

压缩空气储能系统的理论分析及性能研究

郭祚刚^{1,2}, 邓广义¹, 范永春¹, 陈光明²

(1. 中国能源建设集团广东省电力设计研究院, 广州 510663; 2. 浙江大学 制冷与低温研究所, 杭州 310027)

摘要: 压缩空气储能技术和抽水蓄能技术是两种最具潜力的电能规模化储存技术。构建了四套压缩空气储能方案, 结合热力学第一定律对高压储罐内压缩空气的温度与压力参数的变化规律以及不同储能方案性能进行了比较。研究结果表明, 高压储罐在与环境换热较差时, 高压储罐的充气过程会经历较为明显的温升现象。200 m³ 储罐以 1.0 kg/s 流速充气至 10 MPa 时, 温升幅度为 22.46 °C, 储气过程的温升现象降低了储罐的空气容纳能力。在压缩空气储能系统性能方面, 四套储能系统的热耗位于 4 100 kJ/kW·h 至 4 200 kJ/kW·h 之间, 系统效率位于 52.30% 与 56.33% 之间。在储能系统效率与对外输出电能总量指标上, 高压储罐与环境之间换热性能较好的储能系统均要优于换热条件较差的储能系统。

关键词: 压缩空气储能; 电能储存; 储气温升; 热力学分析

中图分类号: TK8

文献标志码: A

文章编号: 2095-8676(2014)01-0038-07

Performance Analysis of Compressed Air Energy Storage System

GUO Zuogang^{1,2}, DENG Guangyi¹, FAN Yongchun¹, CHEN Guangming²

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

2. Institute of Refrigeration and Cryogenics, Zhejiang University, Hangzhou 310027, China)

Abstract: Compressed air energy storage technology (CAES) and pumped hydro technology are two typical energy storage technologies that have the capacity of large scale electricity storage. In this paper, four CAES systems are designed. The evolution trend of compressed air pressure and temperature in air tank as well as the characteristics for different CAES systems are discussed according to the first law of thermodynamics. It indicates that there is an obvious temperature increase during air charging process under poor heat transfer conditions. The temperature increase value is about 22.46 °C for 200 m³ tank when it is charged to 10 MPa with a mass flow of 1.0 kg/s. In terms of CAES system property, their heat rates are between 4 100 kJ/kW·h and 4 200 kJ/kW·h, and their energy conversion efficiencies are between 52.30% and 56.33%. As for the parameter of energy conversion efficiency and total electricity output capacity, CAES systems with better air tank heat transfer conditions have higher values.

Key words: compressed air energy storage (CAES); electricity power storage; temperature increase; thermodynamic analysis

风能与太阳能是可再生清洁能源, 国家能源科技“十二五”规划提出了研制具有自主知识产权的 10 MW 陆地(近海)风电机组以及 50 MW 槽式太阳能热发电系统的具体目标^[1]。在装机容量规划方面, 预计 2020 年全国风电装机容量将达到 100 GW, 太阳能装机容量将达到 20 GW。风电与太阳

能发电等可再生能源电力的波动性强, 直接并网将导致电网频率波动与电能质量下降等问题。据统计数据^[2], 因风电并网难题 2011 年蒙东地区风电弃风率已高达 22.99%, 吉林省弃风率也高达 20.49%, 电能品质问题已成为制约新能源产业发展的瓶颈。

电能储存技术可依托储能介质实现电能的储存与释放, 储存低品质电能或过剩电能, 进而在电网负荷高峰期释放出优质电能。常见的储能技术包括抽水蓄能^[3,4]、飞轮储能^[5]、液流电池^[6,7]与压缩空气储能^[8,9]等, 众多的储能技术当中仅抽水蓄能技术与压缩空气储能技术具备电能大规模储存能

收稿日期: 2014-08-27

基金项目: 广东省自然科学基金资助项目(S2013040013104)

作者简介: 郭祚刚(1985), 湖南永州人, 博士, 主要从事压缩空气储能技术及生物质能源清洁利用研究(e-mail) gzg182@zju.edu.cn.

