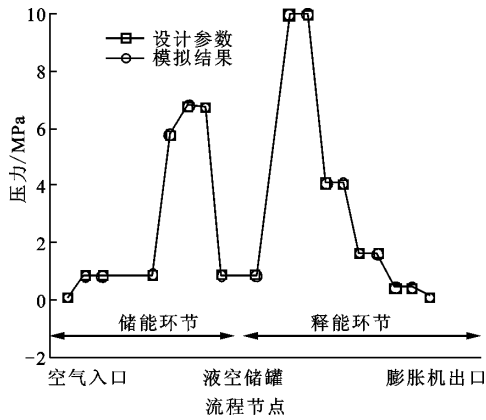


图 4 系统各节点压力参数对比

3 结果与讨论

3.1 设计工况下系统性能的热力学分析

本文首先针对设计工况进行系统热力学仿真计算,并对系统的热力学特性进行了分析,仿真结果如

表 2、表 3 所示。由表 2、表 3 可知:主压缩机、循环压缩机耗功分别为 173.4、382.8 kW,循环压缩机耗功为主压缩机的 2.21 倍,占据系统总耗功的 2/3 以上,这主要是由于循环气态产物的引入导致循环压缩机具有相对较大的流量;膨胀机输出总功为 199.9 kW,系统效率较低,仅为 31.61%。

储热、蓄冷单元中的余热余冷回收与再利用的对比如图 5 所示。由图 5 可知,蓄冷单元中冷量的回收量与利用量相当,液空汽化潜热回收利用较为充分,证明储能系统蓄冷单元设计具有合理性,但储热单元在储能环节共回收压缩热 529.3 kW,远大于释能环节膨胀机级间再热量 212.3 kW,其余热利用率仅为 40.1%,系统由于存在大量能量损失而导致效率较低。

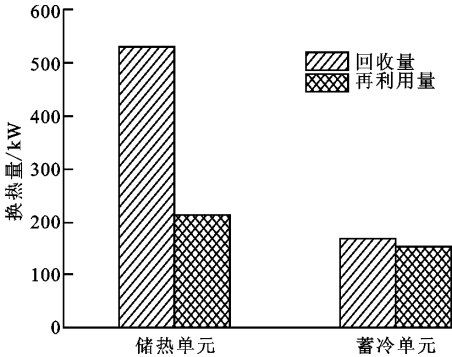


图 5 余热余冷回收与再利用的对比

液态压缩空气储能系统设计工况下的主要工作参数如表 3 所示。由表 3 可知:主压缩机、循环压缩机各级出口温度均高于 130℃,但是膨胀机级间再热温度仅为 114℃。这是因为压缩热的回收与利用需通过中间环节,即储热单元中的两组空气换热器来实现,并完成空气内能-水热力学能-空气内能的能量转换;根据热流科学基础理论,换热器中存在不可避免的传热温差,经两次换热后,膨胀机级间再热温度必然低于压缩机出口温度;设计工况中,循环压缩机流量远大于主压缩机流量以及释能环节中膨胀机流量。由于存在换热器传热温差,这限制了余热的进一步回收和利用,传热过程中能量品位的降低导致用于膨胀机入口空气再热的热能品位较低。储、释能环节余热回收与利用过程的流量特性差异较大,而压缩热的大小与流量特性紧密相关,因此相

表 2 液态压缩空气储能系统主要性能参数

主压缩机		循环压缩机		膨胀机		深冷泵	系统效率/%
耗功/kW	压缩热/kW	耗功/kW	压缩热/kW	输出功/kW	再热量/kW	耗功/kW	
173.4	150.9	382.8	378.4	199.9	212.3	24.1	31.61

表 3 液态压缩空气储能系统主要工作参数

参数	主压缩机		循环压缩机		膨胀机
	1 级	2 级	1 级	2 级	各级
出口温度/℃	131	150	142	132	
级间冷却温度/℃	25	25	25	25	
级间再热温度/℃					114
体积流量/ $\text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$	1 800	1 800	4 468	4 468	1 620

