

一种定压运行 AA-CAES 的系统效率分析

郭 欢, 许 剑, 陈海生, 谭春青

(1. 中国科学院工程热物理研究所, 北京 100190)

摘 要: 针对传统 CAES(压缩空气储能) 系统存在依赖化石燃料、滑压运行的 AA-CAES(绝热压缩空气储能) 系统变工况范围大和效率低等问题, 全面分析了定压运行的 AA-CAES 系统的热力性能, 建立 AA-CAES 系统各单元模块和系统的热力学模型, 利用 MATLAB 软件进行数值模拟, 揭示了换热器效能、压缩机总压比、级数和压比分配对系统效率的影响特性。分析得出当换热器效能等于 0.7、0.8 和 0.9 时, 系统效率随总压比和级数变化具有不同的趋势; 当总压比一定时, 系统效率随换热器效能和级数变化趋势也不同; 当换热器效能、总压比、级数一定时, 压比分配对系统效率基本没有影响; 系统各参数间存在效率最佳的匹配关系。

关 键 词: 压缩空气储能; 绝热压缩空气储能; 系统建模; 定压运行; 效率分析

中图分类号: TL335

文献标识码: A

符号说明

n —多变指数;
 r —比热容比;
 c_p —定压比热容/ $J \cdot (kg \cdot K)^{-1}$;
 T —温度/ K ;
 p —压力/ Pa ;
 Δp —压力损失/ Pa ;
 m —质量流量/ $kg \cdot s^{-1}$;
 N —压缩机(膨胀机)级数;
 ε —换热器效能;
 η_n —多变效率;
 η —系统效率;
 β —压比(膨胀比);
 β^* —表征压比(膨胀比)
 β_{tot} —总压比;
 P —功率/ W ;
 t —充电时间(放电时间)/ s ;
 q —单位时间的换热量/ W ;
 Q —换热量/ J ;
 Q_{tot} —总散热损失/ J ;
下标:
air—空气;
w—水;
c—压缩机;

t—膨胀机;
in—入口;
out—出口;
 i —第 i 级;
cin—压缩机入口;
cout—压缩机出口;
tin—透平入口;
tout—透平出口;
win—入口水;
wout—出口水;
cool—压缩机间冷器;
heat—透平再热器;
aftercool—储气室前散热器;
cha—充电过程;
dis—放电过程;

引 言

储能技术是风能、太阳能等可再生能源大规模接入、电力系统削峰填谷, 以及分布式供能系统的所需关键技术, 是目前解决能源环境问题的一个重要途径。目前, 已有的储能技术包括抽水蓄能、压缩空气储能、常规电池、液流电池、燃料电池、超导磁能储能、飞轮储能、电容/超级电容和热能储存等^[1]。压缩空气储能(CAES) 技术由于具有规模大、效率高、环境适应性好、建设周期短等优点, 受到广泛重视^[2-4], 但传统的压缩空气储能技术依赖石油、天然气等能源, 使其发展受到局限。绝热压缩空气储能(AA-CAES) 利用压缩过程中产生的压缩热加热透平入口的高压空气, 用蓄热/换热装置代替了传统 CAES 的燃烧室, 从而解决了传统 CAES 对化石燃料的依赖问题, 使其建设地点的选择更加灵活, 并且实现零排放, 近年来得到众多学者的关注^[5-7]。根据储气室中空气压力是否随蓄能和释能过程变化, 将 AA-CAES 分为定压和滑压两种运行方式。

滑压运行是储气室容积不变的运行方式, 其存

收稿日期: 2013 - 02 - 01; 修订日期: 2013 - 03 - 12

基金项目: 国家高技术研究发展计划(863 计划) 项目(2013AA050801); 北京市自然科学基金项目(3122033)

作者简介: 郭 欢(1988 -), 男, 陕西渭南人, 现就读于中国科学院大学硕士研究生。

在问题为: 压缩机和透平的压比工作范围大, 偏离最佳运行工况, 导致其运行效率降低; 压缩机压比的变化导致储热温度变化较大, 造成较大的不可逆损失。针对该问题, 一种在系统运行过程中改变压缩机和透平连接方式的方法被提出^[8], 但增加了系统的运行复杂性。另外, 储气室容积(滑压运行)不变时, 为了保证透平入口压力维持在一定的范围内, 系统发电结束时储气室仍剩余一定量的气体, 不仅降低了系统效率, 而且大幅减小了储能密度^[9]。