力。相对于抽水蓄能技术, 压缩空气储能技术既可以小规模的应用于汽车动力领域^[10-11], 也可以作为抽水蓄能技术的有效补充用于电网领域, 在水资源相对匮乏但是风能与太阳能储量丰富的西北部干旱地区应用。世界第一座压缩空气储能电站于1978年在德国Huntorf建成, 储能功率60 MW, 释能功率290 MW, 电站的能量转换效率为43%^[12]。第二座压缩空气储能电站于1991年在美国Alabama州建成, 储能功率50 MW, 释能功率为110 MW, 储能电站的能量转换效率约为54%^[13]。经过30余年的运营检验, 美国于2009年底先后批建了加利福尼亚州^[14]与爱荷华州^[15]等多处压缩空气储能电站。与此同时, 国内外学者在储能系统与新能源电力融合^[16-18]与储能系统集成及性能仿真分析^[19-20]等方面做了较多的研究, 同时, 还从降低系统热耗与提升储能介质能量密度方面开展了先进绝热压缩空气储能^[21]与液态空气储能^[22]等方面的研究。

压缩空气储能系统的能量储存及释放能力直接受储气空间的储气能力影响, 而储气空间的压缩空气容纳能力直接制约于储气空间的设定容积、设定耐受压力以及储气的温度。在储气容积及耐受压力给定的情况下, 储气空间内压缩空气的压力受压缩空气的温升影响明显。因而, 研究储气空间内压缩空气的温度及压力等热力参数的变化规律对评估压缩空气储能系统性能具有重要意义。本文重点讨论高压储气罐与周围环境之间存在充分换热以及换热条件较差时, 高压储气罐内压缩空气在充气与放气过程中的热力参数变化趋势及储能系统的储能与释能特性差异。

1 压缩空气储能系统分析方法

压缩空气储能系统主要由空气压缩机、储气空间、回热器、燃烧室与透平等部件组成, 储能阶段消耗电能获取高压空气, 释能阶段则释放高压空气来驱动透平做功, 最终驱动发电机再次获得稳定输出的优质电能。储能系统热力学分析可预测压缩空气储能系统方案的储能功率、释能功率、储气空间内温度与压力变化趋势以及系统热耗等特征参数, 充当优选储能系统设计方案的依据。

1.1 在充分换热条件下的高压储罐充放特性

储气空间采用2个容积为100 m³的高压储气罐, 储气罐设计的工作压力为10 MPa, 单个储罐

质量为65 t。当储罐安置环境的换热条件良好, 钢质高压储罐壁面与环境换热充分时, 压缩空气的充入过程可近似为等温储气过程, 此时高压储罐内压缩空气的温度近似等于环境温度。充气过程的初始参数如下: 充气初始时, 200 m³高压储气罐内初始空气质量 $m_0 = 236.07$ kg, 初始压力 $P_0 = 0.101$ MPa; 高压储罐容积 $V = 200$ m³; 充气的质量流速 $q_{in} = 1.0$ kg/s; 充气时间 t ; 环境温度 $T_\infty = 298.15$ K。

充气过程, 高压储气罐内压缩空气瞬时质量 m_t , 求取表达式为:

$$m_t = m_0 + q_{in} \times t$$

充气过程, 高压储气罐内瞬时压力 P_t 为:

$$P_t = \frac{m_t R_g T_\infty}{V}$$

放气过程, 假定充气结束时高压储气罐内压缩空气质量为 m_e , 以质量流速 q_e 放气时, 高压储气罐内剩余空气的瞬时质量 m_t 以及剩余空气的瞬时压力 p_t 分别为:

$$m_t = m_e - q_e t$$

$$p_t = \frac{m_t R_g T_\infty}{V}$$

1.2 在不良换热条件下的高压储罐充放特性

当高压储气钢罐表面涂有防护油漆, 同时储罐安放在室内等换热条件较差的环境时, 高压储罐壁面与周围环境的换热强度较弱, 为简化储罐充气以及放气瞬态过程的分析复杂度, 暂时忽略储罐在充气与放气过程中与环境的热量交换。在每次充气过程结束之后, 给予足够静置时间让储罐恢复至环境温度, 然后再开始高压储罐的瞬态放气过程研究。单个高压储罐的容积为100 m³, 单个储罐质量为65 t, 则由2个耐压10 MPa的高压储气罐组成的储气空间总容积 $V = 200$ m³; 储罐总质量 $m_k = 130$ 吨; 常压下储罐内初始空气质量 $m_0 = 236.07$ kg。充气过程储罐内的压缩空气瞬时质量记为 m_t , 瞬时温度记为 T , 瞬时压力记为 p_t 。运用能量守恒程式:

$$\begin{aligned} \delta Q = & dE_{cv} + \sum_j (h + \frac{c_j^2}{2} + gz)_{out} \delta m_{out} \\ & - \sum_i (h + \frac{c_i^2}{2} + gz)_{in} \delta m_{in} + \delta W \end{aligned}$$