对较小的膨胀机流量进一步限制了压缩余热的回收利用情况。

储热单元换热器中的非等温传热固有特性以及循环压缩机的较大流量特性,共同导致系统中约 60%的压缩余热无法得以利用,加之膨胀机因入口空气的温度有限,影响其膨胀做功能力,最终导致较低的系统电-电转换效率。因此,为了有效提升液态压缩空气储能系统效率,则需提高压缩机出口空气温度,以提升压缩余热的热能品质,并进一步提升膨胀机入口空气的膨胀做功能力,同时降低循环压缩机的流量,以减少系统储热单元中的能量损失。

循环压缩机流量为主压缩机流量与气态返流空气流量之和,而主压缩机流量取决于进料空气流量,无法单独改变,所以可考虑通过系统参数优化降低返流空气的流量,以减少循环压缩机处压缩热的浪费量。由图 1、图 2 可知,气态返流空气的循环流程自低温液空储罐开始,而止于循环压缩机入口,贯穿压缩单元和液化单元中多个工作部件。因此,低温液空储罐作为循环支路气态返流空气的起点,储罐工作状态与其上、下游环节中多个部件的工作参数间必然存在紧密关系,彼此相互影响:①气液分离器中气态产物经冷箱回收冷量后与来自主压缩机的空气混合后一起进入下游环节,由于空气在冷箱中压降较小且可忽略不计,因此气液分离器压力,即储能压力应与主压缩机出口压力相匹配,以避免较大的压降损失;②储罐压力变化将导致两段压缩机的压比分配产生变化、深冷泵压升变化,进一步导致各组件的工作温度与功量发生变化;③储罐压力变化将直接导致液化单元中膨胀组件及气液分离器的工作参数产生变化,使得循环气体参数(流量、温度等)发生较大变化。

综上所述,低温液空储罐压力,即系统储能压力将对液态压缩空气储能系统的整体性能起关键性作用,储能压力的变化将影响系统多单元的工作参数发生变化。通过储能压力的合理确定,协调系统各单元的工作特性,以提升压缩余热能量品位、有效降

低循环空气流量,从而改善系统中压缩热的利用情况,最终可提升整体性能,并获得较高的系统效率。

3.2 储能压力对系统特性的影响规律

为了进一步研究系统储能压力对系统各单元工作参数的影响以及其对系统性能的影响规律,在主压缩机入口压力、循环压缩机出口压力均不变以及膨胀发电单元各级压力参数不变的前提下,本文研究并对比分析了不同储能压力下系统的工作特性变化规律。

3.2.1 储能压力对压缩和膨胀单元的影响 不同储能压力下,主压缩机、循环压缩机各级出口温度的分布如表 4 所示。由表 4 可知:随着储能压力的提升,主压缩机各级出口温度均逐渐升高,循环压缩机各级出口温度则表现出相反的变化趋势;储能压力越大,二者温跨越大,当储能压力为 1.67 MPa 时,主压缩机出口温度提升至约 200 ℃,循环压缩机出口温度则降低至约 100 ℃。由于主压缩机入口压力、循环压缩机出口压力保持不变,随着储能压力的提升,主压缩机总工作压比增加、循环压缩机总工作压比减小。大压比使得主压缩机各级出口温度均随储能压力提升而升高,而循环压缩机各级出口温度均随储能压力提升而降低。

表 4 不同储能压力下压缩机出口温度的分布

储能压力 /MPa	主压缩机出口温度/℃		循环压缩机出口温度/℃	
	1 级	2 级	1 级	2 级
0.86	131	150	142	132
1.00	141	159	133	123
1.20	152	171	121	111
1.44	164	183	110	100
1.67	174	193	101	92