定压运行是储气室压力始终保持不变的运行方式, 该方式压缩机和透平均能在额定工况下高效稳定运行, 且储气室中高压空气能够完全利用, 增加了储能密度。定压运行的 AA-CAES 系统具有高效、储能密度高等优点, 目前得到一些学者的重视^[10], 基于定压运行 AA-CAES 系统的研究大多针对定压储气室的实现及动力学特性^[9-11], 而对系统热力性能的分析很少。

本研究以定压运行的 AA-CAES 系统为研究对象, 首先建立该系统中关键部件的热力学模型, 和系统整体性能与部件参数的关联关系, 然后利用 MATLAB 软件对系统进行数值模拟, 揭示换热器效能、压缩机总压比、压缩机级数及各级压比分配等关键参数对系统热力特性的影响, 为 AA-CAES 系统的设计及应用提供参考。

1 系统流程

图 1 为 AA-CAES 系统流程示意图, 该系统包括压缩机、蓄热/换热设备、储气室和透平等单元。系统的工作原理为: 储电时, 多级间冷压缩机将空气压缩至高压, 并将高压空气储存在恒压储气室中, 同时利用蓄热介质回收且储存压缩机的间冷热; 发电时, 利用储存的间冷热, 被间冷热加热的高压空气驱动多级透平膨胀做功发电。

该系统中压缩机与透平的级数相同, 为 3 ~ 8 级, 总压比为 70 ~ 150, 每级透平出口压力与对应级压缩机进口压力相等, 即透平末级出口压力与压缩机第一级进口压力相等, 透平第一级出口压力与压缩机末级进口压力相等。

压缩机的每级间冷均配有独立的蓄热/换热设备, 蓄热/换热设备包括冷罐、热罐、压缩机间冷器、透平再热器和散热器。当空气被压缩时, 冷罐中储热介质(水或其它介质)在压缩机间冷器中被加热

升温, 然后储存在热罐中; 透平膨胀做功时, 热罐中的高温储热介质进入透平再热器加热高压空气; 再热器出来的蓄热介质仍高于环境温度, 经散热器冷却至环境温度返回至冷罐中。

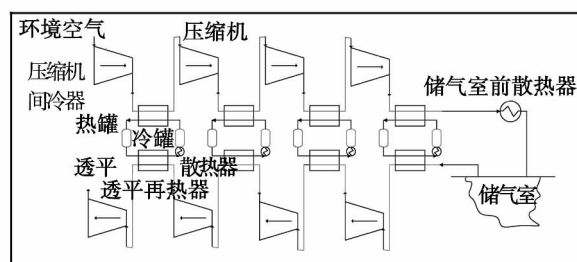


图 1 AA-CAES 系统流程示意图

Fig. 1 Schematic drawing of the flow path of an AA-CAES system

系统中的储气室是恒压的, 保持储气室压力恒定可利用水压补偿等方式^[9-11]。为了避免高温空气对储气室壁的损坏, 高压空气需经储气室前散热器冷却至室温后储存在储气室中, 且由于储气室内高压空气与外界一般有较强的导热^[5], 可认为储气室温度为环境温度。

2 系统热力学模型

为了揭示系统热力性能, 根据系统的构成分别建立压缩机、透平、蓄热/换热器等单元的热力学模型, 在此基础上建立系统总体效率与各单元关键参数的关联关系。同时, 为了说明系统性能变化特性, 热力系统模型还设计了热损失(蓄热换热单元中散热器的散热损失与储气室前散热器的散热损失)模型。

在建立系统热力学模型和性能计算时, 在压缩机侧, 按空气的流动方向压缩机和压缩机间冷器分别定义为 1 到 N 级; 在透平侧, 按空气流动方向透平再热器和透平分别定义为 1 到 N 级; 蓄热介质取为水。假设: 空气为理想双原子气体, C_p 为定值 $1 \text{ kJ}/(\text{kg} \cdot \text{K})$, 由于研究中空气温度范围大致在 $300 - 500 \text{ K}$ 之间, C_p 值变化不大^[12]; 不考虑换热器蓄热介质侧压降损失和水循环耗功; 不考虑热罐、管道等散热损失。

2.1 压缩机

轴流或离心压缩机的多变效率随压比变化, 多变效率可用式(1)计算^[13]:

$$\eta_{n\epsilon} = 0.91 - \frac{\beta_c - 1}{300} \quad (1)$$

压缩机出口温度为:

$$T_{i\epsilon out} = T_{i\epsilon in} \beta_{i\epsilon}^{\frac{n-1}{n}} \quad (2)$$

其中多变指数满足:

$$\frac{n-1}{n} = \frac{r-1}{r\eta_{n\epsilon}} \quad (3)$$

第 i 级压缩机的耗功率为:

$$P_{i\epsilon} = c_{p\text{ air}} m_{c\text{ air}} T_{i\epsilon in} (\beta_{i\epsilon}^{\frac{n-1}{n}} - 1) \quad (4)$$

