

带压缩空气储能的冷热电联产系统的分析

尹建国, 傅秦生, 郭晓坤, 郭新生

(西安交通大学 能源与动力工程学院, 陕西 西安 710049)

摘 要: 对一种带压缩空气储能的冷热电联产系统进行了热力学分析, 得到了各主要部件和整个系统的损失及效率的变化规律。分析结果表明: 空气透平绝热效率的提高对系统效率的贡献大于压缩机效率同样提高的功效; 在其它参数确定时, 存在最佳压比, 可使系统的效率在该条件下达极值; 高温换热器是新型冷热电联产系统中产生损失的主要部件, 而循环水量的大小是影响高温换热器效率的主要因素。

关 键 词: 分析; 压缩空气储能; 空气透平

中图分类号: TK123 文献标识码: A

1 前 言

一种新型带压缩空气储能的冷热电联产系统工作原理及流程见图 1^[1]。在储能过程中, 电动机与压缩机相连, 富裕电力带动压缩机产生高压空气, 同时所产生的热量以对外提供热水的形式被利用; 用电高峰期时, 发电机与空气透平相连, 压缩空气在空

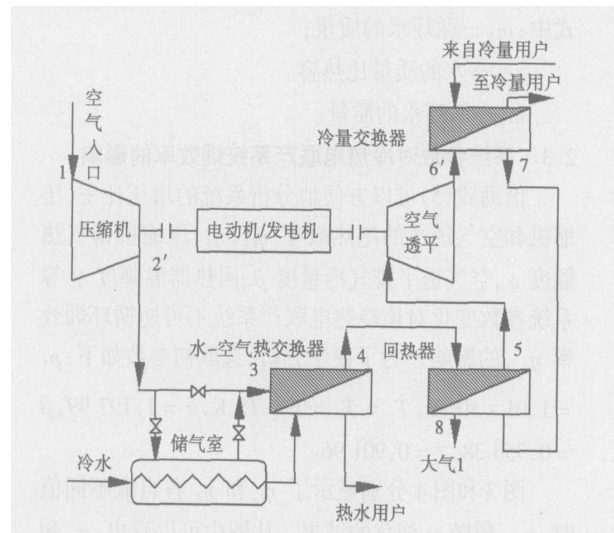


图 1 带压缩空气储能的冷热电联产系统

气透平中膨胀做功, 带动发电机输出电能, 同时对外输出冷量。此外, 系统中还采用了回热技术, 使得压缩空气进入透平前被冷却, 进而在透平出口处获得了更低的温度。该系统不仅实现了冷热电联产, 而且减少了对环境的污染排放。该带压缩空气储能的冷热电联产系统比常规的压缩空气储能系统能量转换率有较大的提高^[2-3]。

对带压缩空气储能的冷热电联产系统在能量分析的基础上进行了热力学分析, 从而得到一些有益的结论。

2 热力学的分析

新型冷热电联产系统热力循环的 $T-S$ 图如图 2 所示。

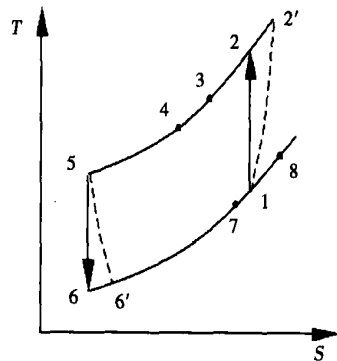


图 2 带压缩空气储能的冷热电联产系统循环

在该循环中, 绝热的压缩和膨胀过程分别为 1-2' 和 5-6'。热量交换器和冷量交换器的传热过程分别为 2'-4 和 6'-7。

为了便于对该系统进行焓分析,现作如下假设和定义^[4]:空气为理想气体,常物性,比定压热容 c_p 为定值,绝热指数为 κ ;系统的增压比为 $\pi = p_2/p_1 = p_5/p_6$;压缩机和空气透平的绝热效率分别为 η_{c_s} 、 η_T ;压缩机排气热能度 $\alpha = T_4/T_1$;空气透平排气冷量度 $\beta = T_7/T_1$;回热器温降度为 $\gamma = T_3/T_4$;考虑压缩机和空气透平的粘性摩擦损失,忽略换热器中的流动阻力损失。

用焓分析法来分析该冷热电联产系统,可以很好地分析系统的焓效率、各部件的焓损失,从而为系统的优化设计提供依据。

系统的焓效率为^[5]:

$$\eta_{e_s} = E_{x, \text{gain}} / E_{x, \text{pay}} \quad (1)$$

式中: $E_{x, \text{gain}}$ —系统的收益焓;