充分考虑到主压缩机和循环压缩机出口温度相差较大,膨胀机采用分段式级间换热方案,即以低品位循环压缩机压缩热作为初级热源对膨胀机级间空气进行预热,以主压缩机压缩热为二次热源,进一步提高膨胀机的入口温度,通过匹配计算,获得 5 组储能压力下的膨胀机级间再热温度分别为 114、125、140、150、160 ℃。因此,适当提升储能压力有利于提升膨胀机再热温度,从而增强膨胀机做功能力、提升系统效率,但若无限提升储能压力,将导致主压缩机工作温度过高、循环压缩机出口温度过低,从而极大限制主压缩机的工作寿命及循环压缩机压缩热的回收,造成系统性能衰减。

3.2.2 储能压力对液化单元的影响 储能压力对

液空储罐工作温度的影响规律如图 6 所示。由图 6 可知,随着低温储罐储能压力的提升,工作温度逐渐上升。来自节流阀和制冷膨胀机出口的空气均处于两相状态,二者混合后在气液分离器中进行绝热分离,因此气液分离器及低温液空储罐中的空气处于近饱和状态,当储能压力上升后,工作温度也随之上升,储能温度的升高有助于减少低温液空储箱的漏热,进一步提高系统效率。然而,通过计算发现:在不改变其他工作参数条件下,当储能压力超过 1.67 MPa 时,储罐工作温度过高使得低温气态循环空气所提供的冷量相对减少,无法满足冷箱内高压常温空气的液化负荷,导致冷箱无法正常工作;储能压力增加意味着耐压性能要求的提升,这将导致安全性降低、成本增加。因此,储能压力在工程中存在合理取值问题。

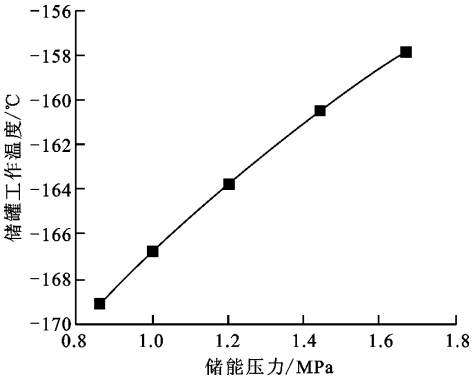


图 6 储能压力对储罐工作温度的影响

膨胀单元及气液分离器工作参数随储能压力的动态变化如图 7、图 8 所示。由图 7、图 8 可知:随着储能压力的逐渐提升,节流阀出口的干度逐渐降低,制冷膨胀机出口带液量也逐渐降低;由于膨胀后压力随储能压力提升而提升,但膨胀前压力保持不变,因此膨胀过程前后压差减小;较小的膨胀比导致等熵膨胀过程(制冷膨胀机)出口的液相分量减少,即膨胀机带液量降低,节流阀中等熵膨胀过程闪蒸量

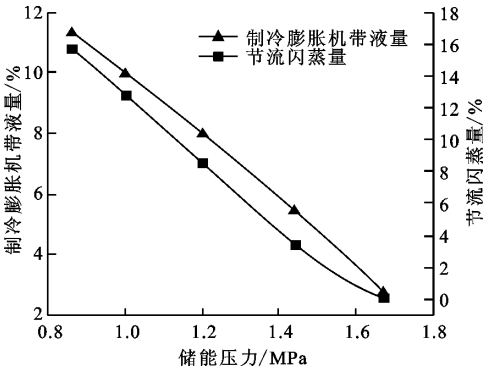


图 7 储能压力对膨胀过程的影响

同样减少,即出口干度降低。由于制冷膨胀机出口带液量的降低,可有效防止制冷膨胀机工作过程中液击现象的出现,这有利于提升系统的安全性,同时可有效提升制冷膨胀机的工作寿命。