忽略系统与周围的换热, 忽略宏观动能与位能, 高压储罐本身对外没有输出机械功, 即

$$\delta Q = 0; dE_{cv} = dU; \delta m_{out} = 0; \delta W = 0$$

简化并整理充气过程的能量方程, 可得:

$$0 = dU - h_{in} \delta m_{in}$$

高压储罐以及其内部的压缩空气共同组成了分析对象, 因而:

$$dU = d(U_m + U_{m_{tk}}) = d(c_v m_t T + c_{tk} m_{tk} T)$$

联立上述等式, 得到如下微分方程式:

$$d(c_v m_t T + c_{tk} m_{tk} T) = h_{in} \delta m_{in}$$

对微分方程式进行不定积分, 求解关于高压储罐内压缩空气瞬时温度 T 的方程式, 可得:

$$T = \frac{1}{c_v} \times \left(h_{in} - \frac{e^{c_1}}{c_v m_t + c_{tk} m_{tk}} \right)$$

在瞬时温度的方程式中, e^{c_1} 为求解不定积分时引入的常数项。此常数项可根据 200 m^3 高压储罐在充气初始时刻的状态参数求得, 即当储罐内空气为常压时, 初始温度 $T = 298.15 \text{ K}$ 。等式中, $c_v = 717 \text{ J}/(\text{kg} \cdot \text{K})$ 为空气的比定容热容, h_{in} 为给高压储罐充气的气源比焓, m_t 为储罐内压缩空气的瞬时质量, $c_{tk} = 460 \text{ J}/(\text{kg} \cdot \text{K})$ 为钢质储罐的比热容, $m_{tk} = 130\,000 \text{ kg}$ 为 2 个钢质储罐的总质量。

充气过程中, 高压储罐内压缩空气瞬时压力为:

$$p_t = \frac{m_t R_g T}{V}$$

同理, 对于 200 m^3 高压储气罐的放气过程也可以列出能量守恒方程, 求取任一时刻的瞬时温度 T 以及瞬时压力 p_t 。

$$T = \frac{e^{c_2}}{c_p - c_v} \times (m_t c_v + m_{tk} c_{tk}) \frac{c_p - c_v}{c_v}$$

200 m^3 高压储气罐的放气过程的瞬态温度 T 的关联方程式中, e^{c_2} 为求解不定积分时引入的常数项, 常数项可由放气初始时刻的参数值求出。 $c_p = 1\,004 \text{ J}/(\text{kg} \cdot \text{K})$ 为空气的比定压热容, $c_v = 717 \text{ J}/(\text{kg} \cdot \text{K})$ 为空气的比定容热容, m_t 为储罐内剩余压缩空气的瞬时质量, $c_{tk} = 460 \text{ J}/(\text{kg} \cdot \text{K})$ 为钢质储罐的比热容, $m_{tk} = 130\,000 \text{ kg}$ 为 2 个钢质储罐的总质量。

放气过程中, 高压储罐内压缩空气瞬时压力为:

$$p_t = \frac{m_t R_g T}{V}$$

1.3 压缩及透平膨胀环节

压缩空气储能系统的压缩机压缩过程及透平膨胀过程均为多变过程, 在小流量的情况下压缩机组选用活塞式压缩机, 透平采用性价比更高的空气透平。空气压缩过程的压缩耗功依据工质的焓差求

取, 表达式为:

$$w_c = (\Delta h)_c$$

透平膨胀过程的输出功 w_T 依据工质的焓差求取, 表达式为:

$$w_T = (\Delta h)_T$$

储能系统的能量转换效率定义式:

$$\eta_s = \frac{W_{out}}{W_{in} + \eta_1 Q_{in}}$$

W_{out} 为通过空气透平输出的轴功, W_{in} 为储能环节压缩机耗功, Q_{in} 为消耗的天然气热量, η_1 为燃气轮机的发电效率, 取值 39%。 $\eta_1 Q_{in}$ 表示为储能系统消耗的天然气热量折合成燃气轮机技术下的发电量。本文研究不同透平入口压力的储能系统效率时 W_{in} 为将高压储罐自常压充气至设计压力时的压缩耗功总量, W_{out} 为对应储能方案在首次放气过程对外输出的透平轴功总量。

2 结果与讨论

2.1 压缩空气储能方案

压缩空气储能系统如图 1 所示。储能环节由增压比为 3.2 的四级压缩组成, 压缩末级出口压力为 10.589 MPa, 级间与级后冷却器将压缩空气等压冷却至 $40 \text{ }^\circ\text{C}$, 压缩过程的多变指数取值 $n = 1.46$ 。释能环节采用空气透平, 空气透平入口温度取值 $700 \text{ }^\circ\text{C}$, 空气膨胀多变过程的多变指数取 $n = 1.36$ 。