第 $i-1$ 级压缩机出口到第 i 级压缩机进口的高压空气经过压缩机间冷却器有压降 $\Delta p_{i-1\epsilon cool}$ [14] 则:

$$P_{i\epsilon in} = P_{i-1\epsilon out} - \Delta p_{i-1\epsilon cool} \quad (5)$$

$$\Delta p_{i-1\epsilon cool} = (0.0083\epsilon / (1-\epsilon)) P_{i-1\epsilon out} \quad (6)$$

定义第 $i-1$ 级压缩机表征压比 $\beta_{i-1\epsilon}^*$ 为 [5,15]:

$$\beta_{i-1\epsilon}^* = \frac{P_{i\epsilon in}}{P_{i-1\epsilon in}} \quad (7)$$

因此总压比为:

$$\beta_{tol\epsilon} = \prod_{i=2}^{N+1} \beta_{i-1\epsilon}^* \quad (8)$$

将式(5)和式(6)代入式(7)得:

$$\beta_{i-1\epsilon}^* = \beta_{i-1\epsilon} (1 - 0.0083\epsilon / (1-\epsilon)) \quad (9)$$

2.2 透平

轴流或向心透平多变效率随膨胀比变化,多变效率可用式(10)计算 [13]:

$$\eta_{n\lambda} = 0.90 - \frac{\beta_t - 1}{250} \quad (10)$$

透平出口温度:

$$T_{i\lambda out} = T_{i\lambda in} / \beta_{i\lambda}^{\frac{n-1}{n}} \quad (11)$$

其中多变指数满足:

$$\frac{n-1}{n} = \frac{\eta_{n\lambda}(r-1)}{r} \quad (12)$$

第 i 级透平做功功率为:

$$P_{i\lambda} = c_{p\text{ air}} m_{t\text{ air}} T_{i\lambda in} (1 - 1 / \beta_{i\lambda}^{\frac{n-1}{n}}) \quad (13)$$

根据级的对应性,第 i 级的透平出口压力等于第 $N+1-i$ 级压缩机入口压力,即:

$$P_{i\lambda out} = P_{N+1-i\epsilon in} \quad (14)$$

第 $i-1$ 级透平出口到第 i 级透平入口的高压空气经过透平再热器有压降 $\Delta p_{i\text{ heat}}$ 则 [14]:

$$P_{i\lambda in} = P_{i-1\lambda out} - \Delta p_{i\text{ heat}} \quad (15)$$

$$\Delta p_{i\text{ heat}} = (0.0083\epsilon / (1-\epsilon)) P_{i-1\lambda out} \quad (16)$$

定义第 i 级透平表征膨胀比 $\beta_{i\lambda}^*$ 为:

$$\beta_{i\lambda}^* = \frac{P_{i-1\lambda out}}{P_{i\lambda out}} \quad (17)$$

因此,总膨胀比为:

$$\beta_{tol\lambda} = \prod_{i=1}^N \beta_{i\lambda}^* = \beta_{tol\epsilon} \quad (18)$$

将式(15)和式(16)代入式(17)得:

$$\beta_{i\lambda}^* = \frac{\beta_{i\lambda}}{(1 - 0.0083\epsilon / (1-\epsilon))} \quad (19)$$

根据表征压比和表征膨胀比的定义和式(14)得:

$$\beta_{i\lambda}^* = \beta_{N+1-i\epsilon}^* \quad (20)$$

由式(9)、式(19)、式(20)得:

$$\beta_{i\lambda} = \beta_{N+1-i\epsilon} (1 - 0.0083\epsilon / (1-\epsilon))^2 \quad (21)$$

即当换热器效能不变时,对应透平的膨胀比与压缩机的压比成正比关系。

2.3 蓄热/换热单元

换热器效能为:

$$\epsilon = \frac{c_{p\text{ air}} m_{\text{air}} |T_{\text{out air}} - T_{\text{in air}}|}{(c_p m)_{\text{min}} |T_{\text{in air}} - T_{\text{in w}}|} = \frac{c_{p\text{ w}} m_{\text{w}} |T_{\text{out w}} - T_{\text{in w}}|}{(c_p m)_{\text{min}} |T_{\text{in air}} - T_{\text{in w}}|} \quad (22)$$