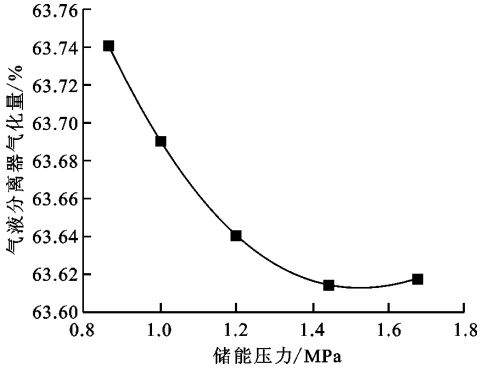


图 8 储能压力对气液分离结果的影响

在等熵膨胀、等焓节流两个过程的综合作用下,气液分离器中空气的气相分量呈现出先逐渐降低、后小量回升的变化趋势。结合图 7 可知:随着储能压力的提升,节流阀出口干度大幅降低,其主导气液分离器中气相分量不断降低;当储能压力提升至 1.67 MPa 后,节流阀出口干度变为 0,膨胀过程从相变节流转变为单相节流,节流膨胀过程对气态分量不再起作用,此时制冷膨胀机出口气相分量不断增加且占主导作用,使得气相分量出现拐点、呈现回升趋势。

气液分离器中气相分量作为循环空气全部进入循环压缩机,变化规律直接决定了循环空气、循环压缩机的流量特性,储能压力对系统体积流量的影响如图 9 所示。由图 9 可知:随着储能压力的提升,循环空气的流量先逐渐降低,后略有回升,流量最大降幅为 0.55%;由于主压缩机流量保持不变,而循环压缩机流量等于主压缩机流量与循环空气流量之和,因此循环压缩机流量保持与气态循环空气流量相一致的变化趋势。

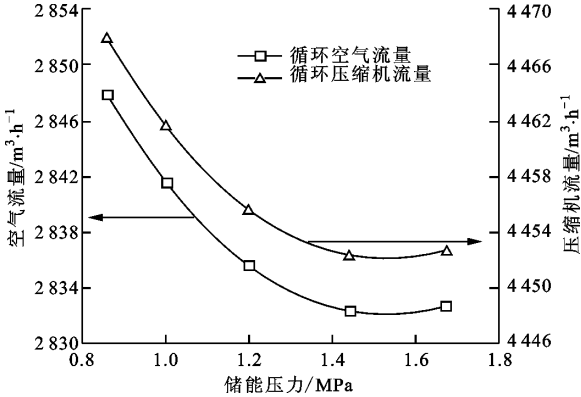


图 9 储能压力对系统体积流量的影响

3.2.3 储能压力对系统性能的影响 不同储能压力下系统各个动力部件的功率分布情况如图 10 所示。由图 10 可知,随着低温储罐储能压力的增大,主压缩机耗功逐渐增大,循环压缩机的耗功大幅降低,多级膨胀装置输出总功逐渐提升。

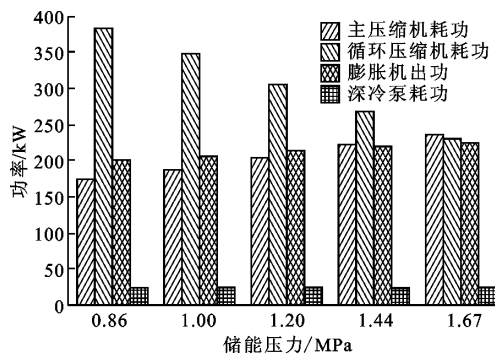


图 10 储能压力对系统功率的影响

储能压力的提升会导致主压缩机工作压比提升、循环压缩机压比降低,因此主压缩机的压比增加导致其耗功增加,循环压缩机在低压比、小流量的共同作用下耗功大幅降低。随着储能压力的提升,膨胀机级间再热温度逐渐提升,由 114 °C 提升至 160 °C,级间再热量有所增加,空气膨胀过程做功能力逐渐提升。由于储能压力的提升,深冷泵入口温度、压力均略有增加,在较高入口温度、较低压升的作用下,深冷泵耗功略有增加。系统效率随储能压力的变化如图 11 所示。结合图 10 可知:随着储能压力由 0.86 MPa 提升至 1.67 MPa,主压缩机耗功增加了 62.5 kW,而循环压缩机耗功降低了 147.7 kW,储能压力提升使得系统总耗功降低,降幅为 15.3%;同时,膨胀机输出功增加了 12.41%,系统收益增加,故系统效率随储能压力提升而提升,效率由 31.61% 提升至 42.54%。