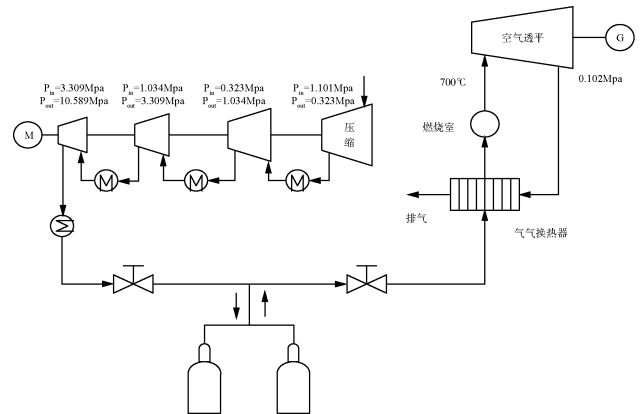


图 1 压缩空气储能系统流程示意图

Fig. 1 Schematic Diagram of CAES System

在图 1 所示储能系统流程图以及表 1 所示基本参数条件下, 考察 200 m^3 高压储气罐的储气特性以及相应储能系统在不同空气透平入口压力 (2.8 MPa 与 1.6 MPa) 时, 储能系统稳定做功时间、热耗与能量转换效率等特性的变化规律。

表 1 储能系统的基本参数

Table 1 Parameter Values of Designed CAES System

储能阶段					释能阶段			
入口空气 压力/MPa	入口空气 温度/K	级数	单级压比	多变指数	储气流量/ ($\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$)	透平入口 温度/K	多变指数	放气流量/ ($\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$)
0.10/298.15	4 /3.2	1.46	1.0	973.15	1.36	2.0		

2.2 高压储罐的充-放气特性

高压储气罐与周围环境的换热条件影响着储罐内压缩空气的温度变化趋势, 进而影响高压储罐的储气能力。图 2 与图 3 为高压储气罐与周围环境换热充分时的充-放气特性。当钢质高压储罐安放在空气流动状况良好的室外时, 200 m^3 高压储罐在以 1.0 kg/s 质量流速充入空气时, 钢质高压储罐壁面与外界环境存在充分的换热, 储气过程中压缩空气的温度近似保持 $25 \text{ }^\circ\text{C}$ 不变。在充气初始时, 高压储气罐内的压力为常压, 对应图 2 中压力曲线的点 $(0, 0.101)$, 当充气过程持续 377 min 之后, 高压储罐内压缩空气的瞬时压力升高至 9.779 MPa , 此时结束充气过程, 在图 2 中对应点 $(377, 9.779)$ 。储气结束后, 在需要对外输出电力时, 压缩空气储能系统进入释能模式, 此时释放出压缩空气推动空气透平做功。在放气初始时, 高压储罐内压缩空气的压力仍然保持在 9.779 MPa , 对应图 2 中的点 $(0, 9.779)$ 。由于钢制储罐壁面与环境的良好换热作用, 高压储罐以 2.0 kg/s 流速释放空气的过程中, 储罐及其内部空气与周围环境始终处于近似热平衡当中。放气过程持续 156 min 之后, 高压储罐内瞬态压力下降至 1.770 MPa , 结束高压储罐的对外放气过程。

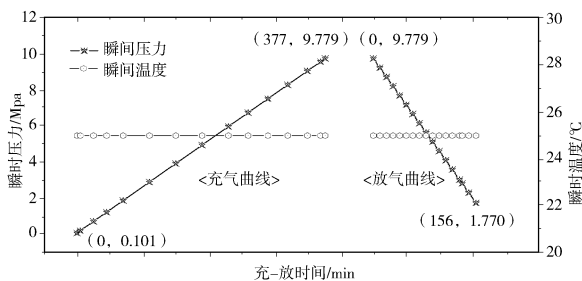


图 2 储罐换热良好时的瞬时压力与瞬时温度曲线
Fig. 2 Pressure and Temperature Under Sufficient Heat Transfer Conditions

图 3 为换热条件良好时, 高压储罐内压缩空气

瞬时压力及瞬时质量的变化曲线。高压储罐在充气初始时, 初始空气总质量为 236.07 kg , 在注气过程持续 377 min 之后, 储罐内压缩空气的瞬时压力增大至 9.779 MPa , 压缩空气的总瞬时质量也增大至 22856.07 kg 。此后高压储罐经历放气过程, 在 2.0 kg/s 的放气流速下, 持续 156 min 后, 高压储罐内瞬时压力降低至 1.770 MPa , 储罐内空气总质量也降至 4136.07 kg 。