本研究取:

$$z = \frac{(c_p m)_{\text{min}}}{(c_p m)_{\text{max}}} \quad (23)$$

则,换热器效能为:

$$\epsilon = \frac{|T_{\text{out air}} - T_{\text{in air}}|}{|T_{\text{in air}} - T_{\text{in w}}|} = \frac{|T_{\text{out w}} - T_{\text{in w}}|}{|T_{\text{in air}} - T_{\text{in w}}|} \quad (24)$$

根据效能的定义,可计算各换热器的出口温度。

压缩机侧的第 i 级压缩机间冷却器空气出口温度为:

$$T_{i+1\epsilon in} = T_{i\epsilon out} - \epsilon(T_{i\epsilon out} - T_{i\text{ w in cool}}) \quad (25)$$

因为各级冷水温度均为 T_0 ,因此上式变为:

$$T_{i+1\epsilon in} = (1-\epsilon)T_{i\epsilon out} + \epsilon T_0 \quad (26)$$

压缩机侧第 i 级压缩机间冷却器中冷水经加热后温度为:

$$T_{i\text{ w out cool}} = \epsilon T_{i\epsilon out} + (1-\epsilon)T_0 \quad (27)$$

透平侧的第 i 级透平再热器空气出口温度:

$$T_{i\lambda in} = \epsilon T_{N+1-i\text{ w out cool}} + (1-\epsilon)T_{i-1\lambda out} \quad (28)$$

2.4 系统效率

压缩机总耗功率和透平总输出功率为:

$$P_c = \sum_{i=1}^N P_{i\epsilon} \quad (29)$$

$$P_t = \sum_{i=1}^N P_{i\lambda} \quad (30)$$

因此,系统效率为:

$$\eta = \frac{P_t t_{\text{dis}}}{P_c t_{\text{cha}}} = \frac{\sum_{i=1}^N c_{p\text{ air}} m_{t\text{ air}} t_{\text{dis}} T_{i\lambda in} (1 - 1 / \beta_{i\lambda}^{\frac{n-1}{n}})}{\sum_{i=1}^N c_{p\text{ air}} m_{c\text{ air}} t_{\text{cha}} T_{i\epsilon in} (\beta_{i\epsilon}^{\frac{n-1}{n}} - 1)}$$

$$\begin{aligned}
 &= \frac{\sum_{i=1}^N T_{i, \text{in}} (1 - 1/\beta_{i, \text{c}}^{n-1})}{\sum_{i=1}^N T_{i, \text{in}} (\beta_{i, \text{c}}^{n-1} - 1)} \\
 &= f(\beta_{i, \text{c}}, N, \varepsilon) \tag{31}
 \end{aligned}$$

2.5 系统的热损失

压缩机侧第 i 级单位时间的蓄热量为:

$$\begin{aligned}
 q_{i, \text{cool}} &= c_{p, \text{air}} m_{c, \text{air}} (T_{i, \text{c, out}} - T_{i+1, \text{c, in}}) \\
 &= \varepsilon c_{p, \text{air}} m_{c, \text{air}} (T_{i, \text{c, out}} - T_0) \tag{32}
 \end{aligned}$$

透平侧第 $N + 1 - i$ 级单位时间热水释放的热量:

$$\begin{aligned}
 q_{N+1-i, \text{heat}} &= c_{p, \text{air}} m_{t, \text{air}} (T_{N+1-i, \text{t, in}} - T_{N-i, \text{t, out}}) \\
 &= \varepsilon c_{p, \text{air}} m_{t, \text{air}} (T_{i, \text{t, out, cool}} - T_{N-i, \text{t, out}}) \tag{33}
 \end{aligned}$$

蓄热/换热单元中散热器的散热损失为:

$$\Delta Q = \sum_{i=1}^N (q_{i, \text{cool}} t_{\text{cha}} - q_{N+1-i, \text{heat}} t_{\text{dis}}) \tag{34}$$

储气室前散热器入口空气温度为:

$$T_{\text{in, aftercool}} = (1 - \varepsilon) T_{N, \text{c, out}} + \varepsilon T_0 \tag{35}$$

储气室前散热器的散热量:

$$Q_{\text{aftercool}} = c_{p, \text{air}} m_{c, \text{air}} t_{\text{cha}} (T_{\text{in, aftercool}} - T_0) \tag{36}$$

系统中总散热损失为:

$$Q_{\text{tol}} = Q_{\text{aftercool}} + \Delta Q \tag{37}$$

3 系统的热力性能分析

由系统热力学模型可知,系统的效率主要由压缩机与透平的级数 N 、压缩机每级压比(或总压比与压比分配)、换热器效能等决定。采用 MATLAB 软件进行数值模拟,分析不同变量对系统效率的影响。基本参数选取如表 1 所示。