$E_{x, \text{pay}}$ —系统的耗费焓。

2.1 冷热电联产系统的焓效率

在整个循环过程中,系统消耗的有效能为压缩机消耗的电能,系统对外输出的有效能包括:透平产出的机械功、通过热交换器提供给热量用户的热量焓以及冷量用户的冷量焓。

为了便于方便直观地研究系统的焓效率,这里对热交换器和冷量交换器分别引入能级的概念,即:

$$\Omega = E_x / E \quad (2)$$

式中: E —总能量;

E_x —总能量中的焓。

因此可分别得到热交换器的能级 Ω_R 和冷量交换器的能级 Ω_L 如下:

$$\Omega_R = \frac{e_x}{e} = \frac{e_{x,2'} - e_{x,4}}{h_{2'} - h_4} = 1 - \frac{\ln(A + \alpha) - \ln \alpha}{A} \quad (3)$$

$$\Omega_L = \frac{e_x}{e} = \frac{e_{x,7} - e_{x,6}}{h_7 - h_6} = 1 - \frac{\ln(B + \beta) - \ln \beta}{B} \quad (4)$$

其中: $A = \frac{\pi^{(\kappa-1)/\kappa} - 1}{\eta_{c_s}} + 1 - \alpha$;

$B = \alpha \gamma [1 - \eta_T (1 - \pi^{(1-\kappa)/\kappa})] - \beta$ 。

利用以上能级的概念可得到冷热电联产系统的焓效率为:

$$\begin{aligned} \eta_{e_{s,s}} &= e_{x, \text{gain}} / e_{x, \text{pay}} \\ &= \frac{(h_5 - h_{6'}) + \Omega_R (h_{2'} - h_4) + \Omega_L (h_7 - h_6)}{h_{2'} - h_1} \\ &= \frac{A - \ln\left(\frac{A + \alpha}{\alpha}\right) + \alpha \gamma - \beta - \ln\left(\frac{B + \beta}{\beta}\right)}{A + \alpha - 1} \end{aligned} \quad (5)$$

2.2 冷热电联产系统各部分的焓损失

为了找出造成储能系统焓损失的主要部件,根据各部分的特点及分析的需要,将整个系统分成 4 个小的系统:(1)压缩机;(2)空气透平;(3)热量交换器;(4)冷量交换器。将焓平衡方程分别应用于这 4 个系统中,便可分别得出它们的焓损失。为了便于分析,假定系统中的循环空气为单位质量。

在储能系统中,热交换器和冷量交换器中分别以循环水作为热量和冷量载体把压缩空气的热量和冷量供给外界用户。假定循环水的入口温度与环境温度相同,对 4 个系统分别建立焓平衡模型,并对模型进行焓平衡计算和分析,可以得到它们的损失如下:

(1) 压缩机焓损失:

$$\begin{aligned} e_{l,c} &= w_c - (e_{x,2'} - e_{x,1}) - T_0 (s_{2'} - s_1) \\ &= T_0 [c_p \ln(A + \alpha) - R_g \ln \pi] \end{aligned} \quad (6)$$

(2) 空气透平焓损失:

$$\begin{aligned} e_{l,T} &= (e_{x,5} - e_{x,6'}) - w_T = T_0 (s_{6'} - s_5) \\ &= T_0 \left\{ c_p \ln \left[\frac{B + \beta}{\alpha \gamma} \right] + R_g \ln \pi \right\} \end{aligned} \quad (7)$$

(3) 热量交换器焓损失:

$$\begin{aligned} e_{l,R} &= m_R T_0 c_w \ln \left(\frac{c_p}{m_R c_w} A + 1 \right) - \\ &T_0 c_p \ln \left(\frac{A + \alpha}{\alpha} \right) \end{aligned} \quad (8)$$

(4) 冷量交换器焓损失:

$$\begin{aligned} e_{l,L} &= m_L T_0 c_w \ln \left(1 + \frac{c_p}{m_L c_w} B \right) - \\ &T_0 c_p \ln \left(\frac{B + \beta}{\beta} \right) \end{aligned} \quad (9)$$