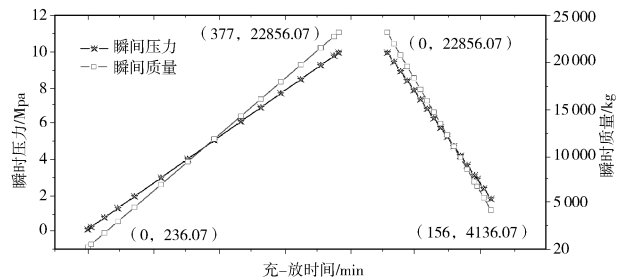


图 3 储罐换热良好时的瞬时压力与瞬时质量曲线
Fig. 3 Pressure and Temperature Under Sufficient Heat Transfer Conditions

图 4 与图 5 为高压储罐与环境换热条件不理想时的充-放气瞬态过程, 充气结束之后给予足够的静置时间让储罐恢复至环境温度, 然后再开始下一阶段的放气过程分析。结合图 4 的瞬时压力与瞬时温度曲线, 在充气过程当中, 储罐内的压缩空气的温度存在升高的趋势。当以 1.0 kg/s 流速充气过程持续 350 min 之后, 储罐及其容纳的压缩空气的瞬时温度升高至 $47.46 \text{ }^\circ\text{C}$, 储罐的充气过程存在 $22.46 \text{ }^\circ\text{C}$ 的温升现象。结合储气过程的压缩空气瞬时压力变化曲线, 在充气初始阶段, 储罐内压力为 0.101 MPa , 对于图 4 中的点 $(0, 0.101)$, 充气 350 min 之后, 压缩空气的瞬时压力增大至 9.770 MPa , 对应图中的点 $(350, 9.770)$ 。对比图 2 内的充分换热储气过程的 377 min 可充气时间, 相同充气终点压力对应的换热不佳的储罐可充气时间下降至 350 min , 储罐的允许充气时间缩短了 7.16% 。

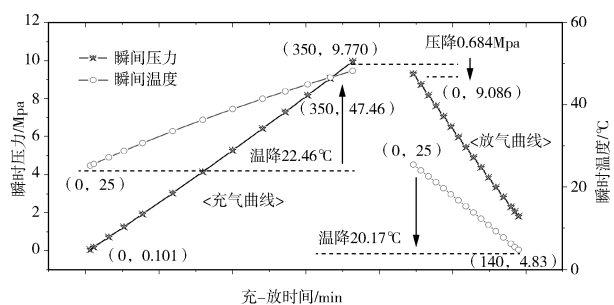


图4 储罐换热不佳时的瞬时压力与瞬时温度曲线

Fig. 4 Air Pressure and Temperature in Tank Under Poor Heat Transfer Conditions

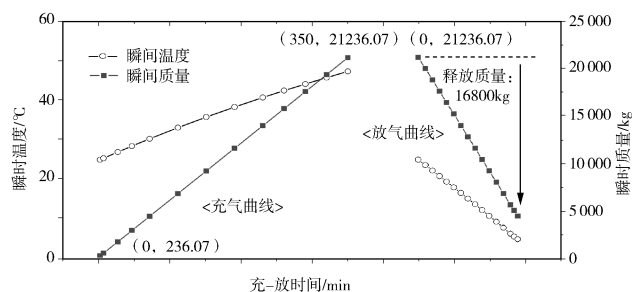


图5 储罐换热不佳时的瞬时温度与瞬时质量曲线

Fig. 5 Trend of Air Temperature and Mass in Tank Under Poor Heat Transfer Conditions

在高压储罐结束储气过程并静置恢复至环境温度之后，获得了如图4放气曲线所示的温度以及压力变化趋势。放气过程开始时，储罐已经与环境达到了热平衡并恢复至环境温度。此后以 2.0 kg/s 的放气流速持续放气 140 min ，放气结束时瞬时温度降低至 $4.83 \text{ }^\circ\text{C}$ ，整个过程的温降为 $20.17 \text{ }^\circ\text{C}$ 。对于放气过程的瞬时压力曲线，高压储罐静置过程由于压缩空气瞬时温度由 $47.46 \text{ }^\circ\text{C}$ 下降至 $25 \text{ }^\circ\text{C}$ ，储罐瞬时压力也相应的由 9.770 MPa 下降至 9.086 MPa ，出现了幅度为 0.684 MPa 的压降现象。

图5为高压储气罐在换热条件不理想时，瞬时温度以及瞬时质量在充气以及放气过程中的变化曲线。在充气开始时， 200 m^3 储罐容纳的初始空气质量为 236.07 kg ，在图5中对应于充气压力曲线上的标记点 $(0, 236.07)$ 。经历 350 min 充气之后，高压储罐内压缩空气瞬时总质量上升至 21236.07 kg 。相比于换热充分条件下的图3结果，储罐允许充气的的时间缩短了 27 min ，容纳的空气质量也减少了 1620 kg 。在放气过程中，经过 140 min 的持续放气，对外输出空气总质量为 16800 kg ，放气结束时储罐内的瞬时压力降低至 1.770 MPa 。