表 1 系统基本参数

Tab. 1 Basic parameters of the system

	数值
环境温度 /K	298
总压比	70 - 150
级数	3 - 8
换热器效能	0.7/0.8/0.9
系统功率 /MW	10
发电时间 /h	6

3.1 压缩机总压比和级数对系统效率的影响

图 2 为压缩机各级压比相等,且换热器效能等于 0.7、0.8 和 0.9 时,系统效率随压缩机级数和总压比的变化规律。由图可知,换热器效能不同时,系

统效率随压缩机总压比和级数的变化的趋势不同。

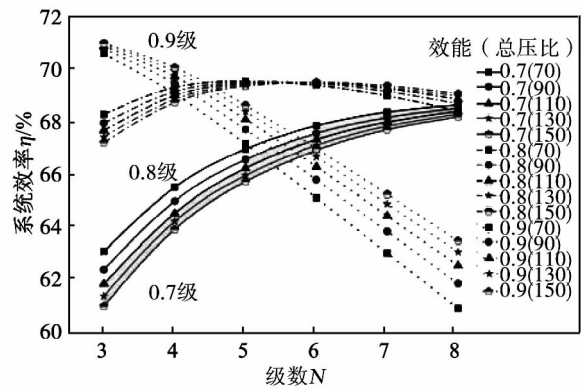


图 2 系统效率随总压比和级数的变化

Fig. 2 Changes of the system efficiency with the overall pressure ratio and the number of stages

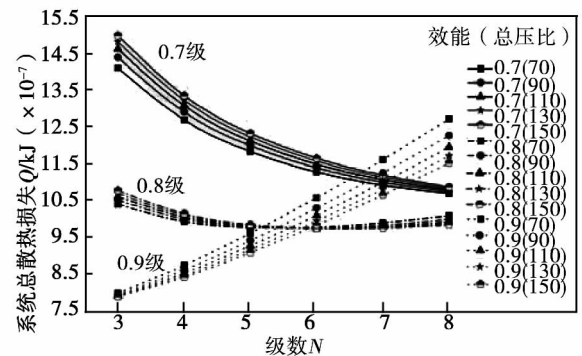


图 3 系统总散热损失随总压比和级数的变化

Fig. 3 Changes of the total heat dispersion loss of the system with the overall pressure ratio and the number of stages

在换热器效能等于 0.7 情况下,总压比一定时,系统效率随级数的增加而增加,如当总压比为 70 时,级数从 3 到 8 级时,系统效率从 63.1% 增加到 68.8%,当总压比为 150 时,级数从 3 级到 8 级时,系统效率从 61.0% 增加到 68.3%;压缩机级数一定时,总压比越大,效率越低;当压缩机级数越大时,总压比对系统效率影响越小,如当压缩机级数等于 3 时,压比为 70 系统效率比压比为 150 的高 2.1 个百分点,而当级数等于 8 级时,前者比后者仅高 0.5 个百分点。其原因如图 3 所示,当总压比一定时,系统总散热损失随级数的增加而减小,当压缩机级数一定时,总散热损失随总压比的增大而增大,当压缩机级数增加时,总压比对系统总散热损失的影响变小。

在换热器效能等于 0.8 情况下,总压比一定时,

系统效率随级数先增大后减小,系统的最佳效率出现在级数为 5 或 6 时,如当总压比为 70 时,级数为 3、5、6、8 的系统效率分别为 68.4%、69.7%、69.5%、68.5%,当总压比为 150 时,级数为 3、5、6、8 的系统效率分别为 67.3%、69.5%、69.6%、69.2%;当级数不大于 5 且为定值时,系统效率随总压比的增大而减小,当级数大于 5 且为定值时,系统效率随总压比增大而增大;当压缩机级数越偏离级数 5 和 6 时,系统效率受总压比的影响越明显,如当级数为 5 和 6 时,压比为 70 和 150 两系统效率分别相差 0.2 和 -0.1 个百分点,而在级数为 3 和 8 时,这两个系统效率分别相差 1.1 和 -0.7 个百分点。其原因如图 3 所示,当总压比一定时,系统总散热损失随级数的增加先减小后增加,极小值也出现在级数为 5 或 6 处,当级数不大于 5 且为定值时,系统总散热损失随总压比的增大而增大,当级数大于 5 且为定值时,系统总散热损失随总压比增大而减小,当级数越偏离级数 5 和 6 时,系统总散热损失受总压比的影响越明显。