式中: m_R —循环水的质量;

c_w —水的质量比热容。

m_L —循环水的质量。

2.3 系统参数对冷热电联产系统焓效率的影响

借助式(5)可以方便地分析系统的增压比 π ,压缩机和空气透平的绝热效率 η_{c_s} 、 η_T ,压缩机排气热能度 α 、空气透平排气冷量度 β 、回热器温降度 γ 等系统参数变化对该冷热电联产系统不可逆循环焓效率 $\eta_{e_{s,s}}$ 的影响。为了便于分析,选取初参数如下: $p_1 = 1.01 \times 10^5 \text{ Pa}$, $T_1 = T_0 = 298.15 \text{ K}$, $\alpha = 1.19799$, $\beta = 0.95638$, $\gamma = 0.90196$ 。

图 3 和图 4 分别显示了 η_{c_s} 和 η_T 各自取不同值时, $\eta_{e_{s,s}}$ 值随 π 变化的结果。从图中可以看出, η_{c_s} 和 η_T 的提高都能使系统的焓效率增加,但 η_T 的效果更加明显。例如, $\pi = 3$, $\eta_T = 0.84$, η_{c_s} 由 0.78 增加至 0.82, $\eta_{e_{s,s}}$ 提高 2.53%, 而同样压比下, $\eta_{c_s} = 0.82$ 时,

η_T 由 0.80 增加至 0.84, $\eta_{e, is}$ 提高 3.35%。当 η_{cs} 、 η_T 、 α 、 β 、 γ 值确定时, 存在最佳压比 π_{opt} , 其值在 2~3 之间, 且随着 η_T 和 η_{cs} 的减小而有所增大。

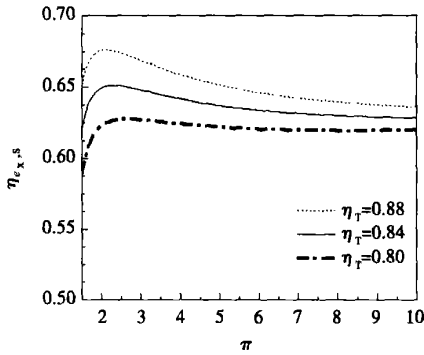


图 3 $\eta_{cs} = 0.82$ 时, 压比对系统焓的影响

冷量交换器的出口空气温度 t_7 会影响系统对外提供的冷量焓及其温度。同样, t_7 变化时会引起空气透平排气冷量度 β 和冷量交换器的能级 Ω_L 的变化。 β 对系统焓效率的影响见图 6。

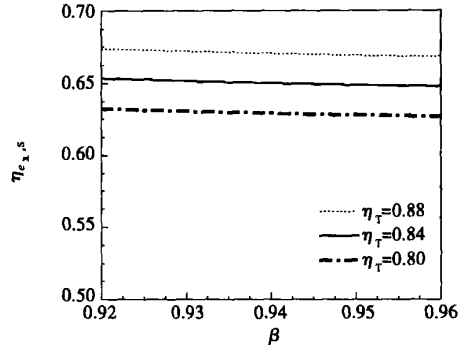


图 6 β 对冷热电联产系统焓效率的影响 ($\eta_{cs} = 0.82, \pi = 3$)

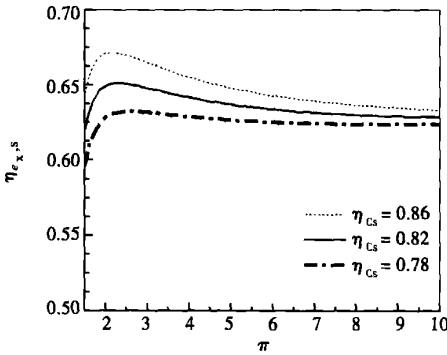


图 4 $\eta_T = 0.84$ 时, 压比对系统焓效率的影响

水-空气热交换器的出口空气温度 t_4 变化时, 会引起压缩机的排气热温度 α 和热量交换器的能级系数 Ω_R 发生相应的变化。 α 对带压缩空气储能的冷热电联产系统不可逆循环焓效率的影响见图 5。

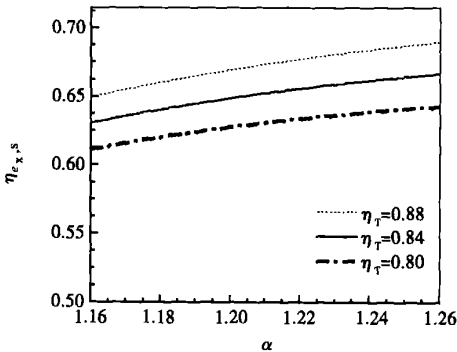


图 5 α 对冷热电联产系统焓效率的影响 ($\eta_{cs} = 0.82, \pi = 3$)