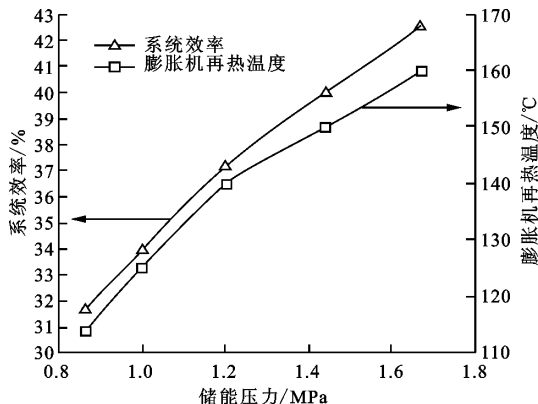


图 11 系统效率随储能压力的变化

4 结 论

本文建立了液态压缩空气储能系统的热力学模型,应用 Aspen Plus 软件开展流程仿真,通过研究系统热力学特性及储能压力对系统各单元参数的影响规律,可得如下结论。

(1)设计工况下,储热单元换热器中的非等温传热固有特性以及循环压缩机的较大流量特性,共同限制了系统中压缩余热的能量品位及利用情况,储能系统因为存在较大能量损失,所以具有较低的系统效率,其电-电转换效率仅为 31.61%。

(2)储能压力的提升会导致主压缩机出口温度逐渐升高、循环压缩机出口温度逐渐降低,使得系统压缩热能量品位得以提升,膨胀机级间再热温度由 114 °C 提升至 160 °C。

(3)储能压力由 0.86 MPa 逐渐提升至 1.67 MPa 时,等熵膨胀过程中节流阀出口干度由 15.78% 逐渐降低至 0,等熵膨胀过程中制冷膨胀机出口带液量由 11.33% 降至 2.7%,最终导致系统中循环空气流量呈现先降低、后小幅回升的变化趋势,流量最大降幅为 0.55%。

(4)储能压力的提升,将导致主压缩机耗功小幅增加、循环压缩机耗功大幅降低、膨胀机输出总功增加,综合作用下系统效率由 31.61% 提升至 42.54%。储能压力的提升可有效降低制冷膨胀机出口带液量,对提升系统的安全、可靠性具有重要意义。

参考文献:

- [1] BAZMI A A, ZAHEDI G. Sustainable energy systems: Role of optimization modeling techniques in power generation and supply [J]. Renewable & Sustainable Energy Reviews, 2011, 15(8): 3480-3500.
- [2] BOVE R, BUCHER M, FERRETTI F. Integrating large shares of wind energy in macro-economical cost-effective way [J]. Energy, 2012, 43(1): 438-447.
- [3] LIU W, LUND H, MATHIESEN B V. Large-scale integration of wind power into the existing Chinese energy system [J]. Energy, 2011, 36(8): 4753-4760.
- [4] 程时杰. 大规模储能技术在电力系统中的应用前景分析 [J]. 电力系统自动化, 2013, 37(1): 3-8.
CHEN Shijie. An analysis of prospects for application of large-scale energy storage technology in power systems [J]. Automation of Electric Power Systems, 2013, 37(1): 3-8.
- [5] 李允超, 宋华伟, 马洪涛, 等. 储能技术发展现状研