2.3 储能系统特性对比分析

按照本文的空气压缩工艺布置，四级压缩入口及出口的温度与压力参数如表2所示。第一级压缩以环境大气为气源，压缩机入口处的参数为 $25 \text{ }^\circ\text{C}/0.101 \text{ MPa}$ ，经历第一级压缩后参数变为 $156.89 \text{ }^\circ\text{C}/0.323 \text{ MPa}$ ，消耗轴功为 132.42 kJ/kg 。第一级排气经过等压冷却降温至 $40 \text{ }^\circ\text{C}$ 再作为第二级压缩的气源继续压缩，经过四级压缩在第四级压缩机出口达到 $178.67 \text{ }^\circ\text{C}/10.589 \text{ MPa}$ 。压缩机组排气经过等压冷却至 $40 \text{ }^\circ\text{C}/10.589 \text{ MPa}$ ，作为高压储罐的充气气源。在本文的系统配置方案中，提供 1.0 kg/s 的压缩空气流量需要消耗总轴功 550.08 kW 。

表2 压缩环节参数及耗功

Table 2 Parameter Values of Compression Section

压缩环节	温度/ $^\circ\text{C}$	压力/ MPa	轴功/ $(\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1})$
一级入口	25	0.101	
一级出口	156.89	0.323	132.42
二级入口	40	0.323	
二级出口	178.67	1.034	139.22
三级入口	40	1.034	
三级出口	178.67	3.309	139.22
四级入口	40	3.309	
四级出口	178.67	10.589	139.22

表3为采用不同透平入口压力方案时，空气透平的相应参数。透平方案1为入口压力为 2.8 MPa 时的系统方案，对应空气透平入口温度为 $700 \text{ }^\circ\text{C}$ 。在此方案下，经过多变过程膨胀至 0.102 MPa 时，压缩空气的温度降低至 $131.78 \text{ }^\circ\text{C}$ ，在 2.0 kg/s 质量流量下对应的空气透平轴功率为 1140.98 kW 。透平方案2的入口压力为 1.6 MPa ，经过多变过程膨胀至 0.102 MPa 时，压缩空气的温度降低至 $196.44 \text{ }^\circ\text{C}$ ，在 2.0 kg/s 流量下输出的轴功率为 1011.14 kW 。

表3 不同空气透平配置参数及出力数据

Table 3 Parameter Values of Air Turbine for Different Configurations

做功环节	多变指数	压力/ MPa	温度/ $^\circ\text{C}$	轴功/ $(\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1})$	轴功率/ kW
透平方案1 入口		2.8	700		
透平方案1 出口	1.36	0.102	131.78	570.49	1140.98
透平方案2 入口		1.6	700		
透平方案2 出口	1.36	0.102	196.44	505.57	1011.14

结合空气透平的排气温度以及图1中压缩空气储能系统的气气换热器布置,当采用透平方案1时,透平排气温度为 $131.78\text{ }^{\circ}\text{C}$,通过布置合适的回热器换热面积将高压储罐释放的压缩空气预热至 $51.78\text{ }^{\circ}\text{C}$,再采用燃烧室将压缩空气由 $51.78\text{ }^{\circ}\text{C}$ 提升至 $700\text{ }^{\circ}\text{C}$ 。当采用透平方案2时,透平排气温度为 $196.44\text{ }^{\circ}\text{C}$,通过布置回热器将高压储罐释放的压缩空气预热至 $116.44\text{ }^{\circ}\text{C}$,再采用燃烧室将预热后的压缩空气从 $116.44\text{ }^{\circ}\text{C}$ 提升至 $700\text{ }^{\circ}\text{C}$ 。在储罐壁面换热条件方面,依据 200 m^3 高压储罐在不同换热条件下的充-放气特性数据,获得了表4对应不同透平入口压力时储罐可稳定对外输气的时间。

表4 不同参数配置的储能系统初次运行性能
Table 4 Parameter Values of the First Run for CAES with Different Configurations

	透平入口压力/ MPa	释能时间/ min	系统热耗 (kJ/kW·h)	系统效率/ %	总输出电能/ kW·h
储罐 换热充分	2.8 1.6	132 155	4 106.88 4 171.97	54.89 56.33	2 510.16 2 612.11
储罐 换热不佳	2.8 1.6	115 139	4 106.88 4 171.97	52.30 54.99	2 186.88 2 342.47