2.4 冷热电联产系统各部件焓损失的比较

利用式(6)~式(9)可以比较冷热电联产系统中 4 个主要部分的焓损失的大小, 找出其中造成系统焓损失的主要部件, 为系统的优化和改进设计指明方向。

图 7 示出了系统中的各项焓损失, 其中 e_i 为系统总的焓损失。从图中可以知道, 随着增压比的增大, 系统各部件的焓损失都在增加, 但当 π 值在不同的范围内时, 造成系统焓损失的主要部件并不相同。当 $\pi < 8$ 时, $e_{i, L} < 13.9 \text{ kJ/kg}$, 不到系统焓损失的 11%; 当 $\pi > 4$ 时, $e_{i, L}$ 在系统焓损失中所占的比例最大, 在 π 值的可取范围内都可认为热量交换器的焓损失 $e_{i, R}$ 是造成系统焓损失的主要部分。

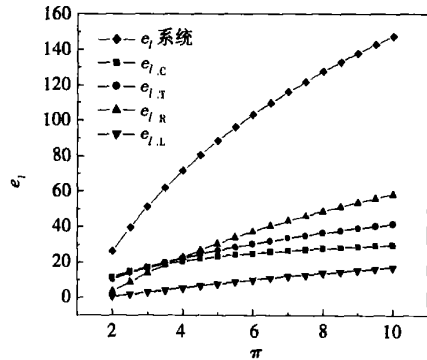


图 7 冷热电联产系统的各项焓损失

图 8 为热量交换器的焓效率在循环水量和压缩

机绝热效率不变的条件下随增压比的变化情况。从图中可以看出随着 η_{cs} 的降低, $\eta_{e_x,R}$ 有所增加, 但增加量十分有限; 而 $\eta_{e_x,R}$ 随 m_R 的减少而增加的值就十分可观, 故循环水量的大小是影响热量换热器焓效率的主要因素。而且随着循环水量的减少, 焓效率增大的幅度越来越大, 例如, $\pi = 3$, m_R 由 0.7 减少到 0.5, $\eta_{e_x,R}$ 提高 35.29%, 而 m_R 由 0.5 减少到 0.3, $\eta_{e_x,R}$ 提高 60.87%。这是因为在换热量相同的情况下, 减小 m_R , 能使循环水从水-空气热交换器

的绝热效率都能提高系统的焓效率, 但增加透平的绝热效率获得的效果更加明显; 当压缩机和透平绝热效率及循环各点温度确定后, 存在最佳压比 π_{opt} , 可使该条件下系统的焓效率达极值, 该最佳压比在 2~3 之间。

(2) 在造成带压缩空气储能的冷热电联产系统焓损失的 4 个主要部件中, 热量交换器是造成系统焓损失的主要因素。降低压缩机绝热效率和减少热量换热器的循环水量都可以提高其焓效率, 但相对而言, 减少热量换热器的循环水量使热量换热器焓效率的提高更加明显。

参考文献:

- [1] 郭新生, 傅秦生, 赵知辛, 等. 电热冷联产的新压缩空气蓄能系统[J]. 热能动力工程, 2005, 20(2): 170-173.
- [2] 李哲光. 压缩空气蓄能发电最新动向[J]. 电器工业, 2002, 3(11): 47.
- [3] YOUSEF NAJIARS H, MAHMOUD S ZAAMOUT. Performance analysis of compressed air energy storage (CAES) plant for dry regions[J]. Energy Conversion & Management, 1998, 39(15): 1503-1511.
- [4] 郭中纬, 朱瑞琪. 冷热电联供的空气制冷不可逆循环分析[A]. 中国工程热物理学会 2003 学术会议论文集(工程热力学与能源利用)[C]. 北京: 中国工程热物理学会, 2003. 492-497.
- [5] 赵冠春, 钱立伦. 分析及其应用[M]. 北京: 高等教育出版社, 1984.

(渠 源 编 辑)