- 究 [J]. 发电与空调, 2017, 38(4): 56-61.
- LI Yunchao, SONG Huawei, MA Hongtao, et al. Research on the development of energy storage technology [J]. Refrigeration, Air Conditioning & Electric Power Machinery, 2017, 38(4): 56-61.
- [6] 张文亮, 丘明, 来小康. 储能技术在电力系统中的应用 [J]. 电网技术, 2008, 32(7): 1-9.
- ZHANG Wenliang, QIU Ming, LAI Xiaokang. Application of energy storage technology in power grids [J]. Power System Technology, 2008, 32(7): 1-9.
- [7] YANG K, ZHANG Y, LI X, et al. Theoretical evaluation on the impact of heat exchanger in advanced adiabatic compressed air energy storage system [J]. Energy Conversion and Management, 2014, 86: 1031-1044.
- [8] ZHANG Y, YANG K, LI X, et al. The thermodynamic effect of air storage chamber model on advanced adiabatic compressed air energy storage system [J]. Renewable Energy, 2013, 57: 469-478.
- [9] LUND H, SALGI G. The role of compressed air energy storage (CAES) in future sustainable energy systems [J]. Energy Conversion and Management, 2009, 50(5): 1172-1179.
- [10] GRAZZINI G, MILAZZO A. Thermodynamic analysis of CAES/TES systems for renewable energy plants [J]. Renewable Energy, 2008, 33(9): 1998-2006.
- [11] PENG X, SHE X, 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.
- [12] ALESSIO T, EMILIANO B, GABRIELE C, et al. Liquid air energy storage performance enhancement by means of organic Rankine cycle and absorption chiller [J]. Applied Energy, 2018, 228: 1810-1821.
- [13] 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.
- [14] CHEN H S, DING Y L, TOBY P. A method of storing energy and a cryogenic energy storage system [J/OL]. [2019-02-16]. <http://www.ipmonitor.com.au/patents/case/2007217133>.
- [15] 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 Jia, XIA Hongde, CHEN Haisheng, 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.
- [16] 杨征, 陈海生, 王亮, 等. 蓄热对超临界空气储能系统性能的影响 [J]. 电力建设, 2016, 37(8): 33-37.
- YANG Zheng, CHEN Haisheng, WANG Liang, et al. Influence of thermal energy storage on performance of supercritical air energy storage system [J]. Electric Power Construction, 2016, 37(8): 33-37.
- [17] 白芳, 张沛, 尹少武, 等. 低温液空储能流程模拟及优化 [J]. 储能科学与技术, 2017, 6(4): 753-757.
- BAI Fang, ZHANG Pei, YIN Shaowu, et al. Simulation and optimization of cryogenic liquid energy storage process [J]. Energy Storage Science and Technology, 2017, 6(4): 753-757.
- [18] 邓章, 安保林, 陈嘉祥, 等. 低温高压液态空气储能系统分析 [J]. 低温与超导, 2017, 45(5): 7-10.
- DENG Zhang, AN Baolin, CHEN Jiaxiang, et al. Thermodynamic analysis of a cryogenic liquid air energy storage system in high-pressure state [J]. Cryogenics and Superconductivity, 2017, 45(5): 7-10.
- [19] 王维萌, 黄葆华, 徐桂芝, 等. 一种基于深冷液化空气储能技术的新型发电系统概述 [J]. 华北电力技术, 2017(3): 46-52.
- WANG Weimeng, HUANG Baohua, XU Guizhi, et al. Introduction of a novel power generation system based on liquid air energy storage technology [J]. North China Electric Power, 2017(3): 46-52.
- [20] 任彦, 黄葆华, 徐桂芝, 等. 基于一种深冷液化空气储能发电系统的多系统耦合启动研究 [J]. 华北电力技术, 2017(4): 38-43.
- REN Yan, HUANG Baohua, XU Guizhi, et al. Study on multi system coupling start based on one kind of cryogenic liquefied air energy storage and power generation system [J]. North China Electric Power, 2017(4): 38-43.

(编辑 赵炜)