在换热器效能等于 0.9 情况下,总压比一定时,系统效率随级数的增加而减小,如当总压比为 70 时,级数从 3 级到 8 级时,系统效率从 70.7% 减小到 61.0%,当总压比为 150 时,级数从 3 级到 8 级时,系统效率从 71.1% 减小到 63.5%;级数一定时,系统效率随总压比的增大而增大;级数较高时,系统效率受总压比的影响较大,如当级数为 3 和 8 时,压比为 70 和 150 的两系统效率相差 0.4 和 2.5 个百分点。其原因如图 3 所示,当总压比一定时,系统总散热损失随级数的增加而增加,当级数一定时,系统总散热损失随总压比的增大而减小,且在级数较高时,系统总散热损失受总压比的影响较大。

比较效能为 0.7、0.8、0.9 时系统效率和总散热损失随总压比、级数的变化可以看出:在效能为 0.7 和 0.9 时,系统效率和总散热损失随级数的变化很大,而效能为 0.8 时,系统效率和总散热损失随级数的变化较小,如图 3 所示。且在 3 种效能下,相比于级数对系统效率和总散热损失的影响,总压比对系统效率和总散热损失的影响较小。

3.2 换热器效能对系统效率的影响

图 4 为压缩机各级压比相等时系统效率随换热器效能的变化情况。由图可知:当压缩机级数为 3 时,系统效率随换热器效能增加而增加,而当级数为 8 时,系统效率随换热器效能增加先增加后减小。

这是因为换热器效能增加时可有有效回收压缩热,但同时也增加了换热压损,这对系统效率具有相反的影响。当压缩机级数小时,随效能增加回收的压缩热对系统效率的提升(前者)大于压损对效率的减弱(后者);当级数大时,随效能增加前者先大于后者,然后又小于后者。

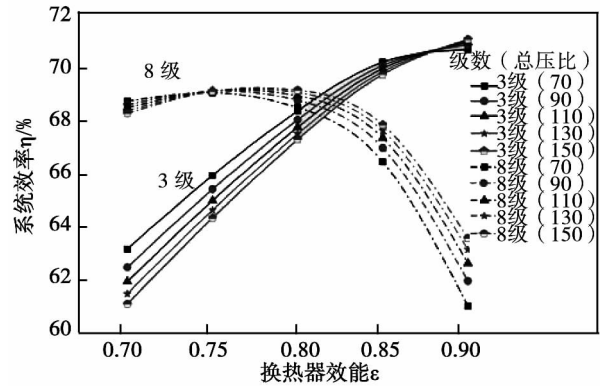


图 4 系统效率随换热器效能的变化

Fig. 4 Changes of the system efficiency with the efficacy of the heat exchanger

3.3 压力分配对系统效率的影响

图 5 为换热器效能、压缩机总压比和级数为常数时,以效率最大为目标,对压比分配进行优化。图中共选取 27 组数据:换热器效能取 0.7、0.8 和 0.9,级数取 4、5 和 6,总压比取 70、110 和 150。与图 2 对比可知,压力分配优化后和等压比分配的系统效率随压缩机总压比和级数的变化趋势相同。

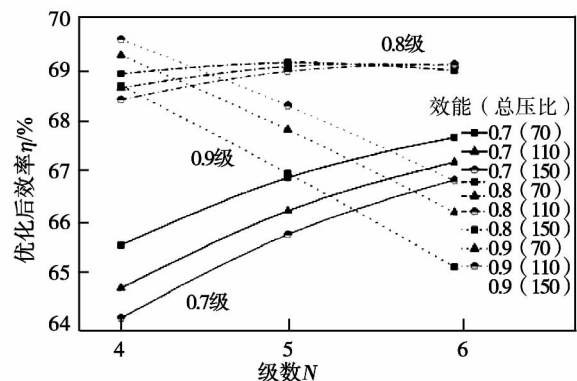


图 5 压力分配优化后的系统效率

Fig. 5 Efficiency of the system after the pressure distribution had been optimized

表 2 为优化后的压比分配情况和较等压比时(同样的效能、总压比和级数)系统效率的增加值,

当换热器效能为 0.7 时,首级压比最高,中间几级压比区别不大,末级压比略有提高,当效能是 0.8 时,首级压比较高,其与压比区别不大,当效能是 0.9 时,末级压比较低,其余各级压比区别不大。这是因为效能较低和较高两种情况下系统的总热损失趋势不同。

各级压比优化分配后系统效率较等压比分配时

的系统效率提高很小,如当效能为 0.7 时,效率提高 0.1 个百分点左右;当效能 0.8 时,效率提高 0.02 个百分点左右;当效能为 0.9 时,效率基本没有提高,因此在一般情况下,等压比分配时系统效率非常接近最优结果,在工程应用中可采用等压比分配这种设计。