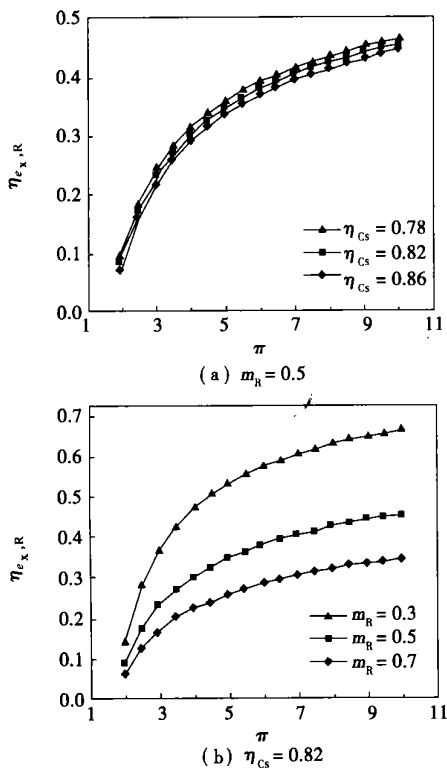


图 8 增压比对热量换热器焓效率的影响

吸收热量所产生的温差增大, 从而使循环水可向热量用户提供更多的热量焓, 进而增大了热量换热器的焓效率。

3 结 论

(1) 在引入热量交换器和冷量交换器能级系数的基础上, 对带压缩空气储能的冷热电联产系统的焓效率进行了分析。可以发现: 增加压缩机和透平

书 讯

科学方法论
—系统方法论

本书主要介绍了系统方法论, 主要分以下章节: 系统科学总论、系统与系统理论、系统方法与系统论的应用、系统工程、信息论、控制论、耗散结构理论、协同论和突变论。全书主要介绍了系统科学在实际生产和生活中的应用, 提出了用系统的方法去分析和解决问题, 具有一定的实用性。

读者对象: 高校理工科师生

2006 年 1 月出版

increases. When a certain temperature has been reached, the chemical diffusion exergy will be greater than the physical one. **Key words:** saturator, humid air, exergy analysis, exergy efficiency

带压缩空气储能的冷热电联产系统的分析= **Exergy Analysis of a Cogeneration System with Compressed-air Energy Storage for the Simultaneous Supply of Electric Power, Heat and Cooling Energy**[刊, 汉] / YIN Jian-guo, FU Qin-sheng, GUO Xiao-kun, et al (College of Energy & Power Engineering under the Xi'an Jiaotong University, Xi'an, China, Post Code: 710049) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. — 2006, 21(2). — 193 ~ 196

A thermodynamic exergy analysis was performed for a cogeneration system with compressed-air energy storage for the supply of electricity, heat and cooling energy. As a result, obtained were the exergy losses of various major components and the system as a whole as well as the law governing the change of exergy efficiency. The results of the analysis indicate that an increase in adiabatic efficiency of an air turbine can contribute more to an increase in system exergy efficiency than the same increase in efficiency of a compressor. When other parameters have been fixed, there exists an optimum pressure ratio, under which the exergy efficiency of the system can reach a maximum value. A high-temperature heat exchanger represents a major component causing exergy losses in a new type of cogeneration system for the simultaneous production of electricity, heat and cooling energy while the magnitude of circulating water quantity is a major factor influencing the exergy efficiency of the high-temperature heat exchanger. **Key words:** exergy analysis, compressed-air energy storage, air turbine

基于 $T-S$ 模型的锅炉蒸汽压力系统在线辨识= **Online Identification of a Boiler Steam Pressure System Based on a T-S Model**[刊, 汉] / HAO Wan-jun, CHAI Qing-xuan, HU Lin-xian, et al (College of Astronautics under the Harbin Institute of Technology, Harbin, China, Post Code: 150001), // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. — 2006, 21(2). — 197 ~ 200

A new method for the online identification of the main steam pressure system of a boiler from input-output data is proposed by adopting a T-S (Takagi-Sugeno) model structure. Through the use of a kind of innovative online fuzzy-clustering algorithm and an improved Kalman filter algorithm and by combining a supervised learning method with an unsupervised one online self-adaptation identification by the model has been realized. The model can conduct self-learning during operation and adapt to a very large range of operating conditions as well as the time-variation character of boiler characteristics. The results of simulation have verified the effectiveness of the model-building method put forward by the authors. **Key words:** online identification, fuzzy clustering, Takagi-Sugeno model, Kalman filter, steam pressure

国产 600 MW 机组超临界直流锅炉吹管工艺的研究= **A Study of Steam Purging Techniques for a Chinese-made 600 MW Supercritical Once-through Boiler**[刊, 汉] / GAO Sui-qiang, Huang Lei (Jiangsu Provincial Research Institute of Electric Power Testing, Nanjing, China, Post Code: 210036), WAN Xiao-yan (Nanjing Wiscom Electric Automation Co. Ltd., Nanjing, China, Post Code: 210009) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. — 2006, 21(2). — 201 ~ 204

Drawbacks and advantages of two main kinds of steam purging technique currently employed both at home and abroad for boilers, namely, pressure-reduction and stable-pressure methods, are compared and analyzed. On the first Chinese-made