在对比高压储气罐与环境换热差异对系统性能的影响研究中,表4的系统效率以从环境大气压开始的第一次充气过程与第一次放气过程为研究对象,分析得到的储能系统在第一次运转中输出的电能总量占消耗压缩总电能与天然气折合电能总和的百分比。据表4数据,在相同的储罐换热条件下,选用不同的透平入口压力对储能系统的性能指标有较大的影响。当储罐与环境有充分换热时,选用 2.8 MPa 透平入口压力对应的储能系统的效率为 54.89% ,可稳定对外输出的电能总量为 $2\,510.16\text{ kW}\cdot\text{h}$ 。当空气透平入口压力降低为 1.6 MPa ,储能系统效率提升至 56.33% ,对外输出稳定电能的时间也有所延长,输出电能总量增大至 $2\,612.11\text{ kW}\cdot\text{h}$ 。当储罐壁面与环境换热不佳时,高压储罐允许充气时间下降,对外稳定输气的时间也相应下降,系统效率及总电能输出量比相同透平配置下的换热良好储能系统都偏低。

3 结果与讨论

运用能量守恒定律分析了容积为 200 m^3 高压

储罐在不同换热条件下的充-放气特性,同时构建了4套压缩空气储能系统。当高压储罐与环境具有良好的换热条件时, 200 m^3 高压储罐可在 1.0 kg/s 质量流速下可连续充气 377 min ,充气结束时罐内压缩空气瞬时压力为 9.779 MPa ,容纳的压缩空气质量为 $22\,856.07\text{ kg}$ 。当高压储罐充气过程不能及时向环境散发热量时,储罐及其内部压缩空气的温度将由 $25\text{ }^{\circ}\text{C}$ 升高至 $47.46\text{ }^{\circ}\text{C}$,在 10 MPa 的设计压力下,储罐允许的充气时间由 377 min 下降至 350 min ,储气能力下降 7.16% 。分析对比结果说明,高压储罐与环境之间的换热情况在较大程度上影响着高压储罐的储气能力。

结合 200 m^3 高压储罐以及不同的空气透平设计方案,构建了4套压缩空气储能系统。在高压储罐储气能力对压缩空气储能系统的性能影响方面,储罐压缩空气容纳能力的大小直接影响着储能系统的释能时间以及对外输出电能的总量。首次对外做功过程中,在 2.8 MPa 空气透平入口压力方案中,储罐具有充分换热的压缩空气储能系统可对外稳定输出电能约 132 min ,较储罐换热不佳的储能系统 115 min 的释能时间高出 17 min ,稳定输出电能的能力相差 12.88% 。在空气透平入口压力 2.8 MPa 与 1.6 MPa 的储能方案对比中, 1.6 MPa 的透平方案更能充分发挥 10 MPa 高压储罐的储能潜力,较优储能系统的效率达到了 56.33% ,对外电能输出总量也达到了 $2\,612.11\text{ kW}\cdot\text{h}$ 。

参考文献:

- [1] 国家能源局. 国家能源科技“十二五”规划(2011-2015)[R]. 2011.
National Energy Administration. Energy Technology Strategy of China(2011-2015)[R]. 2011.
- [2] 李俊峰. 2012中国风电发展报[R]. 北京:中国环境科学出版社, 2012.
LI Junfeng. China Wind Power Development Report 2012[R]. Beijing: China Environmental Press, 2012.
- [3] 陈俊, 司红建, 周荣斌. 抽水蓄能机组SFC系统保护关键技术[J]. 电力自动化设备, 2013, 33(8): 167-171.
CHEN Jun, SI Hongjian, ZHOU Rongbin. Design of Intelligent High-voltage and Variable-frequency Power Source[J]. Electric Power Automation Equipment, 2013, 33(8): 167-171.
- [4] 徐飞, 陈磊, 金和平. 抽水蓄能电站与风电的联合优化运行建模及应用分析[J]. 电力系统自动化, 2013, 37(1): 149-154.
XU Fei, CHEN Lei, JIN Heping. Modeling and Application Analysis of Optimal Joint Operation of Pumped Storage Power Sta-