表 2 优化后的压比分配和系统效率增加值

Tab. 2 Pressure distribution and increase in the efficiency of the system after the optimization

效能(总压比)	级数						较等压比时的效率增加值/%	
	1	2	3	4	5	6		
$\epsilon = 0.7$	70	3.5543	2.6916	2.6525	2.9829	/	/	0.08
	110	4.0237	3.0055	2.9517	3.3324	/	/	0.13
	110	2.6998	2.1293	2.0856	2.0862	2.1121	2.3413	0.08
$\epsilon = 0.8$	70	3.3183	2.8592	2.8396	2.9741	/	/	0.02
	110	3.7314	3.1972	3.1708	3.3285	/	/	0.02
	110	2.5156	2.2134	2.1891	2.1898	2.205	2.2888	0.02
$\epsilon = 0.9$	70	3.1093	3.1976	3.2019	2.9997	/	/	0
	110	3.49	3.5596	3.564	3.3893	/	/	0
	110	2.2406	2.4534	2.5086	2.511	2.4483	2.0674	0

4 结 论

为了满足电力系统对储能的迫切需求,针对传统 CAES 和滑压运行的 AA-CAES 系统存在问题,全面地分析了定压运行的 AA-CAES 系统的热力特性。

(1) 建立定压运行的 AA-CAES 系统热力特性模型,分析了系统效率与换热器效能、压缩机压比、级数和压比分配的关联关系。

(2) 系统效率受压缩机总压比和级数影响较大,且换热器效能取不同值时,系统效率随总压比和级数变化呈现出不同的趋势。当效能等于 0.7 时,系统效率随级数的增加和总压比的减小而提高;当效能等于 0.9 时,系统效率随级数的减小和总压比的增大而提高;相对于效能等于 0.7 和 0.9 的情况,效能等于 0.8 时的系统效率受级数和总压比的影响较小。

(3) 系统效率受换热器效能影响较大,且压缩机级数不同时,系统效率随效能变化趋势不同。级数为 3 时,系统效率随换热器效能增加而增加,而级数为 8 时,随换热器效能增加系统效率先增加后减小。

(4) 压缩机各级压比优化分配可改善系统性能,但相比于等压比分配时的系统效率提高很小,一般工程情况下等压比分配可近似认为最优压比分配方案。

参考文献:

[1] Chen H ,Cong T N ,Yang W ,et al. Progress in electrical energy storage system: A critical review [J]. Progress in Natural Science , 2009 ,19(3) : 291 - 312.

[2] Arsie I ,Marano V ,Nappi G ,et al. A model of a hybrid power plant with wind turbines and compressed air energy storage [C]//In Proc. of ASME Power Conference ,Chicago ,Illinois(USA) 2005.

[3] Lund H ,Salgi G ,Elmegaard B ,et al. Optimal operation strategies of compressed air energy storage(CAES) on electricity spot markets with fluctuating prices [J]. Appl Therm Eng ,2009 ,29(5) : 799 - 806.

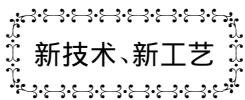
[4] Cavallo A. Controllable and affordable utility-scale electricity from intermittent wind resources and compressed air energy storage (CAES) [J]. Energy 2007 ,32(2) : 120 - 127.

[5] Grazzini G ,Milazzo A. A thermodynamic analysis of multistage adiabatic CAES [J]. Proceedings of the IEEE ,2012 ,100(2) : 461 - 472.

[6] Pickard W F ,Hansing N J ,Shen A Q. Can large-scale advanced-adiabatic compressed air energy storage be justified economically in an age of sustainable energy [J]. Journal of Renewable and Sus-