- tion and Wind Power[J]. Automation of Electric Power Systems, 2013, 37(1): 149-154.
- [5] 戴兴建, 邓占峰, 刘刚. 大容量先进飞轮储能电源技术发展状况[J]. 电工技术学报, 2011, 26(7): 133-140.
DAI Xingjian, DENG Zhanfeng, LIU Gang. Review on Advanced Flywheel Energy Storage System With Large Scale[J]. Transactions of China Electro-technical Society, 2011, 26(7): 133-140.
- [6] 张华民, 张宇, 刘宗浩. 液流储能电池技术研究进展[J]. 化学进展, 2009, 21(11): 2333-2340.
ZHANG uamin, ZHANG Yu, LIU Zonghao. Redox Flow Battery Technology[J]. Progress in Chemistry, 2009, 21(11): 2333-2340.
- [7] 徐冬清, 范永生, 刘平. 全钒液流电池复合材料双极板研究[J]. 高校化学工程学报, 2011, 25(2): 308-313.
XU Dongqing, FAN Yongsheng, LIU Ping, Research of Composite Bipolar Plate Used for Vanadium Redox Flow Battery[J]. Journal of Chemical Engineering of Chinese Universities, 2011, 25(2): 308-313.
- [8] CHEN H, CONG T, YANG W. Progress in Electrical Energy Storage System: A Critical Review[J]. Progress in Natural Science, 2009, 19(3): 291-312.
- [9] 张新敬, 陈海生, 刘金超. 压缩空气储能技术研究进展[J]. 储能科学与技术, 2012, 1(1): 26-40.
ZHANG Xinjing, CHEN Haisheng, LIU Jinchao. Research Progress in Compressed Air Energy Storage System: A Review[J]. Energy Storage Science and Technology, 2012, 1(1): 26-40.
- [10] 翟昕, 俞小莉, 刘忠民. 压缩空气-燃油混合动力的研究[J]. 浙江大学学报(工学版), 2006, 40(4): 610-614.
ZHAI Xin, YU Xiaoli, LIU Zhongmin. Research on Hybrid of Compressed-air and Fuel[J]. Journal of Zhejiang University (Engineering Science), 2006, 40(4): 610-614.
- [11] 王雷, 李道飞, 叶锦. 车用发动机压缩空气制动循环特性[J]. 浙江大学学报(工学版), 2014, 48(1): 56-62.
WANG Lei, LI Daoifei, YE Jin. Performances of Vehicle Engine Air Compression Braking[J]. Journal of Zhejiang University (Engineering Science), 2014, 48(1): 56-62.
- [12] CROTOGINO F, MOHMEYER K, SCHARF R. Huntorf CAES: More than 20 Years of Successful Operation [C]. Spring 2001 Meeting, Florida, USA, 2001.
- [13] MACK D. Something New in Power Technology [J]. Potentials, 1993, 12(2): 40-42.
- [14] California Public Utilities Commission. Decision Approving Application of Pacific Gas and Electric Company to Recover Smart Grid Costs Relating to a Compressed Air Energy Storage Demonstration Project[EB/OL] (2009-09-29) [2014-08-27].
http://docs.cpuc.ca.gov/word_pdf/AGENDA_DECISION/112582.pdf
- [15] MADRIGAL A. Bottled Wind Could be as Constant as Coal[EB/OL]. (2010-03-09)[2014-08-27].
<http://www.wired.com/wiredscience/2010/03/compressed-air-plants/>
- [16] 徐玉杰, 陈海生, 刘佳. 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 Yujie, CHEN Haisheng, LIU Jia. 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.
- [17] SUNDARARAGAVAN S, BAKER E. Evaluating Energy Storage Technologies for Wind Power Integration[J]. Solar Energy, 2012, 86(9): 2707-2717.
- [18] 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.
- [19] 刘文毅. 压缩空气蓄能(CAES)电站热力性能仿真分析[D]. 北京: 华北电力大学, 2008.
LIU Wenyi. Thermal Performance and Simulation Analysis of Compressed Air Energy Storage (CAES) [D]. Beijing: North China Electric Power University, 2008.
- [20] 刘文毅, 杨勇平, 宋之平. 压缩空气蓄能(CAES)系统集成及性能计算[J]. 工程热物理学报, 2005, 26(增刊1): 25-28.
LIU Wenyi, YANG Yongping, SONG Zhiping. Optimization and Performance Simulation of Different CAES Systems [J]. Journal of Engineering Thermophysics, 2005, 26(Sup. 1): 25-28.
- [21] 杨科, 张远, 李雪梅. 先进绝热压缩空气储能系统的设计计算[J]. 工程热物理学报, 2012, 33(5): 725-728.
YANG Ke, ZHANG Yuan, LI Xuemei. Design and Calculation of Advanced Adiabatic Compressed Air Energy Storage System [J]. Journal of Engineering Thermophysics, 2012, 33(5): 725-728.
- [22] 刘佳, 夏红德, 陈海生. 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. 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.

(责任编辑 林希平)

广告目录

- 中国能源建设集团有限公司 封二、A1
- 中国能源建设集团广东省电力设计研究院 封三