- tainable Energy 2009 ,1 033102.
- [7] Bullough C ,Gatzen C ,Jakiel C ,et al. Advanced adiabatic compressed air energy storage for the integration of wind energy[C]//In Proceedings of the European Wind Energy Conference EWEC 2004.
- [8] Grazzini G ,Milazzo A. Thermodynamic analysis of CAES/TES systems for renewable energy plants[J]. Renewable Energy 2008 ,33 (9) : 1998 - 2006.
- [9] Arnulfi G L ,Marini M. Performance of a water compensated compressed air energy storage system[C]//Berlin: ABME 2008.
- [10] Nielsen L ,Leithner R. Modelling and dynamic simulation of an underground cavern for operation in an innovative compressed air energy storage plant[C]//In 5th International Conference on Energy ,Environment ,Ecosystems and Sustainable Development (EEESD09) 2009.
- [11] Kim Y ,Shin D ,Favrat D. Operating characteristics of constant-pressure compressed air energy storage(CAES) system combined with pumped hydro storage based on energy and exergy analysis [J]. Energy 2011 ,36(10) : 6220 - 6233.
- [12] 沈维道 ,蒋智敏 ,童钧耕 ,等. 工程热力学[M]. 北京: 高等教育出版社 2001.
- [13] SHEN Wei-dao ,JIANG Zhi-min ,TONG Jun-geng ,et al. Engineering Thermodynamics [M]. Beijing: Higher Education Press 2001.
- [14] Korakianitis T ,Wilson D. Models for predicting the performance of Brayton-cycle engines[J]. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power ,1994 ,116(2) : 381 - 388.
- [15] Jubeh N M ,Najjar Y S H. Green solution for power generation by adoption of adiabatic CAES system[J]. Appl Therm Eng ,2012 (44) : 85 - 89.
- [16] Milazzo A. Optimization of the configuration in a CAES- TES system[J]. 2008.

(陈 滨 编辑)



程氏循环以较少的投资达到联合循环的效率

据《Gas Turbine World》2013 年 3 - 4 月刊报道 ,快速全负荷启动特性使程氏循环(蒸汽回注式燃气轮机) 装置理想地适用于作为支持风能和太阳能装置的可回收的能量备用。

程氏循环能以比围绕同样型号燃气轮机设计的任何联合循环装置更低的费用生产更多的电力。这两种循环都是根据回收并利用燃气轮机排气内废弃的能量 ,以便改进性能。程氏循环与联合循环的不同之处在于它不是通过独立的汽轮机发电机 ,而是直接和更有效地使能量再循环被利用。

可比较的装置现场要求、转换的费用和性能:

- 装置现场

联合循环需要程氏循环装置 3 倍的土地和 2 倍的水。

- 转换的费用

给简单循环 LM6000PC 燃气轮机改装加入程氏循环装置估计约需要 1 500 万美元 ,而转换成联合循环却需要 3 300 万美元。

- 输出功率

程氏循环有潜力使简单循环燃气轮机输出功率增加 70% 并使热耗率减少 40% 。

(吉桂明 摘译)

Parabolic Collector) light concentration and heat collector based on the trough type heat accumulation device with the factors influencing the optic efficiency being analyzed. Based on the energy conservation theory ,a simplified light-heat transformation model for the collector was established and an experimental study was performed. It has been found that the maximal optic efficiency and heat accumulation efficiency of the multi-trough type CPC light concentration and heat collector can hit 69.46% and 50.58% respectively ,the average heat accumulation efficiency being 41.14% and the heat conduction oil temperature inside the vacuum tubes being 197 °C. The collector has a good light concentration and heat accumulation performance ,applicable for solar energy medium temperature heat accumulation domains. **Key words:** multi-trough type CPC light concentration and heat collector ,optic efficiency , heat accumulation efficiency ,performance study

一种定压运行 AA-CAES 的系统效率分析 = **Analysis of the Efficiency of a AA-CAES System Operating at a Constant Pressure** [刊 ,汉] GUO Huan ,XU Jian ,CHEN Hai-sheng ,et al(Engineering Thermophysics Research Institute ,Chinese Academy of Sciences ,Beijing ,China ,Post Code: 100190) //Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. -2013 28(5) . -540 ~ 546

In the light of such problems as the dependence of the traditional CAES(compressed air energy storage) systems on fossil fuels and a large off-design operation range and a low efficiency of the AA-CAES(advanced adiabatic compressed air energy storage) systems when they are operating at sliding pressures ,analyzed in a comprehensive way was the thermal performance of an AA-CAES system operating at a constant pressure and established were each unit modules of and a thermodynamic model for the system. By making use of the software MATLAB ,a numerical simulation was performed with the characteristics governing the influence of the efficiency of the heat exchangers ,total pressure ratio ,number of stages and pressure ratio distribution of the compressor on the efficiency of the system being revealed. The authors have arrived at a conclusion from an analysis that when the efficiency of the heat exchangers equals to 0.7 ,0.8 and 0.9 respectively ,the efficiency of the system assumes a different variation tendency with the total pressure and number of stages. When the total pressure ratio is constant ,the efficiency of the system exhibits a different variation tendency with the efficiency of the heat exchangers and number of stages. When the efficiency of the heat exchangers ,total pressure ratio and number of stages are constant ,the pressure ratio distribution basically has no influence on the efficiency of the system and there exists an optimum efficiency matching relationship among various parameters of the system. **Key words:** compressed air energy storage ,adiabatic compressed air energy storage ,system modeling ,constant pressure operation ,efficiency analysis